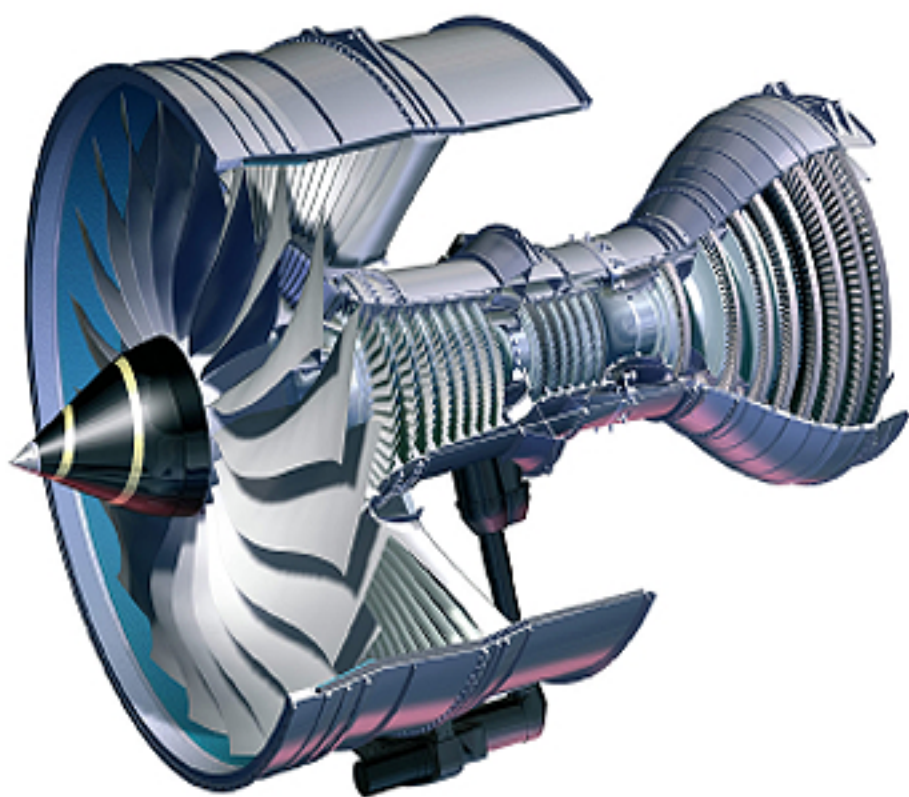


Neumática e Hidráulica

Antonio Creus Solé



Neumática e Hidráulica

Neumática e Hidráulica

Antonio Creus Solé



Título de la obra:

NEUMÁTICA E HIDRÁULICA

Autor:

© Antonio Creus Solé

© Reservados todos los derechos de publicación, reproducción, préstamo, alquiler o cualquier otra forma del uso de este ejemplar de la presente edición española por:

MARCOMBO, S.A. 2007

Gran Vía de les Corts Catalanes, 594

Queda prohibida, salvo excepción prevista en la ley, cualquier forma de reproducción, distribución, comunicación pública y transformación de esta obra sin contar con la autorización de los titulares de la propiedad intelectual. La infracción de los derechos mencionados puede ser constitutiva de delito contra la propiedad intelectual (arts 270 y siguientes. Código Penal). El Centro español de Derechos Reprográficos (www.cedro.org) vela por el respeto de los citados derechos.

Composición y preimpresión:

Carles Parcerisas Civit (3Q Editorial)

ISBN: 84-267-1420-X

Impreso en España

Printed in Spain

D.L.: XXXXX

Índice general

CAPÍTULO 1. GENERALIDADES	9
1.1 Neumática	9
1.2 Hidráulica	11
1.3 Comparación entre neumática, hidráulica, eléctrica y electrónica	13
CAPÍTULO 2. ACTUADORES NEUMÁTICOS	15
2.1 Generalidades	15
2.2 Servomotor neumático	18
2.2.1 Generalidades	18
2.2.2 Fuerzas en el servomotor neumático	20
2.3 Cilindro neumático de movimiento lineal	26
2.3.1 Generalidades	26
2.3.2 Cálculo de los cilindros neumáticos	28
2.3.2.1 Fuerza del cilindro	28
2.3.2.2 Fuerza de carga del cilindro	30
2.3.2.3 Consumo de aire	36
2.3.2.4 Velocidad del pistón y amortiguamiento	39
2.3.3 Cilindro de doble efecto tipo tándem	45
2.3.4 Cilindros de doble efecto multiposición	46
2.3.5 Cilindro neumático guiado	46
2.3.6 Cilindro neumático sin vástago	48
2.3.7 Cilindro neumático de impacto	49
2.3.8 Cilindro neumático de fuelle	50
2.3.9 Sistemas de accionamiento	51
2.3.9.1 Válvulas distribuidoras	52
2.3.9.2 Cálculo del Cv y Kv de las válvulas distribuidoras	69
2.3.9.3 Accesorios de las válvulas distribuidoras	78
2.3.9.4 Accesorios de los cilindros	84
2.3.9.4.1 Sensores de posición del cilindro	84
2.3.9.4.2 Finales de carrera	85
2.3.9.4.3 Unidad de bloqueo del cilindro	88
2.3.9.4.4 Sistemas de posicionamiento secuencial	89
2.3.9.4.5 Posicionadores	96

2.3.10 Dispositivos hidroneumáticos	101
2.3.11 Dispositivos de función lógica	107
2.3.12 Equipos neumáticos	116
2.4 Cilindro neumático de movimiento giratorio	119
2.5 Músculo neumático	122
2.6 Técnicas de vacío	125
2.6.1 Generalidades	125
2.6.2 Obtención del vacío	126
2.7 Aire comprimido	128
2.7.1 Generación del aire comprimido	128
2.7.2 Alimentación directa de los dispositivos neumáticos	136
2.7.3 Ejemplo de dimensionamiento de una red de alimentación de dispositivos neumáticos	141
2.7.4 Coste del aire comprimido	153
CAPÍTULO 3. ACTUADORES HIDRÁULICOS	157
3.1 Generalidades	157
3.2 Cilindro hidráulico	159
3.2.1 Generalidades	159
3.2.2 Cálculo del cilindro	159
3.2.2.1 Tamaño del cilindro	159
3.2.2.2 Carrera del pistón	163
3.2.3 Sistemas de accionamiento	167
3.2.3.1 Válvulas distribuidoras	167
3.2.3.2 Dispositivos de función lógica	181
3.2.3.3 Cálculo de C_v y del K_v de las válvulas distribuidoras	181
3.2.3.4 Accesorios	189
3.3 Central hidráulica	205
3.3.1 Generalidades	205
3.3.2 Bomba hidráulica	206
3.3.3 Acumulador hidráulico	208
3.3.4 Juntas y Sellos hidráulicos	210
3.3.5 Fluido hidráulico	216
3.4 Equipos hidráulicos	229
3.4.1 Circuitos hidráulicos típicos	230
3.4.2 Accionamiento de turbinas	230

3.4.3	Prensas hidráulicas	231
3.4.4	Ejemplo de dimensionamiento de un circuito hidráulico. Grúa	235
3.4.5	Diagramas de representación de circuitos	238
CAPÍTULO 4. ACTUADORES ELÉCTRICOS Y DIGITALES		241
4.1	Generalidades	241
4.2	Servomotor de corriente alterna (c.a.)	244
4.3	Motor de corriente continua (c.c.)	245
4.4	Motor paso a paso sin escobillas	249
4.5	Servomotores de corriente continua sin escobillas	252
4.6	Motor eléctrico de accionamiento lineal	253
4.7	Conversión de movimientos de motores	256
4.8	Mando digital de los motores de accionamiento lineal	258
4.9	Servomotor digital	262
CAPÍTULO 5. MOTORES NEUMÁTICOS		269
5.1	Generalidades	269
5.2	Selección del motor neumático	273
5.3	Motores de pistón axiales	276
5.4	Motores de pistón radiales	277
5.5	Motor de engranajes	278
5.6	Turbomotores	280
5.7	Motores de aletas	281
5.8	Herramientas neumáticas	290
5.9	Instalación del motor neumático	293
5.10	Accesorios	296
5.11	Instrucciones generales de mantenimiento	299
CAPÍTULO 6. MOTORES HIDRÁULICOS		301
6.1	Generalidades	301
6.2	Cálculo de la potencia de los motores hidráulicos	303
6.3	Motor de paletas	306
6.4	Motores de pistón radial o axial	309
6.5	Motor de engranajes	312
6.6	Motor gerotor	315
6.7	Aplicaciones de los motores hidráulicos	317

CAPÍTULO 7. INSTALACIONES	321
7.1 Generalidades	321
7.2 Circuitos neumáticos	326
7.2.1 Método intuitivo	326
7.2.2 Circuitos de un cilindro	330
7.2.3 Cilindro de mando manual	330
7.2.4 Cilindro de mando semiautomático (ciclo único)	330
7.2.5 Cilindro de ciclo continuo	333
7.2.6 Circuitos de dos o más cilindros	333
7.2.6.1 Generalidades	333
7.2.6.2 Método de cascada	334
7.2.6.3 Método paso a paso	339
7.2.6.4 Método de secuenciador	343
7.3 Circuitos electroneumáticos	346
7.4 Programación con PLC (Controladores Lógicos Programables)	354
7.5 Circuitos electrohidráulicos	362
7.6 Simuladores de circuitos	363
CAPÍTULO 8. APÉNDICE	367
8.1 Generalidades	367
8.2 Símbolos neumáticos	367
8.3 Símbolos hidráulicos	368
8.4 Símbolos eléctricos y electrónicos	376
8.5 Unidades en Neumática, Hidráulica y Eléctrica	381
GLOSARIO	383
REFERENCIAS	389
ÍNDICE DE FIGURAS	395
ÍNDICE DE TABLAS	403

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

Los sistemas de movimiento y control basados en fluidos pueden ser neumáticos, hidráulicos, eléctricos y mecánicos.

1.1 Neumática

La palabra neumática se refiere al estudio del movimiento del aire y así en sus comienzos el hombre utilizó el viento en la navegación y en el uso de los molinos para moler grano y bombear agua. En 1868 George Westinghouse fabricó un freno de aire que revolucionó la seguridad en el transporte ferroviario. Es a partir de 1950 que la neumática se desarrolla ampliamente en la industria con el desarrollo paralelo de los sensores.

Los sistemas de aire comprimido proporcionan un movimiento controlado con el empleo de cilindros y motores neumáticos y se aplican en herramientas, válvulas de control y posicionadores, martillos neumáticos, pistolas para pintar, motores neumáticos, sistemas de empaquetado, elevadores, herramientas de impacto, prensas neumáticas, robots industriales, vibradores, frenos neumáticos, etc.

Las ventajas que presenta el uso de la neumática son el bajo coste de sus componentes, su facilidad de diseño e implementación y el bajo par o la fuerza escasa que puede desarrollar a las bajas presiones con que trabaja (típico 6 bar) lo que constituye un factor de seguridad. Otras características favorables son el riesgo nulo de explosión, su conversión fácil al movimiento giratorio así como al lineal, la posibilidad de transmitir energía a grandes distancias, una construcción y mantenimiento fáciles y la economía en las aplicaciones.

Entre las desventajas figura la imposibilidad de obtener velocidades estables debido a la compresibilidad del aire, los altos costes de la energía neumática y las posibles fugas que reducen el rendimiento.

La neumática precisa de una estación de generación y preparación del aire comprimido formada por un compresor de aire, un depósito, un sistema de preparación del aire (filtro, lubricador y regulador de presión), una red de tuberías para llegar al utilizador y un conjunto de preparación del aire para cada dispositivo neumático individual (figura 1.1).

Los sistemas neumáticos se complementan con los eléctricos y electrónicos lo que les permite obtener un alto grado de sofisticación y flexibilidad. Utilizan válvulas solenoide, señales de realimentación de interruptores magnéticos, sensores e interruptores eléctricos de final de carrera. El PLC (*programmable logic controller*) les permite programar la lógica de funcionamiento de un cilindro o de un conjunto de cilindros realizando una tarea específica.

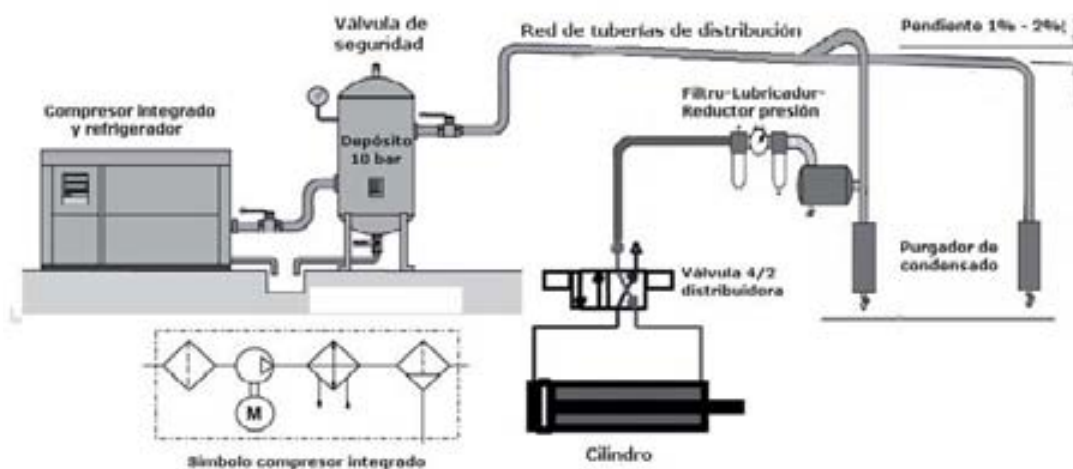


FIG. 1.1 Preparación del aire

En determinadas aplicaciones, tales como en movimientos de aproximación rápido y avance lento, típicos de las fresadoras y rectificadoras, en la sujeción de piezas utilizada en los cortes a alta velocidad sobre materiales duros y en la automatización de procesos de producción, se combinan la neumática y la hidráulica en un *cir-*

cuito oleoneumático, utilizando la parte neumática para el accionamiento y control y la parte hidráulica para el actuador.

1.2 Hidráulica

La hidráulica utiliza básicamente los fluidos hidráulicos como medios de presión para mover los pistones de los cilindros. En la figura 1.2 se representa el movimiento típico de un pistón dentro del cilindro gracias a la energía proporcionada por un sistema hidráulico formado por una bomba, un depósito y un conjunto de tuberías que llevan el fluido a presión hasta los puntos de utilización.

Dentro de estos sistemas se encuentran los motores hidráulicos con velocidades que abarcan desde 0,5 rpm hasta 10.000 rpm y el par que proporcionan va desde 1 Nm (baja velocidad) hasta 20.000 Nm (alta velocidad).

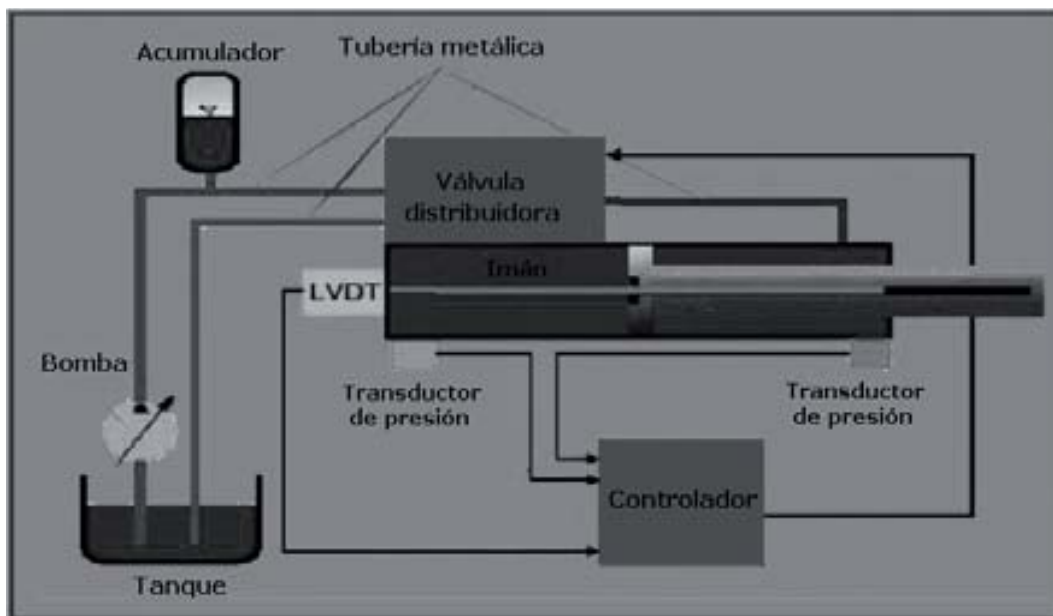


Fig. 1.2 Circuito típico de un pistón dentro del cilindro en un sistema hidráulico

Los sistemas hidráulicos se aplican típicamente en dispositivos móviles tales como maquinaria de construcción, excavadoras, plataformas elevadoras, aparatos de elevación y transporte, maquinaria para agricultura y simuladores de vuelo.

Sus aplicaciones en dispositivos fijos abarcan la fabricación y montaje de máquinas de todo tipo, líneas transfer, aparatos de elevación y transporte, prensas, máquinas de inyección y moldeo, máquinas de laminación, ascensores y montacargas.

Tienen las siguientes ventajas:

Gran potencia transmitida con pequeños componentes, posicionamiento preciso, arranque con cargas pesadas, movimientos lineales independientes de la carga ya que los líquidos son casi incompresibles y pueden emplearse válvulas de control, operación suave e inversa, buen control y regulación y disipación favorable de calor.

Y entre sus desventajas figuran:

Polución del ambiente con riesgo de incendio y accidentes en el caso de fuga de aceite, sensibilidad a la suciedad, peligro presente debido a las excesivas presiones, dependencia de la temperatura por cambios en la viscosidad.

Análogamente a los sistemas neumáticos, los sistemas hidráulicos se complementan con los eléctricos y electrónicos mediante dispositivos tales como válvulas solenoide, señales de realimentación de interruptores magnéticos, sensores e interruptores eléctricos de final de carrera. Es fácil, en particular en sistemas complejos, acoplarles un PLC (programmable logic controller) que les permite programar la lógica de funcionamiento de varios cilindros.

En determinadas aplicaciones, tales como en movimientos de aproximación rápido y avance lento, típicos de las fresadoras y rectificadoras, en la sujeción de piezas utilizada en los cortes a alta velocidad sobre materiales duros y en la automatización de procesos de producción, se combinan los sistemas neumático, hidráulico y eléctrico en la forma siguiente:

- *Circuito electroneumático* – Accionamiento eléctrico – Actuador neumático.

- *Circuito oleoneumático* – Accionamiento neumático – Actuador hidráulico.
- *Circuito electrohidráulico* – Accionamiento eléctrico – Actuador hidráulico.
- *Principio del formulario.*

1.3 Comparación entre neumática, hidráulica, eléctrica y electrónica

En la tabla 1.1 se muestran las características comparativas entre los sistemas neumático e hidráulico y en la tabla 1.2 entre la neumática/hidráulica y la electricidad/electrónica.

Tabla 1.1 Características comparativas de los sistemas neumático e hidráulico

	Neumática	Hidráulica
Efecto de las fugas	Solo pérdida de energía	Contaminación
Influencia del ambiente	A prueba de explosión. Insensible a la temperatura	Riesgo de incendio en caso de fuga. Sensible a cambios de la temperatura
Almacenaje de energía	Fácil	Limitada
Transmisión de energía	Hasta 1.000 m.. Caudal $v = 20 - 40$ m/s. Velocidad de la señal $20 - 40$ m/s	Hasta 1.000 m.. Caudal $v = 2 - 6$ m/s. Velocidad de la señal hasta 1.000 m/s
Velocidad de operación	$V = 1,5$ m/s	$V = 0,5$ m/s
Coste de la alimentación	Muy alto	Alto
Movimiento lineal	Simple con cilindros. Fuerzas limitadas. Velocidad dependiente de la carga	Simple con cilindros. Buen control de velocidad. Fuerzas muy grandes
Movimiento giratorio	Simple, ineficiente, alta velocidad	Simple, par alto, baja velocidad
Exactitud de posición	1/10 mm posible sin carga	Puede conseguirse 1 mm
Estabilidad	Baja, el aire es compresible	Alta, ya que el aceite es casi incompresible, además el nivel de presión es más alto que en el neumático

Fuerzas	Protegido contra sobrecargas. Fuerzas limitadas por la presión neumática y el diámetro del cilindro ($F = 30 \text{ kN}$ a 6 bar)	Protegido contra sobrecargas, con presiones que alcanzan los 600 bar y pueden generarse grandes fuerzas hasta 3.000 kN
---------	--	--

Tabla 1.2 Características comparativas de los sistemas neumático/hidráulico y eléctrico/electrónico

	Neumático/Hidráulico	Eléctrico/Electrónico
Elementos de trabajo	Cilindros Motores Componentes	Motores eléctricos Válvulas de solenoide Motores lineales
Elementos de control	Válvulas distribuidoras direccionales	Contactores de potencia Transistores Tiristores
Elementos de proceso	Válvulas distribuidoras direccionales Válvulas de aislamiento Válvulas de presión	Contactores Relés Módulos electrónicos
Elementos de entrada	Interruptores Pulsadores Interruptores final de carrera Módulos programadores Sensores	Interruptores Pulsadores Interruptores final de carrera Módulos programadores Sensores Indicadores/generadores

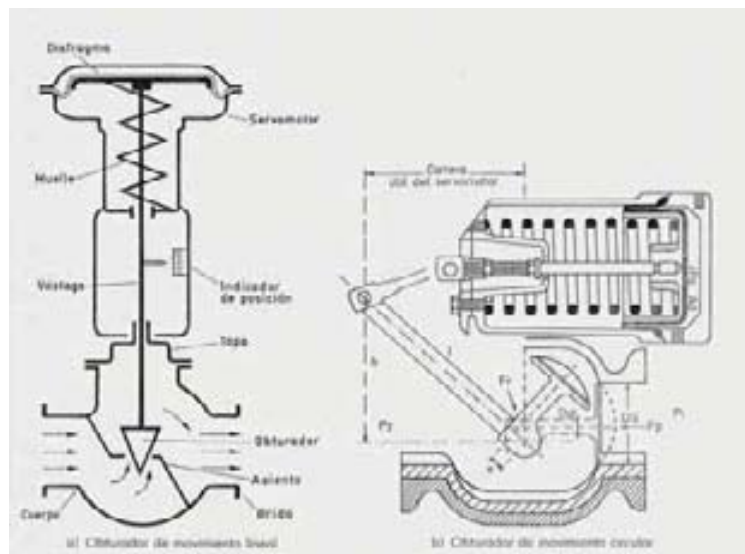
CAPÍTULO 2

ACTUADORES NEUMÁTICOS

2.1 Generalidades

Los actuadores neumáticos convierten la energía del aire comprimido en trabajo mecánico generando un movimiento lineal mediante servomotores de diafragma o cilindros, o bien un movimiento giratorio con motores neumáticos.

La aplicación principal de los servomotores de diafragma reside en las válvulas de control neumáticas en las que el servomotor está accionado por la señal neumática de 0,2 - 1 bar (3 - 15 psi) y actúa directamente sobre un vástago que posiciona el obturador con relación al asiento (figura 2.1). La posición relativa entre el obturador y el asiento permite pasar el fluido desde un caudal nulo hasta el caudal máximo.



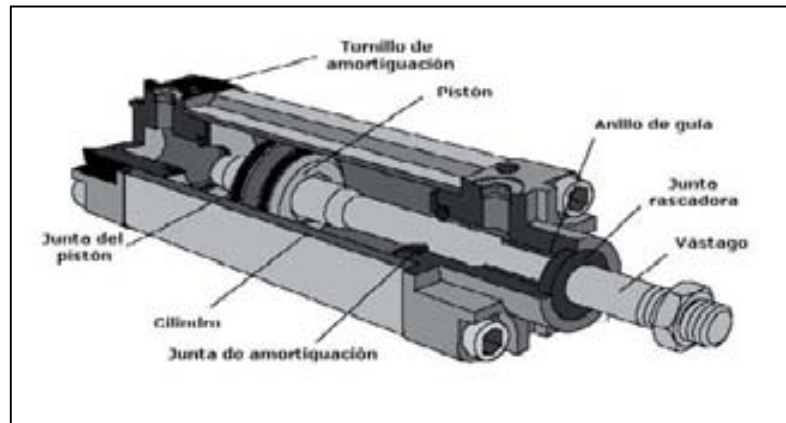


Fig. 2.1 Servomotor y cilindro neumático lineal

Los cilindros neumáticos de movimiento lineal son utilizados comúnmente en aplicaciones donde la fuerza de empuje del pistón y su desplazamiento son elevados (figura 2.1). Entre los mismos se encuentran los *cilindros de simple y doble efecto*, el *cilindro tándem*, el de *multiposición*, el *cilindro neumático guiado*, el *cilindro sin vástago* y el *cilindro neumático de impacto*.

Los actuadores neumáticos de movimiento giratorio pueden ser: *Cilindro giratorio de pistón-cremallera-piñón* y *de dos pistones con dos cremalleras* en los que el movimiento lineal del pistón es transformado en un movimiento giratorio mediante un conjunto de piñón y cremallera y *Cilindro de aletas giratorias* de doble efecto para ángulos entre 0° y 270° .

Los *músculos neumáticos* son dispositivos que emulan el músculo humano. Consisten en una manguera de material especial que al ser alimentado con aire ejerce una gran fuerza con muy poco recorrido. Es de aplicación en ordenadores, robots y máquinas de todo tipo. Es más sencillo que cualquier otro tipo de accionamiento. Se trata de una tecnología nueva, aun en estudio, siendo los más difundidos los músculos neumáticos.

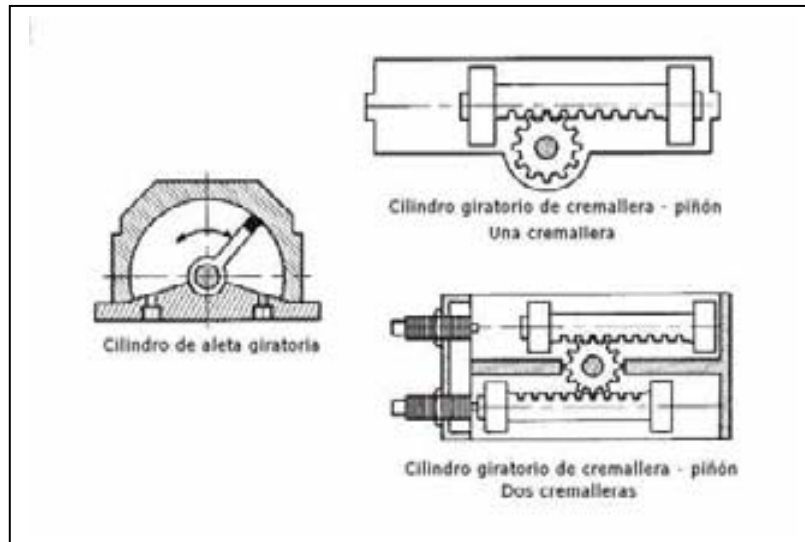


Fig. 2.2 Servomotor neumático giratorio

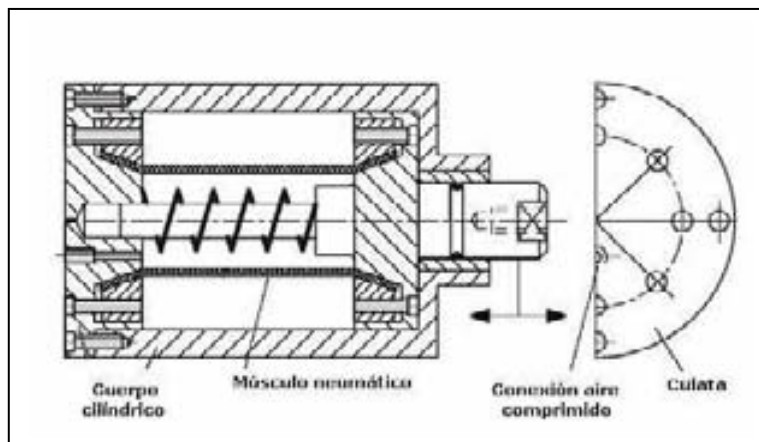


Fig. 2.3 Músculo neumático

El *motor neumático* típico es el de paletas donde un eje excéntrico dotado de paletas gira a gran velocidad por el aire que llena y vacía las cámaras formadas entre las paletas y el cuerpo del motor.

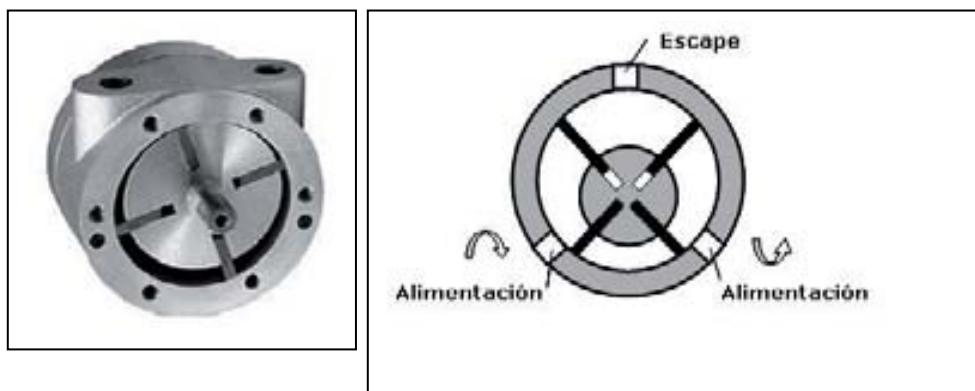


Fig. 2.4 Motor neumático

2.2 Servomotor neumático

2.2.1 Generalidades

El servomotor neumático (fig. 2.1) consiste en un diafragma con resorte que trabaja (con algunas excepciones) entre 0,2- 1 bar (3 y 15 psi), es decir, que las posiciones extremas de la válvula corresponden a 0,2- 1 bar (3 y 15 psi).

Al aplicar una cierta presión sobre el diafragma, el resorte se comprime de tal modo que el mecanismo empieza a moverse y sigue moviéndose hasta que se llega a un equilibrio entre la fuerza ejercida por la presión del aire sobre el diafragma y la fuerza ejercida por el resorte.

El *servomotor* puede ser de acción directa o inversa.

Es de *acción directa* cuando la presión de gobierno actúa en la cámara superior del servomotor, es decir, cuando la fuerza sobre el diafragma es ejercida hacia abajo.

Es de *acción inversa* cuando la presión de gobierno actúa en la cámara inferior del servomotor, es decir, cuando la fuerza sobre el diafragma es ejercida hacia arriba.

Al acoplar el servomotor a la válvula, los términos aplicables desde el punto de vista de seguridad son: En fallo de aire (o sin aire) la válvula cierra, o en fallo de aire (o sin aire) la válvula abre.

Las cuerpos de las válvulas de control pueden tener dos tipos de acciones. Se dividen en válvulas de *acción directa*, cuando tienen que bajar para cerrar, e *inversa* cuando tienen que bajar para abrir (derivado de los grifos domésticos donde al girar el volante a derechas, el vástago baja y la válvula cierra) (figura 2.5).

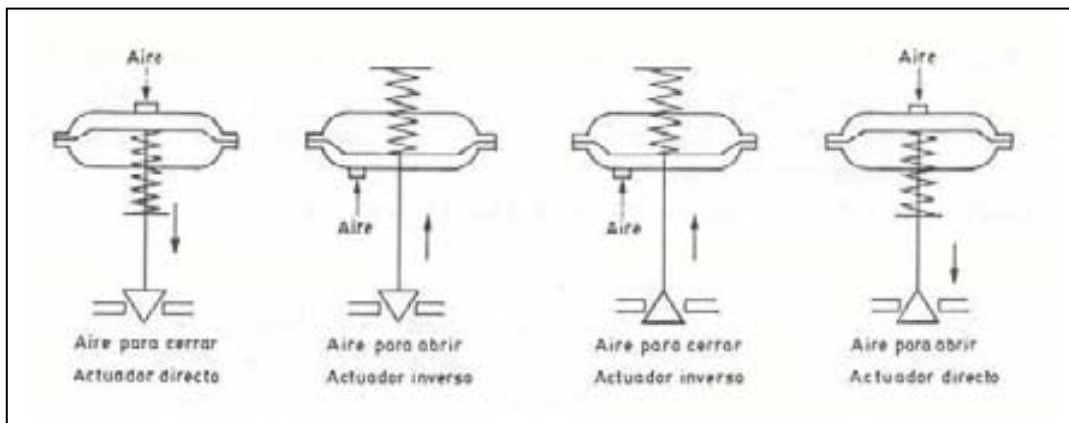


Fig. 2.5 Tipos de acciones en las válvulas de control

Esta misma división se aplica a los servomotores, que son de *acción directa* cuando aplicando aire, el vástago se mueve hacia abajo, e *inversa* cuando al aplicar aire el vástago se mueve hacia arriba.

Al combinar estas acciones se considera siempre la posición de la válvula sin aire sobre su diafragma, con el resorte manteniendo el diafragma y por tanto la válvula en una de sus posiciones extremas.

Cuando la válvula se cierra al aplicar aire sobre el diafragma o se abre cuando se quita el aire debido a la acción del resorte, se dice que la válvula sin aire abre o aire para cerrar (*acción directa*).

Al abrir la válvula cuando se aplica aire sobre el diafragma y se cierra por la acción del resorte cuando se quita el aire, se dice que la válvula sin aire cierra o aire para abrir (*acción inversa*).

Desde el punto de vista de seguridad si hay un fallo de aire en la línea la válvula pasa naturalmente a una de sus posiciones extremas y ésta debe ser la más segura para el proceso. En las válvulas de acción inversa en las que el resorte del servomotor neumático o eléctrico asienta el obturador en el asiento, cerrando así la válvula, es importante consultar las tablas del fabricante para comprobar la presión diferencial máxima con que la válvula podrá cerrar. Por ejemplo, en el caso de un intercambiador de calor en el que una alta temperatura sea perjudicial para el producto, interesará que la válvula de control cierre sin aire (válvula neumática).

2.2.2 Fuerzas en el servomotor neumático

Idealmente, con una señal de 0,2 bar (3 psi) la válvula debe estar en la posición 0% de su carrera y para una señal de 1 bar (15 psi) en la posición 100%. Asimismo, debe existir una proporcionalidad entre las señales intermedias y sus correspondientes posiciones. En la práctica las válvulas de control se desvían de este comportamiento debido a las causas siguientes:

1. Rozamientos en la estopada.
2. Histéresis y falta de linealidad del resorte.
3. Área efectiva del obturador que varía con la carrera del vástago de la válvula.
4. Esfuerzo en el obturador de la válvula creado por la presión diferencial del fluido.
5. Fuerza adicional del servomotor necesaria para conseguir un cierre efectivo entre el obturador y el asiento (fuerza de asentamiento).

En la válvula existe un equilibrio entre estas diversas fuerzas que viene dado por la siguiente fórmula (fig. 2.6).

$$F_a \geq F_r + F_s + F_w + F_{b1} \pm F_{b2} + F_p$$

en la que:

F_a = Fuerza resultante obtenida por el servomotor, en kg.

F_r = Fuerza de rozamiento, en kg.

F_s = Fuerza de asentamiento, en kg.

F_w = Peso del obturador, en kg.

F_{b1} = Fuerza elástica del fuelle de estanqueidad, en kg.

F_{b2} = Fuerza de desequilibrio del fuelle de estanqueidad, en kg.

F_p = Fuerza estática y dinámica sobre el obturador, en kg.

La *fuerza resultante* F_a obtenida por el actuador depende de la acción de la válvula:

En una válvula de acción directa (la válvula abre al aumentar la señal de aire) la fuerza F_a vale:

$$F_a = A_d \times P_a \times 1,02 - F_{sr} = A_d (P_a - F_2) \times 1,02 \quad \text{con } F_{sr} = A_d F_2 \times 1,02$$

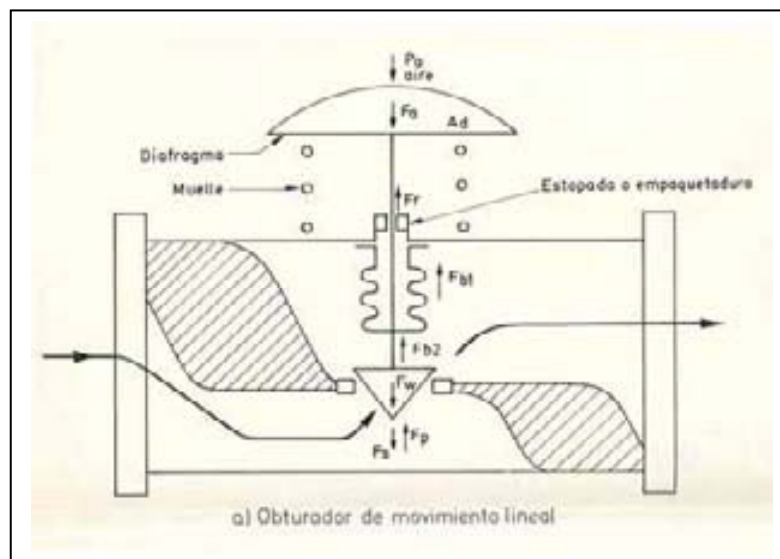
en la que:

A_d = área efectiva del diafragma, en cm^2 .

P_a = presión de aire sobre el diafragma, en bar.

F_{sr} = fuerza debida a la compresión final del muelle a carrera total, en kg.

F_2 = compresión final del muelle a carrera total, en bar.



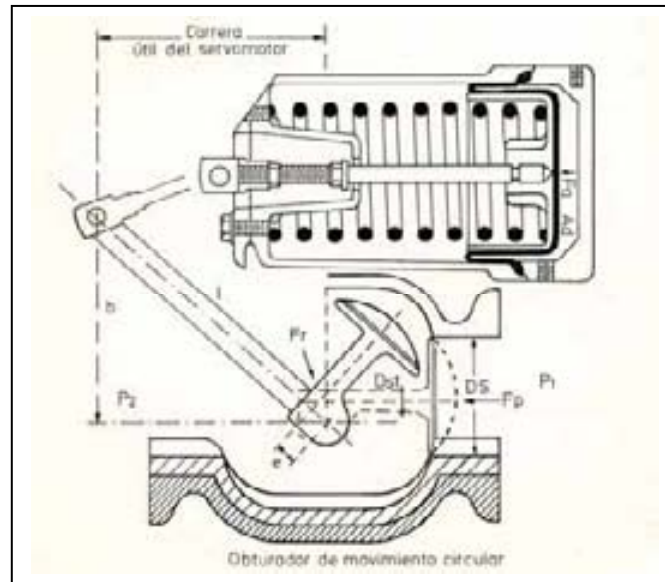


Fig. 2.6 Fuerzas que actúan en una válvula de control

En una válvula de acción inversa (la válvula abre con disminución de la señal de aire) es:

$$F_a = A_d F_1 \times 1,02$$

en la que F_1 = compresión inicial del muelle a carrera cero, en bar.

Los fabricantes de válvulas normalizan los tamaños de los servomotores de acuerdo con el tamaño de los cuerpos de las válvulas donde van montados.

La fuerza de rozamiento F_r , en la estopada se produce entre el vástago de la válvula y la empaquetadura y depende del tipo de empaquetadura (teflón, teflón-asbestos, grafito-asbestos, etc.), de su longitud, de la compresión a que está sometida, de la temperatura, de los coeficientes de rozamiento estático y dinámico, del estado de la superficie del vástago... etc. Es prácticamente imposible calcular exactamente estas influencias en una válvula de control. Una regla práctica da los valores siguientes:

<u>Tipo de empaquetadura</u>	<u>Tamaño válvula</u>	<u>Rozamiento</u>
Apriete con resorte	1/2 a 1 1/4 "	5 kg
	1 1/2 a 2 1/2 "	10 kg
	3 a 12"	15 kg
Ajuste manual	1/2 a 1 1/4 "	10 kg
	1 1/2 a 2 1/2 "	20 kg
	3 a 12"	30 kg

Las válvulas con obturador de movimiento circular y con servomotor de acoplamiento directo con oscilación libre del vástago sólo tienen un rozamiento en la estopada en la superficie en contacto con el árbol de giro del obturador.

La *fuerza de asentamiento* permite cerrar la válvula y conseguir que la fuga de fluido sea mínima. Su valor depende del grado de mecanización del asiento y del obturador.

La fuerza de asentamiento en kg equivale aproximadamente a 0,5 veces la circunferencia en cm del aro del asiento.

$$F_s = 0,5 \pi D_s.$$

en la que:

F_s = fuerza de asentamiento, en kg

D_s = Ø interior del asiento, en cm

Varios ejemplos aclararán este estudio al lector.

Ejemplo 1 - Determinar la fuerza máxima del servomotor en una válvula de control de las siguientes características:

$$A_d = 940 \text{ cm}^2$$

Campo de trabajo del muelle = 0,4-2 bar

Carrera del servomotor = 51 mm

Válvula de tamaño 2" (50 mm) con obturador en V

Ø interior del asiento = 5,08 cm. Área del asiento = 20,27 cm²

Carrera del obturador = 23,8 mm. Área transversal del vástago = 0,97 cm²

Peso del obturador = 8 kg

Acción inversa = aire abre

Margen de trabajo del muelle para un recorrido del obturador de 23,8 mm

$$\frac{2 - 0,4}{51} * 23,8 = 0,74 \text{ bar}$$

Compresión inicial del muelle: $2 - 0,74 = 1,26 \text{ bar}$

Margen de compresión será: $1,26 - 2 \text{ bar}$

Luego la fuerza del actuador con la válvula en posición de cierre es:

$$F_a = A_d F_1 = 940 \times 1,26 \times 1,02 = 1208 \text{ kg}$$

La fuerza de rozamiento es aproximadamente:

$$F_r = 10 \text{ kg (válvulas de } 1\frac{1}{2}'' \text{ a } 2\frac{1}{2}'')$$

La fuerza de asentamiento es: $F_s = 0,5 \cdot \pi \cdot 5,08 \text{ cm} = 8 \text{ kg}$

El peso del obturador $F_w = 8 \text{ kg}$

La fuerza estática sobre el obturador:

$$F_p = (A_s - A_{st}) \cdot P_1 \times 1,02 = (20,27 - 0,97) \cdot P_1 \times 1,02$$

y finalmente:

$$1208 \text{ kg} = F_a \geq 10 + 8 + 8 + (20,27 - 0,97) P_1 \times 1,02$$

Resolviendo esta ecuación $P_1 = 58,8 \text{ bar}$ (60 kg/cm^2) es decir, la máxima presión de cierre o la presión de entrada del fluido será de $58,8 \text{ bar}$ (60 kg/cm^2).

Ejemplo 2 - Válvula de obturador excéntrico rotativo de las siguientes características:

Campo de trabajo del muelle:	0,4 a 1 bar
Carrera del servomotor:	89 mm
Área del servomotor:	89 cm ²
Válvula de tamaño:	2" (50 mm) con obturador excéntrico rotativo
Diámetro interior del asiento:	5,2 cm
Área del asiento:	21,2 cm ²
Área transversal del brazo del obturador:	1 cm ²
Giro del obturador:	60°
Longitud del brazo del obturador:	5,5 cm
Distancia entre el eje del árbol y el eje del obturador:	1,8 cm
Acción inversa:	aire abre (sin aire cierra)

El movimiento lineal del vástago del servomotor equivalente al desplazamiento angular total del obturador es:

$$5,5 \cos 60^\circ = 2,75 \text{ cm}$$

Margen de trabajo del muelle para un recorrido del vástago de 89 mm:

$$\frac{1 - 0,4}{89} * 27,5 = 0.18 \text{ bar}$$

La compresión inicial del muelle es: $1 - 0,18 = 0,82 \text{ bar}$

y el margen de compresión será: $0,82 - 1 \text{ bar}$

La fuerza del actuador con la válvula en posición de cierre es:

$$F = A \times P = 90 \times 0,82 \times 1,02 = 73,4 \text{ kg}$$

Y la fuerza equivalente a nivel del obturador es:

$$\frac{73,4 \times 5,5}{1,8} = 214 \text{ kg}$$

La fuerza estática sobre el obturador es:

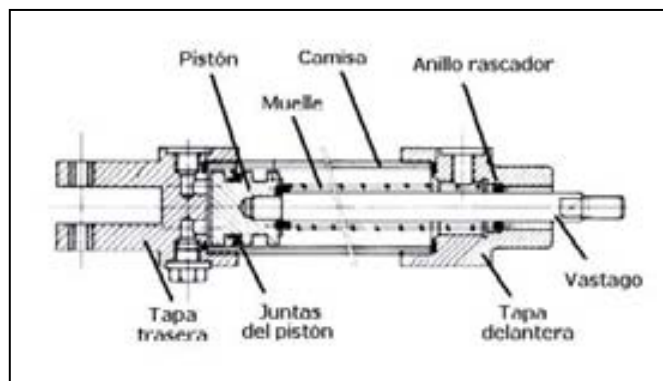
$$224 = (A_s - A_{st}) \times P_1 \times 1,02 = (21,2 - 1) \times P_1 \times 1,02 \quad \text{Luego } P_1 = 10,8 \text{ kg/cm}^2$$

Es decir, que la máxima presión de entrada del fluido o de presión diferencial en la posición de cierre del obturador será de 10,8 kg/cm².

2.3 Cilindro neumático de movimiento lineal

2.3.1 Generalidades

El cilindro neumático consiste en un cilindro cerrado con un pistón en su interior que desliza y que transmite su movimiento al exterior mediante un vástago (figura 2.7). Se compone de las tapas trasera y delantera, de la camisa donde se mueve el pistón, del propio pistón, de las juntas estáticas y dinámicas del pistón y del anillo rascador que limpia el vástago de suciedad.



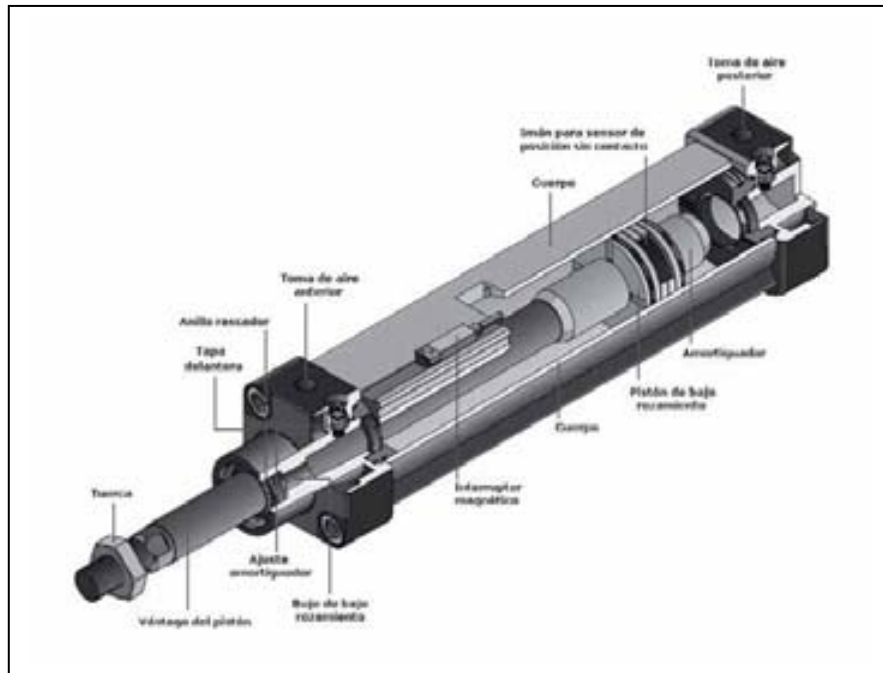


Fig. 2.7 Cilindro neumático de simple efecto y doble efecto. Fuente: Hoerbiger-Origina

En el *cilindro neumático de doble efecto*, el aire a presión entra por el orificio de la cámara trasera y, al llenarla, hace avanzar el vástago, que en su carrera comprime el aire de la cámara delantera que se escapa al exterior a través del correspondiente orificio. En la carrera inversa del vástago se invierte el proceso, penetrando ahora el aire por la cámara delantera y siendo evacuado al exterior por el orificio de la cámara trasera.

El *cilindro neumático de simple efecto* funciona de forma similar exceptuando que la carrera inversa se efectúa gracias a la acción del muelle.

En el *cilindro neumático guiado*, dos o más vástagos rígidos guiados proporcionan una antirotación al mecanismo acoplado al cilindro, evitando las fuerzas radiales y de torsión que la carga ejercería en un cilindro normal.

El *cilindro neumático de impacto* mueve el vástago a gran velocidad (10 m/s) y se utiliza en las prensas para trabajos de embutición, remachado, etc.

El *cilindro neumático de rotación* proporciona un movimiento de rotación gracias a una cremallera unida al vástago o a un elemento rotativo de paletas (figura 2.2).

2.3.2 Cálculo de los cilindros neumáticos

Las principales variables a considerar en la selección de los cilindros neumáticos son la fuerza del cilindro, la carga, el consumo de aire y la velocidad del pistón.

2.3.2.1 Fuerza del cilindro

La fuerza del cilindro es una función del diámetro del cilindro, de la presión del aire y del roce del émbolo, que depende de la velocidad del émbolo y que se toma en el momento de arranque. La fuerza que el aire ejerce sobre el pistón es:

$$F = P_{*aire} * Area\ pistón$$

Trabajando en unidades del Sistema Internacional de Unidades (SI), la longitud es el metro (m), la fuerza viene dada en newton (N) y la presión en Pascal (Pa) que es la presión ejercida por una fuerza de 1 N (Newton) sobre una superficie de 1 m² normal a la misma, o sea N/m². Como el Pascal es una unidad muy pequeña se utiliza el bar equivalente a 100.000 pascal. Otras equivalencias del bar con unidades de presión son:

$$1\text{ Bar} = 0,987\text{ atmósfera} = 1,02\text{ kg/cm}^2 = 1.020\text{ cm. c.d.a.} = 750\text{ mm. c.d.Hg}$$

Para comodidad de cálculo se utiliza la fuerza en newton, la presión en bar, el diámetro en mm. y la superficie en mm². De este modo, la fórmula anterior pasa a ser:

$$F = P_{aire}(bar) * 100000 * \frac{Area\ pistón(mm^2)}{1000000} = \frac{P_{aire}(bar) * Area\ pistón(mm^2)}{10}$$

Para los cilindros de simple efecto (figura 2.6), la fuerza es la diferencia entre la fuerza del aire y la del muelle.

$$F = \frac{P_{aire} * Area\ pistón}{10} - f_{muelle} = P_{aire} * \frac{\pi * D^2}{40} - f_{muelle}$$

Con: F = Fuerza (newton).

D = diámetro cilindro [mm].

P_{aire} = presión del aire [bar].

F_{muelle} = fuerza muelle [newton].

Los cilindros de doble efecto (figura 2.6) no cuentan con un resorte para volver a su posición de equilibrio, así su fuerza no disminuye en la carrera de avance, pero sí en su carrera de retroceso, debido a la disminución del área del émbolo por la existencia del vástago. Las expresiones matemáticas correspondientes son:

$$F_{avance} = P_{aire} * \frac{\pi * D^2}{40} \qquad F_{retroceso} = P_{aire} * \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{40}$$

El rozamiento del pistón en su movimiento equivale a un valor comprendido entre el 3% y el 10 % de la fuerza calculada.

En la tabla 2.1 pueden verse, para varios tamaños de cilindros, la fuerza de empuje y la fuerza a restar por el área del vástago del pistón en el retroceso, y en el gráfico de la figura 2.7 puede verse el diagrama presión- fuerza de cilindros neumáticos.

Tabla 2.1 Fuerza de empuje y fuerza a restar por el área del vástago del pistón en el retroceso

Fuerza de empuje actuando el aire en toda el área del pistón						Fuerza a restar por el área del vástago del pistón en el retroceso					
Diámetro del cilindro (mm)	Área del pistón (mm ²)	Fuerza de empuje en Newton a varias presiones (bar)				Diámetro vástago del pistón (mm)	Área del vástago del pistón (mm ²)	Fuerza de retroceso a varias presiones (Newton)			
		1,0	5,0	7,0	10,0			1,0	5,0	7,0	10,0
6	28	2,8	14,1	19,8	28,3	4	13	1,3	6,3	8,8	12,6
8	50	5,0	25,1	35,2	50,2	6	28	2,8	14,1	19,8	28,3
10	79	7,9	39,3	55,0	78,5	8	50	5,0	25,1	35,2	50,2
12	113	11,3	56,5	79,1	113,0	10	79	7,9	39,3	55,0	78,5
14	154	15,4	76,9	107,7	153,9	12	113	11,3	56,5	79,1	113,0
16	201	20,1	100,5	140,7	201,0	16	201	20,1	100,5	140,7	201,0
20	314	31,4	157,0	219,8	314,0	20	314	31,4	157,0	219,8	314,0
25	491	49,1	245,3	343,4	490,6	25	491	49,1	245,3	343,4	490,6
32	804	80,4	401,9	562,7	803,8	32	804	80,4	401,9	562,7	803,8
40	1.257	125,6	628,0	879,2	1.256,0	40	1.257	125,6	628,0	879,2	1.256,0
50	1.963	196,3	981,3	1.373,8	1.962,5						
63	3.117	311,6	1.557,8	2.181,0	3.115,7						
80	5.027	502,4	2.512,0	3.516,8	5.024,0						
100	7.854	785,0	3.925,0	5.495,0	7.850,0						
125	12.272	1.226,6	6.132,8	8.585,9	12.265,6						
160	20.106	2.009,6	10.048,0	14.067,2	20.096,0						
200	31.416	3.140,0	15.700,0	21.980,0	31.400,0						

2.3.2.2 Fuerza de carga del cilindro

La carga depende de las formas de montaje del cilindro que son básicamente tres:

Grupo 1 – Montaje fijo que absorbe la fuerza del cilindro en la línea central. Es el mejor sistema ya que las fuerzas sobre el vástago están equilibradas y los elementos de fijación (tornillos, ...) sólo están sometidos a una simple tensión o cizalladura. La fijación del cilindro puede ser del tipo de espárragos o de brida.

Grupo 2 – El montaje absorbe la fuerza del cilindro en la línea central y permite el movimiento en un plano. Se emplean cuando la máquina donde están montados se mueve siguiendo una línea curva.

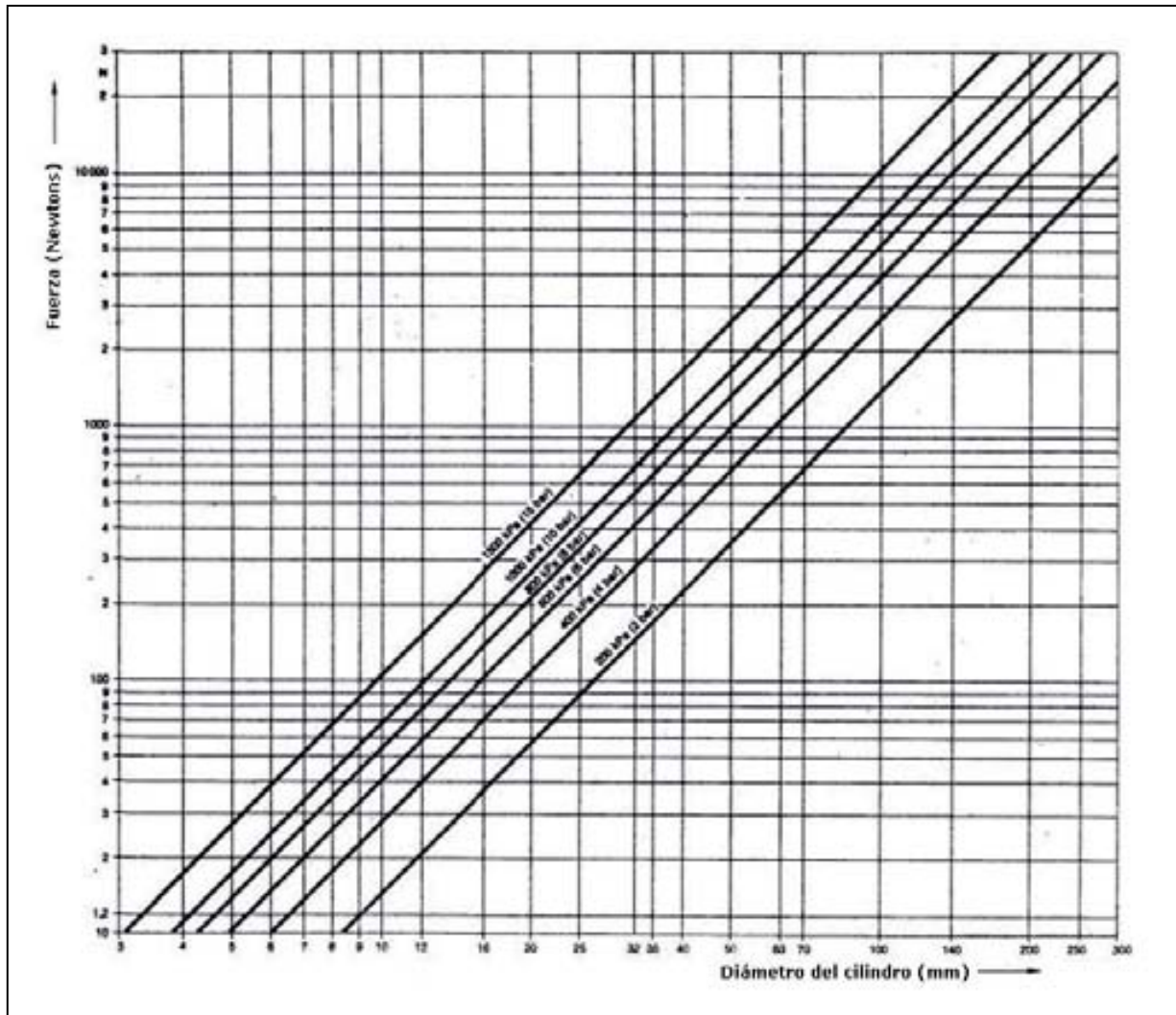


Fig. 2.8 Gráfico presión-fuerza de cilindros neumáticos
(Fuente monografías.com – Actuadores neumáticos)

Grupo 3 – El montaje no absorbe la fuerza del cilindro en la línea central y el plano de las superficies de montaje no coincide con dicha línea por lo que, al aplicar la fuerza, se produce un momento de giro que tiende a hacer girar el cilindro alrededor de los pernos de montaje.

La selección del vástago del pistón depende del tipo de montaje del cilindro (figura 2.9) y de la conexión del extremo del vástago. Existe el riesgo de pandeo del vástago, tal como se ve en la figura 2.10.

En la tabla 2.2 puede determinarse el factor de pandeo del vástago.

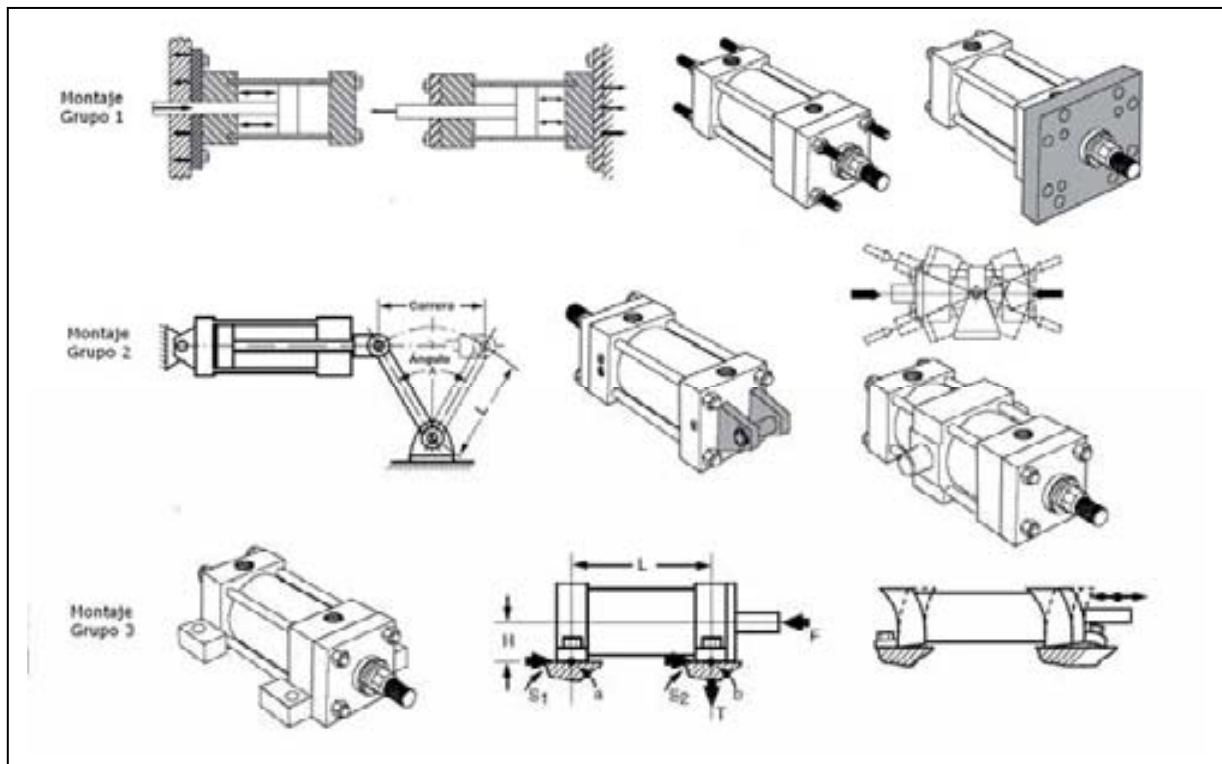


Fig. 2.9 Tipos de montajes de cilindros. Fuente: Parker Hannifin Corporation

La longitud básica del vástago se calcula mediante la expresión:

$$\text{Longitud básica} = \text{Carrera actual} * \text{Factor de pandeo}$$

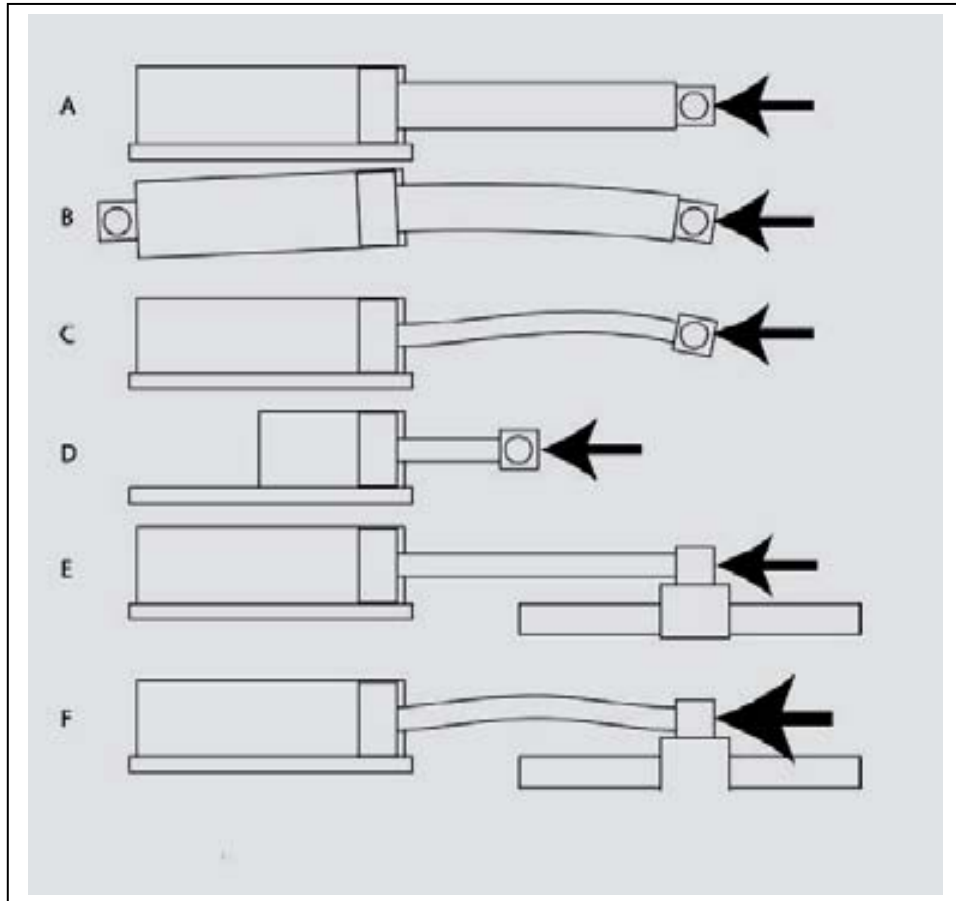
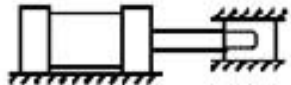
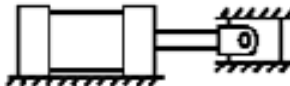
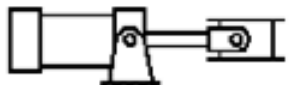
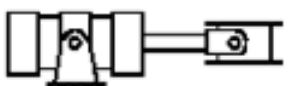
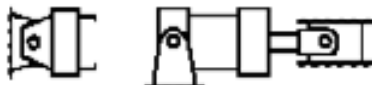


Fig. 2.10 Pandeo del vástago del pistón

La carga sobre el cilindro se determina mediante la tabla 2.1 entrando el diámetro del cilindro y leyendo el valor correspondiente a la presión de trabajo, o bien mediante la expresión:

$$F_{avance} = P_{aire} * \frac{\pi * D^2}{40}$$

Tabla 2.2 Factor de montaje. Fuente: Parker Hannifin Corporation

Tipos de montaje	Conexión del extremo del vástago	Tipo de conexión	Factor de pandeo
Grupos 1 o 3 - Los cilindros de gran longitud de carrera deben montarse usando en un extremo una base rígida y alineada para soportar la fuerza principal y en el extremo opuesto un soporte parecido. Se aconseja un soporte intermedio para el caso de carreras muy largas	Fijo y guiado rígido	I 	0,5
	Pivote y guiado rígido	II 	0,7
	Soporte sin guiado rígido	III 	2
Grupo 2	Pivote y guiado rígido	IV 	1
	Pivote y guiado rígido	V 	1,5
	Pivote y guiado rígido	VI 	2

El *tope de detención* (figura 2.11) es un separador que aumenta la distancia que existe entre el pistón y el soporte del vástago cuando el pistón está en un extremo de la carrera. De este modo, añade rigidez estructural al cilindro, mejora la resistencia del vástago y reduce el efecto de las cargas transmitidas a las áreas de los cojinetes. Se recomienda en cilindros desprovistos de amortiguación del pistón y en cilindros hidráulicos de longitud menor de 150 mm.

A partir de la carga y de la longitud básica se consulta la figura 2.12 y se determina el diámetro del vástago del pistón y la longitud del tubo de tope de detención del pistón del cilindro.

Ejemplo: Cilindro $\varnothing 50$ mm, a 7 bar, con vástago de carrera 1.200 mm y fuerza 1200 Newton montado con pivote y guiado rígido (grupo 2 tipo IV).

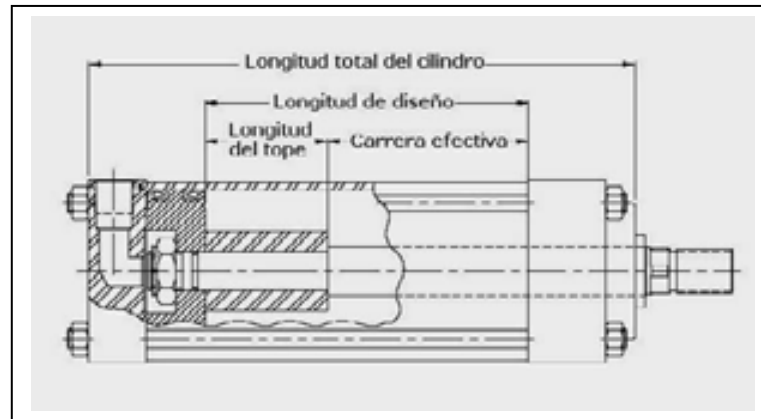


Fig. 2.11 Tope de detención del pistón del cilindro (Fuente: Lynair Inc)

La tabla 2.2 da el factor de pandeo de 1.

La longitud básica es $1.200 * 1 = 1.200$ mm.

La tabla 2.1 proporciona la carga sobre el cilindro de 1.373,8 N.

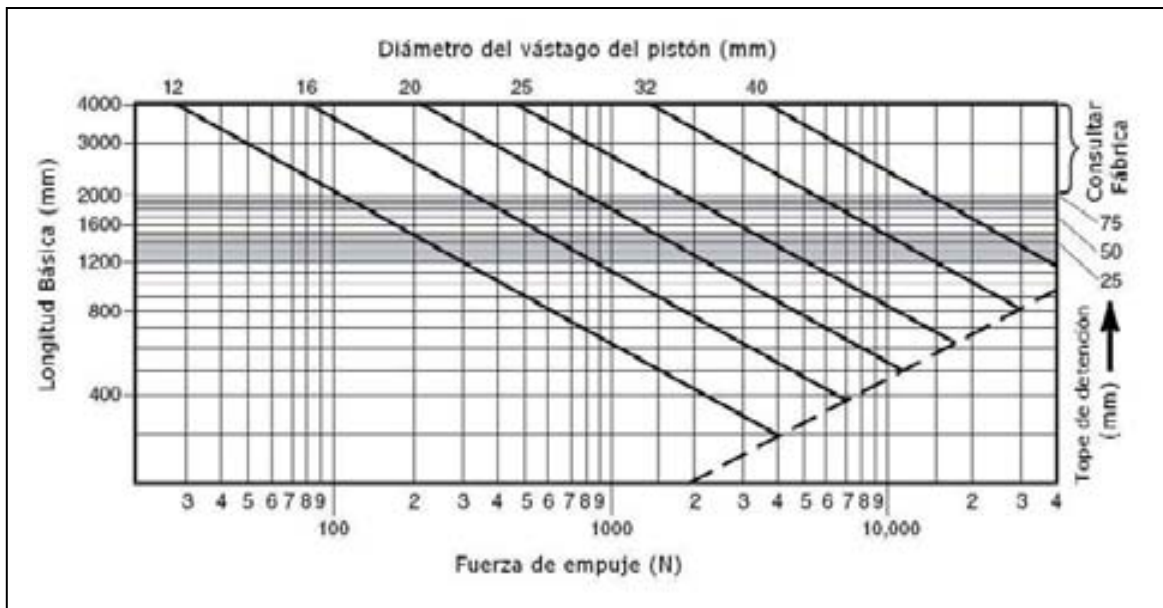


Fig. 2.12 Gráfico de diámetro del vástago. Fuente: Parker Hannifin Corporation

El gráfico de la figura 2.12 da el diámetro del vástago del pistón de 18 mm. Si este valor no se encuentra en las tablas del fabricante se escoge el inmediatamente superior.

A señalar que cuanto mayores sean los momentos de giro que se presentan en el cilindro, debidos al tipo de montaje, mayor es el factor de pandeo, y mayor es la longitud básica, con lo que ante un esfuerzo de trabajo determinado, la sección del vástago del pistón debe ser mayor para que el vástago no pueda curvarse por el esfuerzo sobre el cilindro.

2.3.2.3 Consumo de aire

El consumo de aire del cilindro es una función de la relación de compresión, del área del pistón y de la carrera, según la fórmula:

Consumo de aire = Relación de compresión * área pistón * carrera * Ciclos/minuto

La relación de compresión referida al nivel del mar está dada por:

$$\frac{0,987 + P_{aire} (bar)}{0,987}$$

El volumen de aire requerido para una carrera del pistón expresado en cm³ es:

$$V(dm^3) = \frac{\pi}{4} * \frac{D^2(mm^2)}{10.000} * \frac{l}{100} = \frac{\pi * D^2 * l}{4.000.000}$$

Y para un cilindro de diámetro 50 mm, con vástago de carrera 1.200 mm, presión de aire 7 bar, es:

$$V(dm^3) = \frac{\pi * 50^2 * 1200}{4.000.000} = 2,355 dm^3$$

El consumo de aire en condiciones normales de presión y temperatura en un cilindro de simple efecto es pues:

$$Q = \frac{0,987 + P_{aire}(bar)}{0,987} * \frac{\pi * D^2 * l}{4.000.000} * n$$

Siendo: Q = Consumo total de aire en [dm³/min].

D = Diámetro cilindro [mm].

l = Carrera en [mm].

n = Ciclos por minuto.

Y en nuestro ejemplo resulta:

$$Q(dm^3 / min) = \frac{0,987 + 7}{0,987} * \frac{\pi * 50^2 * 1200}{4000000} * 10 = 190,57 \text{ dm}^3 / min$$

Para el caso de cilindros de doble efecto y despreciando el volumen del vástago se tiene:

$$Q = 2 * \frac{0,987 + P_{aire}(bar)}{0,987} * \frac{\pi * D^2 * l}{4000000} * n$$

Y en el ejemplo sería de $2 * 190,57 = 381,14 \text{ dm}^3 / min$

La tabla 2.3 indica el consumo de aire en litros/cm. de carrera para varios tamaños de cilindros a la presión de 6 bar.

Tabla 2.3 Consumo de aire en litros/cm. de carrera a 6 bar.

Diámetro pistón	Diámetro vástago	Extensión del vástago	Retracción del vástago	Consumo combinado
		Litros/cm de carrera	Litros/cm de carrera	Litros/cm de carrera
10	4	0,054	0,046	0,1
12	6	0,079	0,065	0,144
16	6	0,141	0,121	0,262
20	8	0,22	0,185	0,405
25	10	0,344	0,289	0,633
32	12	0,563	0,484	1,047

40	16	0,88	0,739	1,619
50	20	1,374	1,155	2,529
63	20	2,182	1,962	4,144
80	25	3,519	3,175	6,694
100	25	5,498	5,154	10,652
125	32	8,59	8,027	16,617
160	40	14,074	13,195	27,269
200	40	21,991	21,112	43,103
250	50	34,361	32,987	67,348

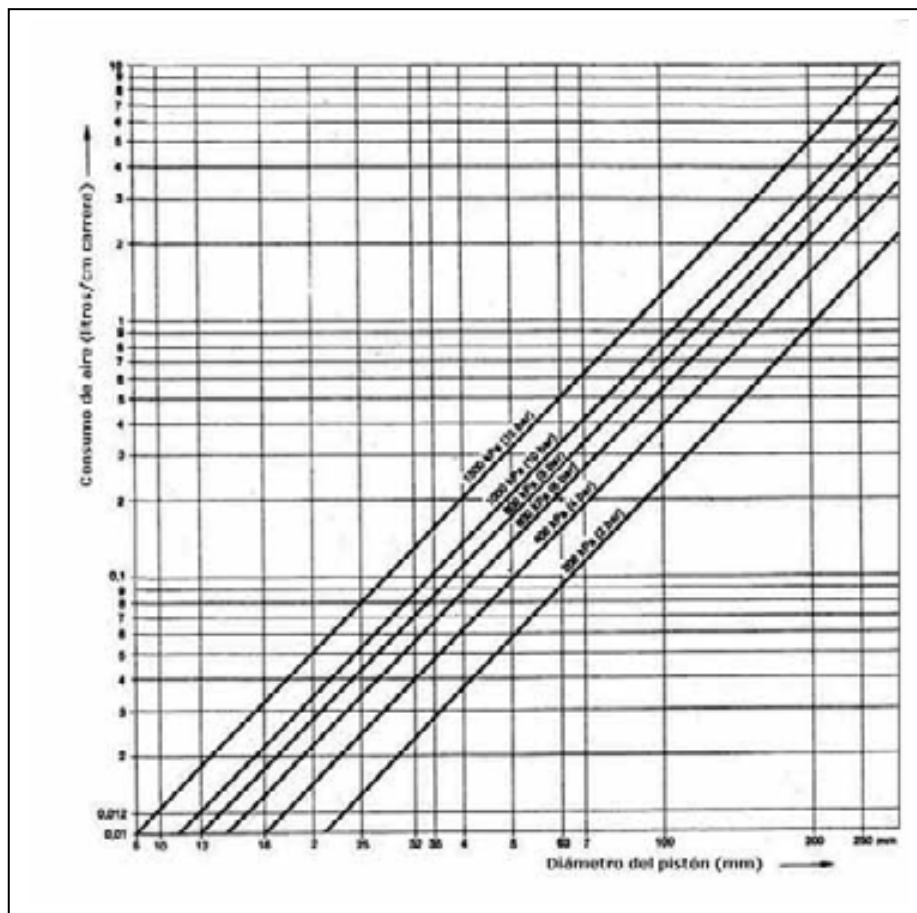


Fig. 2.13 Diagrama de consumo de aire según presión y diámetro del pistón
Fuente monografías.com - Actuadores neumáticos

2.3.2.4 Velocidad del pistón y amortiguamiento

La velocidad del pistón se obtiene dividiendo el caudal por la sección del pistón.

$$Velocidad(dm^3 / min) = \frac{0,987 + P_{aire}(bar)}{0,987} * \frac{\pi * D^2 * l}{4.000.000} * n * \frac{40.000}{\pi * D^2} = \frac{0,987 + P_{aire}(bar)}{0,987} * \frac{l * n}{100}$$

Y en el ejemplo sería de:

$$Velocidad(dm^3 / min) = \frac{0,987 + 7}{0,987} * \frac{1200 * 10}{100} = 971 dm / min = 1,62 m / seg$$

Esta velocidad sería algo menor debido a los espacios muertos en los cilindros (posiciones finales de los cilindros y tuberías de alimentación), la fuerza del muelle antagonista, la pérdida de carga provocada por la longitud y sección de las tuberías y por las válvulas de mando y las de escape.

La velocidad media del émbolo en los cilindros estándar se establece entre 0.1 y 1.5 m/seg.

El amortiguamiento del cilindro es necesario para reducir la velocidad del pistón al final de su carrera y evitar así el golpe del pistón contra el cilindro con la vibración resultante en la estructura y las tensiones mecánicas originadas. El ideal es que la velocidad del pistón al final de su carrera sea cero.

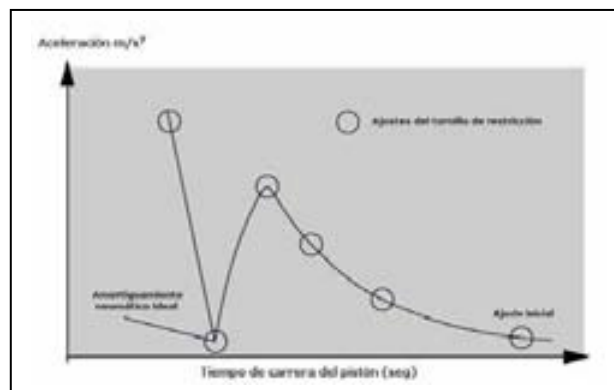
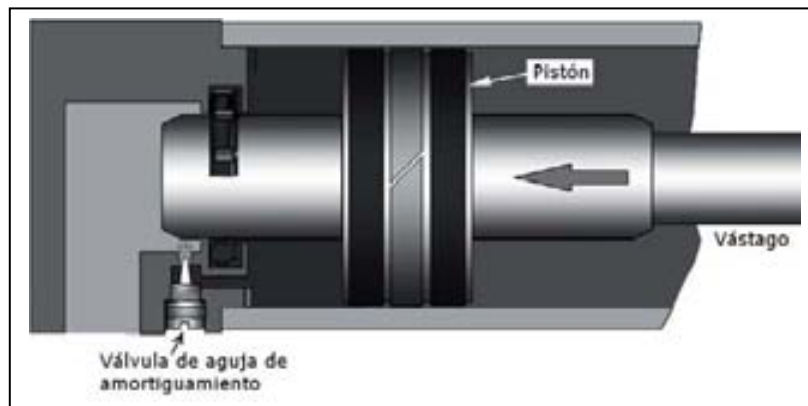
La energía cinética del impacto debe ser menor que la permisible según la fórmula:

$$J(Energía\ cinética) = \frac{1}{2} * masa\ móvil * (velocidad\ final\ carrera)^2 \leq J(Energía\ cinética)_{permisible}$$

Pueden utilizarse válvulas de aguja de restricción incorporadas en los orificios de conexión en los extremos del cilindro o bien válvulas distribuidoras direccionales dotadas de restrictotes (figura 2.14).

En el gráfico se observa que girando sucesivamente el tornillo de ajuste, mejora el tiempo de amortiguamiento pero aumenta el impacto (aceleración m/s^2), con lo cual el usuario vuelve al ajuste inicial para evitar los impactos. Sin embargo, girando 1 o 2 vueltas más el tornillo de ajuste se consigue el amortiguamiento neumático ideal con un mínimo impacto y unos bajos niveles de ruido y de vibración. Un giro adicional del tornillo de 1 o 2 vueltas más, daría lugar a un impacto mucho más fuerte sin que se redujera el tiempo total del ciclo del cilindro.

Desafortunadamente, la presión de operación del circuito neumático puede variar considerablemente debido a consumos puntuales de otros equipos del proceso, lo que influye en el amortiguamiento del cilindro. En la figura puede verse que a 6,3 bar el impacto es mínimo pero también se observa que si la presión baja a 5 bar el impacto pasa a ser 40g, es decir 40 veces la masa del cilindro. Asimismo, si la presión aumenta a 6,5 bar, el impacto es de 15 veces la masa del cilindro.



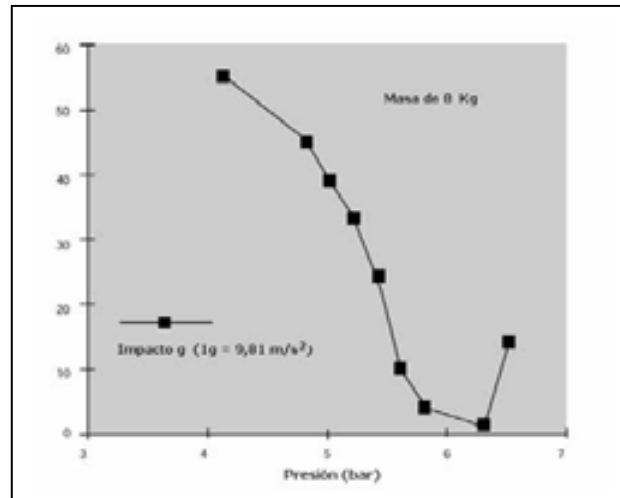


Fig. 2.14 Amortiguamiento con restrictor de caudal y cambios de presión en la alimentación. Fuente: Rexroth

En la práctica se suele escoger un cilindro con mayor diámetro del necesario con lo cual se obtiene una sobrecapacidad de amortiguamiento. En general se intenta corregir el impacto una vez que el cilindro está instalado, presentándose dos casos, el sobreamortiguamiento y la falta de amortiguamiento.

El primero puede corregirse adoptando las siguientes medidas:

- 1 - Aumentar la velocidad del pistón ajustando los restrictores o las válvulas de control de retención.
- 2 - Reducir la presión de operación.
- 3 - Aumentar la masa móvil, lo cual no es fácil de conseguir.

Y para corregir los impactos por poco amortiguamiento:

- 1 - Reducir la velocidad del pistón.
- 2 - Aumentar la presión de operación.
- 3 - Reducir la masa.
- 4 - Equipar el cilindro con amortiguadores hidráulicos externos.

Es evidente que lo mejor es obtener el amortiguamiento ideal desde el principio, seleccionando correctamente el cilindro y sus accesorios de amortiguación (válvula de aguja o gomas). En la figura 2.15 pueden verse las curvas que relacionan la velocidad del pistón y la masa móvil de amortiguamiento para una carrera mínima de 200 mm y una presión de operación de 6,3 bar.

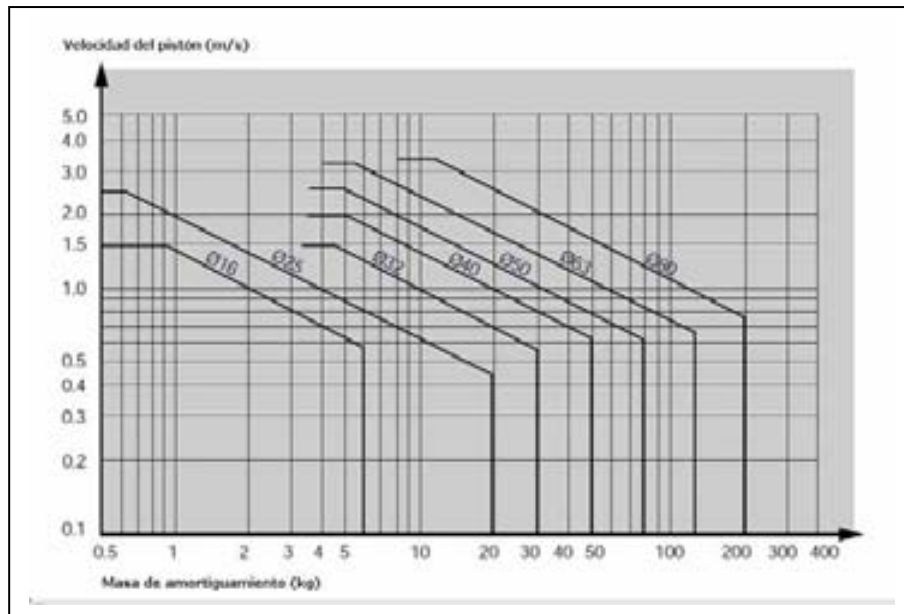


Fig. 2.15 Relación entre la velocidad del pistón y la masa móvil de amortiguamiento (carrera mínima de 200 mm y presión de operación de 6,3 bar). Fuente: Rexroth

Una regla práctica es seleccionar el cilindro que cumpla la relación:

$$\frac{\text{Masa móvil en Kg}}{\text{Área del pistón}} < 4$$

En el caso de que el movimiento del vástago sea vertical se recomienda que se cumpla:

$$\frac{\text{Masa móvil en Kg}}{\text{Área del pistón}} < 2$$

En la curva de la figura 2.16 puede verse la relación entre la energía de amortiguamiento y la carrera del pistón. Y en la curva de la figura 2.17 la influencia que tiene sobre el amortiguamiento la relación entre la masa en kg del cilindro y el área del pistón en cm^2 .

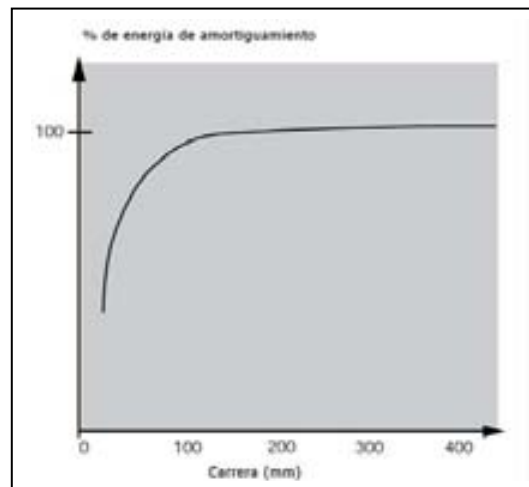


Fig. 2.16 Relación entre la energía de amortiguamiento y la carrera. Fuente: Rexroth

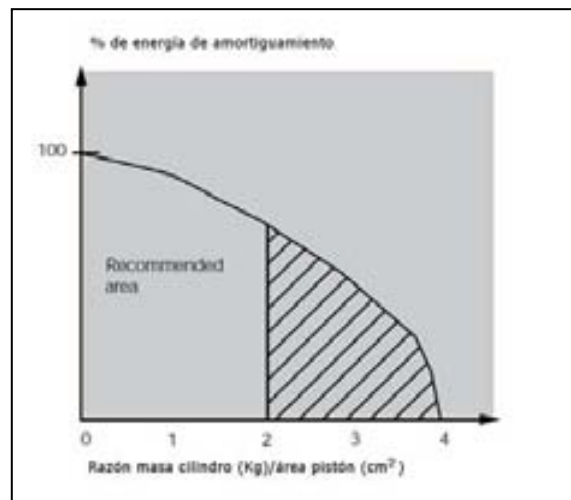


Fig. 2.17 Energía de amortiguamiento y relación entre la masa móvil (kg) y el área del cilindro (cm^2). Fuente: Rexroth

En la figura 2.18 puede verse un cilindro preparado para el máximo amortiguamiento dotado de elementos elásticos entre el pistón y el extremo del cilindro, lo que reduce el ruido del impacto en unos 20 a 30 dBA.



Fig. 2.18 Cilindro con elementos elásticos para un máximo amortiguamiento. Fuente: Rexroth

Para determinar con precisión la velocidad del pistón se usan dispositivos electrónicos que además permiten medir las secuencias del ciclo de trabajo del cilindro. En la figura 2.19 pueden verse las variaciones de presión en el cilindro en función del tiempo y de las fases de movimiento del pistón.

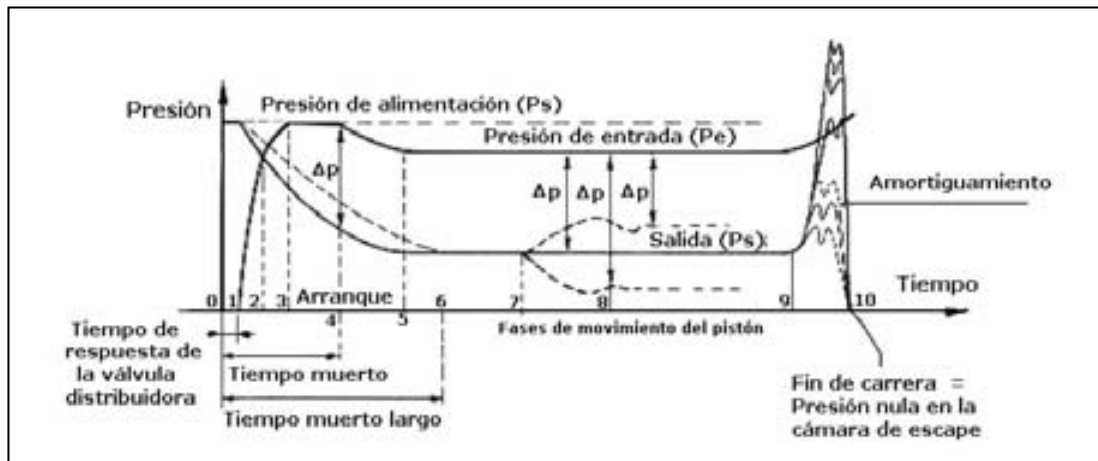


Fig. 2.19 Gráfico de presión en el cilindro en una carrera.
Fuente: UCL (Université Catholique de Louvain)

Existen programas de simulación que utiliza el ingeniero de diseño para predecir el comportamiento dinámico del sistema neumático y optimizar los ajustes y la selección de los componentes. Estos programas permiten efectuar recomendaciones de diseño en el caso de que la energía cinética al final de la carrera del cilindro sea demasiado alta. En la figura 2.20 puede verse el resultado de una simulación.

2.3.3 Cilindro de doble efecto tipo tándem

Es un cilindro compuesto por dos cilindros de doble efecto acoplados en serie. Aplicando simultáneamente presión sobre los dos émbolos se obtiene una fuerza que equivale aproximadamente al doble a la de un cilindro del mismo diámetro.

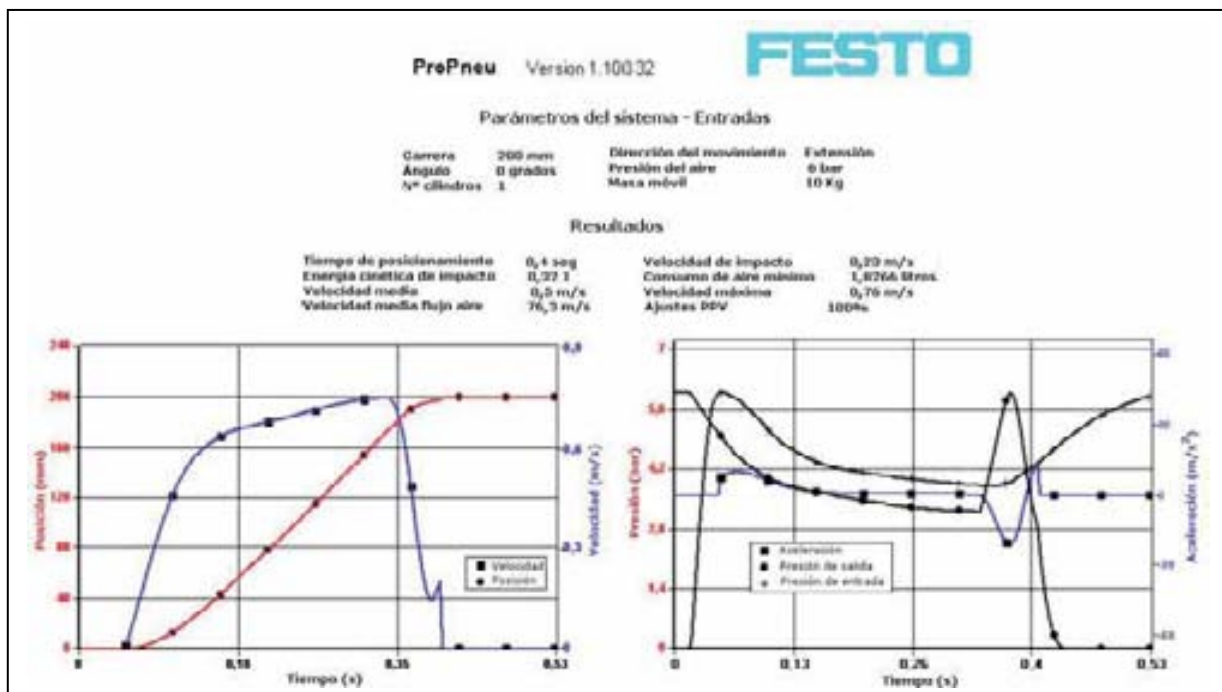


Fig. 2.20 Gráfico simulación impacto final carrera cilindro neumático. Fuente: FESTO

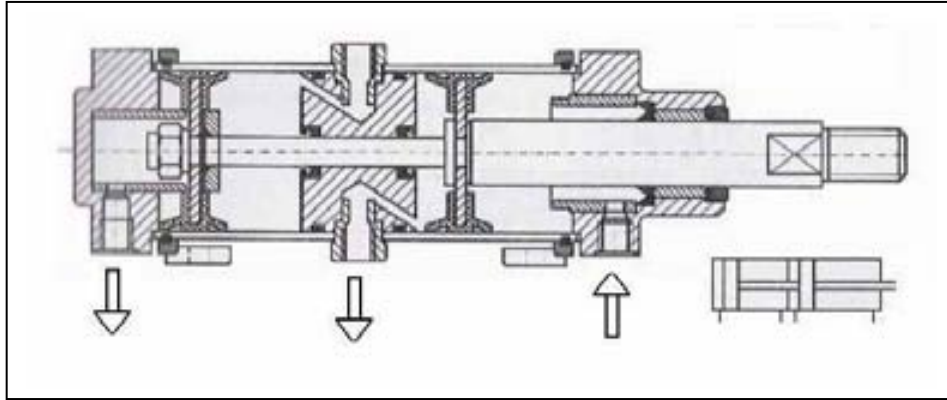


Fig. 2.21 Cilindro doble efecto tipo tándem

Se utiliza cuando se necesitan fuerzas considerables, y existe un espacio insuficiente para colocar cilindros de diámetro superior.

2.3.4 Cilindros de doble efecto multiposición

Consisten en dos o más cilindros de doble efecto acoplados en serie. Dos cilindros con carreras diferentes permiten obtener cuatro posiciones diferentes del vástago (figura 2.22).

2.3.5 Cilindro neumático guiado

Uno de los problemas que presentan los cilindros convencionales es el movimiento de giro que puede sufrir el vástago, ya que el pistón, el vástago y la camisa del cilindro son de sección circular, por lo que ninguno de ellos evita la rotación. En algunas aplicaciones la rotación libre no es tolerable por lo que es necesario algún sistema antigiro.

Entre las soluciones figuran la adopción de pistones y camisas ovaladas, la instalación de unidades de guiado que aseguran la función de guiado del vástago gracias a elementos mecánicos exteriores formados por cojinetes de bronce sinterizado dentro de los cuales deslizan las varillas de guiado.

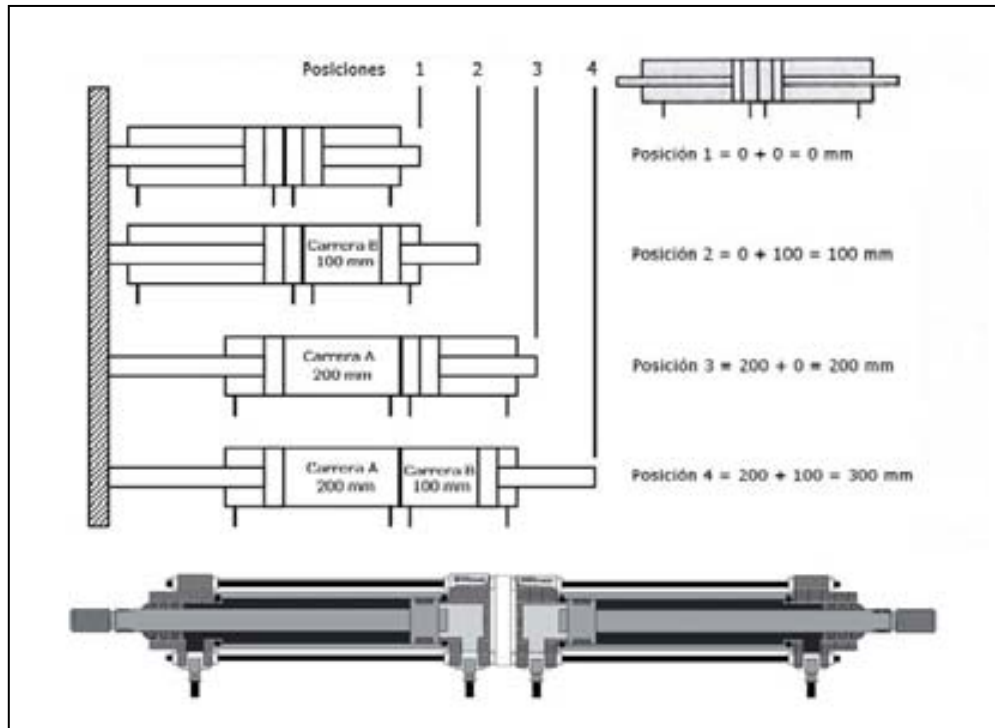


Fig. 2.22 Cilindro neumático multiposición. Fuente: SEAS

Pero uno de los sistemas que aparte de la función antigiro tiene otras ventajas es el cilindro neumático guiado que contiene dos o más pistones con sus vástagos, lo que da lugar a una fuerza doble de la de los cilindros convencionales. Gracias a los amortiguadores, alcanza su posición final con suavidad, lo que proporciona un bajo ruido en su funcionamiento.

Las aplicaciones típicas son el manejo de materiales con carga lateral elevada y movimientos muy precisos tales como el manejo de cargas con reducción de velocidad y paro y el agarre de objetos en las operaciones con máquinas-herramientas, cuando un cilindro estándar es demasiado débil para la aplicación.

En la figura 2.23 puede verse un cilindro neumático guiado con sus curvas características de funcionamiento.

2.3.6 Cilindro neumático sin vástago

Cuando el espacio disponible para el cilindro es limitado, el cilindro neumático sin vástago es la elección. Puede tener una carrera relativamente larga de unos 800 mm y mayor. El arrastre del carro portacargas exterior puede hacerse de forma mecánica o magnética (figura 2.24).

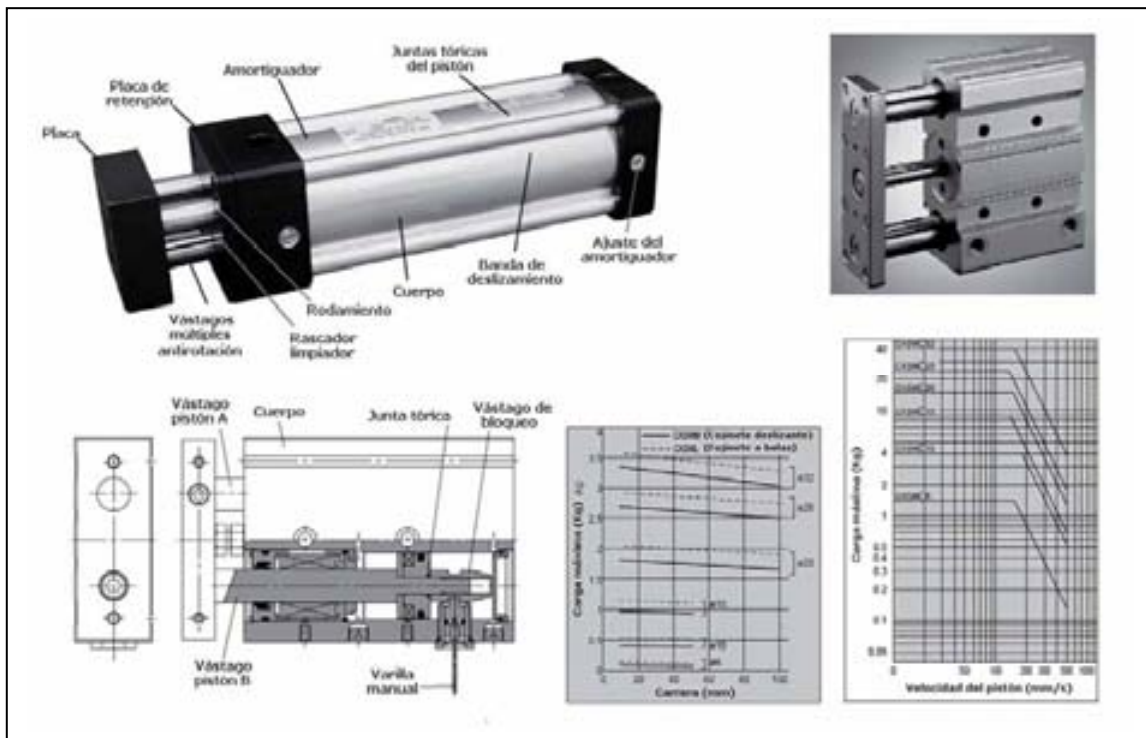


Figura 2.23 Cilindro neumático guiado

En el *arrastre mecánico*, el cuerpo del cilindro está provisto de una ranura longitudinal por donde desliza una brida recubierta por una junta de caucho que garantiza la estanqueidad del cilindro y que une el pistón con el carro portacarga. El final de la carrera del cilindro viene determinado por un vástago o macho.

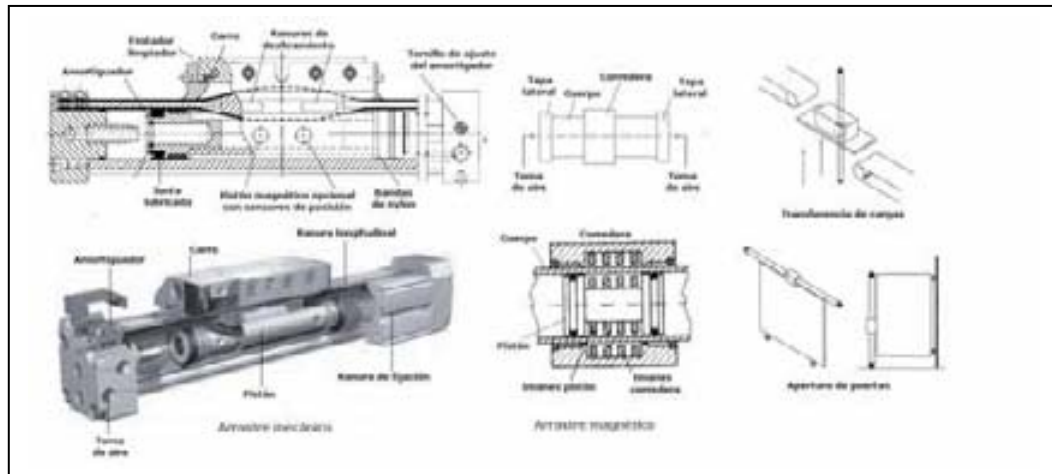


Fig. 2.24 Cilindro neumático sin vástago

En el *arrastre magnético* el cuerpo del cilindro es de acero inoxidable magnético, y en su interior desliza el émbolo provisto de imanes permanentes. Su movimiento es seguido magnéticamente por una corredera externa provista también de imanes permanentes. La estanqueidad se logra con tapas roscadas provistas de tomas para la alimentación de aire. La fuerza que ejerce este sistema es algo inferior a la de arrastre mecánico, debiendo señalar que no puede montarse en vertical ya que si se supera la carga admisible tiene lugar el desenganche magnético y la carga cae. Si esta condición se presenta en el cilindro con arrastre mecánico, la carga no se mueve y queda inmóvil sin caerse.

Entre las aplicaciones de los cilindros neumáticos sin vástago figuran la transferencia y alimentación de cargas, la apertura de puertas, etc.

2.3.7 Cilindro neumático de impacto

El vástago de este cilindro se mueve a una velocidad elevada del orden de los 10 m/s y esta energía se emplea para realizar trabajos de marcado de bancadas de motor, de perfiles de madera, de componentes electromecánicos y trabajos en prensas de embutición, estampado, remachado, doblado, etc.

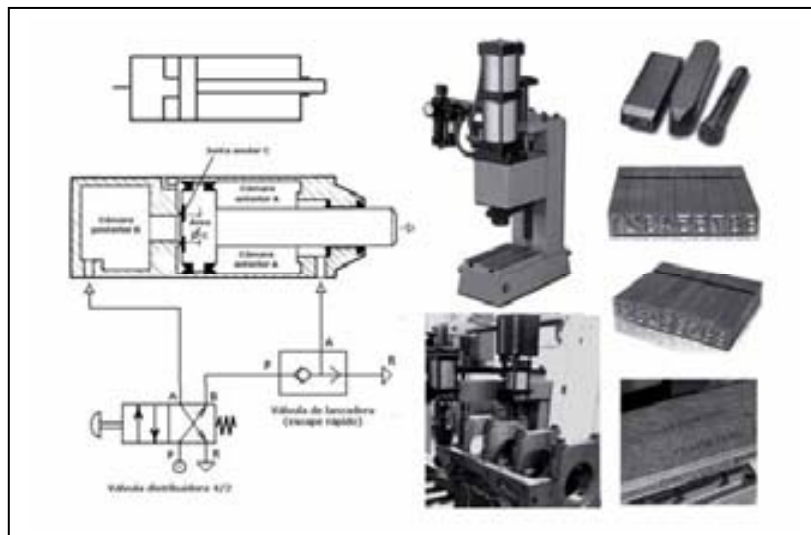


Fig. 2.25 Cilindro neumático de impacto

Disponen de un cilindro neumático de doble efecto con dos cámaras, la posterior B de mayor sección, aunque inicialmente el aire sólo actúa sobre una pequeña área de diámetro c gracias a una junta anular C. Al accionar una válvula distribuidora (figura 2.25), el aire en la cámara anterior A escapa a la atmósfera mientras que la cámara posterior B se va llenando de aire a presión. En el instante en que la fuerza ejercida por la presión de aire en la superficie c supera la del aire en escape en la cámara anterior A, se aplica entonces plena presión a toda la superficie del émbolo en la cámara posterior B, con lo que se consigue una gran aceleración y se alcanzan velocidades del orden de 7,5 a 10 m/s, cuando lo normal es de 0,1 a 1 m/s.

2.3.8 Cilindro neumático de fuelle

El cilindro neumático de fuelle (motor neumático de fuelle) incorpora un cilindro de doble efecto, un sistema de accionamiento de válvula de control direccional y dos tornillos de regulación de velocidad de avance y retroceso (figura 2.26).

En la tabla 2.4 puede verse el empuje desarrollado para varios tamaños de cilindros y en la figura 2.26 el cilindro y una curva que relaciona la presión del aire con la velocidad del vástago cuando no hay carga en el cilindro.

Tabla 2.4 Características Cilindro neumático de fuelle. Fuente: Schrader

Tamaño orificio (mm)	30	45	64	92
Área del pistón de avance (cm ²)	7,9	15,5	31,6	66,6
Área del pistón de retroceso (cm ²)	5,9	13,5	29,7	63,7
Presión del aire (bar)	Empuje teórico en Newton			
0,7	53	107	222	458
1,4	107	214	445	916
2,07	165	320	667	1.379
2,75	214	427	890	1.837
3,44	271	534	1.108	2.295
4,1	325	641	1.330	2.753
5,5	436	854	1.775	3.674
6,9	543	1.068	2.220	4.591
8,27	649	1.281	2.664	5.511
10,3	814	1.601	3.327	6.886

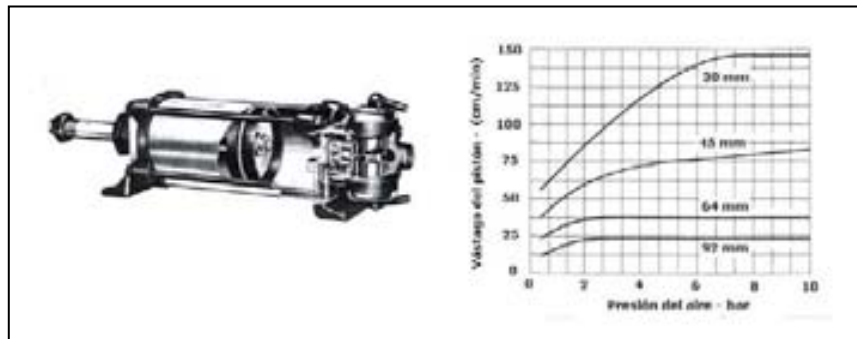


Fig. 2.26 Cilindro neumático de fuelle. Fuente: Schrader

2.3.9 Sistemas de accionamiento

Para regular el arranque, parada y el sentido así como la presión o el caudal del aire de los cilindros neumáticos, existen varios sistemas de accionamiento de las válvulas: manual, mecánico, eléctrico, hidráulico o neumático.

Los sistemas más utilizados son las válvulas distribuidoras, las válvulas antiretorno o de bloqueo, las válvulas reguladoras de presión y las reguladoras de flujo o de velocidad.

2.3.9.1 Válvulas distribuidoras

Las válvulas distribuidoras dirigen el aire comprimido hacia varias vías en el arranque, la parada y el cambio del sentido del movimiento del pistón dentro del cilindro. En la simbología de estas válvulas DIN-ISO 1219 (Internacional Standard Organization) y CETOP (Comité Europeo de Transmisiones Oleohidráulicas y Neumáticas), se utiliza la siguiente nomenclatura:

Tabla 2.5 Simbología de válvulas distribuidoras

ISO 1219 Alfabética	CETOP Numérica	Función
P	1	Conexión del aire comprimido (alimentación)
A, B, C	2, 4, 6	Tuberías o vías de trabajo con letras mayúsculas
R, S, T	3, 5, 7	Orificios de purga o escape
X, Y, Z	12, 14, 16	Tuberías de control, pilotaje o accionamiento
L	9	Fuga

Válvula normal cerrada = No permite el paso del aire en posición de reposo. Si se excita (acciona), permite circular el aire comprimido.

Válvula normal abierta = En reposo el paso del aire está libre y al excitarla (accionarla) se cierra.

Posición de partida = Movimiento de las partes móviles de una válvula al estar montada en un equipo y alimentarla a la presión de la red neumática.

Los cilindros accionados por las válvulas distribuidoras se representan con letras A, B, C, etc. Los sensores asociados de posiciones inicial y final del vástago con un código alfa-numérico:

Cilindro A:

a0 = final retracción (posición inicial vástago con el pistón completamente retraído)

a1 = final extensión (posición final vástago con el pistón completamente extendido)

Cilindro B:

b0 = final retracción (posición inicial vástago con el pistón completamente retraído)

b1 = final extensión (posición final vástago con el pistón completamente extendido)

Para representar las funciones de las válvulas distribuidoras se utilizan símbolos que indican el número de posiciones y de vías de la válvula y su funcionamiento. El número de posiciones viene representado por el número de cuadrados yuxtapuestos (o casillas) en cuyo interior se dibuja el esquema de funcionamiento, siendo las líneas el número de tuberías o de conductos, cuya unión se representa mediante un punto.

Las conexiones (entradas y salidas de la válvula) se representan por medio de trazos externos unidos al cuadrado o casilla. La casilla indica la posición de reposo de la válvula distribuidora, es decir, la posición que ocupa cuando la válvula no está excitada. La posición inicial es la que toma la válvula cuando se establece la presión o bien la conexión de la tensión eléctrica y es la posición por medio de la cual comienza el programa preestablecido. La figura 2.27 representa estos símbolos básicos según la norma DIN-ISO 1219.

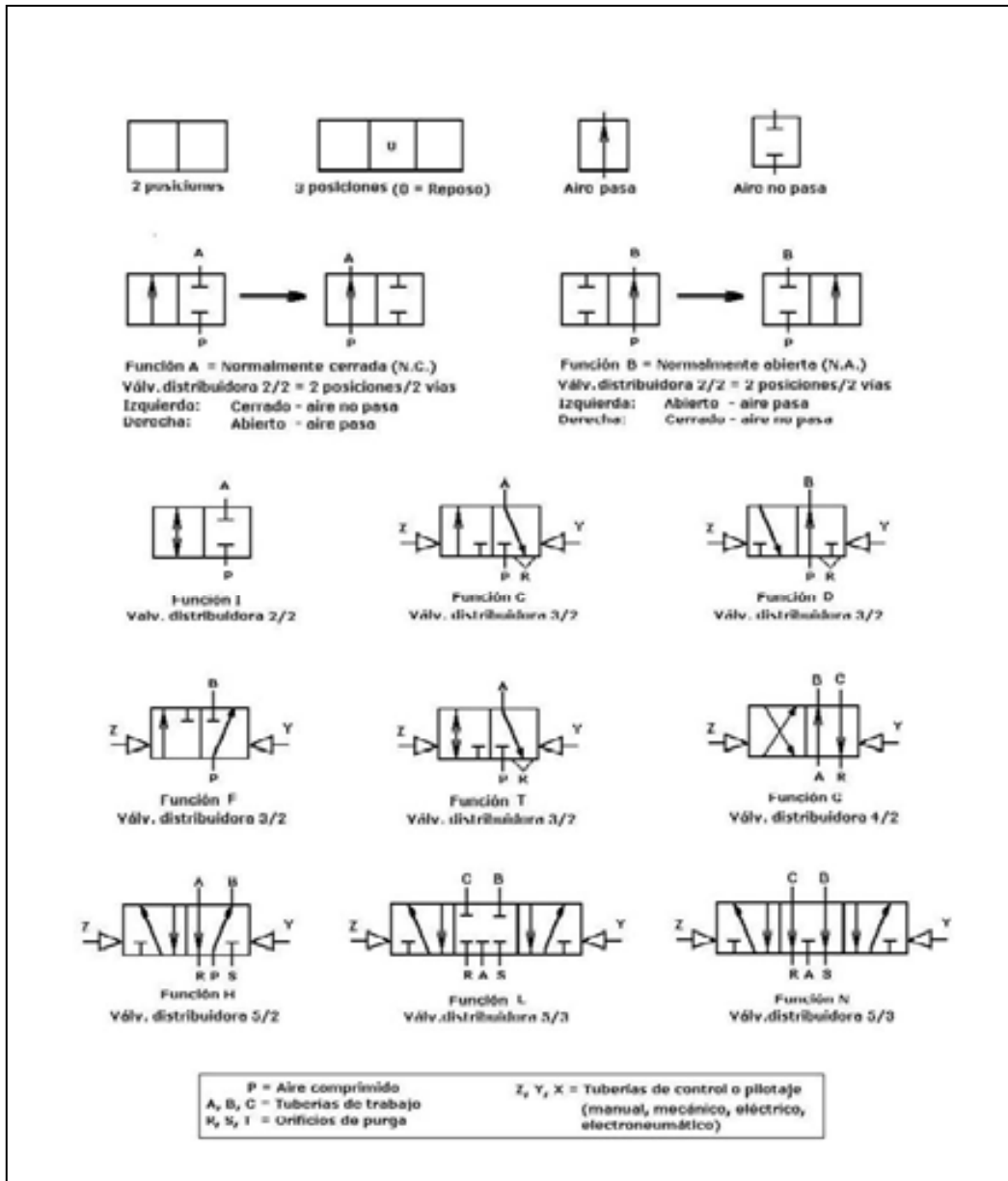


Fig. 2.27 Símbolos básicos de las válvulas distribuidoras (DIN-ISO 1219)

En la figura 2.28 se representa una válvula distribuidora 3/2 que dispone de 3 vías y 2 posiciones y acciona una válvula todo-nada y un cilindro de simple efecto. En las figuras 2.29 y 2.30 puede verse una válvula distribuidora 5/2 (5 vías, 2 posiciones) que acciona un cilindro de doble efecto. En la parte inferior de estas figuras la válvula distribuidora y el cilindro están representados en forma antigua antes de la aparición de las normas ISO 1219 y CETOP.

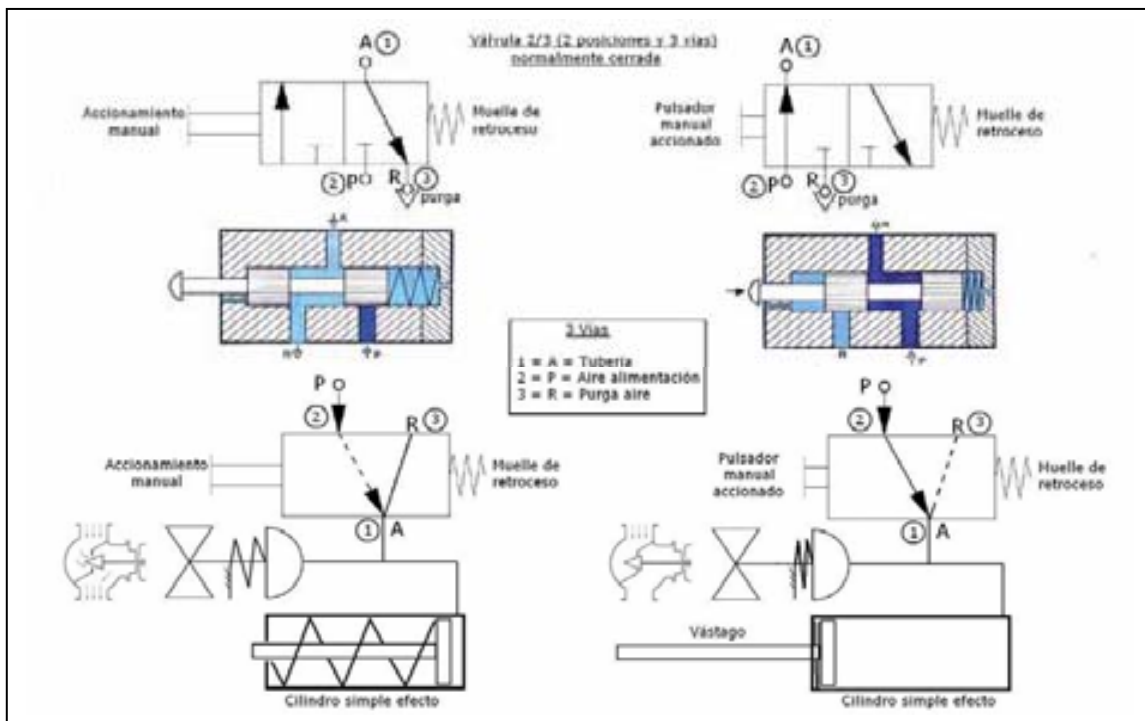


Fig. 2.28 Válvula distribuidora 3/2 (3 vías, 2 posiciones) manual, actuando sobre válvula neumática todo-nada y cilindro con retorno por muelle (simple efecto)

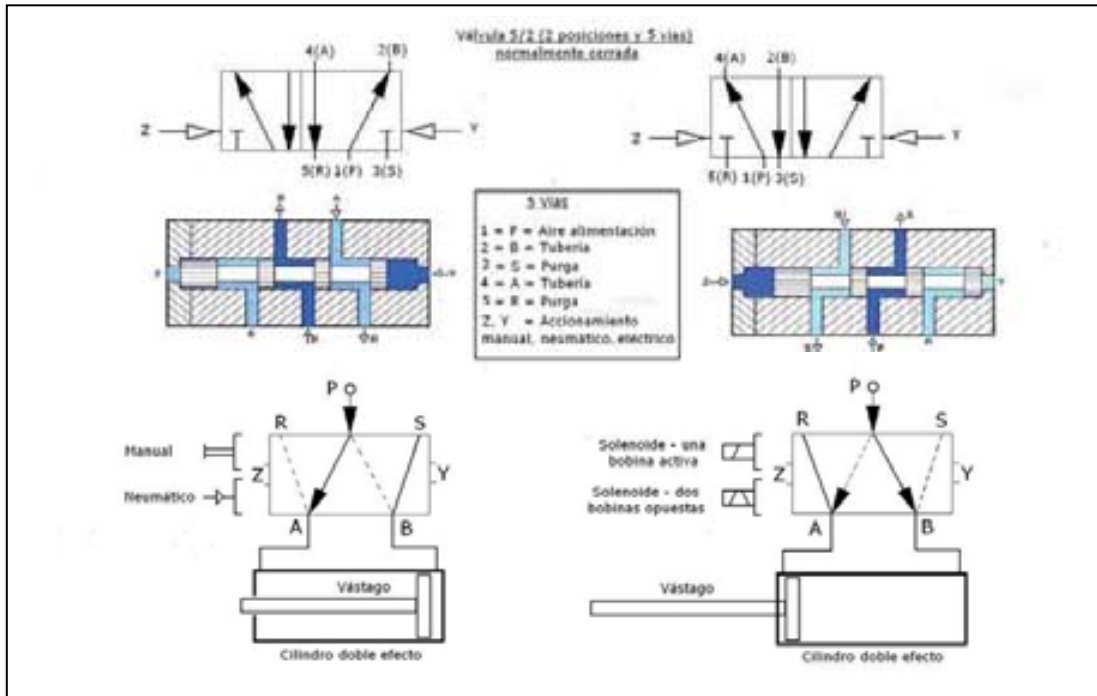


Fig. 2.29 Válvula distribuidora 5/2 (5 vías, 2 posiciones) y cilindro de doble efecto



Fig. 2.30 Válvula distribuidora 5/2 (5 vías, 2 posiciones) de simple y doble bobina. Fuente: Bosch

Las válvulas de 4 vías y 2 posiciones (4/2) (figura 2.30) son semejantes a las de 5 vías diferenciándose en que disponen de un solo orificio de escape con lo cual sólo admiten una regulación de velocidad en la entrada y la salida del aire.

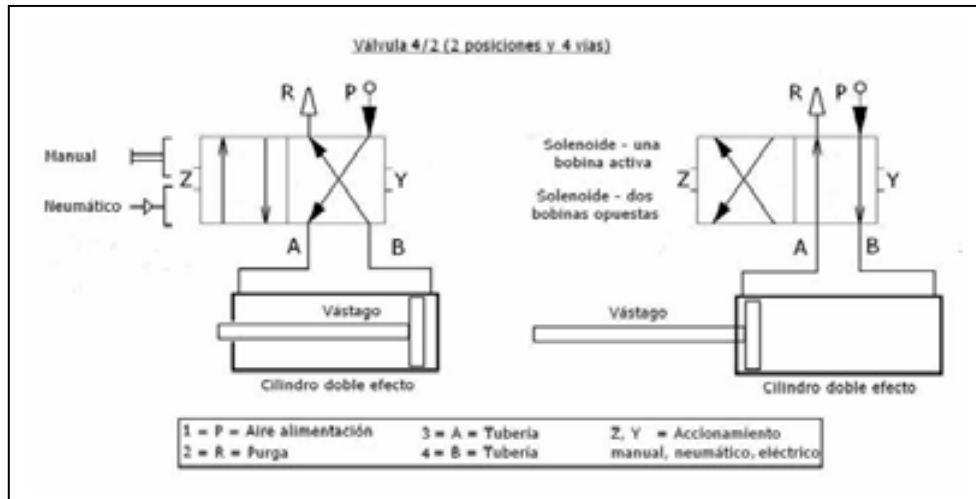


Fig. 2.31 Válvula distribuidora 4/2 (4 vías, 2 posiciones) accionando un cilindro de doble efecto

Las *válvulas neumáticas manuales* suelen ser válvulas 4/3 (4 vías y 3 posiciones) accionadas manualmente mediante un pedal o una palanca perpendicular o rotativa (figura 2.32).

El accionamiento manual de la válvula se efectúa mediante un pulsador, una palanca, un pedal o un pedal con enclavamiento, y el accionamiento mecánico con una leva o un rodillo.

El accionamiento eléctrico se realiza por medio de bobinas de solenoide que en el caso de máxima seguridad están siempre alimentadas, para que ante un fallo en la alimentación eléctrica, vayan a la posición de seguridad. De hecho las válvulas de solenoide son válvulas distribuidoras 2/2 (2 vías, 2 posiciones) o 3/2 (3 vías, 2 posiciones), 4/2 (4 vías, 2 posiciones) y 5/2 (5 vías, 2 posiciones). Las válvulas de 5 vías son semejantes a las de 4 vías diferenciándose en que disponen de orificios de escape separados para cada tubería de entrada. Y las válvulas distribuidoras 4/2 son una combinación de dos válvulas 3/2.

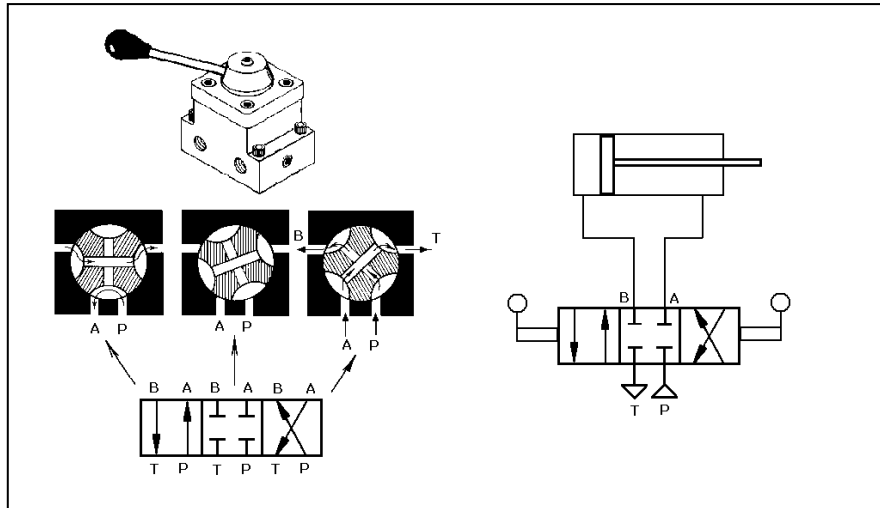


Fig. 2.32 Válvula rotativa 4/3 (4 vías, 3 posiciones)

La válvula de solenoide se excita a través de un temporizador eléctrico, un final de carrera, presostatos, termostatos o mandos electrónicos. En general, el accionamiento eléctrico es el adecuado cuando las distancias de transmisión son muy largas y los tiempos de conexión son cortos.

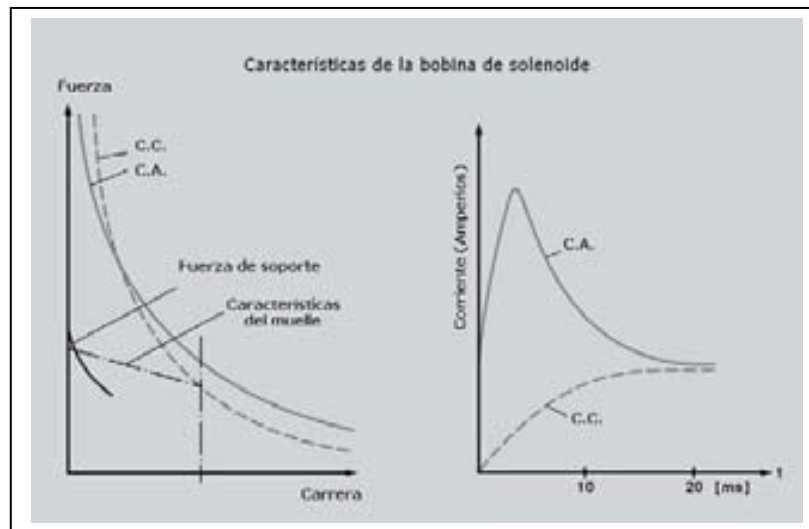


Fig. 2.33 Relación fuerza-carrera, intensidad-tiempo de una válvula de solenoide. Fuente: Burkert

La curva característica (fuerza – carrera) permite determinar la fuerza generada por una bobina de solenoide en un cierto punto de la carrera como función del número de espiras. En la figura 2.33 puede verse la relación entre la fuerza y la carrera de una válvula de solenoide típica, así como el consumo de corriente alterna y continua en el arranque.

Las electroválvulas de un solo solenoide al ser desexcitadas tienen el retorno del émbolo por muelle y se llaman monoestables, mientras que las electroválvulas de doble solenoide permiten que la válvula vaya de una posición a la otra mediante una señal eléctrica de impulso a la bobina opuesta (sistema biestable de doble pilotaje). De este modo permanecen en la posición deseada sin que sea necesario que la bobina esté excitada de forma permanente (el émbolo se queda inmóvil una vez desaparecida la señal de mando – función de memoria).

Las válvulas de solenoide con rearme manual (figura 2.34) se utilizan para prevenir un arranque inadvertido de la instalación después de presentarse una avería. Por ejemplo, su uso es común en la línea de combustible (gas natural o fuel-oil) de alimentación de una caldera de vapor. Si ésta se para por fallo de alguno de los elementos del circuito de enclavamiento, la válvula de solenoide se dispara y el operario debe rearmarla manualmente antes de poner de nuevo en marcha la caldera. La presión de accionamiento de las válvulas distribuidoras es de unos 6 bar (600 kPa). El margen de la presión de trabajo se encuentra entre 1,2 a 8 bar (120 a 800 kPa). El caudal nominal es de unos 100 l/min.

En las válvulas de solenoide de acción directa la diferencia de presiones entre la entrada y la salida disminuye al aumentar el diámetro de la válvula, ya que la fuerza generada por la bobina al conectarla a la corriente debe vencer la presión diferencial del fluido. Si la presión diferencial es grande la fuerza ejercida por la bobina es pequeña comparada con dicha presión diferencial del fluido y es necesario utilizar el aire de alimentación como fluido auxiliar para accionar el émbolo de la válvula a través de la válvula piloto de solenoide, es decir, la válvula de solenoide actúa como relé neumático de la señal. En estas válvulas con piloto electroneumático, la diferencia de presiones mínima debe estar comprendida entre 0,2 bar a 1 bar para que la válvula piloto trabaje correctamente. Este tipo de válvulas consume menos corriente pero emplea más tiempo en la conmutación de posiciones.

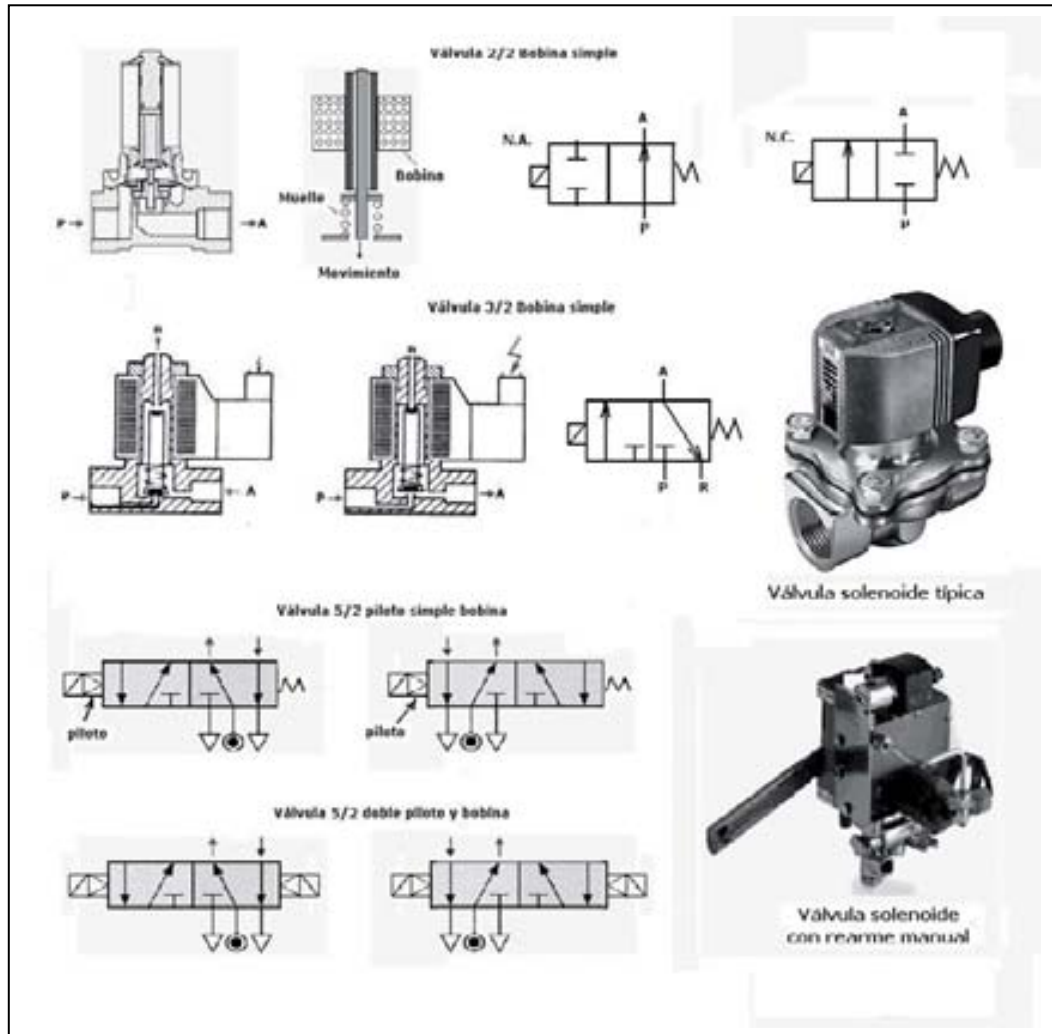
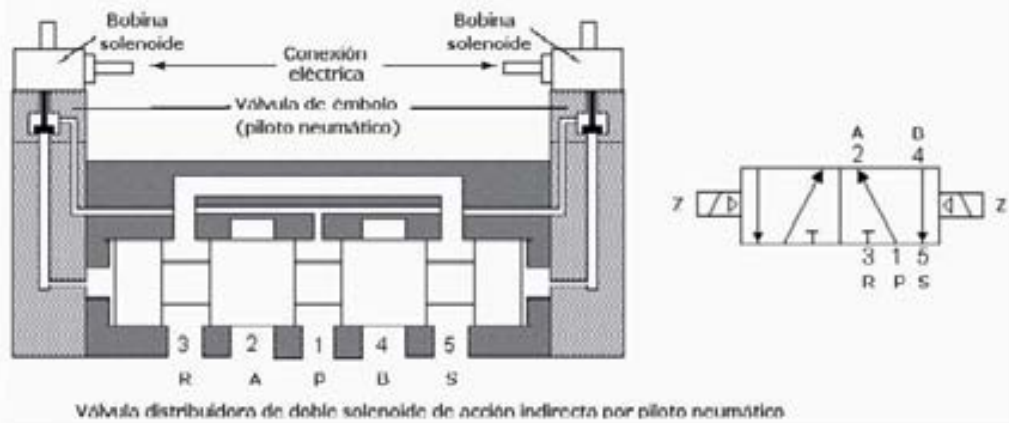
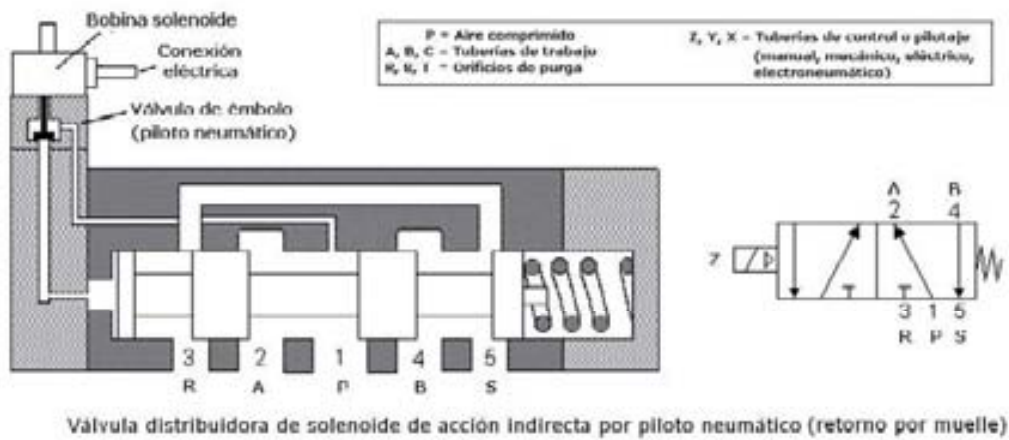


Fig. 2.34 Válvulas de solenoide

Los sistemas electroneumáticos permiten un alto grado de sofisticación y de flexibilidad. Controlan los cilindros mediante válvulas de solenoide y obtienen las señales de realimentación a través de interruptores magnéticos, sensores e interruptores eléctricos de final de carrera. Las funciones lógicas se obtienen por hardware o bien se programan en un PLC (programmable logic controller).



P = Aire comprimido
 A, B, C = Tuberías de trabajo
 Z, Y, X = Tuberías de control o pilotoaje (manual, mecánico, eléctrico, electropneumático)
 R, S, I = Orificios de purga

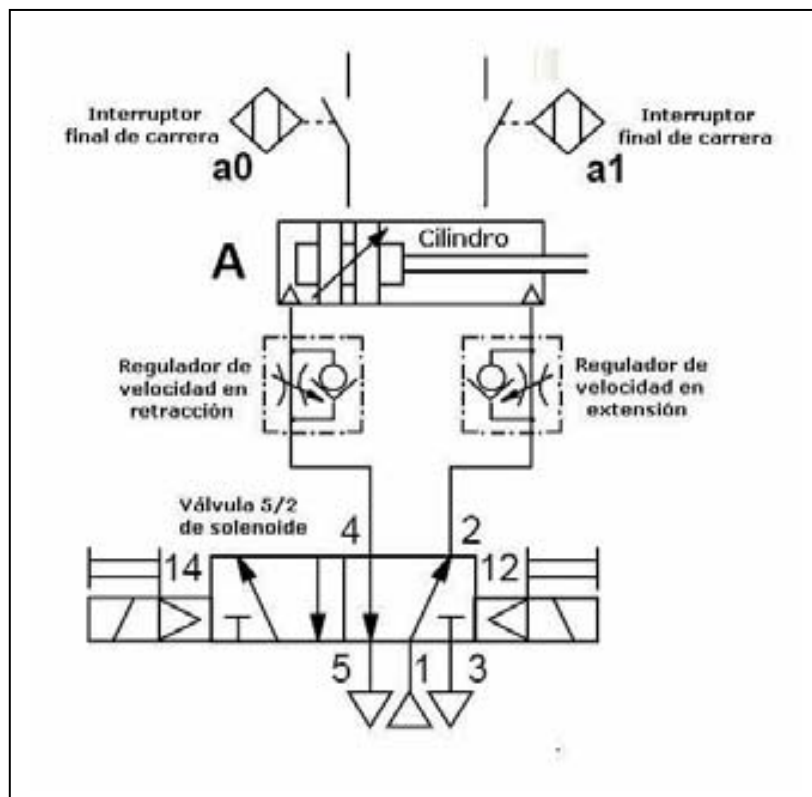


Fig. 2.35 Válvulas de solenoide con accionamiento electropneumático. Acción directa, indirecta y doble solenoide y circuito electropneumático típico

Como información adicional se indican en la Tabla 2.6 los tiempos de respuesta del conjunto cilindro válvula distribuidora en un ciclo de trabajo.

Tabla 2.6 Tiempos de respuesta del conjunto cilindro válvula distribuidora en un ciclo de trabajo.

Datos del cilindro	Orificio	Entrada válvula	Kv	Cv	Tiempo milisegundos
Cilindro de doble efecto de 150 mm de carrera, un ciclo de extensión y de retracción, Válvula de solenoide 5/2 de retorno por resorte, alimentación 6 bar, 1 m. de tubería entre la válvula y el cilindro y sin carga en el vástago del pistón	20	1/8	0,26	0,3	225
	60	1/8	0,34	0,4	700
	63	¼	0,85	1	525
	100	¼	0,85	1	1100

	160	½	2,98	3,5	950
	200	½	2,98	3,5	1560
	200	1	6,65	7,8	650
	320	1	6,65	7,8	1280

En la tabla 2.7 pueden verse los materiales de los cuerpos de las válvulas de solenoide, que son resistentes a la corrosión de fluidos industriales.

Tabla 2.7 Materiales resistentes a la corrosión de fluidos industriales en los cuerpos de las válvulas de solenoide. Fuente: Meter Paul

Fluidos	Cuerpo inoxidable	Cuerpo de latón	Fluidos	Cuerpo inoxidable	Cuerpo de latón
Aceite de linaza	R	R	Diesel	R	R
Aceite hidráulico Inflamable	NR	NR	Disolventes	PP	PP
Aceite hidráulico Standard	R	R	Éter	R	R
Acetato de etilo	PP	NR	Etileno (glicol)	R	R
Acetona	PP	PP	Formaldehido	K*	NR
Ácido acético	NR	NR	Freón (otros)	PP	PP
Acido cítrico	NR	NR	Freón 11	K*	NR
Ácido fosfórico	NR	NR	Freón 12	R	R
Ácido hidroclicóric	NR	NR	Freón 22	N	N
Ácido nítrico	PP	NR	Fueloil	R	R
Ácido oxálico	NR	NR	Gas natural	R	R
Agua a t < 80 °C	R	R	Gases inertes	R	R
Agua a t > 80°C	NI	NI	Gasolina (alto octanaje)	V**	V**
Agua salada	R	RR	Gasolina (bajo octanaje)	R	R
Aire (80°C a 150°C)	V	V	Hidróxido sódico	NR	NR
Álcali	PP	NR	Hydrogen	R	R
Alcohol (General)	R	R	JP4 - JET Fuel	V	V

Alcohol metílico	PP	PP	JP5 - JET Fuel	V	V
Aminas aromáticas	PP	RR	Keroseno	R	R
Amoníaco	PP	PP	Laca	PP	PP
Anhídrido carbónico	R	R	Lubricante	R	R
Argón	R	R	Mercurio	R***	NR
Benceno	V**	NR	Nitrogeno	R	R
Butano	R	R	Oxígeno	R	R
Cetona	PP	NR	Propano	R	R
Chlorinated Hydro-Carbon	PP	PP	Tetracloruro de carbono	V**	NR
Cloro húmedo	NR	NR	Tolueno	PP	PP
Cloro seco	PP*	PP	Vapor	PP	NR
Código					
R = Recomendado			T = Obturador con Teflon® insertado		
NR = No Recomendado			NE = Obturador con Nordel insertado		
PP = Consultar fabricante			* Brida con sello de tefflon®		
V = Obturador con FKM insertado (resistente al ozono)			** Brida con sello FKM (resistente al ozono)		
N = Obturador con Neopreno® insertado			*** Anillo de aluminio		

Puede utilizarse una amplia variedad en las piezas componentes de una válvula de solenoide, en particular en las electroválvulas para usos científicos en cromatografía, electromedicina, analizadores de gases, equipos dentales y controles de medio ambiente. En la tabla 2.8 puede verse una lista de estos materiales y sus compatibilidades.

Tabla 2.8 Materiales de partes internas de las válvulas de solenoide y su compatibilidad con los fluidos. Fuente: ASCO Scientific

Materiales	Compatibilidad	No recomendado
Elastómeros - NBR (Nitrilo, Buna-N)	Aire, agua y aceite ligero, aceites de petróleo, ácidos diluidos, acetileno, keroseno, soluciones cálcicas, gases licuados del petróleo y disolventes. Intervalo útil de temperaturas -20°C a 85°C	Gasolinas o ácidos altamente aromáticos

Elastómeros - FKM (elastómero de fluorocarbono, Viton - 1)	Combustible para jets, gasolinas, y disolventes que atacan normalmente el NBR. Intervalo útil de temperaturas -18°C to 177°C. Es más resistente al calor seco que el EPDM	Cetonas, hidrocarburos halogenados o freón
Elastómeros - EPDM, EPR (etileno propileno)	Agua caliente y vapor de agua. Intervalo útil de temperaturas -23 °C a 149 °C	Fluidos a base de petróleo
Elastómeros - FFKM (perfluoroelastómero, Kalrez - 1)	Posee virtualmente una resistencia química universal. Retiene la elasticidad incluso a temperaturas superiores a 316 °C	
Elastómeros - VMQ (silicona)	Peróxido de hidrógeno y algunos ácidos. Único elastómero que en determinadas condiciones puede usarse para altas y bajas temperaturas	Vapor de agua. Los compuestos de fluorosilicona poseen una mejor resistencia al fueloil
Plásticos - POM (acetal, Celcon - 2)	Muy rígido sin ser frágil. Proporciona dureza, rigidez y una larga vida útil. No tiene olor, ni gusto, no es tóxico y es resistente a la mayor parte de disolventes	
Plásticos - PBT (Valox - 3)	Poliéster termoplástico cristalino con una excelente resistencia química. Posee estabilidad dimensional, alta resistencia al calor y baja absorción de humedad. Su superficie es altamente suave y brillante con una lubricidad inherente.	
Plásticos - PPS (sulfuro de polifenileno, Ryton - 4)	Alta resistencia química y no es atacado por disolventes a temperatura inferior a 200 °C. Posee un bajo rozamiento, buena resistencia al desgaste y alta resistencia a la tracción	
Plásticos - PSU (polisulfona)	Es uno de los materiales termoplásticos más resistentes al calor. Posee una excelente resistencia química frente a ácidos inorgánicos, álcalis e hidrocarburos alifáticos	
Plásticos - PEI (polieterimida, Ultem - 3)	Buenas características de flexión frente al calor. Buena resistencia química a ácido no oxidantes y a disolventes polares	Usarlo con precaución en soluciones alcalinas
Plásticos - PEEK (polietereterketona)	Alto rendimiento con temperaturas de trabajo continuas de 250 °C. Resistencia excelente a una amplia variedad de sustancias químicas y disolventes. Excelentes propiedades de flexión, tensión, e impacto combinadas con una alta resistencia a la fatiga	

Plásticos - PTFE (Teflon - 1)	Virtualmente no es atacado por ningún fluido. Posee un amplio campo de temperaturas	Fabricación difícil. Sus características de flujo frío, pueden contribuir a fugas, particularmente en gases
Plásticos - ETFE (etileno tetrafluoroetileno, Tefzel - 1)	Resina fluoropolimérica con una resistencia química similar al PTFE. Es más robusto siendo adecuado en cuerpos de válvula con orificios roscados	
Plásticos - CTFE (clorotrifluoroetileno, Kel-f - 5)	Excelente resistencia química. Tasa de absorción casi nula y un bajo coeficiente de expansión térmica. Puede emplearse para un campo de temperaturas de -240 °C a 200 °C. Es no inflamable y compatible con oxígeno líquido	
1. Dupont Co., 2. Celanese Plastics Co, 3. GE Plastics, 4. Phillips 66, 5. Daikin Industries		

Tabla 2.9 Durabilidad de materiales neumáticos frente a detergentes de la industria alimentaria. Fuente: Henkel Ecolab

Componentes	Material	A12 -Alcalino débil	B17 - Alcalino	C19 - Alcalino fuerte	D66 - Alcalino	E68 - Alcalino	F56 - Ácido	A99 - Desinfectante suave
Tapas, tirantes de cilindro, vástagos de pistón, tornillos, soportes	Acero AISI 316, 303, 304	1	1	1	1	1	1	1
Vástagos de pistón	Acero AISI 420, 430 F	2	2	2	2	2	2	1
Soportes, tornillos, tuercas	Acero zincado	2	2	3	3	2	3	1
Tornillos, válvulas	Acero niquelado	2	2	2	2	2	2	2
Soportes	Bronce	2	2	3	3	2	3	1
Roscas de conexión	Latón	1	2	3	3	2	3	1
Conectores	Latón niquelado	2	2	2	2	2	2	2
Cuerpos FRL	Zinc	1	0	0	0	0	0	1
Tapas de cilindro	Zinc pintado	1	3	0	0	0	3	1
Tapas, cuerpos de válvulas	Aluminio, aluminio pintado	1	3	0	3	2	2	1
Tirantes de cilindros, tapas	Aluminio anodizado	1	3	0	3	2	2	1

Tirantes de cilindros, tapas	Aluminio niquelado químicamente	1	1	1	1	1	1	1
Tapas, cuerpos de válvulas	Plástico acetal (POM)	1	0	0	0	0	0	1
Tirantes de cilindros, cuerpos de válvulas	Plástico poliamida (PA 6.6)	1	3	3	3	3	3	1
Cables de sensores	PVC	1	1	1	1	1	1	1
Rascadores	Poliuretano (PU)	1	2	2	0	0	2	1
Bolas FRL	Polycarbonato	0	0	0	0	0	0	1
Juntas	Fluoroplástico (PTFE)	1	1	1	1	1	1	1
Juntas planas	Goma de nitrilo (NBR)	2	2	2	2	2	2	1
Copas de vacío	Goma de silicona (Q)	1	1	1	1	1	1	1
A12: P3-topax 12. Producto alcalino débil basado en fosfatos y surfactantes aniónicos								
B17: P3-topax 17. Producto alcalino con agentes complejos, surfactantes no iónicos, hidróxido sódico y silicatos								
C 19: P3-topax 19. Producto alcalino fuerte con agentes complejos, hidróxido sódico y surfactantes no iónicos								
D66: P3-topax 66. Producto alcalino basado en hidróxido sódico, hipoclorito y surfactantes no iónicos								
E 68: P3-topax 68. Producto alcalino basado en hidróxido sódico, hipoclorito, silicatos y surfactantes no iónicos								
F 56: P3-topax 56. Detergente ácido basado en ácido fosfórico, surfactantes no iónicos e inhibidores de corrosión								
A 99: P3-topax 99. Desinfectante de alcalino débil a neutro basado en acetatos de amoníaco grasos								
Significado de la escala de números								
1 = Adecuado. No afectado, mecánica o visualmente								
2 = Bueno. No afectado mecánicamente. Algunos daños visuales								
3 = Utilizable. Resistencia aceptable. Riesgo de daños mecánicos pequeños. Observar la frecuencia y tiempo de exposición								
0 = Uso limitado, no adecuado. Riesgo de daños mecánicos. Se recomienda solo una limpieza esporádica. Cada caso debe juzgarse individualmente								

En la industria alimenticia se aplican las normas:

ISO 14159: Machine Safety. Semejante a las normas europeas de alimentos.

ISO 8086/1986: Hygiene Regulations for Dairies. General guide on Inspection and Sampling.

EN Standards for Machines used in the Food Industry prEN 1672-2: Food processing Machinery - Safety and hygiene requirements.

Existen los grupos de trabajo "European Hygienic Equipment Design Group" (EHEDG) y "Society of Food Hygiene Technology" (SFHT) de Inglaterra que velan por la higiene en el proceso de producción de los alimentos, indicando los materiales que están permitidos en la industria alimentaria y entre ellos los correspondientes a la automatización neumática. Los materiales neumáticos deben seleccionarse para su fácil limpieza utilizando detergentes. En la tabla 2.9 puede verse una guía de durabilidad de equipos neumáticos frente a detergentes empleados en la industria alimentaria.

En la tabla 2.10 pueden verse las averías típicas de las válvulas de solenoide.

Tabla 2.10 Averías típicas en válvulas de solenoide

PROBLEMA	PROCEDIMIENTO
No funciona	1. Comprobar con un voltímetro la tensión de alimentación eléctrica 2. Comprobar la resistencia de la bobina con un óhmetro. El circuito puede estar abierto 3. Comprobar la presión de aire con la indicada en la placa de características
La válvula es lenta o inoperativa.	1. Desmontar la válvula y limpiarla de partículas extrañas. El émbolo debe tener un movimiento libre sin estar doblado 2. Si el accionamiento es por diafragma comprobar su elasticidad sin que esté obturado el orificio. Cambiarlo si es necesario 3. Comprobar todos los resortes. Cambiarlos si están rotos
Fuga externa en la camisa o en la junta entre el cuerpo y la tapa	Comprobar el par de apriete de la camisa o de la tapa. Si la fuga persiste sustituir el conjunto del diafragma y los cuerpos o tapas con daños en las juntas
Fuga externa en el dispositivo de control de velocidad	Comprobar los anillos toroidales y sustituirlos en caso necesario
Fuga interna	1. Desmontar la válvula, extraer las partículas extrañas y limpie los componentes en una solución de jabón suave y agua 2. Examine la superficie de la junta del diafragma y elimine las partículas extrañas. Examine el orificio por grietas. Las partes dañadas deben ser reparadas o sustituidas 3. Comprobar el muelle de retorno del émbolo. Sustituirlo si está roto
Sonido de bocina o martilleo al excitar la bobina	1. Desconectar la alimentación eléctrica de la bobina 2. Inspeccionar el émbolo y la camisa por desgaste excesivo o contaminación

En el Apéndice puede verse la simbología de las válvulas distribuidoras, de los cilindros, de los diversos tipos de accionamiento y de los accesorios.

2.3.9.2 Cálculo del C_v y K_v de las válvulas distribuidoras

Una vez seleccionada la válvula distribuidora es necesario calcular su tamaño para que pueda accionar el cilindro en el tiempo adecuado tanto en un sentido de la carrera como en el contrario. El factor más importante es la capacidad de caudal (C_v o K_v) que indica el grado de resistencia que la válvula presenta al flujo de aire en el circuito neumático. En instalaciones críticas debe prestarse especial atención a la resistencia de los conectores y a los tubos que unen la válvula al resto de la instalación. Unos pocos cm. adicionales de tubería o un conector incorrecto puede ser la diferencia entre que el circuito trabaje correctamente o no lo haga.

La práctica utilizada en el pasado de seleccionar la válvula distribuidora del mismo tamaño que los orificios del cilindro es errónea, ya que las válvulas distribuidoras poseen actualmente una gran capacidad de caudal comparada con los modelos que se fabricaban hace años. Además son más rápidas de accionamiento, consumen menos potencia al utilizar bobinas solenoide de menor tamaño y son más baratas.

El factor C_v se define como:

«Caudal de agua en galones USA por minuto a la temperatura de 60° F (15,5° C) que pasa a través de la válvula en posición completamente abierta y con una pérdida de carga de una libra por pulgada cuadrada (psi)».

Y el factor de caudal K_v (norma internacional IEC-534-1987) se define del siguiente modo:

«Caudal de agua a 20° C en m^3/h que pasa a través de la válvula a una apertura dada y con una pérdida de carga de 1 bar (10^5 Pa) ($1,02$ kg/cm²)».

La equivalencia entre los coeficientes K_v y C_v es:

$$K_v = 0,853 C_v \text{ (m}^3/\text{h)}$$

$$C_v = 1,16 K_v \text{ (galones por minuto)}$$

La fórmula que permite determinar los factores de capacidad de caudal (C_v o K_v) se deduce del modo siguiente.

Una válvula distribuidora, que de hecho puede considerarse como una válvula de control todo-nada, permite la circulación de un cierto caudal del fluido con una determinada pérdida de carga. Aplicando el teorema de Bernouilli en los puntos 1 y 2 de la figura 2.30 resulta:

$$\frac{P_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2}$$

Y suponiendo fluidos incompresibles (líquidos) $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ luego:

$$V_2^2 - V_1^2 = 2 \cdot \frac{P_1 - P_2}{\rho}$$

y como V_2 es mucho mayor que V_1 queda:

$$V_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}} = \sqrt{2h}$$

en la que h = altura de presión entre la entrada y salida de la válvula, en m correspondiente a la diferencia de presión hidrostática equivalente.

Por otro lado, la forma de la válvula da lugar a una resistencia que disminuye la velocidad o el caudal. Luego ésta es: $V = \beta \sqrt{2h}$

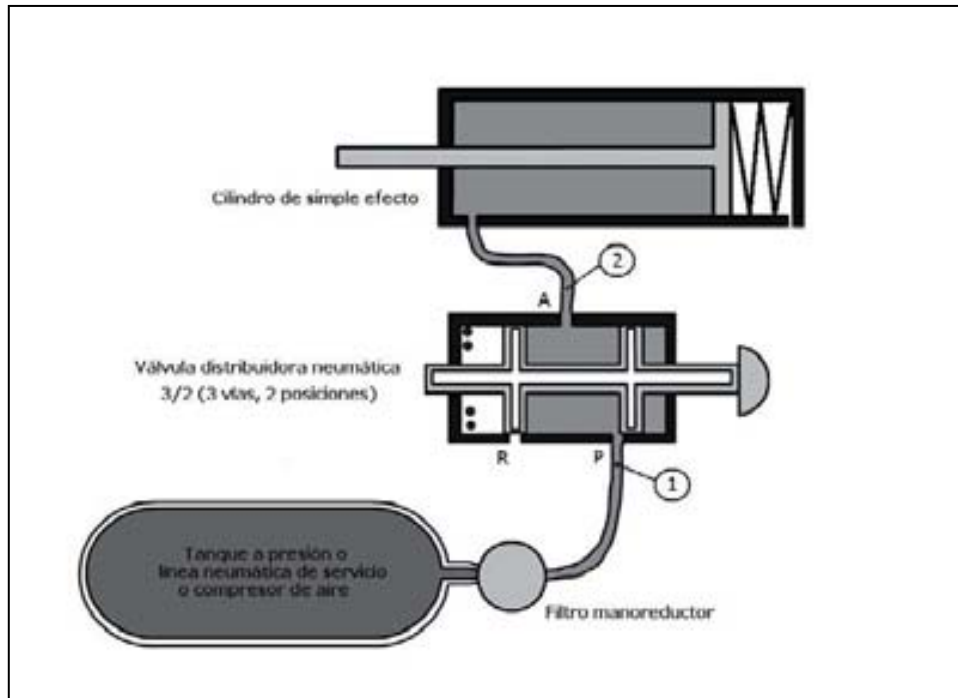


Fig. 2.36 Válvula distribuidora

siendo:

β = coeficiente de resistencia (sin dimensiones) y <1
 V = velocidad del fluido, en m/s

y como

$$q = sV$$

siendo:

q = caudal a través de la válvula, en m³/s
 s = sección del orificio de paso, en m²

Resulta:

$$q = s\beta\sqrt{2h} = s\beta\sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}} 10^2 \text{ m}^3/\text{s} \quad (1)$$

en la que:

Δp = pérdida de carga en bar a través de la válvula

ρ = densidad del fluido, en kg/dm³

Como por definición el coeficiente o factor de la válvula K_v corresponde al caudal en m³/h para una pérdida de carga $\Delta p = 1$ bar y la densidad del agua a 20° C es de 1.000 kg/m³, o 1 kg/dm³, resulta:

$$K_v = 3600s\beta\sqrt{200} \text{ m}^3/\text{h} = 50.911 s\beta \text{ m}^3/\text{h} \quad (2)$$

fórmula que permite determinar el contorno del émbolo (obturador) ya que relaciona el caudal en función del área de paso.

Sustituyendo la fórmula anterior en (1) resulta:

$$q = \frac{K_v}{3600} \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \text{ m}^3/\text{s} \quad Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \text{ m}^3/\text{h}$$

y de aquí

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \text{ m}^3/\text{h} \quad (3)$$

siendo:

Q = caudal máximo, en m³/h

ρ = densidad, en kg/dm³ o g/cm³

Δp = pérdida de carga, en bar para el caudal máximo

De la fórmula (2) se desprende que el coeficiente o factor de la válvula depende del área de paso y de la resistencia al paso del fluido, es decir, de la configuración hidráulica, del estado de las superficies interiores, del tipo de válvula, etc. Son tantas estas variables y tan compleja su variación que es prácticamente imposible fijar los valores de K_v , sin recurrir a la experimentación.

La fórmula (3) puede aplicarse al aire sustituyendo la densidad ρ_s en las condiciones de servicio de presión y temperatura por la densidad en condiciones normales ρ_n (1 atmósfera = 1,013 bar y $T_n = 273^\circ\text{C}$). De este modo, se verifica para la densidad y el caudal:

$$\rho_s = \rho_n \frac{P_s}{P_n} \cdot \frac{T_n}{T_s} \quad \text{y} \quad Q_s = Q_n \frac{P_n}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_n}$$

Por otro lado, la densidad ρ_s en las condiciones de servicio está referida a la presión de servicio P_s . Según donde se tome esta presión, la densidad variará ya que al pasar el aire a través de la válvula sufre una pérdida de carga. Si se emplea la densidad anterior a la válvula, como la presión P_1 es mayor, resultará un valor menor en el K_v y la válvula será más pequeña. Si se utiliza la densidad aguas abajo, P_2 es menor, K_v será mayor y la válvula quedará sobredimensionada. Se considera la densidad efectiva a una presión intermedia $\frac{P_1 + P_2}{2}$, supuesto que ensayos efectuados confirman como válido.

Luego:

$$K_v = Q_n \frac{P_n}{\frac{P_1 + P_2}{2}} \cdot \frac{T_s}{T_n} \sqrt{\frac{\rho_n}{\Delta p} \cdot \frac{P_1 + P_2}{2P_n} \cdot \frac{T_n}{T_s}} = Q_n \sqrt{\frac{\rho_n}{\Delta p} \cdot \frac{2P_n}{P_1 + P_2} \cdot \frac{T_s}{T_n}}$$

Y como:

$$T_n = 273 + 15 = 288^\circ\text{K}$$

$$P_n = 1,033 \text{ bar}$$

G = densidad del gas con relación al aire

Densidad del aire = 0,001293 kg/m³

resulta,

$$K_v = Q_n \sqrt{\frac{G * 0,001293}{\Delta p} \cdot \frac{2 * 1,033}{P_1 + P_2} \cdot \frac{T_s}{288}} = \frac{Q_n}{328} \sqrt{\frac{G * T_s}{\Delta p (P_1 + P_2)}}$$

en la que:

Q_n = caudal en m³/h referido a 1 atmósfera y 15 °C

G = densidad con relación al aire (aire = 1)

Δp = pérdida de carga en bar

P_1 = presión anterior en bar absolutos

P_2 = presión posterior en bar absolutos

T_s = temperatura en grados Kelvin (°C + 273)

Esta fórmula puede aplicarse en los gases cuando la presión de entrada es muy próxima a la presión de salida porque en estas condiciones el caudal Q_s y la densidad G no varían apreciablemente.

Las válvulas distribuidoras y los cilindros neumáticos utilizan aire de modo que el valor de G es 1. Sin embargo, en casos especiales, por ejemplo en atmósferas que no pueden contener oxígeno, se utilizan otros gases (nitrógeno, ...) y el valor de G correspondería a la densidad de este gas con relación al aire.

Existen gráficos para el cálculo del K_v , o del C_v que, si bien son aproximados, facilitan la determinación rápida del coeficiente de la válvula (figura 2.37).

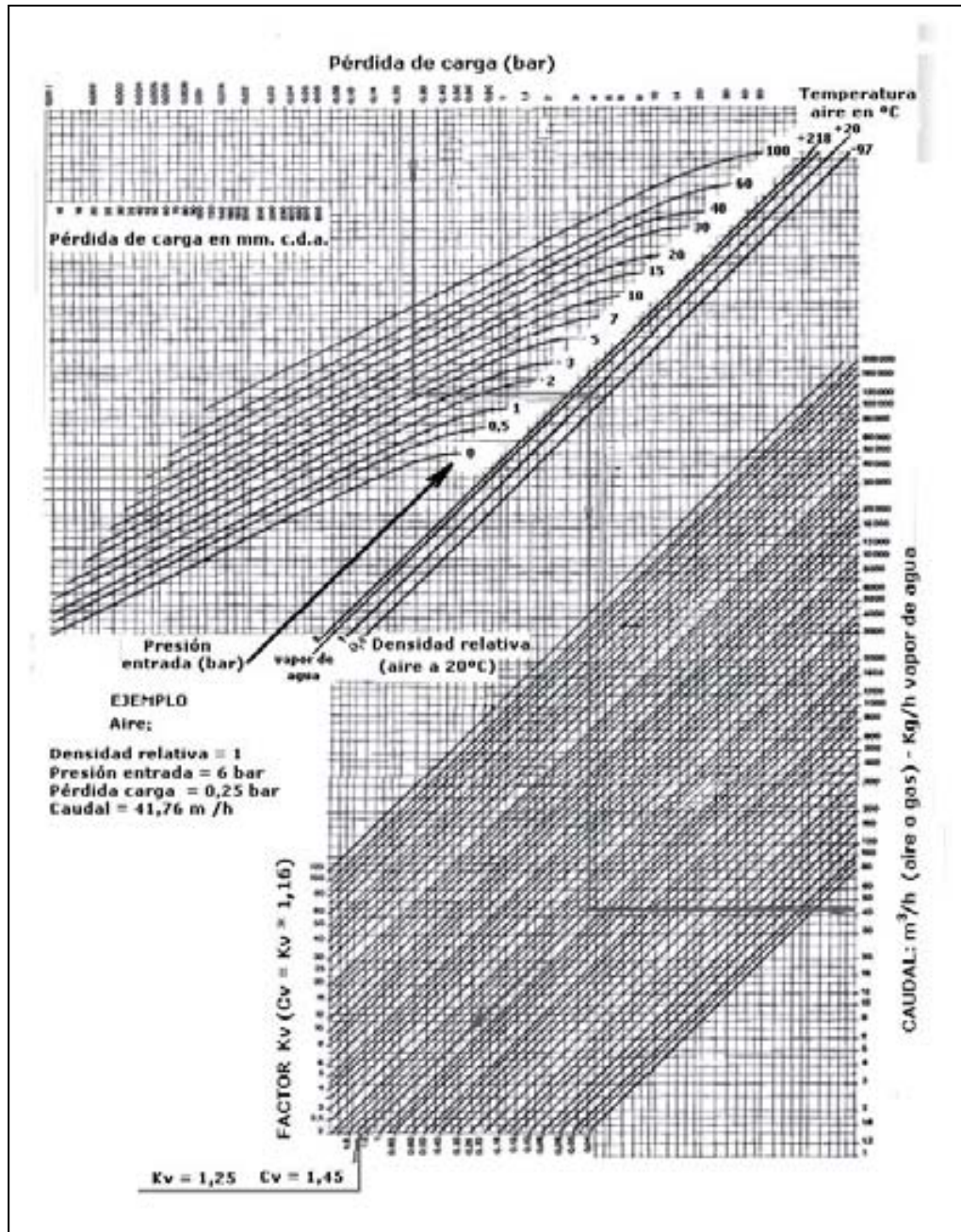


Fig. 2.37 Gráfico de determinación de Kv. Fuente: Jefferson Solenoid Valves USA

Como los gases son fluidos compresibles pueden llegar a alcanzar una velocidad de saturación igual o próxima a la del sonido cuando pasan a través de la restricción que presenta la válvula distribuidora. La velocidad del gas aumenta a medida que crece la pérdida de carga y la saturación se presenta cuando la presión posterior P_2 baja aproximadamente al 50 % o menos de la presión absoluta anterior P_1 , es decir, cuando la pérdida de carga Δp iguala o es mayor que $\frac{P_1}{2}$. En esta situación se dice que el gas está en condiciones de caudal crítico, y la fórmula anterior pasa a:

$$K_v = \frac{Q_n}{284} \sqrt{\frac{G^* T_s}{\Delta p * P_1}}$$

Por consiguiente es difícil determinar exactamente el C_v de la válvula distribuidora cuando existen pérdidas de carga elevadas en el circuito. La Sociedad de Instrumentación ISA desarrolló una ecuación para los elementos de medición de caudal de diafragma, en la que incluye un coeficiente XT que tiene en cuenta los caudales críticos en los fluidos compresibles. Este coeficiente aplicado a las válvulas de solenoide varía entre 0,25 a 0,5. El valor más bajo corresponde a válvulas con tubos de conducción del aire tortuosos con grandes pérdidas de carga. La ecuación correspondiente es:

$$Q = Y * C_v * P_{up} * 22,6 * \sqrt{\frac{\Delta p}{P_{up} * T_{up} * SG}}$$

En la que:

Q_n = caudal estándar en pies³/minuto (scfm)

Y = Factor de expansión del gas $\left(Y = 1 - \frac{X}{3 * Fk * XT} \right)$ con:

X = Pérdida de carga sin dimensiones, $Fk = \frac{K}{K_{aire}}$

XT = Coeficiente de caudal (0,25 a 0,5 en válvulas de solenoide)

C_v = Coeficiente C_v para fluidos incompresibles

P_{up} = presión anterior en psia (psi absolutos)

Δp = pérdida de carga en psi

T_{up} = temperatura anterior en grados Fahrenheit

SG = densidad del gas con relación al aire (aire = 1)

Esta ecuación refleja realmente las condiciones de caudal crítico y es de interés cuando se desea una gran exactitud en el cálculo del C_v y en la selección del tamaño de la válvula distribuidora en el caso de existir grandes pérdidas de carga en el circuito.

Ejemplo de cálculo del K_v o del C_v de una válvula distribuidora que acciona un cilindro de simple efecto.

DATOS:

Diámetro interior del cilindro = 250 mm = 0,25 m

Carrera del cilindro = 0,6 m

Tiempo del recorrido en la carrera de extensión del cilindro = 2,5 segundos

Tiempo de retorno = 2 segundos

Diámetro del vástago = 50 mm. = 0,05 m

Presión del aire = 6 bar

Pérdida de carga a través de la válvula distribuidora = 0,25 bar

Temperatura del aire de entrada = 15 °C

RESOLUCIÓN:

$$\text{Volumen de la extensión} = \frac{\pi * 0,25^2}{4} * 0,6 = 0,029 \text{ m}^3$$

$$\text{Caudal} = \frac{0,029}{2,5} = 0,0116 \text{ m}^3 / \text{seg} = 41,76 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$K_v = \frac{Q_n}{328 \sqrt{\Delta p (P_1 + P_2)}} = \frac{41,76}{328 \sqrt{0,25(7 + 6,75)}} = 1,16$$

$$C_v = 1,16 * 1,16 = 1,34$$

$$\text{Volumen de la retracción} = \frac{\pi * (0,25 - 0,05)^2}{4} * 0,6 = 0,018 \text{ m}^3$$

$$\text{Caudal} = \frac{0,018}{2} = 0,009 \text{ litros / seg} = 32,4 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$K_v = \frac{Q_n}{328 \sqrt{\Delta p(P_1 + P_2)}} = \frac{32,4}{328 \sqrt{0,25(7 + 6,75)}} = 0,9$$

$$C_v = 1,16 * 0,9 = 1,04$$

El C_v a seleccionar será 1,34, si bien raramente coincidirá con el C_v comercial del fabricante, de modo que se elige el tamaño inmediatamente superior de $C_v = 1,4$ que corresponde a una válvula distribuidora 3/2 de 3/8".

Utilizando el gráfico de la figura 2.31 para el ejemplo anterior se obtiene el valor $K_v = 1,25$ ($C_v = 1,45$) y se selecciona el valor $C_v = 1,4$, ya que el siguiente valor de C_v es 2,7 que está muy alejado del de 1,4.

Tabla 2.11 C_v válvula distribuidora 3/2 (3 vías, 2 posiciones). Fuente: Parker Hannifin Corporation.

Serie B	3	4	5	6	7	8
Tamaño	1/8", 1/4"	1/4"	1/4", 3/8"	3/8"	1/2"	3/4"
Cv	0,75	1,22	1,40	2,70	4,90	7,00

2.3.9.3 Accesorios de las válvulas distribuidoras

La *válvula de lanzadera* (shuttle) permite una evacuación rápida del aire de los cilindros y de las tuberías de conexión, con lo que aumenta considerablemente la velocidad del pistón, ahorrando largos tiempos de retorno, especialmente si se trata de cilindros de simple efecto.

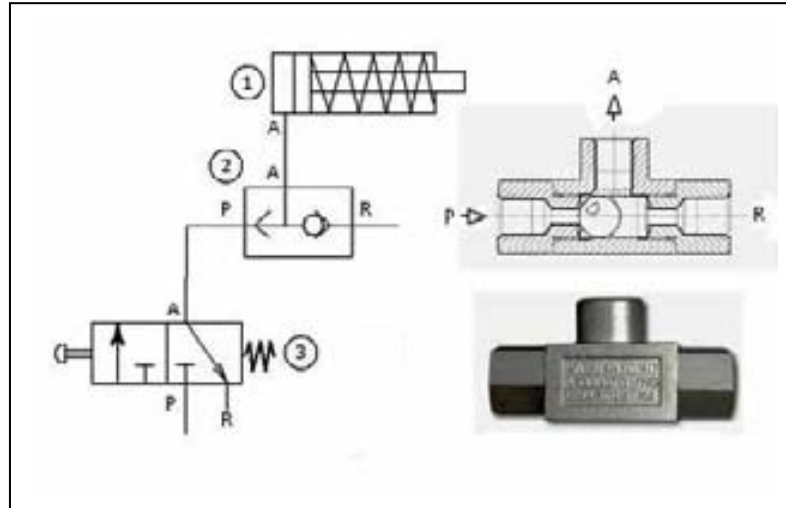


Fig. 2.38 Válvula de lanzadera acoplada a un cilindro de simple efecto

Normalmente se monta directamente en la toma de presión del cilindro. En la figura 2.32 puede verse que al presionar la válvula distribuidora 3 (3/2) el aire comprimido de alimentación P sale de A hacia la válvula de lanzadera 2, con lo cual, el obturador (bola) cierra el escape R. En la secuencia de escape, al liberar la válvula 3, el aire de P de la válvula 2 queda bloqueado por el obturador (bola) de modo que el aire del cilindro escapa directamente por el orificio R que tiene una gran sección para facilitar la salida rápida del aire. Si la instalación no incorporara la válvula de lanzadera 2, el aire de escape del cilindro debería pasar posiblemente por conductos largos y estrechos que comunican con el escape R de la válvula distribuidora 3, lo que daría lugar a una mayor pérdida de carga y por lo tanto a un mayor tiempo de carrera del pistón.

La *válvula de seguridad* (figura 2.39) actúa cuando la presión P alcanza un valor ajustado con un resorte, comunicando P con el escape R. La válvula permanece abierta hasta que la presión disminuye por debajo del valor ajustado y entonces la acción del resorte vence la presión P y cierra el paso. Pueden considerarse como *válvulas limitadoras de presión* ya que impiden la elevación de la presión máxima en el circuito.

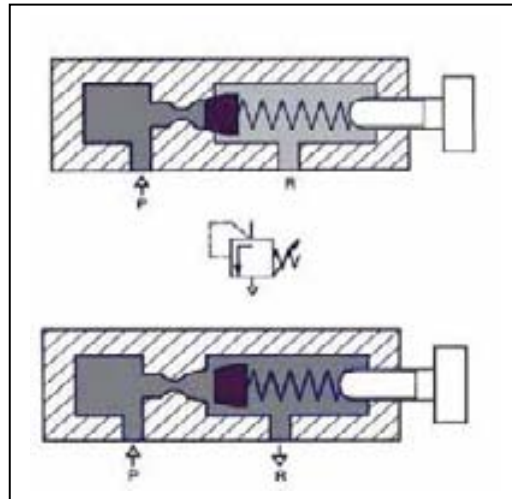


Fig. 2.39 Válvulas de seguridad

Las *válvulas de bloqueo* (figura 2.40) cortan el paso del aire comprimido y están diseñadas de tal manera que el propio aire comprimido actúa sobre el obturador reforzando el efecto de cierre. Se utilizan para obtener posiciones intermedias del pistón o como función de seguridad.



Fig. 2.40 Válvula de bloqueo

La *válvula de control de caudal* se utiliza para regular la velocidad de los pistones de los cilindros neumáticos. Consiste en una restricción regulable y una válvula anti-retorno (retención), que sólo deja pasar el flujo de aire en un solo sentido, mientras que en el sentido contrario, el aire fluye con una mínima pérdida de presión. La obturación se obtiene mediante un cono, una bola, un disco o una membrana y el cierre

puede ser por contrapresión, por ejemplo mediante un resorte, de modo que la válvula cierra cuando la presión de salida es igual o mayor que la de entrada.

De este modo, según se ve en la figura 2.41, la entrada de aire comprimido cierra la válvula de bola y circula a través de la válvula de control con lo que el pistón se mueve lentamente, mientras que en la fase de retroceso del pistón, el aire se escapa directamente por la válvula de bola al estar ésta abierta por la presión del aire.

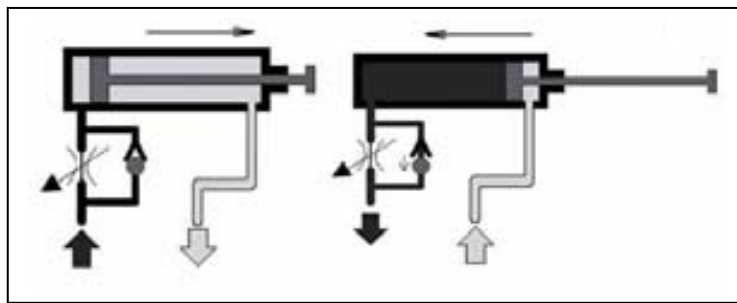


Fig.2.41 Válvula de control de caudal

La *válvula antiretorno de control de caudal* (figura 2.42) es una válvula antiretorno o de retención en la que, aparte de bloquear un solo sentido de paso mediante un diafragma elástico (o una bola), facilita el control del caudal del aire al variar el área de paso mediante una estrangulación y por lo tanto controla la velocidad del pistón, cuando el aire circula en el otro sentido.

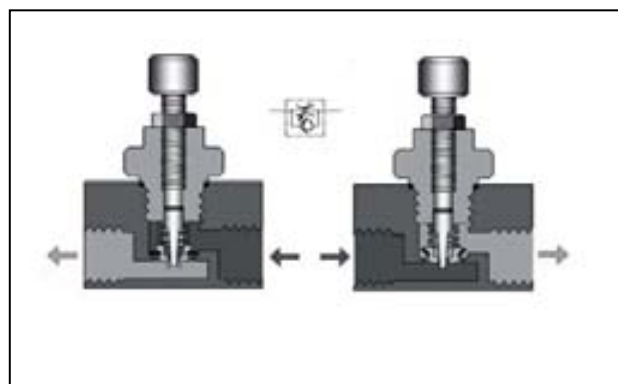


Fig. 2.42 Válvula antiretorno (retención) de control de caudal

Pueden utilizarse para limitar de forma controlada el caudal de alimentación y el de escape (figura 2.43).

En la limitación del caudal de alimentación, la válvula antiretorno estrangula el aire que va al cilindro y deja escapar libremente el aire de escape por la bola. De este modo, el cilindro se va llenando poco a poco y cualquier cambio de carga repercute desfavorablemente en la velocidad del pistón.

En la limitación del caudal de escape, el aire de alimentación entra libremente en el cilindro y se estrangula el aire de escape, lo que es muy favorable en la fase de avance del pistón, utilizándose mucho en cilindros de doble efecto.

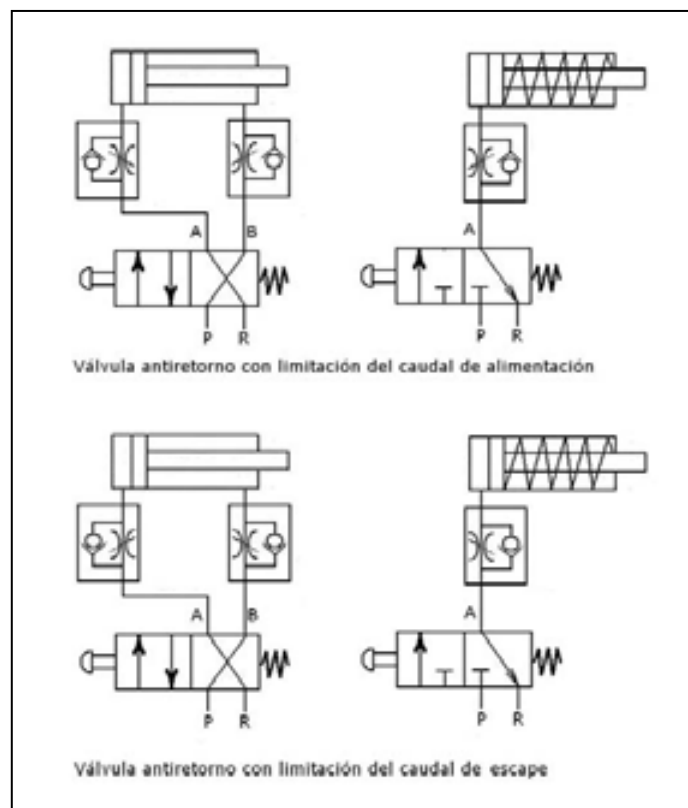


Fig. 2.43 Regulación de velocidad por limitación del caudal de alimentación y el de escape en cilindros de simple y doble efecto

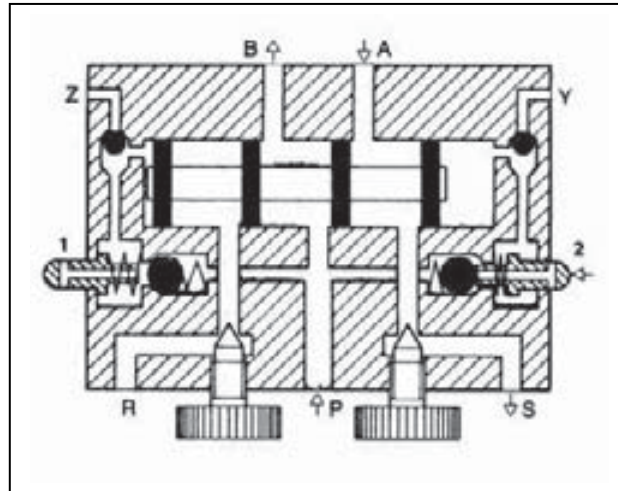


Fig. 2.44 Bloque de mando de funciones combinadas

Las *válvulas de funciones combinadas* reúnen las diversas funciones que pueden realizar las válvulas distribuidoras y sus accesorios incorporándolas en un único bloque. En la figura 2.44 puede verse un bloque compuesto por 1 válvula distribuidora 5/2, 2 válvulas distribuidoras 3/2, 2 válvulas selectoras de circuito y 2 válvulas reguladoras de caudal. El bloque de mando permite efectuar movimientos individuales o alternativos.

El *purgador de condensado* de las tuberías suele ser un flotador que permite el paso del agua y cierra si no hay condensaciones en las tuberías (figura 2.45)

El *silenciador de escape y filtro* (figura 2.46) es utilizado básicamente en los orificios de escape de las válvulas distribuidoras para reducir el ruido del escape de aire y evitar la entrada de aceite o de polvo o de suciedad. Un modelo representativo reduce el ruido originado por el aire de alimentación a 6 bar y 5 m³/minuto, desde 99 dBA a 75 dBA a la distancia de 3 m. El filtro normal es de 40 micras que es adecuado para la mayor parte de los equipos neumáticos.

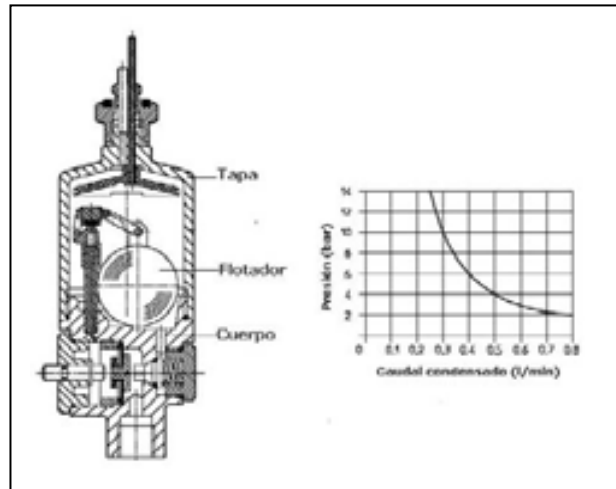


Fig. 2.45 Purgador de condensado. Fuente FESTO WA-2

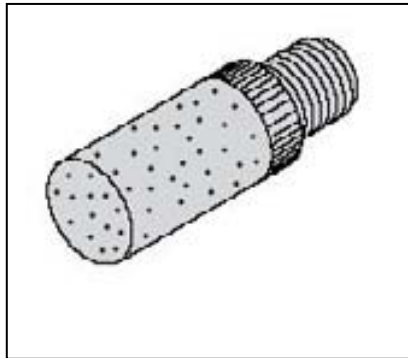


Fig. 2.46 Filtro - Silenciador

2.3.9.4 Accesorios de los cilindros

2.3.9.4.1 Sensores de posición del cilindro

La detección de la posición del cilindro es necesaria para asegurar la operación segura de la maquinaria neumática. En los casos simples basta visualizar la posición del vástago del pistón del cilindro para comprobar si el pistón está en el principio o el final de su carrera. Sin embargo, en operaciones realizadas en máquinas complejas

no es práctico esperar que los operarios estén vigilantes y más si es en periodos prolongados de funcionamiento.

Para detectar la posición y la velocidad de un pistón en el cilindro se dispone de los siguientes aparatos:

- 1 - Interruptores de final de carrera e interruptores automáticos.
- 2 - Sistemas de posicionamiento secuencial.
- 3 - Posicionadores.

2.3.9.4.2 Finales de carrera

Son interruptores mecánicos, magnéticos, neumáticos y electrónicos accionados bien mecánicamente o bien por un campo magnético creado por un imán montado en el pistón. Se montan en los cilindros para determinar, bien la posición del final de carrera del pistón o bien la posición en un punto intermedio de la carrera del pistón.

El *sensor mecánico* (Figura 2.47) dispone de unos gatillos que cierran (o abren) un microruptor. Se montan en los cilindros para determinar la posición del final de carrera del pistón.

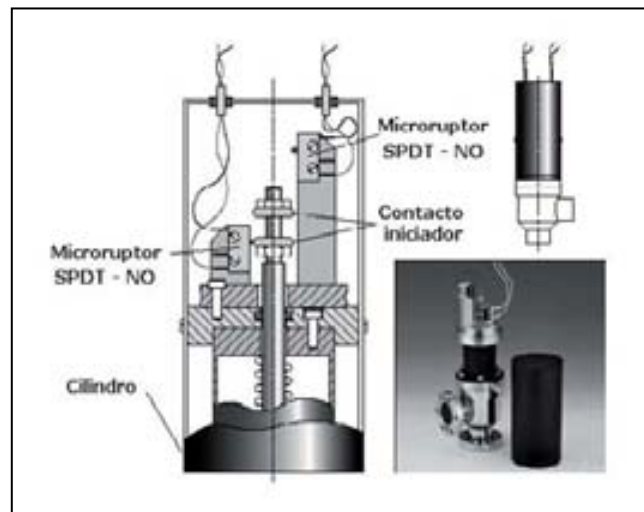


Fig. 2.47 Sensor mecánico-eléctrico de final de carrera. Fuente MDC

El *sensor magnético* incorpora un imán en el pistón que crea un campo magnético a través de las paredes del cilindro (material de aluminio normalmente). Este campo es captado por un imán exterior del sensor cuya posición puede ser el final de carrera del pistón o un punto intermedio (figura 2.48).

El *sensor Hall* es un transductor que varía su tensión de salida al cambiar la densidad del campo magnético, por lo que puede utilizarse en la medida del movimiento y posición de un pistón magnético en el cilindro neumático. Al no tener partes móviles tiene una vida útil larga comparado con los interruptores mecánicos.

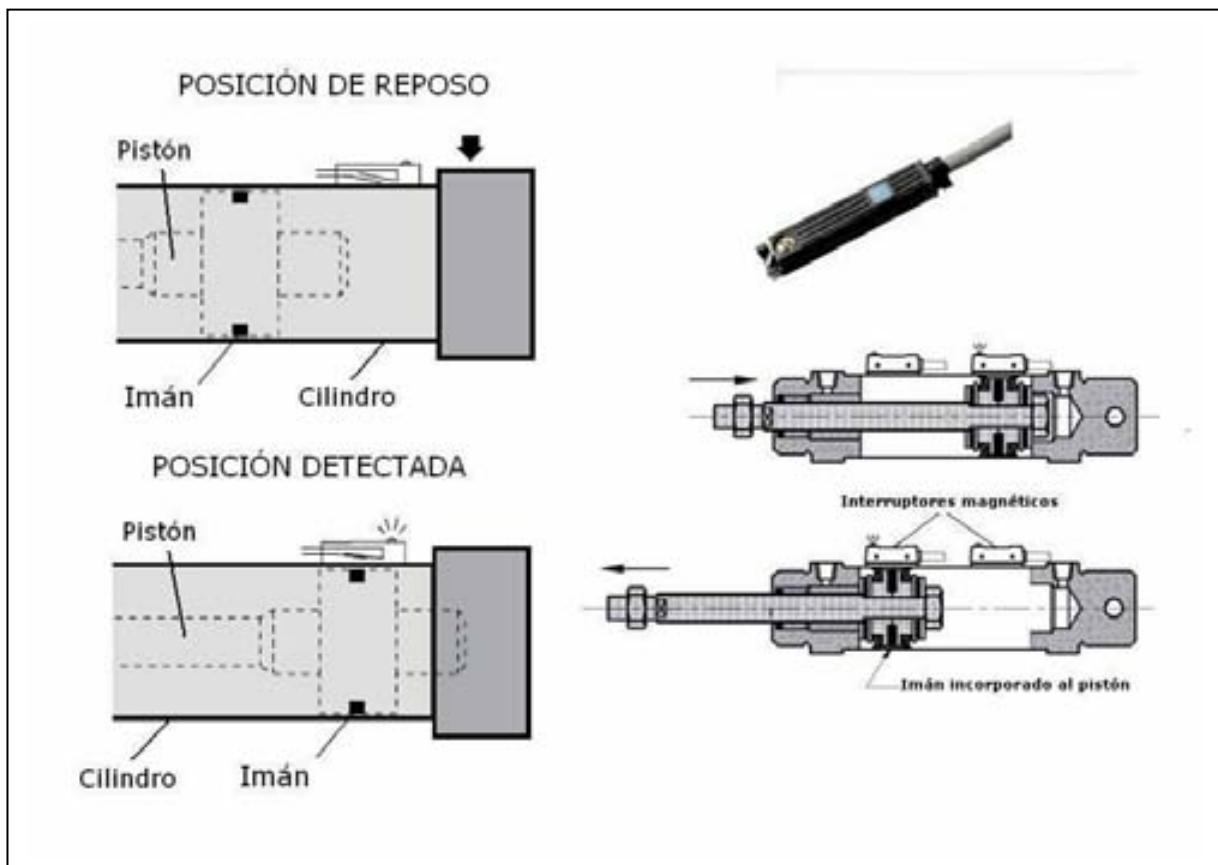


Fig. 2.48 Sensor magnético de cilindro

El *sensor neumático* consiste en un pistón magnético en el cilindro que actúa sobre una válvula 3/2 (3 vías, 2 posiciones). La exactitud del punto de conmutación es del orden de $\pm 0,2$ mm. Otro modelo es un presostato neumático accionado por la presión de aire del pistón en un punto de su carrera (suele ser al final de su carrera). En la figura 2.49 pueden verse estos modelos de sensores.

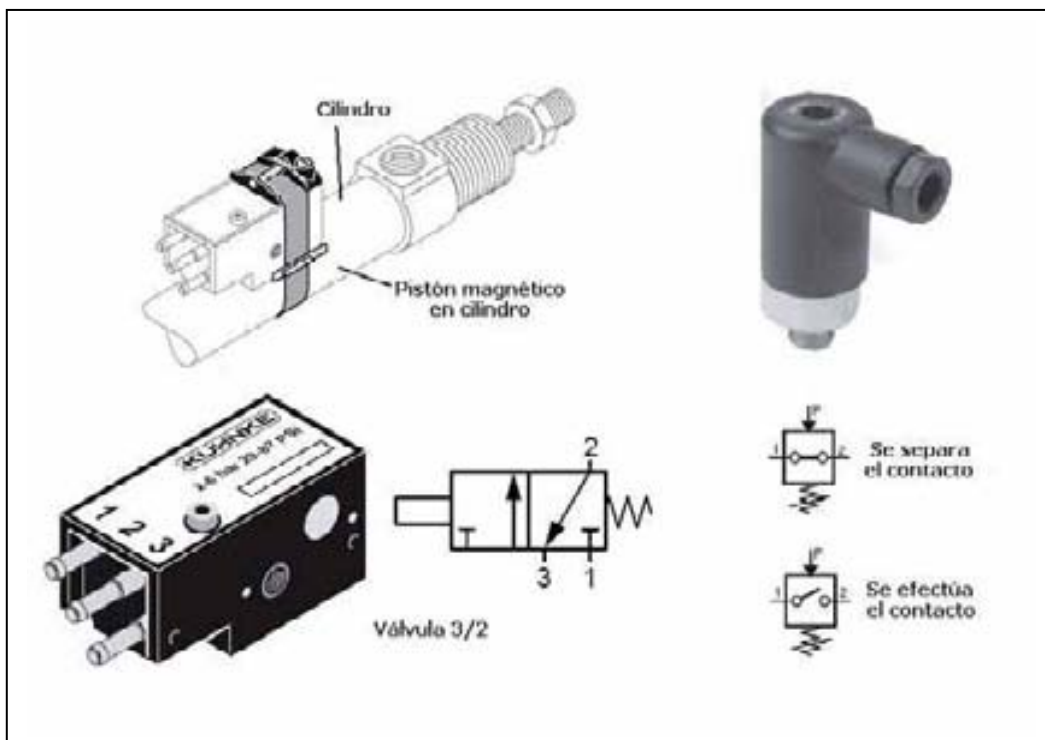


Fig. 2.49 Sensor neumático (Válvula 3/2 y presostato)

El *sensor electrónico* de estado sólido es parecido al sensor magnético y al captar el campo magnético de un imán del pistón excita un transistor (interruptor electrónico) que da una señal eléctrica de salida. Como no tiene partes móviles y es de construcción robusta, su vida útil es unas 5 veces superior a la del sensor magnético. Disponen de 3 hilos NPN (conmutación negativa) y PNP (conmutación positiva) o bien de dos. Su corriente de carga arranca desde 0 mA por lo que pueden utilizarse con PLC u otros aparatos con un bajo consumo de corriente.

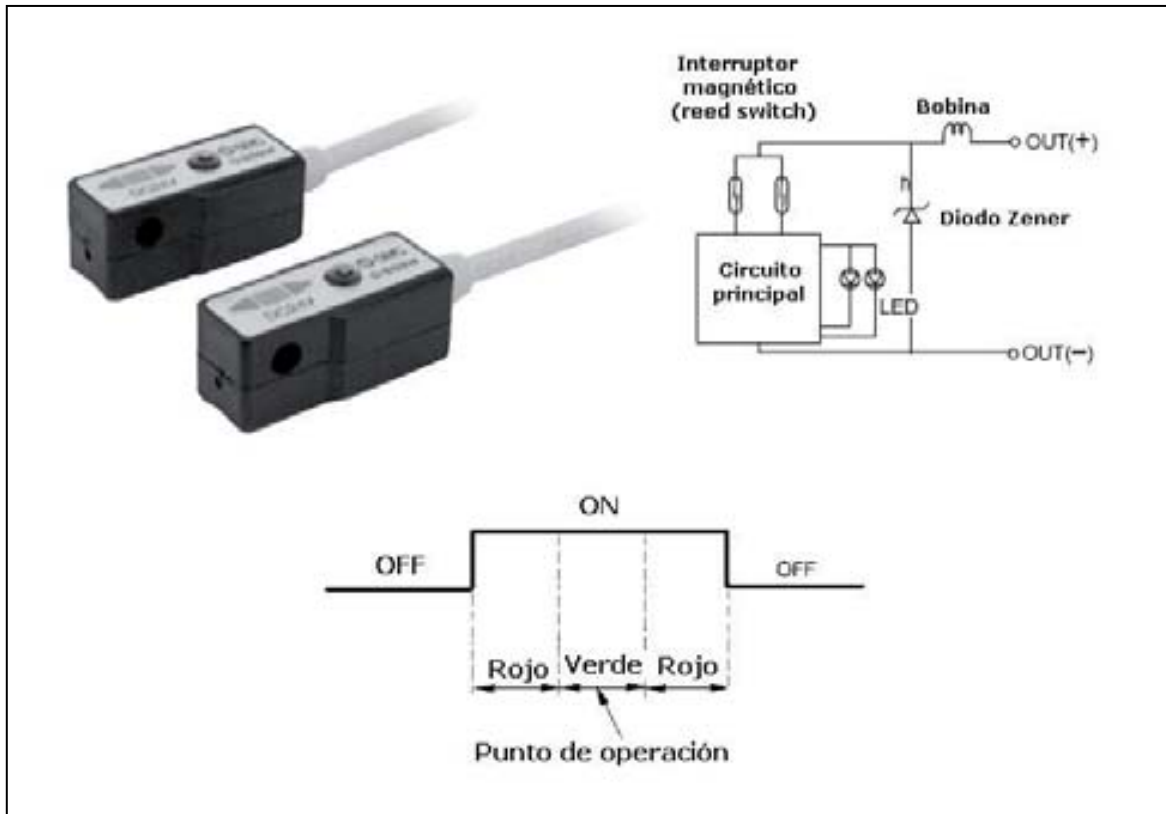


Fig. 2.50 Sensor electrónico. Fuente SMC

2.3.9.4.3 Unidad de bloqueo del cilindro

La unidad de bloqueo del cilindro inmoviliza el vástago del cilindro cuando la presión de aire desciende de un valor determinado. Su función es de seguridad con objeto de impedir el movimiento del cilindro cuando la presión del aire baja de un determinado límite. Puede actuar en el interior o exterior del cilindro y sobre el vástago en el sentido de retracción o extensión. En la figura 2.51 pueden verse estos tipos de instalaciones y algunos circuitos típicos.

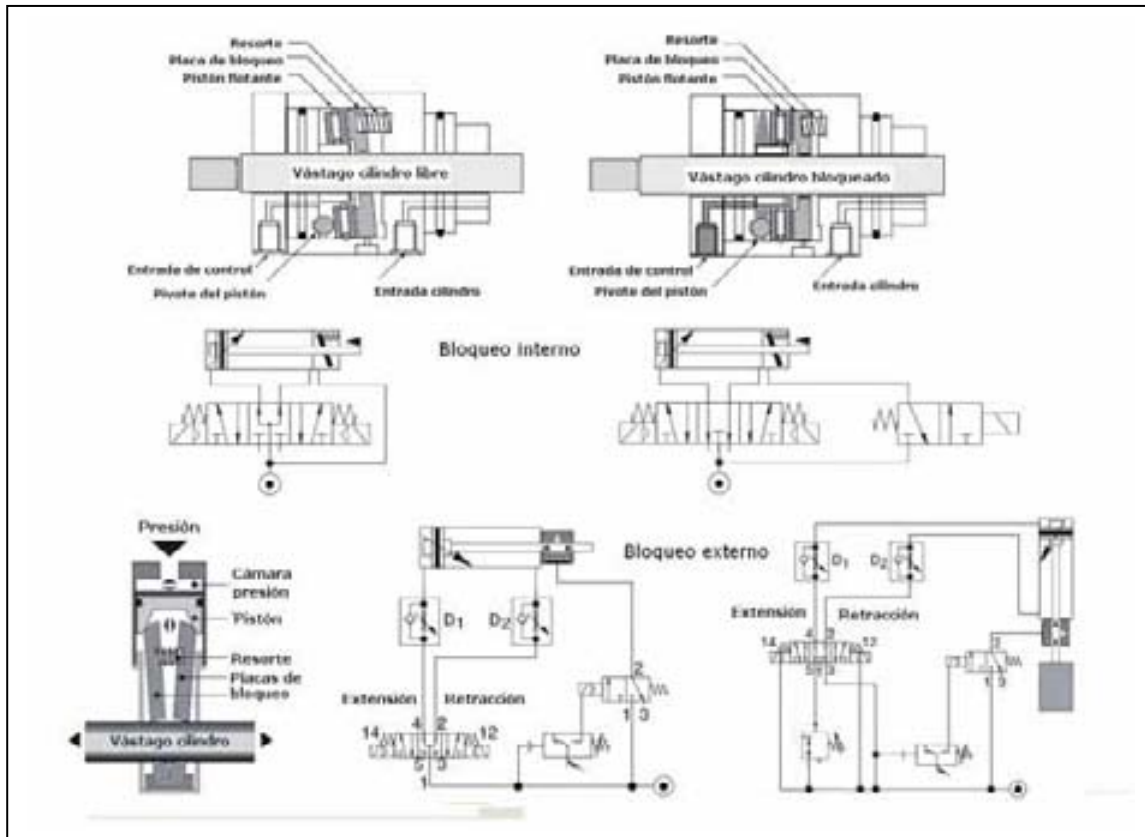


Fig. 2.51 Unidad de bloqueo del cilindro. Fuente: Hoerbiger-Origa

2.3.9.4.4 Sistemas de posicionamiento secuencial

La lectura de la carrera se realiza cuando es necesario detectar el movimiento del cilindro, la medida de la distancia o un movimiento secuencial exacto del cilindro. En particular se utilizan estos sistemas cuando es necesario comprobar la presencia o la orientación correcta de un componente, la medida de la profundidad de un orificio o bien medir las dimensiones del componente y comprobar que estas dimensiones son las correctas.

Por ejemplo, en la figura 2.52 puede verse un circuito neumático con un cilindro dotado de freno que permite posicionar el cilindro a media carrera y después pararlo. Un cilindro sin vástago (rodless) dispone de un carro móvil en lugar del vástago.

tago del pistón, y este carro se utiliza para recoger y posicionar piezas, controlar su nivel para realizar operaciones de mecanizado y posicionar piezas.

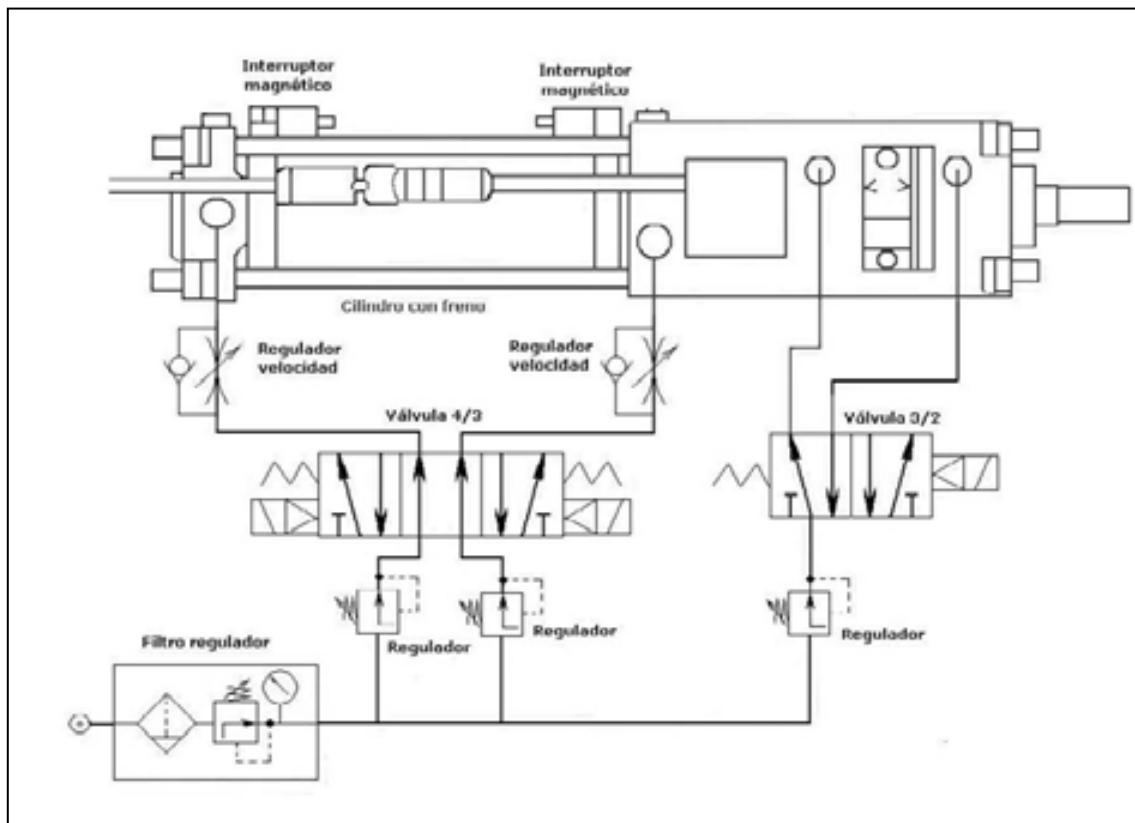


Fig. 2.52 Circuito neumático con posicionamiento secuencial

El movimiento del vástago se detecta mediante varios métodos basados en la variación de una resistencia magnética al moverse el pistón del cilindro. Estos métodos son:

- Sensor potenciométrico
- Transformador diferencial lineal (LVDT)
- Sensor magnetoestrictivo
- Sensor inductivo

El Sensor potenciométrico consiste en una resistencia con un cursor deslizante (LRT – Linear Resistive Transducer – Transductor Resistivo Lineal) que produce una tensión variable en la salida de acuerdo con su posición dentro del cilindro. La variación de resistencia con la carrera es aproximadamente de 39,3 K Ω /mm (1 K Ω /pulgada) y la señal analógica de salida para toda la carrera es de 0 – 10 V. cc.

En un controlador digital de 12 bit la carrera puede dividirse en 4.096 partes, de tal modo que en un cilindro de 2.540 mm (10 pulgadas), el mínimo valor detectable es de $10 \text{ V} / 4096 = 0,0024 \text{ V} = 2,4 \text{ mV}$ que equivale a 0,062 mm (0,0024 "). La resolución baja si la carrera aumenta.

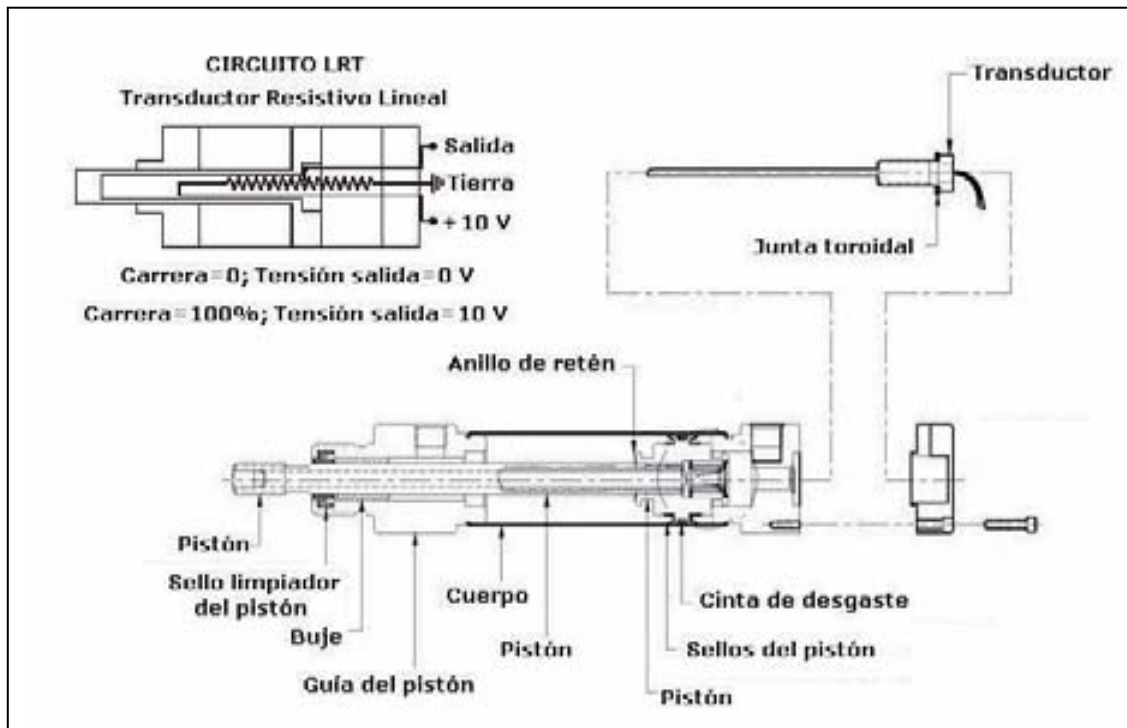


Fig. 2.53 Sensor potenciométrico

La linealidad, es decir, la desviación de la tensión de salida con relación a una línea recta, es típicamente de $\pm 1\%$ de toda la carrera. En el ejemplo anterior sería de 25,4 mm (0,1").

La repetibilidad, es decir, la característica de repetir la misma señal de salida de tensión para cada posición del pistón es del orden del $\pm 0,025$ ($\pm 0,001''$).

El *transformador diferencial lineal (LVDT)* es un sensor de posición lineal que produce señales de salida eléctricas analógicas proporcionales a la posición de un núcleo sólido cilíndrico. Consiste en un elemento fijo formado por un arrollamiento primario centrado entre un par de arrollamientos secundarios y un elemento móvil (núcleo de hierro-níquel de alta permeabilidad) unido al pistón del cilindro y que está situado en el interior del elemento fijo y sin contacto con él.

El primario se excita con una corriente alterna y la señal de salida es una tensión alterna que es la diferencia de la obtenida en los dos arrollamientos del secundario. Esta señal de salida varía con la posición axial del núcleo de hierro-níquel y es convertida a una señal estándar de 0 – 10 V o de 4 – 20 mA cc.

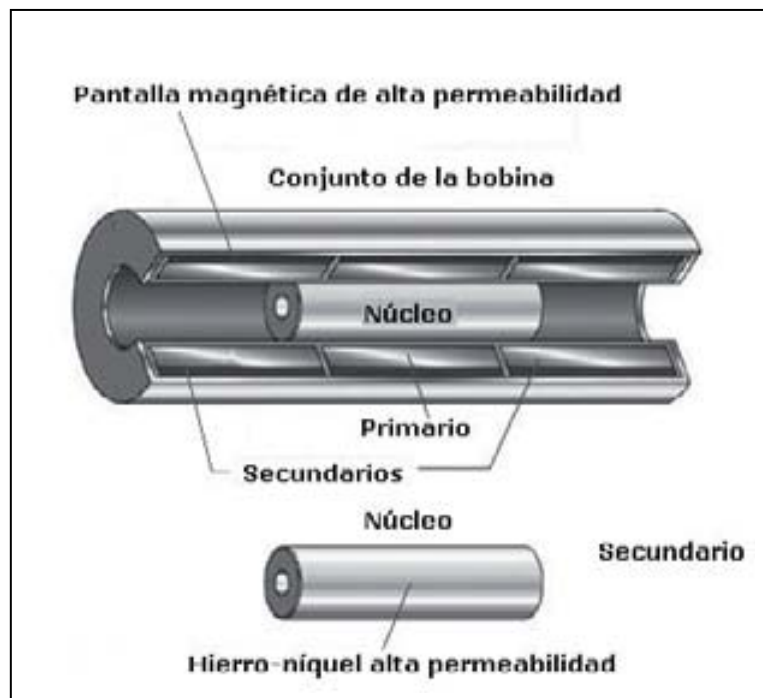


Fig. 2.54 Transformador diferencial lineal (LVDT)

Estos sensores tienen la ventaja de que están libres de rozamientos con una respuesta dinámica limitada sólo por la inercia del núcleo, poseen una vida mecánica larga y pueden medir pequeñísimos movimientos del núcleo (millonésimas de mm) y posiciones del núcleo de hasta 50 mm.

El *sensor magnetoestrictivo* utiliza el fenómeno de la magnostricción en el que hilos de ciertas aleaciones (normalmente aleaciones de níquel) se deforman en presencia de un campo magnético. Midiendo el tiempo que se tarda en enviar una señal eléctrica a través de un hilo magnostrectivo deformado, se puede determinar la posición del pistón del cilindro.

Estos sensores son muy exactos y al no estar en contacto con el cilindro poseen una duración mucho mayor. Sin embargo, su coste es elevado por lo que se emplean con preferencia en aplicaciones X-Y de dos dimensiones cuando es preciso saber exactamente la posición en un plano.

El *sensor magnetoresistivo* (figura 2.56) es parecido al magnetoestrictivo con la diferencia de que cambia la resistencia de una cinta conductora en función de la dirección y magnitud del campo magnético aplicado.

Los *sensores inductivos* se basan en el principio de inducción magnética de modificación de la inductancia causada por la presencia de un objeto metálico. El sensor incorpora un núcleo de hierro magnético con una bobina arrollada que actúa como un circuito oscilante y está acoplado en serie con una bobina de referencia.

Un imán permanente está fijado al pistón del cilindro neumático y es el elemento indicador de posición. El equilibrio electromagnético entre el elemento sensor y el circuito oscilante cambia la frecuencia de la oscilación, y provoca un desfase, de modo que puede detectarse con facilidad la posición del imán. La señal de salida representa la posición del pistón dentro del cilindro y puede ser analógica y digital con protocolos RS232, RS422 y RS485. La exactitud es del 0,3% (0,1 mm).

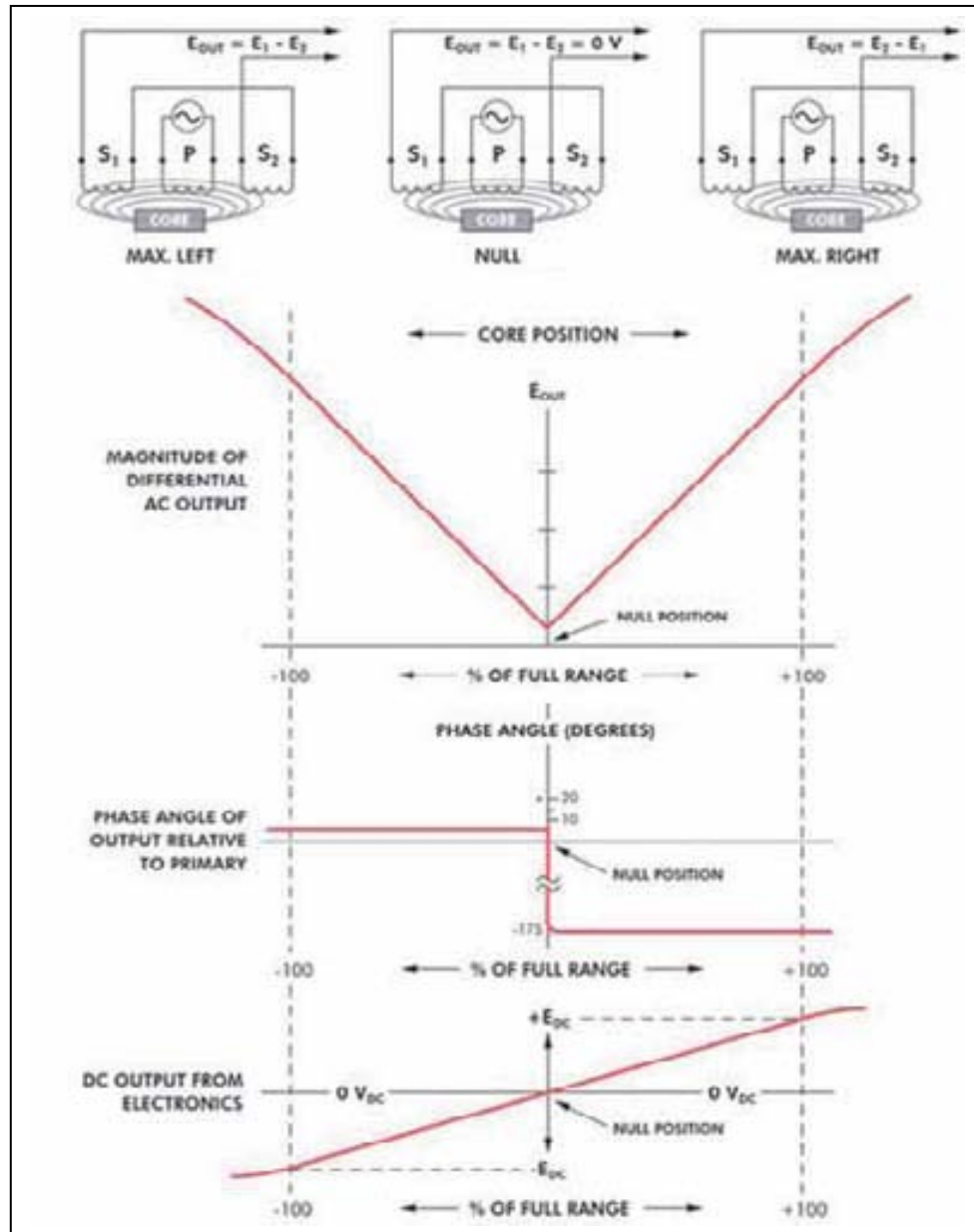


Fig. 2.55 Señal de salida del sensor LVDT



Fig. 2.56 Sensor magnoestrictivo

Otros sensores lineales son:

- *Sensores capacitivos* que se basan en la modificación de la capacidad debida a la presencia de la pieza y sirven para detectar todo tipo de objetos, siempre que su constante dieléctrica sea sensiblemente superior a la del aire. Tienen el inconveniente de ser muy sensibles a las condiciones ambientales.
- *Sensores de fibra óptica* que utilizan dos fibras ópticas adyacentes que transportan luz a un blanco en el cilindro y reciben la luz reflejada del objeto. Por diferencia de tiempos entre la luz enviada y la reflejada determinan la posición de la pieza con relación a un punto de referencia.
- Los *sensores fotoeléctricos* utilizan haces de luz reflejada para medir distancias o desplazamientos. Un funcionamiento parecido poseen los *sensores láser*.
- Los *sensores ultrasónicos* reflejan señales acústicas y calculan la distancia basándose en el tiempo de retorno de la señal y en la medida de la propagación de la velocidad en el medio.

En la tabla 2.12 puede verse una comparación de características de los sensores.

Tabla 2.12 Comparación de características de los sensores. Fuente Macro Sensors

Características	Potenciómetros	Magnético	LVDT - CA	Efecto Hall	Magnetoresistivo	Magnetoestrictivo	Ultrasónico	Óptico	Láser
Campo de medida	0.1 - 20"	6 - 120"	0.02 - 20"	0.04 - 1"	0.1 - 20"	6 - 120"	4 - 400"	6 - 60"	0.1 - 500"
	2.5-500 mm	0.15-3.0 m	0.5-500 mm	1 - 25 mm	2.5-500 mm	0.15-3.0 m	0.1 - 10 m	0.15 - 1.5 m	2.5 - 12.5 m
Exactitud	Moderada	Muy buena	Muy buena	Admisible	Buena	Excelente	Admisible	Excelente	Excelente
Resolución	Moderada	Muy buena	Excelente	Admisible	Buena	Excelente	Admisible	Excelente	Excelente
Repetibilidad e Histéresis	Admisible	Muy buena	Excelente	Pobre	Admisible	Excelente	Buena	Muy buena	Excelente
Linealidad	Moderada		Buena	Buena			Buena		
Respuesta dinámica	Admisible	Muy buena	Buena	Admisible	Buena	Muy buena	Admisible	Muy buena	Excelente
Temperatura	Admisible	Buena	Excelente	Pobre	Admisible	Buena	Admisible	Excelente	Excelente
Sensibilidad a vibraciones	Pobre	Admisible	Excelente	Muy buena	Muy buena	Admisible	Buena	Admisible	Admisible
Sobrecarga mecánica	Pobre	Admisible	Excelente	Buena	Buena	Muy buena	Muy buena	Admisible	Excelente
Fiabilidad	Pobre	Buena	Excelente	Admisible	Buena	Admisible	Muy buena	Buena	Muy buena
Contacto/Sin contacto	Contacto	Sin contacto	Sin contacto	Sin contacto	Sin contacto	Sin contacto	No contacto	Sin contacto	No contacto
Coste relativo	Bajo	Moderado	Moderado	Bajo	Alto	Alto	Moderado	Moderado	Alto
Electrónica de soporte	Bajo	Alto	Moderado	Bajo	Bajo	Bajo	Moderado	Alto	Alto

2.3.9.4.5 Posicionadores

En las aplicaciones en que interesa situar el vástago de una válvula de control o el vástago del pistón de un cilindro en posiciones determinadas de forma contro-

lada, es posible que el control sea errático e incluso inestable debido a las fuerzas de desequilibrio. Son esencialmente la fuerza de rozamiento del vástago o el pistón y la fuerza estática del fluido sobre el obturador (o sobre el pistón) que depende de la presión diferencial existente.

Estas fuerzas pueden compensarse empleando el *posicionador* que es básicamente un controlador proporcional de posición con punto de consigna procedente del controlador, variable entre 3 a 15 psi (0,2-1 bar) en señales neumáticas (posicionador neumático) o 4 - 20 mA cc en señales electrónicas (electroneumático), o bien señales digitales (digitoneumático).

El posicionador compara la señal de entrada con la posición del vástago y si ésta no es correcta (existe una señal de error) envía aire al servomotor o bien lo elimina en el grado necesario para que la posición del vástago corresponda exactamente o bien sea proporcional a la señal neumática recibida; en este último caso el posicionador actúa además como un amplificador, por ejemplo señal de entrada 3-9 psi, señal de salida 3-15 psi, es decir, la válvula efectuará toda su carrera para la señal 3-9 psi del controlador.

El *posicionador neumático* es generalmente un instrumento neumático de simple acción del tipo de equilibrio de fuerzas (fig. 2.57). La fuerza ejercida por un resorte de margen, comprimido por una leva unida al vástago de la válvula se equilibra contra la fuerza con que actúa un diafragma alimentado neumáticamente por un relé piloto. Cualquier aumento de la señal de salida del controlador de la variable cambia la señal neumática del piloto, flexa el obturador A y permite la entrada de más aire a la cámara de la válvula. Al bajar el vástago, la nueva fuerza ejercida por el resorte de margen se equilibra con la ejercida por el diafragma del posicionador alimentado por el relé piloto.

Por el contrario, al disminuir la señal exterior, baja la señal del relé piloto y el obturador de escape B abre permitiendo el escape de aire de la cámara de la válvula hacia la atmósfera; sube así el vástago hasta que se equilibran de nuevo las fuerzas.

La forma de la leva determina la relación entre la señal de entrada y la posición del vástago y puede cambiar por completo la curva característica inherente de la válvula.

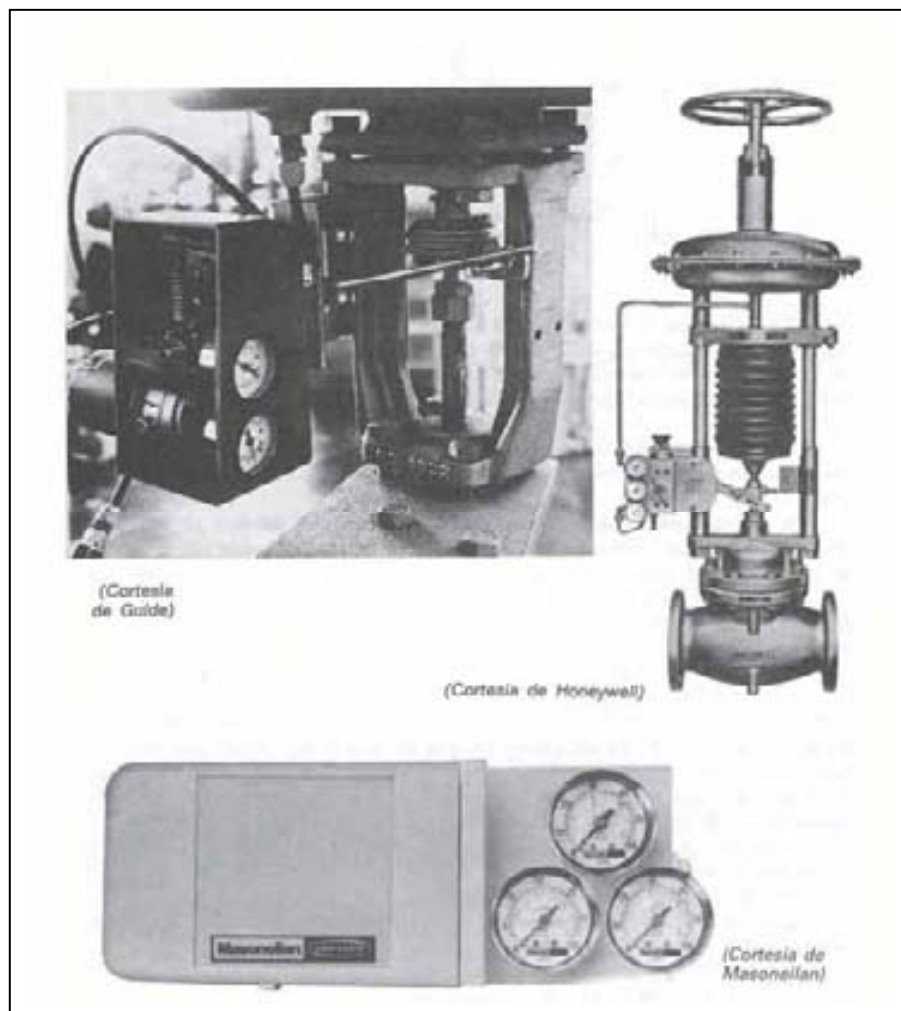


Fig. 2.57 Posicionador. Fuente Honeywell

El Posicionador neumático dispone normalmente de tres manómetros para indicar las presiones del aire de alimentación, de la señal procedente del controlador y de la señal de salida del posicionador a la válvula. Dispone también de una válvula by-pass que permite la conexión directa entre la señal procedente del controlador y la válvula. De este modo es posible desconectar el posicionador para una eventual reparación en campo sin necesidad alguna de interrumpir el trabajo de la válvula. El posicionador puede también cambiarse fácilmente de acción, de directa a inversa o viceversa permitiendo así combinaciones entre el controlador y la válvula.

El Posicionador de doble acción (fig. 2.58) puede actuar sobre cilindros neumáticos o cámaras de válvula con señales dirigidas a la parte superior e inferior del pistón o del diafragma respectivamente. Se llega a una posición de equilibrio cuando estas presiones son iguales.

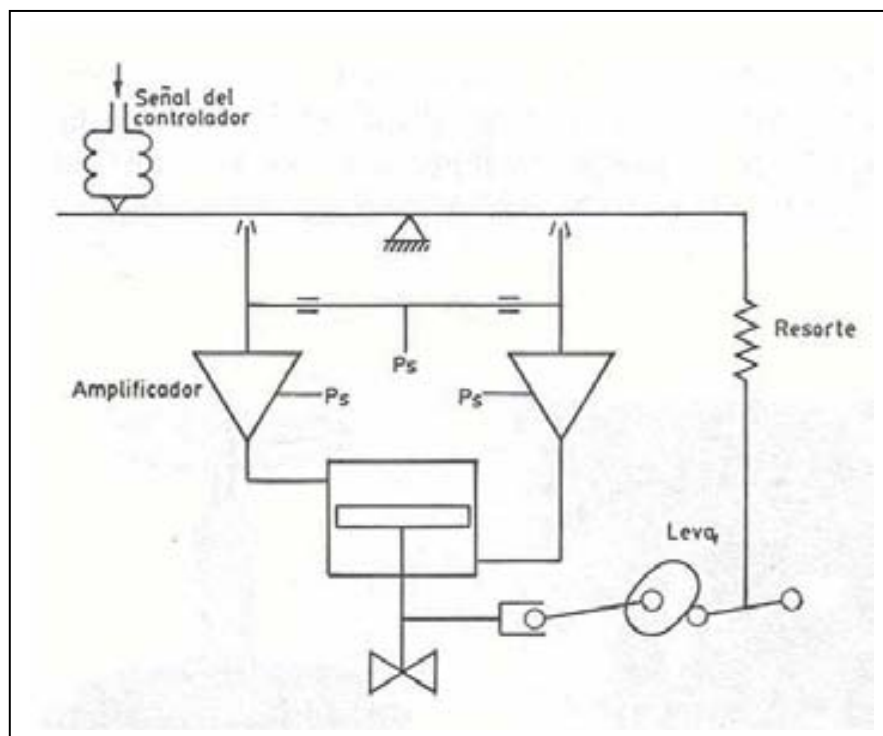


Fig. 2.58 Posicionador de doble acción

Cuando la señal del controlador es electrónica o digital, el propio posicionador puede contener un convertidor para pasar a señal neumática (fig. 2.59).

En el *posicionador electroneumático* el transductor es del tipo de equilibrio de fuerzas y varía su presión de salida hasta que la fuerza producida por el sistema de realimentación equilibra la fuerza generada por la bobina electromagnética. Puede verse en la figura que la bobina está excitada por la señal de corriente del controlador (4 – 20 mA c.c.) y que la señal de salida neumática es siempre proporcional a la señal electrónica. Su consumo de aire es de un 30% a un 40% menor que en los posicionadores neumáticos y es más resistente a las vibraciones.

En otro modelo de posicionador (figura 2.60) acoplado a una válvula de control (o bien puede acoplarse a un cilindro de simple efecto), un detector de posición (potenciómetro lineal con vástago de acoplamiento externo o potenciómetro giratorio con eje de acoplamiento) del vástago del pistón, envía su señal al cuerpo del posicionador que actúa sobre dos válvulas de solenoide permitiendo la salida o entrada del aire en la parte inferior del cilindro hasta que la posición del vástago corresponde con la señal del controlador.

En el posicionador se puede establecer una relación lineal o logarítmica entre la señal de control y la posición del actuador (vástago del pistón en un cilindro neumático). Asimismo, el actuador puede moverse en un sentido o en el otro ante un aumento en la señal eléctrica (4 – 20 mA c.c.) sea por el propio posicionador o bien intercambiando las conexiones del cilindro.

2.3.10 Dispositivos hidroneumáticos

Los sistemas neumáticos tienen el inconveniente de la compresibilidad del aire lo que causa problemas a bajas velocidades de los elementos móviles. Se presentan discontinuidades en el movimiento, aumentan las sacudidas y los tirones y no puede mantenerse una velocidad de avance uniforme entre el principio y el final de carrera del pistón.

Este fenómeno no se presenta en los dispositivos hidráulicos gracias a la incompresibilidad del aceite, por lo que se emplean dispositivos hidroneumáticos que

permiten convertir la presión neumática en hidráulica y que complementan los sistemas neumáticos.

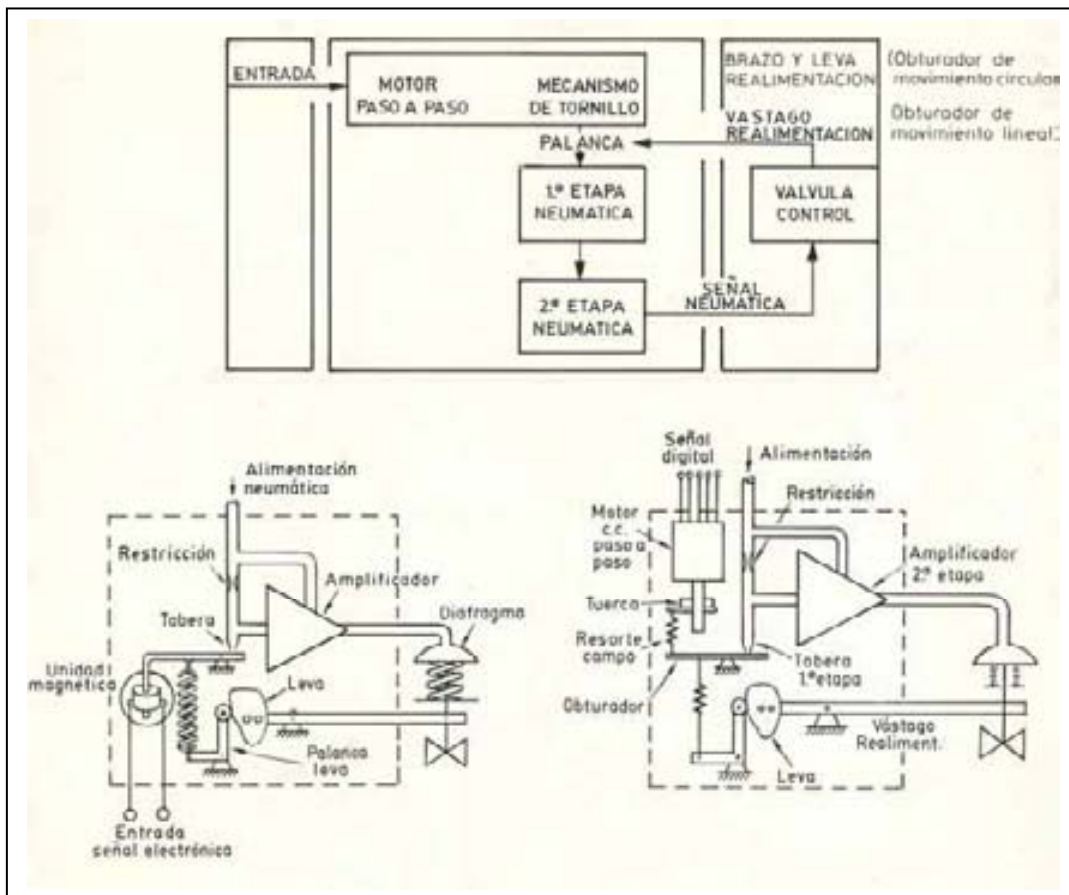


Fig. 2.59 Posicionador electroneumático y digitoneumático. Fuente Honeywell

Los principales dispositivos hidroneumáticos son los convertidores oleoneumáticos y los intensificadores de presión.

El *convertidor oleoneumático* transforma la presión de un medio en una presión equivalente en otro (pasa presión de aire a presión de aceite). Consiste en un circuito cerrado de aceite (cilindro y pistón) que se monta en paralelo con el cilindro neumá-

tico y de este modo, se consigue un movimiento lento uniforme en el desplazamiento del pistón neumático. En la figura 2.62 puede verse que cuando el cilindro neumático empieza a moverse por la acción del aire que entra en la cámara izquierda, arrastra el émbolo del cilindro hidráulico, quien a su vez desplaza el aceite a través de una válvula antiretorno y de un regulador de velocidad (válvula de estrangulación o de control de caudal). De este modo la velocidad se mantiene constante en un valor que puede regularse mediante el restrictor, en el sentido de izquierda a derecha.

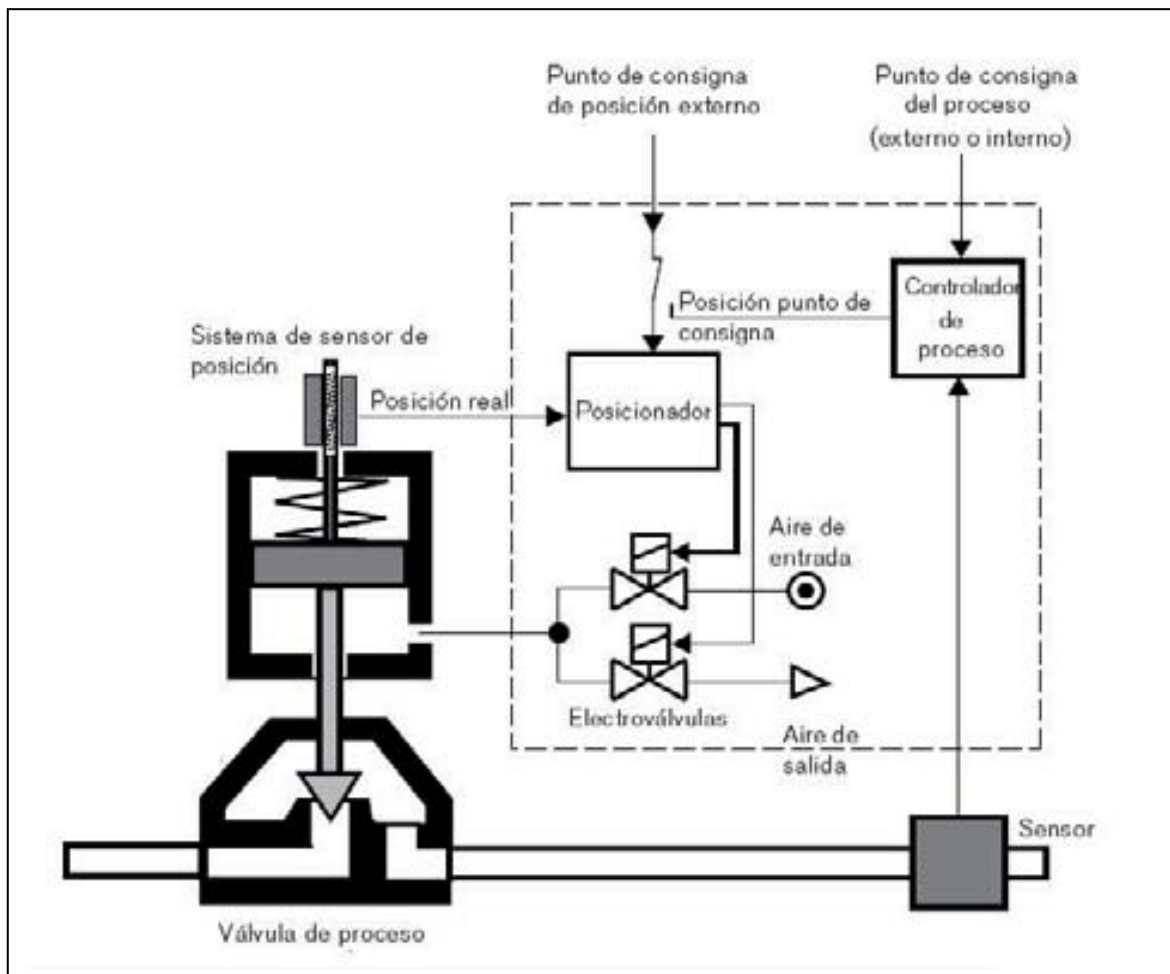


Fig. 2.60 Posicionador electroneumático. Fuente Bürkert

En la figura 2.61 puede verse un posicionador acoplado a un cilindro.

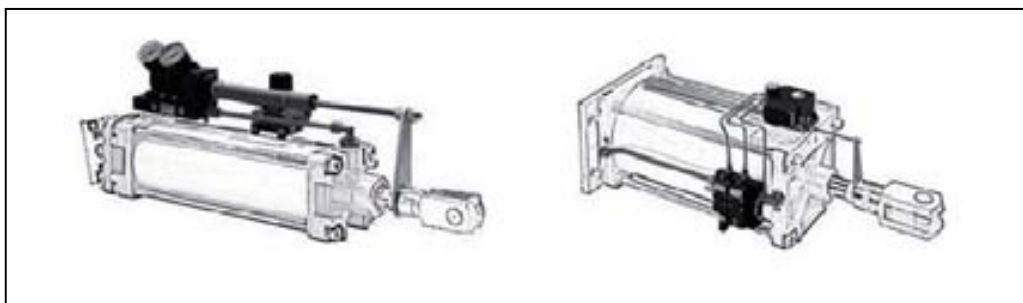


Fig. 2.61 Cilindro con posicionador. Fuente Centork S.L.

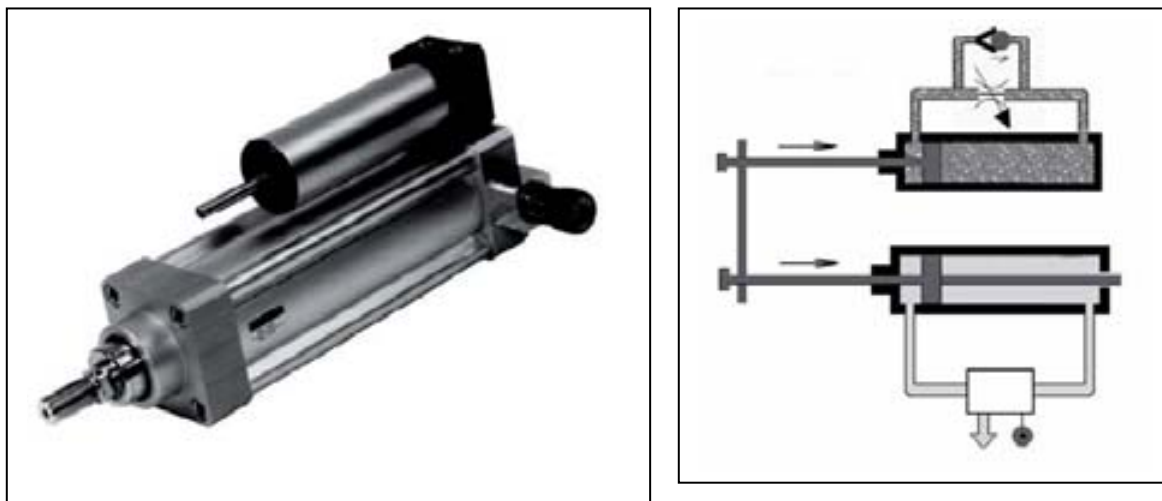


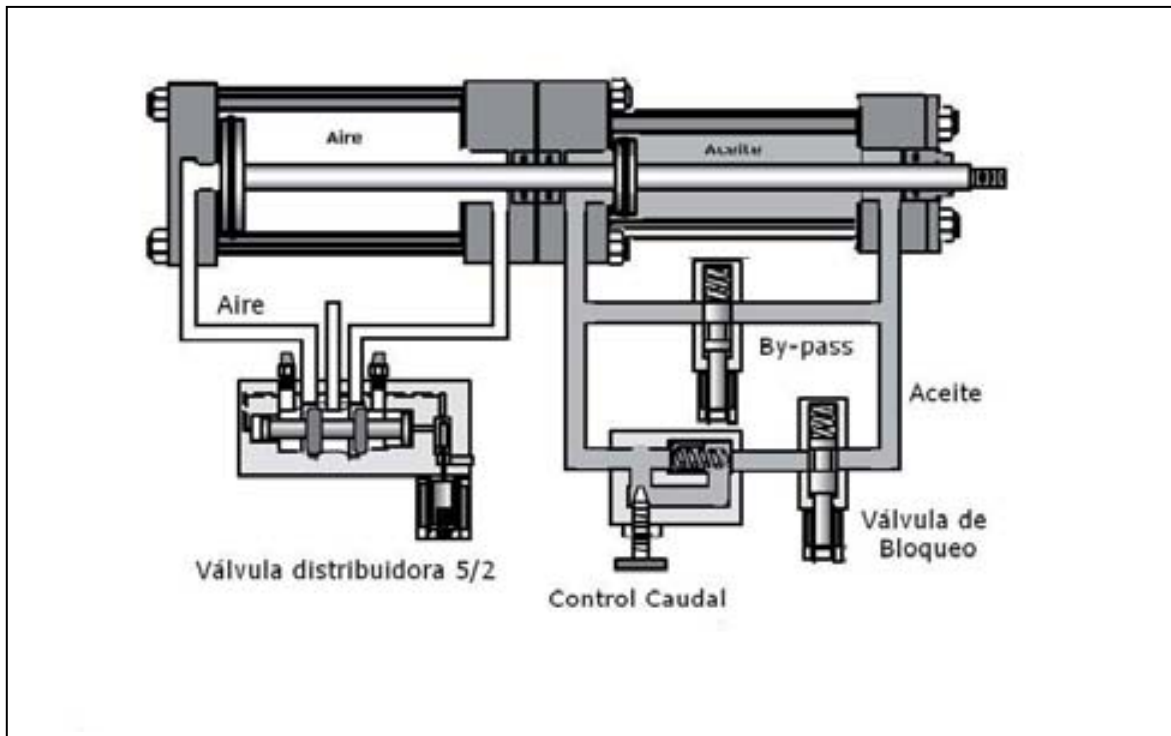
Fig. 2.62 Convertidor oleoneumático

En la carrera de retorno (de derecha a izquierda) el aceite fluye libremente a través de la válvula antirretorno y el pistón se desplaza con rapidez. Pueden regularse velocidades entre 30 a 6.000 mm/minuto. La velocidad también puede regularse en el retorno si se incorpora al circuito una segunda válvula antirretorno y de estrangulación que actúa de freno en la carrera de retorno. Las pequeñas pérdidas que pue-

den producirse en el circuito de aceite, por la formación de una película sobre el vástago del cilindro, se reponen mediante un depósito de aceite incorporado al circuito.

El *intensificador de presión* conocido también como booster (repetidor) convierte la baja presión y caudal elevado de un fluido (aire, aceite o fluido hidráulico) a la alta presión y bajo caudal de otro fluido (aire, aceite o fluido hidráulico). Existen tres clases de intensificadores aire-aceite, aceite-aceite y aire-aire.

El típico intensificador aire-aceite, dispone de un pistón neumático de gran diámetro conectado rígidamente a un pistón de aceite de pequeño diámetro y combina las ventajas de los cilindros neumáticos e hidráulicos en un solo sistema. Mientras que el aire al ser compresible no proporciona precisión en el movimiento del pistón del cilindro neumático, el aceite es incompresible y facilita por lo tanto un movimiento preciso para la operación de los actuadores.



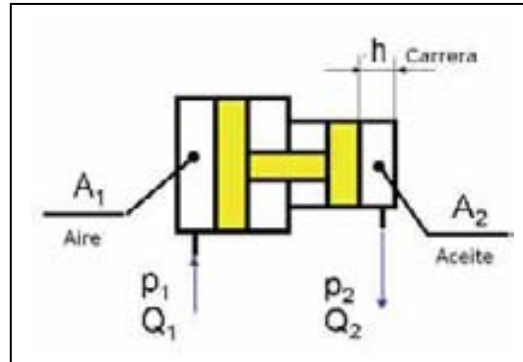


Fig. 2.63 Intensificador de presión

La presión del aire está limitada a unos 12 bar, mientras que el aceite puede trabajar a presiones de 250 bar o superior. De este modo, se transforma una pequeña presión de aire en una gran presión de aceite.

Por otro lado, el nivel de potencia del intensificador es constante, es decir, al disminuir el caudal de salida aumenta la presión de la salida. Puede compararse a un transformador eléctrico donde el producto Tensión * Intensidad = Constante.

$$P_{aire} * \text{Área pistón aire} * \text{Carrera pistón aire} = P_{aceite} * \text{Área pistón aceite} * \text{Carrera pistón aceite}$$

Luego:

$$\text{Caudal aire} = \frac{P_{aceite}}{P_{aire}} * \text{Caudal aceite}$$

$$\text{Caudal aceite} = \frac{P_{aire}}{P_{aceite}} * \text{Caudal aire}$$

Como los pistones de aire y aceite están unidos por el mismo eje, las carreras son iguales, de modo que:

$$P_{aire} * \text{Área pistón aire} = P_{aceite} * \text{Área pistón aceite}$$

o sea:

$$\frac{P_{aceite}}{P_{aire}} = \frac{\text{Área pistón aire}}{\text{Área pistón aceite}}$$

2.3.11 Dispositivos de función lógica

Los dispositivos lógicos neumáticos trabajan de una forma similar a los circuitos lógicos electrónicos, utilizando válvulas neumáticas en lugar de interruptores electrónicos. Su uso principal es la seguridad de los sistemas neumáticos, por ejemplo en el caso de las taladradoras neumáticas en las que se usan dos interruptores neumáticos en serie, el primero para alimentar el sistema y el segundo para iniciar el trabajo.

Los dispositivos lógicos básicos son Y (AND), O (OR) y NO (NOT). Otras funciones lógicas derivadas de las anteriores son NAND que es inversa de AND (Not-AND), NOR que es inversa de OR (Not-OR), y funciones secuenciales y de temporización.

Función Y (AND) (válvula de simultaneidad) – Esta función es de utilidad en los sistemas de control cuando por cuestiones de seguridad es necesario accionar dos válvulas distribuidoras 3/2 para que el vástago de un cilindro de simple efecto actúe (figura 2.64a y 2.64b).

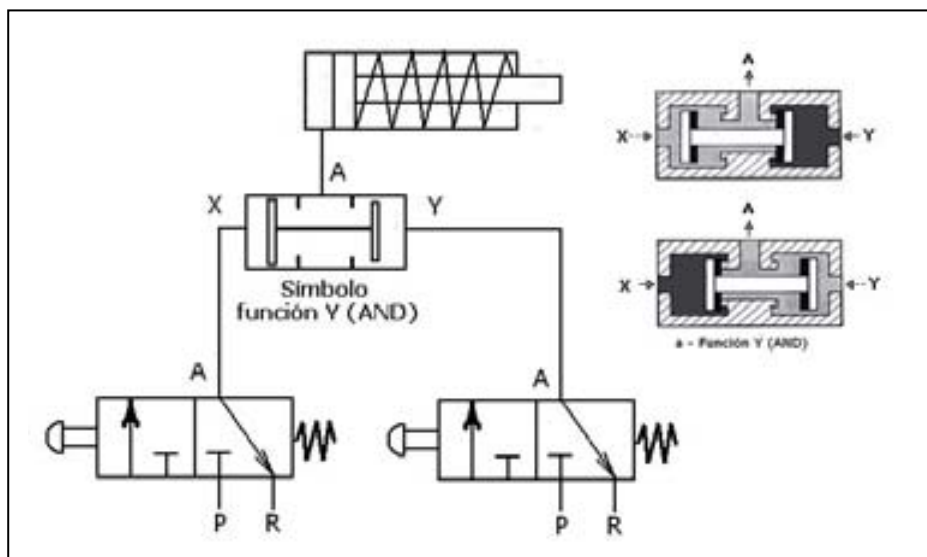




Fig. 2.64 Función Y (AND) con dos válvulas 3/2 en serie

Función O (OR) – La función O (OR) dispone de dos válvulas en paralelo (figura 2.65), de tal manera que basta accionar una de las dos válvulas para que el pistón se desplace. La válvula de lanzadera (shuttle), denominada también válvula de doble efecto o válvula selectora de circuito, dirige el aire al cilindro e impide que se escape por el orificio de escape R de la otra válvula 3/2. La función O (OR) es utilizada para controlar cilindros de simple efecto o de doble efecto desde una o más posiciones de la zona de trabajo.

En el cilindro de simple efecto, cuando los pulsadores no están presionados, el aire de A escapa por R mientras P queda cerrado. Al presionar cualquiera de los pulsadores, la alimentación P comunica con A y actúa sobre el cilindro. En el cilindro de doble efecto se intercala una válvula distribuidora 4/2 y tres válvulas 3/2.

Función NO(NOT) – Se utiliza típicamente para el accionamiento del cilindro de simple efecto (figura 2.66). Cuando el pulsador no está presionado la alimentación de aire P comunica con la tubería A y el escape R está cerrado. Al pulsar el émbolo el

primer disco cierra el flujo de aire de P hacia A, mientras que el segundo disco abre la comunicación de la vía A con el escape R. La función NO representa que el aire de alimentación NO pasa al cilindro.

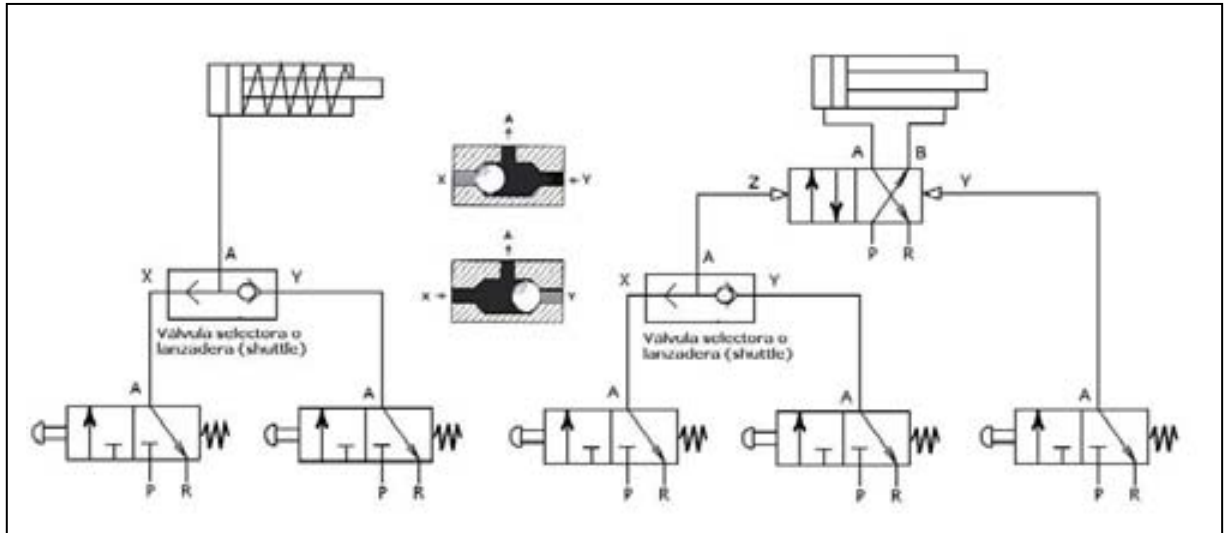


Figura 2.65 Función O (OR) con dos válvulas 3/2 en paralelo utilizada en el mando de un cilindro de simple efecto y un cilindro de doble efecto

Función NAND (Not-AND). Esta función genera una señal de salida cuando no hay señales de entrada. En la figura 2.67 puede verse la función NAND aplicada al llenado de un depósito mediante una válvula de lanzadera y dos válvulas 3/2. El esquema corresponde a la matriz lógica:

A	B	S
0	0	1
0	1	1
1	0	1
1	1	0

En la figura 2.67 puede verse que si las señales A y B son nulas, el aire de alimentación P entra por X o por Y llenando el depósito (S = 1).

Si la señal B existe y la señal A es nula, la señal B bloquea la alimentación P en la válvula 3/2 (2) y ventea el aire de la tubería y al mismo tiempo, por la válvula 3/2 (1) entra aire de alimentación P que impulsa la bola de la válvula de lanzadera hacia la derecha, permitiendo la entrada de aire en el depósito ($S = 1$).

A la inversa, si la señal A existe y la señal B es nula, la señal A bloquea la alimentación P en la válvula 3/2 (1) y ventea el aire de la tubería y simultáneamente por la válvula 3/2 (2) entra el aire de alimentación P que impulsa la bola de la válvula de lanzadera hacia la izquierda, facilitando la entrada de aire en el depósito ($S = 1$).

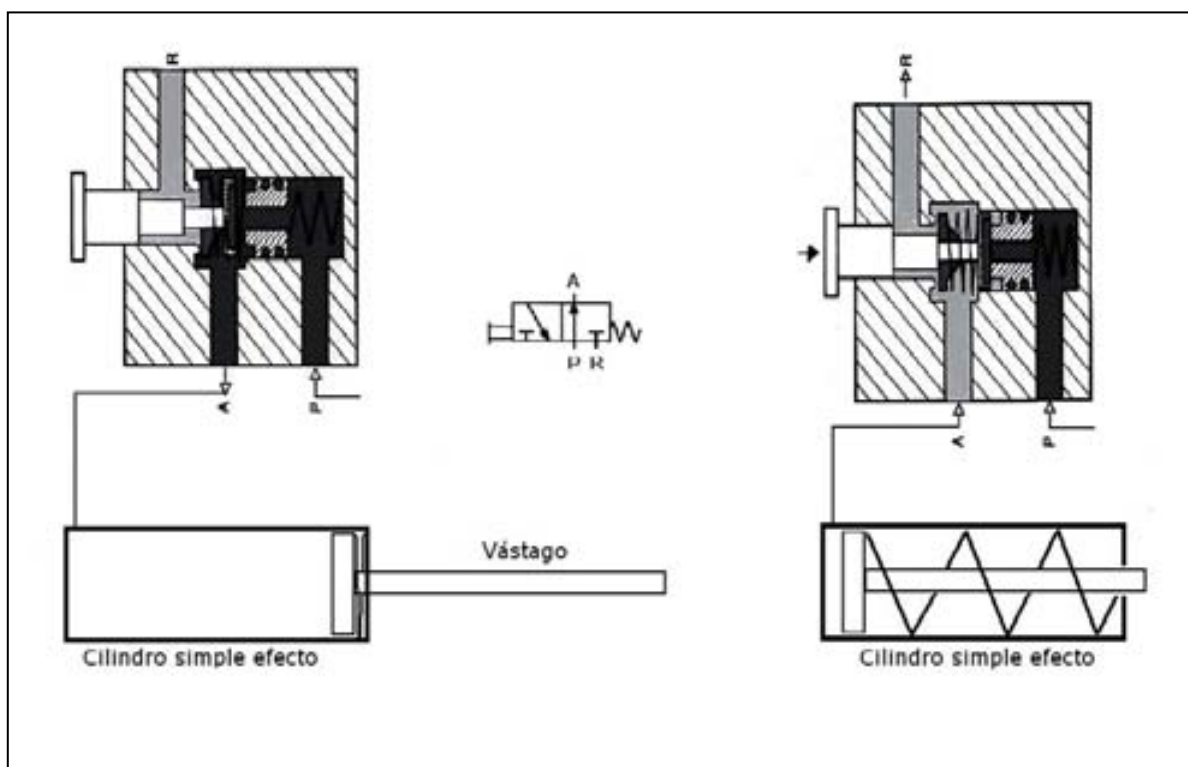


Fig. 2.66 Función NO en el accionamiento de un cilindro de simple efecto

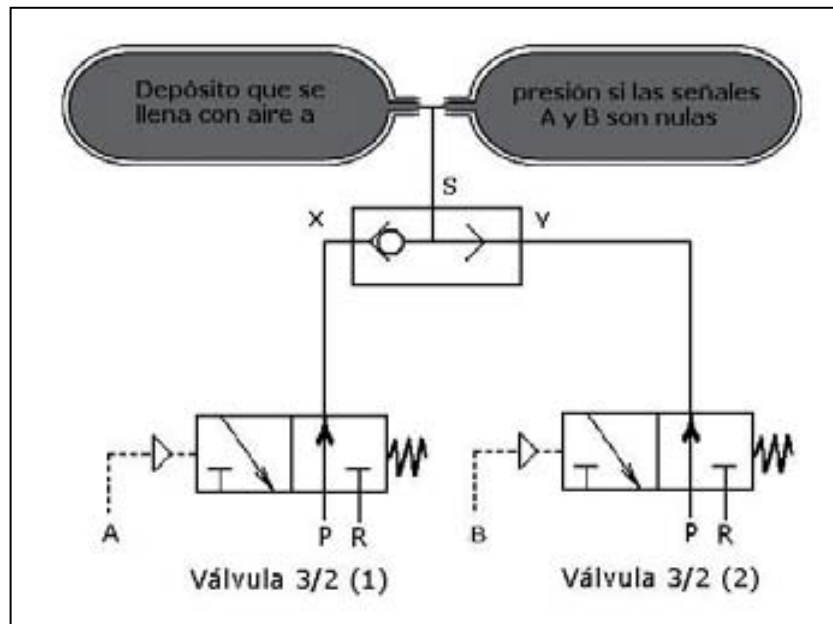


Fig. 2.67 Función NAND

Si las dos señales A y B actúan, el aire de alimentación queda interrumpido y las señales X e Y quedan comunicadas con el escape con lo que el depósito se vacía ($S = 0$).

Función NOR (Not-OR). Esta función genera una señal de salida nula cuando hay alguna señal de entrada. Corresponde a la matriz lógica:

A	B	S
0	0	1
0	1	0
1	0	0
1	1	0

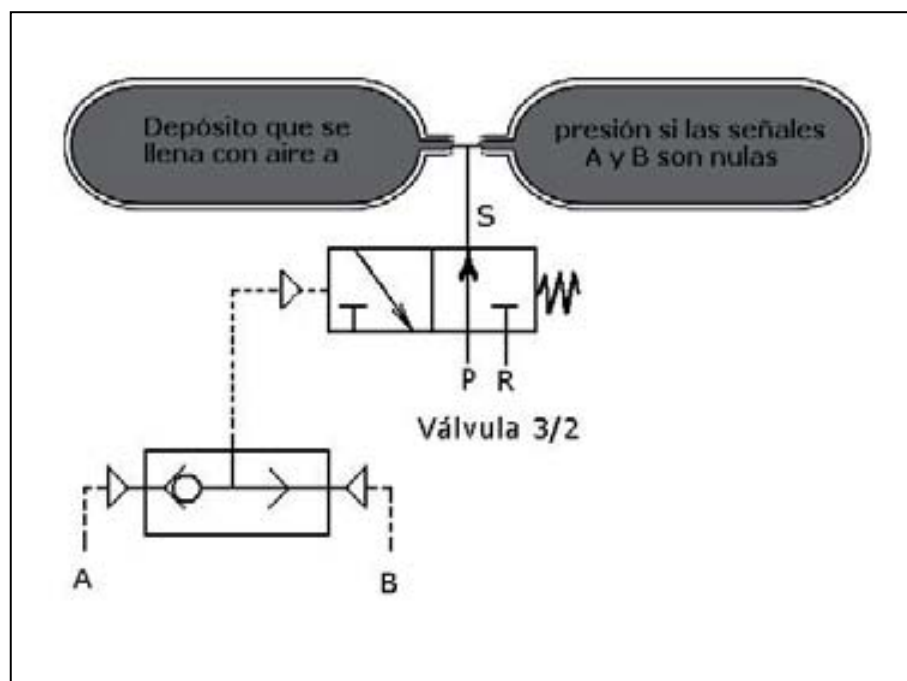


Fig. 2.68 Función NOR

En la figura 2.68 puede verse la función NOR aplicada al llenado de un depósito mediante una válvula de lanzadera. Si existe una o las dos señales A y B, la válvula 3/2 es excitada y como consecuencia se bloquea la alimentación de aire P y la señal S se comunica con la vía de escape, con lo que el depósito se vacía ($S = 0$). La anulación simultánea de las señales A y B comunica el aire de alimentación P con el depósito ($S = 1$).

Función de Memoria o Flip-Flop. Esta función mantiene el estado de la señal de salida (ON o OFF) una vez que la señal causante se ha eliminado. En otras palabras, transforma una señal momentánea en una señal constante y puede utilizarse, según se ve en la figura 2.69 en el accionamiento de un cilindro de doble efecto a través de una válvula 5/2. Ante la primera señal eléctrica (SET) y en la disposición de la figura, el aire de alimentación P excita la válvula 5/2 con lo que el cilindro se mueve hacia la derecha. Este estado se mantiene (es recordado) hasta que la segunda señal RESET excita la válvula 3/2 en sentido contrario al anterior y el cilindro se mueve hacia la

izquierda. Otro uso de la función Flip-Flop es permitir que el operario pueda pulsar momentáneamente los pulsadores de arranque o bien bloquear señales no deseadas en el circuito. Una válvula distribuidora biestable es una memoria lógica,

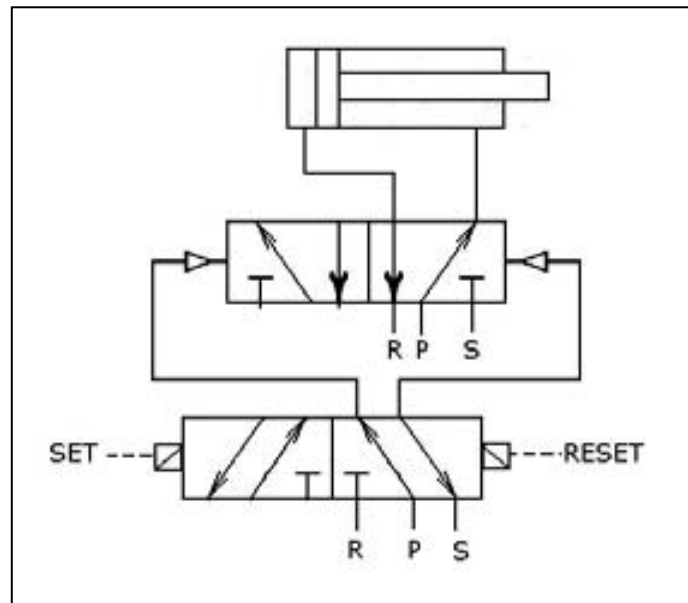


Fig. 2.69 Función de Memoria o Flip-Flop

Función secuencial. La válvula secuencial se utiliza en control de programas de mecanización. Los mandos neumáticos reciben una señal de control que inicia la programación de trabajo de la pieza inmovilizada, sólo cuando se alcanza la presión de sujeción de la pieza con las pinzas o mordazas neumáticas. En la figura 2.70 puede verse el accionamiento de un cilindro de doble efecto el cual no se mueve hasta que la presión en Z no haya alcanzado un valor ajustado previamente.

Cuando el pulsador de mando 3 está en reposo, el aire de alimentación P está bloqueado y la vía A está comunicada con el escape R, de modo que la señal Z es nula. Al accionar el pulsador, la alimentación neumática P entra en A y en Z en la válvula 2. A su vez, la presión A entra en Z en la válvula secuencial 5, con lo cual según cual sea el tarado del resorte antagonista de dicha válvula secuencial, el vástago desplaza el cuerpo de la válvula y cierra R, y al mismo tiempo desplaza la válvula de

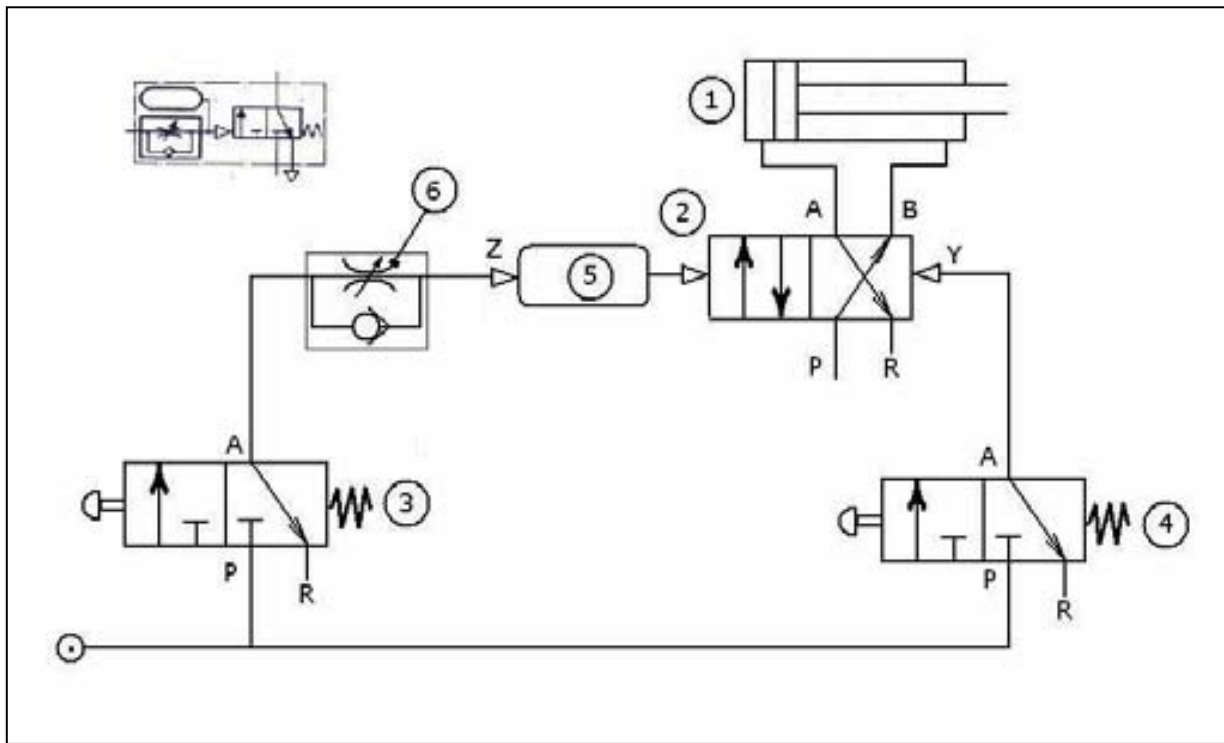


Fig. 2.71 Función de temporización simple aplicada a un cilindro de doble efecto

Cuando la válvula posición 3 (3/2) es accionada por el final de carrera, el aire comprimido de alimentación P se comunica con A y con Z y empieza a llenar el depósito 5 a una velocidad que depende del ajuste de la válvula de estrangulación 6. Al mismo tiempo, la señal de A (presión de alimentación) alimenta la señal Z que acciona la válvula 2 con lo que el cilindro 1 pasa a la posición de la figura (pistón a la izquierda). Una vez llenado el depósito a la presión de ajuste, la señal Z es suficiente para accionar la válvula distribuidora 4 con lo que se cierra el aire de alimentación P y la señal Z se comunica con el escape R. La válvula distribuidora 2 actúa y comunica P con A y B con R y el pistón se mueve a la posición de la derecha.

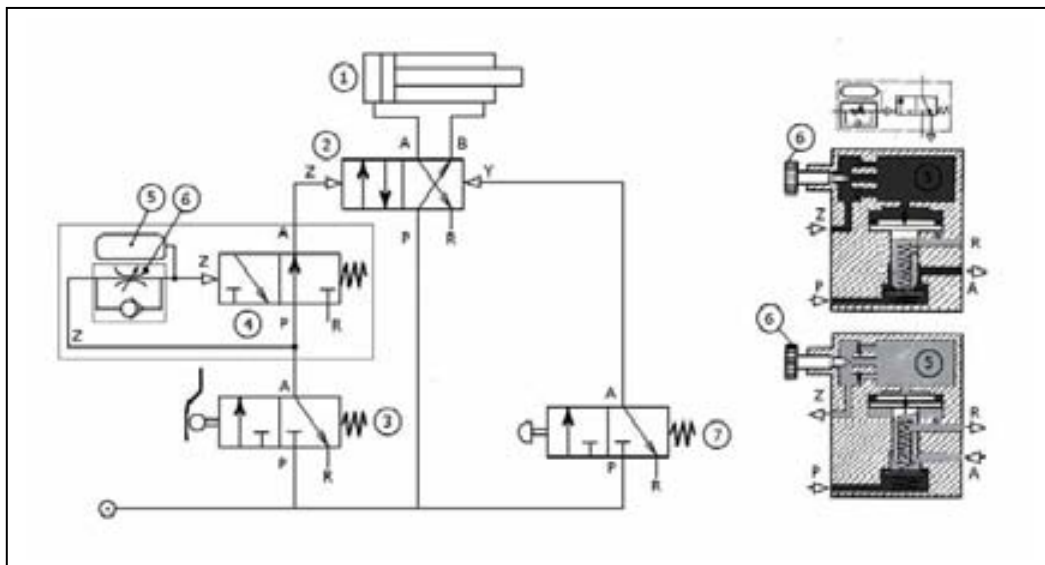


Fig. 2.72 Función de temporización aplicada a un cilindro de doble efecto

La válvula distribuidora 7 permite el cambio de posición del pistón del cilindro independientemente de la temporización ajustada.

2.3.12 Equipos neumáticos

El *expulsor neumático* (figura 2.73) se utiliza para soplar y expulsar piezas elaboradas de dispositivos, herramientas de troquelado, cintas de transporte, y de equipos envasadores, mediante un chorro de aire comprimido. Se compone de un depósito dimensionado para la cantidad de aire que se precisa y de una válvula de lanzadera.

Una válvula distribuidora 3/2, con el pulsador presionado pasa el aire de alimentación al depósito mediante la válvula de lanzadera, rellenando éste. Al tirar del pulsador de la válvula distribuidora 3/2 se cierra el paso de aire hacia el depósito, y la tubería se pone a escape hacia la válvula de lanzadera con lo que ésta cierra y el aire del depósito escapa entonces rápidamente por la válvula de lanzadera al exterior expulsando la pieza.

La *mordaza neumática* (figura 2.74) permite conseguir fuerzas elevadas de sujeción en las pinzas (tipo DIN 6343), con muy poco consumo de aire comprimido. Sus

aplicaciones típicas son la sujeción de piezas de trabajo en taladradoras y fresadoras, los trabajos de montaje con atornilladores neumáticos o eléctricos y las máquinas de avance circular y trenes transfer.

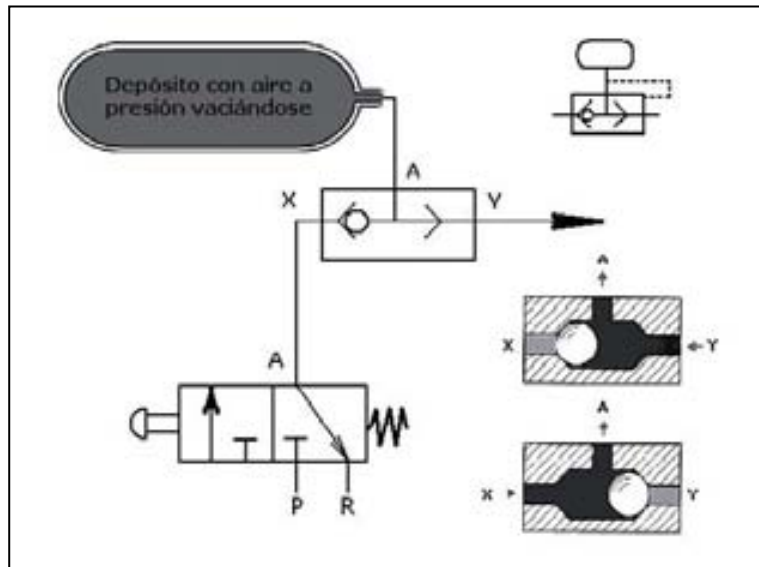


Fig. 2.73 Expulsor neumático

Las pinzas de sujeción son accionadas mediante un pedal de válvula distribuidora 3/2 y una válvula antiretorno, alimentadas con un regulador de aire comprimido con el fin de obtener la fuerza de sujeción exacta (0 – 10 bar).

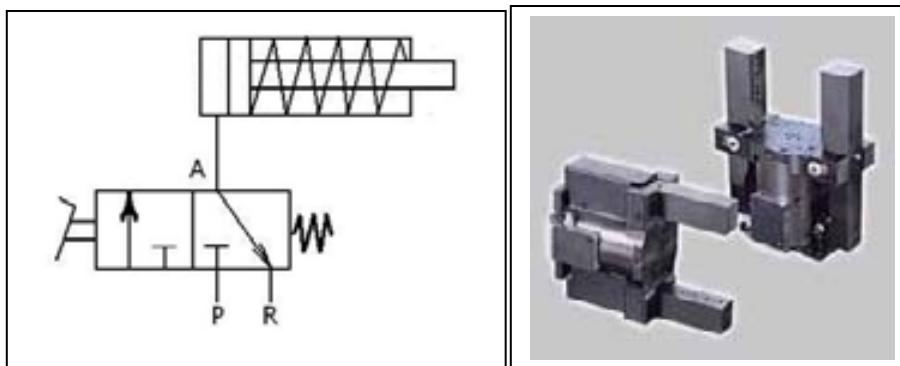


Fig. 2.74 Mordaza neumática

La *mesa de deslizamiento sobre colchón de aire* (figura 2.75) permite desplazar con comodidad y precisión, piezas o mecanismos pesados sobre mesas de máquinas o trenes de montaje. El aire comprimido (0,6 bar a 1 bar) llega a la mesa a través de una válvula distribuidora 3/2 y escapa por pequeñas toberas situadas en la parte inferior de la mesa y ésta se levanta de su asiento de 0,05 a 0,1 mm aproximadamente. El colchón de aire así obtenido permite desplazar la mesa con la carga sin ninguna dificultad. A título de ejemplo, un mecanismo de 1500 N de peso que precisa una fuerza de desplazamiento de 320 N, ésta baja a 3 N con el deslizamiento sobre colchón de aire.

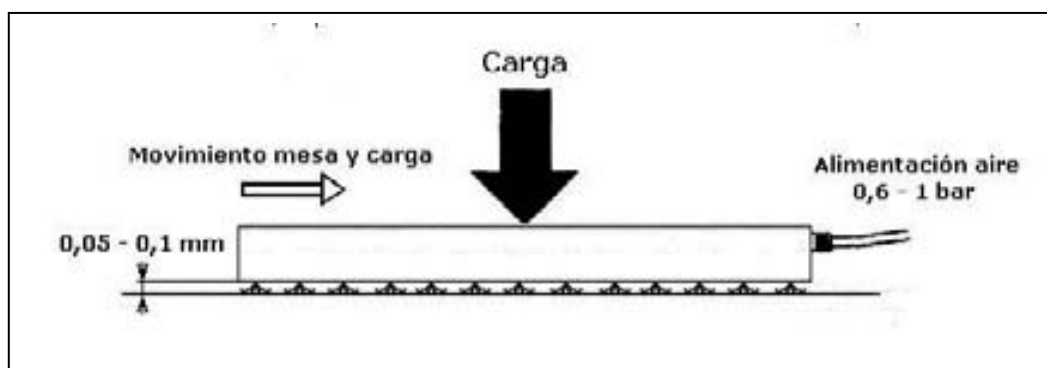


Fig. 2.75 Mesa de deslizamiento sobre colchón de aire

El *carro deslizante* (figura 2.76) es otro tipo de mesa que permite mover y posicionar piezas de forma rápida y precisa mediante cilindros neumáticos con control de caudal, sensores de posición y amortiguadores de choque y acústicos. Se emplea como unidad de avance para la alimentación de piezas en unidades de mecanizado.

El *equipo neumático de tres ejes* (figura 2.77) se utiliza en operaciones con robots cuando es necesario posicionar la pieza que se mecaniza o bien las herramientas de mecanización en puntos determinados del espacio, es decir, las mordazas, pinzas o los dispositivos de sujeción deben poder moverse en las tres dimensiones.

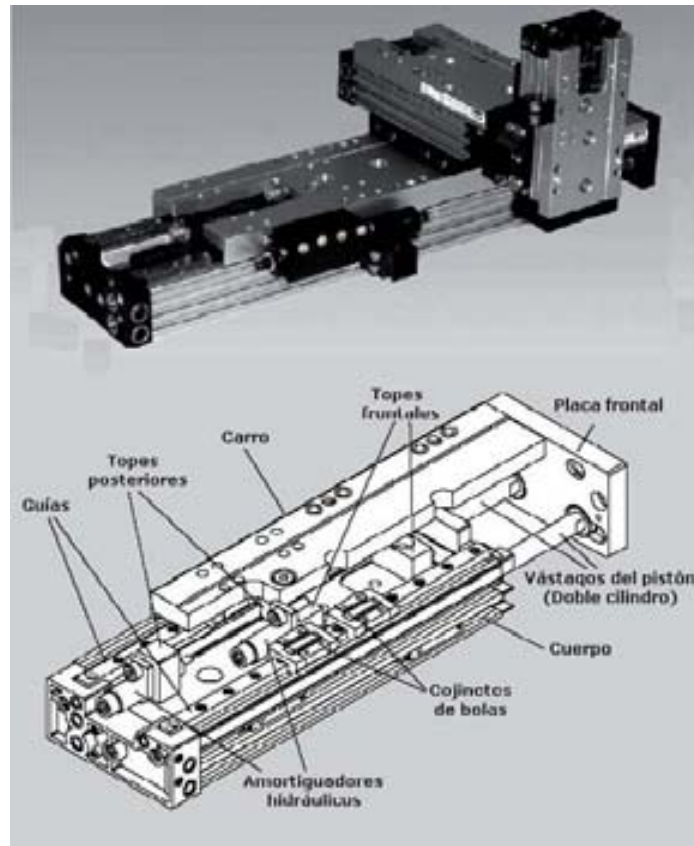


Fig. 2.76 Carro deslizante. Fuente Parker Hannifin Corporation

2.4 Cilindro neumático de movimiento giratorio

El *cilindro giratorio de cremallera-piñón* consiste en un pistón cuyo vástago tiene una cremallera que engrana con una rueda dentada o piñón. De esta manera, el movimiento del pistón es transmitido por el vástago a la rueda dentada con una rotación que puede variar de 45, 90, 180 y 360° (figura 2.78). Puede ser de simple cremallera o de doble cremallera. Se utiliza en aplicaciones de transferencia, descarga, desplazamiento de levas, fijación de mecanismos, unión, rotación, apriete, apertura y cierre y agitación.

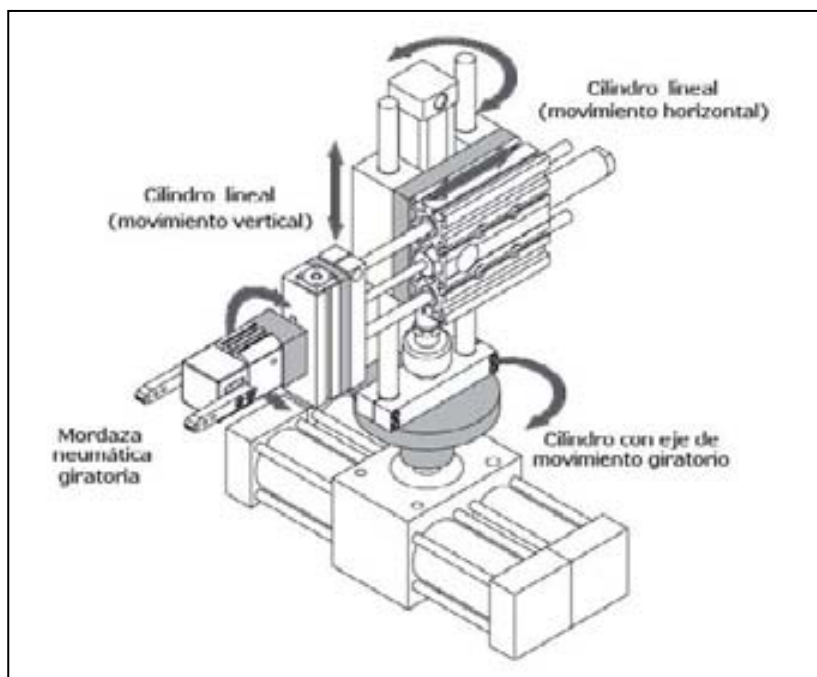


Fig. 2.77 Equipo con movimiento en los tres ejes

La energía cinética desarrollada al acoplar una carga al eje de rotación es de:

$$\text{Energía cinética} = 0,5 * I(\text{momento de inercia} - \text{Kg.m}^2) * w^2(\text{radianes / seg})$$

El momento de inercia depende de la carga y del tipo de montaje (figura 2.76).

El *cilindro de aleta giratoria* contiene varios cilindros de doble efecto con aletas pivotantes y el ángulo máximo del movimiento es de unos 270° que puede ajustarse y detectarse mediante sensores detectores de posiciones finales (figura 2.79).

Los fabricantes facilitan curvas de inercia del cilindro de aleta giratoria en función del tiempo y del ángulo de giro. Por ejemplo, si un cilindro giratorio debe hacer girar en 180° una pinza de masa $4,5 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$ en 0,4 segundos, la curva de la figura 2.77 nos dice que el cilindro es capaz de vencer un momento de inercia de $6,5 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$ con lo

cual no habrá problemas en el movimiento. Por otro lado, si el momento de inercia de la masa fuese superior al momento admisible, sería necesario reducir la velocidad angular mediante válvulas de estrangulación o montar amortiguadores en el cilindro giratorio.

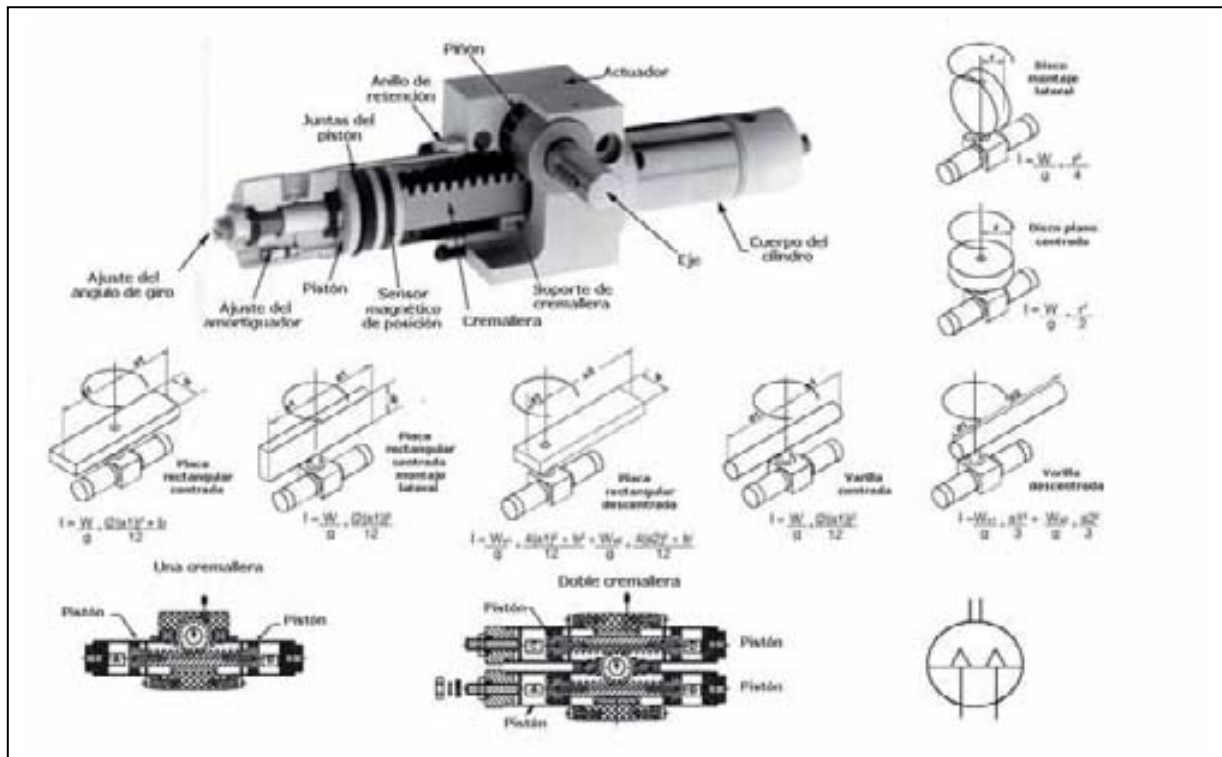


Fig. 2.78 Cilindro giratorio de cremallera-piñón. Fuente: BIMBA

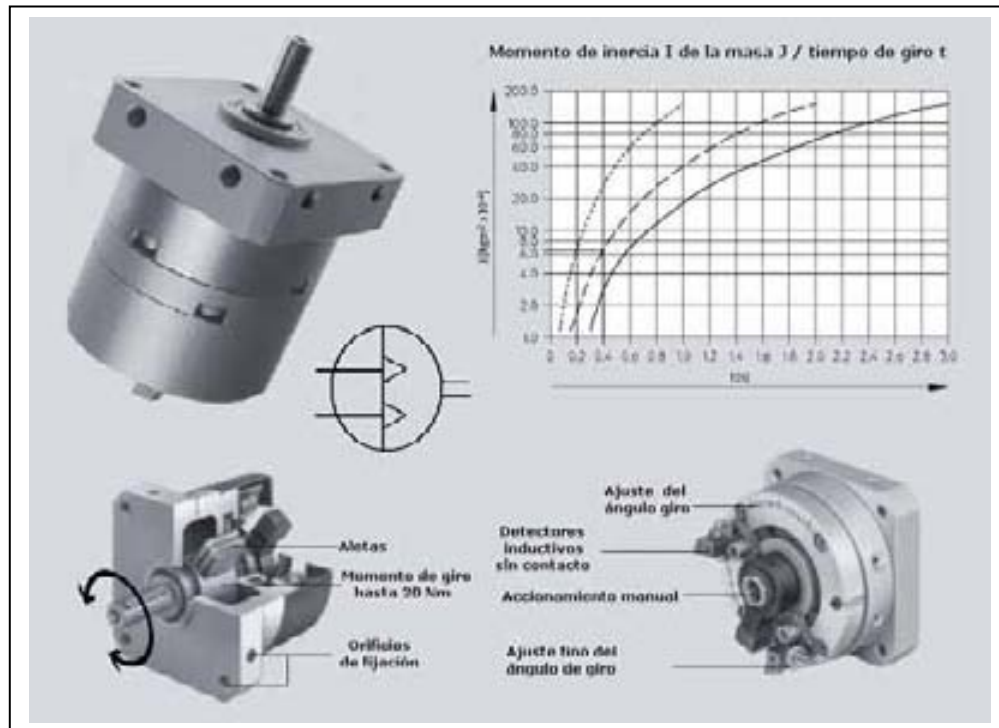


Fig. 2.79 Cilindro giratorio de aletas. Fuente: FESTO

2.5 Músculo neumático

Los músculos artificiales intentan emular el músculo biológico del hombre y se aplican a ordenadores, robots y máquinas de todo tipo.

Los músculos biológicos poseen una relación excelente masa/rendimiento, y son capaces de ejecutar movimientos ágiles y suaves.

La fuerza desarrollada por el músculo es:

$$\text{Fuerza } F \cdot \text{Brazo de la fuerza } f = \text{Carga } P \cdot \text{Brazo de la carga } p$$

Luego se ve que ejerce una gran fuerza con una carrera corta.

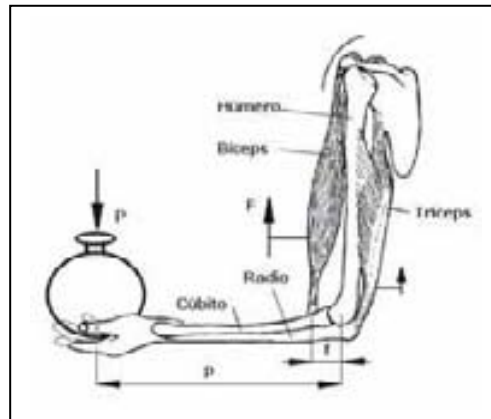


Fig. 2.80 Músculo humano

Un músculo neumático es esencialmente un tubo flexible de goma (u otro material elástico) que al aplicar presión aumenta de volumen y ejerce una gran fuerza lo que permite utilizarlo para usos de sujeción de piezas, prensa, pinzas, robots, actuadores flexibles, y membranas de contracción.

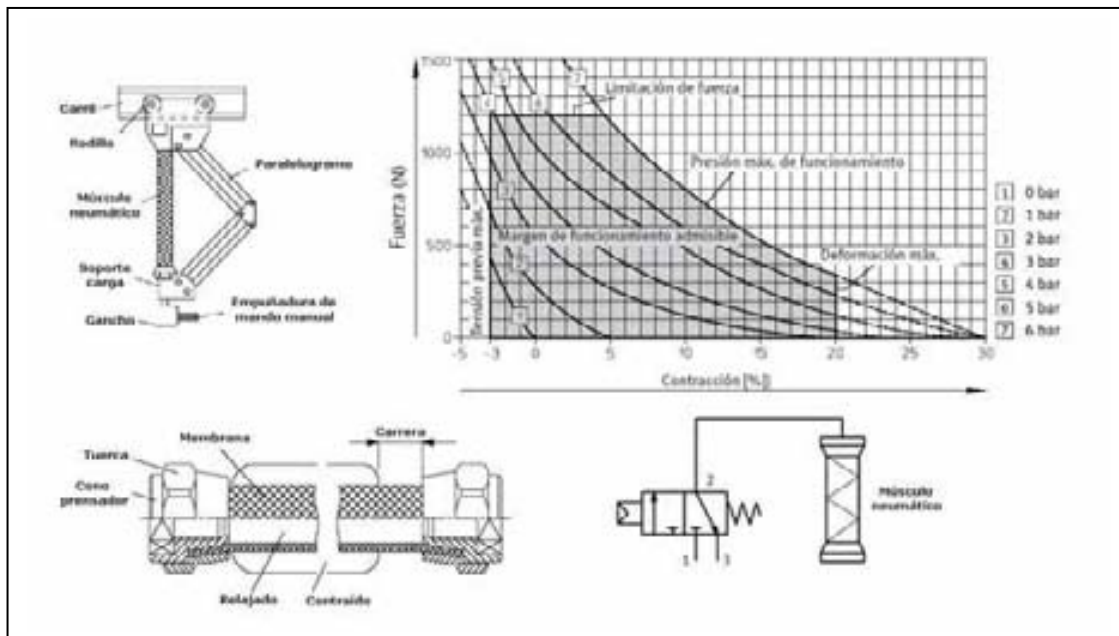


Fig. 2.81 Músculo neumático y curvas de rendimiento. Fuente: FESTO

Los circuitos neumáticos de los dispositivos que funcionan con el músculo neumático son semejantes a los circuitos neumáticos de los cilindros con la salvedad de que es recomendable que los diámetros de los elementos de conexión y de los tubos flexibles sean lo más grande posible.

En la tabla 2.13 pueden verse campos de aplicaciones del músculo neumático.

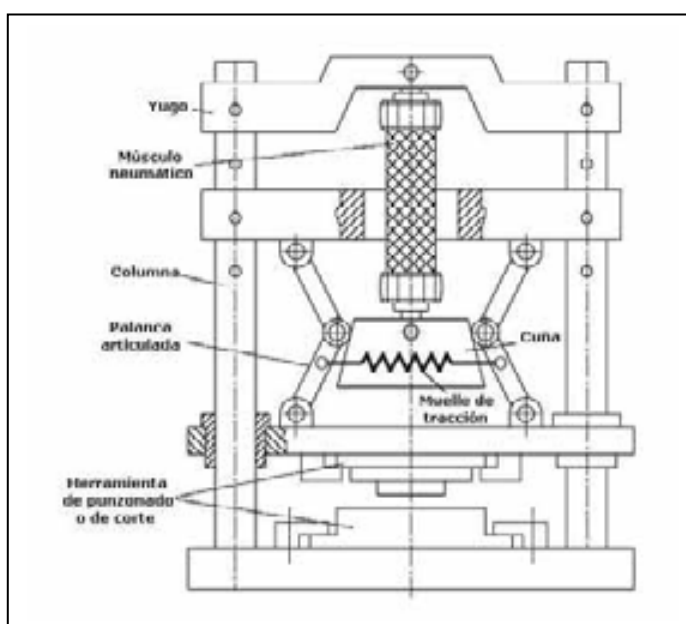


Fig. 2.82 Prensa con músculo neumático

Tabla 2.13 Aplicaciones del músculo neumático. Fuente FESTO

Propiedades	Campos de aplicación
Poca masa diseño compacto	Aeronáutica, técnica móvil, fabricación de automóviles, sistemas con movimientos dinámicos (por ejemplo, robótica). Equipos altamente dinámicos (por ejemplo, sistemas para cortar), simuladores

Gran fuerza inicial y gran capacidad de aceleración	Aplicaciones que exigen una gran capacidad y gran capacidad de aceleración, sistemas de elevación, de aceleración sistemas de sujeción, simuladores, pinzas, sistemas de seguridad y bloqueo, relación inicial fuerza/masa de 400:1
Conexiones herméticas, gran resistencia a los medios	Salas limpias, biomedicina, zonas con aguas sucias, depuración de aguas, zonas con peligro de explosión, procesamiento de madera
Movimientos sin tirones	Posicionamiento preciso a bajas velocidades, sistemas de animación en teatros y escenarios, equipos de rehabilitación médica, robots antropomórficos
Ciclos a frecuencias elevadas	Procesos de corte y clasificación altamente dinámicos
Curva de fuerza decreciente (curva fuerza/recorrido)	Suavidad del movimiento en la posición final o nominal
Relación presión/longitud	Avance hasta posiciones intermedias mediante regulación de la presión y sin sistema de medición
Estructura robusta	Utilización en entornos con polvo y suciedad

2.6 Técnicas de vacío

2.6.1 Generalidades

Una forma de manipular objetos es utilizar las técnicas de vacío creadas mediante una bomba de vacío o un eyector y aplicadas a un cilindro o a una ventosa que los aspira y manipula (figura 2.83).

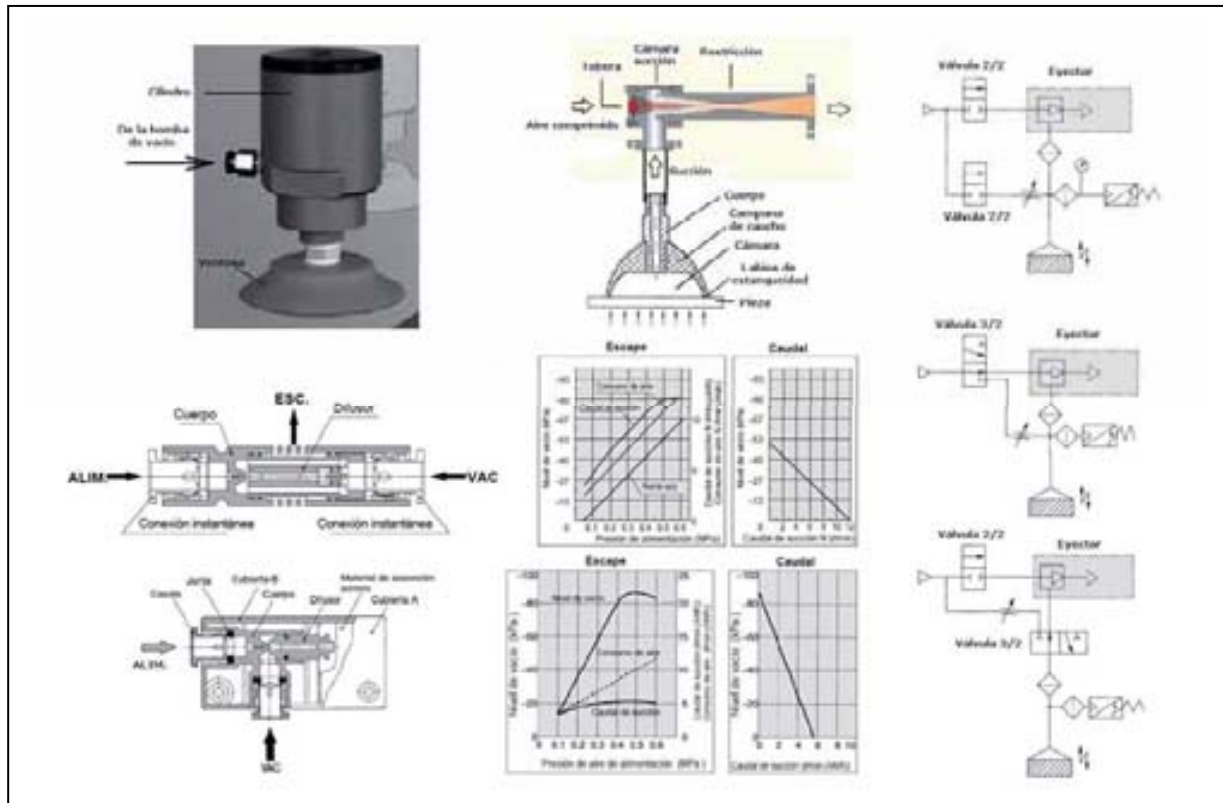


Figura 2.83 Técnicas de vacío de ventosa y eyector. Fuente: SMC

Los cilindros elevadores de pequeño tamaño sirven para aspirar y elevar piezas pequeñas finas y planas, extraer piezas de los moldes de inyección y los cilindros elevadores grandes se emplean para levantar y apilar piezas pesadas.

La ventosa se emplea cuando la fuerza de la aspiración no supera los 600 N considerando el diámetro de la ventosa. La fuerza que ejerce cada ventosa sobre la pieza es directamente proporcional a la presión de vacío y al área de la ventosa.

2.6.2 Obtención del vacío

Para la obtención del vacío se utilizan básicamente dos métodos:

- Bomba de vacío utilizada cuando se requieren elevados caudales de aspiración, tal como en máquinas de envasado, de imprenta y de inyección de plástico y de caucho.
- Eyectores que funcionan mediante el efecto Venturi producido en un tubo donde el aire a presión de la red al aumentar de velocidad por estrangulación, crea una depresión en la cámara de succión que es la que se aprovecha para conectar las ventosas de vacío. Es el sistema más usado debido a que utiliza el aire a presión normalmente disponible en la planta. El vacío que puede obtenerse con los eyectores es de unos -84 kPa.

Los eyectores disponen de un filtro de succión incorporado, una válvula de alimentación de aire para generar el vacío, una válvula de soplado (equipada con una válvula de regulación de caudal) y un silenciador (opcional).

El conjunto eyector-ventosa dispone de una cámara de vacío provista de labios que se adhieren a la pieza soportando su peso. Hay varios modelos de ventosas: planas para manipular objetos planos y lisos; con fuelle para manipular objetos muy deformables (cartón, papel, plástico); de rótula destinada a manipular objetos en forma de planos inclinados, ya que tiene la posibilidad de girar su articulación en cualquier dirección y rectangular que se emplea para manipular objetos con superficies curvas. El material de la ventosa puede ser de Perbunan (NBR), poliuretano (PUR) y silicona (SL).

La ventosa ejerce una fuerza $F = P \text{ (depresión)} * A \text{ (área)}$. Por ejemplo, una ventosa de diámetro 100 mm y con un nivel de vacío de -60 kPa (0,6 bar) ejerce una fuerza de:

$$F(\text{Newton}) = 60.000 * \frac{\pi * 0,1^2}{4} = 471 \text{ N}$$

Estos sistemas se aplican en el campo de los semi-conductores y eléctrico, en máquinas automáticas de ensamblaje, en máquinas transportadoras y de impresión, en la industria alimentaria, en equipos médicos y en la industria robótica.

2.7 Aire comprimido

2.7.1 Generación del aire comprimido

El aire comprimido, por el hecho de comprimirse, comprime también todas las impurezas que contiene, tales como polvo, hollín, suciedad, hidrocarburos, gérmenes y vapor de agua. A estas impurezas se suman las partículas que provienen del propio compresor, tales como polvo de abrasión por desgaste, aceites y aerosoles y los residuos y depósitos de la red de tuberías, tales como óxido, cascarilla, residuos de soldadura y las sustancias hermetizantes que pueden producirse durante el montaje de las tuberías y accesorios. En la figura 2.84 pueden verse los tipos y tamaños de las impurezas más comunes contenidas en el aire ($1\text{ }\mu\text{m} = 0,001\text{ mm}$).



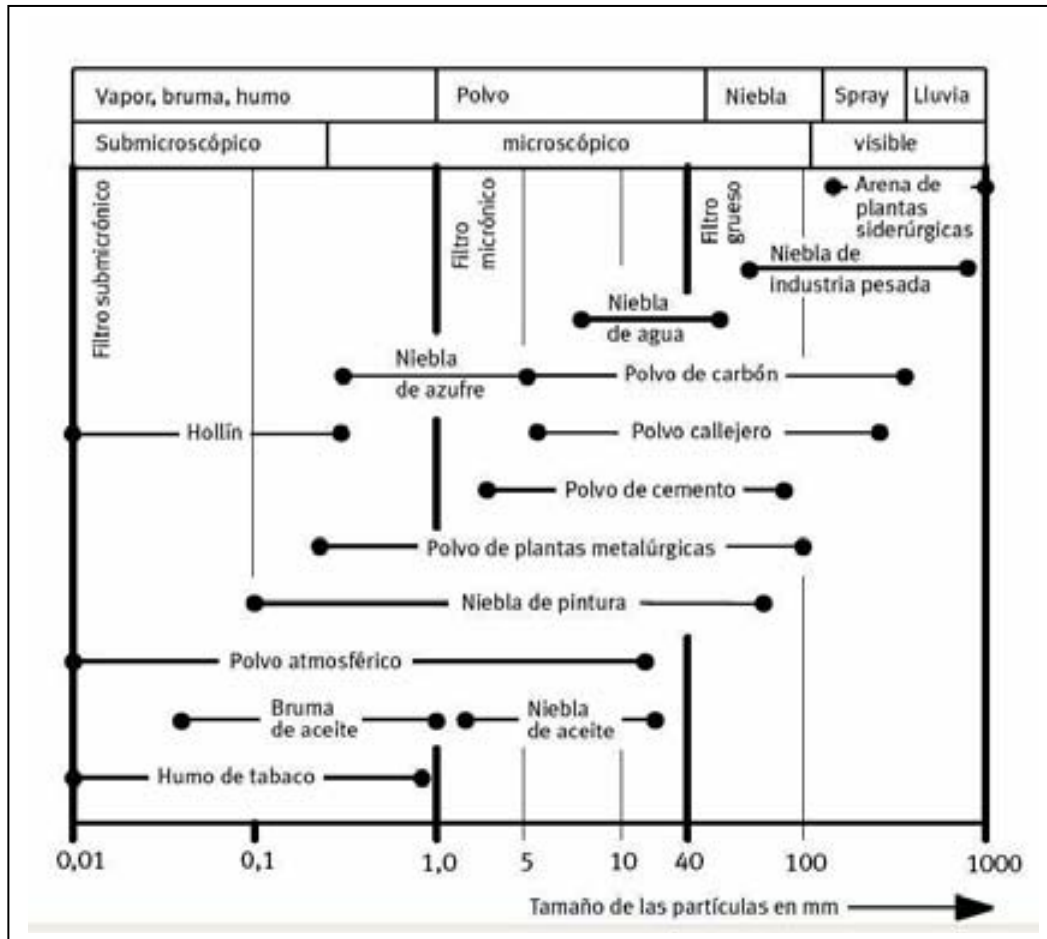


Fig 2.84 Impurezas en el aire comprimido

Estas impurezas pueden crear partículas más grandes (polvo + aceite) por lo que dan origen muchas veces a averías y pueden conducir a la destrucción de los elementos neumáticos. Es vital eliminarlas en los procesos de producción de aire comprimido, en los compresores y en el de preparación para la alimentación directa de los dispositivos neumáticos.

Por otro lado, desde el punto de vista de prevención de los riesgos laborales, el aire de escape que contiene aceite puede dañar la salud de los operarios y, además, es perjudicial para el medio ambiente.

La norma DIN ISO 8573-1 indica las clases de calidad del aire. En la tabla 2.14 pueden verse las aplicaciones y las clases de calidad (DIN ISO 8573-1) recomendadas para cada aplicación neumática.

Tabla 2.14 Aplicaciones y Calidad del aire para aplicaciones neumáticas

Aplicaciones	Cuerpos sólidos (µm)	Punto de condensación del agua (0 °C)	Contenido máx. de aceite (mg/m ³)	Clase de filtración recomendada
Minería	40	–	25	40 µm
Lavandería	40	10	5	40 µm
Máquinas soldadoras	40	10	25	40 µm
Máquinas herramienta	40	3	25	40 µm
Cilindros neumáticos	40	3	25	40 µm
Válvulas neumáticas	40 o bien 50	3	25	40 o bien 50 µm
Máquinas de embalaje	40	3	1	5 µm – 1 µm
Reguladores finos de presión	5	3	1	5 µm – 1 µm
Aire de medición	1	3	1	5 µm – 1 µm
Aire en almacén	1	-20	1	5 µm – 1 µm
Aire para pintura	1	3	0,1	5 µm – 1 µm
Técnica de detectores	1	-20 o bien -40	0,1	5 µm – 1 µm
Aire puro para respirar	0,01	–	–	-0.01 µm

Clase de calidad del aire (DIN ISO 8573-1)	Tamaño máx. de las partículas en µm	Densidad máxima de las partículas en mg/m ³ (ISO 554)	Punto máx. de condensación bajo presión en °C	Contenido máx. de aceite residual en mg/m ³ (ISO 554)
1	0,1	0,1	-70	0,01
2	1	1	-40	0,1
3	5	5	-20	1
4	15	8	3	5
5	40	10	7	25
6	–	–	10	–
7	–	–	sin definir	–

En la figura 2.85 puede verse el proceso de preparación del aire.

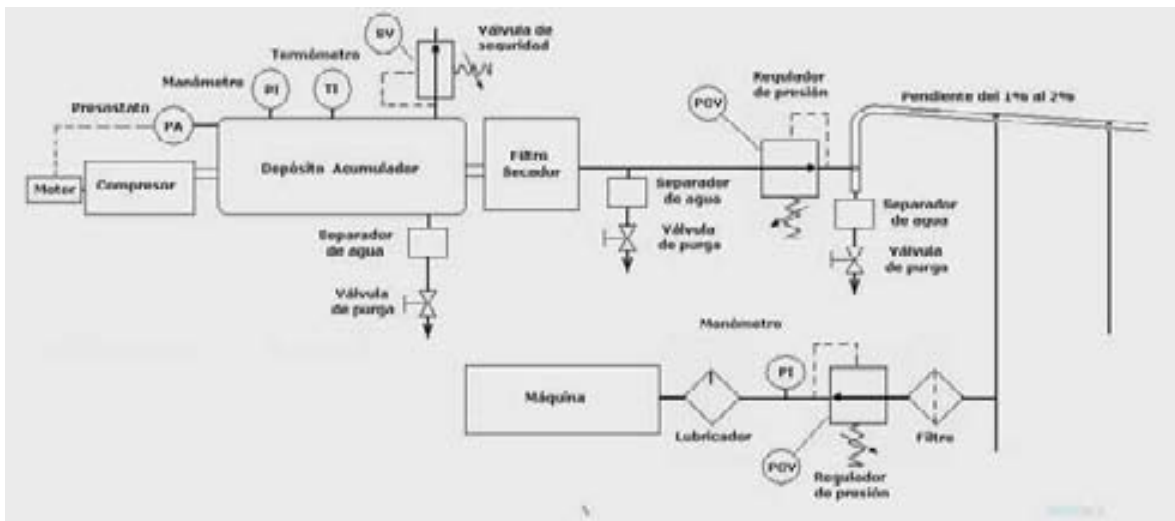


Fig. 2.85 Proceso de preparación del aire

El proceso puede clasificarse en tres fases. La eliminación de partículas gruesas, el secado y la preparación fina del aire.

En el compresor, el aire se calienta, por lo que es necesario montar un equipo de refrigeración del aire inmediatamente detrás del compresor. El aumento de temperatura en el calentamiento viene dado por la siguiente fórmula:

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Siendo:

T_1 = Temperatura del aire de entrada al compresor en grados Kelvin

T_2 = Temperatura del aire a la salida del compresor en grados Kelvin

p_1 = Presión del aire a la entrada del compresor en bar

p_2 = Presión del aire a la salida del compresor en bar

$k = 1,38$ a $1,4$

Por ejemplo, para:

$$T_1 = 288 \text{ K}, \quad p_1 = 1 \text{ bar absoluto}, \quad p_2 = 13 \text{ bar absoluto}$$

Resulta:

$$T_2 = 288 * \left(\frac{13}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 599 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La refrigeración se consigue en compresores pequeños, con aletas de refrigeración montadas en los cilindros que se encargan de irradiar el calor y en los compresores mayores con un ventilador adicional, que evacua el calor o bien en caso de potencias muy grandes ($> 30 \text{ kW}$) con un sistema de refrigeración por circulación de agua en circuito cerrado o abierto. En la figura 2.86 puede verse que la cantidad de agua contenida en el aire depende de la humedad relativa que es función de la temperatura.

Si no se utiliza un compresor exento de aceite (aros de grafito en el pistón) el aire contendrá una mezcla comprimida de aire y aceite y partículas gruesas que debe extraerse mediante un separador (depósito acumulador situado a la salida del compresor).

A continuación, el aire debe secarse para conseguir que su punto de rocío (temperatura a la cual el exceso de agua se condensa) sea bastante inferior a la temperatura mínima que se va a tener a lo largo del año en el ambiente de trabajo donde están los equipos neumáticos.

El secado tiene lugar en el filtro secador, siendo los procedimientos usuales el secado por frío, el de absorción, el de membrana y el de adsorción.

En el método de *secado por frío* o de *refrigeración*, la temperatura del aire disminuye por efecto de un agente refrigerante, formándose condensado y disminuyendo así el contenido de agua del aire. En la figura 2.87 puede verse este proceso que suele realizarse en varias fases (aire-aire y aire-agente refrigerante). Se consigue un punto

de condensación (temperatura del punto de rocío) de aproximadamente $+1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Este valor es suficiente si la temperatura de la red de aire comprimido no baja de $3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

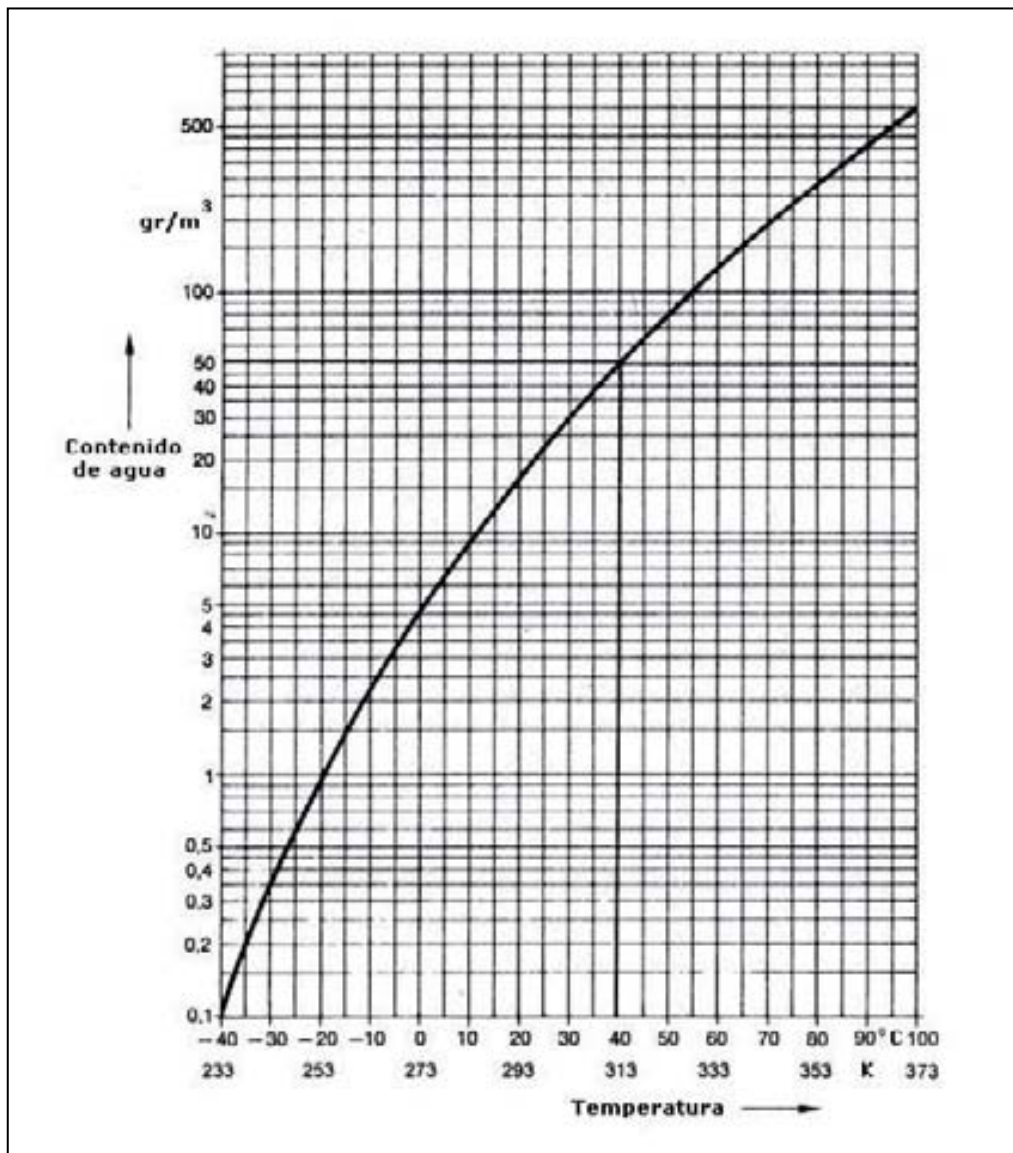


Fig. 2.86 Contenido de agua en el aire según la temperatura.
El eje X indica temperaturas y el Y el contenido del agua

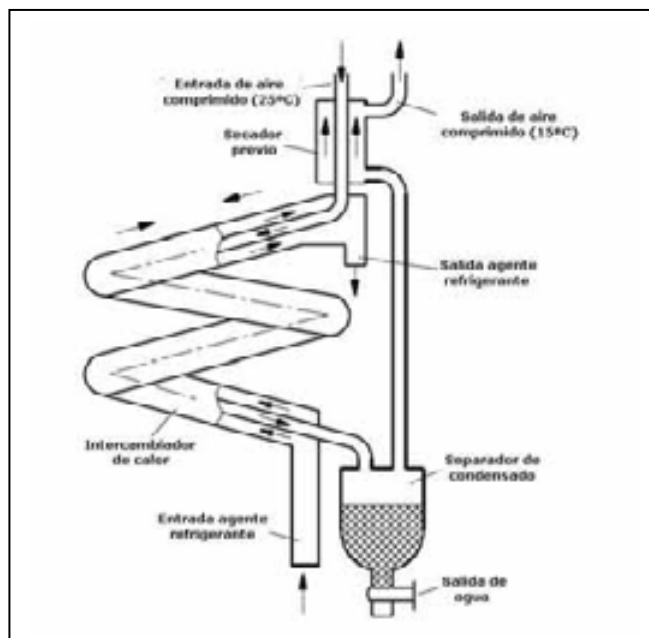


Fig. 2.87 Secado por frío

En el *secado por absorción* (figura 2.88), la humedad es absorbida y se disuelve en una sustancia química. La sustancia química es una solución salina a base de NaCl que se consume a razón de 1 kg de sal por cada 13 kg de condensado, por lo que debe reponerse constantemente. Con este sistema, se alcanza un punto de condensación máximo de -15°C . Otros agentes refrigerantes son glicerina, ácido sulfúrico, tiza deshidratada y sal de magnesio hiperacidificado.

Los *secadores de membrana* (figura 2.89) están compuestos por un haz de fibras huecas permeables al vapor y que está rodeada por aire seco derivado del aire que ya fue sometido al proceso de secado. El secado se produce por la diferencia parcial de presión entre el aire húmedo en el interior de las fibras huecas y el flujo en sentido contrario del aire seco. Con este método se alcanzan puntos de condensación de hasta -40°C (punto de rocío del aire comprimido).

Las fibras huecas son de material exento de silicona y están recubiertas de una ínfima capa que forma la superficie de la membrana. Las membranas pueden ser po-

rosas que impiden el paso de agua y aceite y homogéneas que sólo permiten el paso del vapor de agua. El aire de enjuague al proceder del proceso de secado representa un consumo importante de aire que reduce el rendimiento del secador. Estos secadores se utilizan preferentemente en tramos parciales de la red o en sus puntos finales.

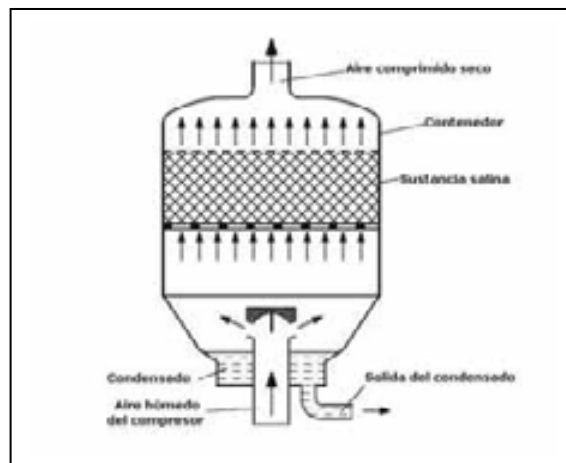


Fig. 2.88 Secado por absorción

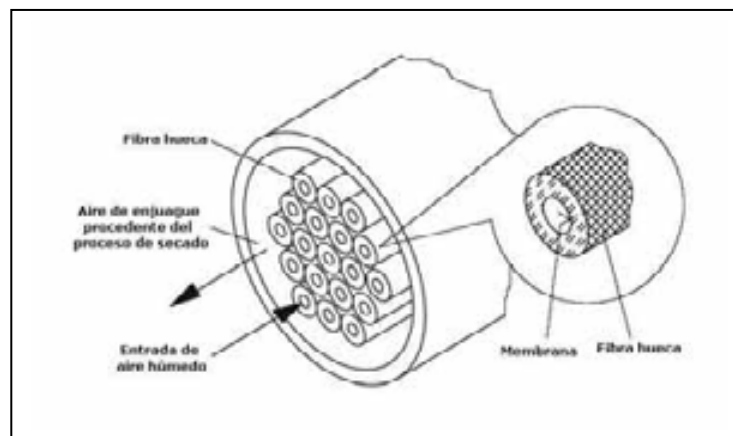


Fig. 2.89 Secador de membrana

En el proceso de *secado por adsorción*, las fuerzas moleculares inducen el enlace de las moléculas del gas o del vapor. El agente secante es un gel (por ejemplo, gel silícico) que también se consume, aunque puede regenerarse gracias a la disposición re-

presentada en la figura 2.88. Según el tipo de agente secador que se utilice, se alcanzan puntos de condensación de hasta $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ (punto de rocío del aire comprimido).

En la figura 2.91 pueden verse los campos de aplicación de los distintos métodos de secado.

2.7.2 Alimentación directa de los dispositivos neumáticos

Una vez generado el aire comprimido en el compresor y secadores, debe ser preparado para que alimente en óptimas condiciones a los dispositivos neumáticos.

La unidad de alimentación está compuesta por un filtro, un regulador de presión y un lubricador del aire. El aire debe ser filtrado para que las partículas remanentes que no han sido eliminadas o generadas en el depósito acumulador, el filtro secador y el separador de agua no ejerzan una acción de abrasión sobre los elementos neumáticos. Además los dispositivos neumáticos deben alimentarse con el aire comprimido a una presión determinada (normalmente 6 bar) independientemente de los consumos variables de la instalación, misión que realiza el regulador de presión. Por otro lado, las partes móviles de los sistemas neumáticos necesitan lubricación, función realizada por el lubricador.

El *filtro* (figura 2.92) libera las impurezas (aceite, contaminantes) y la humedad contenida en las tuberías de aire comprimido impartiendo un movimiento en ciclón al aire con lo que las impurezas se separan por la fuerza centrífuga. Dispone de cartuchos filtrantes porosos de 5 a 100 micras que deben limpiarse y cambiarse periódicamente. El condensado de los contaminantes se purga de forma manual o automática por medio de un tornillo de purga situado en la parte inferior del filtro.

El *regulador de presión* mantiene constante el consumo de aire y la presión de trabajo con independencia de la presión variable de la red. La presión de salida viene indicada por un manómetro. Existen dos tipos de reguladores de presión, con orificio de escape y sin orificio de escape.

El primero tiene la misión de mantener la presión de trabajo (secundaria) lo más constante posible, independientemente de las variaciones que sufra la presión de red (primaria) y del consumo de aire. La presión de salida se regula por la membrana que está equilibrada por un lado por la fuerza ejercida por la presión de trabajo, y

por el otro por la fuerza del resorte (2), ajustable por medio de un tornillo (tornillo de ajuste).

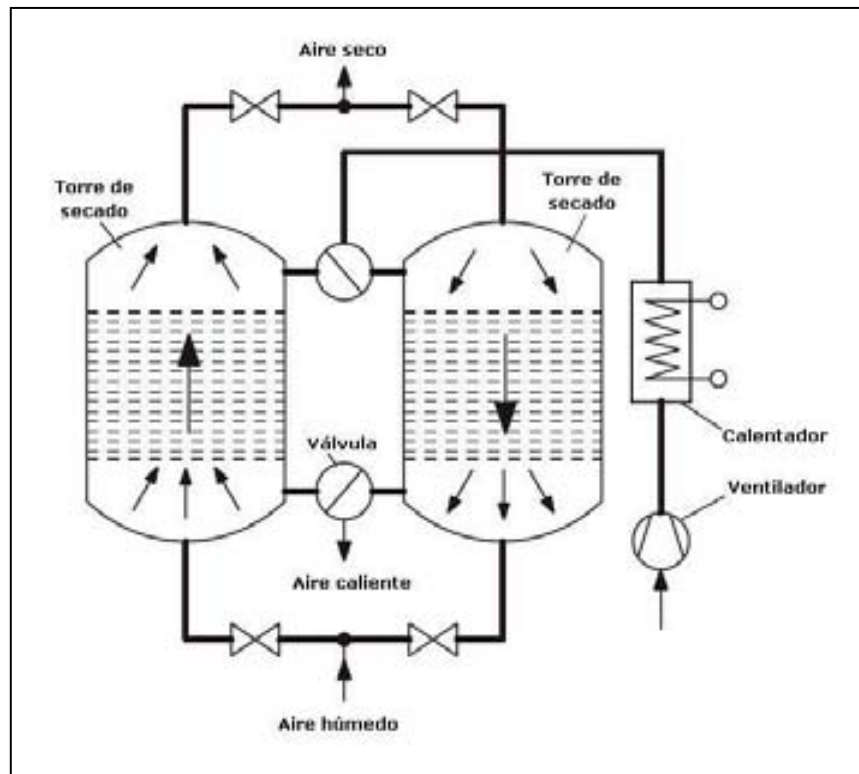


Fig. 2.90 Secado por adsorción

A medida que la presión de trabajo aumenta, la membrana actúa contra la fuerza del muelle y el vástago cierra la entrada del aire de alimentación y abre el orificio de escape de la membrana, con lo que el aire se escapa y baja la presión de trabajo hasta alcanzar la membrana un nuevo equilibrio.

Si la presión de trabajo disminuye, el resorte hace bajar la membrana con lo que el obturador abre el paso de aire de alimentación lo que aumenta la presión de trabajo y el sistema vuelve a equilibrarse.

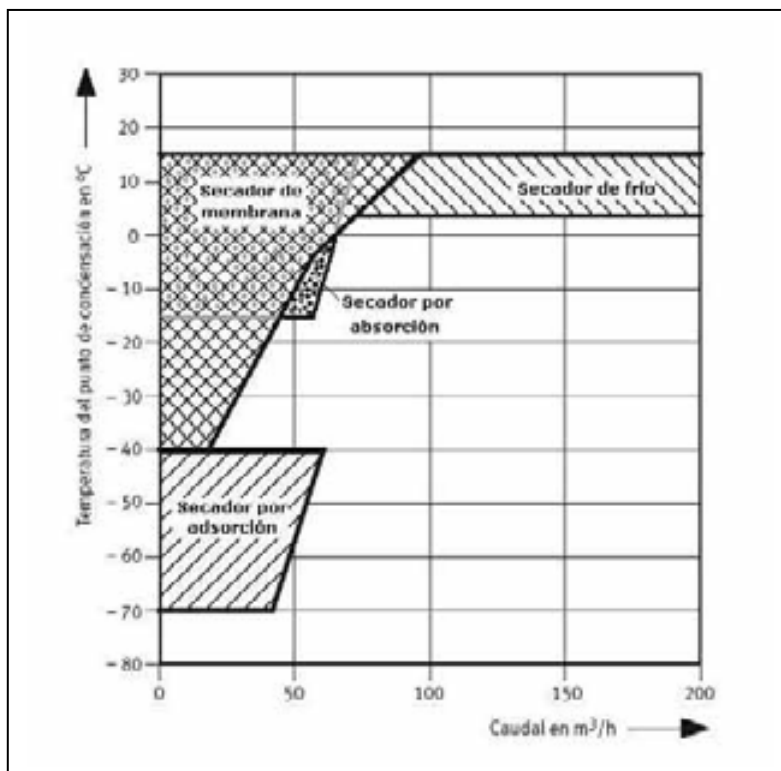


Fig. 2.91 Campos de aplicación de los distintos métodos de secado.

La válvula de regulación de presión sin orificio de escape no permite vaciar las tuberías de aire comprimido. Su funcionamiento es el siguiente:

Por medio del tornillo de ajuste se pretensa el resorte que es solidario con la membrana. Según el ajuste del muelle el obturador cierra más o menos el paso de aire de alimentación para conseguir la presión de trabajo deseada.

Si no hay consumo de aire en el dispositivo neumático de consumo, la presión aumenta y empuja la membrana venciendo la fuerza del resorte con lo que el obturador cierra el paso de aire de alimentación. Sólo después de que el dispositivo neumático haya consumido de nuevo el aire, puede afluir de nuevo aire comprimido del lado de la alimentación.

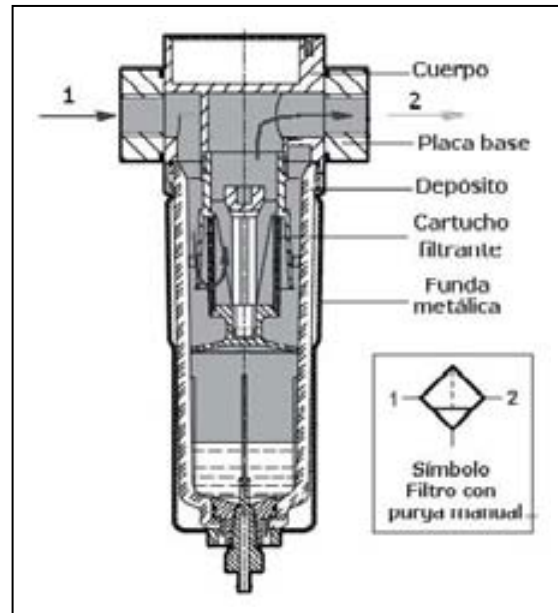


Fig. 2.92 Filtro de aire comprimido

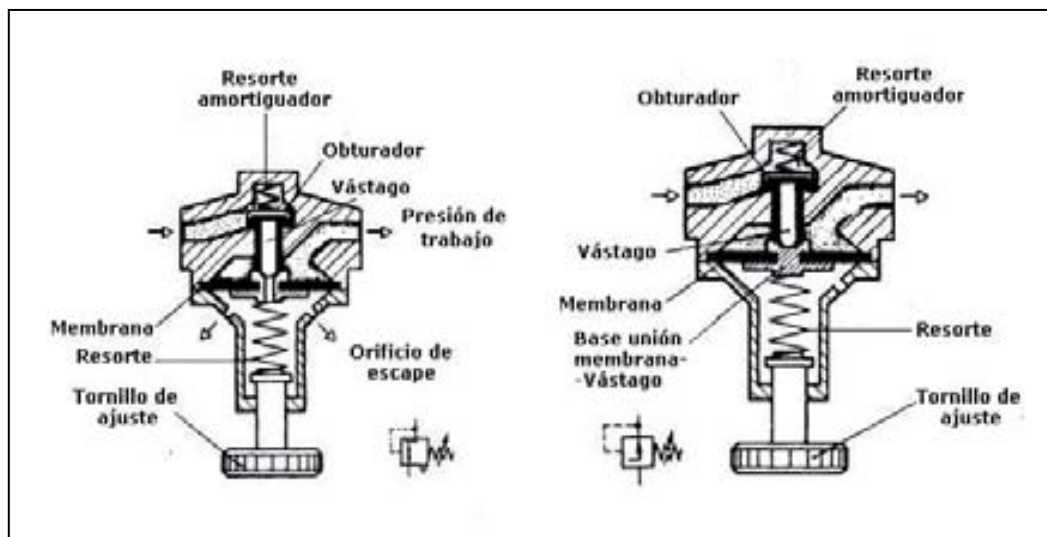


Fig. 2.93 Regulador de presión con y sin orificio de escape

El *lubricador* aporta a los dispositivos neumáticos (cilindros, motores, válvulas, ...) el lubricante necesario para su funcionamiento correcto. Funciona de acuerdo con el principio de Venturi, aspirando una fina cantidad de aceite contenido en el depósito de alimentación, que va a la cámara de goteo, mediante la caída de presión (depresión) que se produce al pasar el aire comprimido de alimentación por una tobera Venturi, y pulverizándolo en forma de aerosol al entrar en contacto con la corriente de aire a presión. La cantidad de aceite nebulizado es proporcional al caudal de aire a presión.

El *lubricador de micronebla* se diferencia del lubricador estándar por conseguir una nebulización más fina de las gotas ($> 2 \mu\text{m}$) de aceite mediante un deflector. La cantidad de gotas se regula girando un tornillo.

El consumo de aceite depende de las exigencias que plantea cada aplicación concreta, por lo que no es posible indicar una cantidad que tenga validez general. Por lo general se dosifican 2 hasta 5 gotas por m^3 . La menor cantidad es apropiada si el caudal es continuo, mientras que la mayor cantidad de gotas se aplica en presencia de caudales intermitentes. Utilizando lubricadores de micronebla, es necesario multiplicar por 10 hasta 20 la cantidad de gotas necesarias.

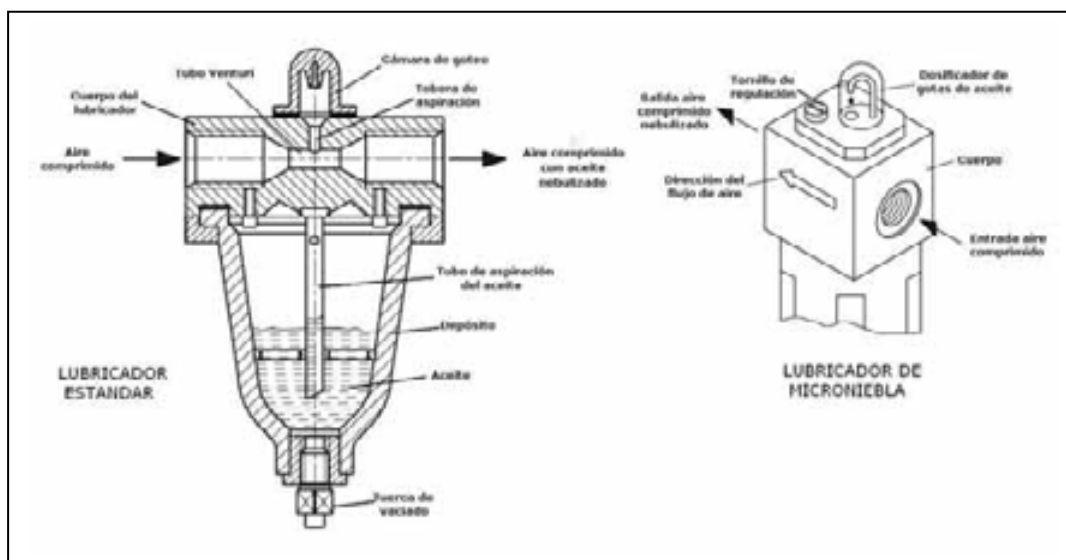


Fig. 2.94 Lubricador de aire comprimido

Para los motores neumáticos son suficientes entre 4 y 6 gotas por 1.000 litros de aire (una gota corresponde a 15 mm³ de aceite).

En las aplicaciones estándar en actuadores neumáticos con tuberías de hasta 6 m hasta la unidad de consumo, no se exigen conjuntos individuales de filtro-regulador-lubricador y la niebla de aceite está entre 4 y 10 µm, mientras que para grandes caudales de aire, la niebla debe ser superior a 10 µm y el transporte de aceite realizarse en cantidades entre 15 hasta 25 mm³/gota.

En tuberías de hasta 150 m. o más, o bien para un gran número de unidades de consumo, la niebla de aceite debe ser superior a 2 µm y el transporte de aceite en cantidades comprendidas entre 7 hasta 12 mg/m³.

En unidades de consumo con utilización poco frecuente entre 1 y 30 gotas por mm³; y cuando se precisa una niebla de aceite fina y homogénea el tamaño debe ser inferior a 2 µm.

El tipo de aceite recomendado es aceite no detergente sin aditivos agresivos, con viscosidad SAE 10 o bien según la norma ISO 3448 - grado de viscosidad ISO VG 32 (Viscosidad media a 40°C = 32 mm²/s (cStoke), límites de viscosidad cinemática = 28,8 a 35,2 cStoke).

Una *unidad de mantenimiento* es la combinación filtro-regulador-lubricador con o sin manómetro y dotado o no de drenaje automático, tal como puede verse en la figura 2.95. El conjunto no debe estar a más de 5 m. del dispositivo neumático de utilización para evitar la precipitación de las partículas de aceite en la tubería.

2.7.3 Ejemplo de dimensionamiento de una red de alimentación de dispositivos neumáticos

Se parte de que la red neumática tendrá una longitud de 300 m. determinada dibujando en un plano en planta del taller la ubicación de las herramientas neumáticas que van a utilizarse y trazando el camino de la red en el taller para que haya como máximo una distancia de 5 metros entre la red y los equipos o herramientas neumáticas.

La presión de aire comprimido se encuentra entre 6 y 7 bar y la pérdida de carga máxima entre los equipos de generación de aire comprimido y el punto más lejano de la red es de 0,1 bar.

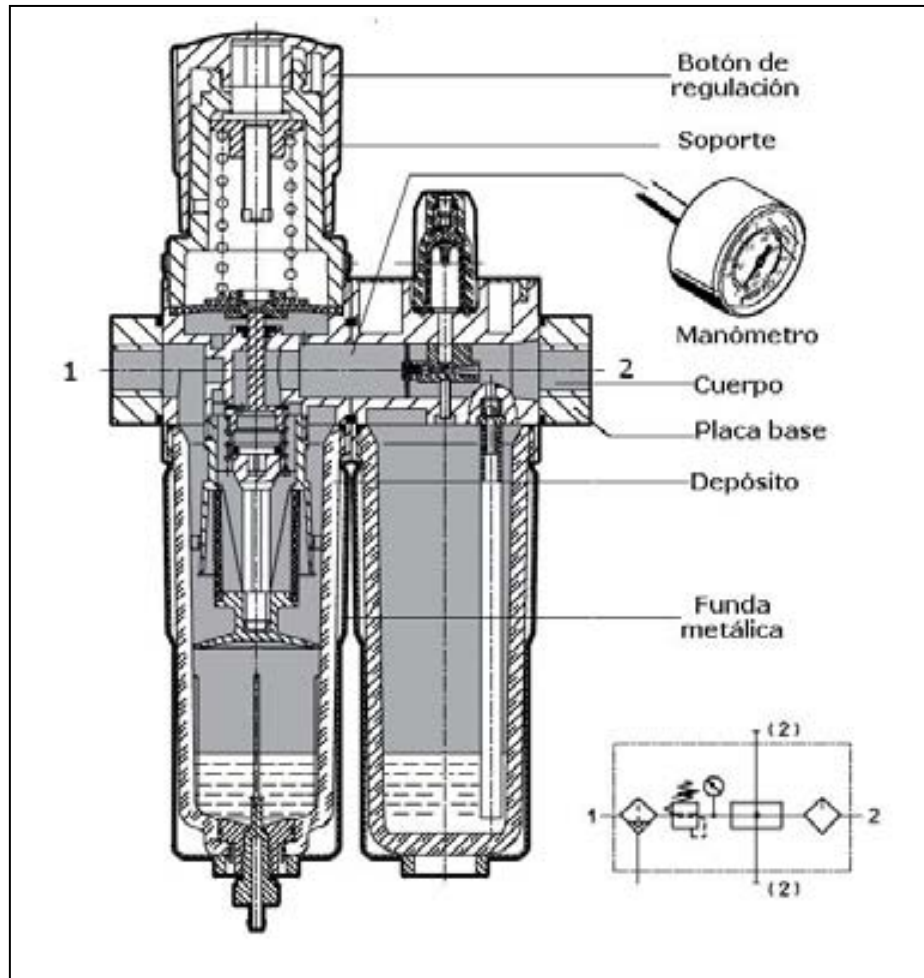


Figura 2.95 Filtro Regulador con manómetro y Lubricador. Fuente FESTO

En la tabla 2.15 figura el consumo de aire a presión atmosférica de varios equipos neumáticos.

Tabla 2.15. Consumos de aire de diferentes dispositivos neumáticos. Fuente: Hesse - FESTO

Dispositivo neumático	Consumo (Nl/s)	Dispositivo neumático	Consumo (Nl/s)	Dispositivo neumático	Consumo (Nl/s)
Elevador neumático 0.5-5.0 Ton	20-55	Taladradora 1 kW	18	Motor neumático 1,4 kW	36
Taladro	3-22	Taladradora 2 kW	35	Motor neumático 3,5 kW	84
Amoladora	5-824	Lijadora 0,75 kW	17	Martillo cincelador	8
Llave neumática de impacto	8-14	Lijadora 1,5 kW	28	Cilindro de avance	16
Pistola (general)	8	Destornillador neumático 0,3 kW	5	Pistola de inyección	10
Pistola de chorro de arena	20-32	Destornillador percusor	15 a 30	Cortador de roscas	16

La relación de las herramientas neumáticas del taller es:

2 Taladradora de 1 kW (18 NI/s unidad)
 1 Taladradora de 2 kW (35 NI/s)
 3 Pistola neumática (8 NI/s unidad)
 1 Pistola de chorro de arena (30 NI/s unidad)
 1 Lijadora de 1,5 kW (28 NI/s unidad)
 2 Destornillador neumático de 0,3 kW (5 NI/s unidad)
 5 cilindros neumáticos de avance (maquinaria neumática) (16/Nl/s unidad)
 5 cilindros neumáticos de diámetro de émbolo de 50 mm, carrera 500 mm y presión de funcionamiento de 6 bar. La duración de la carrera es de 2 segundos y el ciclo de funcionamiento es de 10 segundos.

El consumo medio en una carrera doble del cilindro vale:

$$\text{Consumo (Kg)} = 2 * \text{Carrera émbolo (mm)} * (\text{Consumo específico (kg / mm de carrera)})$$

El consumo específico se determina en la figura 2.96 en función de la presión de funcionamiento y del diámetro del émbolo.

El caudal volumétrico normalizado es:

$$Q_N = \frac{2 * \text{Carrera} * \text{Consumo específico (Kg / mm carrera)}}{1,2 \text{ Kg / m}^3}$$

En la figura 2.93 se determina el consumo específico de $1 \cdot 10^{-5}$ Kg/mm de carrera. Siendo la carrera doble resulta:

$$\text{Consumo(Kg)} = 2 * 500 \text{ mm} * 0,00001 \text{ kg / mm de carrera} = 0,1 \text{ Kg}$$

Y el volumen normalizado por carrera doble es:

$$Q_N = \frac{2 * 500 \text{ mm} * 0,00001 \text{ Kg / mm carrera}}{1,2 \text{ Kg / m}^3} = 0,008 \text{ Nm}^3$$

En una carrera del cilindro que dura 2 segundos, la red de aire comprimido debe disponer de $0,004 \text{ Nm}^3$, luego, el caudal necesario es:

$$Q_{\text{hora}} = \frac{0,004 \text{ Nm}^3}{2 \text{ segundos}} = 0,002 \text{ Nm}^3 / \text{s} = 2 \text{ l / s} = 3.600 * 0,002 \text{ Nm}^3 = 7,2 \text{ Nm}^3 / \text{h}$$

Para dimensionar correctamente una red neumática debe considerarse que el compresor debe proporcionar tanto aire como el que las unidades consumen de forma intermitente. Lo normal es que dichas unidades tengan tiempos muertos, ya que por ejemplo, el operario tiene que parar el consumo de aire del dispositivo neumático para posicionar las piezas en la maquinaria, cambiar los utensilios (broca,...), situar un perno en posición, etc., y en estos tiempos muertos un compresor de menor capacidad tendría tiempo para cargar a presión el depósito o la red de aire comprimido.

El tiempo en que la máquina está consumiendo aire, es decir la duración de la conexión, se denomina *factor de uso*, que es propio de cada tipo de máquina y que está determinado por la forma en que ésta trabaja. Estos coeficientes se han determinado mediante cronometraje en diversos trabajos realizados en varias fábricas.

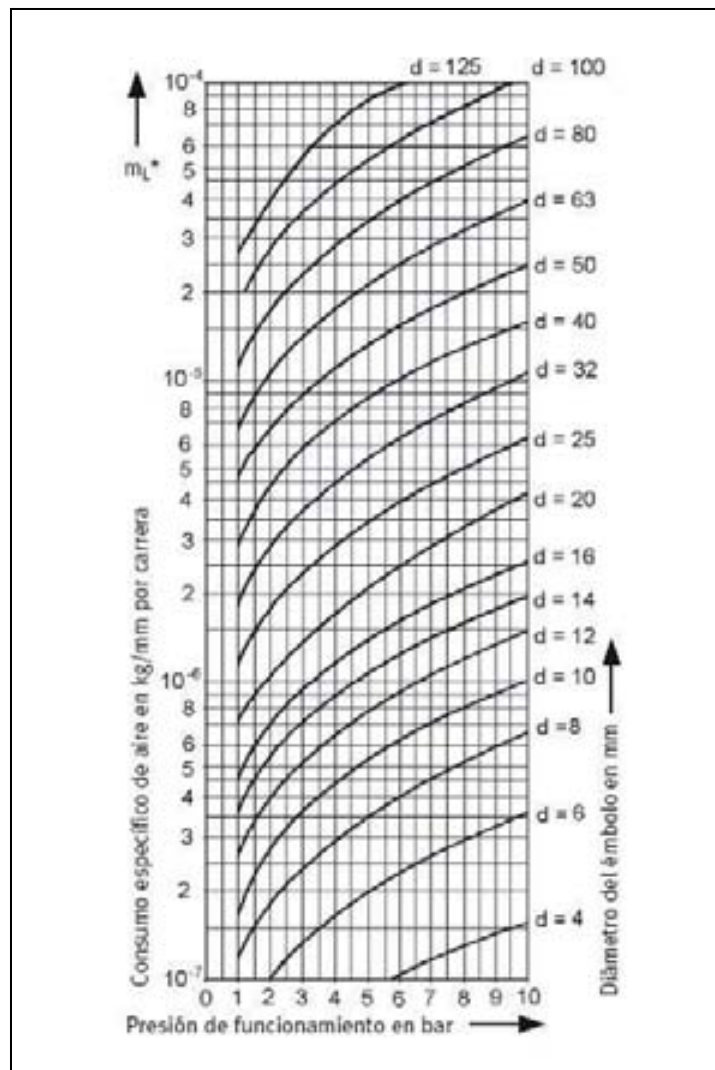


Fig. 2.96 Consumo de aire de los cilindros neumáticos

Tabla 2.16 Factor de uso. Fuente: Hesse – FESTO

Dispositivo neumático de consumo	Factor de uso (duración de la conexión a la red)
Taladradora	30%
Lijadora	40%
Martillo cincelador	30%
Mortero	15%
Moldeadora	20%
Pistola neumática	10%
Máquina para alimentar piezas	80%

Otro factor que hay que tener en cuenta para calcular el consumo es el *factor de simultaneidad*, el cual depende del número de unidades que en cada momento consumen aire. Es prácticamente imposible que trabajen simultáneamente todas las unidades ya que siempre hay un desfase entre sus periodos de trabajo. El factor de simultaneidad se conoce por los datos determinados en distintas industrias.

Tabla 2.17 Factor de simultaneidad. Fuente: Hesse – FESTO

Nº Dispositivos neumático de consumo	Factor de simultaneidad	Nº Dispositivos neumático de consumo	Factor de simultaneidad
1	1	9	0,73
2	0,94	10	0,71
3	0,89	11	0,69
4	0,86	12	0,68
5	0,83	13	0,67
6	0,8	14	0,66
7	0,77	15	0,65
8	0,75	100	0,2

Así pues, conociendo el número de dispositivos neumáticos a alimentar y los factores de uso y de simultaneidad es posible dimensionar la red de aire comprimido con todos sus componentes (compresor, depósito, filtro, red de tuberías y dispositivos neumáticos).

De este modo, es posible calcular el caudal de consumo de la instalación mediante la fórmula:

$$Q(l/s) = \sum_{i=1}^n (N^{\circ} \text{ unidades} * l/s \text{ por unidad}) * \frac{\text{Factor de uso}}{100} * \text{Factor simultaneidad}$$

Para tener en cuenta las posibles ampliaciones de la instalación y las posibles fugas, el caudal anterior se corrige mediante la ecuación:

$$Q_{\text{corregido}} (l/s) = \left[Q + \left[Q * \frac{\% \text{ Reserva}}{100} \right] + \left[Q * \frac{\% \text{ Reserva}}{100} * \frac{\% \text{ Fugas}}{100} \right] \right] * 2$$

El factor 2 tiene la finalidad de compensar los picos de consumo ya que por experiencia se sabe que el consumo medio de aire es entre un 20% y un 60% del consumo máximo de aire. Se estima un 30% de reserva y se considera que se realiza un buen mantenimiento en el taller, por lo que se supone un 10% de fugas. *Reserva*

Se ha supuesto que en el taller existen:

- 5 cilindros neumáticos de avance incorporados a maquinaria neumática de 16 NI/s de consumo, factor de uso 0,8 y factor de simultaneidad 0,5.
- 5 cilindros neumáticos individuales de 2 NI/s de consumo, factor de uso 0,6 y factor de simultaneidad 0,4.

La tabla 2.18 indica el cálculo de consumo de la instalación, con el resultado de 142 NI/s.

El siguiente paso es determinar el diámetro interior de la red neumática según la siguiente fórmula:

$$d = \sqrt[5]{1,6 * 10^3 * Q^{1,85} (m^3 / s) * \frac{\text{Longitud tubo (m.)}}{\text{Pérdida presión (bar)} * \text{Presión trabajo (bar)}}$$

Con la salvedad que la pérdida de presión no debe ser superior a 0,1 bar.

También se pueden utilizar ábacos como el de la figura 2.97.

Tabla 2.18 Cálculo y tamaño de la red neumática del taller

Item	Cantidad	Herramienta neumática	Consumo NI/s	Factor de uso	Factor de simultaneidad	Caudal consumo (l/s)
1	2	Taladradora de 1 kw.	18	0,3	0,5	5,4
2	1	Taladradora de 2 kW	35	0,3	0,5	5,25
3	3	Pistola neumática	8	0,1	0,5	1,2
4	1	Pistola de chorro de arena	30	0,1	0,5	1,5
5	1	Lijadora de 1,5 kW	28	0,4	0,5	5,6
6	2	Destornillador neumático de 0,3 kW	5	0,1	0,5	0,5
7	5	Cilindro neumático de avance (maquinaria neumática)	16	0,8	0,5	32
8	5	Cilindro neumático individual	2	0,6	0,4	2,4
Caudal de consumo total (NI/s)						53,85
Caudal de consumo total corregido (NI/s)- % Reserva =30%; % Fugas = 10% (con- siderando un buen manteni- miento)						142

En nuestro taller, la red tiene una longitud de 300 m., la pérdida de carga máxima es de 0,1 bar y el consumo de aire es de $142 \text{ NI/s} = 0,142 \text{ Nm}^3/\text{s} \times 3.600 \text{ s} = 511,2 \text{ Nm}^3/\text{h}$. En el gráfico se obtiene una tubería con diámetro interior de 70 mm por lo que, teniendo en cuenta los accesorios de la instalación, se selecciona inicialmente el diámetro comercial de 100 mm.

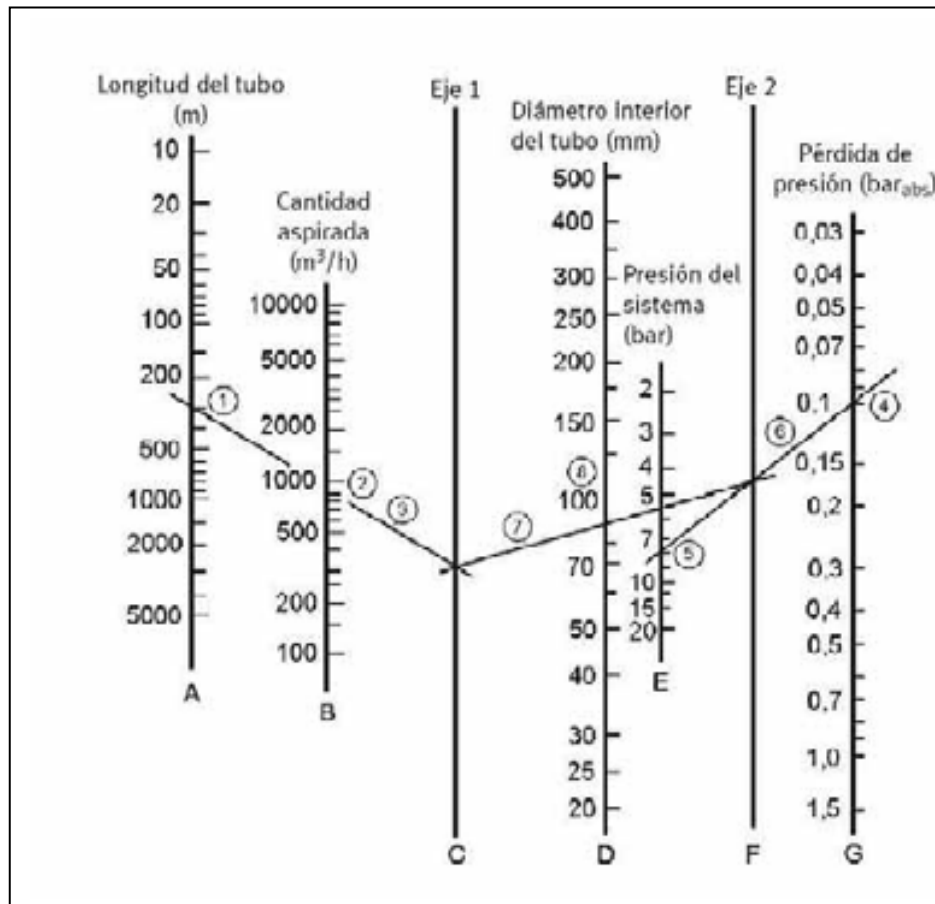
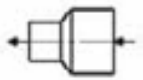


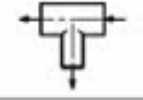
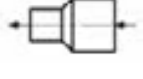
Fig. 2.97 Determinación del diámetro interior de la red de tuberías de aire comprimido.

Fuente: Hesse FESTO

El siguiente paso en el cálculo es determinar la pérdida de carga adicional que causan las válvulas, codos y accesorios en general. Para ello se asume que estos componentes añaden una longitud equivalente (ficticia) de la tubería a la longitud real de los tubos. Esta longitud ficticia puede verse a continuación en la tabla 2.19.

Tabla 2.19 Longitud equivalente (ficticia) de la tubería

Denominación	Accesorio	Longitudes equivalentes en metros								
		Diámetro interior del tubo en mm.								
		9	12	14	18	23	40	50	80	100
Válvula esférica		0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,6	1	1,3
Codo		0,6	0,7	1	1,3	1,5	2,5	3,5	4,5	6,5
Pieza en T		0,7	0,85	1	1,5	2	3	4	7	10
Reductor de 2d a d		0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,9	1	2	2,5

Item	Cantidad	Denominación	Accesorio	Tubería diámetro interior 100 mm	Longitud equivalente (m) accesorios Taller
1	20	Válvula esférica		1,3	26
2	20	Codo		6,5	130
3	10	Pieza en T		10	100
4	10	Reductor de 2d a d		2,5	25
Longitud equivalente total Accesorios Taller, en metros					281

En el gráfico de la figura 2.97, para la longitud $500 + 281 = 781$ metros, pérdida de carga de 0,1 bar y $511,2 \text{ Nm}^3/\text{h}$, se determina el valor de 90 mm como diámetro interior de la tubería. Luego se selecciona el diámetro comercial de 100 mm.

Según la norma UNE 1063 las tuberías que conducen aire comprimido deben ser pintadas de azul moderado UNE 48 103. La inclinación de las tuberías puede ser del 2% y al final debe instalarse una válvula de purga.

El siguiente paso en el cálculo es la determinación de los tamaños del compresor, del secador de membrana y del depósito acumulador.

El caudal necesario es de $511,2 \text{ Nm}^3/\text{h} = 8,52 \text{ Nm}^3/\text{minuto}$. De acuerdo con este dato, se seleccionan:

- 1 Compresor de tamaño grande de 56 kW y $10 \text{ m}^3/\text{minuto}$ (350 pies³/minuto). Sin embargo, se recomienda instalar dos compresores en la planta (uno en funcionamiento y otro de reserva) para asegurar la confiabilidad del servicio y permitir un mantenimiento y reparaciones sin interrupciones. La capacidad de uno de los compresores debe ser suficiente para satisfacer el total de volumen de aire comprimido necesario para el sistema.
- 1 Secador de membrana (alúmina) de $10 \text{ m}^3/\text{minuto}$ (350 pies³/minuto).
- 1 Depósito acumulador tamaño grande de $3,8 \text{ m}^3$ (1000 galones).

Otro aspecto importante de las redes de aire comprimido son las fugas de aire que pueden producirse. En la tabla 2.20 pueden verse las pérdidas de aire correspondientes a varios diámetros de orificios.

Tabla 2.20. Pérdidas de energía a causa de las fugas. Fuente: CONAE

Diámetro del orificio (mm)	Fuga de aire a 6 bar (90 psi) litros/s	Fuga de aire a 6 bar (90 psi) m^3/min	Potencia necesaria para la compresión (kW)
1	1	0,06	0,3
3	10	0,6	3,1
5	27	1,6	8,3
10	105	6,3	3,3

Con un buen mantenimiento, el porcentaje de fugas es menor de un 10%, de lo contrario puede llegar al 20 – 30% pérdidas en la capacidad del compresor.

Para determinar las fugas de aire en la instalación, con la ayuda del compresor, se desconectan todas las unidades de consumo de aire y se miden los periodos de tiempo de conexión del compresor, los que se suman, aplicándose la fórmula:

$$Fugas (m^3 / min) = \frac{Caudal\ vol.\ compresor (m^3/min) * Periodo\ compresor\ en\ carga (min)}{Tiempo\ total (min)}$$

Otro método para calcular las fugas en los aparatos de consumo, es conectar todas las herramientas, máquinas y aparatos neumáticos y se mide la suma de todas las fugas. Después, se cierran las válvulas de cierre de las conexiones a los dispositivos neumáticos y se miden las fugas de la red de tuberías. La diferencia entre ambos valores representará la fuga total en las unidades de consumo, la grifería y las conexiones. La experiencia demuestra que aproximadamente un 70% de las fugas se dan en los últimos metros de la red de tuberías, es decir, en los puntos de toma de aire de los dispositivos neumáticos.

Las fugas pueden localizarse con un detector acústico ultrasónico que capta la alta frecuencia de los sonidos causados por las fugas. Puede emplearse también el método económico de la espuma de jabón, pasando una brocha por las tuberías o los lugares sospechosos, quedando las fugas en evidencia por las burbujas jabonosas de aire que aparecen.

En una buena red de aire comprimido, las caídas de presión entre el compresor y el punto de utilización no deben superar el 10%, es decir, entre 0,34 a 1 bar (5 a 15 psi) como máximo. Téngase en cuenta que por cada 0,14 bar (2 psi) de caída de presión se tendrá un aumento del 1% en el costo equivalente de la potencia consumida por el compresor.

Al calcular el consumo promedio de la planta se estima el requerido a baja presión (2,5 a 3,5 bar - 35 a 50 psi) y el total en alta presión (> 3,5 bar = 50 psi). Si uno de estos valores supera al otro en un 20% o 30%, es conveniente disponer de un sistema de baja presión (LP) y otro de alta presión (HP).

Es conveniente que la presión en la red, dando una alimentación correcta para los dispositivos neumáticos, sea la menor posible. Por ejemplo, si la presión de generación es de 6 bar en lugar de 7 bar se reducen los costes en un 4%.

Aspirando el aire frío exterior hacia el compresor, en lugar del aire interior del cuarto de compresores, representa una disminución de los costes del 3%.

2.7.4 Coste del aire comprimido

En la producción de aire comprimido, sólo se aprovecha el 5% de la energía eléctrica gastada, ya que la mayor parte de la energía de compresión se convierte en calor. En el caso particular de un compresor de tornillo, el gasto de energía eléctrica es de unos 0,05 € por cada Nm³/minuto de aire de producción del compresor y de este importe se desaprovechan 0,0475 €. Se necesitan de 5 a 10 kW para producir 1 Nm³/min.

Figuran a continuación los costes aproximados del compresor, del depósito acumulador, del secador de aire y los costes totales de la instalación de aire comprimido de un taller con un mínimo de maquinaria neumática.

Tabla 2.21 Costos del compresor de aire. Fuente: EPA - Agencia de Protección del Medio Ambiente de Estados Unidos (Febrero 2004)

Tamaño del compresor	Volumen de aire m ³ /min (pies ³ /min)	Potencia kW	Coste del compresor (€)	Coste anual del servicio (€/año)	Vida de servicio (años)
Pequeño	0,8 (30)	7	2.000	250	1
Mediano	3,5 (125)	22	10.500	500	6
Grande	10 (350)	56	18.000	500	6

Tabla 2.22 Costos del depósito acumulador de aire. Fuente: EPA - Agencia de Protección del Medio Ambiente de Estados Unidos (Febrero 2004)

Tamaño del depósito	Volumen de aire m ³ (galones)	Coste del depósito acumulador (€)
Pequeño	0,3 (80)	410
Mediano	1,5 (400)	1.250
Grande	3,8 (1.000)	2.500

Tabla 2.23 Costos del secador de aire.

Fuente: EPA – Agencia de Protección del Medio Ambiente de Estados Unidos (Febrero 2004)

Tamaño del secador	Volumen de aire m ³ /min (pies ³ /min)	Tipo de secador	Coste del secador (€)	Coste anual del servicio (€/año)
Pequeño	0,8 (30)	Membrana	1.250	420
Mediano	1,7 (60)	Membrana	3.750	1.700
Grande	10 (350)	Alúmina	8.350	2.500

Suponiendo que la mano de obra para la instalación es equivalente a 1,5 veces el coste de adquisición del equipo (factor de instalación = 1,5) se obtiene el coste total de la instalación (Tabla 2.24).

$$118328/56 = 2.113 \text{ €/kW}$$

Y el coste por Nm³/aire es:

$$118.328/10 = 11.833 \text{ €/Nm}^3/\text{min}$$

El costo de operación más importante de un compresor de aire es la electricidad. Suponiendo que la electricidad se compra a 0,16 €/Kwh y que un compresor es de reserva mientras que el otro compresor funciona a capacidad total la mitad del tiempo (factor de operación = 50%), el costo de energía eléctrica sería de:

$$56 \text{ kW} * 8.760 \text{ horas año} * 0,5 \text{ (factor de operación)} * 0,16 \text{ €/kwh} = 39.244 \text{ €/año}$$

La cantidad de aire producida en 1 año es de:

$$10 \text{ Nm}^3/\text{min} * 8760 * 60 \text{ min/año} * 0,5 \text{ (factor operación)} = 2.628.000 \text{ Nm}^3/\text{min}$$

Luego, el coste por Nm³/min producido es de:

$$39.244/2.628.000 = 0,015 \text{ € /Nm}^3/\text{minuto de aire producido por el compresor.}$$

Tabla 2.24 Costos totales de la instalación.

Fuente: EPA - Agencia de Protección del Medio Ambiente de Estados Unidos (Febrero 2004)

Equipo	Nº unidades (Tubería = m.)	Precio unitario (€) (Tubería = €/m.l.)	Total parcial (€)	Coste Equipo + Mano de obra (Factor de instalación = 1,5) (€)
Compresor	2	18.000	36.000	54.000
Depósito acumulador	2	2.500	5.000	7.500
Secador de alúmina	1	8.350	8.350	12.525
Tubería aire comprimido	300	80	24.000	36.000
Taladradora de 1 kw.	2	80	160	240
Taladradora de 2 kW	1	140	140	210
Pistola neumática	3	190	570	855
Pistola de chorro de arena	1	250	250	375
Lijadora de 1,5 kW	1	600	600	900
Destornillador neumático de 0,3 kW	2	200	400	600
Cilindro neumático de avance (maquinaria neumática)	5	300	1.500	2.250
Cilindro neumático individual - 50 mm	5	120	600	900
Válvula esférica	20	20	400	600
Codo	20	24	480	720
Pieza en T	10	42	420	630
Reductor de 2d a d	10	1,5	15	23
Total Coste Instalación neumática Taller				118.328

Añadiendo los gastos de amortización de la instalación y suponiendo un periodo de amortización de 5 años, resulta:

$$118.328/5 = 23.665 \text{ €/año que sumados a los } 39.244 \text{ €/año dan: } 62.909 \text{ €/año.}$$

Con lo que resulta coste por Nm^3/min producido de:

$$62.909/2.628.000 = 0,024 \text{ € /Nm}^3/\text{minuto de aire producido por el compresor.}$$

La instalación de este ejemplo es bastante sencilla y de hecho el gasto de energía eléctrica actual para un compresor de tornillo es de unos 0,05 € por cada $\text{Nm}^3/\text{minuto}$ de aire de producción del compresor.

Con un buen mantenimiento, el porcentaje de fugas es menor de un 10%, de lo contrario puede llegar al 20 – 30% de pérdidas en la capacidad del compresor. Como detalle, un orificio de 5 mm diámetro equivale a la pérdida económica de 120 Nm^3 de aire, lo que representa unos 0,75 €.

Por otro lado, la falta de un mantenimiento correcto en toda la instalación, puede aumentar los costes en un 30%.

CAPÍTULO 3

ACTUADORES HIDRÁULICOS

3.1 Generalidades

Los actuadores hidráulicos, que son los más usuales y de mayor antigüedad en las instalaciones hidráulicas, pueden ser clasificados de acuerdo con la forma de operación, y aprovechan la energía de un circuito o instalación hidráulica de forma mecánica, generando movimientos lineales.

Los cilindros hidráulicos pueden ser de simple efecto, de doble efecto y telescópicos.

En el primer tipo, el fluido hidráulico empuja en un sentido el pistón del cilindro y una fuerza externa (resorte o gravedad) lo retrae en sentido contrario.



Fig. 3.1 Tipos de cilindros hidráulicos. Fuente: MEGA (Melchor Gabilondo S.A.)

El cilindro de acción doble utiliza la fuerza generada por el fluido hidráulico para mover el pistón en los dos sentidos, mediante una válvula de solenoide.

El cilindro telescópico contiene otros de menor diámetro en su interior y se expanden por etapas, muy utilizados en grúas, etc.

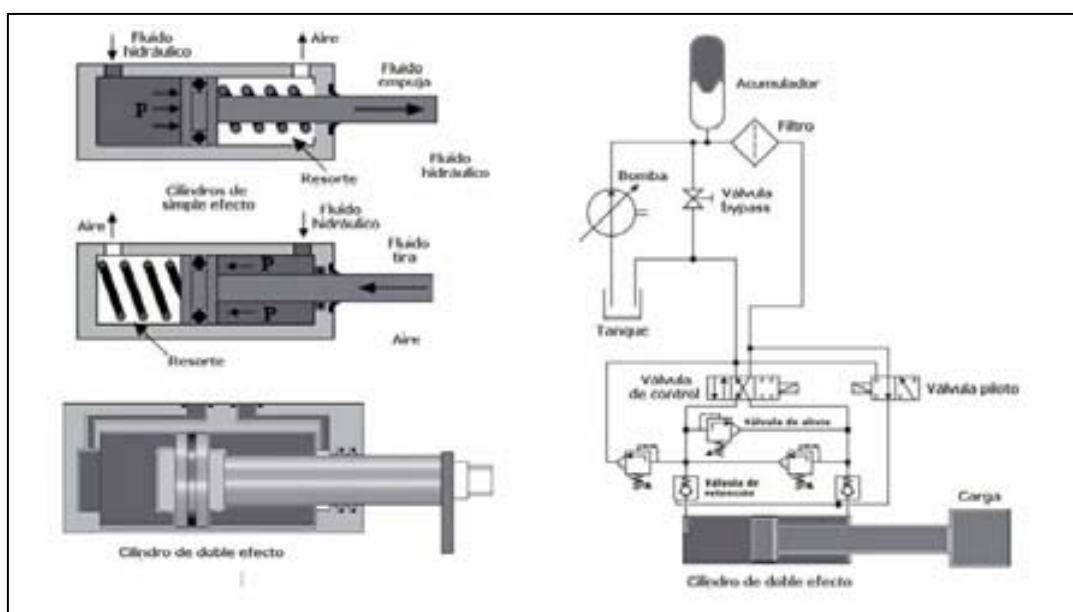


Fig. 3.2 Cilindro hidráulico de simple efecto y de doble efecto

Los actuadores hidráulicos proporcionan pares y fuerzas elevados y un buen control del movimiento y ésta es su principal ventaja frente a los sistemas neumáticos y eléctricos. Los fluidos hidráulicos son virtualmente incompresibles y gracias a las altas presiones con que trabajan (35 a 350 bar) permiten un control del caudal lo suficientemente preciso para el actuador. Sus desventajas son el coste elevado y la necesidad de acondicionar, contener y filtrar el fluido hidráulico a temperaturas seguras y en centrales hidráulicas o unidades de potencia (power pack). Las aplicaciones típicas residen en vehículos, elevadores, grúas hidráulicas, máquinas herramientas, simuladores de vuelo, accionamiento de timones en los aviones, etc.



Fig. 3.3 Cilindro hidráulico telescópico

3.2 Cilindro hidráulico

3.2.1 Generalidades

Los cilindros hidráulicos de movimiento lineal son utilizados comúnmente en aplicaciones donde la fuerza de empuje del pistón y su desplazamiento son elevados (figura 3.4).

Los cilindros hidráulicos de movimiento giratorio (figura 3.5) pueden ser de *pistón-cremallera-piñón* y de *dos pistones con dos cremalleras* en los que el movimiento lineal del pistón es transformado en un movimiento giratorio mediante un conjunto de piñón y cremallera y el *cilindro de aletas giratorias* de doble efecto para ángulos entre 0° y 270° .

3.2.2 Cálculo del cilindro

3.2.2.1 Tamaño del cilindro

Las fuerzas generadas en un cilindro en la extensión del pistón son:

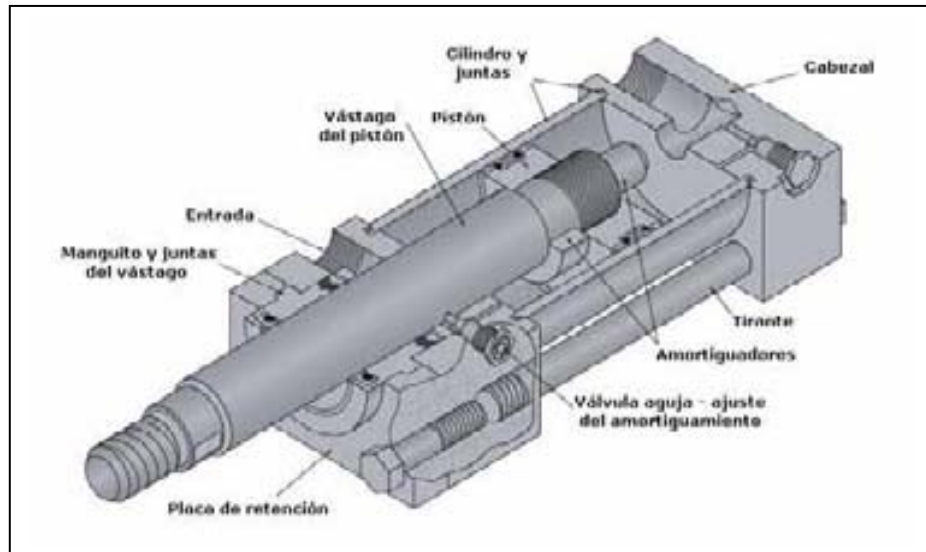


Fig. 3.4 Cilindro hidráulico simple

$$F_{\text{extensión}} (\text{Newton}) = P (\text{MPa}) * \frac{\pi * D^2}{4} * 0,9 = P (\text{bar}) * \frac{\pi * D^2}{40} * 0,9$$

$$F_{\text{retracción}} (\text{Newton}) = P (\text{MPa}) * \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} * 0,9 = P (\text{bar}) * \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{40} * 0,9$$

Siendo

P = Presión de operación (MPa o bar)

D = Diámetro interior del cilindro (mm)

d = Diámetro del vástago del pistón (mm)

0,9 = Coeficiente de rozamiento de rodamientos, juntas y partes móviles del cilindro

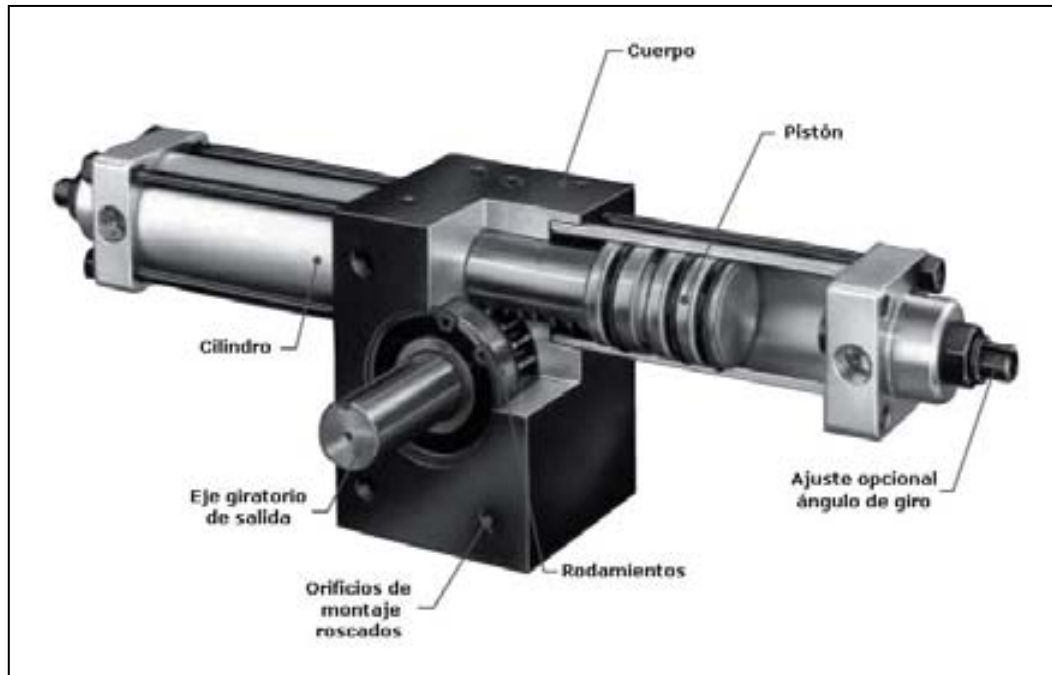


Fig. 3.5 Actuador hidráulico giratorio

El factor de carga es la relación entre la carga real y la fuerza teórica de salida del cilindro. La tabla 3.1 indica la relación entre el factor de carga y la velocidad del pistón.

Tabla 3.1 Relación entre el factor de carga y la velocidad del pistón

Velocidad del pistón (mm/s)	Factor máximo de carga
8 a 100	70%
101 a 200	30%
201 a 300	10%

Ejemplo:

Sea un cilindro con los datos:

Carga = 5.000 N

Presión de servicio = 10 MPa = 100 bar

Velocidad del pistón = 150 mm/s

Factor de carga = 30%

La fuerza de salida del cilindro es:

$$5.000/0,3 = 16.667 \text{ N}$$

Y de la fórmula de la fuerza de extensión del cilindro se deduce:

$$D = \sqrt{\frac{4 * F_{\text{extensión}}}{0,9 * \pi * P(\text{MPa})}} = \sqrt{\frac{40 * F_{\text{extensión}}}{0,9 * \pi * P(\text{bar})}} = \sqrt{\frac{4 * 16.667}{0,9 * \pi * 10(\text{MPa})}} = 48,5 \text{ mm}$$

Se considera un diámetro interior comercial del cilindro de 50 mm.

Como comprobación, la fuerza generada sería de:

$$F_{\text{extensión}}(\text{Newton}) = P(\text{MPa}) * \frac{\pi * D^2}{4} * 0,9 = 10 * \frac{\pi * 50^2}{4} * 0,9 = 17.662 \text{ N}$$

Y en el caso de que la fuerza de salida del cilindro se refiriera a la de retracción, con un diámetro del vástago de 28 mm.

$$D = \sqrt{\frac{4 * F_{\text{extensión}}}{0,9 * \pi * P(\text{MPa})} + d^2} = \sqrt{\frac{40 * F_{\text{extensión}}}{0,9 * \pi * P(\text{bar})} + d^2} = \sqrt{\frac{4 * 16.667}{0,9 * \pi * 10(\text{MPa})} + 28^2} = 56,05 \text{ mm}$$

El diámetro interior comercial del cilindro sería de 63 mm.

Como comprobación la fuerza generada sería de:

$$F_{\text{retracción}}(\text{Newton}) = P(\text{MPa}) * \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} * 0,9 = 10 * \frac{\pi * (63^2 - 28^2)}{4} * 0,9 = 22.513 \text{ N}$$

Los fabricantes proporcionan tablas y gráficos con las fuerzas de extensión y retracción del pistón en el cilindro de acuerdo con la presión de servicio, el diámetro interior del cilindro y el diámetro del vástago.

3.2.2.2 Carrera del pistón

Existen límites en la carrera del pistón en diversos montajes para prevenir que el vástago se doble cuando ejerce una determinada fuerza contra una carga. En la figura 3.6 pueden verse tipos de montaje y las curvas de los límites en la carrera del pistón.

Para prevenir daños en el cilindro y en los accesorios periféricos, es necesario instalar un amortiguador de choque que absorba la máxima energía de inercia del pistón en su movimiento al final de su carrera (figura 3.7).

El amortiguamiento no es necesario a velocidades inferiores a 6 metros/minuto. Entre 6 y 20 metros/minuto el amortiguamiento se logra con restrictores o válvulas de freno y a velocidades superiores a 20 metros/minuto se precisan amortiguamientos especiales.

En el ejemplo representativo de la figura 3.8, se procede del modo siguiente:

- Presión de servicio = 7 MPa = 70 bar
- Peso en la rampa (sometido solo a la acción de la gravedad) = 400 Kg
- Velocidad del pistón en el punto de contacto con el amortiguador = 0,2 m/s
- Ángulo de la rampa $\alpha = 30^\circ$
- El pistón trabaja en extensión

La energía de inercia de la carga en el punto de contacto con el amortiguador es:

$$Energía = \frac{mV^2}{2} = \frac{400 * 0,2^2}{2} = 8 \text{ J}$$

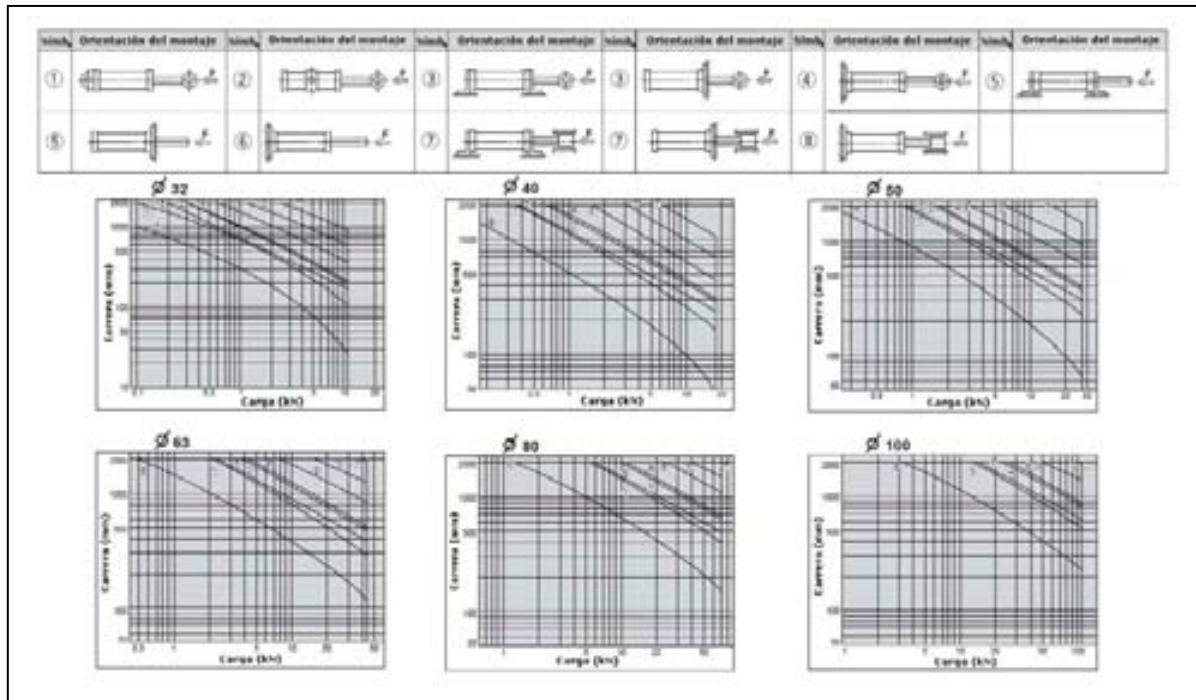


Fig. 3.6 Tipos de montaje y curvas de límites de carrera del pistón. Fuente: SMC Corporation

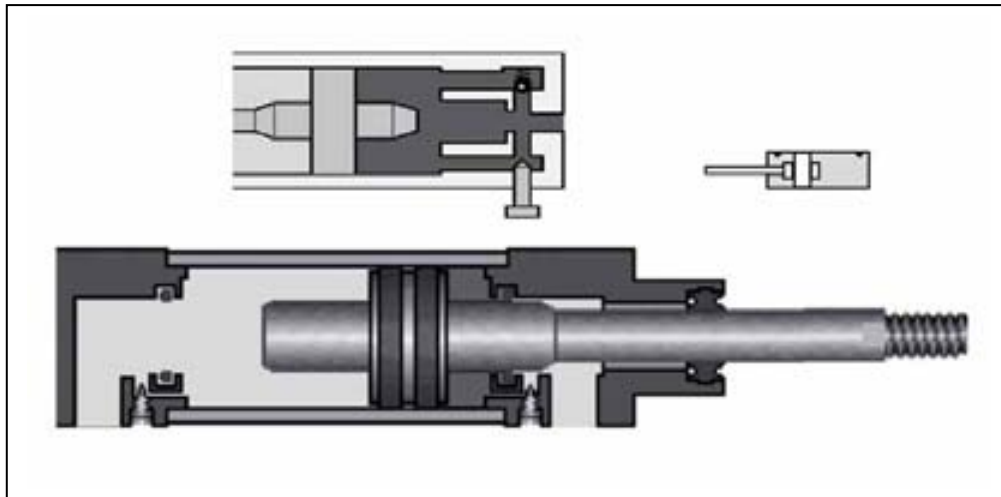


Fig.3.7 Amortiguamiento de final de carrera del pistón. Fuente: Norgren

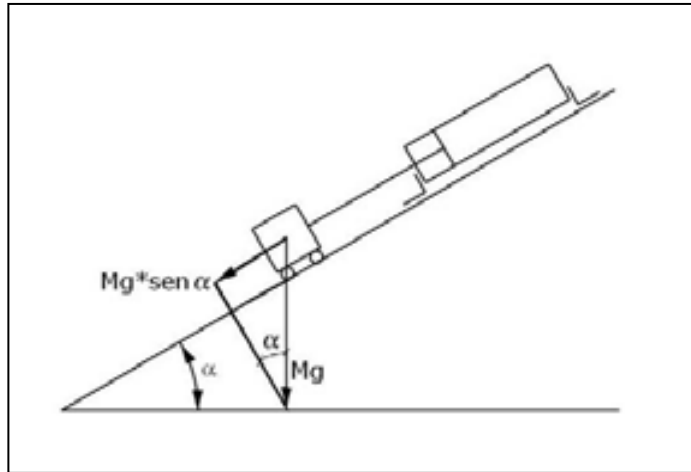


Fig. 3.8 Ejemplo de cálculo de un cilindro hidráulico

La fuerza F aplicada axialmente al cilindro en el punto de contacto con el amortiguador es:

$$F = mg * \text{seno } \alpha = 400 * 9,8 * \text{seno } 30^\circ = 1.960 \text{ N}$$

La suma de la energía de inercia de la carga en el punto de contacto con el amortiguador (8 J) más la energía debida a la fuerza externa (5,2 J) gráfico de la figura 3.9 proporcionado por el fabricante del cilindro, no debe superar la máxima energía de absorción (21 J) dada por el gráfico de la figura 3.10 proporcionado también por el fabricante del cilindro.

Como se cumple: $8 + 5,2 = 13,2 \text{ J} < 21 \text{ J}$, el amortiguador del cilindro realizará bien su función de amortiguamiento.

Suponiendo una velocidad del fluido de 4 m/s, el caudal de fluido hidráulico requerido en la extensión del pistón es:

$$Q(l/min) = \frac{\pi * D^2(mm^2)}{4} * V(mm/s) * \frac{60}{1000} = \frac{\pi * 50^2}{4} * 4000 * \frac{60}{1000} = 47.746 \text{ l/min}$$

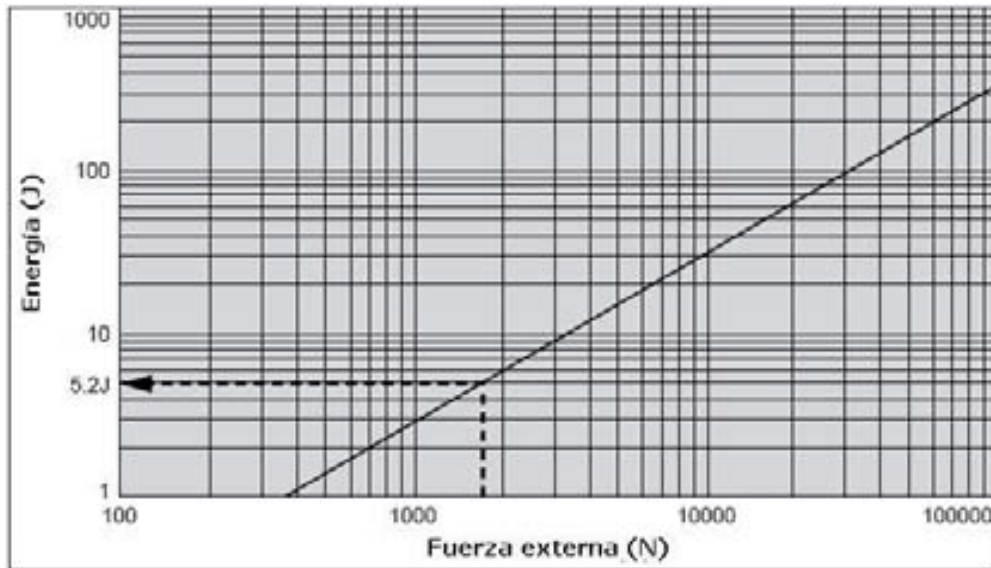


Fig. 3.9 Energía de la fuerza externa al cilindro en el punto de contacto con el amortiguador.
Fuente: SMC Corporation

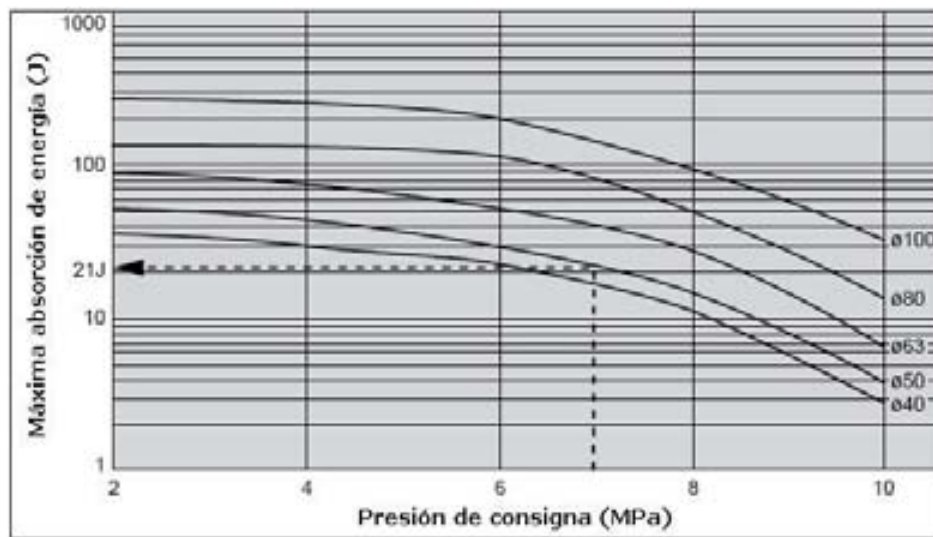


Fig. 3.10 Máxima energía de absorción en el punto de contacto con el amortiguador.
Fuente: SMC Corporation

Y en la retracción:

$$Q(l/min) = \frac{\pi * (D^2 - d^2)(mm^2)}{4} * V(mm/s) * \frac{60}{1000} = \frac{\pi * (50^2 - 28^2)}{4} * 4000 * \frac{60}{1000} = 323.459 l/min$$

La velocidad efectiva del fluido hidráulico dentro de la tubería de diámetro interior 10 mm es de:

$$V(m/s) = \frac{Q(litros/min) * 4.000}{\pi * (d_{interior}^2)(mm^2) * 60} = \frac{47.746 * 4.000}{3,1416 * 10^2 * 60} = 607 mm/s$$

La velocidad del fluido hidráulico dentro de la tubería que conecta al cilindro no debe superar los 5 m/s en mangueras de goma ni los 4,5 m/s en el caso de tubos de acero. En caso de exceder estos límites, se presenta un flujo turbulento con lo que puede existir una mayor pérdida de carga y un sobrecalentamiento. Por otro lado, las velocidades sugeridas del fluido en los sistemas hidráulicos son:

- Aspiración de la bomba hidráulica 0,6 a 1,2 m/s
- Caudal de fluido en la impulsión 2,0 a 5,0 m/s
- Caudal de retorno 1,5 a 4,0 m/s

La determinación de la velocidad del fluido hidráulico dentro de la tubería puede realizarse mediante las curvas de la figura 3.11 de la siguiente página.

Otro gráfico de interés es el caudal de fluido hidráulico que puede pasar a través de un orificio de diámetro definido según la presión del sistema (figura 3.12, página 131).

3.2.3 Sistemas de accionamiento

3.2.3.1 Válvulas distribuidoras

Las válvulas distribuidoras o de control direccional se utilizan para cambiar el sentido del flujo de aceite dentro del cilindro y mover el pistón de un extremo al otro de su carrera. Un ejemplo de aplicación puede verse en la figura 3.13 que representa el movimiento de una grúa.

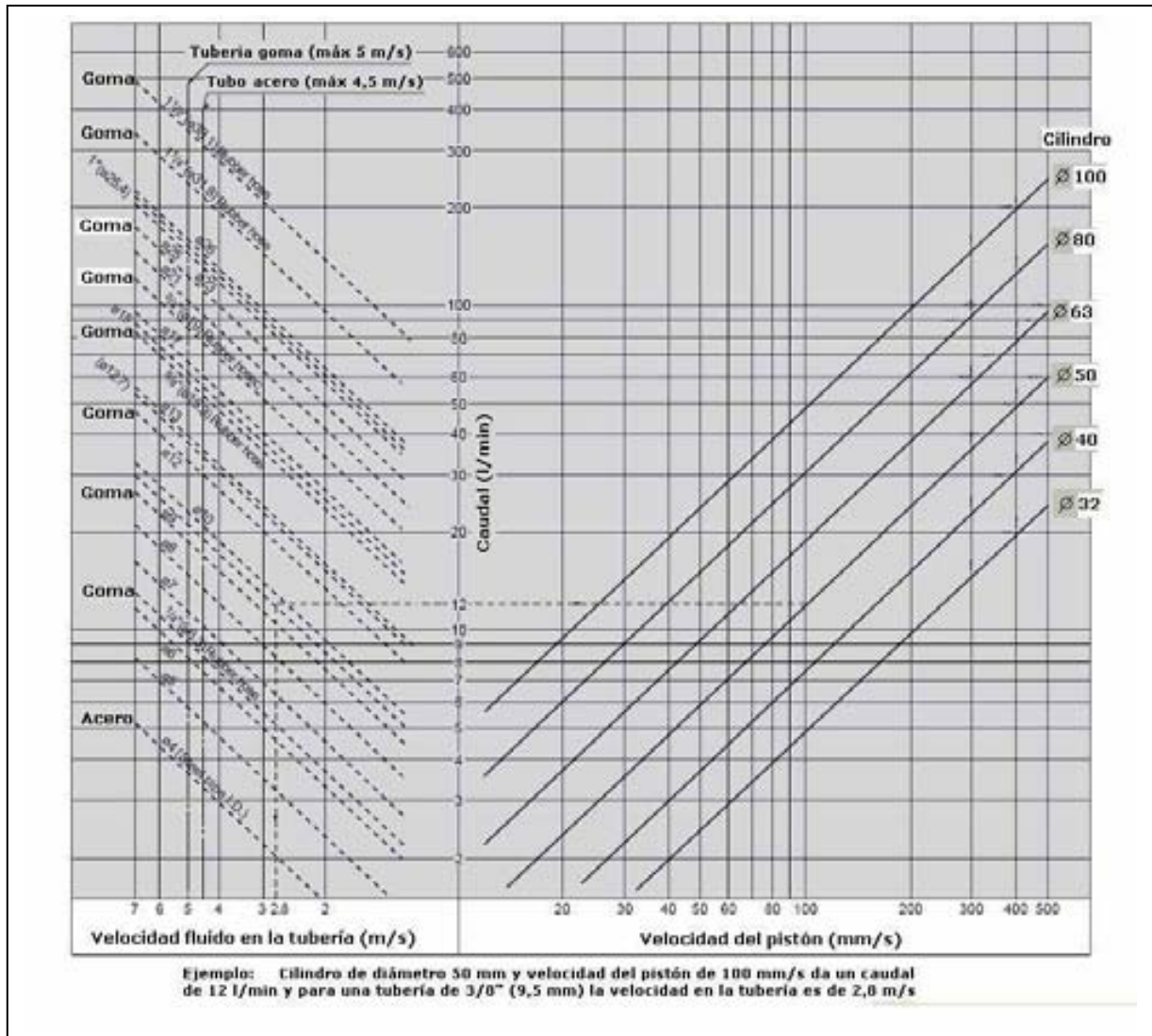


Fig. 3.11 Velocidad del fluido hidráulico en la tubería. Fuente: SMC Corporation



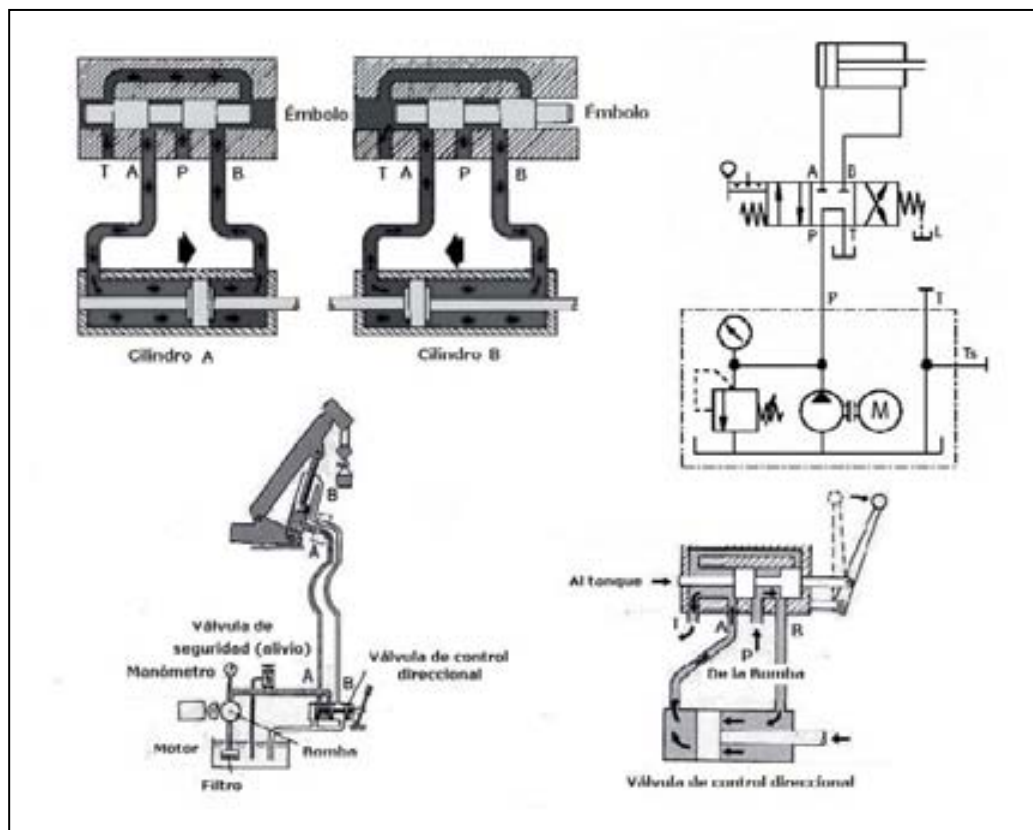


Fig. 3.13 Control de una grúa mediante una válvula de control direccional

Las modalidades principales de válvulas distribuidoras son las siguientes:

Válvula 2/2 (2 vías - 2 posiciones)

Controla el paro, el arranque y la dirección del caudal. La posición inicial de la válvula puede ser normalmente abierta N.A. (o N.O. = Normally open) o normalmente cerrada N.C. (o N.C. = Normally close), según sea la disposición del obturador y del resorte. Las entradas 1 y 2 admiten una presión máxima de 350 bar (5076 psi) y el caudal puede pasar en ambas direcciones. Un botón lateral permite el mando manual sin necesitar la excitación del solenoide.

Válvula 3/2 (3 vías - 2 posiciones)

Es semejante a la válvula 2/2 con la diferencia que tiene 3 vías que durante la conmutación se conectan brevemente (solape negativo).

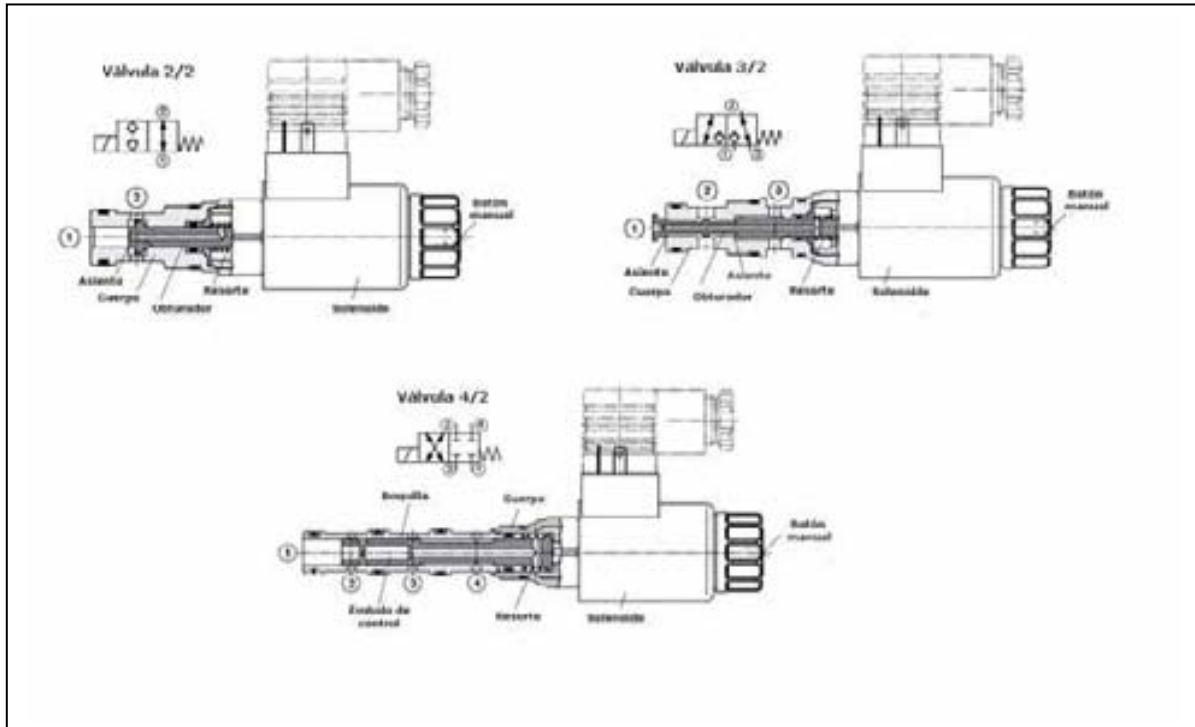


Fig. 3.14 Tipos de válvulas distribuidoras hidráulicas. Fuente: Mannesmann Rexroth

Válvula 4/2 (4 vías - 2 posiciones)

Es semejante a la válvula 2/2 con la diferencia que tiene 4 entradas de las que la 1, la 2 y la 3 admiten simultáneamente la presión de 350 bar. Típicamente la entrada 3 se conecta a la bomba, las entradas 2 y 4 a los actuadores y la 1 al tanque.

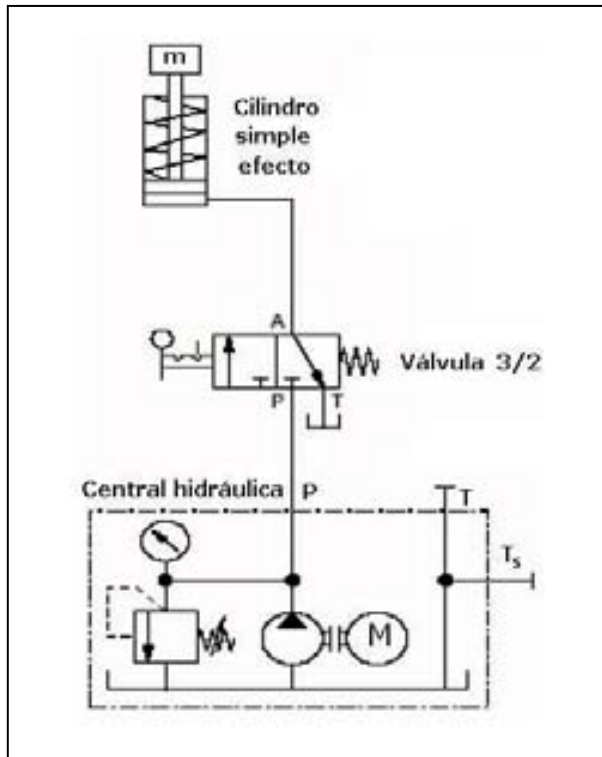


Fig. 3.15 Control de un cilindro de simple efecto con una válvula distribuidora 3/2

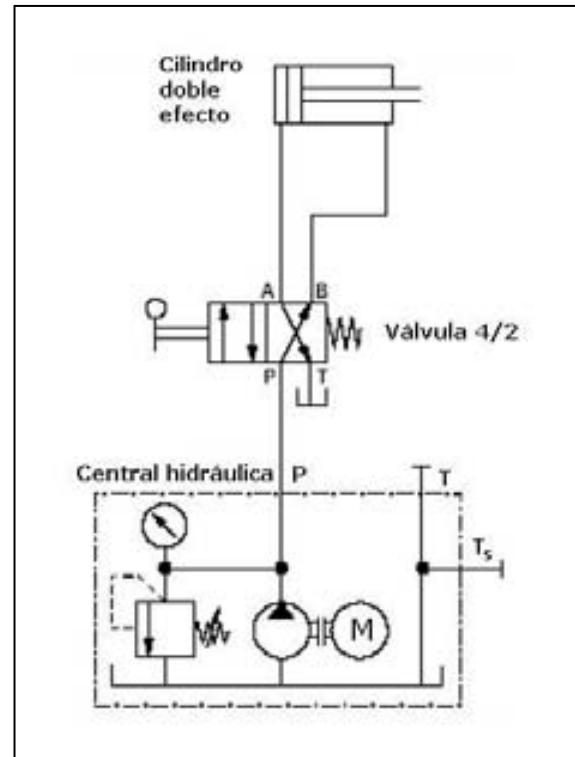


Fig. 3.16 Control de un cilindro de doble efecto con una válvula distribuidora 4/2

La *válvula proporcional* dispone de un solenoide que proporciona un desplazamiento del émbolo proporcional a la corriente que pasa a través de la bobina solenoide. En la figura 3.17 puede verse varios tipos de válvulas proporcionales.

En la figura puede verse una válvula proporcional 2/2 que controla el caudal de las vías 1 a 2 y 2 a 1 en proporción a la señal de entrada gracias a un solenoide proporcional. Existen dos versiones N (normalmente cerrada) y P (normalmente abierta).

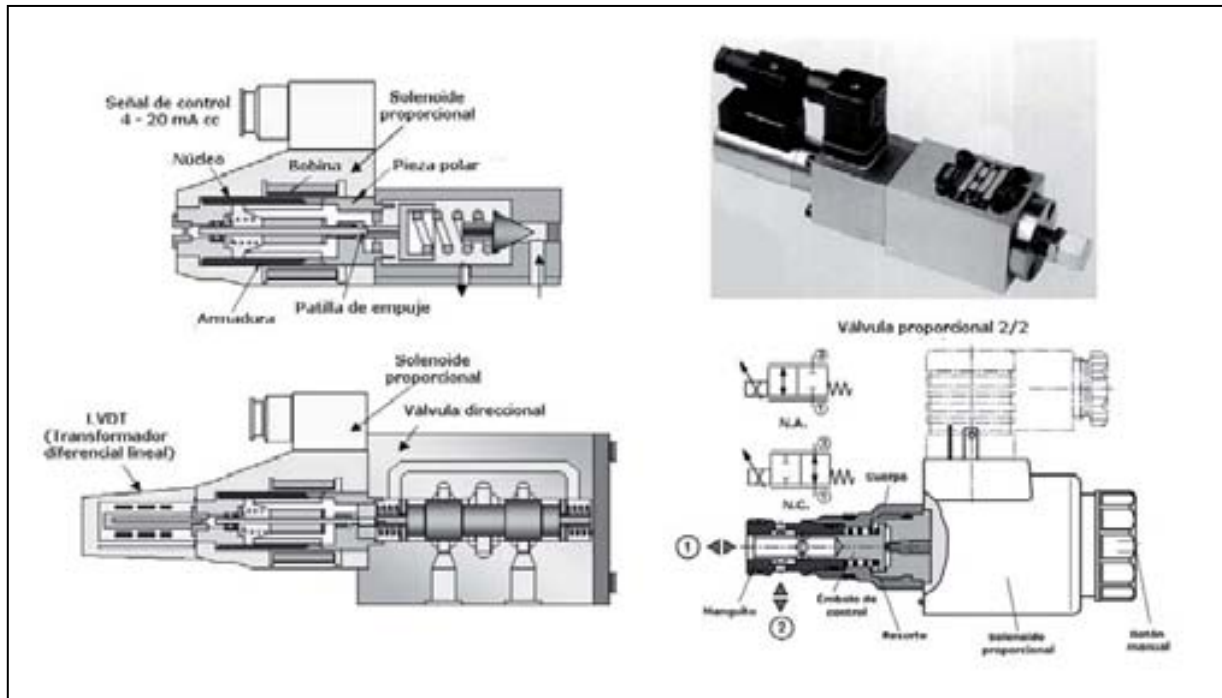


Fig. 3.17 Válvula proporcional

En la versión N el funcionamiento es el siguiente:

Con el solenoide desexcitado, el émbolo de control bloquea el caudal entre 1 y 2. Al excitar el solenoide el émbolo se mueve en forma directamente proporcional a la señal eléctrica de entrada y a través de un orificio conecta las entradas 1 y 2 con características de caudal progresivas.

La *válvula proporcional con motor lineal* contiene un motor diferencial de imán permanente formado por una bobina, imanes permanentes, piezas polares, una armadura dotada de émbolo y un dispositivo de centraje de resorte que, en caso de no haber corriente de control, mantiene el émbolo en una posición media neutral.

Cuando se aplica una corriente eléctrica de una polaridad determinada a la bobina, se produce un flujo electromagnético que se superpone al flujo magnético permanente existente en el entrehierro de la armadura y las piezas polares. Esto da

lugar a un desplazamiento de la armadura y del émbolo contra el resorte de centrado y posiciona el émbolo de forma aproximadamente proporcional a la corriente de la bobina, debido a las fuerzas parásitas del fluido sobre el émbolo y de la fuerza de rozamiento entre el émbolo y el buje debido a la contaminación que pueda tener el fluido hidráulico.

Un controlador de posición integrado en el sistema se utiliza para obtener una posición exacta según la señal de control (0 – 10 V cc o 4 – 20 mA cc). Un transductor de posición del émbolo (LVDT), excitado por un circuito oscilante, produce una señal eléctrica proporcional a la posición del émbolo que alimenta el controlador que la compara con la señal de mando y genera una señal de salida que posiciona el émbolo, hasta que el error se elimina.

El sistema se caracteriza porque la corriente de alimentación es considerablemente menor que la requerida por una válvula de solenoide proporcional de tamaño comparable.

El movimiento del émbolo permite actuar en válvulas de control de 2, 3 y 4 vías utilizando un fluido hidráulico, típicamente aceite mineral (DIN 51524 parte 1 a 3), hasta presiones de 350 bar (5.000 psi).

Las ventajas que presenta este tipo de motor son:

- Motor lineal de imán permanente de alta fuerza.
 - No se precisa de fluido hidráulico.
 - Rendimiento dinámico independiente de la presión.
 - Baja histéresis y bajo umbral de sensibilidad.
 - Bajo consumo de corriente.
 - Señal estándar de la posición del émbolo.
 - Ajuste eléctrico del cero.
 - Ante la pérdida de alimentación o la rotura de un cable o en un paro de emergencia el émbolo retorna a su posición media centrada por el resorte sin pasar a una posición de trabajo.
-

En la figura 3.18 puede verse una válvula distribuidora dotada de motor lineal.

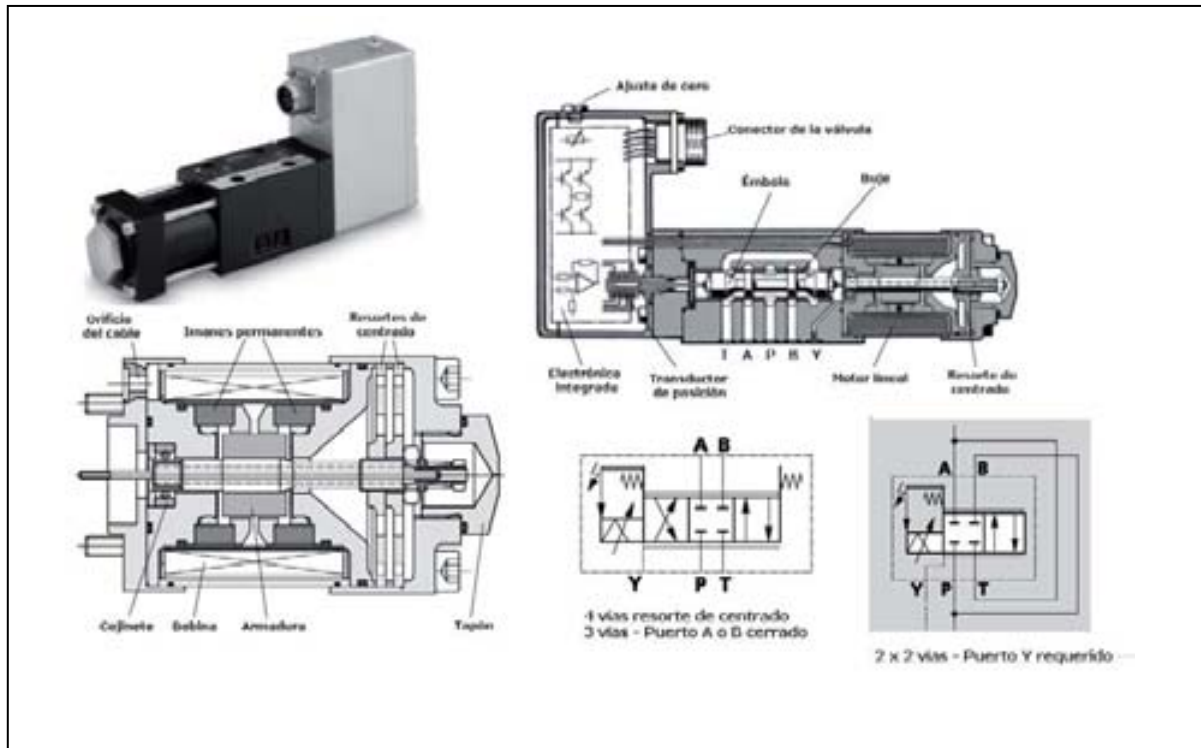


Fig. 3.18 Válvula distribuidora dotada de motor lineal. Fuente: MOOG

El caudal de la válvula distribuidora depende de la posición del émbolo y de la pérdida de carga entre los orificios libres del émbolo. Cuando la señal de control es máxima 10 V o 20 mA cc, con la válvula totalmente abierta, se considera que el caudal nominal corresponde a la presión diferencial nominal de 35 bar. De este modo, para otras condiciones de pérdida de carga, el caudal equivale al obtenido en placas orificio o diafragmas.

$$Q = Q_N * \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_N}}$$

Siendo:

Q = Caudal calculado en l/min

Q_N = Caudal nominal en l/min

Δp = Pérdida de carga real en la válvula en bar

Δp_N = Pérdida de carga nominal en la válvula en bar

Esta fórmula proporciona un caudal de fluido en los puertos P, A, B o T menor de 30 m/s.

En la figura 3.19 puede verse un gráfico para calcular el caudal.

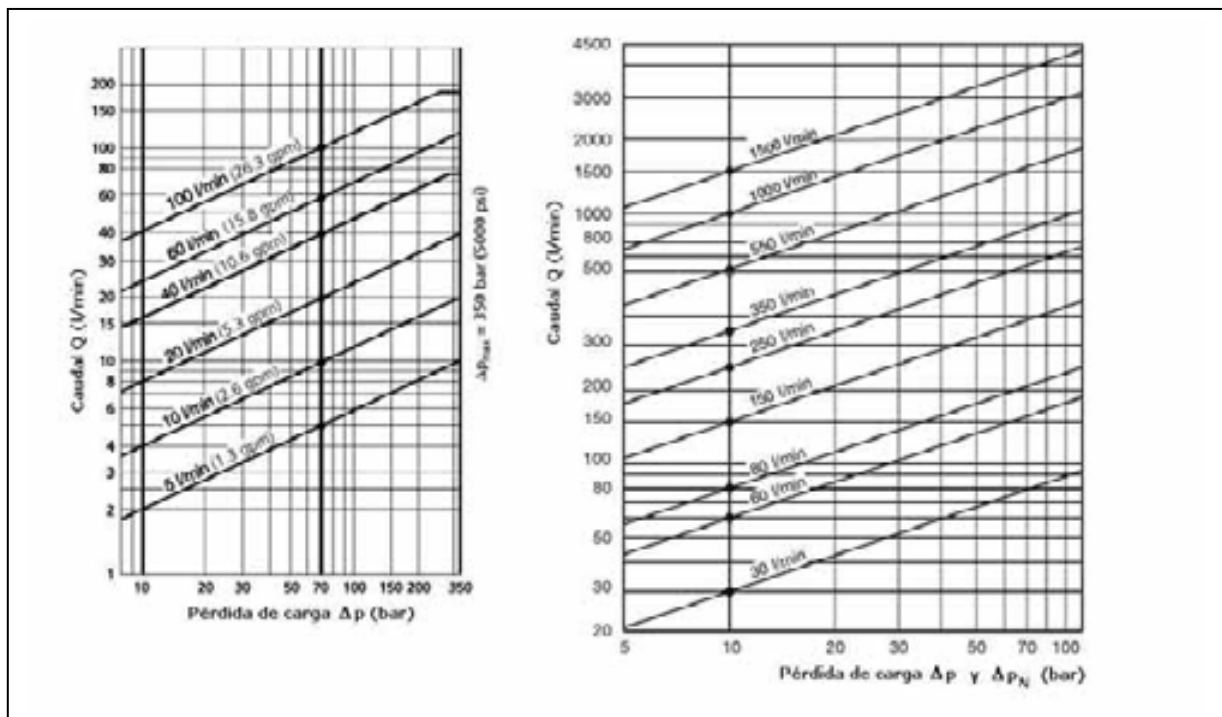


Fig. 3.19 Gráfico de cálculo del caudal en dos modelos de válvulas. Fuente: MOOG

La válvula tiene una respuesta muy rápida, típicamente menor de 12 ms para un cambio de posición del 0 al 100%. Sus curvas características (figura 3.20) son:

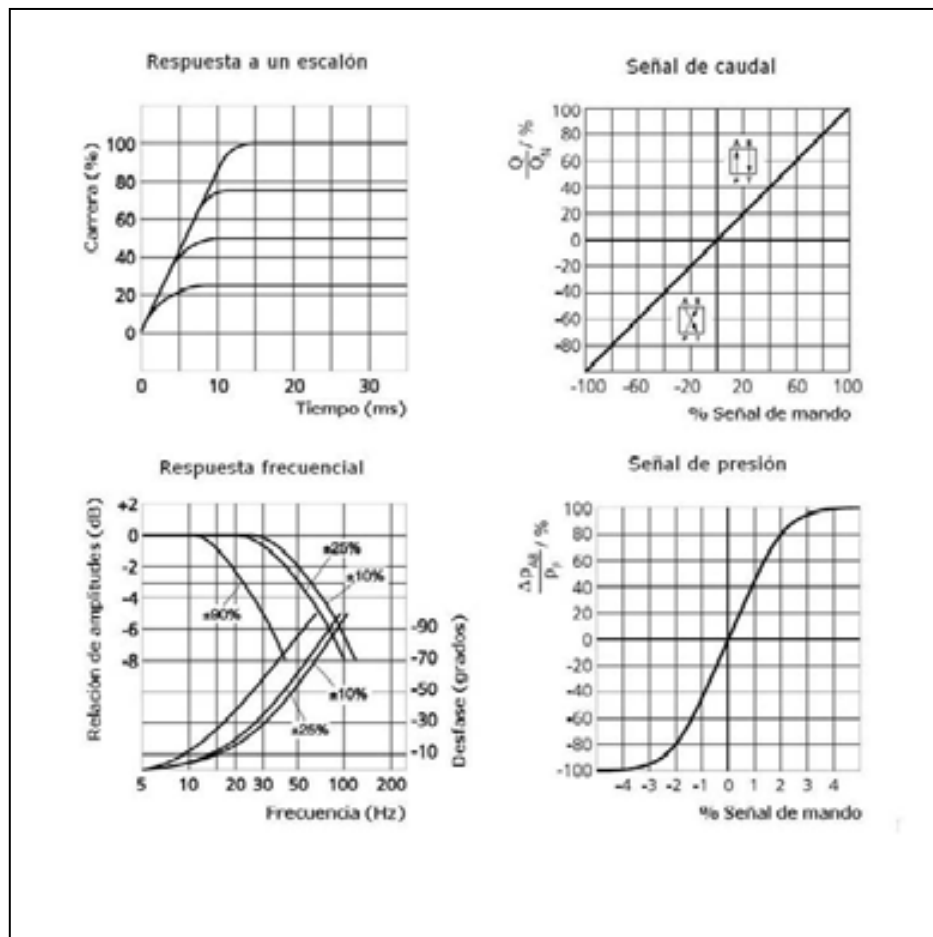


Fig. 3.20 Curvas características válvula. Fuente: MOOG

La *servoválvula* (figura 3.21) consiste en una bobina que recibe la señal eléctrica de control y en cuyo interior se encuentra una armadura flotante que en su centro recibe el chorro de aceite de dos toberas y por el extremo está unida al émbolo de una válvula proporcional. La señal de control establece la posición del émbolo y por lo tanto, gracias al diferente chorro de las toberas se establecen las presiones de salida de A y B que van a cada lado del cilindro. El conducto T comunica con el tanque de fluido hidráulico.

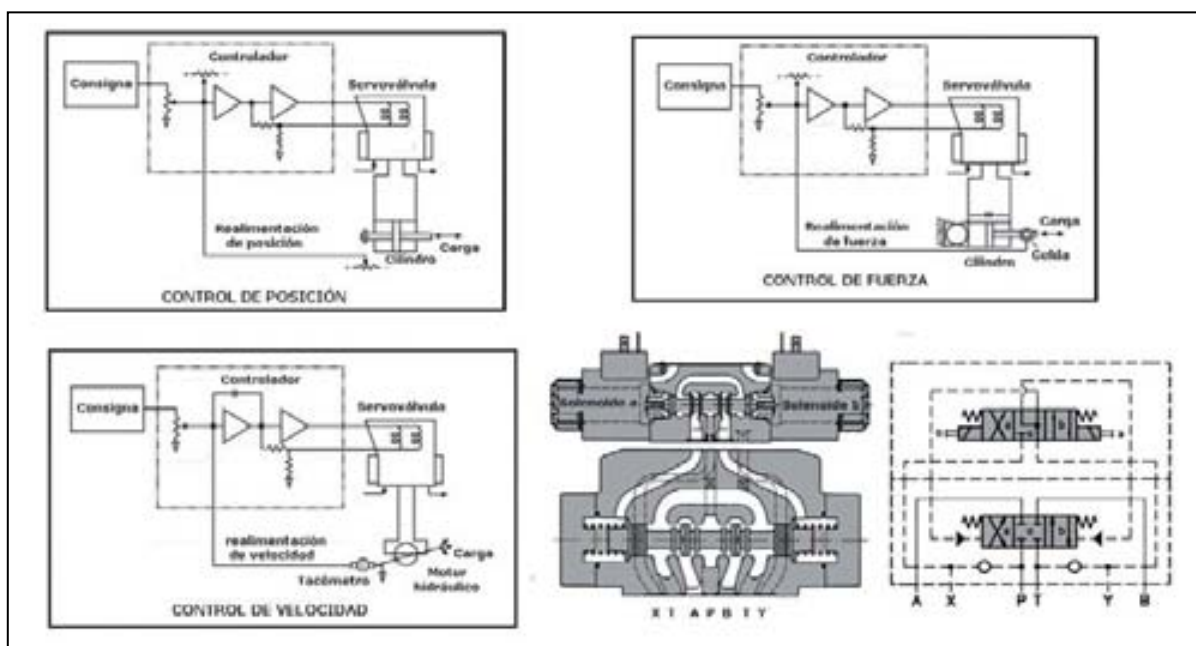


Figura 3.21 Servoválvula

Las servoválvulas se aplican en el control de la posición, la velocidad o la fuerza de un actuador hidráulico (figura 3.22). Su principio de funcionamiento es parecido en los tres casos. El punto de consigna de posición, velocidad o fuerza actúa sobre el controlador quien envía una señal a la servoválvula para posicionar el actuador (cilindro, motor hidráulico y cilindro respectivamente). El actuador envía una señal de realimentación al controlador que la compara con el punto de consigna. Y la señal de error correspondiente provoca que el controlador vuelva a emitir una señal de corrección al actuador hasta que la señal de error es nula.

En la tabla 3.2 puede verse una comparación entre la válvula proporcional y la servoválvula.

En la figura 3.23 puede verse un lazo de control típico con válvulas proporcionales o servoválvulas.

Tabla 3.2 Comparación entre la válvula proporcional y la servoválvula

Comparación entre válvulas proporcionales y servoválvulas		
Parámetro	Válvula proporcional	Servoválvula
Solape de la válvula	Zona muerta del émbolo en el punto de equilibrio	No tiene zona muerta
Tiempo de respuesta del movimiento total del émbolo	40 - 60 ms	5 - 10 ms
Frecuencia máxima de servicio	10 Hz	100 Hz
Histéresis	1 - 5%	0,10%

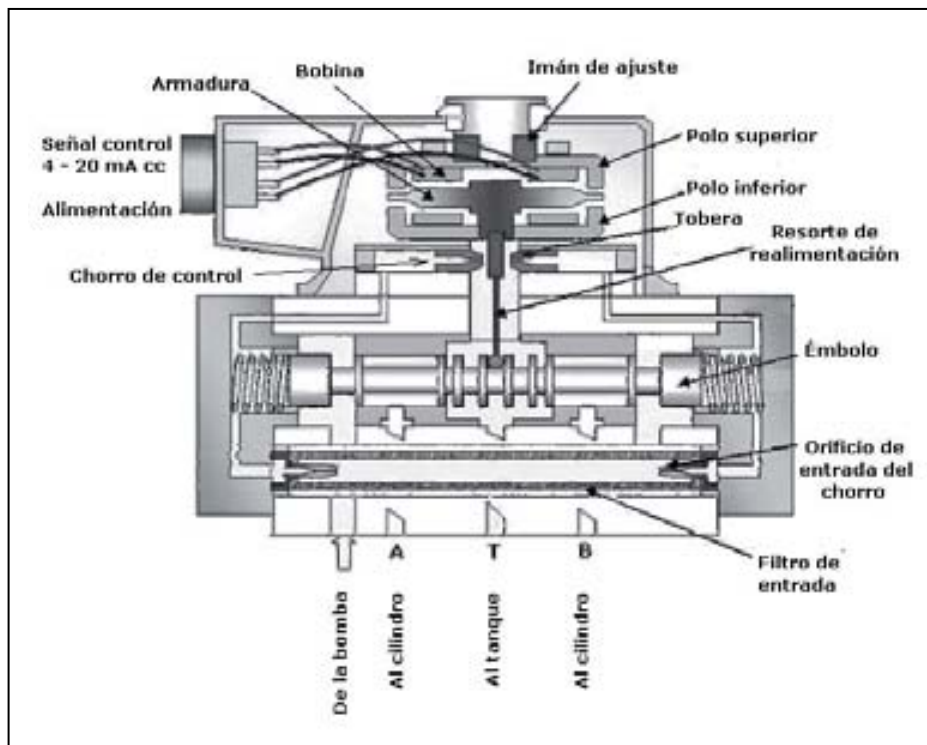


Fig. 3.22 Servoválvula. Fuente: Moog y Denison Hydraulics

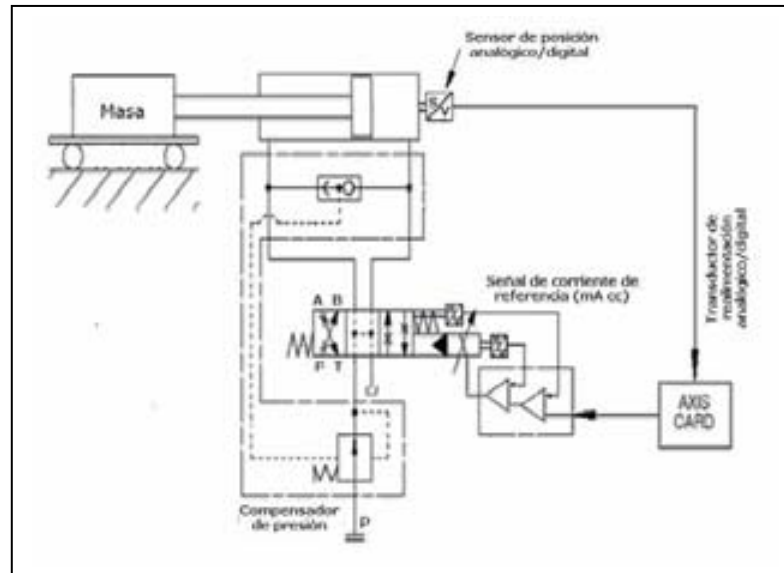


Fig. 3.23 Lazo de control típico con válvulas proporcionales o servoválvulas

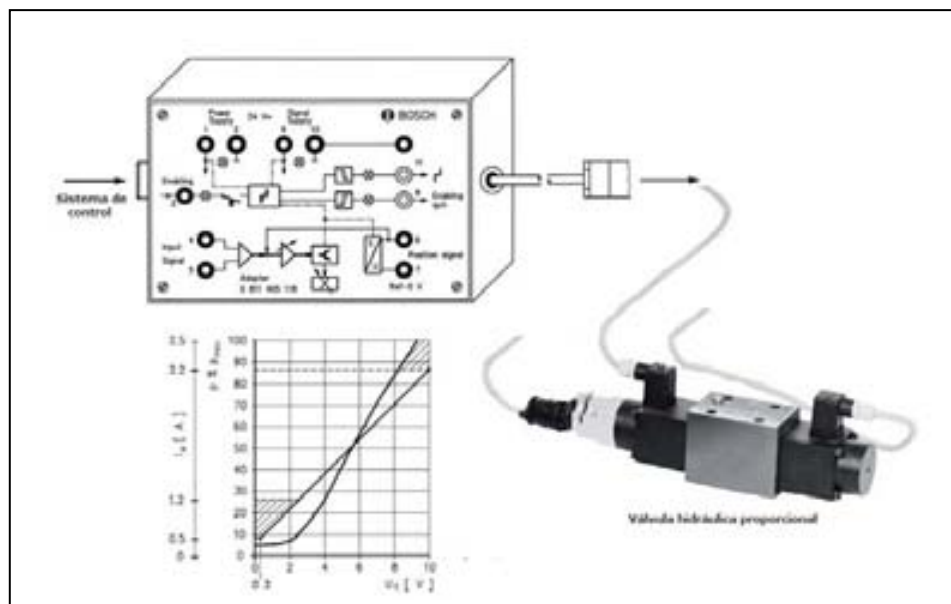


Fig. 3.24 Unidades de ensayo de válvulas hidráulicas proporcionales. Fuente: Bosch

3.2.3.2 Dispositivos de función lógica

Los dispositivos lógicos hidráulicos trabajan de una forma similar a los circuitos lógicos neumáticos, utilizando válvulas hidráulicas en lugar de neumáticas, si bien se prefiere que la función lógica la aporten circuitos electrohidráulicos debido a las presiones tan elevadas con que se trabaja en los sistemas hidráulicos. Su uso principal es la seguridad, por ejemplo en el caso de las prensas hidráulicas en las que se usan dos interruptores hidráulicos en serie, el primero para alimentar el sistema y el segundo para iniciar el trabajo.

Una de las funciones lógicas hidráulicas que se utiliza es la *función O (OR)* que utiliza una válvula de lanzadera (shuttle), de tal modo que la señal X o Y la acciona pasándola a la señal Z.

3.2.3.3 Cálculo de C_v y del K_v de las válvulas distribuidoras

Una vez seleccionada la válvula distribuidora es necesario calcular su tamaño para que pueda accionar el cilindro en el tiempo adecuado tanto en un sentido de la carrera como en el contrario. El factor más importante es la capacidad de caudal (C_v o K_v) que indica el grado de resistencia que la válvula presenta al flujo de aceite en el circuito hidráulico y que ya se definió en el capítulo 2 de actuadores neumáticos.

La equivalencia entre los coeficientes K_v y C_v es:

$$K_v = 0,853 C_v \text{ (m}^3/\text{h)}$$

$$C_v = 1,16 K_v \text{ (galones por minuto)}$$

Fig. 3.25 Función hidráulica O (OR)

La fórmula de cálculo del K_v , deducida en el capítulo 2 de actuadores neumáticos es:

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad \text{m}^3/\text{h}$$

siendo:

$$Q = \text{caudal máximo, en } \text{m}^3/\text{h}$$

ρ = densidad, en kg/dm³ o g/cm³ del fluido hidráulico

Δp = pérdida de carga, en bar para el caudal máximo

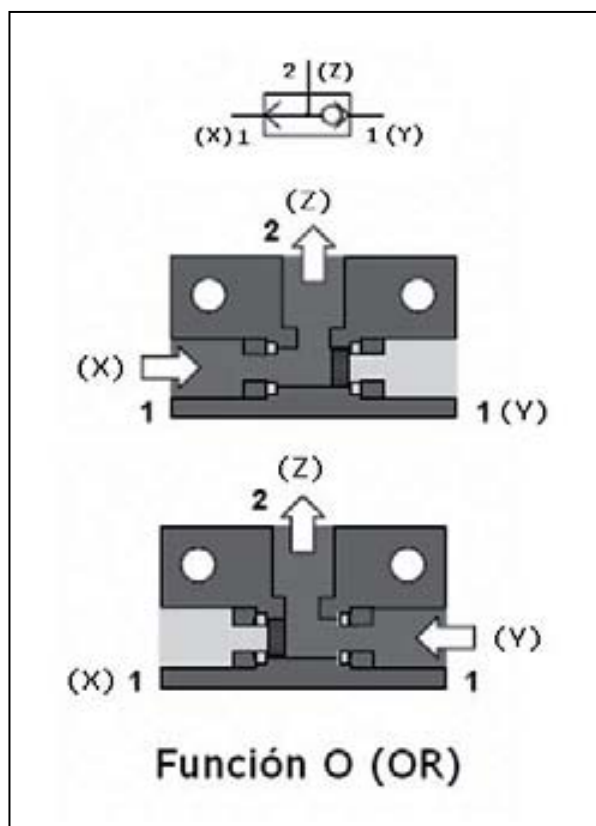


Fig. 3.25 Función hidráulica O (OR)

Ahora bien, a los fluidos hidráulicos les afecta su *viscosidad* que es una medida de la resistencia del fluido que circula, siendo según la definición de Newton, la resistencia que ofrece el fluido al movimiento entre dos placas paralelas separadas por una distancia unidad, una de ellas fija y la otra móvil que se mueve con la unidad de velocidad.

La *viscosidad dinámica o absoluta* tiene por unidad en el sistema de unidades internacionales SI, el Pa s o el mPa s que ha sustituido en el sistema CGS al poise (1

dina s/cm²) y al centipoise (cp) equivalente a 0,01 poise (1 mPA s = 1 centipoise). El agua a 20°C tiene una viscosidad de 1 centipoise.

La *viscosidad cinemática* es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad del fluido. Su unidad en el sistema internacional (SI) es el m²/s y en el CGS el cm²/s llamado stoke y para valores pequeños se emplea el centistoke (cs) igual a 0,01 stoke (1 m²/s = 10 000 stokes).

La viscosidad también puede expresarse en función del tiempo que un volumen determinado del fluido emplea para pasar a través de un orificio o de un tubo capilar.

La equivalencia entre las unidades de viscosidad es:

$$\text{CentiPoises (cp)} = \text{CentiStokes (cSt)} \times \text{Densidad}$$

$$\text{SSU (Saybolt)} = \text{Centistokes (cSt)} \times 4.55$$

$$\text{Grados Engler} \times 7.45 = \text{Centistokes (cSt)}$$

$$\text{Segundos Redwood} - 4.05 = \text{Centistokes (cSt)}$$

En la tabla 3.3 pueden verse las viscosidades de algunos fluidos hidráulicos.

Tabla 3.3 Viscosidades de algunos fluidos hidráulicos

Fluido	Peso específico	Centipoise (cP)	Centistokes (cSt)	Saybolt Second Universal (SSU)
Agua	1	1	1	31
Fuel-oil nº 4	0,82 – 0,95	12,6	15,7	80
Aceite SAE 10	0,88 – 0,94	88	110	500
Aceite SAE 30	0,88 – 0,94	352	440	2000
Aceite SAE 50	0,88 – 0,94	1.561	1.735	8.000
Aceite SAE 70	0,88 – 0,94	17.640	19.600	90.000

Las normas ISO3448 y BS4231 tratan de la viscosidad de los fluidos y establecen básicamente su valor a 40°C y en centistokes (cSt). Por ejemplo, el fluido HM32 es un aceite mineral que tiene una viscosidad de 32 cSt a 40°C.

Cuando el fluido hidráulico tiene una viscosidad superior a 22 centistokes (CS) (3° Engler o 100 Saybolt (SSU)), el régimen del fluido pasa a ser prácticamente laminar, en lugar de ser turbulento, con lo que es necesario corregir el valor del K_v , añadiendo el factor C .

$$K_{v1} = K_v + C \qquad C = \frac{\delta * \sqrt{K_v}}{200 * Q} + 1$$

o sea:

$$K_v = Q * \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} + \frac{\delta * \sqrt{K_v}}{200 * Q} + 1$$

Siendo:

δ = viscosidad cinemática del fluido expresada en centistokes

Q = caudal máximo, en m³/h

ρ = densidad, en kg/dm³ o g/cm³ del fluido hidráulico

Δp = pérdida de carga, en bar para el caudal máximo

Además del cálculo con las expresiones anteriores, puede utilizarse la curva de la figura 3.26. Téngase en cuenta que la densidad media de un aceite hidráulico es 0,92 y que si la viscosidad es superior a 22 centistokes, es necesario añadir el factor de corrección C de la fórmula anterior.

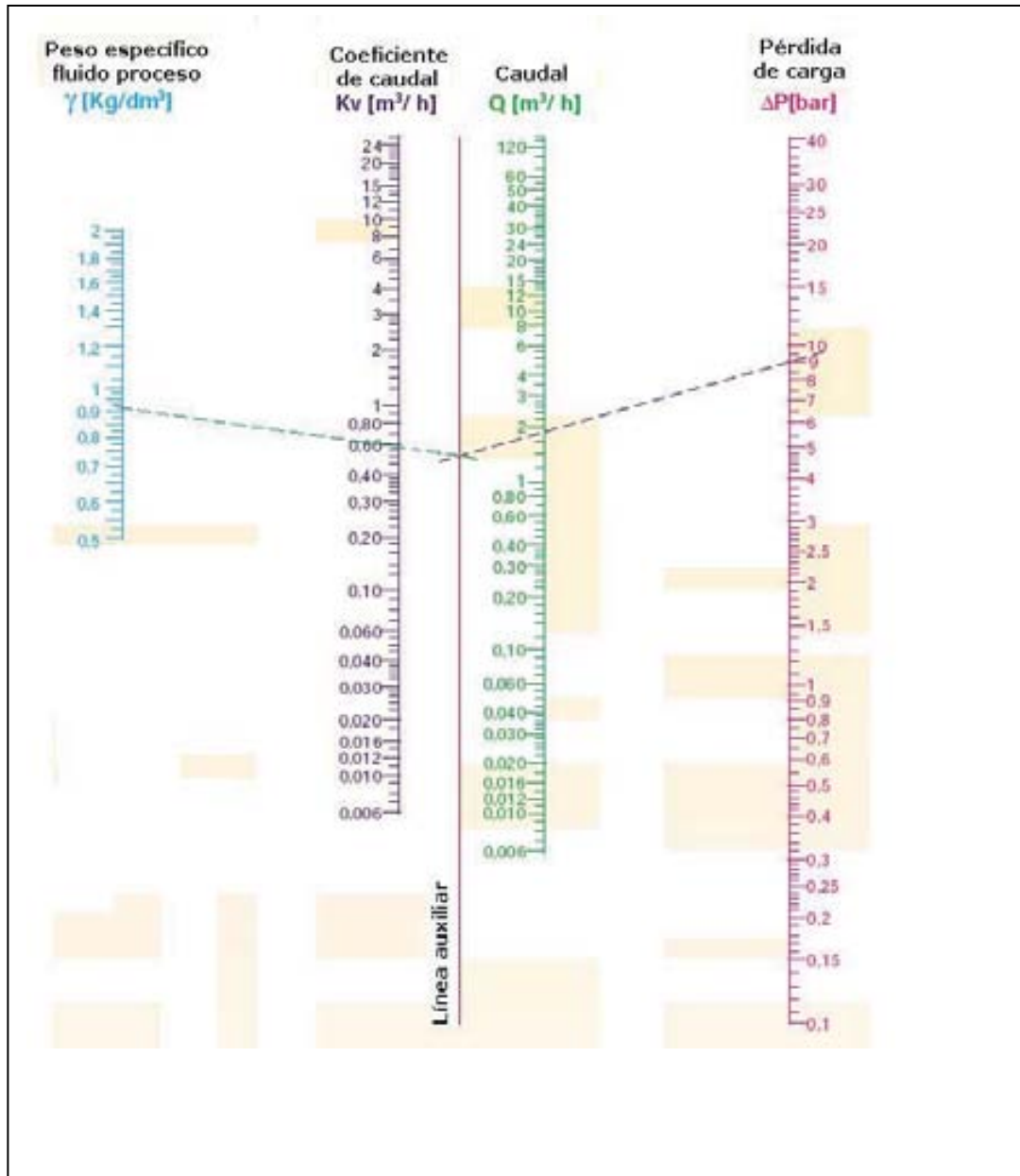


Fig. 3.26 Diagrama de cálculo del K_v de una válvula hidráulica. Fuente: Parker Hannifin S.p.A.

Ejemplo: Calcular el Kv de una válvula 2/2 con un caudal de 1,8 m³ /h y una pérdida de carga de 9 bar y para un fluido hidráulico de densidad 0,92 y viscosidad 1735 cSt.

En el gráfico se obtiene Kv = 0,58. Aplicando la corrección de viscosidad resulta:

$$C = \frac{\partial * \sqrt{Kv}}{200 * Q} + 1 = \frac{1735 * \sqrt{0,58}}{200 * 1,8} + 1 = 4,67 \quad Kv = 0,58 + 4,67 = 5,25$$

Si se hubiera calculado con la fórmula, se obtendría:

$$Kv = Q * \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} = 1,8 * \sqrt{\frac{0,92}{9}} = 0,552 C = \frac{\partial * \sqrt{Kv}}{200 * Q} + 1 = \frac{1735 * \sqrt{0,552}}{200 * 1,8} + 1 = 4,58$$

$$Kv = 0,552 + 4,58 = 5,132$$

En las tablas del fabricante (figura 3.27) se seleccionaría el tamaño de la válvula 2/2 que es de 3/4" con Kv 8,40.



Fittings Ø G	Valve type	Nominal orifice Ø	Flow coefficient Kv	Minimum pressure	Max differential pressure (M.O.P.D)		Coil type	Weight
["]	[]	[mm]	[m ³ /h]	[bar]	in A.C.(~)	in D.C.(=)	[]	[Kg]
3/8	133 I	13	3,00	0,1	20	20	Z - Y	0,550
1/2	133 A	13	3,00	0,1	20	20	Z - Y	0,580
3/4	133 C	20	8,40	0,1	20	20	Z - Y	1,020
1	133 D	25	9,60	0,1	20	20	Z - Y	1,080
1 1/4	133 E	35	25,20	0,1	10	10	Z - Y	3,150
1 1/2	133 F	40	30,00	0,1	10	10	Z - Y	2,900
2	133 G	50	37,20	0,1	10	10	Z - Y	4,300

Fig. 3.27 Datos de una válvula 2/2 de solenoide para fluido hidráulico. Fuente: Parker Hannifin

En la tabla 3.4 pueden verse las densidades de algunos fluidos hidráulicos.

Tabla 3.4 Densidades de algunos fluidos hidráulicos. Fuente: Sauer-Danfoss

Densidad de fluidos hidráulicos a 15° C (gramos/ml)	
Fluidos minerales basados en petróleo	0,860 - 0,900
Ester sintético	0,920 - 0,926
Aceite de colza	0,92
Agua	1
Polialkilenglicol	1,02
HFC	1,08
Polietilenglicol	1,1
HFD (Ester fosfato)	0,13

El índice de viscosidad del fluido según DIN ISO 2909 describe los cambios de viscosidad de un fluido basado en aceite mineral o sintético con relación a la temperatura. En la figura 3.28 pueden verse las variaciones de viscosidad con relación a la temperatura.

Un índice alto de viscosidad indica pequeños cambios en la viscosidad cuando la temperatura cambia, y un bajo índice significa grandes cambios en la viscosidad frente a aumentos de la temperatura.

La mayor parte de los fluidos hidráulicos tienen índices de viscosidad entre 90 y 110. Los que poseen un índice superior a 110 no son demasiado sensibles a los cambios en la temperatura y por lo tanto son los de elección a altas temperaturas de trabajo.

En la tabla 3.5 pueden verse los límites de temperatura y viscosidad de dispositivos hidráulicos.

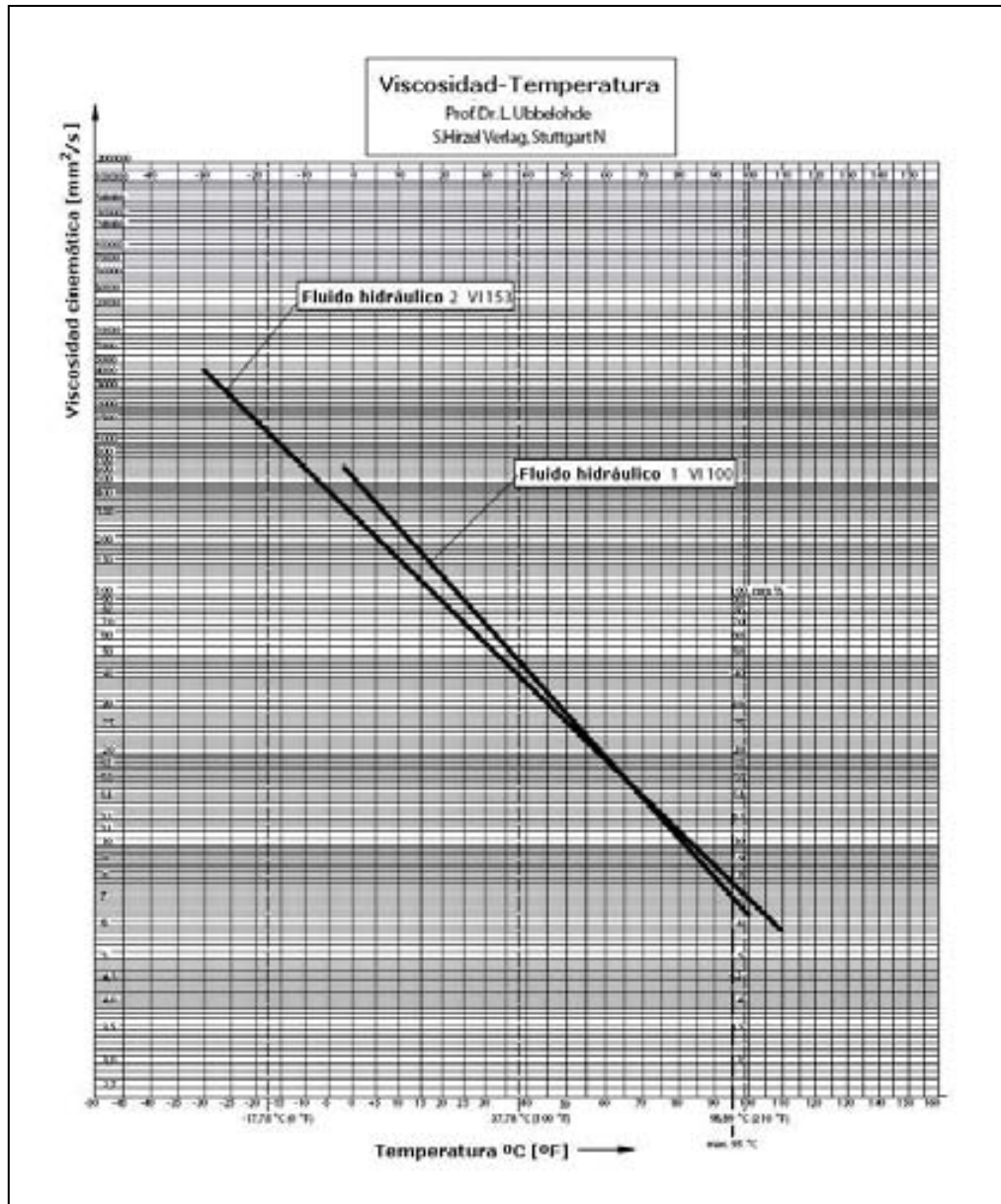


Fig. 3.28 Viscosidad con relación a la temperatura en fluidos hidráulicos. Fuente: Sauer-Danfoss

Tabla 3.5 Límites de temperatura y viscosidad de dispositivos hidráulicos

Límites de temperatura y viscosidad de dispositivos hidráulicos					
Dispositivo	Viscosidad mínima - mm2/s (SUS)	Temperatura máxima, °C	Viscosidad recomendada (mm2/s-SUS)	Viscosidad máxima en el arranque en frío (mm2/s-SUS)	Temperatura mínima, °C
Cilindros	7 a 12 (48,79 a 66,03)	85 a 115	12 a 80 (66,03 a 370,3)	860 a 1.600 (3.981 a 7.406)	(-20 a -40)
Motores y bombas de engranaje	10 (58,91)	80		1.000 a 1.600 (4.629 a 7.406)	-20
Motor hidrostático	7 (48,79)	95		1.000 a 1.600 (4.629 a 7.406)	-40
Válvulas proporcionales	10 (58,91)	90		460 (2.129)	-30
Válvulas de bloque	12 (66,03)	82		440 (2.037)	
Válvulas electrohidráulicas	12 (66,03)	82			
Válvulas de émbolo	6 (45,59)	82			
Motores orbitales	12 a 20 (66,03 a 97,69)	90	20 a 80 (97,69 a 370,3)	1.500 (6.944)	

3.2.3.4 Accesorios

Manómetro

El manómetro mide la presión del circuito hidráulico en bar o psi (1 psi = 0,069 bar, 1 bar = 14,5 psi). El modelo normal consiste en un tubo Bourdon de sección elíptica que forma un anillo casi completo, cerrado por un extremo. Al aumentar la presión en el interior del tubo, éste tiende a enderezarse y el movimiento es transmitido a la aguja indicadora, por un sector dentado y un piñón. Dispone de ajustes de cero y de multiplicación (span).

Amplificador de presión

El amplificador de presión consiste en un cilindro con dos pistones de área diferente unidos por el vástago. Con el área pequeña A2 conectada a la salida del sistema hidráulico y la grande A1 al lado interior del sistema aumenta la presión en un circuito (figura 3.30).

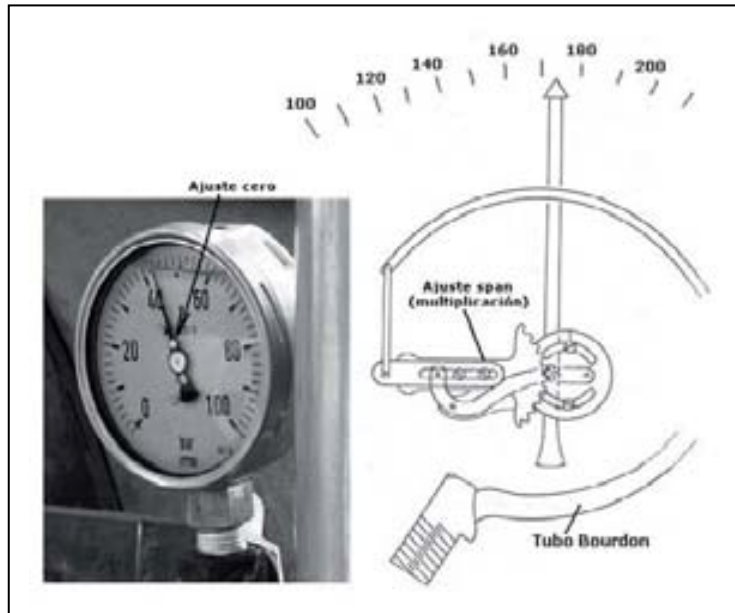


Fig. 3.29 Manómetro y ajustes

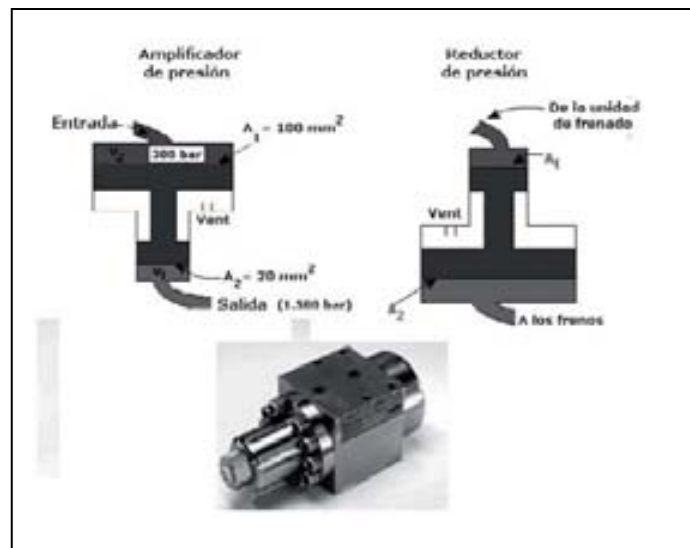


Fig. 3.30 Amplificador de presión

También se utiliza para reducir la presión en el sistema hidráulico a un nivel de seguridad de operación de algunos equipos.

Accesorios hidráulicos de sujeción o levantamiento de cargas

Un agarre de sujeción hidráulico puede ejercer una fuerza de 116.900 Newton (11.920 kg fuerza). Los elementos de agarre pueden ser excitados manualmente, eléctricamente, neumáticamente o de modo hidráulico. Las mordazas pueden ser de simple efecto con retorno por resorte, de doble efecto (figura 3.31). La fuerza que ejercen puede ser tan baja como 10 kg hasta llegar a varias toneladas.

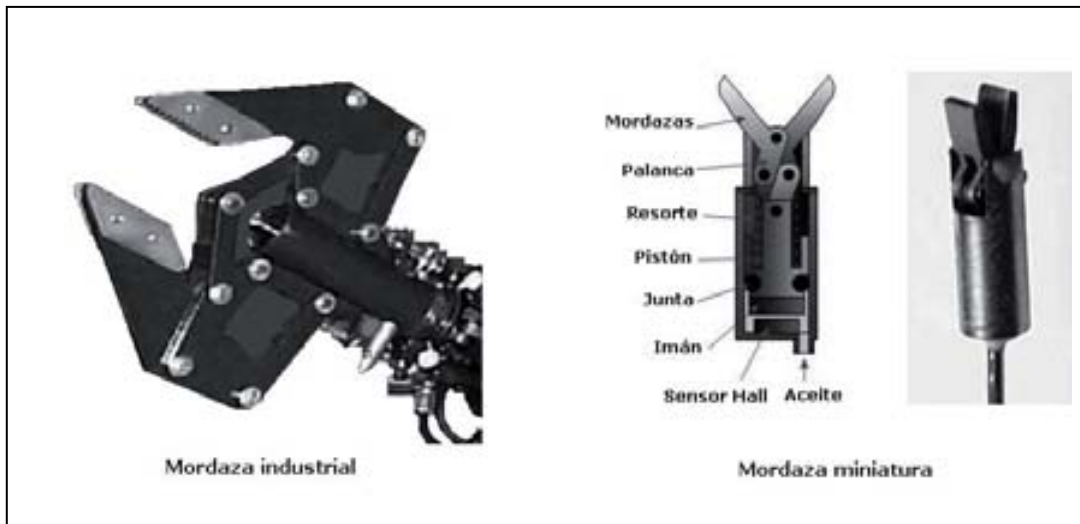


Figura 3.31 Mordaza hidráulica

Un ejemplo de cilindro hidráulico para levantar cargas se encuentra en el proceso de estampación (figura 3.32).

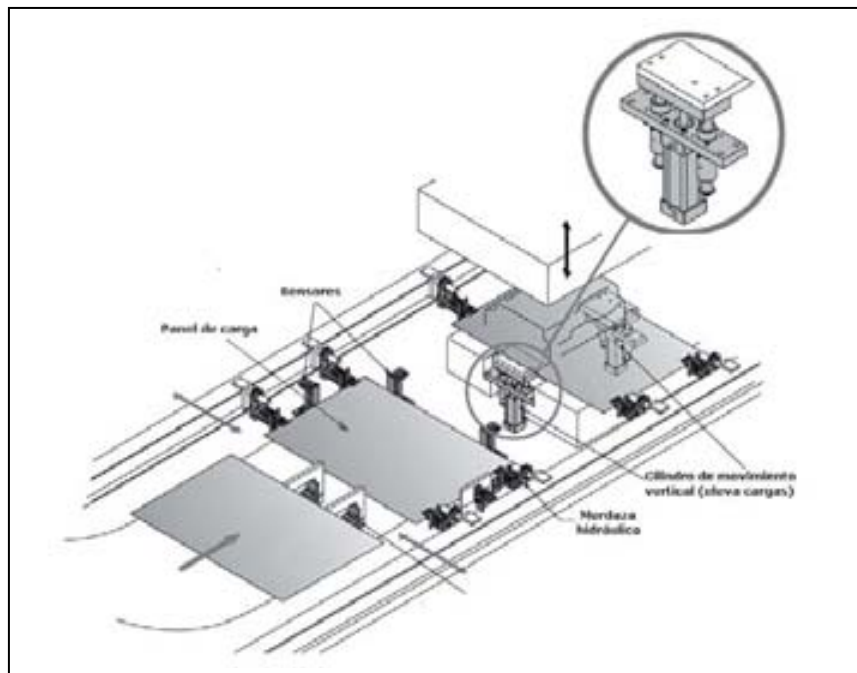


Fig. 3.32 Cilindro hidráulico para levantar cargas. Fuente: PHD

Válvula antiretorno

La *válvula antiretorno de control de caudal* (figura 3.33) bloquea el caudal de aceite en un solo sentido de paso dejando libre la circulación del fluido en sentido contrario. La *válvula antiretorno operada por piloto*, actúa al aplicar la presión piloto levantando la bola para dejar paso al fluido en un solo sentido. Si no se aplica la presión piloto, la válvula se comporta como una válvula antiretorno normal. La máxima presión admisible es de 350 bar (5.000 psi).

En la figura 3.33 se encuentra una de las aplicaciones de la válvula antiretorno. El cilindro con el peso de 2.000 kg con el pistón extendido, solo puede bajar si se acciona la palanca de la válvula distribuidora 4/3 (4 vías – 3 posiciones) a la posición de la derecha en la que la vía B recibe la presión hidráulica de la unidad de bombeo y por lo tanto se aplica la presión piloto a la puerta X.

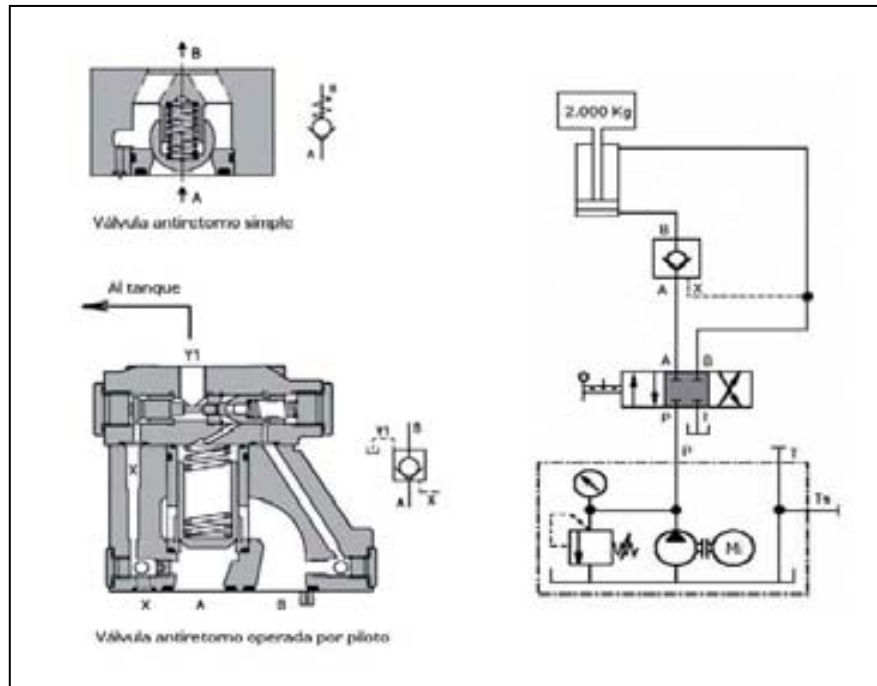


Fig. 3.33 Válvula Antiretorno. Fuente: Denison Hydraulics

La *válvula de lanzadera (shuttle)* (figura 3.34) dispone de un disco de sello que se mueve entre dos posiciones para impedir la bajada de la señal de presión al accionar el pistón del cilindro. De hecho es una válvula que realiza la función O (OR) entre dos señales que llegan a diferentes presiones ya que de las dos selecciona la que tiene mayor presión.

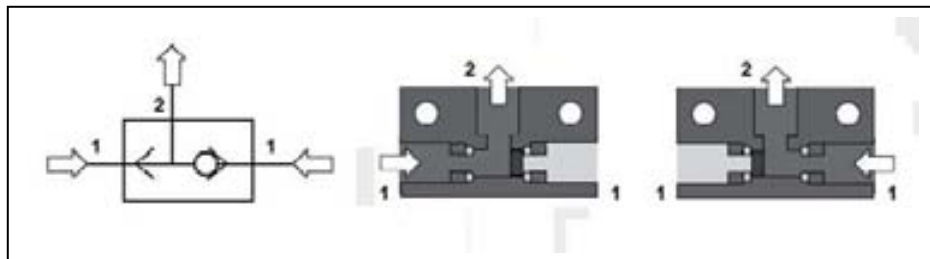


Fig. 3.34 Válvula de lanzadera (shuttle)

Válvula de compensación

La válvula de compensación es una válvula de control que regula el caudal del fluido de descarga de un actuador, por ejemplo, un cilindro, de manera tal, que el actuador no provoque movimientos que superen los correspondientes al flujo de caudal normal de la válvula de control direccional. Un ejemplo de aplicación es el cilindro telescópico de una grúa que, sin dicha válvula, aceleraría el movimiento de bajada de la carga que sostiene sin poder controlar la velocidad.

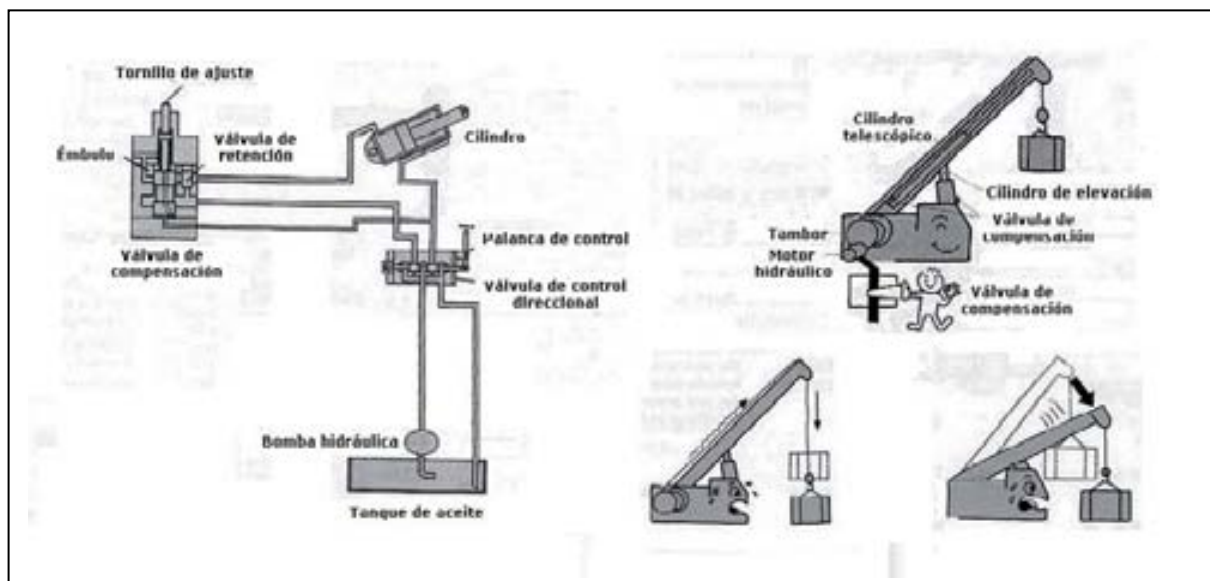


Fig. 3.35 Válvula de compensación

Presostato

Un presostato representativo es el de pistón formado por un pistón sometido a la presión del fluido hidráulico que actúa sobre un resorte ajustable. Cuando la presión del fluido supera la ajustada en el resorte se acciona un microruptor.

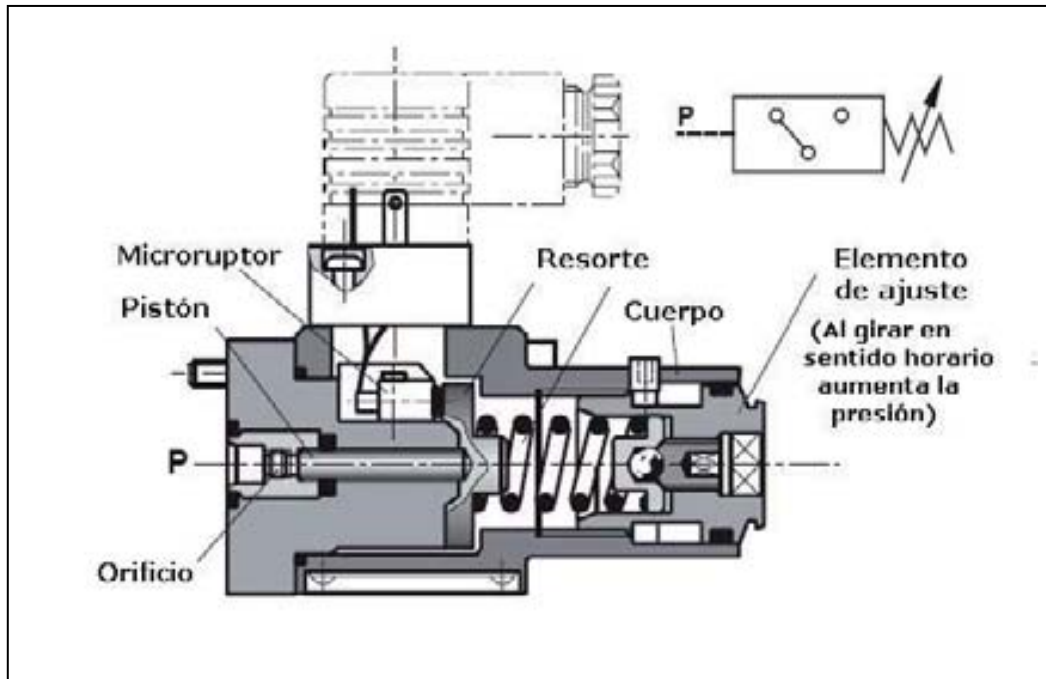


Fig. 3.36 Presostato hidráulico. Fuente: Mannesmann Rexroth

Válvula de aislamiento

La válvula de aislamiento se utiliza para conectar un manómetro al circuito hidráulico y aislarlo en el caso de que deba desmontarse o sustituirse para su mantenimiento. Esencialmente es una válvula de dos posiciones de retorno por muelle.

Restrictores de caudal

Los restrictores de caudal presentan una resistencia al fluido que depende de su forma geométrica y de la viscosidad del fluido hidráulico. Se presenta una pérdida de carga debido al rozamiento provocado por el aumento de velocidad del flujo y por lo tanto del caudal, y por este motivo no son adecuados para ajustar un caudal constante si hay variaciones de carga en la instalación hidráulica.

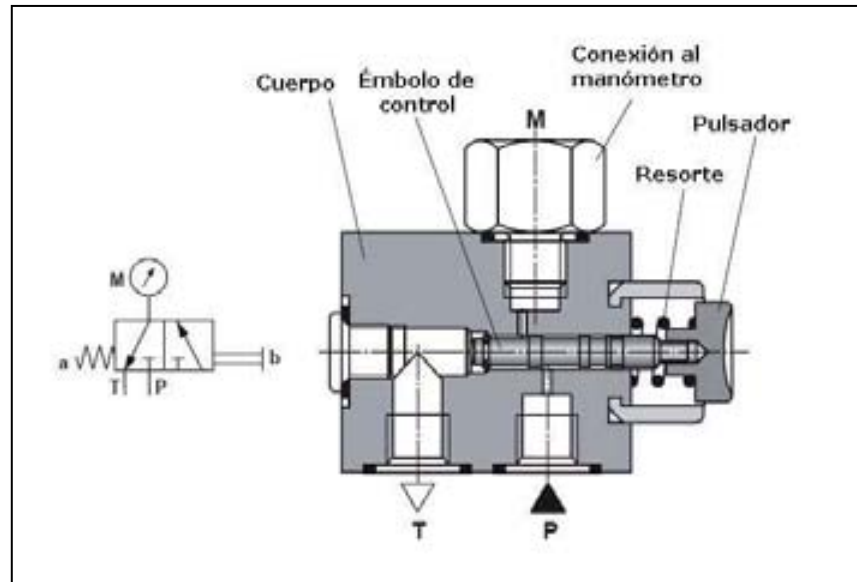


Fig. 3.37 Válvula de aislamiento.
Fuente: Mannesmann Rexroth

Las válvulas de control pueden considerarse restrictores de caudal. Por ejemplo, las válvulas de globo, bola, y compuerta (figura 3.38).

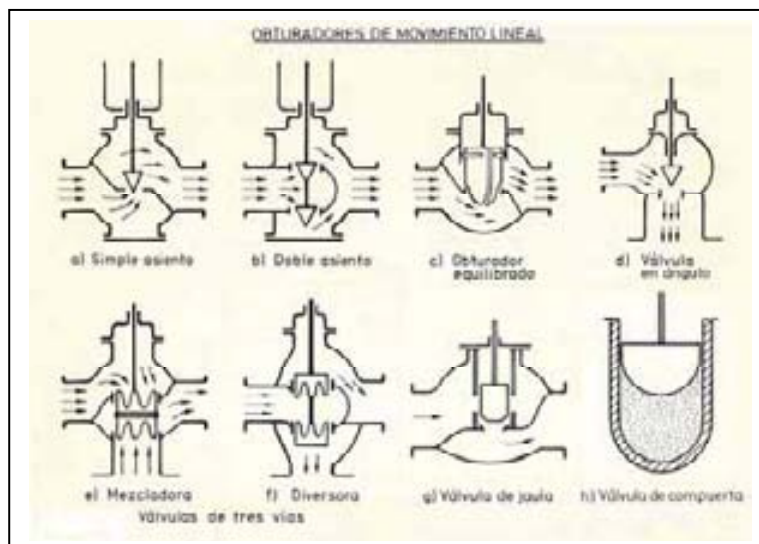




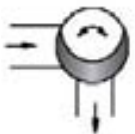
Fig. 3.38 Tipos de válvulas de control

En la tabla 3.6 pueden verse varios tipos de restrictores de caudal.

La válvula de control de caudal de una vía (figura 3.39) consiste en una válvula dotada de un restrictor que es solo efectivo para un sentido del flujo. Es una combinación de un restrictor y una válvula antiretorno. No compensa los cambios de temperatura o de presión del fluido.

Las válvulas de control de caudal de presión diferencial compensada (figura 3.40) mantienen una presión diferencial constante entre la entrada y la salida de modo que aunque varíe la presión, es decir, la carga, el caudal se mantiene constante.

Tabla 3.6 Restrictores de caudal

Tipos de restrictores de caudal					
Tipo	Esquema	Resistencia	Dependencia de la viscosidad del fluido	Facilidad de ajuste	Diseño
Válvula de aguja		Alta al aumentar la velocidad	Considerable	Sección excesiva para una corta carrera de ajuste	Simple. Económico
Restrictor circular		Alta al aumentar la velocidad	Considerable	Ajusta en solo 90°	Simple. Económico. Más complicado que la válvula de aguja
Restrictor longitudinal		Alta al aumentar la velocidad	Considerable	Carrera de ajuste más larga	Simple. Económico. Más complicado que la válvula de aguja
Restrictor giratorio circular		Baja al aumentar la velocidad	Baja	Desfavorable. Carrera de ajuste 180°	Económico
Restrictor giratorio de hélice		Muy alta al aumentar la velocidad	Independiente	Sensible, Carrera de ajuste 360°	Caro por la forma de hélice

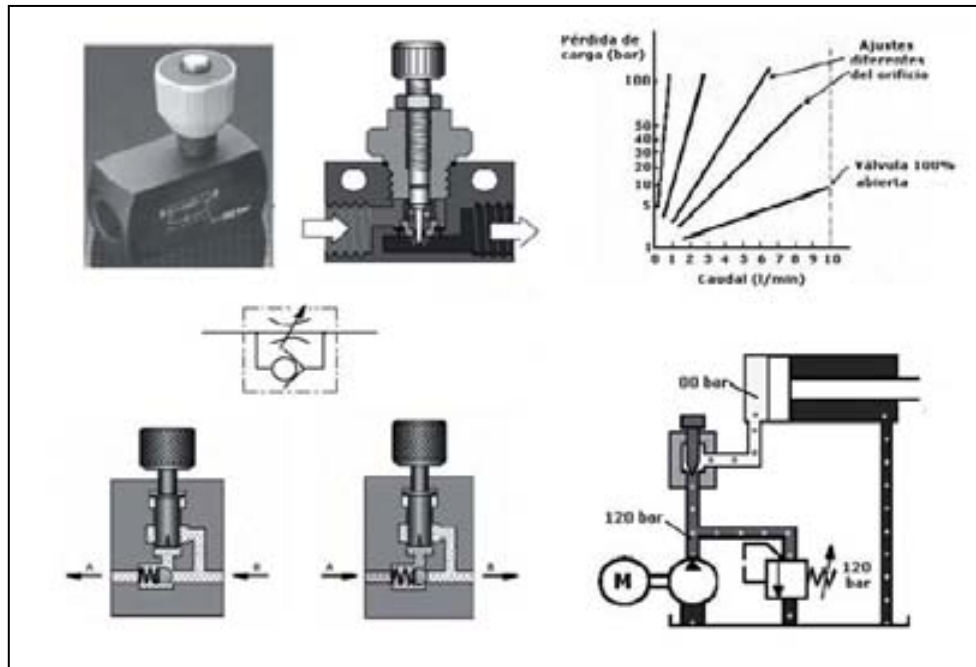


Fig. 3.39 Válvula de control de caudal de una vía

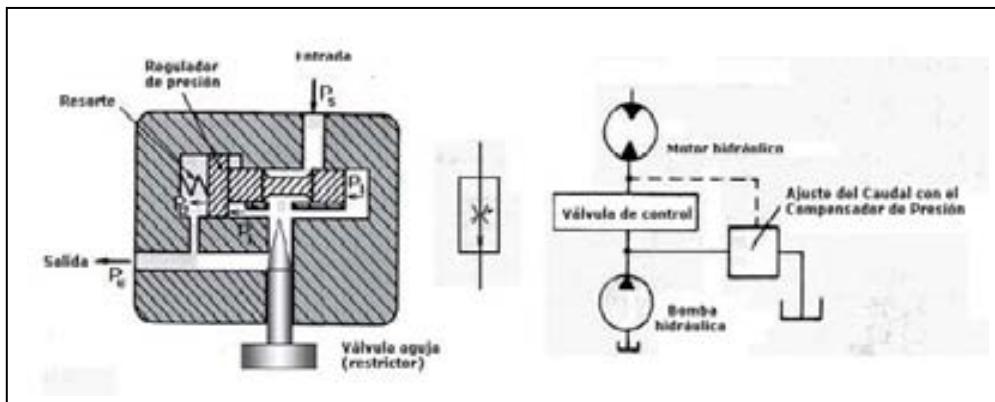


Fig. 3.40 Válvula de control de caudal (presión diferencial compensada)

Se aplican en elevadores en los que debe mantenerse constante la velocidad de bajada y en alimentadores de piezas planas donde la velocidad de alimentación debe mantenerse constante independientemente de los cambios en la carga de trabajo.

Servoválvula de control de presión

Proporciona una presión hidráulica diferencial de salida en respuesta a una señal de control en corriente continua (0 a 150 mA). Puede controlar directamente la presión (figura 3.41).

La servoválvula es actuada por un motor de par, un conjunto doble tobera-obturador y una etapa amplificadora. Básicamente la señal eléctrica de mando (4 – 20 mA cc) cambia las señales de presión (P_1 y P_2) a la etapa amplificadora aumentando una presión y disminuyendo la otra.

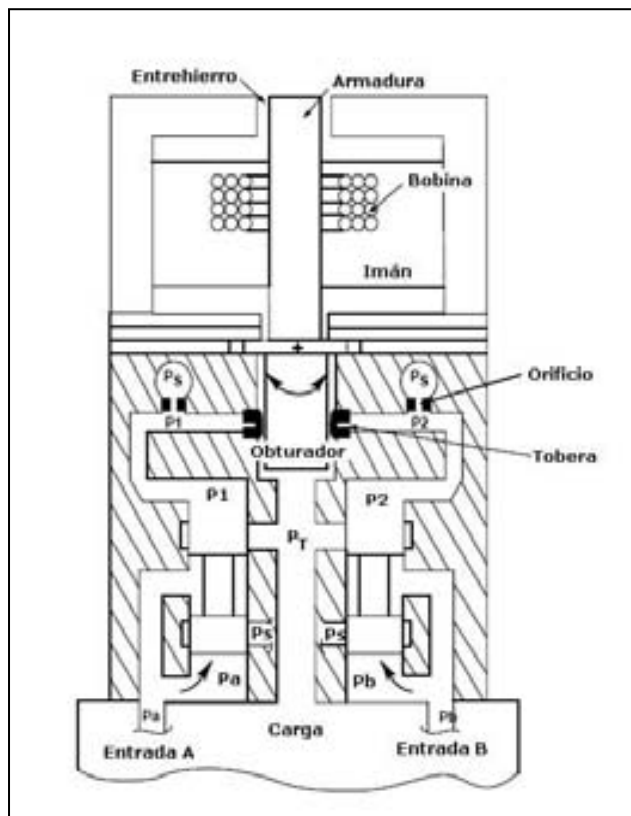


Fig. 3.41 Servoválvula de control de presión. Fuente: Sauer-Danfoss

De este modo, la bobina se mueve a una nueva posición hasta que el tamaño del orificio existente entre la presión de alimentación y la entrada (A o B) proporciona una nueva presión de trabajo (PA o PB). La nueva presión realimenta el otro lado de la bobina hasta que iguala la presión piloto. En el punto de equilibrio la presión diferencial de salida es igual a la presión diferencial de entrada.

Válvula de seguridad

Se utilizan para proteger las bombas de sobrecarga de presión y pueden ser directas o pilotadas o proporcionales (figura 3.42).

Válvulas de secuencia

Parecidas a las válvulas de seguridad abren la conexión a otros aparatos cuando se excede la presión de consigna. En la figura 3.43 puede verse un circuito de extensión y retracción de una taladradora que arranca cuando la presión en la tubería supera los 30 bar.

Unidad de seguridad y cierre

Este elemento protege los circuitos hidráulicos y los hidroneumáticos permitiendo el cierre y la descarga del circuito (figura 3.44).

Fusible hidráulico

Es un dispositivo de seguridad formado por un disco metálico delgado que se rompe, liberando la presión del circuito. Realmente, actúa como último recurso cuando el circuito está a punto de colapsarse.

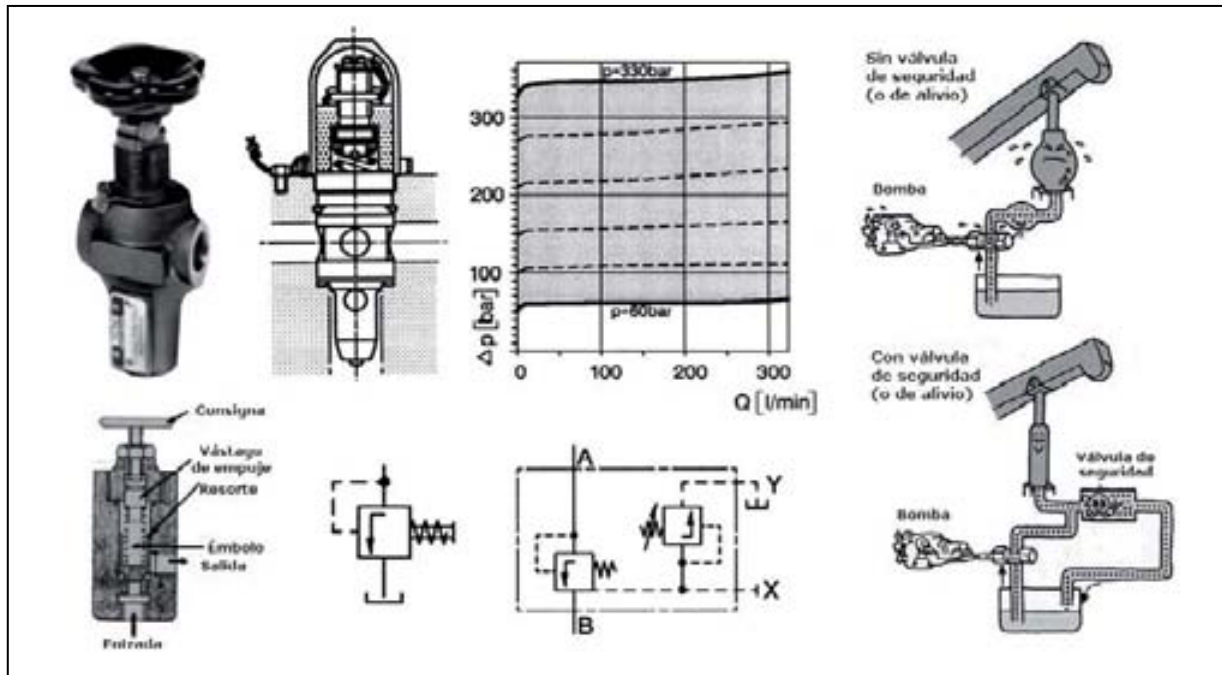


Fig. 3.42 Válvulas de seguridad directas y pilotadas. Fuente Bosch

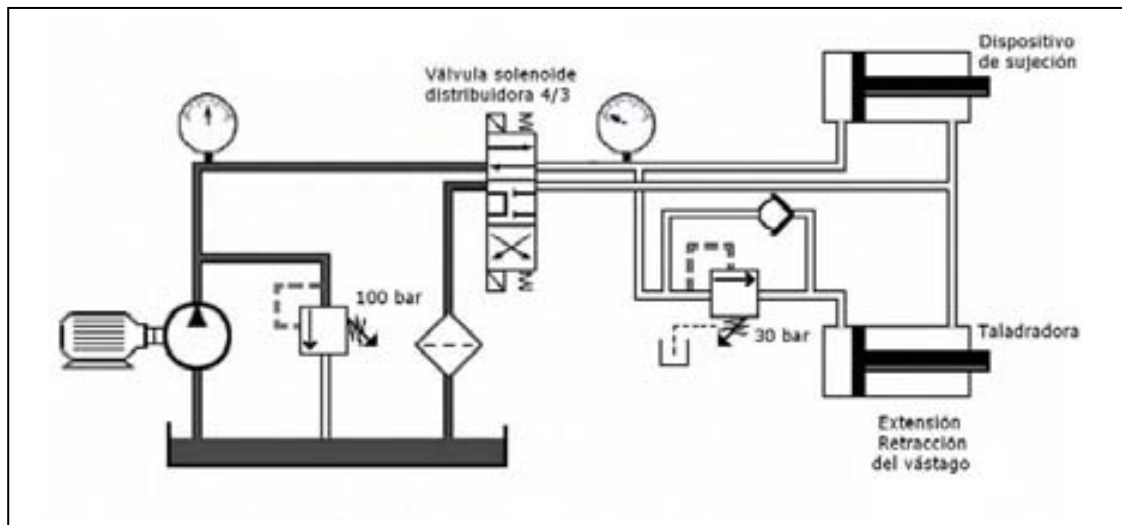
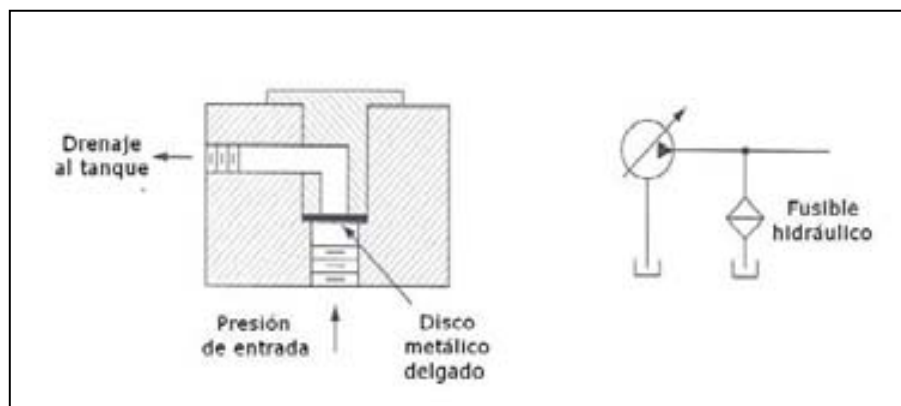
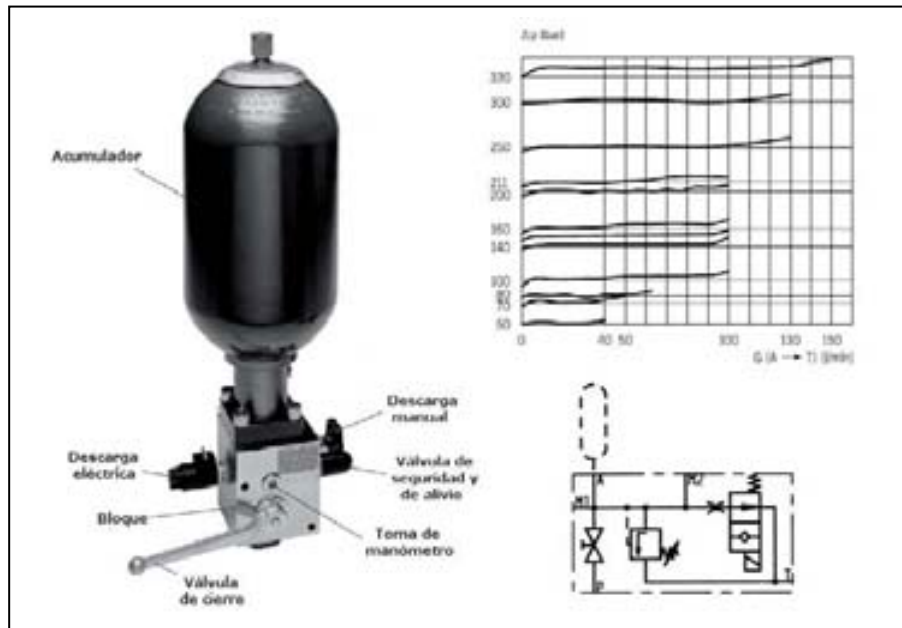


Fig. 3.43 Válvula de secuencia



Interruptores de proximidad y sensores de posición

Detectan el final de la carrera del pistón o bien puntos intermedios de la carrera. Pueden trabajar a presiones del orden de 200 bar (3.000 psi) y disponen de contactos N.A. (normalmente abiertos)

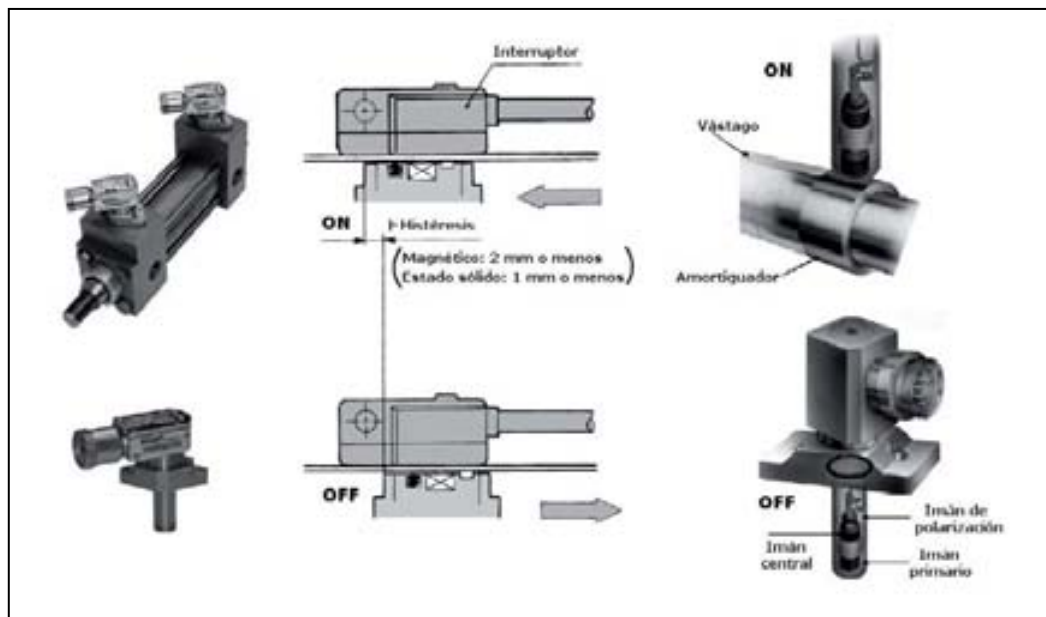


Fig. 3.46 Interruptor automático. Fuente: Goswitch

Existen interruptores de posición con sistema de transmisión por ondas de radio en la frecuencia típica de 868 MHz banda ISM y en los que el receptor está a 1 m de distancia aproximadamente.

Otros sistemas trabajan en la frecuencia de 2.4Ghz hasta una distancia de transmisión de unos 1.000 metros y son adecuados en entornos agresivos donde pueden existir muchas interferencias.

3.3 Central hidráulica

3.3.1 Generalidades

Una central hidráulica consiste en un circuito formado por una motobomba, un tanque, un acumulador hidráulico y la red de tuberías para alimentar los dispositivos hidráulicos. En la figura 3.47 puede verse el esquema general.

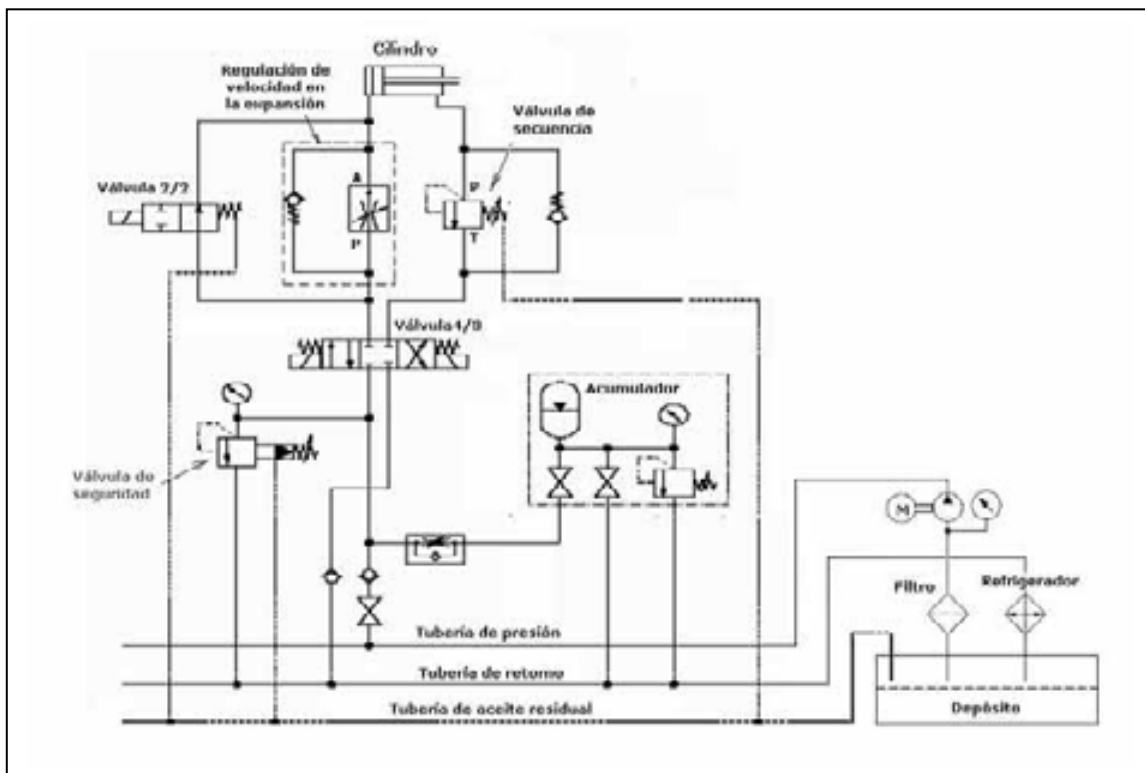


Fig. 3.47 Central hidráulica general

Es muy importante el papel que juegan las bombas, el acumulador hidráulico, el fluido hidráulico, los sellos y las juntas, los filtros de impurezas y todos los accesorios de protección y seguridad del circuito. Su papel es muy importante, y cabe mencionar que gran parte de los problemas que los circuitos hidráulicos presentan, proceden del uso indebido del fluido hidráulico o del empleo de fluidos que contienen contaminantes.

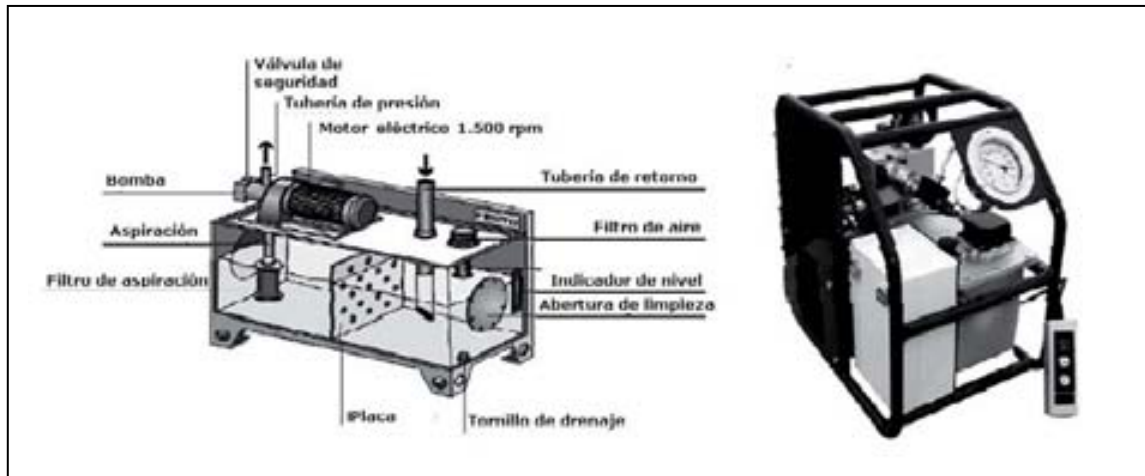


Fig. 3.48 Unidad de potencia hidráulica

3.3.2 Bomba hidráulica

La bomba hidráulica convierte la energía mecánica desarrollada por el motor eléctrico en energía de presión hidráulica.

La potencia eléctrica entregada es:

$$Potencia = \frac{Potencia\ en\ kW * Desplazamiento\ bomba\ (cm^3 / rev) * rpm\ eje\ bomba}{600.000 * Rendimiento\ bomba\ (0,8 - 0,9)}$$

Las bombas hidráulicas que se utilizan son:

- Bomba de desplazamiento positivo que entrega un volumen de líquido en cada ciclo. Si la impulsión se cierra, la presión aumenta mucho por lo que precisa de un regulador de presión o de una válvula de seguridad. Es capaz de dar una presión que alcanza los 800 bar.
- Bomba de desplazamiento volumétrico, entre las que se encuentran engranajes, lóbulo, tornillo, paletas, pistón axial y pistón radial (figura 3.49).

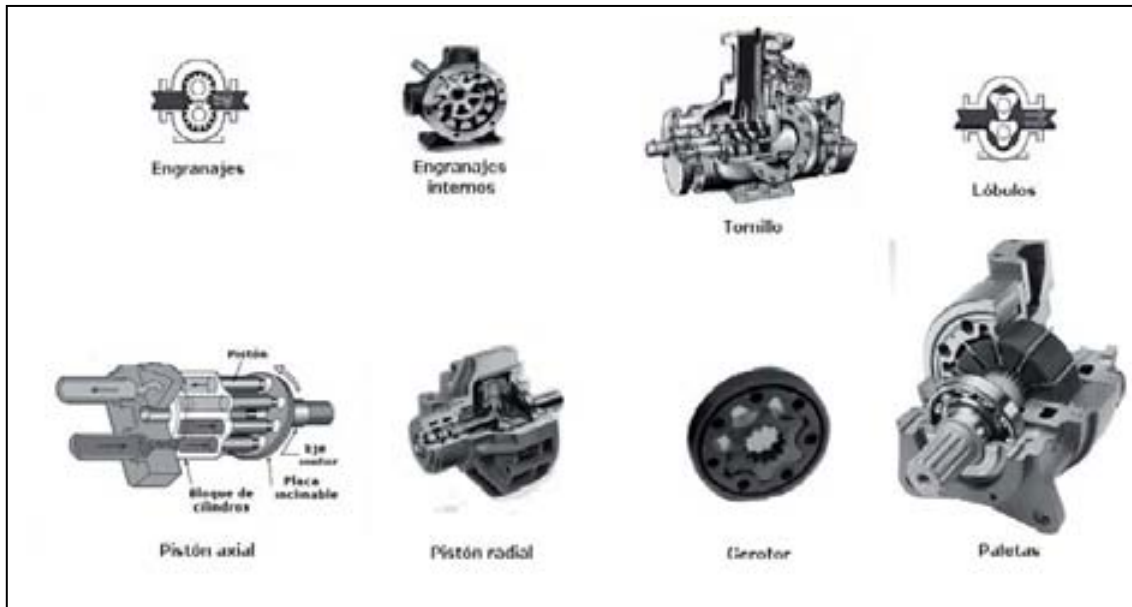


Fig. 3.49 Tipos de bombas hidráulicas

Las bombas hidráulicas que entregan un caudal constante son las de engranajes y tornillo. En la figura 3.50 figura la curva característica de una bomba típica.

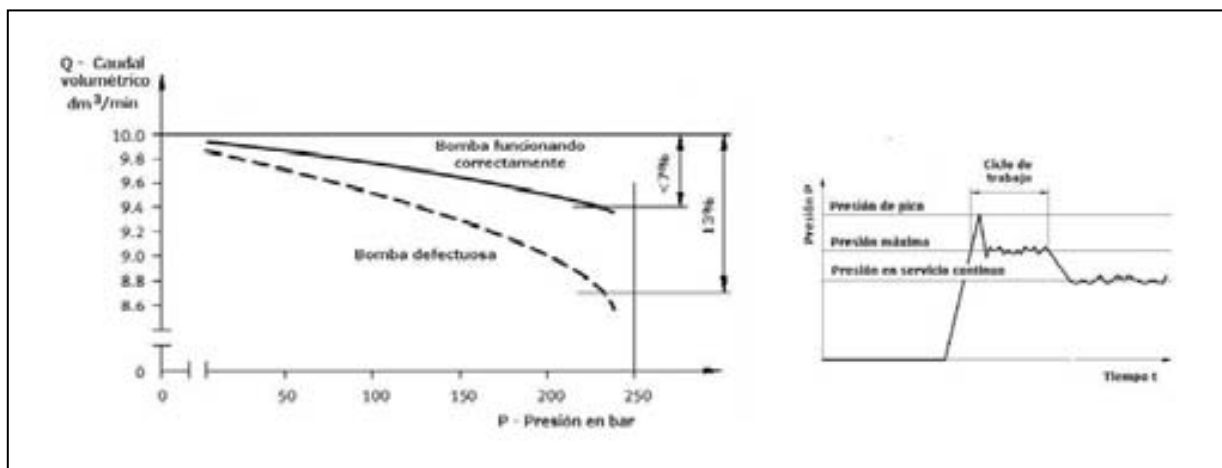


Fig. 3.50 Curvas características de una bomba hidráulica

Las que pueden suministrar un caudal constante, ajustable y variable son las de paletas y pistón. En la figura 3.51 puede verse el esquema general de un circuito hidráulico que permite ajustar el caudal y la presión de la red.

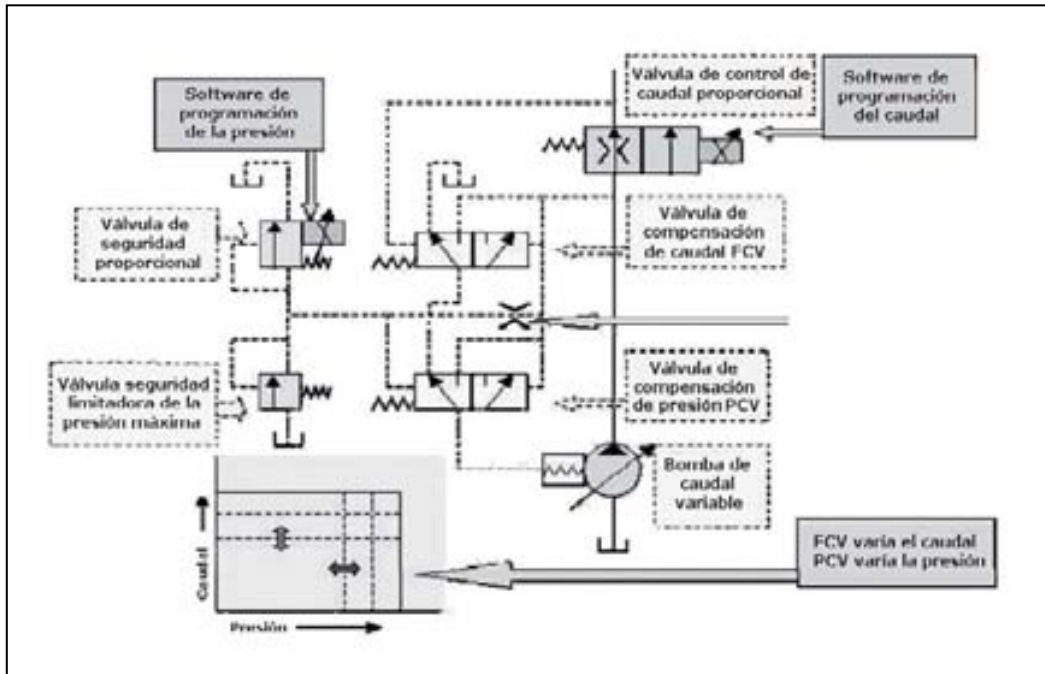


Fig. 3.51 Circuito Interno de Caudal Ajustable

3.3.3 Acumulador hidráulico

El acumulador hidráulico cumple la función de almacenar y liberar la presión del fluido hidráulico ante una demanda de presión del sistema o bien para compensar fugas, o bien para mantener el circuito hidráulico en carga durante un tiempo determinado con el objeto de proporcionar una presión hidráulica suficiente en el caso de fallo del sistema. Utiliza la interacción entre un gas inerte (nitrógeno) y el fluido hidráulico, separados por una barrera que puede ser flexible (vejiga) o bien estar formada por un pistón dentro de un cilindro (circuito de freno de un automóvil) o bien ser una membrana o una bolsa.

Una bomba de fluido hidráulico se encarga de cargar el acumulador y cuando este está cargado, debe desconectarse para evitar la pérdida de energía producida por la conversión de una excesiva potencia hidráulica. La desconexión puede realizarse de tres maneras:

- 1 - Bomba de desplazamiento variable con regulador de presión en la salida.
- 2 - Bomba regulada por dos presostatos de mínima y máxima presión que actúan sobre una válvula de solenoide que desconecta la bomba.
- 3 - Bomba regulada por dos presostatos de mínima y máxima presión que actúan sobre una válvula de carga del acumulador que desconecta la bomba.

El acumulador tiene la ventaja de reducir el caudal de fluido hidráulico de la bomba, y por lo tanto la potencia instalada, de amortiguar los cambios de presión, de reducir el nivel sonoro de operación y de absorber los cambios de volumen por variaciones de temperatura en el circuito.

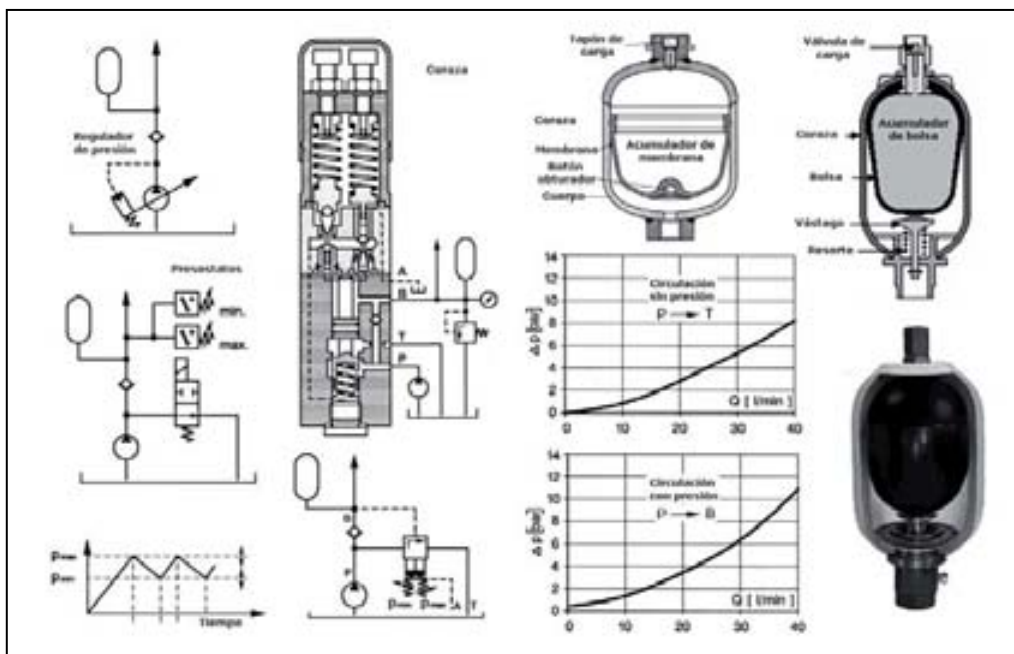


Fig. 3.52 Acumulador hidráulico de membrana. Fuente: Bosch

La *válvula de descarga del acumulador* libera automáticamente el fluido hidráulico cuando la bomba se para. En la figura 3.53 puede verse el circuito típico del acumulador con la válvula de descarga. Esta es una válvula de dos vías normalmente abierta accionada por un pistón de mayor superficie que el área del asiento-obturador. De este modo, mientras la bomba está en marcha, la válvula está cerrada y cuando se para la bomba, la válvula queda abierta liberando la presión del circuito.

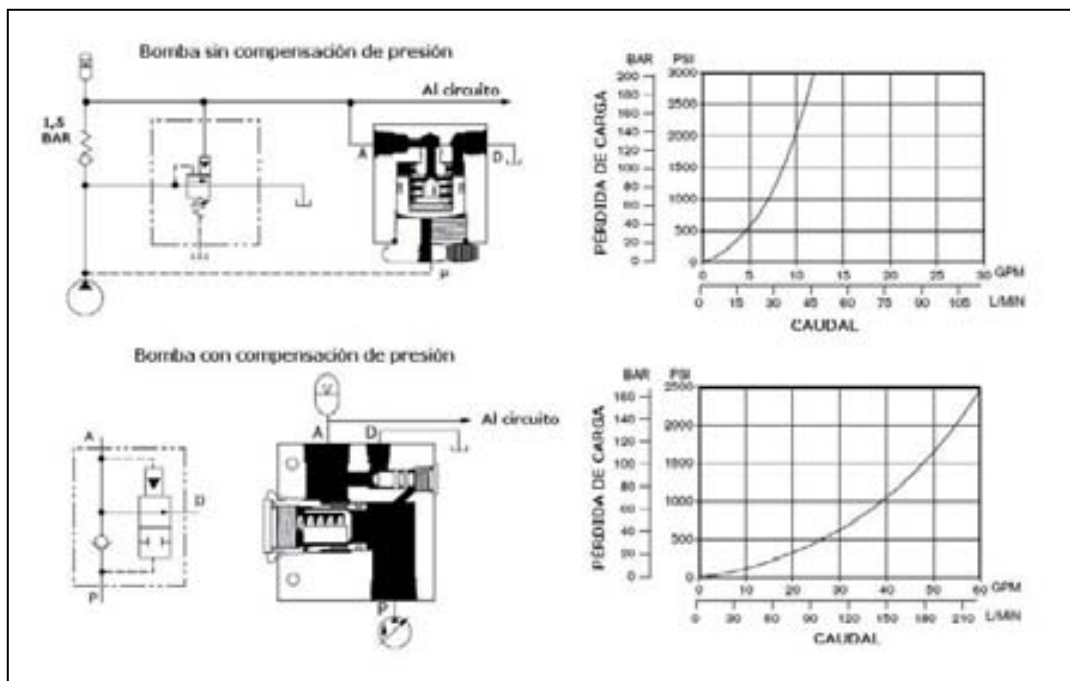


Fig. 3.53 Válvula de descarga. Fuente: Bosch

3.3.4 Juntas y Sellos hidráulicos

Los sellos hidráulicos se utilizan para prevenir pérdidas por fugas en los pistones, vástagos y bridas. Tienen una gran importancia en los sistemas hidráulicos ya que la consecuencia de una fuga es la pérdida de presión del fluido hidráulico.

Existen dos tipos de sellos, los estáticos adecuados para las juntas de anillo (*O-ring*) del armazón del cilindro y para la tapa del depósito de aceite y los dinámicos

diseñados para las piezas en movimiento tales como el pistón, el vástago y los ejes rotativos de los cilindros giratorios (figura 3.54).

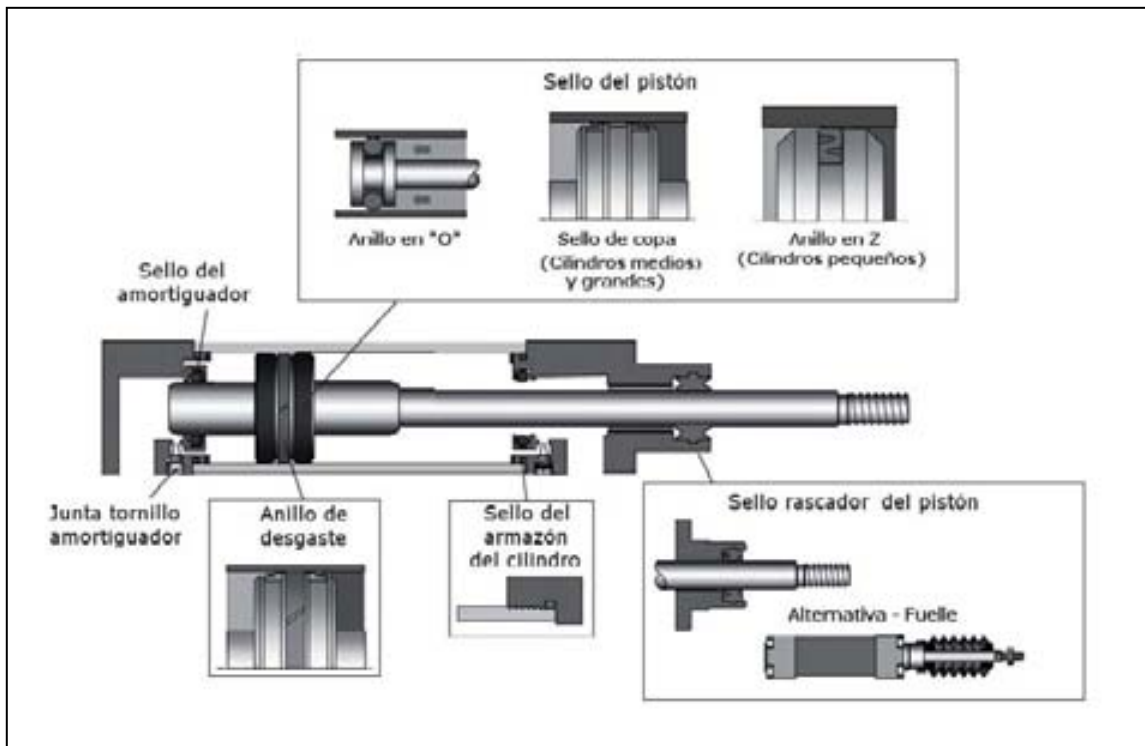


Fig. 3.54 Sellos de un cilindro de doble efecto

El material usado suele ser una mezcla de PTFE y elastómero con la superficie de trabajo formada por PTFE de bajo rozamiento y con una forma muy variable (radial, en V, simétrica, axial, bidireccional, ...). Otros materiales son etileno acrílico, EDPM, fluoroelastómero, fluorosilicona, nitrilo, nylon o poliamida, policloropreno, politetrafluoroetileno, poliuretano o uretano, y goma natural. Los materiales metálicos de elección son el bronce sinterizado, hierro fundido y acero inoxidable. Otros materiales son el fieltro y el cuero. En la tabla 3.7 pueden verse estos materiales de sello.

Tabla 3.7 Materiales para sellos hidráulicos. Fuente: ISP Inc.

Material	Temperatura	Observaciones
DuPont Dow Viton ®	-30 a 240 °C	Excelente resistencia a productos petrolíferos y disolventes. Recomendado para petróleo, éster silicato, diéster, hidrocarburos halogenados y la mayor parte de éster fosfato
Nitrilo (Buna-N)	-40 a 135°C	Elastómero más empleado. Buenas propiedades de operación (baja compresión, alta resistencia a la tensión y a la abrasión y un bajo coste económico
Nitrilo (Baja temperatura)	-65 a 120°C	Elastómero más empleado. Buenas propiedades de operación (baja compresión, alta resistencia a la tensión y a la abrasión y un bajo coste económico
Poliuretano	-40 a 105 °C	Excelentes características mecánicas y físicas con alta resistencia a la abrasión y a la tensión. Utilizado en sistemas hidráulicos de alta presión en los que las partes comprimidas son sometidas a desgaste
Etileno propileno	-54 a 176 °C	Recomendado para éster fosfato, vapor, agua (200 °C) y cetonas

Los sellos hidráulicos se emplean en aplicaciones de movimientos alternativos o rotativos (vástagos, pistones, bridas, ...) y están expuestos a los fluidos hidráulicos. Experimentan rozamientos más elevados que los neumáticos pero trabajan a menores velocidades (figura 3.55).

Las aplicaciones rotativas (motores,...) precisan de un solo sello ya que trabaja en una sola dirección axial. En cambio las alternativas (pistones, ...) precisan dos sellos hidráulicos uno para cada sentido del movimiento.

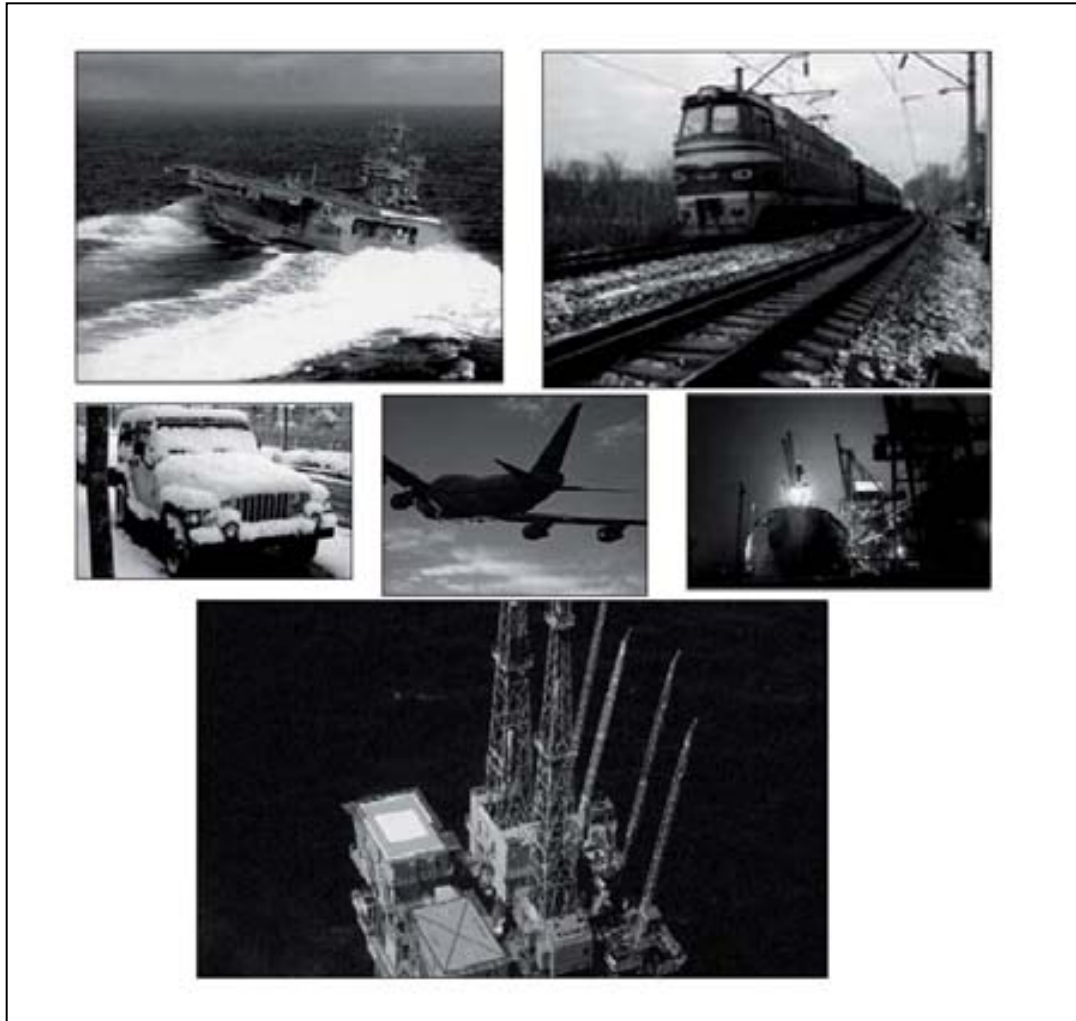


Fig. 3.55 Sellos hidráulicos. Fuente: Rexroth - Bosch Group

Por lo tanto, es extremadamente importante escoger el material correcto en el caso de su sello trabajando a alta temperatura. Por ejemplo, los sellos de Viton® resisten 10.000 horas de operación en aire a 204 °C sin volverse duros ni frágiles y soportan puntas de temperatura de hasta 315°C. El material Kalrez® mantiene sus características de elasticidad y recuperación de propiedades después de un largo tiempo sometido a 316 °C.

Tabla 3.8 Propiedades de los fluoroelastómeros en entornos químicos

Compatibilidad química y propiedades mecánicas del Viton ® fluoroelastómero							
	Viton ® Tipo de uso general			Viton ® Tipo de alto rendimiento			
Entorno químico	A	B	F	GB, GBL	GF	GLT	GFLT
Fuel de automóvil y aviación	1	1	1	1	1	1	1
Combustibles de automóviles oxigenados con MEOH, ETOH, MTBE,..	NR	2	1	2	1	NR	1
Aceite lubricante de motor SE y SF	2	1	1	1	1	1	1
Aceite lubricante de motor SG y SH	3	2	1	1	1	2	1
Productos químicos de fluidos de proceso de hidrocarburos alifáticos	1	1	1	1	1	1	1
Productos químicos de fluidos de proceso de hidrocarburos aromáticos	2	2	1	1	1	2	1
Fluidos acuosos, vapor, ácidos minerales	3	2	2	1	1	1	1
Características de compresión y baja temperatura							
Resistencia a la compresión	1	2	2	2	3	2	2
Flexibilidad a baja temperatura	2	2	3	2	3	1	1
1=Excelente, 2=Muy bueno, 3=Bueno, NR=No recomendado							

Los sellos de un cilindro hidráulico consisten normalmente en tres componentes básicos, el elemento sellante que impide la fuga del aceite a través del huelgo existente entre el eje giratorio y la tapa, la caja metálica que alberga el sello y que proporciona rigidez y el resorte que aumenta el contacto entre el labio del sello y el eje del pistón. El papel del sello es también impedir que materiales extraños (polvo, suciedad, contaminación) penetren dentro del cilindro a través de los huelgos.

En la tabla 3.8 de esta misma página pueden verse las propiedades de los fluoroelastómeros en entornos químicos.

3.3.5 Fluido hidráulico

El fluido hidráulico posee una serie de propiedades de calentamiento, lubricación y en algunas ocasiones la corrosión de los componentes mecánicos, la captación y el desprendimiento de gases y el desvío de impurezas. Su papel es muy importante pudiendo afirmarse que gran parte de los problemas que los circuitos hidráulicos presentan, proceden del uso indebido del fluido hidráulico o del empleo de fluidos que contienen contaminantes.

La velocidad recomendada de los fluidos hidráulicos en los circuitos es:

Tabla 3.9 Velocidad fluidos hidráulicos en los circuitos

Equipos	Velocidad m/s
Aspiración de bombas	0,6 – 1,2
Caudal de impulsión	2 – 5
Caudal de retorno	1,5 - 4
Aplicaciones generales	4

Los límites de viscosidad de los fluidos hidráulicos son:

*Tabla 3.10 Límites de viscosidad de los fluidos hidráulicos en SUS (centistokes).
Fuente: Denison Hydraulics*

Límite	Pistón	Paletas (motor hidráulico)
Máximo en el arranque en frío	7500 (1618)	4000 (862)
Máximo a plena potencia	750 (162)	500 (108)
Óptimo a la temperatura de servicio	140 (30)	140 (30)
Mínimo a plena potencia	60 (10)	60 (10)

El *índice de viscosidad*, es una medida de los cambios de viscosidad con la temperatura. Un alto índice de viscosidad representa cambios pequeños en la viscosidad cuando la temperatura cambia, mientras que un bajo índice indica grandes cambios en la viscosidad al variar la temperatura. La mayor parte de los fluidos hidráulicos tienen índices de viscosidad comprendidos entre 90 a 110. Los comprendidos entre 130 a 200 no son casi sensibles a los cambios en la temperatura.

Las normas DIN 51524 y DIN 51525 dividen a los fluidos hidráulicos en tres clases:

- Fluido hidráulico HL. Protege contra la corrosión y el envejecimiento.
- Fluido hidráulico HLP. Aumento de la protección contra el desgaste.
- Fluido hidráulico HV. Mejora las características de temperatura-viscosidad.

El significado de los códigos en el fluido hidráulico de ejemplo HLP 68 es:

- H = aceite hidráulico.
- L = aditivos que aumentan la protección contra la corrosión y la estabilidad al envejecimiento.
- P = aditivos que reducen o aumentan la capacidad de tolerancia a las cargas del circuito.
- 68 = código de viscosidad definido por la norma DIN 51517.

El material de sello utilizado en las juntas o sellos de los fluidos hidráulicos suele ser de NBR (Nitrilo) o FPM (Fluorocarbono, Viton), aunque algunos tipos de fluidos requieren otro material. En la tabla 3.11 pueden verse los tipos de fluidos y su compatibilidad con los sellos utilizados por los fabricantes de cilindros.

La oxidación del fluido hidráulico se presenta con el uso y los cambios en la temperatura y se evidencia por cambios en el color, un incremento de la acidez, y la formación de residuos, goma o barnices en el sistema. Se cuantifica por el aumento de la acidez, medido mediante un número de neutralización. Un cambio rápido de

dicho número (en un factor de 2 a 3) indica que el fluido ha llegado al final de su vida útil y debe sustituirse.

Tabla 3.11 Fluidos hidráulicos y compatibilidad. Fuente: Milwaukee Cylinder

Fluido	Especificación	Marca	Compatibilidad			
			Buna-N	Poliuretano	EP	Viton Fluorocarbono
Glicol-Agua	MIL-H22072	Houghto-Safe 600 Series	R	U	R	S
		Houghto-Safe 500 Series	R	U	R	—
		Houghto-Safe 271 Series	R	U	R	S
		Ucon Hydrolube	R	U	R	R
		Celluguard	R	U	R	R
Emulsión Agua-Aceite		Houghto-Safe 600 Series	R	U	U	R
		Gulf FR	R	R	U	R
Aceite soluble en agua		—	R	—	R	—
Agua potable		—	R	U	R	S
Agua salada		—	R	U	R	S
Ester Fosfato	ML-19547B	Houghto-Safe 1000 Series	U	—	R	R
		Houghto-Safe 1120 Series	U	U	R	R

		Pyrogard 42, 43, 53, 55	U	U	R	R
		Skydrol 500 Tipo2	U	U	R	U
		Skydrol 7000 Tipo 2	U	U	R	U
Diester	MIL-H-7808	Aceite aviación Lube	S	U	U	S
Ester Silicato	MIL-H-8446B	Brayco 846	S	R	U	R
Keroseno		—	R	R	U	R
Fuel Jet	MIL-J-5624	JP-3,4,5 (RP-1)	R	S	U	R
Fuel Diesel		—	R	M	U	R
Gasolina		—	R	S	U	R
Base Petróleo	MIL-H-6383	Aceite Protector	R	R	U	R
	MIL-H-5606	Fluido hidráulico Aviación	R	S	U	R
Base Agua Alta 95-5		Hydrolubic 120-B	S	R	S	S
Compatibilidad: R = Recomendado, S = Satisfactorio, M = Marginal, U = Insatisfactorio, _ = Insuficiente						

La contaminación con agua de fluidos tales como petróleo, biodegradables y sintéticos, se detecta sacando una muestra del fondo del tanque y examinándola. Otros fluidos (aceite de cárter, ..) emulsionan el agua, recubren los filtros y provocan cambios de color en el fluido. El porcentaje de agua debe mantenerse en las emulsiones de agua en aceite y de agua-glycol. Si el agua se evapora, disminuye la resistencia al fuego del fluido, y si aumenta por condensación se reducen sus propiedades de lubricación. En estos fluidos, la indicación en el porcentaje de agua se detecta por cambios en su viscosidad.

Muchos fluidos hidráulicos contienen aditivos para mejorar su rendimiento, de modo que es necesario comprobar la presencia de cantidades adecuadas de los mismos.

El calentamiento excesivo del fluido hidráulico puede provocar la pérdida de lubricidad. Los aceites de bajo índice de viscosidad cambian muy poco sus caracterís-

ticas pero sí que lo hacen los de alto índice de viscosidad. La adición de aditivos químicos mejora el comportamiento del fluido hidráulico.

Con carácter general, se recomienda instalar un filtro de 10 micras en el circuito e incluso filtrar el fluido recibido del fabricante antes de su uso en el sistema. Asimismo, se recomienda utilizar filtros con alarma de contaminación por partículas y realizar, a intervalos regulares, una comprobación visual de los elementos del filtro para detectar la existencia de depósitos metálicos y la deterioración del fluido. Lógicamente el fluido contaminado debe desecharse.

Los sistemas hidráulicos disponen de equipos con superficies deslizantes cuya separación se encuentra dentro del intervalo de 10 μm . De aquí la importancia de filtrar las partículas contaminantes que con tamaños parecidos pueden introducirse en el sistema y provocar su desgaste reduciendo significativamente su vida útil.

Como método general, los circuitos deben rellenarse a través de un filtro situado en la línea de carga o de aspiración (figura 3.56). El tamaño del filtro está relacionado con las partículas presentes en el circuito o las que provengan del fluido de carga.

El grado de filtración del filtro puede expresarse como:

- Tasa de filtración absoluta que indica el tamaño de la partícula más grande capaz de atravesar el filtro. Por ejemplo, un filtro de 10 micras impide que una partícula de mayor tamaño atraviese el filtro, mientras que una partícula de menor tamaño lo puede atravesar perfectamente.
- Tasa de filtración β que es la relación:

$$\beta_x = \frac{\text{Número de partículas} > x \mu\text{m partícula aguas arriba}}{\text{Número de partículas} > x \mu\text{m partícula aguas abajo}}$$

Por ejemplo para una partícula de tamaño 10 μm , de las que se han contado 500 antes del filtro y 10 después del filtro, la expresión anterior es:

$$\beta_x = \frac{\text{Número de partículas} > 10\mu\text{m aguas arriba}}{\text{Número de partículas} > 10\mu\text{m aguas abajo}} = \frac{500}{10} = 50$$

En otras palabras, de las 500 partículas, 490 quedan retenidas en el filtro y sólo pasan 10. Luego, el rendimiento del filtro es:

$$\text{Rendimiento Filtro} = \frac{\text{Partículas retenidas en el filtro}}{\text{Partículas que llegan al filtro}} = \frac{490}{500} = 98\%$$

O bien:

$$\text{Rendimiento Filtro} = 1 - \frac{1}{\text{Relación de filtración } \beta_{10}} = 1 - \frac{1}{50} = 98\%$$

Por ejemplo, sea una bomba de 1.500 rpm que con un rendimiento volumétrico del 90% proporciona un caudal de 23 litros/minuto. Si en el tanque de aceite existen 230 partículas contaminantes de tamaño mayor de 10 $\mu\text{m}/\text{ml}$ y el filtro instalado en la aspiración es de $\beta_{35} = 75$ y $\beta_{10} = 2$ (rendimiento de filtración = 50%), se deduce que el número de partículas $> 10 \mu\text{m}$ que saldrán del tanque de aceite por minuto es de:

$$23 \text{ litros/min.} * 230 \text{ partículas (10 } \mu\text{m/ml)} * 10^6 = 5290 \text{ partículas/min} > 10 \mu\text{m}$$

A la salida del filtro (Relación de filtración $\beta_{10} = 50$) podrán contarse:

$$5.290 * 0,5 = 2645 \text{ partículas/min} > 10 \mu\text{m}$$

En la tabla 3.12 puede verse el sistema de clasificación de partículas contaminantes de *National Aerospace Standard* (NAS) 1638 y en la Tabla 3.13 el de ISO 4406-1999. En los fluidos hidráulicos, la máxima contaminación es la Clase 8 de NAS 1638 que equivale aproximadamente a la ISO 17/14.

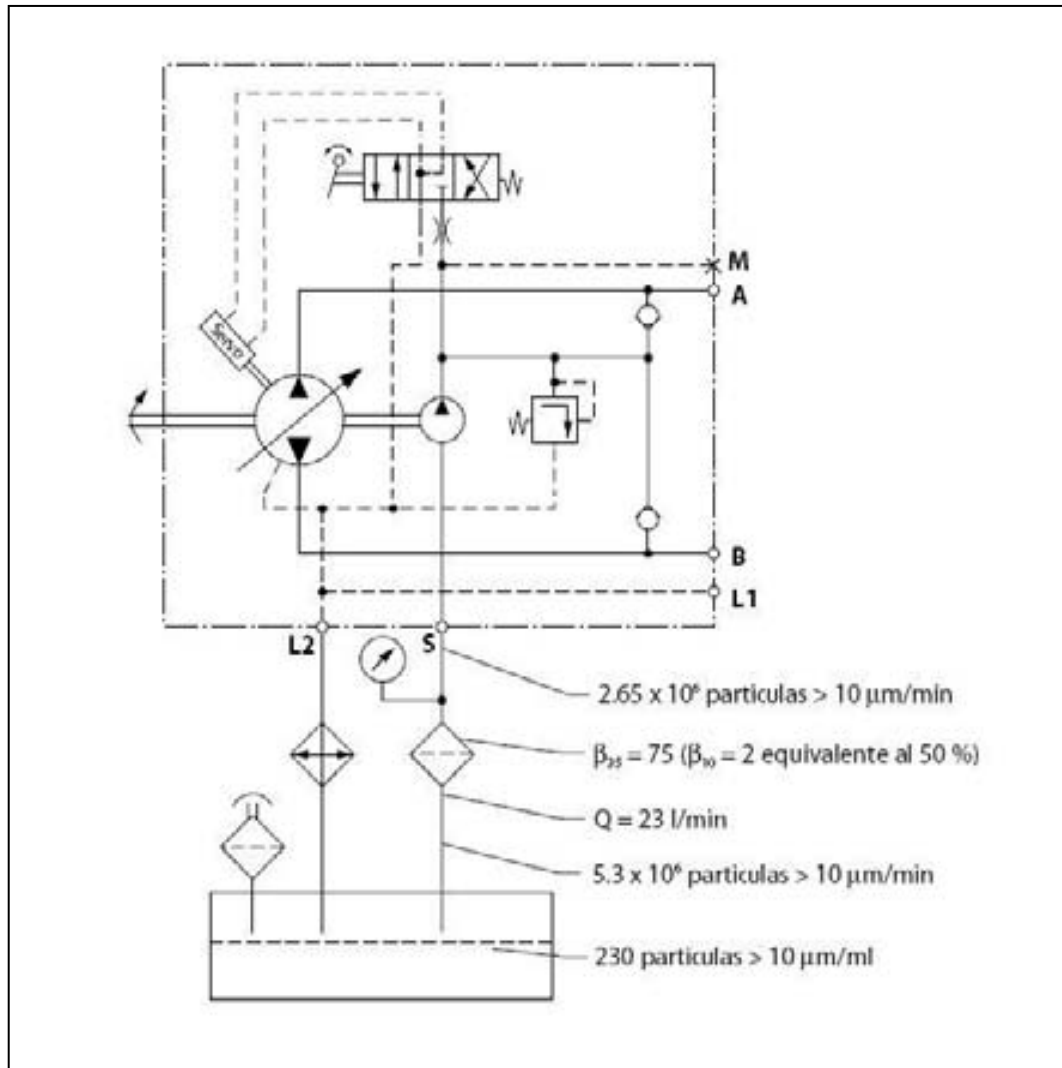


Fig. 3.56 Circuito hidráulico bomba-filtro. Fuente: Danfoss

Tabla 3.12 Sistema de clasificación de partículas contaminantes NAS 1638.
Fuente: Denison Hydraulics

Sistema de clasificación de partículas contaminantes															
National Aerospace Standard (NAS) 1638															
Clase															
		00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Intervalo de tamaño de las partículas		5-15 mm	15-25 mm	25-50 mm	50-100 mm	>100 mm									
		125	22	4	1	0									
		250	44	3	2	0									
		500	89	16	3	1									
		1.000	178	32	6	1									
		2.000	356	63	11	2									
		4.000	712	126	22	4									
		8.000	1.425	253	45	8									
Intervalo de tamaño de las partículas		16.000	2.850	506	90	16									
		32.000	5.700	1.012	180	32									
		64.000	11.400	2.025	360	64									
		128.000	22.800	4.050	720	128									
		256.000	45.600	8.100	1.440	256									
		512.000	91.200	16.200	2.880	512									
		1.024.000	182.400	32.400	5.760	1.024									
Nº máximo de partículas	>15 mm	>5 mm													
	27	152													
	54	304													
	109	609													
	217	1.217													
	432	2.432													
	864	4.864													
	1.731	9.731													
	3.462	19.462													
	6.924	38.924													
	13.849	77.849													
	27.698	155.698													
	55.396	311.396													
	110.792	622.792													
	221.584	1.245.584													

La norma ISO 4406 establece la limpieza del fluido hidráulico en el sistema por el conteo del número de partículas de tamaño mayor de 5 μm y 15 μm en una muestra del fluido de 1 ml. Un gráfico permite pasar al coeficiente de partículas. Por ejemplo, si en una muestra del fluido se han encontrado 140 partículas de 5- μm (Nº 14 de la ISO 4406) y 28 partículas de 15- μm (Nº 12 de la ISO 4406) el factor de partículas del fluido es de 14/12. En una versión modificada de esta norma se referencian las partículas mayores de 2, 5 y 15 $\mu\text{m}/\text{ml}$. De este modo, el código ISO 18/16/13 significa por ejemplo que en la muestra de 1 ml hay 2.000 partículas > 2 μm , 500 partículas > 5 μm y 60 partículas > 13 μm .

Tabla 3.13 Sistema de clasificación por conteo de partículas ISO 4406

Nº de partículas por ml		Rango (Código ISO)
Desde	Hasta	Rango
80.000	160.000	24
40.000	80.000	23
20.000	40.000	22
10.000	20.000	21
5.000	10.000	20
2.500	5.000	19
1.300	2.500	18
640	1.300	17
320	640	16
160	320	15
80	160	14
40	80	13
20	40	12
10	20	11
5	10	10
2,5	5	9
1,3	2,5	8
0,64	1,3	7
0,32	0,64	6
0,16	0,32	5
0,08	0,16	4
0,04	0,08	3
0,02	0,04	2
0,01	0,02	1

Muchos fabricantes especifican el nivel óptimo de limpieza de sus productos.

En la tabla 3.14 pueden verse los valores adecuados para los componentes hidráulicos típicos:

Tabla 3.14 Niveles de limpieza de componentes hidráulicos

Equipo	Código ISO 4406
Servoválvulas	16/14/11
Válvulas proporcionales	17/15/12
Motores y bombas de paletas y de pistón	18/16/13
Válvulas de control direccio- nales y de presión	18/16/13
Motores y bombas de engra- najes	19/17/14
Cilindros y válvulas de control de caudal	20/18/15
Fluido de relleno nuevo	20/18/15
Cojinete de bolas PALL	15/13/11
Cajas de cambios industria- les (Pall)	17/15/12
Cajas de cambios de auto- moción (Pall)	17/16/13
Motores Diesel	17/16/13

En general la limpieza al cambiar un fluido y llenar el tanque, es de 23/21/15 y en el primer arranque de la máquina el grado mínimo de limpieza debe ser de 25/22/16.

En la figura 3.57 puede verse el diagrama de la limpieza requerida en el fluido.

En la tabla 3.15 puede verse la correlación entre el código ISO, la concentración de partículas/ml y el código NAS 1638.

Los filtros de presión (figura 3.58) se instalan antes del equipo que debe protegerse. Consisten básicamente en una cabeza de filtro, una carcasa roscable, un elemento filtrante, un indicador de contaminación y una válvula *bypass* para los filtros con elementos filtrantes estables de baja presión diferencial (códigoN).

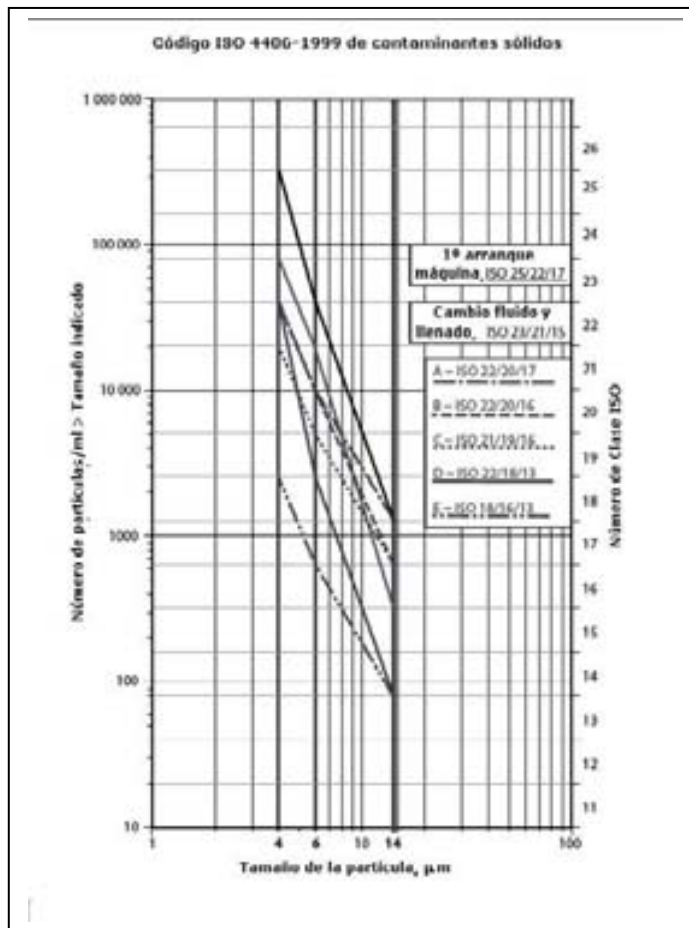


Fig. 3.57 Diagrama de la limpieza requerida en el fluido (Norma ISO 4406-1999)

El fluido circula a través de la conexión A hacia el elemento filtrante donde es limpiado. Las partículas de suciedad separadas por el elemento filtrante se depositan en la carcasa y en el elemento filtrante. El fluido filtrado entra en el circuito externo a través de la conexión B.

Tabla 3.15 Correlación entre los códigos ISO y NAS 1638

Correlación de nivel de limpieza				
	Nº Partículas/ml			
Código ISO	$\geq 2 \mu\text{m}$	$\geq 5 \mu\text{m}$	$\geq 15 \mu\text{m}$	NAS 1638
23/21/18	80.000	20.000	2.500	12
22/20/18	40.000	10.000	2.500	-
22/20/17	40.000	10.000	1.300	11
22/20/16	40.000	10.000	640	-
21/19/16	20.000	5.000	640	10
20/18/15	10.000	2.500	320	9
19/17/14	5.000	1.300	160	8
18/16/13	2.500	640	80	7
17/15/12	1.300	320	40	6
16/14/12	640	160	40	-
16/14/11	640	160	20	5
15/13/10	320	80	10	4
14/12/9	160	40	5	3
13/11/8	80	20	2,5	2
12/10/8	40	10	2,5	-
12/10/7	40	10	1,3	1
12/10/6	40	10	0,64	-

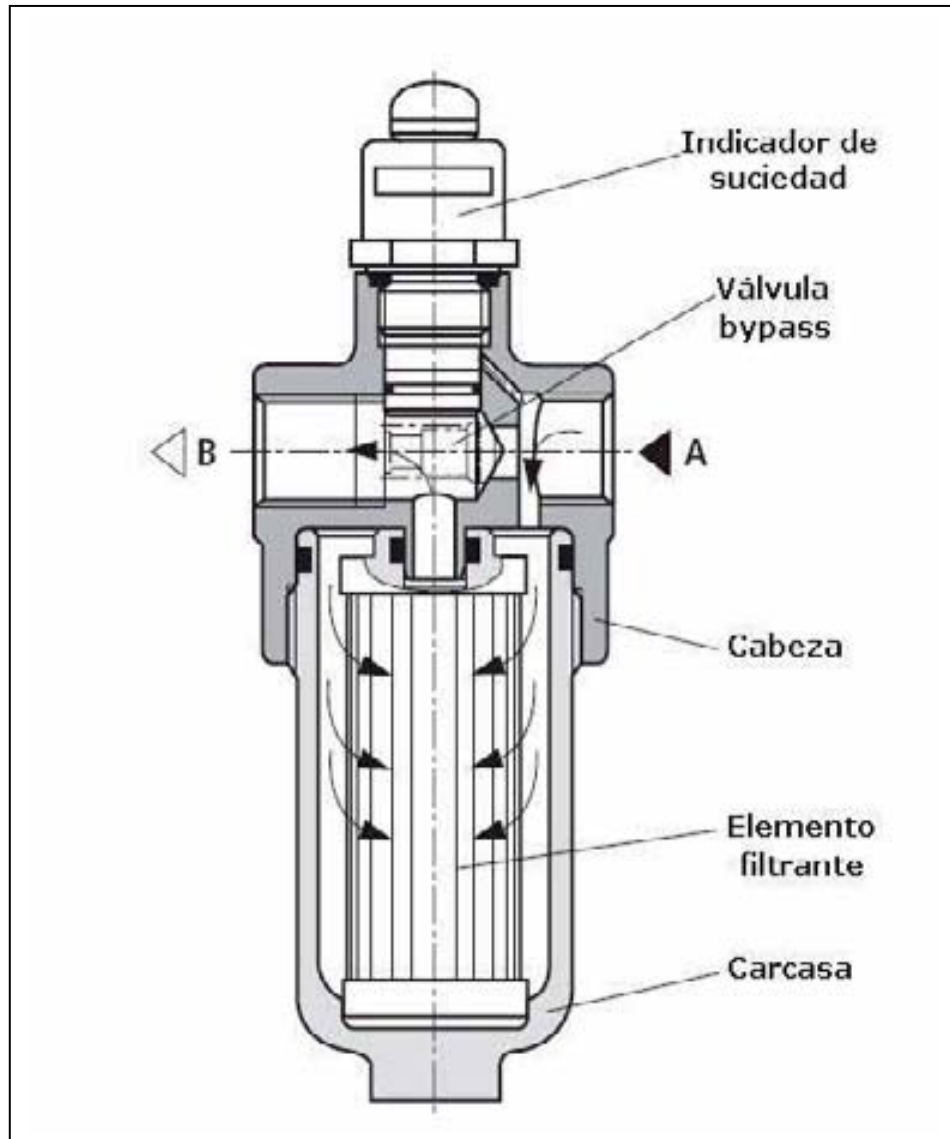


Fig.3.58 Filtro. Fuente Bosch

La contaminación del filtro es una medida de la caída de presión. En el filtro es de 1 a 1,5 bar, en el retorno es de 0,5 bar, y a la entrada de 0,005 a 0,1 bar con los valores referidos a la temperatura de servicio. A medida que aumenta la suciedad au-

menta la presión a la entrada del filtro, la cual actúa a su vez sobre un pistón dotado de un resorte, lo que es una indicación de la contaminación del filtro.

La temperatura de operación del circuito hidráulico es de unos 50 a 60°C y si se excede baja la viscosidad del fluido, lo cual conduce a un envejecimiento prematuro y acorta la vida útil de los sellos.

La velocidad del fluido hidráulico en las tuberías de presión depende del valor de la presión y es del orden de:

- 4 m/s hasta 50 bar.
- 4,5 m/s hasta 100 bar.
- 5 m/s hasta 150 bar.
- 5,5 m/s hasta 200 bar.
- 6 m/s hasta 300 bar.

En las tuberías de aspiración es de 1,5 m/s. En las tuberías de retorno es de 2 m/s.

Las normas de fluidos hidráulicos son:

- BS (British Standards).
- ISO (International Standards Organization).
- CETOP (Comite Des Transmissions Oleohydrauliques et Pneumatiques or European Hydraulic and Pneumatics Committee).

Estas normas se encuentran en Internet en:

- <http://www.fimop.be/en/norm>
- <http://www.iso.ch/iso/en/ISOOnline.opennerpage>
- <http://www.cetop.org/presentation.htm>

3.4 Equipos hidráulicos

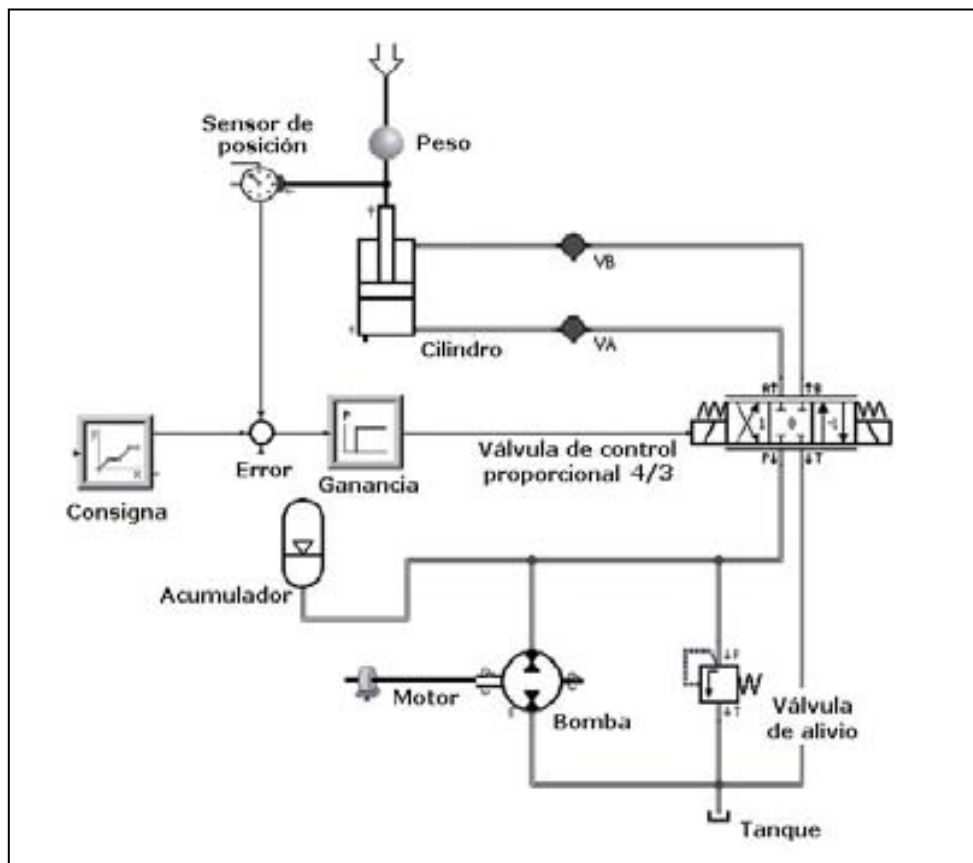
Figuran a continuación varios ejemplos de equipos hidráulicos.

3.4.1 Circuitos hidráulicos típicos

En el circuito de la figura 3.59 se representan varios circuitos hidráulicos típicos. El esquema superior controla la posición del vástago del cilindro mediante una válvula 4/3 (4 vías 3 posiciones). Esta válvula dispone de un solenoide proporcional cuya posición es mandada por un controlador de ganancia ajustable y punto de consigna seleccionable por el usuario. El sistema dispone también de una bomba, de un acumulador y de una válvula de alivio.

3.4.2 Accionamiento de turbinas

Las válvulas de control de las turbinas de vapor requieren un sistema potente de actuación a través de un vástago. En la figura 3.60 pueden verse los sistemas tradicional mecánico y el electrónico.



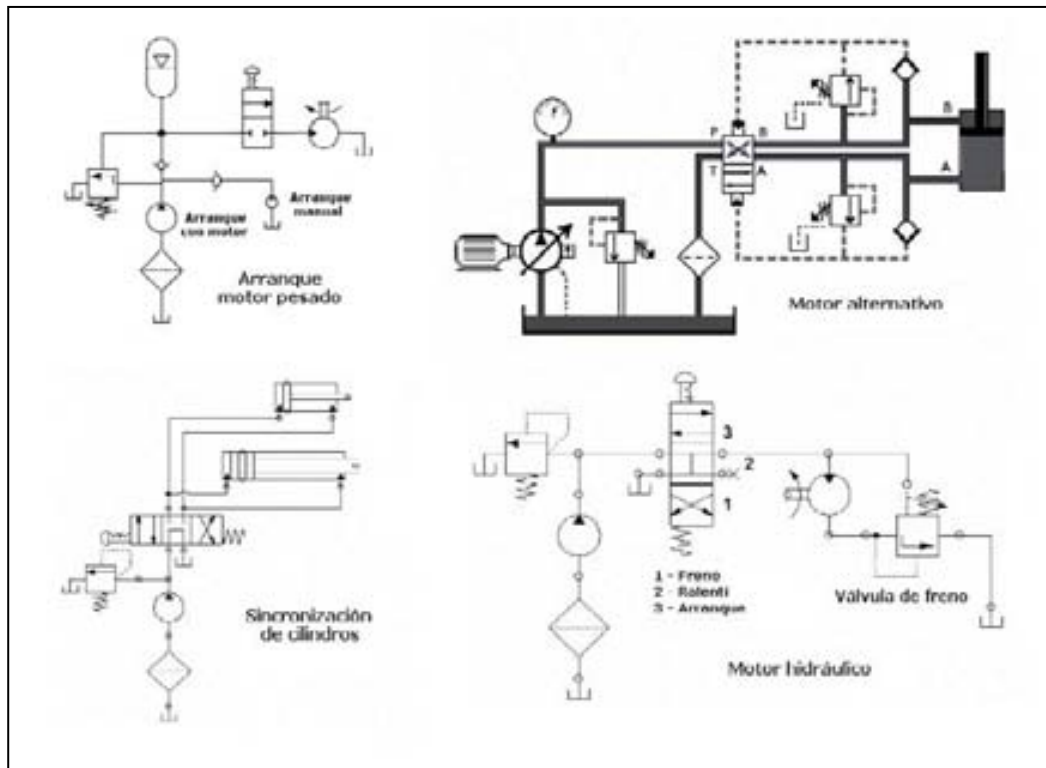


Fig. 3.59 Circuitos hidráulicos típicos

3.4.3 Prensas hidráulicas

En los sistemas hidráulicos y en particular en las prensas hidráulicas debe tenerse en cuenta la compresibilidad del fluido hidráulico, aunque éste sea idealmente incompresible.

El módulo de compresión depende de la temperatura y de la presión pero puede tomarse el valor medio de:

$$E_{aceite} = 1,6 * 10^9 \frac{Newton}{m^2} = 16.000 \text{ bar}$$

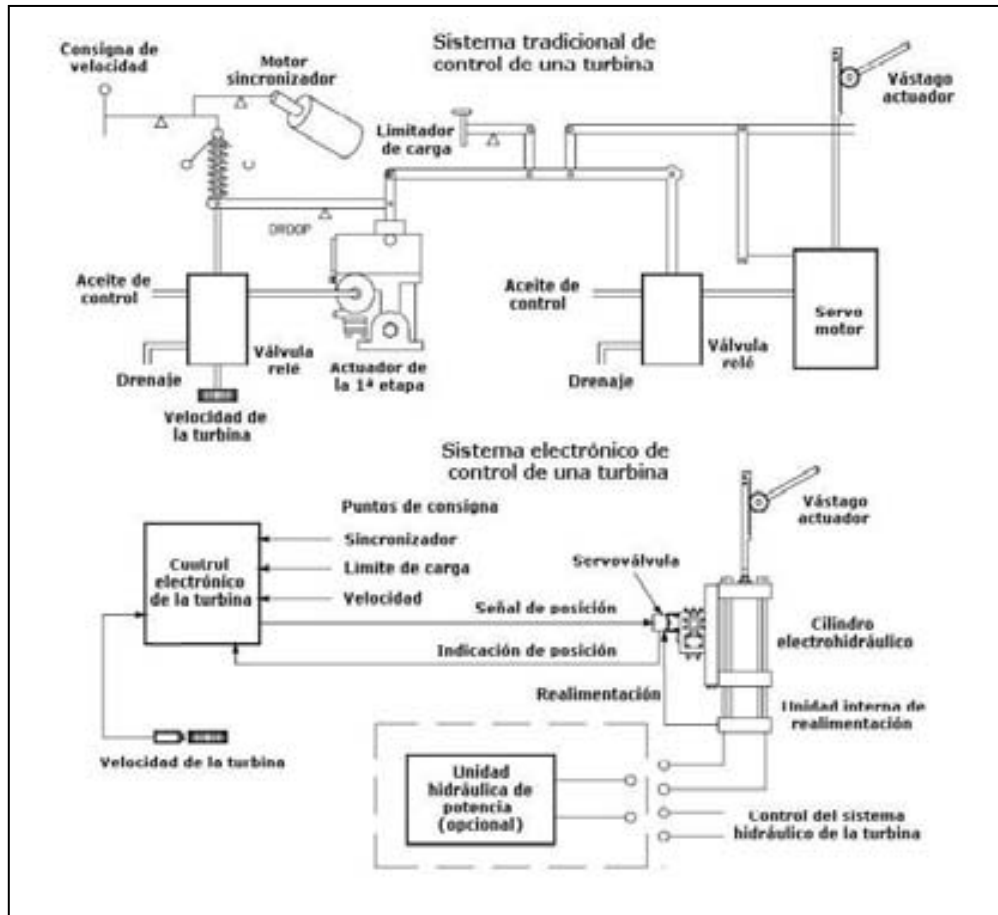


Fig. 3.60 Sistemas tradicional mecánico y electrónico de control de una turbina. Fuente: Woodward

Sea por ejemplo un cilindro de dimensiones 300/220 mm y un carrera de 200 mm trabajando a la presión de 300 bar y conectado por una tubería de 38 x 5 mm de longitud 3 metros a la válvula de control.

El volumen del cilindro es:

$$V_{cilindro} = \frac{\pi * d^2}{4} * carrera = \frac{\pi * 2,5^2}{4} * 2 = 9,8 \text{ litros}$$

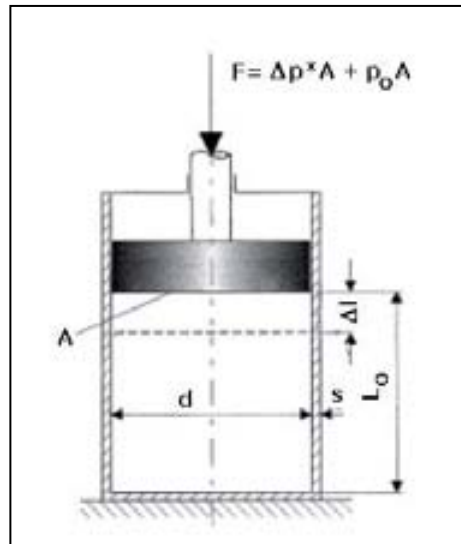


Fig. 3.61 Efecto de la presión en los circuitos hidráulicos

El volumen de la tubería es:

$$V_{tubería} = \frac{\pi * (D - 2 * espesor)^2}{4} * longitud = \frac{\pi * (0,38 - 2 * 0,05)^2}{4} * 30 = 1,8 \text{ litros}$$

Luego el volumen inicial es de $9,8 + 1,8 = 11,6$ litros.

Y el volumen reducido o volumen de compresión es:

$$\Delta V_{cilindro} = 11,6 \text{ litros} * \frac{300 \text{ bar}}{16.000 \text{ bar}} = 0,21 \text{ litros}$$

En las prensas hidráulicas pueden presentarse golpes de ariete dependiendo de la relación entre el volumen y la presión del circuito hidráulico (cilindro y tubería). En la curva de la figura 3.62 puede verse la curva límite correspondiente.

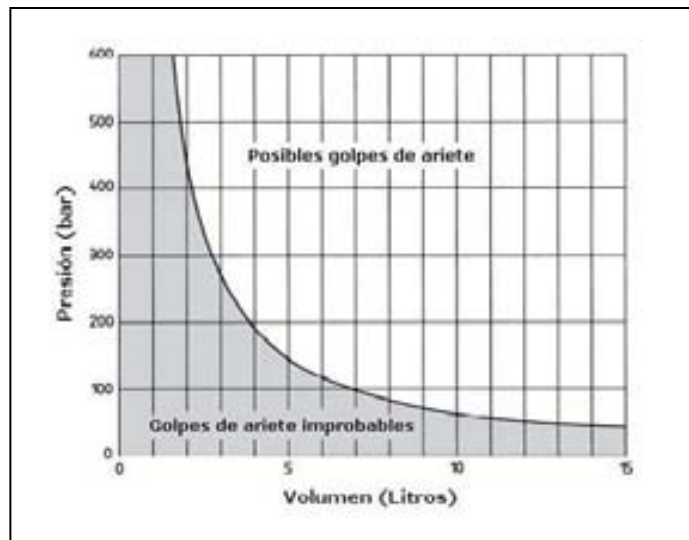


Fig. 3.62 Curva límite de golpe de ariete en los circuitos hidráulicos. Fuente: Denison Hydraulics

Si el diagrama indica la posibilidad de un golpe de ariete, la solución es aumentar el tiempo de descompresión mediante una válvula de aguja que aumenta la resistencia del circuito y por la tanto el tiempo de descompresión, o bien una válvula de alivio proporcional.

Como valores prácticos pueden citarse:

- Un volumen de descompresión de 1 litro requiere aproximadamente un tiempo de descompresión de 1 segundo.
- La tasa de presión de descompresión suele ser de 300 a 1250 bar/segundo.
 - 300 bar para sistemas rígidos tales como tuberías de acero, cuerpos de hierro fundido, pequeños cilindros, ...
 - 1.250 bar para sistemas flexibles tales como tuberías flexibles, cuerpos de acero soldado, cilindros de gran tamaño, ...

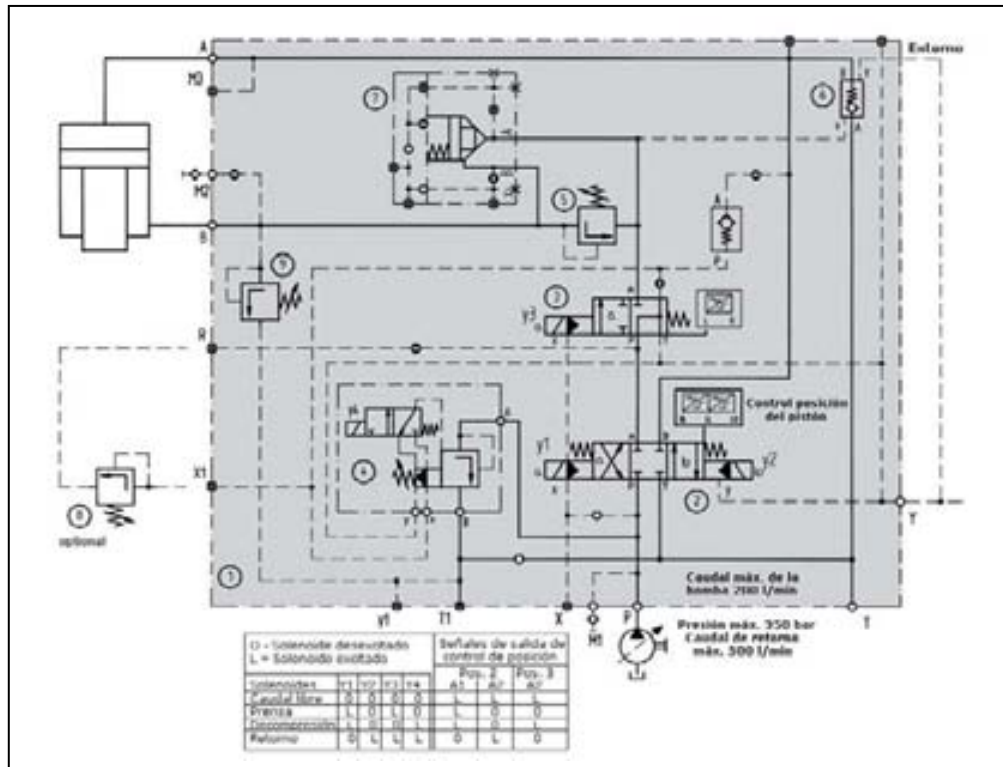


Fig. 3.63 Prensa hidráulica. Fuente: Denison Hydraulics

3.4.4 Ejemplo de dimensionamiento de un circuito hidráulico. Grúa

Una grúa movida por un cilindro hidráulico mueve masas de hasta 5 t con una velocidad ascendente de 0,05 m/s, siendo la descendente menor. El cilindro tiene una carrera de 200 mm y las pérdidas de carga en las válvulas son:

- OZ1 = 1bar; 1V1 = 2bar; 1V2 = 1 bar; 1V3 = 200 bar; 1V4 = 30 bar

Siendo la pérdida de carga total en descenso de 233 bar y en el ascenso de 3 bar carga según las flechas.

La presión del aceite es de 250 bar. La bomba es del tipo de engranajes internos y de caudal constante. Se piden los diámetros de émbolo y vástago del cilindro y la presión de tarado de la válvula de seguridad 0V1 (30%).

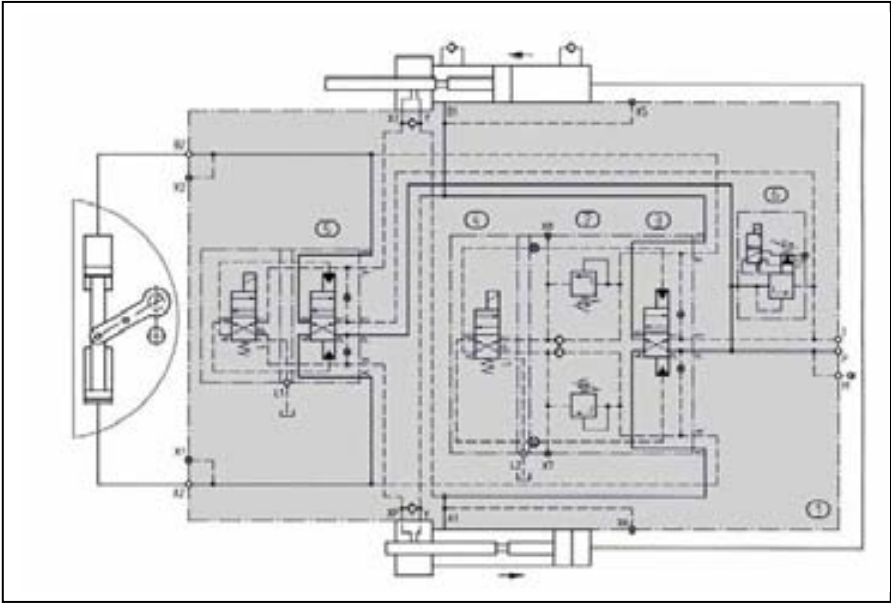


Fig. 3.64 Hormigonera. Fuente: Denison Hydraulics

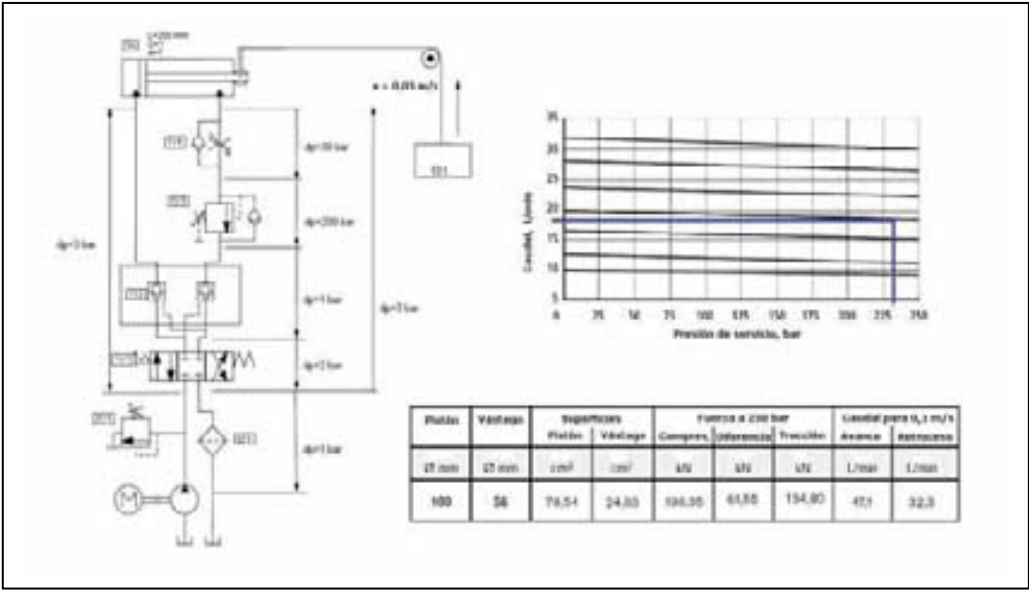


Fig. 3.65 Cálculo de una grúa hidráulica

Fuerza que debe ejercer el cilindro = 10 Tm = 100 kN

Suponiendo un rendimiento del 85% global de la grúa, la fuerza a ejercer es de:

$$100 / 0,85 = 118 \text{ kN.}$$

La presión que llega al cilindro es: $250 - 3 = 247 \text{ bar}$

En las fórmulas de cálculo del tamaño del cilindro, se daba la fuerza en extensión y en retracción del vástago del pistón. La extensión del vástago se usa para levantar la carga (caso más desfavorable), de modo que, en primera aproximación:

$$F_{\text{extensión}}(\text{Newton}) = P(\text{bar}) * \frac{\pi * D^2}{40} * 0,9 = 247 * \frac{\pi * D^2}{40} * 0,9 = 118.000$$

Luego, el diámetro del cilindro inicial es de: $D = 82 \text{ mm}$

En el catálogo del fabricante (SMC) se encuentra el cilindro de diámetro 100 mm y vástago de 56 mm que operando a 25 MPa (250 bar) da 134.800 N.

Presión de tarado de la válvula de seguridad

La fuerza necesaria para subir el peso era de 118 kN y la pérdida de carga de 4 bar (0,4 MPa).

Luego la presión en la extensión es de:

$$\text{Presión} = \frac{118.000 + 400.000 * 0,007854}{0,005391} = 22,47 \text{ MPa} = 225 \text{ bar}$$

La presión de impulsión en la bomba será:

$$3 + 225 = 228 \text{ bar}$$

Y la válvula de seguridad que abra a un 10% superior tendrá por presión de tarado:

$$228 * 1,10 = 250 \text{ bar}$$

Elección de la bomba

En la tabla del catálogo de cilindros figura el caudal para una velocidad media de 0,1 m/s como la velocidad del problema a la subida es de 0,05 m/s el caudal necesario en la subida será la mitad del indicado para el retroceso del cilindro, es decir:

$$32,3 \text{ l/min} * 0,5 = 16,15 \text{ l/min.}$$

En la familia de curvas de la bomba elegida, la presión de trabajo en el caso de tener que subir 10 T es de 228 bar, luego, el caudal será de unos 18 l/min.

3.4.5 Diagramas de representación de circuitos

Las normas de dibujos se encuentran en BS2917/ISO 1219-1.

- Los planos en la norma ISO 1219 - 2.
- Las conexiones con el hardware están cubiertas por la norma ISO 9461.

En la norma ISO 1219-1 se utilizan las nomenclaturas:

tag 2 - 3V3

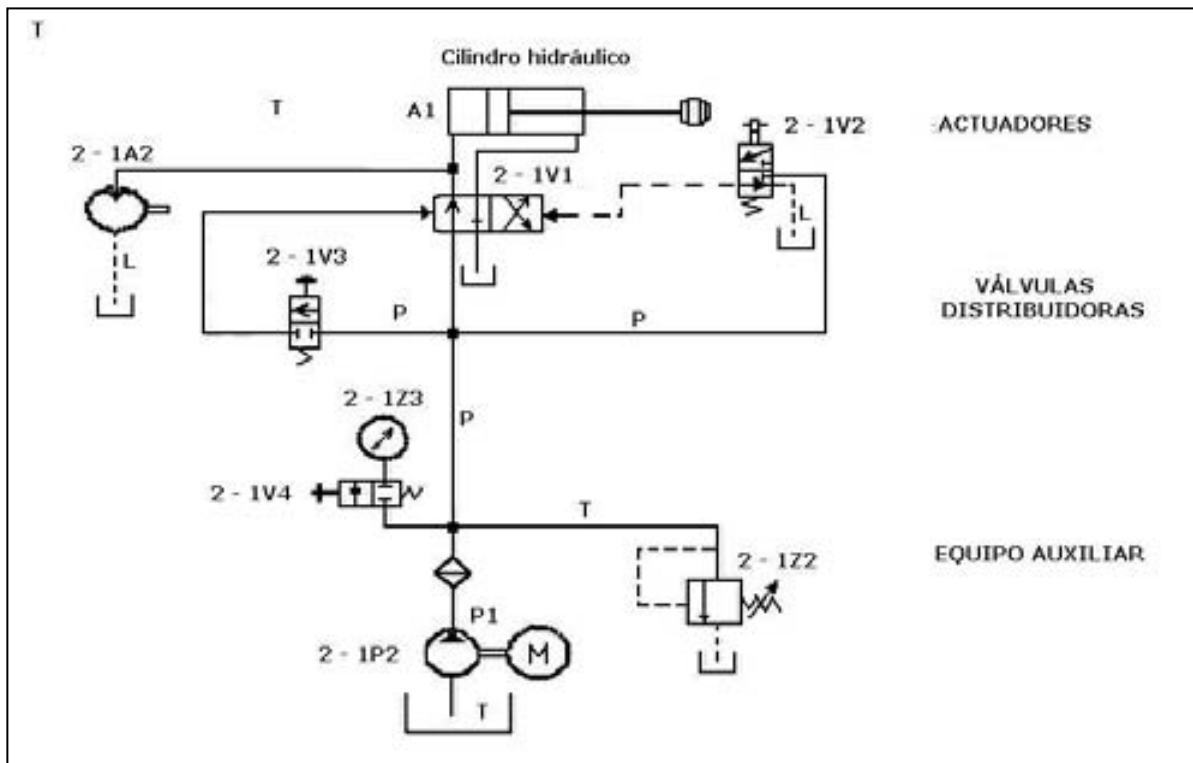
- El primer número identifica la instalación. Puede omitirse si sólo hay una.
- El segundo número identifica el número de circuito. Puede omitirse si sólo hay uno. El cero (0) indica la unidad de potencia y sus accesorios.
- La letra identifica el tipo de componente:
 - P - Bomba
 - A - Actuador
 - M - Unidad de movimiento principal
 - S - Sensor
 - V - Válvula
 - Z u otra letra indica otro componente.

- -El último número indica el componente. La válvula V3.

En tuberías:

- P – Líneas o tuberías de presión
- T – Tanque o depósito o tuberías de retorno
- -L – Tuberías de fuga o de drenaje. Cada una se identifica partiendo del número 1

En la figura 3.66 puede verse un diagrama de representación de un circuito hidráulico y otro electrohidráulico.



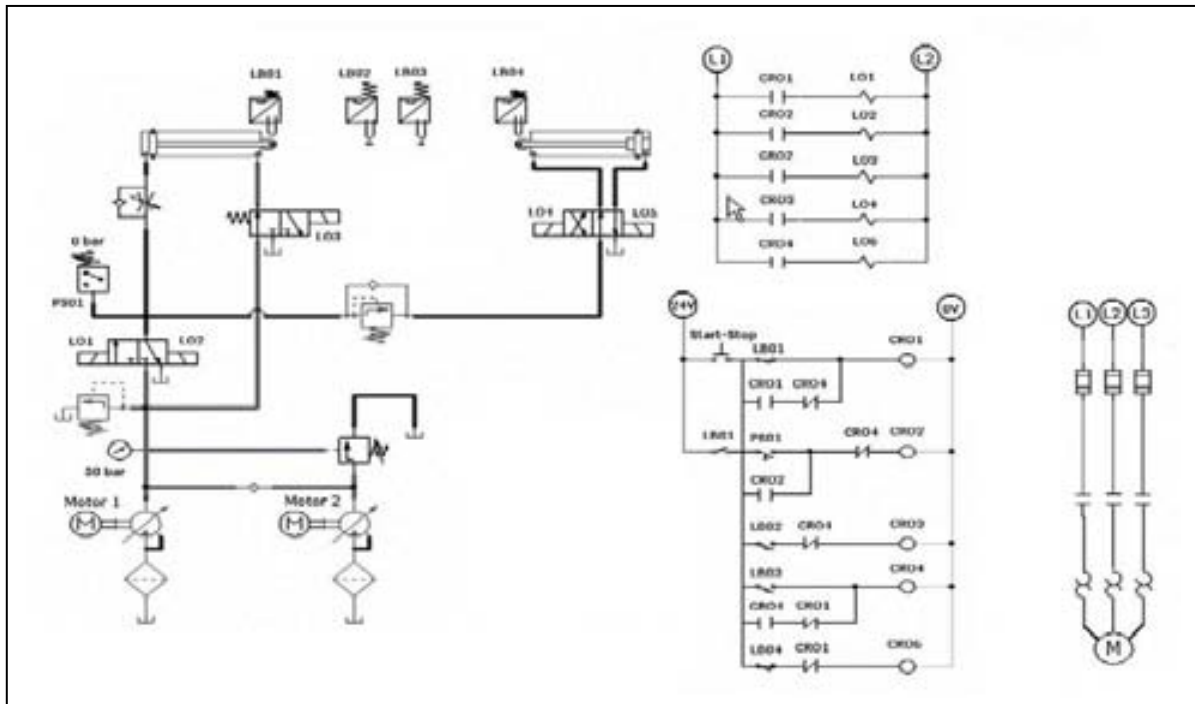


Fig. 3.66 Diagrama de circuito hidráulico y electrohidráulico.

CAPÍTULO 4

ACTUADORES ELÉCTRICOS Y DIGITALES

4.1 Generalidades

Los dispositivos actuados con energía eléctrica, es decir, los cilindros eléctricos y los motores de accionamiento lineal, que convierten el movimiento rotativo del motor a lineal, presentan diversas ventajas con relación a los dispositivos neumáticos. Tales como la facilidad de detectar la posición del elemento en movimiento, y la determinación de su velocidad, aceleración y deceleración.

A señalar que a diferencia de un motor de accionamiento lineal, el verdadero motor lineal dispone de la bobina del estator en un plano (desenrollada) en lugar de un círculo, de modo que su rotor experimenta un movimiento longitudinal en lugar de uno circular como en el motor tradicional. La aplicación típica de los motores lineales de baja aceleración es en los trenes de levitación que vuelan sobre la tierra y en los de alta aceleración que se usan en colisiones de alta velocidad y en armas. No se estudiará en este capítulo este tipo de motores, sino sólo los de accionamiento lineal con actuadores lineales.

Los actuadores lineales convierten el movimiento rotativo de un motor en lineal y están formados por un motor eléctrico, la caja de engranajes y una correa dentada o un tornillo sin fin para transmitir el movimiento. En el movimiento de tornillo, a medida que éste gira por la acción del motor o la caja de engranajes, la tuerca accionada se mueve a lo largo del tornillo sin fin, arrastrando la carga hacia delante o hacia atrás, según sea el sentido de giro del motor (figura 4.1).

El actuador puede pararse en cualquier punto del recorrido y puede disponer de interruptores de limitación de carrera que pueden frenar el mecanismo en el punto deseado. Si el actuador no dispone de interruptores, existen controladores de c.a. y de c.c. que desconectan la alimentación del motor. Los fabricantes facilitan gráficos que indican la velocidad del movimiento en mm/s y la carga que el actuador puede arrastrar.

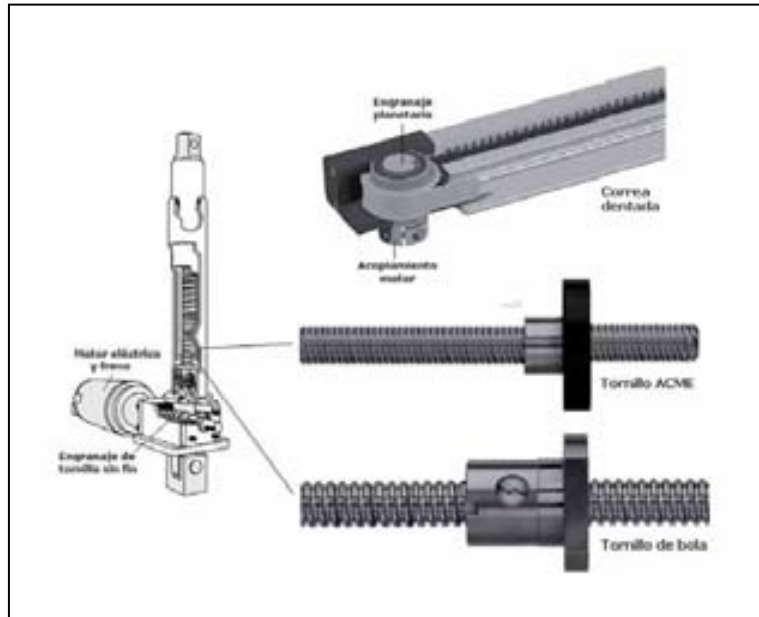


Fig. 4.1 Transmisión del movimiento de rotativo a lineal. Fuente: Nook

Desde el punto de vista de actuadores lineales más utilizados, los motores se clasifican en tres tipos: Motor de Corriente Continua (c.c.), Servomotor y Motor Paso a Paso.

Los actuadores lineales tienen una gran variedad de aplicaciones:

- Automatización de equipos.
- Control de puertas y ventanas.
- Camas automatizadas en hospitales.
- Equipos médicos.
- Posicionamiento de antenas.
- Mesas de dibujo.
- Tráfico de vehículos.
- Silla de ruedas automatizada.
- Semiconductores.
- Etc.

En la figura 4.2 pueden verse diversas aplicaciones de este tipo de actuadores.

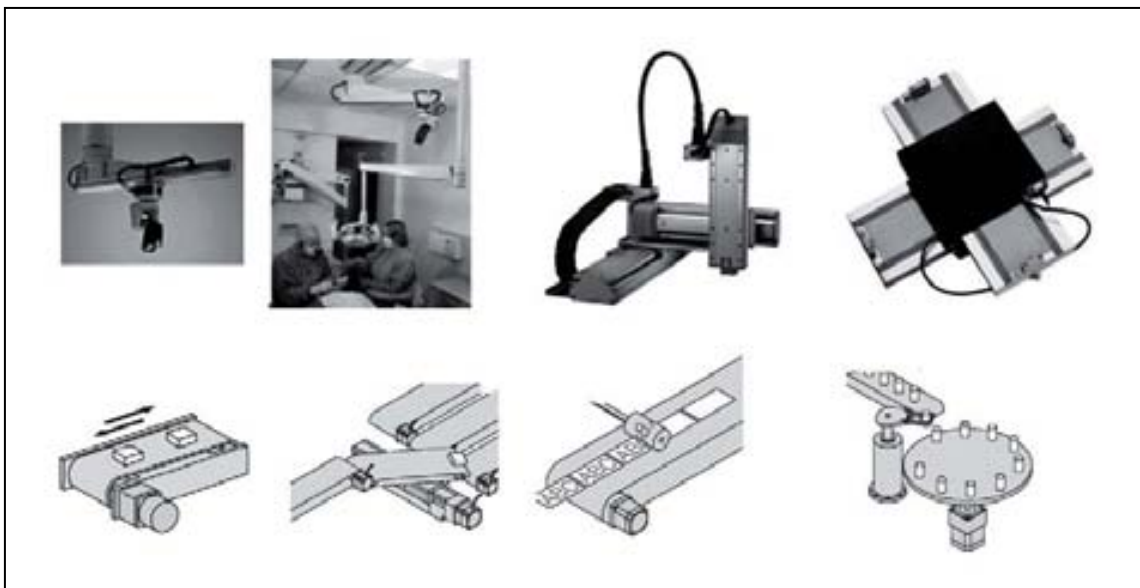


Fig. 4.2 Aplicaciones de los actuadores eléctricos

En la tabla 4.1 puede verse una comparación de los tres tipos de motores, vistos desde la tecnología de sus componentes (motor, actuador y cilindro), lo que permite efectuar su selección inicial.

*Tabla 4.1 Comparación entre motores de c.c. y servomotores y motor paso a paso.
Fuente: Industrial Devices Corporation*

Motor de c.c.	Servomotor y motor paso a paso
El mismo punto de paro en cada ciclo	Cambio del punto de paro bajo el programa de control
Control analógico de posición (0 – 10 V o 4 – 20 mA cc)	Interfase del usuario (teclado, pantalla,..)
Pulsador simple de operación y control	Flexibilidad e integridad de aislamiento óptico entre entradas y salidas (I/O)
Una o dos velocidades por sentido de la marcha	Funciones matemáticas
Sustitución de cilindros neumáticos	Control de la fuerza (giro de tuercas, sujeción,...)
Sustitución de cilindros neumáticos de bajo par	Interfase o control por ordenador
Ciclo automático entre dos posiciones	Perfiles de movimiento complejos y a medida

Temporización final "dwell"	Exactitud, resolución y repetibilidad altas
Cambio de velocidad cuando un sensor se excita	Control multieje
Control de guía web o edge	Selección múltiple de programas o lógica condicional "if – then"
Sistema más barato	Rendimiento paso a paso o sin escobillas

En la industria también se utilizan los *servomotores de válvulas digitales* y los *posicionadores digitales* de válvulas de control que en esencia son controladores digitales que disponen de compuertas neumáticas accionadas por electroválvulas que, a su vez, son excitadas por la señal digital.

4.2 Servomotor de corriente alterna (c.a.)

Los motores de corriente alterna proporcionan un par constante dentro de una amplia gama de velocidades y de cargas. Eso en determinadas aplicaciones presenta ventajas frente a los motores paso a paso cuyas características son de baja velocidad y tracción alta con el inconveniente de que si la carga aumenta, su velocidad disminuirá de acuerdo con la curva de par motor pudiendo incluso fallar el controlador si se excede la carga admisible.

En aplicaciones comerciales y residenciales son monofásicos y en aplicaciones industriales el motor trifásico proporciona más potencia y suavidad de funcionamiento.

Las variables a tener en cuenta en un motor de c.a. incluyen la velocidad del eje, el par y la potencia de salida en servicio continuo. Las señales de realimentación para los servomotores de c.a. son proporcionadas por los codificadores y *resolvers* para indicar las señales de posición angular y los tacómetros para las velocidades angulares de giro del motor.

Entre las aplicaciones especiales de este tipo de motores se encuentran entornos limpios, vacíos, lugares a prueba de explosión y radiación gamma de alta energía.

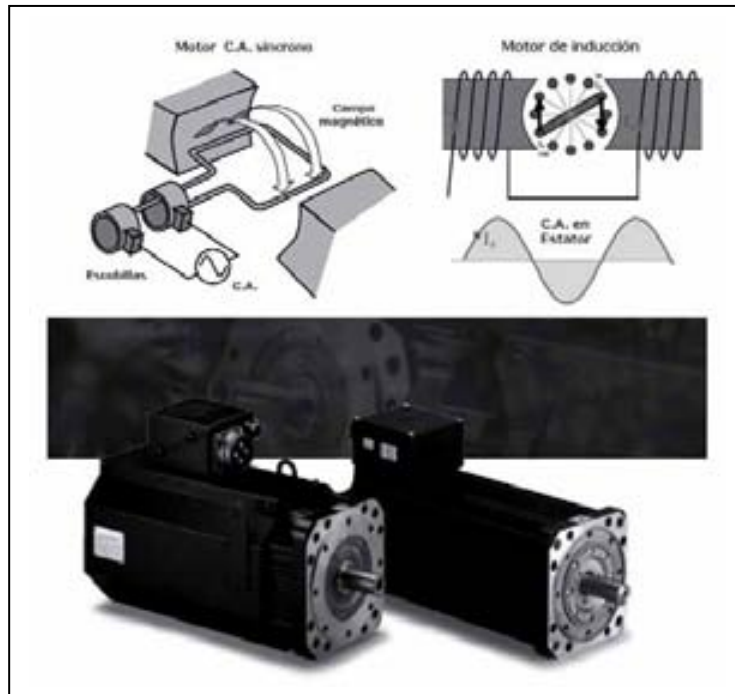


Fig. 4.3 Servomotor c.a.. Fuente: MOOG

4.3 Motor de corriente continua (c.c.)

El motor de corriente continua destinado a aplicaciones de control consiste usualmente en un rotor de imán permanente con un estator bobinado. La relación entre el par y la velocidad es una línea recta de pendiente negativa, es decir, a más velocidad menos par puede proporcionar el motor. El par que suministra viene limitado por la corriente que el bobinado del estator puede soportar sin daños.

En la figura 4.4 puede verse un esquema del circuito de un motor de c.c. con la velocidad controlada por un servomecanismo.

En el control industrial de pequeños procesos y en el de aire acondicionado, las *válvulas motorizadas eléctricas* disponen de los mismos elementos que la válvula neumática pero con el servomotor eléctrico en lugar del neumático. Su ventaja es que no necesita aire para su accionamiento, pero se caracteriza fundamentalmente por su bajo par. Lo cual obliga a una operación lenta con un tiempo requerido (usualmente 1 minuto

en las válvulas estándar) para efectuar una carrera completa. De este modo, ante presiones diferenciales elevadas del fluido, el servomotor eléctrico debe tener un tamaño considerable y con el tiempo normal de accionamiento de un minuto, la actuación de la válvula resulta ser más lenta que la de una neumática. Estas características hacen que sólo se empleen en equipos autónomos que carezcan de compresor de aire, o en instalaciones que dispongan de poco par, tal como en aplicaciones de aire acondicionado. Normalmente no se utilizan en procesos industriales, donde la rapidez y precisión de actuación es importante.

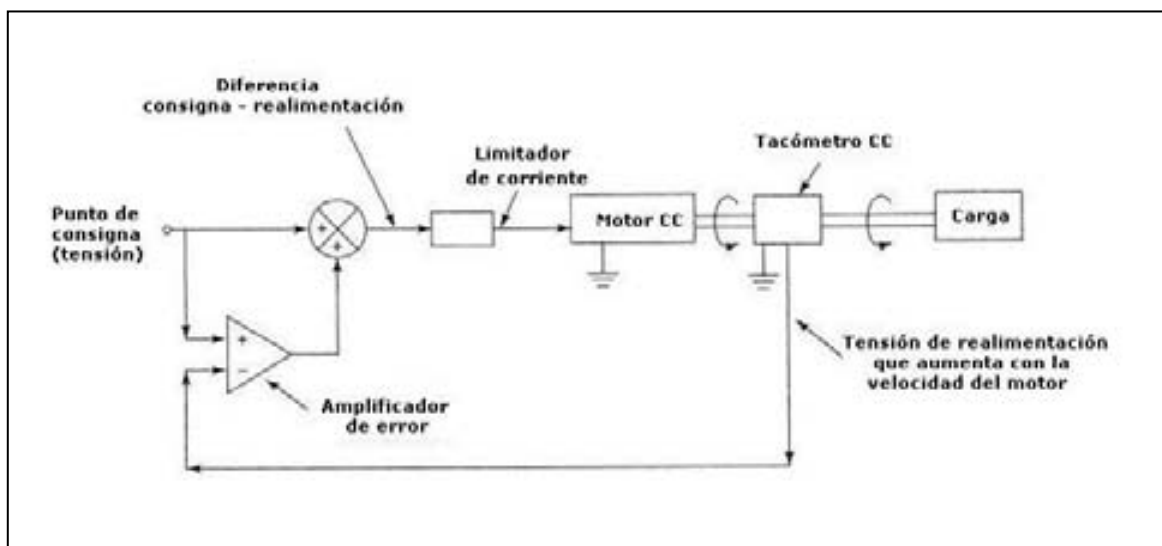


Fig. 4.4 Circuito de un motor de c.c. de velocidad controlada

El servomotor eléctrico es un motor eléctrico que está acoplado al vástago de la válvula a través de un tren de engranajes.

Existen básicamente tres tipos de circuitos eléctricos de control capaces de actuar sobre el motor: todo-nada, flotante y proporcional.

En la figura 4.5 pueden verse los circuitos todo-nada y proporcional. El primero consiste en un motor eléctrico unidireccional acoplado al vástago de la válvula con una leva que fija el principio y el final de la rotación del motor gracias a dos interruptores de final de carrera S1 y S2.

Según la posición del elemento de control (cierre entre los contactos 1-2 o entre 1-3) se excita el devanado de la derecha o el de la izquierda de la figura y el motor gira en uno u otro sentido hasta el final de su carrera.

El circuito *proporcional* está formado por un motor bidireccional, un relé de equilibrio y un potenciómetro de equilibrio. El controlador es un potenciómetro cuyo brazo móvil se mueve de acuerdo con el valor de la variable del proceso.

El relé de equilibrio es una armadura ligera en forma de U que pivota en su centro entre dos bobinados de control. Posee una lámina con un contacto móvil que flota entre dos contactos fijos conectados a las bobinas del motor a través de dos interruptores de final de carrera.

Si las posiciones de los brazos móviles en los dos potenciómetros, el del controlador y el del motor se corresponden, la corriente que fluye en los dos bobinados de control es la misma y la armadura del relé de equilibrio permanece neutra. Por el contrario, si varía la señal de salida del controlador, el brazo móvil de su potenciómetro cambia de posición, variando la corriente de paso entre los dos bobinados de control. La armadura bascula y el contacto móvil cierra el circuito de excitación de uno de los dos bobinados del motor con lo cual éste gira en el sentido correspondiente hasta que la posición del brazo móvil de su potenciómetro se corresponde con la del controlador. En este instante, la armadura queda equilibrada y el motor se para.

El tiempo de recorrido del vástago varía de 15 s hasta 4 minutos y el par normal suele ser de 49 a 50.000 N*m según el tipo de motor. Cuanto más alto sea el par disponible, tanta más fuerza podrá hacerse en el vástago de la válvula para vencer las resistencias que actúan sobre la misma. En particular, la presión diferencial provocada por el fluido que es máxima cuando la válvula está en posición de cierre. Análogamente al caso del servomotor neumático, los fabricantes tienen tabuladas las presiones diferenciales máximas admisibles con la válvula en posición de cierre.

Los servomotores de *estado sólido* pueden ser accionados por reostatos de circuitos en puente y por la señal de 4 – 20 mA cc. Uno de los modelos (figura 4.5) funciona a base de tiristores que abren y cierran el circuito dotado de control del ángulo de conducción. El tiristor adecuado dispara cuando existe una señal de error entre la tensión de realimentación generada por el potenciómetro de posicionamiento de la

válvula y la tensión derivada de la señal de control de entrada. Por lo tanto, el motor se moverá en el sentido adecuado para reducir y eliminar el error. Si la señal de error es pequeña, un circuito repetidor enciende el disparador adecuado para excitarle más rápidamente durante un instante y ayudar así a vencer el rozamiento inicial que presenta la válvula en estado de reposo. Por otro lado, el grado de encendido es proporcional al error, por lo cual el motor decelera automáticamente cuando llega a la posición correcta y de este modo disminuye el rebasamiento que de otro modo se produciría al tender el sistema a buscar la posición de equilibrio.

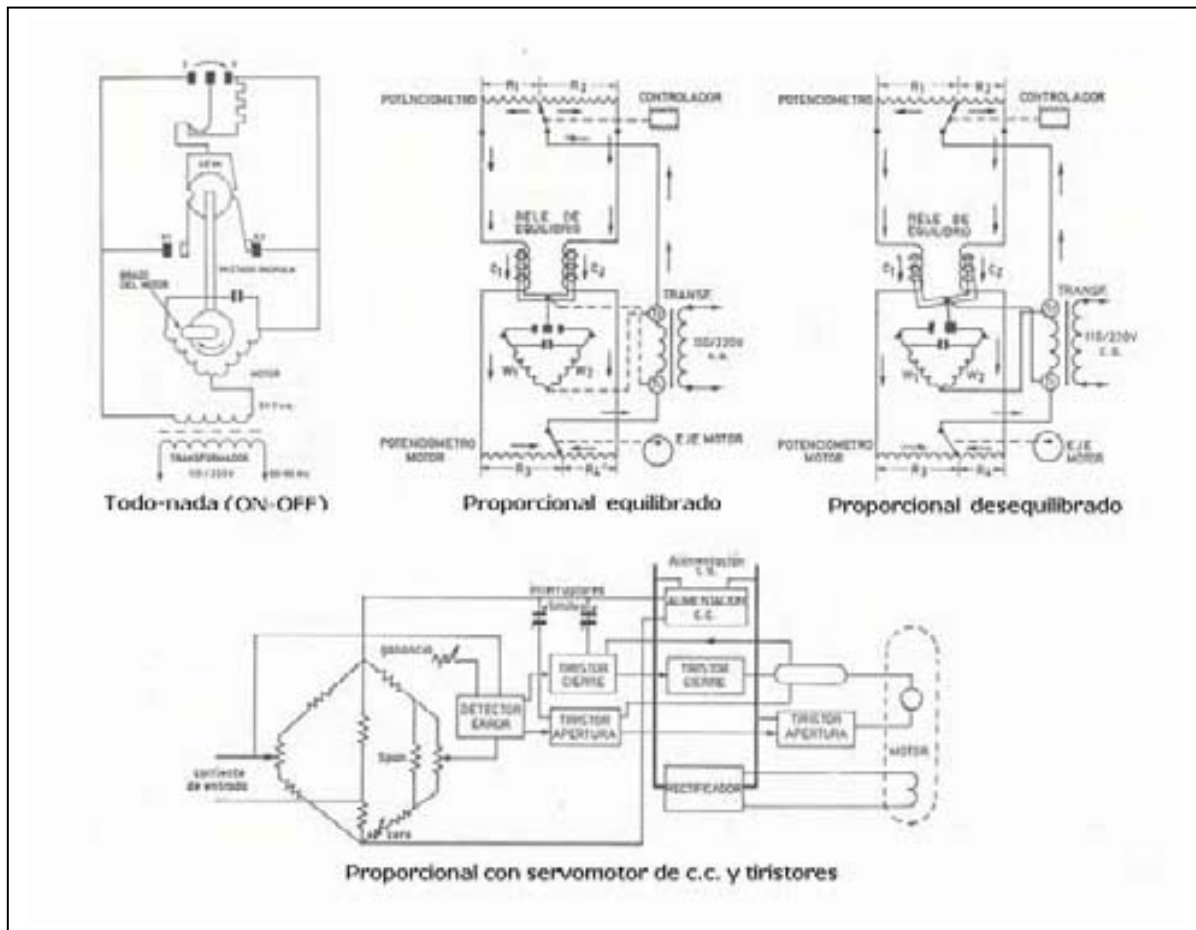


Fig. 4.5 Servomotor todo-nada y proporcional. Fuente: Honeywell

Un perfeccionamiento del circuito anterior es la reducción del peso móvil del inducido del motor conseguido al disponer los conductores del rotor en un circuito impreso que gira entre imanes permanentes.

Estos sistemas pueden alcanzar una precisión en el posicionamiento del motor de 0,5 % de la carrera, con velocidades del vástago de hasta 10 mm/segundo, si bien, los motores estándar emplean de 30 a 60 segundos para efectuar toda la carrera. Algunos motores permiten el ajuste del par (30 % al 100 % del máximo), el ajuste de la velocidad (25 % al 100 % de la máxima) y el ajuste de la carrera, mediante un módulo electrónico de control CMOS. En este caso, este módulo se encarga también del giro del motor en la dirección correcta, y de la protección frente a objetos que puedan introducirse dentro de las partes internas de la válvula y que impidan el cierre, es decir, el asentamiento del obturador contra el asiento.

4.4 Motor paso a paso sin escobillas

Es un actuador rotativo de múltiples vueltas que es adecuado para un control de lazo cerrado de multiposición. La señal de control puede ser analógica en corriente y tensión (4 – 20 mA cc, 0 – 10 V cc). El motor paso a paso proporciona un posicionamiento suave de alta precisión que se caracteriza por el bloqueo de la posición cuando no está alimentado ni en movimiento. Sus aplicaciones se encuentran en reguladores, válvulas piloto, válvulas de pequeño tamaño de ¼ de vuelta, válvulas de bola, válvulas mariposa, compuertas, compuertas de tiro, controles de combustión y actuadores de velocidad variable.

Los motores paso a paso (figura 4.6) pueden adoptar tres disposiciones diferentes:

- - Rotor de imán permanente con estator bobinado que genera un flujo magnético rotativo que hace girar el rotor. Su principal ventaja es su tendencia a permanecer bloqueado magnéticamente cuando el motor está desconectado de la alimentación.
- Rotor dentado de reluctancia variable en el que los dientes tienden a seguir el campo magnético giratorio.
- Híbrido que dispone a la vez de imanes permanentes y rotor bobinado.

Los polos electromagnéticos pueden alimentarse individualmente de la corriente continua (c.c.). De este modo, el rotor avanza “paso a paso” de un polo activado al siguiente a medida que los polos se van conectando y desconectando secuencialmente. Un controlador del motor paso a paso independiente regula el orden en el que los bobinados reciben la corriente continua (c.c.), así como la velocidad de los pasos (programadores de rampas) y el deslizamiento, es decir, el giro del rotor sin que éste pare después de cada paso.

Los motores paso a paso básicos tienen un ángulo de paso inherente o ángulo entre posiciones posibles del paso. Lo cual permite aplicar diferentes técnicas que pueden controlar los polos o el nivel de c.c. suministrado a los polos individuales, de tal modo que pueden obtenerse micropasos o fracciones de grado angular.

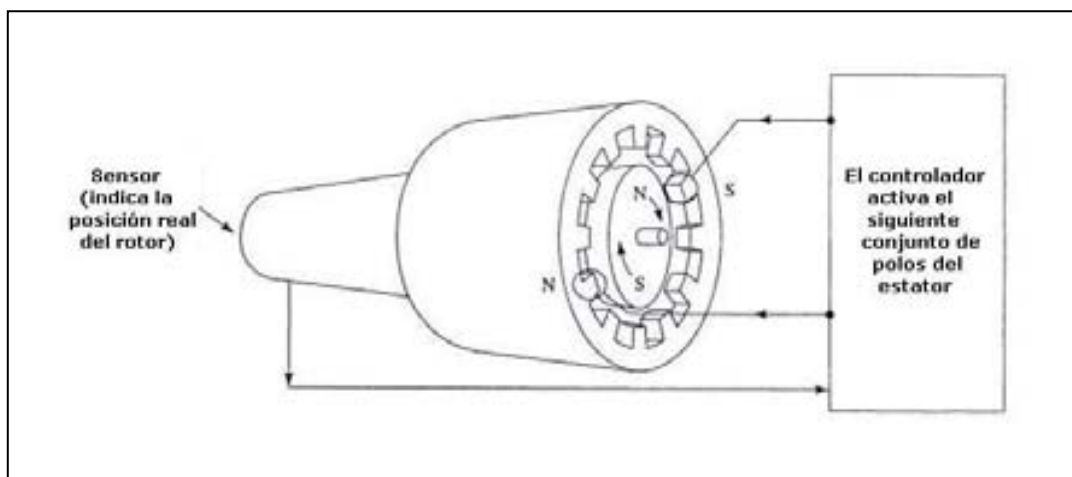


Fig. 4.6 Motor paso a paso

El uso más común del motor paso a paso es en lazo abierto, de modo que no es necesario utilizar ningún tipo de sensor de posición, siempre que el rotor no pierda pasos. Lo cual no ocurre si el par disponible en el motor es el adecuado en la aplicación específica.

En el motor puede ajustarse la velocidad, la zona muerta, el cero y el span, el tipo de señal de mando, la acción directa o inversa, la operación manual y la posición

prefijada del eje de salida en caso de pérdida de la señal de control. El par varía de 5 Nm a 35.250 Nm.

En la figura 4.7 pueden verse modelos comerciales y el lazo de control proporcional y en la figura 4.8 circuitos típicos.

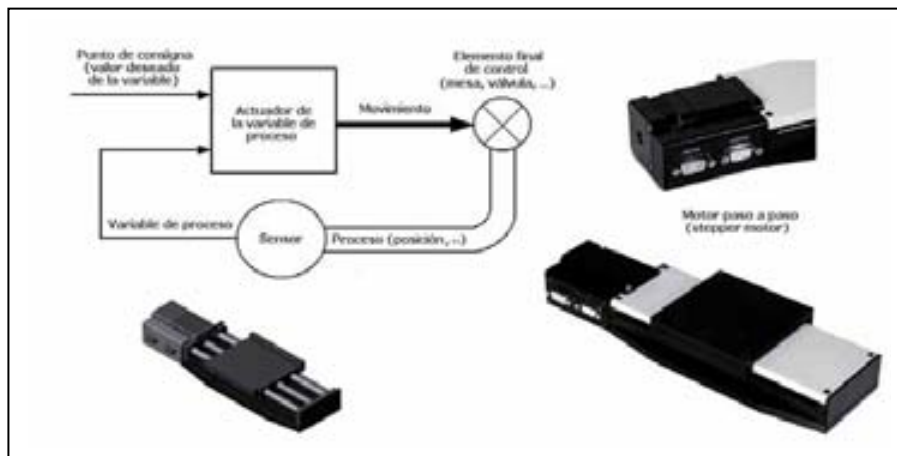


Fig 4.7 Lazo de control proporcional

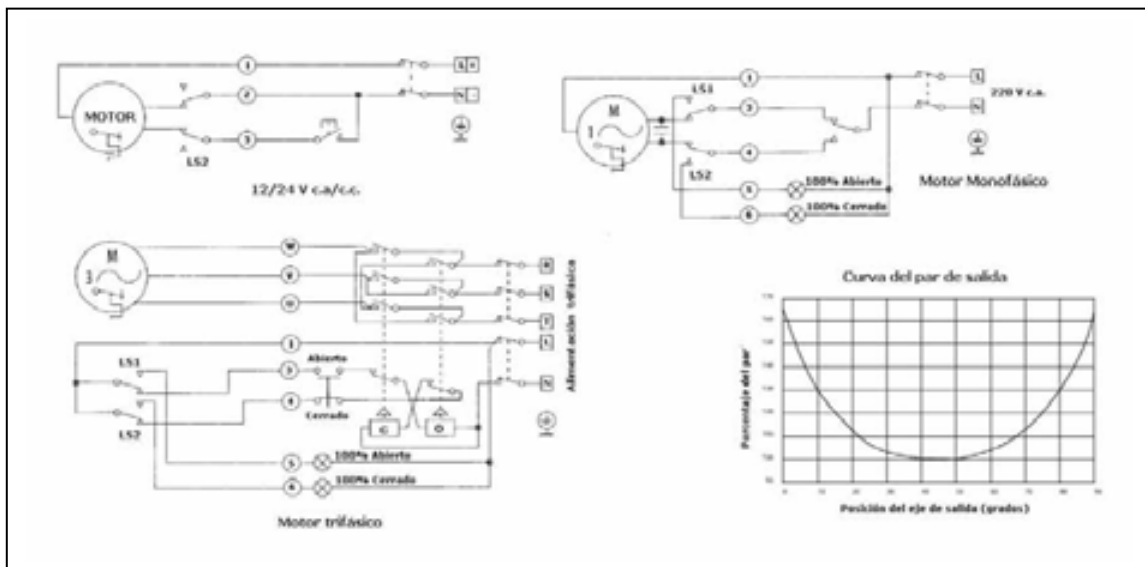


Fig. 4.8 Circuito típicos del motor Paso a Paso. Fuente: Jordan

Este tipo de actuadores puede ser mandado a distancia mediante un teclado portátil de infrarrojos. En la figura 4.9 pueden verse este tipo de mando a distancia y modelos de varios actuadores.



Fig. 4.9 Modelos de actuadores con motor paso a paso y mando a distancia. Fuente: Jordan Controls

4.5 Servomotores de corriente continua sin escobillas

Son motores de c.c. de imán permanente en los que los controladores convierten la c.a. en c.c. y modifican el nivel efectivo de c.c. en respuesta a una señal de mando. Este tipo de motor debe disponer de una alta relación par/inercia para que pueda acelerar rápidamente.

Para conseguir esta relación existen dos soluciones basadas en eliminar las escobillas y el conmutador (figura 4.10).

La armadura se mantiene fija y la caja de imanes permanentes gira a su alrededor. De este modo, la armadura puede construirse pesada para que soporte altas corrientes y pueda generar pares de valor elevado, lo cual se consigue con un conmutador de c.c. que cambia de un arrollamiento fijo a otro.

Un sensor tipo Hall detecta la posición de los imanes en el campo magnético giratorio y asegura la conmutación correcta al arrollamiento de la armadura fija. Imanes de poco peso favorecen el diseño.

El diseño sin el uso de engranajes, tiene aplicación en los modernos servosistemas de acción directa.

Una mejora ulterior consiste en girar el motor de modo que los arrollamientos de la armadura se han desplazado a la caja fija, rodeando el rotor. Los imanes permanentes están montados en el rotor y como con esta disposición el rotor tiene un diámetro más pequeño, su inercia rotacional es todavía menor.

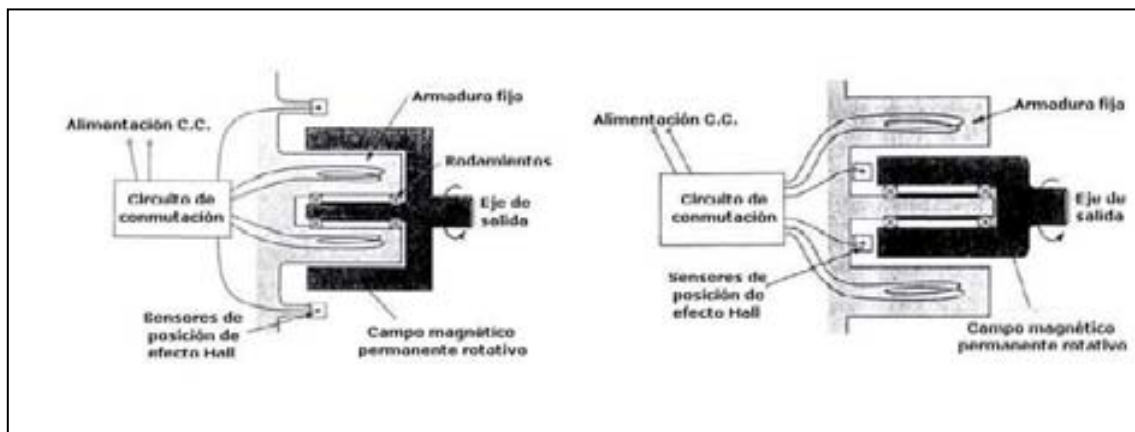


Fig. 4.10 Motor de c.c. sin escobillas

4.6 Motor eléctrico de accionamiento lineal

Son básicamente motores paso a paso o motores de c.a. sin escobillas y existen dos modelos fundamentales (figura 4.11).

Actuador de tornillo de excelente control de posición y fuerza elevada con carro de transporte con tres raíles a los que se pueden acoplar diversos dispositivos.

Correa dentada para aplicaciones de alta velocidad, control de posición y carreras largas.

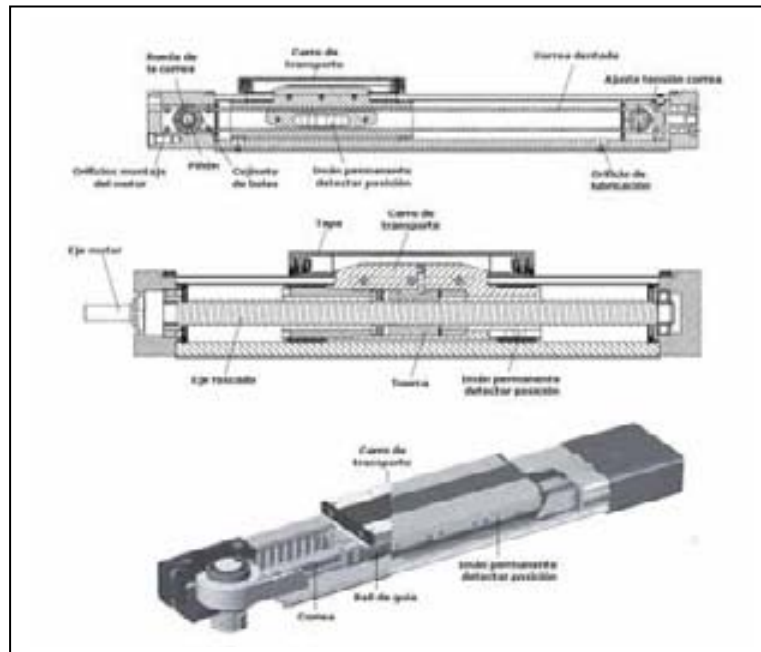


Fig. 4.11 Motor eléctrico de accionamiento lineal. Fuente: Hoergiger Origa

Pueden ser dotados de cajas de engranaje planetarios. El frenado dinámico del motor consiste en aplicar simultáneamente tensión a ambos bobinados del motor durante un periodo de tiempo controlado.

Para dimensionar un actuador lineal se parte de la carga, de la velocidad y de la carrera que debe satisfacer, las dimensiones del entorno de trabajo, el controlador (nº de ejes a controlar), los interruptores fin de carrera y el teclado portátil.

En la figura 4.12 pueden verse las curvas características de un modelo comercial de actuador lineal que permiten realizar su selección.

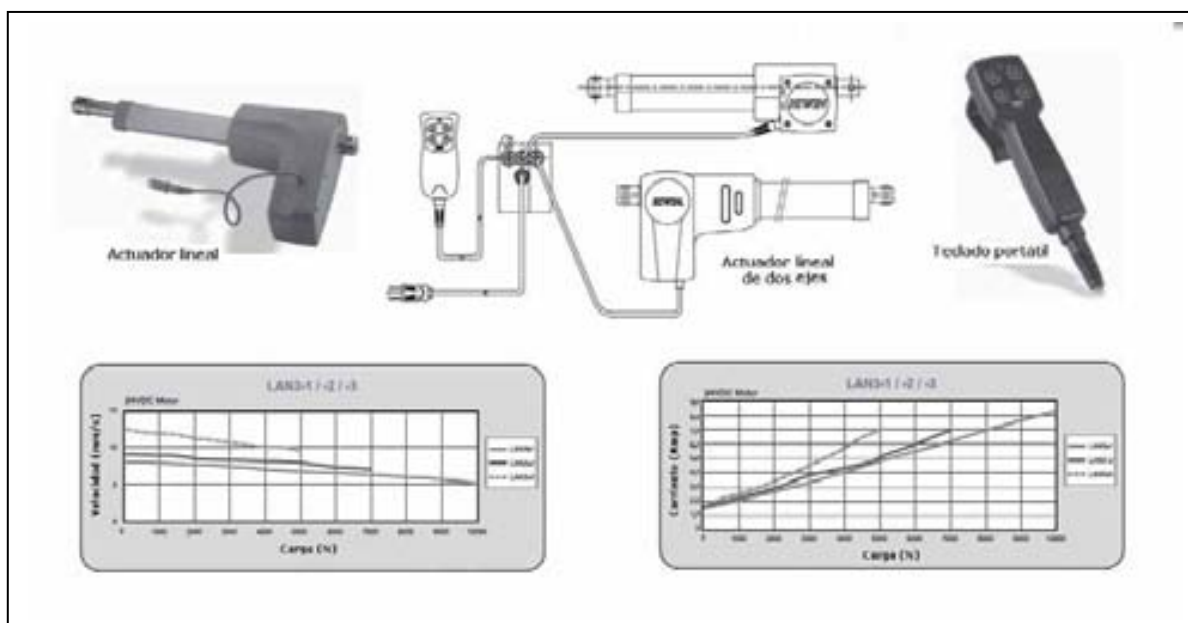


Fig. 4.12 Características actuador lineal comercial. Fuente: Hiwin

En la tabla 4.2 pueden verse algunas características de este tipo de actuadores.

Tabla 4.2 Características de actuadores con motor de accionamiento lineal. Fuente: Robo Cylinder

Potencia (Vatios)	Anchura (mm)	Carrera máxima (mm)	Velocidad máxima (mm/s)	Carga máxima (kg)	Vida útil (km)	Repetibilidad
20 w servo c.a.	40	300	665	5	5.000	± 0,05 mm
30 w servo c.a.	58	600	800	12	5.000	± 0,05 mm
60 w servo c.a.	60	600	600	30	10.000	± 0,02 mm
100 w servo c.a.	80	1.000	1.000	40	10.000	± 0,03 mm
150 w servo c.a.	80	1.000	1.000	60	10.000	± 0,03 mm

4.7 Conversión de movimientos de motores

Existe la necesidad de convertir el movimiento del motor al movimiento deseado por el usuario (figura 4.17).

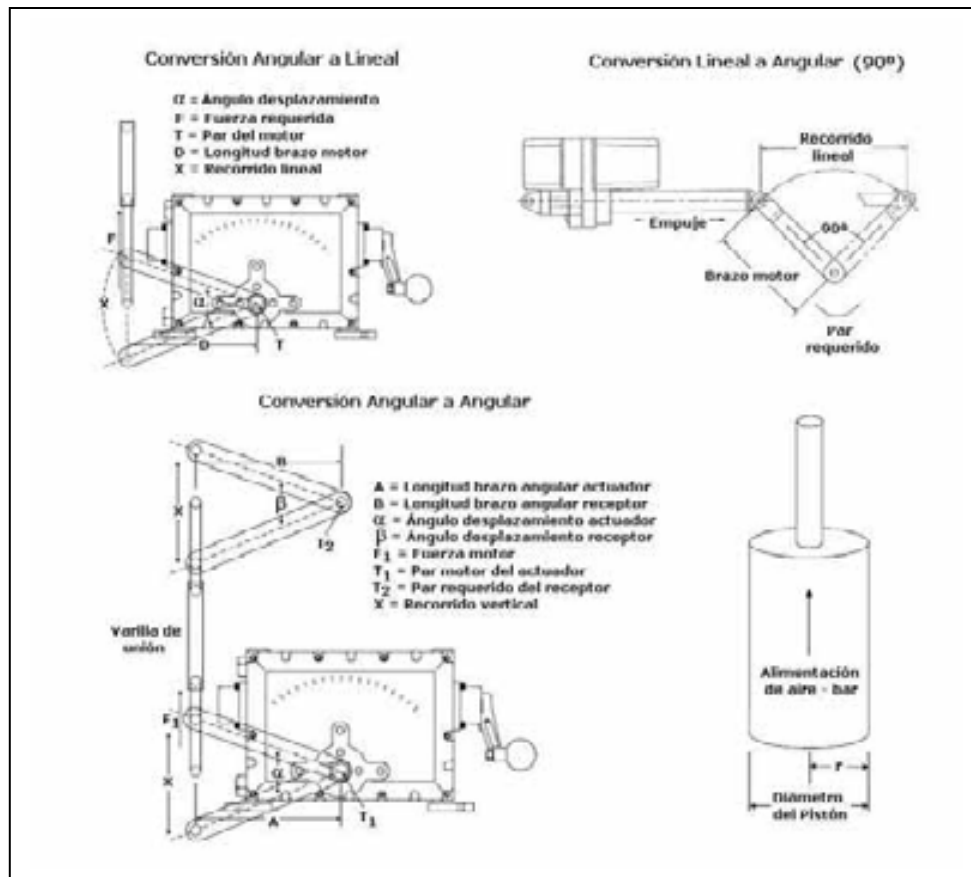


Fig. 4.17 Cálculo de actuadores. Fuente: Jordan Controls

Las fórmulas que se emplean son las siguientes:

Conversión Angular a Lineal

$$\text{Recorrido lineal} = \sqrt{(\text{Brazo motor})^2 + (\text{Brazo motor})^2} = 1,42 * \text{Brazo motor}$$

$$\text{Brazo motor} = \frac{\text{Recorrido lineal}}{1,42}$$

$$\text{Par del motor} = \text{Fuerza requerida} * \text{Brazo motor}$$

Ejemplo: Ángulo de desplazamiento = 90°, Fuerza requerida = 500 N

$$\text{Recorrido lineal} = 0,4 \text{ m}$$

$$\text{Brazo motor} = \frac{0,4}{1,42} = 0,281 \text{ m}$$

$$\text{Par del motor} = 500 * 0,281 = 140,5 \text{ Nm}$$

Conversión Lineal a Angular

$$\text{Recorrido lineal} = \sqrt{(\text{Brazo motor})^2 + (\text{Brazo motor})^2} = 1,42 * \text{Brazo motor}$$

$$\text{Empuje} = 1,42 * \frac{\text{Par requerido}}{\text{Brazo motor}}$$

Ejemplo: Brazo motor = 0,3 m

Par requerido = 200 Nm

$$\text{Empuje} = 1,42 * \frac{200}{0,3} = 947 \text{ N}$$

$$\text{Recorrido lineal} = 1,42 * 0,3 = 0,426 \text{ m}$$

Conversión Angular a Angular

$$X = \frac{B * \text{seno} \alpha}{\text{seno} \beta} \quad A = \frac{X * \text{seno} 45}{\text{seno} 90}$$

Ejemplo: $\alpha = 90^\circ$, $\beta = 120^\circ$, $B = 300 \text{ mm}$, $T_2 = 110 \text{ Nm}$

$$F_1 = \frac{T_2}{B} = \frac{110}{300} = 366,6 \text{ N}$$

$$X = \frac{300 * \text{seno } 90^\circ}{\text{seno } 120^\circ} = \frac{300 * \text{seno } (\pi / 2)}{\text{seno } 2,0944} = \frac{300 * 1}{0,866023} = 346 \text{ mm}$$

$$A = \frac{X * \text{seno } 45}{\text{seno } 90} = \frac{346 * \text{seno } (\pi / 4)}{\text{seno } (\pi / 2)} = \frac{346 * 0,707108}{1} = 245 \text{ mm}$$

Conversión Servomotor neumático a Servomotor eléctrico

Fuerza lineal (Newton) = Área pistón (m²) * Presión (N/m²)

Ejemplo: Cilindro de 100 mm de diámetro a la presión de 6 bar (0,6 MPa)

$$\text{Fuerza lineal} = \frac{\pi * 0,1^2}{4} * 0,6 = 471 \text{ Kg}$$

4.8 Mando digital de los motores de accionamiento lineal

La revolución digital en las comunicaciones y las señales de mando de dispositivos ha traído consigo la posibilidad de integrar la información de la planta con un flujo de información continuo entre las diversas áreas, soportado por la instrumentación digital por su facilidad de comunicación, control y almacenamiento de datos.

Un esquema general de enlace de los motores de accionamiento lineal y las señales digitales de comunicaciones puede verse en la figura 4.18.

La señal digital (bits 0 y 1) mejora notablemente la exactitud en las medidas de las variables de tal modo que, por ejemplo, una señal de 16 bits consigue una exactitud, debida exclusivamente a la señal digital de 16 bits, de $(1/65536) * 100 = \pm 0,0015\%$.

La integración digital de los instrumentos con los sistemas de control queda implantada definitivamente con los *buses de campo* pudiendo aprovechar toda la po-

El modelo de comunicaciones utilizado ampliamente es el OSI (*Open system Interconnection*) formado por 8 capas (figura 4.19) que son:

- *Nivel 1 (Capa 1): Nivel Físico* que proporciona una transmisión transparente de los datos entre los niveles (capas), recibe mensajes del paquete de comunicaciones, los convierte en señales físicas, los adapta y coloca en el medio de transmisión y viceversa (IEC-1158-2 -1993 e ISA-S.50.02 - 1992).
- *Nivel 2 (Capa 2): Nivel de Enlace de Datos* (niveles 2 y 7 del modelo OSI) que establece el enlace lógico (DDL), el control de acceso al medio (FAS) y la especificación de mensajes (FMS) incluyendo el control de flujo y de errores.
- *Nivel 3 al 6 (Capas 3 a 6): Red, Transporte, Sesión, Presentación*, que son objeto de protocolo.
- *Nivel 7 (Capa 7): Nivel de Aplicación* que contienen los servicios y regula la transferencia de mensajes entre las aplicaciones del usuario y los diferentes instrumentos. Utiliza un conjunto de comandos que se envían al transmisor para obtener información de los datos y cambiar la configuración de los parámetros a distancia.
- *Nivel de usuario (Capa usuario): Dedicada* basada en bloques que representan las diferentes funciones de aplicación.

El primer bus de campo, efectivamente abierto, utilizado ampliamente fue el MODBUS de Gould Modicon que sólo disponía de los niveles 1 (físico) y 2 (enlace).

El protocolo HART (*Hight way- Addresable-Remote-Transducer*) fue desarrollado originariamente por la firma Rosemount pero, dada su gran aceptación, ha sido extendido a otros muchos fabricantes.

PROFIBUS es una red abierta, muy popular en Europa, estándar e independiente de fabricantes (interoperable). Dispone de tres perfiles de usuario: PROFIBUS FMS, PROFIBUS DP y PROFIBUS PA (automatización de procesos incluso en áreas con riesgo de explosión, comunicación con equipos de campo).

El nivel de usuario normaliza las funciones básicas de todos los instrumentos de tal manera que aparatos de distintos fabricantes son intercambiables. Así, si se cambia un medidor de caudal de un fabricante por otro, la lectura será la misma.

Foundation Fieldbus (FF) es un bus de datos digital, serie y multipunto entre dispositivos de campo y/o sistemas de un entorno industrial. Básicamente, la instalación está formada por un par de cables torsionado con un blindaje puesto a tierra, el cual conecta los dispositivos de la sala de control (que pueden estar en campo en pequeñas instalaciones) con los instrumentos de campo (transmisores, válvulas de control, ...).

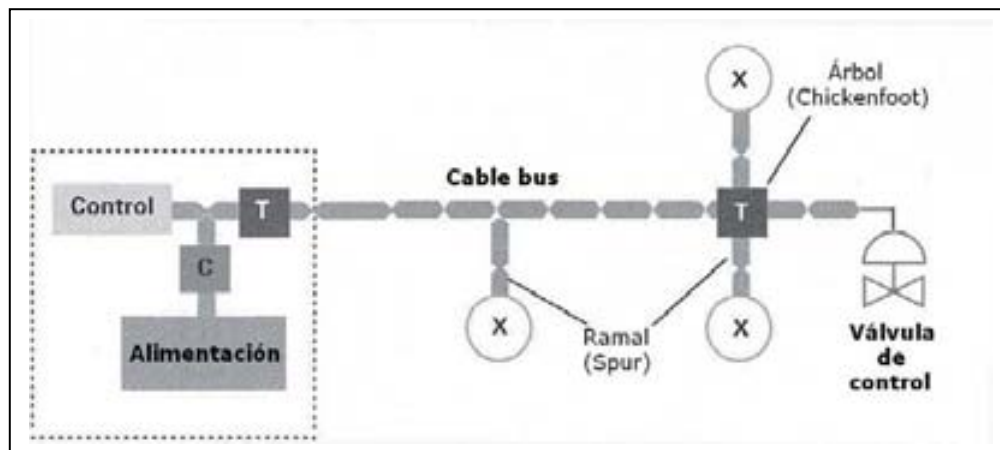


Fig. 4.20 Protocolo Foundation Fieldbus

Cada mensaje se compone de una señal previa, una señal delimitadora de arranque y una señal delimitadora de fin, e intercalada entre estas dos últimas una señal de datos de longitud máxima 266 bytes que contiene la dirección del instrumento, su identificación, los valores de medida, ... etc.

Los fabricantes facilitan el uso de los varios protocolos de comunicación digitales. En la figura 4.21 se muestra un control digital neumático de instrumentos que combina la comunicación con los buses de campo (PROFIBUS DP, INTERBUS, DEVICE NET, CANOPEN, ETHERNET,..), las electroválvulas distribuidoras y los módulos analógicos y digitales de entrada y salida a cada componente del proceso. Dispone de un software de configuración que facilita el diseño del sistema.

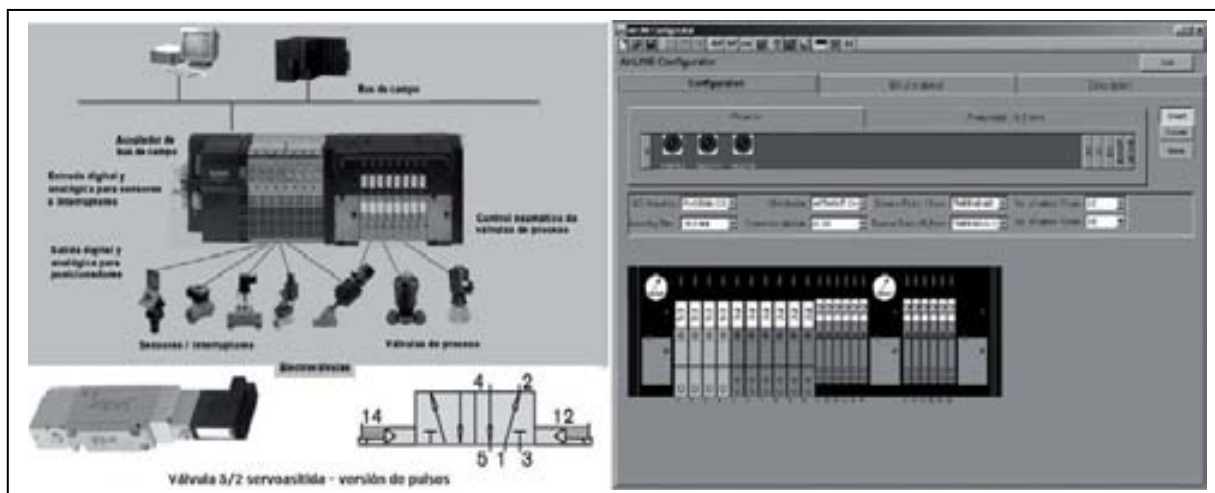
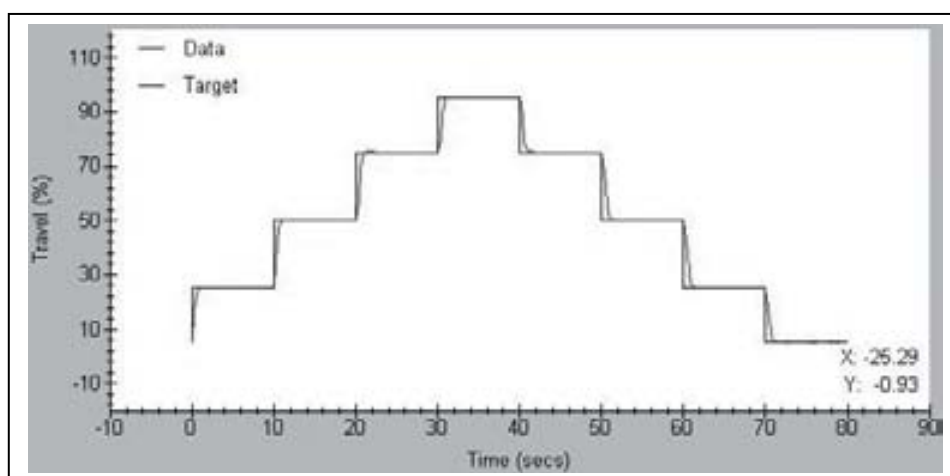


Fig. 4.21 Control digital neumático de instrumentos de proceso. Fuente: Buerkert

4.9 Servomotor digital

Las *servomotores de válvulas digitales* (fig. 4.22) son controladores digitales que disponen de compuertas neumáticas accionadas por electroválvulas que, a su vez, son excitadas por la señal de salida binaria de un microprocesador. Su respuesta es muy rápida (una compuerta 500 ms), y el grado de abertura depende de la combinación de las compuertas. En la figura 4.22 puede verse su respuesta dinámica carrera-tiempo ante cuatro señales en escalón del 10% en subida y en bajada.



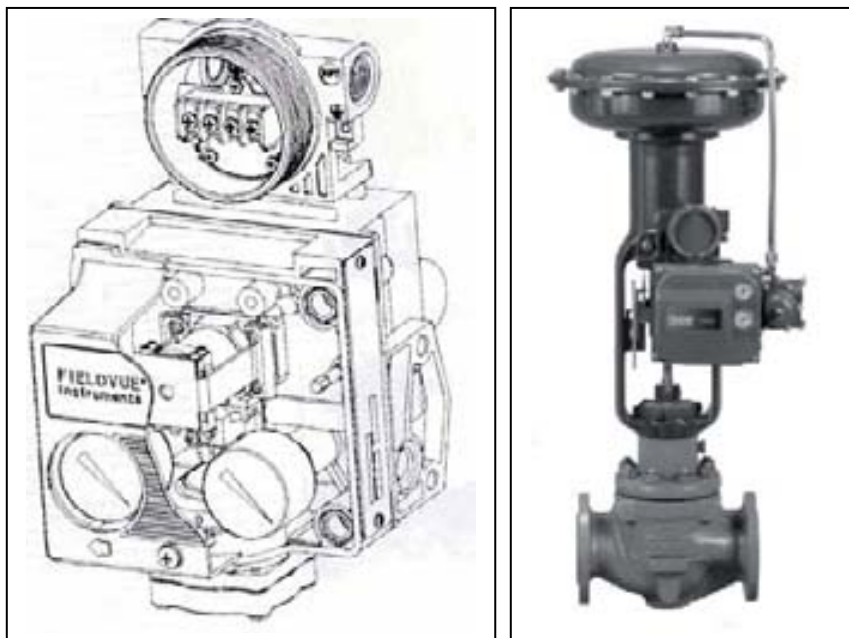


Fig. 4.22 Servomotor digital. Fuente Fisher FieldVue

Estas válvulas presentan interés para el mando digital directo, si bien su velocidad de apertura instantánea no representa una ventaja esencial frente a las válvulas neumáticas industriales (5 a 20 segundos según el tamaño), y su coste es elevado.

El *posicionador electroneumático digital* (figura 4.23) funciona del modo siguiente: Un motor paso a paso de c.c. es excitado por la señal de entrada en escalón y gira unos 200 pasos por revolución, con un total de 5 revoluciones para el campo de medida total. El eje del motor arrastra en su giro una tuerca que tensa un resorte. Este actúa sobre el conjunto tobera-obturador y el relé piloto neumático, alimentando la válvula a una señal neumática proporcional a la señal de entrada. La realimentación es proporcionada por una palanca fijada al vástago de la válvula.

El *posicionador inteligente* (fig. 4.24) dispone de una interfaz con protocolos de comunicaciones *HART* (Highway Addressable Remote Transducer) o *Fieldbus FOUNDATION* (u otros) y de un microprocesador, lo que le permite realizar diversas funciones, aparte de la propia del posicionador que es la de posicionar el obturador

de la válvula y convertir la señal de intensidad 4 – 20 mA c.c. a señal neumática de salida hacia el servomotor neumático de la válvula.

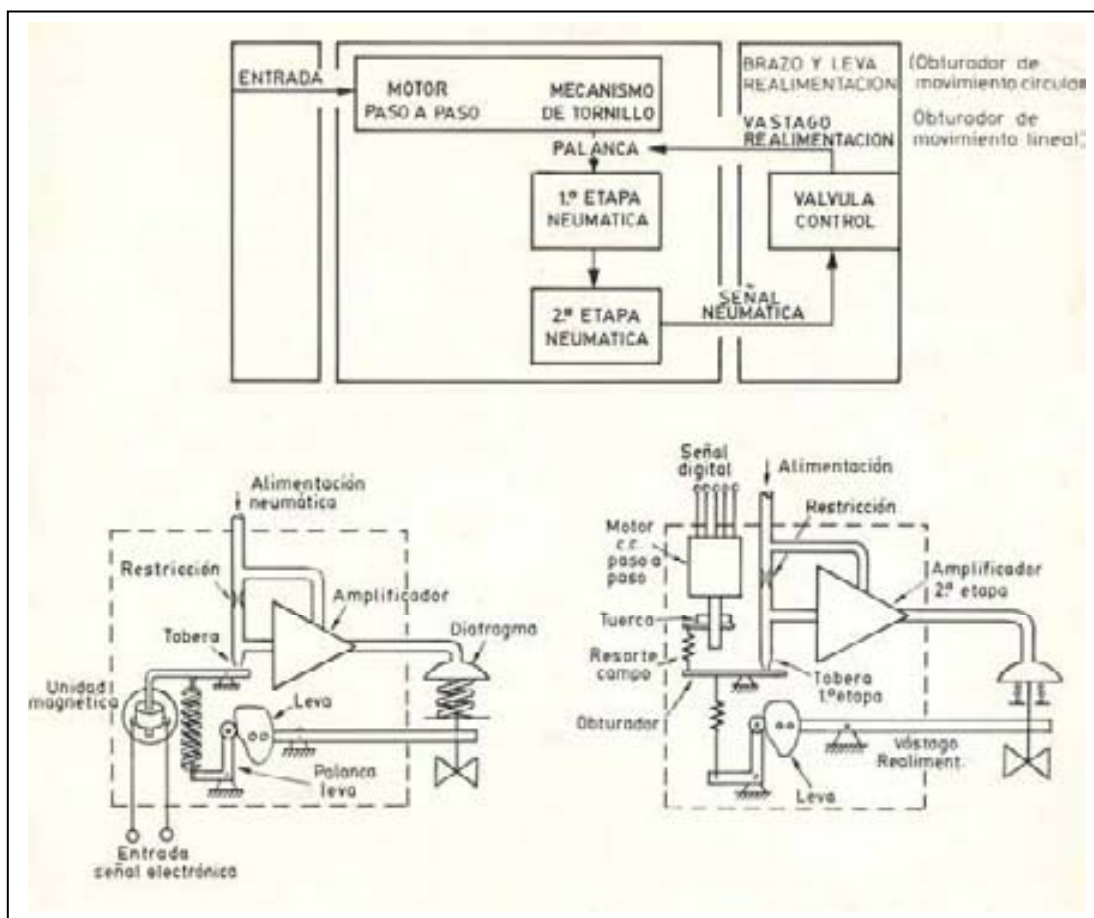


Fig. 4.23 Posicionador electroneumático digital. Fuente: Honeywell

Dispone de las siguientes características:

- Operación, calibración y configuración locales y remotos.
- Ajuste automático del recorrido de la válvula.
- Ajuste de la fuerza de asentamiento del obturador de la válvula.
- Calibración del margen de recorrido del vástago.

- Controlador PID opcional con variables de entrada del proceso y punto de consigna remotos.
- Tiempos de respuesta ajustables por el usuario.
- Acción directa o inversa.
- Configuración del cero y el span para operación con margen partido (*split range*).
- Caracterización de la válvula a las curvas lineal, isoporcentual, apertura rápida y personalizada por el usuario.
- Entradas adicionales para interruptores final de carrera (mecánicos e inductivos), válvulas de solenoide o sensores de posición remotos.

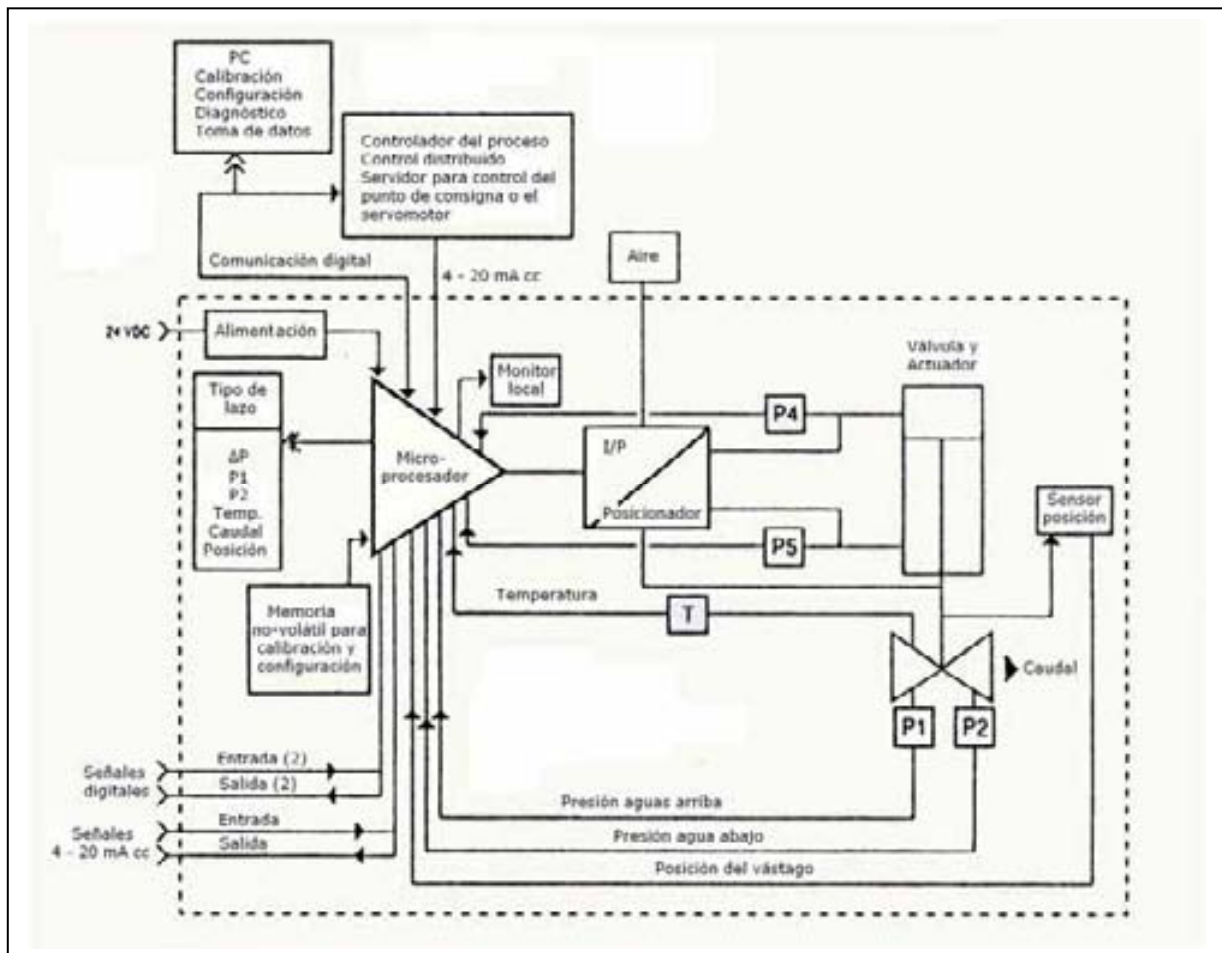




Fig. 4.24 Posicionador inteligente. Fuente: Masoneilan

Como el posicionador conoce por retroalimentación la posición del vástago de la válvula, una función de diagnóstico incorporada permite conocer el estado del mantenimiento de la válvula, del actuador y del propio posicionador. De este modo, el servicio de mantenimiento, puede realizar su trabajo cuando sea realmente necesario al poder visualizar a distancia datos tales como el recorrido total del vástago desde la puesta en servicio de la válvula, el rozamiento de la estopada, la velocidad instantánea del vástago, el registro del tiempo de funcionamiento de la válvula, los datos históricos de calibración, la configuración de la válvula y la base de datos iniciales del fabricante.

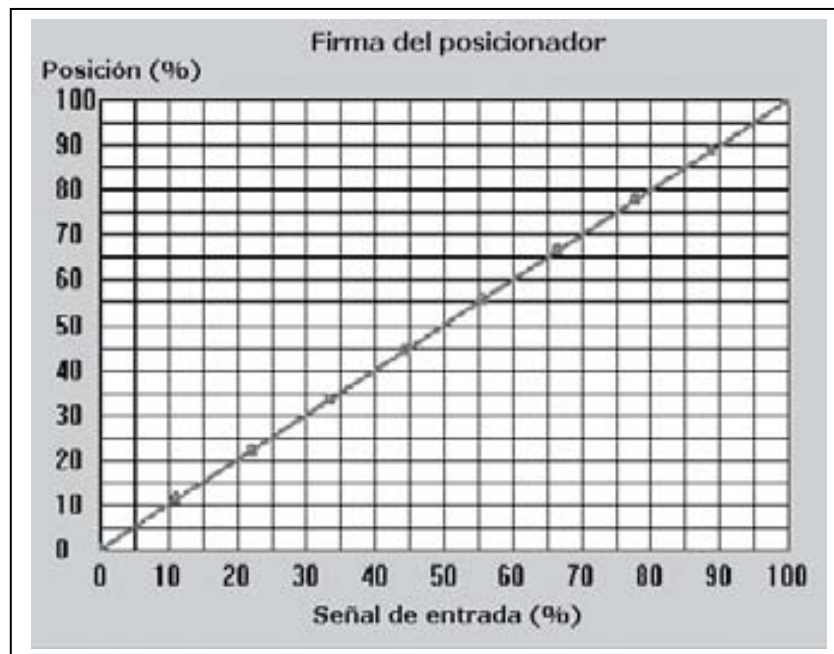
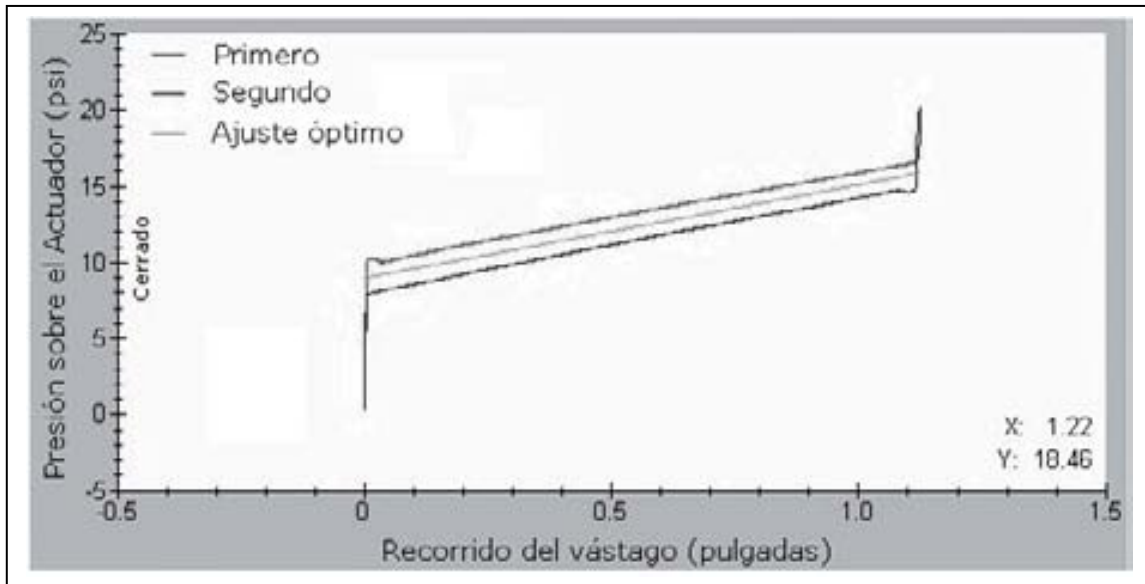


Fig. 4.25 Gráfico de firma de la válvula. Fuente: Fischer

Esta función avanzada de mantenimiento predictivo permite averiguar el estado de la válvula sin desmontarla. La “firma” (figura 4.25), es decir, el registro gráfico del estado del conjunto válvula-actuador (respuesta a una entrada en escalón, medida de la histéresis, zona muerta y linealidad, ...) puede compararse con “firmas previas” grabadas en la puesta en servicio y en estados posteriores para descubrir cambios en el funcionamiento de la válvula antes de que causen problemas reales en el control del proceso.

CAPÍTULO 5

MOTORES NEUMÁTICOS

5.1 Generalidades

En los motores neumáticos, la energía potencial del aire comprimido es convertida a energía mecánica gracias a la diferencia de presiones entre el aire comprimido en la entrada y el aire a menor presión en la salida. Son parecidos a los contadores de desplazamiento positivo que cuentan el caudal por el número de volúmenes que el fluido ha llenado en la unidad de tiempo.

En general los motores neumáticos se caracterizan por:

- Regulación sin escalones de la velocidad de rotación y del par motor.
- Gran selección de velocidades de rotación.
- Pequeñas dimensiones (y reducido peso).
- Gran fiabilidad, seguros contra sobrecarga.
- Insensibilidad al polvo, agua, calor y frío.
- Ausencia de peligro de explosión.
- Reducido mantenimiento.
- Sentido de rotación fácilmente reversible.

Las aplicaciones de los motores neumáticos son muy amplias:

- Construcción de maquinaria.
 - Industria minera o de transporte.
 - Industria siderúrgica.
 - Centrales de energía.
 - Construcción naval.
 - Industria nuclear.
 - Industria médica.
-

Existen varios tipos de motores neumáticos, motores de pistón, motores de engranajes, turbomotores y motores de aletas.

- Motores de pistón

Se utilizan cuando se requiere alta potencia, alto par de arranque y una velocidad controlada a bajas velocidades. Disponen de varios cilindros (dos, tres, cuatro, cinco o seis) que pueden estar asociados de forma axial o radial y que desarrollan su par de salida actuando sobre pistones de movimiento alternativo.

Una característica importante es el bajo nivel de vibración que presentan, en particular si están diseñados con carreras solapadas de los pistones y si están muy bien equilibrados.

La potencia que desarrollan los motores de pistón depende de la presión de entrada, del número de pistones, de su área, de la carrera y de la velocidad. La velocidad viene limitada por la inercia de las partes móviles, que influye más en los motores radiales que en los axiales, y del diseño de la válvula que controla la entrada y el escape de aire de los pistones. Una limitación importante que presentan estos motores es que deben estar lubricados internamente, de modo que requieren un buen mantenimiento, siendo necesaria la comprobación periódica del nivel de aceite y del grado de engrase y en caso necesario, de su relleno.

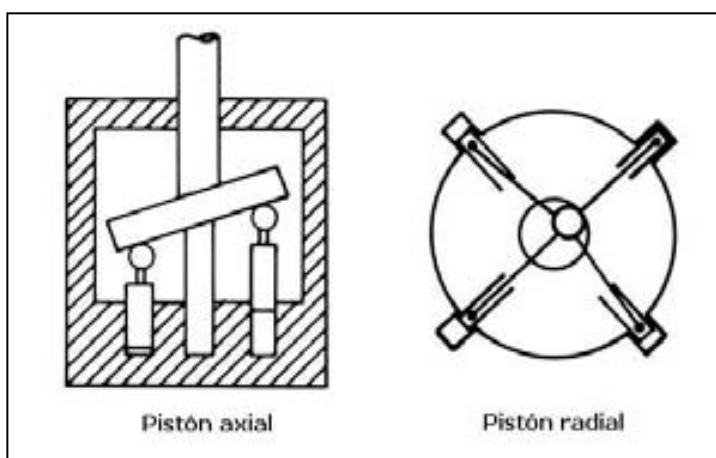


Fig. 5.1 Motores de pistón axial y radial

Los motores de *pistón axial* están lubricados con grasa, son más compactos, su diseño es más complejo y son más caros. Sin embargo su funcionamiento es más suave y entregan más potencia a bajas velocidades. Comparados con el motor eléctrico son más pequeños y ligeros y soportan temperaturas de funcionamiento más elevadas. Su potencia máxima es de 2,6 kW (3,5 CV).

Los motores de *pistón radial* son robustos, están lubricados con aceite y se prestan a un funcionamiento en servicio continuo, y en particular al arranque de grandes cargas, alcanzando una potencia de unos 26 kW (35 CV) a velocidades del orden de 4.500 rpm.

- Motor de engranajes

En el motor de engranajes, el aire ejerce una presión sobre los flancos de los dientes de piñones engranados y crea pues un par de rotación, estando uno de los piñones acoplado al eje del motor (figura 5.2 a).

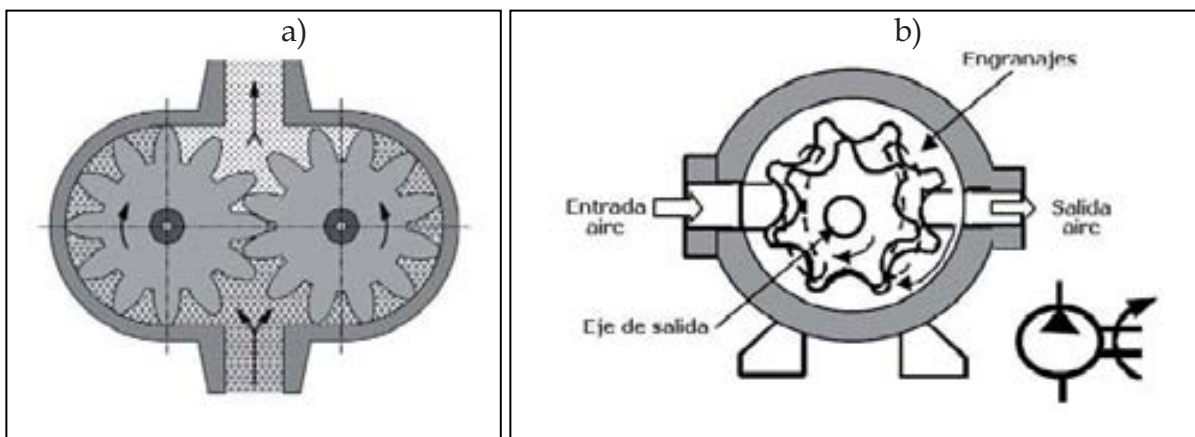


Fig. 5.2 Motor de aire de engranajes

Un modelo utilizado en hidráulica pero que también puede emplearse en neumática, es el gerotor (*gearing revolving motor*) (figura 5.2 b) formado por una rueda dentada interior con n dientes y una exterior con $n+1$ dientes. El aire ejerce presión

sobre el espacio entre los dientes, hace girar la rueda interior y sale por el orificio de escape.

El sentido de rotación de estos motores, equipados con dentado recto o helicoidal, es reversible. Su potencia puede variar de 50 W a 50 kW, por lo que se utilizan en grandes máquinas propulsoras.

- Turbomotores

Funcionan de forma inversa a los turbocompresores y su velocidad es muy alta (500.000 rpm en los tornos neumáticos de dentistas). Tienen dos tipos diferentes de utilización, potencias pequeñas en el caso de tornos de dentista y potencias grandes acoplando a la turbina un tren de engranajes para reducir la velocidad y aumentar la potencia como es el caso de turbinas neumáticas de arranque de grandes motores de camiones.

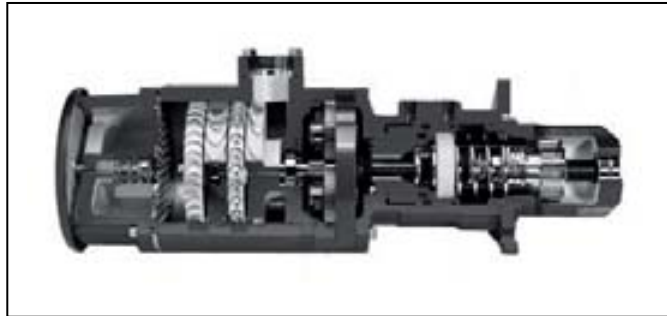


Fig. 5.3 Turbomotor. Aplicación en el arranque de camiones

El rendimiento del motor de turbina es la relación entre la potencia de salida real y la potencia teórica disponible en el compresor. El rendimiento de las turbinas es del orden del 65% al 75% y es mayor que los restantes motores neumáticos debido a que no tienen rozamiento interno y, por lo tanto no necesitan lubricación en el aire, lo que aumenta considerablemente su rendimiento en tiempo frío.

Las aplicaciones de las turbinas neumáticas han pasado de alta velocidad y bajo par de arranque (herramientas dentales y arrancadores de motores de reacción) a

motores alternativos pequeños, medianos y grandes. En esencia, la tecnología de las turbinas ofrece equipos de arranque sencillos y altamente eficientes que no requieren aire lubricado, que soportan contaminantes en el aire de alimentación y que necesitan muy poco mantenimiento. Las unidades A.P.U. de arranque de motores de reacción incorporan una reducción de engranajes planetaria para convertir las altas velocidades del rotor de turbina a velocidades normales de arranque.

Los motores de turbina son relativamente compactos y ligeros para la potencia que proporcionan. Las relaciones de engranajes van de 9:1 a 20:1, proporcionan un alto par de arranque y son versátiles y adecuados para una gran variedad de aplicaciones.

La potencia de estos motores se cambia con facilidad, variando el flujo de aire que pasa a su través, es decir, del aire que pasa a través de las toberas del motor. Por ejemplo, cambiando el número de toberas de 16 a 8 se obtiene la mitad de potencia. Por lo tanto, es posible diseñar muchos modelos con diferentes presiones de entrada, velocidades de arranque, y velocidad de pérdida (*stall*). Combinadas estas variantes con varias cajas de engranajes permiten la fabricación de pequeños arrancadores de bajo coste con una gran variedad de aplicaciones. Por ejemplo, pueden arrancar motores de 5 litros a 390 litros (305 a 23.800 pulgadas) a presiones de 2,7 bar a 30 bar (40 a 435 psig).

- Motores de aletas

Consisten en una serie de paletas montadas en un eje excéntrico dentro de una cámara fija. Las paletas deslizan en ranuras radiales practicadas en el rotor y mediante resortes contactan con la parte interior de la cámara fija. El aire ejerce una fuerza rotacional en las pequeñas cámaras formadas por el eje, la cámara fija y las paletas haciendo girar el conjunto alrededor del centro del rotor. Son los motores neumáticos más utilizados.

5.2 Selección del motor neumático

Para calcular un motor de aire se precisan dos datos de los tres siguientes:

1 – Potencia requerida.

- 2 – Velocidad en rpm necesaria para arrastrar una carga determinada.
- 3 – Par de trabajo expresado en Newton metro (Nm) (pies.libra – foot.pounds).

Asimismo, deben considerarse los siguientes factores:

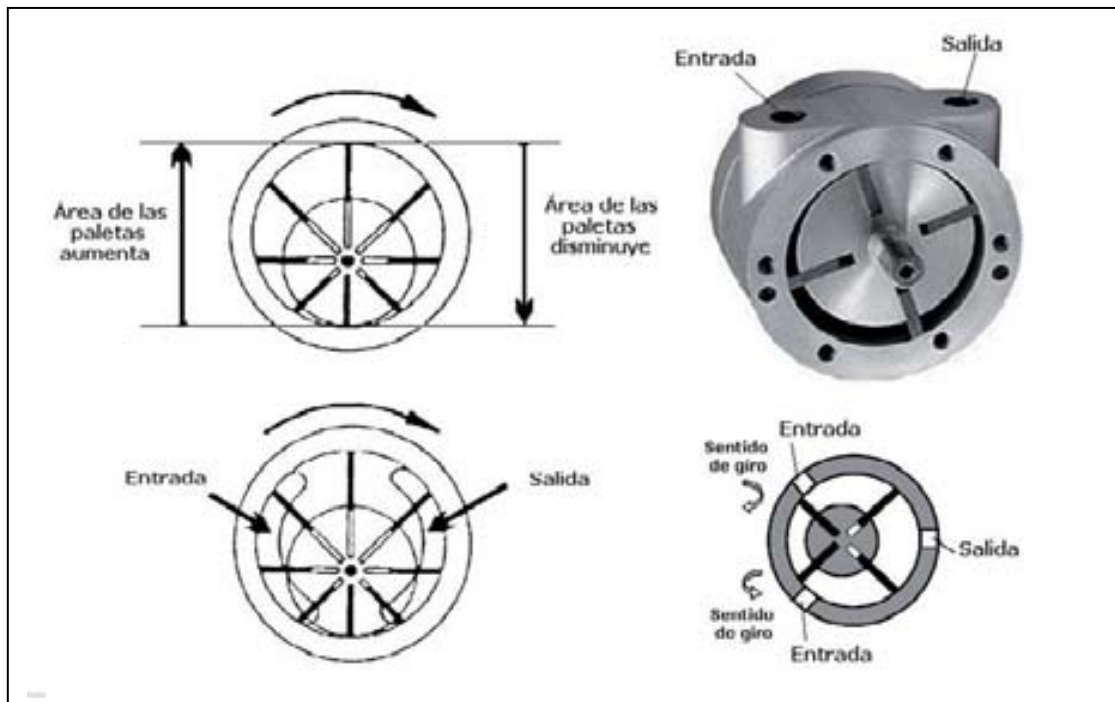


Fig. 5.4 Motor de aire de aletas

- 1 – Presión del aire en bar (o psig). Como la presión del sistema de alimentación de aire puede variar durante el día debido a consumos intermitentes o variables de otros puntos, los cálculos deben hacerse con la presión más baja prevista y asegurar la alimentación del motor con un regulador de presión, cuya presión de salida es el valor que se tomará. Asimismo, los motores de aire de pistón que requieran un servicio continuo no deben operarse a más del 75% de la velocidad libre (sin carga aplicada y a la presión nominal).
- 2 – Alimentación de aire suficiente para el motor, es decir, mínima pérdida de carga en la tubería de alimentación.

La potencia requerida viene determinada por la fórmula:

$$Potencia (Kw) = \frac{\pi * Par (N * m) * RPM}{30} = \frac{0,1046 * Par (N * m) * RPM}{1.000}$$

De esta fórmula se deducen las siguientes:

$$Par (N * m) = \frac{1.000 * Potencia (Kw)}{0,1046 * RPM} \quad RPM = \frac{1.000 * Potencia (Kw)}{0,1046 * Par (N * m)}$$

Otras unidades inglesas y sus factores de conversión son:

$$1 \text{ kW} = 1.34 \text{ hp}$$

$$1 \text{ Nm} = 0.74 \text{ lbf - ft}$$

$$1 \text{ hp} = 0.75 \text{ kW}$$

$$1 \text{ lbf-ft} = 1.36 \text{ Nm}$$

Una vez calculada la potencia, se consultan las curvas de rendimiento de cada motor y se selecciona el motor cuya potencia de salida está próxima al punto de trabajo. Por ejemplo, para el caso de un motor que produzca un par de 20 Nm a 400 rpm, la potencia requerida es de:

$$Potencia (Kw) = \frac{0,1046 * 20 * 400}{1.000} = 0,836 \text{ Kw}$$

Los fabricantes proporcionan gráficos para cada tipo y tamaño de motor que permiten obtener los datos anteriores, a partir de la presión de operación y del par.

Una regla práctica es escoger el motor neumático que proporcione la potencia y el par deseados a los 2/3 de la presión de aire disponible. De este modo, la presión total de aire de la línea se empleará en el arranque y en las sobrecargas.

5.3 Motores de pistón axiales

Los motores de *pistón axiales* contienen varios pistones, normalmente de seis a nueve. Los pistones en su movimiento son retenidos por una placa inclinada, de modo que la hacen girar torsionándola y moviendo directamente un eje exterior. En algunos modelos, el eje actúa sobre un tren de engranajes lo que permite lograr un movimiento de baja velocidad y alto par.

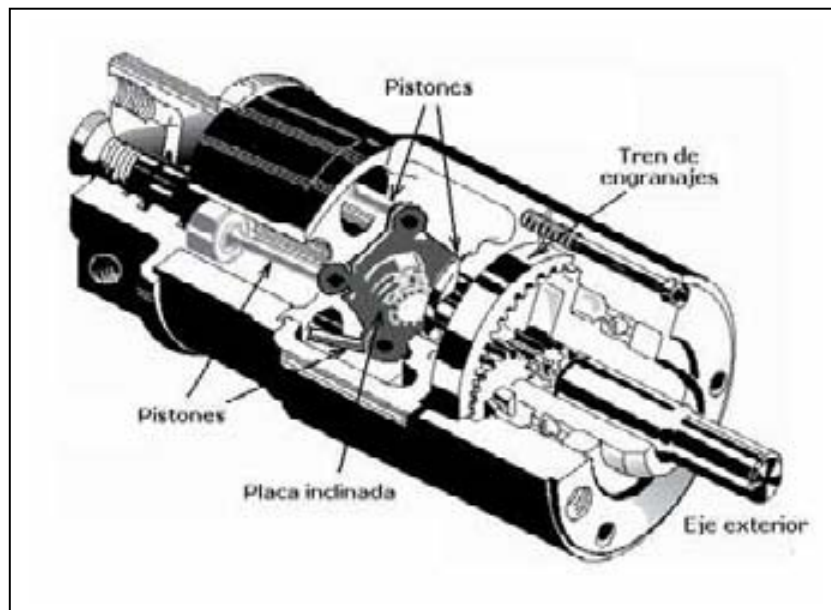


Fig. 5.5 MOTOR AXIAL

Estos motores poseen un alto rendimiento volumétrico combinado con una operación excelente a altas y bajas velocidades, y se caracterizan por:

- Al ser compactos son ideales para trabajar en espacios limitados.
- Par generado 1.980 Nm (17.520 lb-pulgada) a presiones del orden de 344 bar (5.000 psi) y 4.500 rpm.
- Vida útil larga con una construcción robusta y precisa.
- Ideal para altas cargas de arranque.

- Funcionamiento suave con par y potencia en ambos sentidos de giro.
- Trabajan en posición horizontal y bajo carga.
- No deben operar a más del 75% de la velocidad libre (sin carga y a la presión nominal).
- Pueden trabajar hasta temperaturas del orden de los 93°C (200° F).
- El aire de alimentación debe estar provisto de un filtro y de un lubricador y el motor provisto de engrase.

5.4 Motores de pistón radiales

Los motores de pistón radiales utilizan cilindros de movimiento alternativo, accionados por aire comprimido que, a través de una biela, acciona el cigüeñal del motor. Se necesitan varios cilindros al objeto de asegurar un funcionamiento libre de sacudidas. El solapamiento de los impulsos de potencia de los pistones proporciona un par y una potencia total en cada dirección de giro. La potencia de los motores depende de la presión de entrada, del número de émbolos y de la superficie y velocidad de éstos.

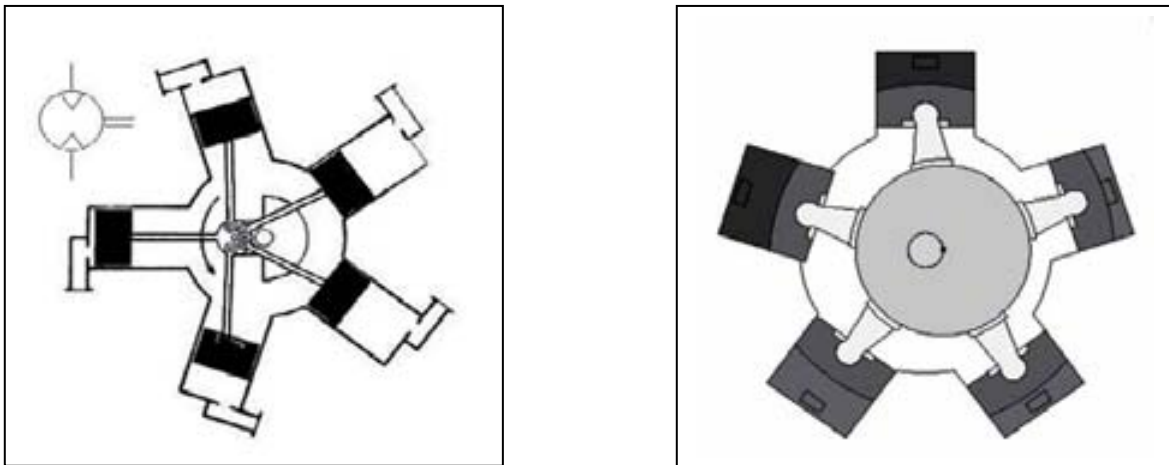


Fig. 5.6 Motor radial

Sus características son:

- Par generado 113.000 Nm (1.000.000 lb-pulgada) a presiones del orden de 344 bar (5.000 psi). Las velocidades abarcan desde 0,1 a 2.000 rpm, siendo la velocidad libre máxima de 4.000 rpm. (sin carga y a la presión nominal).
- La potencia puede variar entre 1,5 y 19 kW (de 2 a 25 C.V.).
- Vida útil larga con una construcción robusta y precisa.
- Ideal para altas cargas de arranque.
- Funcionamiento suave con par y potencia en ambos sentidos de giro.
- Trabajan en posición horizontal y bajo carga.
- No deben operar a más del 75% de velocidad libre (sin carga y a presión nominal).
- Pueden trabajar hasta temperaturas del orden de los 93°C (200° F).
- El aire de alimentación debe disponer de filtro y lubricador y el motor de engrase.
- El aceite de lubricación es distribuido a todas las partes internas del motor.
- En los motores reversibles se recomienda instalar una válvula de control de 4 vías y en los de un solo sentido basta una válvula de 1 vía.

5.5 Motor de engranajes

Consisten en engranajes rectos o helicoidales donde el aire ejerce una presión sobre los flancos de los dientes de piñones engranados y crea pues un par de rotación en uno de los piñones acoplado al eje del motor. El sentido de rotación de estos motores, es reversible.

Están diseñados para un funcionamiento a baja velocidad inferior a 200 rpm. Estos motores accionados por líquido hidráulico permiten velocidades de 3.000 rpm, par motor de unos 680 Nm (6.000 lb-pie) y presiones que llegan a 200 bar (3.000 psi).

Un modelo utilizado en hidráulica pero que también puede emplearse en neumática, es el gerotor (*gearing revolving motor*) (figura 5.2 b) formado por una rueda dentada interior con n dientes y una exterior con $n+1$ dientes. El aire ejerce presión

sobre el espacio entre los dientes, hace girar la rueda interior y sale por el orificio de escape.

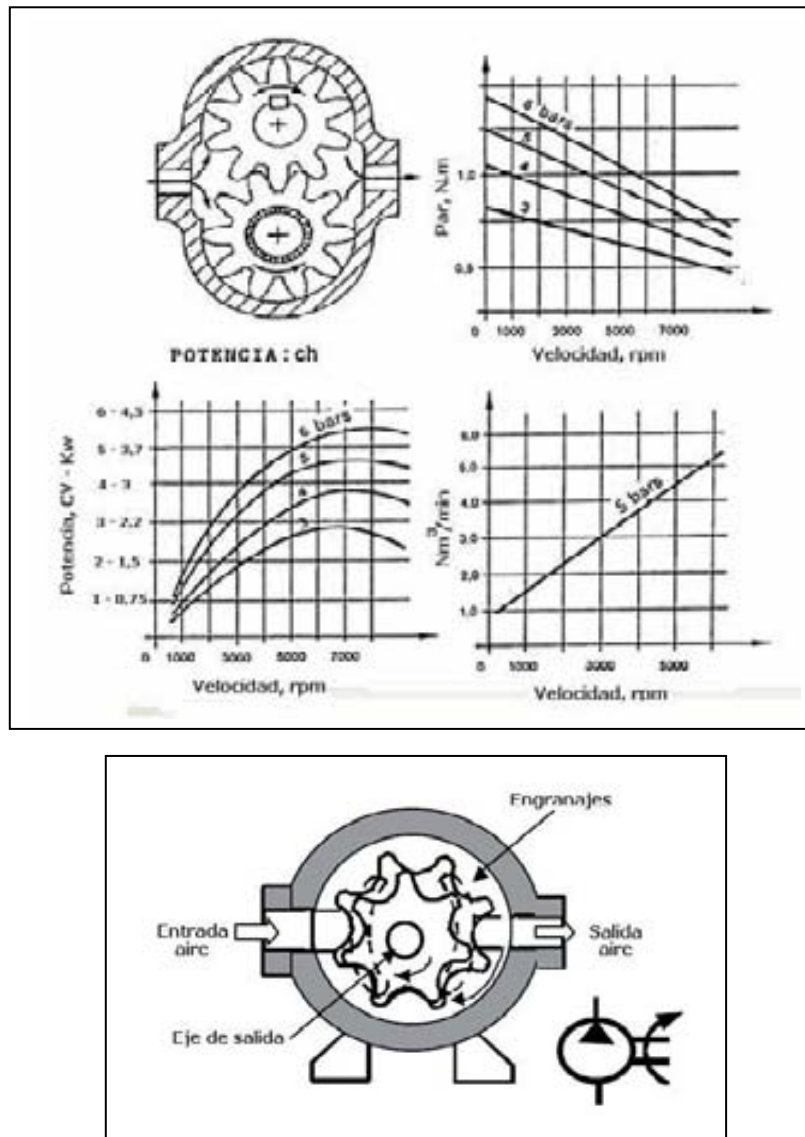


Fig. 5.7 Motor de aire de engranajes. Fuente FU Ibérica y Gerotor

El sentido de rotación de estos motores, equipados con dentado recto o helicoidal, es reversible. Su potencia puede variar de 50 W a 50 kW, por lo que se utilizan en grandes máquinas propulsoras.

5.6 Turbomotores

Funcionan de forma inversa a los turbocompresores y pueden trabajar con una gran variedad de gases y vapores tales como aire comprimido, nitrógeno, vapor y freón. Se caracterizan por lograr una expansión completa del gas comprimido y como sus pérdidas por rozamiento son muy pequeñas son los motores neumáticos más eficientes. Al no rozar con las paredes interiores de la caja no requieren ningún tipo de lubricación en el gas de alimentación.

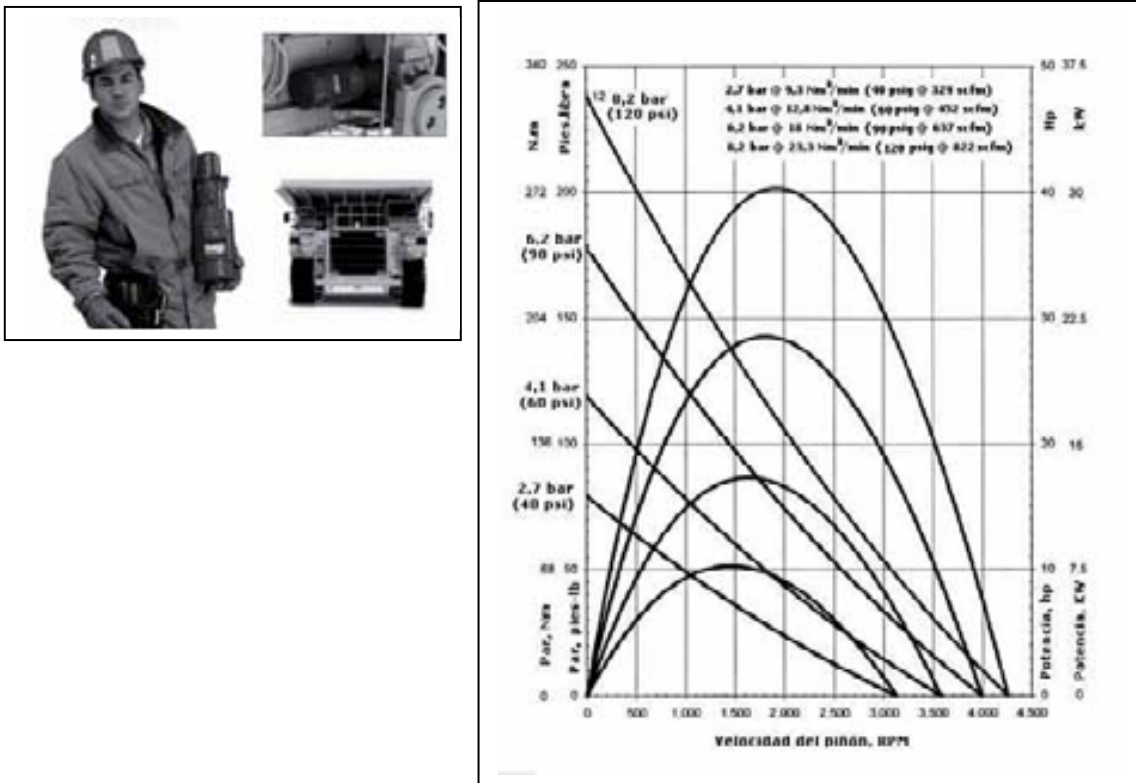


Fig. 5.8 Turbomotor. Fuente: Tech Development Inc

Su potencia abarca desde fracciones de kW hasta 63 kW (85 CV) a presiones de unos 6 bar (90 psig). Se les puede dotar de engranajes reductores para obtener velocidades de 0 a 25.000 rpm. Su peso es reducido siendo del orden de 13 N (1,3 kg fuerza - 3 lbs) a 89 N (9 kg fuerza - 20 lbs) sin engranajes reductores. Su velocidad libre (sin carga y a la presión nominal) es muy alta (500.000 rpm en los tornos neumáticos de dentistas).

5.7 Motores de aletas

El motor neumático de aletas consiste en una serie de paletas montadas en un eje excéntrico dentro de una cámara fija. Las paletas deslizan en ranuras radiales practicadas en el rotor y mediante resortes contactan con la parte interior de la cámara fija. El aire ejerce una fuerza rotacional en la pequeña cámara formada por el eje, la cámara fija y las paletas haciendo girar el conjunto alrededor del centro del rotor (figura 5.9).

Pueden disponer de dos o cuatro orificios de entrada de modo que el aire entra por un lado de las paletas y sale por el otro, o bien el aire entra y sale por dos orificios en cada lado de las aletas. En esta última configuración el par del rotor se aplica dos veces por cada revolución, por lo que el par de un motor de 4 orificios es el doble que uno semejante de 2 orificios siendo la velocidad la mitad aproximadamente.

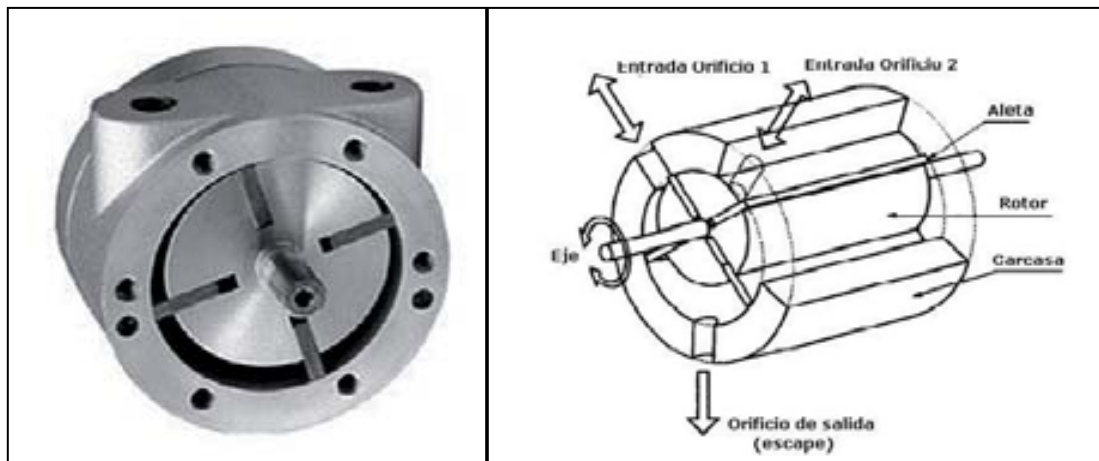


Fig. 5.9 Motor de aletas

En las unidades normales con sólo dos entradas, el par máximo es del orden de 450 Nm (4.000 lb-pulgada) a la presión máxima continua de 172 bar (2.500 psi). La velocidad punta es de 4.000 rpm.

Hay unidades de giro a derechas y de giro a izquierdas.

Como las paletas son empujadas contra las paredes de la cámara fija, se producen rozamientos que obligan a utilizar un lubricante que además sirve de sello para las pequeñas cámaras móviles que se van formando a medida que el rotor gira. Este lubricante suele ser aceite detergente SAE 10 y alimenta con una gota cada 1,4 – 2,1 Nm³/minuto (50 – 75 Npies³/minuto) de aire que fluye a través del rotor.

La velocidad final del motor de aire es impredecible. Resulta del equilibrio entre el par resistente (la carga), la presión de trabajo dentro del motor y naturalmente del flujo de aire de alimentación procedente del compresor.

La velocidad libre del rotor se considera que es la máxima velocidad sin carga y a la presión nominal. Su valor es de unas 25.000 rpm y la velocidad nominal de 12.500 rpm (50% velocidad libre). Se consiguen pares del orden de 225 Nm (2.000 lb-pulgada) a presiones de 6 bar (90 psi). La velocidad libre (sin carga) puede regularse desde el 50% al 10% y el par desde el 50% al 20%.

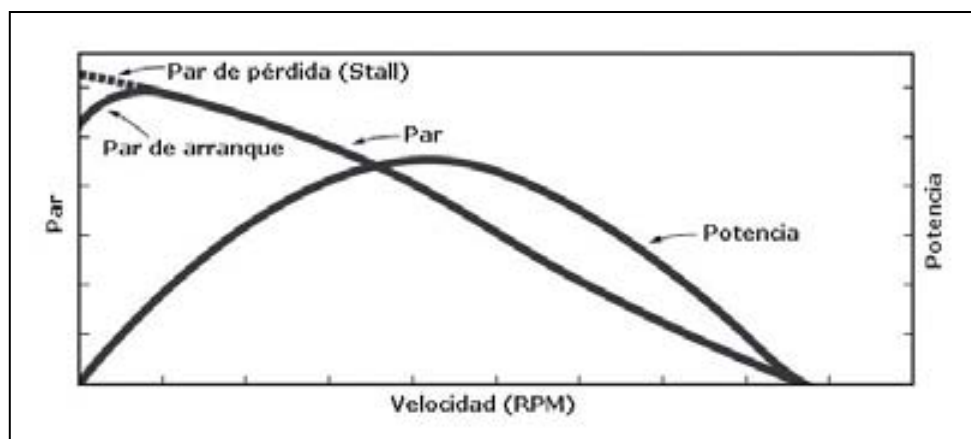


Fig. 5.10 Características del motor neumático de aletas operando a una presión de aire constante. Fuente: Ingersoll-Rand

El comportamiento del motor neumático a presiones diferentes puede verse en la figura 5.11.

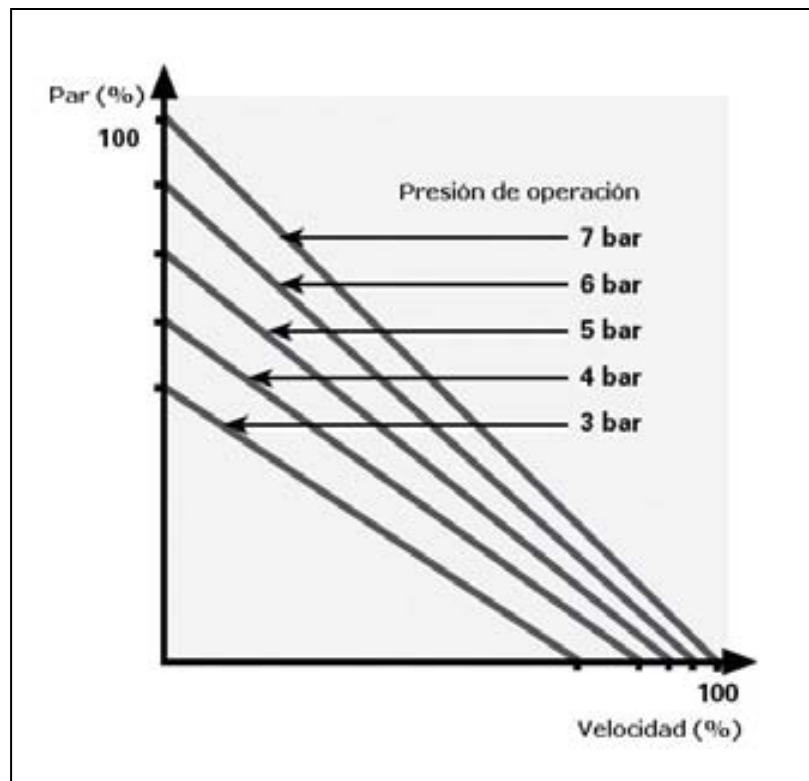


Fig. 5.11 Características del motor neumático a varias presiones de trabajo. Fuente: Atlas Copco

La máxima potencia de diseño se establece para una velocidad del 60% de la velocidad libre. Algunos equipos y herramientas neumáticas requieren algún sistema para inhibir la operación a velocidad libre.

El par de arranque es aproximadamente el 75% del par de pérdida (*stall*).

Al motor de aire se le puede acoplar un engranaje para reducir la velocidad y aumentar el par de salida y la potencia, siendo la reducción del orden de 10:1 a 3:2, es decir 10 a 1,5. Se utilizan engranajes reductores del tipo planetario y helicoidal con muy bajas pérdidas por fricción.

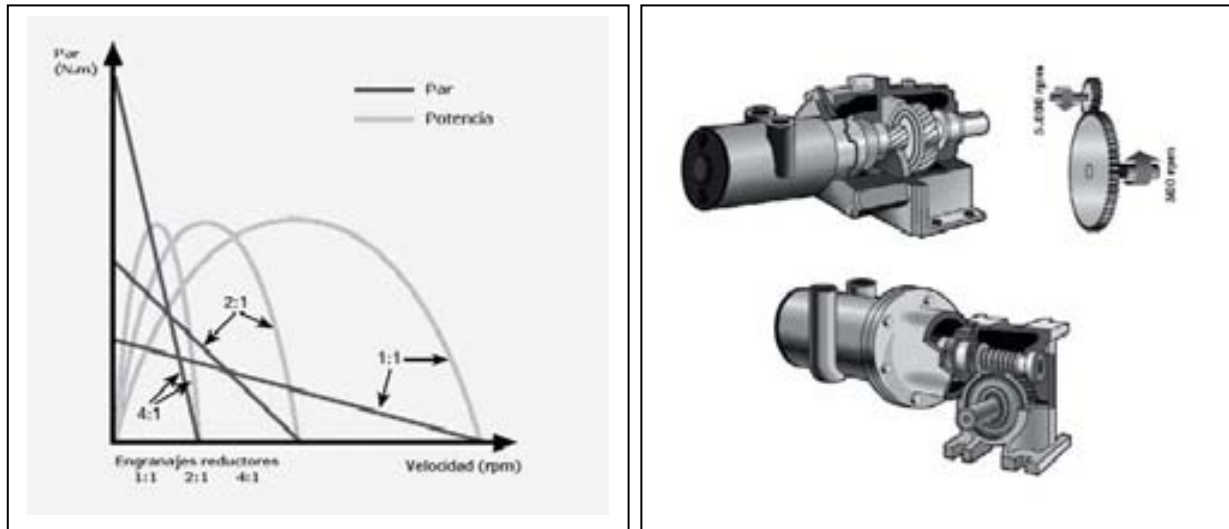


Fig. 5.12 Regímenes varios del motor neumático de aletas con engranajes reductores.

Fuente: Atlas Copco

Es necesario utilizar filtros para eliminar los contaminantes sólidos que a las altas velocidades del rotor reducirían considerablemente la vida útil del motor. El aire debe ser seco para impedir condensaciones de agua que desequilibrarían el rotor a altas velocidades, por lo que es necesario instalar un purgador de vapor de agua. Asimismo, el rotor debe estar perfectamente equilibrado para conseguir una vida útil óptima.

Una excesiva velocidad en el motor de aire genera un rozamiento interno excesivo con la consecuencia de aumentar los huelgos internos y dañar el motor. De aquí que se limite la velocidad de 2.000 a 3.000 rpm en motores de potencia 2 a 3 kW.

Las tolerancias en las dimensiones del rotor durante su fabricación son del orden de 0,002 mm por mm de anchura del rotor.

El motor de aire produce mucho ruido, de modo que muchos fabricantes incorporan silenciadores (figura 5.13).

Los motores de aire proporcionan una potencia suave, limpia y segura a prueba de explosión y sin vibraciones. Pueden arrancarse, pararse, entrar en pérdida (*stall*) e

invertir su sentido de marcha muchas veces y sin problemas. No se sobrecalientan ni se queman y su relación potencia/peso es más alta que los motores eléctricos.

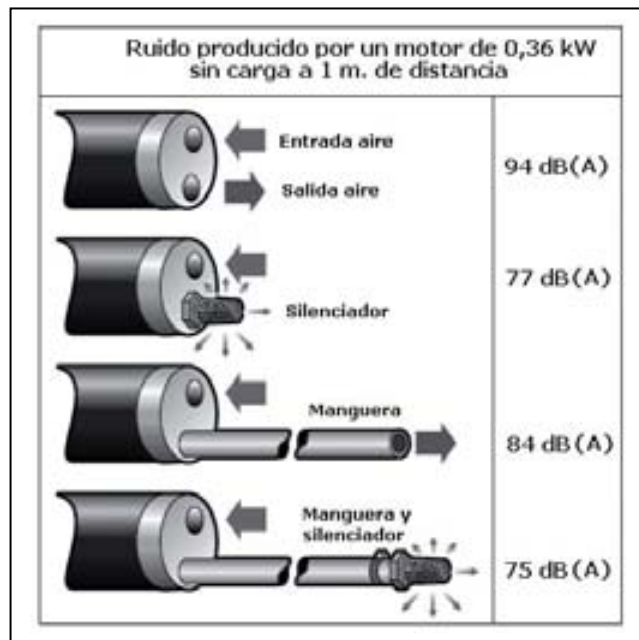


Fig. 5.13 Ruido de un motor de 0,36 kW sin carga medido a 1 m. de distancia. Fuente: Atlas Copco

Los problemas que pueden presentarse en los motores de aire son debidos a la entrada de materias extrañas en el rotor, desalineamiento, corrosión e inadecuada lubricación, por lo que una alimentación de aire limpio y relativamente libre de humedad es esencial.

Sin embargo, los motores de aire tienen un gran problema de rendimiento. Comparados con los motores eléctricos su rendimiento es de sólo el 10%. Por suerte, la gran parte de las aplicaciones de estos motores son de naturaleza intermitente o bien trabajan en la condición de pérdida (sin carga) gran parte de su tiempo de servicio. De todas formas, el caudal que consumen es muy bajo, de modo que este bajo rendimiento es despreciable.

Aunque los motores de aire no superen a los motores eléctricos en rendimiento, proporcionan siempre una solución conveniente y competitiva en aplicaciones

como control de velocidad amplio, condición de pérdida al ser sometidos a un par alto, pequeño tamaño, alta relación potencia-peso y trabajo en condiciones de servicio hostiles (atmósferas explosivas).

Cálculo de la potencia y del par

Sea un motor que debe girar a 300 rpm con un par de 10 Nm. Según la expresión del apartado 5.1 se tiene:

$$Potencia (Kw) = \frac{0,1046 * Par (N * m) * RPM}{1.000} = \frac{0,1046 * 10 * 300}{1.000} = 0,3138 Kw$$

Una vez calculada la potencia debe determinarse lo que se llama el punto de trabajo, es decir, el punto que describe la velocidad de operación deseada para el motor y el par requerido a esta velocidad. Dado que muchos modelos y tamaños de motores pueden realizar el mismo trabajo, es deseable seleccionar un motor que trabaje a su máxima velocidad y produzca la máxima potencia a esta velocidad, en un punto de la curva lo más próximo posible al punto de trabajo.

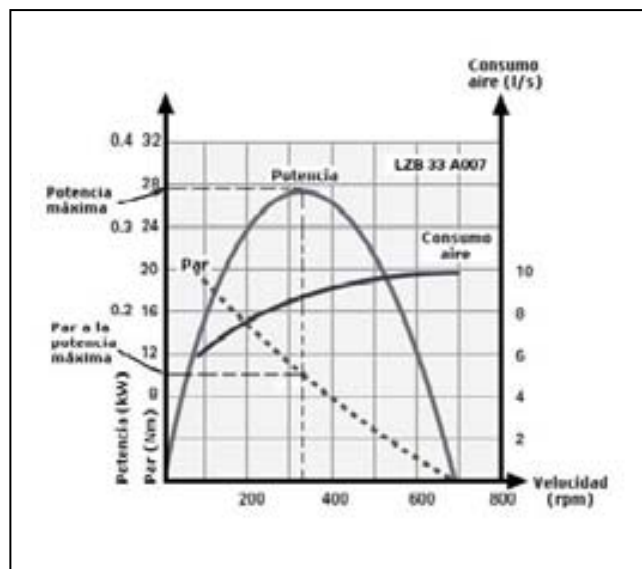


Fig. 5.14 Curvas de potencia del motor de aire de aletas. Fuente: Atlas Copco

En el ejemplo se selecciona un motor neumático comercial de potencia máxima 0,35 kW o superior, cuyas curvas características pueden verse en la figura 5.14.

Si se desea que el motor trabaje exactamente en el punto de trabajo, es necesario modificar la potencia de salida regulando la velocidad por estrangulamiento de la entrada de aire mediante una válvula de ajuste o de control (figura 5.15).

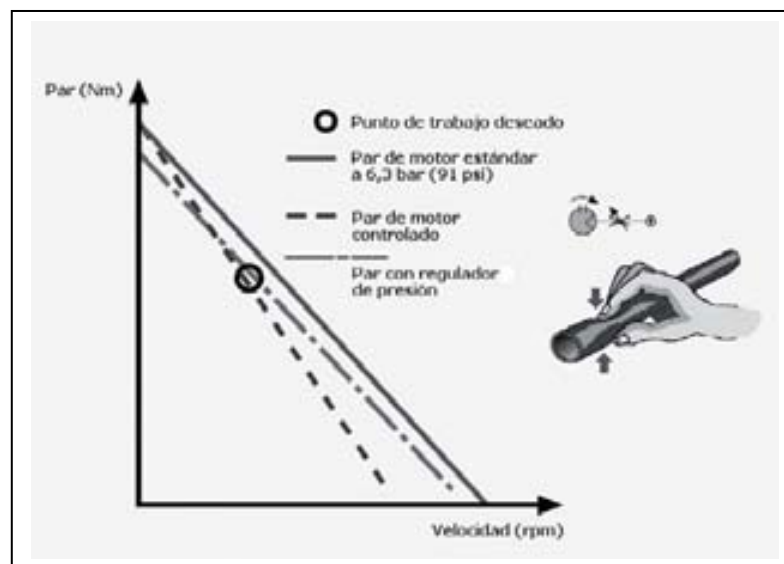


Fig. 5.15 Ajuste del punto de trabajo en el motor neumático. Fuente: Atlas Copco

El ejemplo descrito se refiere a un motor de baja potencia. En la figura 5.16 pueden verse las curvas de par, potencia y consumo para varias presiones de servicio para motores de potencia hasta 20 kW y 6.000 rpm.

En la figura 5.17 se muestran varias curvas de trabajo para varias potencias y velocidades.

Y en la figura 5.18 las curvas de trabajo con engranajes reductores acoplados cuando se precisa una gran potencia a baja velocidad (inferior a 200 rpm).

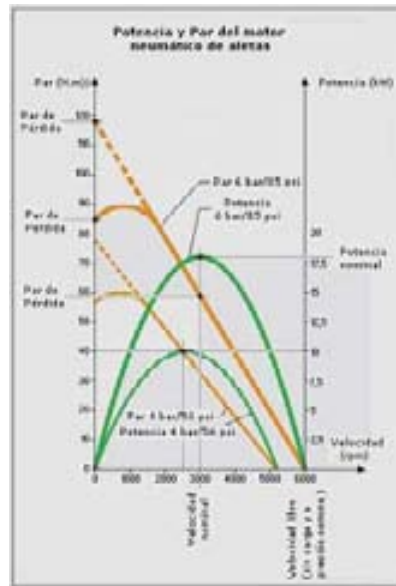


Fig. 5.16 Curva típica de potencia, par y consumo con relación a la velocidad del motor de aire alimentado a 4 y 6 bar

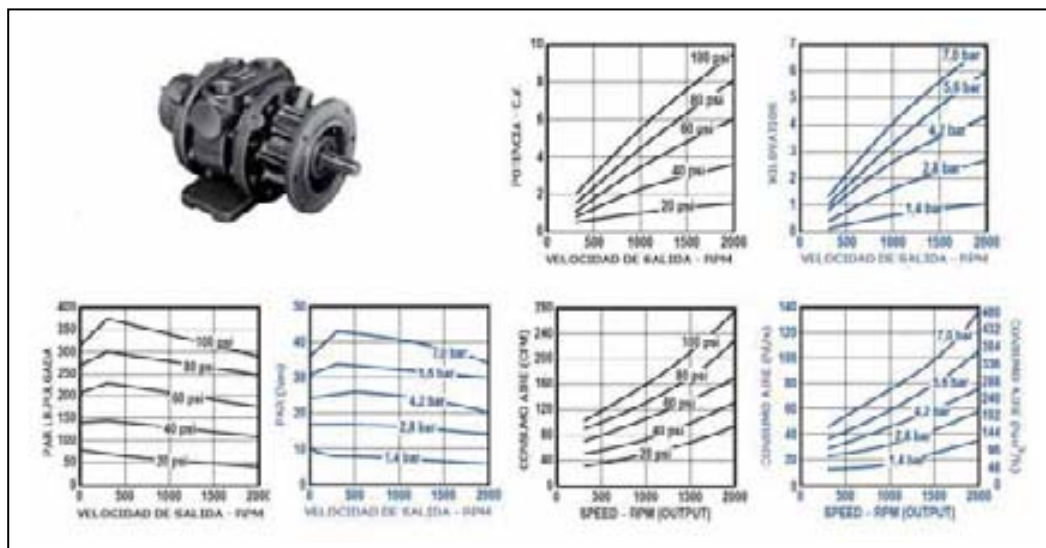


Fig. 5.17 Curvas de potencia del motor de aire de aletas. Fuente GAST



Fig. 5.18 Motor neumático de aletas con engranajes reductores. Fuente: CAST

A señalar que las curvas de servicio normal del motor de aletas están diseñadas para trabajar a 6,3 bar (91 psig) que es la presión de máximo rendimiento. Pueden trabajar a presiones inferiores a 2,7 bar (40 psig), si bien su rendimiento queda afectado. También pueden trabajar a presiones superiores a 6,8 bar (100 psig), pero a expensas de un mantenimiento más estricto. Estas velocidades, pares y potencias, se obtienen regulando la presión, la alimentación de aire o el escape. En la tabla 5.1 pueden verse los factores de corrección a aplicar.

Los motores de aire sin control deben funcionar con carga y desarrollan su potencia máxima al 50% de la velocidad libre (sin carga y a la presión nominal), mientras que los motores regulados alcanzan su máxima potencia aproximadamente al 80% de su velocidad libre.

Conviene diferenciar entre el par máximo de pérdida (*stall*) y el par de funcionamiento. El par de arranque es aproximadamente el 75% del par de pérdida.

Una vez se ha seleccionado el motor, es importante asegurar que se dispone de la presión de aire de alimentación deseada mientras el motor funciona. Es posible que exista una presión determinada en la salida del compresor y que no se corresponda con la disponible a la entrada del motor neumático debido a restricciones del flujo o a pérdidas de carga en el sistema neumático o a consumos intermitentes de otras máquinas en el sistema de distribución del aire comprimido. Una regla práctica para dimensionar un motor neumático de aletas es considerar que la presión de aire es aproximadamente un 70% más baja.

Tabla 5.1 Factores de corrección de motores neumáticos para presiones distintas de 6,3 bar (91 psi). Fuente: Atlas Copco

Presión de aire		Señal de salida	Velocidad	Par	Consumo de aire
bar	psi				
7	101	1,13	1,01	1,09	1,11
6	87	0,94	0,99	0,95	0,96
5	73	0,71	0,93	0,79	0,77
4	58	0,51	0,85	0,63	61
3	44	0,33	0,73	0,48	0,44

Cuando se instalan motores de aire reversibles, es necesario disponer de válvulas de 3 o 4 vías para prevenir el bloqueo del orificio de escape secundario que es el opuesto al orificio de presurización.

En el caso de sustituir un motor eléctrico por uno neumático debe tenerse en cuenta que sus curvas de par-potencia son totalmente diferentes, de modo que por ejemplo, un motor eléctrico sobredimensionado para prevenir sobrecargas, puede ser sustituido por uno neumático de más baja potencia.

5.8 Herramientas neumáticas

Las herramientas neumáticas constan del cilindro o depósito de aire, el motor de aletas y el aspersor de aceite (*sprayer*).

El cilindro de aire contiene un pistón que es empujado en un sentido por el aire comprimido y es devuelto a su posición inicial por un resorte o por aire. En el martillo neumático típico, el pistón se mueve libremente dentro del cilindro y al final de su carrera golpea contra la parte superior de la herramienta y un mecanismo adicional gira un poco el pico después de cada golpe o impulso. Los martillos neumáticos ligeros portátiles se usan para pintura, remachado y trabajos en roca. Los martillos más pesados se utilizan en minería y *quarrying*. Algunos se montan sobre vehículos y otros se utilizan para compactar arena u hormigón.

El motor de aletas puede adaptarse muy bien al movimiento circular y puede hacerlo a grandes velocidades (10.000 a 20.000 rpm). El eje se conecta directamente a taladradoras, destornilladores y muelas.

Acoplando engranajes se consiguen bajas velocidades y un mayor par lo que los hace útiles en trabajos pesados. Con un engranaje adecuado, el motor de aletas puede accionar una polea de arrollamiento de cable o bien una cadena alrededor de un tambor para levantar pesos considerables.





Fig. 5.19 Herramientas neumáticas (amoladora, vibradora, lijadora y martillo de impacto)

El aspersor neumático de pintura extrae la pintura de un depósito por la presión reducida creada por un flujo de aire que pasa a través de la tubería conectada al depósito. Se aplica a pintura y a cemento y plaster en el trabajo de construcción, así como a insecticidas, metal fundido, y fibras de plástico. Los aspersores de pintura permiten realizar un trabajo rápido, depositar capas finas de pintura y penetrar en grietas que con brochas manuales no se puede conseguir.

En la tabla 5.2 puede verse el consumo aproximado de aire de motores neumáticos acoplados a varias máquinas.

Tabla 5.2 Consumo de aire de motores neumáticos acoplados a máquinas. Fuente: Jenny Products Inc

Herramienta neumática	NI/min a 6,3 bar	Scfm a 90 psi	Herramienta neumática	NI/min a 6,3 bar	Scfm a 90 psi
Motor de aire < 0.75kW	1200/kW	42/kW	Muela - rueda acero de 18 mm	300	10,5
Motor de aire 0.75-4.0kW	1080/kW	38/kW	Muela - rueda acero de 50 mm	480	17

Motor de aire > 4 kW	960/kW	34/kW	Muela - rueda acero de 100 mm	1200	42,3
Taladradora acero 6 mm	600	21	Muela - rueda acero de 150 mm	1800	63,5
Taladradora acero 9 mm	720	25,4	Herramienta de corte	113 a 283	4 a 10
Taladradora acero 18 mm	900	31,8	Pistola de grasa	113	4
Taladradora acero 25 mm	1200	42,3	Remachadora hidráulica	113	4
Taladradora acero 30 mm	1500	53	Llave de impacto de 3/8"	70 a 99	2,5 a 3,5
Taladradora acero 38 mm	1800	63,5	Llave de impacto de 1/2"	113 a 141	4 a 5
Taladradora acero 50 mm	2400	84,7	Llave de impacto de 1"	283	10
Pistola de aspersión pequeña	60 a 4 bar	2,1 a 58 psi	Lijadora orbital	170 a 255	6 a 9
Pistola de aspersión mediana	240 a 4bar	8,47 a 58 psi	Lijadora circular	226 a 354	8 a 12,5
Pistola de aspersión grande	600 a 4 bar	21 a 58 psi	Pistola de puntillas	113	4
Cizalla	226 a 453	8 a 16	Sierra	141	5

5.9 Instalación del motor neumático

El motor de aire se alimenta de la red general de tuberías de aire comprimido conectada al compresor y unidades de preparación general del aire. Los cálculos de la red general y de las derivaciones estiman la pérdida de carga de varios tamaños de tuberías para varios caudales de aire comprimido y a presión atmosférica (figura 5.20 en la página siguiente).

Y para otros diámetros:

$$\Delta P (Tubería) = \Delta P (Gráfico) * \left(\frac{\phi_{interior} (Gráfico)}{\phi_{interior} (Tubería)} \right)^5$$

Para presiones relativas diferentes de 7 bar y temperaturas distintas de 15° C.

$$\Delta P (Tubería) = \Delta P (Gráfico) * \frac{(7 + 1,013)}{(P(Tubería) + 1,013) * \frac{273 + Temperatura}{288}}$$

Y para otras longitudes de tubería la pérdida de carga es proporcional a la longitud de la tubería.

El motor de aire de una herramienta neumática debe alimentarse con un filtro, un regulador de presión y un lubricador (figura 5.21).

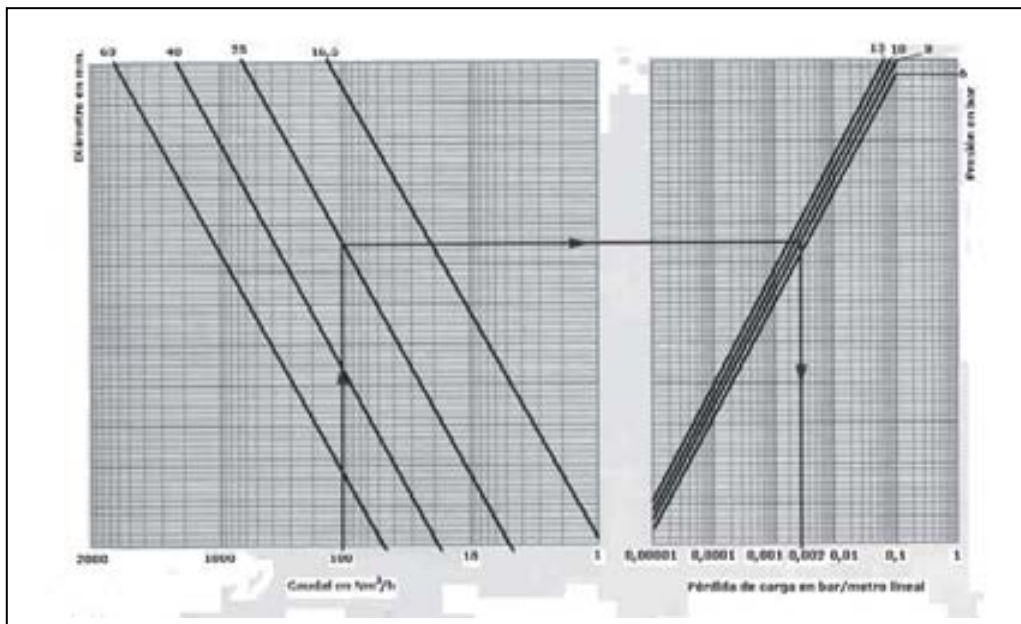


Fig. 5.20 Pérdida de carga de tuberías de aire comprimido. Fuente: MicroTransair

El filtro contiene un elemento filtrante generalmente de 4 micras que retiene las partículas de suciedad de tamaño 4 micras o superior.

El lubricador debe suministrar en general 50 mm³ de aceite por cada m³ (1.000 litros) de aire atmosférico consumido. Cada gota de aceite ocupa unos 15 mm³ de modo que el número de gotas a suministrar es de 50/15 = 3,3 gotas/Nm³ de aire. La

viscosidad del aceite de lubricación debe estar comprendida entre 50 y $300 \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$ a la temperatura de trabajo del motor.

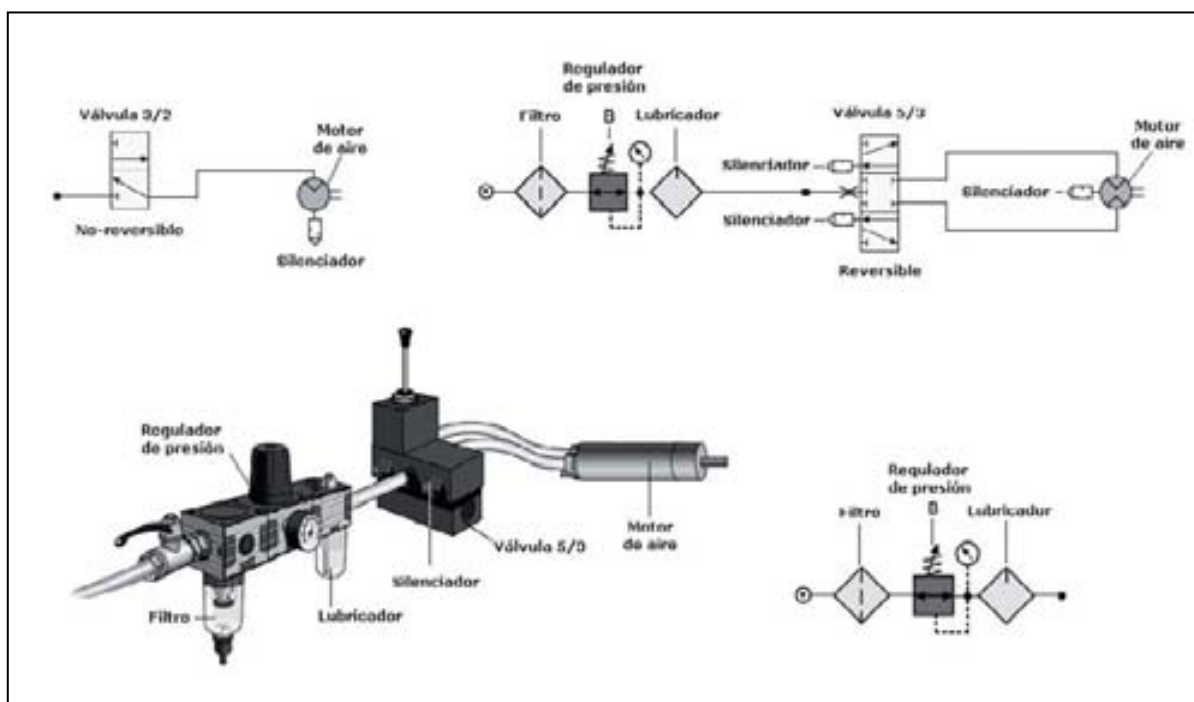


Fig. 5.21 Circuito motor de aire. Fuente: Atlas Copco

Una bajada en el caudal de lubricante por avería o por falsa economía repercute en la vida útil del motor según la tabla siguiente:

Tabla 5.3 Vida útil del motor según la cantidad de aceite lubricante. Fuente: Atlas Copco

Cantidad de lubricante	Vida útil del motor (horas)	Potencia de salida (%)
50	1000 - 3000	100
10	500 - 1000	100
1	200 - 500	90
0,1	100 - 300	80
0	10 - 30	30

5.10 Accesorios

Filtro de aire

El filtro contiene un elemento filtrante generalmente de 4 micras que retiene las partículas de suciedad de tamaño 4 micras o superior.

El aire debe ser filtrado para asegurar una vida útil comercial. El filtro suele ser de 64 micras y sus orificios de entrada y salida deben ser los mismos que los del motor neumático. En general se combina con un lubricador y un regulador de presión.

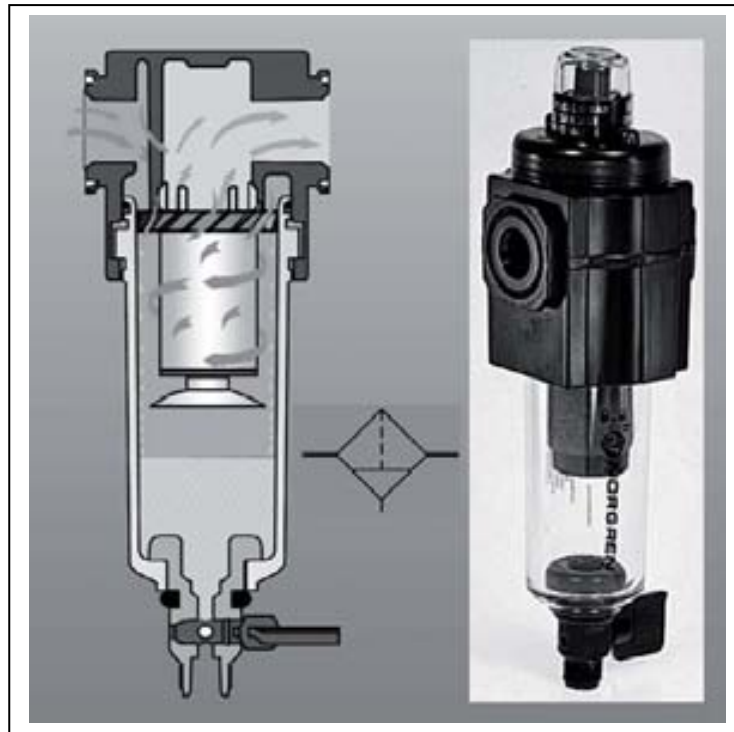


Fig. 5.22 Filtro de aire. Fuente: Norgren

Regulador

El regulador de la figura 5.23 posee una cámara con diafragma con un tubo aspirador que la conecta a la cámara de salida. Si el caudal de demanda en la salida aumenta, el tubo crea una presión ligeramente inferior dentro de la cámara, con lo que el diafragma baja debido a la presión del muelle y la válvula abre permitiendo la entrada de más aire. La presión de salida depende del apriete del resorte.

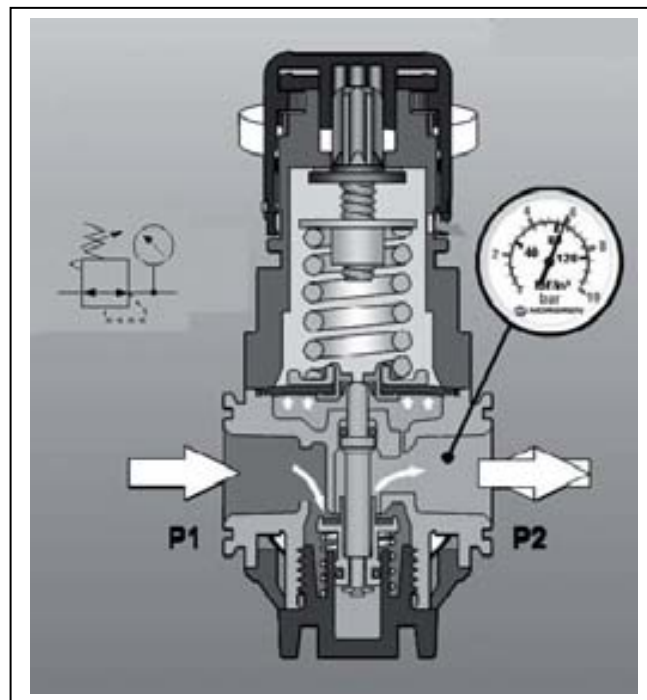


Fig. 5.23 Regulador de presión de aire

En otro modelo el orificio del tubo es mayor y la válvula está equilibrada lo que proporciona una mayor regulación de la presión en la salida.

Lubricador

Debe instalarse a unos 5 metros de distancia del motor neumático para asegurar una correcta calibración.

Los lubricantes recomendados son el ISO RD100 y el detergente SAE #10 de motor de automóvil. El número de gotas de aceite para un motor neumático típico es de:

- Servicio continuo: 3 – 5 gotas/minuto
- Servicio intermitente: 7 – 9 gotas/minuto

En el caso de que el motor de aire funcione a altas velocidades sin carga y con una lubricación inadecuada, el motor sufrirá daños e incluso puede fallar.

Silenciador

El motor de aire causa mucho ruido, de modo que en muchas aplicaciones es necesario acoplar un silenciador al motor. El dispositivo no debe restringir el caudal de aire. En la figura 5.25 puede verse un silenciador y sus curvas características.

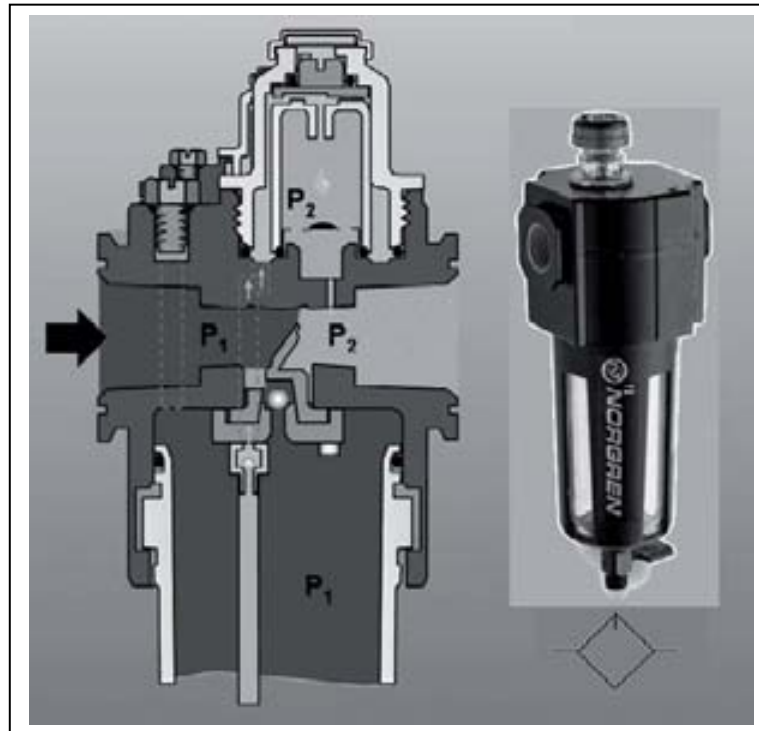


Fig. 5.24 Lubricador

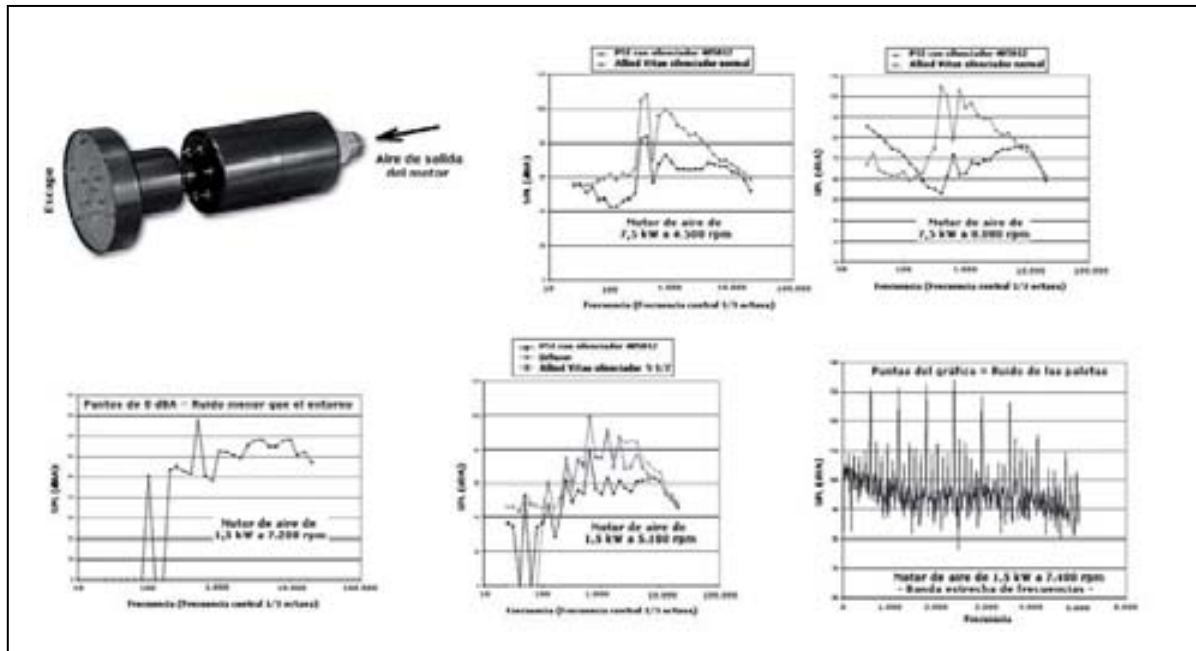


Fig. 5.25 Silenciador y curvas de potencia de sonido en dBA. Fuente PSI Automation

5.11 Instrucciones generales de mantenimiento

Evitar la marcha en vacío del motor neumático, utilizando una válvula manual de cierre en los periodos en que no se emplea el motor. Si por olvido o desidia no se procede así, se gastará energía inútilmente, se generará ruido innecesario y se provocará un desgaste innecesario del motor.

Ajustar la presión de alimentación a la salida del conjunto filtro-manoreductor-lubricador a la recomendada por el fabricante y a la carga a accionar. Se debe tener en cuenta que el motor neumático tiende a aumentar su velocidad si baja la carga.

CAPÍTULO 6

MOTORES HIDRÁULICOS

6.1 Generalidades

En un sistema hidráulico, la bomba aporta la presión necesaria sobre el fluido hidráulico para que el circuito pueda proporcionar la potencia requerida por los equipos que alimenta, mientras que el cilindro o el motor realizan el trabajo externo requerido por una carga. Hay que señalar que si bien en el texto se estudian los motores hidráulicos, la descripción de las bombas es parecida.

La presión de trabajo del circuito se consigue al ser los fluidos hidráulicos prácticamente incompresibles y emplearse varios pistones que los comprimen a través de una fuerza mecánica proporcionada por un motor eléctrico o de gasolina o por cualquier otro dispositivo.

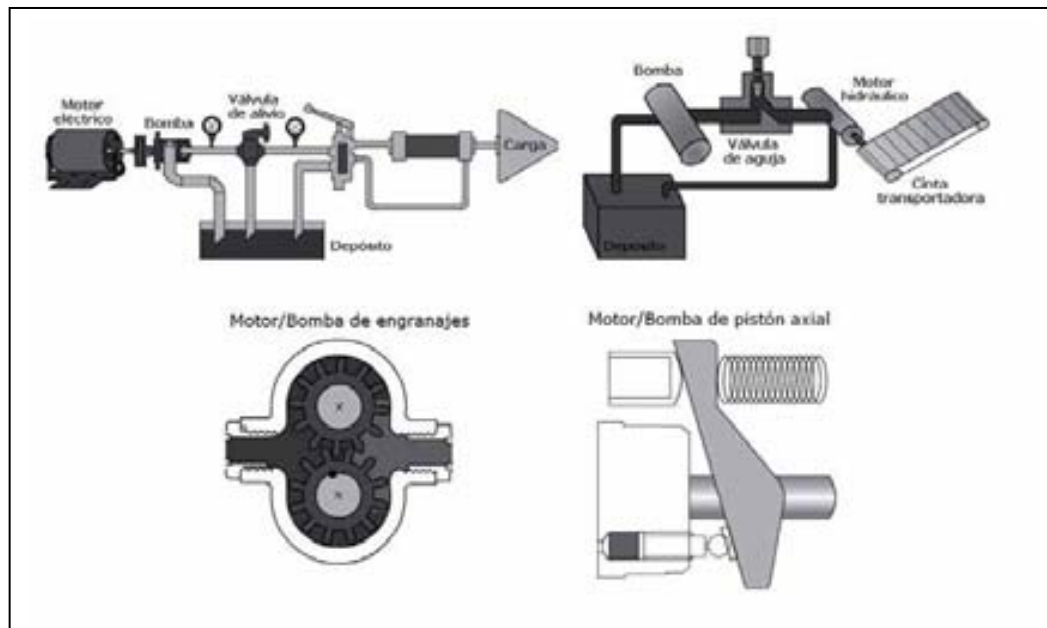


Fig. 6.1 Esquemas de circuitos hidráulicos (bomba y motor)

Varios tipos de motores hidráulicos se usan en la industria. Proporcionan una velocidad predeterminada relativamente constante a través de su variada gama de presiones. Cuando alcanzan su máximo par, su velocidad cae rápidamente debido a que el fluido hidráulico se escapa a través de una válvula de alivio dejando el motor sin alimentar. La generación de calor que tiene lugar durante su funcionamiento puede hacerse mínima utilizando un sistema de bombeo volumétrico de presión compensada en lugar de la válvula de alivio. Con relación a los demás motores pueden proporcionar puntas de potencia con menor esfuerzo. Por otro lado, estos motores al ser unidades compactas pueden sumergirse o trabajar en condiciones de servicio muy duras.

Entre los tipos de motores hidráulicos se encuentran:

- 1 – *Motor de paletas*. Son las más populares si bien tienen algunas limitaciones en el par de arranque y a bajas velocidades debido al alto porcentaje de deslizamiento o a las fugas internas de fluido. Asimismo, no pueden emplearse en sistemas de muy alta presión.
- 2 – *Motor de pistón axial o radial*. El axial tiene los pistones dispuestos a lo largo de un eje, mientras que en el radial están posicionados radialmente a la generación de energía. Son más caros pero pueden adaptarse mejor a alto par, bajas velocidades de operación y en aplicaciones de alta presión.
- 3 – *Motor de engranajes*. Son los más baratos pero los más ruidosos. Pueden trabajar a altas velocidades pero de forma análoga a los motores de paletas, su rendimiento cae a bajas velocidades.
- 4 – *Motor gerotor*. Son motores de engranajes con engranajes internos de diferente número de dientes. Son excelentes motores de baja velocidad, alto par gracias a su inherente operación reducida de los engranajes.

Los motores hidráulicos proporcionan fuerzas y pares elevados con un alto nivel de control del movimiento. Sus aplicaciones típicas son en motores de elevación de bajo peso y alta potencia, movimiento de los controles de los aviones comerciales, poleas hidráulicas, máquinas herramientas, simuladores de vuelo y de movimiento, y en máquinas de agricultura y uso automático industrial.

Los datos de los motores hidráulicos pueden venir dados en unidades europeas o americanas. Para facilitar su uso se muestra en la tabla 6.1 una equivalencia entre las mismas.

Tabla 6.1 Equivalencia entre unidades

Medida	Unidad	Unidad imperial/US	Factor de conversión
Presión	bar	Pa	1 bar = 10 ⁵ Pa
Volumen	litro	m ³	1 litro = 10 ⁻³ m ³
Viscosidad cinemática	cSt	m ² /s	1 cSt = 10 ⁻⁴ m ² /s = 1 mm ² /s
Desplazamiento	c.c./Rev.	Pulgadas cúbicas/Rev. (In ³ /Rev)	1 c.c./Rev = 0,061 in ³ /Rev
Par específico	Nm /bar	lb.ft/psi (libras.pie/psi)	1 Nm /bar = 0,0509 lb.ft/psi
Par	Nm	lb.ft (libras.pie)	1 Nm = 0,73757 lb.ft
Presión	bar	psi	1 bar = 14,5052 psi
Potencia	KW	HP (US)	1 KW = 1,3410 HP(US)
Peso	kg	lb	1 kg = 2,2046 lb
Capacidad	litros	Galones US Galones imperiales	1 litro = 0,2642 Galones US 1 litro = 0,2200 galones imperiales
Temperatura	°C	°F	°C = (°F - 32)/1,8
Longitud	mm	pulgada	1 mm = 0,03937 pulgadas

6.2 Cálculo de la potencia de los motores hidráulicos

Las variables que permiten calcular cuales han de ser las características del motor son:

Par: Par de rotación generado por el motor hidráulico para convertir la potencia del motor en fuerza mecánica por medio de la rotación del eje.

Desplazamiento: Caudal del fluido necesario para alcanzar una determinada velocidad de rotación.

Presión de operación: Presión a la que trabaja el motor hidráulico.

Velocidad de operación: Velocidad a la que giran los componentes del motor hidráulico.

Temperatura de operación: Temperatura a la cual el motor hidráulico trabaja de forma segura y eficiente.

Viscosidad del fluido: Viscosidad del fluido de trabajo utilizado en el motor hidráulico.

El volumen de fluido hidráulico que es bombeado en cada revolución viene calculado por la geometría de las cámaras que transportan el aceite. Una bomba nunca desarrolla el volumen calculado o teórico del fluido, de modo que se usa un factor llamado *rendimiento volumétrico* que es la relación entre el caudal calculado con relación al real. El rendimiento volumétrico varía con la velocidad, la presión y la forma de construcción de la bomba.

Asimismo, el *rendimiento mecánico* tampoco es del 100% debido básicamente a la energía gastada en los rozamientos. De modo que se considera que el *rendimiento global* de una bomba hidráulica es el producto de su rendimiento volumétrico y el rendimiento mecánico.

En general, las bombas se caracterizan por su presión máxima de servicio (bar o Pascal) y su caudal de salida (litros/minuto) a una velocidad de rotación determinada (rpm).

Las fórmulas utilizadas el cálculo del caudal, el par, la potencia y la velocidad son (fuente *Sauer-Danfoss*):

$$Q \text{ (l/min)} = \frac{\text{Desplazamiento (cm}^3 \text{ / revolución)} * \text{Velocidad (rpm)}}{1.000 * \text{Rendimiento volumétrico}}$$

$$Q \text{ (gpm)} = \frac{\text{Desplazamiento (pulg.}^3 \text{ / revolución)} * \text{Velocidad (rpm)}}{231 * \text{Rendimiento volumétrico}}$$

$$\text{Par (N * m)} = \frac{\text{Desplaz. (cm}^3 \text{ / revolución)} * (\text{Alta presión} - \text{Baja presión}) (\text{bar}) * \text{rendimiento mecánico}}{20 * \pi}$$

$$\text{Par (lb * pulgada)} = \frac{\text{Desplaz. (pulg.}^3 \text{ / revol.)} * (\text{Alta presión} - \text{Baja presión}) (\text{psi}) * \text{Rendimiento mecánico}}{2 * \pi}$$

$$Potencia (kW) = \frac{Q(l/min) * (Alta presión - Baja presión)(bar) * Rendimiento global}{600}$$

$$Potencia (HP) = \frac{Caudal (gpm) * (Alta presión - Baja presión)(bar) * Rendimiento global}{1.714}$$

$$Velocidad del motor (rpm) = \frac{Caudal(l/min) * 1000 * Rendimiento volumétrico}{Desplazamiento (cm^3/revolución)}$$

$$Velocidad del motor (rpm) = \frac{Caudal (pulg.^3/min) * 231 * Rendimiento volumétrico}{Desplazamiento (pulg.^3/revolución)}$$

Ejemplo de cálculo:

- Desplazamiento = 20 cm³/min
- Velocidad 3.000 rpm
- Rendimiento mecánico 88%
- Rendimiento volumétrico = 93%
- Presión en la línea de entrada = 200 bar
- Presión en la línea de retorno = 7 bar

$$Q (l/min) = \frac{20 * 3.000}{1.000 * 0,93} = 64,5 l/min$$

$$Par (N * m) = \frac{20 * 193 * 0,88}{20 * \pi} = 54 N * m$$

$$Potencia (kW) = \frac{64,5 * 193 * 0,88 * 0,93}{600} = 16,9 kW$$

Y con el fin de comprobar si los cálculos se han realizado correctamente resulta para la velocidad del motor, el valor:

$$\text{Velocidad del motor (rpm)} = \frac{64,5 * 1000 * 0,93}{20} = 2.999,25$$

Lo que concuerda prácticamente con el valor de partida de 3.000 rpm.

Observaciones:

Si aumenta la presión de salida de la bomba se reduce su par, ya que disminuye su presión diferencial.

El factor de rendimiento de la bomba es prácticamente constante trabajando en la zona de la mitad superior del margen, con la salvedad de que al aproximarse las rpm al extremo de su valor, el rendimiento disminuye.

Trabajar con presiones bajas da lugar a rendimientos más bajos ya que aumentan las pérdidas de rotación, lo que es característico de cualquier tipo de motor hidráulico. La disminución del desplazamiento en los motores hidráulicos desde el valor máximo comporta también una pérdida global de rendimiento.

La viscosidad del fluido se recomienda que esté dentro del margen de 30 a 50 mm²/seg. Y en caso de emergencia, si la temperatura del fluido llega a 80°C, la viscosidad no debe superar el valor de 10 mm²/s durante un periodo de tiempo corto.

La viscosidad mínima debe ser de 18 mm²/s con par reducido y máxima potencia y la máxima de 1.000 mm²/s cuando el motor se arranca en frío.

En la figura 6.2 pueden verse los valores recomendados de viscosidad según la temperatura de trabajo para unos modelos de bombas hidráulicas de pistón radial.

6.3 Motor de paletas. Funcionamiento

A medida que las paletas impulsoras giran, el fluido entra en la bomba en las cámaras de bombeo formadas por las paletas que presionadas por un muelle y accio-

nadas por la fuerza centrífuga y la presión hidráulica se ajustan a las paredes interiores de la caja. La forma excéntrica (leva) de las cámaras y las paletas impulsan el fluido dentro de las bolsas creadas por las paletas, el rotor y las placas laterales.

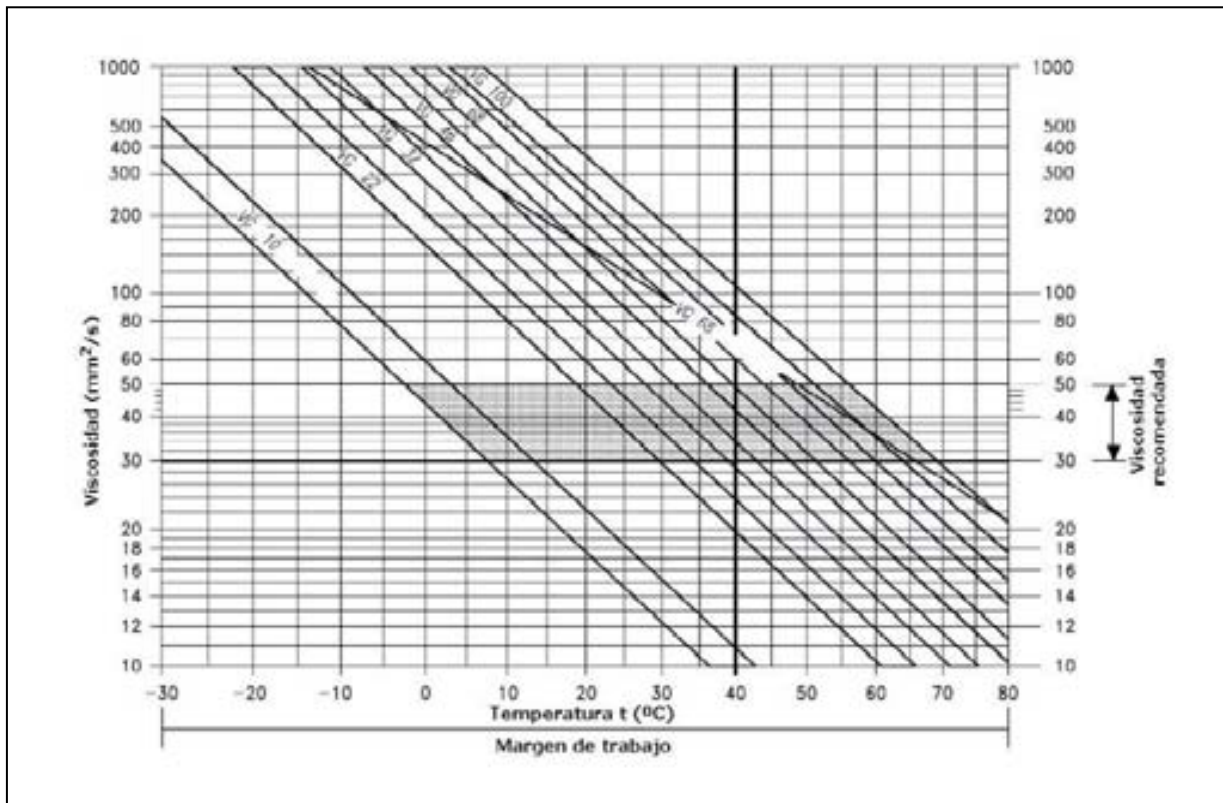


Fig. 6.2 Curvas viscosidad temperatura. Fuente: Riva Calzón Oleodinamica

Las paletas empujan el fluido al lado opuesto de la leva donde pasa a través de los orificios de descarga. El fluido sale por el orificio de descarga.

En la figura 6.4 pueden verse las curvas características de caudal, par y potencia en función de la velocidad de rotación.

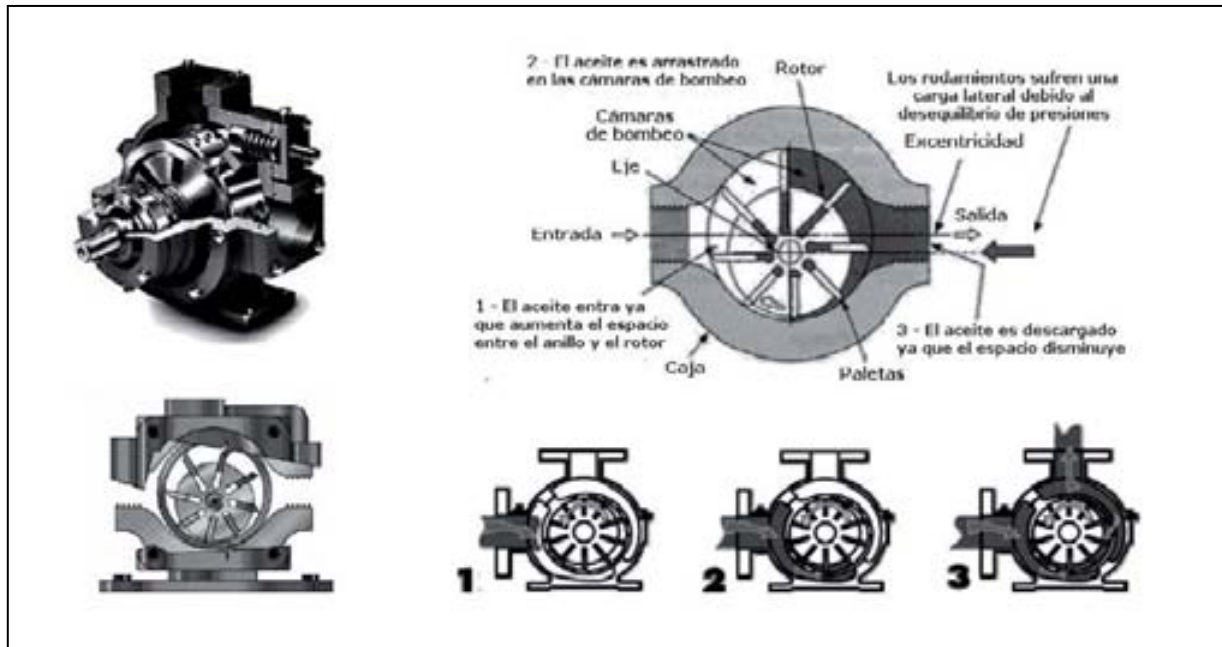


Fig. 6.3 Motor de paletas

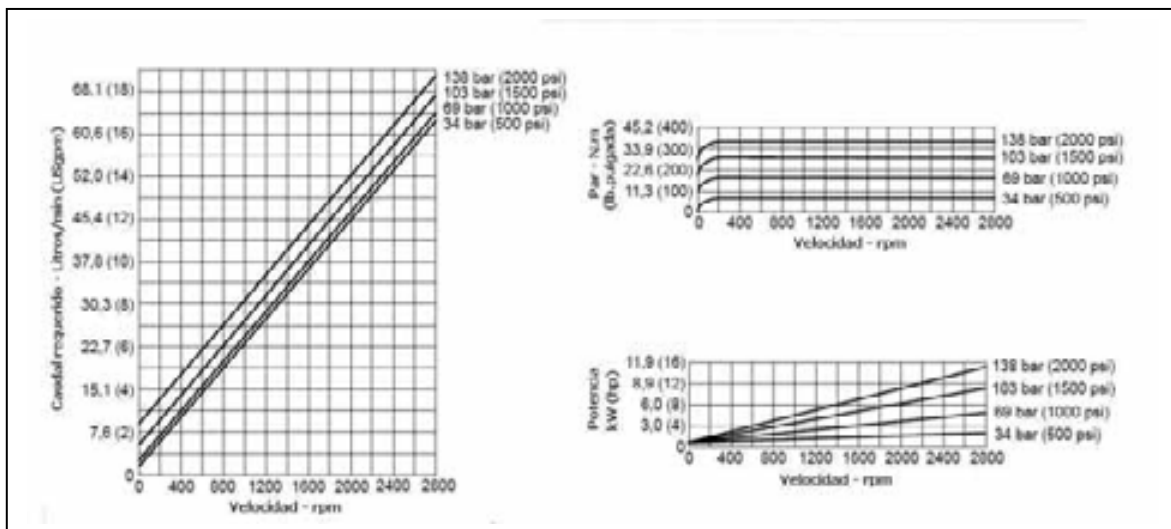


Fig. 6.4 Curvas características de caudal, par y potencia del motor de paletas. Fuente: Eaton

6.4 Motores de pistón radial o axial

El motor de pistón radial (figura 6.5) dispone de varios pistones que se mueven radialmente con movimiento alternativo mediante una leva giratoria, en unas cámaras dispuestas radialmente. Existen dos modelos el radial interno y el externo.

En el radial interno, la leva envuelve el conjunto de pistones que van girando internamente con un movimiento alternativo que aspira y comprime el aceite liberándolo a presión en un orificio central.

En el modelo externo los pistones están dispuestos en el exterior y cada conjunto cilindro-pistón aspira el aceite, a través de la válvula de aspiración, lo comprime y lo libera a través de la válvula de escape a un conducto de presión que comunica todos los cilindros a un puerto de salida.

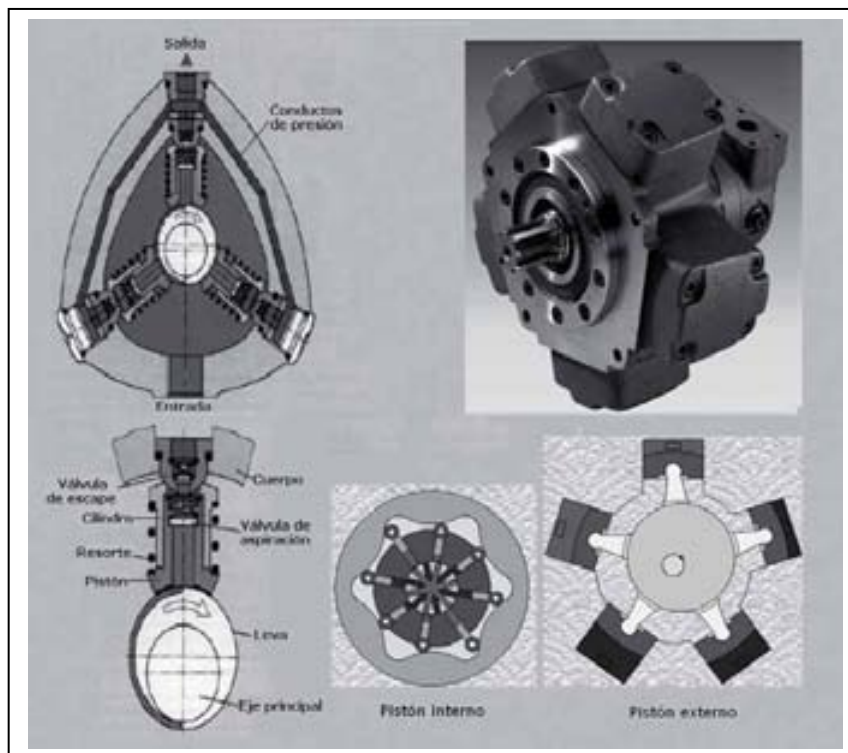


Fig. 6.5 Pistón radial interno y externo

En la figura 6.6 pueden verse las curvas del motor de pistón radial.

El motor de pistón axial contiene una placa (placa *angel*) que gira de forma excéntrica y, según su posición, varía la carrera de los pistones que se apoyan en la misma.

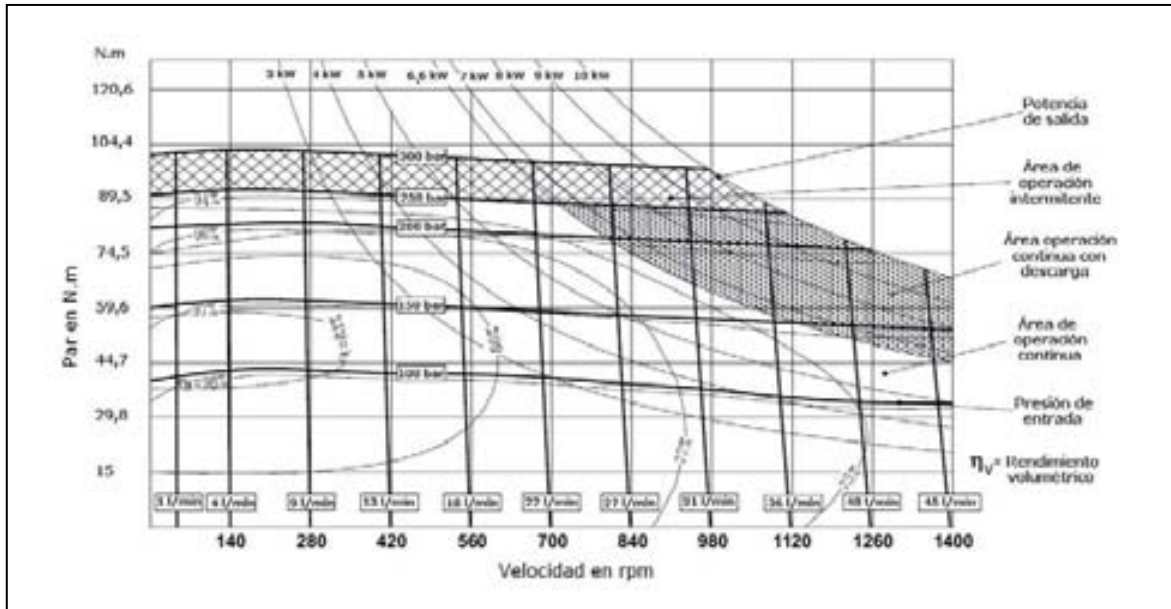


Fig. 6.6 Curvas características del motor de pistón radial. Fuente: Denison Calzoni

En la figura 6.8 puede verse el circuito de mando de una bomba axial.

En la figura 6.9 se muestra el detalle de control de la inclinación de la placa que gobierna la carrera de los pistones. Dispone de dos etapas. La primera (etapa de inyección) consiste en una bobina que ante una señal eléctrica posiciona un vástago entre dos conjuntos tobera-obturador, produciendo dos presiones P1 y P2. La presión diferencial correspondiente posiciona a su vez un émbolo que envía el fluido hidráulico (segunda etapa – conductos A y B de la bomba) a dos servocilindros que mueven la placa inclinada.

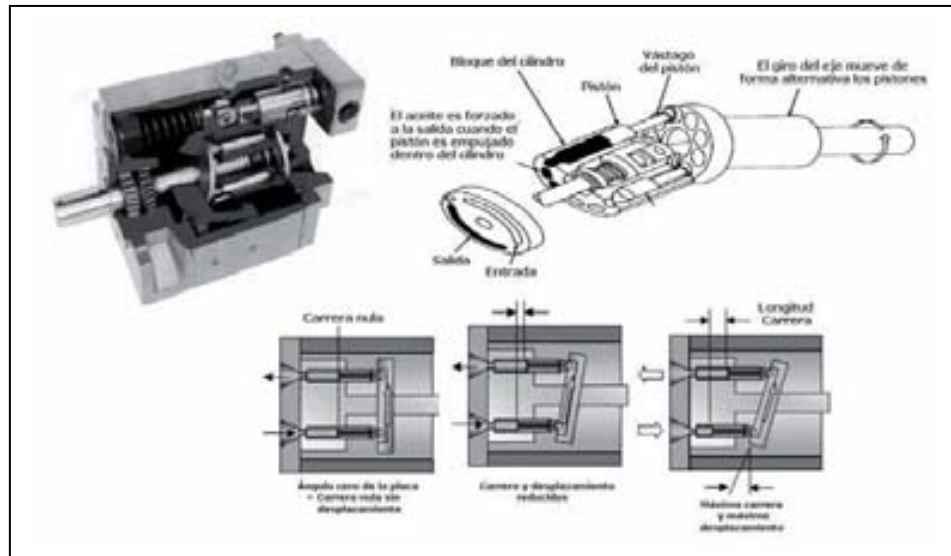


Fig. 6.7 Pistón axial

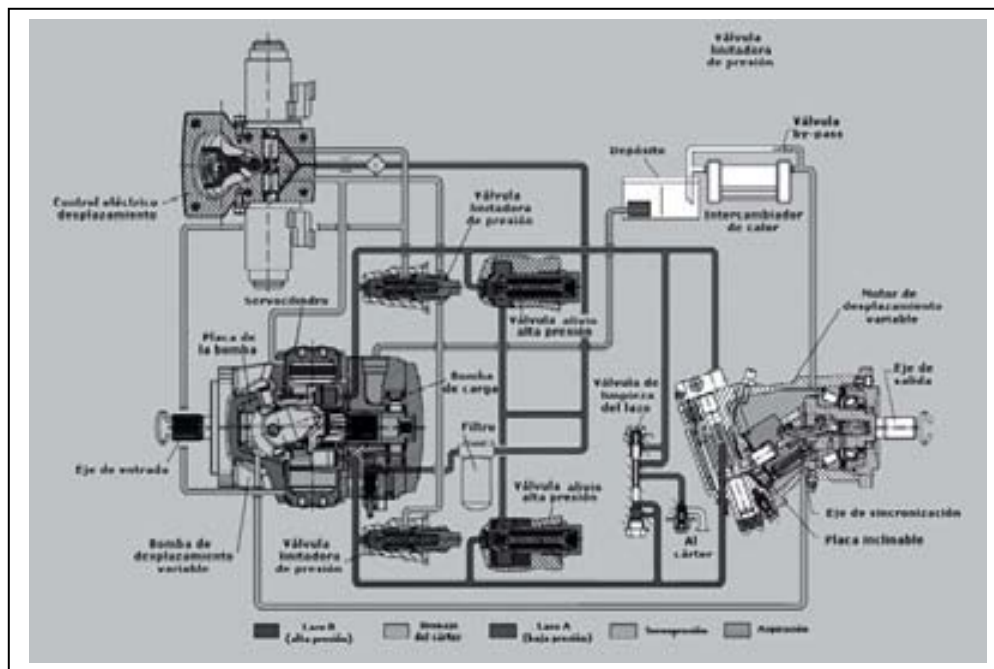


Fig. 6.8 Circuito de mando de una bomba axial. Fuente: Sauer Danfoss

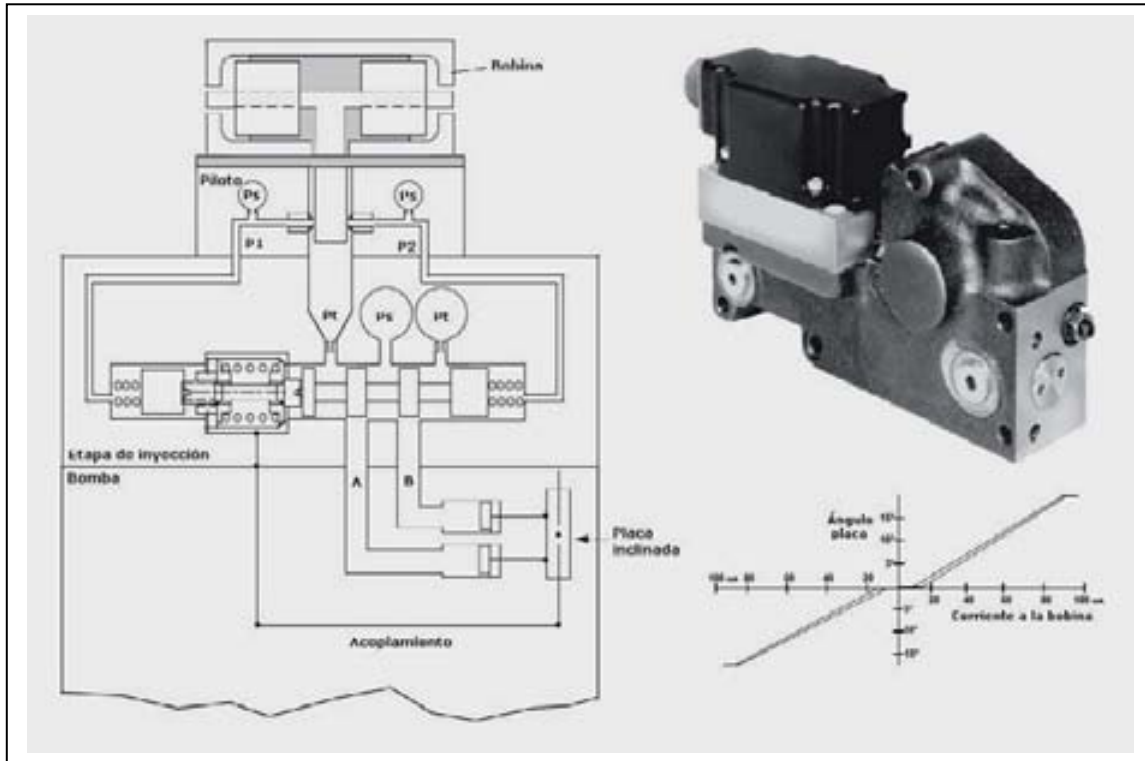


Fig. 6.9 Detalle del mando de la placa inclinada en una bomba axial. Fuente: Sauer Danfoss

El mando manual del sistema se consigue sustituyendo la bobina y el piloto por una válvula de control hidráulico manual que alimenta el émbolo de la etapa de inyección.

En la figura 6.10 pueden verse las curvas del motor de pistón axial.

Estas curvas han sido realizadas en un laboratorio de ensayo utilizando un fluido hidráulico ISO 46 a 25° con una viscosidad de 100 cSt.

6.5 Motor de engranajes

La caja del motor contiene dos engranajes que engranan entre sí y giran en direcciones opuestas mediante un motor externo. El fluido hidráulico fluye en el orificio

de entrada y es atrapado por los dos engranajes fluyendo entre los huelgos existentes entre la caja y los engranajes y sale por el orificio de salida bajo presión (figura 6.11).

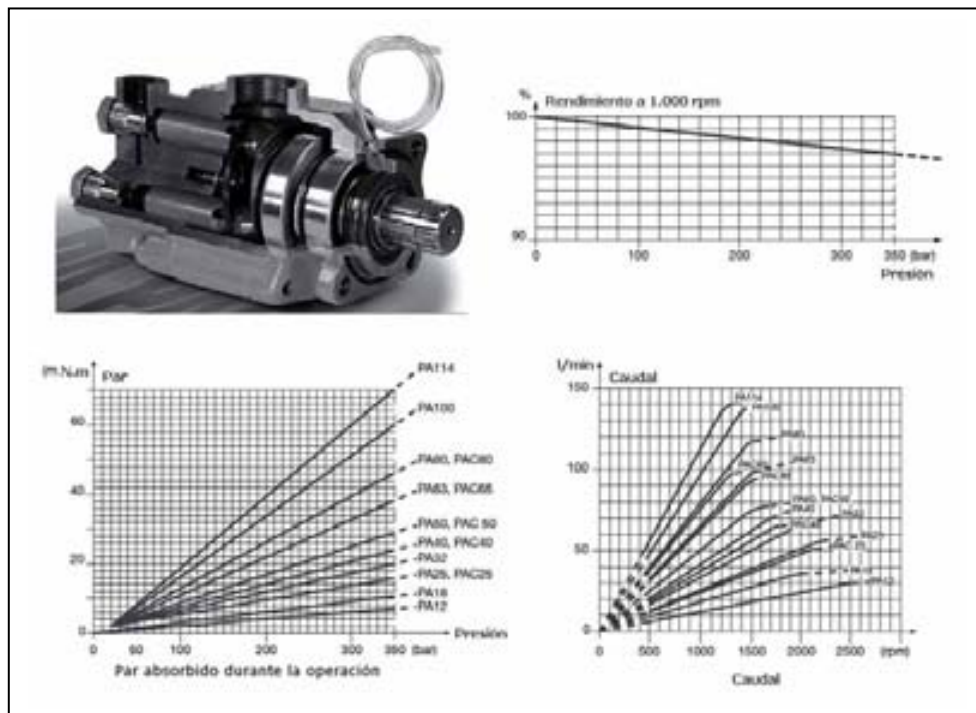


Fig. 6.10 Curvas características del motor de pistón axial. Fuente: Hydro Leduc

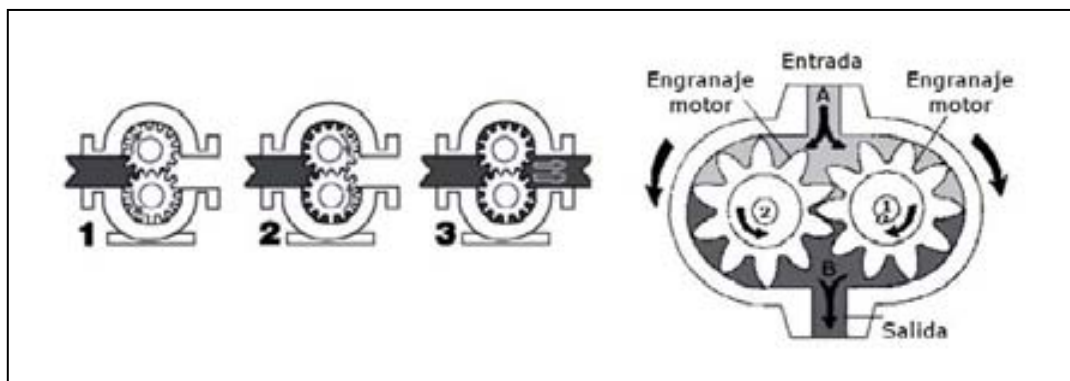


Fig. 6.11 Motor de engranajes

En la figura 6.12 puede verse el despiece y las curvas características del motor de engranajes.

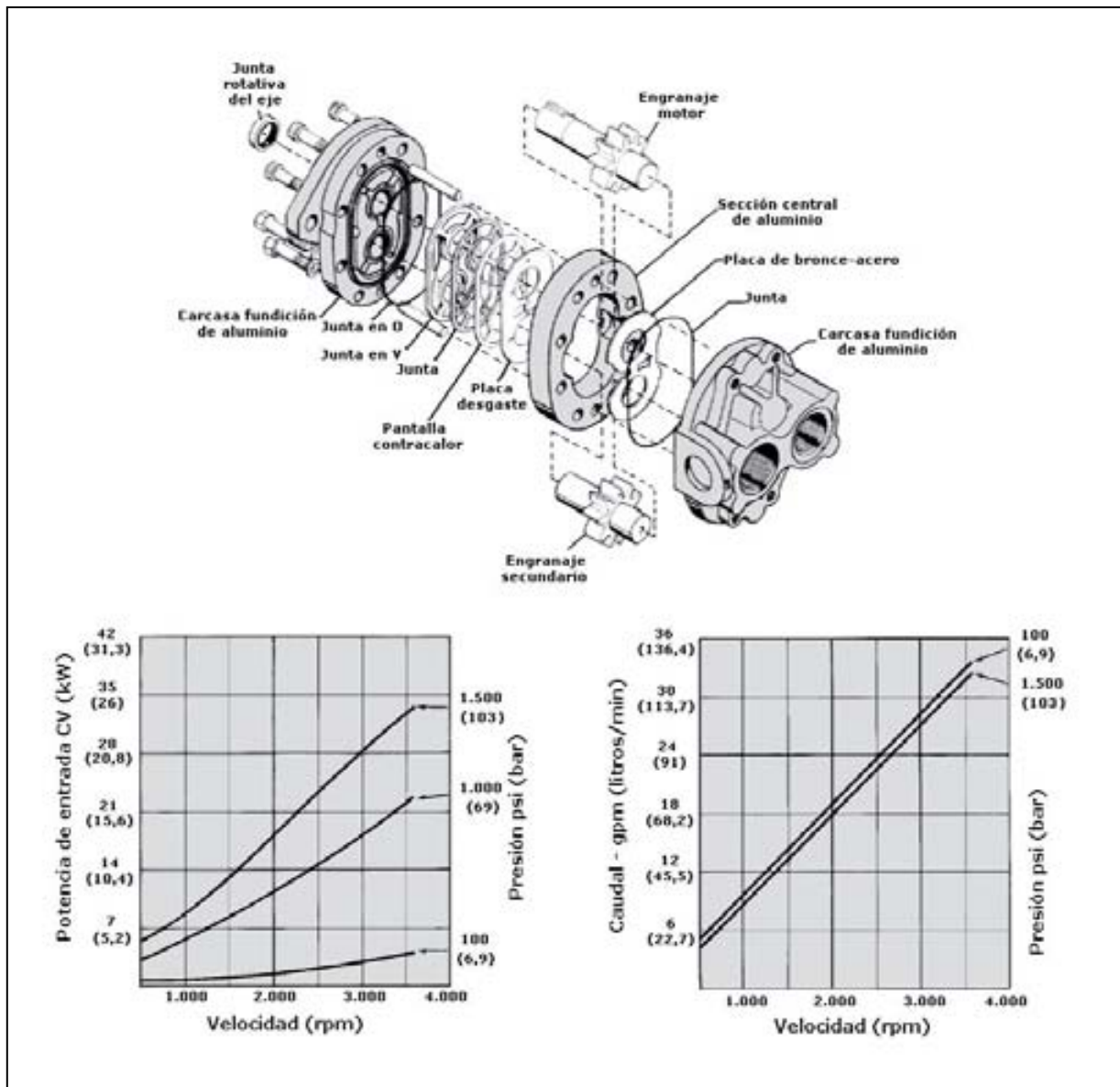


Fig. 6.12 Despiece y curvas características del motor de engranajes. Fuente: Parker Hannifin

6.6 Motor gerotor

El motor gerotor dispone de una caja en cuyo interior hay dos sectores que engranan internamente pero el sector exterior tiene un diente más que el interior. Al girar se produce un deslizamiento de un diente en cada vuelta y se genera un vacío dentro del espacio de un volumen de diente con lo que la presión atmosférica reducida da lugar a la aspiración del fluido hidráulico. A medida que el engranaje va girando, las cavidades formadas en un lado (izquierdo) se cierran en el otro lado (derecho). Este tipo de bombas no pueden variar de volumen a no ser que cambien la velocidad de giro. Su rendimiento es del orden del 85% - 90%.

En la figura 6.14 pueden verse las curvas de selección de un modelo de gerotor. Por ejemplo, partiendo de los datos:

- Par de salida = 1 kg.m (9,8 Nm - 86,8 lb.pulgada).
- Velocidad = 2.500 rpm.
- Se dibuja una línea horizontal en el par de 1 kg.m (86,8 lb.pulgada).
- Se dibuja una línea vertical desde 2.500 rpm.



Fig. 6.13 Gerotor

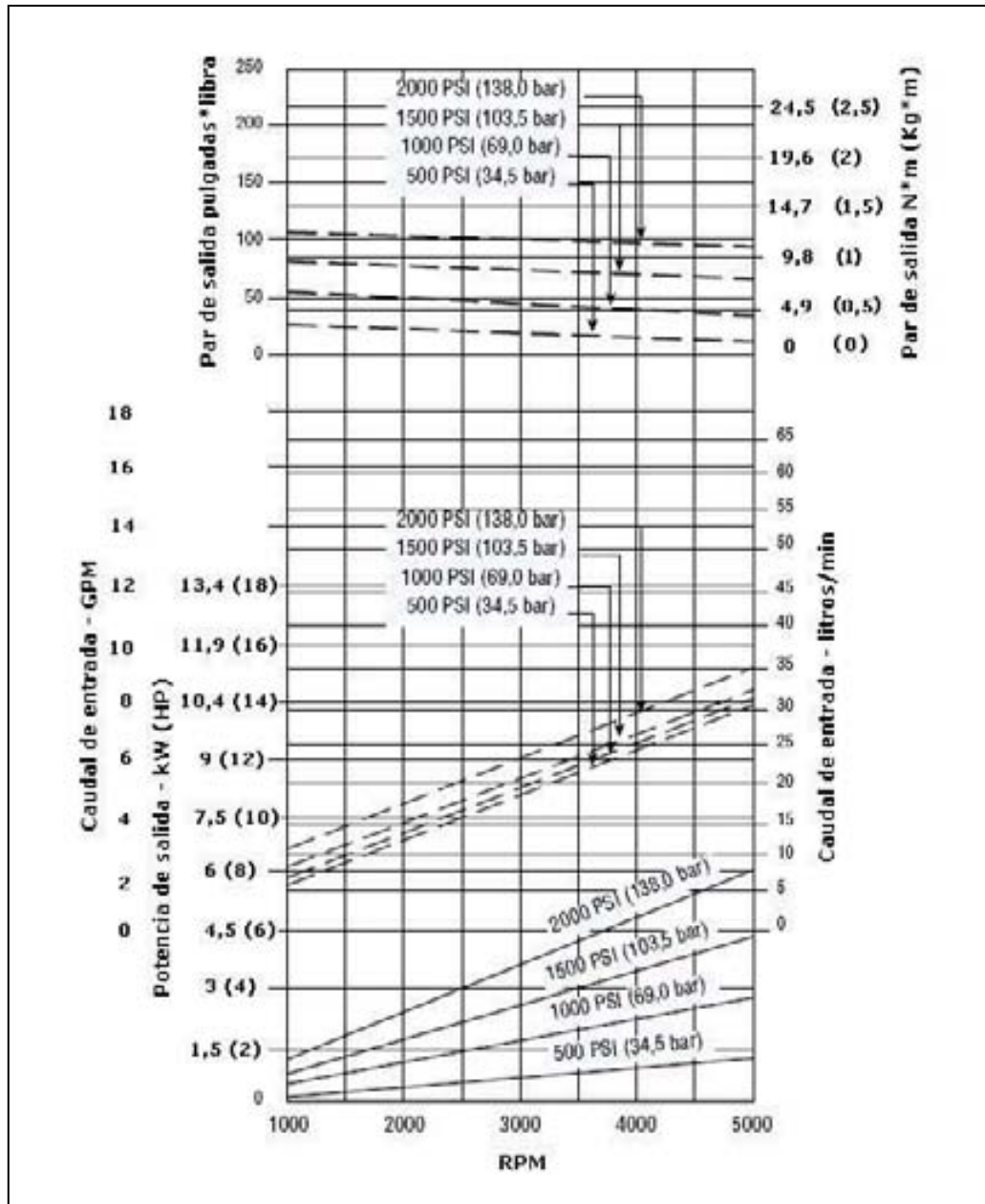


Fig. 6.14 Curvas de Par, Velocidad, Presión, Potencia y Caudal de un modelo de bomba Gerotor. Fuente: Parker Hannifin

- El punto de intersección de las dos líneas indica la presión requerida en el motor hidráulico (115 bar).
- La potencia de salida se determina dibujando una línea horizontal desde el punto de intersección de 2.500 rpm y la presión de trabajo indicada en la parte inferior del gráfico (8 kW – 10,8 HP).
- El caudal de entrada al motor se encuentra dibujando una línea horizontal desde el punto de intersección de 2.500 rpm y la presión de trabajo requerida en la parte media del gráfico (18 litros/min – 4,75 gpm).

6.7 Aplicaciones de los motores hidráulicos

Los motores hidráulicos se emplean en general en la agricultura, industria forestal, minería, pesquerías, industria mecánica y de plástico, industria química y alimenticia y en muchas otras aplicaciones. Aplicaciones más concretas en maquinaria específica son:

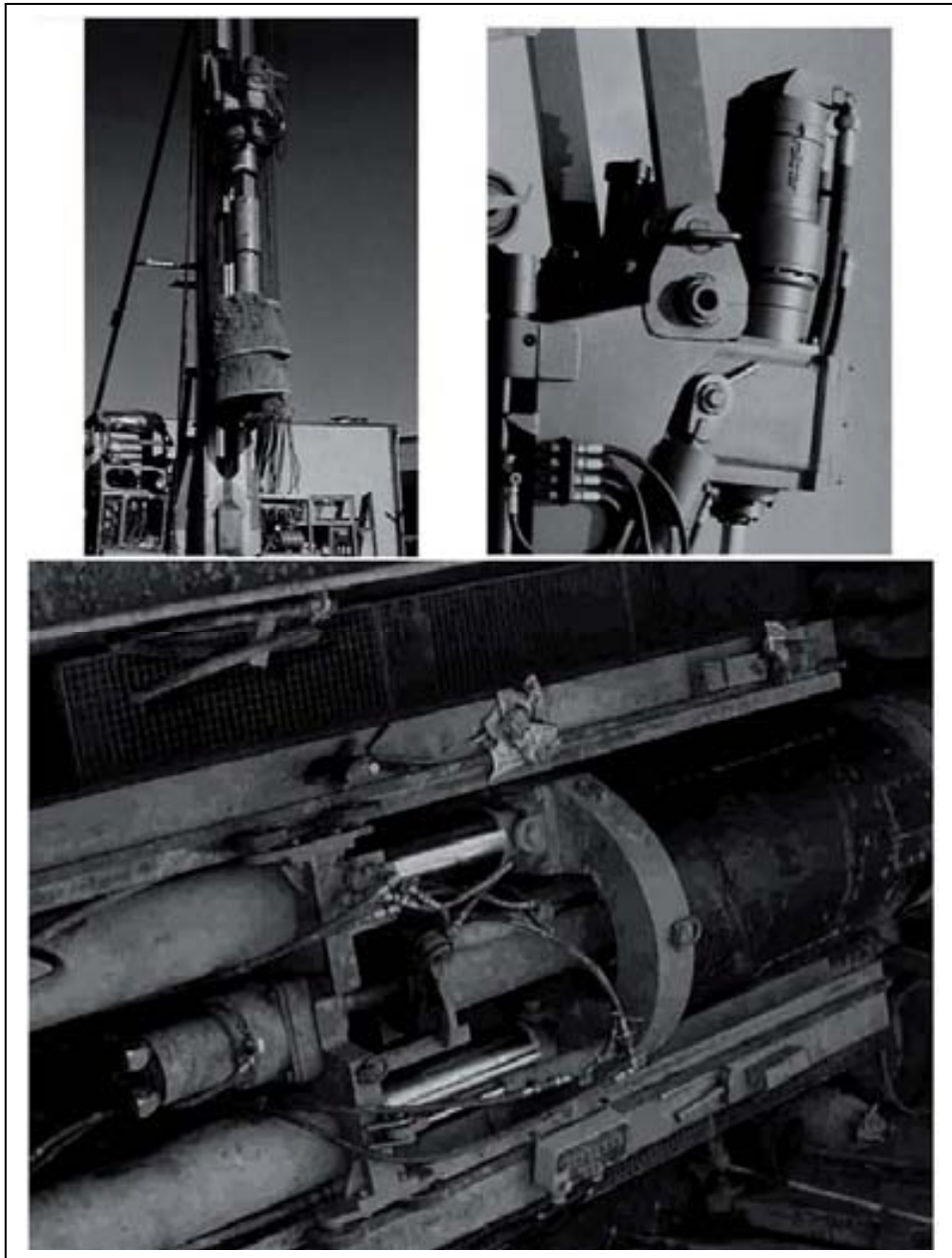
- Agricultura: cosechadoras, pavimentadoras, montacargas y tornos de elevación y ventiladores.
- Industria textil.
- Transporte y maquinaria de elevación.
- Desfibradoras, cintas transportadoras y equipo ferroviario.
- Máquinas de trabajar la madera y bancos de ensayo.
- Barredoras, accionadores de poleas, taladradoras, mezcladoras y desbastadoras.
- Industria aeronáutica y aeroespacial en el mando de los timones.
- Maquinaria automática de procesos.
- Máquina quitanieves.

Desde el punto de vista de aplicaciones generales concretas, los motores de pistón radial se utilizan en máquinas compactas, tales como gobernadores de rumbo en barcos y miniexcavadoras en la industria de la construcción. Los motores de engranaje interno se usan en grúas articuladas, en segadoras y en aplicaciones de trabajos medios a ligeros. Los motores de paletas se usan raramente en aplicaciones móviles

aparte de taladradoras de alta y baja velocidad tales como las que se emplean en barrenamiento y minería.

Lo recomendable en la selección de los motores hidráulicos es el equilibrio que debe existir entre el coste del equipo y su vida útil. De hecho, un motor hidráulico no tiene ningún valor hasta que el eje empieza a girar y su valor aumenta a medida que crecen el par, la velocidad y el rendimiento mientras el ruido va disminuyendo.

En la figura 6.15 y 6.16 pueden verse diversas aplicaciones de los motores hidráulicos.



*Fig. 6.15 Aplicaciones generales de las bombas hidráulicas.
(Perforador y cabezal, tuneladora). Fuente: Rollstar*

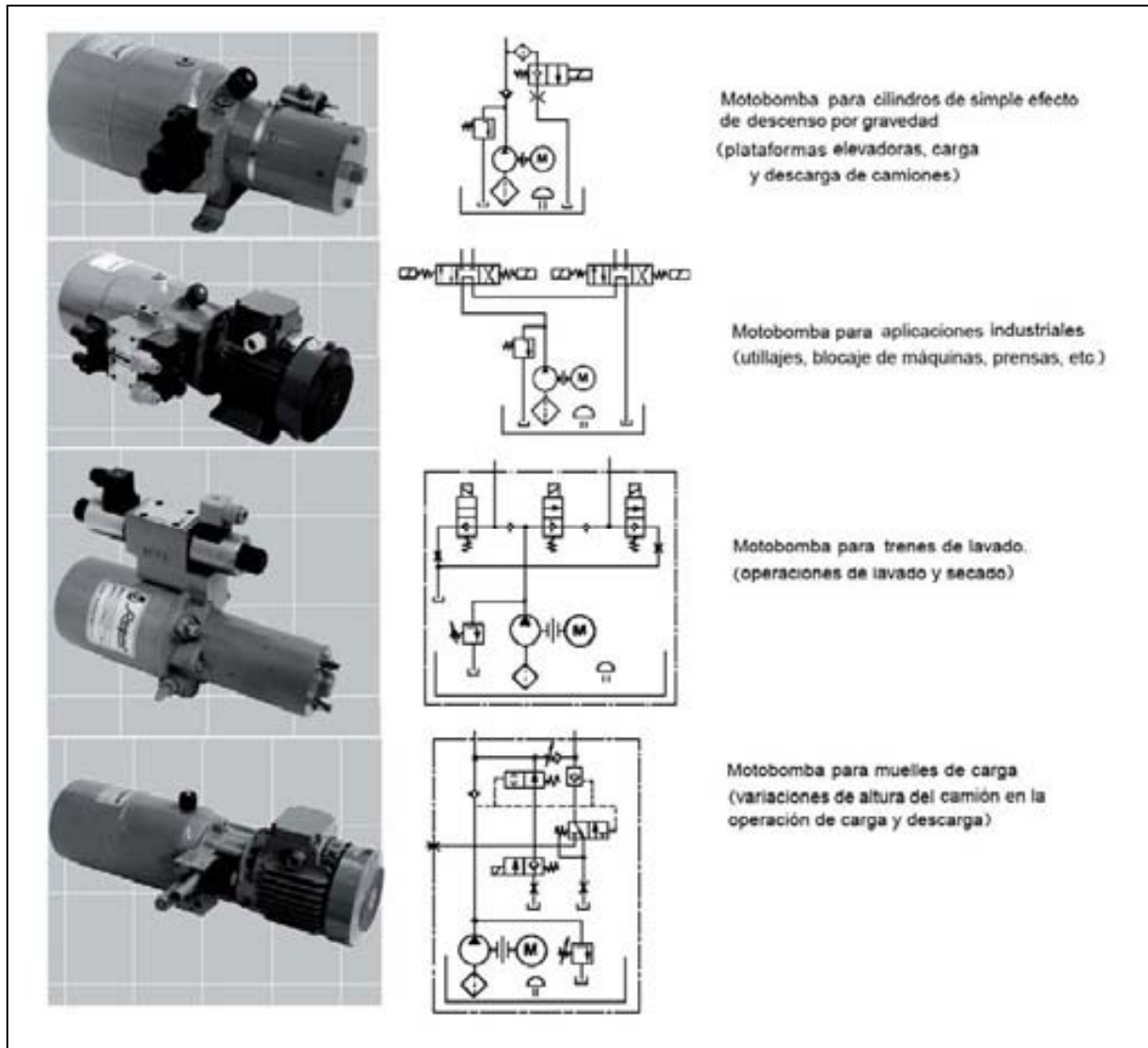


Fig. 6.16 Aplicaciones específicas de las bombas hidráulicas. Fuente: Roquet Gerotor aplicaciones

CAPÍTULO 7

INSTALACIONES

7.1 Generalidades

El diseño de circuitos neumáticos e hidráulicos complejos requiere de métodos que faciliten su implementación. Generalmente los pasos necesarios son:

Paso 1: Funciones necesarias y requisitos a cumplir.

Paso 2: Componentes requeridos para realizar las funciones.

Paso 3: Sistema de control de los actuadores (válvulas distribuidoras, reguladoras de caudal, de bloqueo y reguladoras de presión y elementos de control).,

Paso 4: Forma de conexión entre los cilindros y las válvulas (racores, tubos flexibles o rígidos, silenciadores, transmisión de energía, roscas).

Paso 5 : Generación del aire comprimido/presión hidráulica y las unidades de mantenimiento, filtros, secadores, lubricadores, reguladores de presión, ...

Paso 6 : Secuencias de los movimientos y transmisión de las señales.

Los actuadores neumáticos cubren una gama muy amplia de aplicaciones mientras que los hidráulicos son los de elección si se precisa de grandes esfuerzos para ejecutar las maniobras. Y los actuadores eléctricos son más económicos pero presentan movimientos lentos debido a su pequeño par (figura 7.1).

El planteamiento del grado de automatización de las instalaciones neumáticas, hidráulicas, electroneumáticas y electrohidráulicas tiene que ser formulado con el objetivo de conseguir el máximo grado de automatización a un precio razonable. No obstante, los productos son cada vez más complejos, y su ciclo de vida disminuye constantemente. Además, resulta imperativo reducir constantemente los costos de fabricación, lo que implica reducir el trabajo manual relacionado directamente con el producto. De aquí que se utilizan varias herramientas de diseño de los circuitos.

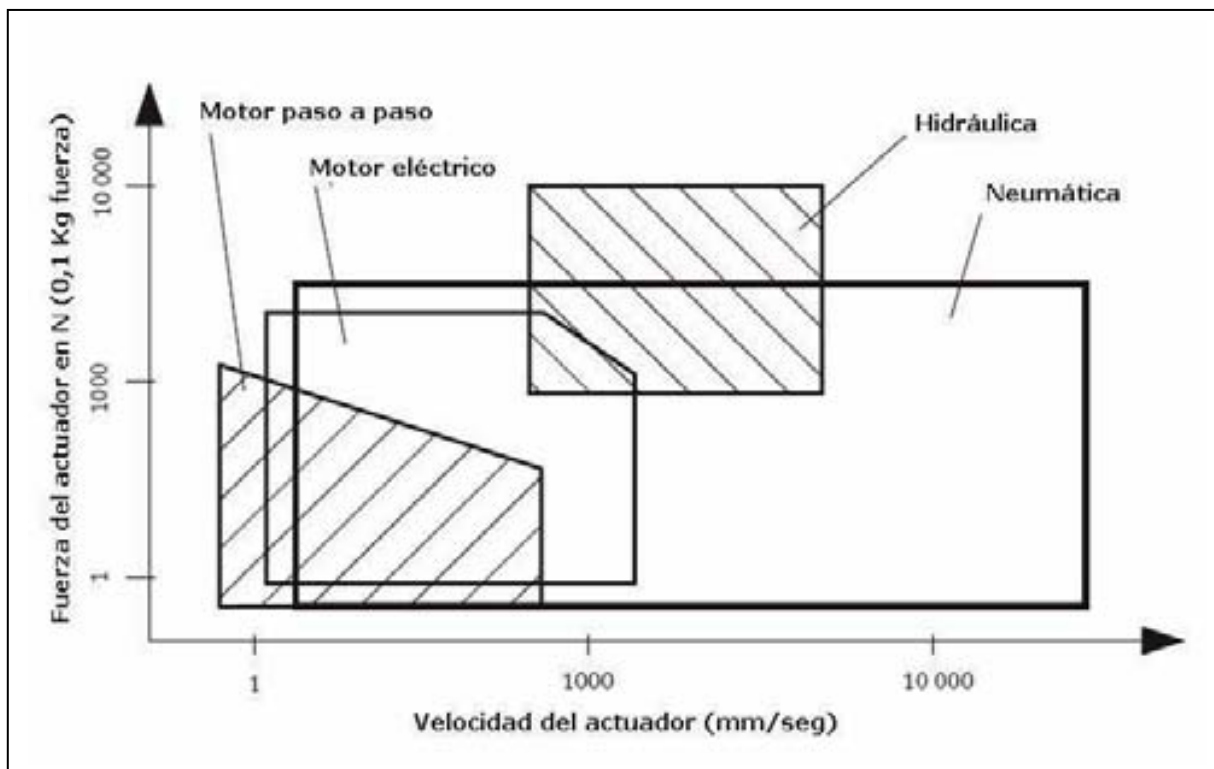


Fig. 7.1 Campo de trabajo de los actuadores. Fuente: FESTO

Diagrama de movimientos.- Los movimientos de los actuadores u órganos motrices se representan con más detalle en estos diagramas. Estos movimientos pueden reflejarse en función de la fase de trabajo para los circuitos secuenciales y en función del tiempo para los circuitos programables. Esto se traduce en dos tipos de diagramas Espacio-Fase y Espacio-Tiempo.

Para representarlos, la norma ISO 1219-2 indica que para circuitos complejos o los que requieran varias páginas de representación, se use la siguiente identificación:

- Cilindros = A, B, C, etc.
- Dispositivos, finales de carrera o válvulas distribuidoras asociadas:
 - a0 = posición retraída del pistón confirmada en el cilindro A.

a1 = posición extendida del pistón confirmada en el cilindro A.

b0 = posición retraída del pistón confirmada en el cilindro B.

b1 = posición extendida del pistón confirmada en el cilindro B.

En el caso de circuitos simples se usa también la nomenclatura:

a- = posición retraída del pistón confirmada en el cilindro A.

a+ = posición extendida del pistón confirmada en el cilindro A.

b- = posición retraída del pistón confirmada en el cilindro B.

b+ = posición extendida del pistón confirmada en el cilindro B.

Por ejemplo sea el circuito de marcado de piezas de la figura 7.2. El cilindro A es accionado por la válvula distribuidora (4/2) con señales piloto a1 (o a+) (extiende el pistón) y a0 (o a-) (retrae el pistón), mientras que el cilindro B es actuado de forma análoga por la válvula distribuidora (4/2), mediante las señales piloto b1 (o b+) y b0 (o b-).

En la operación de marcado el cilindro A desplaza verticalmente la matriz de marcado hacia la pieza que está sujeta por el cilindro B, mediante una mordaza neumática. La secuencia de operaciones es:

- 1 - Cerrar mordaza neumática para sujetar la pieza. B1 (o B+) (vástago cilindro B sale fuera)
- 2 - Bajar matriz de marcado. a1 (o A+) (vástago del cilindro A sale fuera)
- 3 - Subir matriz de marcado. a0 (o A-) (el vástago del cilindro A entra)
- 4 - Abrir mordaza neumática. b0 o B- (el vástago del cilindro B entra)

Es decir el ciclo es: B+ A+ A- B- y está representado en la figura 8.3a considerando que la pendiente positiva indica avance del mecanismo, la negativa retroceso y la horizontal señala que el mecanismo no se mueve.

El diagrama espacio-fase es adecuado para representar ciclos secuenciales en los que el tiempo no interviene o no tiene prácticamente importancia.

El diagrama Espacio-Tiempo aplica el tiempo (t) a escala, representando las uniones entre las distintas actividades de la secuencia. Es de utilidad cuando la secuencia de varios cilindros o actuadores es, en general más aleatoria o bien se fijan los tiempos de actuación de cada elemento.

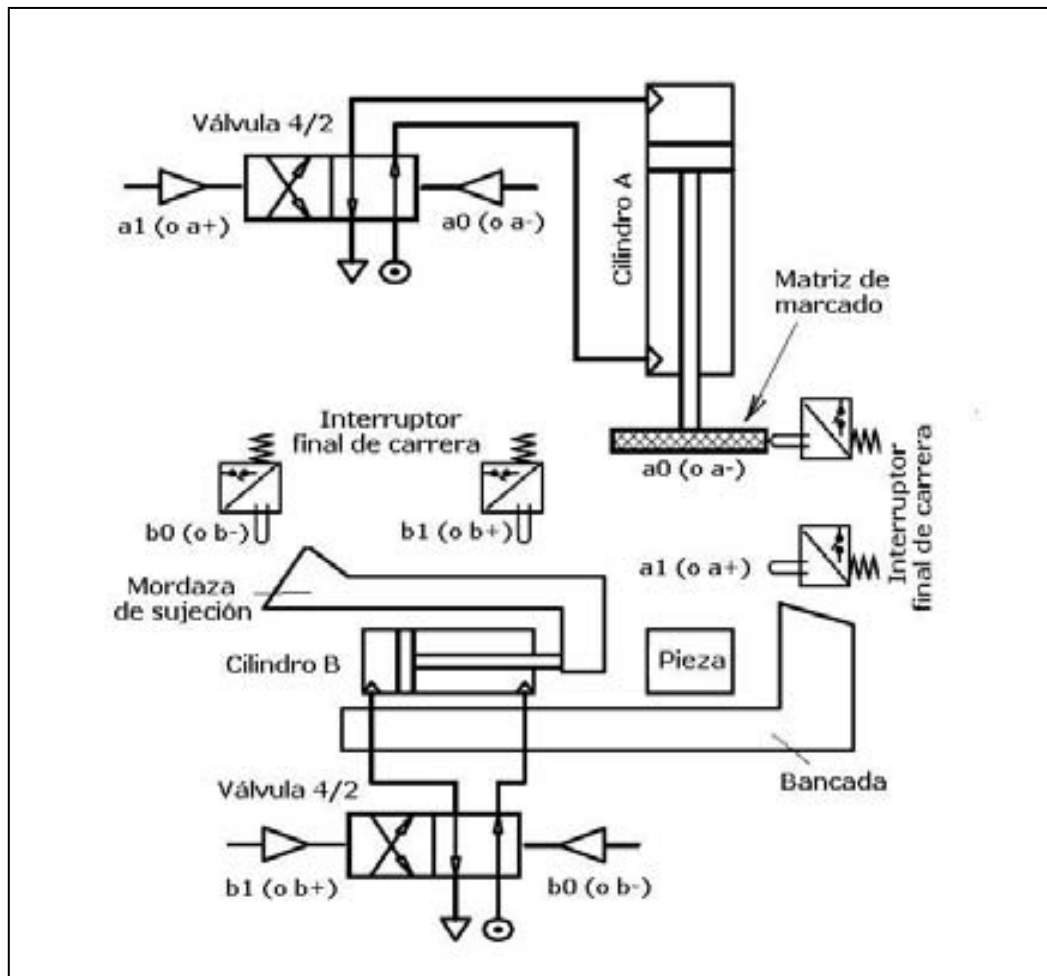


Fig. 7.2 Operación de marcado con dos cilindros

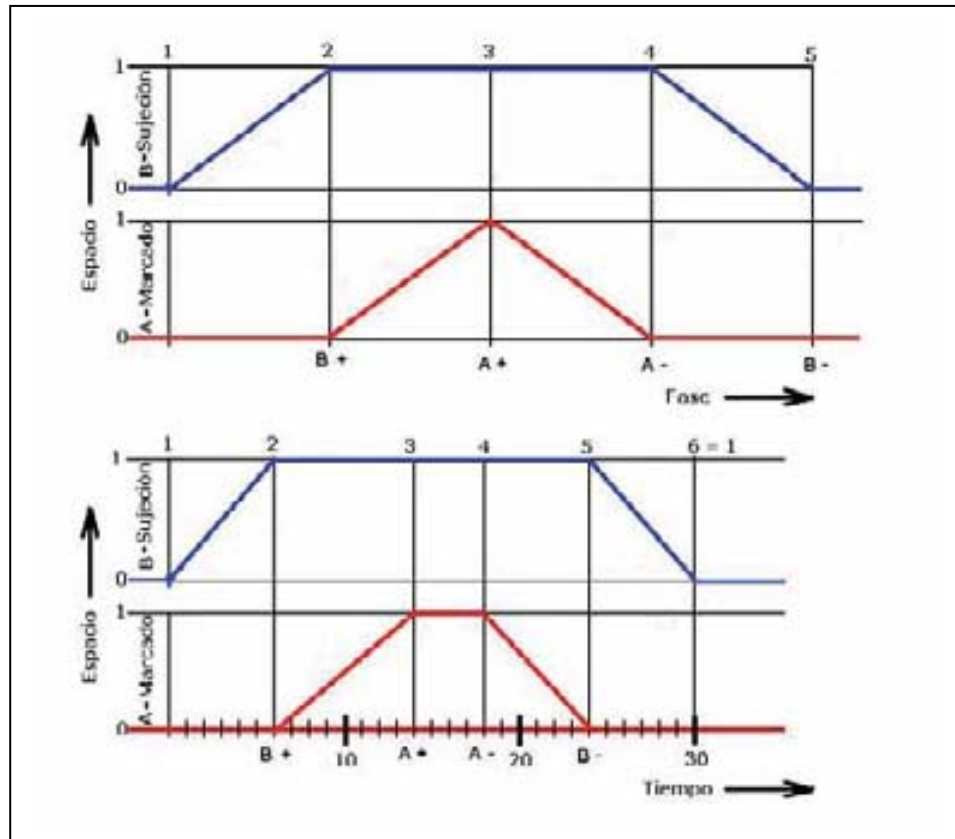


Fig. 7.3 Diagrama Espacio-Fase y Espacio-Tiempo

En el sistema de marcado con los cilindros A y B se tienen los siguientes datos:

- Fase 1: Velocidad de avance del cilindro B = 6 segundos en salir el vástago.
- Fase 2: Velocidad de avance del cilindro A = 8 segundos en salir el vástago.
- Fase 3: Tiempo de extensión de los vástagos de los cilindros A y B = 4 segundos.
- Fase 4: Velocidad de retracción del cilindro A = 6 segundos en entrar el vástago.
- Fase 5: Velocidad de retracción del cilindro B = 8 segundos en entrar el vástago.

En la figura 7.3b puede verse el diagrama correspondiente.

7.2 Circuitos neumáticos

7.2.1 Método intuitivo

En los circuitos de mando, las válvulas distribuidoras de dos posiciones reciben señales de pilotaje que las sitúan en una posición o la otra para así accionar los cilindros con el vástago saliendo o bien retrayéndose. El diagrama de mando de la figura 7.4 representa el estado de conmutación de las válvulas distribuidoras visualizando los instantes en que llega la señal de pilotaje a cada lado de la válvula.

De este modo, se evita el error de la presencia de señal neumática en un lado de la válvula cuando se quiere pilotarla por el otro lado y se comprueba que no hay señales permanentes. Es decir, el diagrama ayuda al diseñador a trabajar de forma intuitiva en el desarrollo del circuito con la precaución de asegurarse de que no existen señales permanentes que entren en conflicto con las señales de mando. En otras palabras que en un momento determinado del ciclo no existan señales neumáticas de la misma presión a ambos lados del pistón del cilindro, con lo cual este quedaría inmovilizado y la secuencia de trabajo se interrumpiría.

Para evitarlo, se aplica la regla “La señal procedente del final de cada movimiento se aplica al siguiente movimiento.

En el diagrama de mando de la figura 8.4 puede verse que la secuencia (A+ B+ A- B-) puede realizarse de manera intuitiva sin problemas ya que no existen señales permanentes. En cambio, la secuencia (C- B+ C+ B-) tiene el problema de que estando el cilindro C pilotado en sentido c0 (o C-), le llega la señal de pilotaje c1 (o C+).

En la figura 8.5a se representa un circuito de lazo cerrado con la secuencia (A+ B+ C+ A- B- C-) en el que se suministra aire al piloto a1 (o a+) de la válvula distribuidora VA, se extiende el vástago del cilindro A a la posición a1 (o a+), la válvula final de carrera a1 (o a+) entrega aire a la válvula distribuidora B y así sucesivamente.

El circuito funciona correctamente ya que las válvulas final de carrera se desexcitan en el mismo orden que se excitan. Si no fuera así, podría ocurrir que la presión del aire actuara en ambos lados de la válvula distribuidora con lo que esta se pararía y la secuencia quedaría interrumpida. Esto se pone de manifiesto en la figura

8.5b en la que la secuencia que se inicia con a1 (o A+), continúa con b1 (o B+) y c1 (o C+) y se para en este último punto ya que la retroalimentación va de c1 (o C+) a b0 (o B-) y a la vez se aplica aire en b1 (o B+) y b0 (o B-) con lo que la válvula distribuidora no se mueve.

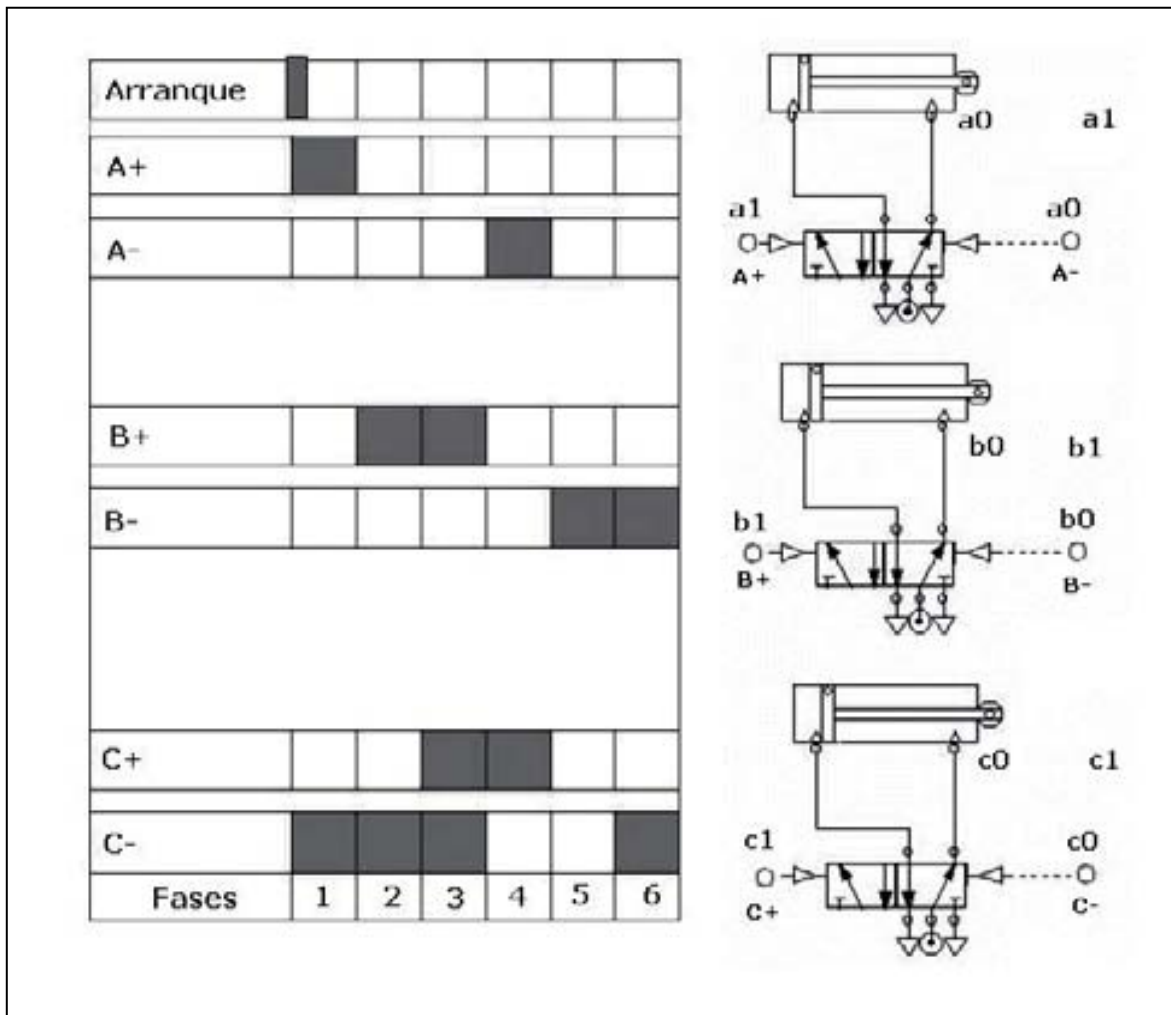


Fig. 7.4 Diagrama de mando de un cilindro de doble efecto

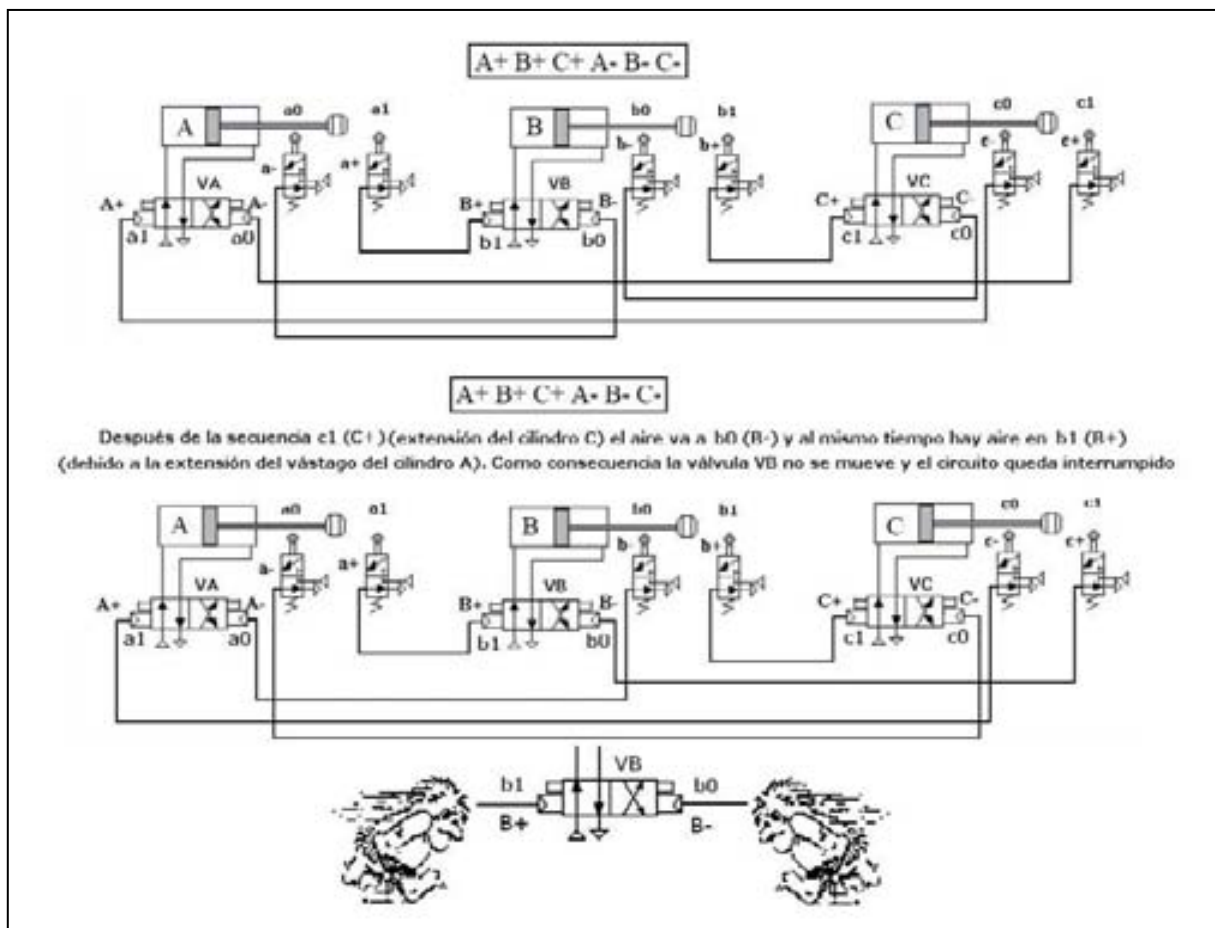


Fig. 7.5 Circuitos de lazo cerrado operativo y no operativo

Para solucionar el inconveniente de señales opuestas en la misma válvula distribuidora existen tres soluciones (figura 7.6):

- 1 - Final de carrera de palanca y rodillo que actúa cuando el vástago se extiende y que se libera antes de llegar al final de carrera del vástago, produciendo un impulso neumático en una sola dirección. Este impulso opera sobre la válvula distribuidora, pero una vez ha actuado no deja presión de aire remanente en el piloto.

2 - Válvula distribuidora con presiones neumáticas de actuación distintas en ambos pilotos que permiten operar la válvula en una dirección aunque los dos pilotos reciban la misma señal (pero con diferente presión).

3 - Generador de impulsos que envía un impulso de corta duración a la línea piloto cuando se aplica una señal de presión y de este modo, la libera del aire atrapado.

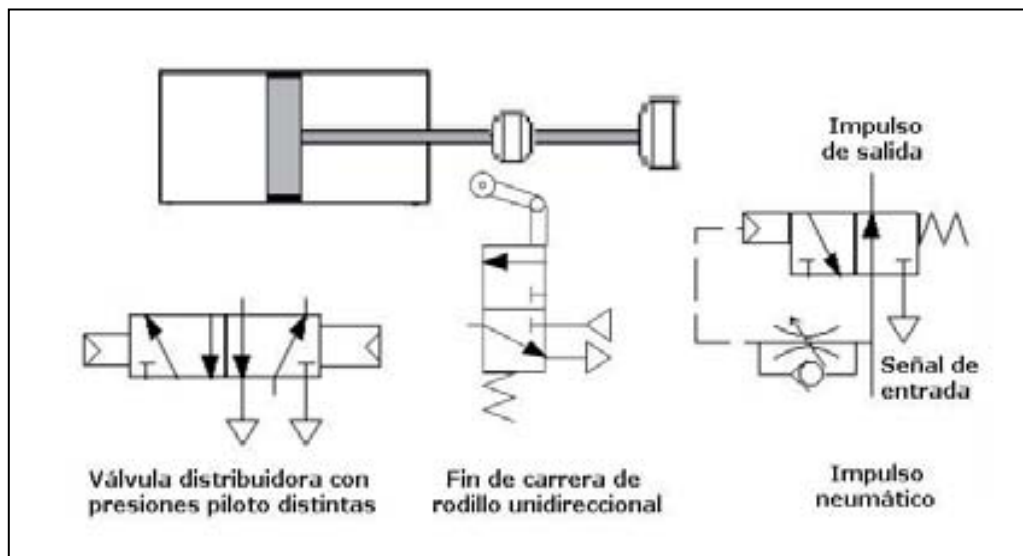


Fig. 7.6 Sistemas de neutralización de señales opuestas en las válvulas distribuidoras

Estos sistemas se complican cuando debe operarse con varios cilindros, de modo que es deseable diseñar los circuitos con métodos que eliminen las señales permanentes en el caso de que existan, pero sin necesidad de comprobarlo como ocurre con el método intuitivo. La conclusión es que a partir de cierta complejidad es preferible diseñar los circuitos con métodos tales como cascada, paso a paso y secuencial.

7.2.2 Circuitos de un cilindro

Un cilindro puede tener un mando directo manual, semiautomático o de un solo ciclo que se detiene cuando termina el ciclo. El diseño de este tipo de circuitos se realiza generalmente mediante el método intuitivo.

Un cilindro automático de ciclo continuo sólo para si el operador pulsa un dispositivo de paro y puede diseñarse por el método intuitivo o bien aplicar un diagrama de movimientos (gráfico espacio-tiempo) para su mejor comprensión.

7.2.3 Cilindro de mando manual

El cilindro de mando manual o directo se utiliza en circuitos simples constituidos normalmente por cilindros de pequeño tamaño que realizan funciones simples y que se pueden complementar con regulación de velocidad (limitación del caudal de alimentación y escape), aumento de velocidad mediante válvula de lanzadera, válvula de seguridad, válvulas de bloqueo para obtener posiciones intermedias, mando de simultaneidad, mando desde dos o más posiciones, etc.

En la figura 7.7 puede verse un circuito simple de mando manual (directo) de un cilindro de simple efecto con regulación de velocidad en la alimentación y el escape y una válvula distribuidora biestable. Es decir con función de memoria que al ser excitada se queda en la posición que ha adoptado mientras no reciba una señal (impulso) en sentido contrario.

7.2.4 Cilindro de mando semiautomático (ciclo único)

Los sistemas de ciclo único son aquellos que después de efectuar un ciclo se detienen y precisan de una señal dada por un pulsador, palanca, pedal, ... para reiniciar el ciclo.

En la figura 7.8 se representa el circuito de alimentación de un motor neumático en el que se desea temporizar el funcionamiento del motor después de iniciar el ciclo mediante un pulsador de arranque (START), pero con la condición de interrumpirlo al pulsar un botón de paro (STOP) y volver a la posición inicial del sistema (RESET).

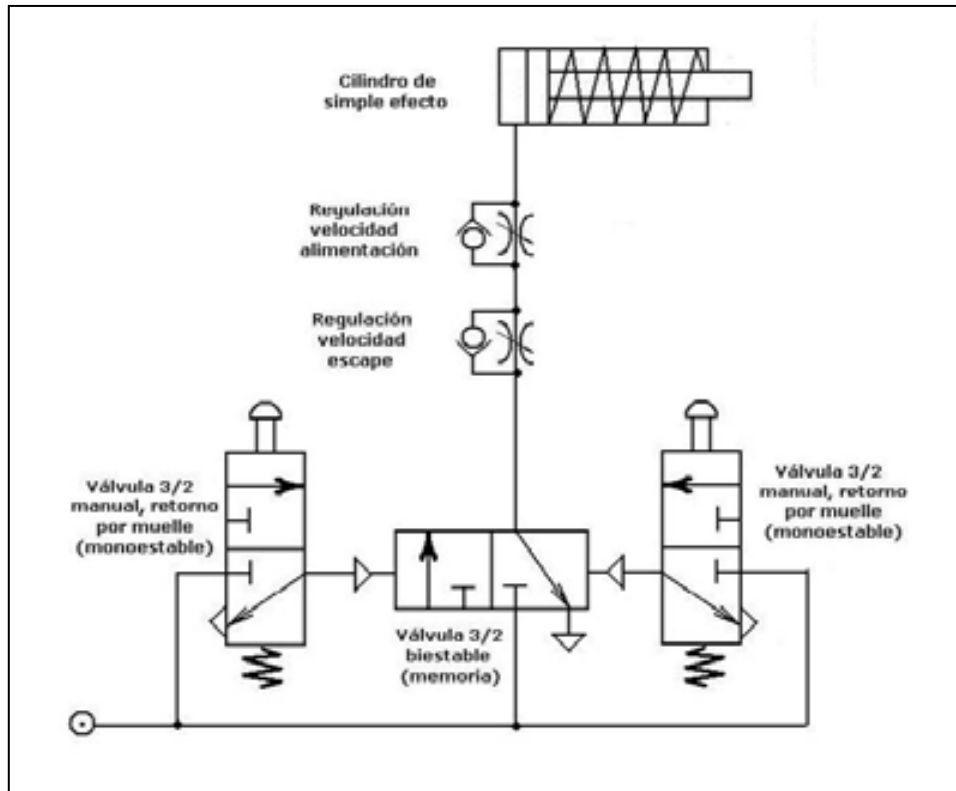


Fig. 7.7 Mando manual (directo) de un cilindro de simple efecto.

Al pulsar el botón START, la válvula V-1 (3/2) alimenta con aire las señales piloto de V-3 (3/2) y V-4 (3/2), con lo que el aire pasa a excitar el temporizador de V-5 (5/2) (se inicia la cuenta del tiempo fijado) y al mismo tiempo envía aire al motor neumático.

Finalizada la temporización, la señal piloto de V-5 (5/2) excita dicha válvula con lo que ocurre lo siguiente:

- El aire deja de alimentar el motor neumático.
- El aire que provenía de las válvulas V-3 (3/2) y V-4 (3/2) pasa a excitar el piloto derecho de dichas válvulas, con lo que estas cortan el aire a la

válvula 5/2 de temporización y el sistema vuelve a la posición inicial de arranque.

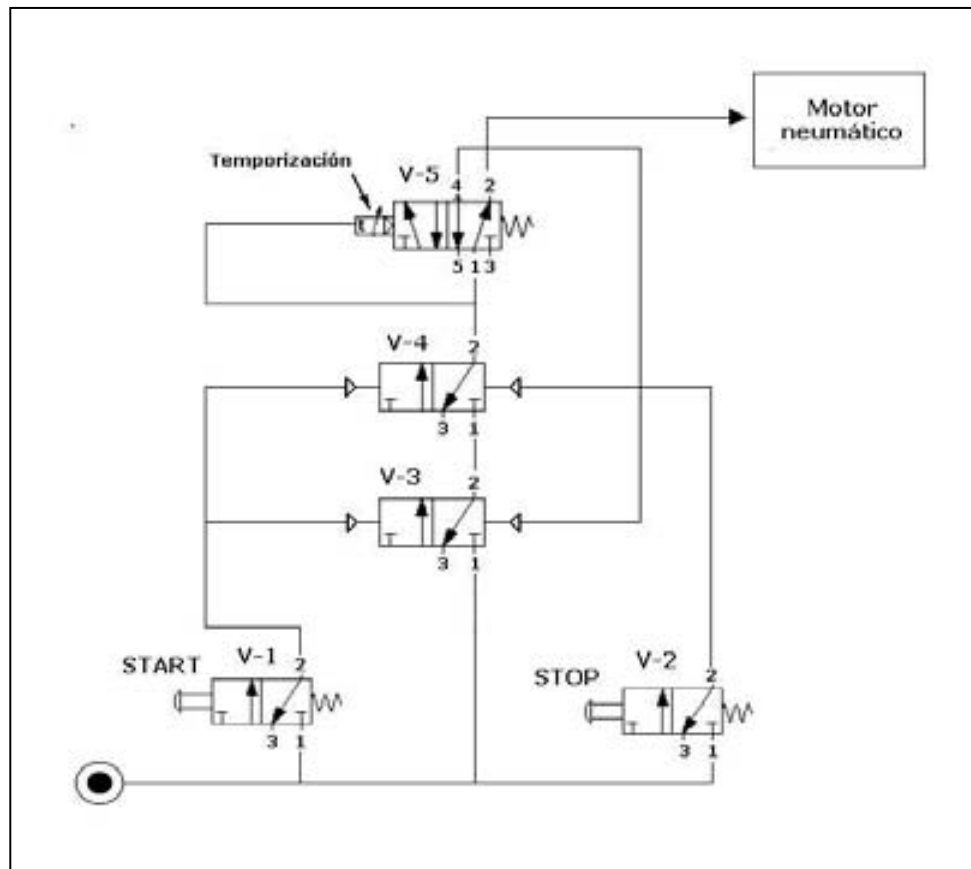


Fig. 7.8 Arranque, temporización y paro de un motor neumático. Fuente: Kuhnke

Por otro lado, si se desea volver a la posición inicial, basta pulsar el botón STOP con lo que el aire excita las señales piloto derechas de las válvulas V-3 (3/2) y V-4 (3/2) que anulan el aire a la válvula 5/2 de temporización.

7.2.5 Cilindro de ciclo continuo

Sea un sistema que de forma continua desplaza lateralmente cajas de cartón cargadas con un producto comercial para alimentar una estación de empaquetado. La puesta en marcha se efectúa accionando una palanca de cualquiera de dos válvulas distribuidoras 3/2 que proporcionan la señal piloto a una válvula distribuidora 4/2 que actúa sobre el cilindro saliendo fuera el vástago y empujando la caja a la línea de empaquetado. Una válvula de final de carrera detecta la posición final del vástago y da la señal piloto a la válvula distribuidora 4/2 que hace retraer el cilindro.

Con el fin de permitir el accionamiento del sistema desde dos válvulas 3/2 con accionamiento por palanca, se instala una válvula de lanzadera que acepta las dos presiones de las válvulas manuales de palanca, ganando la presión más elevada o bien la primera entrada (bloquea la segunda). Para lograr una retracción lenta del cilindro se instala un regulador de velocidad.

El sistema funciona de forma continua cuando se acciona cualquier palanca de las dos válvulas 3/2, y se para cuando cualquiera de las palanca se retorna a la posición inicial (figura 8.9).

7.2.6 Circuitos de dos o más cilindros

7.2.6.1 Generalidades

Hasta ahora se han diseñado los circuitos con el método intuitivo, pero a medida que los circuitos se van haciendo más complicados con más interferencias entre las señales, es necesario emplear otros métodos de soluciones secuenciales, entre los que se encuentran el método de cascada, paso a paso y secuenciador que pueden ser complementados por sistemas eléctricos o PLC (Controlador Lógico Programable). En la descripción de estos métodos se utilizará la simbología de la norma ISO 1219-2.

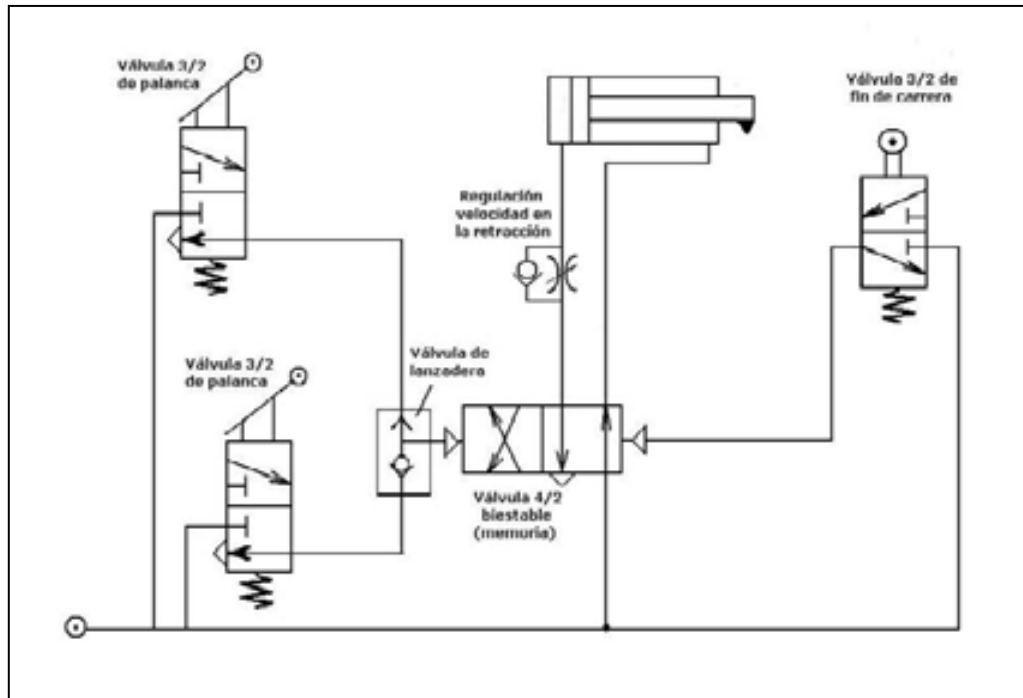


Fig. 7.9 Cilindro de ciclo continuo

7.2.6.2 Método de cascada

Se ha visto que el método intuitivo puede dar lugar a señales opuestas en la misma válvula distribuidora. Por ejemplo, así ocurre en la secuencia (A+ B+ B- B+ A- B-) y para evitarlo, en el método cascada se usan dos conjuntos de válvulas direccionales, uno trabajando sobre los actuadores, formado por tantas válvulas como cilindros y el otro sobre un banco de memoria formado por un grupo de válvulas cascada que suministran aire a presión a las líneas de los grupos que pueden estar con presión (ON) o sin ella (OFF). El papel que juegan las válvulas cascada es eliminar presión en una línea y dar presión a otra línea al pasar de un grupo de secuencia de movimientos a otro y como en cada grupo no hay ninguna letra repetida es imposible que se presenten interferencias en las señales que van a las válvulas de accionamiento de los cilindros.

Para entender bien el método utilizaremos el circuito simple de la figura 8.10, donde la secuencia es A+ B+ B- A-.

La secuencia se divide en el punto en que se produce el retorno de B, o sea B-. De este modo, las dos partes se denominan grupos I y II, es decir:

- Grupo I = A+ B+
- Grupo II = B- A-

La válvula distribuidora 5/2 de doble piloto (biestable), o válvula de memoria, sin resorte de retorno, es la válvula cascada que controla los dos cilindros y recibe las señales de los dos grupos (grupo I en la puerta 4 y grupo II en la puerta 2).

Las válvulas de final de carrera 3/2 de rodillo y retorno por resorte proporcionan las señales de realimentación de las posiciones del pistón vástago extendido (a1 y b1) y vástago retraído (a0 y b0).

La secuencia es la siguiente:

- (A+): Al accionar el interruptor Marcha/Paro el aire pasa de a0 a Sel 1 (memoria) - se anula la presión en II y se presuriza I. Se excita AV y se expande el pistón del cilindro A.
- (B+): El vástago de A cierra a1 - El aire de I excita BV y el pistón del cilindro B se expande.
- Se cierra b1 y el aire pasa a Sel II (memoria) - se anula la presión en I y se presuriza II.
- (B-): Se excita BV y se retrae el pistón del cilindro B.
- (A-): Se excita AV y se retrae el pistón del cilindro A.
- Al abrir b1 la presión Sel II se anula.
- b0 se cierra y el aire del piloto derecho de AV se elimina.
- a0 se cierra y el aire pasa de a0 a Sel I (memoria).

Y así sucesivamente, hasta que se acciona el interruptor de Marcha/Paro.

Para el caso de tres grupos, habría dos válvulas 5/2 de memoria y una válvula manual 3/2 para la marcha y paro del circuito.

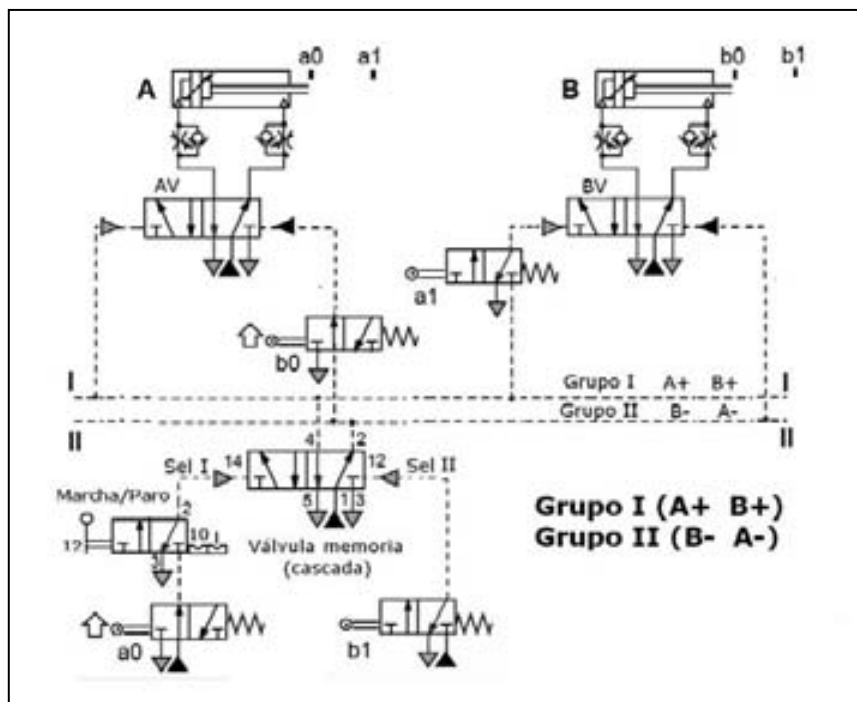


Fig. 7.10 Método Cascada secuencia A+ B+ B- A-. Grupo I (A+ B+) y Grupo II (B- A-)

De estas figuras pueden deducirse las reglas del método cascada.

1 - Establecer la secuencia correcta de movimientos y dibujar el diagrama espacio-tiempo que muestra en cada ciclo, el estado de los cilindros, las señales de entrada y las señales de realimentación. De este modo, al dividir en grupos la señal, puede verse fácilmente si el cambio de las señales se presenta dos veces, con lo cual estarían presentes señales opuestas.

Se inicia el esquema del circuito dibujando los cilindros en la posición que les corresponde al comienzo del ciclo y debajo las válvulas distribuidoras de accionamiento.

Debajo de las válvulas distribuidoras se trazan tantas líneas horizontales (líneas de presión) como grupos haya en la secuencia y se numeran con números romanos.

Debajo de las líneas de presión se dibujan las memorias (válvula 4/2 o 5/2) conectadas de forma escalonada y de aquí proviene el nombre de cascada del método.

2 - Se inicia la secuencia de movimientos con la válvula Marcha/Paro o de Arranque y se divide en grupos de tal modo que no haya ninguna letra repetida en cada grupo y que el número de grupos sea el menor posible. Cada grupo será designado por cifras romanas.

3 - El número necesario de válvulas final de carrera es igual al número total de letras de la secuencia. La representación de estas válvulas suele ser debajo de los actuadores, si bien si se dibujan en posición normal, el dibujo es más claro desde el punto de vista de funcionamiento.

4 - El número necesario de válvulas distribuidoras (5/2) de accionamiento de los cilindros es igual al número total de cilindros.

5 - Se escoge un número de memorias (distribuidores selectores) de cascada igual al número de grupos menos uno.

6 - Las memorias (distribuidores selectores) cascada son pilotadas por las últimas señales de los grupos de las válvulas de final de carrera.

7 - El suministro de aire para las señales de pilotaje de cada grupo se conecta a una línea de presión común y por lo tanto hay tantas líneas de presión como grupos. Estas líneas son puestas a presión o en escape por las memorias (distribuidores selectores) en cascada.

Ejemplo 1: Circuito formado por tres cilindros A, B y C, que deben actuar al pulsar una válvula distribuidora manual 3/2, según la secuencia iniciada:

Arranque: A+, B+, B-, A-, C+, C-

Los grupos son: I {A+, B+, C-}, II {B-, A-, C+}

Las acciones de cada uno de los cilindros pueden ser muy variadas.

- A puede agarrar una pieza.
- B puede realizar una operación sobre la pieza, por ejemplo, taladrar o torneear o marcar o pegar.
- C extrae la pieza de la estación de trabajo.

De acuerdo con las reglas anteriores, existirán:

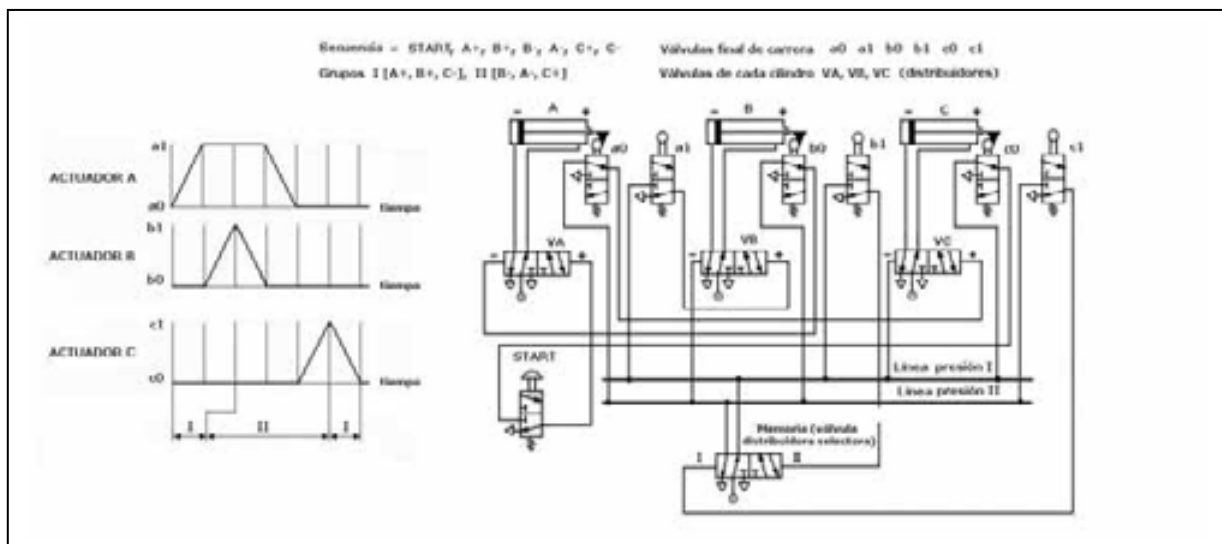


Fig. 7.11 Circuito desarrollado con el método de cascada. Fuente: Purdue University

- 3 válvulas distribuidora 5/2 (VA, VB, VC) de accionamiento de los cilindros, ya que hay 3 cilindros.
- 6 válvulas 3/2 de final de carrera (a0, a1, b0, b1, c0, c1), ya que 6 es el número total de letras de la secuencia.
- 1 memoria (válvula distribuidora selectora) de cascada 5/2, ya que el número de grupos es de 2. Sus dos puertos de salida están conectados a una de las dos líneas de presión que suministra aire a las válvulas final de carrera.
- 2 líneas de presión, ya que hay 2 grupos.

El circuito está representado en la figura 7.11.

Inicialmente la línea de presión I está presurizada. Al pulsar el botón de Arranque (START), la presión pasa de la línea de presión I, a través de la válvula final de carrera c_1 y la válvula START a la línea piloto + de la válvula distribuidora VA, con lo cual el vástago del cilindro A se extiende (A+) actuando sobre la válvula de fin de carrera a_1 . A continuación, la presión pasa de la línea de presión I, a través de a_1 , al piloto + de la válvula VB del cilindro B, causando la extensión del vástago del cilindro B y actuando sobre la válvula final de carrera b_1 . Así pues, el paso B+ es el último del grupo I.

La válvula final de carrera b_1 comunica la línea de presión I con el piloto derecho de la memoria con lo que se ventea la línea de presión I y se presuriza la línea de presión II.

La línea de presión II se conecta directamente a la línea piloto (-) de la válvula VB (5/2), de modo que el primer paso en el grupo II, es decir B-, empieza automáticamente tan pronto se presuriza el grupo II. Los pasos siguientes son análogos a los de la línea I.

Si el número de grupos aumentas, sería necesario colocar las memorias (en número igual al de grupos menos 1), unas encima de las otras, con cada memoria suministrando aire a la superior, de aquí proviene el nombre de “cascada”.

El método de diseño de circuitos en cascada es fiable y generalmente fácil. Sin embargo, si la secuencia del programa contiene procesos repetitivos, se aumenta el número de grupos y se complican las necesidades de espacio, por lo que no se recomienda en estos casos. En cambio, en secuencias sin pasos repetidos el método proporciona el circuito más simple y más económico.

7.2.6.3 Método paso a paso

El método paso a paso recibe este nombre porque un grupo es activado por el grupo anterior y desactivado por el siguiente. Análogamente al método cascada se establece la secuencia o sucesión de movimientos a realizar. Por ejemplo,

(A+, B+ A-, B-, C+, A+ B+, A-, B- C-)

Se divide la secuencia de movimientos en grupos, de tal modo que en los grupos no haya ninguna letra repetida y que el número de grupos sea el menor posible. Los grupos y las señales de las válvulas fin de carrera pueden verse en la figura 7.12.

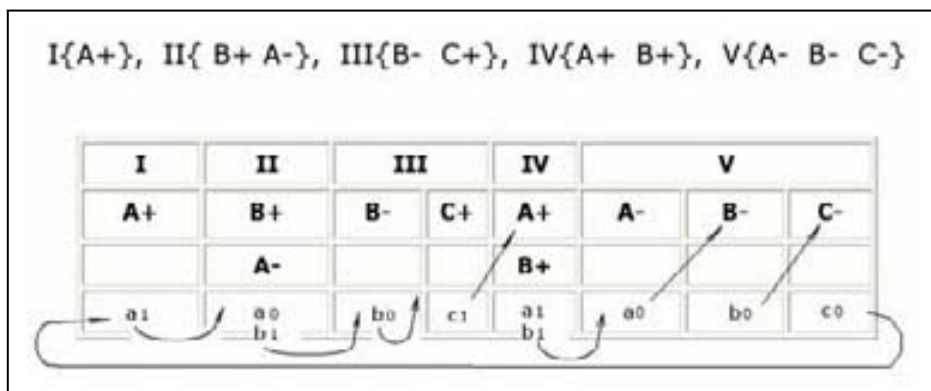


Fig. 7.12 Secuencia movimientos y grupos del método paso a paso. Fuente: Manuel Escorza

Cada grupo es activado por el grupo anterior (último final de carrera del grupo anterior). Y así:

- Grupo I : Activado por el grupo V y la válvula final de carrera c0.
- Grupo II : Activado por el grupo I y la válvula final de carrera a1.
- Grupo III : Activado por el grupo II y la válvula final de carrera a0 y b1.
- Grupo IV : Activado por el grupo III y la válvula final de carrera c1.
- Grupo V : Activado por el grupo IV y la válvula final de carrera a1 y b1.

Se empieza el esquema del circuito dibujando los cilindros en la posición que les corresponde al comienzo del ciclo. Cada cilindro estará gobernado por una válvula distribuidora 4/2 ó 5/2 de accionamiento neumático y biestable (VA, VB, VC).

Debajo de las válvulas distribuidoras (pero dejando un espacio para posibles finales de carrera y otras válvulas) se trazan tantas líneas horizontales (líneas de presión) como grupos hay en la secuencia y se numeran con números romanos.

Debajo de las líneas de presión se dibujarán tantas memorias (válvulas 3/2) como grupos hay (en cambio en el método cascada hay un número de memorias

igual al número de grupos menos 1). Y se colocan en línea horizontal distribuidas a lo largo de las líneas de presión. Todas las memorias serán normalmente cerradas, excepto la de la derecha que será normalmente abierta.

La primera memoria de la izquierda conecta su salida única con la línea de presión I (grupo 1), la segunda a la línea II, la tercera a la línea III, etc. Al ser la memoria de la derecha normalmente abierta, la línea última, es decir la V en el ejemplo, tiene presión por defecto, lo que hace que prepare al circuito para dar presión a la línea I.

Cada memoria (excepto la de la derecha M5) está pilotada por la izquierda por la presión de la línea o grupo anterior al que está conectada su salida junto con la señal correspondiente al último movimiento del grupo anterior, y está pilotada por la derecha por la línea o grupo que debe desactivarla. Por ejemplo la que da señal a la línea I, por la línea II, la que da señal a la línea II, por la línea III, etc.

Por ejemplo:

- La válvula M1 cuya salida dará presión a la línea I, es pilotada por la izquierda con las señales de la línea V junto con el último final de carrera del grupo V, es decir c0. Es pilotada por la derecha por la línea o grupo que la desactiva (II).
 - La válvula M2 cuya salida dará presión a la línea II, es pilotada por la izquierda con las señales de la línea I junto con el último final de carrera del grupo I, es decir a1. Es pilotada por la derecha por la línea o grupo que la desactiva (III).
 - La válvula M3 cuya salida dará presión a la línea III, es pilotada por la izquierda con las señales de la línea II junto con el último final de carrera del grupo II, es decir a0. Es pilotada por la derecha por la línea o grupo que la desactiva (IV).
-

- La válvula M4 cuya salida dará presión a la línea IV, es pilotada por la izquierda con las señales de la línea III junto con el último final de carrera del grupo III, es decir c1. Es pilotada por la derecha por la línea o grupo que la desactiva (V).

La válvula de la derecha M5 tiene los mismos pilotajes, pero cambiando los lados de actuación. Así por su izquierda es pilotada (para cerrarla) por la línea siguiente, es decir la línea I, y por su derecha es pilotada (para abrirla) por la línea anterior (en el ejemplo la IV) y el final de carrera último del grupo anterior.

En el primer movimiento del grupo, cada válvula distribuidora está pilotada por la línea de presión que le corresponde de acuerdo al grupo en que se encuentra. Y en los siguientes movimientos, toma presión de la línea que le corresponde junto con la señal que indica que el anterior movimiento del grupo está terminado. Por ejemplo, M4 inicialmente toma presión de la línea IV y después por las líneas IV y III.

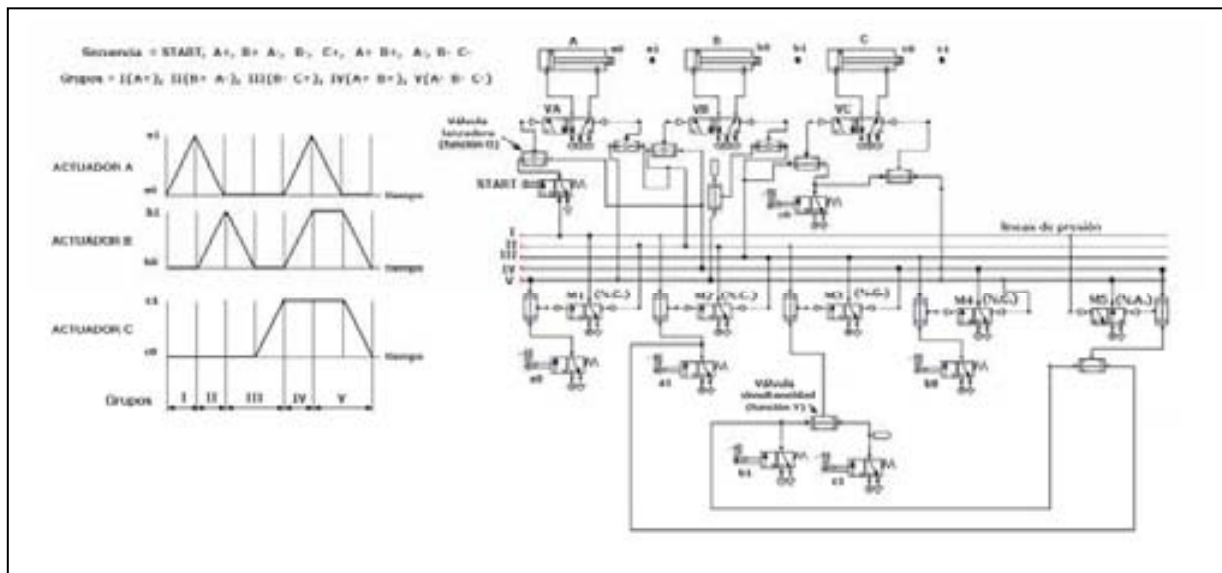


Fig. 7.13 Método paso a paso. Fuente: Manuel Escorza

Si un movimiento se repite en la secuencia, deberá utilizarse una o varias válvulas de simultaneidad (función Y) intercaladas antes de la válvula distribuidora correspondiente.

En la figura 7.13 puede verse el esquema correspondiente al circuito del ejemplo.

El método paso a paso es aparentemente sencillo pero se complica si hay movimientos repetidos en la secuencia que obligan a utilizar una o varias válvulas de simultaneidad, por lo que es aconsejable complementarlo con el método intuitivo.

7.2.6.4 Método de secuenciador

En circuitos secuenciales complejos con movimientos que se repiten durante la evolución de la secuencia, es de interés aplicar circuitos secuenciadores o de cadenas secuenciales modulares formados por un conjunto de módulos adosados que excitan individualmente cada una de las fases que componen la secuencia.

Hay un módulo inicial que recibe las condiciones iniciales de la secuencia para el inicio de la operación y uno final que indica que la secuencia ha terminado satisfactoriamente.

Dependiendo de los fabricantes, el módulo inicial dispone de los orificios "P", "Y", "Z" y "R" con las señales:

- P = Aire comprimido de alimentación de toda la cadena secuencial.
- Y = Señal que activa al primer módulo (estado "1").
- Z = Señal que anula al último módulo (estado "0").
- R = Señal de RESET que pone a "0" todos los módulos de etapa.

El módulo final dispone de los orificios "Y" y "Z" con las señales:

- Y = Señal que activa al primer módulo (estado "1").
- Z = Señal que anula al último módulo (estado "0").

Los módulos intermedios constan de los siguientes elementos:

- Válvula de simultaneidad (función "Y").
 - Selector de circuito (función "O").
 - Memoria o válvula biestable 3/2.
-

- Salida "S" (señal de mando).
- Entrada "r" procedente de la señal de la válvula final de carrera que confirma el movimiento.

En todo momento sólo uno de los módulos está activo.

Ejemplo: Secuenciador A + A - B + B -

El funcionamiento del sistema parte del inicio de la secuencia con el módulo correspondiente activado (estado "1") enviando su señal de mando, mientras que el resto está desactivado (estado "0") sin enviar ninguna señal de mando.

Cada módulo de la secuencia se va activando a medida que la señal de salida de la función "Y" del módulo anterior le llega. La memoria (válvula biestable) de este módulo se pone en estado "1" y efectúa tres acciones :

1 - Su señal de salida origina el movimiento (por ejemplo b1). La válvula final de carrera confirma dicho movimiento y envía la señal de confirmación a la otra entrada de la función "Y". De esta manera la función "Y" al haber recibido dos señales envía a su vez la señal necesaria para que el siguiente módulo se ponga en estado "1".

2 - Pone en estado "0" el módulo de la etapa anterior mediante su propia función "O".

3 - Alimenta una entrada de la función "Y" del módulo que está en estado "1".

Y así se van repitiendo los módulos hasta llegar al final de la secuencia de movimientos.

Ejemplo: Circuito formado por tres cilindros A, B y C, que deben actuar al pulsar una válvula distribuidora manual 3/2, según la secuencia iniciada:

Arranque: A+, A -, B+, C+, B- C-

Los cuatro grupos formarán una cadena secuencial de cuatro módulos.

Tabla Cadena secuencial del movimiento

Módulos	Movimientos	Confirmación del movimiento (Válvula final de carrera,...)
I	A+	a1
II	A - B+	a0, b1
III	C + B-	c1, b0
IV	C-	c0

En la figura 7.14 puede verse un circuito de tres cilindros desarrollado con el método secuenciador. Este circuito podría corresponder a un dispositivo de marcado de piezas, el primer cilindro empujando la pieza, el segundo marcándola y el tercero empujando la pieza ya marcada a la salida.

Su funcionamiento es el siguiente:

El secuenciador, consta de 4 módulos (uno para cada fase). El ciclo se inicia mediante el accionamiento de la válvula de pulsador RESET, el cual manda la señal al secuenciador para que inicie la primera fase, extender el cilindro A, pilotando a la válvula distribuidora VA. Al llegar el cilindro A a su final de carrera a1, éste manda señal al secuenciador para que dé por finalizada la primera fase y de comienzo la segunda.

Cuando el secuenciador inicia la segunda fase, pilota las válvulas distribuidoras VA y VB simultáneamente, extendiéndose el cilindro B y retrayéndose el A, simultáneamente. El secuenciador no dará comienzo a la tercera fase hasta que no termine la segunda, la cual terminará cuando los finales de carrera a0 y b1 manden señal a la válvula de simultaneidad (función "Y"), para que ésta de la señal al secuenciador de que la segunda fase ha terminado.

La tercera fase consiste en recoger el cilindro B y extender C, para lo cual el secuenciador pilota la válvula distribuidora VB y al recogerse el cilindro B, y extender-

se el C, los finales de carrera b0 y c1 le indicarán al secuenciador de que la tercera fase ha terminado.

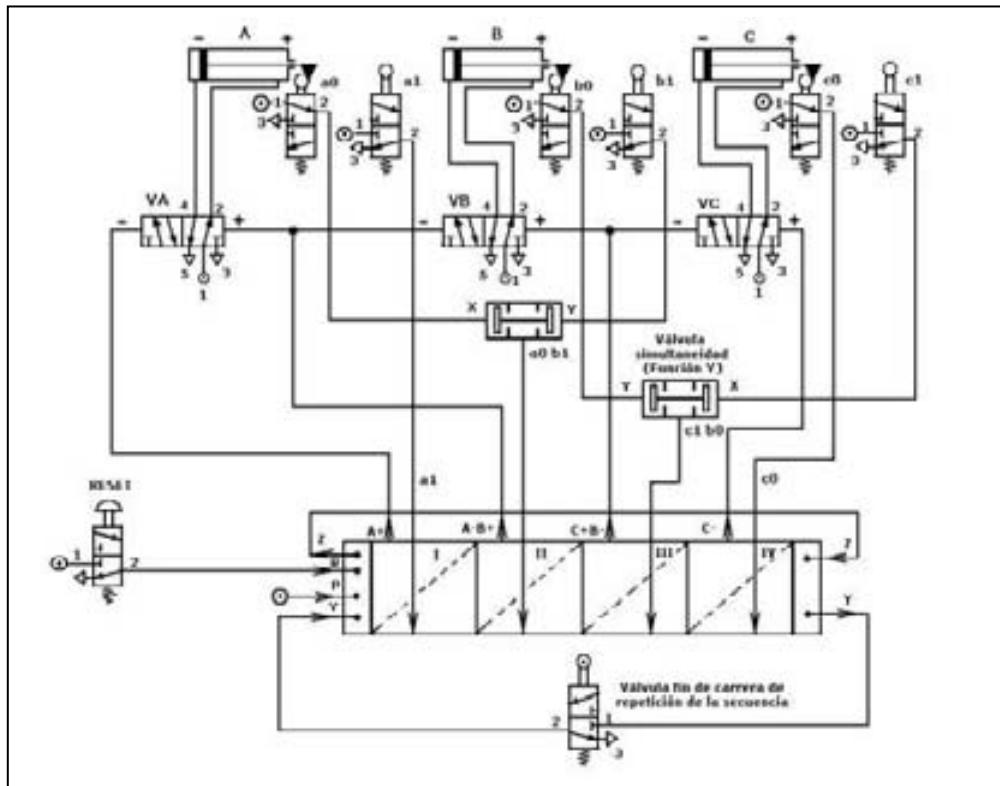


Fig. 7.14 Circuito desarrollado con el método secuenciador

Para la cuarta y última fase, la retracción del cilindro C, el secuenciador pilota la válvula distribuidora VC, y la señal que recibe el secuenciador de que el ciclo ha terminado es del final de carrera c0.

Un final de carrera adicional, si es accionado, permite repetir la secuencia.

7.3 Circuitos electroneumáticos

El circuito electroneumático consta de un circuito neumático más un circuito eléctrico. La parte de fuerza del circuito sigue siendo neumática y la única diferencia con los circuitos neumáticos son los pilotajes eléctricos de las electroválvulas (suelen

ser 5/2) que son biestables, y los detectores finales de carrera que son detectores magnéticos o de palanca y rodillo.

Los métodos de diseño que se les pueden aplicar en su construcción son los ya vistos de intuitivo, cascada y paso a paso.

El esquema electroneumático es el plano de representación de todos los elementos, con los conductos y líneas de conexión del mando. Los esquemas eléctricos pueden representarse según las normas ISO y ANSI de la forma siguiente:

1. Los elementos de trabajo se dibujaran siempre en posición horizontal.
2. Los finales de carrera no se representan en su posición normal. Suelen colocarse debajo de los órganos de mando, y se dibuja una línea con el número en el lugar que ocupan en el circuito
3. Los circuitos se dibujan en la posición de partida, o sea, los elementos no están excitados inicialmente.
4. Para evitar errores se numeran los distintos elementos.

Ejemplo del método intuitivo:

Una estación de taladrar dispone de un sensor fotoeléctrico que es activado por la llegada de una pieza a la estación. Se inicia así la extensión del vástago de un cilindro que sujeta la pieza. Un segundo cilindro extiende el vástago y practica un orificio en la pieza y se retrae, seguido por la retracción del primer cilindro. La velocidad de extensión de ambos cilindros debe controlarse pero la retracción debe ser lo más rápida posible. El primer cilindro dispone de interruptores de proximidad y el segundo de interruptores de fin de carrera de palanca que sirven para confirmar las maniobras de retracción. Se usan relés con contactos normalmente abiertos (N.A.) y normalmente cerrados (N.C.) para transmitir las señales en la secuencia correcta y evitar así el solape de las mismas.

El circuito electromecánico se ha deducido por el método intuitivo y su funcionamiento es el siguiente:

Inicialmente los cilindros A y B están retraídos (posición A- y B- y fase 1) con el interruptor de proximidad a0 y el de palanca b0 cerrados.

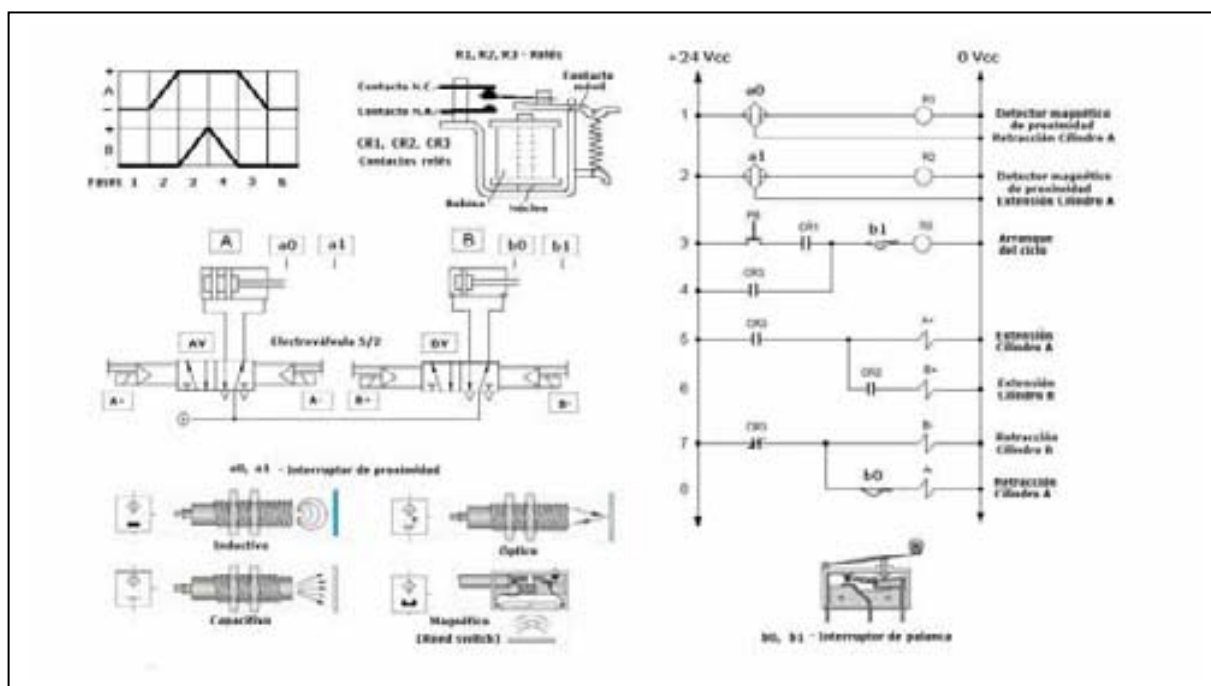


Fig. 7.15 Circuito electroneumático (método intuitivo)

En el circuito 1, el a0 cerrado excita el relé R1, con lo que se cierra el contacto CR1 del circuito 3 y al estar cerrado el interruptor de palanca b1, el circuito 3 está preparado para que al pulsar el botón PB de puesta en marcha se excite el relé R3 y el contacto CR3 de autoretencción cierre, manteniendo el relé R3 excitado.

En el circuito 5, al estar cerrado CR3 se excita la bobina A+ de la válvula AV (5/2) y el cilindro A se extiende (fase 2). Cuando llega al final de su extensión el interruptor de proximidad a1 (circuito 2) se cierra, con lo que se excita el relé R2 y se cierra el contacto CR2 del circuito 6, excitándose la bobina B+ de la válvula BV (5/2), extendiéndose el cilindro B (fase 3).

Al llegar el cilindro B al final de su extensión, se abre el interruptor de palanca b1, con lo que se desexcita el relé R3 y el contacto CR3 queda abierto, desexcitándose la bobina A+ de la válvula AV (5/2) (circuito 5). En el circuito 7 al estar cerrado el contacto CR3 se excita la bobina B- de la válvula BV (5/2), y se retrae el cilindro B (fase 4) cerrándose el interruptor de palanca b0, con lo que se excita la bobina A- y se retrae el cilindro A (fase 5). En la fase 6 los cilindros están retraídos en A- y B-.

Así se suceden las fases 1, 2, 3, 4, 5 y 6 y nada ocurre hasta que se pulsa de nuevo el botón PB de puesta en marcha.

Y a partir de estos esquemas es fácil escribir un programa en PLC (Controlador Lógico Programable) y así eliminar la lógica de relés.

Ejemplo del método cascada:

Sean dos cilindros A y B. Se considera un relé único K (relé cascada) con dos grupos I y II que se excitarán el I cuando el relé está activo y el 2 cuando está inactivo.

Los dos grupos son: I (A+ B+) y II (B- A-).

Al inicio de la secuencia el cilindro B está en retracción (b0 cerrado) que es el final de la secuencia anterior y que, como el contacto k1 está cerrado (ya que el relé K1 está desexcitado inicialmente) excita los pilotos A- y B- de las válvulas de accionamiento de los cilindros A y B (circuitos 4 y 5). Por lo tanto, los pistones de los dos cilindros están inicialmente en la posición de retracción.

Activación Relé K1

(A+)

Al pulsar PB (puesta en marcha) se excita el relé K y queda alimentado por el contacto de retención K1 (circuito 2). El contacto K1 del circuito 3 cierra y excita el piloto A+ de la válvula A, lo que extiende el pistón del cilindro A, abriendo a0 y cerrando a1.

(B+)

Se excita el piloto B+ de la válvula B y se extiende el pistón del cilindro B, abriendo b0 y cerrando b1.

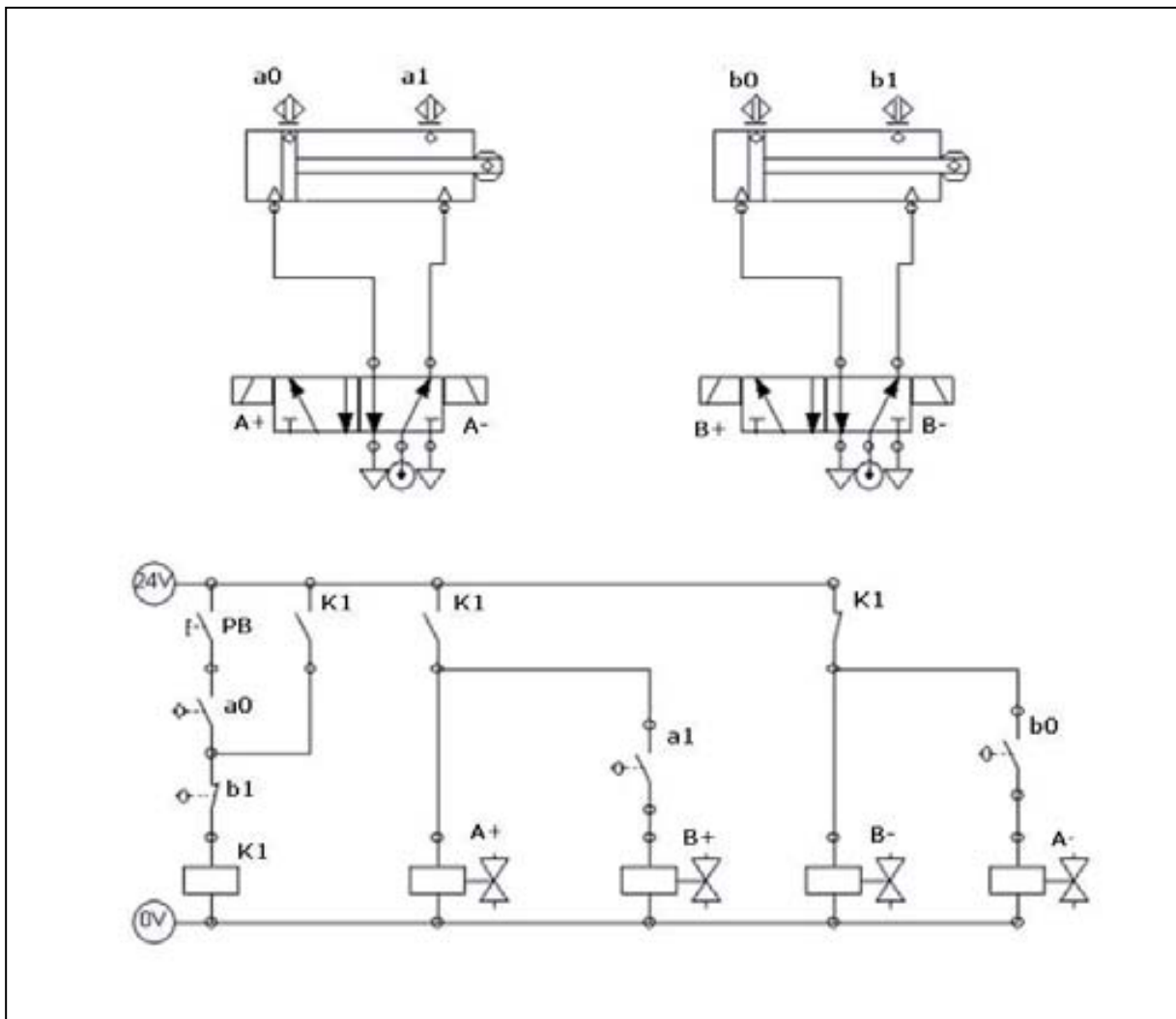


Fig. 7.16 Circuito electroneumático (método cascada). Fuente: M. Escorza

Desactivación Relé K1

(B-)

El final de carrera b1 abre el contacto b1 del circuito 1 y el relé K1 se desexcita. Los circuitos 3 y 4 se abren y en el circuito 4 se excita el piloto B-, retrayéndose el cilindro B.

(A-)

El interruptor b0 se cierra con lo que vuelve a excitarse el piloto A- y el pistón del cilindro A se retrae.

Ejemplo del método paso a paso

Sea una instalación electroneumática con la secuencia:

A+, B+ A-, B-, C+, A+ B+, A-, B-, C-

1 - Se construye una tabla numerando las fases.

Secuencia	A+	B+	B-	C+	A+	A-	B-	C-
		A-			B+			
Fases	1	2	3	4	5	6	7	8

2 - Cada relé, que hará el papel de memoria, es decir recordará qué parte de la secuencia se ha producido y cual todavía no, corresponderá a una fase. Habrá pues 8 relés.

3 - La primera parte del circuito de control será la encargada de activar y desactivar cada relé, memoria o fase, asegurando que únicamente haya en cada momento uno de ellos activo.

4 - Se construye una tabla con la activación y desactivación de cada fase.

Tabla 8.2 Activación y desactivación de las fases. Fuente: M. Escorza

Fase	Secuencia	Activación	Desactivación
Nº de fase		Fase anterior y Finales de carrera de la fase anterior	Grupo siguiente
Fase 1	A+	Fase 8 y c0	Fase 2
Fase 2	B+ A-	Fase 1 y a1	Fase 3
Fase 3	B-	Fase 2 y b1 y a0	Fase 4
Fase 4	C+	Fase 3 y b0	Fase 5
Fase 5	A+ B+	Fase 4 y c1	Fase 6
Fase 6	A-	Fase 5 y a1 y b1	Fase 7
Fase 7	B-	Fase 6 y a0	Fase 8
Fase 8	C-	Fase 7 y b0	Fase 1

5 - Cada válvula distribuidora de los cilindros se activa cuando está activa una fase u otra (en el caso de repetición del movimiento a lo largo de la secuencia). Dos fases en un mismo movimiento, se representan como dos contactos en paralelo de los relés correspondientes a las fases.

La descripción detallada de las fases es la siguiente:

Fase 1

Al pulsar el ARRANQUE se excita el relé K8 y su contacto de retención K8 cierra (circuito 8a).

La válvula C- se excita (circuito 6b) y mantiene el cilindro C en retracción (c0 cerrado y c1 abierto).

El relé K1 se excita y su contacto de retención K1 cierra manteniendo excitado el relé K1 (circuito 1a).

En el circuito 8a, al abrir K1, K8 se desexcita y en el circuito 6b la válvula C- se desexcita.

Se excita la válvula A+ y el cilindro A (circuito 1b).

Fase 2

Se extiende el vástago del cilindro A, abriendo a0 y cerrando a1.

Circuito 2a. El relé K2 se excita y su contacto de retención K2 cierra y lo mantiene excitado.

En el circuito 1a, al abrirse K2 desexcita el relé K1. En el circuito 1b, al abrirse K1 desexcita la válvula A+.

En el circuito 3b, al cerrarse el contacto K2, **se excita la válvula A-** y el *cilindro A se retrae volviendo a la posición inicial (a0 cerrado y a1 abierto)*.

En el circuito 2b, al cerrarse el contacto K2, **se excita la válvula B+** y el cilindro B.

Fase 3

Se extiende el vástago del cilindro B, abriendo b0 y cerrando b1.

Circuito 3a. El relé K3 se excita y su contacto de retención K3 cierra y lo mantiene excitado.

En el circuito 2a, al abrirse K3 desexcita el relé K2. En el circuito 2b, al abrirse K2 desexcita la válvula B+.

En el circuito 4b, al cerrarse el contacto K3, se excita la válvula B- y el cilindro B se retrae volviendo a la posición inicial (b0 cerrado y b1 abierto).

Fase 4

Circuito 3a. Al abrirse b1 se desexcita el relé K3.

Circuito 4b. Con el relé K3 todavía excitado con su contacto de retención K3 (circuito 3a) se excita el relé K4 que con su contacto de retención K4 continúa excitado (circuito 4a).

Circuito 5b. Se cierra el contacto K4 y **se excita la válvula C+**.

Fase 5

Se extiende el vástago del cilindro C, abriendo c0 y cerrando c1.

Circuito 5a. El relé K5 se excita y su contacto de retención K5 cierra y lo mantiene excitado.

Circuito 1b. Al cerrar el contacto K5 **se excita la válvula A+**.

Circuito 2b. Al cerrar el contacto K5 **se excita la válvula B+**.

Fase 6

Se extiende el vástago del cilindro A, abriendo a0 y cerrando a1.

Se extiende el vástago del cilindro B, abriendo b0 y cerrando b1.

Circuito 6a. Con a1, b1 y K5 cerrado se excita el relé K6 y su contacto de retención K6 cierra y lo mantiene excitado.

Circuito 3b. Al cerrar K6 **se excita la válvula A-**.

Fase 7

Circuito 7a. Con a0 cerrado y el contacto K6 cerrado se excita el relé K7 y su contacto de retención K7 cierra y lo mantiene excitado.

Circuito 4b. Al cerrar el contacto K7 **se excita la válvula B-**.

Fase 8

Circuito 8a. Con b0 cerrado y el contacto K7 cerrado se excita el relé K8 y su contacto de retención K8 cierra y lo mantiene excitado.

Circuito 6b. Al cerrar el contacto K8 **se excita la válvula C-**.

Si el pulsador de arranque continúa activo, las fases vuelven a repetirse. Pero si coincidiendo con cualquiera de las fases se abre, entonces el relé K8 se desexcita (circuito 8a) y no pueden iniciarse las fases (circuito 1a).

7.4 Programación con PLC (Controladores Lógicos Programables)

Una instalación neumática o hidráulica puede controlarse desde un PLC con la ventaja de ser modificable. De modo que la programación y el aspecto de las pantallas del monitor pueden cambiarse más adelante para una nueva instalación, o bien, diseñar simplemente una mejora en el circuito o en la presentación de datos en pantalla.

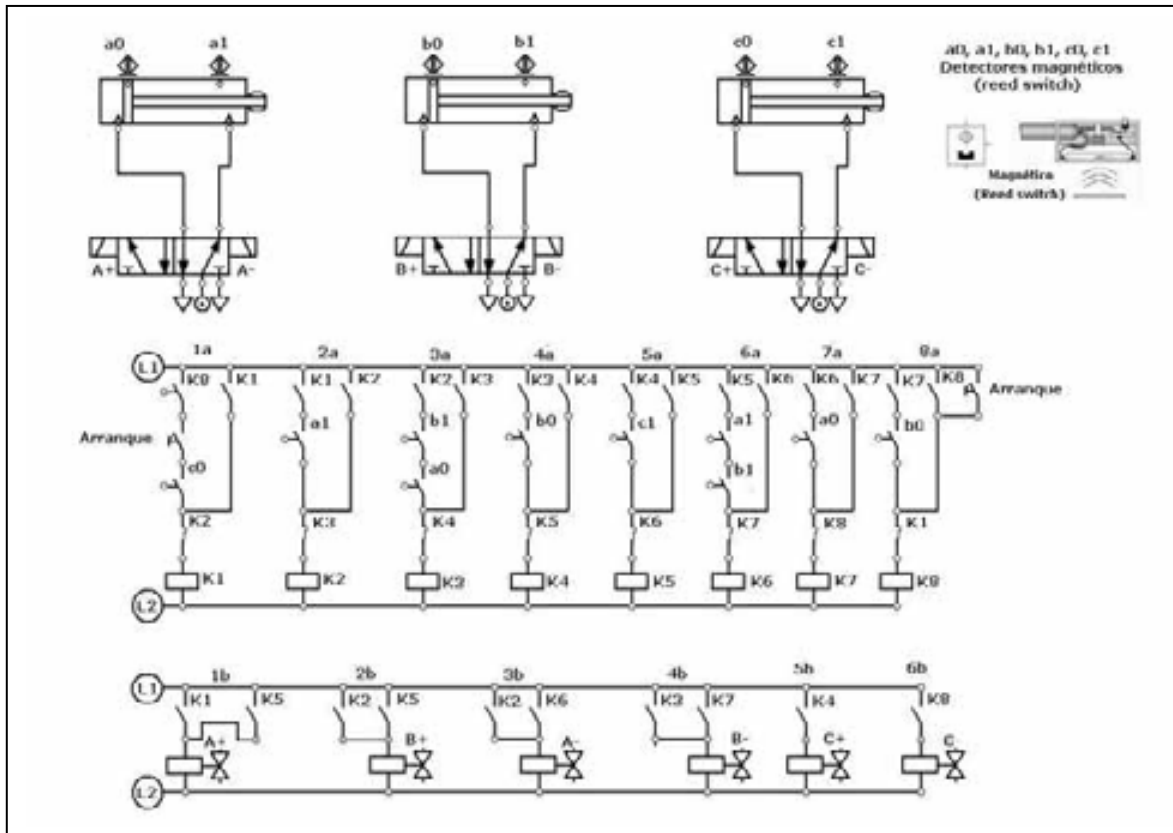


Fig. 7.17 Circuito electroneumático (método paso a paso). Fuente: M. Escorza

Existe una norma de estandarización de programas para el PLC, la IEC-61131-3 con cuatro lenguajes de programación que son los más utilizados (figura 7.18).

Lenguaje de contactos (ladder).

El lenguaje de contactos emula la estructura de los esquemas eléctricos. Representa una red de contactos y bobinas que el autómata ejecuta secuencialmente. En la red hay dos barras de potencial con circulación de la corriente de izquierda a derecha y con dos zonas, la zona de prueba que describe las condiciones necesarias para la acción y la de acción que aplica el resultado consecutivo a un encadenamiento de prueba. De este modo, los contactos activan y desactivan la bobina objetivo.

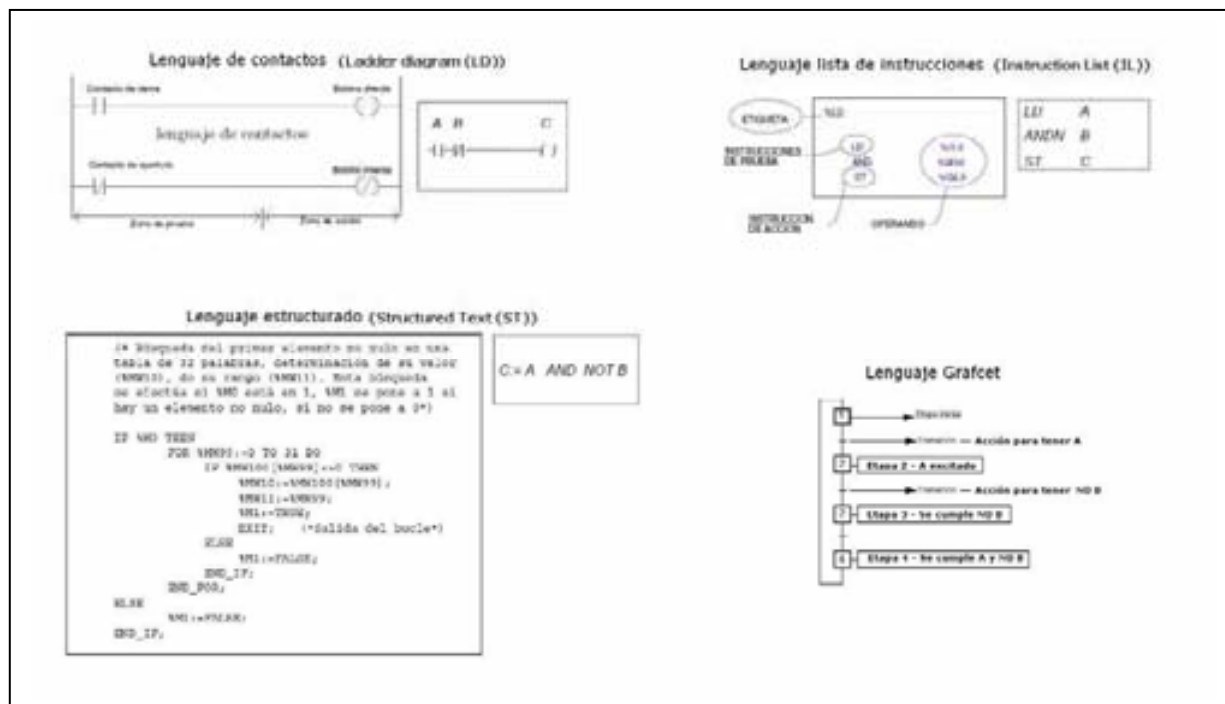


Fig.7.18 Lenguajes de programación del PLC

El *contacto directo* da paso a la corriente cuando el objeto bit que lo dirige está a uno y el *contacto de apertura* deja pasar la corriente cuando el bit está a cero.

Cuando la corriente llega a la *bobina directa*, ésta toma el valor de uno y, por tanto, el objeto bit asociado cambia. Su estado es cero si está sin corriente.

La bobina inversa funciona al revés de la directa. En estado de reposo pone el objeto bit asociado a 1, mientras que cuando es excitada por la corriente se pone a 0.

Lenguaje lista de instrucciones.

Está formado por una serie de instrucciones ejecutadas secuencialmente por el PLC y es parecido al lenguaje ensamblador, pero se estructura igual que el lenguaje de contactos porque las instrucciones se organizan en secuencia.

Dispone de dos tipos de códigos de instrucción, el de prueba y el de acción.

El código de prueba equivale a la zona de prueba del lenguaje de contactos. Entre las instrucciones de prueba están AND, OR...etc.

Después de haber pasado por el enlace de prueba se ejecuta el código de acción. Entre las instrucciones de acción están las ST, STN, R, JMP, etc.

Lenguaje literal estructurado

El lenguaje literal estructurado al igual que el de lista de instrucciones es un lenguaje evolucionado. Se basa en el código C y resulta muy sencillo para gestionar tablas, funciones aritméticas, etc.

Lenguaje Grafcet

El lenguaje Grafcet permite representar gráficamente el funcionamiento de un automatismo secuencial. El grafcet nació en el año 1977 creado por un grupo de trabajo de la l' AFCET –*Association Française pour la Cybernétique Economique et Technique* y fue adoptado en el año 1982 por la norma francesa UTE NF C 03-190 con el nombre de Diagrama funcional “GRAFCET” (*Graphe Fonctionnel de Commande Etapes-Transitions*) para la descripción de los sistemas lógicos de comando. En 1990 fue internacionalizado por la IEC bajo el nombre de IEC 848: Diagrama funcional. Y en 2002 aparece el nombre de Grafcet en la norma IEC 60848 Ed.2 Lenguaje de especificación GRAFCET para diagramas funcionales secuenciales.

Su estructura está basada en etapas y transiciones y permite representar cualquier diagrama de estados.

Las *etapas* son parte del programa englobando un conjunto de acciones asociadas, de manera que cuando la etapa está activa se efectúan dichas acciones. Se representan mediante un cuadro numerado.

Las *transiciones* permiten evolucionar de una etapa a la otra y se representan gráficamente por una línea horizontal.

Debe cumplirse que dos etapas no pueden estar unidas directamente y que sólo pueden existir las alternancias etapa-transición y transición-etapa.

Los términos o expresiones del lenguaje Grafcet son:

- Etapa inicial = Rectángulo con línea doble.
- Etapa activa = marca binaria.
 - *Transición*: A cada transición le corresponde una receptividad, es decir, la condición a cumplir para pasar la transición. Esta condición puede ser lógica booleana, crestas de subida o bajada de alguna variable, variables temporales,...etc.

La transición es válida si la etapa anterior inmediata está activa.

Si la transición es válida y se cumple su receptividad, es una transición franqueable.

- *Acciones*: Están asociadas a las etapas y pueden ser continuas o puntuales.
 - Continuas:
 - Básica – se ejecuta mientras la etapa está activa.
 - Condicional - acción continua sometida a una condición lógica.
 - Temporizada - acción condicionada a una condición temporal (retardo en la activación, en la desactivación, en las dos, temporización respecto a otra etapa).
 - Puntuales:
 - A la activación – la acción se realiza una única vez cuando la etapa se activa.
 - A la desactivación - lo mismo cuando la etapa se desactiva.
 - Al franqueo - acción asociada al franqueo de una transición.
 - Al evento - acciones asociadas a cualquier evento puntual (activación o desactivación de etapas, franqueo de transiciones, crestas de subida o bajada de alguna entrada o variable interna, etc.)

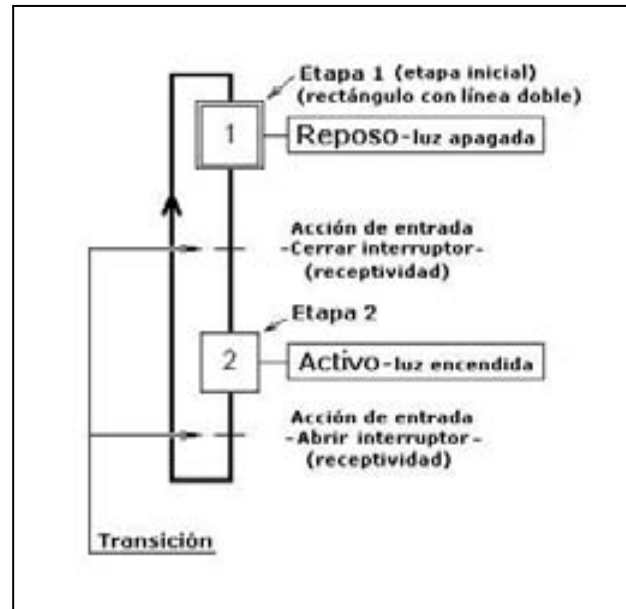


Fig. 7.19 Ejemplo elemental de Grafcet (encendido y apagado de una bombilla mediante un interruptor)

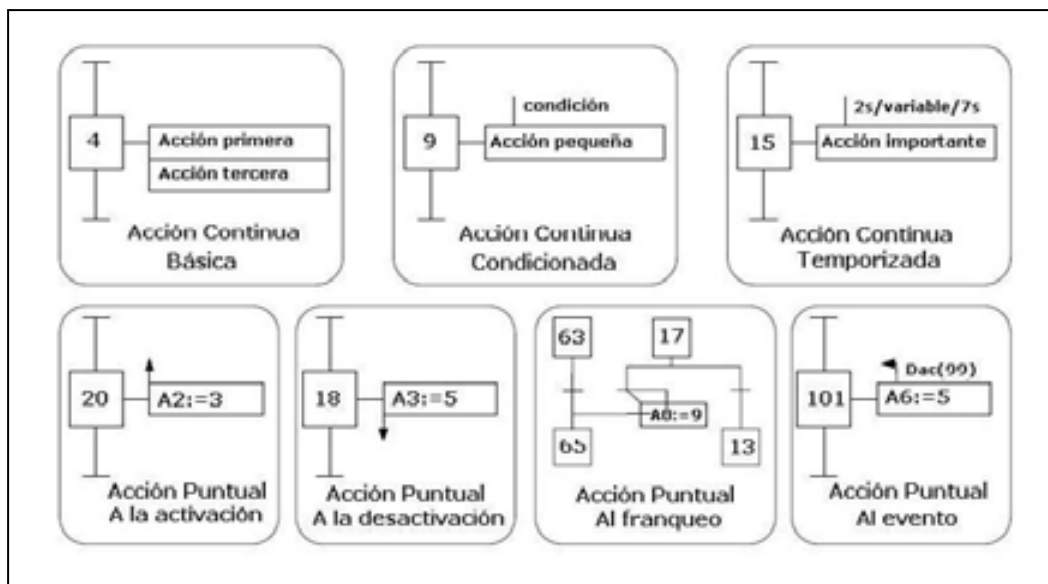


Fig. 7.20 Ejemplo de acciones del Grafcet

▪ *Estructuras*

Secuencias básicas:

- Secuencia - estructura elemental de etapas consecutivas sin bifurcaciones.
- Ciclo de una secuencia - repetición indefinida de una secuencia.
- Selección de secuencias - se muestra una elección para la evolución del sistema.
- Salto de etapas - caso particular de una selección de secuencias en que una de ellas consiste en saltarse una o varias etapas.
- Salto de etapas hacia atrás - se trata de un salto de etapas que salta las etapas hacia atrás a fin de repetir la secuencia.
- Activación de secuencias paralelas - se activa más de una secuencia de forma simultánea y ligadas a una única transición.
- Sincronización de secuencias - Inverso al caso anterior, un conjunto de secuencias deben haber cumplido la última etapa - sincronización - a fin de activar una única etapa siguiente, con una única transición asociada.
- Sincronización y activación de secuencias paralelas - se sincroniza un conjunto de secuencias para activar inmediatamente otro conjunto de secuencias con una única transición asociada.

Secuencias particulares:

- Inicio de secuencia mediante una etapa fuente - la secuencia se activa por medio de una etapa sin etapas precedentes, activada solamente mientras es etapa inicial.
 - Fin de secuencia por etapa de programa - la secuencia se termina al desembocar en una etapa sin continuación, que permanece activa indefinidamente.
 - Inicio de secuencia mediante una transición fuente - es una secuencia con una transición sin etapa anterior asociada. Cada vez
-

que la receptividad de la transición se cumple, se activa la etapa o las etapas siguientes a la transición fuente.

- Fin de secuencia mediante una transición de programa - la secuencia termina al franquearse una transición sin etapa ulterior, que comporte la desactivación de la etapa precedente.

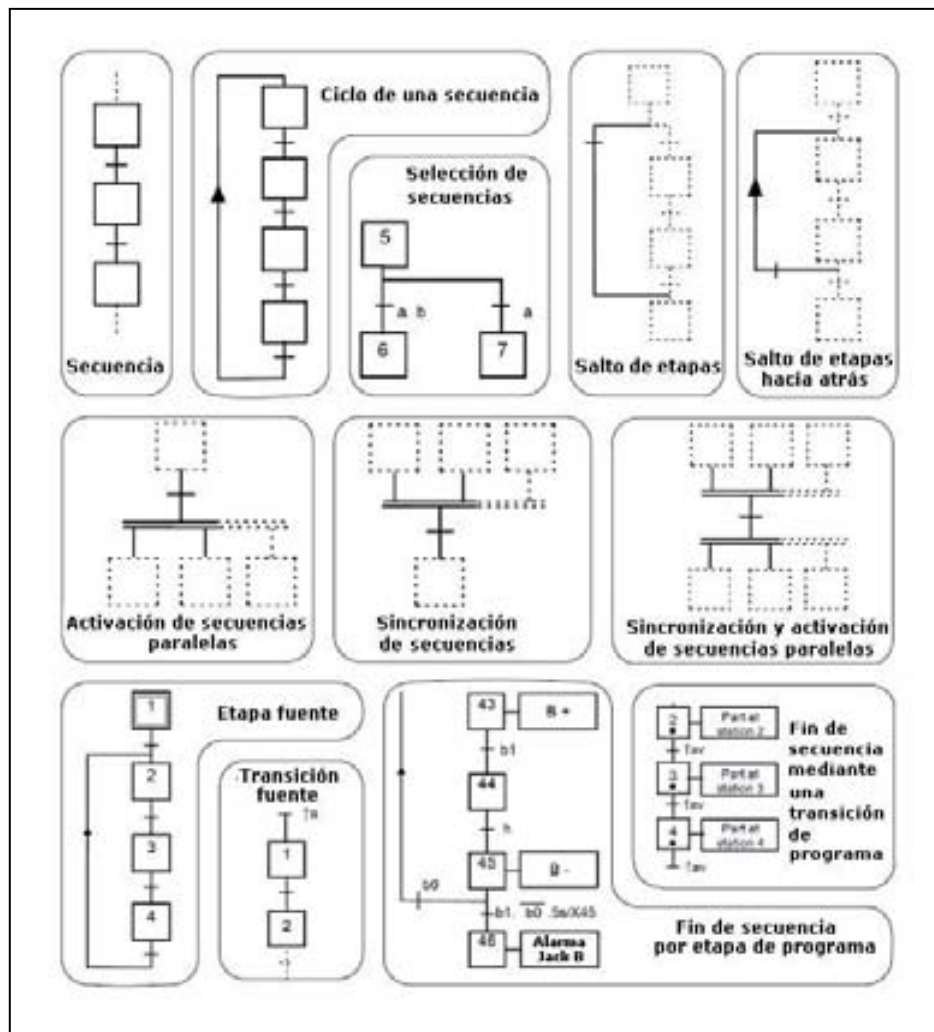


Fig. 7.21. Ejemplos de estructuras en el Grafcet

Reglas de evolución

Son cinco reglas elementales que garantizan que la evolución de un Grafcet es unívoca.

- Regla 1 - La situación inicial es la situación activa en el instante inicial.
- Regla 2 - Una transición es válida cuando todas las etapas inmediatamente anteriores a ella están activas. Para franquear una transición, es necesario que ésta sea válida y que su receptividad se cumpla.
- Regla 3 - El franqueo de una transición provoca de forma simultánea la activación de todas las etapas inmediatamente posteriores y la desactivación de todas las etapas inmediatamente anteriores.
- Regla 4 - Si varias transiciones pueden ser franqueadas simultáneamente, es necesario que sean franqueadas simultáneamente.
- Regla 5 - Si por cualquier motivo una etapa activa ha de ser activada y desactivada simultáneamente, ha de permanecer activa.

Aplicando estas reglas del Grafcet al sistema formado por dos cilindros A y B, el primero que fija una pieza y el segundo que la remacha, se obtiene el diagrama de la figura 7.22.

7.5 Circuitos electrohidráulicos

El circuito electrohidráulico consta de un circuito hidráulico más un circuito eléctrico. La parte de fuerza del circuito es hidráulica y la única diferencia con los circuitos oleohidráulicos son los pilotajes eléctricos de las electroválvulas. Éstas suelen ser 5/2 que son biestables, y los detectores finales de carrera que son detectores magnéticos o de palanca o rodillo.

Los métodos de diseño que se les pueden aplicar en su construcción son los semejantes a los examinados para las válvulas electroneumáticas intuitivo, cascada y paso a paso y grafcet.

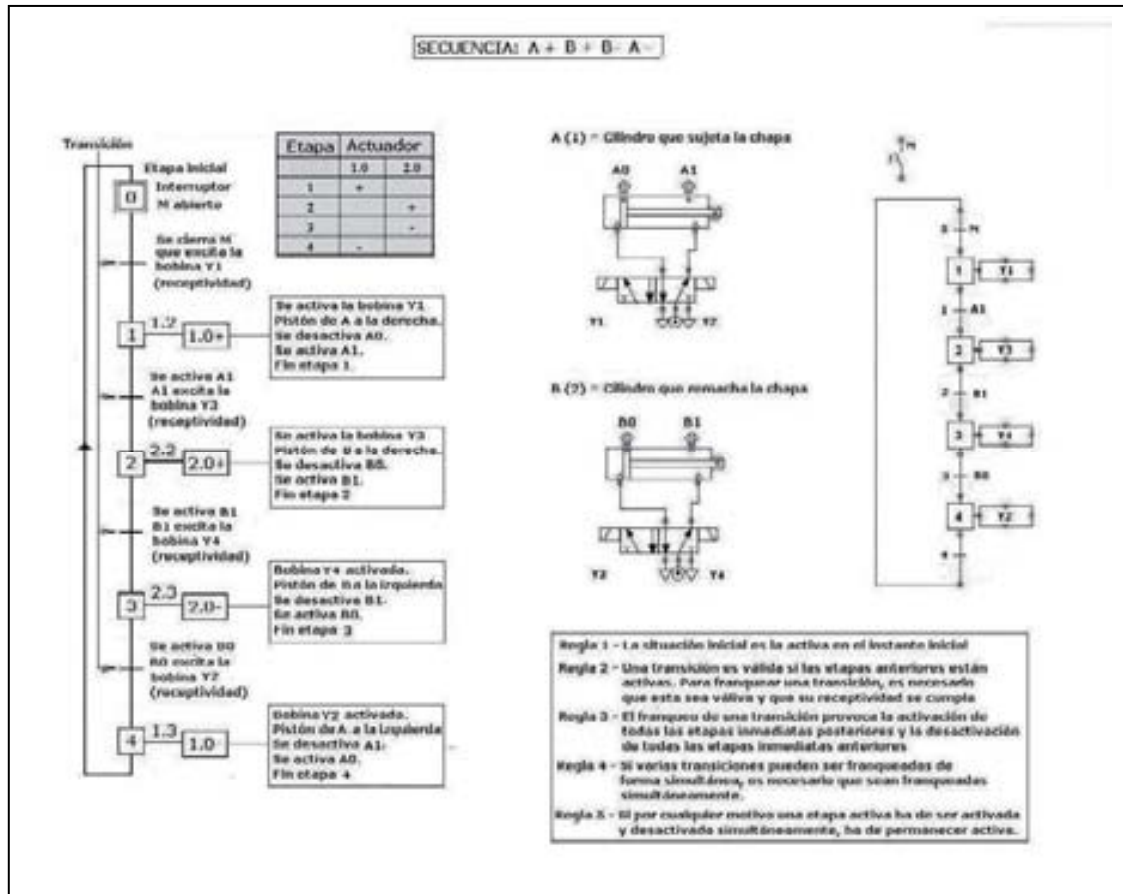


Fig. 7.22 Método Grafcet aplicado a dos cilindros (sujeción-remachado).

7.6 Simuladores de circuitos

Existen programas de diseño de circuitos que facilitan el diseño de instalaciones neumáticas, hidráulicas, electroneumáticas y electrohidráulicas:

- FLUIDSIM-P de Festo Didactics que simula componentes digitales, diagramas y fuerzas en circuitos neumáticos e hidráulicos (figura 7.23).

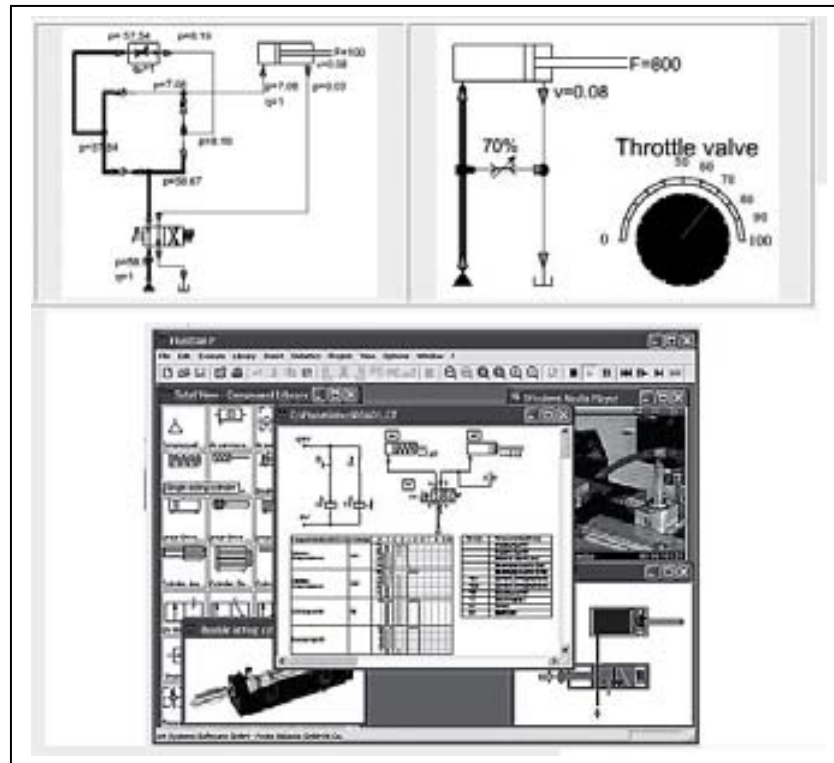


Fig. 7.23 Programa de simulación FluidSim. Fuente: Festo Didactics

- PNEUSIMPRO que permite construir varias formas de circuitos, programarlos y después ensayarlos por simulación.
- MATLAB SIMULINK que es una aplicación integrada en Matlab y que transforma un diagrama de bloques en una ecuación de estado para resolverla numéricamente o procesarla de diferentes formas. De este modo, se puede obtener la función de transferencia, el diagrama de Bode, etc. Es muy útil en el campo de la regulación automática. Proporciona un entorno gráfico interactivo y una librería de bloques predefinidos que permiten diseñar, simular, implementar y realizar ensayos de control (figura 7.24).
- HYSYS desarrollado por Mannesmann Rexroth GMBH que simula de forma no lineal circuitos electrohidráulicos de control.

- BGSP (*Bond Graph Simulation Programa*) del Laboratorio de Ingeniería Mecánica del Ministerio de Industria y Comercio del Japón que puede generar ecuaciones de estado a partir de un programa Bondgraph. Este permite la posibilidad de pasar de un dominio a otro.

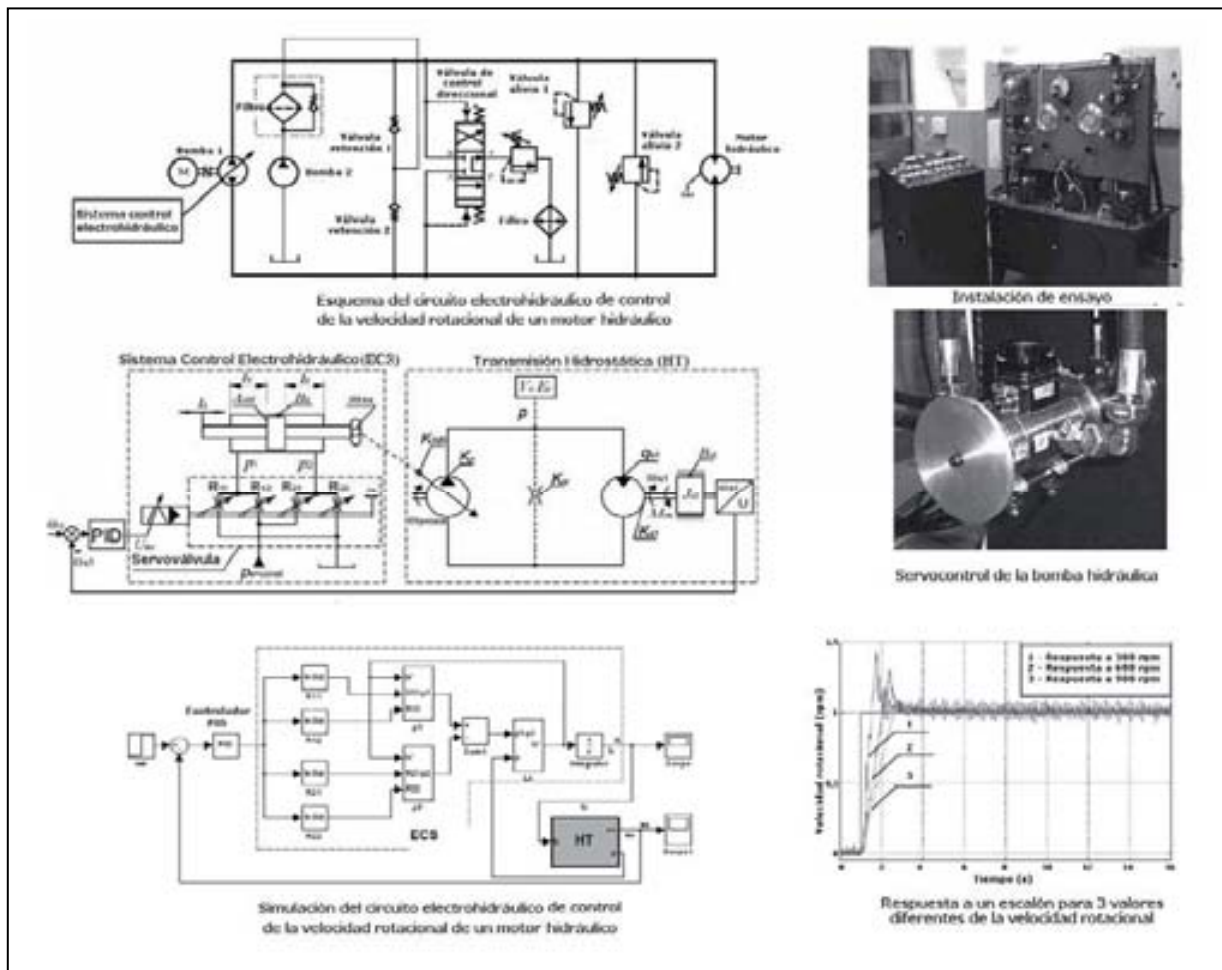


Fig. 7.24 Programa de simulación.

Fuente: Matlab Simulink - Janusz, Kwaśniewski, Piotrowsk -
Conferencia Palm Spring California 2003

CAPÍTULO 8

APÉNDICE

8.1 Generalidades

En este apéndice se incluyen tablas de símbolos y una lista de normas, publicaciones y datos de interés relacionados con el uso de la neumática e hidráulica.

8.2 Símbolos neumáticos

Tabla A.1 Símbolos neumáticos

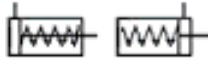
PREPARACIÓN DEL AIRE		VÁLVULAS NEUMÁTICAS		ACTUADORES DE VÁLVULAS		LÍNEAS Y FUNCIONES	
Símbolo	Descripción	Símbolo	Descripción	Símbolo	Descripción	Símbolo	Descripción
	FILTRO/SEPARADOR drenaje manual		ANTIRRETORNO		MANUAL símbolo general		LÍNEA PRINCIPAL
	FILTRO/SEPARADOR drenaje automático		CONTROL DE CAUDAL		PULSADOR		LÍNEA PILOTO
	FILTRO PURGADOR DE ACEITE		VÁLVULA DE ALIVIO		PALANCA		ESCAPE O DRENAGE
	DRENAJE AUTOMÁTICO		2-POSICIONES 2-VÍAS		PEDAL O PALANCA DE PIE		ENVOLTURA EXTERNA
	LUBRICADOR sin drenaje		2-POSICIONES 3-VÍAS		MECÁNICO levas, etc.		CRUCE DE LÍNEAS no es necesario que sea a 90°
	LUBRICADOR con drenaje manual		2-POSICIONES 4-VÍAS		RESORTE		UNIÓN DE LÍNEAS no es necesario que sea a 90°
	LUBRICADOR con rebabas automático		2-POSICIONES 5-VÍAS		FIJADOR la línea indica el fijador en uso		UNIÓN DE LÍNEAS
	REGULADOR DE PRESIÓN DE AIRE ajustable con venteo		3-POSICIONES 4-VÍAS 5 PUERTAS		SOLENOIDE		DIRECCIÓN DEL FLUIDO medio hidráulico
	REGULADOR DE PRESIÓN DE AIRE controlado por piloto con venteo		3-POSICIONES 4-VÍAS 5 PUERTAS con escape		ALIMENTACIÓN INTERNA DEL PILOTO		DIRECCIÓN DEL FLUIDO medio gasoso
	FILTRO/REGULADOR (compuesto) drenaje de alivio manual (con manómetro)		ESCAPE RÁPIDO		ALIMENTACIÓN REMOTA DEL PILOTO completo simplificado		PUENTE DE ENERGÍA
	FILTRO/REGULADOR (compuesto) drenaje de alivio automático		LANZADERA		COMPUESTO AND/OR solenoide y piloto a límite manual		LÍNEA CON RESTRICCIÓN Fija
	CONEXIÓN FILTRO-REGUL.-LUBRICADOR simplificada				COMPUESTO AND/OR solenoide y piloto a límite manual y piloto		LÍNEA CON RESTRICCIÓN AJUSTABLE
							LÍNEA FLEXIBLE
							PUERTO CERRADO, ESTACIÓN DE PRUEBA, TOMA DE ALIMENTACIÓN
							DESCONECCIÓN RÁPIDA SIN RETENCIÓN
							DESCONECCIÓN RÁPIDA CON RETENCIÓN
							DESCONECCIÓN RÁPIDA CON UNA RETENCIÓN

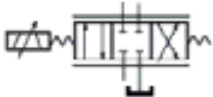
8.3 Símbolos hidráulicos

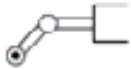
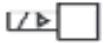
Tabla A-2. Símbolos de Hidráulica. Fuente: Airline

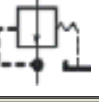
Líneas	
	Línea continua – línea de caudal
	Trazos discontinuos - piloto, drenaje
	Rectángulo – trazos largos y cortos dibujados alrededor de dos o más símbolos de componentes
Círculos	
	Radio grande – bomba, motor
	Radio pequeño - Aparatos de medida
	Semicírculo – actuador rotativo
Cuadrado	
	Un cuadrado - funciones de control de presión - dos o más cuadrados adyacentes - control direccional
Diamante	
	Diamante – Acondicionador de fluido (filtro, separador, lubricador, intercambiador de calor).
Símbolos varios	
	Resorte
	Restrictor de caudal
Triángulo	
	Sólido - Dirección del flujo de fluido hidráulico
	

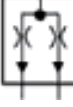
Bombas y Compresores	
Bomba hidráulica de desplazamiento fijo	
	Unidireccional
	Bidireccional
Bomba hidráulica de desplazamiento variable	
	Unidireccional
	Bidireccional
Motores	
Motor hidráulico de desplazamiento fijo	
	Unidireccional
	Bidireccional
Motor hidráulico de desplazamiento variable	
	Unidireccional
	Bidireccional
Motor neumático	
	Unidireccional
	Bidireccional
Actuador rotativo	
	Unidireccional
	Bidireccional
Cilindros	

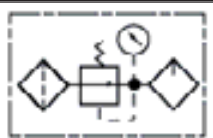
Cilindro de simple efecto	
	Retorno por fuerza externa
	Retorno por resorte o extendido por resorte
Cilindro de doble efecto	
	Simple vástago del pistón (el fluido extiende y retrae el pistón)
	Doble vástago del pistón
Cilindro con amortiguamiento	
	Amortiguamiento fijo simple
	Amortiguamiento fijo doble
	Amortiguamiento ajustable simple
	Amortiguamiento ajustable doble
Válvulas de control direccional	
Válvula de control direccional (2 vías / 2 posiciones)	
	Válvula de control direccional normalmente cerrada con 2 vías y 2 posiciones finitas
	Válvula de control direccional normalmente abierta con 2 vías y 2 posiciones finitas
Válvula de control direccional (3 vías / 2 posiciones)	
	Válvula de control direccional normalmente cerrada con 3 vías y 2 posiciones finitas

	Válvula de control direccional normalmente abierta con 3 vías y 2 posiciones finitas
Válvula de control direccional (4 vías / 2 posiciones)	
	Válvula de control direccional con 4 vías y 2 posiciones finitas
Válvula de control direccional (4 vías / 3 posiciones)	
	Válvula de control direccional con 4 vías y 3 posiciones finitas. La posición central puede tener varias vías de flujo
Válvula de control direccional (5 vías / 2 posiciones). Normalmente es una válvula neumática	
	Válvula de control direccional con 5 vías y 3 posiciones finitas
Válvula de control direccional (5 vías / 3 posiciones). Normalmente es una válvula neumática	
	Válvula de control direccional con 5 vías y 3 posiciones finitas
Válvula de control direccional proporcional. Servoválvula electro-hidráulica	Las posiciones del émbolo son variables permitiendo condiciones variables de caudal
	Unidad de operación directa de un solo estado que acepta una señal analógica y proporciona una potencia hidráulica análoga similar
	Unidad de operación indirecta de dos estados con realimentación mecánica que acepta una señal analógica y proporciona una potencia hidráulica análoga similar
Métodos de control	
Control manual	
	Símbolo general (sin mostrar el tipo de control)
	Pulsador
	Palanca

	Pedal de pie
Mechanical Control	
	Émbolo o trazador
	Resorte
	Rodillo
	Rodillo (una sola dirección)
Control eléctrico	
	Solenoides (una bobina)
Operación piloto	
	Neumático
	Hidráulico
Válvula de dos etapas operada por piloto	
	Neumática: Primera etapa
	Neumático: Piloto de aire en la segunda etapa
	Hidráulico: Primera etapa
	Hidráulico: Piloto hidráulico en la segunda etapa
Válvulas de retención (antiretorno), lanzadera y de escape rápido	
	Válvula de retención – caudal libre en un sentido, bloqueado en el otro

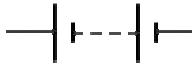
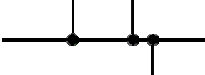
	Válvula de retención operada por piloto, el piloto cierra
	Válvula de retención operada por piloto, el piloto abre
Válvula de lanzadera	
	Para aislar una parte de un sistema de otra parte alternativa del circuito
Válvula de escape rápido/Neumática	
	Instalada próxima a un actuador para permitir un movimiento rápido del actuador
Válvulas de control de presión	
Válvula de alivio de presión (válvula de seguridad) normalmente cerrada	
	La presión de la tubería está limitada al punto de disparo de la válvula, la parte secundaria va directamente al tanque
Válvula de alivio proporcional	
	La presión de la tubería está limitada y es proporcional a una señal electrónica
Válvula de secuencia	
	Cuando la presión de la línea alcanza el punto de disparo de la válvula, esta abre para permitir el flujo a la vía secundaria. El piloto debe ser drenado externamente al tanque
Válvula reductora de presión	
	La presión aguas debajo de la válvula está limitada al punto de disparo de la válvula

Válvulas de control de caudal	
Válvula de control	
	Ajustable al caudal de salida
Válvula de control de caudal	
	Con salida fija (las variaciones en la presión de entrada no afectan el caudal)
	Con salida fija y vía de alivio al depósito con alivio para el exceso de caudal (las variaciones en la presión de entrada no afectan el caudal)
	Con variable de salida
	Orificio fijo
	El caudal medido hacia la derecha y el caudal libre hacia la izquierda
	El control del caudal compensado con relación a la presión fija el caudal de salida independientemente de la carga
	Compensado con relación a la presión y la temperatura
	Con salida variable y vía de alivio al depósito
Válvula de división de caudal	
	El caudal es dividido en flujos iguales hacia dos salidas
Válvula de cierre	Símbolo simplificado
	
Acumuladores	
	
Filtros, Purgadores de agua, Lubricadores y Aparatos	

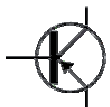
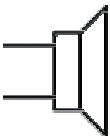
Varios	
Filtro	
	
Purgador de agua	
	Con drenaje manual
	Con drenaje automático
Filtro con purgador de agua	
	Con drenaje manual
	Con drenaje automático
Secador de Aire	
	Refrigeración o eliminación química del agua de la tubería de aire comprimido
Lubricador	
	El vapor de aceite es inyectado en la tubería neumática
Unidad de Acondicionamiento	
	Símbolo compuesto del filtro, el regulador y la unidad de lubricación
	Símbolo simplificado
Intercambiadores de Calor	
	Unidad de refrigeración de aire o agua proyectada para eliminar el calor del aceite que retorna al depósito

8.4 Símbolos eléctricos y electrónicos

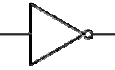
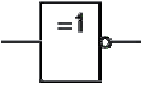
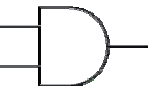
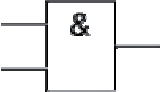
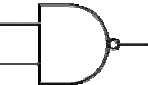
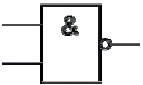
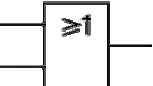
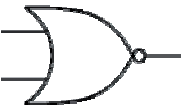
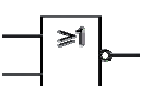
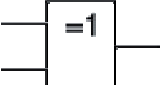
Tabla A.3 Símbolos eléctricos y electrónicos

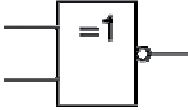
Componente	Símbolo
Batería	
Alimentación c.c.	
Alimentación c.a.	
Fusible	
Transformador	
Tierra	
Hilo	
Hilos unidos	
Hilos no unidos	
Lámpara de luz	
Lámpara indicadora	
Calefactor	
Motor	
Campana	
Bocina	
Bobina	

Pulsador (pulsar para cerrar)	
Pulsador (pulsar para abrir)	
Interruptor On-Off (SPST)	
Conmutador (SPDT)	
Interruptor dual ON-OFF (DPST)	
Interruptor reversible (DPDT)	
Relé	
Resistencia	
Resistencia Variable (Reostato)	
Resistencia Variable (Potenciómetro)	
Resistencia Variable (Preajustable)	
Condensador	
Condensador Variable	
Condensador Trimmer	
Diodo	
LED Light Emitting Diode	

Diodo Zener	
Fotodiodo	
Transistor NPN	
Transistor PNP	
Phototransistor	
Micrófono	
Fono	
Altavoz	
Transductor piezoeléctrico	
Amplificador	
Antena	
Voltímetro	

Amperímetro	
Galvanómetro	
Óhmetro	
Osciloscopio	
LDR Light Dependent Resistor (Resistencia dependiente de la luz)	
Termistor	

Tipo puerta	Símbolo tradicional	Símbolo IEC (Internacional Electronic Commision)
<u>NOT</u>		
<u>AND</u>		
<u>NAND</u>		
<u>OR</u>		
<u>NOR</u>		
<u>EX-OR</u>		

<u>EX-NOR</u>		
---------------	---	--

8.5 Unidades en Neumática, Hidráulica y Eléctrica

Tabla A.4 Conversión de unidades

Magnitud	Sistema de unidades de medida	Unidades de medida	Símbolo	CONVERSIONES		
				Sistema técnico	Sistema internacional (SI)	Sistema anglosajón
LONGITUD	Técnica	metro	m	1 dm = 0,1 m		1 m = 3,281 ft
	Internacional	centímetro	cm	1 cm = 0,01 m		1 dm = 3,937 in
	Anglosajón	pie (ft)	ft	1" = 25,4 mm 1" = 0,0254 m 1 ft = 0,3048 m		1 ft = 1,2 m 1 ft = 12"
SUPERFICIE	Técnica	metro cuadrado	m ²	1 cm ² = 0,0001 m ²		1 m ² = 10,764 sq ft
	Internacional	centímetro cuadrado	cm ²	1 mm ² = 0,001 cm ²		1 m ² = 10,764 sq ft
	Anglosajón	pie cuadrado	sq ft	1 sq in = 6,45 cm ² 1 sq ft = 0,0929 m ² 1 sq yd = 0,8446 m ²		1 sq ft = 0,0929 m ² 1 sq yd = 1,200 sq m 1 sq ft = 144 sq in
VOLUMEN	Técnica	metro cúbico	m ³	1 m ³ = 1,000 dm ³		1 dm ³ = 0,275 gal
	Internacional	centímetro cúbico	cm ³	1 cm ³ = 0,001 m ³ = 1,000 cm ³		1 dm ³ = 0,264 US gal
	Anglosajón	pie cúbico	cu ft	1 cu ft = 28,3168 l 1 cu ft = 28,3168 dm ³ 1 cu ft = 0,0283168 m ³		1 cu ft = 7,47 gal 1 cu ft = 0,0283168 m ³
TEMPERATURA	Técnica	grados centígrados	°C	°C = °F - 32		°C = 5/9(°F - 32)
	Internacional	grados fahrenheit	°F	°F = °C + 32		°F = 9/5(°C + 32) + 32
	Anglosajón	grados fahrenheit	°F	°F = 9/5(°C + 32)		°F = 9/5(°C + 32) + 32
Punto de congelación del agua a presión atmosférica:				0°C = 32°F 100°C = 212°F		
PESO Y FUERZA	Técnica	kilogramo	kg	—	1 kg = 9,81 N	1 kg = 2,205 lb
	Internacional	Newton	N	1 N = 0,102 kg	—	1 N = 0,2248 lb
	Anglosajón	libra (force)	lb	1 lb = 4,448 N	1 lb = 4,452 N	—
PESO ESPECÍFICO	Técnica	kilogramo por decímetro cúbico	kg/dm ³	—	1 kg/dm ³ = 9,807 N/dm ³	1 kg/dm ³ = 62,43 lb/cu ft
	Internacional	Newton por decímetro cúbico	N/dm ³	1 N/dm ³ = 0,102 kg/dm ³	—	1 N/dm ³ = 6,36 lb/cu ft
	Anglosajón	libra por pie cúbico	lb/cu ft	1 lb/cu ft = 0,157 kg/dm ³	1 lb/cu ft = 0,157 kg/dm ³	—
PRESIÓN	Técnica	atmósfera técnica	kgf/cm ²	—	1 kgf/cm ² = 9,807 bar	1 kgf/cm ² = 14,22 psi
	Internacional	Pascal	Pa	1 Pa = 0,0001 kgf/cm ²	1 Pa = 1,000 bar	1 Pa = 0,0001 bar
	Anglosajón	libra por pulgada cuadrada	psi	1 psi = 0,000143 kgf/cm ²	1 psi = 0,000143 bar	1 psi = 0,000143 bar
CAUDAL	Técnica	litros por minuto	l/min	1 l/min = 0,0167 l/s	1 l/s = 0,0167 m ³ /s	1 l/min = 0,022 imp g.p.m.
	Internacional	metros cúbicos por segundo	m ³ /s	1 m ³ /s = 1,000 l/s	1 m ³ /s = 3,535 imp g.p.m.	1 m ³ /s = 3,535 imp g.p.m.
	Anglosajón	galones imperiales por minuto	imp g.p.m.	1 imp g.p.m. = 0,0278 m ³ /s	1 imp g.p.m. = 0,0278 m ³ /s	1 imp g.p.m. = 0,0278 m ³ /s
MOVIMIENTO DE TORCIÓN	Técnica	kilogramo por metro	kgm	—	1 kgm = 9,807 Nm	1 kgm = 7,233 ft.lb
	Internacional	Newton por metro	Nm	1 Nm = 0,102 kgm	—	1 Nm = 0,7376 ft.lb
	Anglosajón	pie libra	ft.lb	1 ft.lb = 0,138 kgm	1 ft.lb = 1,356 Nm	—
TRABAJO Y ENERGÍA	Técnica	kilogramo por metro	kgm	—	1 kgm = 9,807 J	1 kgm = 7,233 ft.lb
	Internacional	Watt	W	1 W = 0,001341 hp	1 W = 0,001341 hp	1 W = 0,001341 hp
	Anglosajón	caballos de fuerza	hp	1 hp = 0,746 kW	1 hp = 0,746 kW	—
POTENCIA	Técnica	Caballos de fuerza	HP	1 HP = 0,746 kW	1 HP = 0,746 kW	—
	Internacional	Watt	W	1 W = 0,001341 hp	1 W = 0,001341 hp	—
	Anglosajón	caballos de fuerza	hp	1 hp = 0,746 kW	1 hp = 0,746 kW	—
VELOCIDAD CINEMÁTICA	Técnica	metros cuadrados por segundo	m ² /s	1 m ² /s = 0,0001 m ² /s	1 m ² /s = 0,0001 m ² /s	1 m ² /s = 0,0001 m ² /s
	Internacional	centímetro cuadrados por segundo	cm ² /s	1 cm ² /s = 0,0001 m ² /s	1 cm ² /s = 0,0001 m ² /s	1 cm ² /s = 0,0001 m ² /s
	Anglosajón	pie cuadrados por segundo	ft ² /s	1 ft ² /s = 0,0929 m ² /s	1 ft ² /s = 0,0929 m ² /s	—

GLOSARIO

Acumulador: Depósito con gas presurizado que almacena fluido hidráulico bajo presión y puede utilizarse como fuente de energía potencial.

Actuador: Aparato que transforma una fuente de energía en otra.

Actuador con retorno por resorte: Aparato con un elemento de resorte capaz de devolver el sistema a su posición normal en ausencia de potencia eléctrica o hidráulica.

Actuador rotativo: Aparato que proporciona un movimiento de giro al elemento de control final.

Alimentación eléctrica: Existen dos sistemas: corriente continua y corriente alterna.

Amperio (Amp): Unidad de medida de la corriente eléctrica.

Amplificador: Aparato que amplifica la posición del eje del actuador.

Analógico: Sistema de medida en el que las unidades y las señales guardan una relación directa con las funciones. Por ejemplo 4 – 20 mA cc.

A prueba de explosión: Recinto que contiene o previene una explosión.

Caja de engranajes: Aparato mecánico que transforma la alta velocidad y bajo par de un movimiento rotativo a un movimiento de baja velocidad y alto par.

Cero (Zero): Ajuste inferior extremo para la señal de entrada.

Ciclo de trabajo: Tiempo máximo de alimentación de un motor en un periodo de tiempo especificado expresado como un porcentaje de dicho periodo.

Control: Dispositivo que acciona el actuador en respuesta a un cambio en el proceso. Por ejemplo, una señal de cc de impulsos.

Control de procesos: Mantenimiento o corrección de un proceso dentro de límites prefijados empleando una medida de las condiciones reales del proceso en comparación con las condiciones deseadas.

Control proporcional: Su respuesta está directamente relacionada con la realimentación de un sensor remoto. Se utiliza para controlar automáticamente un proceso.

Corriente: Flujo de electrones a través de un circuito eléctrico.

Corriente continua (c.c.): Corriente que tiene un valor constante con relación al valor nulo. Puede ser positiva o negativa.

Digital: Dispositivo que utiliza un microprocesador para comparar y actuar sobre las señales que se le inyectan.

Engranajes planetarios: Tipo de engranaje reductor donde dientes rectos giran alrededor del eje de un engranaje recto central.

Freno dinámico: Método electrónico empleado para parar un motor aplicando una tensión a ambos arrollamientos del motor simultáneamente durante un periodo de tiempo controlado.

Fuelle: Sistema de protección del vástago de un cilindro o del actuador del ambiente.

Hertz unidad de frecuencia: Número de veces por segundo que la corriente alterna fluye en un solo sentido, se invierte y fluye en el otro sentido. En Europa la corriente es de 50 Hz y en Estados Unidos de 60 Hz.

Hidráulico: Líquido presurizado (aceite) para la transmisión de potencia contenido en una unidad de potencia, tuberías y un cilindro o motor.

Interruptores de control: Interruptores del circuito de potencia que controlan directamente el equipo eléctrico o actúan sobre interruptores auxiliares para un control indirecto.

Interruptor de fin de carrera: Conjunto de contactos eléctricos que son activados mecánicamente.

Lazo cerrado: Sistema de control que responde automáticamente a los cambios en la variable sin necesidad de intervención del operador.

Mando manual: Capacidad de algunos actuadores que permite el posicionamiento manual del actuador a mano o con destornillador. Es útil en el caso de fallo de potencia o para asistir al sistema en el arranque o en ensayos.

Miliamperio (mA): Una medida de la corriente eléctrica que es la milésima parte de un amperio.

Modo de fallo: Después de un fallo eléctrico, el actuador pasa a una posición predeterminada (abre ante el fallo, cierra ante el fallo, permanece en la última posición ante el fallo, ...).

Modulación: Regulación o ajuste de un elemento de control proporcional a un cambio en el proceso.

NEMA: Código establecido para la construcción de componentes eléctricos para la *National Electrical Manufacturers Association*.

Neumático: Aire comprimido utilizado para el control de aparatos que emplean aire limpio y seco.

Nulo (Null): Salida del servoamplificador cuando no actúa debido a que la señal de realimentación iguala la señal de mando dentro de la zona muerta del sistema.

Par: Fuerza de torsión sobre un eje, dando lugar a su rotación. Medida en Nm , libras.pie, libras.pulgada.

Potenciómetro: Elemento de resistencia variable de tres terminales que varía su resistencia al girar el eje del aparato.

Puerto (orificio, vía): Apertura o paso para la entrada de fluido en una válvula. Existen puertos de cilindro de escape, de entrada, de salida.

Puerto (orificio, vía) normalmente cerrado: Puerto que está cerrado cuando la válvula está desexcitada.

Puerto (orificio, vía) normalmente abierto: Puerto que está abierto cuando la válvula está desexcitada.

Realimentación: Señal del elemento de realimentación del actuador que se relaciona del 0% al 100% con el movimiento del eje de salida del actuador. Señal de la posición de salida del actuador transmitida al controlador digital.

Elemento de realimentación: Componente que mide o indica la posición del eje de salida del actuador. Por ejemplo, interruptor de fin de carrera, sensor de efecto *Hall*, transductor LVDT (*linear variable displace transducer*).

Relación del engranaje: Relación del número de vueltas que el dispositivo de entrada toma para girar una vuelta el dispositivo de salida.

Rendimiento: Relación entre la potencia de salida útil a la potencia total de entrada.

Repetibilidad: Medida de la exactitud en porcentaje de la amplitud de medida (span) de un controlador para situarse sobre un punto de consigna cuando se aproxima en cualquier dirección.

Resolución: Es el movimiento más pequeño que puede medirse.

Seguridad en fallo: Característica de un actuador para moverse a una posición segura después del fallo de la alimentación.

Señal de mando: Señal en c.c. suministrada a un servoamplificador o bien representa la variable bajo control. Por ejemplo, 4 – 20 mA cc o 0 - 5 ó 0 – 10 V cc.

Servoválvula: El grado de apertura de la válvula es mandado por señales eléctricas de entrada.

Servoamplificador: Aparato electrónico utilizado para controlar la posición del eje de salida, basado en la diferencia entre las señales de mando y realimentación.

Span: Intervalo de medida de la variable.

Tasa de modulación: Número de arranques (ciclos) del actuador por hora.

Tiempo de respuesta: Tiempo requerido para que el mecanismo de operación de una válvula pase de la posición totalmente cerrada a totalmente abierta o viceversa.

Tipo de recinto: Resistencia a la entrada de líquidos o gases, tal como se especifica por una organización estándar, típicamente, NEMA.

Tracción o empuje: Fuerza lineal que actúa sobre un objeto dando lugar a su movimiento. Se mide en newton o libras.

Válvula de acción directa: El caudal es controlado directamente por el émbolo y el resorte en el circuito magnético de una válvula solenoide.

Válvula multiple posición: Válvula que puede estar normalmente abierta o normalmente cerrada.

Válvula de dos vías: Válvula que tiene un solo orificio que puede estar normalmente abierto o normalmente cerrado.

Válvula de dos vías normalmente abierta: Válvula que tiene el orificio abierto en la posición de desexcitación y que permite pasar caudal a través de los orificios de entrada y salida de la válvula.

Válvula de dos vías normalmente cerrada: Válvula que tiene el orificio cerrado en la posición de desexcitación y que impide que pueda pasar caudal a través de los orificios de entrada y salida de la válvula.

Válvula normalmente cerrada: Tiene el orificio de entrada cerrado cuando se desexcita la bobina y abre al excitarla.

Válvula normalmente abierta: Tiene el orificio de entrada abierto cuando se desexcita la bobina y cierra al excitarla.

Válvula operada por piloto interno: Válvula que opera con presión diferencial mínima y máxima. Emplea un pequeño orificio para abrir y cerrar una válvula con un orificio principal mucho más grande. El orificio principal es operado y cerrado por la presión diferencial a través de un diafragma, carrete o pistón incluido en el cuerpo principal.

Válvula operada por piloto externo: Semejante a la de piloto interno excepto que la válvula piloto está operada por una fuente externa de presión.

Válvula de seguridad: Válvula normalmente cerrada que actúa como un control de seguridad o por un aparato de emergencia para impedir el escape peligroso de un fluido.

Válvula de tres vías: Válvula con dos orificios y tres puertas. Un orificio siempre está abierto cuando el otro está cerrado y un puerto está siempre abierto a uno de los otros dos puertos. El caudal se controla abriendo o cerrando cualquiera de los dos orificios.

Válvula de tres vías normalmente cerrada: Válvula en la que el orificio de entrada está cerrado y el orificio de escape está abierto en la posición desexcitada. No existe caudal entre los puertos de entrada del cilindro. El caudal total puede presentarse ente el cilindro y los puertos de salida.

Válvula de tres vías normalmente abierta: Válvula en la que el orificio de entrada está abierto y el orificio de escape está cerrado en la posición desexcitada. El caudal total puede presentarse ente el cilindro y los puertos de salida.

REFERENCIAS

Catálogos de las Firmas:

AIT	Hydro Leduc
All Air Incorporated	IAI
ASCO Scientific	Industrial Devices Corporation
Atlas Copco	Ingersoll-Rand
Balluff	ISP Inc.
BIMBA	Jefferson Solenoid Valves USA
Bosch	Jenny Products Inc
Boston Gear	Jordan Controls
Bürkert	Kuhnke
Centork S.L.	Lynair Inc
Crouzet	Macro Sensors
Denison Calzón	Mannesmann Rexroth
Denison Hydraulics	Masoneilan
Eaton	MEGA (Melchor Gabilondo S.A.
Engineers Edge	Meter Paul
Festo	MicroTransair
Fisher	Milwaukee Cylinder
FU Ibérica	MOOG
GAST	Norgren
Gerotor.	Parker Hannifin Corporation
Goswitch	Parker Lucifer
Hagglunds Drives	Peter Paul Solenoid Valves
Hansen Valves	PHD
Hastinik S.A.	PSI Automation
Henkel Ecolab	Rexroth
Hesse – FESTO	Riva Calzón Oleodinamica
Hiwin	Robo Cylinder
Hoerbiger-Orig.	Rollstar Roquet Gerotor aplicaciones
Honeywell	Rotork

Sauer-Danfoss

Schrader

Seas

SMC Corporation

Tech Development Inc

Woodward

Artículos:

- Aire comprimido, fuente de energía, Hesse FESTO
 - Applications of Hydraulics & Pneumatics, Session 1 a Session 14, Alireza Safikhani
 - Balluff Journal 0504 – An international brochure
 - Bulletin 371 Pneumatic Reference data – Ross Controls, año 1996
 - Elastomer Properties - Abrasion/Coefficient of Friction/Electrical Properties, ISP Inc
 - Fonction Puissance – Lyceé Jean Perrin - Marseille
 - Hydraulic Fluids and Lubricants – Technical Information, Sabert-Danfoss, año 2003
 - Hydraulic motors , Hydraulics pneumatics
 - Hydrostatic Transmisión, Danfoss
 - Introduction to Pneumatics and Pneumatic Circuit Problems for FPEF Trainer, John R. Groot, Fluid Power Educational Foundation
 - Manuel Escorza
 - www.monografias.com – Actuadores neumáticos
 - Neumática – Actuadores neumáticos y sus Aplicaciones en la Ingeniería Industrial, Monografias.com
 - Neumática e Hidráulica – Actuadores hidráulicos en la Ingeniería Industrial, Monografias.com
 - Pneumatic Control Circuits – Chapter 10, Hossein M. Oloomi, Purdue University at Fort Wayne
 - Pneumatic Mechanic Certification – Manual 403-08/01 Fluid Power Society, año 2001
 - Pneumatic Specialist Certification – Manual 401-7/02 Fluid Power Society, año 2001
 - Propneu – An intelligent software tool, Hong Zhou, FESTO, año 2002
 - Revista O+P Konstructions-Jahrbuch 2005/2006 sobre Oleohidráulica y Neumática
-

- Tutorial – Control of fluid power systems, Fluid Power Society, año 2001
- Tutorial – Fluid Power Seals – módulo Edexcel, Fluid Power Society, año 2001
- Tutorial – Hydraulic and pneumatic cylinders, Fluid Power Society, año 2001
- UCL (Université Catholique de Louvain)

Normas y protocolos:

- Código de viscosidad definido por la norma DIN 51517
- Código NAS 1638
- DIN ISO 2909 describe los cambios de viscosidad de un fluido basado en aceite mineral o sintético con relación a la temperatura
- DIN-ISO 1219 (*International Standard Organization*)
- EN Standards for Machines used in the Food Industry prEN 1672-2: Food processing Machinery - Safety and hygiene requirements
- Foundation Fielbus (FF)
- HART
- ISO 14159: Machine Safety. Semejante a las normas europeas de alimentos:
- ISO 8086/1986: Hygiene Regulations for Dairies. General guide on Inspection and Sampling
- Limpieza requerida en el fluido (Norma ISO 4406-1999)
- MODBUS de Gould Modicon
- Símbolos básicos válvulas distribuidoras

Organizaciones:

- CETOP (Comite Des Transmissions Oleohydrauliques et Pneumatiques or European Hydraulic and Pneumatics Committee).
 - CETOP (Comité Europeo de Transmisiones Oleohidráulicas y Neumáticas)
-

- EPA – Agencia de Protección del Medio Ambiente de Estados Unidos
- OSI (Open Systems Interconnection)

Internet:

Direcciones útiles de fabricantes de neumática e hidráulica que pueden encontrarse en la revista O+P Konstructions-Jahrbuch 2005/2006 sobre Oleohidráulica y Neumática.

Otras direcciones:

- <http://www.fimop.be/en/norm>
 - <http://www.iso.ch/iso/en/ISOOnline.openpage>
 - <http://www.cetop.org/presentation.htm>
-

Índice de figuras

Fig. 1.1	Preparación del aire	10
Fig. 1.2	Circuito típico de un pistón dentro del cilindro en un sistema hidráulico	11
Fig. 2.1	Servomotor y cilindro neumático lineal	16
Fig. 2.2	Servomotor neumático giratorio	17
Fig. 2.3	Músculo neumático	17
Fig. 2.4	Motor neumático	18
Fig. 2.5	Tipos de acciones en las válvulas de control	19
Fig. 2.6	Fuerzas que actúan en una válvula de control	22
Fig. 2.7	Cilindro neumático de simple efecto y doble efecto. Fuente: Hoerbiger-Origa	27
Fig. 2.8	Gráfico presión-fuerza de cilindros neumáticos (Fuente monografías.com – Actuadores neumáticos)	31
Fig. 2.9	Tipos de montajes de cilindros. Fuente: Parker Hannifin Corporation	32
Fig. 2.10	Pandeo del vástago del pistón	33
Fig. 2.11	Tope de detención del pistón del cilindro (Fuente: Lynair Inc)	35
Fig. 2.12	Gráfico de diámetro del vástago. Fuente: Parker Hannifin Corporation	35
Fig. 2.13	Diagrama de consumo de aire según presión y diámetro del pistón Fuente monografías.com – Actuadores neumáticos	38
Fig. 2.14	Amortiguamiento con restrictor de caudal y cambios de presión en la alimentación. Fuente: Rexroth	41
Fig. 2.15	Relación entre la velocidad del pistón y la masa móvil de amortiguamiento (carrera mínima de 200 mm y presión de operación de 6,3 bar). Fuente: Rexroth	42
Fig. 2.16	Relación entre la energía de amortiguamiento y la carrera. Fuente: Rexroth	43
Fig. 2.17	Energía de amortiguamiento y relación entre la masa móvil (kg) y el área del cilindro (cm ²). Fuente: Rexroth	43
Fig. 2.18	Cilindro con elementos elásticos para un máximo amortiguamiento. Fuente: Rexroth	44
Fig. 2.19	Gráfico de presión en el cilindro en una carrera. Fuente: UCL (Université Catholique de Louvain)	44
Fig. 2.20	Gráfico simulación impacto final carrera cilindro neumático. Fuente: FESTO	45
Fig. 2.21	Cilindro doble efecto tipo tandem	46
Fig. 2.22	Cilindro neumático multiposición. Fuente: SEAS	47
Fig. 2.23	Cilindro neumático guiado	48
Fig. 2.24	Cilindro neumático sin vástago	49
Fig. 2.25	Cilindro neumático de impacto	50
Fig. 2.26	Cilindro neumático de fuelle. Fuente: Schrader	51
Fig. 2.27	Símbolos básicos de las válvulas distribuidoras (DIN-ISO 1219)	54
Fig. 2.28	Válvula distribuidora 3/2 (3 vías, 2 posiciones) manual, actuando sobre válvula neumática todo-nada y cilindro con retorno por muelle (simple efecto)	55

Fig. 2.29	Válvula distribuidora 5/2 (5 vías, 2 posiciones) y cilindro de doble efecto	56
Fig. 2.30	Válvula distribuidora 5/2 (5 vías, 2 posiciones) de simple y doble bobina. Fuente: Bosch	56
Fig. 2.31	Válvula distribuidora 4/2 (4 vías, 2 posiciones) accionando un cilindro de doble efecto	57
Fig. 2.32	Válvula rotativa 4/3 (4 vías, 3 posiciones)	58
Fig. 2.33	Relación fuerza-carrera, intensidad-tiempo de una válvula de solenoide. Fuente: Burkert	58
Fig. 2.34	Válvulas de solenoide	60
Fig. 2.35	Válvulas de solenoide con accionamiento electroneumático. Acción directa, indirecta y doble solenoide y circuito electroneumático típico	62
Fig. 2.36	Válvula distribuidora	71
Fig. 2.37	Gráfico de determinación de Kv. Fuente: Jefferson Solenoid Valves USA	75
Fig. 2.38	Válvula de lanzadera acoplada a un cilindro de simple efecto	79
Fig. 2.39	Válvulas de seguridad	80
Fig. 2.40	Válvula de bloqueo	80
Fig. 2.41	Válvula de control de caudal	81
Fig. 2.42	Válvula antiretorno (retención) de control de caudal	81
Fig. 2.43	Regulación de velocidad por limitación del caudal de alimentación y el de escape en cilindros de simple y doble efecto	82
Fig. 2.44	Bloque de mando de funciones combinadas	83
Fig. 2.45	Purgador de condensado. Fuente FESTO WA-2	84
Fig. 2.46	Filtro - Silenciador	84
Fig. 2.47	Sensor mecánico-eléctrico de final de carrera. Fuente MDC	85
Fig. 2.48	Sensor magnético de cilindro	86
Fig. 2.49	Sensor neumático (Válvula 3/2 y presostato)	87
Fig. 2.50	Sensor electrónico. Fuente SMC	88
Fig. 2.51	Unidad de bloqueo del cilindro. Fuente: Hoerbiger-Origa	89
Fig. 2.52	Circuito neumático con posicionamiento secuencial	90
Fig. 2.53	Sensor potenciométrico	91
Fig. 2.54	Transformador diferencial lineal (LVDT)	92
Fig. 2.55	Señal de salida del sensor LVDT	94
Fig. 2.56	Sensor magnoestrictivo	95
Fig. 2.57	Posicionador. Fuente Honeywell	99
Fig. 2.58	Posicionador de doble acción	100
Fig. 2.59	Posicionador electroneumático y digitoneumático. Fuente Honeywell	102
Fig. 2.60	Posicionador electroneumático. Fuente Bürkert	103
Fig. 2.61	Cilindro con posicionador. Fuente Centork S.L	104
Fig. 2.62	Convertidor oleoneumático	104

Fig. 2.63	Intensificador de presión	106
Fig. 2.64	Función Y (AND) con dos válvulas 3/2 en serie	108
Fig. 2.65	Función O (OR) con dos válvulas 3/2 en paralelo utilizada en el mando de un cilindro de simple efecto y un cilindro de doble efecto	109
Fig. 2.66	Función NO en el accionamiento de un cilindro de simple efecto	110
Fig. 2.67	Función NAND	111
Fig. 2.68	Función NOR	112
Fig. 2.69	Función de Memoria o Flip-Flop	113
Fig. 2.70	Válvula de secuencia aplicada al accionamiento de un cilindro de doble efecto	114
Fig. 2.71	Función de temporización simple aplicada a un cilindro de doble efecto	115
Fig. 2.72	Función de temporización aplicada a un cilindro de doble efecto	116
Fig. 2.73	Expulsor neumático	117
Fig. 2.74	Mordaza neumática	117
Fig. 2.75	Mesa de deslizamiento sobre colchón de aire	118
Fig. 2.76	Carro deslizante. Fuente Parker Hannifin Corporation	119
Fig. 2.77	Equipo con movimiento en los tres ejes	120
Fig. 2.78	Cilindro giratorio de cremallera-piñón. Fuente: BIMBA	121
Fig. 2.79	Cilindro giratorio de aletas. Fuente: FESTO	122
Fig. 2.80	Músculo humano	123
Fig. 2.81	Músculo neumático y curvas de rendimiento. Fuente: FESTO	123
Fig. 2.82	Prensa con músculo neumático	124
Fig. 2.83	Técnicas de vacío de ventosa y eyector. Fuente: SMC	126
Fig. 2.84	Impurezas en el aire comprimido	129
Fig. 2.85	Proceso de preparación del aire	131
Fig. 2.86	Contenido de agua en el aire según la temperatura	133
Fig. 2.87	Secado por frío	134
Fig. 2.88	Secado por absorción	135
Fig. 2.89	Secador de membrana	135
Fig. 2.90	Secado por adsorción	137
Fig. 2.91	Campos de aplicación de los distintos métodos de secado	138
Fig. 2.92	Filtro de aire comprimido	139
Fig. 2.93	Regulador de presión con y sin orificio de escape	139
Fig. 2.94	Lubricador de aire comprimido	140
Fig. 2.95	Filtro Regulador con manómetro y Lubricador. Fuente FESTO	142
Fig. 2.96	Consumo de aire de los cilindros neumáticos	145
Fig. 2.97	Determinación del diámetro interior de la red de tuberías de aire comprimido. Fuente: Hesse FESTO	149

Fig. 3.1	Tipos de cilindros hidráulicos. Fuente: MEGA (Melchor Gabilondo S.A.)	157
Fig. 3.2	Cilindro hidráulico de simple efecto y de doble efecto	158
Fig. 3.3	Cilindro hidráulico telescópico	159
Fig. 3.4	Cilindro hidráulico simple	160
Fig. 3.5	Actuador hidráulico giratorio	160
Fig. 3.6	Tipos de montaje y curvas de límites de carrera del pistón. Fuente: SMC Corporation	164
Fig. 3.7	Amortiguamiento de final de carrera del pistón. Fuente: Norgren	164
Fig. 3.8	Ejemplo de cálculo de un cilindro hidráulico	165
Fig. 3.9	Energía de la fuerza externa al cilindro en el punto de contacto con el amortiguador. Fuente: SMC Corporation	166
Fig. 3.10	Máxima energía absorción en el punto de contacto con el amortiguador. Fuente: SMC Corporation	166
Fig. 3.11	Velocidad del fluido hidráulico en la tubería. Fuente: SMC Corporation	168
Fig. 3.12	Gráfico Caudal-Presión de fluido hidráulico en orificios. Fuente: Denison Hydraulics	169
Fig. 3.13	Control de una grúa mediante una válvula de control direccional	170
Fig. 3.14	Tipos de válvulas distribuidoras hidráulicas. Fuente: Mannesmann Rexroth	171
Fig. 3.15	Control de un cilindro de simple efecto con una válvula distribuidora 3/2	172
Fig. 3.16	Control de un cilindro de doble efecto con una válvula distribuidora 3/2	172
Fig. 3.17	Válvula proporcional	173
Fig. 3.18	Válvula distribuidora dotada de motor lineal. Fuente: MOOG	175
Fig. 3.19	Gráfico de cálculo del caudal en dos modelos de válvulas. Fuente: MOOG	176
Fig. 3.20	Curvas características válvula. Fuente: MOOG	177
Fig. 3.21	Servoválvula	178
Fig. 3.22	Servoválvula. Fuente: Moog y Denison Hydraulics	179
Fig. 3.23	Lazo de control típico con válvulas proporcionales o servoválvulas	180
Fig. 3.24	Unidades de ensayo de válvulas hidráulicas proporcionales. Fuente: Bosch	180
Fig. 3.25	Función hidráulica O (OR)	181
Fig. 3.26	Diagrama de cálculo del Kv de una válvula hidráulica. Fuente: Parker Hannifin S.p.A	185
Fig. 3.27	Datos de una válvula 2/2 de solenoide para fluido hidráulico. Fuente: Parker Hannifin	186
Fig. 3.28	Viscosidad con relación a la temperatura en fluidos hidráulicos. Fuente: Sauer-Danfoss	188
Fig. 3.29	Manómetro y ajustes	190
Fig. 3.30	Amplificador de presión	190
Fig. 3.31	Mordaza hidráulica	191
Fig. 3.32	Cilindro hidráulico para levantar cargas. Fuente: PHD	192
Fig. 3.33	Válvula Antiretorno. Fuente: Denison Hydraulics	193
Fig. 3.34	Válvula de lanzadera (shuttle)	193
Fig. 3.35	Válvula de compensación	194

Fig. 3.36	Presostato hidráulico. Fuente: Mannesmann Rexroth	195
Fig. 3.37	Válvula de aislamiento. Fuente: Mannesmann Rexroth	196
Fig. 3.38	Tipos de válvulas de control	197
Fig. 3.39	Válvula de control de caudal de una vía	199
Fig. 3.40	Válvula de control de caudal (presión diferencial compensada)	199
Fig. 3.41	Servoválvula de control de presión. Fuente: Sauer-Danfoss	200
Fig. 3.42	Válvulas de seguridad directas y pilotadas. Fuente Bosch	202
Fig. 3.43	Válvula de secuencia	202
Fig. 3.44	Unidad de seguridad y cierre del acumulador. Fuente Bosch	203
Fig. 3.45	Fusible hidráulico	203
Fig. 3.46	Interruptor automático. Fuente: Goswitch	204
Fig. 3.47	Central hidráulica general	205
Fig. 3.48	Unidad de potencia hidráulica	206
Fig. 3.49	Tipos de bombas hidráulicas	207
Fig. 3.50	Curvas características de una bomba hidráulica	207
Fig. 3.51	Circuito Interno de Caudal Ajustable	208
Fig. 3.52	Acumulador hidráulico de membrana. Fuente: Bosch	209
Fig. 3.53	Válvula de descarga. Fuente: Bosch	210
Fig. 3.54	Sellos de un cilindro de doble efecto	211
Fig. 3.55	Sellos hidráulicos. Fuente: Rexroth – Bosch Group	214
Fig. 3.56	Circuito hidráulico bomba-filtro. Fuente: Danfoss	222
Fig. 3.57	Diagrama de la limpieza requerida en el fluido (Norma ISO 4406-1999)	226
Fig. 3.58	Filtro. Fuente. Bosch	228
Fig. 3.59	Circuitos hidráulicos típicos	231
Fig. 3.60	Sistemas tradicional mecánico y electrónico de control de una turbina. Fuente: Woodward	232
Fig. 3.61	Efecto de la presión en los circuitos hidráulicos	233
Fig. 3.62	Curva límite de golpe de ariete en los circuitos hidráulicos. Fuente: Denison Hydraulics	234
Fig. 3.63	Prensa hidráulica. Fuente: Denison Hydraulics	235
Fig. 3.64	Hormigonera. Fuente: Denison Hydraulics	236
Fig. 3.65	Cálculo de una grúa hidráulica	236
Fig. 3.66	Diagrama de circuito hidráulico y electrohidráulico	240
Fig. 4.1	Transmisión del movimiento de rotativo a lineal. Fuente: Nook	242
Fig. 4.2	Aplicaciones de los actuadores eléctricos	243
Fig. 4.3	Servomotor c.a.. Fuente: MOOG	245
Fig. 4.4	Circuito de un motor de c.c. de velocidad controlada	246

Fig. 4.5	Servomotor todo-nada y proporcional. Fuente: Honeywell	248
Fig. 4.6	Motor paso a paso	250
Fig. 4.7	Lazo de control proporcional	251
Fig. 4.8	Circuito típicos del motor Paso a Paso. Fuente: Jordan	251
Fig. 4.9	Modelos de actuadores con motor paso a paso y mando a distancia. Fuente: Jordan Controls	252
Fig. 4.10	Motor de c.c. sin escobillas	253
Fig. 4.11	Motor eléctrico de accionamiento lineal. Fuente: Hoergiger Origa	254
Fig. 4.12	Características actuador lineal comercial. Fuente: Hiwin	255
Fig. 4.17	Cálculo de actuadores. Fuente: Jordan Controls	256
Fig. 4.18	Sistema de control digital de accionamientos lineales. Fuente: Robo Cylinder	259
Fig. 4.19	OSI (Open Systems Interconnection)	259
Fig. 4.20	Protocolo Foundation Fieldbus	261
Fig. 4.21	Control digital neumático de instrumentos de proceso. Fuente: Buerkert	262
Fig. 4.22	Servomotor digital. Fuente Fisher FieldVue	263
Fig. 4.23	Posicionador electroneumático digital. Fuente: Honeywell	264
Fig. 4.24	Posicionador inteligente. Fuente: Masoneilan	266
Fig. 4.25	Gráfico de firma de la válvula. Fuente: Fischer	267
Fig. 5.1	Motores de pistón axial y radial	270
Fig. 5.2	Motor de aire de engranajes	271
Fig. 5.3	Turbomotor – aplicación a torno de dentistas y arranque de camiones	272
Fig. 5.4	Motor de aire de aletas	274
Fig. 5.5	Motor axial	276
Fig. 5.6	Motor radial	277
Fig. 5.7	Motor de aire de engranajes. Fuente FU Ibérica y Gerotor	279
Fig. 5.8	Turbomotor. Fuente: Tech Development Inc	280
Fig. 5.9	Motor de aletas	281
Fig. 5.10	Características del motor neumático de aletas operando a una presión de aire constante. Fuente: Ingersoll-Rand	282
Fig. 5.11	Características del motor neumático a varias presiones de trabajo. Fuente: Atlas Copco	283
Fig. 5.12	Regímenes varios del motor neumático de aletas con engranajes reductores. Fuente: Atlas Copco	284
Fig. 5.13	Ruido de un motor de 0,36 kW sin carga medido a 1 m. de distancia. Fuente: Atlas Copco	285
Fig. 5.14	Curvas de potencia del motor de aire de aletas. Fuente: Atlas Copco	286
Fig. 5.15	Ajuste del punto de trabajo en el motor neumático. Fuente: Atlas Copco	287
Fig. 5.16	Curva típica de potencia, par y consumo con relación a la velocidad del motor de aire alimentado a 4 y 6 bar	288
Fig. 5.17	Curvas de potencia del motor de aire de aletas. Fuente GAST	288

Fig. 5.18	Motor neumático de aletas con engranajes reductores. Fuente: CAST	289
Fig. 5.19	Herramientas neumáticas (Amoladora, vibradora, lijadora y martillo de impacto)	292
Fig. 5.20	Pérdida de carga de tuberías de aire comprimido. Fuente: MicroTransair	294
Fig. 5.21	Circuito motor de aire. Fuente: Atlas Copco	295
Fig. 5.22	Filtro de aire. Fuente: Norgren	296
Fig. 5.23	Regulador de presión de aire	297
Fig. 5.24	Lubricador	298
Fig. 5.25	Silenciador y curvas de potencia de sonido en dBA. Fuente PSI Automation	299
Fig. 6.1	Esquemas de circuitos hidráulicos (Bomba y motor)	301
Fig. 6.2	Curvas viscosidad temperatura. Fuente: Riva Calzón Oleodinamica	307
Fig. 6.3	Motor de paletas	308
Fig. 6.4	Curvas características de caudal, par y potencia del motor de paletas. Fuente: Eaton	308
Fig. 6.5	Pistón radial interno y externo	309
Fig. 6.6	Curvas características del motor de pistón radial. Fuente: Denison Calzoni	310
Fig. 6.7	Pistón axial	311
Fig. 6.8	Circuito de mando de una bomba axial. Fuente: Sauer Danfoss	311
Fig. 6.9	Detalle del mando de la placa inclinada en una bomba axial. Fuente: Sauer Danfoss	312
Fig. 6.10	Curvas características del motor de pistón axial. Fuente: Hydro Leduc	313
Fig. 6.11	Motor de engranajes	313
Fig. 6.12	Despiece y curvas características del motor de engranajes. Fuente: Parker Hannifin	314
Fig. 6.13	Gerotor	315
Fig. 6.14	Curvas de Par, Velocidad, Presión, Potencia y Caudal de un modelo de bomba Gerotor. Fuente: Parker Hannifin	316
Fig. 6.15	Aplicaciones generales de las bombas hidráulicas. (Perforador y cabezal, tuneladora). Fuente: Rollstar	319
Fig. 6.16	Aplicaciones específicas de las bombas hidráulicas. Fuente: Roquet Gerotor aplicaciones	320
Fig. 7.1	Campo de trabajo de los actuadores. Fuente: FESTO	322
Fig. 7.2	Operación de marcado con dos cilindros	324
Fig. 7.3	Diagrama Espacio-Fase y Espacio-Tiempo	325
Fig. 7.5	Circuitos de lazo cerrado operativo y no operativo	328
Fig. 7.6	Sistemas de neutralización de señales opuestas en las válvulas distribuidoras	329
Fig. 7.7	Mando manual (directo) de un cilindro de simple efecto	331
Fig. 7.8	Arranque, temporización y paro de un motor neumático. Fuente: Kuhnke	332
Fig. 7.9	Cilindro de ciclo continuo	334
Fig. 7.10	Método Cascada secuencia A+ B+ B- A-. Grupo I (A+ B+) y Grupo II (B- A-)	336
Fig. 7.11	Circuito desarrollado con el método de cascada. Fuente: Purdue University	338
Fig. 7.12	Secuencia movimientos y grupos del método paso a paso. Fuente: Manuel Escorza	340

Fig. 7.13	Método paso a paso. Fuente: Manuel Escorza	342
Fig. 7.14	Circuito desarrollado con el método secuenciador	346
Fig. 7.15	Circuito electroneumático (método intuitivo)	348
Fig. 7.16	Circuito electroneumático (método cascada). Fuente: M. Escorza	350
Fig. 7.17	Circuito electroneumático (método paso a paso). Fuente: M. Escorza	355
Fig. 7.18	Lenguajes de programación del PLC	356
Fig. 7.19	Ejemplo elemental de Grafcet (encendido y apagado de una bombilla mediante un interruptor)	359
Fig. 7.20	Ejemplo de acciones del Grafcet	359
Fig. 7.21.	Ejemplos de estructuras en el Grafcet	361
Fig. 7.22	Método Grafcet aplicado a dos cilindros (sujeción-remachado)	363
Fig. 7.23	Programa de simulación FluidSim. Fuente: Festo Didactics	364
Fig. 7.24	Programa de simulación. Fuente: Matlab Simulink - Janusz, Kwaśniewski, Piotrowsk – Conferencia Palm Spring California 2003	365

Índice de tablas

Tabla 1.1	Características comparativas de los sistemas neumático e hidráulico	13
Tabla 1.2	Características comparativas de los sistemas neumático/hidráulico y eléctrico/electrónico	14
Tabla 2.1	Fuerza de empuje y la fuerza a restar por el área del vástago del pistón en el retroceso	30
Tabla 2.2	Factor de montaje. Fuente: Parker Hannifin Corporation	34
Tabla 2.3	Consumo de aire en litros/cm. de carrera a 6 bar	37
Tabla 2.4	Características Cilindro neumático de fuelle. Fuente:Schrader	51
Tabla 2.5	Simbología de válvulas distribuidoras	52
Tabla 2.6	Tiempos de respuesta del conjunto cilindro válvula distribuidora en un ciclo de trabajo	62
Tabla 2.7	Materiales resistentes a la corrosión de fluidos industriales en los cuerpos de las válvulas de solenoide. Fuente: Meter Paul	63
Tabla 2.8	Materiales de partes internas de las válvulas de solenoide y su compatibilidad con los fluidos. Fuente: ASCO Scientific	64
Tabla 2.9	Durabilidad de materiales neumáticos frente a detergentes de la industria alimentaria. Fuente: Henkel Ecolab	66
Tabla 2.10	Averías típicas en válvulas de solenoide	68
Tabla 2.11	Cv válvula distribuidora 3/2 (3 vías, 2 posiciones). Fuente: Parker Hannifin Corporation	78
Tabla 2.12	Comparación de características de los sensores. Fuente Macro Sensors	96
Tabla 2.13	Aplicaciones del músculo neumático. Fuente FESTO	124
Tabla 2.14	Aplicaciones y Calidad del aire para aplicaciones neumáticas	130
Tabla 2.15	Consumos de aire de diferentes dispositivos neumáticos. Fuente: Hesse - FESTO	143
Tabla 2.16	Factor de uso. Fuente: Hesse – FESTO	146
Tabla 2.17	Factor de simultaneidad. Fuente: Hesse – FESTO	146
Tabla 2.18	Cálculo tamaño de la red neumática del taller	147
Tabla 2.20	Pérdidas de energía a causa de las fugas. Fuente: CONAE	151
Tabla 2.21	Costos del compresor de aire. Fuente: EPA – Agencia de Protección del Medio Ambiente de Estados Unidos (Febrero 2004)	153
Tabla 2.22	Costos del depósito acumulador de aire. Fuente: EPA – Agencia de Protección del Medio Ambiente de Estados Unidos (Febrero 2004)	153
Tabla 2.23	Costos del secador de aire. Fuente: EPA – Agencia de Protección del Medio Ambiente de Estados Unidos (Febrero 2004)	154
Tabla 2.24	Costos totales de la instalación. Fuente: EPA – Agencia de Protección del Medio Ambiente de Estados Unidos (Febrero 2004)	155
Tabla 3.1	Relación entre el factor de carga y la velocidad del pistón	161

Tabla 3.2	Comparación entre la válvula proporcional y la servoválvula	178
Tabla 3.3	Viscosidades de algunos fluidos hidráulicos	183
Tabla 3.4	Densidades de algunos fluidos hidráulicos. Fuente: Sauer-Danfoss	187
Tabla 3.5	Límites de temperatura y viscosidad de dispositivos hidráulicos	189
Tabla 3.6	Restrictores de caudal	198
Tabla 3.7	Materiales para sellos hidráulicos. Fuente: ISP Inc	212
Tabla 3.8	Propiedades de los fluoroelastómeros en entornos químicos	215
Tabla 3.9	Velocidad fluidos hidráulicos en los circuitos	216
Tabla 3.10	Límites de viscosidad de los fluidos hidráulicos en SUS (centistokes). Fuente: Denison Hydraulics	216
Tabla 3.11	Fluidos hidráulicos y compatibilidad. Fuente: Milwaukee Cylinder	218
Tabla 3.12	Sistema de clasificación de partículas contaminantes NAS 1638. Fuente: Denison Hydraulics	223
Tabla 3.13	Sistema de clasificación por conteo de partículas ISO 4406	224
Tabla 3.14	Niveles de limpieza de componentes hidráulicos	225
Tabla 3.15	Correlación entre los códigos ISO y NAS 1638	227
Tabla 4.1	Comparación entre motores de c.c. y servomotores y motor paso a paso. Fuente: Industrial Devices Corporation	243
Tabla 4.2	Características de actuadores con motor de accionamiento lineal. Fuente: Robo Cylinder	255
Tabla 5.1	Factores de corrección de motores neumáticos para presiones distintas de 6,3 bar (91 psi). Fuente: Atlas Copco	290
Tabla 5.2	Consumo de aire de motores neumáticos acoplados a máquinas. Fuente: Jenny Products Inc	292
Tabla 5.3	Vida útil del motor según la cantidad de aceite lubricante. Fuente: Atlas Copco	295
Tabla 6.1	Equivalencia entre unidades	303
Tabla 8.2	Activación y desactivación de las fases. Fuente: M. Escorza	352
Tabla A.1	Símbolos neumáticos	367
Tabla A.2	Símbolos de Hidráulica. Fuente: Airline	368
Tabla A.3	Símbolos eléctricos y electrónicos	376
Tabla A.4	Conversión de unidades	381
