

El aire comprimido húmedo entra a través de una válvula de control direccional y pasa atravesando la columna desecante 1. El aire seco fluye hacia la vía de salida.

Entre un 10% y un 20% de aire seco pasa a través del orificio O2 y de la columna 2 en dirección contraria, para reabsorber la humedad del desecante con el fin de regenerarlo. El flujo de aire de refrigeración va entonces hacia el escape.

La válvula de control direccional es accionada periódicamente por un temporizador para conseguir alternativamente el suministro de aire a una columna y la regeneración de la otra, para proporcionar aire seco continuo.

Con este método son posibles puntos de rocío extremadamente bajos, por ejemplo de -40°C .

Un indicador de color puede ser incorporado al desecante para comprobar el grado de saturación. El microfiltrado es esencial a la salida del secador para prevenir el arrastre de partículas absorbentes. El costo inicial y de funcionamiento es comparativamente alto, pero los costos de mantenimiento tienden a ser bajos.

5.7.3. Secado por refrigeración.

Es una unidad mecánica que incorpora un circuito de refrigeración con dos intercambiadores de calor.

El aire húmedo a alta temperatura es pre-enfriado en el primer intercambiador de calor (1) transfiriendo parte de su calor al aire frío de salida.

Entonces, en el intercambiador de calor (2), el aire es enfriado gracias al principio refrigerador de extracción de calor como resultado de la evaporación de gas freón en su

propio circuito de refrigeración. En ese momento la humedad y las partículas de aceite se condensan y son automáticamente drenadas.

El aire frío seco de la tubería de retorno pasa a través del intercambiador de aire (1) y coge calor del aire entrante a alta temperatura. Esto previene la formación de rocío en la salida de descarga, aumentando el volumen y bajando la humedad relativa.

Como regla general, el costo del secado de aire comprimido puede representar entre el 10% y el 20% del costo del aire comprimido.

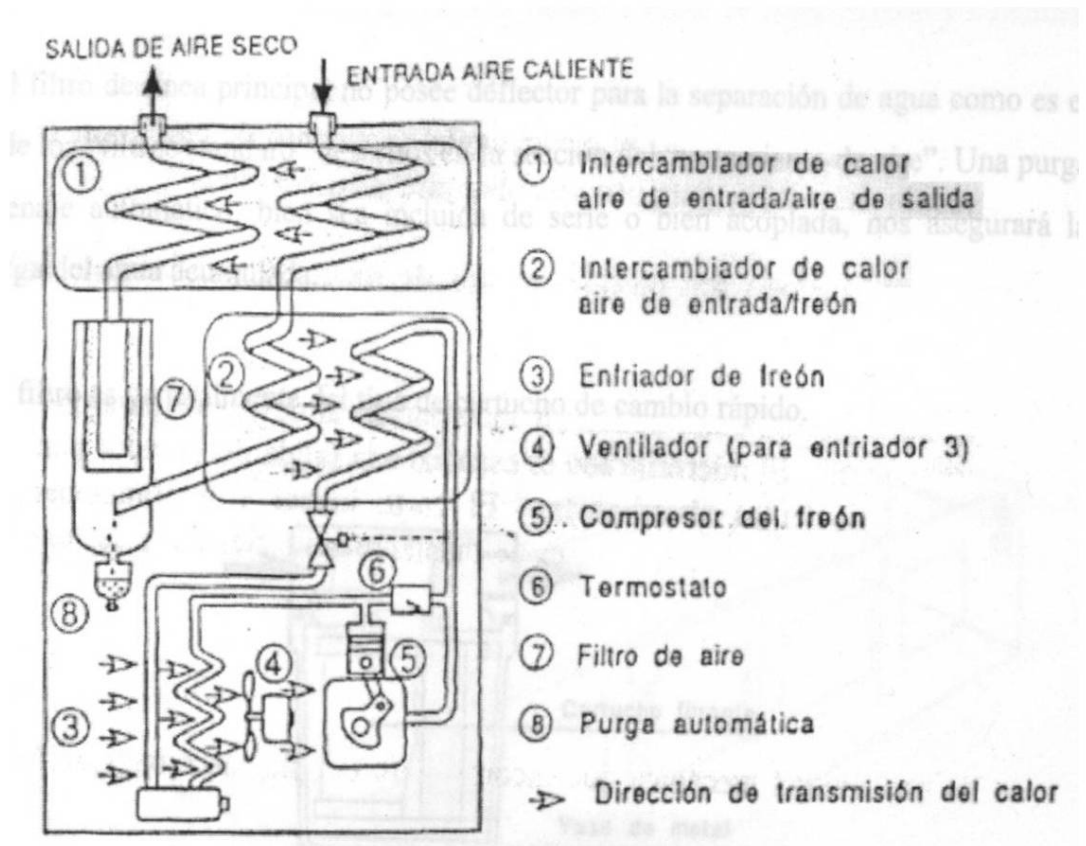


Figura 5.20 Principio del secador de aire por refrigeración

5.8. Filtración de Alimentación General

Filtro de Línea Principal

Un filtro de gran capacidad será instalado después del depósito de aire para eliminar de éste la contaminación, los vapores de aceite procedentes del compresor y el agua.

El filtro debe tener una mínima caída de presión y capacidad para eliminar el vapor de aceite procedente del compresor con el fin de evitar la emulsión en la línea con el líquido condensado.

El filtro de línea principal no posee deflector para la separación de agua como es el caso de los “filtros standard” descritos en la sección del “tratamiento de aire”. Una purga de drenaje automático, bien sea incluida de serie o bien acoplada, nos asegurará la descarga del agua acumulada.

El filtro es generalmente del tipo de cartucho de cambio rápido.

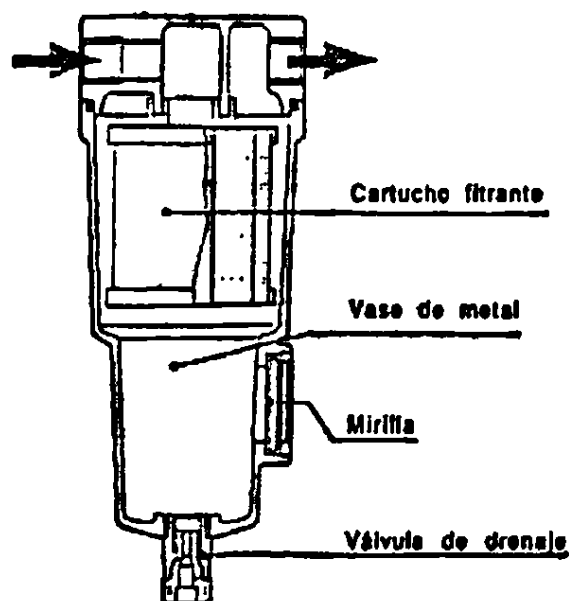


Figura 5.21 Típico filtro de línea

5.9 Distribución del aire

La toma de aire en un sistema de distribución instalado de forma permanente para llevar aire a varios puntos de consumo.

Se instalarán válvulas de aislamiento para dividir la toma de aire en secciones con el fin de limitar el área que debe ser vaciada durante períodos de mantenimiento o reparación.

Existen dos configuraciones de trazado básicas: Final de línea muerta y Conducto principal de anillo.

5.9.1 Final de Línea Muerta

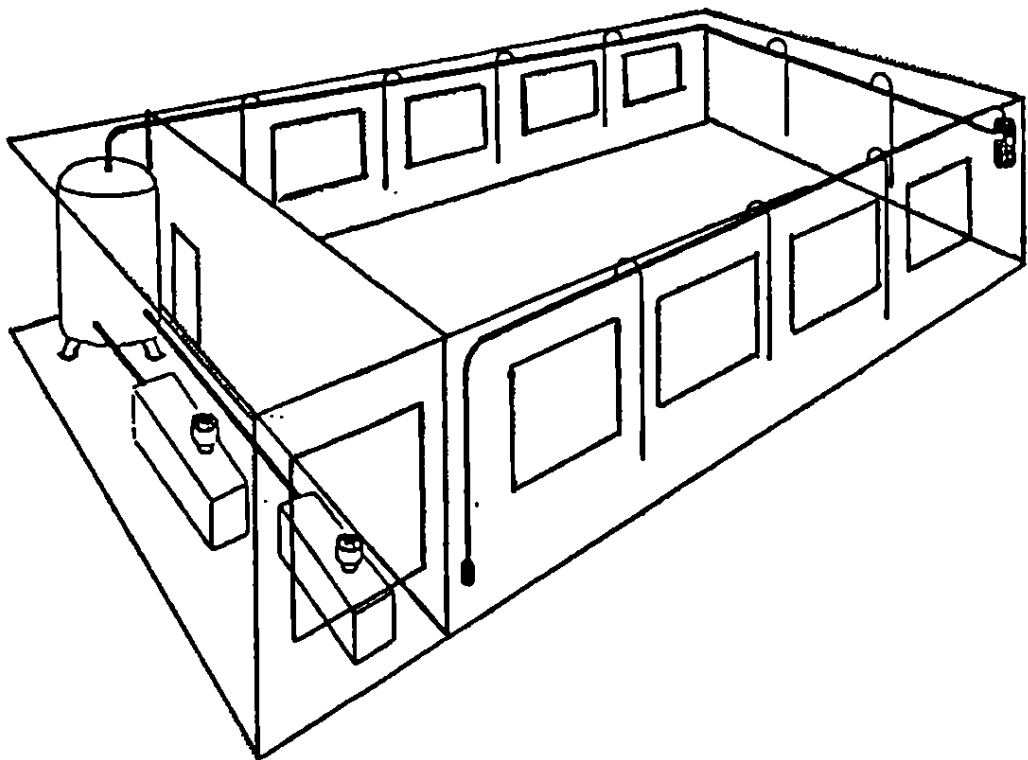


Figura 5.22 Típica configuración de línea principal con final en línea muerta.

Para favorecer el drenaje, las tuberías de trabajo tienen una pendiente de cerca del 1% en la dirección del fluido y deberán ser adecuadamente purgados. A intervalos ajustables, la línea principal puede ser devuelta a su altura original mediante los logros de los tubos curvados en ángulo recto y disponiendo una derivación de purga en el punto más bajo.

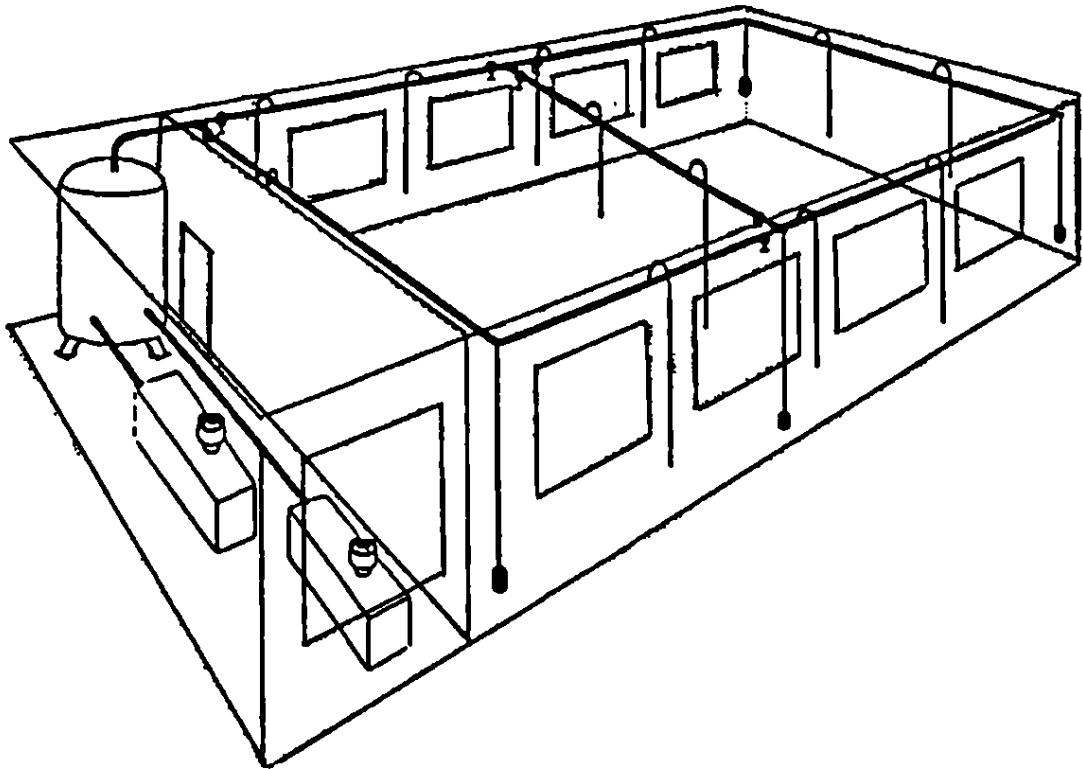


Figura 5.23 Conducto principal en anillo

5.9.2 Conducto Principal en anillo

En un sistema de conducto principal en anillo, es posible alimentar el aire de dos lados a un punto de consumo elevado, lo que permite minimizar la caída de presión.

De cualquier forma, el agua es llevada en cualquier dirección y se deben poner tomas de salida para el agua con purgas automáticas.

5.9.3 Líneas Secundarias

A menos que estén instalados un post – enfriador eficiente y un secador de aire, el conducto de distribución de aire comprimido actúa como una superficie refrigerante y el agua y el aceite se acumulan a lo largo de su longitud.

Las derivaciones de la línea se tomarán de la parte superior del conducto, para impedir que el agua del conducto principal entre en ellas. Mientras deberá purgarse la parte inferior de la caída del conducto.

Los puntos de purga deben de estar provistos de empalmes de “T” iguales instalados en puntos idóneos a lo largo del recorrido, en cada punto bajo. Deben purgarse manualmente a intervalos regulares o bien estar provistos de purga automática.

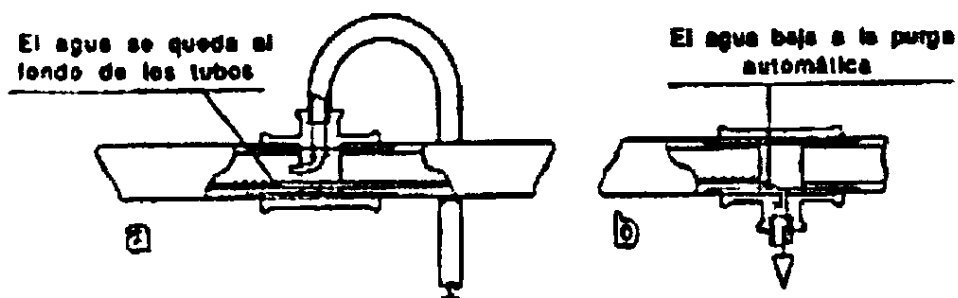


Figura 5.24 Salidas de aire (a) y agua (b)

Las purgas automáticas son un poco más caras de instalar al principio, pero compensa si se consideran las horas de trabajo que se ahorran con respecto al funcionamiento de tipo manual. Con la purga manual la negligencia conlleva problemas debido a la contaminación del conducto principal.

5.10 Purgado del aire

Purgas automáticas

En las figuras 5.25 y 5.26 se ilustran dos tipos de purga automática.

En el tipo de purga con flotador (figura 5.25), el tubo guía y el flotador están conectados internamente a la atmósfera por medio de un filtro, una válvula de alivio, un orificio en el pistón de resorte y a lo largo del vástago del accionamiento manual.

El agua de condensación se acumula en el fondo de la cavidad y, cuando sube lo suficiente para levantar el flotador de su asiento, la presión se transmite al émbolo que se mueve a la derecha para abrir el asiento de la válvula de alivio y expulsar el agua. El flotador baja entonces para cerrar el suministro de aire al émbolo.

La válvula de alivio limita la presión por detrás del émbolo cuando el flotador cierra la tobera. Esta válvula pre-regulada asegura un tiempo adecuado de reinicialización al émbolo, puesto que el aire capturado es purgado por un escape funcional de la válvula de seguridad.

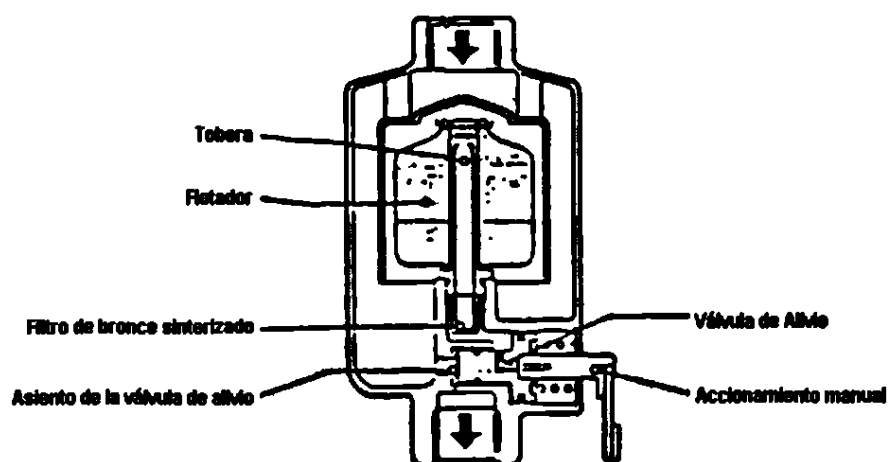


Figura 5.25 Purga automática de flotador

La figura 5.26 ilustra un tipo de purga accionado eléctricamente que drena periódicamente el agua de condensación por medio de una leva que dispara una válvula de vástago vertical accionada por palanca.

Ofrece las ventajas de poder trabajar con cualquier orientación y es extremadamente resistente a la vibración, así que resulta idóneo para compresores móviles y en los sistemas neumáticos de autobuses o camiones.

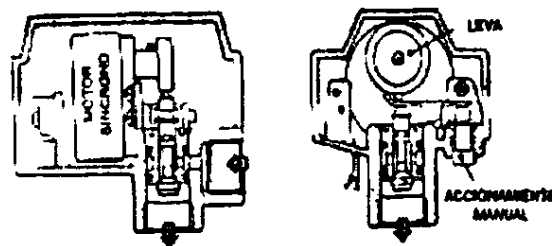


Figura 5.26 Purga automática motorizada

5.11 Selección del tamaño de los conductos principales de aire

El coste de los conductos de aire representa una porción elevada del costo inicial de una instalación de aire comprimido. Una reducción en el diámetro de la tubería, aunque- baja. el costo inicial de la acción, hace aumentar la caída de presión en el sistema, incrementando así el coste de funcionamiento y superando el coste adicional de una tubería de diámetro más grande.

También, puesto que los costos de la mano de obra representan gran parte del coste global y dado que dicho coste varía muy poco entre diferentes tamaños de tubería, el costo de la instalación, por ejemplo, de una tubería de diámetro interior de 25 mm es parecido al de una tubería de 50 mm de diámetro, mientras que la capacidad de caudal de una tubería de 50 mm es cuatro veces la de una tubería de 25 mm.

En un sistema de conducto principal en anillo de circuito cerrado, el suministro por cualquier punto de salida particular se alimenta por dos derivaciones de tubería. A la hora de determinar el tamaño de la tubería, deberá ignorarse esta alimentación doble, estimando que, en cualquier momento, el aire se suministra sólo por una tubería.

El tamaño del conducto del aire y de las derivaciones se calcula por la limitación de la velocidad del aire, que normalmente se recomienda que sea de 6m/s, mientras que los sub-circuitos a una presión de aproximadamente 6 bares y de pocos metros de longitud pueden funcionar a velocidades de hasta 20m/s. La caída de presión desde el compresor al extremo de la derivación de la tubería no debe superar los 0.3 bares. El nomograma (figura 5.27) permite determinar el diámetro de tubería más idóneo.

Los codos y las válvulas pueden provocar rozamiento adicional. Este rozamiento se puede expresar como longitud adicional (equivalente) de la tubería, con el fin de determinar la pérdida de presión global. La Tabla 5.1 indica las longitudes equivalentes por los distintos tipos de accesorios utilizados comúnmente.

Ejemplo. (a). Para determinar el tramo de una tubería en la que pasarán 16800 lt/min de aire libre con una caída de presión de no más de 0.3 bares en un tubo de 125 m. El compresor de dos etapas se conecta a 8 bares y se detiene a 10 bares; la media es 9 bares.

La caída de presión de 30 kPa (0.3 bar = 30 kPa) en un tubo de 125 m. es equivalente a

$$\frac{30\text{kPa}}{125\text{m}} = 0.24\text{kPa/m}$$

Haciendo referencia al nomograma de la figura 5.27 dibujar un trazo a partir de 9 bares en la línea de presión pasando por 0.24 kPa/m en la línea de la caída de presión para cortar la línea de referencia en el punto X.

Unir la X con $0.28 \text{ m}^3/\text{s}$ y prolongar el trazo hasta que corte la línea del tamaño de la tubería, a aproximadamente 61 mm en nuestro ejemplo.

Se puede utilizar una tubería con un diámetro interno de 61 mm. Una tubería con un diámetro interno nominal de 65 mm. (ver Tabla 5.1) tiene un diámetro interno real de 68 mm y puede satisfacer los requisitos con cierto margen.

Ejemplo (b). Si la tubería de 125 m de longitud en el ejemplo (a) tiene cierto número de accesorios en la línea, por ejemplo dos codos, dos tubos curvos de 90° , seis empalmes de T standard y dos válvulas de compuerta ¿sería necesaria una tubería de tamaño mayor para limitar la caída de presión a 30 kPa?.

En la Tabla 5.1, en la columna de 65 mm de diámetro se encuentra la siguiente longitud de tubería:

Dos codos:	21.37 m	2.74 m
Dos curvas de 90° :	20.76 m	1.52 m
Seis T standard:	60.67 m	4.02 m
Dos válvulas de compuerta:	20.49 m	0.98 m
Total:		9.26 m

Los doce accesorios tienen una resistencia a la fluencia equivalente a aproximadamente 10 m. de longitud adicional de la tubería.

La "longitud efectiva" de la tubería es entonces de 135 m.

$$y \frac{P}{L} = \frac{30\text{kPa}}{135\text{m}} = 0.22\text{kPa/m}$$

Haciendo nuevamente referencia al nomograma de la figura 5.27, la línea que representa el tamaño de la tubería se intersecciona ahora a aproximadamente 65 mm de diámetro interno, así que una tubería de diámetro interno nominal de 65 mm, con un diámetro interno real de 68 mm será aún satisfactoria en este caso.

Nota: A la hora de determinar el tamaño de los conductos principales para una nueva instalación, hay que tener en cuenta la posibilidad de extensiones futuras.

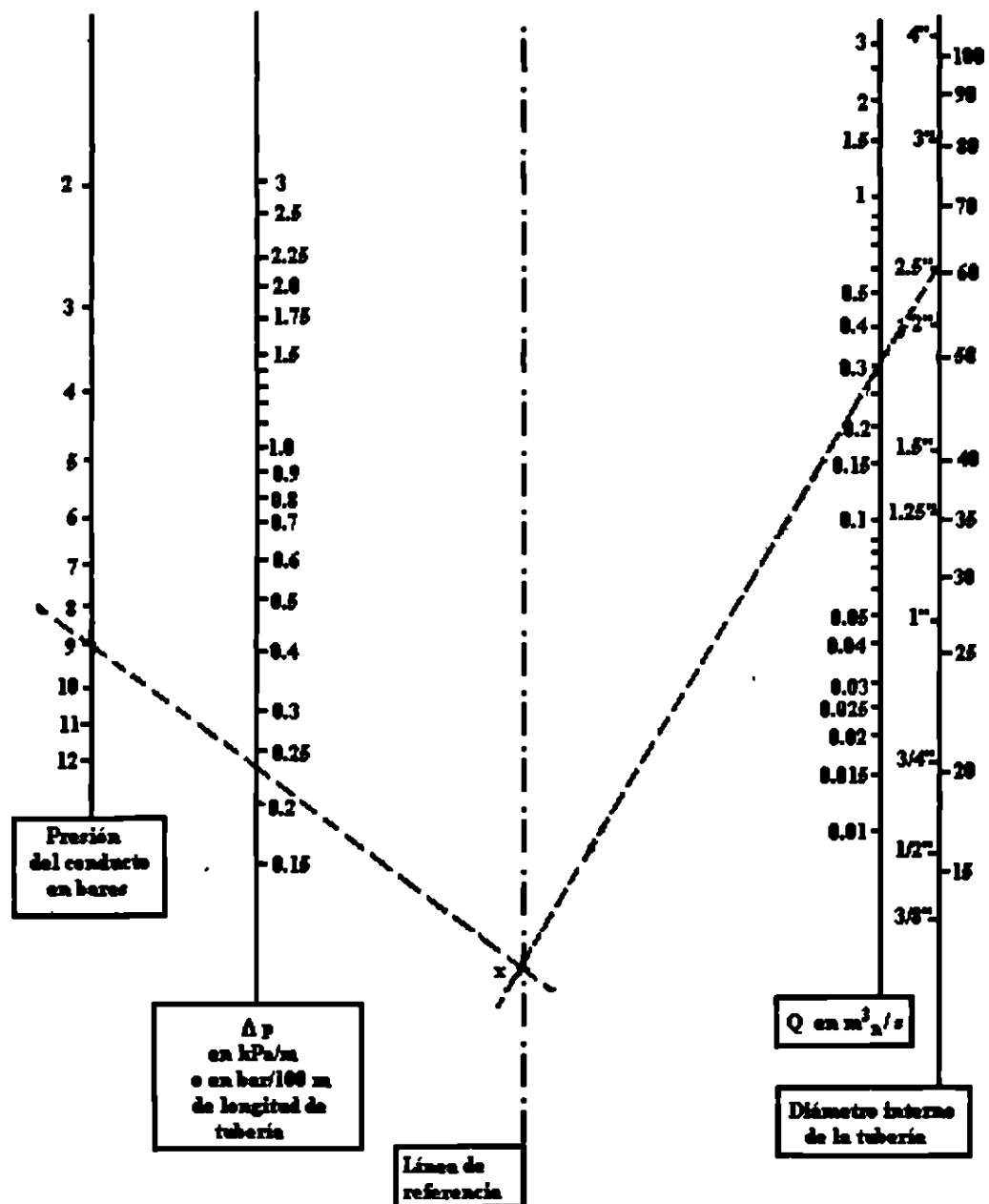


Figura 5.27 Nomograma para el cálculo del tamaño del diámetro de la tubería de los conductos principales

Tipo de Accesorio	Tamaño nominal de la tubería en (mm)									
	15	20	25	30	40	50	65	80	100	125
Codo Elbow	0.3	0.4	0.5	0.7	0.8	1.1	1.4	1.8	2.4	3.2
Curva a 90° (longit)	0.1	0.2	0.2	0.4	0.5	0.6	0.8	0.9	1.2	1.5
Codo de 90°	1.0	1.2	1.6	1.8	2.2	2.6	3.0	3.9	5.4	7.1
Curva de 180°	0.5	0.6	0.8	1.1	1.2	1.7	2.0	2.6	3.7	4.1
Válvula Esférica	0.8	1.1	1.4	2.0	2.4	3.4	4.0	5.2	7.3	9.4
Válvula de Compuerta	0.1	0.1	0.2	0.3	0.3	0.4	0.5	0.6	0.9	1.2
“T” Standard	0.1	0.2	0.2	0.4	0.4	0.5	0.7	0.9	1.2	1.5
“T” Lateral	0.5	0.7	0.9	1.4	1.6	2.1	2.7	3.7	4.1	6.4

Tabla 5.1 Longitudes de tubería equivalentes para accesorios del conducto principal.

MATERIALES PARA LA TUBERÍA

Tubería de gas estándar (SGP)

El conducto de aire es normalmente un tubo de acero o de hierro maleable. Se puede obtener en negro o galvanizado que está menos sujeto a la corrosión. Este tipo de tubería puede ser roscada para aceptar la gama de accesorios normalizados. Para diámetros de más de 80 mm, es más económico instalar bridas soldadas que hacer roscas en tuberías largas. Las especificaciones de las tuberías de gas standard de acero al carbono (SGP) son:

Anchura Nominal		Diámetro ext. mm	Espesor Tubo mm	Masa Kg/m
A (plg ²)	B (plg)			
6	1/8	10.5	2.0	0.419
8	¼	13.8	2.3	0.652
10	3/8	17.3	2.3	0.851
15	½	21.7	2.8	1.310
20	¾	27.2	2.8	1.680
25	1	34.0	3.2	2.430
32	1 ¼	42.7	3.5	3.380
40	1 ½	48.6	3.5	3.890
50	2	60.3	3.65	5.100
65	2 ½	76.1	3.65	6.510
75	3	88.9	4.05	8.470
100	4	114.3	4.5	12.100

Tabla 5.2 Especificaciones de las tuberías de gas standard de acero al carbono (SGP)

Tuberías de acero inoxidable

Se utilizan sobre todo cuando se requieren grandes diámetros en líneas de conductos largos y rectos.

Tubos de Cobre

Cuando se requieren resistencia a la corrosión, al calor y una rigidez elevada, se pueden utilizar tubos de cobre con un diámetro nominal de hasta 40 mm, pero resultarán relativamente caros para diámetros mayores de 28 mm. Los accesorios fabricados para tubos de este material son fáciles de instalar.

Tubos de Goma (manguera de aire)

La manguera de goma o de plástico reforzado es la más adecuada para herramientas de mano neumáticas manuales, puesto que ofrece flexibilidad para la libertad de movimiento del operador. Las dimensiones de las mangueras neumáticas de goma son:

Anchura Nominal en pulgadas	Diámetro exterior mm	Diámetro interior mm	A. de Secc. Interna mm ²
1/8	9.2	3.2	8.04
¼	10.3	6.3	31.2
3/8	18.5	9.5	70.9
½	21.7	12.7	127
5/8	24.10	15.9	199
¾	29.0	19.0	284
1	35.4	25.4	507
1 ¼	45.8	31.8	794
1 ½	52.1	38.1	1140
1 ¾	60.5	44.5	1560
2	66.8	50.8	2030
2 ¼	81.1	57.1	2560
2 ½	90.5	63.5	3170

Tabla 5.3 Manguera forrada de tela

La manguera de goma se recomienda principalmente para herramientas y otras aplicaciones en que el tubo está expuesto a desgaste mecánico.

Tubos de PVC o de Nylon

Se utilizan normalmente para la interconexión de componentes neumáticos. Dentro de sus limitaciones de temperatura de trabajo, presentan obvias ventajas de instalación, permitiendo un fácil corte de la longitud deseada y una conexión rápida con otros accesorios bien por compresión o bien mediante enchufes rápidos.

Si se requiere una mayor flexibilidad para curvas muy cerradas o movimiento constante, está disponible un nylon de grado más suave o poliuretano, que sin embargo presenta menores presiones admisibles de trabajo.

Sistemas de Conexión

Dentro de los sistemas, los componentes neumáticos se conectan mediante varios métodos. En la figura 5.28 se ilustra una típica conexión rápida. El tubo se empuja y queda enganchado firme y herméticamente.

La conexión por INSERCIÓN proporciona una fuerza de retención flexible tanto por dentro como por fuera del tubo. El mismo está presionado por el anillo exterior cuando se atornilla la conexión. El tubo insertado al entrar dentro del alojamiento, reduce su diámetro anterior y representa así una resistencia extra.

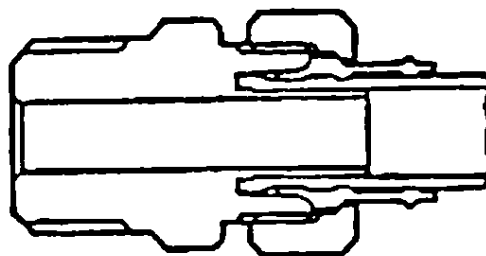


Figura 5.28 Ejemplo de conexión por inserción

La conexión por INTRODUCCION presenta una gran fuerza de retención y la utilización de una junta de perfil especial asegura la estanqueidad para presión y vacío. No hay resistencia adicional al flujo, puesto que la conexión tiene la misma sección de paso interior que el diámetro interior del tubo que se conecta.

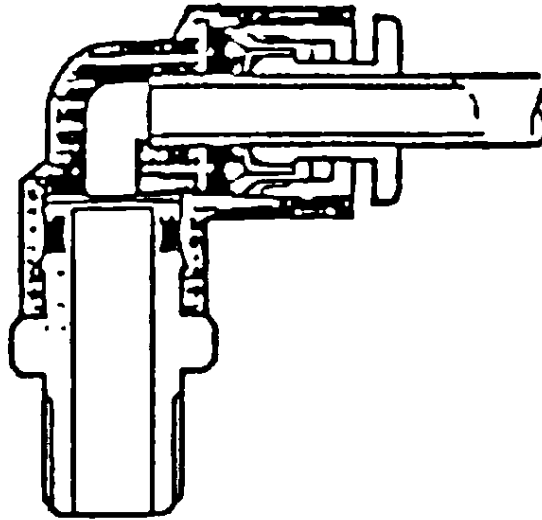


Figura 5.29 Ejemplo de conexión por presión, tipo de codo

La conexión AUTOESTANCA tiene un mecanismo incorporado de forma que el aire no se escapa tras retirar el tubo y, además, se puede utilizar también en aplicaciones de cobre.

- a) Si no se introduce ningún tubo, la conexión queda cerrada por una válvula de retención.
- b) Cuando se introduce un tubo, se abre el caudal de aire empujando la válvula de retención fuera de su asiento.

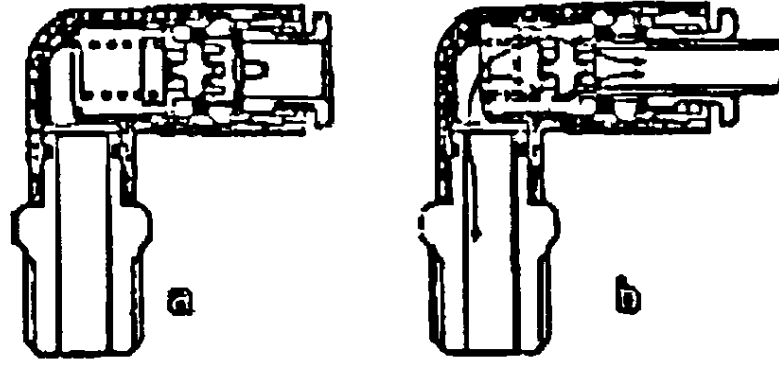


Figura 5.30 Ejemplo de conexión autoestanca

CAPÍTULO 6

ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE

6.1 Tratamiento del aire

Como se ha descrito anteriormente, el aire atmosférico lleva polvo y humedad. Tras la compresión, la humedad se condensa en el post-enfriador y en el depósito, pero siempre queda algo. Además, finas partículas de aceite carbonizado, cascarillas de las tuberías y otras materias extrañas como por ejemplo material de sellado desgastado forman sustancias gomosas. Todo esto puede producir efectos nocivos al equipo neumático, incrementando el desgaste de las juntas y de los componentes, la deformación de las juntas y la corrosión y atascado de las válvulas.

Para eliminar estos contaminantes, es necesario limpiar interiormente el aire más cerca posible del punto de utilización. El tratamiento de aire incluye también la regulación de presión y, a veces, la lubricación.

6.2 Filtraje

6.2.1 Filtro Standard

El filtro standard consta de un separador de agua y un filtro combinado. Si el aire no ha sido deshidratado anteriormente, se recogerá una cantidad considerable de agua y el filtro retendrá impurezas sólidas como partículas de polvo ó óxido.

La separación del agua se produce principalmente por una rotación rápida de aire, provocada por un deflector en la entrada. Las partículas más pesadas de suciedad, agua y aceite son expulsadas para impactar contra el vaso del filtro antes de ir a depositarse en el fondo. Entonces el líquido puede ser purgado por un drenaje de purga manual ó automática. La placa separadora vuelve a entrar en la corriente de aire.

El elemento filtrante elimina las partículas más finas de polvo, de cascarilla, de óxido y de aceite carbonizado al fluir el aire hacia la salida. El elemento filtrante standard elimina todas las partículas contaminantes de hasta 5 micras. Este elemento puede retirarse fácilmente, lavarse y reutilizarse un cierto número de veces antes de que sea necesario sustituirlo debido a una caída de presión excesiva.

El vaso se fabrica normalmente en policarbonato. Por seguridad, debe de estar protegido por un protector metálico. En ambientes químicamente peligroso deben utilizarse materiales especiales para el vaso. Cuando el mismo esté expuesto a calor, chispas, etc. es recomendable utilizar un vaso metálico.

Si el agua de condensación se acumula a gran velocidad, es aconsejable instalar una purga automática.

La parte derecha de la figura 6.1 ilustra una unidad integrada de purga automática de tipo flotador para filtros standard.

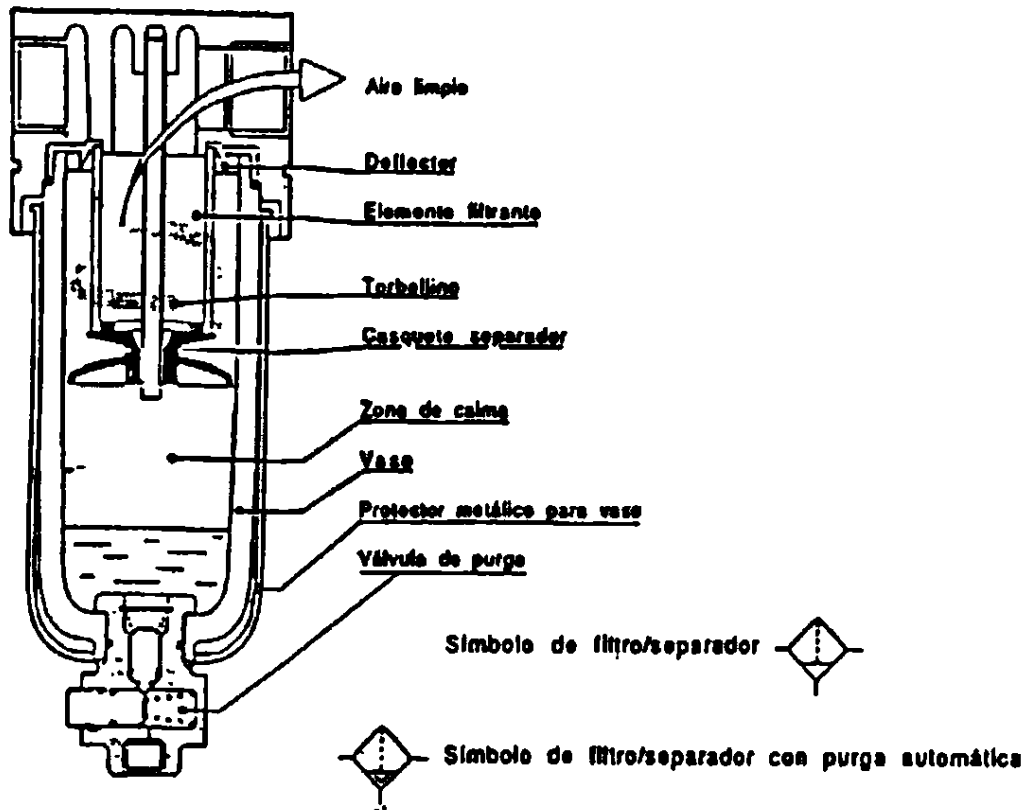


Figura 6.1 Típico Filtro separador y purga automática opcional

6.2.2 Filtros micrónicos

Cuando la contaminación por vapor de aceite no es recomendable, se utiliza un filtro mecánico. Al ser filtro puro, no está provisto de casquete del deflector.

El aire fluye desde la entrada al centro del cartucho filtrante y luego hacia atrás hacia la salida.

El polvo queda atrapado dentro del elemento microfiltrante, el vapor de aceite y la neblina de agua se convierte en líquido por una acción coalescente dentro del material filtrante, formando así unas gotas en el cartucho filtrante que se recogen en el fondo del vaso.

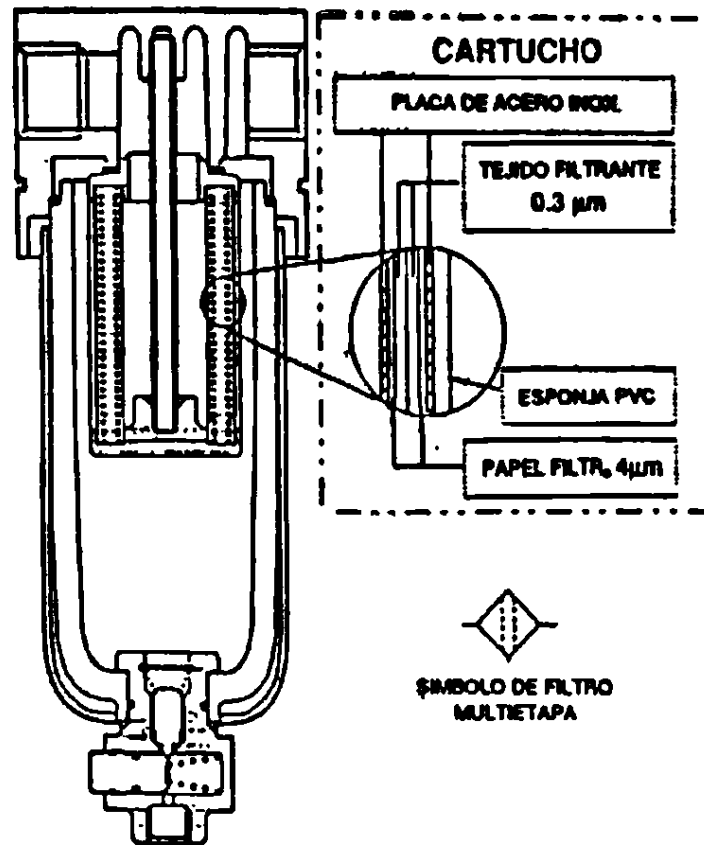


Figura 6.2 Filtro micrónico típico

6.2.3 Filtros sub-micrónicos

Un filtro sub-micrónico elimina virtualmente todo el aceite y el agua y también las partículas más finas hasta 0.01 micras, para proporcionar la máxima protección para: dispositivos neumáticos de medición precisa, pintura pulverizada electrostática, limpieza y secado de accesorios electrónicos, etc.

El principio de su funcionamiento es el mismo que el del filtro micrónico, pero su elemento filtrante tiene capas adicionales con una mayor eficacia filtrante.

6.2.4 Selección del filtro

El tamaño del filtro que se requiere para una aplicación específica depende de dos factores:

- a) El caudal máximo de aire comprimido utilizado por el equipo neumático
- b) La caída de presión máxima aceptable para la aplicación.

Los fabricantes suministran diagramas de caudal / presión para permitir la correcta selección del tamaño del filtro.

Debe de observarse que la utilización de un filtro estándar para la aplicación puede no resultar muy eficaz para bajas velocidades de flujo.

6.3. Calidad del aire

6.3.1 Niveles de filtraje

La figura 6.3 ilustra los distintos niveles de pureza para diferentes aplicaciones.

El aire procedente del compresor pasa por un post-refrigerador provisto de purga automática para eliminar el agua de condensación y la suciedad. Más agua de condensación se elimina por la purga automática, puesto que el aire se enfría

interiormente en el depósito del aire. Se pueden instalar purgas adicionales en todos los puntos del conducto.

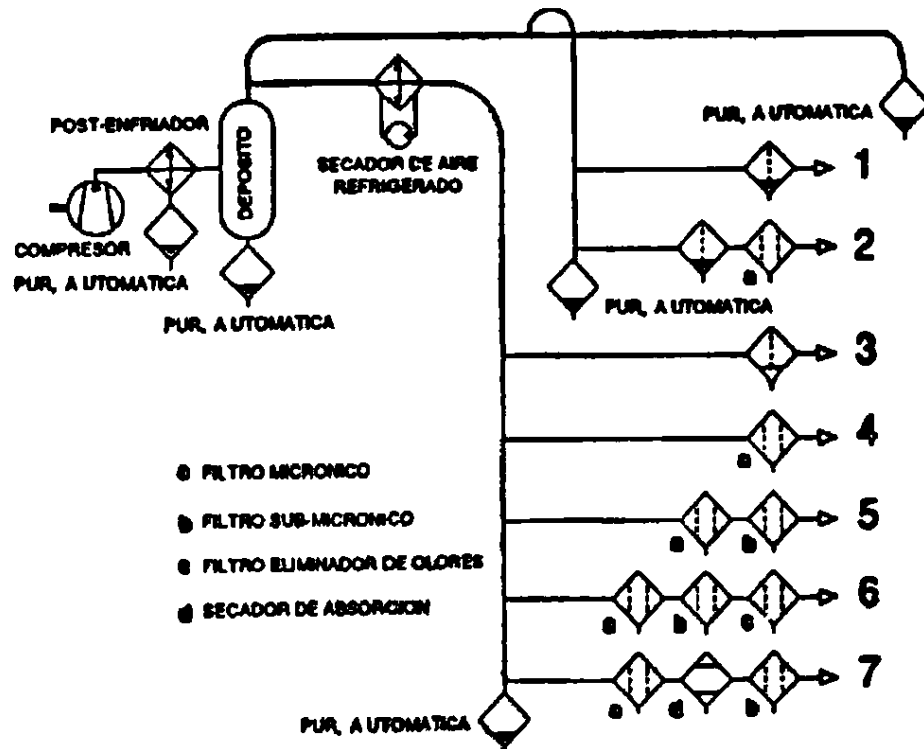


Figura 6.3 Definición esquemática de 7 grados de filtraje

El sistema se divide en tres partes principales:

Las derivaciones (1 y 2) proporcionan el aire directamente del depósito. Las derivaciones (3 - 6) utilizan el aire acondicionado por un secador de tipo refrigerado. La derivación (7) incorpora un secador adicional de absorción.

Los filtros standard de las sub-derivaciones (1 y 2), provistas de purgas automáticas, eliminan el agua de condensación: la sub-derivación (2) es de mayor pureza debido al filtro micrónico. Las sub-derivaciones (3-5) utilizan aire seco refrigerado, por lo tanto, la derivación (3) no requiere purga automática, la derivación (4) no necesita filtraje previo y la derivación (5) proporciona un nivel de pureza del aire utilizando un filtro micrónico

y un filtro sub-micrónico, mientras que la humedad ha sido eliminada por un secador de aire refrigerado.

La sub-derivación (6) incorpora un filtro para la eliminación de los olores. Un secador de absorción elimina todo riesgo de condensación a temperaturas más bajas en la sub-derivación (7).

Las aplicaciones típicas se indican en la tabla 6.1

No.	ELIMINACIÓN DE...	APLICACIÓN	EJEMPLOS TÍPICOS
1	Partículas de polvo >5 Aceite líquido > 99% Humedad saturada <96%	Cuando son aceptables impurezas sólidas, humedad y aceite.	Aire para sujetar, soplado, accionamientos neumáticos sencillos.
2	Partículas de polvo >0.3 Neblina de aceite >99.9% Humedad saturada 99%	Cuando no son aceptables polvo fino predominando en aceite con la certeza de arriesgar cierta cantidad de condensación.	Controles accionamientos neumáticos para equipos industriales generales. Juntas metálicas no herméticas, herramientas de aire y motores de aire.
3	Humedad hasta un punto de condensación atmosférica de -17°C. Lo demás como en (1)	Cuando la eliminación de la humedad es imperativa pero son aceptables rastros de polvo fino y aceite.	Análogo a (1), pero el aire seco, pintura adicional por pulverización.
4	Partículas de polvo >3 Neblina de aceite >99.9% Humedad hasta un punto de condensación atmosférica de 17°C.	Cuando no son aceptables humedad, polvo fino ni vapor de aceite.	Control de proceso, equipo de medición, pintura por pulverización de gran calidad, enfriamiento de fundición y troqueles de inyección.

5.	Partículas de polvo >0.01 Neblina de aceite >99.9999% Humedad como en (4)	Cuando se requiere aire puro, prácticamente sin ninguna impureza.	Dispositivos neumáticos para medición de precisión, pintura por pulverización electrostática, limpieza y secado de conjuntos electrónicos.
6.	Como en (5) con eliminación adicional de los olores.	Como en (5) pero cuando se requiere también aire sin olores.	Farmacia, industria alimenticia de envasados, transporte aéreo, fermentación. Aire para respirar.
7.	Todas las impurezas como en (6) pero con un punto de condensación atmosférica de <-30°C.	Cuando es necesario evitar cualquier riesgo de condensación durante la expansión y a bajas temperaturas.	Secado de componentes electrónicos. Almacenamiento de productos farmacéuticos. Equipos de medición marinos. Transporte aéreo de pólvora.

Tabla 6.1 Definición y aplicaciones típicas de las siete calidades del aire

6.4 Regulación de presión

La regulación de la presión es necesaria porque, a presiones por encima del nivel óptimo, se produce un desgaste rápido con un incremento mínimo del nivel óptimo, se produce un desgaste rápido con un incremento mínimo ó nulo de efectividad. Cuando la presión del aire es demasiada baja, resulta antieconómica puesto que tiene como consecuencia un rendimiento escaso.

6.4.1 Regulador estándar

Los reguladores de presión pueden tener un émbolo ó diafragma para equilibrar la presión de salida contra la fuerza regulable de un resorte.

La presión de salida se predispone regulando el tornillo que carga el resorte de regulación para mantener abierta la válvula principal permitiendo fluya desde el orificio de entrada de presión P_1 al orificio de la presión de salida P_2 .

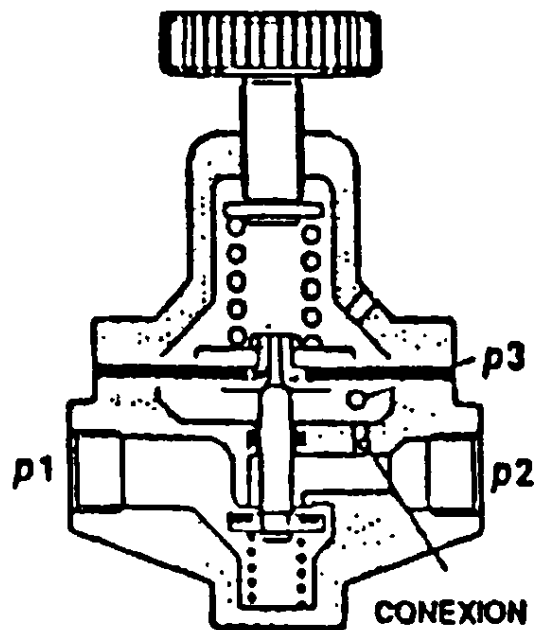


Figura 6.4 Principio del regulador de presión

Cuando el circuito conectado con la salida se encuentra a la presión preestablecida, actúa sobre el diafragma creando una fuerza elevadora contra la carga del resorte. Si desciende el nivel de consumo, P_2 aumenta ligeramente, lo que hace aumentar la fuerza sobre el diafragma contra la fuerza del resorte; el diafragma de la válvula se eleva entonces hasta que la fuerza del resorte sea nuevamente igualada. El caudal del aire que pasa por la válvula se reduce hasta que se equilibre el nivel del consumo y se mantenga la presión de salida.

Si el nivel de consumo aumenta, P_2 disminuye ligeramente, lo que hace disminuir la fuerza del diafragma contra el resorte; el diafragma y la válvula descienden hasta que la fuerza del resorte se iguala nuevamente, lo que hace aumentar el caudal del aire por la válvula hasta que se equilibra el nivel de consumo.

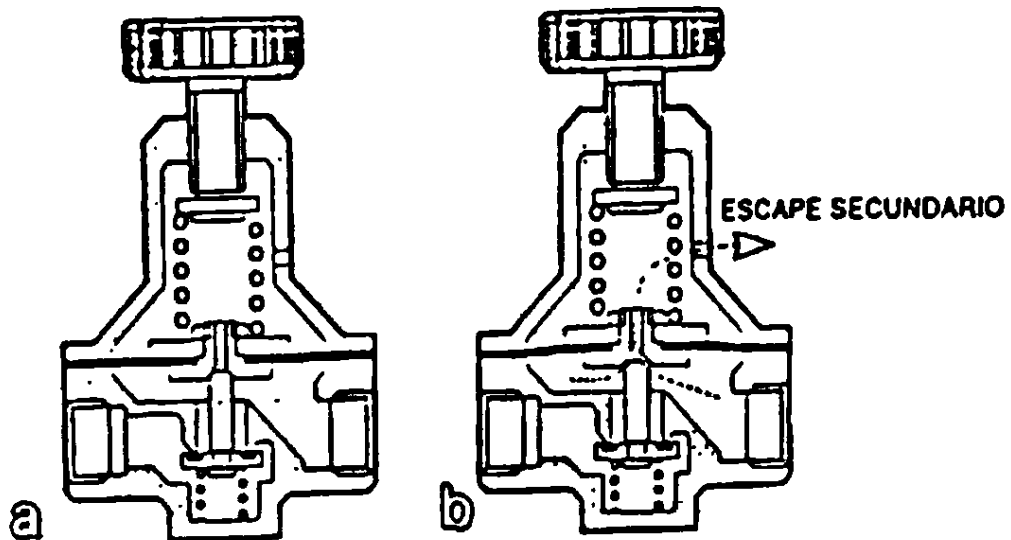


Figura 6.5 Función de descarga

Sin consumo de aire la válvula está cerrada. Si la presión de salida sube por encima del valor regulado debido a:

- Una nueva regulación del regulador a una presión de salida más baja ó bien.
- Un impulso contrario externo desde el actuador.

El diafragma se eleva para abrir el asiento de alivio de forma que la presión en exceso puede ser evacuada por el orificio de escape en la cápsula del cuerpo del regulador.

Con caudales unitarios muy elevados, la válvula se queda completamente abierta. Por lo tanto el resorte se estira y queda más débil y el equilibrio entre P_2 en el área del diafragma y el resorte se produce a un nivel más bajo.

Este problema se puede solucionar creando una tercera cámara con una conexión al canal de salida. En este mismo canal la velocidad de caudal es elevada. Como lo explicado en el capítulo 4, la presión estática es bajo (Bernoulli). Puesto que P_3 se encuentra a una presión estática más baja, el equilibrio contra el resorte debilitado a caudales unitarios elevados queda compensado.

El efecto se puede mejorar insertando un tubo en la conexión, cortado en ángulo con la apertura orientada hacia la salida (figura 6.7)

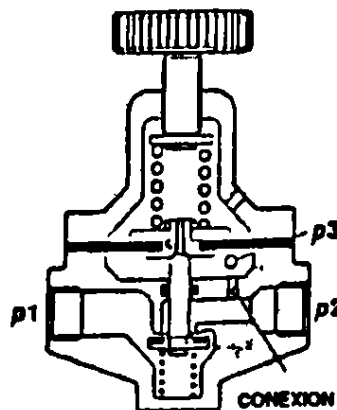


Figura 6.6 Principio de regulador de caudal compensado

Queda aún un inconveniente en el regulador de la figura 6.6. Si la presión de salida P_1 aumenta, una fuerza mayor está actuando sobre la parte inferior de la válvula, tratando de cerrarla. Esto significa que un aumento de la presión de entrada hace disminuir la presión de salida y viceversa.

Esto se puede obviar por medio de una válvula cuyas áreas de superficie sean iguales para la presión de entrada y salida de ambos sentidos. Así lo demuestra el regulador de la figura 6.7.

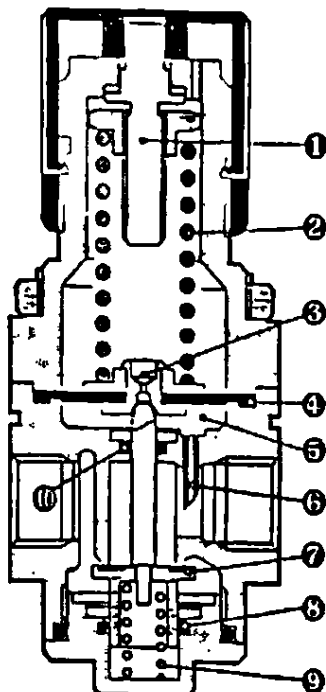


Figura 6.7 Regulador de presión completamente compensado

Las piezas más importantes son:

- | | |
|--------------------------------------|---|
| 1. Husillo de regulación | 6. Tubo de conexión de la compensación del caudal |
| 2. Resorte regulador | 7. Válvula |
| 3. Asiento de escape | 8. Junta tórica para compensación de presión |
| 4. Diafragma | 9. Resorte de la válvula |
| 5. Cámara de compensación del caudal | 10. Junta tórica de compensación del caudal |

6.4.2 Regulador accionado por piloto

El regulador accionado por piloto ofrece una precisión en la regulación de la presión dentro de una amplia gama de caudales.

Esta precisión se obtiene sustituyendo el resorte de regulación de un regulador standard por una presión de piloto a partir de un pequeño regulador de pilotaje situado en la unidad.

El regulador de pilotaje en la parte superior de la unidad suministra aire de piloto sólo durante las correcciones de la presión de salida. Por lo tanto, su resorte no se alarga con caudales muy elevados.

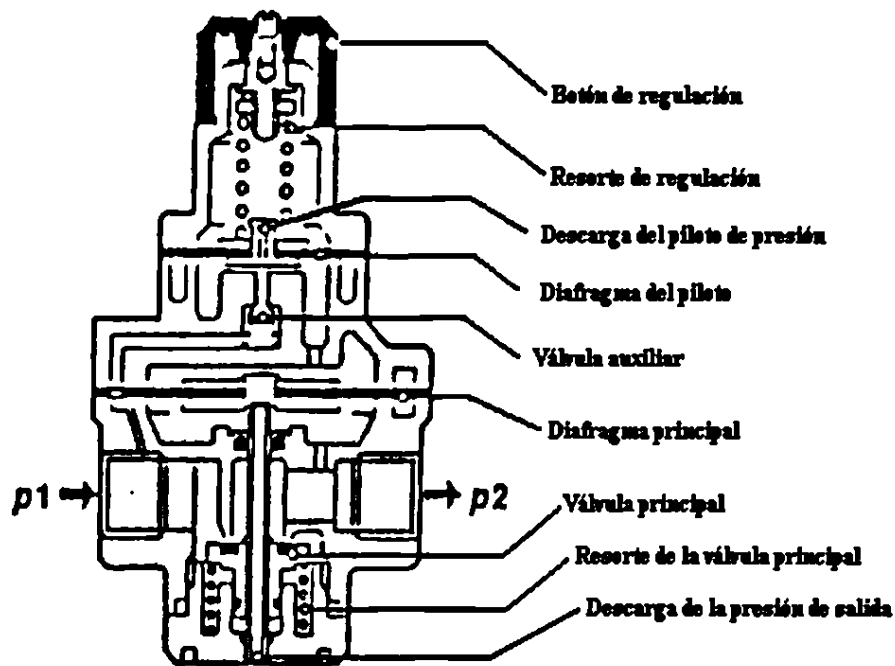


Figura 6.8 Regulador de presión pilotado internamente

6.4.3 Filtro - Regulador

El filtraje del aire y la regulación de la presión se combinan en un solo filtro - regulador que proporciona una unidad compacta que ahorra espacio.

6.4.4 Selección del tamaño de un regulador

El tamaño de un regulador se selecciona para obtener el caudal deseado para la aplicación, con una variación mínima de presión en toda la gama de caudales de la unidad.

Los fabricantes suministran información gráfica con respecto a las características de caudal de sus equipos. El más importante es el diagrama Caudal / P_2 . Ilustra como evoluciona P_2 al aumentar el caudal (figura 6.10). La curva tiene tres partes distintas:

1. Poco consumo con un pequeño intersticio en la válvula que no permiten aún una regulación real.
2. La gama de caudales en los que es efectiva la regulación y,
3. La gama de saturación; la válvula está completamente abierta y una regulación interior es imposible.

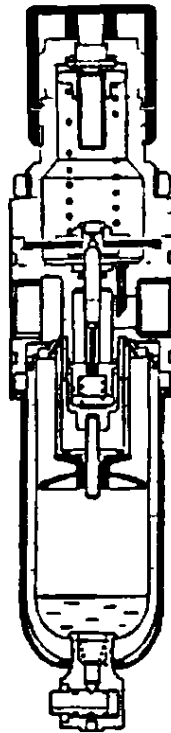


Figura 6.9 Regulador - filtro

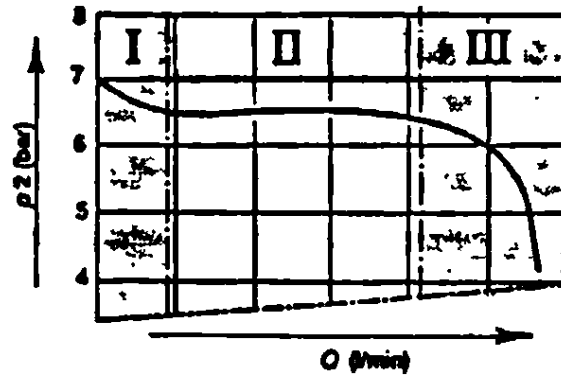


Figura 6.10 Diagrama de caudal / presión

6.5 Lubricación del aire comprimido

La lubricación ya no es una necesidad para los componentes neumáticos modernos, puesto que están prelubricados para toda su vida.

La duración y el rendimiento de estos componentes satisfacen por completo los requisitos de la moderna maquinaria de procesos de gran número de ciclos.

Las ventajas de los sistemas "no lubricados" incluyen:

- a) Ahorro en el nivel del equipo de lubricación, aceite de lubricación y de mantenimiento de los niveles de aceite.
- b) Es más limpio. Los sistemas son más higiénicos y esto es especialmente importante en las industrias alimenticias y farmacéuticas.
- c) La atmósfera queda limpia de aceite para un ambiente de trabajo más sano y seguro.

Algunos equipos aún requieren lubricación. Para asegurarse de que estén continuamente lubricados, se añade cierta cantidad de aceite al aire comprimido por medio de un lubricador.

6.5.1 Lubricadores proporcionales

En un lubricador (proporcional) se crea una caída de presión entre la entrada y la salida, directamente proporcional al caudal unitario y el hace subir el aceite del vaso al visualizador de goteo.

Con un tamaño fijo de restricción, un caudal unitario muy alto crearía una caída de presión excesiva y produciría una mezcla de aire/aceite que contendría demasiado aceite y que inundaría el sistema neumático.

Al contrario, un caudal unitario disminuido puede no crear la caída de presión suficiente, lo que tendría como consecuencia una mezcla demasiado pobre.

Para solventar estos problemas, los lubricadores tienen secciones transversales auto-reguladas para producir una mezcla constante.

El aire que entra en (A) sigue dos caminos: fluye por la paleta amortiguadora hacia la salida y también entra en el vaso lubricador por la válvula de retención.

Cuando no hay caudal, existe la misma presión sobre la superficie del aceite en el vaso, en el tubo de aceite y en el visualizador del goteo. Por consiguiente, no hay movimiento de aceite.

Cuando el aire fluye por la unidad, el restrictor del visualizador de goteo provoca una caída de presión entre la entrada y la salida. Cuando más elevado es el caudal, más grande es la caída de presión.

Puesto que el visualizador de goteo está conectado por un orificio capilar a la zona de baja presión inmediatamente después del mismo, la presión es inferior a la del vaso.

Esta diferencia de presión, fuerza la salida del aceite en el tubo, por la válvula de retención del aceite y el regulador de caudal hasta el visualizador.

Una vez en el visualizador, el aceite se infiltra por el orificio capilar en la corriente de aire principal de mayor velocidad. El aceite se rompe en partículas minúsculas, se atomiza y mezcla homogéneamente con el aire debido al torbellino creado por la paleta amortiguadora.

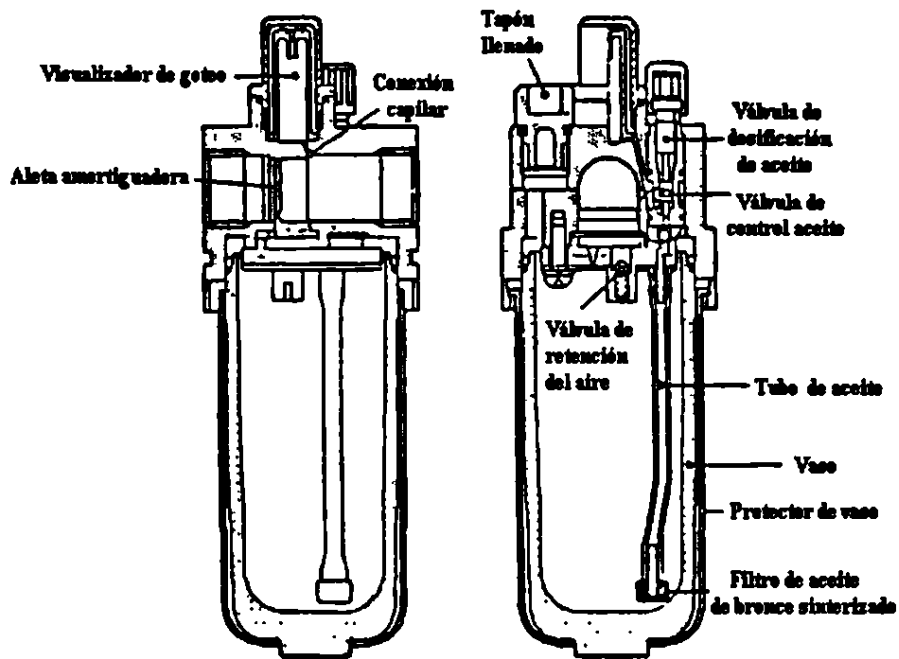


Figura 6.11 Lubricador proporcional

La paleta amortiguadora está fabricada en material flexible para permitir que se doble al aumentar el caudal, ensanchando el paso del caudal para regular automáticamente la caída de presión y mantener siempre una mezcla constante.

El regulador de caudal permite la regulación de la cantidad de aceite para una caída de presión determinada. La válvula de retención del aceite retiene el aceite en la parte superior del tubo, en el caso en que se detuviera temporalmente el caudal de aire.

El avance correcto del aceite depende de las condiciones de funcionamiento, aunque como norma general, se permite una ó dos gotas por ciclo de la máquina.

Se recomienda un aceite mineral de 32 centistokes de viscosidad

6.6 Unidad de mantenimiento

La unidad de mantenimiento representa una combinación de los siguientes elementos:

- Filtro de aire comprimido
- Regulador de presión
- Lubricador de aire comprimido

Deben tenerse en cuenta los siguientes puntos:

1. El caudal de aire en m^3/h es decisivo para la selección del tamaño de unidad. Si el caudal es demasiado grande, se produce en las unidades una caída de presión demasiado grande. Por eso, es imprescindible respetar los valores indicados por el fabricante.
2. La presión de trabajo no debe sobrepasar el valor estipulado en la unidad, y la temperatura no deberá ser tampoco superior a $50^{\circ}C$ (valores máximos para recipiente de plástico).

Es necesario efectuar en intervalos regulares los trabajos siguientes de conservación.

- a) Filtro de aire comprimido: Debe examinar periódicamente el nivel de agua condensada, porque no debe sobrepasar la altura indicada en la mirilla de control. De lo contrario, el agua podría ser arrastrada hasta la tubería por el aire comprimido.

Para purgar el agua condensada hay que abrir el tornillo existente en la mirilla. Así mismo debe limpiarse el cartucho filtrante.

- b) Regulador de presión: cuando está precedido de un filtro, no requiere ningún mantenimiento.
- c) Lubricador de aire comprimido: Verificar el nivel de aceite en la mirilla y, si es necesario, suplirlo hasta el nivel permitido. Los filtros de plástico y los recipientes de los lubricadores no deben limpiarse con triclorotileno. Para los lubricadores, utilizar únicamente aceites minerales.

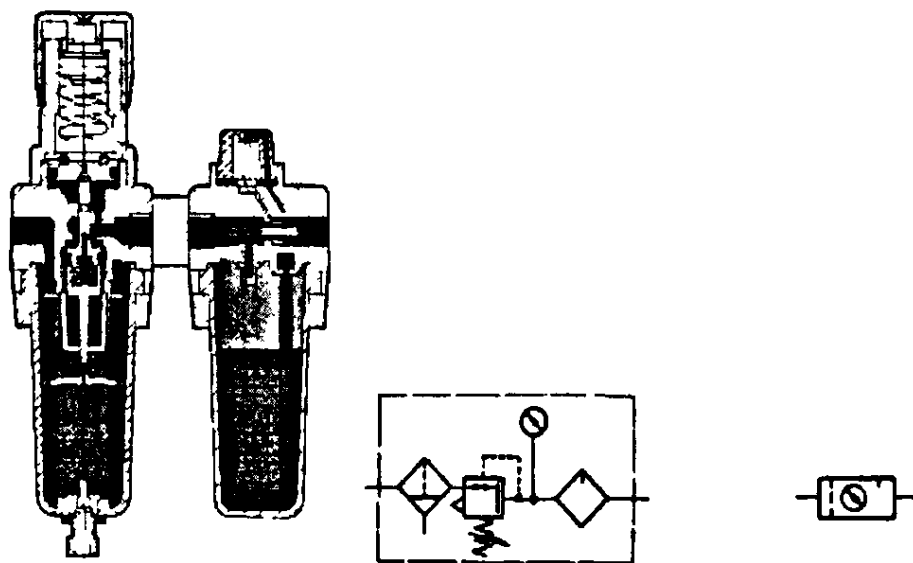


Figura 6.12 Unidad de mantenimiento y símbolo

6.6.1 Caudal en las unidades de mantenimiento

Todos los aparatos poseen una resistencia interior, por lo que se produce una caída de presión hasta que el aire llega a la salida. Esta caída de presión depende del caudal de paso y de la presión de alimentación correspondientes. En el diagrama están representadas varias curvas, por ejemplo, para presiones de entrada P_1 en la unidad de 100 kPa (1 bar), 200 kPa (2 bar), 400 kPa (4 bar) y 600 kPa (6 bar).

En la abscisa está indicada la pérdida de presión Δp . Esta es la diferencia entre la presión restante en el regulador de presión (p_1) y la presión a la salida de la unidad (p_2). La pérdida máxima de presión Δp puede corresponder por tanto a la presión (p_2). En este caso, la resistencia después de la unidad ha disminuido hasta el valor cero y, por lo tanto, se dispone del caudal máximo de flujo.

Ejemplo:

El flujo con $P_1 = 600 \text{ kPa}$ (6 bar) y $\Delta p = 50 \text{ kPa}$ (0.5 bar) $P_2 = 550 \text{ kPa}$ (5.5 bar) es un caudal de $1.8 \text{ m}^3/\text{h}$ aproximadamente.

La unidad de mantenimiento debe elegirse cuidadosamente según el consumo de la instalación. Si no se pospone un depósito, hay que considerar el consumo máximo por unidad de tiempo.

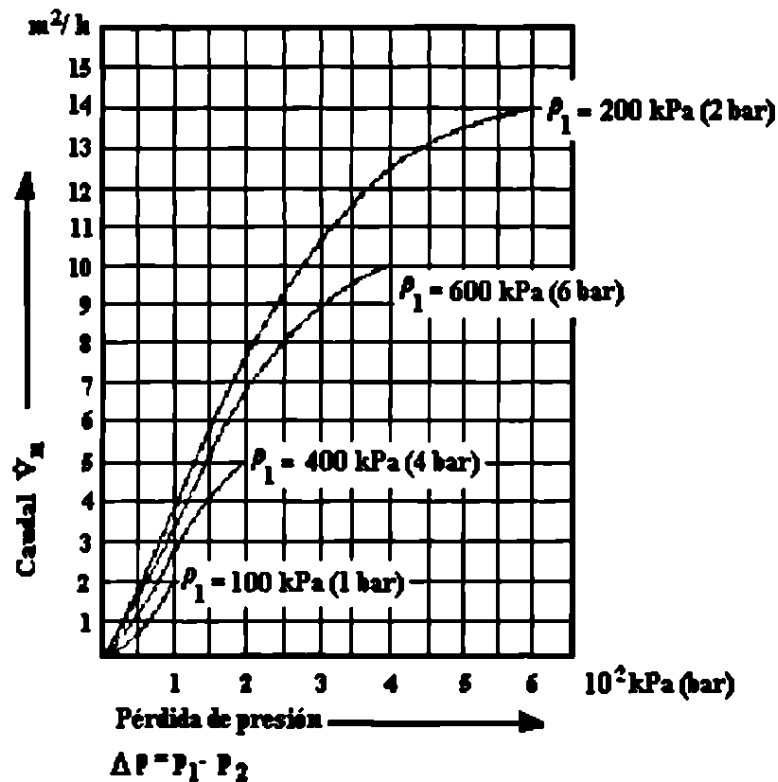


Figura 6.13 Unidad de Mantenimiento de R 1/8"

CAPÍTULO 7

ACTUADORES

7.1 Cilindros Lineales

Los cilindros neumáticos en distintas configuraciones representan los componentes de energía más comunes que se utilizan en los circuitos neumáticos. Existen dos tipos fundamentales de los cuales derivan construcciones especiales.

- a) Cilindros de simple efecto con una entrada de aire para producir una carrera de trabajo en un sentido.
- b) Cilindros de doble efecto con dos entradas de aire para producir carreras de trabajo de salida y retroceso. En el apéndice se incluye una gama variada de cilindros con sus símbolos.

7.1.1 Cilindros de simple efecto

Un cilindro de simple efecto desarrolla un trabajo solo en un sentido. El émbolo se hace retornar por medio de un resorte interno o por algún otro medio externo como carga, movimiento mecánico, etc.

Puede ser de tipo “normalmente dentro” o “normalmente fuera” (figura 7.1)

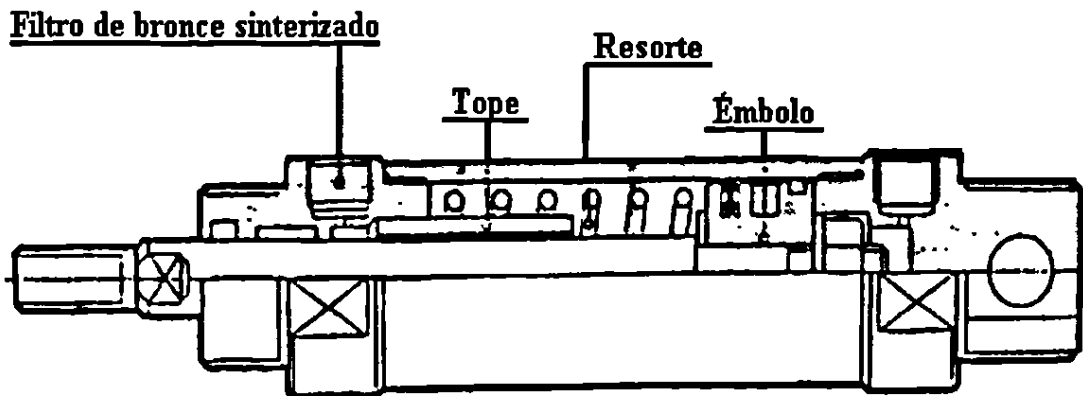


Figura 7.1 Cilindro de simple efecto del tipo “normalmente dentro”

Los cilindros de simple efecto se utilizan para sujetar, marcar, expulsar, etc. Tienen un consumo de aire algo más bajo que el cilindro de doble efecto de igual tamaño. Sin embargo, hay una reducción de impulso debido a la fuerza contraria del resorte, así que puede ser necesario un diámetro interno más grande. También la adecuación del resorte tiene como consecuencia una longitud global más larga y una longitud de carrera limitada.

7.1.2 Cilindro de doble efecto

Con este actuador, el trabajo se desarrolla en las dos carreras de salida y retroceso, dado que la presión del aire se aplica alternativamente a los lados opuestos del émbolo. El impulso disponible en la carrera de retroceso es menor debido a que el área efectiva del émbolo es más pequeña, pero se trata solo una consideración si el cilindro tiene que “mover” la misma carga en los dos sentidos.

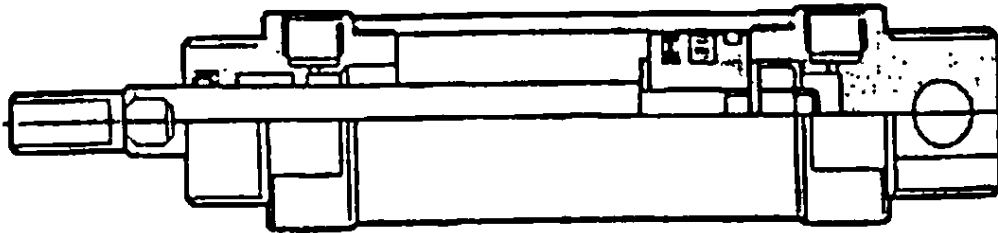


Figura 7.2 Cilindro de doble efecto

7.2 Construcción de un cilindro

Se ilustra la construcción de un cilindro de doble efecto. La camisa del cilindro esta realizado normalmente con un tubo sin costura que puede tener un revestimiento duro y muy bien acabado en la superficie de trabajo interna, para minimizar el desgaste y el rozamiento. Las culatas de los extremos pueden ser de aleación de aluminio o de hierro maleable y están sujetas por tirantes o bien, en el caso de cilindros pequeños, roscados en el tubo de cilindro o embutidos. Para trabajar en entornos agresivos o peligrosos, el cuerpo del cilindro puede estar hecho de aluminio, latón, bronce o acero inoxidable.

Distintos tipos de juntas aseguran que el cilindro sea hermético.

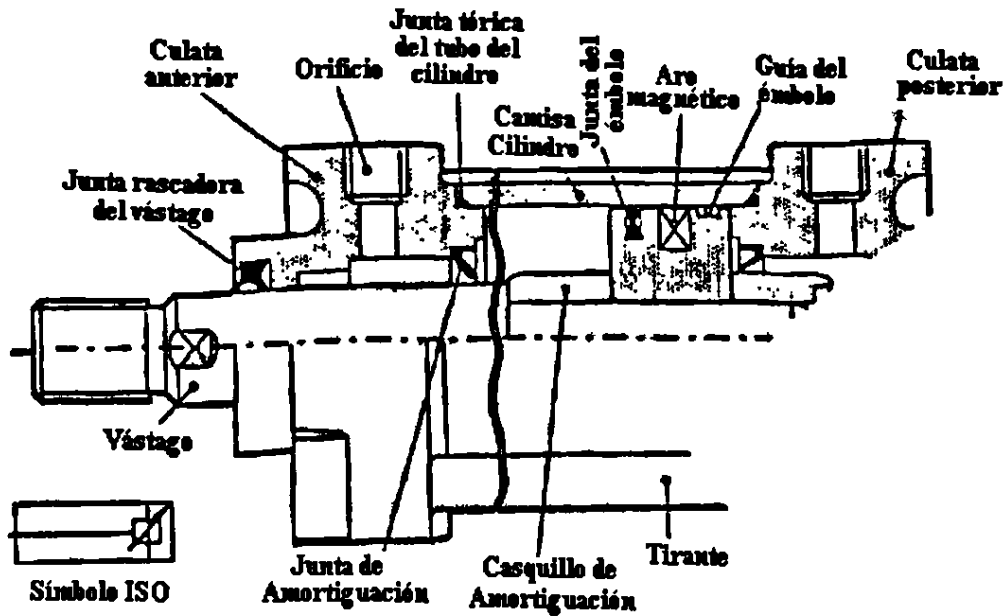


Figura 7.3 Partes componentes de un cilindro de doble efecto con amortiguación neumática

7.2.1 Amortiguación

Los cilindros neumáticos pueden tener una velocidad muy elevada y se pueden desarrollar fuerza de choque considerables al final de la carrera. Los cilindros más pequeños tienen una amortiguación fija, por ejemplo amortiguadores de goma, para absorber el choque e impedir que el cilindro se dañe internamente. En los cilindros más grandes el efecto del impacto puede ser una amortiguación neumática que detiene el émbolo en la parte terminal de la carrera. El amortiguador atrapa parte del aire de escape cerca del punto final de la carrera y lo evacua más lentamente a través de una restricción regulable (figura 7.4)

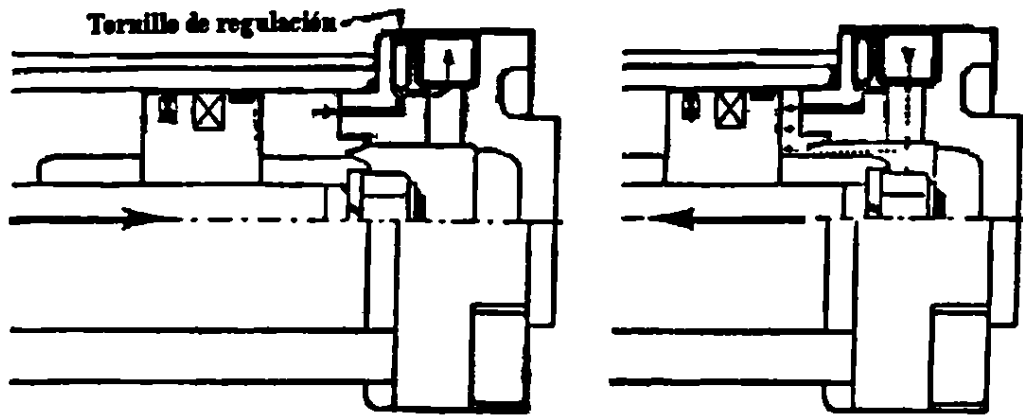


Figura 7.4 Principio de amortiguación por aire

El escape normal del aire al orificio de salida se cierra en cuanto el casquillo de amortiguación entra a la junta de amortiguación, de forma que el aire pueda escaparse solo a través de un orificio de restricción regulable. El aire atrapado se comprime a una presión relativamente elevada que absorbe la inercia del émbolo.

Cuando el cilindro inicia la carrera contraria, la junta de amortiguación actúa como una válvula anti-retorno para permitir el paso del aire al émbolo. De cualquier forma restringe el flujo del aire y retrasa la aceleración del émbolo, la zona de amortiguación deberá ser entonces tan corta como sea posible.

Para declarar grandes cargas o altas velocidades del cilindro se necesita un amortiguador externo. Si la velocidad del émbolo supera los 500 mm/s será necesario un tope mecánico externo, también en los casos en que tenga amortiguación incorporada.

7.3 Cilindros Especiales

7.3.1 De doble vástago

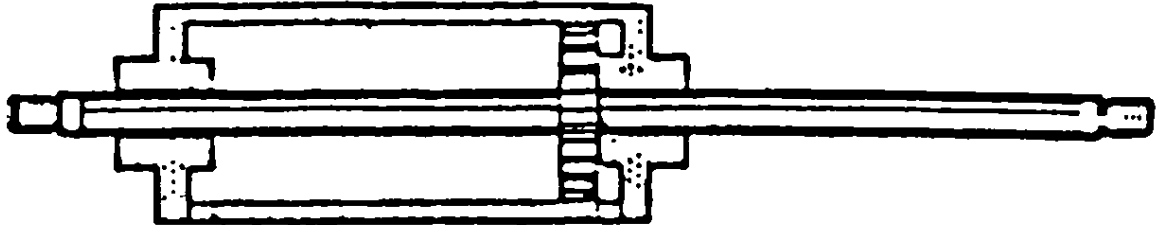


Figura 7.5 Principio del doble vástago

La figura 7.6 ilustra este tipo de cilindro siendo utilizado para accionar una mesa de carrera larga. La guía y la rigidez extra se obtienen al ser fijos los extremos del vástago del émbolo, mientras que el cuerpo se mueve con la mesa.

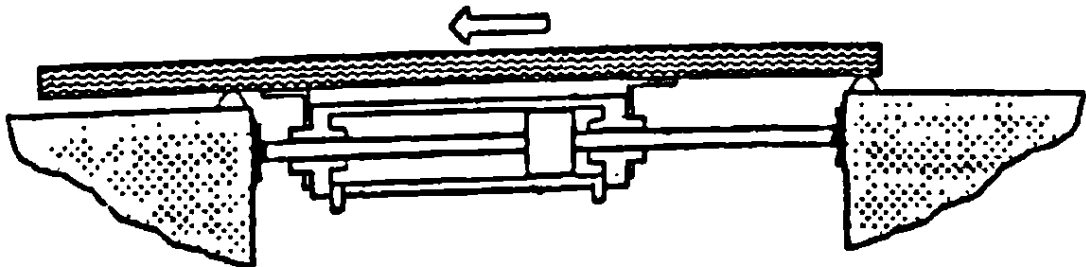


Figura 7.6 Aplicación típica de un cilindro de doble vástago

7.3.2. Cilindro tándem

Un cilindro tándem está formado por dos cilindros de doble efecto unidos por un vástago común, para formar una sola unidad. Presurizado simultáneamente las cámaras de ambos cilindros, la fuerza de salida es casi el doble que la del cilindro standard del mismo diámetro. Ofrece una fuerza más elevada para un diámetro de cilindro determinado, que puede ser utilizado cuando el espacio para instalación sea reducido.

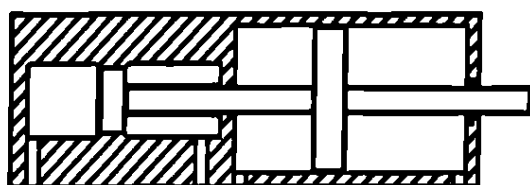


Figura 7.7 Principio del cilindro tándem

7.3.3. Cilindro multiposicional

Las dos posiciones finales de un cilindro standard proporcionan dos posiciones fijas. Si necesitan más de dos posiciones, se pueden utilizar una combinación de cilindros de doble efecto.

Existen dos principios:

Para tres posiciones, es idóneo el conjunto ilustrado abajo, que permite fijar el cuerpo del cilindro. Es muy adecuado para movimientos verticales, por ejemplo para dispositivos de manipulación.

El segundo tipo consta de dos cilindros independientes unidos por culatas posteriores, lo que permite obtener cuatro posiciones distintas, pero el cuerpo del

cilindro no se puede fijar. Combinando los tres cilindros se obtienen 8 posiciones, con cuatro, 16 posiciones.

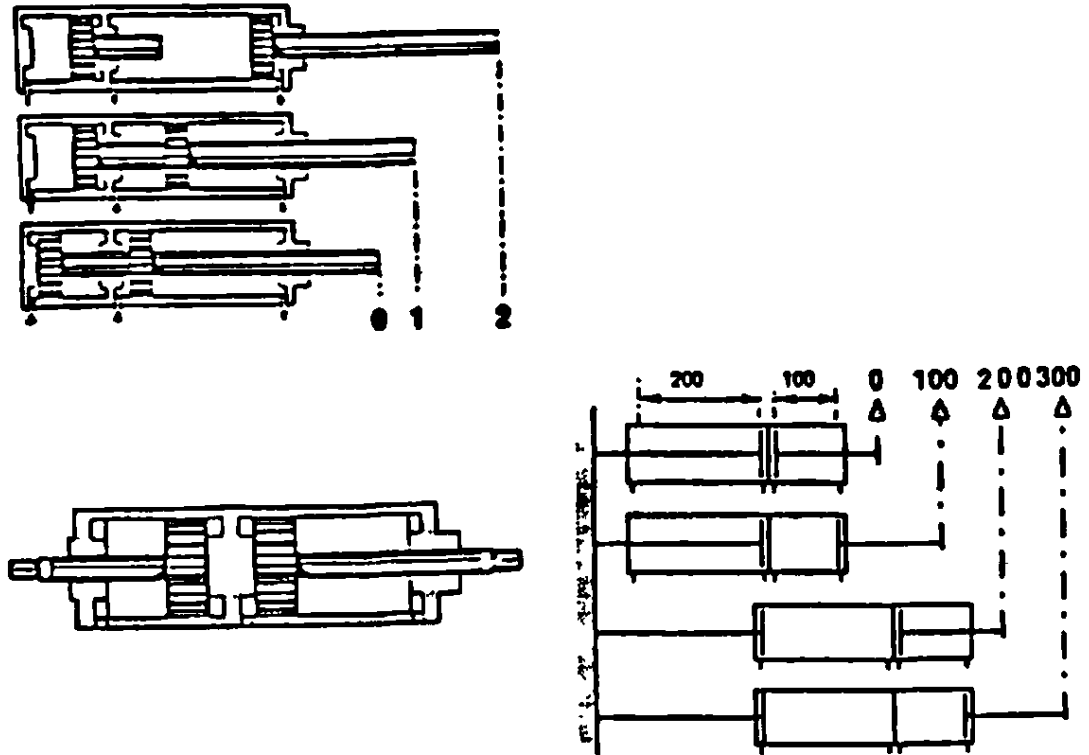


Figura 7.8 Dos tipos de cilindros multiposicionales

7.3.4. Cilindro con unidad de bloqueo

Un cilindro puede estar provisto de una cabeza de bloqueo final de una culata delantera estándar. Se podrá sujetar así el vástago del cilindro en cualquier posición. La acción de bloqueo es mecánica, eso asegura que el vástago del émbolo esté sujeto correctamente, aún cuando esté bajo carga completa.

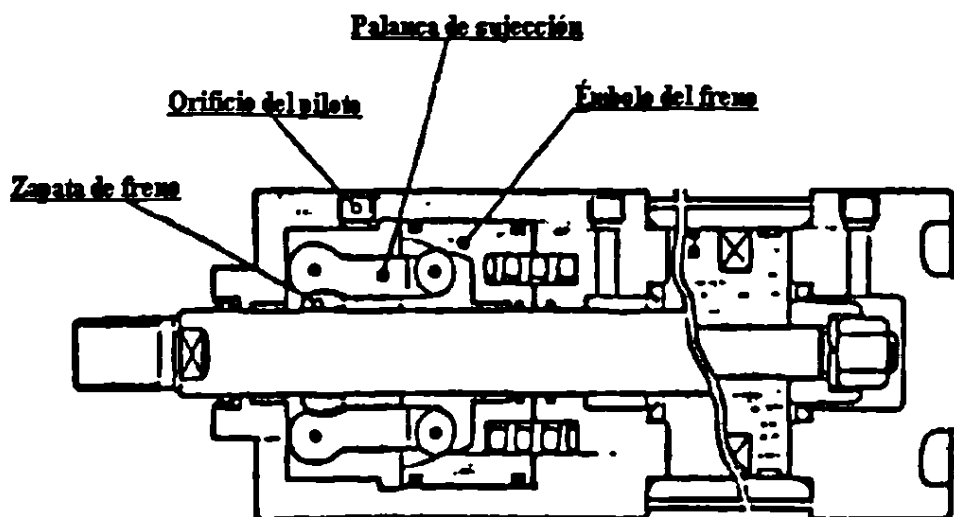


Figura 7.9 Cilindro con unidad de bloqueo.

Cilindro de vástagos paralelos

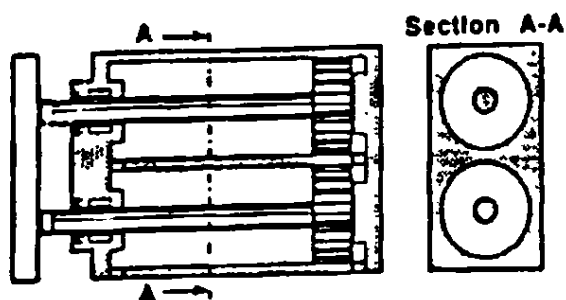


Figura 7.10 Cilindro de vástagos paralelos.

7.3.5. Cilindro plano

Un cilindro normal tiene un perfil exterior más o menos cuadrado, como es obvio, para cilindros de émbolo circular.

Si realizamos un émbolo con la misma área efectiva, esto es, con la misma fuerza teórica pero con forma ovalada, obtendremos un cilindro con cubierta exterior rectangular, más plana y que además lleva ya incorporada la condición antigiro.

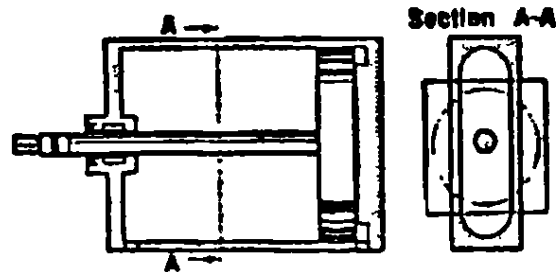


Figura 7.11 Principio del cilindro plano

7.3.6. Cilindro con vástago antigiro

El vástago de un cilindro estándar puede girar fácilmente si no existen guías que puedan prevenirlo. Esto nos puede condicionar en algunas ocasiones, el montaje directo de determinadas herramientas.

Este tipo de aplicaciones, en las que la herramienta no ejerce un elevado par de giro, pueden ser solucionados utilizando un cilindro con vástago antigiro.

La rotación se evita mediante dos caras planas en el vástago y en el casquillo guía.

La figura muestra también como un par se crea con las fuerzas de reacción en el vástago y en su casquillo guía y como, si éste es elevado, puede dañar ambos, especialmente en carreras largas.

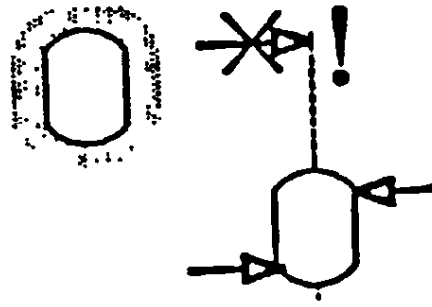


Figura 7.12 Vástago antigiro

7.4 Montaje de Cilindro

Para asegurar que los cilindros estén montados correctamente, los fabricantes ofrecen una gama de fijaciones de tipo oscilante.

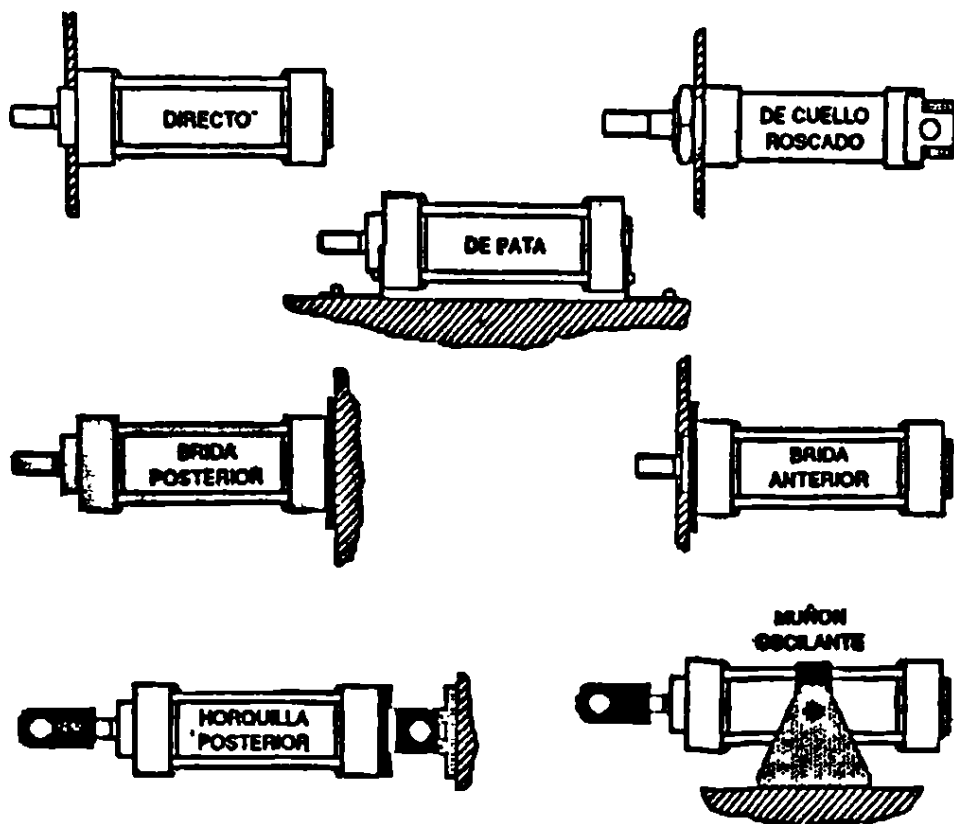


Figura 7.13 Varios métodos de fijación del cilindro

7.4.1. Juntas flotantes

Para arreglar la “desalineación” inevitable entre el movimiento del vástago del cilindro y el objeto guiado, es necesario predisponer una junta flotante en el extremo del vástago del émbolo.



Figura 7.14 Junta flotante

7.5 Fuerza del Cilindro

7.5.1 Fuerza Teórica

Los cilindros lineales tienen como recomendado por ISO 4393 e ISO 497R10 los siguientes diámetros: 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 250, 320 mm.

La fuerza desarrollada por el cilindro está en función del diámetro del émbolo, de la presión del aire de alimentación y de la resistencia debida al rozamiento. Para émbolos estacionados (sin tener en cuenta las fuerzas de rozamiento), se pueden realizar cálculos teóricos utilizando las fórmulas:

$$\text{Fuerza (N)} = \text{Área del émbolo (m}^2\text{)} \times \text{presión del aire (N/m}^2\text{)}$$

Por lo tanto para un cilindro de doble efecto:

$$\text{Carrera de salida} \quad F_E = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p_g$$

(D= diámetro del émbolo, p_g = presión manométrica)

$$\text{Carrera de retroceso} \quad F_R = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot p_g$$

(d= diámetro del vástago)

Para un cilindro de simple efecto:

$$\text{Carrera de salida} \quad F_E = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p_g \cdot F_2$$

(F_2 = Fuerza del muelle al extremo de la carrera)

Para elegir el tamaño de un cilindro, resulta más práctico utilizar un diagrama análogo al de la figura 7.15, que indica las fuerzas teóricas para 10.7 y 5 bares o utilizar cualquier información parecida por parte del fabricante.

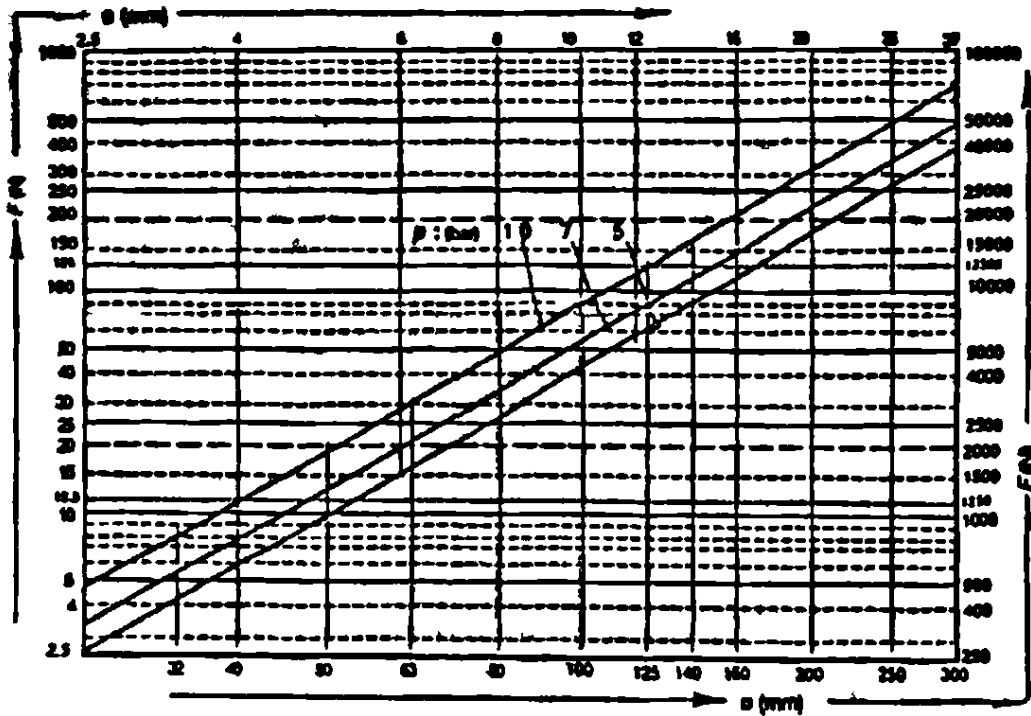


Figura 7.15 Fuerzas teóricas de cilindros neumáticos con diámetros desde 2.5 hasta 30 mm (series de la izquierda y superiores) y desde 32 hasta 300 mm. (Series a la derecha e inferiores) para presiones de trabajo de 10.7 y 5 bares.

7.5.2 Fuerza necesaria

La fuerza necesaria depende de la masa de la carga, el ángulo del movimiento de elevación, el rozamiento, la presión de trabajo y el área efectiva del émbolo.

La carga consiste en peso de la masa (figura 7.16a), la fuerza R representada por el factor de rozamiento multiplicado por la masa (figura 7.16b) y la aceleración necesaria (figura 7.16c). La influencia de todas estas fuerzas depende del ángulo del eje del cilindro en relación con la horizontal, como se muestra en la figura 7.16d.

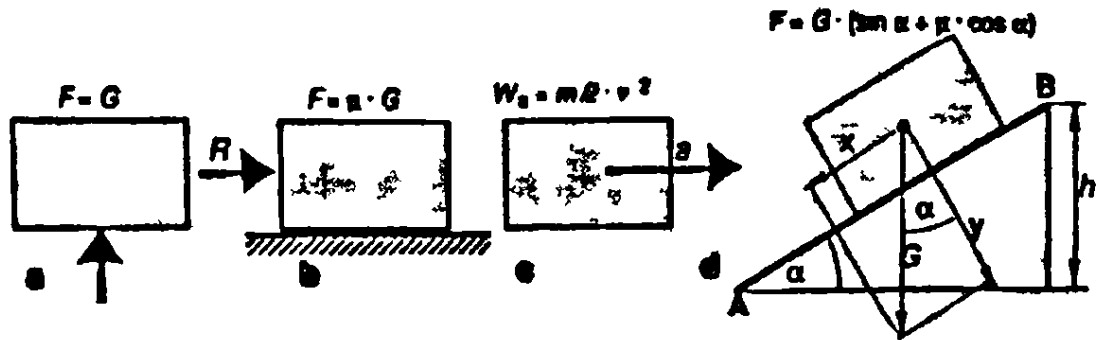


Figura 7.16 Composición de fuerzas para una determinada carga

Un movimiento horizontal (ángulo de elevación 0°) necesita solamente vencer el rozamiento. Esta viene definida por el factor de rozamiento el cual puede variar, normalmente, entre 0.1 y 0.4 para deslizamiento metal-metal (de 0.0005 para deslizamiento sobre rodillos, 0.001 con casquillos lineales a bolas). Este factor entra a formar parte de la fórmula general multiplicando al coseno del ángulo con lo cual varía desde 1 ($\alpha=0^\circ$) hasta 0 ($\alpha=90^\circ$).

La carga será igual al peso de la masa a mover cuando el movimiento sea vertical (elevación a 90°). El peso es la fuerza creada por la aceleración de la gravedad actuando sobre la masa. El valor de la aceleración de la gravedad (en una latitud de 45°) es 9.80629 m/s^2 .

Con el movimiento horizontal, el peso tiene una componente nula (aparte de su influencia con el factor de rozamiento) sobre la carga, ya que éste estará soportado totalmente por la configuración de los elementos. Todo el empuje del cilindro estará entonces disponible para acelerar la masa.

La componente del peso, propiamente dicho, sobre la carga a vencer por el cilindro variará con el ángulo de elevación α desde 0% hasta un 100% ya que tiene como factor de composición el seno del ángulo de inclinación (α), cuyo valor es "0" para desplazamiento horizontal y 1 para desplazamiento vertical.

La tabla 7.1 proporciona un coeficiente de carga para cilindros de diámetro 25 a 100, para diferentes masas y para dos coeficientes de rozamiento (0.01 para rodadura y 0.2 para rozamiento acero-acero).

Cil. Dia.	Masa (kg)	↑	60°		45°		30°		↔	
			μ0.01	μ0.2	μ0.01	μ0.2	μ0.01	μ0.2	μ0.01	μ0.2
25	100	-	-	-	-	-	-	-	4	80
	50	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	25	-	(87.2)	(96.7)	71.5	84.9	50.9	67.4	1	20
	12.5	51.8	43.6	48.3	35.7	342.5	25.4	33.7	0.5	10
32	180	-	-	-	-	-	-	-	3.8	78.1
	90	-	-	-	-	-	(99.3)	-	2	39.1
	45	(99.6)	8.5	(94.3)	69.7	82.8	49.7	65.7	1	19.5
	22.5	48.8	42.5	47.2	34.9	41.4	24.8	32.9	0.5	9.80
40	250	-	-	-	-	-	-	-	3.9	78
	125	-	-	-	-	-	(99.2)	-	2	38
	65	-	-	-	72.4	(86)	51.6	68.3	1	20.3
	35	54.6	47.6	52.8	39	46.3	27.8	36.8	0.5	10.8
50	400	-	-	-	-	-	-	-	4	79.9
	200	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	100	-	87	(96.5)	71.3	84.8	50.8	67.3	1	20
	50	50	43.5	48.3	35.7	42.4	25.4	33.6	0.5	0
63	650	-	-	-	-	-	-	-	4.1	81.8
	300	-	-	-	-	-	-	-	1.9	37.8
	150	(94.4)	82.3	(91.2)	67.4	80.1	46	63.6	0.9	18.9
	75	47.2	41.1	45.6	33.7	40.1	24	31.8	0.5	9.4
80	1000	-	-	-	-	-	-	-	3.8	78.1
	500	-	-	-	-	-	-	-	2	39
	250	(87.6)	85	(94.3)	69.7	82.8	42.8	65.7	1	19.5
	125	48.8	42.5	47.1	34.8	41.4	24.8	32.8	0.5	9.8
100	1600	-	-	-	-	-	-	-	4	79.9
	800	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	400	-	(87)	(96.5)	71.4	84.4	50.8	67.3	1	20
	200	50	43.5	48.3	35.7	42.2	25.4	33.6	0.5	10

Tabla 7.1 Coeficiente de carga a 5 bar de presión de trabajo y coeficientes

Una ayuda más práctica para encontrar el diámetro adecuado de cilindro es saber cuál es la masa máxima que puede mover un cilindro bajo diferentes condiciones. En la tabla 7.2, se muestra la masa total en kg que resulta de aplicar a las condiciones

específicas de trabajo un coeficiente de carga del 85%, trabajando a una presión de 5 bar y para los dos coeficientes de rozamiento considerados anteriormente.

Cil. Dia.	↑	60°		45°		30°		↔	
	μ:	0.01	0.2	0.01	0.2	0.01	0.2	0.01	0.2
25	21.2	24.5	22	30	25	42.5	31.5	2123	106
32	39.2	45	40.5	54.8	46.2	77	58.2	3920	196
40	54.5	62.5	56.4	76.3	64.2	107	80.9	5450	272.5
50	85	97.7	88	119	100.2	167.3	126.4	8500	425
63	135	155	139.8	189	159.2	265.5	200.5	13500	675
80	217.7	250	225.5	305	256.7	428	323.5	21775	1089
100	340.2	390.5	390.8	352	476.2	669.2	505.5	34020	1701

Tabla 7.2 Masa en kg para cilindros desde diámetro 25 a 100 mm, con coeficiente de carga de 85% y 5 bar de presión de trabajo.

$$\text{El coeficiente de carga es } \frac{\text{Fuerza necesaria}}{\text{Fuerza teórica}} \times 100\%$$

Un cilindro no debe tener un coeficiente de carga superior a aproximadamente el 85%. Si se requiere un control de velocidad preciso o si las fuerzas de carga varían notablemente, no se debería superar el 70%.

7.5.3 Carga límite de pandeo

Cuando se aplica un esfuerzo excesivo al cilindro, es necesario tener en cuenta la carga límite de pandeo. Este exceso de esfuerzo puede manifestarse cuando existen estas dos condiciones:

1. Esfuerzo compresivo.
2. Cuando el elemento sometido a esfuerzo, por ejemplo cilindros, es largo y delgado.

La carga de pandeo depende en gran medida del método de fijación. Existen cuatro métodos principales de fijación:

1. Fijación rígida en un lado y suelta en el extremo contrario.
2. Fijación oscilante en ambos extremos.
3. Fijación rígida en un lado y oscilante en el otro.
4. Fijación rígida en ambos extremos.

Las condiciones mencionadas anteriormente se generan si un cilindro levanta una carga verticalmente o la empuja de cualquier otra forma: está entonces sujeto a un esfuerzo compresivo. La segunda condición se cumple si se supera una longitud de carrera determinada. Si hubiera alguna confusión, la norma general es: comprobar en la tabla de carga de pandeo contenida en el catálogo si la carrera de los cilindros con diámetro superior a 50 mm es tres veces el diámetro ó, en el caso de cilindros más pequeños, si la carrera es cinco veces el diámetro, y el cilindro está empujando un trabajo que le produce esfuerzos a compresión.

7.5.4 Caudal de aire y consumo

Existen dos formas para expresar el consumo de aire de un cilindro o un sistema neumático. Uno es el consumo medio por hora: esta cifra se utiliza para calcular el costo de la energía como parte del precio de costo total del producto. El segundo aspecto es el consumo máximo de un cilindro, que se usa para calcular el tamaño correcto de la válvula o, en el caso de un sistema neumático, para calcular correctamente el tamaño de la unidad filtro-regulador-lubricador.

El consumo de aire de un cilindro viene definido como:

Área del émbolo: (Longitud de carrera) (Nº de carreras por minuto) (presión absoluta) (bar).

(Al decir N° de recorridos nos referimos al número de carreras, cada ciclo consta de dos carreras, una de ida y otra de vuelta).

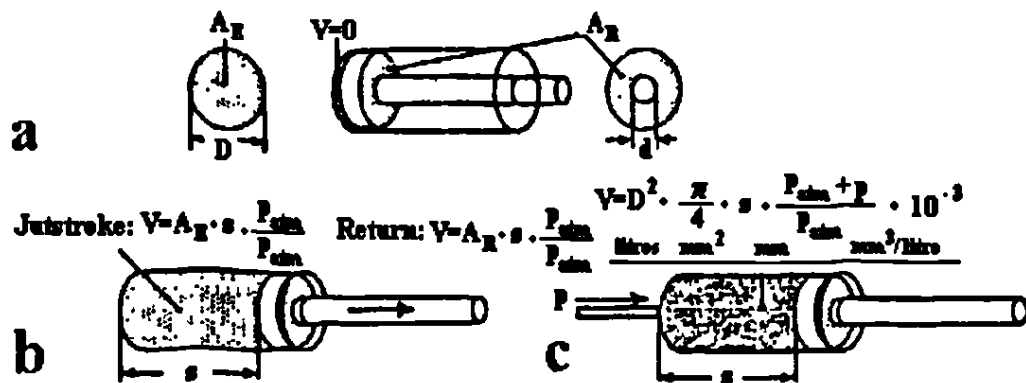


Figura 7.17 Consumo teórico de aire en los cilindros

Explicación: Cuando el émbolo se encuentra en uno de sus puntos finales, el volumen es cero (figura 6.17a). Cuando el cilindro realiza una carrera, entra en el cilindro una cantidad de aire capaz de llenar la cámara del cilindro hasta alcanzar la

presión relativa de trabajo con lo cual, necesitaremos el volumen de la cámara multiplicado por el valor de la presión absoluta. (Si queremos que en el interior de la cámara haya 6 bar relativos, deberemos tenerlo llenado una vez a presión atmosférica y después deberemos meterle la misma cantidad de aire tantas veces como presión relativa deseemos obtener. En este caso en concreto, sería el volumen de la cámara del cilindro. (6+1)).

Según esto, el consumo de aire de un cilindro en una sola carrera es

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot l \cdot P_{abs}$$

D= Diámetro del cilindro en cm.

l= Longitud de carrera en cm.

P_{abs}= Presión absoluta en bar.

El resultado nos dará cm³/carrera (cm³ estándar).

El consumo para un ciclo será el doble (carreras de ida y vuelta) ya que para niveles prácticos resulta despreciable el volumen del vástago en la carrera de retroceso.

Para obtener el valor del consumo de Nl/carrera, bastará con dividir entre 1000.

Diám émbolo	Presión de trabajo en bar					
	2	3	4	5	6	7
20	0.09	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25
25	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40
32	0.24	0.33	0.40	0.48	0.56	0.64
40	0.38	0.51	0.64	0.75	0.88	1.00
50	0.60	0.80	1.00	1.20	1.40	1.60
63	0.95	1.25	1.55	1.87	2.20	2.50
80	1.50	2.00	2.55	3.00	3.50	4.00
100	2.40	3.20	4.00	4.80	5.60	6.40

Tabla 7.3 Consumo teórico de aire en cilindros de doble efecto para diámetros desde 20 mm hasta 100 mm, en litros estándar por cada 100 mm de carrera

Consumo de tuberías; el consumo de las tuberías entre las válvulas y el cilindro viene determinado por la fórmula:

$$\frac{d_i^2}{4} \cdot \pi \cdot L \cdot P$$

d_i = Diámetro interior del tubo

L = Longitud total de tubo

P = Presión manométrica

Ejemplo: Encontrar el costo de la energía por hora de un cilindro de doble efecto de diámetro 80 mm y carrera de 400 mm, con 12 ciclos completos por minuto y una presión de trabajo de 6 bar.

En la figura 7.17. vemos que un cilindro de diámetro 80, consume 3.5 l/100 mm. de carrera, por lo tanto, el consumo total será:

$$\frac{400 \cdot 12 \cdot 2 \cdot 3.5}{100} = 366 \text{ l/min}$$

En el apartado de "rendimiento térmico y global" encontramos que para cada 0.12 0.15 m³/min, con una presión de 7 bar, consumimos aproximadamente 1 kw. Luego, para cada m³/min necesitaremos 8 kw aproximadamente.

Si suponemos que un kw/hora cuesta 12 Pesos, el costo total sería de:

$$\frac{0.036 \cdot 8 \cdot 12}{1} = 32.25 \text{ Pesos/hora}$$

La suma de todos los cilindros de una máquina representa el consumo de aire considerado como costo de energía.

Deberemos tener en cuenta que:

- El consumo que figura en la tabla anterior no incluye los volúmenes muertos en cada extremo de la carrera, ni tampoco el volumen de las tuberías de conexión.
- La energía neumática no sufre pérdidas.

Para seleccionar el tamaño de la válvula de un cilindro es necesaria otra cifra: el caudal máximo o el caudal de pico. Este caudal se determina para la velocidad máxima del cilindro. La suma más elevada de los caudales máximos de todos los cilindros que se mueven simultáneamente en un ciclo de trabajo define el caudal al que hay que hacer referencia para seleccionar el tamaño de la unidad filtro-regulador-lubricador.

Para no seguir dejando de lado las pérdidas de energía debidas a fenómenos térmicos, volveremos a la sección referente a los cambios adiabáticos, es decir, procesos

sin intercambio de calor, procesos que vienen definidos por la fórmula $p \cdot V^k = \text{cte}$, donde el exponente k es 1.4 en el caso de aire.

Para compensar este fenómeno debemos multiplicar el caudal por un factor de 1.4. La tabla 7.4 muestra las cifras más reales correspondientes a la tabla 7.3, pero ya corregidas.

Pistón diám.	Presión de trabajo en bar				
	3	4	5	6	7
20	0.174	0.217	0.260	0.304	0.347
25	0.272	0.340	0.408	0.476	0.543
32	0.446	0.557	0.668	0.779	0.890
40	0.697	0.870	1.044	1.218	1.391
50	1.088	1.360	1.631	1.903	2.174
63	1.729	2.159	2.590	3.021	3.451
80	2.790	3.482	4.176	4.870	5.565
100	4.355	5.440	6.525	7.611	8.696

Tabla 7.4 Consumo de aire en cilindros de doble efecto en 1/100 mm de carrera, corregidos para compensar las pérdidas por cambios adiabáticos.

Ejemplo: Cilindro de 63 mm de diámetro por 500 mm de carrera, trabajando a 6 bar.
¿Cuál es el consumo real de aire a 15 ciclos por minuto?

$$Q = 1.4(63\text{mm}^2) \frac{\pi}{4} \cdot 500 \times 15 \cdot 2 \cdot \frac{6 + 1.023}{1.014} \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 / \text{l}$$

$$Q = 453.195 \text{ litros}$$

Utilizando la tabla 7.4 nos encontramos con 3.021 litros por cada 100 mm. Debemos multiplicarlos por 5 veces (500 mm de carrera) y por 30 (15 ciclos completos)

$$3.021 \times 5 \times 30 = 453.15 \text{ l/min}$$

7.6 Control de velocidad

La velocidad de un cilindro está determinada por la superioridad de la fuerza detrás del émbolo, sobre la carga. Si fuera necesario fijar una determinada velocidad, el coeficiente de carga, no debe superar aproximadamente el 85%. Cuanto más bajo sea el coeficiente de carga, mejor será el control de velocidad controlando la salida a escape del aire del cilindro por medio de un “controlador de velocidad” que es una combinación de una válvula anti-retorno para permitir la libre circulación de aire hacia el cilindro y un restrictor de caudal. En el apartado del capítulo sobre las válvulas, dedicado a las válvulas auxiliares, se muestra un ejemplo de “controlador de velocidad”.

Para obtener una velocidad constante con un alto grado de fiabilidad, el coeficiente de carga debería ser menor del 75%.

La fuerza es la masa por la aceleración, luego sus unidades son kgm/s^2 .

Ejemplo: Masa de 100 kg trabajando a una presión de 5 bar, con un cilindro de diámetro 32 mm, con movimiento horizontal y con un coeficiente de fricción de 0.2. La fuerza teórica es entonces, de 401.2 Newtons.

La tabla 7.2 nuestra para este caso, y 90 kg de masa, un coeficiente de carga del 39.1%. Esto hace que para 100 kg se tenga un coeficiente de carga de:

$$39.1 \cdot \frac{100}{90} = 43.44\%$$

La fuerza de la carga será 43.44%, del valor de 401.92 N, lo cual da como resultado 174.3 N., con un rendimiento del 95%.

$95 - 43.44 = 51.56\%$ de la fuerza, se utiliza para la aceleración de la masa.

Esto supone 206.83% N. La aceleración será entonces:

$$a = \frac{F}{m} = \frac{206.83 \text{kg.m.sec}^2}{100 \text{kg}} = 2.07 \text{m/sec}^2$$

Sin un control de velocidad, el pistón podrá alcanzar teóricamente una velocidad de aproximadamente 2 metros por segundo. "Teóricamente" significa que no exista limitación en la entrada de aire, que no haya contrapresión en la cámara del cilindro puesta a escape.

Una restricción en el caudal de aire que escapa, crea una fuerza "neumática" que viene definida por la velocidad del pistón ya que de ella depende el volumen de aire que trata de pasar a través de la restricción del regulador de velocidad. Cualquier incremento en la velocidad del pistón se traduce en un incremento en la fuerza opositora. Este fenómeno limita y estabiliza la velocidad del pistón.

NOTA: Para que el control de la velocidad sea real, la capacidad de circulación de las tuberías deberá ser mucho mayor que la que pueda proporcionar el regulador de velocidad, ya que con tuberías excesivamente pequeñas, éstas tendrían una influencia sobre la velocidad del émbolo tan grande, o incluso mayor, que la que pueda tener el propio regulador a la salida del cilindro.

7.7 Actuadores Especiales

7.7.1 Cilindros sin vástago

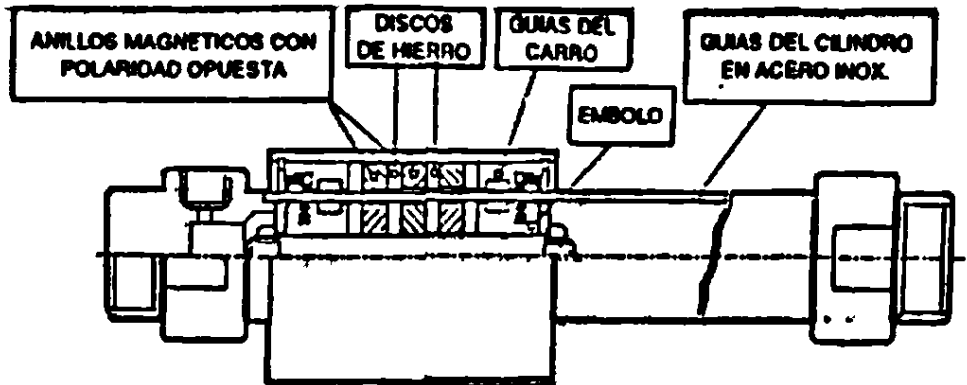


Figura 7.18 Cilindro sin vástago con fijación magnética entre el émbolo y el carro

Un cilindro convencional con una carrera de, 500 mm, puede tener una dimensión aproximada total en posición de salida, de 1100 mm. Un cilindro sin vástago con la misma carrera puede ser instalado en un espacio mucho más reducido, de 600 mm. Presenta una ventaja especial cuando se requieren carreras muy largas y, puede estar disponible hasta una carrera estándar de 1 m o más bajo pedidos especiales.

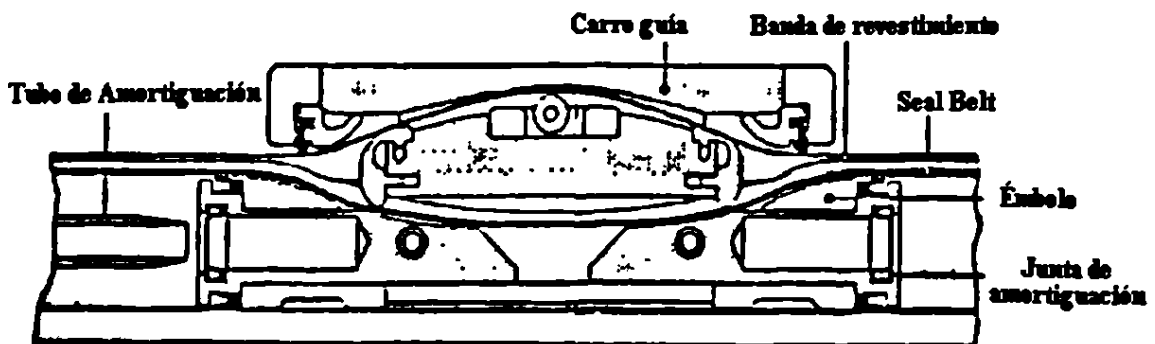


Figura 7.19 Cilindro sin vástago con acoplamiento mecánico

La fuerza realizable por un cilindro sin vástago con acoplamiento magnético, está limitada por la fuerza de retención magnética.

Para levantar o mover cargas más pesadas, los cilindros de tipo ranurado normalmente ofrecen una mayor capacidad de fuerza, pero no están totalmente exentos de fugas como los del tipo de acoplamiento magnético.

7.7.2 Unidades deslizantes

La unidad deslizante es un actuador lineal de precisión, de dimensiones compactas, que se puede utilizar en robots para fabricación y ensamblaje.

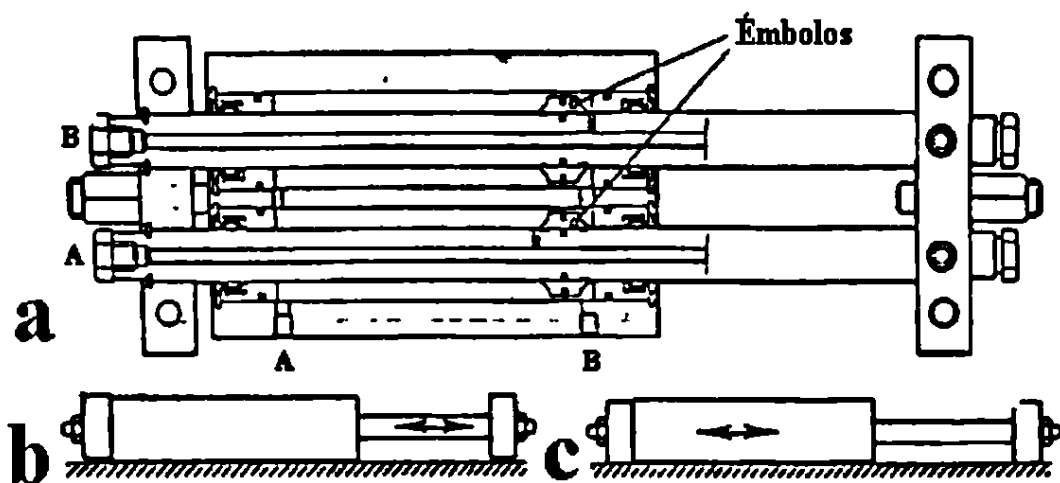


Figura 7.20 Unidad deslizante típica

La alta precisión de mecanizado de las superficies de montaje y de los vástagos guía paralelos, aseguran un movimiento lineal perfectamente recto cuando están integrados como partes constructivas de máquina de transferencia y de posicionamiento.

En una posición, el cuerpo se puede fijar y son los vástagos los que se pueden mover (b). Dándole la vuelta, los extremos de los vástagos se apoyan sobre la superficie de

montaje y el cuerpo se puede mover (c). En ambos casos, la válvula puede estar conectada a la parte que permanece fija, por los orificios A y B o bien A y B en la figura 7.20 a.

7.7.3 Cilindro de vástago hueco

El vástago hueco proporciona una conexión directa entre el equipo generador de vacío y una ventosa acoplada al extremo del vástago. El tubo de conexión en la parte posterior del cilindro permanece estático independientemente de que el vástago esté saliendo y entrando.

Este actuador está diseñado específicamente para aplicaciones de "coger" y "colocar".

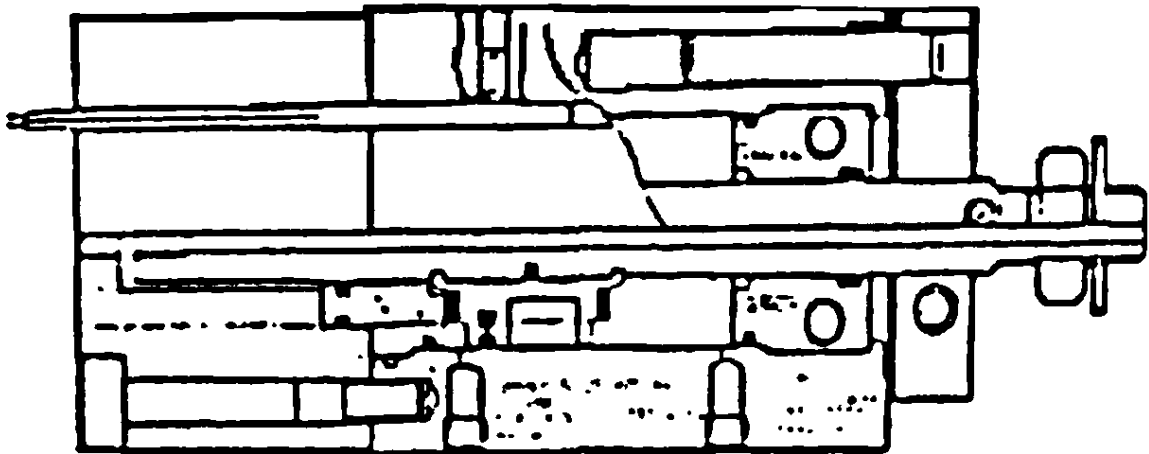


Figura 7.21 Cilindro de vástago hueco con conexión estática para aplicaciones de vacío.

7.7.4 Pinza

Se trata de un actuador diseñado para coger componentes en aplicaciones de robótica.

La ilustración de la figura nos muestra un tipo de pinza que emplea dos émbolos en oposición para abrir y cerrar las pinzas.

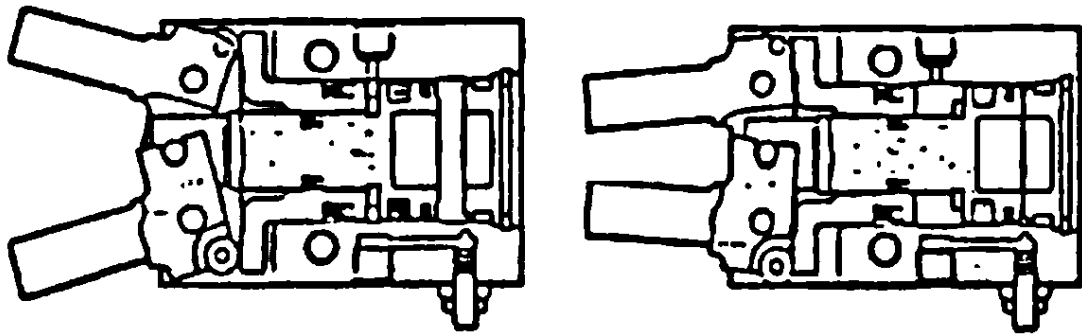


Figura 7.22 Pinza neumática de apertura angular

7.8 Actuadores de Giro

7.8.1 Tipo piñón – cremallera

El eje de salida tiene tallado un piñón que es una cremallera enganchada a un émbolo doble. Los ángulos de rotación estándar son 90° ó 180° .

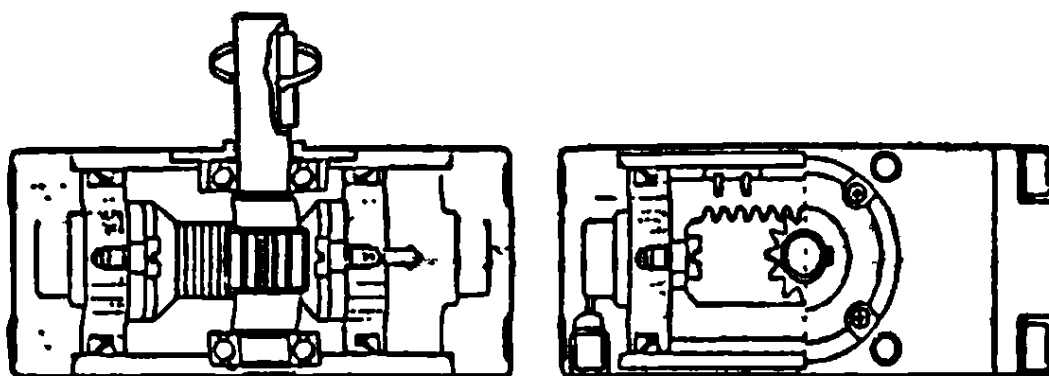


Figura 7.23 Unidad de giro de piñón – cremallera

7.8.2 Actuadores de giro por paleta

La presión del aire actúa sobre una paleta que está unida al eje de salida. La paleta está herméticamente cerrada por una junta de goma o por un revestimiento elastomérico.

Una junta especial tridimensional cierra el tope contra el eje y el asiento. El tamaño del tope determina el giro de 90° , 180° ó 270° .

Se pueden suministrar topes regulables para ajustar cualquier ángulo de giro de la unidad.

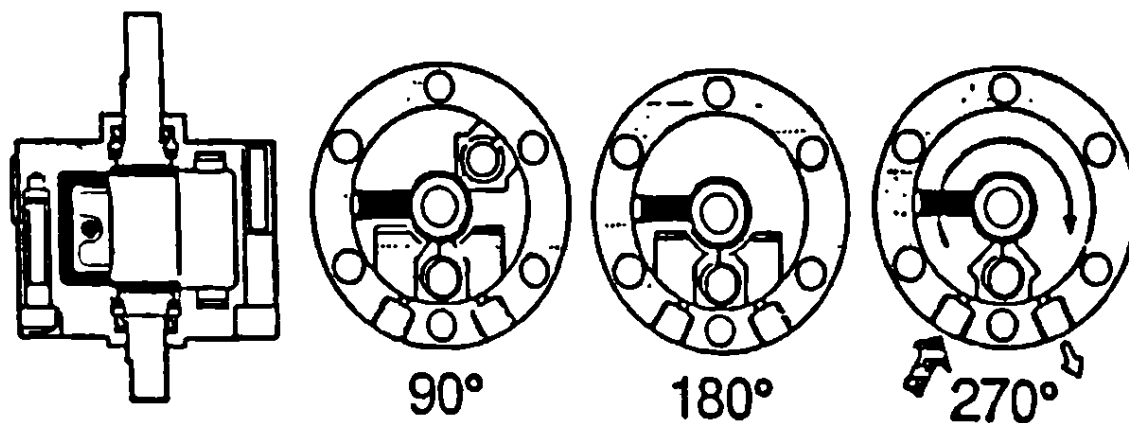


Figura 7.24 Unidad de giro por paleta

Dimensionamiento de los actuadores de giro

Par e inercia

Los cilindros lineales poseen una amortiguación para reducir el impacto antes de que el émbolo pueda golpear las culatas. La capacidad de la amortiguación viene definida por la energía cinética que dicha amortiguación puede absorber. Esta energía, $\frac{1}{2}mv^2$, es el elemento más importante a tener en cuenta cuando la carga es impulsada a altas velocidades y con una baja relación de carga.

Estas características dinámicas son aún más importantes en el caso de actuadores de giro. El hecho de que la parada de la masa que gira sea realizada de forma libre por el propio actuador sin amortiguaciones, ni topes extremos; provoca un alto riesgo de rotura de los dientes del piñón o de las paletas.

La energía que es posible absorber, que estará claramente definida por el fabricante, deberá ser estrictamente respetada.

Para definir esta energía, necesitamos saber la inercia de las masas en rotación. Suponiendo que el material esté compuesto de elementos diferenciales (partes de tamaño extremadamente pequeño), la suma de todas estas masas multiplicada por la distancia del centro de gravedad de cada una de ellas al eje de rotación, nos dará la inercia total.

El caso básico es un cilindro colocado en posición vertical y con un centro coincidente con el eje de rotación. Su momento de inercia es:

$$J = m \cdot r^2$$

Los momentos de inercia de formas más complicadas, deben ser calculados mediante cálculo diferencial, obteniéndose distintas fórmulas para cada forma específica. La figura 7.25 indica estas fórmulas para las formas más normales.

En dispositivos giratorios más complicados se pueden considerar divididos en elementos básicos más simplificados y el momento de inercia total es la suma de los parciales.

Por ejemplo, una pinza en un brazo como el de la figura 6.29 k, se deberá sumar el momento de inercia del brazo a la masa de la pinza y la pieza por el cuadrado de su distancia al eje de giro.

Siempre que sea posible, las masas en rotación deberán ser paradas contra topes mecánicos externos, preferiblemente contra amortiguadores. Estos deberán estar situados tan lejos del eje de rotación como sea posible. Un tope colocado entre la masa que gira y el centro de rotación nos provocará reacciones en el eje del actuador.


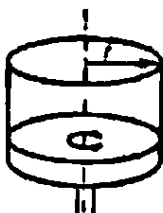

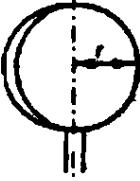
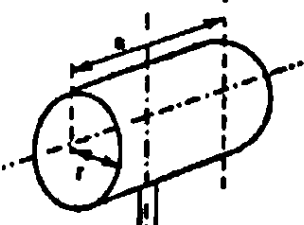
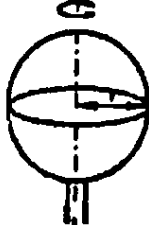
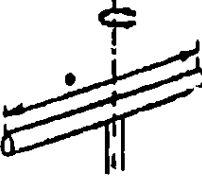
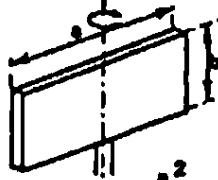
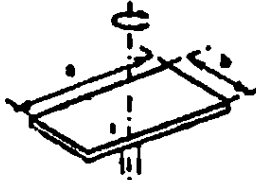
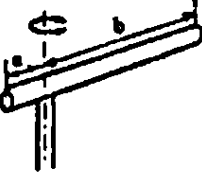
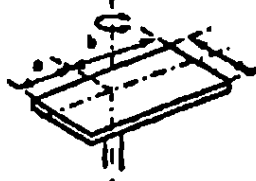
		
a) $J = m \cdot r^2$	b) $J = m \cdot \frac{r^2}{2}$	c) $J = m \cdot \frac{r_1^2 + r_2^2}{2}$
		
d) $J = m \cdot \frac{r^2}{4}$	e) $J = m \cdot \left(\frac{a^2}{12} + \frac{r^2}{4} \right)$	f) $J = m \cdot \frac{2r^2}{5}$
		
g) $J = m \cdot \frac{a^2}{12}$	h) $J = m \cdot \frac{a^2}{12}$	i) $J = m \cdot \frac{a^2 + b^2}{12}$
	$m_a = m \cdot \frac{a}{a+b}$	
j) $J = m_a \cdot \frac{a^2}{3} + m_b \cdot \frac{b^2}{3}$	$m_b = m \cdot \frac{b}{a+b}$	$J = m_a \cdot \frac{4a^2 + c^2}{12} + m_b \cdot \frac{4b^2}{12}$

Figura 7.25 Formulario de los momentos de inercia para elementos de distintas formas

Si los topes externos se pueden situar en el propio plano de rotación de la masa, tenemos la opción de hacerlo colocando una palanca en el extremo opuesto del eje y actuando con los topes extremos sobre ella, tal y como muestra la siguiente figura.

Esta disposición ocasionará esfuerzos de torsión en el eje. Deberá ser evitada en lo posible y en caso de duda, deberemos consultar con el fabricante.

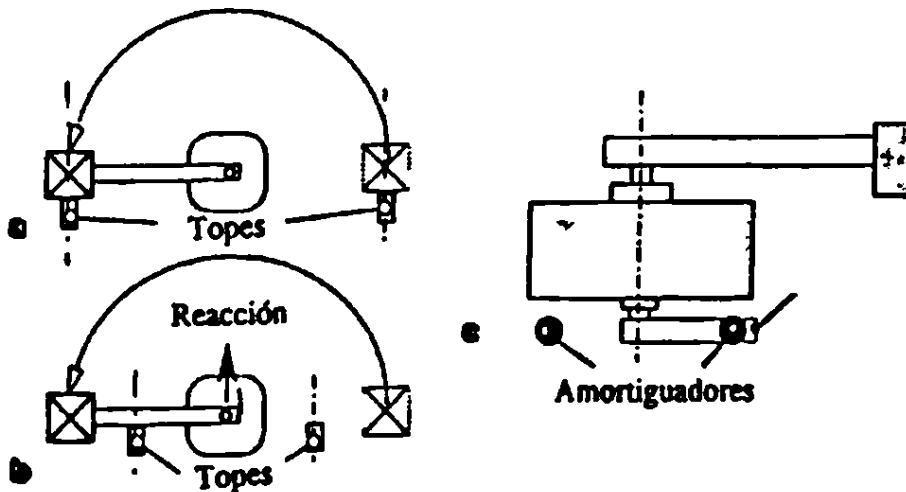


Figura 7.26 Parada de los brazos y las masas en giro

Las inercias son respecto a los objetos en rotación lo mismo que las masas en movimiento son para movimientos lineales. La energía está definida por la velocidad. En rotación, la velocidad se define mediante la “velocidad angular (ω)” que está expresada en radianes por segundo. La figura siguiente nos ilustra estas expresiones.

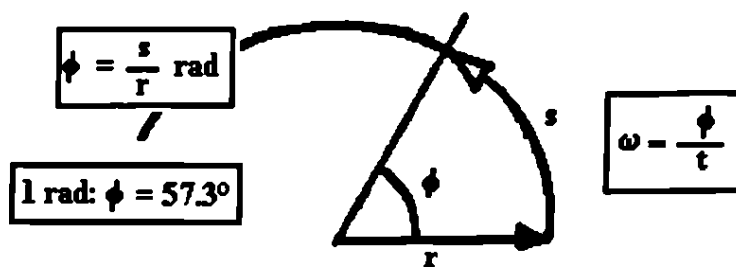


Figura 7.27 Representación de la velocidad angular

Para calcular la energía máxima que se deberá absorber, deberemos considerar la velocidad final. Una aceleración producida gracias al aire comprimido, si no está limitada por restricciones en la cámara a escape, puede ser considerada como una aceleración uniforme. El movimiento comienza en cero y alcanza al final, el doble de la velocidad media.

Para movimientos neumáticos rápidos los cálculos se deben basar en este valor (el doble de la velocidad media).

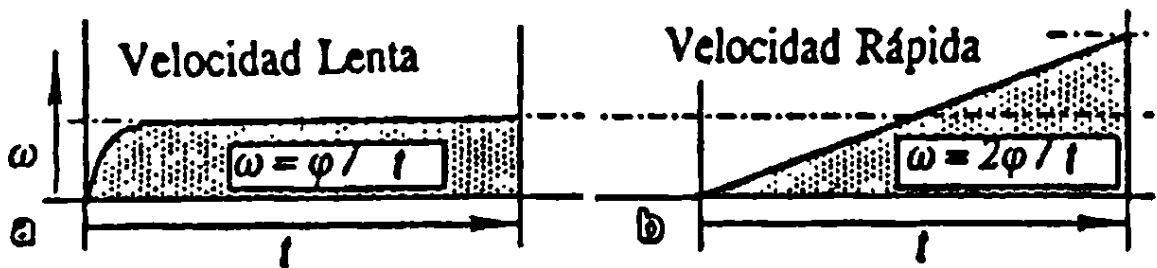


Figura 7.28 Energía máxima en velocidad media y final

CAPÍTULO 8

VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL

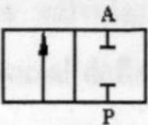
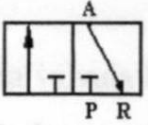

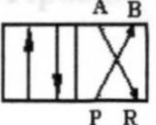

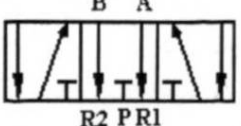

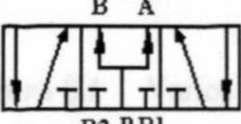
8.1 Funciones de la válvula

Una válvula de control direccional determina el paso de aire por entre sus vías abriendo, cerrando o cambiando sus conexiones internas.

Las válvulas se definen en términos de número de vías, número de posiciones, su posición normal (no activada) y método de activación.

Los primeros dos puntos se expresan normalmente con los términos $5/2$, $3/2$, $2/2$, etc. La primera cifra indica el número de vías (excluidos los orificios del piloto) mientras que la segunda se refiere al número de posiciones.

Las funciones principales y sus símbolos ISO son:

	Función de conexión	Aplicación principal
	2/2 ON/OF sin escape	Motores de aire y herramientas neumáticas.
	3/2 Normalmente cerrado NC	Cilindros de simple efecto (tipo "Impulso") y señales neumáticas.
	3/2 Normalmente abierto NO	Cilindros de simple efecto (tipo "tracción")
	4/2 Conexión entre salidas A y B con escape en común.	Cilindros de doble efecto.
	5/2 Conexión entre salidas A y B con escapes separados.	Cilindros de doble efecto.
	5/3 Centro abierto: como para 5/2, pero con salidas A y B a escape cuando está en su posición centro.	Cilindros de doble efecto con posibilidad de despresurizar el cilindro.
	5/3 Centro cerrado: como para 5/2, pero con posición centro con todas sus vías cerradas.	Cilindros de doble efecto con posibilidad de detener el cilindro en cualquier posición.
	5/3 Centro presurizado: Como para 5/2 pero con presión en Ambas vías de utilización en su posición centro.	Aplicaciones especiales.

8.1.1 Monoestables y biestables

Las válvulas de retomo por muelle son monoestables. Tienen una posición preferencial definida a la cual vuelven automáticamente cuando desaparece la señal en sentido contrario.

Una válvula biestable no tiene una posición preferencial y permanece en cualquier posición hasta que se activa una de las dos señales de impulso.

8.2 Tipos de válvulas

Los dos métodos principales de construcción son de asiento vertical y de corredera, con juntas metálicas o elásticas. La figura 8.1. ilustra los varios tipos de válvulas.

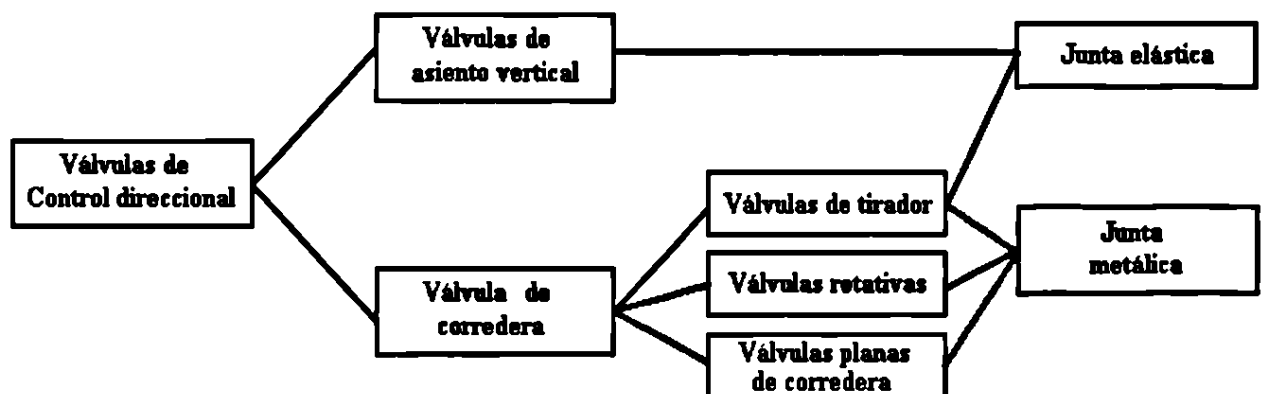


Figura 8.1 Varios tipos de válvulas y métodos de cierre hermético

8.2.1 Válvulas de asiento vertical

En una válvula de asiento vertical el fluido es controlado por un disco u obturador que se eleva en ángulo recto con respecto a su asiento, con una junta elástica.

Las válvulas de vástago vertical pueden ser válvulas de dos o tres vías. Para válvulas de cuatro o cinco, sería necesario integrar dos o más válvulas de asiento vertical en una sola válvula.

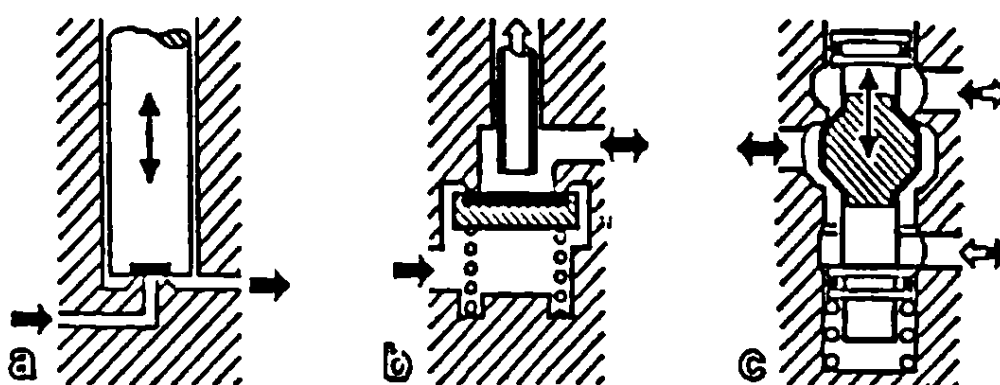


Figura 8.2 Principales tipos de válvula de vástago vertical.

En a), la presión de entrada tiende a levantar la junta de su asiento y se requiere una fuerza suficiente (resorte) para mantener cerrada la válvula. En b), la presión de entrada ayuda al resorte que mantiene cerrada la válvula, pero la fuerza de accionamiento varía para presiones diferentes. Estos factores limitan estas configuraciones a válvulas con orificios de entrada de 1/8 de pulgada o más pequeños.

La figura 8.3 a) ilustra una válvula de asiento vertical de 3/2 normalmente cerrada como se muestra en la figura 8.2 b).

En su posición en reposo (a), el aire de la utilización sale por el escape. Cuando se activa (b), el orificio de escape se cierra y el aire fluye desde la entrada de presión P a la vía de utilización A.

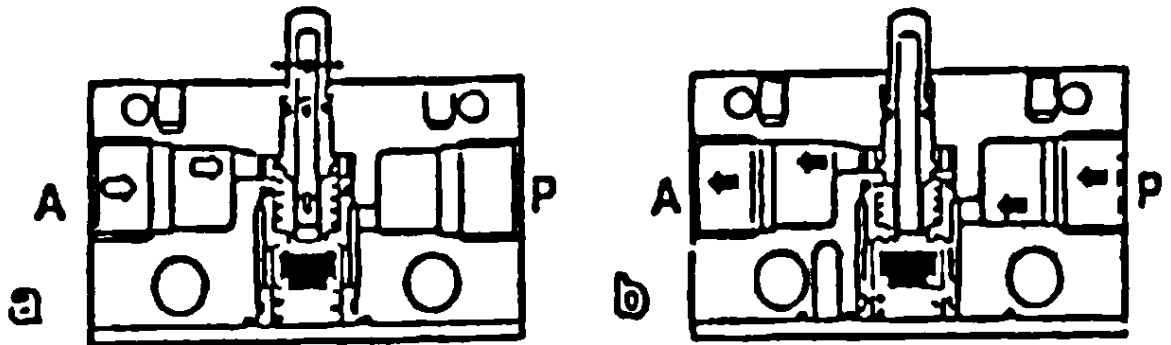


Figura 8.3 Válvula de asiento vertical accionada mecánicamente

La configuración 8.2 c) es una válvula de asiento vertical equilibrada. La presión de entrada actúa sobre superficies iguales y contrarias del émbolo.

Esta característica permite que las válvulas se conecten normalmente cerradas (NC) o normalmente abiertas (NO).

Las válvulas normalmente abiertas se pueden utilizar para bajar o hacer retroceder los actuadores presurizados, pero se utilizan más comúnmente en circuitos de seguridad o de secuencia.

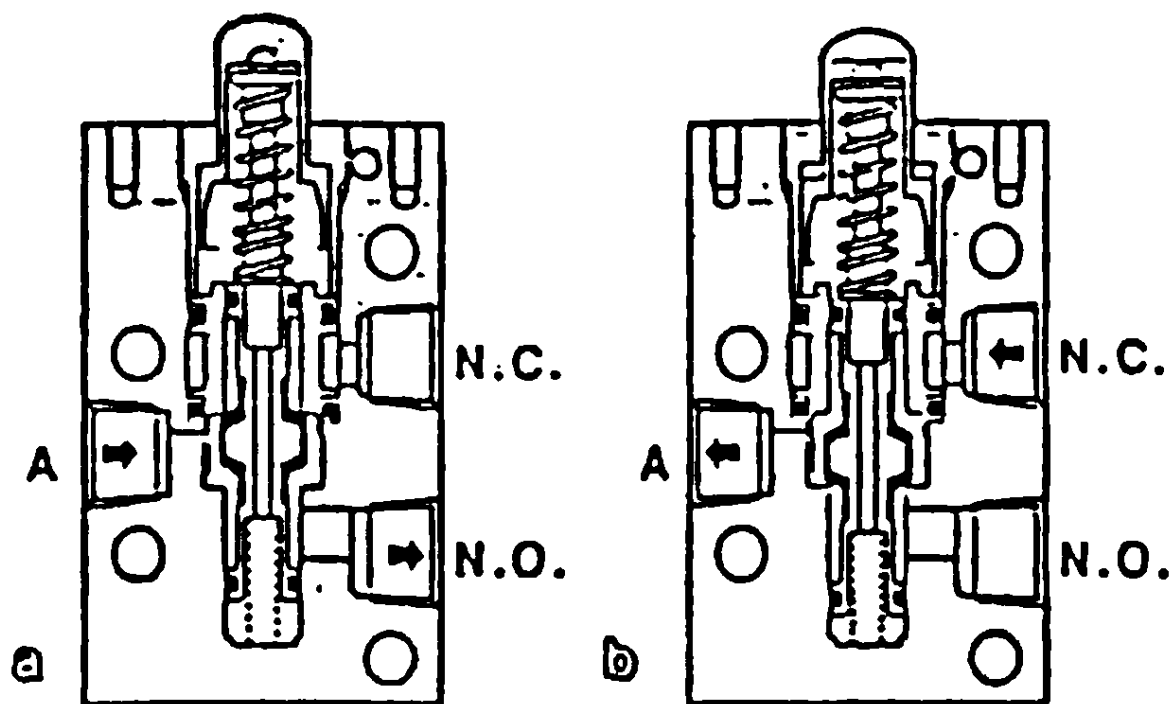


Figura 8.4 Válvula de asiento vertical equilibrada de 3/2

8.2.2 Válvulas de corredera

Las válvulas de carrete, rotativas y de corredera plana utilizan una acción deslizante para abrir y cerrar las vías.

8.2.3 Válvulas de tirador

Un tirador cilíndrico se desliza longitudinalmente en el cuerpo de la válvula, mientras que el aire fluye en ángulos rectos según el movimiento del tirador. Los tiradores tienen superficies iguales de cierre hermético y están equilibradas en presión.

8.2.4 Juntas elastómeras

En las figuras 8.5. y 8.6. se ilustran disposiciones de tirador y juntas. En la figura 8.5 las juntas tóricas están fijadas en las ranuras del tirador y se mueven en un alojamiento metálico.

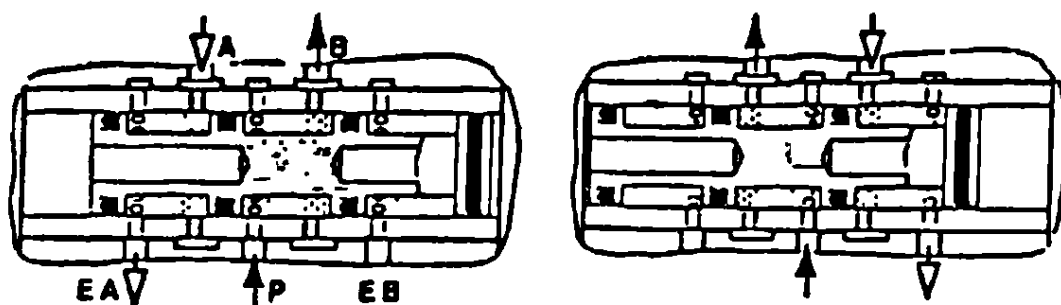


Figura 8.5 Válvula de tirador con juntas tóricas en el tirador que cruzan las aperturas del cilindro.

La válvula de la figura 8.6 tiene las juntas fijadas en el cuerpo de la válvula y mantienen su posición por medio de separadores.

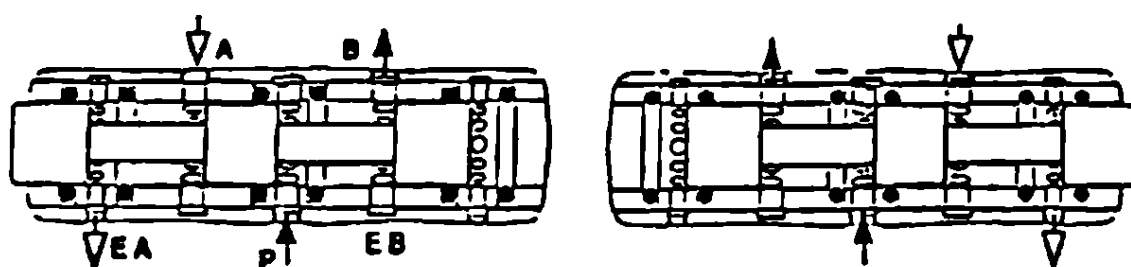


Figura 8.6 Válvula de tirador con juntas fijadas en el cuerpo de la válvula

La figura 8.7. muestra un tirador con anillos ovalados. Ninguno de ellos tiene que cruzar una apertura, sino solamente abrir o cerrar su propio asiento. Esta configuración proporciona un cierre hermético sin fugas, con un rozamiento mínimo y por lo tanto una duración extremadamente larga.

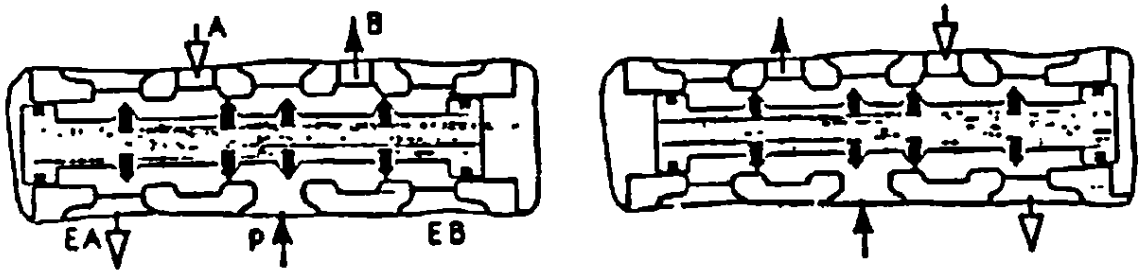


Figura 8.7 Válvula con tirador de anillo ovalado

8.2.5 Juntas metálicas

Las válvulas de tirador metálico con superficies de contacto entre tirador y alojamiento ajustadas y lapeadas, tienen una resistencia de rozamiento muy baja, un funcionamiento cíclico rápido y una duración extremadamente larga. Sin embargo, incluso con un mínimo espacio de 0.003 mm, se producen pequeñas fugas de aproximadamente un l/min.

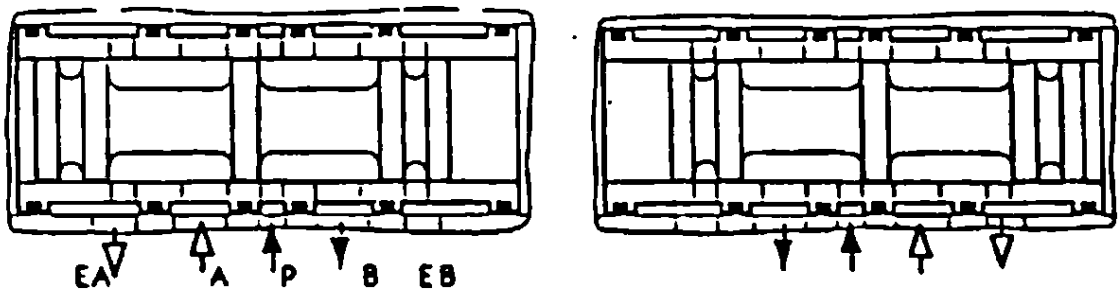


Figura 8.8 Principio de la válvula de tirador sin juntas

8.2.6 Válvulas de corredera plana

El flujo a través de las vías es controlado por la posición de una corredera de metal, nylon u otro plástico. Un tirador accionado por aire y provisto de junta elastómera hace mover la corredera.

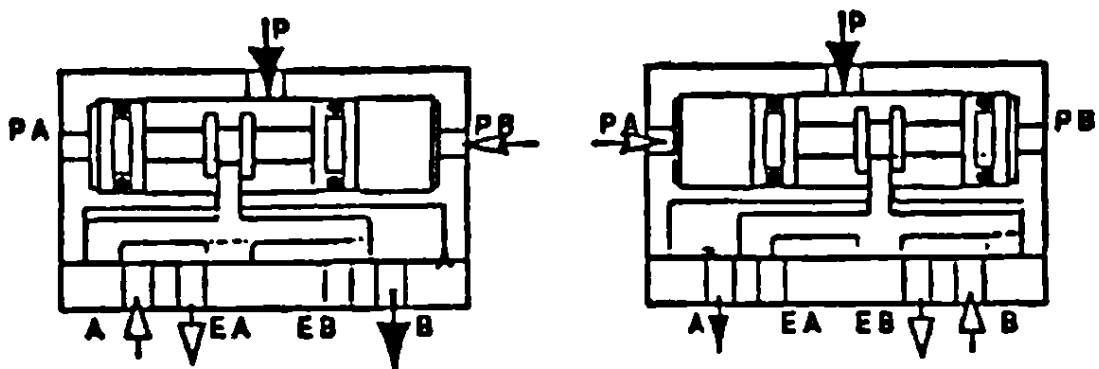


Figura 8.9 Válvula de corredera plana de 5/2

8.2.7 Válvulas rotativas

Un disco con soporte metálico se hace girar manualmente para interconectar las vías del cuerpo de la válvula. El efecto de presión es empleado para forzar el disco contra su superficie de contacto para minimizar la fuga. El suministro de presión está situado por encima del disco.

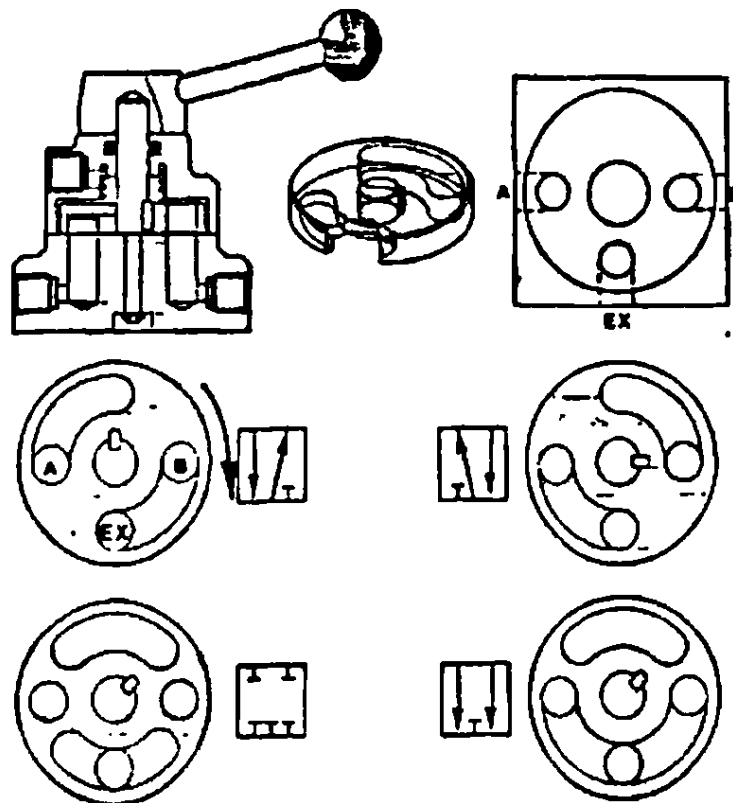


Figura 8.10 Sección de una válvula de disco y disco para función de 4/3 con centro cerrado.

8.3 Accionamiento de las válvulas

8.3.1 Accionamiento mecánico

En máquinas automatizadas las válvulas de accionamiento mecánico pueden detectar las partes de la máquina que están en movimiento, para proporcionar señales al control automático del ciclo de trabajo.

En la figura 8.11 se ilustran los accionamientos mecánicos principales.

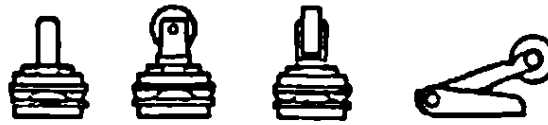


Figura 8.11 Principales accionamientos mecánicos.

Cuidado a la hora de utilizar rodillos de palanca

Es necesario tener un cuidado especial a la hora de utilizar levas para accionar válvulas de rodillo de palanca. La figura 8.12 lo ilustra: la porción utilizada del recorrido total del rodillo no debe llegar hasta el final de recorrido. La pendiente de la leva debe tener un ángulo de aproximadamente 30° ; mayores inclinaciones producen fatiga mecánica sobre la palanca.



Figura 8.12 Cuidado con los rodillos de palanca y excéntricas

El rodillo escamoteable (o rodillo de retomo en vacío) ilustrado en la figura 8.11. se acciona sólo cuando la leva se mueve en un sentido. En sentido contrario, el rodillo cae sin accionar la válvula.

8.3.2 Accionamiento manual

El accionamiento manual se obtiene generalmente acoplando una cabeza de accionamiento, idónea sobre una válvula de accionamiento mecánico.



Figura 8.13 Principales accionamientos manuales monoestables

Las válvulas de accionamiento manual, monoestables (de retomo por resorte) se utilizan generalmente para arrancar, detener y controlar una unidad de control neumático.

En muchos casos, resulta más conveniente que la válvula mantenga su posición. La figura 8.14 muestra los tipos de accionamientos manuales biestables.

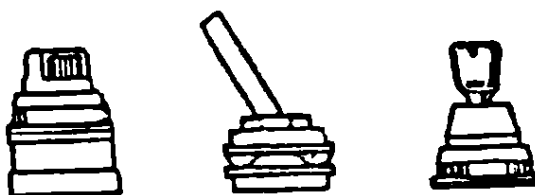


Figura 8.14 Accionamientos manuales biestables

8.3.3 Accionamiento por pilotaje neumático

Las válvulas principales (válvulas de control direccional) pueden colocarse cerca de un cilindro o de otro actuador y activarse por control remoto, por medio de señales procedentes de válvulas o interruptores.

Una válvula monoestable pilotada por aire es accionada por la presión del aire que actúa sobre un émbolo, y retorna a su posición normal gracias a un retorno neumático, un resorte mecánico o una combinación de ambos, cuando se elimina la presión de señal.

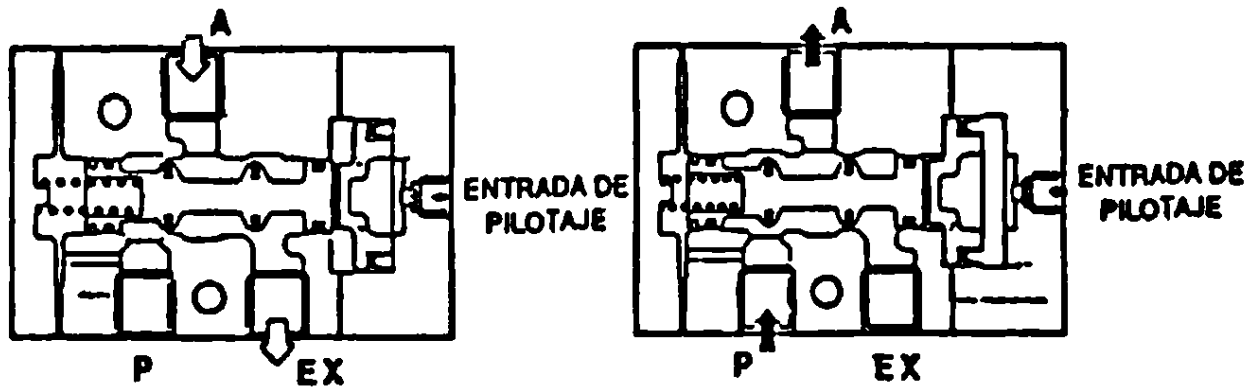


Figura 8.15 Válvula de 3/2 accionada por aire con retorno por muelle, asistido por retorno por aire.

El retorno asistido por aire utiliza un resorte de aire además de un resorte mecánico relativamente ligero, para una característica de fuerza más constante y una mayor fiabilidad.

En la figura 8.15 se muestra un resorte de aire proporcionado por un paso interno desde la entrada de presión para actuar sobre el émbolo de diámetro más pequeño. La presión aplicada, por medio del orificio de pilotaje al émbolo de diámetro más grande, acciona la válvula.

Este método de retorno del tirador se utiliza a menudo en diseños de válvulas miniatura dado que requiere un espacio muy reducido.

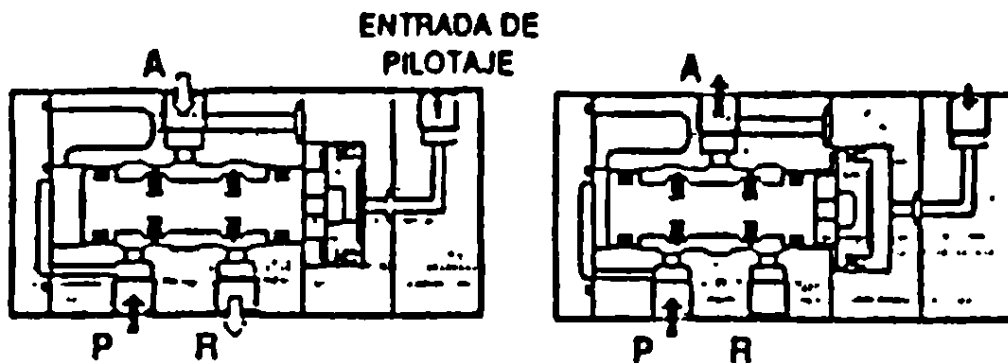


Figura 8.16 Válvula de 3/2 accionada por aire con retorno por resorte de aire

Las válvulas de accionamiento neumático tratadas hasta ahora eran de tipo de pilotaje único o monoestable, sin embargo las válvulas accionadas neumáticamente más comunes para el control del cilindro tienen pilotaje doble y están diseñadas para permanecer en cualquier posición (biestables).

En la figura 8.17 se ha aplicado una breve señal de presión a la apertura del piloto "PB", que hace deslizar el tirador a la derecha y conecta la entrada de presión "P" a la vía de utilización "B". La vía "A" está a escape por "EA". La válvula permanece en esta posición hasta que reciba una contraseñal; esto es lo que se denomina "función memoria".

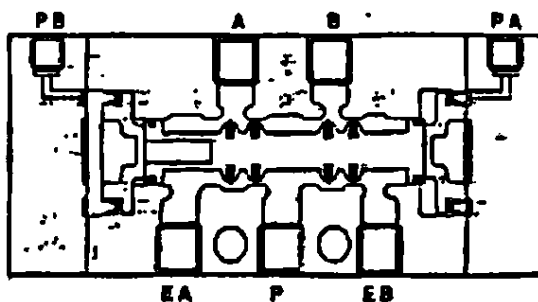


Figura 8.17 Válvula biestable de 5/2 (accionada por doble pilotaje neumática).

Las válvulas biestables mantienen sus posiciones debido al rozamiento, pero deben de instalarse con el tirador horizontal, especialmente si la válvula está sujeta a vibraciones. En caso de construcción con junta metálica, las posiciones son bloqueadas por el reten.

8.3.4 Accionamiento directo e indirecto

Un accionamiento directo se produce cuando una fuerza, aplicada a un pulsador, rodillo o impulsor, hace mover el tirador o el vástago. Con el accionamiento indirecto, se actúa primero sobre una pequeña válvula de pilotaje que a su vez activa neumáticamente la válvula principal.

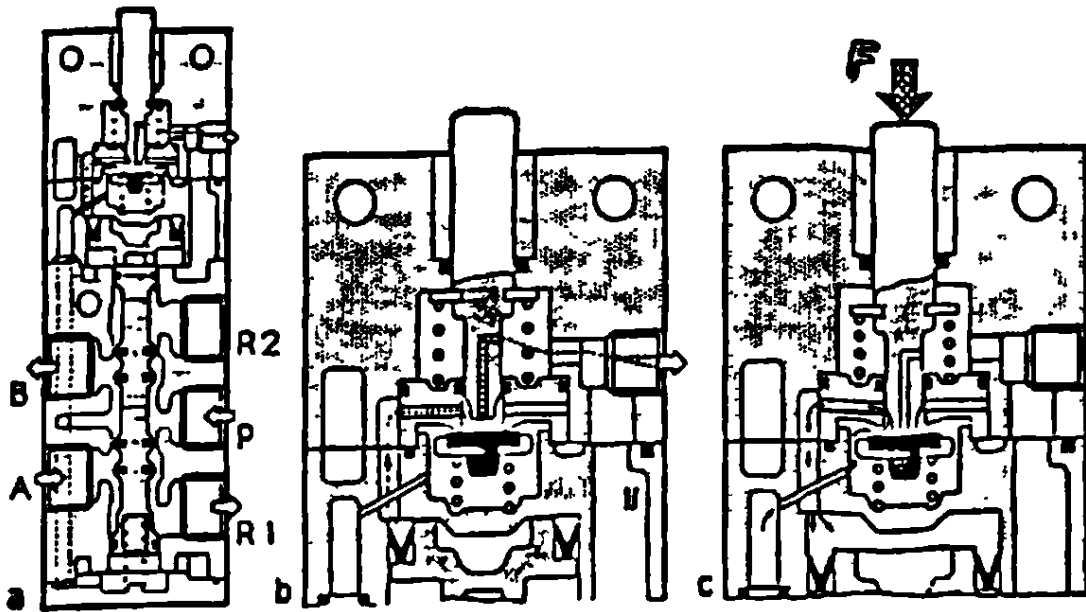


Figura 8.18 Accionamiento mecánico indirecto

La figura 8.18 a, ilustra una válvula de 5/2, con accionamiento indirecto o accionamiento mecánico “pilotado”, en su posición normal. Los detalles ampliados en b y c muestran el pilotaje en las dos posiciones.

8.3.5 Accionamiento eléctrico (por solenoides)

El accionamiento eléctrico de una válvula neumática es realizado por una solenoide y un núcleo interno y, por lo tanto, las unidades se conocen generalmente como electroválvulas.