



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO



ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES "CAMPUS ARAGÓN"

"ALGUNAS APLICACIONES DE LA NEUMÁTICA"

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE :
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N :
IVÁN MORENO MARES
JOSÉ LUIS MENDOZA LÓPEZ

DIRECTOR: ING. ELEAZAR MARGARITO PINEDA DÍAZ

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

SAN JUAN DE ARAGÓN, EDO. DE MÉXICO

ABRIL 2002





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

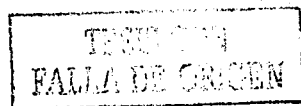
DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

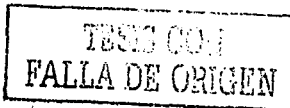
Índice general

Introducción.....	1
Capítulo 1. Fundamentos de la Neumática.	
1.1 Conceptos básicos.....	9
1.1.1 Fundamentos físicos.....	9
1.1.2 Propiedades del aire comprimido o a presión.....	11
1.1.3 Leyes de la compresión.....	13
1.1.3.1 Ley de Boyle-Mariotte.....	14
1.1.3.2 Ley de Gay-Lussac.....	14
1.1.3.3 Ley de Charles.....	15
1.1.3.4 Ley de los gases perfectos.....	17
1.2 Símbolos en la neumática.....	18
1.2.1 Símbolos.....	18
1.2.1.1 Símbolos para la alimentación de - energía.....	18
1.2.1.2 Símbolos de conmutación.....	20
1.2.1.3 Válvulas de vías: conexiones y - posiciones.....	20
1.2.1.4 Válvulas de bloqueo o antirretorno y - de estrangulación.....	22
1.2.1.5 Válvulas reguladoras de presión.....	23
1.2.1.6 Tipos de accionamiento.....	24
1.2.1.7 Elementos de accionamiento lineal.....	26
1.2.1.8 Movimiento rotatorio.....	27
1.2.1.9 Símbolos auxiliares.....	28
1.2.1.10 Elementos de mando sin contacto - (sensores o detectores).....	28
1.2.1.11 Contadores.....	30
1.2.2 Esquema lógico.....	31



1.3	Desarrollo sistemático de sistemas - neumáticos.....	35
1.3.1	Sistemas neumáticos.....	35
1.3.1.1	Diagrama de flujo.....	35
1.3.1.2	Esquema de distribución.....	37
1.3.1.3	Denominación de componentes.....	38
1.3.1.4	Diagramas y representación de - automatismo.....	39
1.3.1.4.1	Sistema simplificado.....	39
1.3.1.4.2	Diagrama espacio-fase.....	40
1.3.1.4.3	Diagrama espacio-tiempo.....	42
1.3.2	Desarrollo de sistemas neumáticos.....	43
1.4	Tipos de mandos.....	46
1.4.1	Mando dependiente de la voluntad humana.....	46
1.4.2	Mando dependiente del movimiento.....	48
1.4.3	Mando dependiente del tiempo.....	49
1.4.4	Mandos combinados.....	50
1.4.5	Mando programado.....	51
1.4.6	Mando secuencial.....	53
1.4.7	Mando electroneumático.....	54
1.5	Generación y abastecimiento de aire - comprimido.....	57
1.5.1	Compresor.....	60
1.5.1.1	Compresores de émbolo o pistón o de - cilindros.....	61
1.5.1.1.1	Compresores por el número de - etapas.....	62
1.5.1.1.2	Compresores por el modo de - trabajar el pistón.....	63
1.5.1.1.3	Compresores por el número y - disposición de los cilindros.....	65
1.5.1.1.4	Compresores de membrana.....	66

1.5.1.2	Compresores rotativos o de émbolo - giratorio.....	67
1.5.1.2.1	Compresores rotativos de - paletas.....	67
1.5.1.2.2	Compresores rotativos de - tornillo o helicoidal.....	70
1.5.1.2.3	Compresores de émbolo - giratorio.....	72
1.5.1.2.4	Compresores Roots o de - pistones rotativos.....	72
1.5.1.3	Compresores centrífugos.....	73
1.5.1.4	Compresores secos.....	73
1.5.2	Acumulador.....	74
1.5.2.1	Capacidad del acumulador.....	75
1.5.3	Secadores de aire.....	78
1.5.3.1	Secador por enfriamiento.....	79
1.5.3.2	Secador por adsorción.....	81
1.5.3.3	Secador por absorción.....	84
1.5.4	Unidad de mantenimiento.....	86
1.5.4.1	Filtro del aire comprimido.....	86
1.5.4.2	Regulador del aire comprimido.....	88
1.5.4.3	Lubricador del comprimido.....	90
1.5.5	Distribución del aire comprimido.....	92
1.5.5.1	Dimensión de tuberías.....	92
1.5.5.2	Configuración de la red de tubos.....	95
1.5.5.3	Cálculo de tuberías.....	97
1.6	Tipos de válvulas.....	103
1.6.1	Válvulas distribidoras o de vías.....	104
1.6.1.1	Vías de conexión controladas.....	104
1.6.1.2	Válvulas de dos vías.....	106
1.6.1.3	Válvulas de tres vías.....	107
1.6.1.3.1	Válvulas de 3/2 vías con - asiento de bola de - accionamiento manual.....	108
1.6.1.3.2	Válvulas de 3/2 vías tipo - válvula de plato de - accionamiento manual.....	110
1.6.1.3.3	Válvulas de corredera 3/2 vías - de accionamiento manual.....	113



	1.6.1.3.4	Válvulas de 3/2 vías, - servopiloteada, de - accionamiento por rodillo.....	113
	1.6.1.3.5	Válvulas de 3/2 vías de - accionamiento neumático.....	114
	1.6.1.4	Válvulas de cuatro vías.....	117
	1.6.1.4.1	Válvulas de 4/2 vías.....	118
	1.6.1.4.2	Válvulas de 4/2 vías con dos - orificios de escape.....	121
	1.6.1.4.3	Válvulas de 4/3 vías.....	123
	1.6.1.5	Válvulas con mas de cuatro vías.....	124
	1.6.1.6	Posiciones de maniobra o de - conmutación.....	125
	1.6.1.7	Clases de accionamiento.....	130
	1.6.1.7.1	Accionamiento directo.....	133
	1.6.1.7.2	Accionamiento a distancia o - telemando.....	137
	1.6.1.7.3	Mando directo y mando previo - o servopilotaje.....	140
1.6.2		Válvulas de cierre.....	145
	1.6.2.1	Válvulas de antirretorno.....	145
	1.6.2.1.1	Válvulas simultaneas (función - lógica Y).....	146
	1.6.2.1.2	Válvulas selectoras (función - lógica O).....	148
	1.6.2.2	Válvulas de escape rápido.....	151
1.6.3		Válvulas reguladoras de flujo o de - estrangulación.....	153
1.6.4		Válvulas de presión.....	156
	1.6.4.1	Válvulas reguladoras de presión.....	156
	1.6.4.2	Válvulas limitadoras de presión.....	156
	1.6.4.3	Válvulas de secuencia.....	157
1.6.5		Combinaciones de válvulas.....	158
	1.6.5.1	Válvulas temporizadoras.....	158
1.7		Actuadores.....	163
	1.7.1	Cilindros.....	163
	1.7.1.1	Cilindros de simple efecto.....	165
	1.7.1.2	Cilindros de doble efecto.....	168
	1.7.1.3	Cilindro tándem.....	171

1.7.1.4	Cilindros sin vástago.....	172
1.7.1.5	Cilindro de impacto.....	174
1.7.1.6	Escape de aire.....	175
1.7.1.7	Factores para elección de un cilindro.....	176
1.7.1.8	Propiedades de los cilindros.....	177
1.7.1.8.1	Fuerza del émbolo.....	177
1.7.1.8.2	Carrera.....	180
1.7.1.8.3	Velocidad del émbolo.....	182
	1.7.1.8.3.1 Condiciones de - presión y - movimiento.....	182
	1.7.1.8.3.2 Formas de - funcionamiento - (estático y - dinámico).....	183
	1.7.1.8.3.3 Velocidad del - émbolo.....	183
1.7.1.8.4	Regulación de la velocidad.....	185
	1.7.1.8.4.1 Estrangulación del - aire de entrada.....	186
	1.7.1.8.4.2 Estrangulación del - aire de salida.....	187
	1.7.1.8.4.3 Escape rápido.....	187
	1.7.1.8.5 Consumo de aire.....	188
1.7.1.9	Tipos de sujeción.....	192
1.7.2	Motores y actuadores giratorios.....	193

Capítulo 2. Aplicaciones de la Neumática.

2.1	Mandos con un actuador.....	198
2.1.1	Accionamiento directo de un cilindro de - simple efecto.....	198
2.1.2	Accionamiento indirecto de un cilindro de - simple efecto.....	199
2.1.3	Accionamiento indirecto de un cilindro de - doble efecto.....	201
2.1.4	Dispositivo alimentador.....	204
2.1.5	Clasificación de chapas troqueladas.....	205
2.1.6	Desvío vertical para bloques.....	207

TBSE CON
FALLA DE ORIGEN

2.1.7	Dispositivo plegador.....	209
2.1.8	Separación de pasadores cilíndricos.....	212
2.1.9	Tambor para soldar lámina.....	214
2.1.10	Desvío para materiales.....	218
2.2	Mandos con dos actuadores.....	221
2.2.1	Rampa separadora.....	221
2.2.2	Prensa para soldar termoplásticos.....	225
2.2.3	Clasificación para piedra triturada.....	228
2.2.4	Compactador para basura doméstica.....	231
2.2.5	Sujeción de cajas para cámara fotográfica.....	234
2.3	Mandos con válvulas.....	237
2.3.1	Puesto de introducción para cortadora - láser.....	237
2.3.2	Automatización parcial para una - rectificadora.....	240
2.3.3	Taladradora con husillo cuádruple.....	243
2.3.4	Taladradora con cargador por gravedad.....	246
Conclusiones.....		251
Bibliografía.....		253

Introducción

El "aire comprimido" (también conocido como aire a presión) es una de las formas de energía más antigua que conoce y aprovecha el hombre para reforzar sus recursos físicos.

El descubrimiento del aire como medio (material terrestre), se remonta a muchos siglos, lo mismo que un trabajo empleando dicho medio. El primero en utilizar el aire comprimido como elemento de trabajo (Neumática), fue el griego KTESIBIOS, el cuál hace más de dos mil años construyó una catapulta de aire comprimido.

De los antiguos griegos procede la expresión "pneuma" que designa la respiración, el viento, y en filosofía, también el alma. Como derivación de la palabra "pneuma" se obtuvo el concepto "Neumática", que trata del empleo, los movimientos y procesos del aire comprimido.

Los primeros libros acerca del empleo del aire comprimido como energía, proceden del siglo I de nuestra era, y describen mecanismos accionados por medio de aire caliente. Estas invenciones fueron diseñadas con preferencia para objetivos de culto o para la guerra. La Enciclopedia Técnica editada en 1774 por Diderot, contiene la vista en sección de un fusil neumático junto con otros aparatos neumáticos.

Hace aproximadamente 100 años se inventaron varios dispositivos neumáticos, por ejemplo; el correo neumático, el freno de aire comprimido, el martillo de remachar, el perforador de percusión y otras herramientas por aire comprimido. Además de un tranvía de accionamiento neumático, hubo varios sistemas neumáticos para los ferrocarriles.

Aunque los rasgos básicos de la neumática se cuentan entre los más antiguos conocimientos de la humanidad, no fue sino hasta el siglo pasado cuando empezaron a investigarse sistemáticamente su comportamiento y sus reglas. En Alemania, desde 1950 podemos hablar de una verdadera aplicación industrial de la neumática en los procesos de fabricación.

Es cierto que con anterioridad ya existían algunas aplicaciones y ramos de explotación de la neumática, como por ejemplo en la minería, en la industria de la construcción y en los ferrocarriles (frenos de aire comprimido). Pero la incursión de la neumática en la industria no se inició, sin embargo, hasta que llegó a hacerse más exigente la necesidad de una automatización y racionalización en los procesos de trabajo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

A pesar de que esta técnica fue rechazada en un inicio, debido en la mayoría de los casos a falta de conocimiento y de formación, fueron ampliándose los diversos sectores de aplicación.

En la actualidad, la necesidad de automatizar la producción en la industria ha tenido un crecimiento y una demanda considerable, por lo que se ha recurrido a diferentes métodos o técnicas para poder automatizar un proceso productivo que permita a las grandes y pequeñas empresas tener un sistema más eficiente para no depender tanto de la habilidad humana.

Existe la automatización de alto nivel y existe la pequeña automatización que está cercana a la mejora de métodos de trabajo, y también resuelve pequeños problemas, con pequeñas inversiones fácilmente amortizables, contribuyendo a mejorar el aspecto humano de la producción.

Entre las diferentes técnicas utilizadas para la automatización en la industria se tienen las siguientes:

1. Mecánica
2. Neumática
3. Oleohidráulica
4. Electricidad
5. Electrónica
6. Robótica

Una de las técnicas que se utilizan para automatizar procesos productivos es la neumática que es una técnica que en los últimos años ha crecido su utilización, ya que emplea en sus sistemas un elemento muy versátil y económico, que es el aire. Este elemento es ideal para la transmisión directa del trabajo.

No obstante, sustituir las actividades manuales por dispositivos mecánicos, sólo es un paso dentro del proceso de automatización de la producción industrial. Este paso está encaminado, al igual que otros muchos, a obtener el mismo provecho con un costo mínimo.

La tecnología de la neumática juega un papel muy importante en la mecánica desde hace mucho tiempo. Entre tanto es incluida cada vez más en el desarrollo de aplicaciones automatizadas.

En este sentido la neumática es utilizada para la ejecución de las siguientes funciones:

- ✓ Detección de estados mediante sensores
- ✓ Procesamiento de información mediante procesadores
- ✓ Accionamiento de actuadores mediante elementos de control

➤ Ejecución de trabajos mediante actuadores

Para controlar máquinas y equipos suele ser necesario efectuar una conexión lógica y compleja de estados y conexiones. Ello se logra mediante la actuación conjunta (mando neumático) de sensores, procesadores, elementos de accionamiento y actuadores incluidos en un sistema neumático o parcialmente neumático.

El progreso experimentado en relación con materiales y métodos de montaje y fabricación ha tenido como consecuencia una mejora de calidad y diversidad de elementos neumáticos, contribuyendo así a una mayor difusión de la neumática en el sector de la automatización.

Los elementos neumáticos de accionamiento permiten realizar los siguientes tipos de movimientos:

- Movimiento lineal
- Movimiento giratorio
- Movimiento rotativo

A continuación se ofrece una lista de algunas aplicaciones de la neumática;

➤ Aplicaciones generales en la técnica de manipulación:

- Sujeción de piezas
- Desplazamiento de piezas
- Posicionamiento de piezas
- Orientación de piezas
- Bifurcación o división del flujo de piezas

➤ Aplicaciones generales en diversas técnicas especializadas:

- Embalar o empaquetar
- Llenar
- Dosificar
- Bloquear
- Accionar ejes
- Abrir y cerrar puertas
- Transportar materiales
- Girar piezas
- Separar piezas
- Apilar piezas
- Estampar y prensar piezas

La neumática es aplicada en las siguientes técnicas de fabricación:

- Perforar
- Tornear
- Fresar o ranurar
- Cortar
- Acabar
- Deformar
- Controlar

Las características y ventajas que ofrece la neumática son las siguientes:

- **Cantidad:** En prácticamente cualquier lugar se dispone de cantidades ilimitadas de aire.
- **Transporte:** Facilidad de transportar aire a grandes distancias a través de tuberías.
- **Almacenamiento:** Posibilidad de almacenar aire comprimido en acumuladores, desde los que se puede abastecer el sistema. Además el acumulador puede ser transportado.
- **Temperatura:** El aire comprimido es prácticamente indiferente a oscilaciones de la temperatura. De este modo es posible obtener un funcionamiento fiable, incluso bajo condiciones extremas.
- **Seguridad:** El aire comprimido no alberga riesgos en relación con fuego o explosiones.
- **Limpeza:** El aire comprimido no lubricado no contamina el ambiente.
- **Composición:** Los elementos de trabajo son de composición sencilla y por lo tanto, su precio es relativamente bajo.
- **Velocidad:** El aire es un medio de trabajo rápido, puesto que permite obtener elevadas velocidades del movimiento del émbolo y los tiempos de conmutación son cortos.
- **Sobrecarga:** Las herramientas y los elementos neumáticos pueden funcionar hasta que estén totalmente detenidos, por lo que no son sobrecargados.

No obstante, para evaluar correctamente los campos de aplicación de la neumática, también es necesario conocer sus desventajas, como son:

- **Acondicionamiento:** El aire comprimido tiene que ser acondicionado, ya que de lo contrario puede producirse un desgaste precoz de los elementos neumáticos por efecto de partículas de suciedad y agua condensada.
- **Compresión:** El aire comprimido no permite tener velocidades homogéneas y constantes de los émbolos.
- **Fuerza:** El aire comprimido es económico solamente hasta determinados niveles de fuerza. Este límite se ubica entre 20,000 y 30,000 Newton según la carrera y velocidad y suponiendo el uso de las presiones comunes que oscilan entre 6 y 7 bar (600 y 700 kilopascales respectivamente).
- **Aire de escape:** El escape del aire produce mucho ruido. Sin embargo, este problema puede ser resuelto de modo bastante satisfactorio utilizando silenciadores y materiales que atenúen el ruido.

Un equipo neumático es aproximadamente similar al cuerpo humano, donde: el cerebro sería la creación inteligente del hombre que diseña el circuito neumático por medio de **diagramas** sobre el papel de dibujo; los pulmones serían a la vez el **compresor**, **acumulador** y la **unidad de mantenimiento** del aire; las arterias serían el **tramado de tuberías** que transporta el aire comprimido; el **corazón** sería el conjunto de **válvulas** que se encargan de la circulación del aire comprimido; las manos serían los **accionamientos** de las válvulas; y los brazos y piernas serían los **cilindros** que se encargan de ejecutar los mandos neumáticos.

La utilización práctica y correcta de los mandos neumáticos presupone el conocimiento de los elementos individuales y su funcionamiento, así como las posibilidades de su unión. Los elementos neumáticos son módulos o unidades normalizadas que pueden emplearse siempre en sistemas de mando sencillos o complejos.

Por lo tanto para la realización de este trabajo de investigación se ha tratado de abarcar la información más importante para el estudio de la neumática así como la aplicación de la misma en procesos automatizados con esta técnica. Este trabajo de investigación esta compuesto de dos capítulos.

En el capítulo 1 se abarcan todos los fundamentos necesarios para poder comprender de una manera sencilla todos aquellos elementos que son

indispensables para la automatización con la neumática, como son: los fundamentos físicos, las propiedades del aire comprimido, las leyes de la compresión, la simbología, desarrollo sistemático de sistemas neumáticos, los diferentes tipos de mandos utilizados en la automatización con neumática, la generación y abastecimiento de aire a presión, los tipos de válvulas, y los actuadores que son los elementos finales en los sistemas neumáticos.

En el capítulo 2 se abarcan algunas aplicaciones ya específicas con los diferentes elementos neumáticos para poder iniciarse en la automatización con la neumática.

En los fundamentos físicos se hablará un poco de las unidades físicas utilizadas en la neumática como son: longitud, masa, tiempo, temperatura, superficie, volumen, caudal, presión así como de sus unidades de medición, las cuales serán utilizadas para el cálculo de fuerza, diámetro del émbolo y consumo de los cilindros.

Como en la neumática el aire comprimido es el elemento indispensable para poder automatizar con esta técnica se hablará de las propiedades de este ya que estas han contribuido a su popularidad, también se hablará de las propiedades adversas de este elemento.

En el subtema 1.2 se hablará de diferentes símbolos utilizados en la neumática, ya que como todo sistema llámese eléctrico, electrónico, hidráulico o mecánico es indispensable el conocer la simbología utilizada para hacer los sistemas más fáciles de comprender, utilizando menor espacio y más condensación de elementos, sin recurrir a dibujarlos por sus formas exteriores. En la neumática se tienen diferentes grupos de símbolos como son: símbolos de alimentación de energía, de conmutación, símbolos de válvulas, tipos de accionamiento, elementos de accionamiento lineal, elementos de accionamiento rotatorio, símbolos auxiliares, elementos de mando sin contacto y contadores. Cada uno de estos grupos de símbolos, será explicado para que se identifique cual es la función dentro de un sistema neumático. Conociendo los diferentes símbolos de la neumática se comprenderá muy fácilmente los diagramas neumáticos expuestos en el capítulo 2 y poder determinar su funcionamiento así como detectar fallas o un mal funcionamiento.

En el subtema 1.3 se hablará del desarrollo sistemático que debe tener un sistema neumático ya que es sumamente importante el tener un orden para automatizar con esta técnica, por lo que se debe preparar una documentación detallada la cual debe constar de las siguientes partes: diagrama de flujo, esquema de distribución, denominación de componentes, diagramas y representación de automatismo. El diagrama de flujo es la representación de un sistema neumático desde la entrada de las señales hasta la ejecución de la orden. En el esquema de distribución es indicado el flujo de las señales de entrada hasta la salida pero todo con símbolos neumáticos. La denominación de los componentes es de vital importancia ya que

con esta es fácil identificar las diferentes conexiones de los componentes neumáticos tales como la conexión de aire a presión, él o los escapes de aire, salidas y las conexiones de mando. En los diagramas y representación de automatismos se hablará de tres métodos para la interpretación de los sistemas neumáticos, estos sistemas son: sistema simplificado, diagrama espacio-fase y diagrama espacio-tiempo.

En el subtema 1.4 se abarcarán los tipos de mando mas utilizados en la automatización con neumática ya que la técnica de mando se ha hecho imprescindible en la sociedad industrializada para lograr automatizar todo aquello que se quiera de una manera rápida y eficiente utilizando desde un mando muy simple hasta la utilización de un mando más complejo y así poder obtener una automatización que cumpla con todas las necesidades requeridas para la realización de un trabajo en específico sin tener que realizar varios movimientos u operaciones para poder realizarlos. Los tipos de mando que se abarcarán en este trabajo son: mando dependiente de la voluntad humana, mando dependiente del movimiento, mando dependiente del tiempo, mandos combinados, mando programado, mando secuencial y mando electromecánico.

En el subtema 1.5 se hablará de la generación y abastecimiento del aire comprimido, donde para lograr todo este procedimiento, el aire tiene que pasar por diferentes etapas. La primera etapa es la compresión del aire que se logra por diferentes tipos de compresores dependiendo de su aplicación y utilidad. La siguiente etapa es la acumulación del aire ya comprimido, ya que el sistema neumático debe contar con aire comprimido de reserva para evitar paros de maquinaria y variaciones de presión en todo el sistema. La siguiente etapa es secar (reducir la humedad) el aire comprimido para evitar la reducción de la vida útil de los sistemas neumáticos, que se puede lograr por diferentes tipos de secadores dependiendo de su aplicación y utilidad. La siguiente etapa es acondicionar el aire comprimido por medio de una unidad de mantenimiento, la cual está formada por un filtro, un regulador y un lubricador, los cuales limpian el aire comprimido de polvo, cascarillas, residuos de oxidación y de aceite. La última etapa es distribuir el aire comprimido a los puntos de utilización por medio de una red de tuberías, la cual debe ser configurada y calculada dependiendo de su dimensión, sus materiales y de la presión de trabajo

En el subtema 1.6 se hablará de las válvulas, las cuales tienen la función de controlar el arranque, parada y sentido así como la presión del aire comprimido. Y se clasifican en diferentes tipos dependiendo de su aplicación, utilidad, cantidad de vías de conexión controladas, cantidad de posiciones de conmutación y de su tipo de accionamiento.

En el subtema 1.7 se hablará de los actuadores, los cuales son capaces de transformar la energía del aire comprimido en trabajo, ya que por regla general son elementos productores de trabajo en un equipo neumático. Su misión es la de

generar un movimiento rectilíneo subdividido en carrera de avance y carrera de retroceso, y de esta manera transformar la energía estática en trabajo mecánico. Los actuadores neumáticos pueden clasificarse en dos grupos según el movimiento, si es lineal o giratorio. En el movimiento lineal están considerados los cilindros de simple efecto y los cilindros de doble efecto y en el movimiento giratorio, los actuadores de giro y los motores rotativos. En este trabajo de investigación se abarcarán algunos cilindros neumáticos de simple y doble efecto, su funcionamiento y como están constituidos internamente así como el indicar su utilización de cada uno de estos. También se hablará de la técnica de escape de aire de los cilindros y cuales son los factores que se deben tomar en cuenta para elegir adecuadamente un cilindro para la realización de un trabajo en específico. Se abarcarán las propiedades de los cilindros, como son: fuerza, carrera, velocidad y consumo de aire. Por último se realizará una pequeña explicación de los motores y actuadores giratorios.

En el capítulo 2 se presentan una serie de aplicaciones automatizadas con neumática utilizando todos los conocimientos adquiridos en el capítulo 1. Esta serie de ejercicios forman una sólida base para una formación inicial en la automatización con neumática ya que las aplicaciones expuestas en este capítulo están explicadas detalladamente por lo que es adecuado para la formación elemental en la técnica de mandos neumáticos, facilitándose los conocimientos fundamentales de la neumática, así como de las funciones y utilización de elementos neumáticos.

Capítulo 1. Fundamentos de la Neumática.

1.1 Conceptos básicos

1.1.1 Fundamentos físicos

Para la mejor comprensión de las leyes de la compresión y comportamiento del aire se indica en primer lugar las magnitudes físicas y su correspondencia dentro del sistema de medidas.

Este sistema de medidas fue dado por la colaboración internacional entre distintas ramas de la física, que exige una denominación común para una determinada unidad. Para ello se desarrolló el Sistema Internacional de Unidades para unidades físicas (**SI**).

Las unidades **SI** se forman a partir de seis unidades básicas las cuales son las siguientes:

- Metro (unidad de longitud): Longitud del trayecto recorrido por la luz en el vacío durante un intervalo de tiempo igual a la fracción $1/299,792,458$ de 1 segundo.
- Kilogramo (unidad de masa): Masa del kilogramo prototipo internacional.
- Segundo (unidad de tiempo): Duración de $9,192,631,770$ ciclos de la radiación correspondiente a la transición entre los dos niveles hiperfinos del estado fundamental del átomo de cesio 133 (^{133}CS).
- Kelvin (unidad de temperatura termodinámica): Fracción $1/273.16$ de la temperatura termodinámica del punto triple del agua.
- Ampere (unidad de corriente eléctrica): Intensidad de la corriente constante que, mantenida en dos conductores rectilíneos paralelos, de longitud infinita, sección transversal circular despreciable y situados a una distancia de 1 metro en el vacío, produce entre dichos conductores una fuerza por unidad de longitud igual a 2^{-7} Newton/metro.
- Candela (unidad de intensidad luminosa): Intensidad luminosa es una dirección dada, de valor energético igual a $1/683$ W/sr, de una fuente que emite una radiación monocromática cuya frecuencia es 540^{12} Hertz.

Las unidades derivadas de las unidades anteriores se definen a continuación:

- Newton (unidad de fuerza): Fuerza que al ser aplicada a una masa de 1 kilogramo le imparte una aceleración, en su misma dirección, igual a 1 metro/segundo².
- Pascal (unidad de presión o de esfuerzo): Intensidad superficial de fuerza equivalente a 1 Newton/metro².
- Metro cuadrado (m²): Unidad de superficie o área. Un metro cuadrado es el área de un cuadrado de 1 metro por lado. Esta unidad se deriva de la unidad fundamental metro.
- Metro cúbico (m³): Unidad de volumen. Un metro cúbico es el volumen que ocupa un cuerpo de forma cúbica de 1 metro por lado. Esta unidad se deriva de la unidad fundamental metro.

A continuación en la tabla 1.1.1.1 se presentan las unidades básicas y en la tabla 1.1.1.2 se presentan las unidades derivadas.

Magnitud	Abreviatura	Sistema técnico	Sistema SI
Longitud		Metro (m)	Metro (m)
Masa	m	$\frac{kp \cdot s}{m}$	Kilogramo (kg)
Tiempo	t	Segundo (s)	Segundo (s)
Temperatura	T	Grado centígrado (°C) (grado Celsius)	Grado Kelvin (°K)
Intensidad de corriente	I	Amperio (A)	Amperio (A)
Intensidad luminosa	I _L		Candela (cd)

Tabla 1.1.1.1 Unidades básicas.

Magnitud	Abreviatura	Sistema técnico	Sistema SI
Fuerza	F	Kilopondio (kp) o kilogramo fuerza (kgf)	Newton (N) $1 N = \frac{1 \text{ kg} \cdot m}{s^2}$
Superficie	A	Metro cuadrado (m ²)	Metro cuadrado (m ²)
Volumen	V	Metro cúbico (m ³)	Metro cúbico (m ³)
Caudal	V (Q)	(m ³ /s)	(m ³ /s)
Presión	P	Atmósfera (at) (kp/cm ²)	Pascal (Pa) 1 Pa = 1 N/m ² Bar (bar) 1 bar = 10 ⁵ Pa = 100 kPa

Tabla 1.1.1.2 Unidades derivadas.

1.1.2 Propiedades del aire comprimido

Causará asombro el hecho de que la neumática se haya podido expandir en tan corto tiempo y con tanta rapidez. Esto se debe, entre otras cosas, a que en la solución de algunos problemas de automatización no puede disponerse de otro medio que sea más simple y más económico que el aire comprimido.

¿Pero cuáles son las propiedades del aire comprimido que han contribuido a su popularidad?. Se pueden mencionar a las siguientes:

- Abundante:** Está disponible para su compresión prácticamente en todo el mundo, en cantidades ilimitadas.
- Transporte:** El aire comprimido puede ser fácilmente transportado por tuberías, incluso a grandes distancias. No es necesario disponer tuberías de retorno.
- Almacenable:** No es preciso que un compresor permanezca continuamente en servicio. El aire comprimido puede almacenarse en depósitos o acumuladores y tomarse de éstos. Además, se puede transportar en recipientes (botellas).
- Temperatura:** El aire comprimido es insensible a las variaciones de temperatura, garantiza un trabajo seguro incluso a temperaturas extremas.
- Antideflagrante:** No existe ningún riesgo de explosión ni incendio; por lo tanto, no es necesario disponer instalaciones antideflagrantes, que son caras.
- Limpio:** El aire comprimido es limpio y en caso de faltas de estanqueidad en tuberías o elementos, no producen ningún ensuciamiento. Esto es muy importante por ejemplo, en las industrias alimenticias, de la madera, textiles y del cuero.
- Construcción de los elementos:** La concepción de los elementos de trabajo es simple y por tanto de precio económico.
- Velocidad:** Es un medio de trabajo muy rápido y, por eso, permite obtener velocidades de trabajo muy elevadas. (La velocidad de trabajo de cilindros neumáticos pueden regularse sin escalones.

A prueba de sobrecargas: Las herramientas y elementos de trabajos neumáticos se pueden utilizar hasta su parada completa sin riesgo alguno de sobrecargas.

Para delimitar el campo de utilización de la neumática es preciso conocer también las propiedades adversas, como son:

Preparación: El aire comprimido debe ser preparado antes de su utilización. Es preciso eliminar impurezas y humedad para evitar un desgaste prematuro de los componentes.

Compresible: Con aire comprimido no es posible obtener para los émbolos velocidades uniformes y constantes.

Fuerza: El aire comprimido es económico solo hasta cierta fuerza. Condicionado por la presión de servicio normalmente usual a 700 kPa (7 bar), el límite, también en función de la carrera y la velocidad, es de 20,000 a 30,000 N (2,000 a 3,000 kp respectivamente).

Escape: El escape de aire produce ruido. No obstante, este problema ya se ha resuelto en gran parte, gracias al desarrollo de materiales insonorizantes.

Costos: El aire comprimido es una fuente de energía relativamente cara; este elevado costo se compensa en su mayor parte por los elementos de precio económico y el buen rendimiento.

1.1.3 Leyes de la compresión

Antes de entrar en la descripción de los diferentes modelos de compresores y preocuparnos por su comportamiento mecánico y funcional, debemos afrontar un preámbulo dedicado a recordar los conceptos fundamentales de los gases perfectos, cuya amplitud científica encontraremos en los libros de Termodinámica, ya que aquí se han recogido únicamente los que propician el entendimiento de la teoría del aire comprimido por ser el aire un gas cuyo comportamiento puede considerarse encuadrado en dicha asignatura.

Los procesos de compresión son procedimientos con flujo, es decir, aquellos en los que el fluido se comprime y se desplaza. Los fluidos que se comprimen en un compresor pueden ser de naturaleza diversa: gas puro, mezcla de gases, vapor recalentado o saturado y otros. En determinadas ocasiones, el fluido que se comprime puede equipararse a un gas perfecto; la certeza de esta asimilación está supeditada no sólo a la naturaleza del fluido, sino igualmente del margen de las presiones abordadas.

El aire, si lo definiéramos severamente, no es un gas perfecto, pero dadas las pequeñas variaciones que en él ocurren, y para un estudio de los principios de funcionamiento de los compresores, podemos considerarlo como un gas que satisface las condiciones de un gas perfecto.

Las leyes de los gases perfectos enlazan íntimamente las tres magnitudes: presión (P), volumen (V) y temperatura (T), que están implicadas en la compresión y expansión del aire, debiendo comprender las propiedades del estado gaseoso para poder interpretar los fenómenos que se originan cuando se alteran algunos de los parámetros que toman parte activa en el desarrollo de sus propiedades, pudiendo decir que en los gases el volumen "V" es función de la presión "P" y de la temperatura "T", lo cual nos lleva a escribir implícitamente $f(P, V, T) = 0$.

Para una masa dada, o sistema de un gas, la presión, la temperatura y el volumen que ocupa se relacionan por medio de la ley de los gases, o dicho de otra manera, por la ecuación apropiada para el estado del gas.

Cada una de estas tres magnitudes puede cambiar, habiendo estudiado los físicos la evolución de dos de ellas cuando la otra se mantiene en un valor constante.

Así, se ha llevado a estudio:

- La evolución a temperatura constante (ley de Boyle–Mariotte). Es el estudio de la compresibilidad a temperatura constante.

- La evolución a presión constante (ley de Gay-Lussac). Es el estudio de la dilatación a presión constante.
- La evolución a volumen constante (ley de Charles). Es el estudio de la variación de presión a volumen constante.

1.1.3.1 Ley de Boyle-Mariotte

A temperatura constante, el volumen ocupado por una masa gaseosa invariable (gas perfecto) está en razón inversa de su presión absoluta, es decir, que en tales circunstancias se verifica que,

$$P \cdot V = C = \text{Cte.}$$

en donde:

P = Presión absoluta, en kg/m^2

V = Volumen del gas, en m^3

C = Una constante.

Asimismo puede escribirse: $P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 = \text{Cte.}$ o $\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1}$

si la temperatura $T = \text{Cte.}$

Las líneas que unen los estados-puntos que se hallan a la misma temperatura se denominan isotermas o isotérmicas del gas, siendo su curva representativa la de una hipérbola equilátera sobre el plano PV.

1.1.3.2 Ley de Gay-Lussac

A presión constante, el volumen ocupado por una masa dada de gas es directamente proporcional a su temperatura absoluta,

$$\frac{V}{T} = \text{Cte.}$$

o también,

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad \text{con} \quad P = \text{Cte.}$$

Dichas transformaciones se denominan isóbaras o isobáricas del gas, siendo su línea representativa, sobre el plano PV, una paralela a V.

Esto se comprende fácilmente, pues tanto más se dilata un gas cuanto más aumenta su temperatura.

El coeficiente de dilatación " α " de un gas viene dado por la fórmula:

$$\alpha = \frac{V - V_0}{V_0 \cdot t}$$

de donde

$$V = V_0 (1 + \alpha \cdot t)$$

lo que permite calcular el volumen " V " ocupado por un gas de volumen inicial " V_0 " cuando su temperatura se ha elevado " t ".

Recordemos que el coeficiente de dilatación de un gas a presión constante es independiente de:

- la naturaleza del gas
- su presión
- su temperatura

y tiene un valor, $\alpha = 3.66 \cdot 10^{-3} = \frac{1}{273} = 0.003660$

Todos los gases tienen el mismo coeficiente de dilatación a presión constante, al contrario de los sólidos y los líquidos, que tiene cada uno su valor propio.

1.1.3.3 Ley de Charles

A volumen constante, la presión absoluta de una masa de gas dada, es directamente proporcional a las temperaturas absolutas, esto es,

$$\frac{P}{T} = \text{Cte.}$$

o sea,

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} = \dots = \frac{P_n}{T_n}$$

con $V = \text{Cte.}$

Las curvas que unen los estados-puntos que tiene el mismo volumen específico se denominan isócoras, isóteras o isopléricas. En un gas perfecto, las isócoras son líneas rectas verticales sobre el plano PV.

Esta variación de presión viene dada por "β", que es el coeficiente de variación de presión a volumen constante, también conocido como coeficiente de tensión. Al calentar un gas a volumen constante, no pudiendo dilatarse, aumenta su presión.

De este modo se puede obtener la presión del aire contenido en un depósito cuando la temperatura ambiente aumenta "t⁰" (se desprecia entonces el aumento de volumen del depósito para esa variación de temperatura), al situar

$$P = P_0(1 + \beta t)$$

El coeficiente de variación de presión a volumen constante "β" sale muy parecido al coeficiente de dilatación a presión constante "α".

Como él, es igualmente independientemente de:

- la naturaleza del gas
- su presión inicial
- su temperatura.

Prácticamente se puede escribir: $\alpha = \beta = \frac{1}{273} = 0.003660$

En la tabla 1.1.3.3.1 se facilitan valores de $1 + \alpha t$ en función de la temperatura que equivale, por lo dicho, al paréntesis $1 + \beta t$.

Temperatura °C	$1 + \alpha t$	Temperatura °C	$1 + \alpha t$
0	1	60	1.220
5	1.018	70	1.256
10	1.036	80	1.293
15	1.055	90	1.330
20	1.073	100	1.366
25	1.091	120	1.440
30	1.110	140	1.513
35	1.128	160	1.586
40	1.146	180	1.659
45	1.165	200	1.733
50	1.183		

Tabla 1.1.3.3.1 Valores de $1 + \alpha t$

1.1.3.4 Ley de los gases perfectos

Se llama gas perfecto a un fluido que sigue exactamente las leyes de Mariotte, de Gay-Lussac y de Charles. En realidad, no hay ningún gas perfecto; sin embargo, el aire, el oxígeno, el nitrógeno, helio y otros gases se comportan, con bastante aproximación, como si fuesen gases perfectos. Todo gas se acerca a este estado ideal conforme su temperatura crece y su presión disminuye, esto es, a medida que se recalienta o se aleja de aquel estado en el cual puede condensarse convirtiéndose en líquido. Los gases próximos a la fase líquida se denominan vapores.

La temperatura, el volumen y la presión se relacionan de la siguiente manera:

$$\frac{P \cdot V}{T} = R$$

expresión que constituye la ecuación de estado de los gases perfectos o ecuación de Clapeyron, simbolizando "R" la constante universal de los gases perfectos o ideales.

La ecuación general de los gases en los problemas que intervienen dos estados es más cómodo para los cálculos la forma homogénea de la ecuación, es decir,

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}$$

1.2 Símbolos en la neumática.

1.2.1 Símbolos

Para desarrollar sistemas neumáticos es necesario recurrir a símbolos uniformes que representen elementos y esquemas de distribución. Los símbolos deben informar sobre las siguientes propiedades:

- Tipo de accionamiento
- Cantidad de conexiones y denominaciones de dichas conexiones
- Cantidad de posiciones
- Funcionamiento simplificado de flujo

Los símbolos aplicados en la neumática corresponden a la norma industrial DIN ISO 1219 "Símbolos de sistemas y equipos de la técnica de fluido.

A continuación se presenta una lista de los símbolos más importantes utilizados para el diseño de sistemas neumáticos y para la automatización de diferentes sistemas.

Los símbolos son divididos en diferentes categorías las cuales se mencionan a continuación.

- Símbolos para la alimentación de energía
- Símbolos de conmutación
- Válvulas de vías: conexiones y posiciones
- Válvulas de bloqueo o antirretorno y válvulas de estrangulación
- Válvula reguladora de presión
- Tipos de accionamiento
- Elementos de accionamiento lineal
- Elementos de movimiento rotatorio
- Símbolos auxiliares (Transmisión de energía)

Existen Otros símbolos que no se encuentran normalizados pero que son utilizados en diagramas neumáticos, estos son conocidos como símbolos especiales los cuales son:

- Elementos de mando sin contacto
- Contadores

1.2.1.1 Símbolos para la alimentación de energía

En la figura 1.2.1.1.1 se muestran los símbolos que se refieren al sistema de alimentación de aire a presión pueden representar componentes individuales o una combinación de varios elementos. En este caso se indica una conexión

1.2.1.2 Símbolos de conmutación

Estos símbolos muestran al número de posiciones estables del elemento de distribución. Las válvulas más comunes tienen 2 ó 3 posiciones, aunque algunas válvulas pueden tener más posiciones de conmutación. No es posible un número de posiciones inferiores a dos. Cada posición de la válvula se representa por un cuadrado por lo que habrá tantos cuadrados adyacentes como posiciones de distribución tenga la válvula. En la figura 1.2.1.2.1 se muestran los símbolos para la conmutación de las diferentes válvulas de vías, cada uno de los cuadros representa una posición de conmutación.

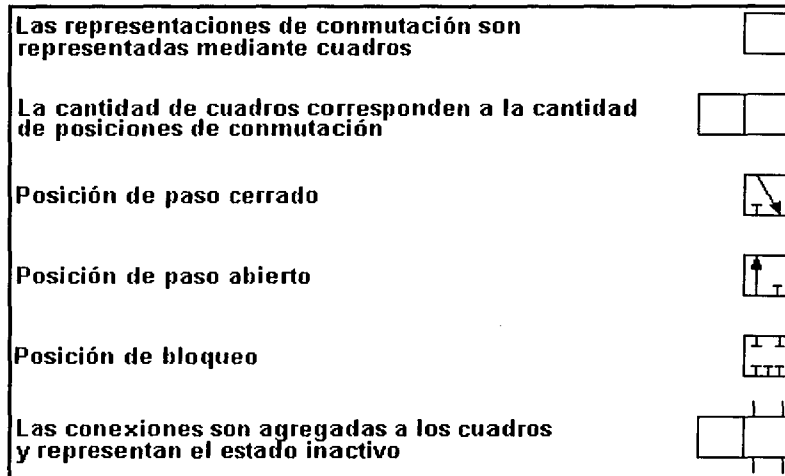


Figura 1.2.1.2.1 Símbolos de conmutación

1.2.1.3. Válvulas de vías: conexiones y posiciones

La función de las válvulas es permitir, orientar o detener un flujo de aire. Por distribuir el aire hacia los elementos de trabajo son conocidas también como válvulas distribuidoras. Dos de las características principales que posibilitan su clasificación son el número de vías y el número de posiciones, definidos a continuación:

Vías: llamamos así al número de bocas de conexión del elemento de distribución. Pueden tenerse válvulas de 2, 3, 4, 5 o más vías. No es posible tener un número de vías inferiores a dos.

Posiciones: se refiere al número de posiciones estables del elemento de distribución. Las válvulas más comunes tienen 2 ó 3 posiciones, aunque algunas válvulas pueden tener más. No es posible un número de posiciones inferior a dos.

En la figura 1.2.1.3.1 son representadas las válvulas de vías indicándose la cantidad de conexiones, la cantidad de posiciones y la dirección del paso de aire. Las entradas y las salidas de una válvula están debidamente señalizadas para evitar equivocaciones al efectuar las conexiones

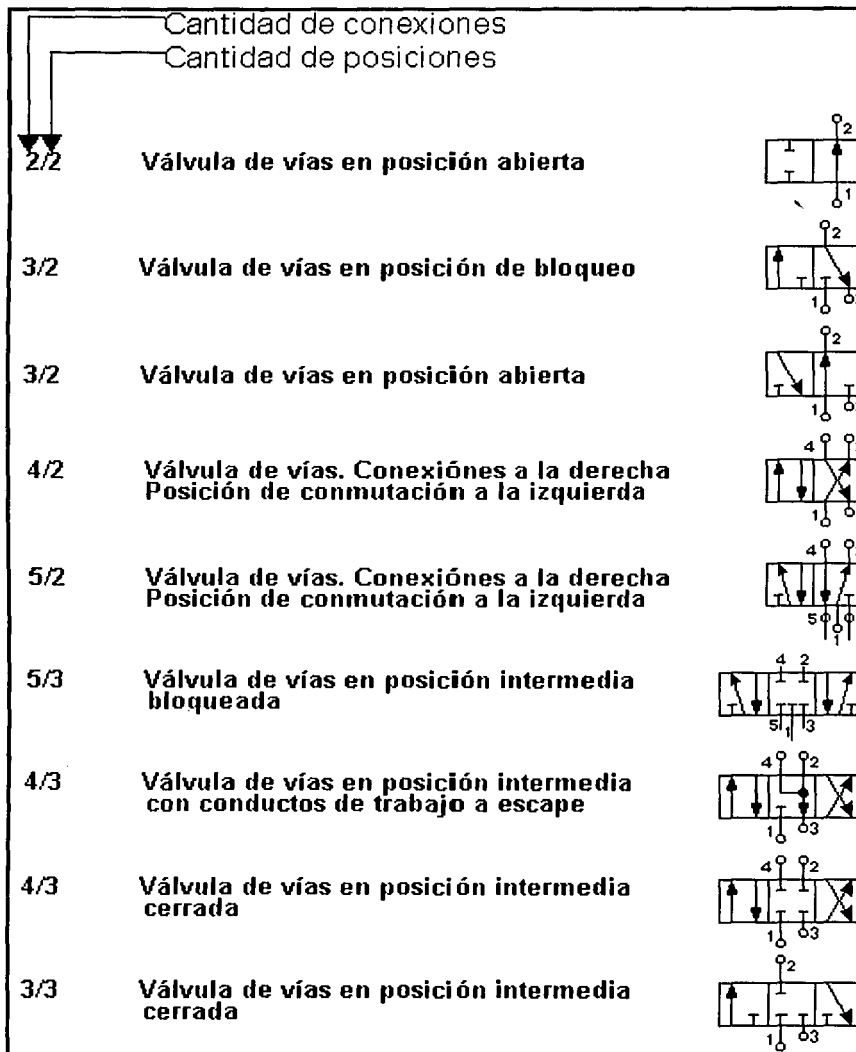


Figura 1.2.1.3.1 Válvulas de vías: conexiones y posiciones.

1.2.1.4 Válvulas de bloqueo o antirretorno y válvulas de estrangulación

Estas válvulas permiten la circulación libre del aire a presión en un sentido bloqueando el pasaje del aire en el sentido contrario. Son utilizadas cuando se requiera seguridad en un circuito, mantenimiento de la presión en un tramo de la línea o en un depósito. En la figura 1.2.1.4.1 se muestran las válvulas de antirretorno que pueden estar equipadas con muelles de reposición o pueden prescindir de ellos. Tratándose de una válvula equipada con muelle de reposición, es necesario que la fuerza de la presión sea mayor de la fuerza del muelle para abrir el paso.

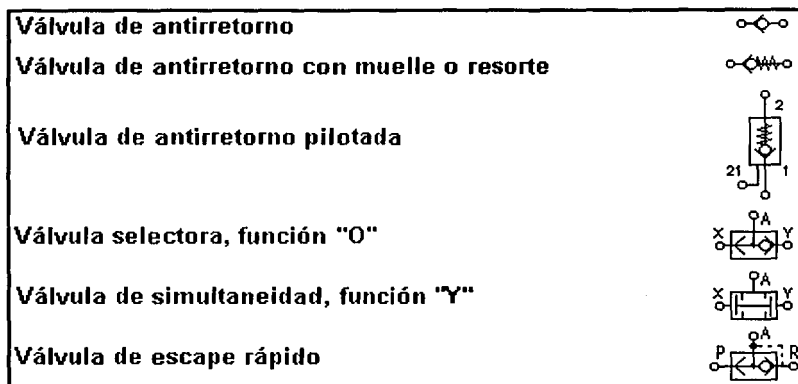


Figura 1.2.1.4.1 Válvulas de bloqueo o antirretorno.

En la figura 1.2.1.4.2 se muestran las válvulas de estrangulación. La mayoría de las válvulas de estrangulación son ajustables y permiten reducir el caudal en una o ambas direcciones. Si se instala paralelamente una válvula de antirretorno, la estrangulación solo actúa en una dirección. Si el símbolo de estrangulación lleva una flecha, ellos significa que es posible regular el caudal.

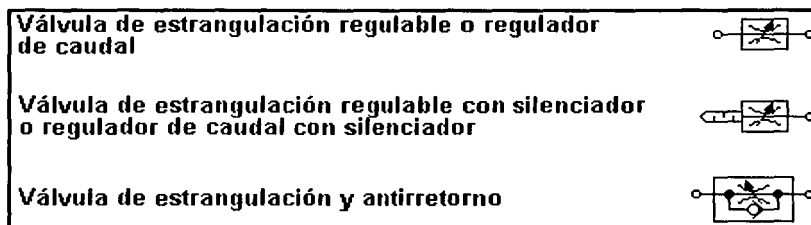


Figura 1.2.1.4.2 Válvula de estrangulación y antirretorno.

1.2.1.5 Válvulas reguladoras de presión

Las válvulas reguladoras de presión tienen la función de intervenir en la presión de un sistema neumático parcial o completo. Las válvulas reguladoras de presión suelen ajustarse en función de la fuerza de un muelle. Según su aplicación, pueden distinguirse entre las siguientes versiones.

- Válvulas de presión sin escape
- Válvulas de presión con escape
- Válvulas de secuencia

A continuación en la figura 1.2.1.5.1 se presentan los símbolos de las válvulas reguladoras de presión.

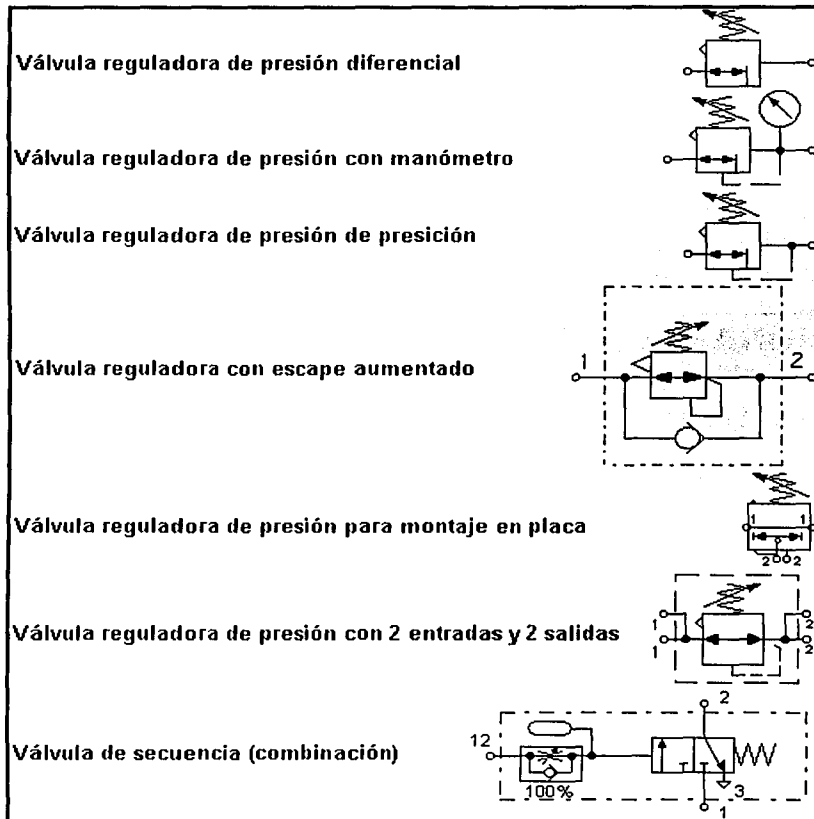


Figura 1.2.1.5.1 Válvulas reguladoras de presión.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El símbolo representa a las válvulas de presión como válvulas de una posición, con una vía de flujo y con una salida abierta o cerrada. En caso de las válvulas reguladoras de presión, el paso esta siempre abierto. Las válvulas de secuencia se mantienen cerradas hasta que la presión ejercida sobre el muelle alcance el valor límite que se haya ajustado.

1.2.1.6 Tipos de accionamiento

Los tipos de accionamiento de válvulas neumáticas dependen de las exigencias que plantee el sistema. Los tipos de accionamiento pueden ser los que se indican a continuación.

- Accionamiento mecánico
- Accionamiento neumático
- Accionamiento eléctrico
- Combinación de tipos de accionamiento

Los símbolos utilizados para representar los tipos de accionamiento están contenidos en la norma DIN ISO 1219.

Tratándose de válvulas de vías, es necesario considerar su tipo básico de accionamiento y sus características de reposición. Los símbolos correspondientes son colocados, en ambos lados de los bloques que indican las posiciones. Los tipos de accionamiento adicionales, tales como el accionamiento manual auxiliar, son indicados por separado. A continuación se presentan en las figuras 1.2.1.6.1a y 1.2.1.6.1b los símbolos de los diferentes tipos de accionamiento.

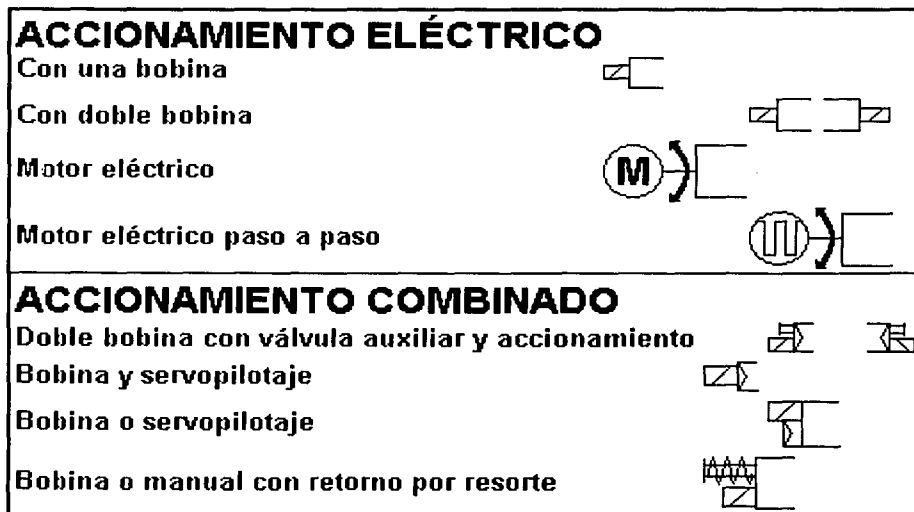


Figura 1.2.1.6.1a. Tipos de accionamiento

ACCIONAMIENTO MANUAL

Accionamiento por pulsador



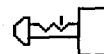
Accionamiento por pulsador con llave



Pulsador de seta



Pulsador de seta con enclavamiento



Palanca de dos posiciones



Por pedal



Por pedal con enclavamiento



ACCIONAMIENTO MECÁNICO

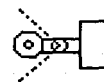
Por leva



Recuperación por muelle o resorte



Por palanca basculante



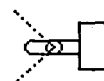
Por rodillo



Por rodillo escamoteable

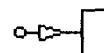


Por rodillo bidireccional

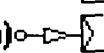


ACCIONAMIENTO NEUMÁTICO

Accionamiento directo (aplicación de presión)



Accionamiento indirecto (válvula servopilotada)



Retorno por presión



Retorno por resorte



1.2.1.6.1b Tipos de accionamiento

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.2.1.7 Elementos de accionamiento lineal.

Los elementos de accionamiento lineal o cilindros son descritos según su tipo constructivo.

El cilindro de simple efecto y el de doble efecto son la base para las demás variantes constructivas. La utilización de un sistema de amortiguación para reducir el choque en las posiciones de final de carrera durante el proceso de frenado del émbolo tiene como consecuencia una vida útil más larga del cilindro y, así mismo, garantiza un movimiento más homogéneo. El sistema de amortiguación puede ser fijo o ajustable. Si el símbolo correspondiente está provisto de una flecha, ello significa que la amortiguación es ajustable.

A continuación se presentan en la figura 1.2.1.7.1 los símbolos de los diferentes elementos de accionamiento lineal.

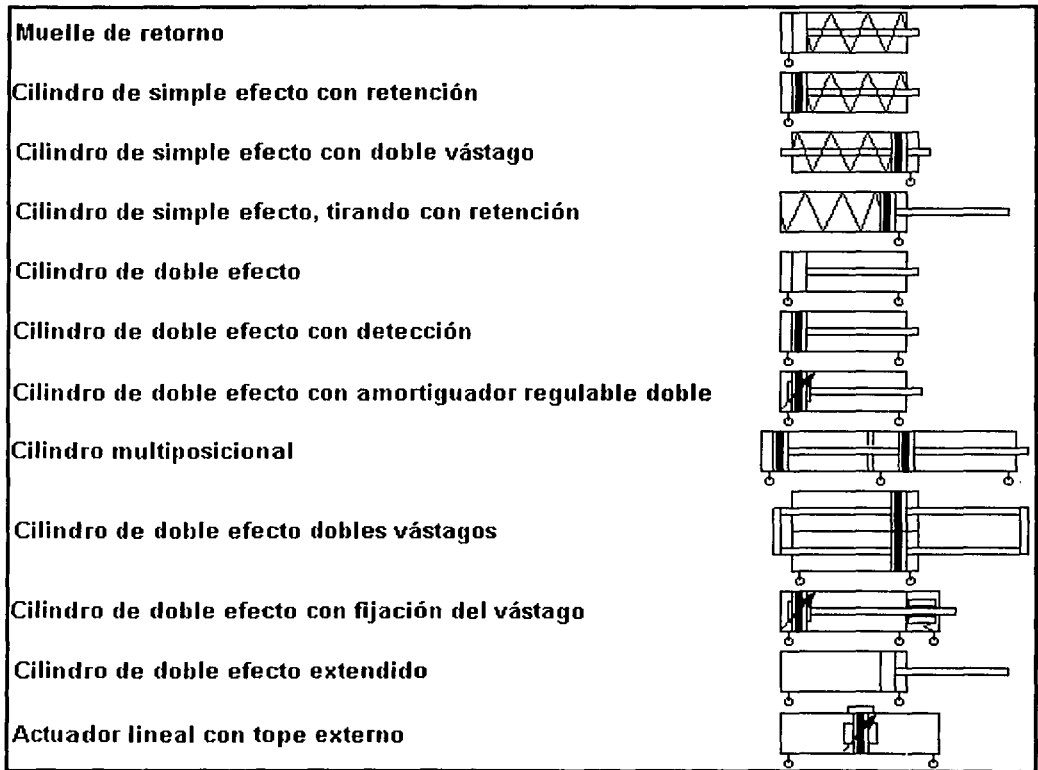


Figura 1.2.1.7.1 Símbolos de accionamiento lineal

1.2.1.8 Movimiento rotatorio

Los elementos de accionamiento giratorio son clasificados según motores con movimiento giratorio continuo y según motores pivotantes con un ángulo de giro limitado. Los motores neumáticos alcanzan regímenes de revoluciones muy elevados que pueden ser constantes o ajustable. En el caso de las unidades con limitación del ángulo de giro, éste puede ser fijo o ajustable; la amortiguación puede ser en función de la carga o de la velocidad del movimiento pivotante.

A continuación se presentan en la figura 1.2.1.8.1 los símbolos de los diferentes elementos de movimiento rotatorio.

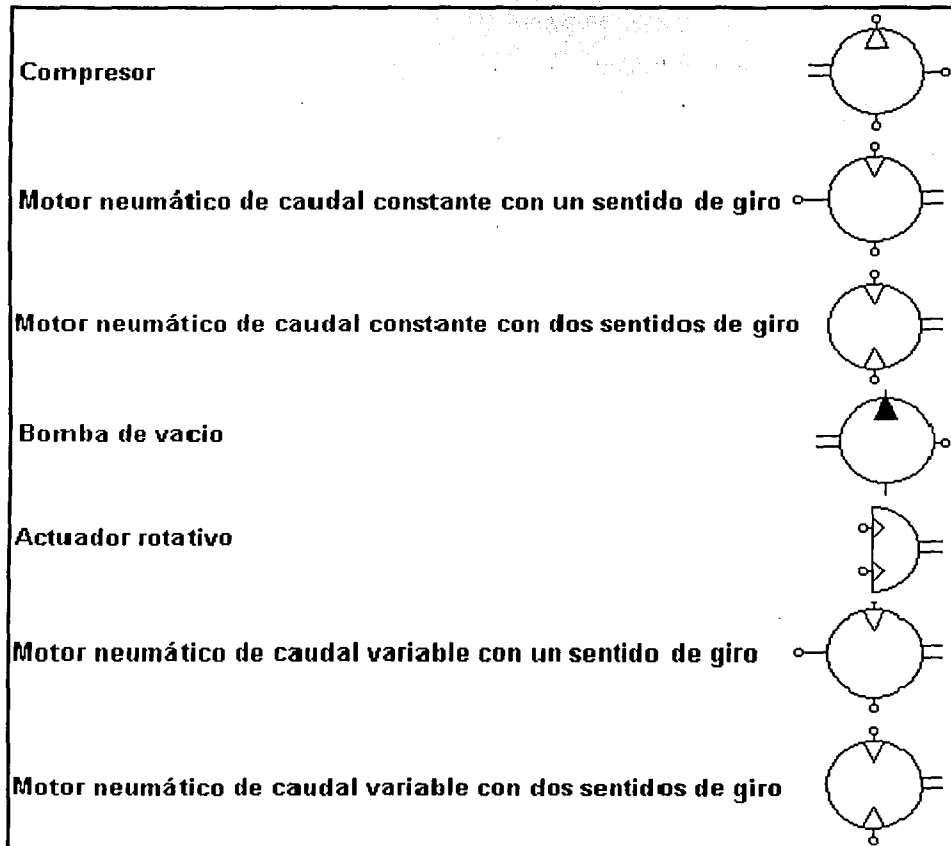


Figura 1.2.1.8.1 Movimiento rotatorio

1.2.1.9 Símbolos auxiliares

Los símbolos auxiliares son utilizados como apoyo en diagramas neumáticos para una mejor representación de estos. En la figura 1.2.1.9.1 se muestran los símbolos auxiliares utilizados en la representación de diagramas de sistemas neumáticos

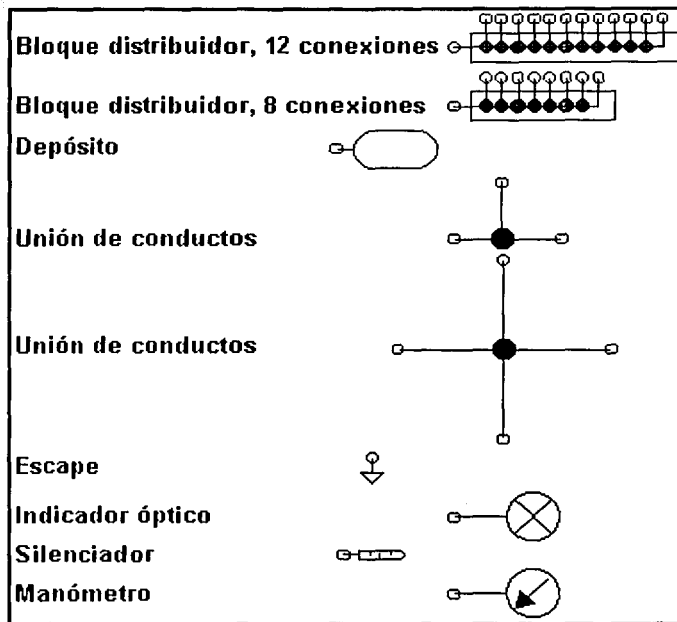


Figura 1.2.1.9.1 Símbolos auxiliares.

1.2.1.10 Elementos de mando sin contacto (sensores o detectores)

Los elementos de mando sin contacto son utilizados en sistemas donde no se quiere que exista contacto con las partes móviles para evitar desgastes por lo que se recurre a sensores para evitar este contacto. Entre los sensores utilizados se encuentra los de proximidad neumáticos que son emisores de señal sin contacto que a través de aire comprimido no lubricado detectan la presencia o la distancia de un objeto mediante una variación de presión. Los emisores de barrera de aire se utilizan como emisores de señales sin contacto, tanto la tobera emisora como la receptora se alimentan de aire comprimido a través de la conexión 1. El flujo de la tobera emisora perturba el libre flujo de la tobera receptora, produciéndose un aumento de presión en la salida A. Esta presión debe ser posteriormente

amplificada. Si un objeto interrumpe el flujo de aire entre emisor y receptor la señal **A** desciende a un valor. El sensor de proximidad neumático esta abastecido con una presión baja en la entrada **1**. Si debido a un objeto la entrada de aire es perturbada o alterada una señal de salida será puesta por la conexión **2**

Los sensores de proximidad inductivos son sensores que detectan sin contacto movimientos funcionales convirtiéndolos en una señal eléctrica. Este tipo de sensor proporciona una detección de objetos metálicos fiable y sin contacto. Al no haber piezas móviles, no hay fallas ni desgaste mecánico. Son aplicaciones en las que no debe haber contacto físico con el sensor o en aquellas en las que se exigen elevadas frecuencias de conmutación. Los sensores ópticos funcionan de la siguiente manera. El emisor envía luz infrarroja pulsante del espectro invisible. Si el rayo tropieza en su marcha con cualquier objeto, se produce una reflexión que incide sobre el receptor integrado en el cuerpo del detector produciendo un cambio en su estado.. Los sensores magnéticos se emplean para indicar las posiciones sin contacto en cilindros u otras aplicaciones, utilizando un campo magnético para generar la señal de salida.

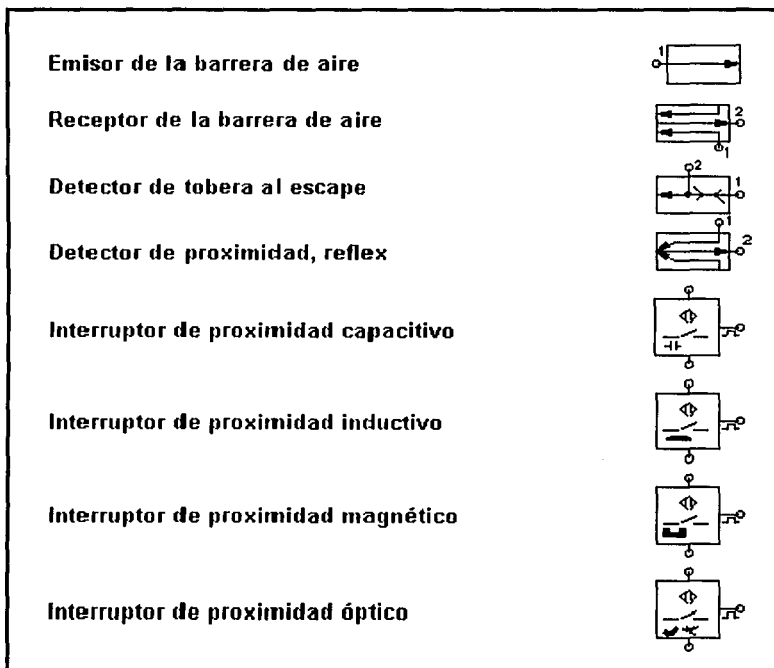


Figura 1.2.1.10.1 Elementos de mando sin contacto.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Los sensores de proximidad capacitivos son aquellos que se utilizan para la detección de todo tipo de materiales sin que exista contacto físico entre ellos. Dicha detección es posible gracias a las características dieléctricas específicas de cada material. El principio de operación de un sensor de proximidad capacitivo se basa en el efecto que causa en el valor de capacidad de un capacitor el variar las características de su dieléctrico. A este tipo de sensor se le aplica un voltaje de alta frecuencia que generará un campo eléctrico, en el momento en que un material con una constante dieléctrica diferente a la del aire se aproxime, será detectado como un aumento de capacidad y actuará el circuito de disparo originando así una señal de detección. En la figura 1.2.1.10.1 se muestran los símbolos de los diferentes sensores utilizados como elementos de mando sin contacto.

1.2.1.11 Contadores

Estos elementos son utilizados para sumar o restar señales. En los contadores con preselección decreciente neumáticos, cada impulso de entrada resta una unidad de la cifra preseleccionada. Cuando el contador alcanza la posición se activa una señal de salida que permanece hasta que no se realiza la reposición. Al realizar la reposición aparecerá la cifra preseleccionada. Sucede lo mismo con el contador de preselección creciente o adición el cual suma señales neumáticas a partir de cero y emite una señal neumática en la salida, una vez alcanzada la cifra preseleccionada.

Con lo que respecta a los contadores neumáticos con preselección y señal eléctrica de salida, cada impulso de entrada resta una unidad de la cifra preseleccionada. Cuando el contador alcanza la posición cero, se activa una señal neumática de salida. En la figura 1.2.1.11.1 se muestran los símbolos de los diferentes contadores utilizados en la neumática.

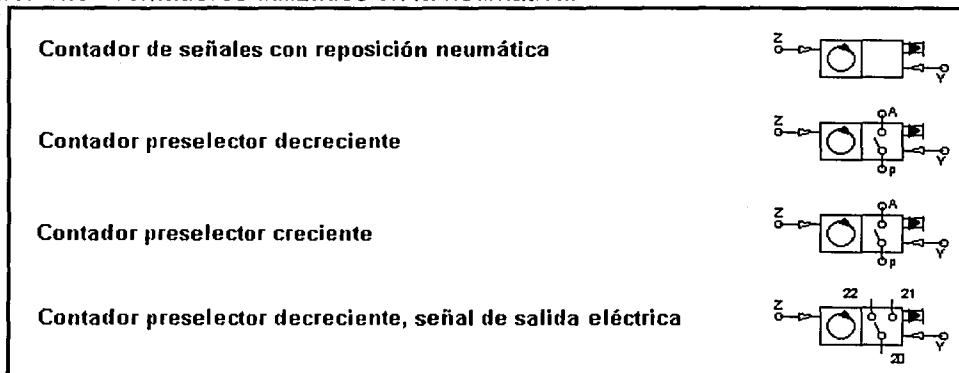


Figura 1.2.1.11.1 Contadores

1.2.2

Esquema lógico

Es posible hacer representación unívoca de las señales dentro de un mando a través de esquemas lógicos, el cual no indica la tecnología ni la técnica de mando a utilizar.

Un esquema lógico sirve como medio de comunicación entre especialistas en las áreas de electricidad, electrónica y neumática. Las válvulas neumáticas realizan distintas funciones lógicas conectándolas adecuadamente. Las funciones lógicas más complejas pueden realizarse también mediante la conexión de varias válvulas. Los símbolos para las funciones lógicas están normalizados por la norma DIN ISO 40700. En Las figuras 1.2.2.1a, 1.2.2.1b y 1.2.2.1c se representan algunas funciones lógicas que se pueden realizar conectando adecuadamente los diferentes tipos válvulas.

FUNCIÓN LÓGICA	DENOMINACIÓN ABREVIADA	ECUACIÓN LÓGICA	SÍMBOLO LÓGICO UNIVERSAL SEGÚN DIN 40700	SÍMBOLO DEL ELEMENTO NEUMÁTICO SEGÚN DIN 24300	REPRESENTACIÓN EN EL ESQUEMA NEUMÁTICO (NO NORMALIZADOS)
Identidad	SI	$Y = X$			
Negación	No	$Y = \bar{X}$			
Disyunción	O	$Y = X_1 \vee X_2$			
Reyección	NO - O	$Y = \bar{X}_1 \vee \bar{X}_2$ $= \overline{X_1 \wedge X_2}$			
(pasiva)	Y	$Y = X_1 \wedge X_2$			
(activa)					
Exclusión	NO - Y	$Y = \bar{X}_1 \wedge \bar{X}_2$ $= \overline{X_1 \vee X_2}$			

Figuras 1.2.2.1a Símbolos para esquemas lógicos.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

FUNCIÓN LÓGICA	DENOMINACIÓN ABREVIADA	ECUACIÓN LÓGICA	SÍMBOLO LÓGICO UNIVERSAL SEGÚN DIN 40700	SÍMBOLO DEL ELEMENTO NEUMÁTICO SEGÚN DIN 24300	REPRESENTACIÓN EN EL ESQUEMA NEUMÁTICO (NO NORMALIZADOS)
(pasiva) Equivalencia		$Y = X_1 \equiv X_2$ $= (X_1 \wedge \bar{X}_2) \vee (\bar{X}_1 \wedge X_2)$			
				(activa)	
(pasiva) Antivalencia		$Y = X_1 \neq X_2$ $= (X_1 \wedge X_2) \vee (\bar{X}_1 \wedge \bar{X}_2)$			
				(activa)	
(pasiva) Inhibición		$Y = \bar{X}_1 \wedge X_2$			
				(activa)	
(pasiva) Implicación		$Y = \bar{X}_1 \vee X_2$			
				(activa)	

Figuras 1.2.2.1b. Símbolos para esquemas lógicos.

FUNCIÓN LÓGICA	DENOMINACIÓN ABREVIADA	ECUACIÓN LÓGICA	SÍMBOLO LÓGICO UNIVERSAL SEGÚN DIN 40700	SÍMBOLO DEL ELEMENTO NEUMÁTICO SEGÚN DIN 24300	REPRESENTACIÓN EN EL ESQUEMA NEUMÁTICO (NO NORMALIZADOS)
Memoria biestable con dos salidas de utilización	Flip - Flop	$Y_1 = X_1$ $Y_2 = X_2$			
Memoria monoestable con una salida de utilización	Mono - Flop	$Y = X_2$ $\bar{Y} = X_1$			
Temporizador a la conexión normalmente cerrado					
Temporizador a la conexión normalmente abierto					
Temporizador a la desconexión normalmente cerrado					
Temporizador a la desconexión normalmente abierto					
Temporizador a la conexión y desconexión					
Amplificación reforzada					

Figuras 1.2.2.1c Símbolos para esquemas lógicos.

TESIS
FALLA DE O...

1.3 Desarrollo sistemático de sistemas neumáticos

1.3.1 Sistemas neumáticos

El desarrollo de sistemas neumáticos implica la adopción de varios pasos. En consecuencia, es sumamente importante preparar una documentación detallada para que conste en ella la versión definitiva. Al preparar dicha documentación deberían considerarse debidamente todas las normas y denominaciones vigentes. Concretamente, la documentación debe constar de las siguientes partes

- Diagrama de flujo
- Esquema de distribución
- Denominación de componentes
- Diagramas y representación de automatismo

1.3.1.1 Diagrama de flujo

Los sistemas neumáticos están compuestos de diversos grupos de elementos. Estos grupos conforman una vía para la transmisión de las señales de mando, es de los elementos encargados de la emisión de las señales (entrada) los cuales son colocados en el esquema de distribución en la parte inferior, hasta los elementos encargados de la ejecución de trabajo (elementos de salida) los cuales son colocados en la parte superior del esquema de distribución.

Un sistema neumático está compuesto de los siguientes grupos de elementos:

- El grupo de abastecimiento de energía.
- Elementos de entrada (sensores)
- Elementos de procesamiento (procesadores)
- Elementos de maniobra y accionamiento (actuadores)

El grupo de abastecimiento de energía está compuesto por:

- Compresor
- Acumulador
- Regulador de presión
- Unidad de mantenimiento

El grupo de elementos de entrada (sensores) está compuesto por:

- Válvulas de vías con pulsador
- Válvulas de rodillo
- Detectores de proximidad
- Barrera de aire

El grupo de elementos de procesamiento (procesadores) está compuesto por:

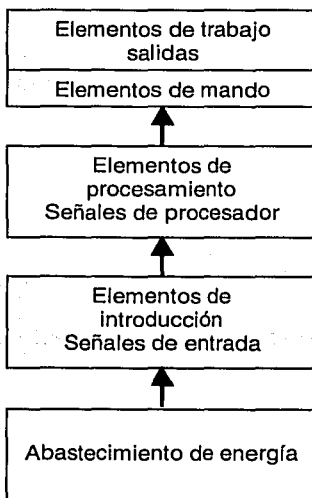
- Válvulas de vías: circuitos de paso secuencial
- Válvulas de presión
- Temporizadores

El grupo de elementos de maniobra y accionamiento (actuadores) está compuesto por:

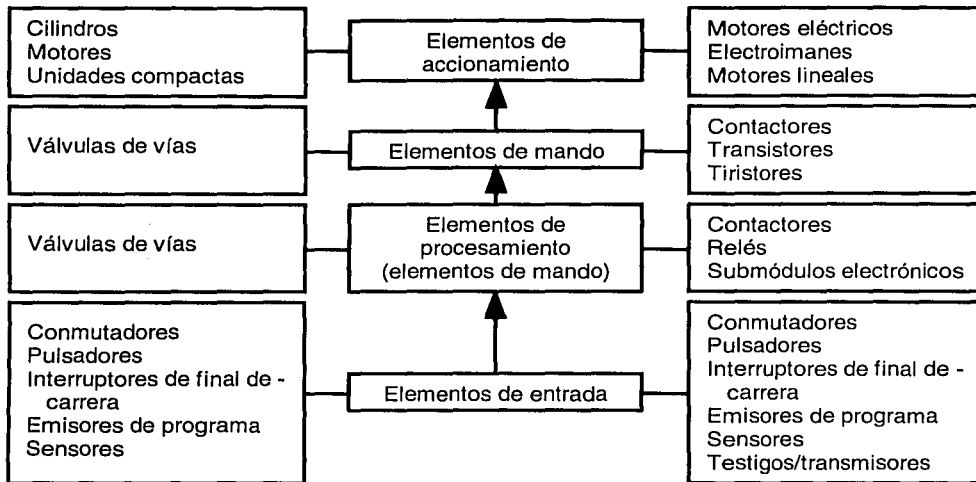
- Válvulas de vías
- Cilindros neumáticos
- Bombas giratorias
- Indicadores ópticos

Las válvulas de vías son consideradas como elementos de maniobra que se encargan de procesar las señales de salida y hacen trabajar a los actuadores, los cuales son los elementos finales.

Una de las formas de representar un sistema neumático es a través de un diagrama de flujo en donde se tiene que especificar el flujo de las señales, como se muestra a continuación.



El diagrama anterior muestra el recorrido de las señales desde la entrada de las mismas hasta la ejecución de la orden. Existe otra manera de representar el diagrama anterior y es relacionando los equipos que intervienen en las diferentes etapas del diagrama como se muestra a continuación.



1.3.1.2 Esquema de distribución

El esquema de distribución de la figura 1.3.1.2.1 está concebido de tal manera que corresponda al diagrama estructurado, debiéndose indicar el flujo de las señales desde la entrada hasta la salida. Al prepararse el diagrama de distribución pueden utilizarse símbolos simplificados o si se prefiere símbolos detallados.

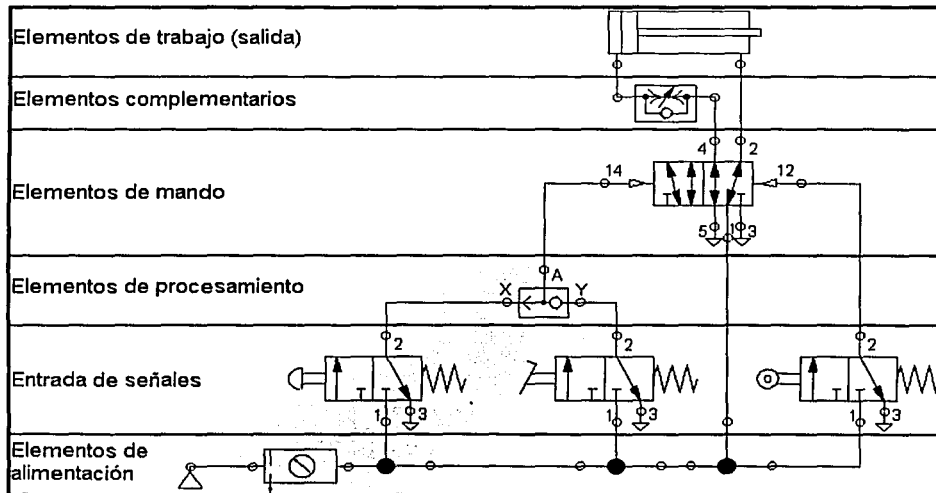


Figura 1.3.1.2.1 Esquema de distribución.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Si el esquema de distribución es preparado de esta forma, se trata de un esquema del sistema. Los esquemas del sistema siempre tienen la misma estructura, sin importar la configuración de las conexiones de los tubos flexibles.

1.3.1.3 Denominación de componentes

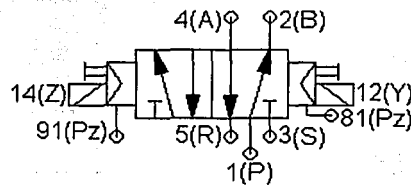
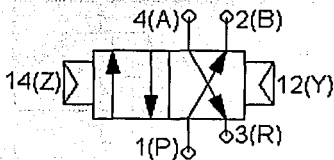
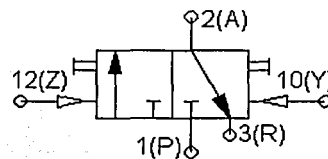
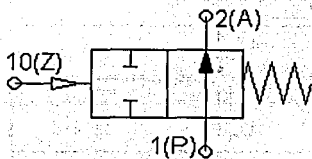
Las conexiones de las válvulas de vías pueden estar señalizadas con letras o aplicando la norma DIN ISO 5599/II, la cual señala las conexiones con números. A continuación se presenta la tabla 1.3.1.3.1 donde se utilizan ambos métodos.

CONEXIÓN	DIN ISO 5599/II	LETRAS
Conexión de aire a presión	1	P
Escape de aire	3, 5	R, S
Salidas	2, 4	A, B
Conexiones de mando		
Conexión de aire a presión de 1 hacia 2	12	Z, Y, X
Conexión de aire a presión de 1 hacia 4	14	
Cancela salida de señal	10	
Aire auxiliar de mando	81, 91	Pz

Tabla 1.3.1.3.1. Denominación de componentes

Nota: Se utilizarán ambas señalizaciones en las conexiones. Algunos ejemplos de señalizaciones se darán a continuación para poder comprender mejor e iniciarse en el conocimiento de cómo señalar las conexiones de las diferentes válvulas.

Ejemplos:



1.3.1.4 Diagramas y representación de automatismos.

Son varios los sistemas empleados para la representación gráfica comprensible de los automatismos. Estos sistemas deben permitir pocas posibilidades de interpretación libre que conduzcan a falsas interpretaciones.

En la actualidad se ha tratado tener un método definitivo que permita un dialogo y una interpretación absolutamente clara entre los automatistas, entre los sistemas utilizados para la representación de sistemas se pueden señalar los siguientes.

- a) Sistema simplificado
- b) Diagrama espacio-fase
- c) Diagrama espacio-tiempo

A continuación se explicaran cada uno de los tres sistemas para que se conozcan más a fondo

1.3.1.4.1 Sistema simplificado.

Este sistema permite la descripción metódica elemental de un automatismo ya que hace referencia a los movimientos de la máquina teniendo en cuenta el orden en que sucede. Por ejemplo un cilindro en su estado inicial el vástago se encuentra adentro, cuando éste se desplaza hacia afuera se dice que va a "+", y cuando el vástago regresa a su estado inicial, es decir se desplaza hacia adentro se dice que el vástago va a "-".

A continuación se presenta un ejemplo práctico de este sistema para que quede mas claro:

Una máquina de taladrar según la figura 1.3.1.4.1.1, cuyo avance es controlado por un cilindro neumático que llamamos "A", perfora con una broca una pieza que se sujeta por medio de una mordaza neumática accionada con otro cilindro que llamaremos "B" debe realizar el ciclo siguiente:

1. Cerrar mordaza fijando la pieza
2. Avanzar máquina de taladrar
3. Retroceder máquina de taladrar
4. Abrir mordaza

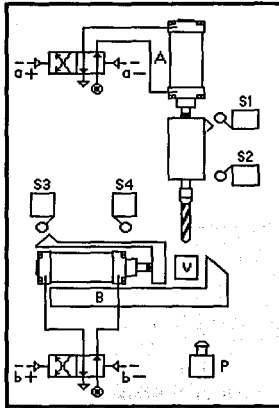


Figura 1.3.1.4.1.1. Máquina de taladrar

Con el sistema simplificado de los movimientos se puede describir de la siguiente manera.

- B+
- A+
- A-
- B-

Este sistema no dice mucho y precisa de comentarios suplementarios para comprender como funciona. No se sabe como empieza el ciclo (manual o automático), no conocemos que seguridades existen sobre la existencia o no de piezas en la mordaza, no sabemos que ocurre cuando acaba el ciclo etc.

1.3.1.4.2 Diagrama espacio – fase

Se trata de la representación gráfica del ciclo mediante un sistema de ejes cartesianos debidamente acotados para que satisfagan las necesidades del técnico en automatización.

En esta representación, el funcionamiento de cada elemento de automatización queda representado por una banda horizontal. El borde inferior corresponde a la posición cuando el vástago del cilindro se encuentra retraído y que es su estado inicial “-“ y el borde superior corresponde a la posición cuando el vástago del cilindro pasa de su estado inicial a la posición que es llamada “+”.

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

En ordenadas se representan las posiciones (espacio) del cilindro y en abscisas las diferentes fases en que se descompone el ciclo. En la figura 1.3.1.4.2.1 se representa el diagrama espacio – fase para el ejemplo anterior del taladro.

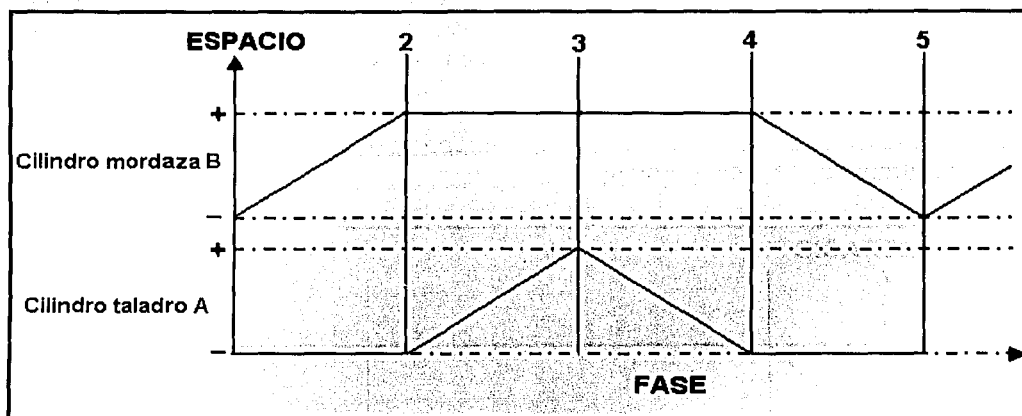


Figura 1.3.1.4.2.1. Diagrama espacio – fase.

En el diagrama anterior se puede observar que en la fase inicial los dos cilindros **A** y **B** están en la posición “-”; durante la primera fase se observa que el cilindro **A** permanece en su posición “-” mientras que el cilindro **B** que es el encargado de sujetar a la pieza que se taladrará pasa de la posición “-” a la posición “+”. En la fase dos, se observa que el cilindro **B** mantiene su posición de “+” mientras que el cilindro **A** que es el que se encargará de taladrar a la pieza avanza pasando de su posición “-” a la posición “+”. En la tercera fase el cilindro **B** sigue manteniendo su posición de “+” mientras que el cilindro **A** comienza a desplazarse para regresar a su estado original “-”. En la cuarta fase el cilindro **A** se mantiene en su estado inicial “-” mientras que el cilindro **B** comienza su desplazamiento para regresar a la posición “-”. Se puede observar que este ciclo resulta un automatismo de cuatro fases.

En un diagrama espacio – fase tendrá tantas bandas horizontales como actuadores intervengan en el ciclo. Para la ejecución del gráfico pueden tenerse en cuenta algunas ideas principales:

- En este sistema espacio – fase no interviene el concepto tiempo, puesto que el ancho de las bandas verticales es único para todas las fases.
- No se tendrán en cuenta las proporciones entre las diferentes carreras de cilindros puesto que la altura de las bandas es la misma para todos

Este sistema permite una visión rápida y una asimilación general del ciclo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.3.1.4.3 Diagrama espacio – tiempo

Este diagrama es un perfeccionamiento del diagrama espacio – fase, nada mas que a diferencia de este se tomara en cuenta el tiempo. En ordenadas se sigue manteniendo una banda para cada actuador con el borde inferior para la posición “-” y el borde superior para la posición “+” y se señala al nivel de cada una el nombre del cilindro, del mecanismo o su función. En abscisas, en lugar de fases idénticas, se representa el tiempo en la escala que nos parece oportuna para cubrir el ciclo. En la figura 1.3.1.4.3.1 se representa el ejemplo anterior ahora con el diagrama de espacio – tiempo.

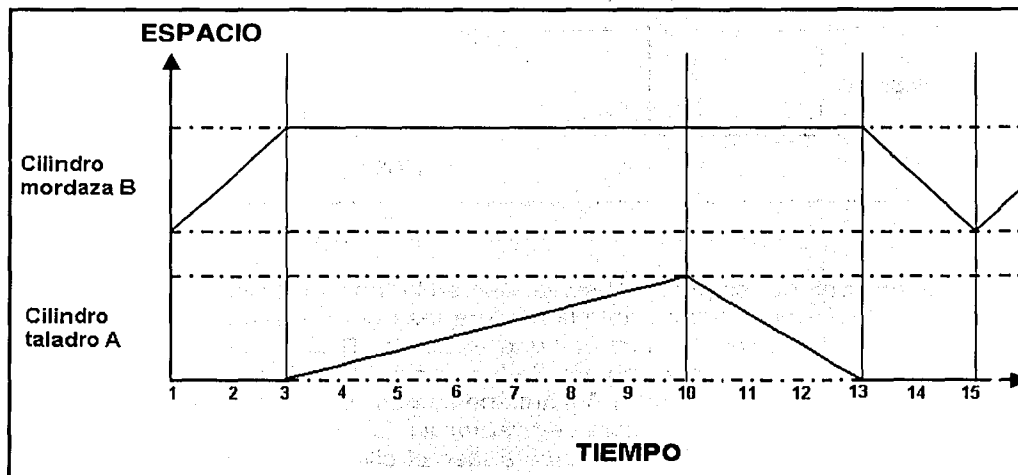


Figura 1.3.1.4.3.1. Diagrama espacio – tiempo.

En este tipo de gráfica tendremos que un trazo muy inclinado supone un avance del cilindro en poco tiempo; movimiento rápido. Un trazo poco inclinado supone mucho tiempo para poco avance; es decir, movimiento lento.

La interpretación de este diagrama es la siguiente. Podemos ver que en el arranque, el cilindro mordaza **B** sale rápidamente pasando de “-” a “+” ocupando un tiempo de dos segundos; cuando la mordaza llega a “+” arranca el taladro que invierte siete segundos en efectuar su recorrido de taladro, el retorno del taladro es mas rápido solo ocupa tres segundos para regresar, puesto que el cilindro no encuentra la resistencia del material. La mordaza abre rápidamente en el mismo tiempo que cuando cerro.

TESIS
FALLA DE ORIGEN

1.3.2 Desarrollo de sistemas neumáticos

El desarrollo de sistemas neumáticos debería efectuarse en concordancia con un método sistemático.

La figura 1.3.2.1 es un esquema secuencial donde se muestra el ciclo completo de un sistema neumático, basado en un método sistemático, desde el planteamiento del problema hasta la ejecución mejorada del sistema.

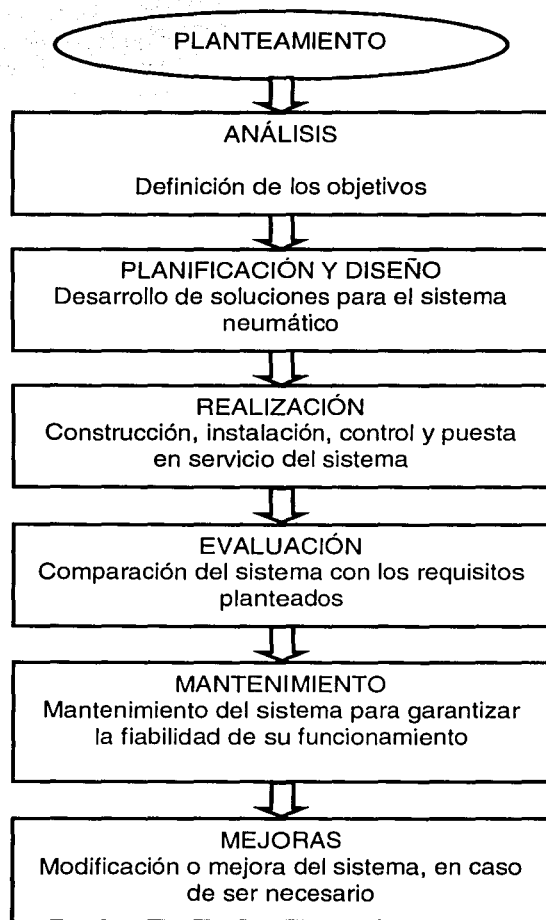


Figura 1.3.2.1. Esquema secuencial de un sistema neumático.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

A continuación se explicarán cada una de las fases del desarrollo sistemático de un sistema neumático.

Fase de análisis. El primer paso consiste en definir las metas que se desean alcanzar, especificando claramente cuáles son los problemas. El proyecto o el desarrollo de una solución no forman parte de la fase de análisis. También puede prepararse un diagrama de flujo de todo el proyecto.

Fase de planificación y diseño. El desarrollo de un proyecto incluye dos partes:

En la primera de ellas se esboza un sistema en términos generales, definiendo los componentes del sistema y los medios para el sistema de mando. Asimismo, pueden considerarse posibles soluciones de alternativa.

En la segunda parte se ejecutan los siguientes pasos:

- Diseño del sistema neumático
- Preparación de la documentación
- Definición de requisitos adicionales
- Definición del cronograma para el proyecto
- Redacción de listas de piezas
- Realización de un cálculo de costos

Fase de realización. Antes de procederse a la instalación, deberá efectuarse un control completo de su funcionamiento. Una vez hecha la instalación definitiva, deberá controlarse nuevamente su funcionamiento. Para que no quepan dudas en cuanto al buen funcionamiento del sistema, deberán controlarse todos los estados operativos, es decir, ciclo manual, ciclo automático, paro de emergencia, bloqueo de un elemento, etc.

Fase de evaluación. Una vez concluida la puesta en servicio, se comparan los resultados con el pliego de condiciones y, si es necesario, se realizan las correcciones que sean necesarias.

Mantenimiento. Las operaciones de mantenimiento son importantes para que el tiempo de inactividad del sistema sea mínimo.

Un servicio de mantenimiento regular y esmerado permite aumentar la fiabilidad del sistema, con lo que pueden reducirse los costos de servicio.

Si después de un tiempo prolongado de funcionamiento algunos elementos muestran síntomas de desgaste precoz, ello puede deberse a alguna de las siguientes causas:

- Selección equivocada de los elementos

➤ **Modificación de las condiciones del funcionamiento del sistema**

Fase de mejoras. Las experiencias recopiladas durante el funcionamiento del sistema y a raíz de las operaciones de mantenimiento y reparación pueden desembocar en medidas que mejoren el sistema y, por lo tanto, que aumenten su fiabilidad.

1.4 Tipos de mando.

La técnica de mando se ha hecho imprescindible en la sociedad industrializada. Sin esta tecnología no sería posible el estado actual de automatización. Para una colaboración entre los distintos especialistas (neumática, hidráulica, electricidad, electrónica) es indispensable el hablar un lenguaje uniforme. Los fundamentos de la técnica de mando, rigen en general para la totalidad de esta tecnología, siendo independientes de la energía de mando o de trabajo utilizada y de la ejecución técnica de los elementos de automatismo.

El **mando** es definido como aquel suceso en un sistema, en el cual influyen uno o varios parámetros, considerados de entrada, en otros parámetros, considerados de salida, en virtud de leyes propias del sistema. Las características para el mando es el desarrollo abierto de la acción a través del órgano individual de transferencia o a través de la cadena de mando. La denominación mando se utiliza a menudo no sólo para el acto de controlar, sino también para la instalación de conjunto, en la que tiene lugar el mando.

Lo fundamental y por lo tanto lo que más caracteriza a una máquina es el mando. El punto principal de toda máquina es el mando y, por lo tanto, se le tiene que dedicar una atención especial, independiente de qué modalidad de mando se trate.

1.4.1 Mando dependiente de la voluntad humana

La característica de este tipo de mando es que depende de la voluntad de la persona para que pueda ser ejecutado algún trabajo en específico. Todos los mandos manuales y por pedales son dependientes de la voluntad humana. Todos los mandos dependientes de la voluntad humana requieren la intervención del hombre para su servicio, ya que la producción de la señal o la iniciación de una función debe efectuarse manualmente en los dos sentidos del movimiento. Este tipo de mando se emplea donde no han de considerarse funcionamiento enlazado de una máquina y tampoco hay un desarrollo automático de la secuencia de trabajo. Esta modalidad de mando es apta exclusivamente para dispositivos muy simples; por ejemplo, dispositivos de fijación y similares. En la figura 1.4.1.1 se presentan diagramas neumáticos en los cuales se necesita de la intervención directa del hombre para su funcionamiento.

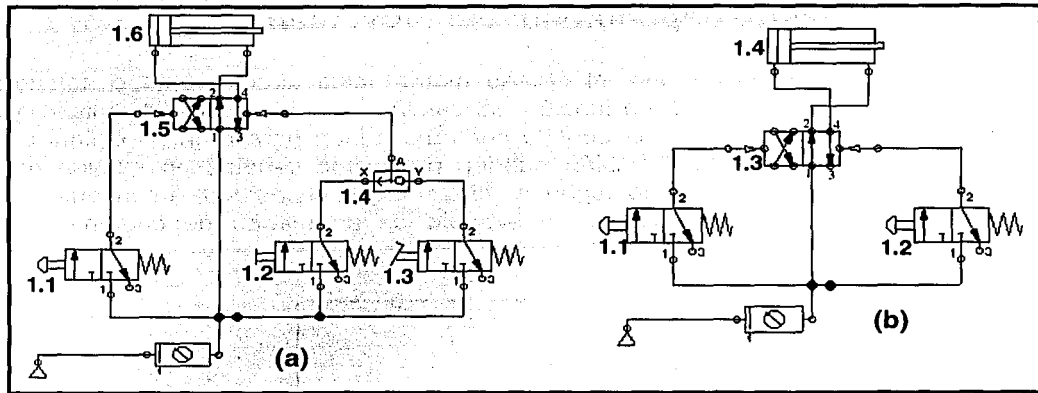


Figura 1.4.1.1. Mando dependiente de la voluntad humana

La figura 1.4.1.1a trabaja de la siguiente manera. Al iniciar el sistema la presión de aire llega a la entrada (1) de las válvulas 1.1, 1.2, 1.3 y 1.5. La válvula 1.5 es una válvula normalmente abierta por lo que la presión del aire pasa directamente hacia la entrada derecha del cilindro 1.6 manteniéndolo adentro (en reposo). Para que el cilindro 1.6 comience su desplazamiento hacia el exterior es necesario en primera instancia el oprimir el pulsador de zeta de la válvula 1.1, al oprimir este botón la válvula 1.1 es conmutada a su segunda posición permitiendo el paso del aire comprimido hacia la válvula 1.5 la cual a su vez es también conmutada a su segunda posición. Al ser conmutada la válvula 1.5, la señal de aire ahora estará presente en la entrada izquierda del cilindro 1.6 por lo que el cilindro comenzara su desplazamiento hacia el exterior. La válvula 1.5 asume aquí una función de memoria hasta que sea conmutada a su posición original. El cilindro permanecerá afuera hasta que sea presionado el pulsador de la válvula 1.2 o el pedal de la válvula 1.3 ya que ambas están conectadas a la válvula 1.4 la cual realiza la función "OR". Si se presiona el pulsador de la válvula 1.2 el aire pasa hacia la válvula 1.4, por lo que en la salida de esta válvula se tendrá la señal de aire la cual conmutara a la válvula 1.5 hacia su posición inicial, por lo que el cilindro comenzara su retorno a su posición inicial (reposo). Lo mismo sucederá si es presionado el pedal de la válvula 1.3.

La figura 1.4.1.1b es muy similar la diferencia es que no se tiene la válvula que realiza la función OR. Para que el cilindro comience su desplazamiento hacia el exterior solo se tiene que presionar el botón de la válvula 1.1 y para que el cilindro regrese solo se tiene que presionar el botón de la válvula 1.2.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.4.2 Mando dependiente del movimiento

En esta modalidad de mando, el órgano motriz actúa directamente o con un dispositivo móvil unido a él, en función del camino recorrido sobre el emisor de señales para la inversión en el sentido contrario o bien para el inicio o final de otras cadenas de mando. También pueden producirse señales en función del movimiento durante el recorrido según la utilización y la necesidad. A continuación en la figura 1.4.2.1 se presenta un ejemplo de un mando dependiente del movimiento.

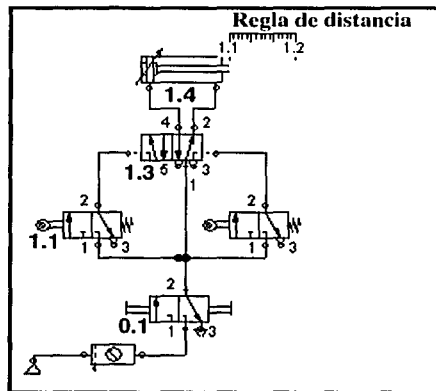


Figura 1.4.2.1. Mando dependiente del movimiento

Antes de explicar el funcionamiento del esquema anterior, obsérvese en primera instancia que el cilindro cuenta con una regla de distancia, la cual indica que el cilindro accionara a dos válvulas durante su recorrido, las válvulas que serán accionadas por el cilindro son la 1.1 y 1.2. La válvula 1.1 esta siendo accionada desde un principio por el cilindro en su posición inicial (reposo) por lo que al oprimir el pulsador izquierdo de la válvula 0.1 esta se conmutara a su segunda posición permitiendo el paso del aire hacia la entrada (1) de las válvulas 1.1 y 1.2 pero como la válvula 1.1 esta accionada desde un principio el aire comprimido pasa a través de esta hasta la válvula 1.3 que a su vez será conmutada a su segunda posición permitiendo el paso del aire a la entrada izquierda del cilindro el cual iniciara su desplazamiento hacia el exterior. Cuando el cilindro llegue a su final de carrera, accionara a la válvula 1.2 conmutándose a su segunda posición permitiendo esta el paso de aire a la válvula 1.3 y conmutándola a su posición inicial (reposo) por lo que ahora se tendrá la señal de aire en la entrada derecha del cilindro permitiendo que este retorne a su posición inicial comenzando nuevamente el ciclo. La válvula de impulsos 1.3 asume aquí una función de memoria durante el movimiento del cilindro hasta la producción del contraimpulso.

1.4.3 Mando dependiente del tiempo

Correspondiendo con los mandos anteriores, puede construirse un mando dependiente del tiempo que actúe en los dos sentidos del movimiento mediante la situación de los emisores de señales. Para poder realizar este tipo de mando se utiliza un temporizador en donde el tiempo ajustable necesario para el llenado del acumulador es el de retardo entre la entrada de la señal y la inversión de la válvula, esta inversión de válvula sólo se efectuara si se ha alcanzado la presión de mando necesaria.

El mando dependiente del tiempo puede emplearse para mandos consecutivos sencillos, o bien para mandos automantenidos dentro del tiempo máximo ajustable. A continuación en la figura 1.4.3.1 se presenta un ejemplo de como realizar un mando dependiente del tiempo

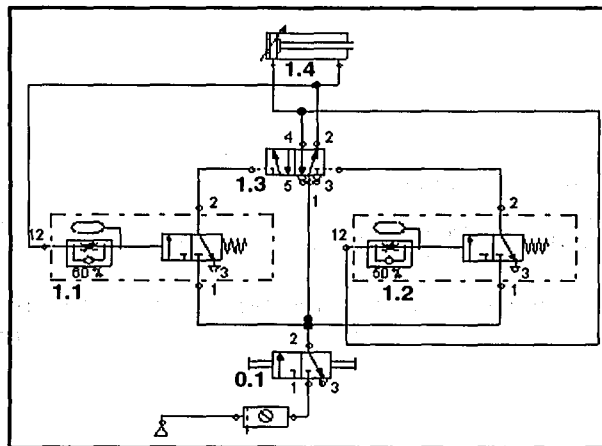


Figura 1.4.3.1. Mando dependiente del tiempo.

Antes de explicar el funcionamiento del circuito de la figura 1.4.3.1 es necesario hablar en primera instancia de las válvulas temporizadoras 1.1 y 1.2 de este circuito las cuales conmutaran al recibir una señal de aire en la entrada (12), después de haber transcurrido un tiempo previamente definido. Las válvulas con posición normalmente cerrada (NC) abren la salida al recibir la señal mientras que las normalmente abiertas (NO) la cierran. Este tipo de válvula es una combinación de una válvula 3/2 tres vías dos posiciones, una válvula de estrangulación antirretorno y un deposito de aire. El retardo de tiempo de

estas válvulas es generalmente de 0-30 segundos para ambos tipos de válvulas.

Al oprimir el pulsador izquierdo de la válvula 0.1, el aire comprimido pasa a la entrada (1) de las válvulas 1.1, 1.2 y 1.3. Observe que la válvula 1.3 es normalmente abierta por lo que la señal de aire llega hasta la entrada derecha del cilindro manteniéndolo retraído (posición en reposo) a la vez esta señal de aire llega a la entrada (12) de la válvula temporizadora 1.1 iniciándose el tiempo de retardo previamente fijado para que el cilindro comience su desplazamiento hacia el exterior. Al pasar este tiempo de retardo la válvula 3/2 que tiene internamente la válvula temporizadora es conmutada a su segunda posición permitiendo el paso del aire hacia la válvula 1.3 la cual a su vez es conmutada a su segunda posición permitiendo ahora que la señal de aire este presente en la entrada izquierda del cilindro, por lo que el cilindro se desplaza hacia el exterior. La señal que está presente en la entrada izquierda del cilindro también llega a la entrada (12) de la válvula temporizadora 1.2 iniciándose ahora el tiempo de retorno. Al transcurrir este tiempo la válvula 3/2 que tiene internamente la válvula temporizadora 1.2 es conmutada a su segunda posición permitiendo el paso del aire hacia la válvula 1.3 conmutándola a su posición inicial (reposo) ocasionando que la señal ahora este presente en la entrada derecha del cilindro por lo que este regresa a su posición inicial (reposo) comenzando nuevamente el ciclo. El tiempo de retardo(tiempo de reposo) en las posiciones finales es el tiempo total de retardo menos el tiempo de movimiento para el avance y retroceso.

1.4.4 Mandos combinados

Los grandes mandos neumáticos para máquinas y equipos son casi siempre una combinación de los elementos dependientes de los criterios particulares. Los elementos de una función determinada, dependiente del movimiento, tiempo o voluntad humana, pueden intercambiarse entre sí.

Conservando la unidad básica formada por cilindro de doble efecto y válvula 4/2 de impulsos, pueden obtenerse combinaciones opcionales de señales dependientes de la voluntad humana, dependientes del movimiento y dependientes del tiempo y sus elementos de procesos.

A continuación en la figura 1.4.4.1 se presenta un ejemplo de la aplicación de estos mandos para formar un mando combinado. Mientras dura el avance del cilindro debe ser pulsado un accionamiento manual; en la posición final del cilindro este debe permanecer quieto y retroceder automáticamente, transcurrido cierto tiempo. Para la seguridad de la persona de servicio el accionamiento manual debe ser pulsado durante todo el avance del cilindro. Para evitar defectos, a de llegarse a la posición final anterior con seguridad y sólo entonces, una vez transcurrido el tiempo de retardo, puede el cilindro retroceder.

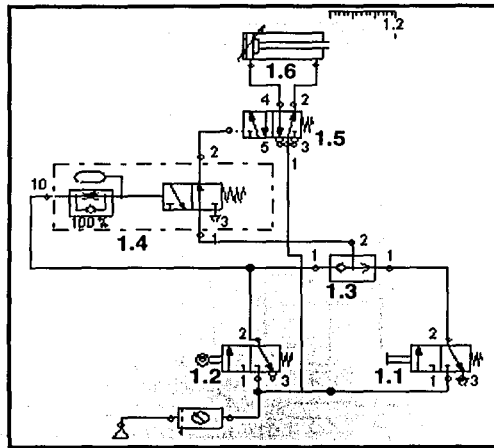


Figura 1.4.4.1. Diagrama de un mando combinado.

En el diagrama anterior se puede observar que en tanto la válvula 1.1 esté accionada, el aire comprimido fluye sobre las válvulas 1.3 y 1.4 hacia la válvula 1.5, esta válvula es invertida y el cilindro comienza su desplazamiento hacia el exterior. Cuando el cilindro alcanza la posición final del recorrido es conmutada la válvula 1.2, puede dejarse libremente el mando manual 1.1, puesto que ahora la presión de pilotaje para la válvula 1.5 es mantenida por la válvula 1.2 sobre las válvulas 1.3 y 1.4. Al mismo tiempo, el elemento retardado de la válvula 1.4 recibe la presión de pilotaje de la válvula 1.2. Transcurrido el tiempo de retardo ajustado, la válvula 1.4 cierra el paso y purga el aire de mando hacia la válvula 1.5 que es puesta en la posición de partida por un muelle, y el cilindro retrocede.

La válvula manual 1.1 representa la función dependiente de la voluntad humana, la válvula 1.2 de rodillo es la función dependiente del movimiento y la válvula 1.4 de retardo representa la función dependiente del tiempo.

1.4.5 Mando programado

En los mandos de proceso totalmente automático en las máquinas, según la modalidad de la estructura, se diferencia entre mandos programados y mandos secuenciales. Los dos sistemas poseen sus ventajas y no pueden destacarse sin más uno u otro.

El mando programado se desarrolla siguiendo un ciclo previsto. En general consiste en un árbol arrastrado por un motor eléctrico sobre el que hay un cierto

FALLA DE ORIGEN

número de levas regulables que accionan varias válvulas. Los mandos neumáticos programados no se diferencian básicamente de los mandos programados de otro tipo. El programa esta contenido en el árbol de levas regulables perfectamente ajustadas. Esta modalidad del mando es también dependiente del tiempo.

A continuación en la figura 1.4.5.I se presenta un esquema en donde se puede observar la estructura esquemática de un mando neumático programado.

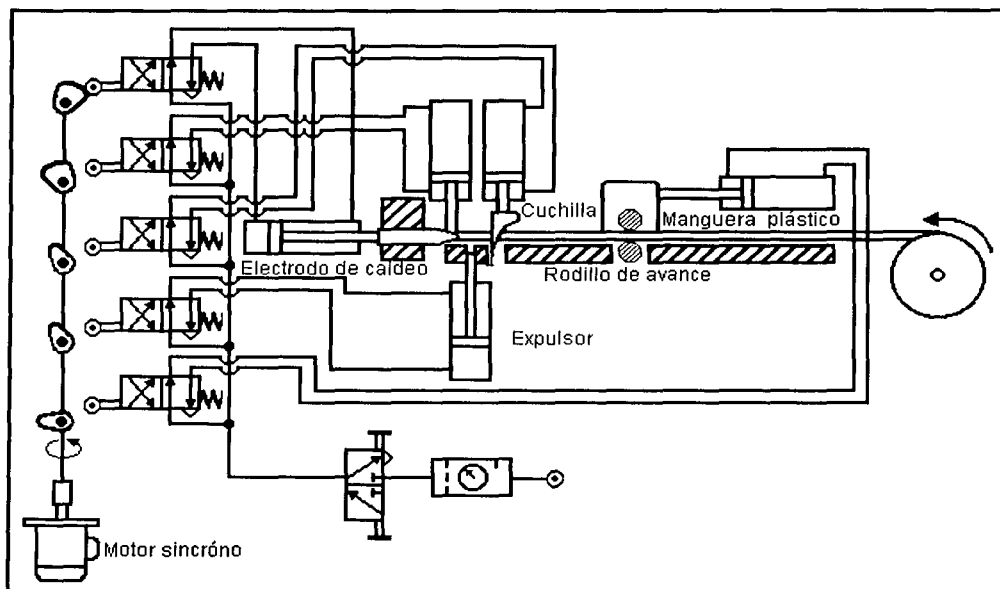


Figura 1.4.5.1. Mando programado

El número de revoluciones del motor síncrono el cual convierte la potencia eléctrica en potencia mecánica corresponde a la duración de la fase de trabajo que se desarrolla por completo una vez en cada revolución. A cada cilindro de doble efecto le corresponde una válvula 4/2 de rodillo con reposición con muelle que hace volver a la válvula a la posición de partida en cuanto termina el accionamiento de la leva.

1.4.6 Mando secuencial

El mando secuencial funciona en dependencia del movimiento, pudiendo estar presentes también elementos temporizadores como complemento. En esta modalidad de mando, una función (camino, recorrido o movimiento) origina la siguiente función. Si por cualquier causa una función no se efectúa, la siguiente tampoco tiene lugar y el mando permanece en la posición de perturbación. El mando está dividido en una serie de secuencias independientes que pueden desarrollarse una tras otra y al mismo tiempo. Un mando secuencial precisa más emisores de señales que cualquier otra modalidad de mando; pero en él se cumple con seguridad el desarrollo previsto de las funciones.

Los mandos secuenciales pueden ser de ciclo semiautomático o automático. Se tiene un mando semiautomático cuando para cada ciclo es necesario producir manualmente la señal de marcha. Ejemplo. Se supone un dispositivo de montaje en el que una pieza es colocada manualmente y una vez acabada la fase de trabajo es retirada también manualmente. En la pieza colocada deben meterse a presión dos nuevas piezas, siendo tomadas de los separadores mecánicos y colocadas a presión por cilindros de prensado. La persona de servicio da la señal de arranque una vez colocada la pieza a trabajar. En la figura 1.4.6.1 se muestra el diagrama neumático para el ejemplo.

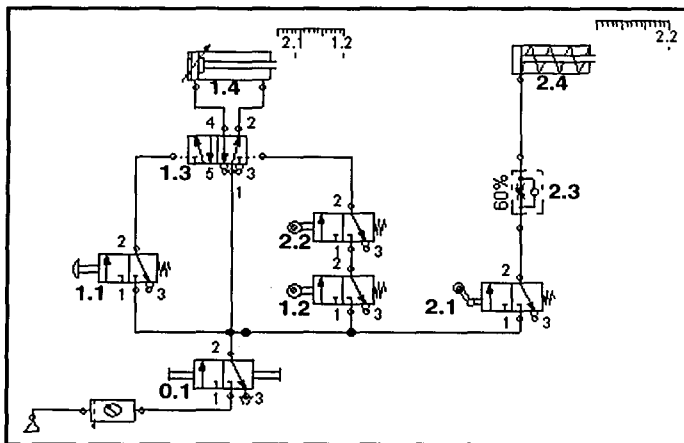


Figura 1.4.6.1. Mando secuencial semiautomático.

En el diagrama anterior se observa que tras el conectar el aire comprimido a través de la válvula 0.1 el aire comprimido llega a la entrada (1) de las válvulas 1.1, 1.2, 1.3 y 2.1. Antes de inicializar el sistema se tiene que colocar la pieza a

trabajar, ya realizado esto se presiona un momento el pulsador de la válvula 1.1 la cual se conmuta a su segunda posición dejando pasar el aire comprimido hacia la válvula de impulsos 1.3 conmutándola a su segunda posición permitiendo que el cilindro 1.4 comience su desplazamiento hacia el exterior. Durante su desplazamiento hacia el exterior el cilindro 1.4 acciona la válvula 2.1 iniciando ahora su desplazamiento con retardo fijado por la válvula antirretorno con estrangulación el cilindro 2.4.

Al llegar el cilindro 1.4 a su final de carrera es accionada la válvula 1.2 la cual es conmutada a su segunda posición dejando pasar el aire comprimido hacia la entrada (1) de la válvula 2.2. El cilindro 1.4 permanecerá en su posición final hasta que le cilindro 2.4 llegue a su final de carrera. Al llegar el cilindro 2.4 a su final de carrera es accionada la válvula 2.2 permitiendo el paso de aire comprimido hacia la válvula de impulsos 1.3 conmutándola a su posición inicial (reposo) por lo que el cilindro 1.4 retrocede. Durante el desplazamiento de retroceso del cilindro 1.4 llega un momento en el que se deja de accionar el rodillo escamoteable de la válvula 2.1 y así es purgado el cilindro 2.4 que después retrocederá. De este modo se alcanza la posición de partida y la pieza puede retirarse con la mano. Una nueva fase de trabajo se inicia tras una nueva señal de arranque de la válvula 1.1.

1.4.7 Mando electroneumático

El mando combinado basado en electrotecnia y neumática representa una nueva posibilidad de elección, además del mando neumático puro. Lo eléctrico se utiliza en la parte de la información para la transmisión y proceso de las señales. La neumática se emplea en la parte energética para la amplificación y el trabajo propiamente considerado. El elemento de unión es la válvula electromagnética que es empleada lo mismo como órgano de mando que como órgano de mando y regulador combinado. Al mismo tiempo, la válvula electromagnética representa la función de amplificación. La parte eléctrica de estos mandos trabaja normalmente con tensiones continuas o alternas de 12 ó 24 volts, y solo en casos excepcionales con 220 volts. Las válvulas electromagnéticas se diferencian sólo en la clase de accionamiento. Las válvulas electromagnéticas se presentan en las ejecuciones para señal permanente y señal momentánea (monoestables y biestables)

La gran ventaja de los mandos electroneumático es la rapidez del paso de la señal y la posibilidad de enlazar elementos de mando pertenecientes a un mismo equipo incluso con grandes separaciones entre ellos. La rapidez en la parte eléctrica de la información unida con la rapidez de la parte neumática de energía permite uno de los mandos de trabajo más rápidos, de los que resultan un gran número de variantes procedentes de los dos medios en la figura 1.4.71 se muestra un mando electroneumático para su mejor comprensión.

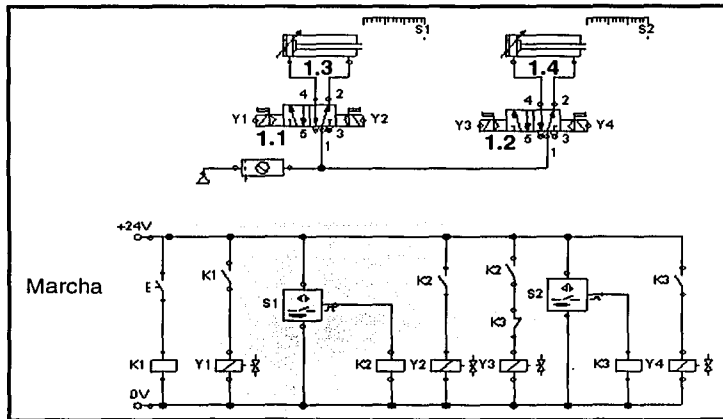


Figura 1.4.7.1. Mando electro neumático.

El diagrama de la figura 1.4.7.1 trabaja de la siguiente manera. Con lo que respecta al sistema neumático se puede observar que el aire comprimido llega a la entrada (1) de las válvulas 1.1 y 1.2, las cuales son accionada eléctricamente, como estas válvulas son normalmente abiertas el aire comprimido pasa hasta la entrada derecha de los cilindros 1.3 y 1.4. Para que los cilindros realicen su desplazamiento hacia el exterior es necesario oprimir el botón de marcha del circuito eléctrico. Al oprimir el botón de marcha solo un instante es polarizada la bobina K1 por lo que su contacto normalmente abierto (NO) se cierra polarizando a la bobina Y1, al ser polarizada la bobina Y1 la válvula 1.1 es conmutada a su segunda posición permitiendo que la señal de aire comprimido ahora este presente en la entrada izquierda del cilindro 1.3 comenzando su desplazamiento al exterior

Al llegar el cilindro 1.3 a su final de carrera este es detectado por el sensor S1, por lo que a la salida del sensor se tendrá un pulso de bajo a alto, este pulso polarizara a la bobina K2 cerrando sus contactos que son normalmente abiertos (NO), al cerrarse los contactos de K2 son polarizadas las bobinas Y2 y Y3. Al ser polarizada la bobina Y2 la válvula 1.1 es conmutada a su posición inicial (reposo) regresando el cilindro 1.3 a su posición inicial (reposo). Al mismo tiempo es polarizada la bobina Y3, al ser polarizada la bobina Y3 es conmutada a su segunda posición la válvula 1.2 permitiendo que la señal de aire comprimido ahora este presente en la entrada izquierda del cilindro 1.4 comenzando su desplazamiento al exterior.

Al llegar el cilindro 1.4 a su final de carrera este es detectado por el sensor S2, por lo que a la salida del sensor se tendrá un pulso de bajo a alto, este pulso

polarizara a la bobina K3 cerrando su contacto normalmente abierto (NO) y abriendo su otro contacto que es normalmente cerrado (NC), al abrirse su contacto (NO) deja de estar polarizada la bobina Y3, al cerrarse el contactos (NO) de K3 es polarizada la bobina Y4, Al ser polarizada la bobina Y4 la válvula 1.2 es conmutada a su posición inicial (reposo) regresando el cilindro 1.4 a su posición inicial (reposo).

1.5 Generación y abastecimiento del aire comprimido.

El sistema de generación y abastecimiento (alimentación) de aire a presión o comprimido para un sistema neumático debe tener dimensiones suficientemente grandes y, además, el aire a presión o comprimido alimentado al sistema debe tener la calidad necesaria para garantizar la fiabilidad de un mando neumático. Ello implica considerar los siguientes factores:

- Presión correcta
- Aire seco
- Aire limpio

Si no se acatan estas condiciones, es posible que se originen tiempos más prolongados de inactivación de las máquinas y, además, aumentarán los costos de servicio.

Para el acondicionamiento adecuado del aire es recomendable utilizar los siguientes elementos:

- 1) Filtro de aspiración
- 2) Compresor
- 3) Acumulador de aire a presión o comprimido
- 4) Secador de aire
- 5) Unidad de mantenimiento
- 6) Puntos de evacuación del condensado

El aire que no ha sido acondicionado debidamente provoca un aumento de la cantidad de fallos y, en consecuencia, disminuye la vida útil de los sistemas neumáticos. Esta circunstancia se manifiesta de las siguientes maneras:

- Aumento del desgaste de juntas y de piezas móviles de válvulas y cilindros
- Válvulas impregnadas de aceite
- Suciedad en los silenciadores

El aire es comprimido con el compresor y, a continuación, es guiado hacia el sistema de distribución de aire. Para tener la seguridad que el aire tiene la calidad requerida, se recurre a una unidad de mantenimiento.

Con el fin de evitar que surjan problemas en el sistema, deben tomarse en cuenta los siguientes aspectos relacionados al acondicionamiento del aire:

- Consumo de aire
- Tipo de compresor

- Presión necesaria en el sistema
- Cantidad acumulada de aire necesaria
- Grado necesario de pureza del aire
- Mínima humedad ambiental
- Requisitos de lubricación
- Temperatura del aire y su incidencia en el sistema
- Tamaño de las tuberías y de las válvulas
- Selección de los materiales utilizados en el equipo y en los periféricos
- Puntos de escape y de purga
- Disposición del sistema de distribución

Para evitar el surgimiento de oscilaciones de presión, debe instalarse un acumulador.

El compresor se encarga de llenar el acumulador, el cual puede suministrar en todo momento aire a presión o comprimido.

El aceite necesario en el sistema neumático debe ser suministrado a través de la unidad de mantenimiento. En el sistema de mando deberán utilizarse normalmente elementos que no precisen de lubricación.

Si diversos conductos del sistema de distribución de aire tienen un consumo considerable, es recomendable configurar un circuito principal con conexiones transversales para evitar oscilaciones de presión. El circuito principal debe tener una inclinación de 1 hasta 2 % con el fin de poder instalar puntos de purga de agua condensada a cierta distancia del compresor. Si el volumen de agua condensada fuese relativamente grande, es recomendable instalar unidades secadoras del aire con el fin de limitar la humedad del mismo a los niveles deseados. Con frecuencia, el condensado es causa de problemas en sistemas neumáticos.

La unidad de mantenimiento combina los siguientes elementos:

- 1) **Filtro del aire a presión o comprimido.** El filtro para aire a presión o comprimido tiene la función de eliminar impurezas y condensado del aire a presión que pasa por él. El aire comprimido fluye hacia el vaso del filtro guiado a través de ranuras de entrada. En el vaso se produce la separación de partículas de líquido y de suciedad mediante fuerza centrífuga. Las partículas de suciedad se depositan en el fondo del vaso. El condensado tiene que ser evacuado antes de que llegue al nivel máximo, ya que de lo contrario sería alimentado otra vez al flujo de aire.
- 2) **Regulador del aire a presión o comprimido.** El regulador del aire a presión o comprimido tiene la función de mantener constante la presión de servicio

(presión secundaria), independientemente de las oscilaciones que se produzcan en la presión de potencia (presión primaria) y del consumo de aire.

- 3) **Lubricador del aire a presión o comprimido.** El lubricador del aire a presión o comprimido tiene la función de agregar aceite al aire en determinado tramo del sistema de distribución de aire, en caso de que el funcionamiento del sistema neumático así lo requiera.

La combinación correcta, el tamaño y el tipo de estos elementos son determinados por la aplicación concreta y por las exigencias que se planteen al sistema. Para garantizar la calidad de aire necesaria en cada aplicación, se instalan unidades de mantenimiento en todos los sistemas de control de la red neumática.

1.5.1 Compresor

La generación del aire a presión empieza por la compresión de aire. Son llamadas compresores las máquinas destinadas a entregar energía potencial al aire ambiente (a presión atmosférica), mediante su compresión (hasta lograr una presión superior a la atmosférica) y almacenamiento en uno o más recipientes, en los cuales queda confinado a la presión deseada. Realmente hablamos de compresores cuando la presión alcanzada sobrepasa los 3 bar (300 kPa). Por debajo de esta presión los denominamos soplantes.

El tipo de compresor y su ubicación en el sistema inciden en mayor o menor medida en la cantidad de partículas, aceite y agua incluidos en el sistema neumático.

El aire aspirado es una de las principales características que suelen fijar los fabricantes de compresores. Es la cantidad de aire que pasa a través del conducto de aspiración. Para una determinada aplicación, debemos seleccionar un compresor que por lo menos aspire 1.5 a 2 veces el aire consumido en el circuito de aplicación.

Los elementos neumáticos son concebidos, por lo general, para resistir una presión máxima de 8 hasta 10 bar (800 hasta 1000 kPa). No obstante, para que el sistema funcione económicamente, es suficiente aplicar una presión de 6 bar (600 kPa). Dadas las resistencias que se oponen al flujo del aire en los diversos elementos (por ejemplo, en las zonas de estrangulación) y en las tuberías, deberá contarse con una pérdida de presión del orden de 0.1 hasta 0.5 bar (10 hasta 50 kPa). En consecuencia, el compresor debe generar una presión de 6.5 hasta 7 bar (650 hasta 700 kPa) con el fin de mantener una presión de servicio de 6 bar (600 kPa).

La otra variable para la elección del compresor es la presión de descarga que debe ser superior, por supuesto, a la mínima necesaria para que los cilindros, motores, válvulas, etc., hagan las maniobras con las características previstas.

Es recomendable intentar alcanzar un grado de aprovechamiento del compresor del orden de 75%. Con ese fin deberá determinarse correctamente el consumo promedio y máximo de aire en el sistema neumático y, a continuación, elegir el compresor que corresponda a dichos valores. Si puede partirse del supuesto que la demanda de aire a presión aumentará debido a futuras ampliaciones del sistema, es recomendable optar por equipos de suministro de aire más potentes, puesto que una ampliación posterior siempre implica costos mayores.

En aplicaciones normales, los compresores están accionados por un motor eléctrico o por un motor de combustión interna.

Al instalar la sala de compresores es necesario definir el régimen de marcha del compresor. Para un solo compresor hay dos tipos principales:

- Por paro-marcha del motor de arrastre, cuando es controlado por un presostato.
- Por giro en carga-vacío, cuando es controlado por una válvula.

En el primero se utiliza un presostato que tomando la presión estabilizada del depósito actúa directamente, o por medio del contactor, sobre el motor de arrastre. Una vez detenido el motor, por haberse conseguido el nivel de presión ajustado, el consumo hace descender la presión del depósito según las necesidades; el presostato vuelve a dar la señal de arranque del motor eléctrico cuando se llega al nivel mínimo requerido para efectuar la reposición de aire. En función del compresor elegido, del depósito acumulador y de las variaciones de la demanda de caudal, el motor debe arrancar de 10 a 15 veces por hora como máximo.

Por encima de este ritmo interesa utilizar el sistema de giro en carga-vacío (sin parar el compresor), ya que el consumo de energía en los arranques es mayor que el consumo del compresor cuando marcha en vacío.

En el caso de marcha en carga-vacío, existe una conducción sensora de presión que procedente del depósito actúa sobre la válvula de aspiración y la mantiene abierta; por tanto, en esta posición el émbolo no puede comprimir el aire, ya que en el sentido impulsión vuelve a la atmósfera haciendo de "respiradero". Cuando por haber descendido la presión en el depósito a un valor predeterminado por causa del consumo, se produce la liberación de la válvula de aspiración, entonces el compresor pasa a la posición de "en carga", fluyendo el aire de nuevo hacia el depósito y reponiéndose la presión de éste.

La elección del compresor depende de la presión de trabajo y de la cantidad de aire necesaria. Los compresores son clasificados según su tipo constructivo en dos grandes grupos que son: compresores de émbolo o pistón o de cilindros y compresores rotativos o de émbolo giratorio.

1.5.1.1 Compresores de émbolo o pistón o de cilindros.

Este tipo de compresores es de los más generalizados; utilizan un sistema de biela-manivela para transformar el movimiento rotativo del motor en movimiento de vaivén del émbolo. El émbolo comprime el aire que entra a través de una válvula de aspiración, a continuación, el aire pasa al sistema a través de una válvula de escape.

Los compresores de émbolo son utilizados con frecuencia porque su gama cubre un amplio margen de presiones. Para generar presiones elevadas se recurre a un sistema escalonado de estos compresores. En este caso, el aire es enfriado entre cada una de las etapas de compresión.

Este tipo de compresores puede clasificarse según: 1) por el número de etapas, 2) por el modo de trabajar el émbolo o pistón, 3) por el número y disposición de los cilindros y 4) compresores de membrana. A continuación se explicaran estos tipos de compresores.

1.5.1.1.1 Compresores por el número de etapas.

Este tipo de compresores pueden organizarse, atendiendo al estilo de actuar la compresión, los cuales son:

- 1) **Compresores monofásicos o de una etapa.** Estos compresores disponen de una simple etapa de compresión. Se componen, en esencia, de un cárter con cigüeñal, pistón y cilindro. Cuando el émbolo desciende dentro del cilindro, aspira de la atmósfera el aire para el llenado del mismo. Cuando en su recorrido el émbolo sube, empuja el aire contra el depósito hasta que en sucesivos ciclos se alcanza la presión deseada. El calor generado por la compresión, en este caso, es energía perdida. Para su refrigeración lleva, en la parte exterior, aletas que evacuan el calor por radiación, son utilizados para aplicaciones en donde el caudal sea limitado y en condiciones de servicio intermitente, pues son compresores de pequeñas potencias. En este tipo de compresores, la temperatura de salida del aire comprimido se sitúa alrededor de los 180 °C con una posible variación de ± 20 °C. En la figura 1.5.1.1.1 se muestra un compresor de émbolo de una etapa.

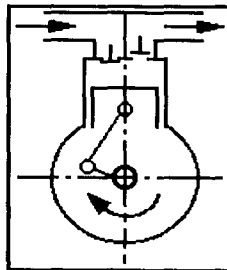


Figura 1.5.1.1.1.1. Compresor de émbolo de una etapa.

- 2) **Compresores bifásicos o de dos etapas.** Son compresores que tienen como característica principal que el aire es comprimido en dos etapas; en la primera etapa (de baja presión) hay un cilindro grande que aspira el aire de la

atmósfera y la comprime hasta una presión de 2 a 3 bar, y en la segunda etapa (de alta presión) un segundo cilindro recoge el aire ya comprimido y eleva su presión hasta 8 bar. El aire comprimido en la primera etapa pasa a un refrigerador intermedio donde cede calor antes de pasar a la siguiente etapa. Estos compresores son los más empleados en la industria cubriendo sus caudales una extensísima gama de necesidades. Pueden ser refrigerados por aire o por agua. Es decir, el refrigerador intermedio (entre etapas) puede actuar a base de un ventilador o en virtud de una corriente de agua a través del mismo. En este modelo de compresores, la temperatura de salida del aire comprimido gira alrededor de los 130 °C con una posible variación de ± 15 °C.

Para la misma presión final de aire tienen más rendimiento los de dos etapas que los de una etapa o, lo que es lo mismo, con la misma energía eléctrica consumida los compresores de dos etapas proporcionan más litros de aire comprimido que los de una etapa.

1.5.1.1.2 Compresores por el modo de trabajar el émbolo o pistón.

Este tipo de compresores es organizado de la siguiente manera:

- 1) **Compresor de simple efecto.** En este tipo de compresores el pistón es de simple efecto, es decir, que el pistón trabaja sobre una sola cara del mismo y precisamente aquélla dirigida hacia la cabeza del cilindro. La cantidad de aire desplazado es igual a la carrera por la sección del pistón. En la figura 1.5.1.1.2.1 se muestra el pistón de un compresor de simple efecto.

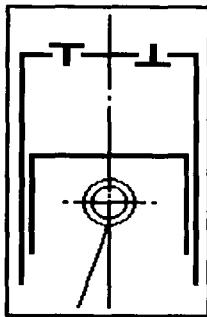


Figura 1.5.1.1.2.1. Pistón de un compresor de simple efecto.

- 2) **Compresor de doble efecto.** En este tipo de compresores el pistón es de doble efecto, es decir, que el pistón trabaja sobre sus dos caras y delimita dos cámaras de compresión en el cilindro. Así, el volumen engendrado es igual a dos veces el producto de la sección del pistón por la carrera. Hay que tener en cuenta el vástago, que ocupa un espacio obviamente no disponible para el

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

aire, y, como consecuencia, los volúmenes creados por las dos caras del pistón no son iguales. En la figura 1.5.1.1.2.2 se muestra el pistón de un compresor de doble efecto.

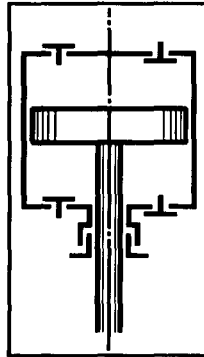


Figura 1.5.1.1.2.2. Pistón de un compresor de doble efecto.

- 3) **Compresor de etapas múltiples o tándem.** En este tipo de compresores el pistón es de etapas múltiples, ya que tiene elementos superpuestos de diámetros diferentes, que se desplazan en cilindros concéntricos. El pistón de mayor diámetro puede trabajar en simple o doble efecto, no así los otros pistones, que lo harán en simple efecto. Esta disposición es muy utilizada por los compresores de alta presión. En la figura 1.5.1.1.2.3 se muestra el pistón de un compresor de etapas múltiples o tándem.

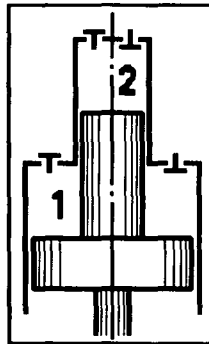


Figura 1.5.1.1.2.3. Pistón de un compresor de etapas múltiples o tándem.

- 4) **Compresor diferencial.** En este tipo de compresores el pistón trabaja a doble efecto, pero con diámetros diferentes para conseguir la compresión en dos

etapas. Tiene limitada la utilidad, y dicha posición de los pistones está cayendo en desuso. En la figura 1.5.1.1.2.4 se muestra el pistón de un compresor diferencial.

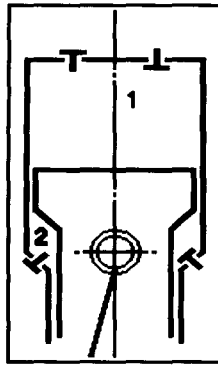


Figura 1.5.1.1.2.4. Pistón de un compresor diferencial.

1.5.1.1.3 Compresores por el número y disposición de los cilindros.

En los compresores de cilindros, o a pistón, los fabricantes acostumbran a utilizar diversas formas de montaje para éstos, siendo las más frecuentes las siguientes: 1) disposición vertical, 2) disposición horizontal, 3) disposición en "L" o en ángulo de 90° y 4) disposición de dos cilindros opuestos, debiendo también incluir la colocación en "V" muy adoptada para los compresores pequeños. En las figuras 1.5.1.1.3.1, 1.5.1.1.3.2, 1.5.1.1.3.3 y 1.5.1.1.3.4 se muestran las diferentes disposiciones de los cilindros en los compresores a pistón.

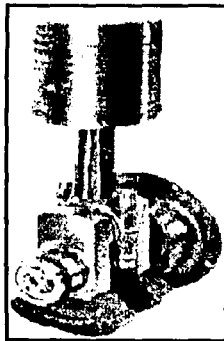


Figura 1.5.1.1.3.1 Cilindro en disposición vertical.

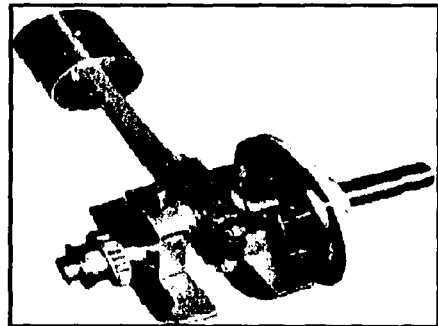


Figura 1.5.1.1.3.2 Cilindro en disposición horizontal.

TEMPERATURA
FALLA DE ORIGEN

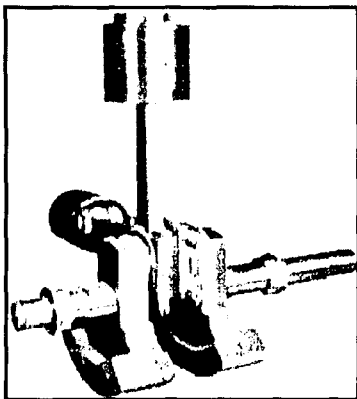


Figura 1.5.1.1.3.3 Cilindro en disposición en "L" o en ángulo de 90°.



Figura 1.5.1.1.3.4. Disposición de dos cilindros opuestos.

Los compresores verticales sólo se utilizan para potencias bastante pequeñas, ya que los efectos de machaqueo relativamente importantes producidos por esta disposición conducen al empleo de fundaciones bastante pesadas y voluminosas, en contraposición de las disposiciones horizontales o en ángulo, las cuales presentan cualidades de equilibrio tales que el volumen de las fundaciones se reduce muchísimo.

Para compresores pequeños, la forma en "V" es la más empleada. Para compresores grandes de doble efecto, se recurre al formato en "L" o en ángulo de 90°, con el cilindro de baja presión vertical y el de alta presión horizontal.

Todos ellos son para trabajar a una presión comprendida entre 6 y 7 bar. La presión máxima de 8-10 bar, establecida como base general, indica la presión límite a la que puede trabajar, no siendo, por supuesto, recomendable hacer que un compresor trabaje constantemente a su presión máxima.

1.5.1.1.4 Compresores de membrana.

Los compresores de membrana pertenecen al grupo de compresores de émbolo. En este caso, la cámara de compresión está separada del émbolo mediante una membrana. Esta solución ofrece la ventaja de no dejar pasar aceite del compresor al aire. Por esta razón, los compresores de membrana suelen utilizarse en la industria de alimentos y en la industria farmacéutica y química. Este tipo de compresores se utiliza básicamente en aplicaciones de baja presión y poco consumo de aire. También se aplican en la industria de las artes gráficas.

1.5.1.2 Compresores rotativos o de émbolo giratorio.

Reciben el nombre de compresores rotativos las máquinas que producen aire comprimido por un procedimiento rotatorio y continuo, es decir, que empujan el aire desde la aspiración hacia la descarga, comprimiéndolo.

Los modelos de más amplia difusión industrial pueden clasificarse en: 1) compresores rotativos de paletas, 2) compresores rotativos de tornillo o helicoidal, 3) compresores de émbolo giratorio y 4) compresores Roots o de pistones rotativos. A continuación se explican estos tipos de compresores.

1.5.1.2.1 Compresores rotativos de paletas.

El principio de funcionamiento de estos compresores se ilustra en la figura.1.5.1.2.1.1. El rotor cilíndrico "R" está colocado excéntricamente dentro del hueco tubular del estator "E".

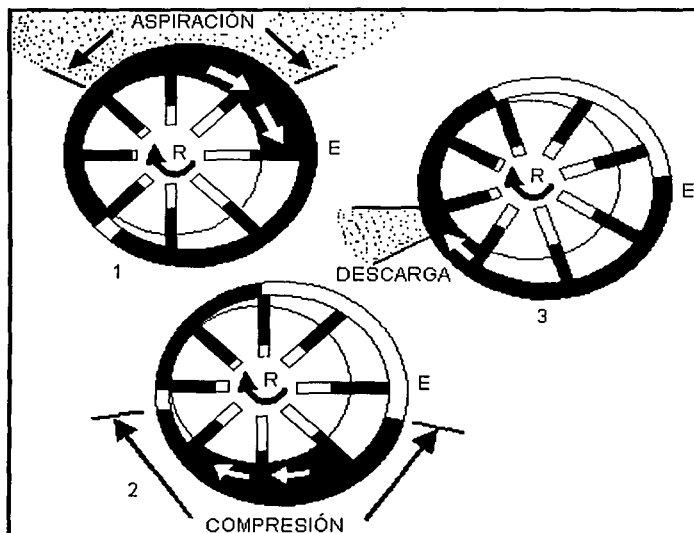


Figura 1.5.1.2.1.1. Principio de funcionamiento de los compresores rotativos de paletas

En la aspiración, las paletas, que se aplican contra las paredes del cilindro por efecto de la fuerza centrífuga, deslizan sus ranuras hasta el punto de mínima excentricidad, situado en la parte alta del cilindro. El aire aprisionado en el volumen comprendido entre dos paletas consecutivas se comprime cuando la rotación continúa y el volumen disminuye.

El rotor lleva un número de paletas radiales metidas en unas ranuras dispuestas a tal efecto, y cuando el rotor gira accionado por el motor, las paletas se desplazan hacia afuera por la fuerza centrífuga, ajustándose a la pared interior del estator hasta el punto de excentricidad máxima situado en la parte superior del estator. El volumen de aire atrapado en la cámara comprendida entre dos paletas consecutivas se comprime gradualmente mientras que la rotación del aire irá poco a poco disminuyendo y por tanto su presión aumentará por la progresiva reducción del volumen provocando la correspondiente compresión. En el momento en que llega a la lumbrera o abertura de descarga el aire será empujado a través de ella hacia la salida, habiéndose consumado el ciclo: 1) aspiración, 2) compresión y 3) descarga.

En los compresores de paletas la temperatura de salida del aire comprimido es de 60 a 62 °C, para una temperatura ambiente de 20 °C

En la figura 1.5.1.2.1.2 se contempla la sección longitudinal de un compresor de paletas compuesto por las siguientes piezas mecánicas: 1) Tapa palier delantero, 2) Cáster rodamiento delantero, 3) Cilindro, 4) Paletas, 5) Cáster rodamiento trasero, 6) Tapa rodamiento trasero, 7) Rodamiento trasero, 8) Rotor, 9) Ranuras, 10) Junta, 11) Suplementos, 12) Rodamiento delantero, 13) Sentido de giro del eje, 14) Cierre mecánico.

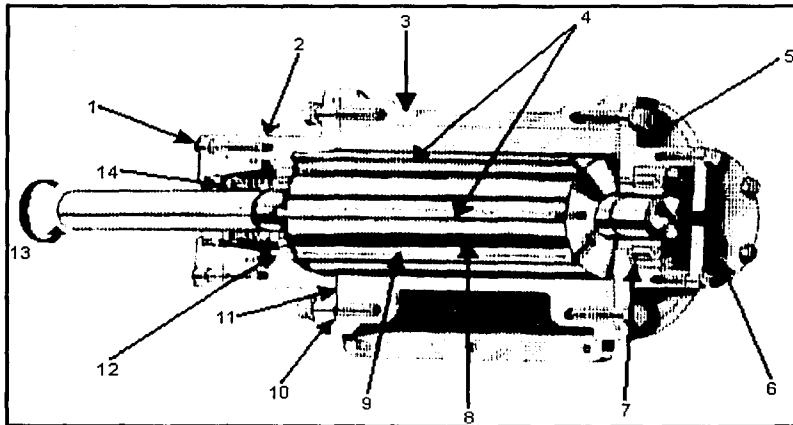


Figura 1.5.1.2.1.2. Sección longitudinal de un compresor de paletas.

Sobre la figura 1.5.1.2.1.3 puede seguirse el funcionamiento de un compresor rotativo de paletas con estanqueidad por baño de aceite y caudal ajustado a la demanda.

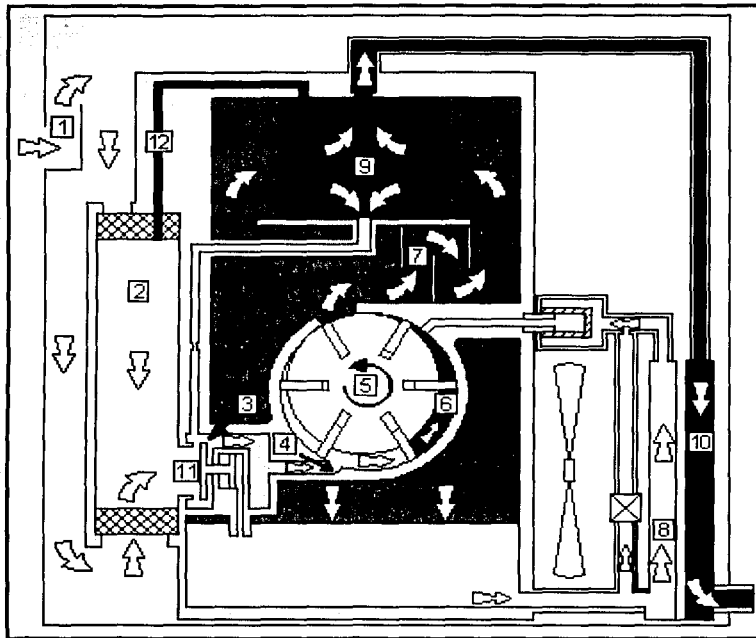


Figura 1.5.1.2.1.3. Sección de un compresor rotativo de paletas con estanqueidad por baño de aceite

El aire penetra en la carcasa del compresor a través de un deflector acústico 1, y accede al compresor a través de un filtro de aire 2. En 3, el aire es mezclado con el aceite de lubricación antes de entrar en el estator 4. Dentro de éste, un rotor ranurado simple 5 con seis paletas gira rozando éstas por el interior del estator, atrapando sucesivas cámaras de aire 6, las cuales son progresivamente comprimidas durante el giro debido a la excentricidad entre el rotor y el estator. El aceite es continuamente inyectado dentro del estator para enfriarlo, estanqueizar y lubricar las paletas.

Después de la compresión, el aire pasa a través de un deflector mecánico 7, que separa gran cantidad de aceite. Este aceite es recogido y enfriado en el cambiador de calor 8 a una temperatura controlada y luego será filtrado antes de su inyección dentro del estator para lubricar el rotor, las paletas y los rodamientos. Cualquier remanente de aceite en suspensión es separado al pasar el aire por un filtro de tres etapas 9.

El aire que sale del separador es enfriado posteriormente en un cambiador integral 10 antes de salir del compresor.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El caudal de salida de estos compresores es regulado de acuerdo con la demanda por medio de una válvula de control de admisión **11**, y una válvula de control **12** reduce la presión cuando el compresor marcha en vacío.

1.5.1.2.2 Compresores rotativos de tornillo o helicoidal.

En los compresores de tornillo, dos rotores o árboles paralelos, macho y hembra, de forma helicoidal, giran en sentido contrario en un cárter y comprimen el aire en sus lóbulos de manera continua.

Estos compresores son asimismo de tipo volumétrico. Están dispuestos de tal manera que el rotor macho se encuentra dotado de lóbulos con un perfil de estudiado diseño, y el rotor hembra de acanaladuras en las cuales se introducen los lóbulos en el curso de la rotación. El accionamiento del conjunto tiene lugar por el extremo del eje que lleva el rotor macho, quien arrastra por contacto a la hembra, o lo hace mediante engranajes sincronizados que posicionan relativamente los elementos con enorme exactitud, consiguiendo en ambos casos la intercepción mutua entre los cuatro lóbulos del macho y los seis canales de la hembra.

El rotor macho es el que absorbe la potencia suministrada por el motor, estableciéndose alrededor del 85 al 90 % de la potencia total para él, dejando un 10 al 15 % para el rotor hembra. Los rotores giran a unas velocidades lentas (1, 300-2,400 r.p.m.) sobre rodamientos de bolas y rodillos, con interposición de una película de aceite que sirve para sellar el espacio de compresión y eliminar el calor que se origina durante la compresión.

En la figura 1.5.1.2.2.1 se muestran los dos rotores paralelos de tipo tornillo con perfil asimétrico.

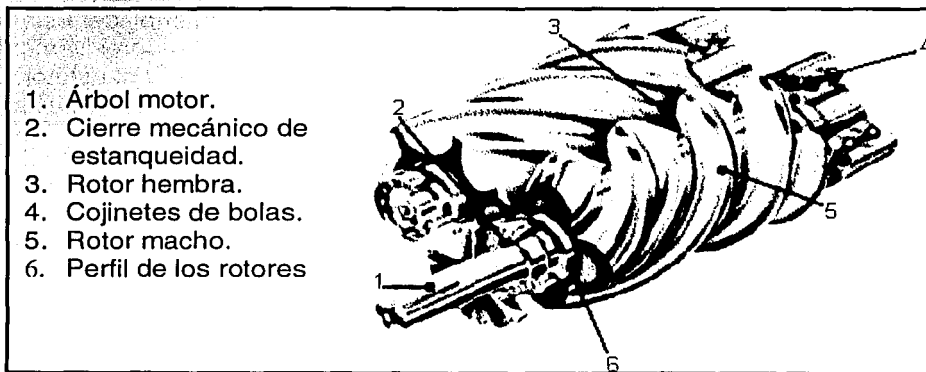


Figura 1.5.1.2.2.1. Compresor de tornillo. Rotores helicoidales paralelos de perfil asimétrico.

El perfil helicoidal de estos tornillos se mecaniza por medio de máquinas especiales de alta precisión sobre aceros de alta calidad, con lo que se consigue una etapa de compresión de alto rendimiento. En este tipo de compresores, la estanqueidad entre las superficies helicoidales de los tornillos se asegura mediante la aportación de aceite en la cámara de aspiración, garantizando una lubricación del conjunto giratorio. A la salida de la etapa de compresión el aire sale mezclado con el aceite, aceite que se recupera y después de enfriado y filtrado es inyectado de nuevo en la cámara de aspiración, completando el ciclo.

En los compresores de tornillo la temperatura de salida del aire comprimido es de 70 °C para una temperatura ambiente de 20 °C.

El compresor giratorio de tornillo tiene un diagrama de flujo que se presenta simplificado en la figura 1.5.1.2.2.2.

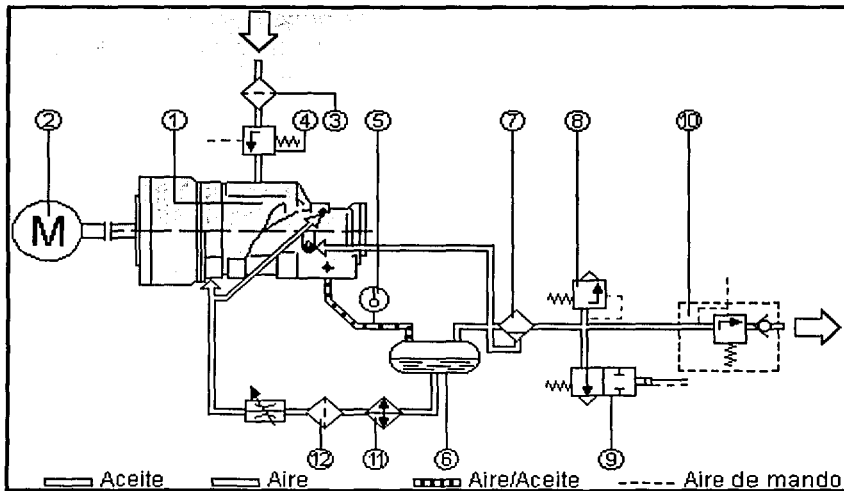


Figura 1.5.1.2.2.2. Diagrama de flujos de aire y aceite de un compresor de tornillo.

Los tornillos giratorios que se encuentran en la referencia 1 y son movidos directamente o por medio de correas mediante el motor 2 que produce el aporte de energía necesario. El aire es aspirado según indica la flecha, atravesando un filtro previo 3 y un regulador de aspiración 4. El aire impulsado llega a un separador de aceite 7 después de haber sufrido una decantación en el depósito 6, conduciéndose el aceite hacia la cámara de aspiración a través de un enfriador 11 y un filtro 12. El aire ya exento de aceite se conduce hacia la salida, donde se encuentra en derivación la válvula de seguridad 8, el antirretorno 10 y la válvula de control 9.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.5.1.2.3 Compresores de émbolo giratorio.

Los compresores de émbolo giratorio comprimen el aire mediante un émbolo que gira. Durante el proceso de compresión se reduce continuamente la cámara de compresión.

1.5.1.2.4 Compresores Roots o de pistones rotativos.

Los compresores Roots mostrados en la figura 1.5.1.2.4.1 también son conocidos con el nombre de soplantes, tienen un amplio campo de aplicación para bajas presiones. Consisten en una envolvente elíptica con una rueda de paleta giratoria. Dentro de un cuerpo de bomba o estator, dos rotores de perfiles idénticos en forma de 8, giran a velocidad angular constante, en sentido inverso el uno del otro. Estas rotaciones están sincronizadas por un juego de engranajes exteriores, lubricados por baño de aceite. A diferencia de otros compresores, los rotores no rozan ni entre sí ni con el estator, existiendo una pequeña tolerancia entre estos; por consiguiente, no pueden efectuar compresión interior, ya que el volumen de las cámaras de trabajo no disminuye durante la rotación.

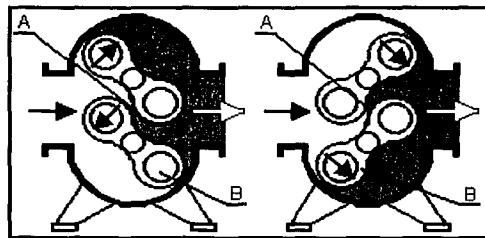


Figura 1.5.1.2.4.1. Compresor Root. A) Juego entre rotores. B) Rotor motriz.

Estos compresores únicamente transportan del lado de aspiración al de compresión el volumen de aire aspirado, sin comprimirlo en este recorrido. El volumen que llega a la boca de salida, todavía con la presión de aspiración, se junta con el aire ya comprimido que vuelve de la tubería de descarga y se introduce en la cámara cuyo contenido llega en ese momento a la presión máxima, siendo descargado seguidamente.

Disponen de la ventaja de que la ausencia de fricción entre los rotores hace innecesaria la lubricación en la cámara de compresión, lo cual permite la entrega de un aire totalmente exento de aceite que pudiera contaminarlo.

Son muy aceptados en la impulsión neumática de materiales a granel, en los camiones - silo, fábricas de cemento y un largo etcétera de posibilidades industriales, ya que sus formas constructivas presentan aspectos muy variados.

1.5.1.3 Compresores centrífugos.

Los compresores centrífugos se emplean generalmente en aquellas aplicaciones donde el caudal prima sobre la presión.

1.5.1.4 Compresores secos.

Cuando el agente comprimido que ha de producir un compresor tiene que quedar exento de aceite, hay que recurrir a compresores de pistón o de tornillo en los que ningún aceite de lubricación o sucedáneo entre en contacto con el gas a comprimir, resolviendo la mencionada necesidad mediante cámaras de compresión sin lubricante. Son los vulgarmente llamados "compresores secos", cuyo adjetivo no concuerda con la realidad, pues el aire sigue estando húmedo, denominándose mejor "compresores exentos de aceite o sin lubricación".

Desde luego que es imposible conseguir un aire real y absolutamente exento de aceite, si bien los compresores secos, teóricamente, producen aire libre de aceite, puesto que trabajan con cámaras de compresión sin lubricación. No obstante, aspiran el aire del medio ambiente y, aunque estén equipados con filtros de admisión de alto rendimiento, concentran las impurezas que se encuentran en el mismo por pocas que sean. Independientemente del uso que se le dé al equipo, en absoluto se puede garantizar que no dejarán de pasar partículas. Así que la definición de aire exento de aceite deberá ser: aire al que, por medios prácticos, se ha eximido de aceite hasta tal punto que no se pueden detectar trazas de aceite en las líneas de aire comprimido.

Por tanto, es evidente que el tener un compresor exento de aceite no excusa el colocar filtros de aire cerca del punto de consumo, ya que el aire es portador, en una dosis más o menos grande, de contaminantes a veces imperceptibles.

1.5.2 Acumulador

A la salida del compresor y antes de la red de distribución se instala un acumulador también conocido como depósito de aire a presión o comprimido (evitando las distancias largas entre el compresor y el acumulador).

El acumulador se encarga de almacenar el aire comprimido proveniente del compresor.

La función de los acumuladores es:

- Amortiguar las pulsaciones del caudal de aire salido de los compresores.
- Actuar de distanciador de los periodos de regulación.
- Hacer frente a las demandas máximas de caudal sin que se provoquen caídas de presión.
- Adaptar el caudal de salida del compresor al consumo de aire en la red.

El acumulador compensa las oscilaciones de la presión que se producen cuando se retira aire a presión del sistema. Si la presión en el acumulador desciende por debajo de un valor determinado, el compresor lo vuelve a llenar hasta que la presión llega hasta el nivel máximo que se haya ajustado. Gracias a esta configuración se evita que el compresor tenga que funcionar ininterrumpidamente.

Los acumuladores son horizontales o verticales según la disposición de su eje principal y se construyen en chapa de acero y consta de dos fondos repujados con convexidad exterior. Los fondos son generalmente embutidos y tienen forma de bóveda esférica; van unidos a la virola mediante una curva de enlace.

La superficie relativamente grande del acumulador provoca un enfriamiento del aire contenido en él. Durante este proceso de enfriamiento se condensa agua que debe ser evacuada regularmente a través de un grifo.

Los acumuladores, deben estar provistos de accesorios de protección y control. Los accesorios principales son:

- 1) Manómetro
- 2) Termómetro
- 3) Válvula de purga de condensados manual o automática
- 4) Nivel visual de condensados
- 5) Válvulas manuales de aislamiento tipo bola
- 6) Válvula de seguridad tarada según el Reglamento de recipientes a presión

En la figura 1.5.2.1 se muestra el acumulador colocado a la salida del compresor así como sus accesorios de protección y control.

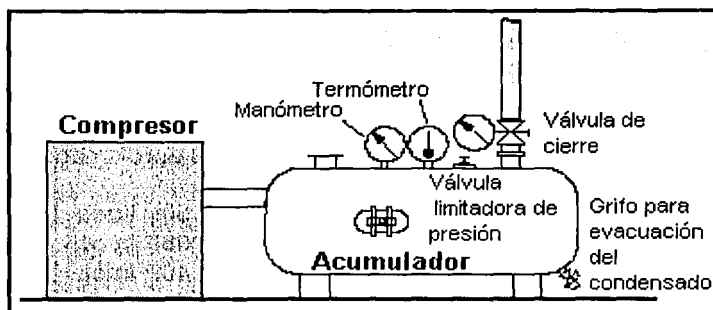


Figura 1.5.2.1. Ubicación del acumulador a la salida del compresor.

El tamaño del acumulador depende de los siguientes criterios:

- Caudal del compresor
- Cantidad de aire requerida en el sistema
- Red de tuberías (posible necesidad de volumen de aire adicional)
- Regulación del compresor
- Oscilación permisible de la presión en el sistema

Las conexiones entre el acumulador y el compresor deben ser elásticas para impedir la transmisión mecánica de las vibraciones.

No es recomendable conectar varios compresores a un solo acumulador. Lo que sí es conveniente, en muchas circunstancias, es instalar uno o más recipientes adicionales después del acumulador principal.

1.5.2.1 Capacidad del acumulador.

La capacidad del acumulador de aire comprimido está determinada por el caudal del compresor. No obstante, el sistema de descarga del compresor es el factor determinante para calcular el límite inferior de la capacidad del acumulador. Si funciona a intervalos muy repetidos se descargará rápidamente, y, por otro lado, resultaran variaciones de carga demasiado frecuentes en la instalación eléctrica. Si el compresor es de regulación automática la capacidad del acumulador en m^3 no debe ser inferior al caudal del compresor en m^3 por minuto. Esta norma se adapta si la variación de presión es de 1.5 bar. Para una diferencia de presión más pequeña o más grande, se puede calcular la capacidad del acumulador proporcionalmente a la diferencia de presión. Excepto en casos especiales, el compresor no debe arrancar más de 10 veces por hora, y en ninguna situación, más de 15 veces por hora.

TESTEADO
FALLA DE ORIGEN

Si se admite que la presión en las bocas de salida no puede variar mas de 0.7 bar sin causar problemas, entonces el acumulador, para poder soportar durante un minuto la carga, deberá tener un volumen de 1.4 veces la capacidad del compresor en m³/min. de aire libre.

Como orientación la capacidad del acumulador está determinada según el tipo de regulación y puede calcularse por las siguientes fórmulas aproximadas:

Para válvula piloto.....	$V \geq 30P$ litros
Automática con presostato.....	$V \geq 35P$ litros
Automática con presostato y contactor.....	$V \geq 40P$ litros
Automática con arrancador y / Δ	$V \geq 75P$ litros

Siendo "P" la potencia del compresor o la potencia total instalada en CV (caballos de vapor), y "V" el volumen en litros del acumulador o de todos los acumuladores existentes apropiadamente comunicados entre sí.

Otra de las formas de calcular la capacidad del acumulador es mediante un nomograma.

Ejemplo:

Determinar la capacidad del acumulador (V_A) mediante el nomograma de la figura 1.5.2.1.1 tomando en cuenta los siguientes datos:

Caudal del compresor (V_C) = 20 m³/min

Frecuencia de conmutación/h (z) = 20

Diferencia de presión (Δp) = 100 kPa = 1 bar

Solución:

Con el nomograma de la figura 1.5.2.1.1 se puede calcular la capacidad del acumulador de una manera rápida y sencilla, tomando como base los datos " V_C ", " z " y " Δp ".

En las líneas inclinadas inferiores del nomograma se encuentran las diferencias de presiones (Δp), en las superiores las conmutaciones/h (z), en el eje vertical inferior se encuentra el caudal del compresor (V_C) y en el superior la capacidad del acumulador (V_A), la cuál se quiere calcular mediante este nomograma.

Para resolver el ejemplo se tiene que seguir los siguientes pasos:

1. Como se conoce el caudal del compresor que es de 20 m³/min, se traza desde ahí una línea horizontal hacia la derecha hasta que haga intersección con la línea inclinada de la diferencia de presiones que en este caso es de 1 bar.

2. Trazar una línea vertical hacia arriba desde el punto de intersección obtenido en el paso 1 hasta que haga intersección con la línea inclinada de la frecuencia de conmutación que en este caso es de 20.
3. Por último trazar una línea horizontal hacia la izquierda desde el punto de intersección obtenido en el paso 2 para conocer el valor del volumen del acumulador el cual es:

$$V_A = 15 \text{ m}^3$$

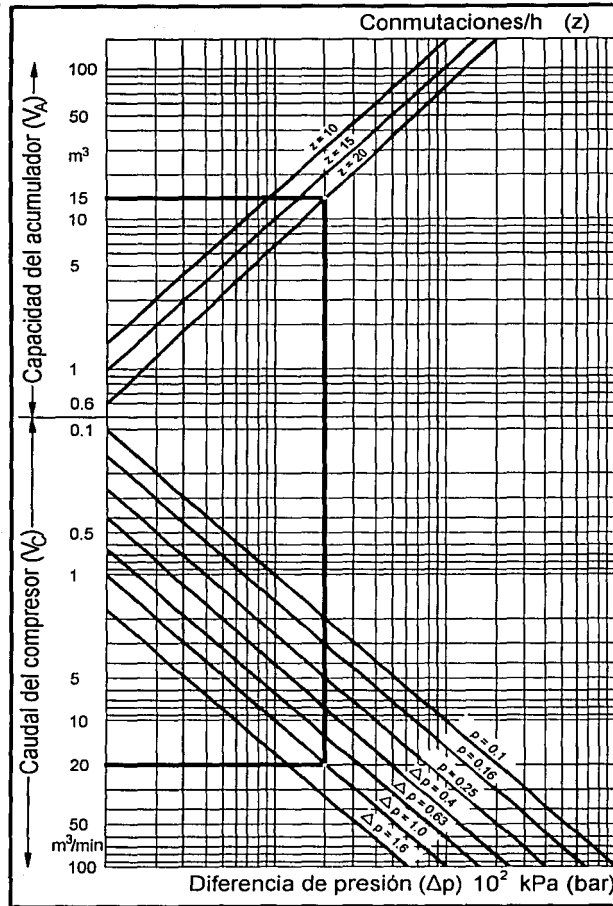


Figura 1.5.2.1.1 Nomograma para el cálculo de la capacidad del acumulador.

1.5.1 Secadores de aire

El aire aspirado por el compresor siempre contiene cierto grado de humedad en forma de vapor de agua. Ese contenido de humedad es expresado en por ciento de humedad relativa. La humedad relativa depende de la temperatura y de la presión. Cuanto mayor es la temperatura del aire, tanto más vapor de agua puede contener el aire. Si se alcanza el 100 % de humedad relativa, el agua se condensa y se deposita en las paredes.

Para que en una instalación de aire comprimido no aparezca ninguna cantidad de agua, el aire comprimido, antes de ser distribuido a la red, debe haberse secado hasta un punto de rocío que sea inferior a la temperatura del aire ambiente en donde se utiliza.

Las condensaciones de vapores de agua y aceite son causa de una serie de inconvenientes, tales como:

- Corrosión de las tuberías metálicas.
- Entorpecimiento en los accionamientos neumáticos.
- Errores de medición en equipos de control.
- Obstrucción de boquillas en chorros de arena.
- Pintado defectuoso de superficies.
- Degradación del poder lubricante de los aceites de engrase.
- Oxidación de los órganos internos en los equipos receptores.
- Aparición de escarcha en los escapes de las herramientas neumáticas.
- Bajo rendimiento de toda la instalación.

En general, el aire comprimido con un contenido demasiado elevado de humedad reduce la vida útil de sistemas neumáticos. En consecuencia es necesario instalar secadores de aire con el fin de reducir el contenido de humedad del aire hasta alcanzar los niveles deseados. Los secadores son equipos destinados a tratar el aire o los gases comprimidos, para reducir en ellos su contenido de vapor de agua; así, si sufren un último enfriamiento, hasta alcanzar una determinada temperatura límite (punto de rocío), no presentan condensación alguna. Para secar el aire puede recurrirse a alguno de los siguientes métodos: secado por enfriamiento o secador frigorífico, secado por adsorción y secado por absorción.

Para su más correcto funcionamiento y, en general, para contribuir a una depuración efectiva del fluido comprimido, deben ir acompañados de los elementos siguientes:

- a) Un elemento corrector de la temperatura del fluido comprimido para que éste, normalmente, no supere los 25 a 30 °C a su admisión en el equipo secador. Por lo general, cubre esta misión el refrigerador posterior que lleva el

compresor a su salida. Cuando no se disponga del mismo, o fuera manifiestamente insuficiente su capacidad de enfriamiento, deberá corregirse tal deficiencia.

- b) En los secadores por enfriamiento o frigoríficos se recomienda un separador previo como elemento protector de su suciedad y postfiltros que reduzcan las partículas sólidas y el contenido de aceite. En los secadores de adsorción, sin embargo, es indispensable disponer de prefiltros consistentes en un filtro cerámico y un desoleador, para eliminar el agua y el aceite arrastrados en fase líquida, y postfiltros para quitar los aerosoles o vapores de aceite vehiculados por el flujo comprimido junto con contaminantes sólidos.

El secador constituye la última etapa en la depuración del aire, y presenta las siguientes ventajas:

- Punto de rocío constante, independiente de la carga.
- El costo de la instalación de la red de aire comprimido se reduce a un 30 %.
- Los gastos de mantenimiento de la maquinaria y herramientas se reducen a un 25 %.
- Se evita la corrosión. La humedad relativa es inferior al 35 % en plantas de aire comprimido interiores.
- Gastos de funcionamiento, incluyendo amortizaciones, muy reducidos; sólo un 5-10 % de los costos totales de la producción del aire comprimido.

Los costos adicionales ocasionados por la instalación de un secador de aire son rápidamente amortizados debido a la disminución de los costos de mantenimiento, por tiempos de inactividad menores y por la mayor fiabilidad del sistema.

A continuación se describe a los diferentes secadores como son: por enfriamiento, por adsorción y por absorción.

1.5.3.1 Secador por enfriamiento.

Si el aire comprimido se va a emplear solamente en redes de aire internas, o para accionar herramientas neumáticas o cualquier otro trabajo bajo cobijo, normalmente es suficiente un secador por enfriamiento.

El secador usado con más frecuencia es el secador por enfriamiento, también conocido como secador frigorífico. En él, el aire es enfriado hasta temperaturas inferiores al punto de condensación. La humedad contenida en el aire es segregada y recogida en un recipiente. En la figura 1.5.3.1.1 se muestra el funcionamiento de un secador por enfriamiento.

Destacan, como características más interesantes de este tipo de secador, su reducido consumo de energía, ya que la gastan, en el compresor de freón y en el ventilador del condensador.

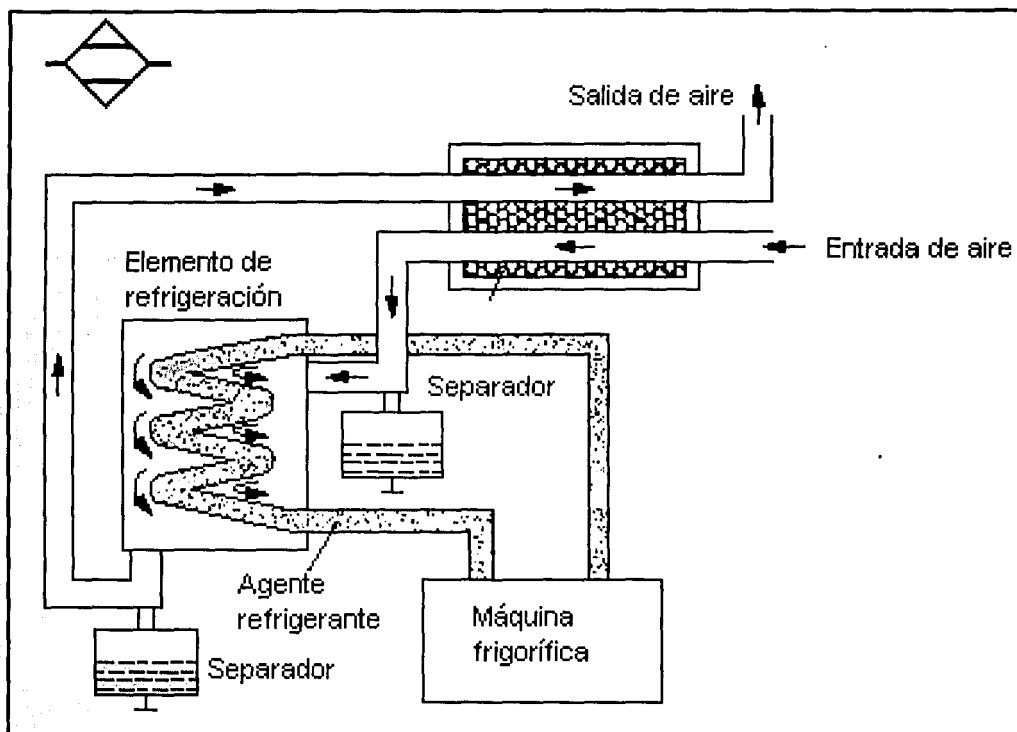


Figura 1.5.3.1.1. Sistema de un secador por enfriamiento.

El aire que penetra en el secador por enfriamiento pasa antes por un proceso de enfriamiento previo en el que se recurre al aire frío que sale de un intercambiador térmico. A continuación el aire es enfriado en el secador hasta alcanzar una temperatura inferior al punto de condensación el cual se define como la temperatura que tiene que alcanzar el aire para que pueda condensar el agua.

Cuanto menor sea la temperatura en relación con el punto de condensación, tanta más agua condensará. El secado por enfriamiento permite alcanzar temperaturas entre los 2 °C y 5 °C.

Las partes que componen a un secador por enfriamiento se pueden apreciar en la figura 1.5.3.1.2.

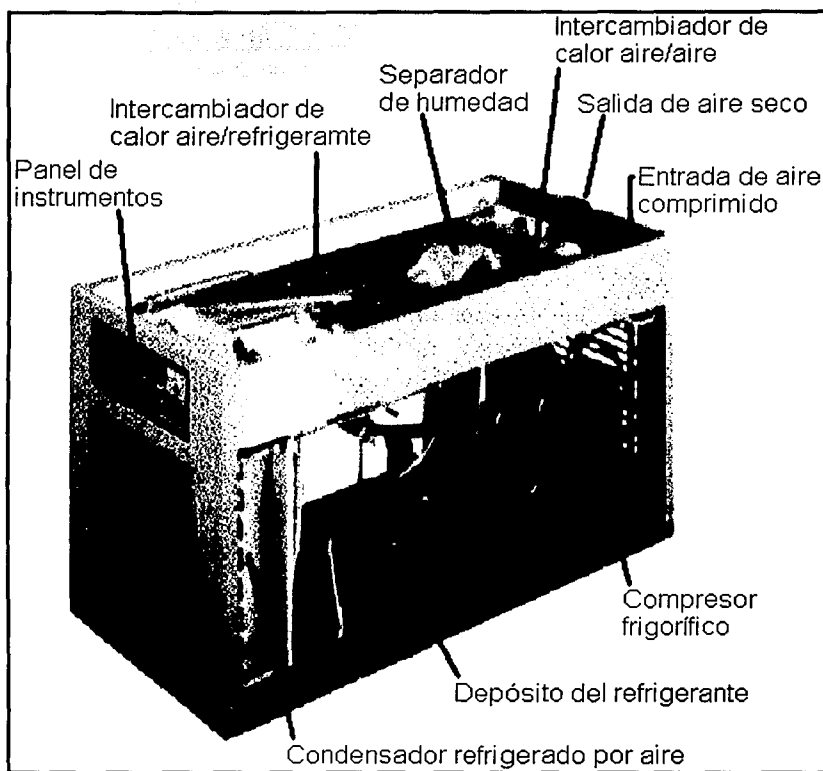


Figura 1.5.3.1.2. Secador por enfriamiento

1.5.3.2 Secador por adsorción.

Los secadores de adsorción efectúan el secado mediante un adsorbente sólido de naturaleza regenerable, que retiene, en un ciclo de adsorción, el vapor de agua contenido en el fluido comprimido, eliminando este vapor, mediante un segundo ciclo de desadsorción, al ser sometido dicho adsorbente a un adecuado proceso de reactivación. En la figura 1.5.3.2.1 se muestra el ciclo de secado de aire por adsorción

La duración de ambos ciclos es prácticamente la misma, si se incluyen en el de regeneración los tiempos complementarios si, en su caso, procede de enfriamiento, descompresión y presurización.

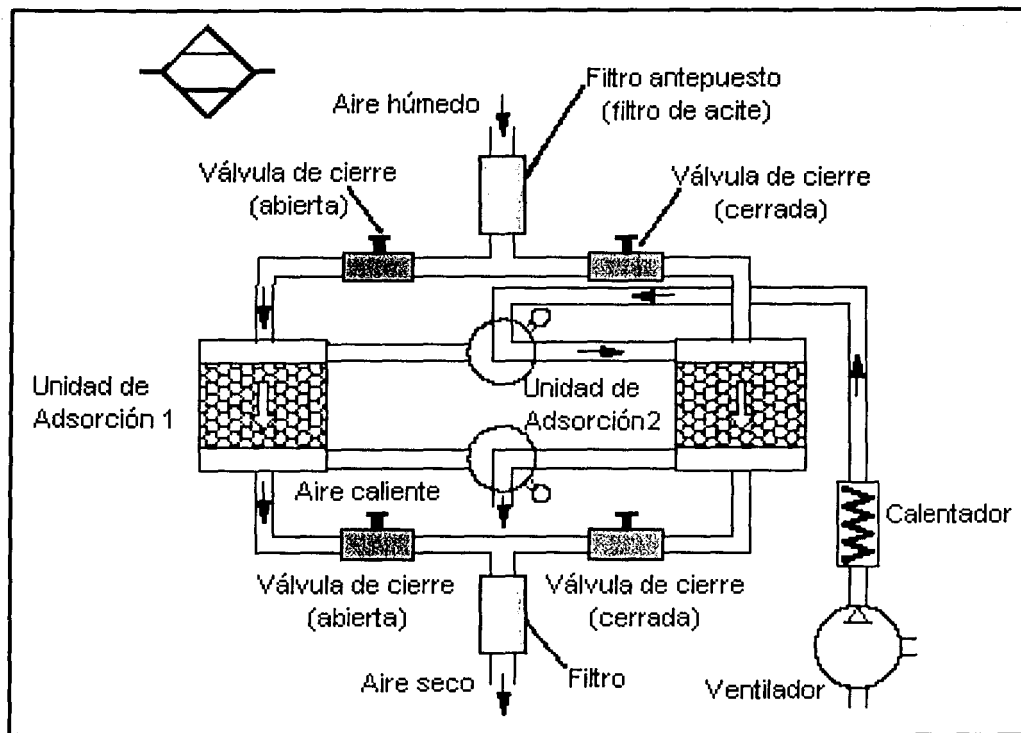


Figura 1.5.3.2.1. Sistema de un secador por adsorción.

Para cumplir este propósito, los secadores están constituidos por dos torres o elementos secadores gemelos, que contienen la respectiva carga de adsorbente. Una secuencia de alternancias cíclicas de secado y de regeneración, en el par de torres, permite disfrutar de un flujo continuo e ininterrumpido de fluido comprimido seco que, a su salida, se entrega a la red de distribución. En la figura 1.5.3.2.II se muestra un secador por adsorción.

El agente secador, también denominado gel secador, es un granulado compuesto principalmente de óxido de silicio. El método de secado por adsorción permite obtener los puntos de condensación más bajos (hasta $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Siempre se utilizan dos unidades de adsorción. Si el gel de la primera unidad de adsorción está saturado, el equipo conmuta a la segunda unidad. Entretanto, la primera unidad es regenerada mediante un proceso de secado con aire caliente.

Los secadores de adsorción son apropiados para suministrar aire seco a:

- Instrumentación neumática.
- Transporte neumático de productos a granel higroscópicos.
- Industrias químicas y petroquímicas.
- Protección de circuitos eléctricos.
- Y en aplicaciones en donde se precise una sequedad alta.

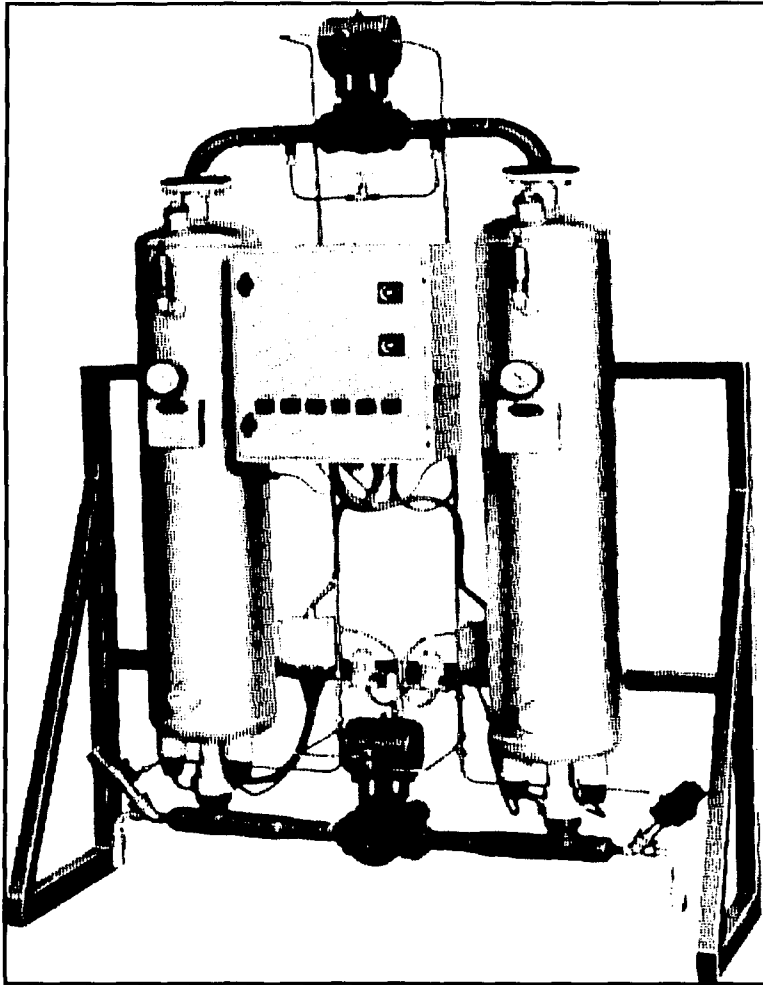


Figura 1.5.3.2.2. Secador por adsorción.

1.5.3.3 Secador por absorción.

El proceso de secado por absorción es un método puramente químico que es utilizado muy pocas veces a raíz de los elevados costos de servicio. En la figura 1.5.3.3.1 se muestra el ciclo del secado por absorción.

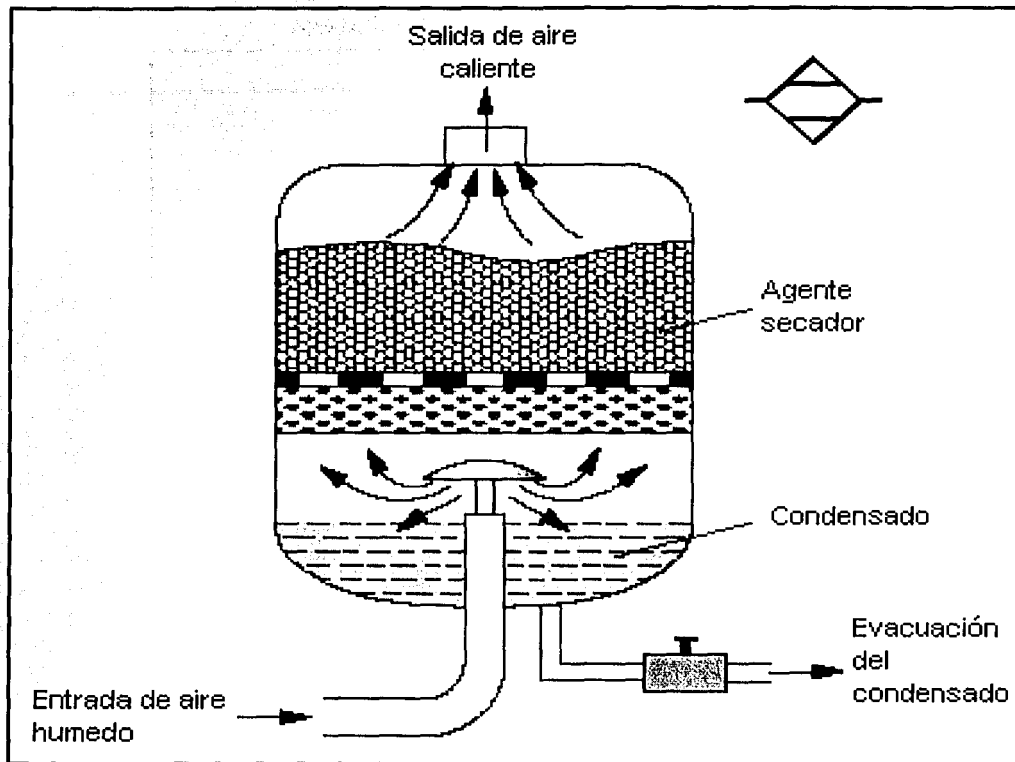


Figura 1.5.3.3.1. Sistema de un secador por absorción.

Absorción.

Una materia gasiforme es fijada por una materia sólida o líquida.

Primero, el aire a presión es guiado a través de un filtro para retirar la mayor cantidad de gotas de agua y de aceite posible. Cuando el aire entra en el secador, es sometido a un movimiento rotativo al atravesar la cámara de secado, la cual contiene una masa de secado. La humedad se une a dicha masa de secado y la disuelve. El líquido obtenido de este modo pasa al depósito interior. Este depósito

tiene que ser vaciado regularmente y, además, deberá sustituirse también con regularidad la masa de secado.

Características del método de absorción:

- **Instalación sencilla de equipo**
- **Poco desgaste mecánico (por no incluir piezas móviles)**
- **No hay necesidad de recurrir a fuentes de energía externas**

1.5.2 Unidad de mantenimiento.

Este elemento tiene la función de acondicionar el aire a presión, está formado por el filtro, el regulador y el lubricador. El aire comprimido procedente de la red general, además de las impurezas que pueden pasar a él en la aspiración por el compresor, contiene también otras impurezas procedentes de la red de tuberías tales como por ejemplo, polvo, cascarillas y residuos de la oxidación. Existen también impurezas líquidas entre las cuales se encuentran el agua condensada y los aceites descompuestos procedentes del compresor. El agua se condensa y se deposita en las conducciones produciendo oxidaciones.

El aire que circula por las tuberías, si no existe secador de aire está saturado de humedad por lo cual al enfriarse producen condensados y trae como consecuencia la oxidación en la tubería. El aceite lubricante descompuesto y medio quemado procedente de la lubricación del compresor y, como este ha pasado por las zonas de alta temperatura se descompone y se convierte en elemento corrosivo.

A continuación se describirán cada uno de los elementos que componen a una unidad de mantenimiento.

1.5.4.1 Filtro del aire comprimido.

El condensado, las impurezas y demasiada cantidad de aceite pueden ser motivo de desgaste de piezas móviles y de juntas de elementos neumáticos. Dichas sustancias pueden contaminar el medio ambiente a través de fugas en el sistema. Si no se utilizan filtros, es posible que los productos que se produzcan en la fábrica queden inutilizados por efecto de la suciedad.

El abastecimiento de aire a presión de buena calidad en un sistema neumático depende de gran medida del filtro que se elija. Los filtros son diseñados para la eliminación de impurezas sólidas y líquidas. Los filtros son elegidos teniendo en cuenta tres factores importantes siguientes:

- Eliminación eficaz de impurezas, polvos agua, etc.
- Efectuar esta eliminación con la menor pérdida de carga posible, puesto que la pérdida de carga supone desperdicios de aire comprimido
- Que tenga un mantenimiento y limpieza sencillo

El filtro tiene la misión de liberar el aire comprimido de todas las impurezas antes mencionadas y del condensado el cual debe de ser evacuado antes de que su volumen llegue al nivel máximo, ya que si esto sucediera volvería a mezclarse con el aire.

Si el condensado es cuantioso, es recomendable instalar un sistema de evacuación de condensado automático en vez de que la evacuación sea manual. La unidad de evacuación automática cuenta con un flotador que, al llegar al nivel máximo de condensado, actúa sobre una palanca que abre una tobera dejando pasar aire a presión. El aire a presión actúa sobre una membrana la que, por su parte abre una salida de evacuación. Una vez que el flotador llega al nivel mínimo de condensado en el depósito cierra la tobera e interrumpe la evacuación del condensado. En la figura 1.5.4.1.1 se muestra el filtro así como su símbolo.

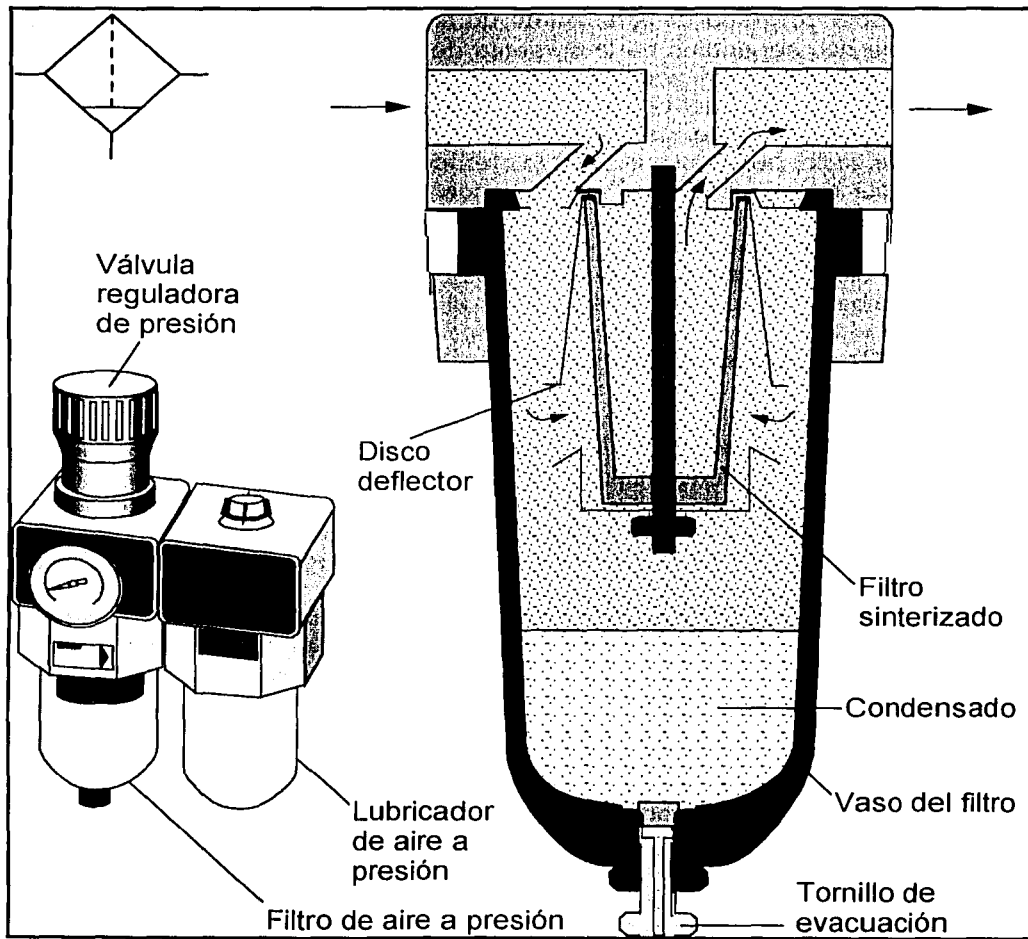


Figura 1.5.4.1.1. Filtro del aire a presión.

El aire a presión que entra en el filtro choca con un disco en espiral por lo que produce un movimiento rotativo. La fuerza centrífuga tiene como consecuencia la separación de partículas de agua y sustancias sólidas que son proyectadas contra la pared interior del filtro descendiendo estas partículas a la parte inferior. El aire acondicionado de esta manera atraviesa el filtro, en el que son separadas las partículas de suciedad restantes que tengan dimensiones superiores a los tamaños de los poros. Los filtros normales tienen poros con dimensiones que oscilan entre $5\mu\text{m}$ y $40\mu\text{m}$.

Bajo el concepto de grado de filtración de un filtro se entiende el porcentaje de partículas que son separadas de la corriente de aire. Si los poros son de $5\mu\text{m}$, normalmente se obtiene un grado de filtración de 99.99%. Los filtros tienen que ser sustituidos después de cierto tiempo, ya que las partículas de suciedad pueden saturarlos. Cabe mencionar que el efecto de filtración se mantiene incluso si el filtro está sucio, pero se tiene que tener en cuenta que un filtro sucio significa una resistencia mayor al flujo de aire trayendo como consecuencia una mayor caída de presión en el filtro. Para determinar el momento oportuno para cambiar el filtro, deberá efectuarse un control visual o una medición de la diferencia de presiones. Si dicha diferencia es superior a valores comprendidos entre 40 y 60 kPa (0.4 y 0.6 bar), es recomendable proceder al cambio del filtro.

1.5.4.2 Regulador del aire comprimido.

El nivel de presión del aire comprimido generado por el compresor no es constante. Las oscilaciones de la presión en las tuberías pueden incidir negativamente en las características de conmutación de las válvulas, en la velocidad de los cilindros y en la regulación del tiempo de válvulas de estrangulación y retardo. En consecuencia es importante que la presión del aire sea constante para que el equipo neumático no ocasione problemas.

Para obtener un nivel constante de la presión del aire se instalan reguladores de presión en el sistema de alimentación de aire comprimido (presión secundaria), independientemente de las oscilaciones que surjan en el circuito principal (presión primaria). El reductor o regulador de presión es instalado detrás del filtro de aire, con el fin de mantener un nivel constante de la presión de trabajo.

Normalmente las presiones utilizadas en la práctica son de 6 bar en la sección de operación y 4 bar en la sección de mando, estas han demostrado ser la mejor solución para satisfacer las necesidades, los criterios de generación de aire a presión y los del rendimiento de los elementos neumáticos. Si la presión de trabajo es mas elevada, no se aprovecharía debidamente la energía y, además, el desgaste sería mayor; si la presión es menor, disminuiría la eficiencia, especialmente en la sección operativa del sistema.

Un regulador de presión es bueno y está bien instalado si proporciona:

- Regularidad en la presión ajustada a pesar de las variaciones de presión que se produzcan en la línea general de alimentación de aire.
- Mayor rendimiento de los elementos neumáticos al alimentarse éstos a su presión óptima de funcionamiento.
- Aumento de la rentabilidad de la instalación gracias a que una regulación conveniente de la presión de aire disminuye el desgaste de los elementos neumáticos y el consumo de aire.

En la figura 1.5.4.2.1 se muestra como esta constituido internamente un regulador de presión a sí como las partes que lo componen.

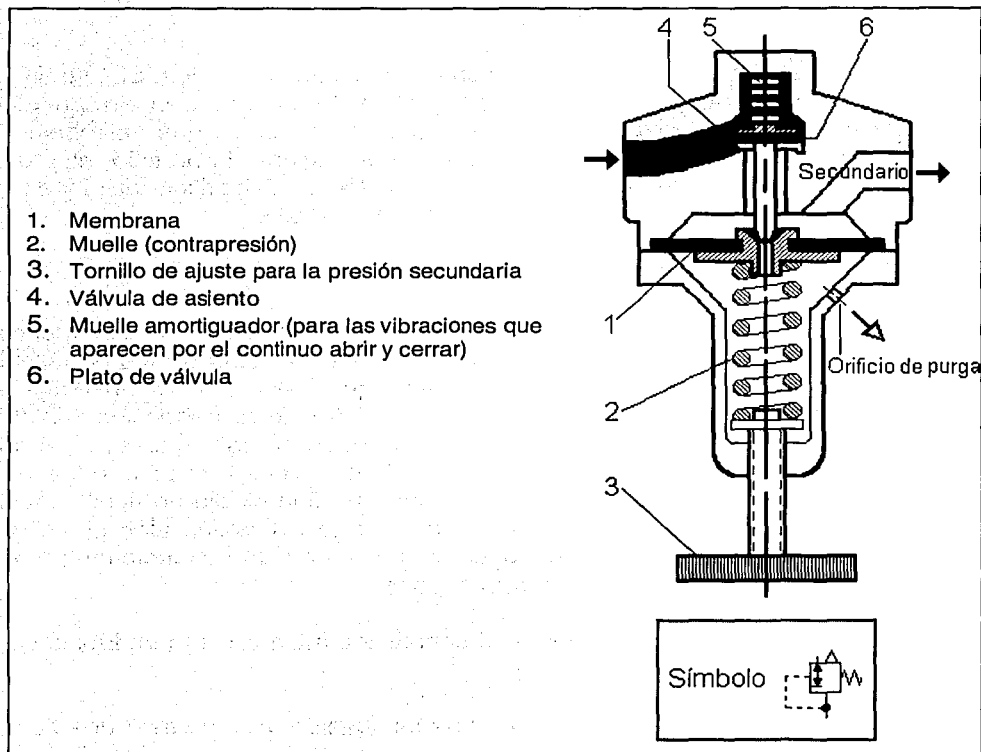


Figura 1.5.4.2.1. Regulador de presión.

TESIS CON
FALLA EN ORIGEN

El regulador de presión tiene la misión de mantener constante el consumo de aire y la presión de trabajo (presión secundaria) con independencia de la presión de la red variable (presión primaria). La presión de entrada es siempre mayor que la presión de salida. La válvula de presión regula la presión secundaria mediante una membrana (1). Una de las caras de la membrana es impulsada por la presión de salida, y en la otra parte se coloca un muelle (2) cuya fuerza es regulable por un tornillo de ajuste (3). De este modo puede graduarse la presión secundaria.

Al aumentar la presión de salida, la membrana se mueve venciendo la fuerza del muelle, por lo que la sección de paso en la junta de la válvula varía de modo continuo o se cierra por completo, regulándose la presión de salida a través del caudal que circula. Al tomarse aire, desciende la presión y la fuerza del muelle hace que se abra la válvula. La regulación de la presión de salida implica un constante abrir y cerrar de la válvula. Con el fin de que no se presenten fenómenos de vibración, se monta sobre el plato de la válvula (6) un sistema de amortiguación por aire o por resorte (5).

Se distinguen dos clases de reguladores, con o sin orificio de escape. Si se baja la presión secundaria accionando el tornillo de ajuste debe aparecer en el regulador sin escape un consumo por parte del secundario con el fin de que se rebaje la presión más alta ya establecida. En el regulador con escape, la presión más alta establecida de antemano es purgada al exterior a través del orificio destinado a este fin hasta que se alcanza la presión secundaria ajustada.

1.5.4.3 Lubricador del aire comprimido.

Existen componentes deslizantes con velocidades de traslación más o menos grandes. Al efectuarse estos movimientos es inevitable, a pesar de los perfectos acabados superficiales que tengan los materiales, que haya unos rozamientos o fricciones que originen desgastes. En la actualidad, debido al perfeccionamiento de los materiales se construyen componentes que pueden funcionar con aire no lubricado con un rendimiento muy alto. No obstante, siguen empleándose los lubricadores neumáticos que actúan introduciendo una fina niebla de aceite en el conducto de aire comprimido. El mismo aire transporta las minúsculas gotas de aceite hasta los elementos que deben lubricarse. Los lubricadores funcionan por el efecto de Venturi, aspirando el aceite de un depósito.

En la figura 1.5.4.3.1 se muestra como está constituido internamente un lubricador de aire a presión.

El aire a presión pasa a través de la unidad de lubricación. Al atravesar una zona de estrangulación de dicha unidad, se produce un vacío (efecto de venturi). Este vacío provoca la succión del aceite a través del tubo ascendente el cual esta

conectado al depósito de aceite. El aceite es transportado a la cámara de goteo donde este es pulverizado y mezclado con el aire.

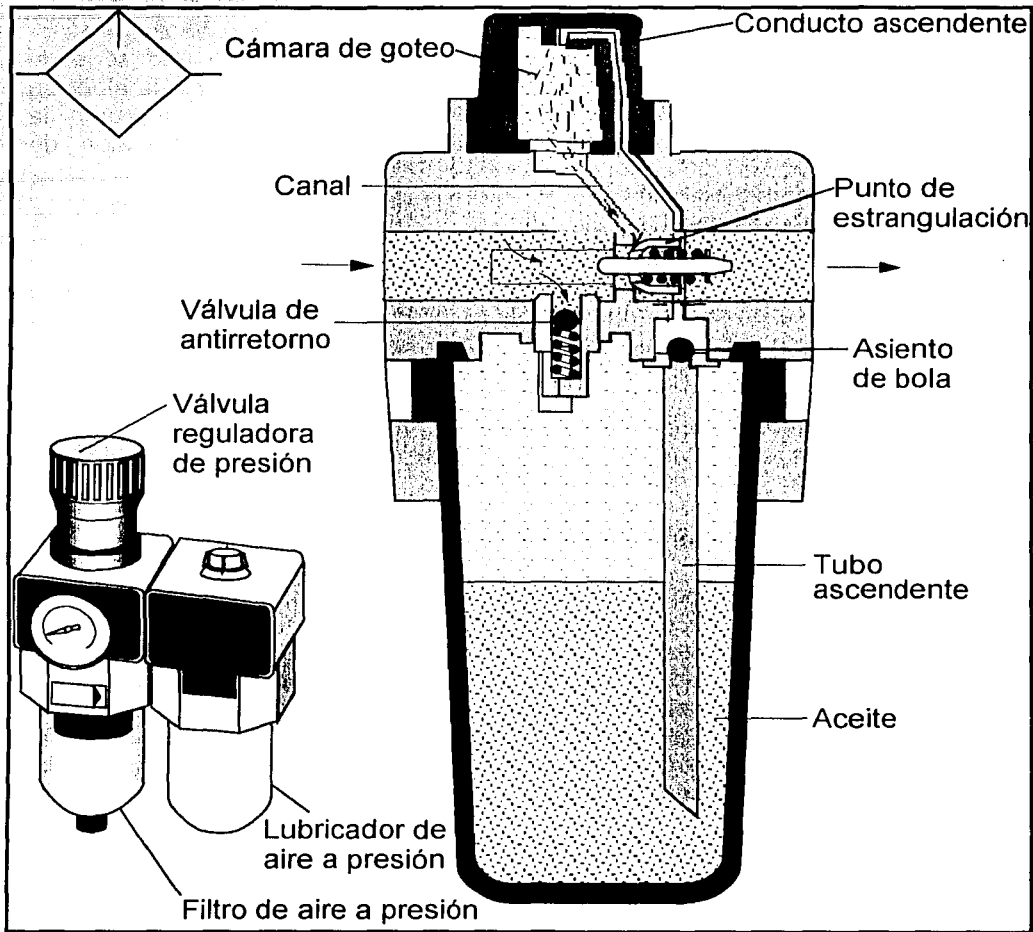


Figura 1.5.4.3.1. Lubricador de aire a presión.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.5.5 Distribución del aire comprimido

La misión al distribuir el aire comprimido es el llevar a éste desde la zona de compresores hasta los puntos de utilización. Para que la distribución de aire sea fiable y no cause problemas, es recomendable tomar en cuenta una serie de puntos. Entre ellos, las dimensiones correctas de sistemas de tuberías, la elección correcta de los materiales, la resistencia del caudal de aire, así como la configuración del sistema de tuberías y la ejecución de los trabajos de mantenimiento.

1.5.5.1 Dimensión de tuberías.

Tratándose de instalaciones nuevas, la determinación del diámetro interior de la tubería debe tomarse en cuenta una posible ampliación así como la incorporación de nuevos equipos neumáticos. Concretamente, la tubería principal debe tener dimensiones mayores a las que se necesitan para el sistema de distribución.

En todos los conductos se producen pérdidas de presión a raíz de resistencias al flujo, especialmente en zonas de estrechamiento, en ángulos, bifurcaciones y conexiones de tubos.

La selección del diámetro interior de la tubería depende de:

1. **El caudal.** Cualquier tipo de influencia que incide sobre el flujo de aire o cualquier cambio de dirección significa un factor de interferencia que provoca un aumento de la resistencia al flujo. Ello tiene como consecuencia una constante disminución de la presión dentro de las tuberías. Dado que es inevitable utilizar desviaciones, ángulos y conexiones de tubos en cualquier red de aire comprimido, es imposible evitar una reducción de la presión. No obstante, el montaje correcto de las conexiones puede contribuir a que la reducción de la presión sea mínima.
2. **Caída de presión.** La caída de presión existente en las redes de distribución de aire comprimido no debe superar en lo posible el valor de 0.1 kp/cm^2 hasta los consumidores acoplados; calculándose en la práctica con el 5% del valor de la presión de trabajo; así como un valor de 6 kp/cm^2 la presión de trabajo tiene una pérdida de 0.3 kp/cm^2 , que es aceptable.
3. **Puntos de estrangulación.** Estos se originan en la red de aire comprimido por la inclusión de tubos, accesorios, codos o curvaturas y desviaciones. Para el cálculo del diámetro interior de la tubería deben transformarse estos puntos de estrangulación en metros (m) de longitud de tubería y añadirse a la longitud total de la misma. A continuación se presenta las tablas 1.5.5.1.1a y 1.5.5.1.1b

que contiene la equivalencia en metros (m) de longitud de tubería de los puntos de estrangulación individuales.

Dispositivo	Longitud equivalente de tubería en m							
	Diámetro interior de tubería en mm							
	25	40	50	80	100	125	150	
Válvula de asiento	6	10	15	25	30	50	60	
Válvula de cierre	3	5	7	10	15	20	25	
Válvula de compuerta	0.3	0.5	0.7	1	1.5	2	2.5	
Manguito acodado	1.5	2.5	3.5	5	7	10	15	
Manguito acodado	1	2	2.5	4	6	7.5	10	
Manguito acodado r=d	0.3	0.5	0.6	1	1.5	2	2.5	
Manguito acodado r=2d	0.2	0.3	0.3	0.5	0.8	1	1.5	
Empalmes de tuberías, tubo en T	2	3	4	7	10	15	20	
Pieza reductora	0.5	0.7	1	2	2.5	3.5	4	

Tabla 1.5.5.1.1a Resistencia de circulación de dispositivos y codos de tubos transformada en longitud equivalente de tubería para diámetros interiores en milímetros (mm).

Accesorios para tuberías	Longitud equivalente en m							
	Diámetro interior de tubería en in							
	1"	1½"	2"	3"	4"	5"	6"	
Válvula de diafragma	1.5	2	3	4.5	6	8	10	
Válvula de compuerta	0.3	0.5	0.7	1	1.5	2	2.5	
Curvas de 90°	0.3	0.5	0.6	1	1.5	2	2.5	
Curvas de 45°	0.15	0.25	0.3	0.5	0.8	1	1.5	
Codos redondos	1.5	2.5	3.5	5	7	10	15	
Codos con enlace	1	2	2.5	4	6	7.5	10	
Tes	2	3	4	7	10	15	20	
Manguitos de reducción	0.5	0.7	1	2	2.5	3.5	4	

Tabla 1.5.5.1.1b Resistencia de circulación de dispositivos y codos de tubos transformada en longitud equivalente de tubería para diámetros interiores en pulgadas.

Los sistemas neumáticos modernos exigen la instalación de tubos que cumplan con determinadas condiciones. Concretamente, los materiales tienen que cumplir con lo siguiente:

- Bajo nivel de pérdida de presión
- Estanqueidad
- Resistencia a la corrosión
- Posibilidad de ampliación

En lo que respecta al uso de materiales de plástico, no solo tiene que tomarse en cuenta sus precios, sino que también cabe anotar que con ellos los costos de instalación son más bajos. Los tubos de plástico pueden unirse completamente utilizando pegamentos. Además, las redes de tuberías de plástico pueden ampliarse fácilmente.

Las tuberías de cobre o de acero, por lo contrario, son más baratas, pero para unir las hay que soldarlas o utilizar conexiones roscadas. Si estos trabajos no son llevados a cabo con una buena calidad, bien puede suceder que el sistema sea contaminado con virutas, residuos de soldadura, depósitos de partículas o de materiales de juntas. De este modo pueden surgir problemas durante el funcionamiento del sistema. Tratándose de tubos de diámetros pequeños y medianos, los de plástico ofrecen ventajas en comparación con todos los demás en lo que respecta al precio, al montaje, al mantenimiento y a la posibilidad de ampliar la red. En la figura 1.5.5.1.1 se muestra un sistema de distribución, desde el compresor hasta los consumidores.

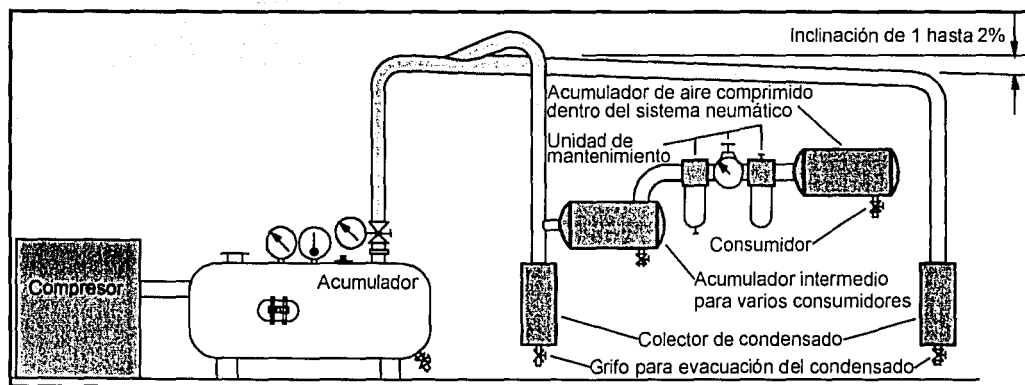


Figura 1.5.5.1.1. Sistema de distribución.

Dadas las oscilaciones de la presión en la red, es indispensable que los tubos sean montados sólidamente, ya que de lo contrario es posible que se produzcan fugas en las conexiones atornilladas o soldadas.

1.5.5.2 Configuración de la red de tubos.

La configuración de la red de tuberías es de gran importancia para el funcionamiento económico del sistema, aparte de escoger las dimensiones correctas de los tubos y de optar por una buena calidad de los materiales empleados.

El compresor suministra al sistema aire a presión en ciertos intervalos. Por lo tanto es frecuente que el consumo de aire a presión aumente solo durante un breve plazo. Esta circunstancia puede provocar condiciones desfavorables en la red de aire a presión. Por lo tanto es recomendable instalar un circuito anular principal de aire a presión, ya que de ese modo se obtiene un nivel de presión relativamente constante. En la figura 1.5.5.2.1 se muestra una configuración de la red de tuberías tipo anular.

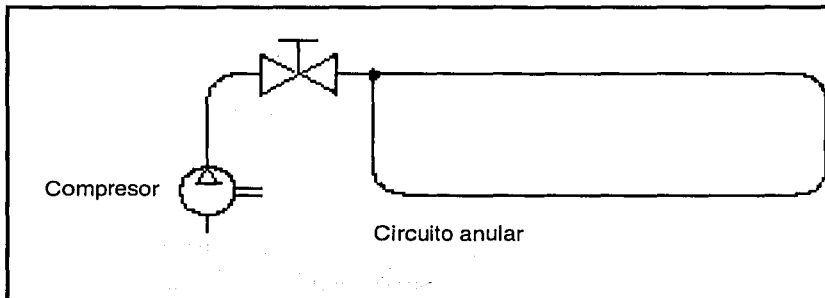


Figura 1.5.5.2.1. Configuración de la red de tuberías tipo anular.

Para efectuar trabajos de mantenimiento, de reparación y de ampliación de la red sin interferir en la alimentación del aire a presión, es aconsejable segmentar la red por partes individuales.

Con ese fin deberán instalarse bifurcaciones con conexiones en "T" y listones colectores con acoplamientos enchufables.

Los conductos de bifurcación deberían estar equipados con válvulas de cierre o con válvulas de bola tipo standard. En la figura 1.5.5.2.2 se muestra una configuración de la red de tuberías múltiple con la cual se puede seccionar una parte de la red para realizar mantenimientos sin afectar a toda la red.

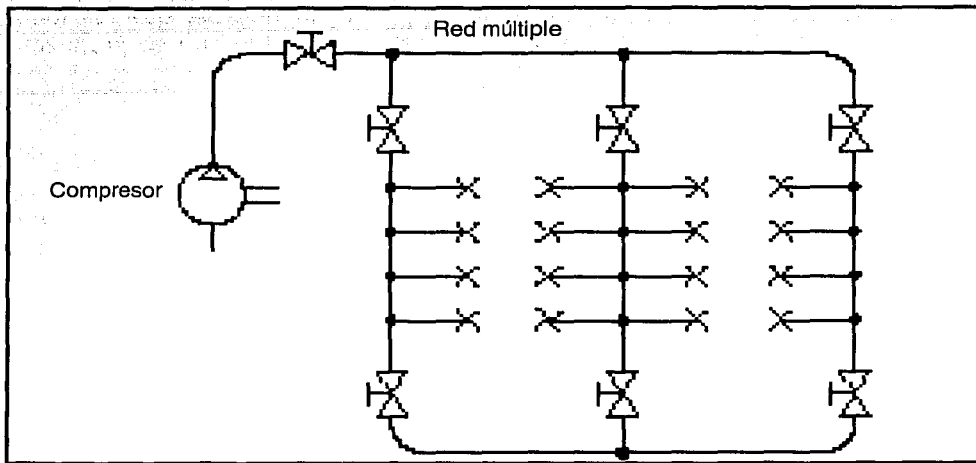


Figura 1.5.5.2.2. Configuración de la red de tuberías para una red múltiple.

Aunque el sistema de evacuación de aire del sistema generador de presión sea eficiente, siempre puede haber residuos de condensados en el sistema de tuberías debido a caídas de presión o de la temperatura exterior. Para evacuar ese condensado, todo el sistema debería tener una inclinación de 1 hasta 2% en dirección del flujo de aire. Los puntos de evacuación también pueden instalarse escalonadamente. De esta forma, el condensado puede ser evacuado en los puntos respectivamente más bajos a través de un separador de agua.

En la figura 1.5.5.2.3 se muestra todo el sistema de distribución para aire comprimido con todos los elementos necesarios para que el aire comprimido sea de buena calidad, todos los componentes neumáticos trabajen en óptimas condiciones y tengan una vida útil más prolongada. Los elementos que componen al sistema de distribución de aire son los siguientes:

1. Compresor
2. Refrigerador posterior
3. Calderín con purga automática
4. Secador (Frigorífico o de adsorción)
5. Purgas en finales de ramal con válvula automática o manual
6. Tubería de servicio (bajantes) con purga manual o enchufes
7. ➔ Flechas indicadoras de la pendiente en la dirección del flujo del aire, con la misión de conducir el agua a los puntos de drenaje establecidos de antemano.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

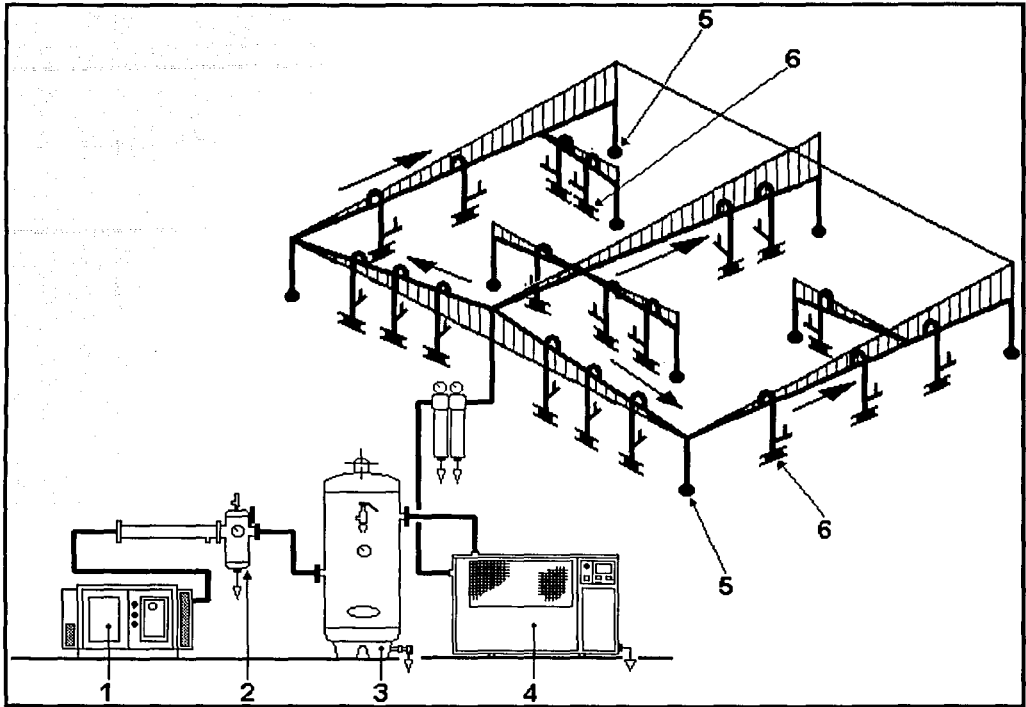


Figura 1.5.5.2.3. Sistema de distribución de aire a presión.

1.5.5.3 Cálculo de tuberías.

Como se ha visto, cuando se transporta un fluido a través de una tubería, se origina, inevitablemente, una pérdida de presión que se traduce en un consumo de energía y, por lo tanto, en un aumento en los costos de explotación.

La disminución de presión viene motivada por el rozamiento en los tubos rectos y por la oposición de las variaciones de dirección en los conductos, añadiendo las resistencias individuales de los accesorios. Por lo cual es importante calcular adecuadamente el diámetro de la tubería así como la longitud de la misma.

Se tiene que recordar que la pérdida de presión en la red de tuberías no debe exceder de un 2% de la presión de trabajo, por ejemplo, si se trabaja con una presión de 7 bar, la caída máxima de presión que se puede permitir oscilará sobre 0.14 bar.

La caída de presión en un tubo recto se calcula por la fórmula:

$$\Delta p = \frac{\beta}{RT} \cdot \frac{V^2}{D} LP$$

Δp = Caída de presión en atm o bar

P = Presión en atm o bar

R = Constante del gas, equivalente a 29.27 para el aire

T = Temperatura absoluta (t + 273)

D = Diámetro interior de la tubería en mm

L = Longitud de la tubería en m

$$V = \text{Velocidad del aire en m/segundo} = \frac{\text{m}^3/\text{min}}{60p} \times \frac{10000}{\text{cm}^2 \text{ sección tub.}}$$

β = Índice de resistencia, grado medio de rugosidad, variable con la cantidad suministrada G

G = Cantidad de aire suministrado en kg/hora = 1.3 Nm³/min X 60

Nota. Se supone que la temperatura del aire "t", es aproximadamente igual a la temperatura ambiente.

ÍNDICES DE RESISTENCIA "β" PARA "G" KG DE PESO DEL AIRE COMPRIMIDO QUE CIRCULA LA HORA

G	β	G	β	G	β	G	β
10	2.03	100	1.45	1,000	1.03	10,000	0.73
15	1.92	150	1.36	1,500	0.97	15,000	0.69
25	1.78	250	1.26	2,500	0.90	25,000	0.64
40	1.66	400	1.18	4,000	0.84	40,000	0.595
65	1.54	650	1.10	6,500	0.78	65,000	0.555
100	1.45	1,000	1.03	10,000	0.73	100,000	0.520

Ejemplo 1:

Si hay que suministrar una cantidad de aire de 10 Nm³ por minuto, la cual ha de transportarse a una distancia de 200 m por una tubería de 70 mm de diámetro, siendo la presión de 7 atm (7 bar) y su temperatura de 10°C (t), calcular la caída de presión Δp .

Solución:

Para G igual a 780 kg/hora, $\beta = 1.06$

$$V = \frac{10 \text{ m}^3/\text{min}}{60 \times (7+1)} \times \frac{10000}{38.5} = 5.5 \text{ m/segundo}$$

$$G = 1.3 \times 10 (\text{Nm}^3/\text{min}) \times 60 = 780 \text{ kg/hora}$$

Sustituyendo en la fórmula que da la caída de presión, resulta:

$$\Delta p = \frac{1.06}{29.27 \times 283} \times \frac{5.5^2}{70} \times 200 \times 8 = 0.09 \text{ atm o bar}$$

Los cálculos ocupando esta fórmula suelen ser un poco complicados. Para un cálculo más sencillo puede utilizarse el nomograma de la figura 1.5.5.3.I.

La aplicación práctica del nomograma facilita la determinación de los datos buscados con rapidez y exactitud, evitando el anterior procedimiento de cálculo.

Es cómodo encontrar cualquiera de los cuatro factores que integran el cálculo de tuberías, al saber: presión, caudal, diámetro de tubería y pérdida de presión, con tal de que tres de ellos sean conocidos.

A continuación se presenta un ejemplo para el cálculo de tuberías empleando el nomograma de la figura 1.5.5.3.I.

Ejemplo 2:

¿Qué pérdida de presión se originará en una tubería de 90 mm de diámetro que posee una longitud de 300 m. Si por ella circula un caudal de aire libre de 210 NI/sg a una presión de trabajo de 9 bar.

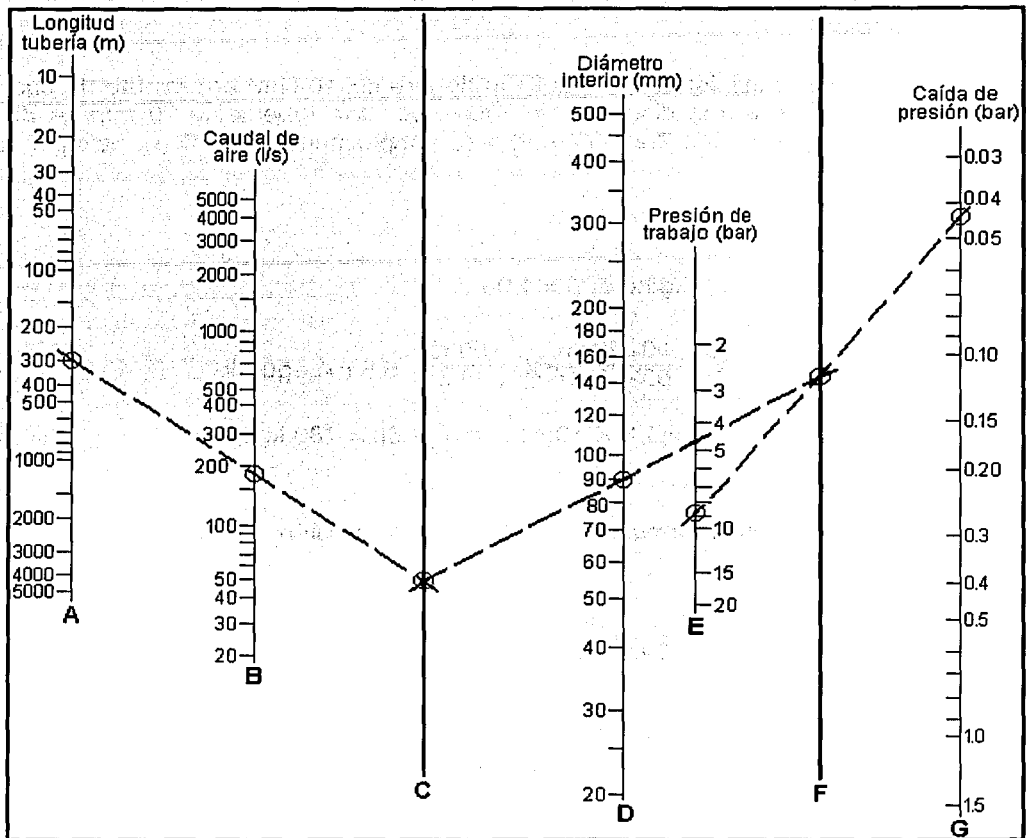


Figura 1.5.5.3.1 Nomograma para el cálculo de tuberías.

Solución:

Unir la longitud de tubería (A) con el caudal de aire en l/s (B) y prolongar la recta hasta el eje (C). El punto de intersección en C se une luego con el diámetro interior de tubería (D) y se alarga hasta el eje F. Tomando como referencia el punto de intersección en F, trazamos una línea que una la presión de trabajo (E) con el punto en el eje F, y nos dará la caída de presión, presión que en el ejemplo propuesto valdrá **0.045 bar**.

Para obtener cualquier otro dato, el procedimiento es similar, aunque alterando el orden de los movimientos según los valores que pretendamos hallar.

Existe otro nomograma con el cual se puede determinar la longitud de los accesorios utilizados en las líneas de distribución de aire comprimido, ya que, como se menciono anteriormente estos accesorios deben ser convertidos a metros de longitud y sumársela a la longitud total de la tubería. En la figura 1.5.5.3.2 se muestra el nomograma para el cálculo de las longitudes de los accesorios existentes en la redes de tuberías.

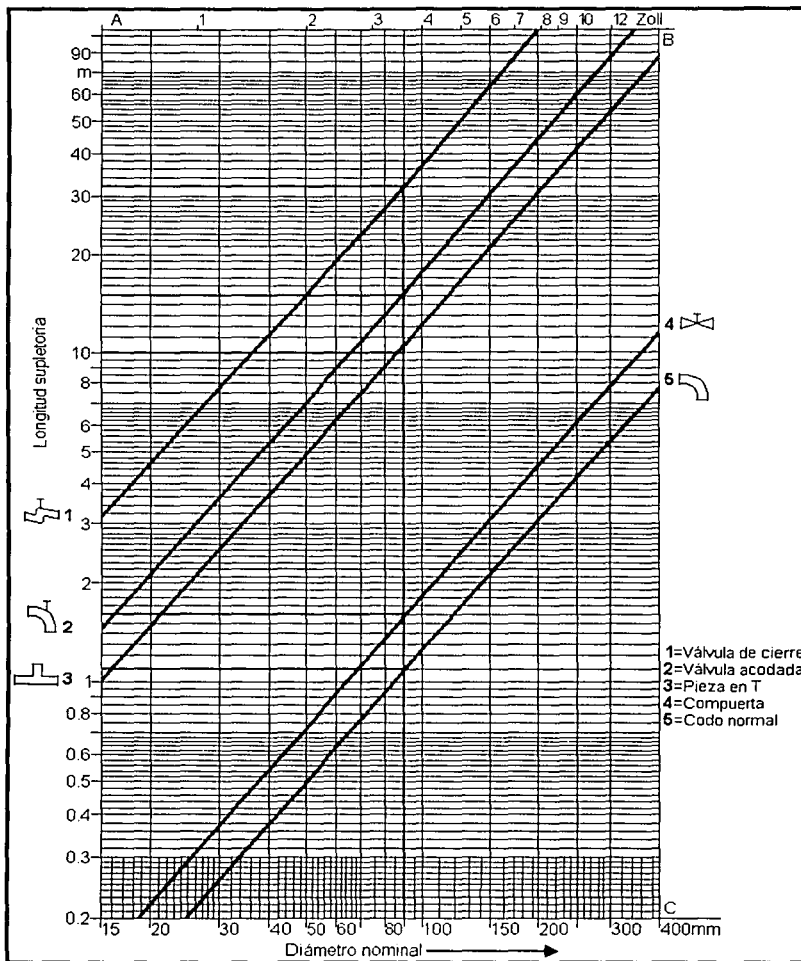


Figura 1.5.5.3.2 Nomograma para el cálculo de las longitudes de los accesorios en las redes de tuberías.

Ejemplo 3:

Una tubería de 90 mm de diámetro que posea una longitud de 280 m, contiene 6 piezas en "T", 1 válvula de cierre y 5 codos normales. ¿Cuál es la longitud total de la tubería?

Solución:

Con el nomograma anterior se puede calcular de una manera muy simple la longitud en metros de los accesorios que se pueden tener en una tubería. Por lo que para este problema se tiene:

Como ya se conoce el diámetro de la tubería, solo se tiene que trazar una línea vertical hasta que esta cruce con la línea inclinada que corresponda al tipo de accesorio por lo que se tiene lo siguiente.

$$6 \times 10.5 \text{ m} = 63 \text{ m}$$

$$1 \times 32 \text{ m} = 32 \text{ m}$$

$$5 \times 1 \text{ m} = 5 \text{ m}$$

Teniendo un total en los accesorios de 100 metros por lo que este resultado sumado a la longitud de la tubería da como resultado 380m.

1.6 Tipos de válvulas.

Los mandos neumáticos están constituidos por elementos de señalización, elementos de mando y una parte de elementos de trabajo. Los elementos de señalización y mando modulan las fases de trabajo de los elementos de trabajo y se denominan válvulas.

Según la norma DIN 24300 y la DIN/ISO 1219 conforme a una recomendación del CETOP (Comité Européen des Transmissions Oléohydrauliques et Pneumatiques) las **válvulas** son dispositivos para controlar o regular el arranque, parada y sentido (dirección) así como la presión o el flujo del fluido impulsado por una bomba hidráulica, un compresor, una bomba de vacío o acumulado en un depósito.

En lenguaje internacional, el término "válvula" es el término general para todas las formas de diseño de construcción de válvulas, tales como las válvulas de compuerta, válvulas de bola, válvulas de plato, grifos, etcétera.

La forma de diseño de construcción de una válvula es de una significación secundaria dentro de un equipo neumático; en él sólo importa la función que puede obtenerse de ella, la forma de accionamiento y el tamaño de la rosca de conexión; con esta última característica queda determinado el paso correspondiente.

Las válvulas empleadas en Neumática sirven principalmente para controlar un proceso actuando sobre las magnitudes que intervienen en él. Para poder controlar un proceso, se necesita una energía de control con la que debe intentarse conseguir el mayor efecto posible con el gasto mínimo.

La energía de control viene determinada por la forma de accionamiento de una válvula y puede conseguirse manualmente o por medios mecánicos, neumáticos o eléctricos.

Los diferentes tipos de válvulas fueron mencionadas anteriormente en los temas 1.2.1.3, 1.2.1.4, y 1.2.1.5.

Según su tipo y la función que realizan, las válvulas neumáticas se clasifican en los siguientes grupos principales:

- 1) Válvulas distribuidoras o de vías
- 2) Válvulas antirretorno o de bloqueo o de cierre
- 3) Válvulas de presión
- 4) Válvulas de flujo
- 5) Combinación de estas válvulas

1.6.1 Válvulas distribuidoras o de vías

Las **válvulas distribuidoras**, también conocidas como válvulas de vías son dispositivos que influyen en el paso, el bloqueo y el sentido de señales neumáticas (flujo de aire a presión o comprimido). Estas válvulas abren, cierran o modifican la dirección del paso del aire a presión.

Los parámetros de clasificación de una válvula distribuidora son:

- Cantidad de vías de conexión controladas: 2 vías, 3 vías ó 4 vías.
- Cantidad de posiciones de maniobra: 2 posiciones ó 3 posiciones.
- Tipo de accionamiento: manual, mecánico, neumático o eléctrico.
- Tipo de reposición: manual, mecánico, neumático o eléctrico.

1.6.1.1 Vías de conexión controladas.

Según el número de **vías de conexión controladas** (entradas y salidas del aire a presión) se le llama válvula de dos vías, de tres vías o de cuatro vías.

Como vías de conexión controladas se consideran: la conexión de alimentación de aire a presión, conexión(es) de utilización para el consumidor o conductos de trabajo y orificios de salida de purga o de escape.

Los orificios de salida se consideran siempre como una sola vía de conexión controlada, aún cuando la válvula neumática tenga varios de ellos.

Las vías de conexión controladas de las válvulas distribuidoras se representan simbólicamente fuera de la casilla (cuadrado), por medio de trazos unidos a está.

En la representación simbólica de una válvula, las vías de conexión controladas se refieren a la casilla (cuadrado) que representa simbólicamente la posición de maniobra de reposo, o, si no hay ninguna posición de maniobra preferente se refieren a la posición de maniobra de partida, como se muestra en la figura 1.6.1.1.1a.

La otra posición de maniobra se obtiene desplazando (accionando) lateralmente las casillas (cuadrados), hasta que las vías de conexión controladas coincidan con la otra posición de maniobra, como se muestra en la figura 1.6.1.1.1b.

Los conductos de purga o de escape sin empalme o unión de tubo (aire evacuado a la atmósfera) se representan fuera de la casilla con un triángulo directamente junto al símbolo, como se muestra en la figura 1.6.1.1.1c.

Los conductos de purga o de escape con empalme o unión de tubo (aire evacuado a un punto de reunión) se representan fuera de la casilla con un triángulo ligeramente separado del símbolo, como se muestra en la figura 1.6.1.1.d.

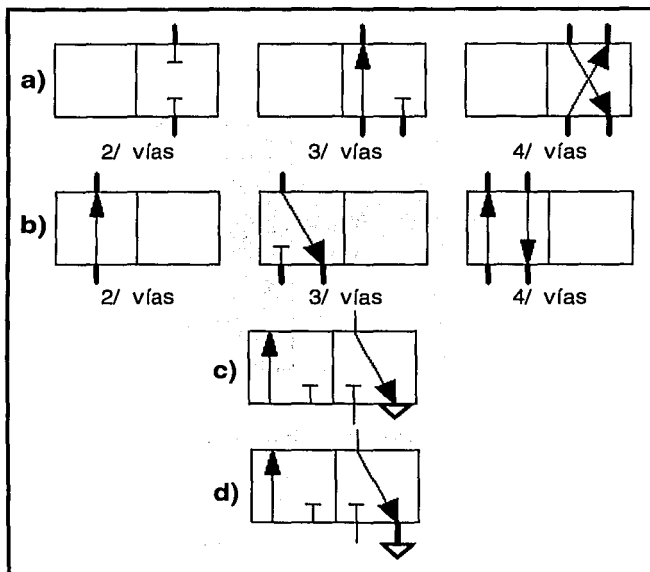


Figura 1.6.1.1.1. Representación simbólica de las vías de conexión controladas.

Las vías de conexión controladas están señalizadas con letras mayúsculas o aplicando la norma DIN/ISO 5599, con números. En la tabla 1.6.1.1 se muestran ambos métodos.

Tipo de conexión	DIN ISO 5599	Letras
Conexión de alimentación de aire a presión	1	P
Conexiones de utilización o conductos de trabajo	2, 4,...	A, B,...
Conexiones de salidas de purga o de escape	3, 5,...	R, S,...
Conexiones de mando		
Cancela salida de señal	10	Z, Y, X,...
Conexión de aire a presión de 1 hacia 2	12	
Conexión de aire a presión de 1 hacia 4	14	
Aire auxiliar del mando	81, 91	Pz

Tabla 1.6.1.1.1. Métodos de señalización de las vías de conexión controladas.

TEST CON
FALLA DE ORIGEN

1.6.1.2 Válvulas de dos vías.

Al grupo de las **válvulas de dos vías** pertenecen todas las llaves de paso, ya que éstas poseen un orificio de entrada (1 ó P) y otro de salida (2 ó A).

En ellas, si la válvula está abierta, el aire a presión puede circular libremente de izquierda a derecha o viceversa, como puede observarse en la figura 1.6.1.2.1.

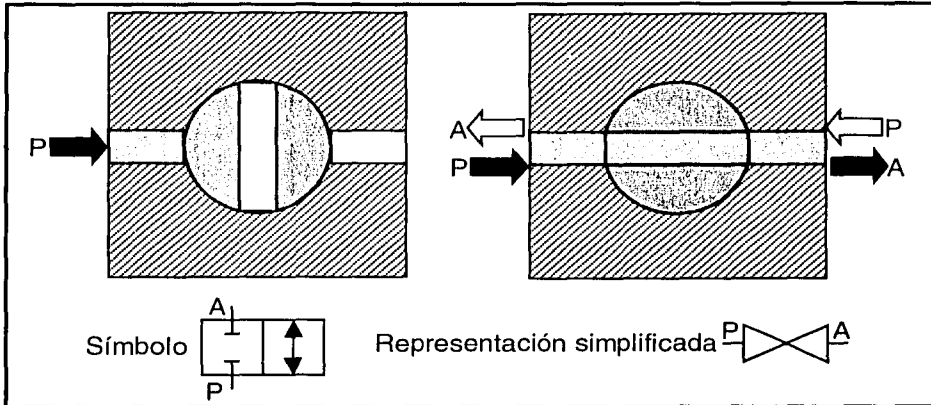


Figura 1.6.1.2.1. Esquema del funcionamiento de una válvula de dos vías (llave de paso) en la que el paso puede ser en los dos sentidos.

Otras construcciones, de las que se emplean mucho en los equipos, sólo tienen un sentido de paso establecido, como se muestra en la figura 1.6.1.2.2, distinguiéndose entre abierto y cerrado.

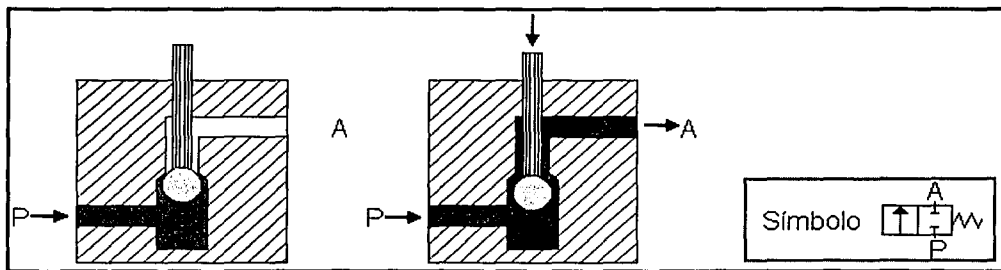


Figura 1.6.1.2.2. Esquema del funcionamiento de una válvula de asiento de bola de dos vías. El aire a presión sólo puede circular en un sentido. Función de la válvula: apertura.

La válvula cerrada es una válvula de vía que no permite el paso en la posición de reposo y que en accionamiento permite circular al aire a presión, como se muestra en la figura 1.6.1.2.2.

La válvula abierta es justamente lo contrario, en reposo el paso esta libre y en accionamiento está cerrada, como se muestra en la figura 1.6.1.2.3.

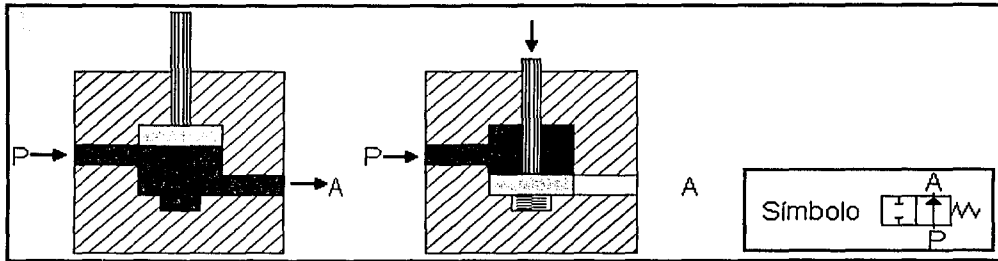


Figura 1.6.1.2.3. Esquema del funcionamiento de una válvula de dos vías. Función de la válvula: cierre.

Las válvulas de dos vías sólo figuran en aquellas partes de los equipos neumáticos donde no es precisa ninguna purga de un aparato conectado a continuación a través de esa válvula; es decir, como válvulas de paso.

1.6.1.3 Válvulas de tres vías.

Todos los cilindros deben purgarse (dar salida al aire) después de realizar el trabajo con el fin de que pueda comenzar una nueva fase.

Por consiguiente, se precisa una **válvula de tres vías** para accionar las tres tomas siguientes:

1ª vía: toma de la red (1 ó P) = alimentación de aire a presión

2ª vía: conducción al consumidor (2 ó A) = utilización o conducto de trabajo

3ª vía: purga o escape (3 ó R) = salida

En la figura 1.6.1.3.1, se representa en dos posiciones de maniobra el funcionamiento de una válvula de tres vías para abierta y cerrada.

En la posición de purga, la alimentación de la red (1 ó P) está cerrada y la tubería de utilización (2 ó A) está unida con la atmósfera exterior a través del escape (3 ó R). El aire a presión ya utilizado sale del consumidor hacia el exterior.

Una válvula de tres vías es el elemento básico para el accionamiento de un cilindro de simple efecto.

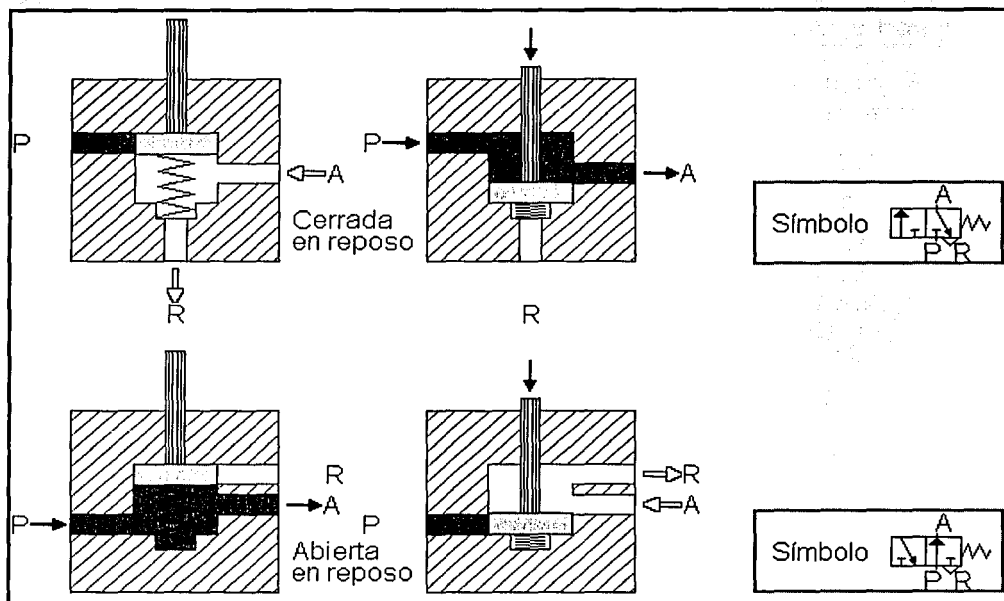


Figura 1.6.1.3.1. Esquema del funcionamiento de una válvula de tres vías. Arriba: función de apertura, abajo: función de cierre.

1.6.1.3.1 Válvulas de 3/2 vías con asiento de bola de accionamiento manual.

Las válvulas de 3/2 vías con asiento de bola, como la mostrada en la figura 1.6.1.3.1.1, tienen 3 vías de conexión controladas y 2 posiciones de maniobra.

La tercera conexión **3 (R)** permite la evacuación de aire del conducto transmisor de la señal a la atmósfera. Un muelle de reposición presiona una bola contra un asiento de válvula, y el paso de la conexión que recibe presión **1 (P)** hacia el conducto de trabajo **2 (A)** queda bloqueado. La conexión **2 (A)** es evacuada a lo largo del vástago que abre el paso hacia la conexión **3 (R)**.

Al accionar la válvula, el vástago se encarga de separar la bola de su asiento. Al efectuar esta operación, es necesario superar la fuerza que ejerce el muelle de reposición y, además, la fuerza de la presión.

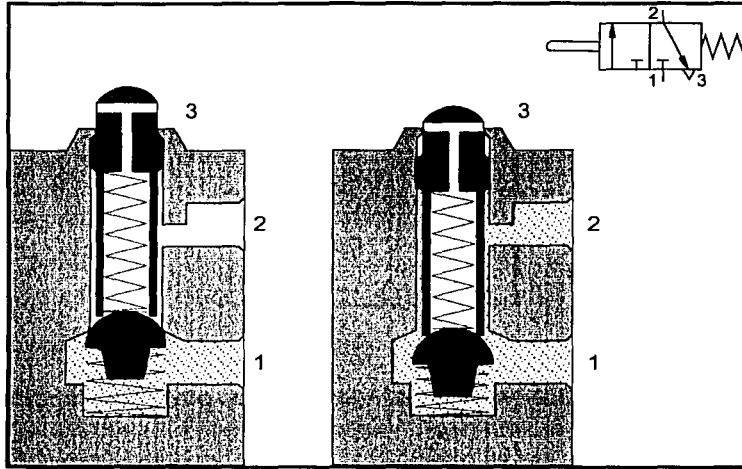


Figura 1.6.1.3.1.1. Válvula de 3/2 vías con asiento de bola.

Si la válvula está en estado activado, las conexiones **1 (P)** y **2 (A)** están unidas y la válvula abre el paso.

Estas válvulas son accionadas manual o mecánicamente. La fuerza necesaria para su accionamiento depende de la presión de alimentación y de la fricción de la válvula misma. Estas circunstancias significan una limitación de los posibles tamaños de este tipo de válvulas. El diseño de las válvulas de asiento de bola es sencillo y compacto.

En la figura 1.6.1.3.1.2, se muestra un esquema de distribución donde el cilindro de simple efecto **1.0** es accionado por la válvula de 3/2 vías **1.1**. La válvula que es accionada manualmente con un pulsador, se encuentra en estado normal de bloqueo o de cierre. La conexión **1 (P)** está bloqueada y la evacuación de aire del cilindro se efectúa a través del paso de **2 (A)** hacia **3 (R)**. Oprimiendo el pulsador, el aire a presión puede pasar de **1 (P)** hacia **2 (A)**, con lo que el émbolo del cilindro avanza superando la fuerza del muelle de reposición.

Si se suelta el pulsador, la válvula conmuta por acción de su muelle de reposición y, en consecuencia, el cilindro retrocede hasta su posición de final de carrera posterior por acción de la fuerza que ejerce su muelle de reposición.

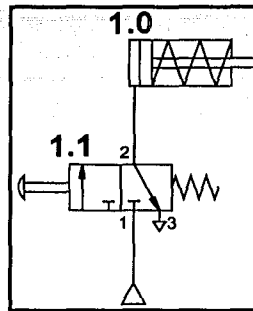


Figura 1.6.1.3.1.2. Válvula de 3/2 vías: Accionamiento de un cilindro de simple efecto.

1.6.1.3.2 Válvulas de 3/2 vías tipo válvula de plato de accionamiento manual.

La válvula mostrada en la figura 1.6.1.3.2.1 y 1.6.1.3.2.2, tiene un diseño tipo válvula de plato. La junta es simple y efectiva. El tiempo de respuesta es breve y un pequeño movimiento es suficiente para abrir un paso de grandes dimensiones para el aire a presión. Al igual que las válvulas de asiento de bola, éstas también son resistentes a la suciedad y, en consecuencia, tienen una vida útil larga. Las válvulas de 3/2 vías son utilizadas para mandos equipados con cilindros de simple efecto o para el accionamiento de elementos de mando.

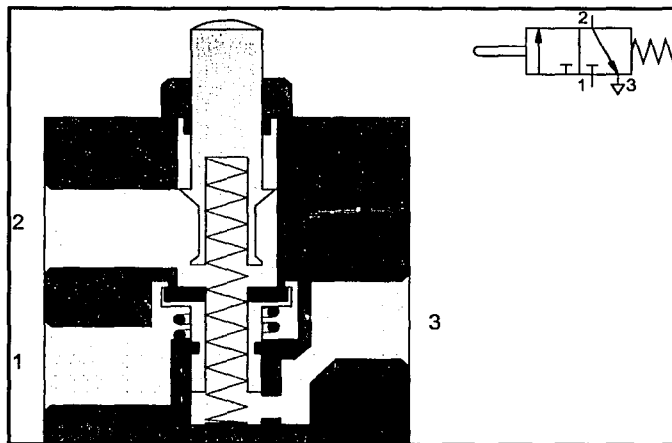


Figura 1.6.1.3.2.1. Válvula de 3/2 vías: Normalmente cerrada, inactiva.

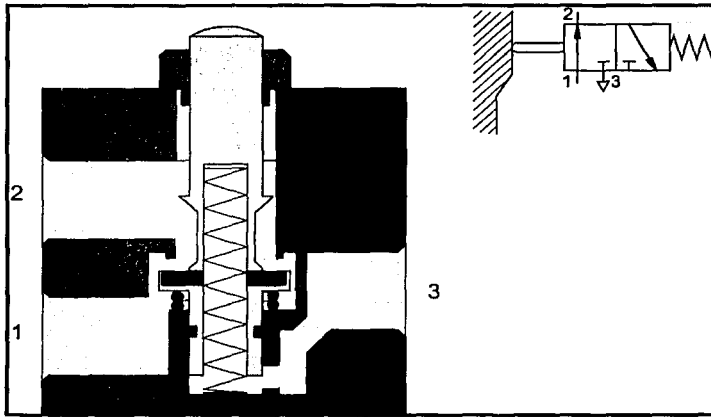


Figura 1.6.1.3.2.2. Válvula de 3/2 vías: Normalmente cerrada, activa.

Si la válvula abre el paso en reposo, como se muestra en la figura 1.6.1.3.2.3, la conexión 1 (P) hacia 2 (A) está abierta en dicha posición. El asiento de plato cierra la conexión 3 (R). En la figura 1.6.1.3.2.4, el vástago al ser activado, bloquea la conexión de aire a presión 1 (P), con lo que el plato se separa del asiento. En consecuencia, el aire puede ser evacuado pasando desde 2 (A) hacia 3 (R). Si se deja de actuar sobre el vástago, el émbolo de la válvula vuelve con los dos asientos de válvula a su posición normal por acción del muelle de reposición. En este estado, el aire a presión pasa nuevamente de 1 (P) hacia 2 (A).

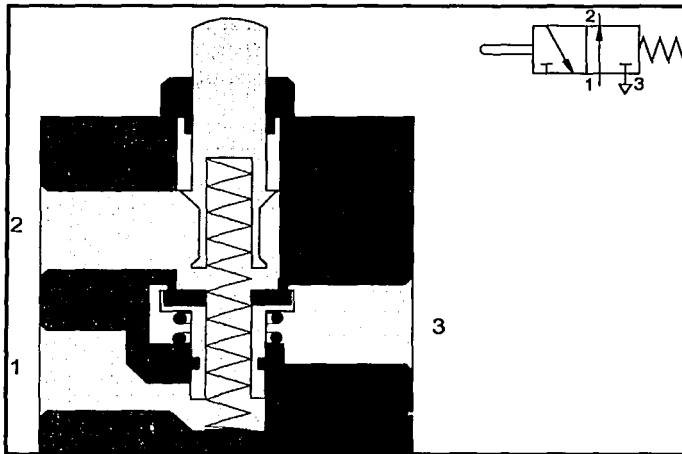


Figura 1.6.1.3.2.3. Válvula de 3/2 vías: Abierta en reposo, inactiva.

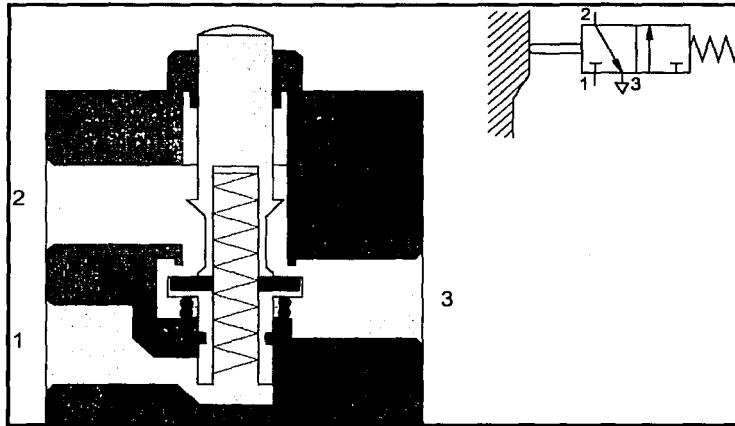


Figura 1.6.1.3.2.4. Válvula de 3/2 vías: Abierta en reposo, activa.

Estas válvulas pueden ser accionadas manual, mecánica, eléctrica o neumáticamente. El tipo de accionamiento depende de los requisitos que plantee el mando neumático.

En la figura 1.6.1.3.2.5, se muestra un esquema de distribución donde el cilindro de simple efecto **1.0** recibe aire a presión a través de la válvula de 3/2 vías **1.1** que se encuentra en posición normal con el paso abierto. En posición normal, el émbolo del cilindro se encuentra en posición de final de carrera de avance. Al activar la válvula, queda bloqueado el paso del aire a presión de **1 (P)** hacia **2 (A)**. El aire de la cámara del émbolo es evacuado por la salida **3 (R)** a través de la conexión **2 (A)** hacia la atmósfera. El vástago del cilindro retrocede por efecto de la fuerza que ejerce el muelle de reposición.

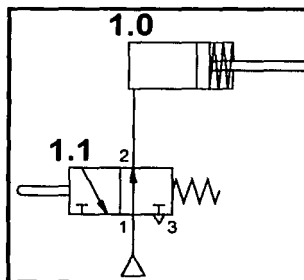


Figura 1.6.1.3.2.5. Esquema de distribución.

1.6.1.3.3 Válvulas de corredera 3/2 vías de accionamiento manual.

El diseño de la válvula de 3/2 vías de corredera manual mostrada en la figura 1.6.1.3.3.1, es sencillo. La válvula es activada desplazando el casquillo en dirección longitudinal.

Estas válvulas son utilizadas como válvulas de bloqueo y tienen principalmente la finalidad de alimentar o evacuar aire en sistemas neumáticos completos o parciales.

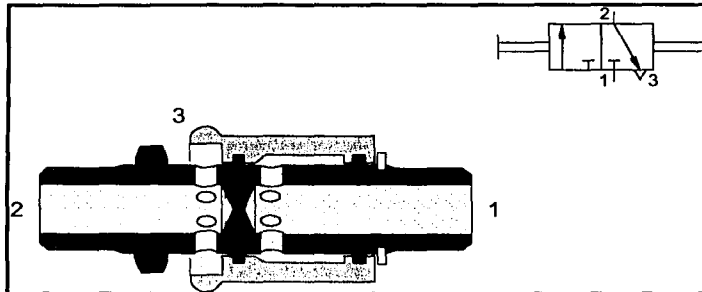


Figura 1.6.1.3.3.1. Válvula de 3/2 vías de corredera manual.

1.6.1.3.4 Válvulas de 3/2 vías, servopilotada, de accionamiento por rodillo.

Las válvulas de 3/2 vías mostradas en las figuras 1.6.1.3.4.1 y 1.6.1.3.4.2 son de servopilotaje, por lo que requieren de poca fuerza para su activación.

Un pequeño taladro une la conexión de aire a presión **1 (P)** a la válvula servopilotada. Si se actúa sobre el rodillo, la válvula servopilotada abre. El aire a presión fluye hacia la membrana y desplaza el plato de la válvula hacia abajo. La conmutación se efectúa en dos fases: primero queda bloqueado el paso de **2 (A)** hacia **3 (R)** y, a continuación, queda abierto el paso de **1 (P)** hacia **2 (A)**.

En el momento en que el elemento de maniobra ya no actúa sobre el rodillo, la válvula regresa a su posición normal. En consecuencia queda bloqueado el paso del conducto con aire a presión hacia la membrana y se evacúa el aire. El muelle coloca al émbolo de mando en su posición normal.

Este tipo de válvula también puede ser utilizado alternativamente como abierta o cerrada en reposo. Con ese fin simplemente deberán invertirse las conexiones **1(P)** y **3 (R)** y girar el rodillo en 180°.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

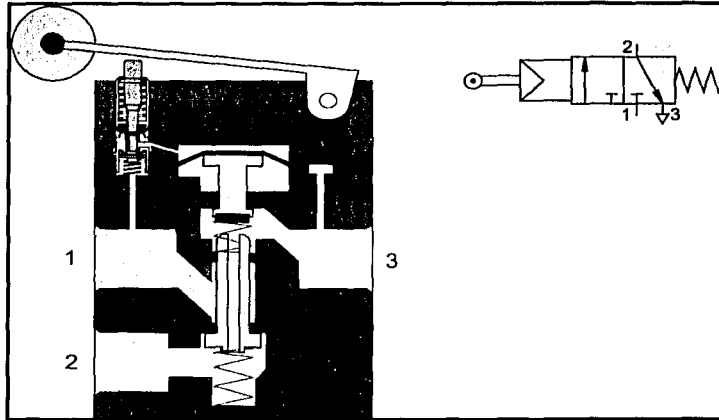


Figura 1.6.1.3.4.1. Válvula de 3/2 vías con rodillo, servopilotada, cerrada en reposo.

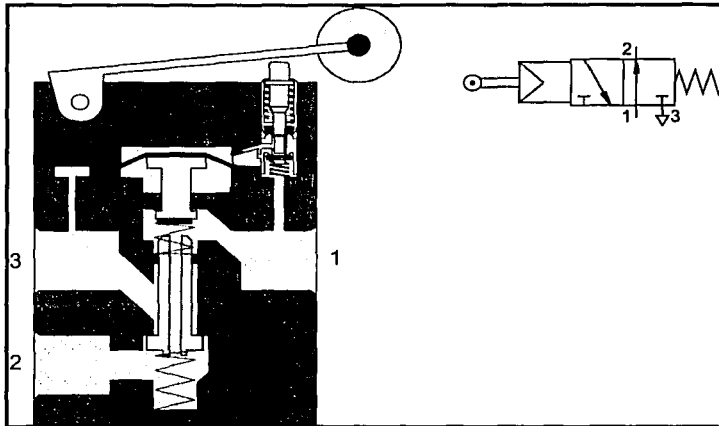


Figura 1.6.1.3.4.2. Válvula de 3/2 vías con rodillo, servopilotada, abierta en reposo.

1.6.1.3.5 Válvulas de 3/2 vías de accionamiento neumático.

La figura 1.6.1.3.5.1, muestra un esquema de distribución donde una válvula de 3/2 vías es accionada neumáticamente mediante una señal neumática que llega a la entrada 12 (Z) y provista de muelle de reposición (válvula neumática); la válvula se encuentra en posición normal de bloqueo.

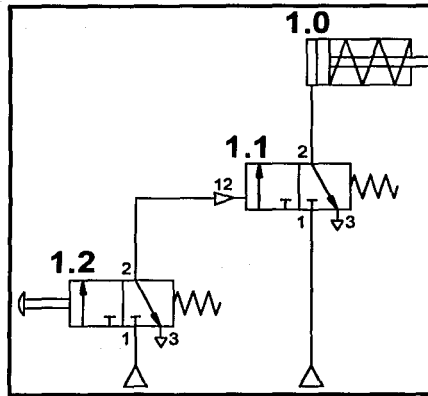


Figura 1.6.1.3.5.1. Válvula de 3/2 vías de mando indirecto.

Las válvulas accionadas neumáticamente pueden ser utilizadas como elementos de maniobra de accionamiento indirecto. La señal que provoca que el cilindro **1.0** avance, es emitida indirectamente a través de la válvula manual de 3/2 vías **1.2**. Está válvula transmite la señal de mando al elemento de maniobra **1.1**. Como se puede observar en la figura 1.6.1.3.5.2, cuando el cilindro recibe aire a presión en la conexión **12 (Z)**, la corredera actúa en contra del muelle de reposición, con lo que conmuta la válvula.

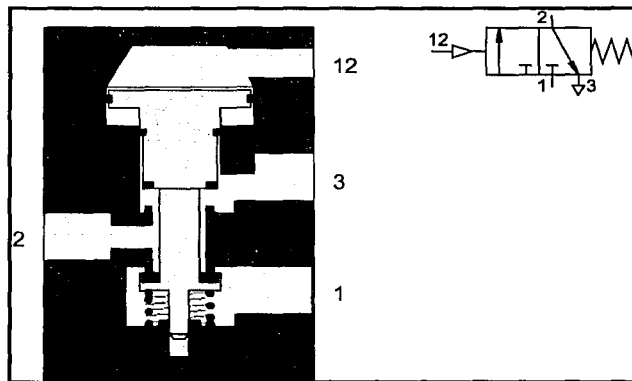


Figura 1.6.1.3.5.2. Válvula neumática de 3/2 vías con muelle de reposición, inactiva.

Como se puede observar en la figura 1.6.1.3.5.3, el paso entre **1 (P)** hacia **2 (A)** está abierto. Una vez evacuado el aire por **12 (Z)**, el émbolo vuelve hacia su

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

posición normal por acción del muelle. El plato cierra el paso de **1 (P)** hacia **2 (A)**. El aire de escape del conducto de trabajo **2 (A)** puede ser evacuado por **3 (R)**.

La válvula neumática de 3/2 vías con muelle de reposición puede ser utilizada con posición normal bloqueada o abierta.

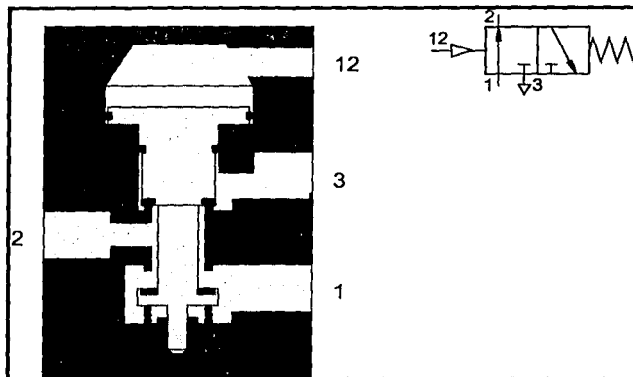


Figura 1.6.1.3.5.3. Válvula neumática de 3/2 vías con muelle de reposición, activa.

Para que la posición normal deje abierto el paso, como se puede observar en la figura 1.6.1.3.5.4, simplemente tienen que invertirse las conexiones **1 (P)** y **3 (R)**.

La cabeza de la válvula con la entrada de señales **12 (Z)** puede girarse en 180° para cambiar a **10 (Z)**.

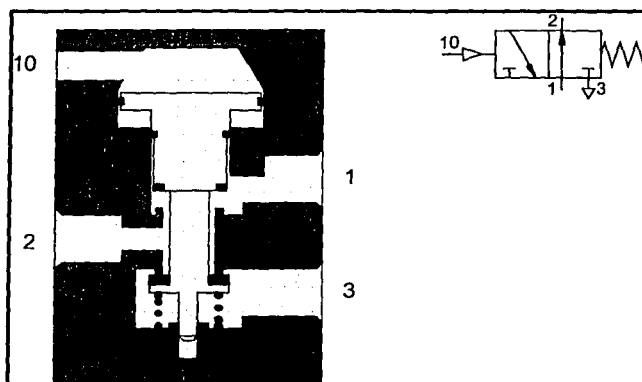


Figura 1.6.1.3.5.4. Válvula neumática de 3/2 vías abierta en reposo, inactiva.

Si se usa en el esquema de distribución una válvula abierta en reposo en el lugar que ocupa la válvula 1.1, como se puede observar en la figura 1.6.1.3.5.5, el cilindro se encontrará en posición normal con el émbolo avanzado, y el émbolo retrocederá después de activar la válvula con pulsador.

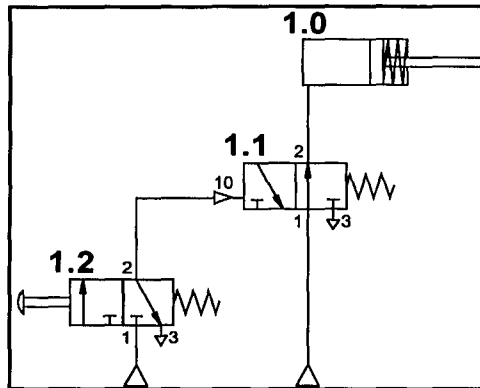


Figura 1.6.1.3.5.5. Válvula de 3/2 vías abierta en reposo.

1.6.1.4 Válvulas de cuatro vías.

Un cilindro de doble efecto puede accionarse, por ejemplo, con dos válvulas de tres vías o también con una **válvula de cuatro vías**, como la observada en la figura 1.6.1.4.1a.

En esta válvula se accionan alternativamente dos tuberías hacia el consumidor (2 ó A y 4 ó B), y como también intervienen la toma de la red (1 ó P) y el escape (3 ó R y 5 ó S), se tienen ahora cuatro vías de conexión para controlar.

Como se puede observar en la figura 1.6.1.4.1b, aunque hay dos orificios de purga en la válvula, solo cuentan como una vía de conexión controlada.

Si en la representación simbólica de una válvula debe figurar la posición accionada o bien la segunda posición de una válvula, esta posición se realiza desplazando los campos (casillas o cuadrados) hasta que las tuberías coinciden con las tomas, como se puede observar en la figura 1.6.1.4.1c, la flecha roja sólo sirve como indicación del accionamiento.

TESTE CON
FALLA DE ORIGEN

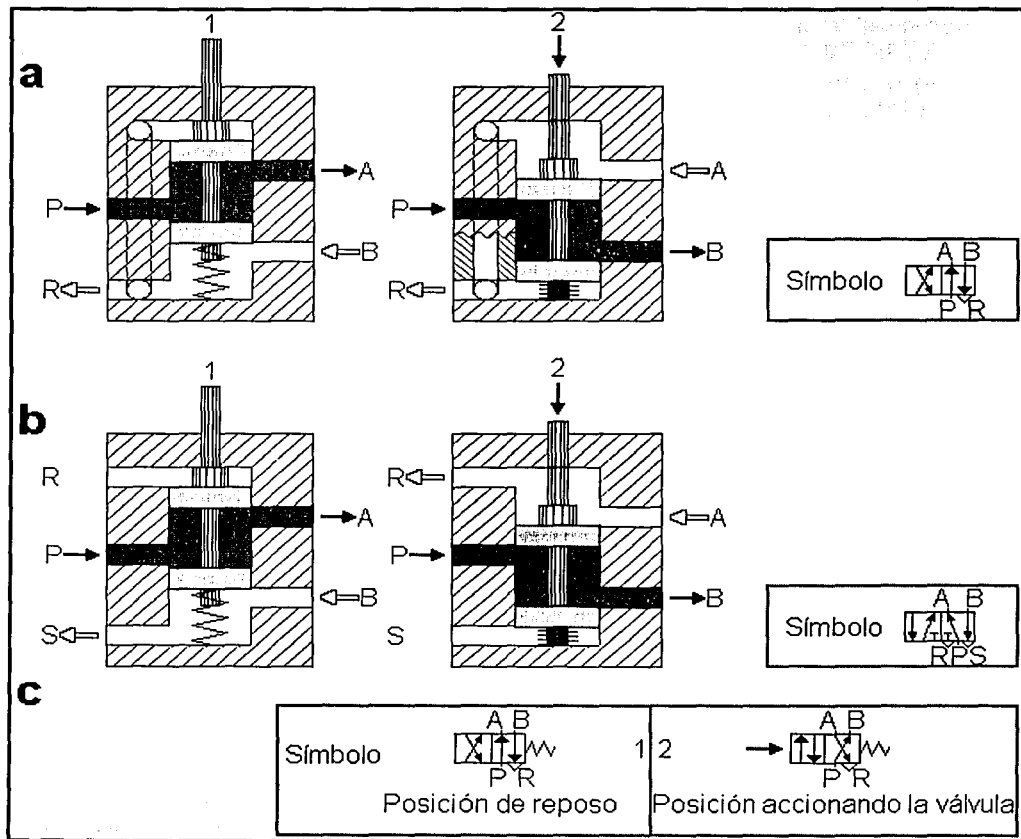


Figura 1.6.1.4.1. Esquema del funcionamiento de una válvula de cuatro vías.

- Con un orificio de purga común.
- Con dos orificios de purga.
- La flecha roja sólo sirve como orientación para el accionamiento, correspondiendo a las posiciones de maniobra 1 y 2 en las figuras.

1.6.1.4.1 Válvulas de 4/2 vías.

Las válvulas de 4/2 vías tienen 4 vías de conexión controladas y 2 posiciones de maniobra. Una válvula de 4/2 vías tiene las mismas funciones que la combinación de dos válvulas de 3/2 vías, una abierta en reposo y otra cerrada en reposo.

En las figuras 1.6.1.4.1.1 y 1.6.1.4.1.2, se puede observar la activación de este tipo de válvula, cuando ambos vástagos son accionados simultáneamente, con lo que bloquean las conexiones de 1 (P) hacia 2 (B) y de 4 (A) hacia 3 (R). Si se deja

TESIS COM.
FALLA DE ORIGEN

de ejercer fuerza en los vástagos en contra de la fuerza del asiento de plato y del muelle de reposición, vuelven a abrir las conexiones de 1 (P) hacia 2 (B) y de 4 (A) hacia 3 (R).

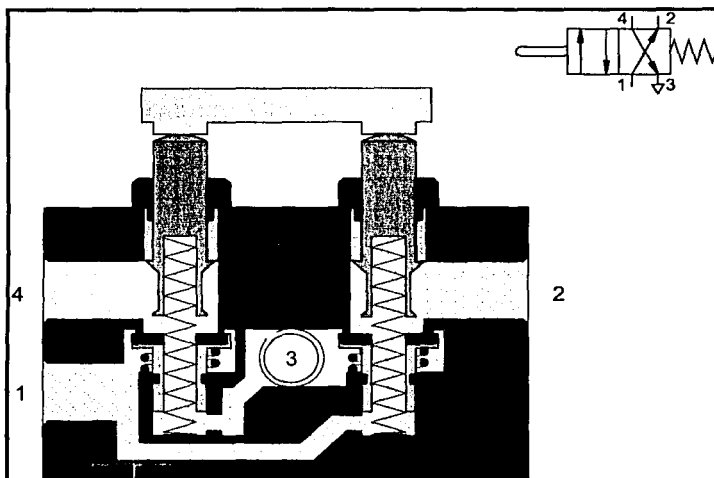


Figura 1.6.1.4.1.1. Válvula de 4/2 vías, asiento de plato, inactiva.

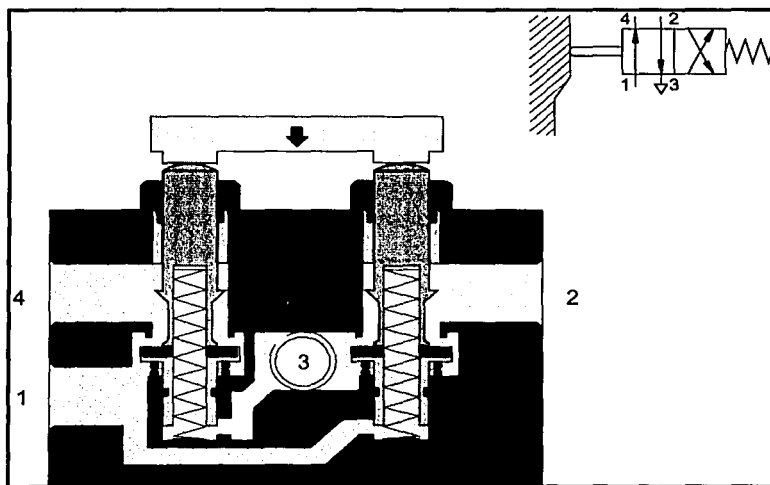


Figura 1.6.1.4.1.2. Válvula de 4/2 vías, asiento de plato, activa.

SEMS CON
FALLA DE ORIGEN

La válvula tiene una conexión de evacuación de aire sin sobreposición de señales y regresa a su posición normal mediante un muelle. Estas válvulas son utilizadas para la activación de cilindros de doble efecto.

Las válvulas de 4/2 vías con un orificio de escape, como la mostrada en el esquema de distribución de la figura 1.6.1.4.1.3, también pueden ser de accionamiento neumático unilateral y con muelle de reposición (válvula neumática) o de accionamiento neumático bilateral (válvula neumática de impulsos) o, también, servopilotadas con rodillo o de corredera plana o cilíndrica.

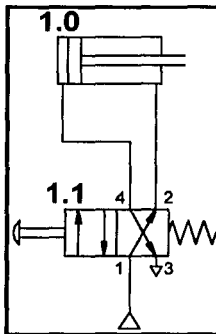


Figura 1.6.1.4.1.3. Válvula de 4/2 vías con un orificio de escape y con muelle de reposición.

Las válvulas de 4/2 vías con dos orificios de escape (3 ó S y 5 ó R), como la mostrada en el esquema de distribución de la figura 1.6.1.4.1.4, son utilizadas con frecuencia en sustitución de válvulas de 4/2 vías con un orificio de escape. Las válvulas de 4/2 vías con dos orificios de escape permiten la evacuación por dos conexiones separadas al avanzar o retroceder el cilindro. No obstante, las funciones de mando de las válvulas de 4/2 vías con un orificio de escape y de 4/2 vías con dos orificios de escape son fundamentalmente las mismas.

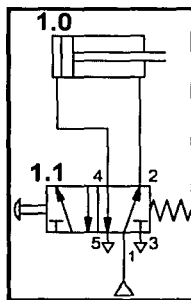


Figura 1.6.1.4.1.4. Válvula de 4/2 vías con dos orificios de escape y con muelle de reposición.

1.6.1.4.2 Válvulas de 4/2 vías con dos orificios de escape.

Las válvulas de 4/2 vías con dos orificios de escape (3 ó S y 5 ó R), tienen 4 vías de conexión controladas y 2 posiciones de maniobra. Estas válvulas son utilizadas principalmente como elementos de maniobra para el accionamiento de cilindros. La válvula de corredera longitudinal mostrada en la figura 1.6.1.4.2.1, es un ejemplo de válvula de 4/2 vías con dos orificios de escape. En su calidad de elemento de mando, estas válvulas tienen un émbolo de mando que se encarga de unir o separar los conductos correspondientes efectuando movimientos longitudinales. Se necesita poca fuerza para el accionamiento porque no es necesario superar la resistencia del aire a presión o de un muelle (método de bola o de plato). En el caso de las válvulas de corredera longitudinal, es posible aplicar todos los tipos de accionamiento, ya sean manuales, mecánicos, eléctricos o neumáticos. Estos mismos tipos de accionamiento pueden también ser utilizados para los movimientos de reposición. En estas válvulas, el recorrido de la operación de accionamiento es considerablemente mayor que en el caso de las válvulas de asiento. Esta versión de válvulas de corredera ofrece problemas de estanqueidad. Las conexiones de "metal sobre metal", conocidas en la hidráulica, exigen tolerancias mínimas de la corredera en relación con el taladro en el cuerpo de la válvula.

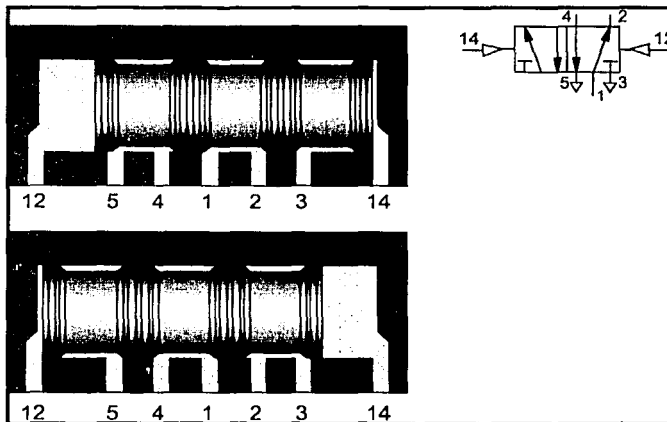


Figura 1.6.1.4.2.1. Válvula de 4/2 vías con dos orificios de escape, sistema de corredera longitudinal.

Tratándose de válvulas neumáticas, la holgura entre la corredera y el taladro del cuerpo de la válvula no debería ser mayor a 0.002-0.004 mm, puesto que de lo contrario las fugas serían demasiado grandes. Para evitar los gastos que significarían una fabricación de las piezas con esa precisión, se utilizan juntas

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

tóricas y retenes en los cilindros y juntas tóricas en el cuerpo de la válvula. Para evitar daños en las zonas de las conexiones, es posible repartir los elementos de estanqueidad a lo largo de toda la camisa del cilindro.

Otro método de estanqueidad mostrado en la figura 1.6.1.4.2.2 y 1.6.1.4.2.3, consiste en utilizar una junta de plato suspendido con movimientos de conmutación relativamente pequeños. La junta de asiento une la conexión 1 (P) con 2 (B) o con 4 (A). Las juntas secundarias del émbolo unen las conexiones de evacuación de aire con las conexiones de escape. La válvula tiene en ambos lados una unidad de accionamiento manual para controlar el movimiento del émbolo.

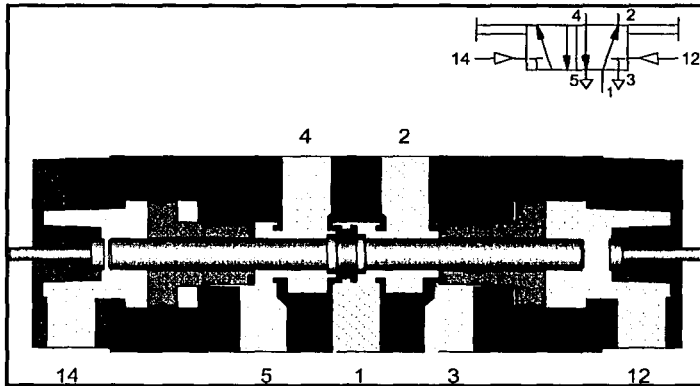


Figura 1.6.1.4.2.2. Válvula de 4/2 vías con dos orificios de escape, asiento de plato suspendido, paso abierto de 1 hacia 2.

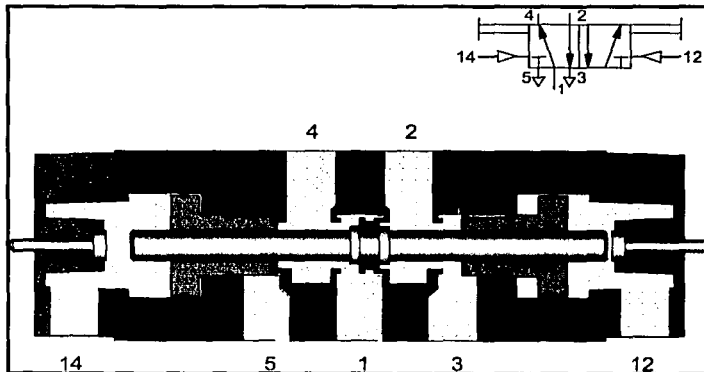


Figura 1.6.1.4.2.3. Válvula de 4/2 vías con dos orificios de escape, asiento de plato suspendido, paso abierto de 1 hacia 4.

Las válvulas neumáticas de impulsos de 4/2 vías con dos orificios de escape tienen capacidad de memoria. La válvula conmuta de conexión **14 (Z)** a conexión **12 (Y)** por efecto de señales neumáticas alternativas.

Al retirarse la señal, la posición se mantiene hasta que la válvula reciba una señal contraria.

1.6.1.4.3 Válvulas de 4/3 vías.

Las válvulas de 4/3 vías como la mostrada en la figura 1.6.1.4.3.1, tienen 4 vías de conexión controladas y 3 posiciones de maniobra.

La válvula de corredera de plato es un ejemplo de válvula de 4/3 vías. Estas válvulas, por lo general, solo son fabricadas con accionamiento manual o mediante pedal.

Cuando son activadas, dos platos giran y unen entre sí los canales de paso.

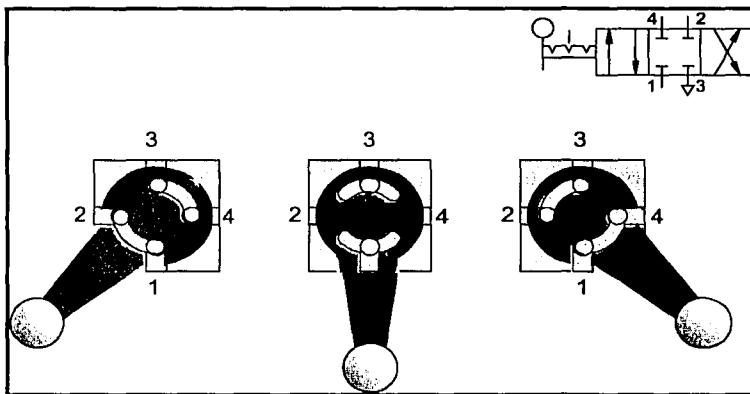


Figura 1.6.1.4.3.1. Válvula de 4/3 vías, posición intermedia bloqueada.

El esquema de distribución mostrado en la figura 1.6.1.4.3.2, muestra una válvula de 4/3 vías con posición intermedia cerrada.

Esta válvula permite detener el cilindro en cualquier lugar de su carrera. Sin embargo, no es posible posicionar con exactitud el cilindro, ya que éste cambia su posición en función de la carga a la que es sometido.

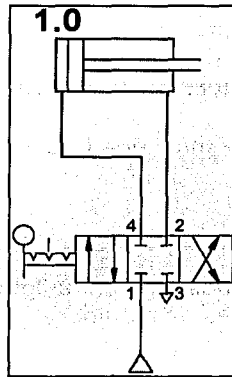


Figura 1.6.1.4.3.2. Válvula de 4/3 vías con posición intermedia cerrada.

1.6.1.5 Válvulas con más de cuatro vías.

En Neumática no son usuales las válvulas con más de cuatro vías, las de 5 y de 6 vías se utilizan más en Hidráulica.

En la figura 1.6.1.5.1, se representa una válvula de 6 vías de conexión controladas. Para aplicaciones específicas y para aparatos especiales existen válvulas con más de cuatro vías de conexión controladas, que por regla general se obtienen de la combinación de válvulas normales de dos, tres y cuatro vías de conexión controladas que se montan formando un bloque.

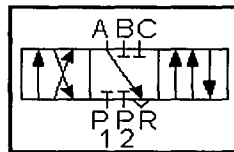


Figura 1.6.1.5.1. Representación simbólica de una válvula de 6 vías de conexión controladas con 3 posiciones de maniobra.

En la figura 1.6.1.5.2, se muestra una válvula de esta clase, formada por la combinación de dos válvulas de cuatro vías de conexión controladas. Esta válvula ha sido desarrollada especialmente para el control de un dispositivo alimentador de prensa. De acuerdo con la definición antes citada, ésta es una válvula de siete vías en la que pueden controlarse las siguientes vías de conexión:

1ª vía = primera toma de red (P_1)

2ª vía = segunda toma de red (P_2)

- 3ª vía = primera línea hacia el consumidor (A)
- 4ª vía = segunda línea hacia el consumidor (B)
- 5ª vía = tercera línea hacia el consumidor (C)
- 6ª vía = cuarta línea hacia el consumidor (D)
- 7ª vía = escapes (R, S)

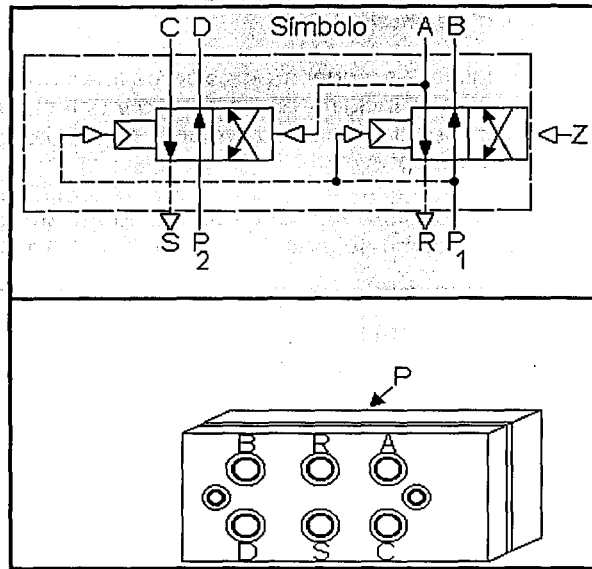


Figura 1.6.1.5.2. Combinación en un bloque de dos válvulas de cuatro vías de conexión controladas (válvula de siete vías).

La toma Z es una línea de control que no se considera como una vía. Determinados fabricantes la ofrecen como una válvula de 8 vías de conexión controladas para aplicaciones especiales.

1.6.1.6 Posiciones de maniobra o de conmutación.

Además de la clasificación según el número de las vías de conexión controladas, las válvulas distribuidoras también se caracterizan por el número de las **posiciones de maniobra** o de conmutación posibles, que es el estado de posición definido de está.

En todas las figuras anteriores (a excepción de las figuras 1.6.1.4.3.1, 1.6.1.4.3 2 y 1.6.1.5.1) existen siempre dos posiciones de maniobra que son válvula en posición de reposo o de partida y válvula accionada o en funcionamiento. Dicho de otra

manera más sencilla marcha-paro. A las válvulas de este tipo se las designa como **válvulas de dos posiciones de maniobra**.

La **posición de reposo** de una válvula con reposición incorporada (por ejemplo: por fuerza de resorte o muelle, o de presión) es la posición de maniobra que adoptan las partes móviles de la válvula cuando no es accionada (por ejemplo: por fuerza de resorte o muelle, o de presión).

La **posición de partida** o inicial es aquella posición de maniobra que toman las partes móviles de una válvula tras incluirla en un equipo y establecer la presión de la red (o dado el caso, también la tensión eléctrica) y con la que se inicia el programa de trabajo o maniobras previsto.

Las posiciones de maniobra de las válvulas distribuidoras se representan por medio de casillas (cuadrados), como se muestra en la figura 1.6.1.6.1a.

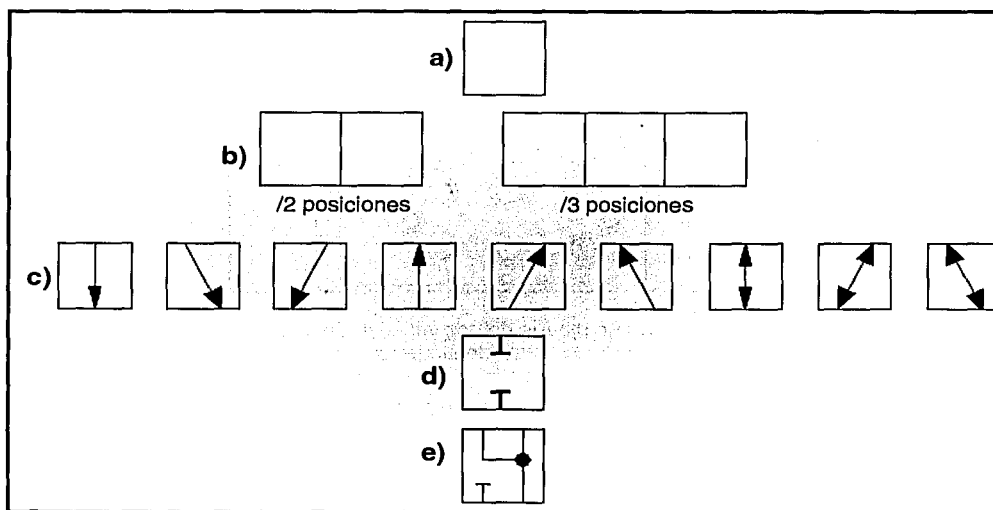


Figura 1.6.1.6.1. Representación simbólica de las posiciones de maniobra.

La cantidad de casillas o cuadrados contiguos (adyacentes) indican la cantidad de posiciones de maniobra de la válvula distribuidora, como se muestra en la figura 1.6.1.6.1b.

El funcionamiento de la válvula distribuidora se representa esquemáticamente en el interior de las casillas (cuadrados).

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Las líneas representan tuberías o conductos y las flechas el sentido de circulación del fluido (aire a presión), como se muestra en la figura 1.6.1.6.1c.

Las posiciones de cierre o bloqueo dentro de las casillas (cuadrados) se representan mediante líneas transversales, como se muestra en la figura 1.6.1.6.1d.

La unión de conductos o tuberías se representan mediante un punto. Como se muestra en la figura 1.6.1.6.1e.

De acuerdo con el número de las posiciones de maniobra posibles de una válvula distribuidora deben preverse en la representación simbólica el mismo número de cuadrados o casillas para ella, como se muestra en la figura 1.6.1.6.2.

Las posiciones de maniobra se designan con letras minúsculas **a** o **b**, como se muestra en la figura 1.6.1.6.2a.

En caso de existir posición de reposo se le designa con la letra **o**, como se muestra en la figura 1.6.1.6.2b.

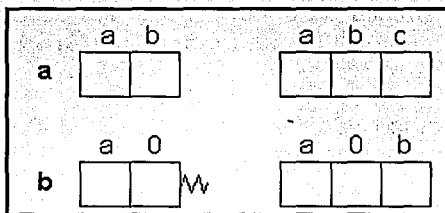


Figura 1.6.1.6.2. El número de las posiciones de maniobra de una válvula es representado por un número correspondiente de cuadrados o casillas.

- a) Sin posición de reposo prefijada.
- b) Con posición de reposo prefijada.

Para determinadas funciones no son suficientes las válvulas de dos posiciones de maniobra; por ejemplo, si se debe ejecutar con una válvula las siguientes funciones: adelante-paro-atrás. El paro también debe ser posible durante el avance o el retroceso.

Para este objetivo se necesita una **válvula de tres posiciones de maniobra** en la que en la posición media estén bloqueadas todas las vías de conexión controladas, como se muestra en la figura 1.6.1.6.3a.

En otra ejecución, en la posición media se purgan todas las tomas de los consumidores, como se muestra en la figura 1.6.1.6.3b.

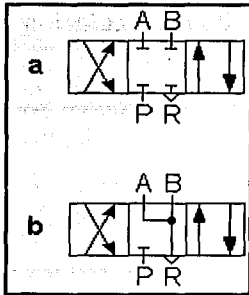


Figura 1.6.1.6.3. Válvula de 4/3 vías.

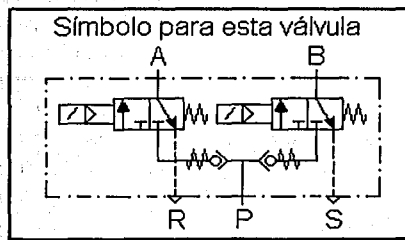
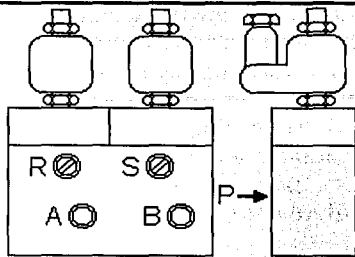
- a) En la posición media todas las vías cerradas.
- b) En posición media, la alimentación P cerrada, las tuberías restantes puestas al escape.

Las válvulas distribuidoras con más de tres posiciones de maniobra sólo se emplean en Neumática con construcciones especiales, obteniéndose en general por la combinación en un bloque de válvulas normales de dos posiciones de maniobra.

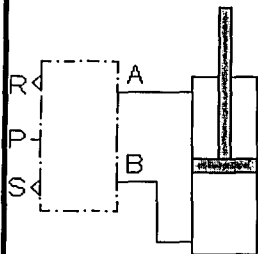
Un ejemplo de ello es la válvula de cuatro posiciones de maniobra representada en la figura 1.6.1.6.4, en la que se han combinado en una única válvula dos válvulas de 3/2 vías.

El accionamiento es eléctrico. Con esta válvula de 4/4 vías son posibles las siguientes funciones (posiciones de maniobra):

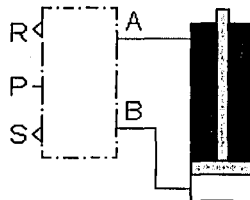
- 1ª posición: Ningún accionamiento.
A y B purgado sobre R y S.
- 2ª posición: Electroimán de la derecha excitado.
A unido con P, el aire a presión afluye de P a A.
B purgado sobre S.
- 3ª posición: Electroimán de la izquierda excitado.
B unido con P, el aire a presión afluye de P a B.
A purgado sobre R.
- 4ª posición: Los dos electroimanes excitados.
A y B unidos con P, el aire a presión afluye desde P hacia A y B.
No hay purga.



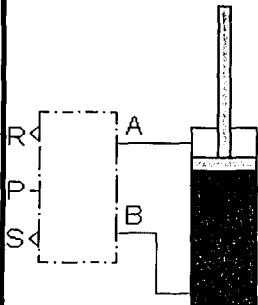
Las 4 posiciones de maniobra posibles de esta válvula de 5/4 vías



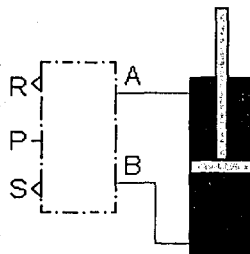
1a. posición de maniobra (posición cero). Las dos salidas hacia el cilindro purgadas, el pistón puede moverse libremente.



2a. posición de maniobra. P → A, entrada de aire comprimido, el pistón retrocede, B purgado por S.



3a. posición de maniobra. P → B, entrada de aire comprimido, el pistón avanza, A purgado por R.



4a. posición de maniobra. P → A y B entrada de aire comprimido. El pistón está sujetado entre dos cámaras de aire; no hay purga.

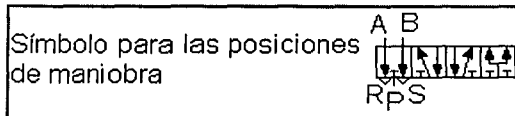


Figura 1.6.1.6.4. Válvula de 4/4 vías como combinación de dos válvulas de 3/2 vías y sus posiciones de maniobra.

Una válvula distribuidora se **selecciona y se designa** al mismo tiempo como se muestra en el paréntesis (**A/B vías**) donde la primera cifra representada por **A** indica el número de las vías de conexión controladas (entradas y salidas del aire a presión) y la segunda cifra representada por **B** indica el número de las posiciones de maniobra o de conmutación posibles (casillas o cuadrados). En una válvula de cuatro vías de conexión controladas con dos posiciones de maniobra queda claramente expresadas la función y con ello las posibles aplicaciones. En la terminología normalizada se la designa como válvula de 4/2 vías (válvula de 4 vías, 2 posiciones).

1.6.1.7 Clases de accionamiento.

Según su utilización y dependiendo de las exigencias que plantee el sistema, las válvulas distribuidoras pueden tener diferentes clases de accionamiento y de reposición.

Una característica importante de toda válvula distribuidora es su **clase de accionamiento**, debido a que, de acuerdo con ello, dentro de la cadena de mando de un equipo neumático se la empleará como elemento emisor de señal, órgano de control o de regulación. En los equipos sencillos la válvula puede ser simultáneamente elemento emisor de señales, órgano de control y órgano de regulación.

La válvula puede actuar como "**sensor**", por ejemplo, mediante un rodillo con leva para detectar la posición del vástago de un cilindro, como las que se observan en la figura 1.6.1.7.1.

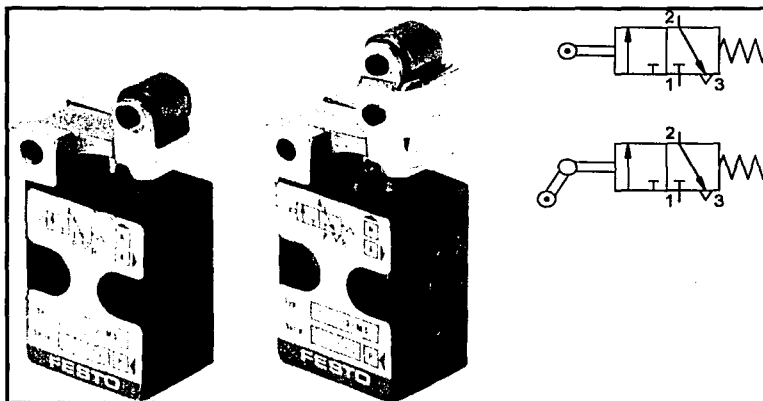


Figura 1.6.1.7.1. Válvulas de 3/2 vías de rodillo con leva normal y escamoteable.

La válvula puede actuar como “procesador”, en cuyo caso se encarga de fijar, cancelar o desviar señales, según sea la señal de mando. Como ejemplo de este tipo de válvula esta la de 3/2 vías de accionamiento neumático simple mostrada en la figura 1.6.1.7.2.

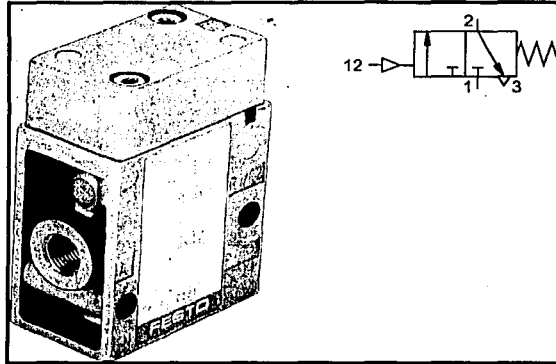


Figura 1.6.1.7.2. Válvula de 3/2 vías de accionamiento neumático simple.

Si la válvula es utilizada como “actuador”, su función es la de ofrecer un caudal suficiente para los elementos de trabajo. Como ejemplo de este tipo de válvula esta la de 5/2 vías de accionamiento neumático doble mostrada en la figura 1.6.1.7.3.

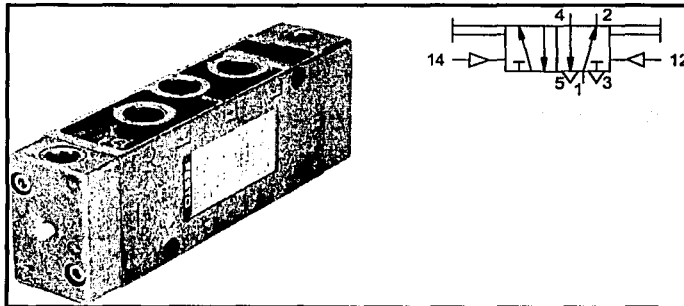


Figura 1.6.1.7.3. Válvula de 5/2 vías de accionamiento neumático doble.

La clase de accionamiento de una válvula distribuidora no depende de su función ni de su forma constructiva, sino que el dispositivo accionamiento se agrega a la válvula básica, como se muestra en la figura 1.6.1.7.4.

Accionamiento directo	
Accionamiento muscular	Accionamiento mecánico
Accionamiento a distancia	
Accionamiento neumático	Accionamiento eléctrico

Figura 1.6.1.7.4. Posibilidades de accionamiento de las válvulas distribuidoras.

TEMP CON
FALLA DE ORIGEN

El mismo accionamiento puede ser montado opcionalmente en una válvula de 2, 3, 4 vías de conexión controladas con dos o tres posiciones de maniobra según la clase. En casos excepcionales, una determinada forma de accionamiento va unida por razones técnicas a un determinado tipo de válvulas.

Los símbolos utilizados para representar los diferentes tipos de accionamiento están contenidos en la norma DIN/ISO 1219.

Los diferentes tipos de accionamiento fueron mencionados anteriormente en el tema 1.2.1.6 y sus respectivos símbolos son observados en las figuras 1.2.1.6.1a y 1.2.1.6.1b.

Los símbolos de los elementos de accionamiento y reposición se colocan fuera y horizontalmente a los lados de las casillas, donde por lo general los accionamientos se colocan a la izquierda y los reposicionamientos a la derecha.

Los órganos de accionamiento de la válvula pueden designarse con las letras minúsculas **a, b, c,**... de acuerdo con la correspondiente posición de maniobra, como se muestra en la figura 1.6.1.7.1.2.

El tipo de accionamiento en las válvulas distribuidoras puede ser de dos tipos:

- **Accionamiento permanente (señal continua):** en este tipo de accionamiento la válvula es accionada manualmente o por medios mecánicos, neumáticos o eléctricos durante todo el tiempo hasta que tiene lugar el reposicionamiento (este es manual, por presión o por un muelle).
- **Accionamiento momentáneo (impulso):** en este tipo de accionamiento la válvula es accionada por una señal breve (impulso) y permanece indefinidamente en esa posición, hasta que otra señal la coloca en su posición anterior.

La primera clasificación se establece entre accionamiento directo y accionamiento a distancia (o telemando).

1.6.1.7.1 Accionamiento directo.

En el **accionamiento directo**, el órgano de mando está directamente sobre la válvula, por ejemplo todas las clases de accionamiento musculares y mecánicas. Este tipo de accionamiento se efectúa sobre la válvula misma, el órgano de accionamiento forma una unidad con la válvula.

En los **accionamientos musculares** figuran todas las accionadas con la mano o con el pie.

En el ejemplo de la figura 1.6.1.7.1.1, (una válvula de corredera de 3/2 vías montada directamente en la tubería) las dos posiciones de maniobra son accesibles mediante ajuste manual.

Esta válvula carece de posición de reposo definida; sólo tiene una posición de partida.

El símbolo asignado al accionamiento de la válvula es de validez general para el accionamiento manual.

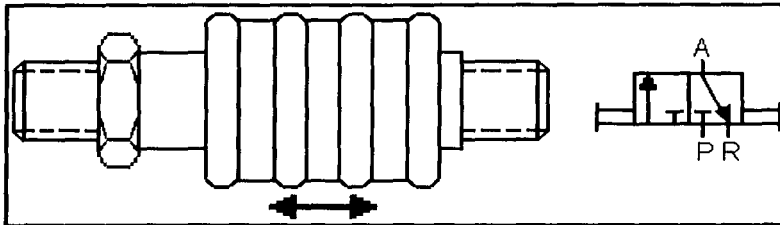


Figura 1.6.1.7.1.1. Válvula de corredera manual; accionada por fuerza muscular por ambos lados.

La figura 1.6.1.7.1.2a, es una válvula de 3/2 vías con posición de reposo automática, la válvula sólo está abierta en tanto esté oprimido el pulsador.

La figura 1.6.1.7.1.2b, es una válvula de 4/2 vías en la que el accionamiento se realiza mediante una palanca manual y en la que la posición de maniobra se mantiene hasta que la palanca se lleve a la otra posición.

En el accionamiento por pedal mostrado en la figura 1.6.1.7.1.2c, la válvula permanece invertida en tanto que el pie pise el pedal. En ausencia de accionamiento, la válvula y el pedal pasan a la posición de reposo.

En la figura 1.6.1.7.1.2d, ocurre de distinta manera y al pisar el pedal, la válvula pasa de una posición de maniobra a la otra (de **a** a **b**, de **b** a **a**).

El elemento fijador dibujado en el órgano de accionamiento simboliza el efecto de retención de la posición de maniobra.

Al soltar el pedal, éste pasa a su posición de reposo y la válvula permanece en la posición de maniobra hasta que se pisa de nuevo el pedal.

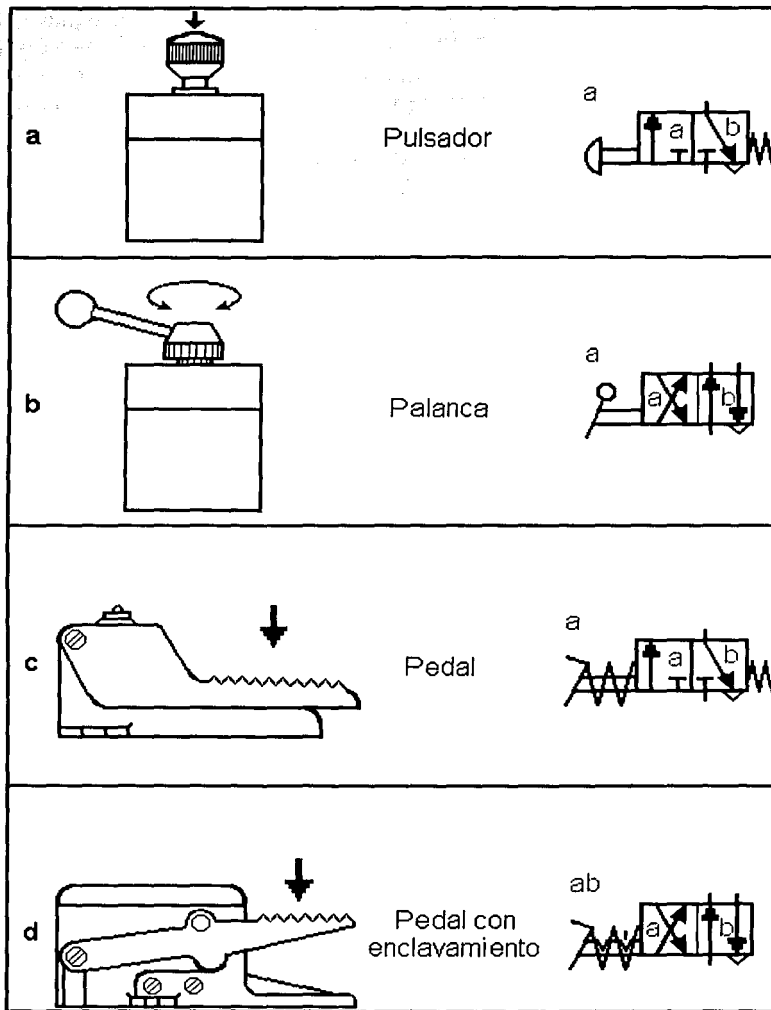


Figura 1.6.1.7.1.2. Ejemplos de accionamientos musculares.

Los **accionamientos mecánicos** son necesarios en todas aquellas partes en las que la válvula deba ser accionada por un órgano mecánico del equipo, por ejemplo, levas en el vástago de un cilindro, discos de levas, carros de las máquinas, etc. La figura 1.6.1.7.1.3, contiene algunos ejemplos de accionamientos mecánicos para válvulas distribuidoras. La de la figura 1.6.1.7.1.3a, es comparable con el accionamiento manual de la figura 1.6.1.7.1.2a, sólo que aquí es un órgano

mecánico el que acciona la leva (pulsador o palpador). El accionamiento con rodillo mostrado en la figura 1.6.1.7.1.3b, es necesario allí donde la válvula debe ser accionada con un carril de levas o con un disco de levas. El accionamiento con rodillo escamoteable mostrado en la figura 1.6.1.7.1.3c, es muy semejante al anterior y en él la válvula sólo es accionada si la leva incide sobre la válvula en el sentido de derecha a izquierda (sentido de la flecha roja horizontal). Si se actúa sobre la válvula en sentido contrario (sentido de la flecha blanca) el rodillo se abate y no se realiza el accionamiento de la válvula; según el sentido de montaje, una válvula de esta clase es accionada sólo al incidir sobre ella desde la derecha o desde la izquierda.

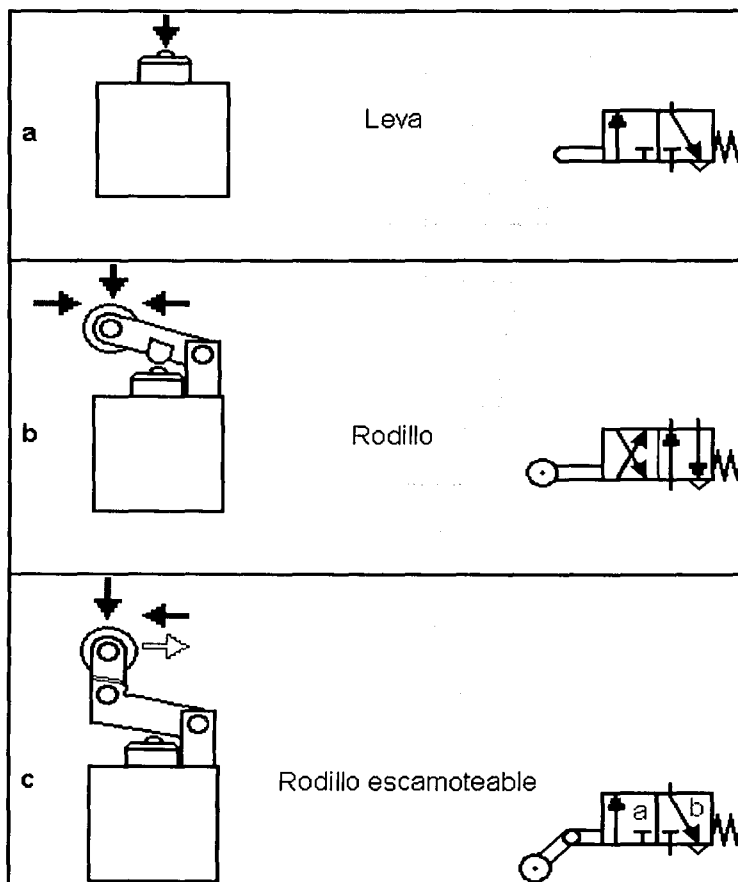


Figura 1.6.1.7.1.3. Ejemplos de accionamientos mecánicos.

1.6.1.7.2 Accionamiento a distancia o telemando.

En el **accionamiento a distancia** o telemando de una válvula distribuidora, está separado de ella (en otro lugar) el órgano accionador (emisor de señales), por lo que en Neumática son usuales los accionamientos a distancia neumáticos y eléctricos, como se muestra en la figura 1.6.1.7.2.1.

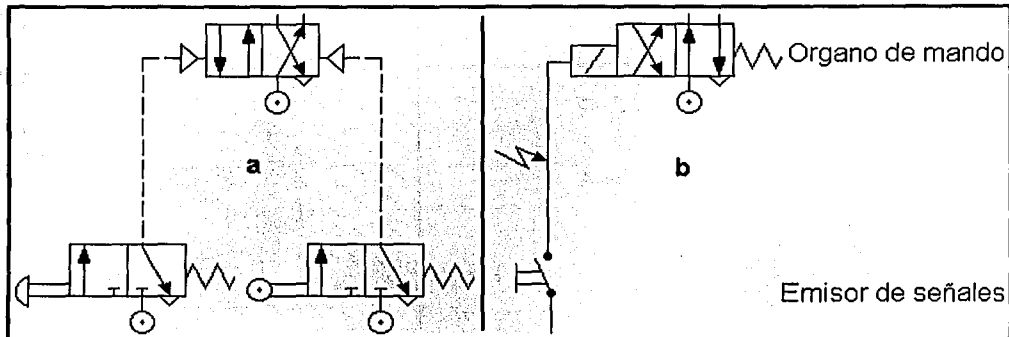


Figura 1.6.1.7.2.1. Accionamiento a distancia de válvulas distribuidoras.

- a) Neumático.
- b) Eléctrico

El **accionamiento neumático** distingue entre el **accionamiento positivo** y el **accionamiento negativo** (conocidos también como **pilotaje positivo** y **pilotaje negativo**, respectivamente) según que la inversión de la válvula se efectúe por un impulso de aire a presión (positivo: el aire a presión alimentado invierte la válvula) o por una reducción del aire a presión (negativo: el equilibrio de presión establecido en la válvula se altera por dar salida al lado de la inversión).

Las válvulas accionadas por medios neumáticos con posición de reposo automática emplean exclusivamente pilotaje positivo, debido a que debe ser vencida la fuerza del resorte.

En la figura 1.6.1.7.2.2, se puede observar una válvula de 3/2 vías de accionamiento neumático en la posición de reposo y posición invertida mediante pilotaje positivo en Z.

En un accionamiento como el mostrado en la figura 1.6.1.7.2.2, se dice que es un contacto permanente y la inversión de la válvula perdura en tanto dure la presión en Z.

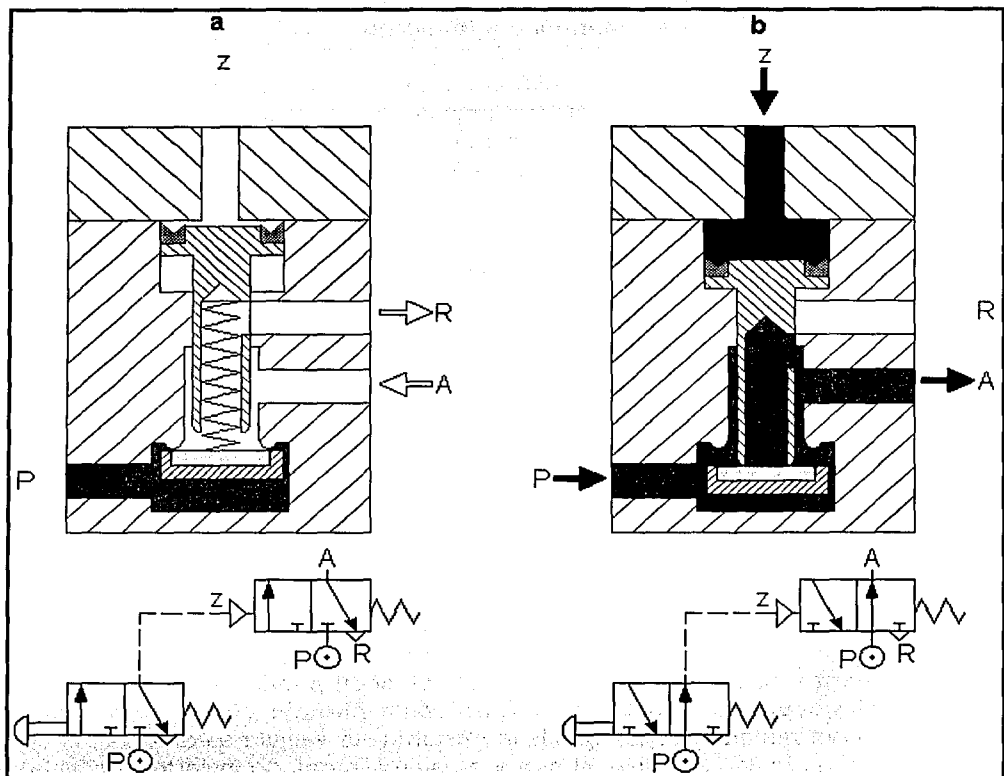


Figura 1.6.1.7.2.2. Accionamiento neumático de una válvula de asiento de disco 3/2 vías por impulso positivo de presión en Z.

- a) En posición de reposo.
- b) Invertida por señal permanente.

A diferencia de las anteriores, en las válvulas de impulsos, de inversión positiva, o negativa y en las que es suficiente una señal momentánea (de duración mínima establecida) para efectuar la inversión, permaneciendo la válvula en la posición de maniobra adoptada hasta que se presenta un impulso contrario.

En la figura 1.6.1.7.2.3, se representa en los esquemas de funcionamiento la diferencia entre la inversión positiva o negativa de una válvula.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

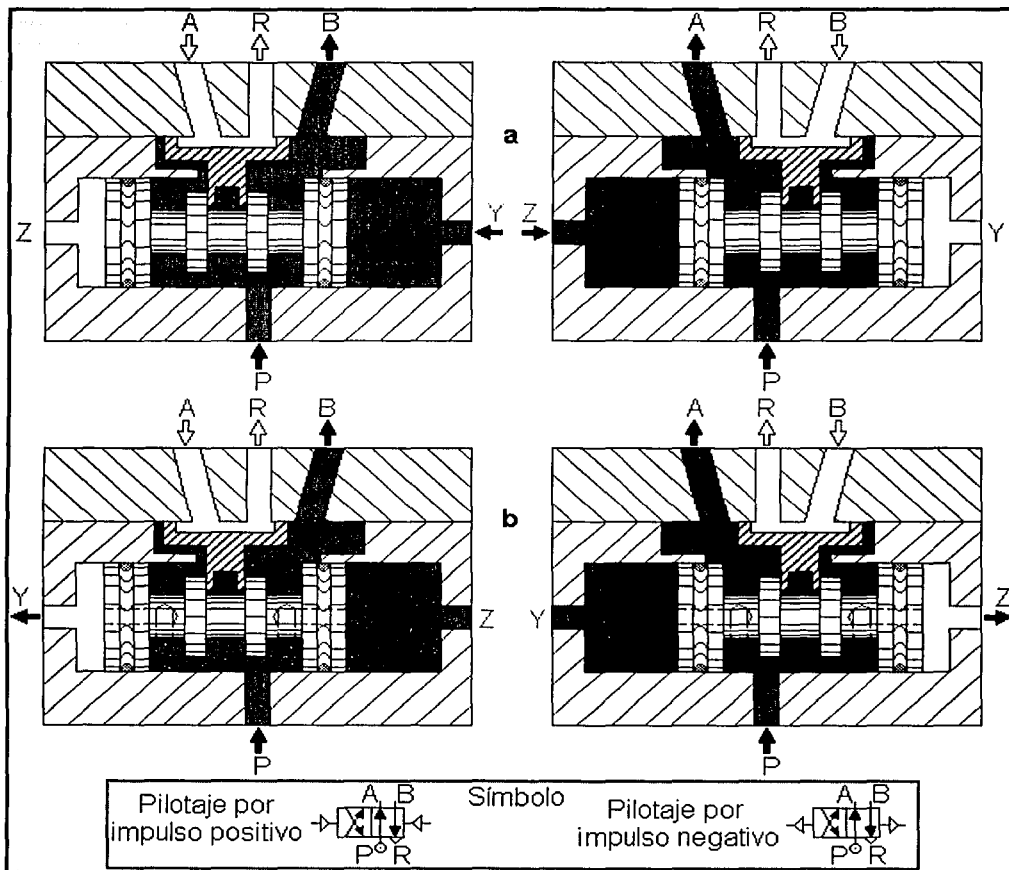


Figura 1.6.1.7.2.3. Accionamiento neumático de una válvula de cursor plano 4/2 por impulsos en Z e Y.

- c) Pilotaje positivo por impulso de presión.
- d) Pilotaje negativo por depresión (purga).

Las tuberías de mando en las válvulas de accionamiento neumático no deben ser demasiado largas, pues en caso contrario se hacen demasiado largos los tiempos de inversión (llenado y purga de las tuberías de control desde el emisor de señal hasta el órgano de mando) y el consumo de aire a presión también se hace demasiado grande.

En el pilotaje negativo la longitud de la tubería (línea de mando) no debe ser mayor de 3 m. Una desventaja del pilotaje negativo es que la rotura de una tubería de mando o una fuga del emisor de señales puede producir una inversión del

órgano de mando. Por el contrario, el pilotaje negativo tiene la ventaja de que como emisores de señales sólo deben emplearse válvulas 2/2 vías.

En el **accionamiento eléctrico** de una válvula, como la mostrada en la figura 1.6.1.7.2.1, la longitud de la línea de mando es independiente de la completa eficiencia de funcionamiento, pudiendo preverse líneas de mando de varios centenares de metros. Los tiempos de mando son muy cortos.

Como emisores de señales se emplean preferentemente interruptores de final de carrera, pudiendo servir además como emisores de señales todos los dispositivos eléctricos que entregan una señal eléctrica.

En ambientes con peligro de explosión, todos los componentes eléctricos deben tener una protección adecuada.

La inversión de la válvula se efectúa mediante un electroimán por lo que se les designa también como **válvulas magnéticas** o **electroválvulas**.

1.6.1.7.3 Mando directo y mando previo o servopilotaje.

En una **válvula de mando directo (válvula accionada directamente)** es provocada la inversión de la válvula por el elemento de mando o emisor de señales (accionador) sin la conexión intermedia de otro órgano, lo contrario es **mando indirecto (válvula accionada indirectamente = válvula de mando previo)**.

Los ejemplos representados hasta ahora de accionamientos de válvulas (figuras 1.6.1.7.1.1 a la 1.6.1.7.2.3), directos y a distancia, son todos de válvulas accionadas directamente en el sentido de la provocación de la inversión de la válvula.

Puesto que aquí se emplea la misma notación para dos conceptos distintos, debería darse una definición unívoca. Por desgracia esto no es posible; en el segundo caso para la diferenciación también puede utilizarse la designación válvula accionada directamente pero también se habla de una válvula de mando previo.

Una válvula de mando previo, también llamada **válvula servopilotada**, está formada por dos válvulas montadas formando una unidad. La primera válvula sirve exclusivamente para la inversión de la segunda, que es la válvula principal.

En vez de dibujar dos válvulas en el esquema, como se muestra en la figura 1.6.1.7.3.1a, en la representación simplificada se dibuja la primera válvula (válvula de mando) incluida en el accionamiento de la válvula principal, como se muestra en la figura 1.6.1.7.3.1b.

En el accionamiento (eléctrico) se adopta un nuevo accionamiento neumático, que según la función también puede ser negativo, como se muestra en la figura 1.6.1.7.3.1c.

Para diámetros nominales grandes se construyen y se emplean casi exclusivamente válvulas de servomando, debido a que en estas válvulas (aproximadamente a partir de 6 mm) sería demasiado considerable la fuerza de accionamiento; esto es válido especialmente para las electroválvulas.

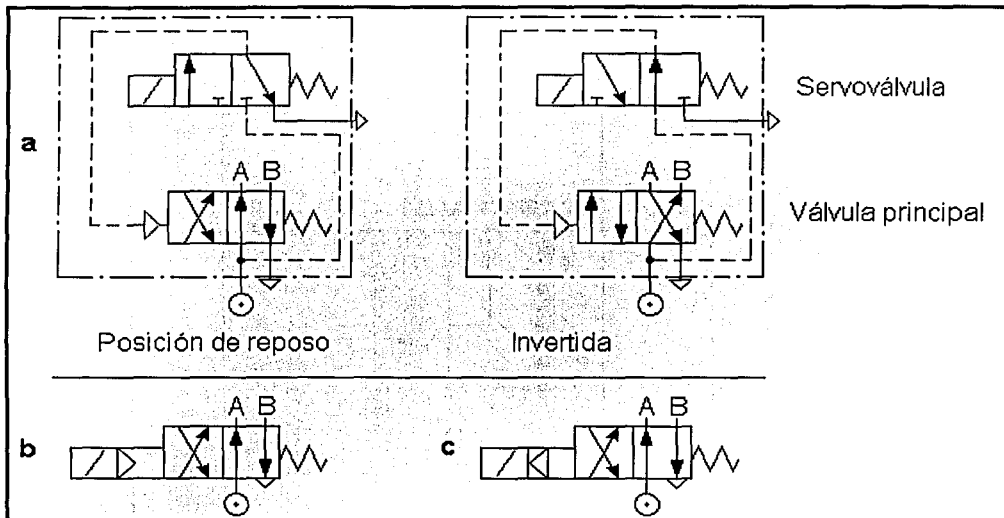


Figura 1.6.1.7.3.1. Electroválvula 4/2 vías servopilotada.

- La válvula principal es accionada por la servoválvula.
- Representación simbólica de una electroválvula 4/2 vías de servomando de acuerdo con a); la inversión se realiza por pilotaje positivo.
- La inversión se realiza por pilotaje negativo.

En la figura 1.6.1.7.3.2, se muestra el funcionamiento de una electroválvula con servomando.

La fuerza de accionamiento eléctrico para la inversión de la válvula piloto puede ser así muy pequeña y la inversión propiamente considerada de la válvula principal se realiza por la presión de trabajo procedente del sistema neumático.

TRABAJO CON
FALLA DE ORIGEN

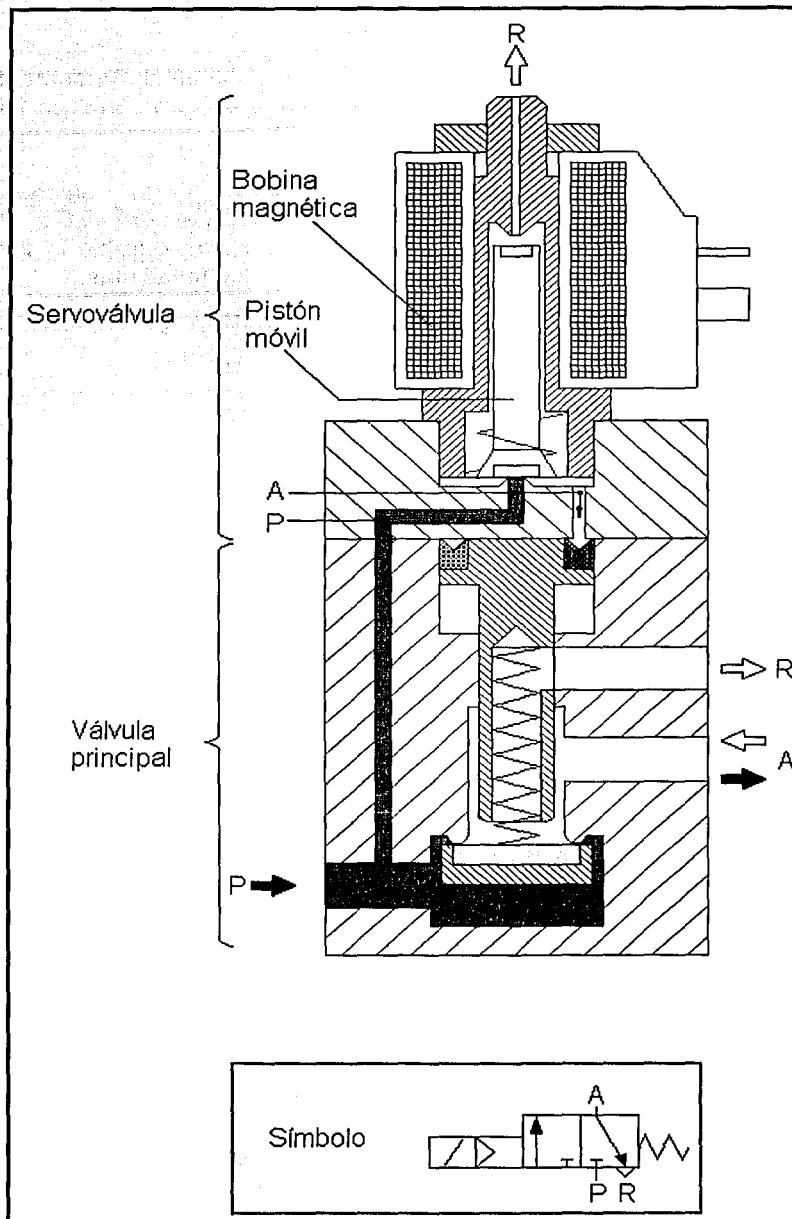


Figura 1.6.1.7.3.2. Esquema del funcionamiento de una electroválvula 3/2 vías con servomando.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Además de las válvulas magnéticas, también pueden actuar otros accionamientos (por ejemplo: manuales y mecánicos) sobre la válvula principal a través de un mando previo, como se puede observar en la figura 1.6.1.7.4.

En el accionamiento neumático esto no es necesario por regla general, debido a que normalmente se realiza la inversión con la presión del aire.

Como una particularidad en el accionamiento de las válvulas, debe presentarse una válvula accionada neumáticamente cuyo órgano de accionamiento permite simultáneamente una función de tiempo, como se muestra en la figura 1.6.1.7.3.3.

En la línea de mando **Z** entra aire a presión a través de una válvula de estrangulación (1) en un acumulador.

De acuerdo con el ajuste del tornillo, afluye más o menos aire en un intervalo de tiempo al acumulador en el que, al cabo de un cierto tiempo, alcanza una presión determinada.

La inversión de la válvula sólo se efectúa si se ha alcanzado la presión de mando necesaria.

El tiempo ajustable necesario para el llenado del acumulador es el de retardo entre la entrada de la señal y la inversión de la válvula.

Para la reposición de la válvula debe purgarse la línea de mando.

El aire del acumulador escapa rápidamente a través de la retención en la válvula de bloqueo, y la válvula pasa a su posición de reposo.

El esquema de funcionamiento mostrado en la figura 1.6.1.7.3.3 muestra una **válvula retardadora (temporizador)** que trabaja como cerrada, siendo también posible la ejecución de abierta en reposo, como se muestra en la figura 1.6.1.7.3.4.

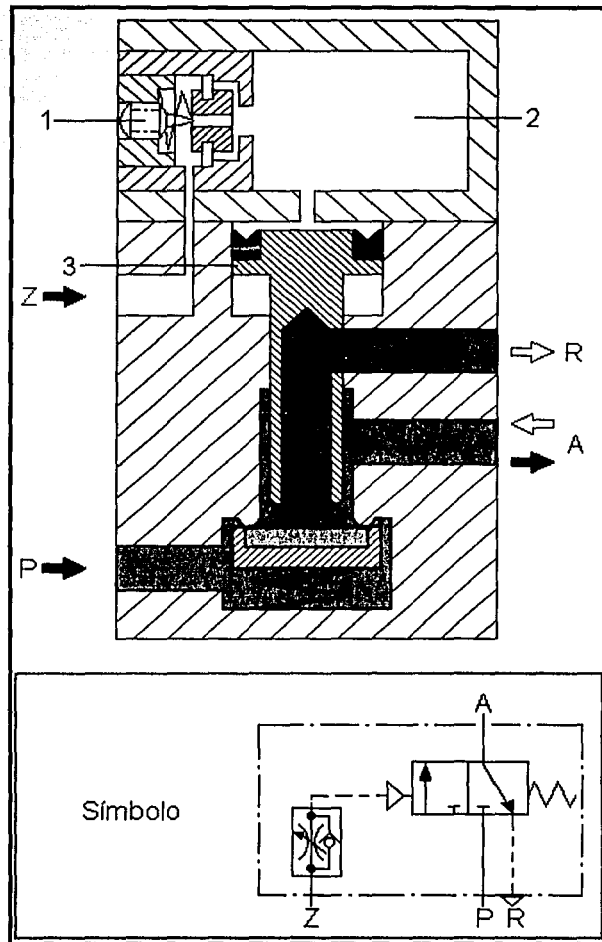


Figura 1.6.1.7.3.3. Esquema de funcionamiento de un temporizador 3/2 vías que funciona en apertura (normalmente cerrado). El tiempo de retardo entre la emisión de la señal y la inversión es regulable entre 1 y 30 segundos.

1. Estrangulación graduable.
2. Espacio de acumulación.
3. Pistón de mando.

TESE CON
FALLA DE ORCEN

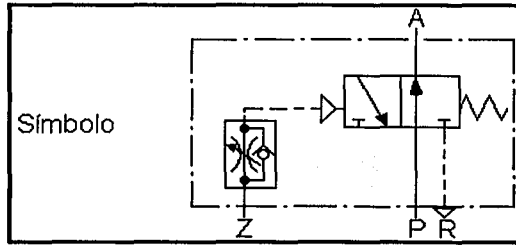


Figura 1.6.1.7.3.4. Representación simbólica de un temporizador 3/2 vías, que funciona en cierre normalmente abierto.

1.6.1 Válvulas de cierre.

Las válvulas de cierre bloquean el flujo de aire en una dirección y lo abren en la dirección contraria. La presión en el lado de la salida ejerce una fuerza sobre el lado que bloquea y, por lo tanto, apoya el efecto de estanqueidad de la válvula.

Este tipo de válvulas es utilizado, entre otros, en válvulas selectoras o, en combinación con una válvula reguladora de caudal, en válvulas de estrangulamiento y antirretorno (válvulas reguladoras de caudal unidireccionales).

Como se menciona en el párrafo anterior la válvula de cierre por su uso y combinación con otras válvulas se clasifica en diferentes tipos, entre las que se pueden mencionar las siguientes.

- a) Válvulas de antirretorno
- b) Válvulas de escape rápido

Sus símbolos respectivos de las válvulas anteriores se ilustran en la figura 1.2.1.4.1 del tema 1.2.1.4.1.

1.6.1.1 Válvulas de antirretorno

Las válvulas de antirretorno como la mostrada en la figura 1.6.2.1.1, pueden bloquear totalmente el paso en una dirección mientras que en la dirección contraria pasa el aire con un mínimo de pérdida de presión. El bloqueo de una dirección puede realizarse con conos, bolas, platos o membranas.

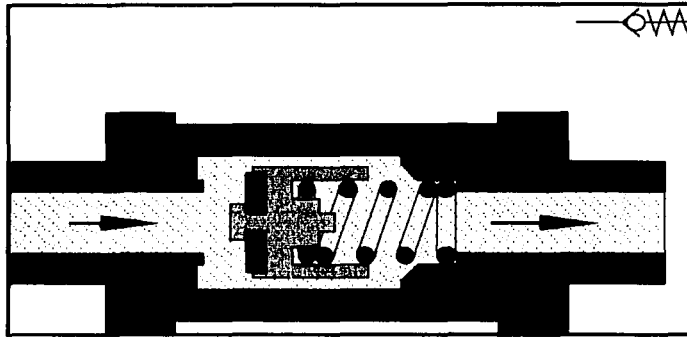


Figura 1.6.2.1.1. Válvula de antirretorno.

Los elementos que tienen las mismas propiedades que una válvula de antirretorno pueden ser utilizados como uniones entre dos conductos transmisores de señales con el fin de controlarlas. Las dos válvulas que pueden ser calificadas de elementos de unión, son utilizadas para el procesamiento lógico de dos señales de entrada y para la transmisión de la señal resultante y, son las siguientes:

- i) Válvula de simultaneidad (función lógica Y)
- ii) Válvula selectora (función lógica O)

1.6.1.1.1 Válvulas simultáneas (función lógica Y)

Las válvulas simultáneas como las mostradas en la figura 1.6.2.1.1.1, emiten solamente una señal de salida (A) si recibe una señal en ambas entradas (X e Y). Una señal de entrada en X o Y bloquea el paso a raíz de la diferencia de fuerzas en la corredera del cilindro. Si las señales de entrada no son recibidas simultáneamente, la última señal que llega pasa a la salida. Si las señales de entrada tienen una presión diferente, la presión más grande cierra la válvula, con lo que la presión más pequeña pasa a la salida A. Esta válvula es utilizada principalmente en mandos de bloqueo, funciones de control o enlaces lógicos.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

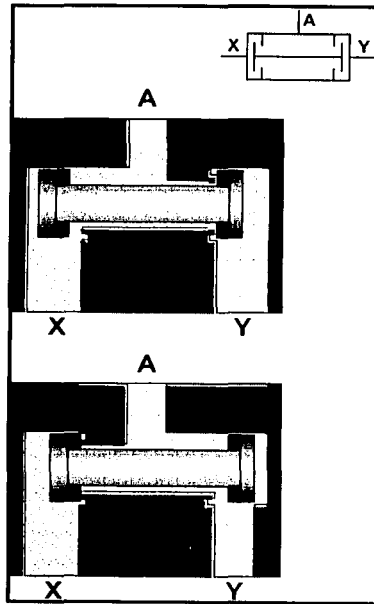


Figura 1.6.2.1.1.1. Válvula simultánea (función lógica Y).

La inclusión de dichas válvulas en un esquema de distribución como la mostrada en la figura 1.6.2.1.1.2 y 1.6.2.1.1.3, corresponde a la instalación de dos transmisores de señales (válvulas de 3/2 vías de posición normal bloqueada) en paralelo o en serie. Solo se transmite una señal si ambas válvulas están activadas.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

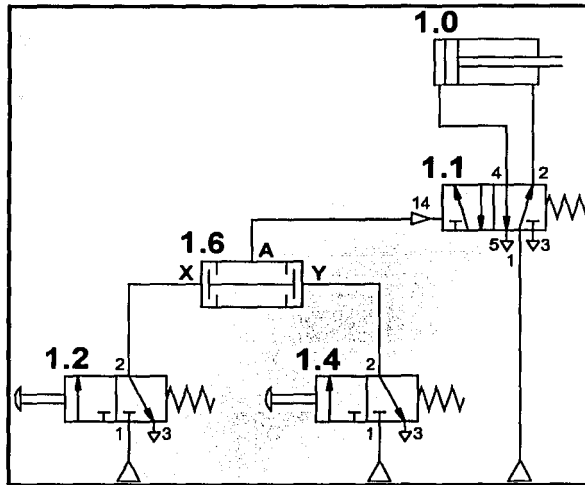


Figura 1.6.2.1.1.2. Válvula simultánea (función lógica Y en paralelo).

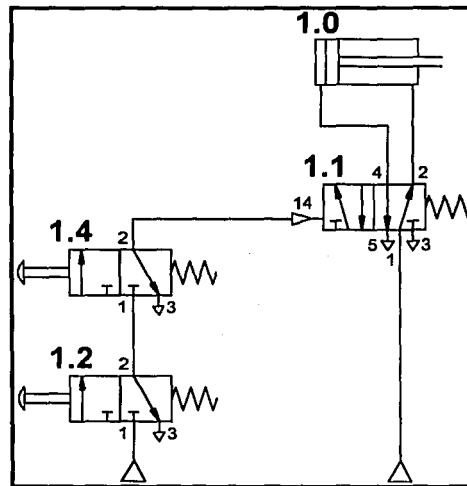


Figura 1.6.2.1.1.3. Válvula simultánea (función lógica Y en serie).

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

1.6.2.1.2 Válvulas selectoras (función lógica O)

La válvula selectora como la mostrada en la figura 1.6.2.1.2.1, transmite una señal de salida (A) si recibe una señal en por lo menos una de sus dos entradas (X e Y). Si la entrada X recibe presión, el émbolo cierra la entrada Y, con lo que el aire

pasa de **X** hacia **A**. Si el aire pasa de **Y** hacia **A**, queda bloqueada la entrada **X**. Cuando se produce un reflujo del aire al ser evacuado el aire del cilindro o de la válvula instalada detrás, el émbolo mantiene su posición anterior debido a las presiones existentes en ese caso.

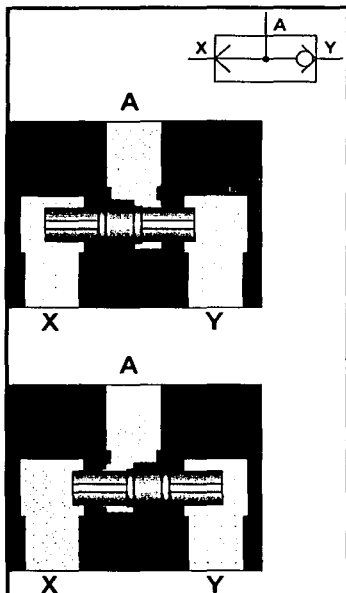


Figura 1.6.2.1.2.1. Válvula selectora (función lógica O).

Si un cilindro o una válvula de mando ha de accionarse desde dos o más lugares, siempre deberán utilizarse una o varias válvulas selectoras.

En la siguiente figura 1.6.2.1.2.2, se muestra el mando de un cilindro a través de dos válvulas manuales que pueden estar instaladas a diferentes distancias del cilindro.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

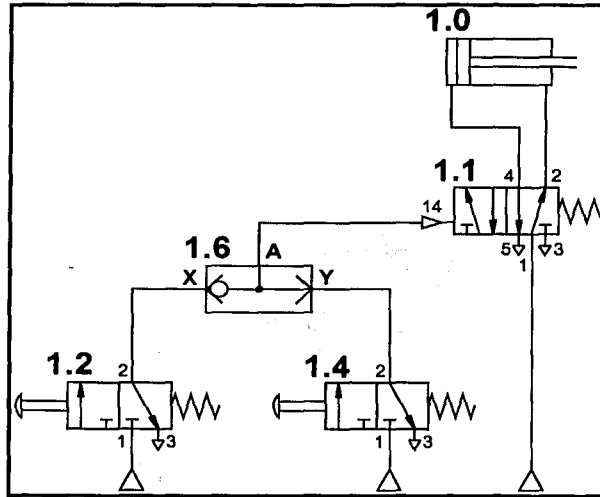


Figura 1.6.2.1.2.2. Accionamiento de un cilindro con dos transmisores de señales.

Las válvulas selectoras pueden conectarse entre sí para obtener una condición O adicional, tal como se muestra en la figura 1.6.2.1.2.3. Cualquiera de las tres válvulas provistas de pulsador puede activarse para que el cilindro avance.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

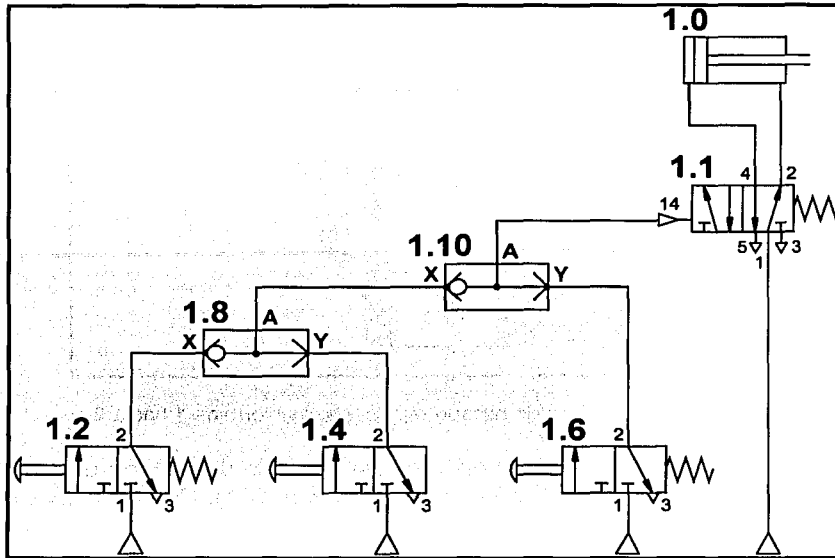


Figura 1.6.2.1.2.3. Accionamiento de un cilindro con tres transmisores de señales.

1.6.2.2 Válvulas de escape rápido

Las válvulas de escape rápido como la mostrada en la figura 1.6.2.2.1, tiene la finalidad de aumentar la velocidad de los cilindros. Con ellas se puede reducir el tiempo de retroceso demasiado prolongado, especialmente tratándose de cilindros de simple efecto. De esta manera es posible que el vástago de un cilindro retroceda casi a velocidad máxima, ya que la resistencia del aire desplazado es disminuida porque dicho aire es evacuado a través de la válvula de escape rápido. El aire es evacuado a través de una abertura relativamente grande. La válvula tiene una conexión bloqueable de presión 1 (P), una conexión bloqueable de escape 3 (R) y una salida 2 (A).

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

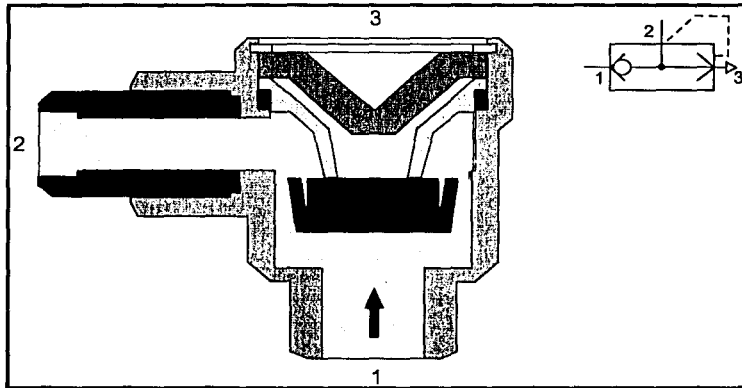


Figura 1.6.2.2.1. Válvula de escape rápido, paso abierto de 1 hacia 2.

Si la conexión 1 (P) recibe presión, el plato cubre la salida de escape de aire 3 (R). En consecuencia, el aire a presión pasa de 1 (P) hacia 2 (A). Si en 1 (P) ya no hay presión, como se puede observar en la figura 1.6.2.2.2, entonces el aire que proviene de 2 (A) desplazará el plato hacia la conexión 1 (P), cerrándola. Entonces, el aire evacuado puede salir de inmediato hacia fuera sin tener que recorrer distancias largas a través de los conductos de mando hasta llegar a la válvula de mando. Es recomendable que las válvulas de escape rápido sean instaladas lo más cerca posible de los cilindros respectivos.

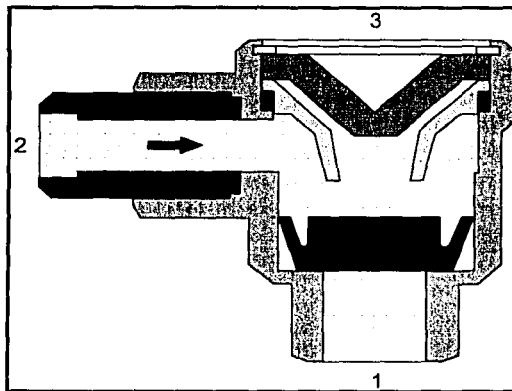


Figura 1.6.2.2.2. Válvula de escape rápido, evacuación de aire de 2 hacia 3.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.6.3 Válvulas reguladoras de flujo o de estrangulación

Las válvulas reguladoras de flujo o de estrangulación como la mostrada en la figura 1.6.3.1, bloquean o estrangulan el caudal y, en consecuencia, regulan el caudal del aire a presión en ambas direcciones. En el caso ideal, es factible regular sin escalonamientos desde paso totalmente abierto hasta paso totalmente bloqueado. De ser posible, las válvulas reguladoras de flujo deberían instalarse en las inmediaciones del elemento de trabajo, debiéndose efectuar su ajuste en concordancia con las condiciones dictadas por la aplicación respectiva.

Los símbolos de este tipo de válvulas se ilustran en la figura 1.2.1.4.2, del tema 1.2.1.4.

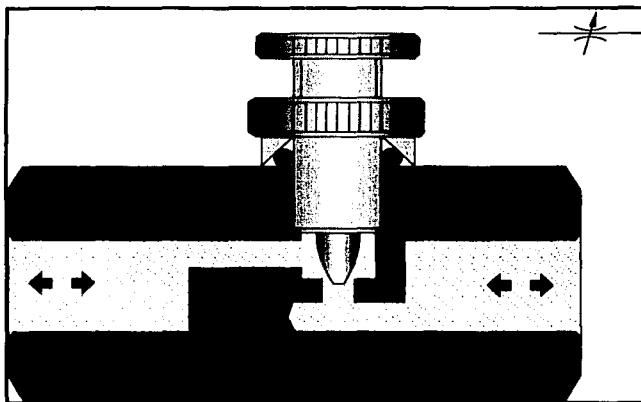


Figura 1.6.3.1. Válvula de estrangulación.

Las válvulas de estrangulación suelen ser regulables. El ajuste correspondiente puede ser fijado. Las válvulas de estrangulación son utilizadas para controlar la velocidad de los cilindros. Deberá ponerse cuidado en que la válvula de estrangulación nunca esté cerrada del todo.

Las características principales constructivas de las válvulas de estrangulación son;

- Válvulas de estrangulación:
 - La zona de estrangulación es más larga que su diámetro
- Válvulas de diafragma:
 - La zona de estrangulación es más corta que su diámetro

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Si en paralelo funciona la válvula reguladora de flujo o de estrangulación con una válvula de antirretorno como la mostrada en la figura 1.6.3 2, entonces el paso es limitado en una dirección y, en la dirección contraria, el paso de aire es máximo (la velocidad es regulada sólo en una dirección). La válvula de antirretorno cierra el paso del aire en una dirección y el aire sólo puede pasar a través de la sección regulada. El aire puede pasar libremente en la dirección contraria a través de la válvula de antirretorno abierta. Estas válvulas son utilizadas para regular la velocidad de cilindros neumáticos. Es recomendable instalarlas lo más cercanas posibles a los cilindros.

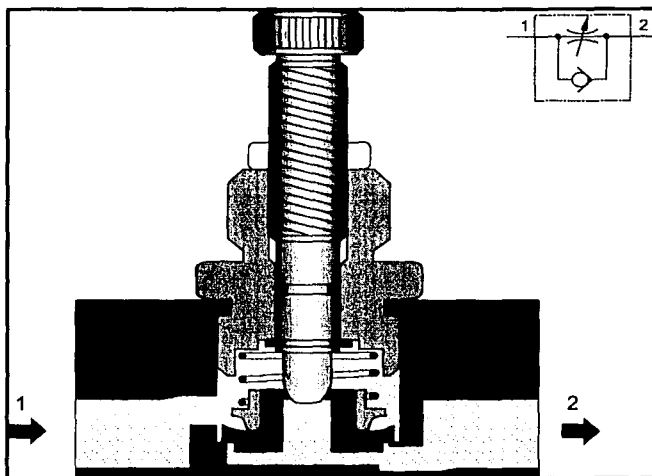


Figura 1.6.3.2. Válvula de estrangulación y antirretorno.

Tratándose de cilindros de doble efecto, existen fundamentalmente dos tipos de estrangulación:

- Estrangulación de la entrada de aire o de la alimentación de aire. En este caso como se puede observar en la figura 1.6.3.3, se reduce el flujo de aire hacia el cilindro. El aire de evacuación puede pasar libremente atravesando la válvula de antirretorno. Cualquier oscilación de la carga que actúa sobre el cilindro, por más mínima que sea (por ejemplo al topar con un interruptor de final de carrera), provoca considerables oscilaciones de la velocidad de avance. En consecuencia, la estrangulación de la alimentación de aire solamente se aplica en cilindros pequeños de simple efecto.

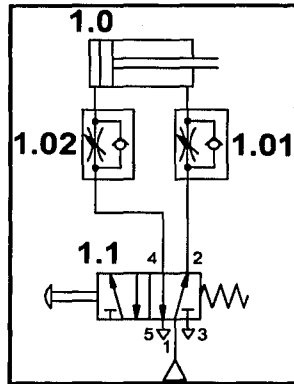


Figura 1.6.3.3. Estrangulación de la alimentación de aire.

- Estrangulación de la salida de aire o del aire de escape. En este caso como se puede observar en la figura 1.6.3.4, el aire tiene el paso libre hacia el cilindro, mientras que el paso en el conducto de salida es reducido, ofreciéndose una resistencia al aire evacuado. El émbolo está expuesto a la presión del aire de alimentación que es generada por la resistencia que ofrece la estrangulación y antirretorno contribuye esencialmente a mejorar las características del avance de los cilindros. Tratándose de cilindros de doble efecto es recomendable instalar siempre un estrangulador para el aire de escape.

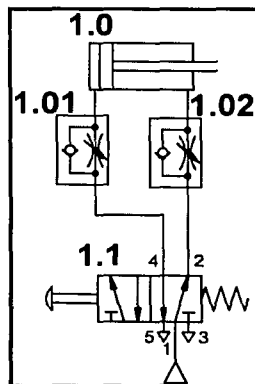


Figura 1.6.3.4. Estrangulación del aire de escape.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.6.4 Válvulas de presión

Las válvulas de presión son elementos que se encargan de regular la presión. Concretamente pueden diferenciarse los siguientes tres grupos:

- Válvulas reguladoras de presión
- Válvulas limitadoras de presión
- Válvulas de secuencia

1.6.4.1 Válvulas reguladoras de presión

En el tema 1.5.4.2, dedicado al regulador del aire a presión o comprimido, se ofrece una explicación detallada sobre válvulas reguladoras de presión. Estas válvulas como la mostrada en la figura 1.6.4.1.1, se encarga de mantener constante la presión de trabajo, independientemente de las oscilaciones de presión que puedan haber en la red neumática. La presión mínima de entrada tiene que ser mayor que la presión de salida.

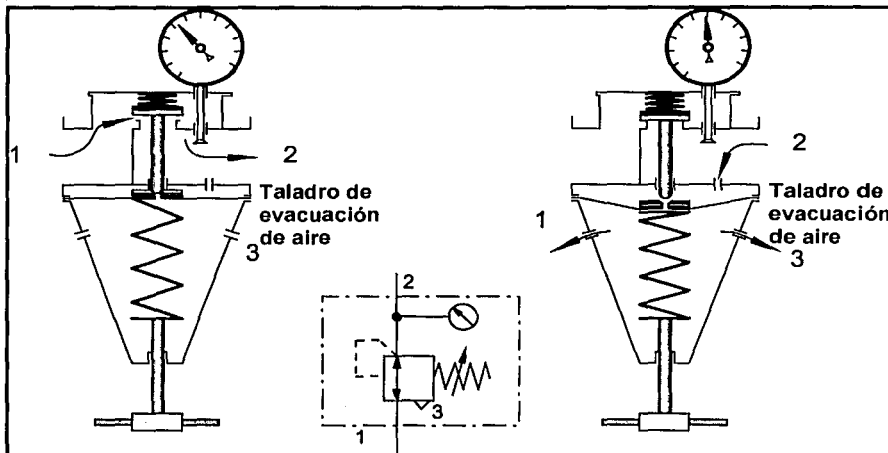


Figura 1.6.4.1.1. Válvula reguladora de presión.

1.6.4.2 Válvulas limitadoras de presión

Las válvulas limitadoras de presión son instaladas detrás del compresor con el fin de limitar, por razones de seguridad, la presión en el acumulador y, además, para que pueda ajustarse correctamente la presión de alimentación.

Como se menciona anteriormente estas válvulas son utilizadas principalmente como válvulas de seguridad (válvulas de sobrepresión), ya que evitan que la presión en el sistema sea mayor que la presión máxima admisible. Una vez que la presión puesta en la entrada de la válvula de seguridad llega a la presión máxima que se ha ajustado en dicha válvula, se abre la salida, con lo que el aire es evacuado hacia afuera. La válvula se mantiene abierta hasta que el muelle la vuelve a cerrar una vez que la presión alcanza nuevamente el nivel de presión que se haya ajustado en función de la curva característica del muelle.

1.6.4.3 Válvulas de secuencia

Estas válvulas funcionan según el mismo principio que las válvulas limitadoras de presión. Como se puede observar en la figura 1.6.4.3.1, la válvula abre el paso si la presión es mayor al valor que se ha ajustado con el muelle. El aire pasa de **1 (P)** hacia **2 (A)**. La salida **2 (A)** abre solamente cuando la presión en el conducto de mando **12 (Z)** alcanza el valor de presión ajustado previamente. Un émbolo de mando se encarga de abrir el paso de **1 (P)** hacia **2 (A)**:

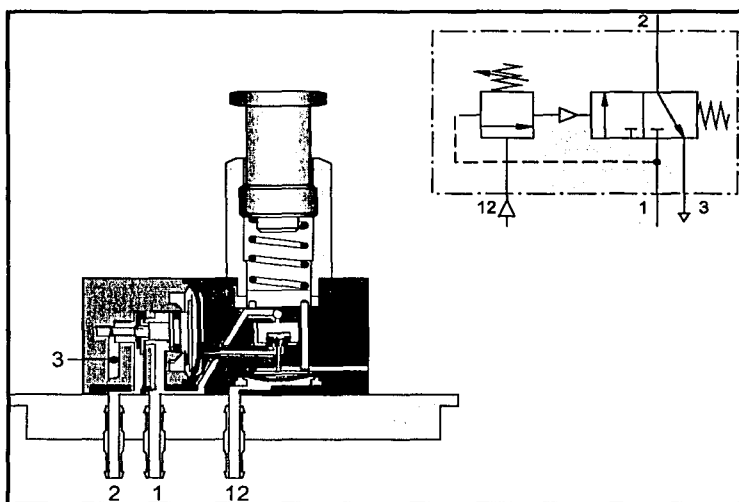


Figura 1.6.4.3.1. Válvula de secuencia regulable.

Las válvulas de secuencia como la mostrada en la figura 1.6.4.3.2, son utilizadas en mandos neumáticos cuando es necesario disponer de una presión determinada para ejecutar una operación de conmutación (mandos en función de la presión). Si la señal de mando alcanza la presión previamente ajustada, responde la válvula de 3/2 vías instalada en este caso. La válvula vuelve a su posición normal cuando la señal de mando corresponde a una presión menor a la que se halla ajustado.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

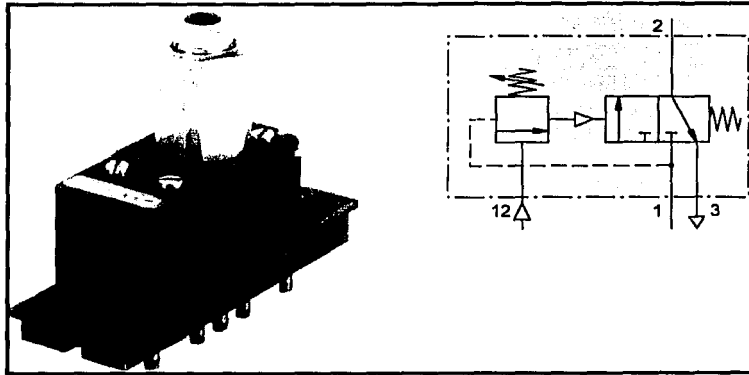


Figura 1.6.4.3.2. Válvula de secuencia.

En la figura 1.2.1.5.1 del tema 1.2.1.5, se muestran los símbolos de algunas válvulas reguladoras de presión.

1.6.5 Combinación de válvulas

Los elementos que pertenecen a diversos grupos de mando pueden conformar una unidad compacta que reúne las características funcionales y constructivas de una combinación de válvulas. Estas unidades son denominadas válvulas combinadas. Los símbolos se refieren a cada uno de los elementos. Una válvula combinada está compuesta de las siguientes unidades;

- Válvulas temporizadoras: retardo de la transmisión de señales
- Bloqueo de control del aire: ejecución de movimientos individuales y oscilantes en cilindros de doble efecto
- Válvulas de 5/4 vías: detención de cilindros de doble efecto en cualquier posición
- Válvula de 8 vías, accionada por aire: control de equipos de avance por pasos
- Cadenciómetro: ejecución de movimientos rápidos de cilindros
- Tobera de aspiración con expulsor: recoger y expulsar piezas
- Módulo de pasos: ejecución de operaciones de control posteriores
- Submódulos memorizadores de órdenes: puesta en marcha en función del cumplimiento de condiciones de entrada de señales

1.6.5.1 Válvulas temporizadoras

Las válvulas temporizadoras están compuestas de una válvula neumática de 3/2 vías, una válvula de estrangulación y antirretorno y de un pequeño acumulador de

aire a presión. La válvula de 3/2 vías puede tener posición normal de bloqueo o de paso abierto. El tiempo del retardo conseguido con los dos tipos de válvulas de retardo cubre normalmente un margen de 0 hasta 30 segundos. El pequeño acumulador auxiliar permite aumentar el tiempo de retardo. El tiempo previsto para la acumulación puede ajustarse con gran precisión, siempre y cuando el aire esté limpio y la presión sea constante.

El funcionamiento de este tipo de válvula se muestra en la figura 1.6.5.1.1 y 1.6.5.1.2. Cuando la válvula de 3/2 vías esta cerrada en reposo el aire a presión llega a la conexión **1 (P)** de la válvula. El aire del circuito de mando entra en la válvula por la entrada **12 (Z)** y atraviesa la válvula de estrangulación y antirretorno. Con el tornillo regulador se determina la cantidad de aire que por unidad de tiempo pasa hacia el pequeño acumulador. Una vez que en éste el nivel de la presión de mando es suficiente, el émbolo de la válvula de 3/2 vías es desplazado hacia abajo, con lo que bloquea el paso de **2 (A)** hacia **3 (R)**. El plato es separado del asiento, con lo que el aire puede pasar de **1 (P)** hacia **2 (A)**. El punto de conmutación es determinado por el tiempo necesario para generar la presión respectiva en el acumulador.

Para que la válvula temporizadora vuelva a su posición normal, tiene que evacuarse el conducto de mando **12 (Z)**. El aire proveniente del acumulador fluye a través de la válvula de estrangulación y antirretorno y por el conducto de evacuación de la válvula procesadora de señales hasta llegar al exterior. El muelle de la válvula se encarga de colocar el émbolo y el plato en sus respectivas posiciones normales. El conducto de trabajo **2 (A)** es evacuado por **3 (R)** y la conexión **1 (P)** queda bloqueada.

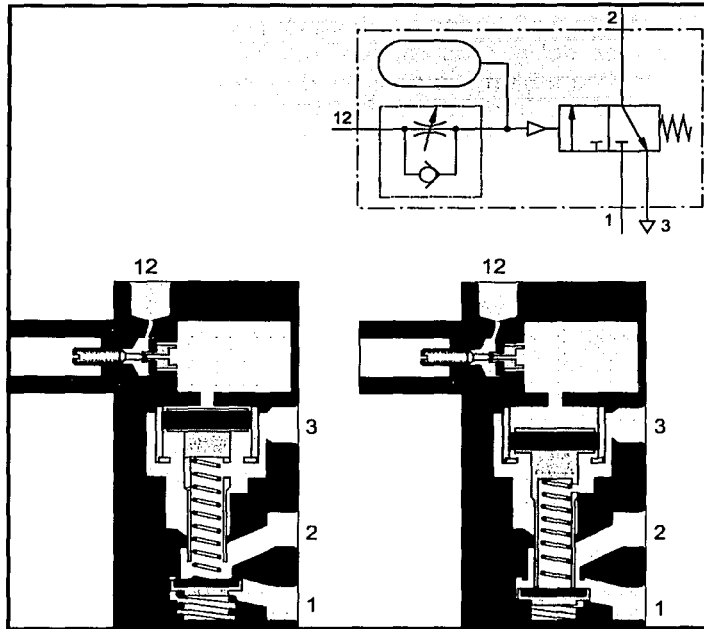


Figura 1.6.5.1.1. Válvula temporizadora cerrada en reposo.

Si la válvula de 3/2 vías tiene abierto el paso en posición normal, entonces la salida 2 (A) recibe una señal. Si la válvula conmuta por recibir una señal en la entrada 10 (Z), se evacúa el conducto de trabajo 2 (A) por 3 (R). Ello tiene como consecuencia que la señal de salida es cancelada una vez transcurrido el tiempo que haya sido ajustado.

El tiempo de retardo corresponde también en este caso al tiempo necesario para la generación de la presión correspondiente en el acumulador. Si se retira el aire de la conexión 10 (Z), la válvula de 3/2 vías vuelve a su posición normal.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

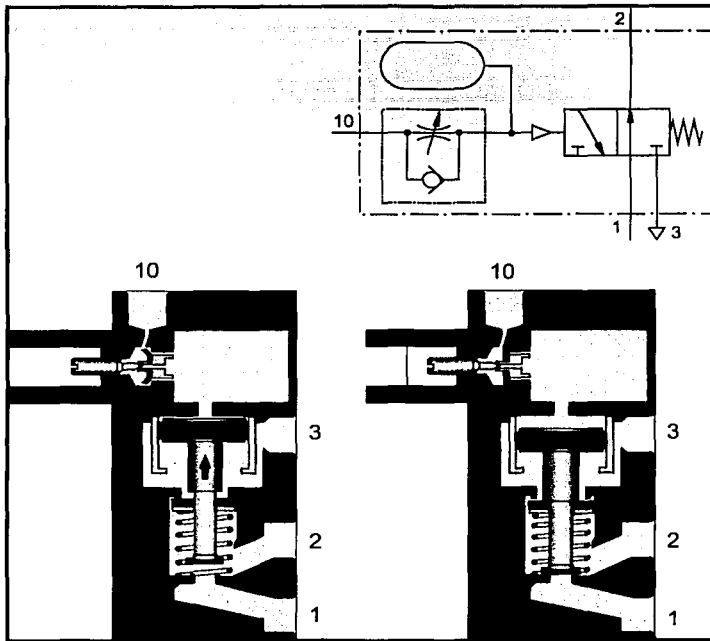


Figura 1.6.5.1.2. Válvula temporizadora abierta en reposo.

En el esquema de distribución de la figura 1.6.5.1.3, se muestra un esquema de distribución con dos válvulas temporizadoras, una válvula (1.5) está cerrada en posición normal, mientras que la otra (1.4) tiene el paso abierto en posición normal. Oprimiendo el pulsador de 1.2 se emite una señal hacia la válvula 1.4, y desde ahí es transmitida a la entrada 14 (Z) de la válvula de impulsos. El cilindro 1.0 avanza. En la válvula temporizadora ha sido ajustado un tiempo de retardo corto, por ejemplo de 0.5 segundos. Este tiempo es suficiente para iniciar el movimiento de avance. A continuación, la señal de mando 10 (Z) proveniente de la válvula temporizadora cancela inmediatamente la señal en la entrada 14 (Z). El vástago del cilindro actúa sobre el interruptor de final de carrera 1.3. La válvula temporizadora 1.5 recibe una señal de mando, por lo que abre la válvula una vez transcurrido el tiempo que ha sido ajustado con anterioridad. Entonces, el temporizador emite una señal a la entrada 12 (Y) de la válvula de impulsos. La válvula conmuta y el cilindro retrocede. A continuación puede activarse la ejecución de un nuevo ciclo activando la válvula 1.2.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

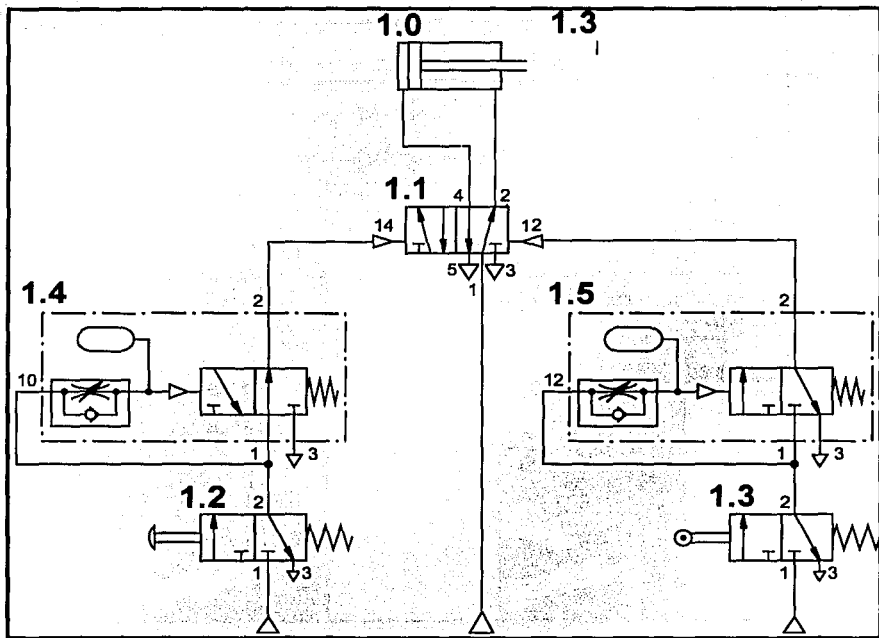


Figura 1.6.5.1.3. Esquema de distribución con válvulas temporizadoras.

TEMPERATURA
FALLA DE CARGA

1.7 Actuadores

Son llamados actuadores neumáticos aquellos componentes capaces de transformar la energía potencial latente en el aire comprimido en trabajo mecánico, para el accionamiento de máquinas o mecanismos.

Según la forma de entregar este trabajo mecánico, se puede clasificar a los actuadores en:

- Cilindros
- Actuadores de giro
- Motores rotativos

Los cilindros entregan el trabajo en forma rectilínea de empuje - tracción. Los actuadores de giro proporcionan movimientos angulares. Los motores neumáticos tienen un eje que puede girar para accionar mecanismos rotativos. Los parámetros básicos de los actuadores neumáticos son:

- Cilindros → Fuerza y carrera
- Actuadores de giro → Par y ángulo
- Motores neumáticos → Par y revoluciones

1.7.1 Cilindros

Los cilindros neumáticos son unidades que transforman la energía potencial del aire comprimido en energía cinética o en fuerzas prensoras. Básicamente consisten en un recipiente cilíndrico provisto de un émbolo o pistón. Al introducir un determinado caudal de aire comprimido, éste se expande dentro de la cámara y provoca un desplazamiento lineal. Si se acopla al embolo un vástago rígido, este es capaz de empujar algún elemento, o simplemente sujetarlo.

Los cilindros son elementos de movimiento rectilíneo que conforman la energía neumática en energía mecánica, definiéndose el tipo cilindro de pistón como aquel en que la fuerza mecánica se produce en virtud de la presión del fluido que actúa sobre la superficie del embolo.

En éste caso, la energía contenida en el aire comprimido se convierte en trabajo mecánico que realiza una acción.

Las acciones que realizan los cilindros son: de empuje o de tracción. Los cilindros realizan el máximo esfuerzo cuando empujan. O sea, cuando la presión del aire comprimido actúa sobre la cara del émbolo que no lleva vástago, ya que, entonces, es mayor la superficie útil del émbolo. Por consiguiente, cuando se desee obtener el máximo rendimiento de un cilindro, este se deberá emplear de tal forma que realice el esfuerzo en el sentido de la carrera de avance, con la salida del vástago.

En la figura 1.7.1.1 se muestra como esta constituido un cilindro.

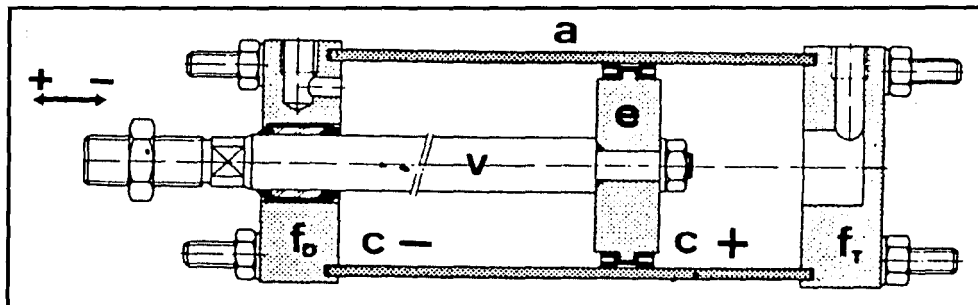


Figura 1.7.1.1. Cilindro de aire.

a = Tubo cerrado

e = Émbolo

v = Vástago

f_D = Fondo delantero

c+ = Cámara positiva

c- = Cámara negativa

f_T = Fondo trasero

En la figura 1.7.1.1 muestra las partes que conforman un cilindro. En síntesis el cilindro consiste en principio, de un tubo circular (a) cerrado en cada extremo por dos fondos (f), en el cual el émbolo (e) se desliza sobre juntas convenientemente situadas para evitar pérdidas o fugas de aire; este émbolo es solidario de un vástago (v) que atraviesa uno de los fondos, el cual lleva una guía para el vástago. Al fondo que está atravesando por el vástago, se le denomina fondo delantero, mientras que, al otro fondo, se le llama fondo trasero.

Los dos volúmenes de aire en que queda dividido el cilindro por el émbolo reciben el nombre de *cámaras*; la cámara positiva (c+) es la situada en la carrera de avance, y la cámara negativa (c-), es la que está en la carrera de retroceso.

Si la presión de aire se aplica en la cámara trasera de un cilindro, el émbolo y el vástago se desplazan hacia adelante (carrera de avance), y, entonces, el cilindro pasa a la posición más (+). Si la presión de aire se localiza en la cámara delantera del cilindro (carrera de retroceso), el desplazamiento se efectúa en sentido inverso y el cilindro pasa a la posición menos (-).

La puesta en funcionamiento de los cilindros neumáticos se realiza siempre por la aplicación de la presión del aire comprimido, diferenciándose entre ellos únicamente por lo que atañe a la carrera de retroceso del vástago, ya que este puede tener efecto por aire comprimido o empleando otro recurso.

Según la forma en que se lleva a cabo el retroceso del vástago, los cilindros se dividen en dos grupos:

- a) Cilindros de simple efecto
- b) Cilindros de doble efecto.

1.7.1.1 Cilindros de simple efecto

En este tipo de cilindros el desplazamiento del émbolo, por la presión del aire comprimido, tiene lugar en un solo sentido pues vuelve a su posición inicial a través del resorte cuando se deja de tener la presencia de la señal de aire comprimido en la entrada de presión. En la figura 1.7.1.1.1 se muestra un cilindro de simple efecto

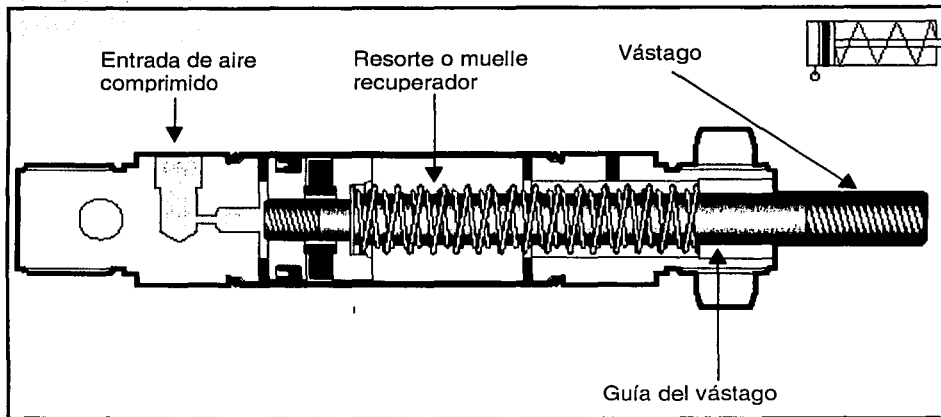


Figura 1.7.1.1.1. Cilindro de simple efecto.

En la figura 1.7.1.1.1 se observa que una de las características que definen constructivamente a un cilindro de simple efecto, es que consta de una conexión para el aire comprimido que alimenta a la cámara positiva del cilindro, moviendo al émbolo, precisamente, en el sentido de su carrera de avance o de trabajo; y de un orificio de escape en el fondo delantero. El aire comprimido efectúa el desplazamiento del émbolo y, al desaparecer la presión, el resorte hace que regrese a su posición de reposo (posición inicial). Por tal motivo los cilindros de simple efecto son empleados cuando el trabajo debe ejecutarse en una sola dirección. Según el montaje del equipo neumático, el cilindro de simple efecto puede aplicarse para ejercer tracción (posición de partida con el vástago desplazado; trabaja al recoger el vástago), o para presionar (posición de partida con el vástago recogido; trabaja al extraer el vástago del émbolo).

La carrera de retorno, que en este caso es siempre el recorrido en vacío, se lleva a cabo mediante un resorte recuperador incorporado o mediante fuerzas exteriores que actúan sobre el vástago del émbolo. La fuerza de los resortes

recuperadores está calculada de tal manera que el émbolo es repuesto en su posición de partida (posición inicial) con la velocidad suficiente. La fuerza del resorte en los cilindros de simple efecto es un elemento negativo que hace al cilindro salir con menos empuje del que corresponde a su diámetro, la fuerza del resorte, generalmente oscila entre un 10 y un 15 % de la fuerza del cilindro cuando este trabaja a 6 bar. Se debe tomar en cuenta que los resortes no tienen la misma fuerza cuando están extendidos que cuando están comprimidos. La fuerza va creciendo según la disminución de la longitud siguiendo una ley lineal en sus límites prácticos.

Los cilindros de simple efecto están equipados con una junta simple en el émbolo, en el lado sometido a presión. Los cilindros de simple efecto también pueden ser de los siguientes tipos:

- Cilindros de membrana
- Cilindros de membrana enrollable

En la figura 1.7.1.1.2 se muestra un cilindro de simple efecto de membrana

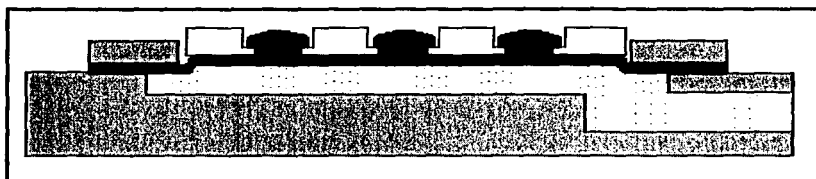


Figura 1.7.1.1.2. cilindro de simple efecto de membrana.

En los cilindros de membrana, una membrana de goma, de plástico o de metal hace las veces de émbolo. En este tipo, se tensa una membrana de goma dura, de plástico o de metal entre dos láminas metálicas abombadas. El vástago del émbolo está fijado al centro de la membrana. En algunos cilindros de membrana el vástago puede adoptar una forma plana y formar de este modo una superficie de sujeción. Con los cilindros de membrana solo pueden conseguirse carreras cortas, desde algunos milímetros hasta un máximo de aproximadamente 50 mm. Este tipo es particularmente apto para emplearlo en procesos de sujeción. La carrera de retorno se realiza mediante un resorte antagonista o para carreras muy cortas por la misma tensión de la membrana.

Los cilindros de membrana enrollable son similares al anterior. También se emplea una membrana que, cuando está sometida a la presión del aire se desarrolla a lo largo de la pared interior del cilindro y hace salir el vástago. Las carreras son mucho más importantes que en los cilindros de membrana (aproximadamente 50 – 80 mm). El rozamiento en estos cilindros de membrana enrollables es mucho menor.

A continuación se presenta en la figura 1.7.1.1.3 un circuito para el accionamiento de un cilindro de simple efecto.

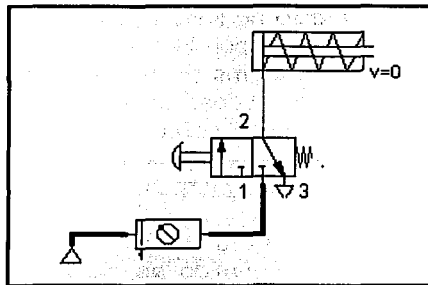


Figura 1.7.1.1.3. Accionamiento de un cilindro de simple efecto.

Para este accionamiento directo es necesario utilizar una válvula de 3/2 vías cerrada en reposo. Al presionar el botón de la válvula de 3/2 vías es conmutada a su segunda posición, el aire a presión pasa de 1(P) hacia 2(A), quedando bloqueada la conexión de evacuación de aire 3(R) por lo que el vástago se desplaza hacia el exterior. En el momento en que se deja de presionar el botón deja de estar activada la válvula, un muelle de reposición se encarga de conmutarla a su posición normal. El aire a presión contenido en la cámara del lado del vástago es evacuado a través de la conexión 3(R) de la válvula. En estas circunstancias esta bloqueada la conexión de alimentación 1(P), por lo que el vástago retrocede por acción de un muelle de reposición.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.7.1.2 Cilindros de doble efecto

El diseño de estos cilindros es similar al de los cilindros de simple efecto. No obstante, los cilindros de doble efecto no llevan muelle de reposición y, además, las dos conexiones son utilizadas correspondientemente para la alimentación y la evacuación del aire a presión. Los cilindros de doble efecto ofrecen la ventaja de poder ejecutar trabajos en ambos sentidos. Se trata, por lo tanto de cilindros sumamente versátiles. La fuerza ejercida sobre el vástago es algo mayor en el movimiento de avance que en el de retroceso porque la superficie en el lado del émbolo es más grande que en el lado del vástago.

En los cilindros de doble efecto, las carreras de avance y retroceso se consiguen por medio de la presión del aire comprimido en cualquier lado del émbolo, es decir, el aire comprimido ejerce su acción en las dos cámaras del cilindro. El cilindro de doble efecto es el tipo más comúnmente utilizado; incluso si no es necesario ejercer una fuerza en los dos sentidos, en la figura 1.7.1.2.1 se muestra un cilindro de doble efecto.

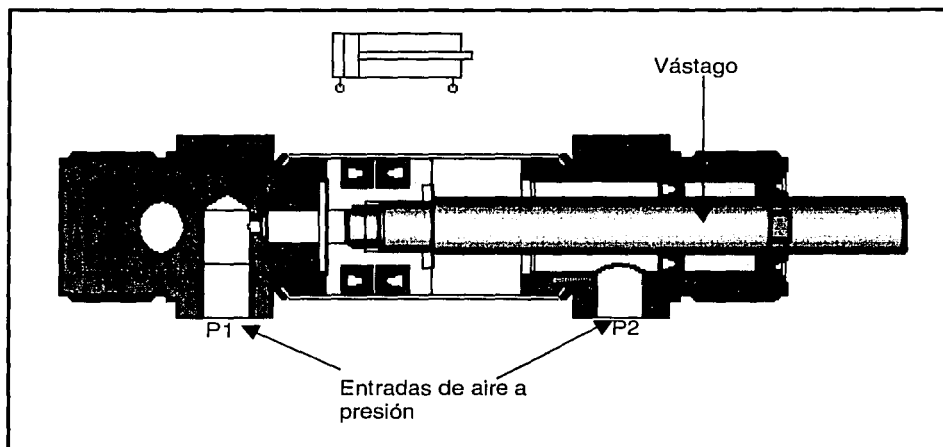


Figura 1.7.1.2.1. Cilindro de doble efecto.

En la figura 1.7.2.1.1 se muestra un cilindro de doble efecto el cual trabaja de la siguiente manera. Introduciendo aire comprimido por la entrada de presión P1 y comunicando con la atmósfera a P2 a través de una válvula para la evacuación del aire comprimido contenido en la cámara negativa del cilindro, el vástago del cilindro se desplaza hacia el exterior. El vástago permanecerá en su posición final de carrera hasta que se inviertan las conexiones, es decir, la señal de aire comprimido ahora estará presente en la entrada de aire comprimido P2 y comunicando con la atmósfera a P1 a través de una válvula para la evacuación del

aire comprimido contenido en la cámara positiva del cilindro, por lo que el vástago se desplazara a su posición inicial.

En el diagrama de la figura 1.7.1.2.2 que se presenta un accionamiento de un cilindro de doble efecto.

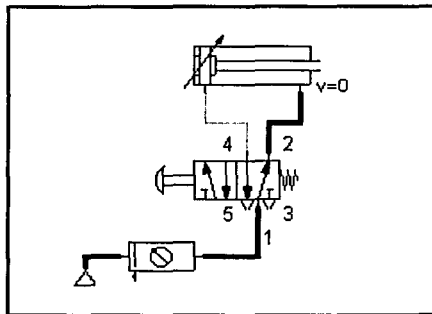


Figura 1.7.1.2.2. Accionamiento de un cilindro de doble efecto.

Para accionar un cilindro de doble efecto puede recurrirse a una válvula de 4/2 vías y a otra de 5/2 vías. En ambos casos, el aire fluye primero de la conexión 1(P) hacia 2(B). La evacuación del aire se produce por 4(A). Cuando recibe presión, el cilindro se encuentra retraído (posición inicial). Al accionarse la válvula es conmutada a su segunda posición, esto tiene como consecuencia la activación de la de la conexión 4(A), mientras que el aire de la cámara negativa del cilindro es evacuado en la conexión 2(B). El cilindro avanza y se mantiene en posición de final de carrera mientras que la válvula esté accionada. En el caso de una válvula de 4/2 vías, la evacuación de aire se produce a través de la conexión 3(R) en ambas posiciones, para las válvulas 5/2 vías la evacuación de aire se produce a través de dos conexiones diferentes 3(S) y 5(R), dependiendo de la posición de la válvula.

En el proceso de retroceso del vástago, la superficie del émbolo es menor que en el de avance, debido al área de la sección transversal del vástago; por consiguiente la fuerza de tracción es menor que la de empuje. Los cilindros de doble efecto pueden ser:

- Sin amortiguación
- Con amortiguación

Los cilindros sin amortiguación se fabrican con un orificio en el fondo delantero y otro en el fondo trasero para la entrada y salida del aire comprimido, este tipo de cilindro es el representado en la figura 1.7.1.2.1 explicada anteriormente.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Los cilindros de doble efecto con amortiguación cuentan con un dispositivo de amortiguación regulable. Si un cilindro tiene la función de mover grandes masas, los amortiguadores de final de carrera se encargan de evitar un golpe seco y, por lo tanto un daño de los cilindros. Un émbolo amortiguador interrumpe la evacuación directa del aire hacia fuera antes de que el cilindro llegue a su posición de final de carrera. En vez de ello, queda abierta una salida pequeña que por lo general es regulable. La velocidad del cilindro es reducida en la última parte del movimiento del retroceso. Deberá cuidarse de que los tornillos de ajuste nunca estén totalmente cerrados, ya que de lo contrario el vástago no podrá alcanzar su posición de final de carrera, en la figura 1.7.1.2.3 se muestra como esta constituido un cilindro de simple efecto con amortiguación.

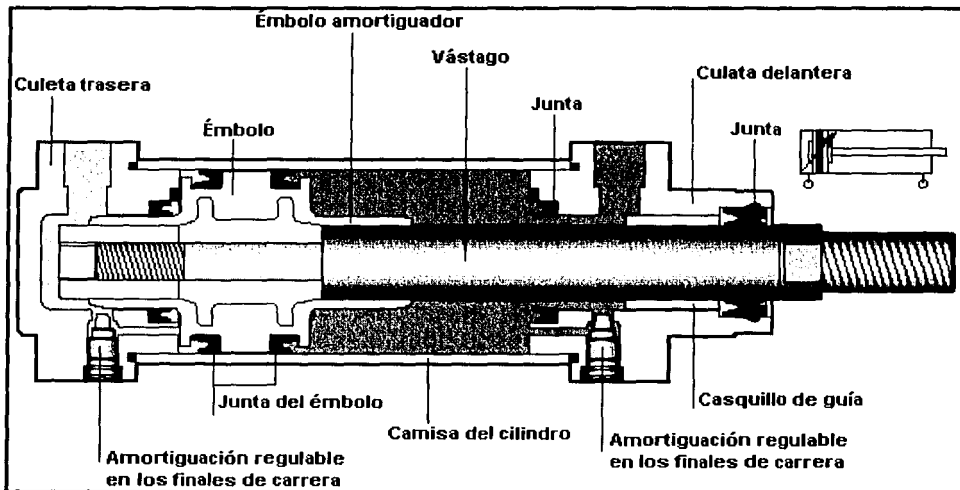


Figura 1.7.1.2.3 Cilindro de doble efecto con amortiguación

El cilindro de la figura 1.7.1.2.3 trabaja de la siguiente manera mientras el cilindro se desplaza a lo largo de toda su carrera, el aire escapa por el orificio central. Cuando en su momento el émbolo se introduce en la culata delantera del cilindro, queda una cantidad de aire confinada, que no tiene mas remedio que escapar a través de un orificio de paso regulable, por medio de un tornillo cónico. Este tornillo crea una resistencia al paso del aire que se opone al movimiento del émbolo, creándose un cojín amortiguador. No debe cerrarse demasiado el tornillo para no producir rebotes o incluso podría impedirse al cilindro completar su carrera.

Los cilindros de doble efecto presentan las siguientes ventajas sobre los cilindros de simple efecto.

1. Producen trabajo en los dos sentidos
2. No hay pérdida de fuerza para comprimir el resorte o muelle
3. El retorno es independiente de la carga
4. Se puede ajustar con precisión su régimen de funcionamiento
5. Se aprovecha como carrera útil toda la longitud del cuerpo del cilindro
6. La carrera de retroceso no depende del factor de carga ni de ningún otro elemento mecánico
7. Por el contrario, tiene el inconveniente de que consume doble cantidad de aire comprimido que un cilindro de simple efecto

En ambos tipos de cilindros hay que hacer notar que los mismos darán su mejor rendimiento cuando reciban el aire comprimido con la presión correspondiente; por dicha razón, es necesario que funcionen siempre dentro del intervalo de presiones que indica el fabricante y nunca fuera de él, respetándose la presión nominal (P_n), que es la presión que debe aplicarse para que el cilindro se comporte según las condiciones de utilización prevista.

1.7.1.3 Cilindro Tándem

En este tipo de cilindro se reúnen en un mismo tubo dos cilindros de doble efecto colocados en serie de tal modo que se suman las fuerzas producidas por ambos cilindros. Mediante esta disposición de los cilindros se duplica aproximadamente la fuerza del cilindro, ya que el producto de la presión del aire por la superficie de los dos émbolos se transmite al vástago en su avance. Los cilindros Tándem se emplean en aquellos casos en que se precisa un diámetro pequeño y una fuerza superior a la de su diámetro correspondiente. En la figura 1.7.1.3.1 se muestra a un cilindro de doble efecto Tándem

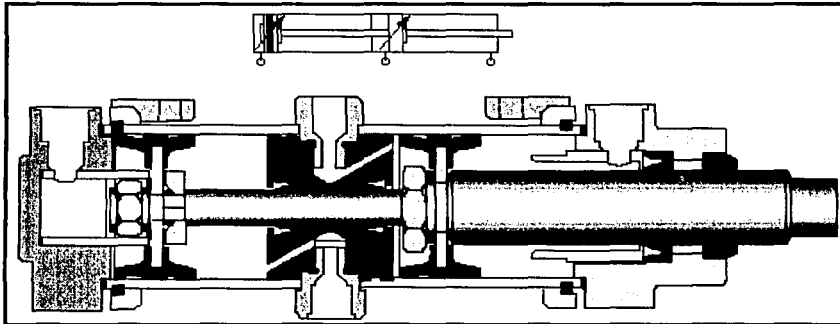


Figura 1.7.3.1.1. Cilindro de doble efecto tipo Tándem.

Para el movimiento de retorno de este tipo de cilindros suele requerirse una fuerza inferior, por lo que se conecta solo un cilindro a la presión de aire. De esta manera, se economiza la cantidad de aire correspondiente.

1.7.1.4 Cilindros sin vástago

Este cilindro neumático de doble efecto (cilindro sin vástago) está compuesto de una camisa, un émbolo y un carro exterior montado sobre el cilindro. El émbolo puede moverse libremente dentro del cilindro en concordancia con las respectivas señales neumáticas. El émbolo y el carro exterior están provistos de imanes permanentes. La transmisión del movimiento del émbolo hacia el carro se efectúa con la misma fuerza mediante el acoplamiento magnético. En el momento en que el émbolo es sometido a presión, el carro se desplaza de modo sincronizado en relación con el émbolo. Este tipo de cilindro es utilizado principalmente para carreras extremadamente largas de hasta 10 m. En la superficie del carro pueden montarse directamente diversos equipos o colocarse cargas. La camisa del cilindro está herméticamente cerrada en relación con el carro, puesto que entre los dos no existe conexión mecánica alguna. En consecuencia, tampoco es posible que se produzcan fugas. En la figura 1.7.1.4.1 se muestra como está constituido un cilindro de doble efecto sin vástago.

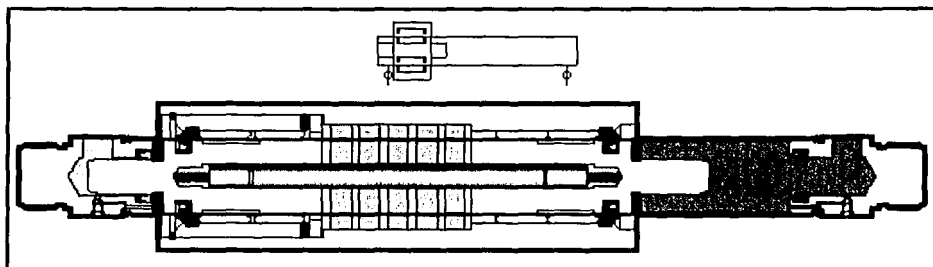


Figura 1.7.1.4.1. Cilindro de doble efecto sin vástago.

Con el fin de evitar desplazamientos involuntarios del carro y para poder posicionarlo con exactitud, el mando neumático correspondiente incluye válvulas de antirretorno la cual se explicó en el capítulo 1.6. A continuación se presenta en la figura 1.7.1.4.2 un circuito para controlar un cilindro de doble efecto sin vástago.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

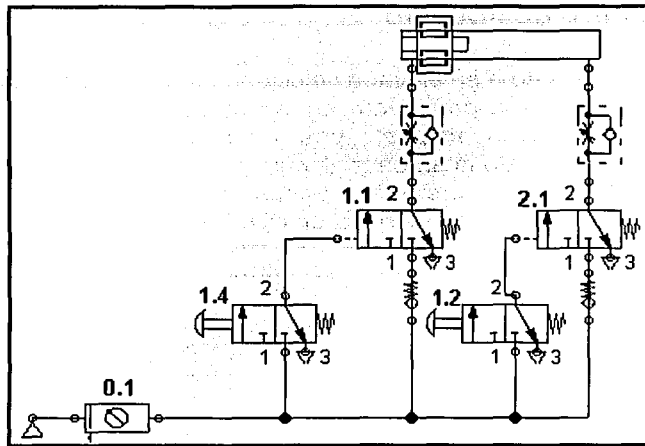


Figura 1.7.1.4.2 Control de un cilindro de doble efecto sin vástago

Con el fin de evitar desplazamientos involuntarios del carro y para poder posicionarlo con exactitud, el mando neumático correspondiente incluye válvulas de antirretorno. Accionando la válvula 1.4 conmutada la válvula 1.1, con lo que se evacua el aire del lado derecho del cilindro. En consecuencia, el émbolo del cilindro se desplaza hacia la derecha. Con la válvula 1.2 se emite la señal necesaria para que la válvula 2.1 conmute, por lo que el émbolo del cilindro se desplace hacia la izquierda. La dirección del movimiento del émbolo del cilindro siempre se controla con la válvula que se encarga de evacuar el aire del cilindro en el lado que no es sometido a presión.

1.7.1.5 Cilindro de impacto

Recibe este nombre debido a su elevada velocidad de avance, que se produce por que en el cilindro existe una precámara en la que el aire se acumula hasta una determinada presión; al alcanzarse ésta, pasa a actuar bruscamente sobre la parte posterior del émbolo, estando la anterior al valor atmosférico. El efecto de impacto sólo actúa en un sentido y la carrera de retroceso se efectúa como en los cilindros normales en la figura 1.7.1.5.1 se muestra un cilindro de impacto

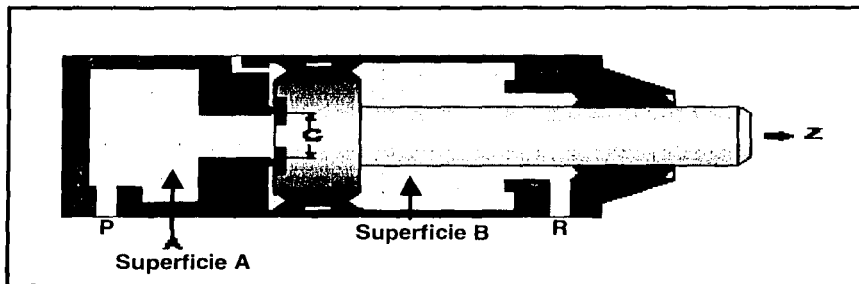


Figura 1.7.1.5.1 Cilindro de impacto. El pistón permanece en su posición final trasera hasta que el producto de P por la superficie A es mayor que el producto de la presión decreciente R por la superficie B.

Estos cilindros trabajan al choque, utilizando la energía cinética desarrollada por el émbolo y el vástago al desplazarse a gran velocidad. La velocidad máxima se alcanza entre los 50 y 75 mm de carrera. A 6 bars, esta velocidad se sitúa alrededor de los 7 m/seg, aproximadamente

Siendo la energía proporcional al cuadrado de la velocidad, el cilindro de impacto desarrolla una energía aproximadamente doscientas veces superior a la de un cilindro convencional del mismo diámetro. La velocidad está en la relación aproximada de 15:1.

Este tipo de cilindro se puede utilizar directamente como prensa, en forma individual, o bien, simultánea, sobre una misma máquina. Cooperan en todos los trabajos a realizar con prensa, tales como punzonar, remachar, forjar, cortar, marcar, etc.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.7.1.6 Escape de aire

Un detalle de importancia en los cilindros neumáticos es el escape de aire, el cual tiene como misión desalojar a la atmósfera el aire contenido en la cámara o cámaras, según sea el cilindro de simple efecto o doble efecto.

El escape del aire se efectúa a través de un distribuidor, aunque, al parecer, para hacer funcionar un cilindro, por ejemplo, de simple efecto, bastaría con abrir o cerrar el paso del fluido. Evidentemente, para iniciar el avance de un cilindro de simple efecto, es preciso introducir aire comprimido en su cámara positiva. Cuando se deje escapar este aire, el muelle hará volver el cilindro a su posición inicial. Esta tarea la realiza cómodamente un distribuidor de tres pasos, el cual es, pues, el encargado de hacer pasar, dentro de sí, el aire desde la red al cilindro, y luego, dejarlo pasar a la atmósfera, en la figura 1.7.1.6.1 se tiene un circuito con un pistón de simple efecto que se encarga del realizar el escape del aire comprimido contenido en la cámara hacia la atmósfera.

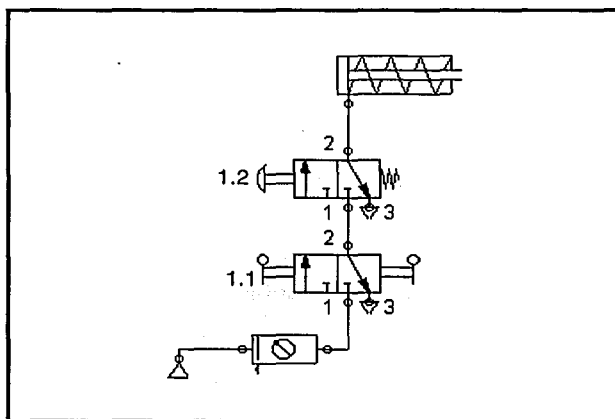


Figura 1.7.1.6.1. Comprobación de la función de escape de aire.

En la figura 1.7.6.1.1 se observa que en primera instancia se tiene que accionar manualmente la válvula 1.1 para que esta conmute a su segunda posición y la presión de aire llegue hasta la entrada 1(P) de la válvula 1.2. Al presionar el botón de la válvula de 3/2 vías es conmutada a su segunda posición, el aire a presión pasa de 1(P) hacia 2(A), quedando bloqueada la conexión de evacuación de aire 3(R) por lo que el vástago se desplaza hacia el exterior. En el momento en que se deja de presionar el botón deja de estar activada la válvula, un muelle de reposición se encarga de conmutarla a su posición normal. El aire a presión contenido en la cámara del lado del vástago es evacuado a través de la conexión 3(R) de la válvula hacia la atmósfera. En estas circunstancias esta bloqueada la

conexión de alimentación 1(P), por lo que el vástago retrocede por acción de un muelle de reposición.

1.7.1.7 Factores para elección de un cilindro

Es indudable que cuando a un cilindro se le determina o fija algún trabajo a realizar, significa que se tendrán que determinar la carrera y la fuerza, así como la masa que debe mover y la velocidad a la que debe de desplazarse.

Por tal motivo se hace necesario, tener a la vista aquellos datos que permitan establecer las características mecánicas y neumáticas del cilindro que se pretende utilizar. Las características y datos que se tiene que tomar en cuenta para una buena elección del cilindro que se necesita para una tarea o trabajo en específico que cumpla con nuestras necesidades son las siguientes.

- Diámetro interior del cilindro en mm
- Diámetro del vástago en mm
- Velocidad del émbolo en cm/s o m/min
- Fuerza del émbolo (empuje y tracción) en Newton (1 N equivale, aproximadamente, 0.1 kgf)
- Tipo de cilindro (simple efecto o doble efecto)
- Con amortiguación o sin ella
- Forma de fijación (fija u oscilante)
- Fijación por el extremo del vástago
- Temperatura de trabajo (ambiental) en °C
- Presión de la red de alimentación en bars
- Presión de trabajo en bars

A estos conceptos añadiremos todavía tres puntos esenciales:

- Forma de trabajo (carga estática o dinámica)
- Peso de la carga movida (en caso de trabajo dinámico)
- Posición del cilindro (vertical u horizontal).

Conviene hacer la distinción entre carga estática y carga dinámica de un cilindro. Para un trabajo estático (apriete de una pieza), no hay que tomar en consideración las pérdidas por rozamiento. Sin embargo, en el caso de una carga dinámica, es necesario tener presente tanto la aceleración como la velocidad a la que el cilindro debe trabajar.

Asimismo, hay que hacer hincapié en el dato de la presión de trabajo, puesto que ella es la que nos va a proporcionar la fuerza necesaria para que el cilindro cumpla satisfactoriamente con su cometido; por esta razón, se debe diferenciar entre presión en la red de alimentación y presión de trabajo.

En el primer caso, que es lo que suele ocurrir, se toma la presión normal del compresor, es decir, entre 6 y 7 bars, cifra con cuyo valor están dadas las características de los cilindros.

1.7.1.8 Propiedades de los cilindros

El rendimiento de un cilindro puede ser calculado teóricamente o recurriendo a los datos ofrecidos por el fabricante. Si bien ambos métodos son correctos, cabe anotar que los datos ofrecidos por el fabricante suelen ser más informativos para una aplicación específica. Las características o propiedades que se deben de tomar en cuenta para la elección de un cilindro son:

- Fuerza del émbolo
- Carrera
- Velocidad del émbolo
- Consumo de aire

A continuación se describirán cada una de ellas para conocer mas a detalle cada una de estas propiedades y poder elegir el cilindro ideal para la realización de un trabajo que se requiera.

1.7.1.8.1 Fuerza del émbolo

La fuerza generada en el cilindro, es función del diámetro (superficie) del émbolo, de la presión del aire comprimido (= presión de trabajo) y de la resistencia de rozamiento (fricción). Como la fuerza de presión se mide en estado de reposo (estático), la resistencia de rozamiento corresponde al momento del arranque del émbolo. En el caso más favorable de movimiento (caso ideal) el rozamiento es nulo hasta el estado de reposo.

Para calcular la fuerza teórica de un émbolo deberá recurrirse a la siguiente fórmula

$$F_t = A \times p$$

Donde:

F_t = Fuerza teórica del émbolo (N)

A = Superficie útil del émbolo = $D^2 \pi / 4$ (cm²) o (m²)

p = Presión de trabajo (kPa, bar)

D = Diámetro del émbolo en mm

π = 3.1416

Para los cilindros de simple efecto la formula para calcular la fuerza es la siguiente.

$$F = \frac{D^2 \pi}{4} p - f$$

Donde:

D = Diámetro del émbolo en mm

$\pi = 3.1416$

p = Presión de aire (kPa, bar)

f = Fuerza del muelle de recuperación(kp)

Para los cilindro de doble efecto se ocupan dos fórmulas para el cálculo de la fuerza ya que se calcula la fuerza de avance como la fuerza de retroceso

Para la fuerza de avance (carrera de avance) se utiliza la formula siguiente:

$$F_A = \frac{D^2 \pi}{4} p$$

Para la fuerza de retroceso (carrera de retroceso) se utiliza la formula siguiente

$$F_R = \frac{(D^2 - d^2) \pi p}{4}$$

Donde:

F_A = Fuerza de avance

F_R = Fuerza de retroceso

D = Diámetro del émbolo (mm)

d = Diámetro del vástago (mm)

p = Presión de trabajo (kPa, bar)

$\pi = 3.1416$

En los cilindros de simple efecto debe reducirse la fuerza del muelle recuperador, y en los cilindros de doble efecto debe deducirse en la carrera de retroceso el área del vástago del área total del émbolo. Para el rozamiento o bien para el momento de arranque se descuenta de un 3 a un 10 % de la fuerza calculada. En la figura 1.7.1.8.1.1 se muestra una gráfica para calcular de manera directa la fuerza del émbolo, simplemente conociendo el diámetro y la presión a la que esta trabajando el cilindro

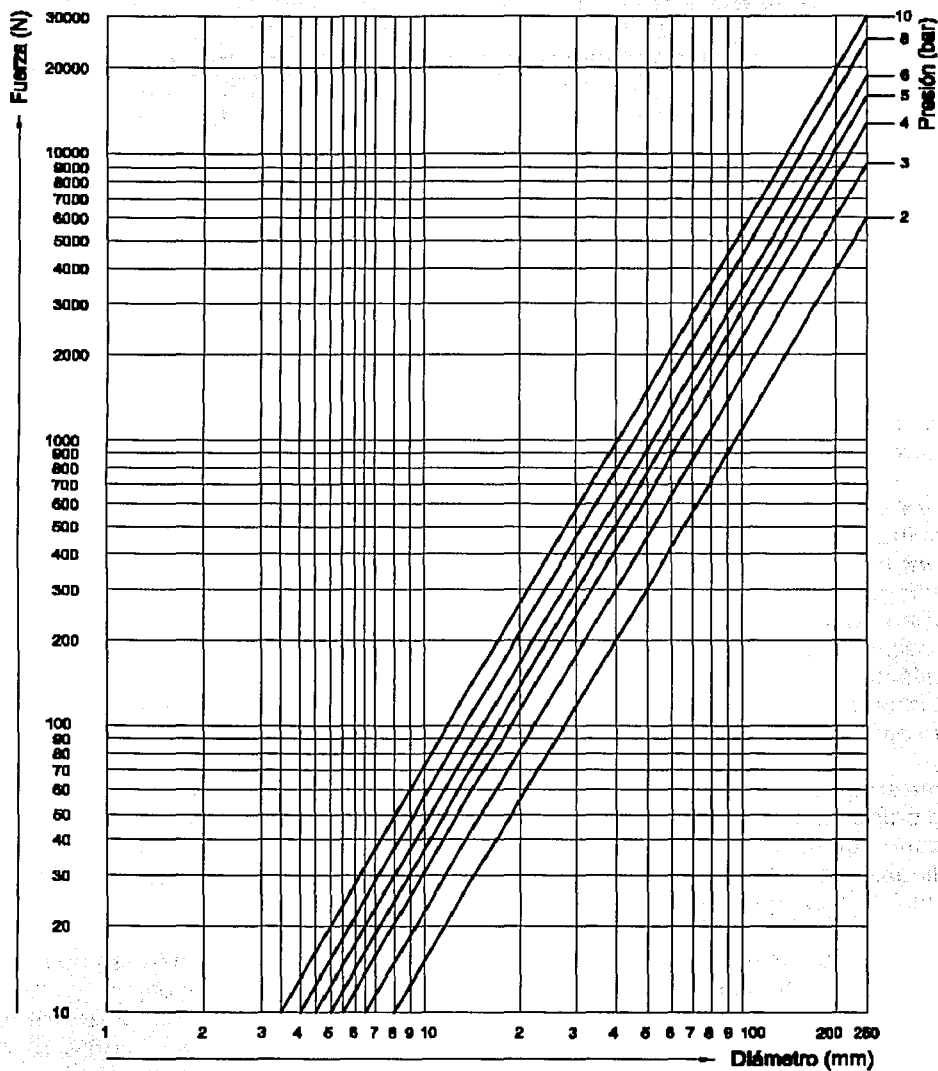


Figura 1.7.1.8.1.1. Gráfica para el cálculo de fuerza de un cilindro

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.7.1.8.2 Carrera

La longitud de carrera en cilindros neumáticos no debe excederse de 2 m; tratándose de cilindros sin vástago, la longitud máxima no debería ser superior a 10 m. Con émbolos de gran tamaño y carrera larga, el sistema neumático no resulta económico por el elevado consumo de aire.

Cuando la carrera es muy larga, el esfuerzo mecánico del vástago y de los cojinetes de guía es demasiado grande. Para evitar, el riesgo de pandeo, si las carreras son grandes deben adoptarse vástagos de diámetro superior a lo normal si la carrera del cilindro es grande. Además, al prolongar la carrera, la distancia entre cojinetes aumenta y, con ello, mejora la guía del vástago.

Se denomina **carrera** a la distancia recorrida por el émbolo entre sus dos posiciones extremas. Cabe, además distinguir:

- Carrera de trabajo
- Carrera de amortiguación

Carrera de trabajo es la distancia recorrida por el émbolo entre dos posiciones determinadas por las condiciones de servicio

Carrera de amortiguación es la distancia entre el punto a partir del cual empieza la amortiguación y el fin de carrera.

Los cilindros se construyen con distintas longitudes de carrera, lo que significa que es posible resolver, prácticamente, todas las disposiciones que requieran movimientos basándose en cilindros neumáticos; se aconseja redondear las longitudes de carrera adoptando la siguiente carrera normalizada que se fabrique, ya que así, se tipifica el proceso de trabajo.

Las carreras pueden venir expresadas en mm o en cm. Dado que en los cilindros sin amortiguación la limitación de carrera ha de efectuarse fuera del cilindro, no es necesario que la carrera del émbolo sea idéntica a la carrera que ha de recorrerse. En cilindros de doble efecto, cuanto menos se aproveche su longitud de carrera tanto mayor será la pérdida de energía en su funcionamiento.

En cilindros de carrera muy larga, hay que evitar que el vástago este sometido a esfuerzos transversales improporcionados, es decir, que la carga penda del vástago como se muestra en la figura 1.7.1.8.2.1a o que el plano guía de desplazamiento esté desalineado respecto al cilindro como se muestra en la figura 1.7.1.8.2.1b ya que pueden producirse pérdidas de aire por el eje de guía, a pesar de que las juntas y el vástago se mantengan en buenas condiciones.

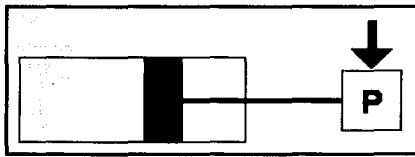


Figura 1.7.1.8.2.1a La carga pende en él vástago

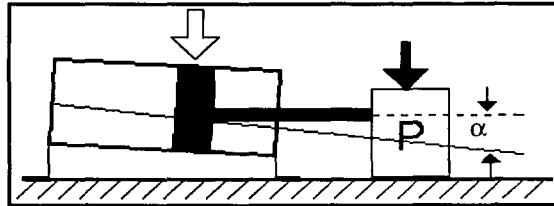


Figura 1.7.1.8.2.1b El cilindro y la carga no están sobre el mismo eje

Otra observación sobre las carreras largas se refiere a que la carga debe ir guiada; o el vástago del émbolo apoyado en su extremo. Por consiguiente se tiene una regla empírica de orientación la cual dice que: la relación entre la longitud de la carrera y el diámetro debe ser tal que el cilindro conserve una rigidez suficiente.

En la tabla 1 se indican las longitudes de carreras que son generalmente estándar para todos los fabricantes de cilindros

DIÁMETRO DEL ÉMBOLO [MM]	FUERZA A LA PRESIÓN DE 6 KP/CM ² [KP]	LONGITUDES DE CARRERA NORMALIZADAS [MM]	LONGITUDES DE CARRERA MÍNIMAS/MÁXIMAS [MM]
6	1.2	10, 25, 40, 80	10 - 80
12	6	10, 25, 40, 80, 140, 200	10 - 200
16	12	10, 25, 40, 80, 140, 200, 300	10 - 400
25	24	25, 40, 80, 140, 200, 300	10 - 500
35	52	70, 140, 200, 300	10 - 2000
40	72	40, 80, 140, 200, 300	10 - 2000
50	106	70, 140, 200, 300	10 - 2000
70	208	70, 140, 200, 300	10 - 2000
100	424	70, 140, 200, 300	10 - 2000
140	832	70, 140, 200, 300	10 - 2000
200	1700	70, 140, 200, 300	10 - 1100
250	2600	70, 140, 200, 300	10 - 1100

Tabla 1

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.7.1.8.3 Velocidad del émbolo

La velocidad del émbolo de los cilindros neumáticos depende de la contrafuerza, de la presión de aire, de la longitud de los conductos, de la sección entra la unidad de maniobra y de trabajo, además del caudal de la válvula de maniobra. La amortiguación de final de carrera también incide en la velocidad.

La velocidad media de los émbolos de cilindros estándar oscila entre aproximadamente 0.1 y 1.5 m/s. Con cilindros especiales pueden alcanzarse velocidades de hasta 10 m/s. La velocidad de los cilindros puede ser reducida mediante válvulas de estrangulación y antirretorno, y para aumentarla deberá recurrirse a sistemas de escape rápido. La regulación de la velocidad en la práctica es necesaria para evitar movimientos incontrolados. La regulación de velocidad se consigue por medio de los estranguladores de caudal que limitan el caudal de aire que sale del cilindro hacia el escape.

Antes de hablar más a detalle de la velocidad de desplazamiento del émbolo, se hablara de las **condiciones de presión y movimiento y formas de funcionamiento (estático y dinámico)**.

1.7.1.8.3.1 Condiciones de presión y movimiento

Tomemos en cuenta un cilindro en su posición inicial el cual lo desplazaremos en sentido positivo (salida del vástago). En esta situación tendremos en la cámara positiva bajo la acción de la presión atmosférica (escape), mientras que la cámara negativa estará con la presión correspondiente a la red de aire comprimido. En un momento dado, si se conmuta la válvula que controla el paso de aire comprimido hacia el cilindro, se invertirán las presiones de las cámaras, es decir que ahora estará la cámara positiva con la señal de presión de la red y la cámara negativa queda bajo la presión atmosférica (escape). Inmediatamente, se iniciará el llenado de la cámara positiva y, por consiguiente, empezará a ascender la presión de dicha cámara mientras que en la cámara negativa, la presión irá descendiendo. Obviamente, tendrá que transcurrir un período de tiempo t_1 = tiempo muerto, hasta que el émbolo principie su movimiento. Ello coincide con el instante en que la diferencia de presiones entre las dos cámaras favorece a la cámara positiva, cuya presión, entonces, alcanza el valor máximo prescrito y ya es capaz de acelerar todas las masas en movimiento y de vencer la carga exterior y el rozamiento estático interno.

En neumática, el tiempo muerto recibe el nombre de tiempo de respuesta (t_a) y se le define como el tiempo transcurrido entre la entrada de aire en el cilindro y el inicio del movimiento. Por lo que llamaremos:

1. **Tiempo de la carrera de avance** al tiempo, medido en condiciones normales, transcurrido entre el inicio del movimiento y el fin de la carrera de avance

2. **Tiempo de la carrera de retroceso** al tiempo, igualmente medido en condiciones normales, transcurridos entre el inicio del movimiento y el fin de la carrera de retroceso.

El tiempo total que tarda un cilindro para efectuar una carrera, será tiempo de respuesta + tiempo de la carrera (avance o retroceso).

1.7.1.8.3.2 Formas de funcionamiento (estático y dinámico)

En relación con la carga, un cilindro tiene funcionamiento estático cuando el vástago del émbolo no mueve carga alguna, puesto que toda la fuerza del cilindro se aplica sobre una resistencia en reposo (por ejemplo: apriete, tensión, sujeción, amordazado, etc.)

Si le vástago del émbolo da lugar a que la carga se mueva, se dice que el cilindro tiene funcionamiento dinámico; aquí hay que tener presente tanto las fuerzas independientes de la masa (peso, resistencia, fricción), como las fuerzas dependientes de la misma (fuerzas de aceleración)

Las fuerzas independientes de la masa están relacionadas con la dirección que tiene el movimiento. Por ejemplo, en el caso de la elevación vertical de una carga, actúa todo el peso; y en un desplazamiento horizontal, sólo activa la resistencia de fricción.

Las fuerzas que dependen de la masa están subordinadas a la aceleración requerida para lograr la velocidad del émbolo, y, por consiguiente, debe tenerse en cuenta la relación entre la carga y la velocidad que pueda lograrse; concretamente, hay que considerar dicha relación dentro de los límites de la carga máxima y velocidad cero (servicio estático) o carga cero y máxima velocidad (funcionamiento con marcha en vacío).

1.7.1.8.3.3 Velocidad del émbolo

Como ya se a mencionado, la velocidad de desplazamiento del émbolo de un cilindro depende de numerosos factores entre los que se encuentran: Estado de la superficie del vástago y del interior del cilindro; Composición y dureza de las juntas; tolerancias en la fabricación del cilindro; si éste trabaja en seco o lubricado con propiedad; presión de la red de alimentación, y diámetro de los orificios de conexión de la alimentación.

Otro factor a considerar es el porcentaje de carga de un cilindro, que es la relación entre la fuerza real del cilindro a la presión de servicio y la fuerza de utilización. Ejemplo: si un cilindro de 200 kg de fuerza mueve únicamente una carga de 10 kg, se dice que dicho cilindro tiene un porcentaje de carga del 50% de su capacidad.

Si el cilindro se desplaza con soltura trabajando en vacío, no se debe de pensar que este trabajara de igual manera con carga y cuando reciba la presión

estipulada de trabajo la cual es un dato del fabricante. Puede ocurrir que, en vacío, las juntas permitan un desplazamiento suave del émbolo, y que, en cambio al recibir la presión del aire, estas mismas juntas se deformen en exceso y obstaculicen la libertad de movimiento del émbolo, ocasionando un desplazamiento a empujones.

La lubricación del cilindro también es importante. Sin embargo, no se deben de rebasar las indicaciones sobre el número aconsejado de gotas de aceite por minuto, ya que, si bien una buena lubricación procura un desplazamiento mas fino del émbolo, por lo contrario, demasiado aceite puede conducir a un desgaste prematuro de las juntas y a un encharcamiento del cilindro.

En cuanto a la presión de alimentación, es lógico que cuanto más próxima esté la presión de alimentación a la presión de servicio con que debe trabajar el émbolo, mejor rendimiento se obtendrá del cilindro y su desplazamiento será más rápido; en consecuencia, disponer de reguladores de presión en los puntos de conexión será beneficioso para el cilindro.

Un dato relevante es el correspondiente del caudal del aire. Es obligatorio respetar cierta proporción entre el diámetro del orificio de entrada de aire de alimentación y el volumen total del cilindro. No se puede restringir el caudal del aire si se desea que el cilindro realice una determinada operación de trabajo, ya que la velocidad de desplazamiento del émbolo se encuentra ligada a la velocidad de circulación en el conducto de alimentación. Si no se le da sección suficiente al paso del aire para que se llene el cilindro en el tiempo prefijado, este cilindro no podrá reaccionar con prontitud a la petición de trabajo que se le designe, pudiendo deducirse que será una medida prudente calcular con holgura las tuberías de interconexión entre cilindros y válvulas de mando, no instalando ninguna con un diámetro por debajo del especificado por le fabricante.

Para demostrar la interpelación que presenta el orificio de entrada de aire con la velocidad de desplazamiento y el diámetro del cilindro, se incluye la figura 1.7.1.8.3.3.1, la cual permite comparar las velocidades de desplazamiento de tres cilindros de diámetro diferentes, en función de la carga y de los orificios de alimentación de aire representados por las curvas.

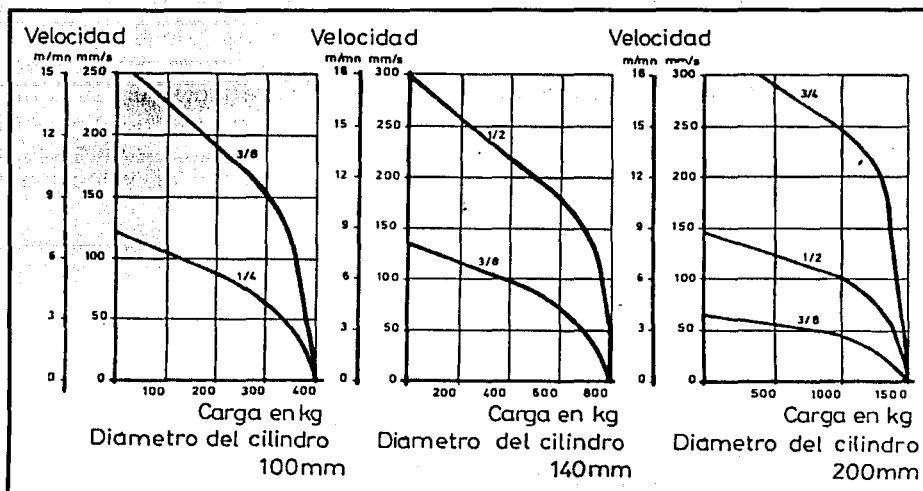


Figura 1.7.1.8.3.3.1. Velocidad de desplazamiento de un cilindro en función del diámetro del orificio de alimentación.

Si se observa atentamente el gráfico correspondiente a un cilindro de 140 mm de diámetro, el cual está alimentado por una presión de 6 bars y tiene un porcentaje de carga de 50% (400 kg), se observa que se puede conseguir una velocidad cercana a los:

- > 100 mm/s con un orificio de 3/8"
- > 220 mm/s con un orificio de 1/2"

Por lo que se deduce que el desplazamiento del émbolo es directamente proporcional a la presión de alimentación y al diámetro de sus orificios, e inversamente proporcional al diámetro del cilindro y a su carga. Ahora si se generan velocidades excesivas que no son amortiguadas en los finales de carrera, se puede llegar a la rotura del vástago.

1.7.1.8.4 Regulación de la velocidad

En la mayoría de las ocasiones existe la conveniencia de regular la velocidad de desplazamiento, ya que, muy raramente, se emplean los cilindros con toda su velocidad máxima.

Debe actuarse sobre los parámetros que intervienen en la velocidad de desplazamiento del émbolo, a saber, carga, presión de aire y caudal del aire, para lograr lo que buscamos.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Sobre la carga no es posible ejercer ninguna acción, ya que lo que se desea es, precisamente, mover una misma carga a velocidades distintas y de acuerdo con el enfoque global del problema. Por lo tanto la carga no puede modificarse; y tampoco puede alterarse la resistencia de rozamiento para lograr un aumento o disminución de la velocidad de desplazamiento. En este análisis, no queda otro remedio que someter el aire a ciertas manipulaciones, para que, variándolo, se pueda regular la velocidad de desplazamiento. En principio, la velocidad de desplazamiento de un cilindro puede controlarse mediante:

- Estrangulación del caudal de aire de entrada (alimentación)
- Estrangulación del caudal de aire a la salida (escape)
- Ajuste de la presión de escape.

En los dos primeros casos, se intercalan en el circuito válvulas reguladoras de caudal unidireccionales; en el tercer caso, se utilizan reguladores de presión de tres pasos. En la práctica, la disminución de la velocidad de desplazamiento de un cilindro suele efectuarse por estrangulación del caudal de aire de salida (escape). A continuación se explicaran cada uno de las tres formas de poder regular la velocidad de un cilindro.

1.7.1.8.4.1 Estrangulación del aire de entrada

Con este método se origina un movimiento irregular del émbolo (tirones), debido a que, cada vez que empieza a moverse del cilindro, la presión de la cámara correspondiente disminuye y, en consecuencia, la fuerza del émbolo pierde eficacia, lo que provoca paros y aceleraciones a causa de que la presión está muy cerca de su valor crítico. En la figura 1.7.1.8.4.1.1 se muestra un circuito para la estrangulación del aire de entrada para regular la velocidad.

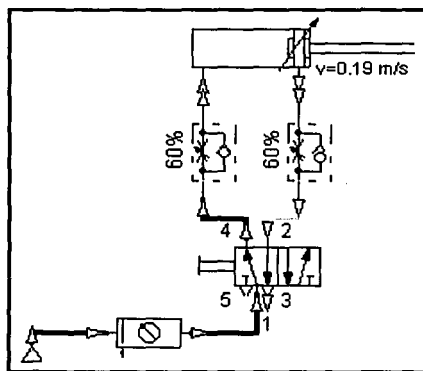


Figura 1.7.1.8.4.1.1 Regulación de la velocidad estrangulando la entrada de aire.

Esta aseveración es más ostensible en el caso de velocidades del émbolo muy pequeñas. Por consiguiente, no es recomendable la regulación de la velocidad del émbolo por este procedimiento.

1.7.1.8.4.2 Estrangulación del aire a la salida

El estudio de la evolución de los cambios de presión que se observan en un cilindro durante su desplazamiento demuestra que una estrangulación en el escape de aire proporciona una mayor estabilidad en la velocidad particularmente en el final de carrera.

Está estrangulación se lleva acabo en los dos sentidos del movimiento del cilindro, siendo óptima la regulación realizada entre el distribuidor de mando (válvula 5/2) y el cilindro como se observa en la figura 1.7.1.8.4.2.1 donde se muestra la estrangulación del aire de salida para variar la velocidad de este.

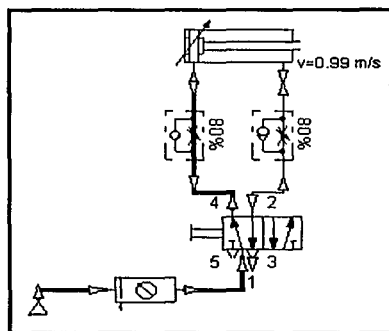


Figura 1.7.1.8.4.2.1. Regulación de la velocidad estrangulando la salida (escape) de aire.

Al encontrarse ambos lados del émbolo (escape y alimentación) bajo presión se puede obtener una velocidad del émbolo más uniforme y exente de tirones. En efecto, reduciendo el escape del aire, se mantiene, en el fondo correspondiente a la carrera conectada con el escape, una contrapresión que reduce la velocidad de desplazamiento del émbolo, permitiendo así un mejor llenado de aire en el fondo correspondiente a la carrera de trabajo. Por consiguiente se tendrá una fuerza más regular y una mejor distribución de la presión por toda la superficie del émbolo, consolidando así la velocidad de desplazamiento del cilindro.

1.7.1.8.4.3 Escape rápido

En los dos temas anteriores se abarco la forma de reducir la velocidad del émbolo a través de la estrangulación del aire tanto a la entrada como a la salida, ahora se hablara la forma de incrementar la velocidad de desplazamiento del émbolo.

Cuando se pretende proporcionar al cilindro una mayor velocidad de desplazamiento, tal objetivo se conseguirá evacuando rápidamente a la atmósfera la cámara (positiva o negativa) que nos interese. En la figura 1.7.1.8.4.3.1 se

muestra un circuito utilizando una válvula de escape rápido para incrementar la velocidad de desplazamiento de salida del émbolo.

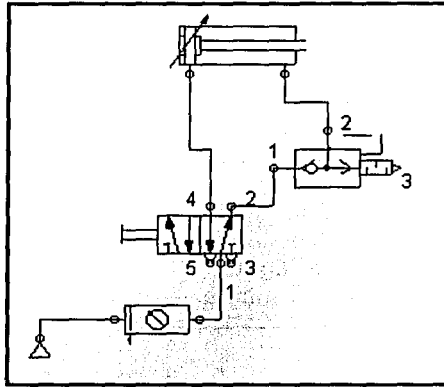


Figura 1.7.1.8.4.3.I Incremento de la velocidad de desplazamiento.

Esta evacuación apresurada del cilindro se consigue y se resuelve instalando válvulas de escape rápido, las cuales incrementan la velocidad del émbolo mediante un intercambio, con gran fluidez, entre el cierre de la válvula y el cilindro. La idea de conectar una válvula de escape rápido consiste en evitar que el aire comprimido tenga que retornar a la atmósfera a través de la válvula distribuidora, reduciéndose así el camino de regreso; por tal razón, se elude la distancia que representa la tubería de comunicación entre el cilindro y el distribuidor, y, en consecuencia, se rehuye la caída de presión que en ambos se origina. De este modo, el aire de escape saldrá a la presión máxima que lleve, ganando velocidad.

1.7.1.8.5 Consumo de aire

Para conocer los detalles relacionados con la alimentación de aire a presión y para calcular los costos respectivos, es importante saber cuanto aire consume la red neumática. Dados la presión de trabajo, el diámetro del cilindro y la carrera, el consumo de aire puede calcularse de la siguiente manera:

Consumo de aire = Relación de compresión X Superficie del émbolo X Carrera

Donde

$$\text{Relación de compresión} = \frac{1.013 + \text{Presión de trabajo (bar)}}{1.013}$$

Otro factor de importancia es la cantidad de aire comprimido necesario para el funcionamiento de un cilindro, ya que, una vez transformado en trabajo, se expulsa a la atmósfera por el escape durante la carrera de retroceso del émbolo. Se entiende por *consumo teórico de aire*, al volumen de aire consumido en cada ciclo de trabajo; y por *caudal de aire consumido*, al cociente entre el volumen de aire consumido en una carrera de trabajo y el tiempo empleado.

Para calcular el consumo teórico de aire, es preciso conocer la carrera y el diámetro del cilindro. La fórmula para calcular este consumo es la siguiente.

$$V = \frac{\pi D^2 L}{4} \quad \text{Formula para cilindros de simple efecto}$$

Donde:

V = Volumen de aire en cm^3

L = Carrera del cilindro en cm

D = diámetro del émbolo en cm

$\pi = 3.1416$

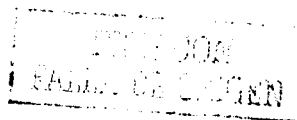
Ejemplo: calcular el consumo de aire de un cilindro de simple efecto, de 10 cm de diámetro y 20 cm de carrera. Aplicando la fórmula anterior, el resultado es el siguiente

$$V = \frac{(3.1416)(20)(10^2)}{4} = 1571 \text{ cm}^3$$

También intervienen en los cálculos otros factores denominados: ciclo, frecuencia de los ciclos y frecuencia máxima, que se definen a continuación.

Ciclo de trabajo. Es ciclo de trabajo se refiere al desplazamiento del émbolo desde su posición inicial (reposo) hasta el final de su carrera de trabajo, más el retorno a su posición inicial. Los ciclos por minuto constituyen la expresión normal.

Frecuencia de los ciclos. Se llama así al número de ciclos de trabajo realizados en la unidad de tiempo y en determinadas condiciones de servicio



Frecuencia máxima. Corresponde al número máximo de ciclos de trabajo por unidad de tiempo en unas condiciones concretas.

Retomando el ejemplo anterior, el consumo efectivo de aire, si dicho cilindro tuviera 150 ciclos por minuto, Para calcular este consumo se utiliza la formula siguiente:

$$Q = \frac{fV}{1000}$$

Donde:

Q = Consumo de aire en litros/minuto

F= Número de ciclos por minuto

Sustituyendo

$$Q = \frac{(150)(1571)}{1000} = 235.65 \text{ litros/minuto de aire comprimido}$$

Para concretar el consumo total del aire gastado por el cilindro hace falta considerar otros consumos de aire adicionales, como por ejemplo, los espacios muertos en las posiciones finales del émbolo y el volumen de aire comprimido encerrado en las tuberías de interconexión entre el cilindro y el distribuidor, por cuya razón será conveniente sumar un porcentaje de un 20 a un 30 % al volumen de aire calculado, a fin de contrarrestar los consumos de aire que son ignorados al realizar los cálculos.

Para los cilindros de doble efecto se tiene que multiplicar por 2 la formula para cilindros de simple efecto quedando de la siguiente manera.

$$V = 2 \left[\frac{\pi D^2 L}{4} \right] \text{ Formula para cilindros de doble efecto}$$

En la figura 1.7.1.8.5.1. Se muestra la gráfica para calcular de manera directa el consumo de aire, solo basta con conocer el diámetro del cilindro y la presión a la que está trabajando

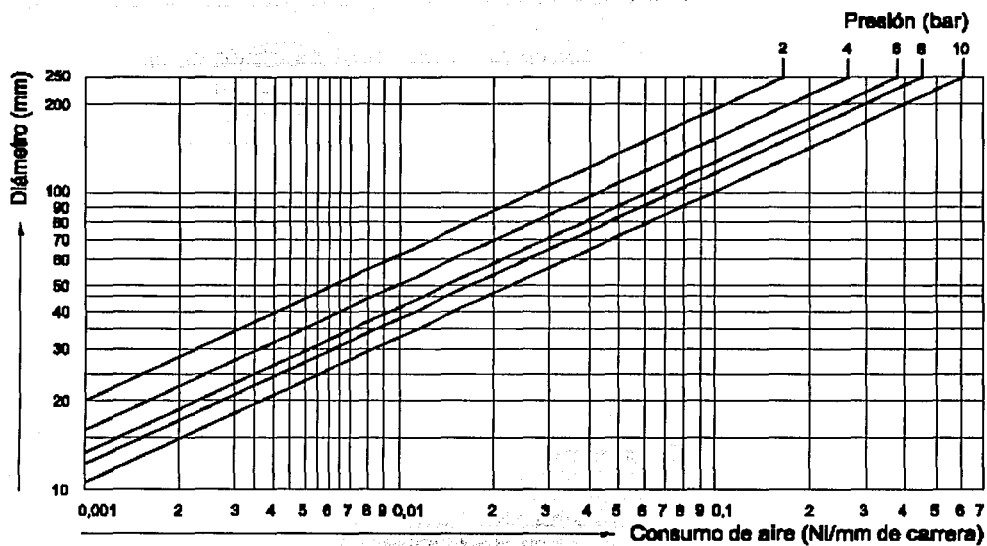


Figura 1.7.1.8.5.1. Gráfica para el cálculo del consumo de aire de un cilindro.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.7.1.9 Tipos de sujeción

El tipo de sujeción depende de la forma en la que esté montado el cilindro en los equipos y máquinas. Los cilindros pueden venir de fábrica de tal modo que sean montados de una determinada manera, o también es posible recurrir a piezas adicionales para sujetarlos de otra forma. Este método de sujeción variable mediante piezas modulares permite simplificar el almacenamiento de los cilindros, especialmente si su montaje está previsto en sistemas neumáticos de mayor envergadura puesto que se puede recurrir a un solo tipo de cilindro básico que posteriormente es combinado con las piezas de sujeción necesaria en cada caso. En la figura 1.7.1.9.1 se muestran los diferentes tipos de sujeciones para los cilindros.

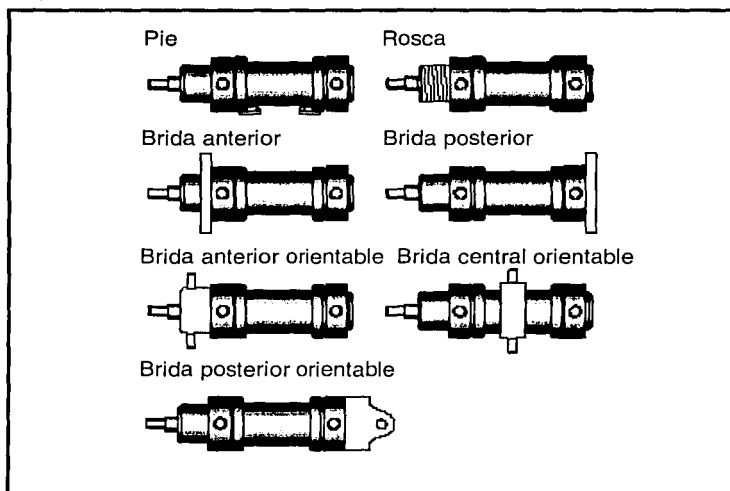


Figura 1.7.1.9 1. tipos de sujeción de cilindros.

El tipo de sujeción del cilindro y el acoplamiento del vástago tiene que elegirse cuidadosamente, ya que los cilindros sólo pueden ser sometidos a un esfuerzo axial.

En el momento en que la fuerza es transmitida a la máquina, el cilindro se somete a los esfuerzos correspondientes. Si las adaptaciones y los ajustes en el vástago son incorrectos, deberá contarse con el surgimiento de esfuerzos indebidos en la camisa y en el émbolo del cilindro. Las consecuencias serían las siguientes.

- Fuertes presiones laterales que inciden en los casquillos de cojinete, con el consecuente desgaste precoz
- Fuertes presiones laterales en los cojinetes de guía del vástago

➤ Esfuerzos elevados y desiguales en los vástagos y las juntas de los cilindros. Estos esfuerzos suelen disminuir considerablemente la vida útil de los cilindros. La inclusión de guías ajustables permite solucionar casi totalmente este problema de los esfuerzos demasiado grandes. El único esfuerzo flexor que queda, es aquél determinado por la fricción en los apoyos. En consecuencia, el cilindro se somete tan solo al esfuerzo que se explica por su función, evitándose su inutilización por desgaste prematuro.

1.7.2 Motores y actuadores giratorios

Los motores y actuadores giratorios se emplean cuando el elemento de máquina a mover precisa un accionamiento angular.

El criterio de elección es igual al de los cilindros neumáticos normales. La velocidad de giro se controla por medio de reguladores de flujo estrangulando el aire de escape; es decir, que se manejan de la misma manera que los cilindros.

El par que es capaz de ejercer un cilindro de giro, depende del diámetro interior, de la presión de trabajo y del diámetro primitivo de la corona. El ángulo de giro depende de la relación entre la carrera de los cilindros y el diámetro primitivo de la corona. Normalmente, estos cilindros de giro se fabrican para cualquier número de grados razonables, ya que todo depende, en principio, de la carrera del cilindro. Los ángulos considerados estándar son 90, 180, 270 y 360°

En neumática solo se habla de un motor si es generado o impartido un movimiento de rotación. Los equipos de aire comprimido que transforman energía neumática en movimientos giratorios mecánicos (que pueden ser continuos) se llaman motores neumáticos. El motor sin limitación de ángulo de giro es uno de los elementos de trabajo más utilizados en sistemas neumáticos.

En neumática se emplean principalmente motores de aire comprimido los cuales son clasificados en su función de su diseño:

- Motores de émbolo
- Motores de aletas
- Motores de engranaje
- Turbinas.

Los **motores de émbolo** se clasifican en motores radiales y axiales. El movimiento del émbolo tiene como consecuencia que el aire a presión actúa sobre una biela, la que a su vez actúa sobre un cigüeñal. El **motor de émbolo radial** para que trabaje de modo homogéneo es necesario que conste de varios cilindros ya que este tipo de motor se limita principalmente a las máquinas de grandes potencias debido a que por principio deben construirse ejecuciones de varios cilindros a causa de una marcha más regular. La potencia de estos motores

depende de la presión de entrada, de la cantidad de cilindros, de la superficie de los émbolos y de la velocidad de éstos.

Los **motores de émbolo axial** funcionan de modo parecido a los motores radiales de émbolo. 5 cilindros de disposición axial se encargan de transformar la fuerza en un movimiento giratorio a través de un disco. Dos émbolos reciben simultáneamente presión con el fin de conseguir un par de giro equilibrado para que el motor trabaje homogéneamente, en la figura 1.7.2.1 se muestra un motor neumático de émbolo axial.

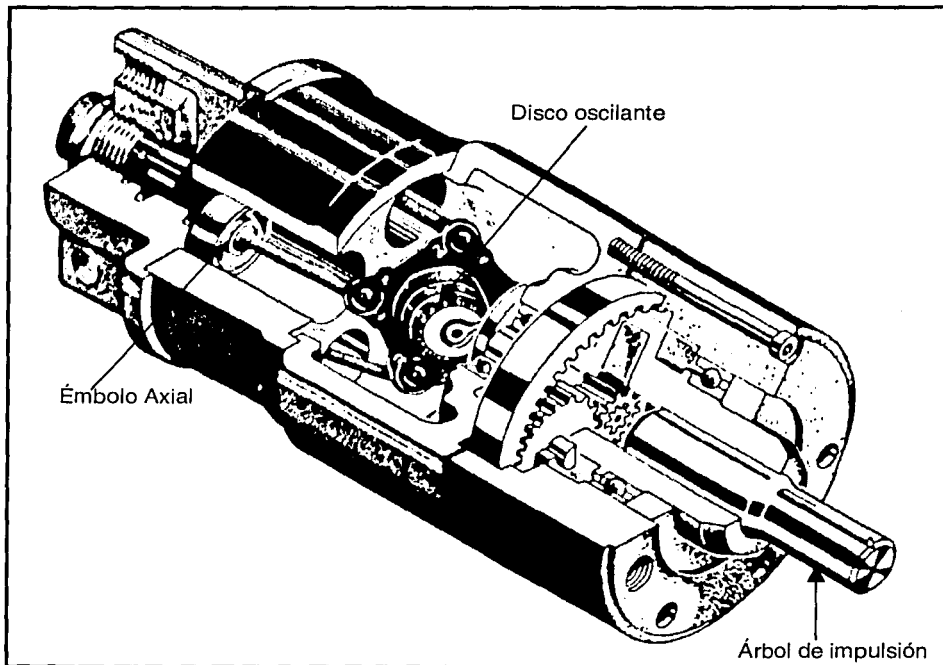


Figura 1.7.2.1. Motor neumático de émbolo axial con 5 cilindros.

Los émbolos dispuestos en sentido axial generan el movimiento de rotación mediante un disco oscilante. Estos motores neumáticos pueden girar en ambos sentidos. El régimen de revoluciones máximo es de aproximadamente de 5000 min^{-1} siendo el campo de potencia de 1.5 hasta 19 kW (de 2 hasta 25 CV) a presión normal.

Para fines de mando neumático se instalan preferentemente **motores de aletas**. Estos motores neumáticos suelen ser fabricados en la versión de motores

rotativos con aletas, por que pesan poco y su diseño es sencillo. Estos motores de presión son de construcción análoga a la de los compresores a rotación. La presión expande su energía bajo el suministro y produce la rotación con un par motor determinado y la correspondiente expansión en la atmósfera. El rotor está igualmente montado excéntricamente en la carcasa. En la figura 1.7.2.2 se muestra como esta constituido un motor neumático de aletas.

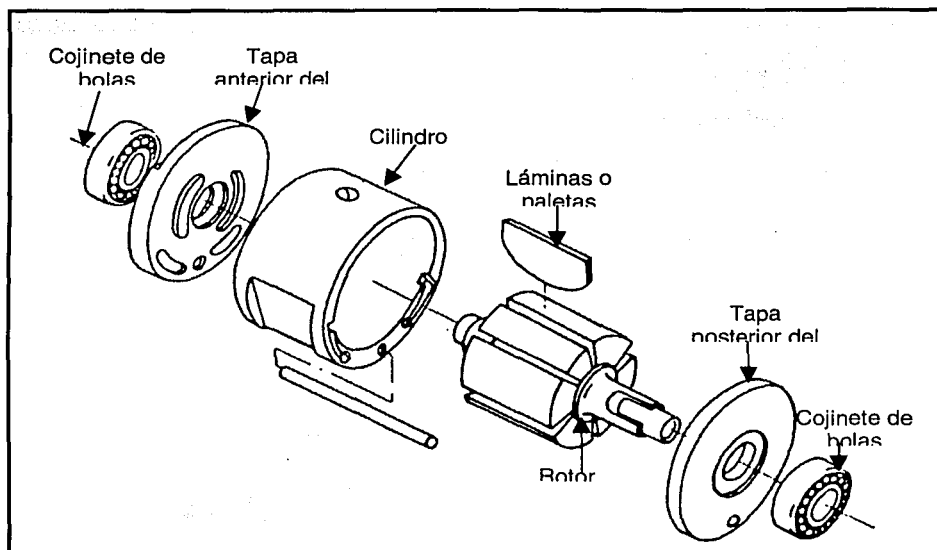


Figura 1.7.2.2. Motor de aletas en despiece.

En una cámara cilíndrica se encuentra un rotor excéntrico. Dicho rotor está provisto de ranuras, las aletas son guiadas por las ranuras y presionadas hacia la camisa del cilindro por efecto de la fuerza centrífuga. De este modo, las cámaras quedan separadas herméticamente. El régimen de revoluciones del rotor oscila entre 3000 y 8500 min^{-1} . Estos motores también pueden ser de giro hacia la derecha o hacia la izquierda y su potencia es regulable entre 0.1 hasta 17 kW (0.1 hasta 24 CV).

El número de revoluciones de marchas en vacío se halla comprendido entre 1000 y $50,000 \text{ rpm}$; Descendiendo con plena carga admisible aproximadamente a la mitad de las revoluciones en vacío. La colocación de un engranaje para la reducción del número de revoluciones es normal y posible en amplios márgenes la regulación del número de revoluciones es muy fácil de realizar mediante una válvula estranguladora, siendo también posible el montaje de reguladores automáticos por fuerza centrífuga. El motor de aletas, además de su empleo como

motor motriz puro, se emplea también de manera preferente en las herramientas manuales de aire comprimido tales como esmeriladoras, taladradoras y atornilladoras.

Los **motores de engranajes** (ruedas dentadas) accionados por aire comprimido se dividen en los tipos de dentado recto y de dentado inclinado o angular. Los motores de engrane se construyen preferentemente con grandes potencias hasta los 60 CV aproximadamente.

A diferencia de los tipos anteriormente tratados, el momento de giro permanece prácticamente casi constante en todas la gama de los números de revoluciones. En la figura 1.7.2.3 se muestra un motor neumático de engranes.

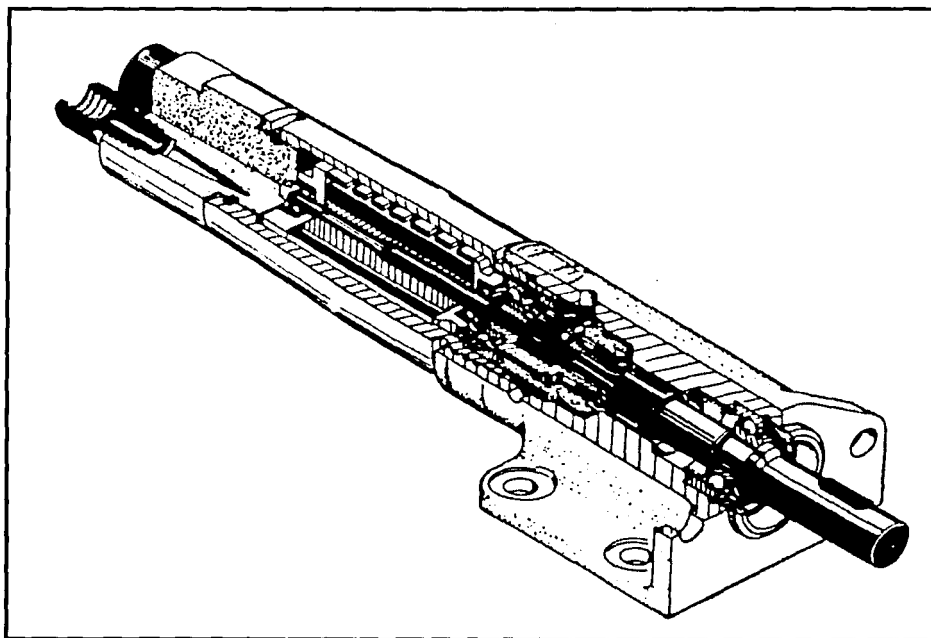


Figura 1.7.2.3. Motor de láminas con engranajes.

El par de giro de estos motores es el resultado de la presión que ejerce el aire contra los flancos de dos dientes engranados. Una de las ruedas dentadas está fijamente montada en el árbol del motor. La dirección del giro puede también variar en estos motores que son fabricados con engranajes rectos o helicoidales.

Para las pequeñas potencias y elevados números de revoluciones pueden emplearse también motores de circulación accionados por aire comprimido,

llamados **turbinas o turbomotores** En ellos se aprovecha la energía cinética del aire comprimido. La potencia se obtiene mediante el aprovechamiento de la velocidad de circulación. Los números de revoluciones pueden alcanzar hasta 350 000 rpm. Este tipo no es empleado en la industria, un ejemplo de empleo de este turbomotor es una taladradora de dentista.

Capítulo 2. Aplicaciones de la Neumática

2.1 Mandos con un Actuador

2.1.1 Accionamiento directo de un cilindro de simple efecto.

Planteamiento de la aplicación

Un cilindro de simple efecto con un diámetro de 25 mm deberá sujetar una pieza al accionarse un pulsador. Mientras esté activado el pulsador el cilindro deberá continuar sujetando la pieza. Al soltar el pulsador, deberá abrir la unidad de sujeción. En la figura 2.1.1.1 se muestra el planteamiento

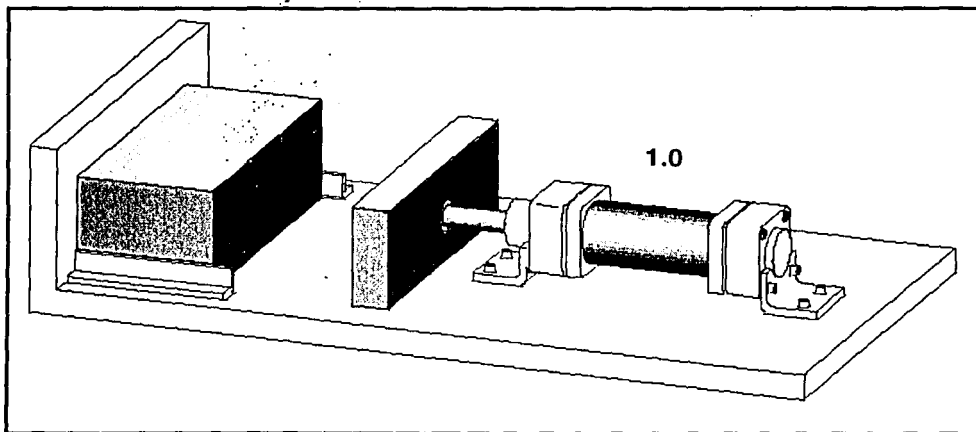


Figura 2.1.1.1. Plano de situación para el accionamiento directo de un cilindro de simple efecto.

Solución

Para la solución de esta aplicación se tiene que utilizar una válvula 3/2 (tres vías dos posiciones) como válvula para controlar al cilindro de simple efecto. Dado que, en este caso, el cilindro no es de gran tamaño, el accionamiento puede efectuarse mediante una válvula manual de 3/2 con reposición por muelle (resorte). En la figura 2.1.1.2 se muestra el diagrama correspondiente para el accionamiento directo del cilindro de simple efecto.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

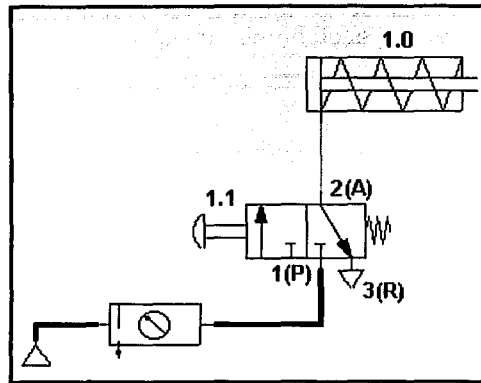


Figura 2.1.1.2 Esquema de distribución para el accionamiento directo de un cilindro de simple efecto

Activándose el pulsador, el aire comprimido pasa a través de la válvula desde la conexión 1(P) hacia 2(A) y entra en la cámara del émbolo del cilindro. La presión que se genera ahí ejerce fuerza contra el émbolo, que por su parte actúa en contra de la fuerza del muelle de reposición desplazando el vástago del cilindro hacia el exterior.

Al soltar el pulsador, la válvula de 3/2 vías vuelve a su posición normal por acción del muelle, con lo que retrocede el vástago del cilindro. El aire es desplazado por el cilindro y evacuado hacia la atmósfera a través de la salida 3(R) de la válvula. El cilindro es identificado con 1.0 en el esquema de distribución por que es el único elemento de trabajo o accionamiento.

2.1.2 Accionamiento indirecto de un cilindro de simple efecto.

Los cilindros que avanzan y retroceden rápidamente, o aquellos que tienen un diámetro grande, necesitan mucho aire. En consecuencia, deben ser accionados mediante una válvula que disponga de un caudal nominal elevado. Si la fuerza fuese demasiado grande para elegir un accionamiento manual de la válvula, debe optarse por un accionamiento indirecto. En este caso, una segunda válvula más pequeña emite una señal que procura la fuerza necesaria para actuar sobre la válvula principal.

Planteamiento de la aplicación

Un cilindro de simple efecto y de diámetro grande deberá avanzar por efecto de una válvula provista de pulsador de accionamiento por presión. Una vez que se suelte el pulsador, el cilindro deberá retroceder. En la figura 2.1.2.1 se muestra el

planteamiento que es idéntico al de la figura 2.1.1.1 donde un cilindro de simple efecto deberá sujetar una pieza al accionarse un pulsador.

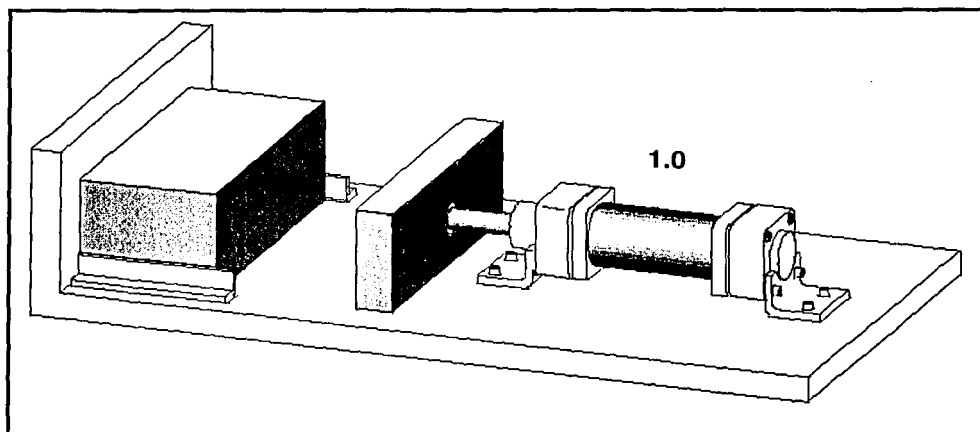


Figura 2.1.2.1. Plano de situación, para el accionamiento indirecto de un cilindro de simple efecto.

En la figura 2.1.2.2 se muestra el diagrama correspondiente para el accionamiento indirecto del cilindro de simple efecto.

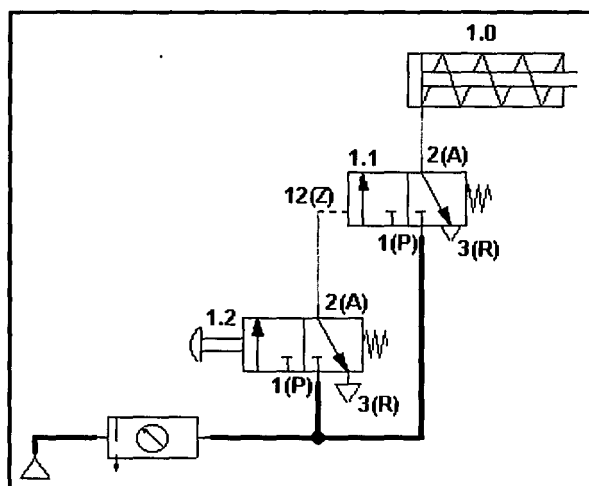


Figura 2.1.2.2. Esquema de distribución para el accionamiento indirecto de un cilindro de simple efecto.

Solución

En posición normal, el vástago del cilindro de simple efecto está en posición retraída, la válvula 1.1 está en reposo por efecto del muelle (resorte) de reposición y la conexión 2(A) de escape de aire está abierta.

Al oprimir el pulsador, la válvula auxiliar 1.2 abre el paso, por lo que recibe presión la conexión de mando 12(Z) de la válvula 1.1. en consecuencia, esta válvula actúa contra la fuerza del muelle y también abre el paso. La presión generada en el lado del émbolo del cilindro hace avanzar el vástago del cilindro de simple efecto. La señal puesta en la conexión 12(Z) se mantiene mientras que siga oprimiéndose el pulsador de la válvula 1.2 una vez que el vástago llega a su final de carrera, se mantiene ahí hasta que se suelte el pulsador.

Al dejar de oprimir el pulsador, la válvula auxiliar 1.2 vuelve a su posición de reposo (posición inicial) con lo que se produce un escape de aire a través de la conexión de mando y se cancela la señal. La válvula 1.1 también regresa a su posición inicial. El vástago retrocede por efecto del muelle de reposición. El aire que está en la cámara del lado del émbolo es evacuado hacia la atmósfera a través de la válvula 1.1.

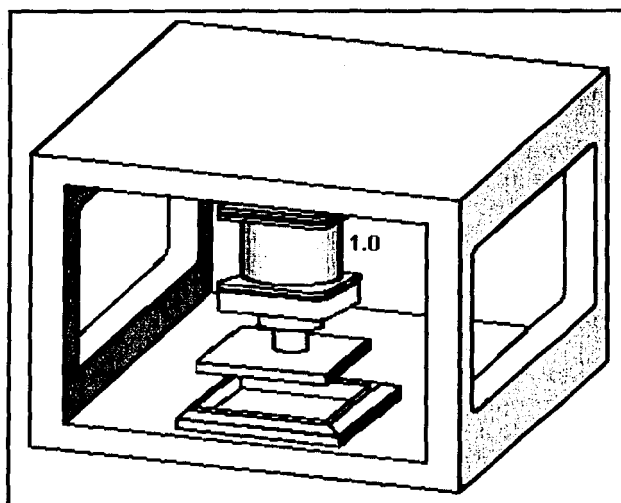
2.1.3 Accionamiento indirecto de un cilindro de doble efecto

Planteamiento de la aplicación

Un cilindro de doble efecto deberá avanzar al oprimir un pulsador y deberá retroceder cuando se suelte dicho pulsador.

El cilindro tiene un diámetro de 250 mm y, en consecuencia requiere de una considerable cantidad de aire. En la figura 2.1.3.1 se muestra el planteamiento para el accionamiento indirecto de un cilindro de doble efecto.

Figura 2.1.3.1 Plano de situación para el accionamiento indirecto de un cilindro de doble efecto



En la figura 2.1.3.2 se muestra el diagrama neumático para el accionamiento indirecto del cilindro de doble efecto.

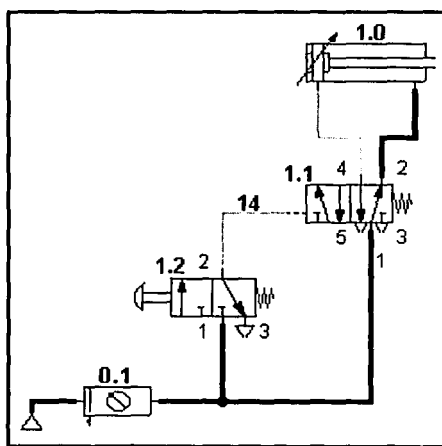


Figura 2.1.3.2. Diagrama neumático para el accionamiento indirecto de un cilindro de doble efecto.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Solución

Si es necesario accionar cilindros con grandes cantidades de aire, es recomendable utilizar una válvula de mando con mayor capacidad de paso de aire. Deberá preferirse un accionamiento indirecto porque la fuerza necesaria para el accionamiento puede ser grande.

En primera instancia el émbolo se halla en posición extrema posterior del cilindro. La válvula 1.1 permite el paso de aire hacia la cámara negativa del cilindro y descargando la cámara positiva hacia la atmósfera a través de la conexión 5 de la válvula 1.1 que es una conexión de escape de aire.

Al oprimir el pulsador de la válvula 1.2 esta es conmutada a su segunda posición por lo que esta permite el paso de aire hacia la entrada 14 de la válvula 1.1. La válvula 1.1 al recibir la señal de aire conmuta a su segunda posición permitiendo que llegue la señal de aire hacia la cámara positiva del cilindro y descargando ahora a la cámara negativa a la atmósfera a través de la conexión 3 que es otra conexión de escape de aire. Al tenerse estas condiciones el vástago del cilindro se desplaza hacia el exterior del cilindro. El vástago permanecerá en el final de carrera hasta que se deje de oprimir el pulsador de la válvula 1.2.

Al soltar el pulsador de la válvula 1.2 esta conmuta a su posición inicial (reposo) dejándose de aplicar la señal de aire a la entrada 14 de la válvula 1.1 por lo que este regresa a su posición inicial a través de resorte, por lo que el vástago del cilindro regresa a su posición inicial de partida.

2.1.4 Dispositivo alimentador

Planteamiento de la aplicación

Con un dispositivo alimentador, deben aportarse piezas de aluminio en bruto a un puesto de mecanización, oprimiendo un pulsador, se desplaza hacia fuera el vástago de un cilindro de simple efecto. Al soltar el pulsador que acciona la válvula, retrocede el vástago al interior del cilindro. En la figura 2.1.4.1 se muestra el planteamiento del dispositivo alimentador.

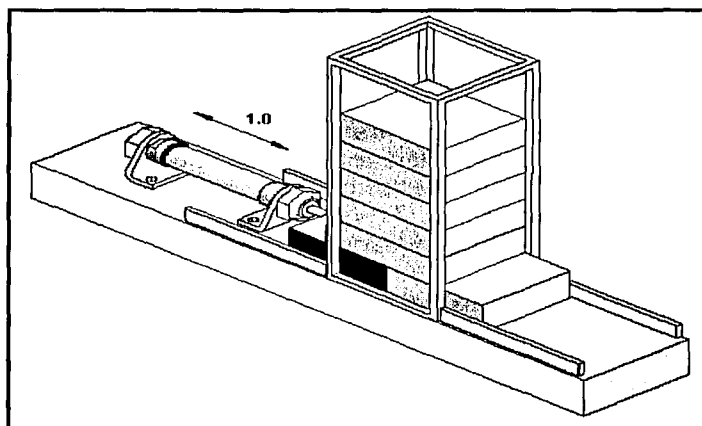


Figura 2.1.4.1 Plano de situación del dispositivo alimentador

En la figura 2.1.4.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases correspondiente al dispositivo alimentador.

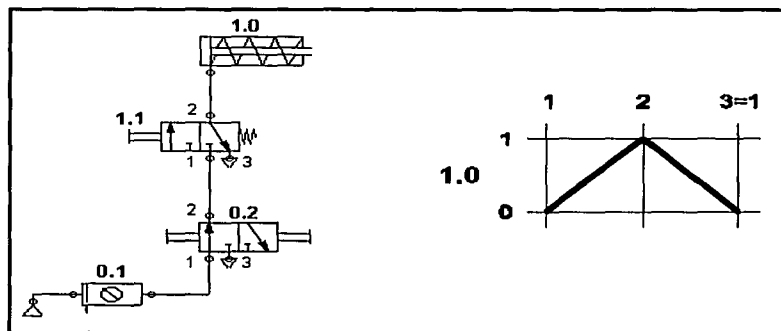


Figura 2.1.4.2 Diagrama neumático y diagrama de fases para el dispositivo alimentador

Solución

Unidad de mantenimiento y bloque distribuidor. El elemento 0.2 representa el bloque distribuidor con la válvula de corredera de 3/2 vías de accionamiento manual. El elemento 0.1 simboliza la unidad de mantenimiento

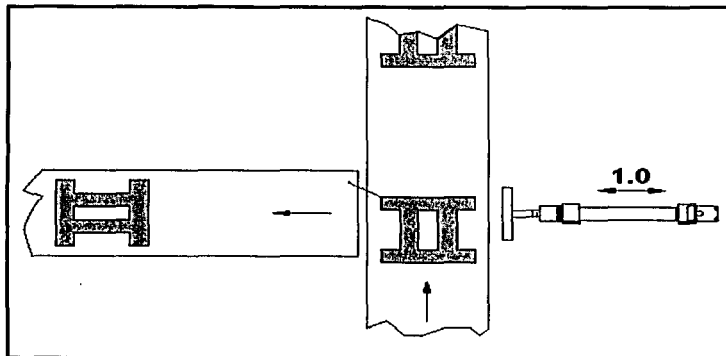
Fase 1 – 2: Accionando el pulsador de la válvula 1.1 la cual es una válvula de 3/2 vías normalmente cerrada, esta es conmutada a su segunda posición por lo que el aire comprimido es aplicado al cilindro de simple efecto en el lado del émbolo. El vástago del cilindro se desplaza hacia el exterior y empuja la pieza haciéndola abandonar el cargador. Si se sigue accionando el pulsador de la válvula 1.1, el vástago permanecerá en su final de carrera.

Fase 2 – 3: Al soltar el pulsador de accionamiento de la válvula 1.1, el aire de la cámara del émbolo es descargado hacia la atmósfera a través de la válvula 1.1 por la conexión de salida 3 que es la de escape de aire. Por efecto del resorte de retorno, el vástago regresa a su posición inicial, las válvulas en bruto apiladas en el cargador, descienden por gravedad.

2.1.5 Clasificación de chapas troqueladas

Planteamiento de la aplicación

Accionando una válvula servopilotada mediante un pulsador, se separan y sitúan en una segunda cinta transportadora, unas chapas troqueladas que vienen en posición invertida. La salida del vástago del cilindro de simple efecto (1.0) tiene una duración de $t=0.4$ segundos. Si se libera el pulsador, el vástago se desplaza a su posición inicial (reposo). En el mando se encuentran montados dos manómetros. En la figura 2.1.5.1 se muestra el planteamiento para la clasificación de chapas troqueladas.



TEJES CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 2.1.5.1 Plano de situación para la clasificación de chapas troqueladas

En la figura 2.1.5.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases correspondiente a la clasificación de chapas troqueladas.

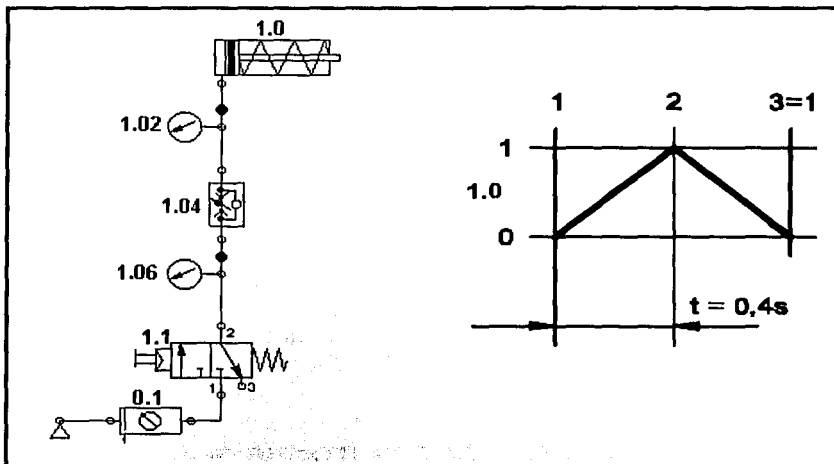


Figura 2.1.5.II Diagrama neumático y diagrama de fases para la clasificación de chapas troqueladas

Solución

Fase 1 – 2: Accionando la válvula 1.1 la cual es 3/2 vías esta es conmutada a su segunda posición permitiendo el paso de aire comprimido hacia el cilindro 1.0 a través del regulador de caudal 1.04. Al aplicar el aire comprimido al cilindro de simple efecto el vástago se desplaza hacia el exterior empujando la chapa troquelada que viene en posición invertida hacia la segunda cinta transportadora. El tiempo que emplea el vástago en avanzar se ajusta mediante el regulador de caudal (cronometro). El manómetro 1.06 indica la presión de servicio al salir el vástago y al detenerse en su final de carrera. Por el contrario, el manómetro 1.02 indica una presión que va aumentando al salir el vástago. Tras haber alcanzado el cilindro su final de carrera, sigue aumentando la presión hasta alcanzar el valor de la presión de servicio. Si se sigue accionando la válvula de mando 1.1, el vástago permanecerá en el final de carrera.

Fase 2 – 3: Al soltar el pulsador de accionamiento de la válvula 1.1 la válvula regresa a su estado inicial (reposo), el aire de la cámara del émbolo es evacuado hacia la atmósfera a través de la válvula de retención del regulador de caudal 1.04 y de la válvula 3/2 vías 1.1 la cual evacua el aire por la conexión de salida 3 que es la de escape de aire.

TEST CON
FALLA DE ORIGEN

2.1.6 Desvío vertical para bloques

Planteamiento de la aplicación

Por medio de un desvío vertical, deben trasladarse a voluntad, bloques de aluminio desde una cinta transportadora inferior a una superior. Mediante una válvula con selector de posición (enclavado), se determina la posición (arriba – abajo) de la rampa de deslizamiento basculante. El movimiento de elevación del vástago del cilindro de doble efecto 1.0, debe realizarse en un tiempo $t_1=3$ segundos, mientras que el movimiento de descenso en $t_2=2.5$ segundos. En la figura 2.1.6.1 se muestra el planteamiento para el desvío vertical para bloques.

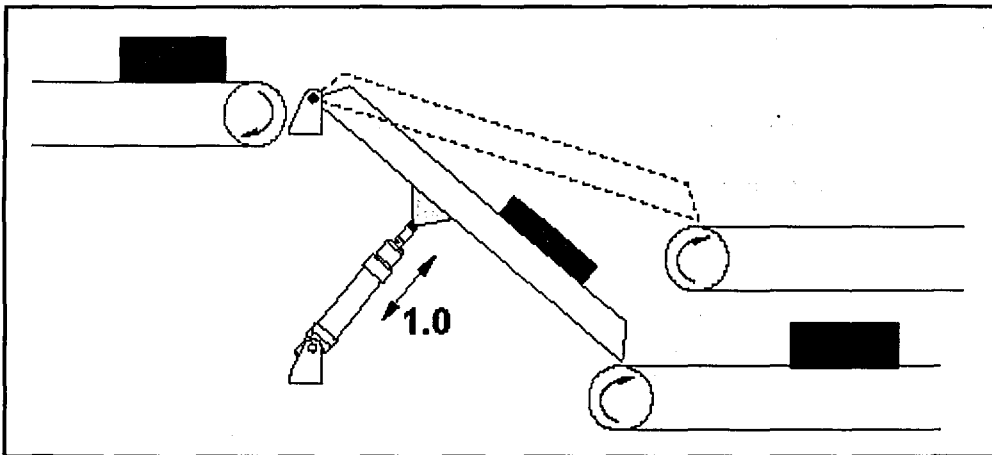


Figura 2.1.6.1 Plano de situación para el desvío vertical para bloques

En la figura 2.1.6.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases correspondiente al desvío vertical de bloques de aluminio.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

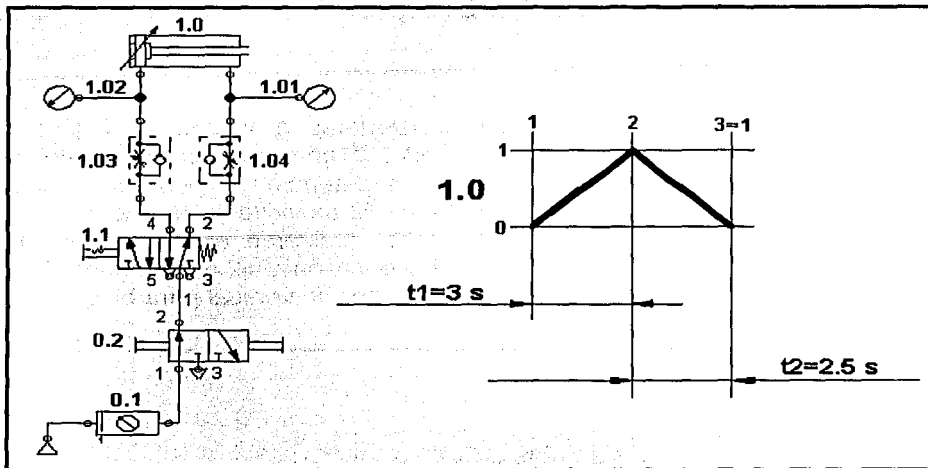


Figura 2.1.6.2. Diagrama neumático y diagrama de fases para el desvío vertical de bloques de aluminio.

Solución

Posición básica: En la posición básica, el aire llega a la cámara negativa del vástago del cilindro a través de la válvula neumática 5/2 (5 vías 2 posiciones) 1.1. la cámara positiva del cilindro se halla descargada hacia la atmósfera. En esta posición básica o inicial (estado de reposos del cilindro) el vástago se halla en el interior del cilindro. El manómetro 1.01 indica en este instante la presión de servicio.

Fase 1-2: Al cambiar de posición el selector es conmutada a su segunda posición la válvula 5/2 por lo que la señal de aire estará presente en la cámara positiva del cilindro y la cámara negativa estará descargada hacia la atmósfera, el vástago sale del cilindro 1.0 lentamente ya que tarda 3 segundos en alcanzar su final de carrera. La velocidad con la que sale el vástago, se determina con el regulador de caudal 1.04 que regula la salida del aire de la cámara negativa del vástago. El émbolo queda retenido entre dos cojines de aire a diferente presión, lo que aun permite un movimiento lento (estrangulación de salida de aire).

Fase 2-3: Al retornar al selector a su posición inicial la válvula 1.1 es conmutada a su posición inicial (reposo). Por lo que se tendrán las condiciones iniciales ya que la señal de aire se tendrá nuevamente en la cámara negativa y la cámara positiva estará descargada a la atmósfera, esto hace que el vástago retorne al interior del

cilindro. La velocidad de retroceso se determina mediante el regulador de caudal 1.03.

2.1.7 Dispositivo plegador

Planteamiento de la aplicación

Mediante el accionamiento simultáneo de dos válvulas idénticas, accionadas por pulsador, el punzón de un dispositivo doblador avanza rápidamente, empujado por el vástago del cilindro, provocando el doblado en ángulo recto del pasamanos FL 40X5.

Si se libera un pulsador o ambos, retrocede el vástago del cilindro de doble efecto 1.0, regresando a su segunda posición de partida. En la figura 2.1.7.1 se muestra el planteamiento para el dispositivo plegador.

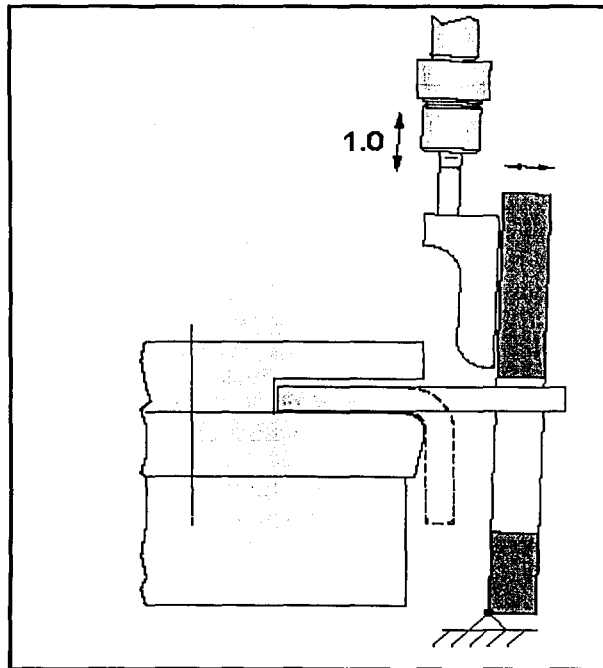


Figura 2.1.7.1. Plano de situación para el dispositivo plegador.

En la figura 2.1.7.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases correspondiente al dispositivo plegador.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

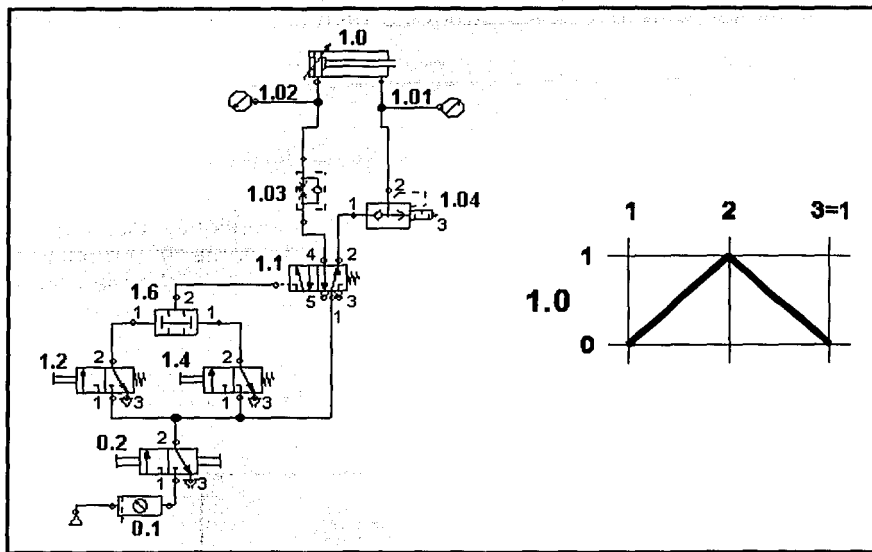


Figura 2.1.7.2. Diagrama neumático y diagrama de fases para el dispositivo plegador.

Solución

Posición básica: En posición normal, todas las válvulas están inactivadas. La válvula de escape rápido 1.04 tiene bloqueada su salida hacia el exterior. En la posición básica, el aire llega a la cámara negativa del vástago del cilindro a través de la válvula neumática 5/2 (5 vías 2 posiciones) 1.1. la cámara positiva del cilindro se halla descargada hacia la atmósfera. En esta posición básica o inicial (estado de reposos del cilindro) el vástago se halla en el interior del cilindro. El elemento de mando 1.1 se encuentra en la posición de maniobra de la derecha (posición inicial) El manómetro 1.01 indica en este instante la presión de servicio.

Fase 1-2: Estando activadas las válvulas 1.2 y 1.4 las cuales son válvulas 3/2 (tres vías, 2 posiciones) las dos entradas de la válvula de simultaneidad 1.6 reciben una señal de aire. De este modo se cumple con la condición **Y**, con lo que la señal es transmitida hacia la válvula 1.1 que es una válvula 5/2 (5 vías, 2 posiciones). La válvula 5/2 es conmutada a su segunda posición, por lo que ahora la cámara positiva tiene la señal de aire haciendo que el vástago del cilindro se desplaza hacia el exterior. Al conmutar la válvula 1.1 la entrada 1 de la válvula de escape rápido 1.04 no recibe presión por lo que el aire de la cámara negativa del cilindro se descarga rápidamente hacia la atmósfera a través de la salida 3 de la válvula de escape rápido 1.04. En consecuencia, el vástago puede avanzar mas

TESE
FALLA DE ORIGEN

rápida. Si se mantienen accionadas ambas válvulas de 3/2 1.2 y 1.4, el émbolo permanece en su final de carrera.

Fase 2-3: Si se deja de oprimir uno de los dos pulsadores de cual quiera de las dos válvulas 1.2 ó 1.4 ya no se cumple la condición Y en la válvula de simultaneidad. La válvula 1.1 conmuta a su posición inicial (reposo) y se cierra el paso en la válvula de escape rápido 1.04. en este estado el vástago retrocede hacia el interior del cilindro. La velocidad del retroceso puede regularse mediante el sistema de estrangulación de la válvula de estrangulación y antirretorno 1.03.

2.1.8 Separación de pasadores cilíndricos

Planteamiento de la aplicación

Un cilindro de doble efecto 1.0 alimenta pasadores cilíndricos a un dispositivo de medición. Mediante un movimiento de vaivén constante, son individualizados los pasadores. Con ayuda de una válvula temporizadora, es posible conseguir un movimiento continuo.

El tiempo de la carrera de avance del cilindro debe ser $t_1=0.6$ segundos y el tiempo de retroceso $t_3=0.4$ segundos. En la posición inicial (reposo), el émbolo debe permanecer $t_2=1$ segundo, de forma que resulte un tiempo de ciclo $t_4=2$ segundos. En la figura 2.1.8.1 se muestra el planteamiento para la separación de pasadores cilíndricos.

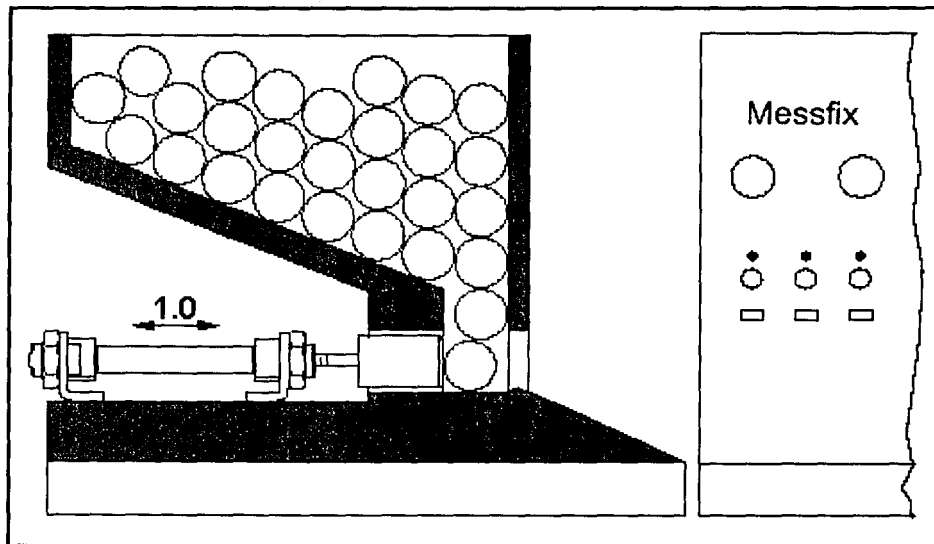


Figura 2.1.8.1. Plano de situación para la separación de pasadores cilíndricos.

En la figura 2.1.8.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases para la separación de pasadores cilíndricos.

TESIS
FALLA DE OR...

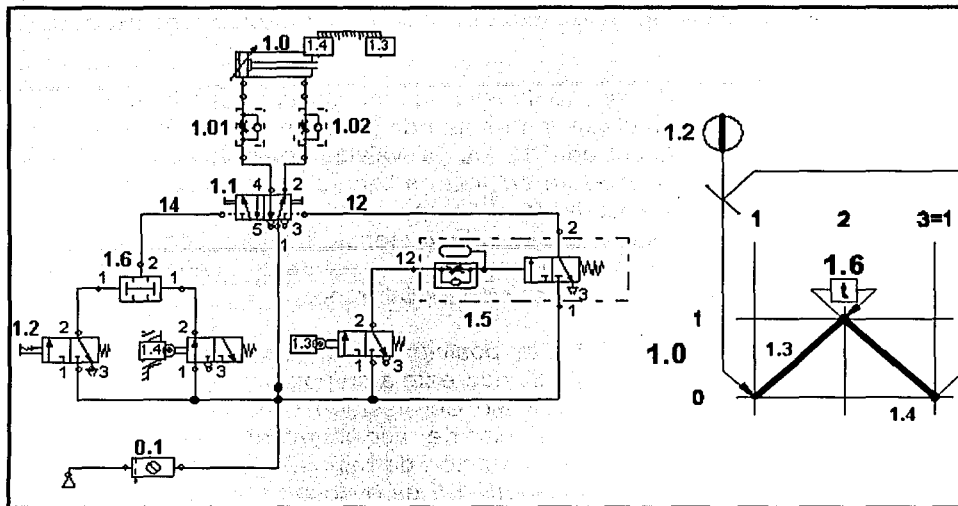


Figura 2.1.8.2. Diagrama neumático y diagrama de fases para la separación de pasadores cilíndricos.

Solución

Posición básica: En la posición básica, el aire llega a la cámara negativa del vástago del cilindro a través de la válvula neumática 5/2 (5 vías 2 posiciones) 1.1. la cámara positiva del cilindro se halla descargada hacia la atmósfera. En esta posición básica o inicial (estado de reposos del cilindro) el vástago se halla en el interior del cilindro. El elemento de mando 1.1 se encuentra en la posición de maniobra de la derecha (posición inicial). La leva de maniobra acciona la válvula de rodillo 1.4 por lo que se cumple una de las condiciones para la puesta en marcha. La válvula de accionamiento por rodillo 1.4 solo es activada si el vástago se encuentra en su posición normal.

Fase 1-2: Si se cambia la posición de la válvula con enclavamiento 1.2 se cumple la condición **Y** por lo que la válvula de simultaneidad abre el paso de aire y la válvula de impulsos 1.1 que es una 5/2 (5 vías, 2 posiciones) recibe una señal de aire en la entrada 14, esta válvula conmuta a su segunda posición, por lo que ahora la cámara positiva del pistón recibe la presión del aire haciendo que el vástago se desplace hacia el exterior. La velocidad de avance del vástago depende del ajuste de la estrangulación efectuado en la válvula 1.02 (estrangulación del aire de escape). El tiempo de la carrera de avance es de $t_1 = 0.6$ segundos. El interruptor de final de carrera 1.4 queda desactivado una vez que el vástago ha avanzado un trayecto corto. De este modo ya no se cumple la condición **Y** en la válvula de simultaneidad 1.6 con lo que queda cancelada la

RESERVA
 PARA EL DISEÑO

señal de aire en la entrada 14 de la válvula de impulsos 1.1 sin cambiar su estado (memorizado).

Al llegar el vástago a su final de carrera, la leva de maniobra acciona la válvula de rodillo 1.3, esta válvula es conmutada a su segunda posición permitiendo el paso de la señal de aire hacia la entrada 12 de la válvula temporizadora 1.5. El acumulador de la válvula temporizadora empieza a llenarse a través de la válvula de estrangulación integrada. Transcurrido el tiempo ajustado $t_2 = 1.0$ segundos, la válvula 3/2 (3 vías, 2 posiciones) de la válvula temporizadora conmuta a su segunda posición por lo que la válvula de impulsos 1.1 recibe una señal de aire en la entrada 12 conmutándose esta a su posición inicial (reposito).

Fase 2-3: Al conmutar la válvula 1.1 a su posición inicial la cámara negativa del émbolo recibe la presión del aire retrocediendo este a su posición inicial. El tiempo $t_3 = 0.4$ segundos de la carrera de retroceso del vástago se ajusta mediante la válvula de estrangulación 1.01. La válvula de accionamiento por rodillo 1.3 conmuta a su posición inicial durante la operación de retroceso y el aire contenido en el acumulador de la válvula temporizadora 1.5 es evacuado hacia la atmósfera a través de la válvula de antirretorno y la válvula 1.3. En consecuencia la válvula 3/2 de la válvula temporizadora vuelve a su posición inicial. de este modo queda cancelada la señal recibida en la entrada 12 de la válvula de impulsos 1.1. La carrera de retroceso termina al accionarse nuevamente la válvula de rodillo 1.4.

Ciclo continuo: Si la válvula de marcha 1.2 permanece enclavada (posición de maniobra) correspondiente al accionamiento, el vástago del cilindro realiza un movimiento constante de vaivén, que no termina hasta que no se libera el selector que mantiene a la válvula 1.2 enclavada. Cuando esto suceda, terminará el ciclo y quedará el cilindro en posición inicial para que pueda empezarse otro nuevo ciclo.

2.1.9 Tambor para soldar lámina

Planteamiento de la aplicación

Por medio de un cilindro de doble efecto (1.0) se aplica un perfil de soldadura calentando eléctricamente a una lámina sin fin que se halla alrededor de un tambor rotativo frío, para formar trozos de manga. Mediante un pulsador se activa la carrera de avance. La fuerza máxima ejercida por el cilindro se ajusta a $p = 400$ kPa = 4 bar, mediante una válvula reguladora de presión equipada con manómetro (de forma que el perfil de soldadura no pueda dañar la lámina). La carrera de retroceso se realiza únicamente cuando ha sido confirmada la posición de final de carrera del vástago y la presión en la cámara del émbolo ha alcanzado $p = 300$ kPa = 3 bar.

El movimiento del émbolo tiene lugar con estrangulación de la entrada de aire comprimido. El regulador de caudal debe ajustarse de forma que el incremento de presión a $p=300 \text{ kPa} = 3 \text{ bar}$ tenga lugar al cabo de un tiempo de $t_1 = 3$ segundos a partir de que el émbolo haya alcanzado la posición de final de carrera. (la lámina solapada, es soldada por la presión de aumento del perfil de soldadura caliente).

Un nuevo inicio del ciclo sólo es posible si se ha alcanzado la posición de inicio de carrera (posición inicial) y ha transcurrido un tiempo de $t_2 = 2$ segundos. Cambiando la posición del selector la válvula de 5/2 (5 vías, 2 posiciones) con enclavamiento mecánico, se cambia al ciclo permanente. En la figura 2.1.9.1 se muestra el planteamiento del tambor para soldar lámina.

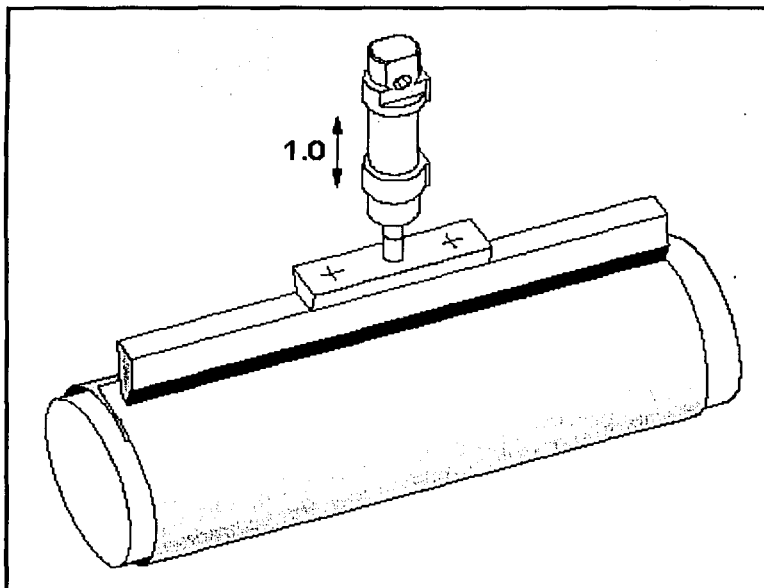


Figura 2.1.9.1. Plano de situación del tambor para soldar lámina.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En la figura 2.1.9.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases para el tambor para soldar lámina.

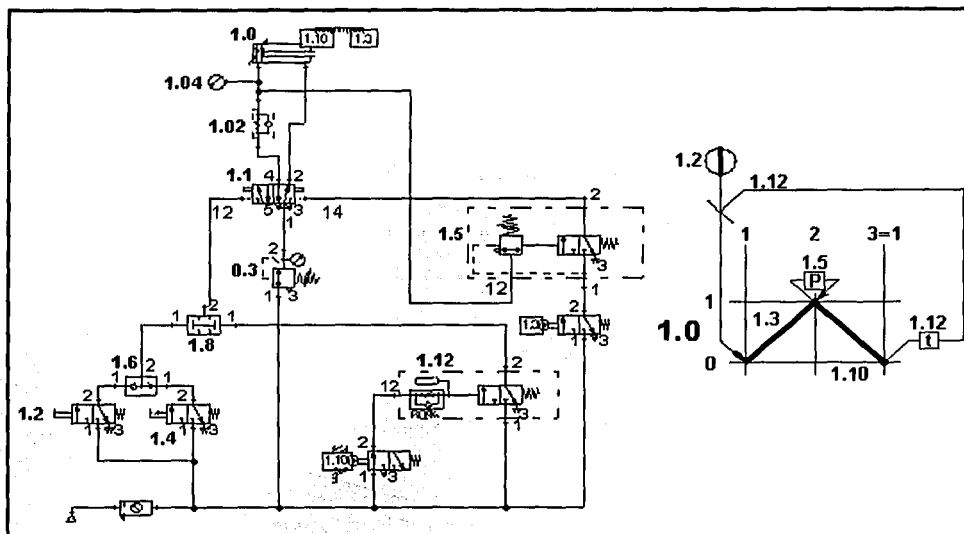


Figura 2.1.9.2. Diagrama neumático y diagrama de fases del tambor para soldar lámina.

Solución

Posición básica: En la posición básica, el émbolo del cilindro se halla en la posición extrema posterior del cilindro. El elemento de mando 1.1 que es una válvula 5/2 (5 vías, 2 posiciones) permite la entrada del aire comprimido en la cámara negativa del cilindro y descarga el aire de la cámara positiva hacia la atmósfera. La válvula de rodillo 1.10 se halla accionada por lo que el aire comprimido pasa hasta la entrada 12 de la válvula temporizadora efectuando esta la maniobra de conmutación de su válvula interna 3/2 al pasar un tiempo preestablecido. Al conmutar la válvula interna 3/2 de la válvula temporizadora se tiene en la entrada derecha de la válvula de simultaneidad 1.8 una señal de aire a presión.

Fase 1-2: Si se oprime el pulsador 1.2, se cumple con la condición **O** el selector del circuito 1.6 envía señal a la válvula de simultaneidad 1.8 con lo que se cumple la condición **Y**. Al cumplirse con la condición **Y** se tiene la señal de aire en la entrada 14 de la válvula de mando 1.1 por lo que esta válvula es conmutada a su segunda posición. El vástago sale lentamente del cilindro con estrangulación del aire de entrada que se realiza a través de la válvula de estrangulación y antirretorno 1.02. La válvula reguladora de presión 0.3 limita la presión a un

máximo de $p=400 \text{ kPa} = 4 \text{ bar}$. Al llegar el vástago a la posición extrema anterior (final de carrera), la leva de maniobra acciona la válvula de rodillo 1.3. A causa de ello, recibe presión la entrada 12 de la válvula de secuencia 1.5. La válvula de secuencia realiza su maniobra cuando en la cámara positiva del émbolo se ha alcanzado una presión $p=300 \text{ kPa} = 3 \text{ bar}$. Se tiene que ajustar el regulador de caudal 1.02 de forma que el aumento de presión sea tan lento ($t_1 = 3 \text{ segundos}$) que el émbolo quede detenido en la posición extrema anterior.

Fase 2-3: Después de la actuación de la válvula de secuencia 1.5 se tiene la señal de aire comprimido en la entrada de mando 12 de la válvula de mando 1.1. esta es conmutada a su posición inicial por lo que el émbolo se desplaza a su posición inicial (reposo). Debido a la nueva acción de la válvula de rodillo 1.10 la válvula temporizadora recibe presión en su entrada 12. Transcurriendo el tiempo ajustado $t_2 = 2 \text{ segundos}$, la válvula de simultaneidad 1.8, recibe presión en su entrada derecha desde la válvula temporizadora 1.12, de tal forma es posible un nuevo ciclo del ciclo.

Ciclo continuo: Si se cambia de posición el selector de la válvula 1.4, el mando trabajará en ciclo continuo. Cambiando de nuevo el selector, el mando de detendrá en la posición básica al terminar el ciclo.

2.1.10 Desvío para materia

Planteamiento de la aplicación

Bloques para válvulas de potencia, procedentes de fundición, deben ser conducidos a la línea de máquinas 1 o bien a la línea de máquinas 2. Oprimiendo brevemente un pulsador, sale el vástago de un cilindro de simple efecto 1.0, con estrangulación de la entrada de aire. Tras oprimir un segundo pulsador, retrocede el vástago al interior del cilindro con estrangulación de la descarga de aire. Como elemento de mando se emplea una válvula neumática de 3/2 (3 vías, 2 posiciones) con retorno por muelle. La memorización de la señal de salida se realiza mediante una autorretención neumática con paro prioritario. En la figura 2.1.10 se muestra el planteamiento del desvío para material.

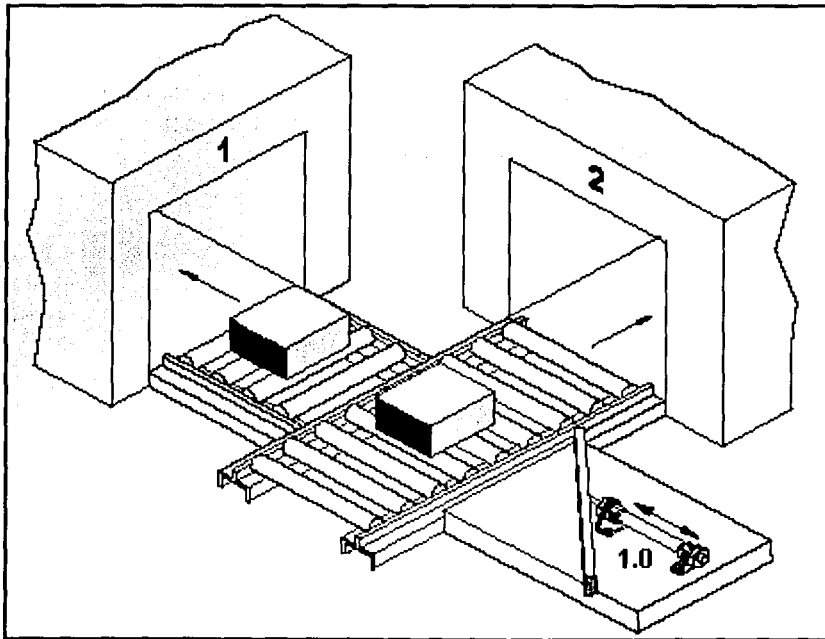


Figura 2.1.10.1. Plano de situación para el desvío para material.

En la figura 2.1.10.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases del desvío para material.

TESTADO
FALLA DE ORIGEN

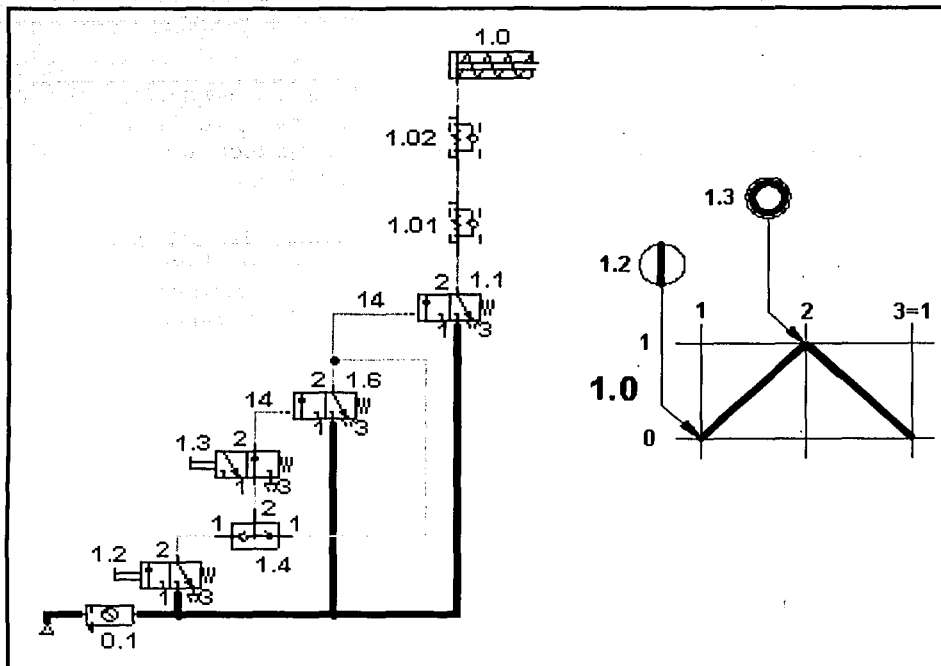


Figura 2.1.10.2. Diagrama neumático y diagrama de fases del desvío para materiales.

Solución

Autorretención: El grupo de válvulas 1.2, 1.3, 1.4 y 1.6 forman un circuito de autorretención. La acción sobre el pulsador 1.2, hace que se disponga de una señal permanente en la salida de la válvula 1.6. Si se acciona la válvula de panel de 3/2 (3 vías, 2 posiciones) normalmente abierta 1.3, se interrumpe la autorretención y en la salida de la válvula 1.6 se tiene señal cero. Si se accionan ambos pulsadores 1.2 y 1.3, se obtiene también una señal cero en la salida.

Fase 1-2: Al accionar la válvula 1.2 esta es conmutada a su segunda posición permitiendo el paso de la señal de aire hacia la entrada izquierda de la válvula selectora 1.4 cumpliéndose la condición **O**, por lo que a la salida de esta se tendrá la señal de aire que pasa a través de la válvula 1.3 ya que es una válvula 3/2 (3 vías, 2 posiciones) normalmente abierta por lo cual no se opone al paso de aire. La señal llega a la entrada 14 de la válvula 1.6 conmutando está a su segunda posición y permitiendo el paso de la señal de aire hacia la entrada 14 de la válvula 1.1, a su vez la señal que llega a la válvula 1.1 retorna hacia la entrada derecha de

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

la válvula selectora 1.4 volviéndose a cumplir la condición **O**, obteniéndose una autorretención.

La válvula 1.1 al recibir la señal de aire conmuta a su segunda posición permitiendo el paso de aire hacia la cámara del cilindro con lo que el vástago se desplaza hacia el exterior del cilindro. El vástago permanece en la posición extrema anterior (final de carrera) a causa de la autorretención.

Fase 2-3: Al accionar la válvula normalmente abierta 1.3 se elimina la autorretención por lo que el vástago regresa a su posición inicial con regulación del aire de descarga 1.01. El cese de la autorretención y la acción de resorte del cilindro, mantiene al émbolo en posición extrema posterior (Posición inicial)

2.2 Mandos con dos actuadores

2.2.1 Rampa separadora

Planteamiento de la aplicación

Mediante una rampa inclinada, se alimentan piezas de motores que deben tomarse de dos en dos, a una máquina de husillos múltiples. Para la separación, se gobierna a contrafase dos cilindros de doble efecto, mediante un solo elemento de potencia. En la posición básica, el vástago del cilindro superior 1.0/1, se halla retraído y el del cilindro inferior 1.0/2 se halla extendido. Las piezas que han de tomarse están apoyadas en el vástago del segundo cilindro.

Mediante una señal de puesta en marcha, sale el vástago del cilindro 1.0/1 y entra el del cilindro 1.0/2. Dos piezas en bruto ruedan al puesto de mecanización. Tras un tiempo que puede ajustarse $t_1 = 1$ segundo, vuelve a entrar el vástago del cilindro 1.0/1, saliendo al mismo tiempo el del cilindro 1.0/2. Un nuevo ciclo solamente puede iniciarse después de transcurrido un tiempo $t_2 = 2$ segundos.

El mando se pone en marcha mediante una válvula con pulsador. Si se utiliza una válvula con enclavamiento mecánico, puede realizarse el cambio de ciclo individual a ciclo continuo. Tras un fallo de energía neumática, el sistema separador no debe ponerse en marcha por sí mismo. En la figura 2.2.1.1 se muestra planteamiento para la rampa separadora.

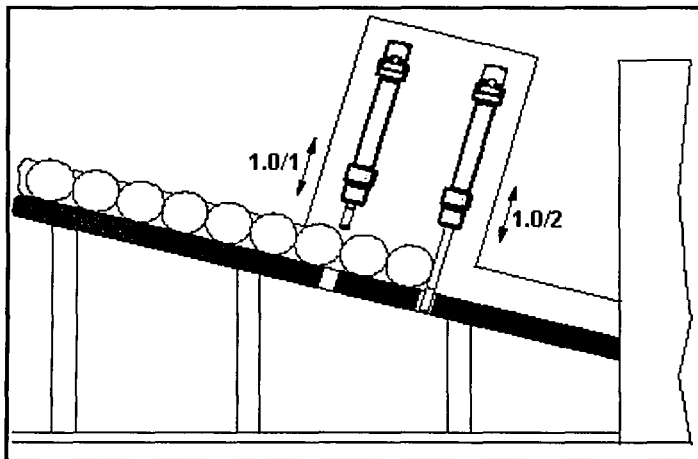


Figura 2.2.1.1. Plano de situación de la rampa separadora.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En la figura 2.2.1.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases de la rampa separadora.

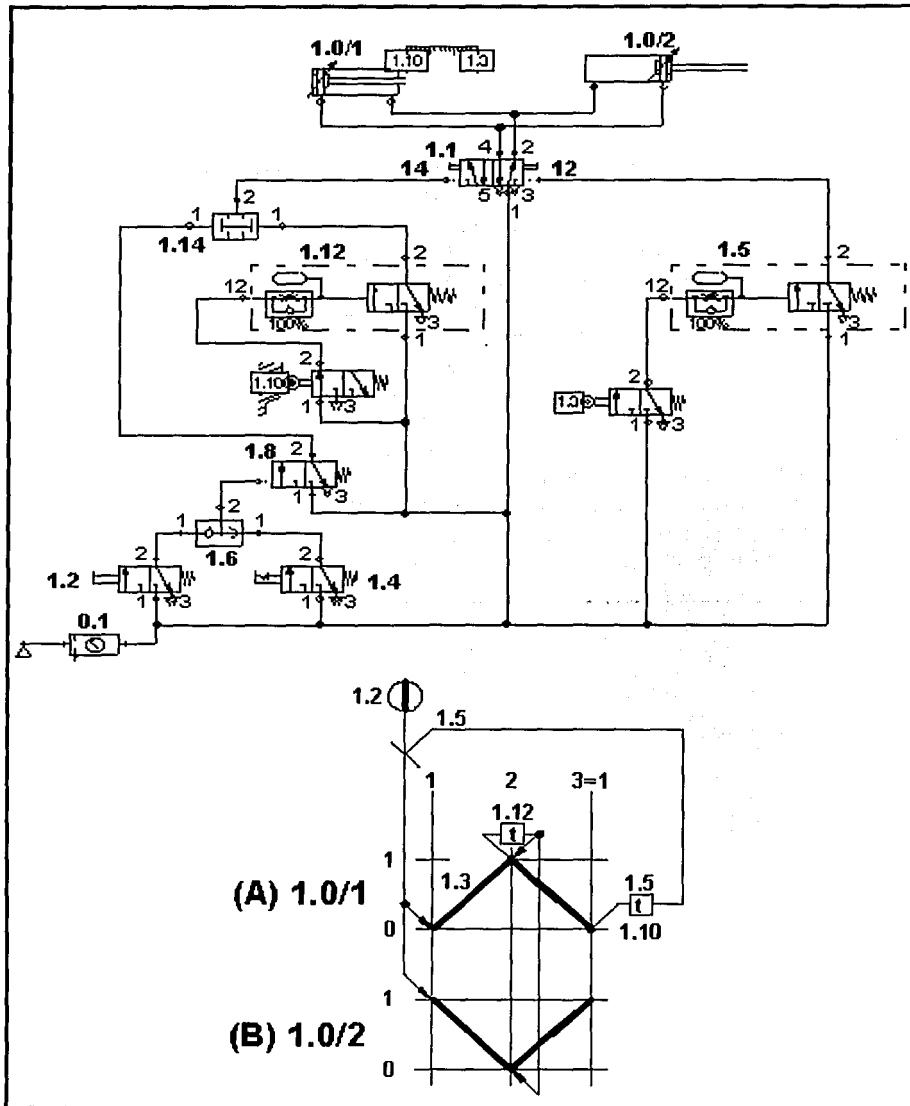


Figura 2.2.1.2. Diagrama neumático y diagrama de fases para la rampa separadora.

TESIS DE
FALLA DE ORIGEN

Solución

Autorretención: El grupo de válvulas 1.2, 1.4, 1.6 y 1.8 forman un circuito de autorretención de paro prioritario. Si la válvula 1.4 con enclavamiento se halla accionada, al accionar el pulsador de la válvula 1.2, se provoca la aparición de una señal permanente en la salida de la válvula 1.8. mediante la conmutación de la válvula 1.4 se interrumpe la autorretención. El circuito no funciona por sí mismo, si se aplica presión nuevamente tras un fallo de la energía neumática.

Posición básica: En la posición básica, el vástago del cilindro 1.0/1 está retraído ya que tiene la señal de aire en la cámara negativa y el vástago del cilindro 1.0/2 se encuentra en su final de carrera ya que este recibe la señal de aire en la cámara positiva. Al iniciarse el sistema la válvula 1.10 está accionada por lo cual se tiene una señal de aire en la entrada de conexión de mando 12 de la válvula 1.12. A la salida de la válvula temporizadora 1.12 se tiene una señal uno (señal de presión de aire) la cual llega a la entrada derecha de la válvula de simultaneidad 1.14

Fase 1-2: Tras accionar el pulsador de la válvula 1.2 esta permite el paso de aire hacia la entrada derecha de la válvula selectora 1.6 cumpliéndose la condición **O**, por lo que a la salida de esta válvula se tendrá la señal de aire la cual llega a la válvula 1.8 conmutándola a su segunda posición. Al conmutar a su segunda posición la válvula 1.8 permite el paso de aire hacia la entrada izquierda de la válvula de simultaneidad 1.14.

Dado que en la válvula de simultaneidad 1.14 se tienen presión en ambos lados, es cumplida la condición **Y** permitiendo que la señal de aire llegue a la entrada 14 de la válvula 1.1 conmutando está a su segunda posición. Al conmutar a su segunda posición la válvula 1.1 ambos vástagos de los cilindros se desplazan a la posición extrema opuesta, es decir, el vástago del cilindro 1.0/1 se desplaza hacia el exterior del cilindro y el vástago del cilindro 1.0/2 regresa al interior de este. Tras desplazarse los vástagos a la posición extrema, dos piezas en bruto se deslizan hacia el puesto de mecanización.

Al llegar el vástago del cilindro 1.0/, es accionada la válvula de rodillo 1.3 conmutando a su segunda posición permitiendo el paso de la señal de aire hacia a la conexión 12 de mando de la válvula temporizadora 1.5. A través del regulador de caudal se llena el depósito acumulador. El tiempo de llenado t_1 debe ser de un segundo.

Fase 2-3 Cuando el acumulador de la válvula temporizadora 1.5 ha alcanzado la presión de mando de 300 kPa = 3 bar, la válvula de 3/2 (3 vías, 2 posiciones) que tiene internamente la válvula temporizadora es conmutada a su segunda posición, teniéndose a la salida de esta válvula la señal de aire, la cual llega a la entrada 12 de la válvula 1.1 conmutándola a su posición inicial (reposo). Ambos vástagos de

los cilindros vuelven a desplazarse a la posición extrema opuesta. Un par de piezas en bruto avanzan por efecto de la gravedad.

Al regresar el vástago del cilindro 1.0/1 a su posición inicial (reposo) es accionada la válvula de rodillo 1.10 nuevamente, la válvula temporizadora 1.12 recibe señal de aire en la conexión de mando 12. Transcurrido el tiempo ajustado $t_2 = 2$ segundos, recibe presión por el lado derecho la válvula de simultaneidad 1.14, siendo posible de esta forma, una nueva puesta en marcha.

Ciclo continuo: Si se conmuta la válvula con enclavamiento 1.4 y se oprime el pulsador de marcha de la válvula 1.2, el mando trabajará en ciclo continuo. Un cambio de posición de la válvula 1.4 provocara la detención del movimiento al llegar al final del ciclo.

2.2.2 Prensa para soldar termoplásticos

Dos cilindros de doble efecto 1.0 y 2.0 oprimen entre sí dos perfiles calentados eléctricamente, para soldar placas de material termoplástico. El grosor de las placas puede variar entre 1.5 y 4 mm. La longitud de las costuras es indiferente. Mediante una válvula reguladora de presión se limita la fuerza ejercida por los émbolos de ambos cilindros. El valor que debe ajustarse es $p = 400 \text{ kPa} = 4 \text{ bar}$.

Oprimiendo un pulsador con servomando, salen simultáneamente los vástagos de los dos cilindros de doble efecto, regulándose la descarga de aire. Se han dispuesto manómetros de control entre los cilindros y los reguladores de caudal. Se controlan las posiciones extremas de los vástagos de los cilindros.

Tras un tiempo $t = 1.5$ segundos, el perfil de soldadura retorna a su posición básica. Mediante un segundo pulsador, puede iniciarse el retorno inmediatamente. En la figura 2.2.2.1 se muestra el planteamiento de la prensa para soldar termoplásticos.

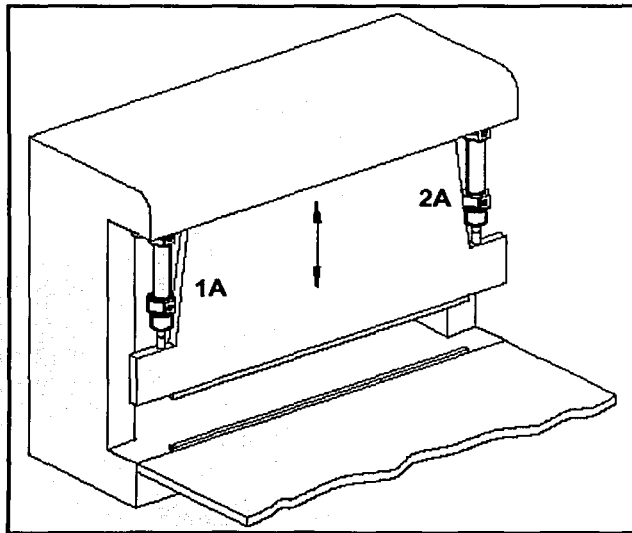


Figura 2.2.2.1. Plano de situación de la prensa para soldar termoplásticos.

En la figura 2.2.2.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases de prensa para soldar termoplásticos.

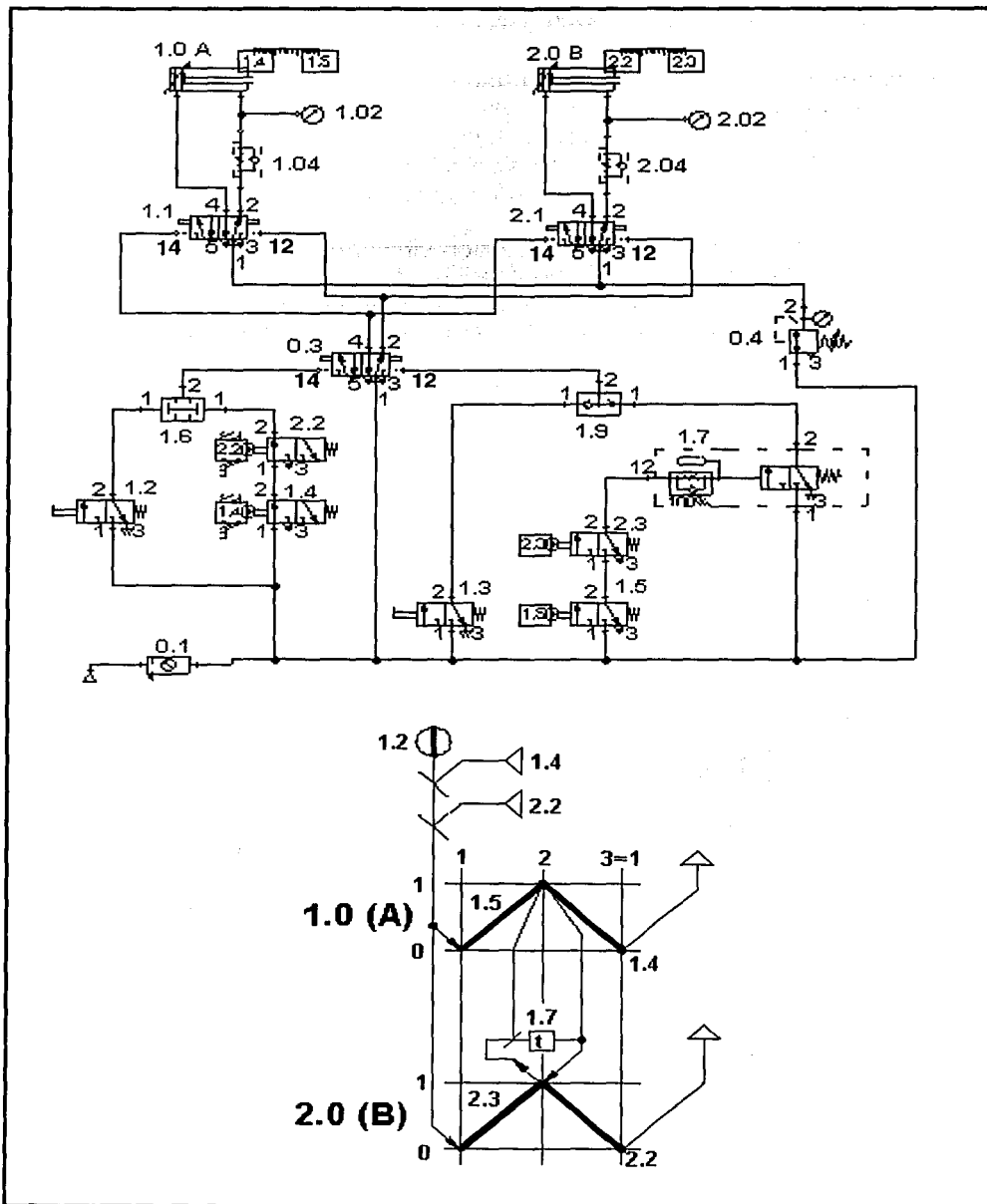


Figura 2.2.2.2. Diagrama neumático y diagrama de fases de la prensa para soldar termoplástico.

Solución

Posición básica: En la posición básica, los émbolos de los cilindros 1.0 y 2.0 se hallan en posición extrema posterior. Las válvulas de rodillos 1.4 y 2.2 están accionadas. Las válvulas de potencia 1.1 y 1.2, así como la válvula de mando 0.3 ocupan la posición de maniobra de la izquierda (posición inicial).

Fase 1-2: Si se acciona el pulsador de la válvula 1.2 ésta conmuta a su segunda posición permitiendo el paso de la señal de aire a la entrada izquierda de la válvula de simultaneidad 1.6 cumpliéndose la condición **Y**, por lo que a la salida de ésta se tendrá la señal de aire la cual llega a la entrada 14 de la válvula 0.3, conmutando a su segunda posición. Al conmutar la válvula 0.3 llega la señal de aire a las entradas 14 de las válvulas 1.2 y 2.1 conmutando estas a su segunda posición llegando la señal de aire a la cámara positiva de los cilindros 1.0 y 2.0. Ambos vástagos salen, controlándose la descarga de aire.

Al llegar los vástagos a su final de carrera son accionadas las válvulas de rodillo 1.5 y 2.3. A través de las dos válvulas de rodillo 1.5 y 2.3 recibe la señal de aire la conexión de mando 12 de la válvula temporizadora 1.7. La válvula debe accionar transcurrido un tiempo $t=1.5$ segundos.

Fase 2-3: Tras la actuación de la válvula temporizadora 1.7 la señal de aire llega a la entrada derecha de la válvula selectora 1.9 cumpliéndose la condición **O**, por lo que a la salida de esta válvula se tendrá la señal de aire, la cual llega a la entrada 12 de la válvula 0.3 conmutándola a su posición inicial. Al retornar a su posición inicial la válvula 0.3 la señal de aire se hace presente en la entrada 12 de las válvulas 1.1 y 2.1 conmutando estas también a su posición inicial, por lo que ahora la señal de aire estará presente en la cámara negativa de los cilindros. Ambos vástagos regresan al interior de los cilindros (posición inicial) accionando a las válvulas de rodillo 1.4 y 2.2. En este instante el sistema se encuentra nuevamente en la posición básica para iniciar un nuevo ciclo.

2.2.3 Clasificación para piedra triturada

Planteamiento de la aplicación

Mediante una cinta transportadora elevada, se envía piedra triturada por un rodillo, a dos tamices vibratorios. El tamiz fino superior 1.0, vibra a contrafase con el tamiz basto inferior 2.0. Mediante la regulación del caudal de aire aportado, se regula la frecuencia de vibración de ambos cilindros de doble efecto, en función de la carga, a una frecuencia $f=1$ Hz (Periodos por segundo).

El cambio tiene lugar mediante dos válvulas de rodillo en las posiciones extremas posteriores. Un tercer cilindro de simple efecto 3.0 desatasca los tamices sacudiéndolos por medio de dos cables. El clasificador de piedra se pone en marcha y se para por medio de una válvula con enclavamiento. En la figura 2.2.3.1 se muestra el planteamiento del clasificador para piedra triturada.

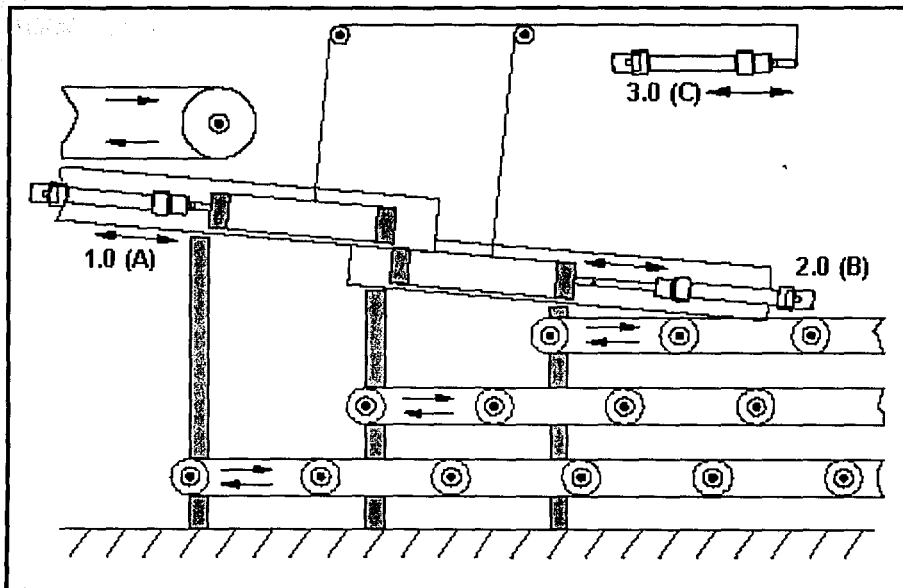


Figura 2.2.3.1. Plano de situación del clasificador para piedra triturada.

En la figura 2.2.3.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases del clasificador para piedra triturada.

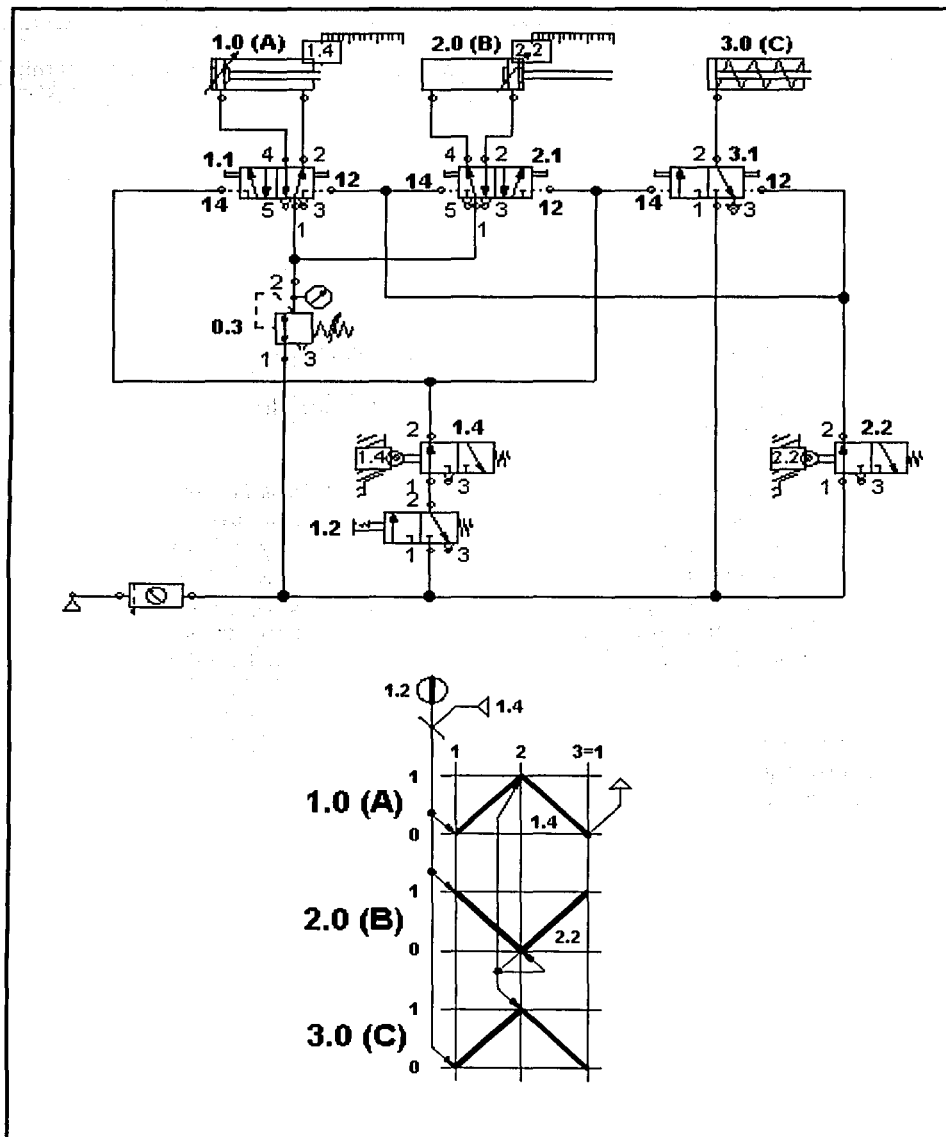


Figura 2.2.3.2. Diagrama neumático y diagrama de fases del clasificador para piedra triturada.

TESIS CON
FALLA DE ORDEM

Solución

Posición básica: En la posición básica el cilindro de doble efecto 1.0 (tamiz superior) y el cilindro de simple efecto 3.0 (desatascador), se hallan en posición extrema posterior (los vástagos se encuentran dentro de los cilindros). El cilindro de doble efecto 2.0 (tamiz inferior) permanece en posición extrema anterior (el vástago del cilindro se encuentra en su final de carrera). La válvula de rodillo 1.4 está accionada.

Fase 1-2: Tras el accionamiento de la válvula con enclavamiento 1.2 se permite el paso de la señal de aire hacia la entrada 14 de las válvulas 1.1 y 3.1 así como a la entrada 12 de la válvula 2.1. Las válvulas 1.1 y 3.1 conmutan a su segunda posición mientras que la válvula 2.1 regresa a su posición inicial (reposo). Los vástagos de los cilindros 1.0 y 3.0 se desplazan hacia el exterior del cilindro mientras que el vástago del cilindro 2.0 regresa al interior del cilindro y vuelve a accionar la válvula de rodillo 1.4.

Fase 2-3: Por el accionamiento de la válvula de rodillo 2.2, ésta es conmutada a su segunda posición permitiendo el paso de la señal de aire hacia la entrada 14 de la válvula 2.1 así como a la entrada 12 de las válvulas 1.1 y 3.1, teniéndose las condiciones inversas que en la fase 1-2 por lo que las válvulas 1.1 y 1.3 regresan a su posición inicial (reposo) y la válvula 2.1 conmuta a su segunda posición. El vástago del cilindro 2.0 sale mientras que los vástagos de los cilindros 1.0 y 3.0 entran. Al entrar el vástago del cilindro 1.0 vuelve a accionar la válvula de rodillo 1.4.

Ciclo continuo: Mientras permanezca accionada la válvula 1.2, se repite la secuencia de movimientos. Conmutando la válvula a la posición de cierre, el ciclo se detendrá al llegar a la posición básica.

2.2.4 Compactador para basura doméstica

Planteamiento de la aplicación

El prototipo de una prensa neumática para compactar basura doméstica (modelo para instalación bajo mesa), trabajaba a una presión máxima de $p=300 \text{ kPa} = 3\text{bar}$. Esta equipada con un presor previo 1.0, que puede incluso triturar cristal, así como de un presor principal 2.0, el cual ejerce una fuerza máxima de $F = 2200 \text{ N}$. Si se oprime el pulsador de puesta en marcha, avanza en primer lugar el presor previo y a continuación el principal. La carrera de retroceso de ambos cilindros de doble efecto que tiene lugar a continuación, se realiza simultáneamente.

En el caso de que el presor principal no alcance la posición extrema anterior, es decir, que el contenedor para basura ya esté lleno, la carrera de retroceso de ambos cilindros se iniciará por medio de una válvula de secuencia. Esta debe actuar cuando la presión alcance el valor $p = 280 \text{ kPa} = 2.8 \text{ Bar}$. En la figura 2.2.4.1 se muestra el planteamiento del compactador para basura doméstica.

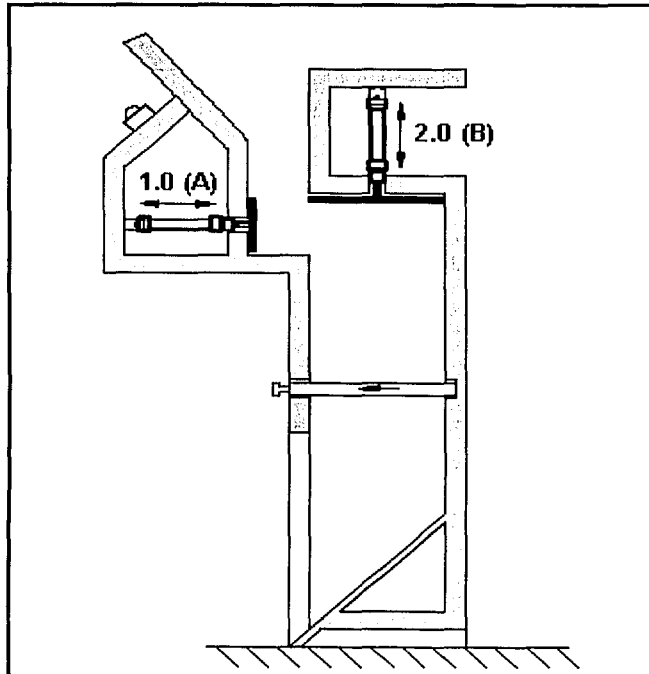


Figura 2.2.4.1. Plano de situación del Compactador para basura doméstica.

En la figura 2.2.4.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases del Compactador para basura doméstica.

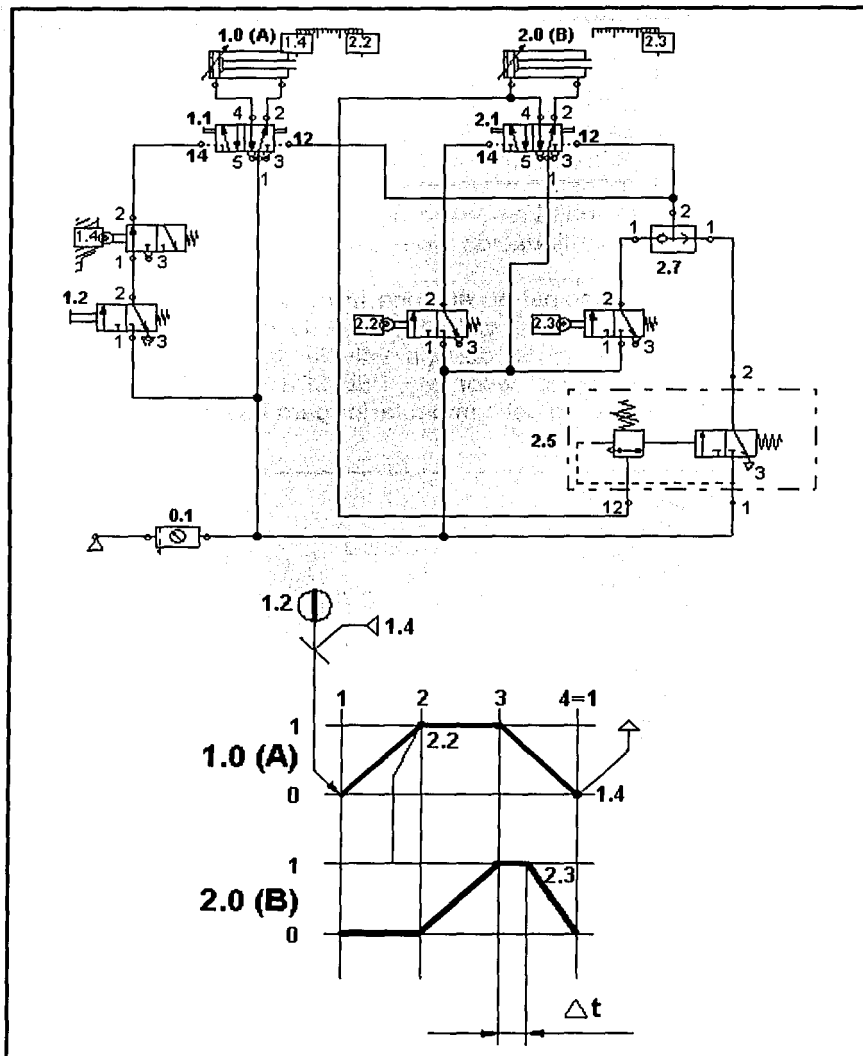


Figura 2.2.4.2. Diagrama neumático y diagrama de fases del compactador para basura doméstica.

Solución

Posición básica: En la posición básica, ambos cilindros se hallan en la posición extrema posterior. La válvula de rodillo 1.4 está accionada.

Fase 1-2: Al accionar el pulsador de la válvula 1.2, ésta conmuta a su segunda posición, permitiendo el paso de la señal de aire a la entrada 14 de la válvula 1.1 conmutando también a su segunda posición. Al conmutar la válvula 1.1, sale el vástago del cilindro 1.0. Al llegar el vástago al extremo anterior (final de carrera), es accionada la válvula de rodillo 2.2

Fase 2-3: Debido al accionamiento de la válvula de rodillo 2.2, ésta permite el paso de la señal de aire a la entrada 14 de la válvula 2.1, conmutando a su segunda posición, por lo que el vástago del cilindro 2.0 sale, accionando en su final de carrera a la válvula de rodillo 2.3

Fase 3.4: Debido al accionamiento de la válvula de rodillo 2.3, ésta permite el paso de la señal de aire a la entrada izquierda de la válvula de selectora 2.7, por lo que las válvulas de potencia 1.1 y 2.1 reciben la señal de aire en la entrada 12 conmutando a su posición inicial (reposo). En primera instancia, el vástago del cilindro 1.0 comienza su regreso dejando de accionar a la válvula de rodillo 2.2, por lo que ya no se tendrá la señal de aire en la entrada 14 de la válvula 2.1 la cual no permitía que la válvula 2.1 conmutara a su posición inicial ya que se oponía a la presión de aire de la entrada 12 de esta misma válvula. El vástago del cilindro 2.0 inicia su retorno un Δt después del vástago del cilindro 1.0. Al llegar el vástago a su posición inicial acciona de nuevo la válvula de rodillo 1.4.

Válvula de secuencia 2.5: Si el vástago del cilindro 2.0, no llega a alcanzar la posición extrema anterior (final de carrera) debido a que el depósito de basura estuviera lleno, la válvula de secuencia conmuta a ambos elementos de potencia por medio del selector de circuito 2.7. Ambos vástagos retroceden.

2.2.5 Sujeción de cajas para cámara fotográfica

Planteamiento de la aplicación

Al accionarse una válvula de detección, una caja de fundición inyectada para cámaras fotográficas, es transportada por un cilindro de doble efecto 1.0 desde un cargador a un puesto de mecanización, donde es sujeta.

Un segundo cilindro de doble efecto 2.0 de presión reducida, sujeta a continuación la caja de reducido espesor de pared, en dirección perpendicular a la dirección del transporte de alimentación. La válvula reguladora de presión está ajustada a $p = 400 \text{ kPa} = 4 \text{ bar}$. Los vástagos de los cilindros salen en $t_1 = t_2 = 1$ segundo. La finalización del proceso de sujeción es indicado por un visor óptico accionado neumáticamente.

Cuando ha concluido la mecanización de la caja, se acciona un segundo detector. Esto ocasiona el retroceso sin estrangulación de ambos cilindros de sujeción, en orden inverso. En la figura 2.2.5.1 se muestra el planteamiento para la sujeción de cajas para cámaras fotográficas.

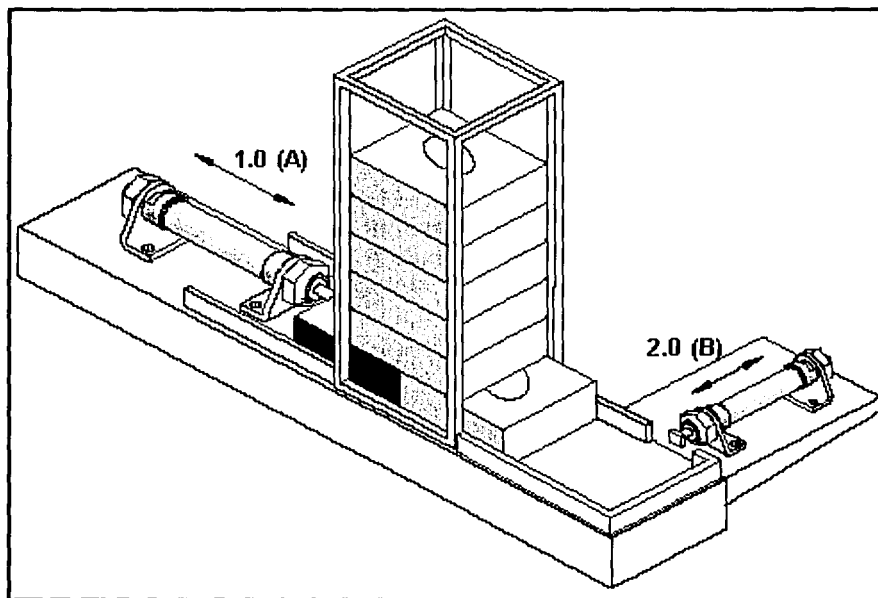


Figura 2.2.4.1. Plano de situación para la sujeción de cajas para cámaras fotográficas.

En la figura 2.2.5.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases para la sujeción de cajas para cámaras fotográficas.

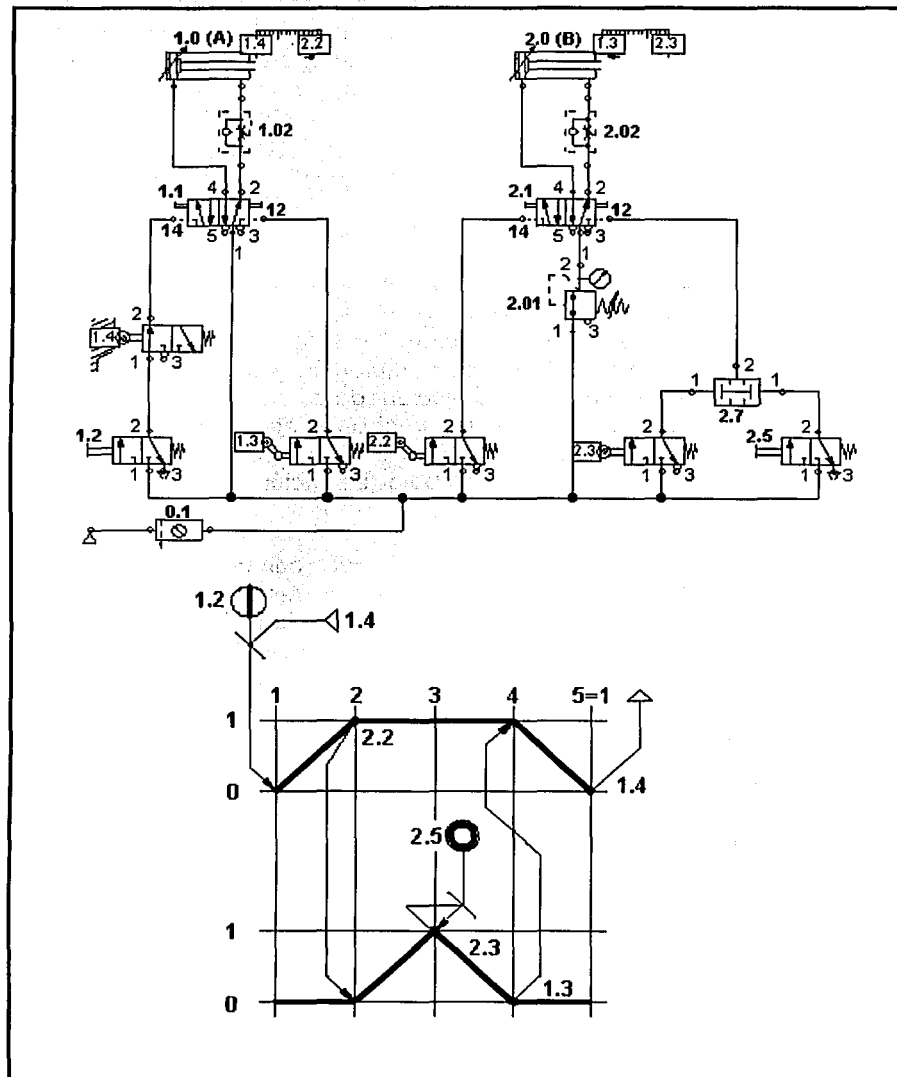


Figura 2.2.4.2. Diagrama neumático y diagrama de fases para la sujeción de cajas para cámaras fotográficas.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Solución

Posición básica: En la posición básica, los vástagos de los cilindros 1.0 y 2.0 se hallan en posición extrema (vástagos dentro de los cilindros). La válvula de rodillo 1.4 está accionada, la válvula de rodillo escamoteable 1.3 no está accionada.

Fase 1-2: Debido al accionamiento de la válvula 1.2 ésta conmuta a su segunda posición y a través de la válvula de rodillo 1.4 que se encuentra accionada, es permitida el paso de la señal de aire a la entrada 14 de la válvula 1.1, conmutando a su segunda posición por lo que el vástago del cilindro 1.0 sale con estrangulación del aire descargado a través de la válvula de estrangulación y antirretorno 1.02. Poco antes de alcanzar la posición extrema anterior (final de carrera), se acciona la válvula de rodillo escamoteable 2.2:

Fase 2-3: Por efecto del accionamiento de la válvula de rodillo escamoteable 2.2, la señal de aire llega a la entrada 14 de la válvula 2.1 conmutando ésta a su segunda posición, por lo que el vástago del cilindro 2.0 sale con estrangulación del aire descargado a través de la válvula de estrangulación y antirretorno 2.02. Al llegar el vástago a su final de carrera, es accionada la válvula de rodillo 2.3 conmutando a su segunda posición y permitiendo el paso de la señal de aire a la entrada izquierda de la válvula de simultaneidad 2.7. La válvula reguladora de presión 2.01, limita la fuerza ejercida por el émbolo (limitación de la presión a $p = 400 \text{ kPa} = 4 \text{ bar}$).

Fase 3-4: Con el accionamiento de la válvula 2.5, ésta conmuta a su segunda posición y permite el paso de la señal de aire a la entrada derecha de la válvula de simultaneidad 2.7 cumpliéndose la condición Y, con lo que la señal de aire pasa a la salida de esta válvula llegando a la entrada 12 de la válvula 2.1 conmutándola a su posición inicial (reposo), por lo que el vástago del cilindro 2.0 regresa. Poco antes de que el vástago del cilindro 2.0 alcance la posición extrema posterior, la leva de maniobra acciona la válvula de rodillo escamoteable 1.3.

Fase 4-5: Mediante el accionamiento de la válvula de rodillo escamoteable 1.3, la señal de aire llega a la entrada 12 de la válvula 1.1 conmutando a su posición inicial (reposo), por lo que el vástago del cilindro 1.0 regresa. Al llegar el vástago a la posición extrema posterior, la leva de maniobra acciona el enclavamiento de puesta en marcha de la válvula 1.4.

2.3 Mandos con válvulas

2.3.1 Puesto de introducción para cortadora láser

Planteamiento de la aplicación

En un puesto de introducción se coloca manualmente chapas de acero inoxidable de 0.6 mm de grosor. Al accionar una válvula de pulsador, entra el vástago del cilindro expulsor 2.0, regulando el aire de descarga al mismo tiempo que sale en las mismas condiciones el vástago del cilindro de sujeción 1.0, la pieza avanza y es sujeta.

Durante el tiempo ajustable $t = 5$ segundos, tiene lugar la fabricación de un filtro de precisión sin rebabas, empleando el cabezal cortador de un rayo láser. Tras la mecanización, entra sin estrangulación el vástago del cilindro de sujeción y a continuación el cilindro expulsor empuja de golpe el filtro de precisión ya terminado.

Las líneas de mando S1 y S2 de la válvula conmutadora se controlan con dos manómetros. En la figura 2.3.1.1 se muestra el planteamiento del puesto de introducción para cortadora láser.

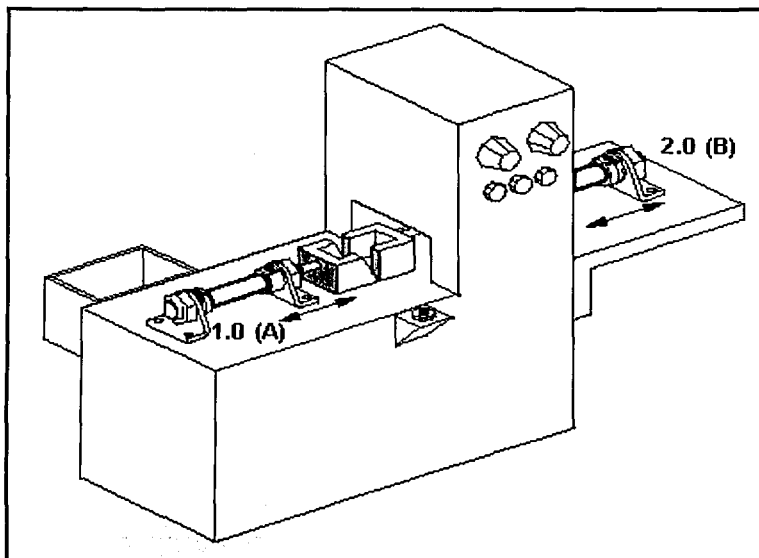


Figura 2.3.1.1. Plano de situación del puesto de introducción para cortadora láser.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En la figura 2.3.1.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases para la sujeción del puesto de introducción para cortadora láser.

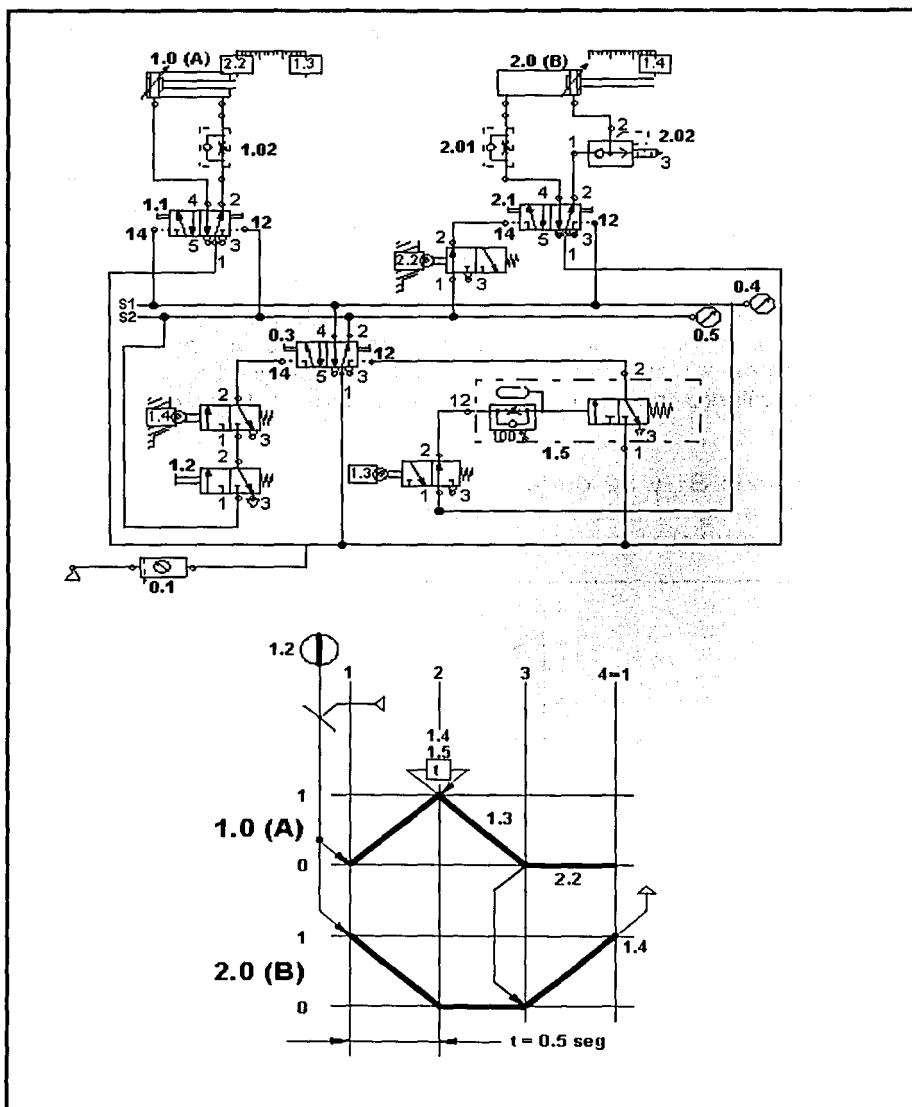


Figura 2.3.1.2. Diagrama neumático y diagrama de fases para el puesto de introducción para cortadora láser.

Solución

Posición básica: En la posición básica, la válvula conmutadora 0.3 deja penetrar la señal de aire en la línea de mando S2. El manómetro 0.5 indica señal "1". El vástago del cilindro de sujeción 1.0 se encuentra dentro de este y acciona la válvula de rodillo 2.2. El vástago del cilindro expulsor 2.0 está extendido (final de carrera) y acciona la válvula de rodillo 1.4.

Fase 1-2: Si se presiona el pulsador de la válvula 1.2, la válvula de memoria 0.3 conmuta y deja pasar el aire hacia la línea de mando S1 (el aire de la línea S2 se descarga al exterior). Se accionan los dos elementos de potencia 1.1 y 2.1. El vástago del cilindro expulsor 2.0 entra con estrangulación del aire descargado a través de la válvula 2.01; al mismo tiempo el vástago del cilindro de sujeción también sale con estrangulación a través de la válvula 1.02 y acciona la válvula de rodillo 1.3. El tiempo de sujeción $t = 5$ segundos se ajusta con los reguladores de caudal 1.02 y 2.01. Debido al accionamiento de la válvula de rodillo 1.3 recibe aire el pilotaje de mando de la válvula temporizadora 1.5. en el tiempo ajustado $t = 5$ segundos, se llena el acumulador neumático de la válvula temporizadora.

Fase 2-3: Con la maniobra de la válvula temporizadora 1.5, cambia la válvula conmutadora 0.3. Fluye aire en la línea de mando S2. Se descarga el aire de la línea S1. Tras la conmutación del elemento de potencia 1.1, entra sin estrangulación de aire, el vástago del cilindro de sujeción 1.0 y en la posición extrema posterior, acciona la válvula de rodillo 2.2

Fase 3-4: Tras el accionamiento de la válvula de rodillo 2.2, conmuta el elemento de potencia 2.1. Con ello sale rápidamente el vástago del cilindro expulsor 2.0. La elevada velocidad de salida se consigue mediante la válvula de escape rápido 2.02 y un tubo flexible lo más corto posible entre el cilindro y la válvula de mando.

2.3.2 Automatización parcial de una rectificadora

Planteamiento de la aplicación

Mediante una unidad de avance neumática con cilindro de freno hidráulico, se rectifican interiormente casquillos de cojinetes hasta que de la muela ya no se desprenden chispas, en cuyo momento se expulsan con un segundo cilindro.

Después de accionar una válvula con pulsador, la unidad de avance 1.0, desplaza su vástago hacia fuera lentamente, llevando la pieza a la posición de rectificado interior, deteniéndose en la posición extrema durante un tiempo $t = 2$ segundos, a fin de dar tiempo hasta que ya no se desprendan chispas de la muela. Al alcanzar la posición extrema posterior, se acciona una segunda válvula de rodillo y el cilindro expulsor 2.0 extiende su vástago. El cilindro expulsor, de simple efecto, controlado por una válvula neumática de 3/2 vías con retorno por resorte, realiza su retorno por medio de una tercera válvula de rodillo. En las líneas de mando S1 y S3 se han dispuesto manómetros. En la figura 2.3.2.1 se muestra el planteamiento para la automatización parcial de una rectificadora.

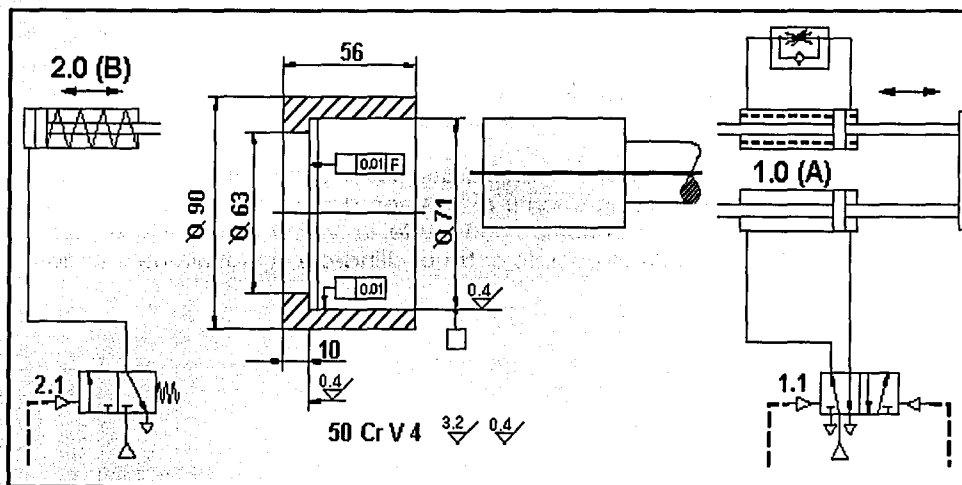


Figura 2.3.2.1. Plano de situación para la automatización parcial de una rectificadora.

En la figura 2.3.2.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases para la automatización parcial de una rectificadora.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

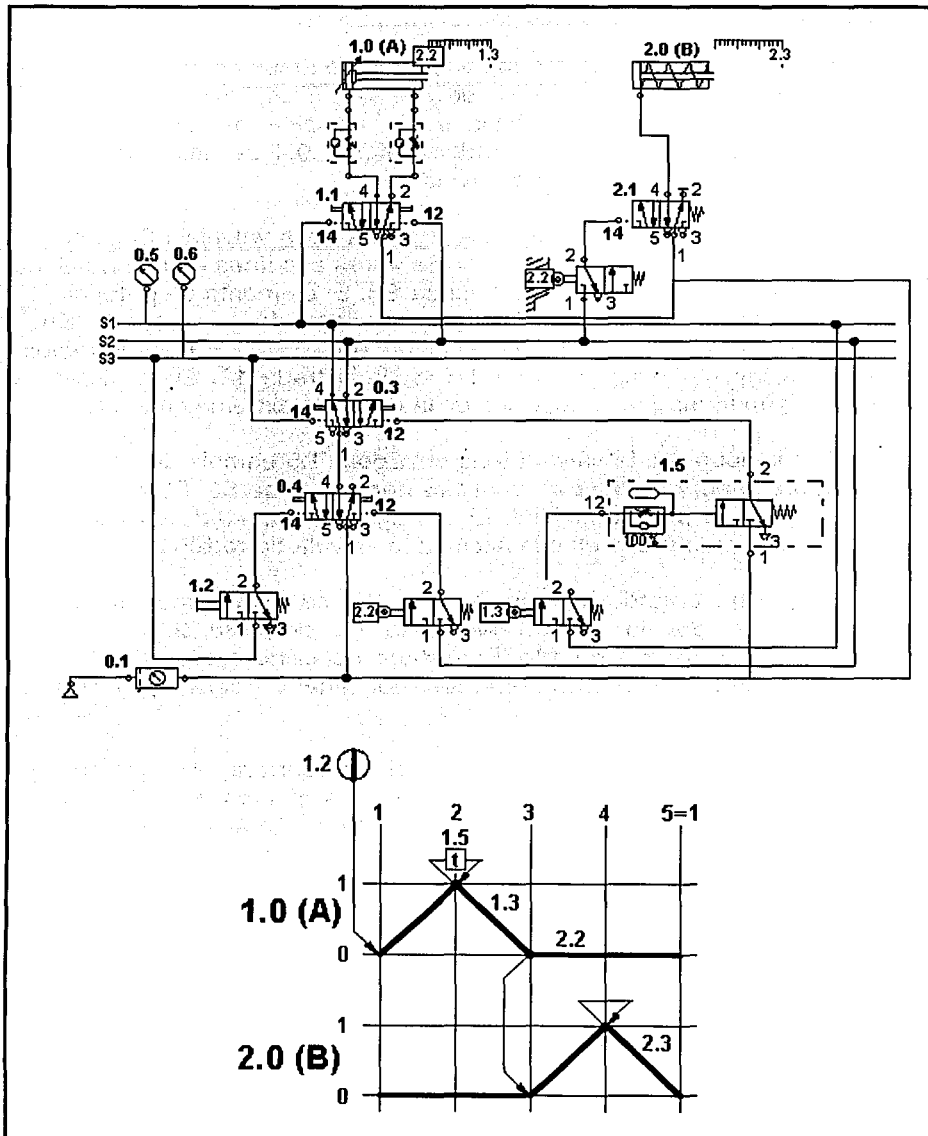


Figura 2.3.2.2. Diagrama neumático y diagrama de fases para la automatización parcial de una rectificadora.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Solución

Posición básica: En la posición básica los vástagos de ambos cilindros se hallan en posición extrema posterior. La válvula de rodillo 2.2 se halla accionada. La válvula conmutadora superior 0.3 se halla en la posición de maniobra de la izquierda debido a que la válvula conmutadora inferior 0.4 se halla en posición derecha, hay presión de aire en la línea de mando S3.

Fase 1-2: Al accionar el pulsador de puesta en marcha de la válvula 1.2, cambia la válvula conmutadora inferior 0.4 y el aire se dirige ahora a la línea de mando S1, al mismo tiempo que se descarga el aire de la línea S3. El elemento de potencia 1.1 efectúa la conmutación y sale el vástago de la unidad de avance 1.0. En la posición extrema posterior, la leva acciona la válvula de rodillo 1.3. por ello recibirá señal de pilotaje la válvula temporizadora 1.5 en la entrada 12. El actuador 1.0 permanece durante un tiempo $t=2$ segundos en la posición extrema anterior.

Fase 2-3: Con la maniobra de la válvula temporizadora 1.5 cambia de posición la válvula conmutadora superior 0.3 y circula el aire hacia la línea S2. El elemento de potencia 1.1 regresa a su posición inicial. El vástago de la unidad de avance 1.0 se desplaza a su posición inicial y en ella acciona la válvula de rodillo 2.2.

Fase 3-4: Dado que ha entrado aire en la línea S2, se está alimentando a la válvula de rodillo 2.2, por lo que el elemento de potencia 2.1 realiza la conmutación contra la acción del resorte. El vástago del cilindro expulsor 2.0 sale sin estrangulación y en la posición extrema anterior (final de carrera) acciona la válvula de rodillo 2.3.

Fase 4-5: Mediante el accionamiento del final de carrera 2.3 efectúa su conmutación la válvula 0.4. esta conmutación tiene dos efectos. En primer lugar penetra aire en la línea de mando S3, lo cual ocasiona que la válvula conmutadora superior adopte la posición de maniobra de la izquierda (posición inicial), de forma que ambos elementos de maniobra 0.3 y 0.4 se encuentran de nuevo en la posición básica. En segundo lugar, se descarga el aire de la línea de mando S2. Esto conduce a la posición de reposo al elemento de potencia 2.1 y con ello a la introducción del vástago del cilindro expulsor 2.0.

2.3.3 Taladradora con husillo cuádruple

Planteamiento de la aplicación

Al accionar una válvula de pedal, el husillo cuádruple de una taladradora realiza un movimiento doble. La unidad de avance 1.0 con cilindro de freno hidráulico está controlada por medio de un elemento de potencia con retorno por resorte. El mando de la máquina se realiza por medio de tres válvulas de conmutación conectadas en serie. Para el seguimiento del proceso se han dispuesto manómetros en las líneas de mando S1 y S4.

En primer lugar se procede a un taladro previo con dos brocas helicoidales de 8 mm de diámetro. A continuación retrocede el husillo cuádruple. Tras desplazar la pieza se concluye el taladrado con dos brocas de 20 mm de diámetro. El movimiento de avance está fuertemente estrangulado, mientras que el de retroceso apenas lo está. La válvula reguladora de presión determina la fuerza máxima ejercida por el cilindro. Entre los movimientos de taladrado, el vástago del cilindro permanece detenido $t = 1.5$ segundos en la posición extrema posterior. Accionando una válvula de pedal con enclavamiento se inicia inmediatamente el retroceso o bien se impide la salida del husillo de taladrar. En la figura 2.3.3.1 se muestra el planteamiento de la taladradora con husillo cuádruple.

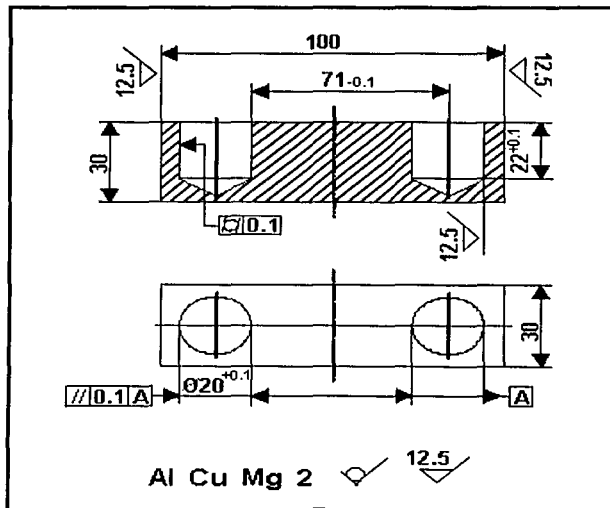


Figura 2.3.3.1. Plano de situación para la taladradora con husillo cuádruple.

En la figura 2.3.3.2 se muestra el diagrama neumático así como el diagrama de fases para la taladradora con husillo cuádruple.

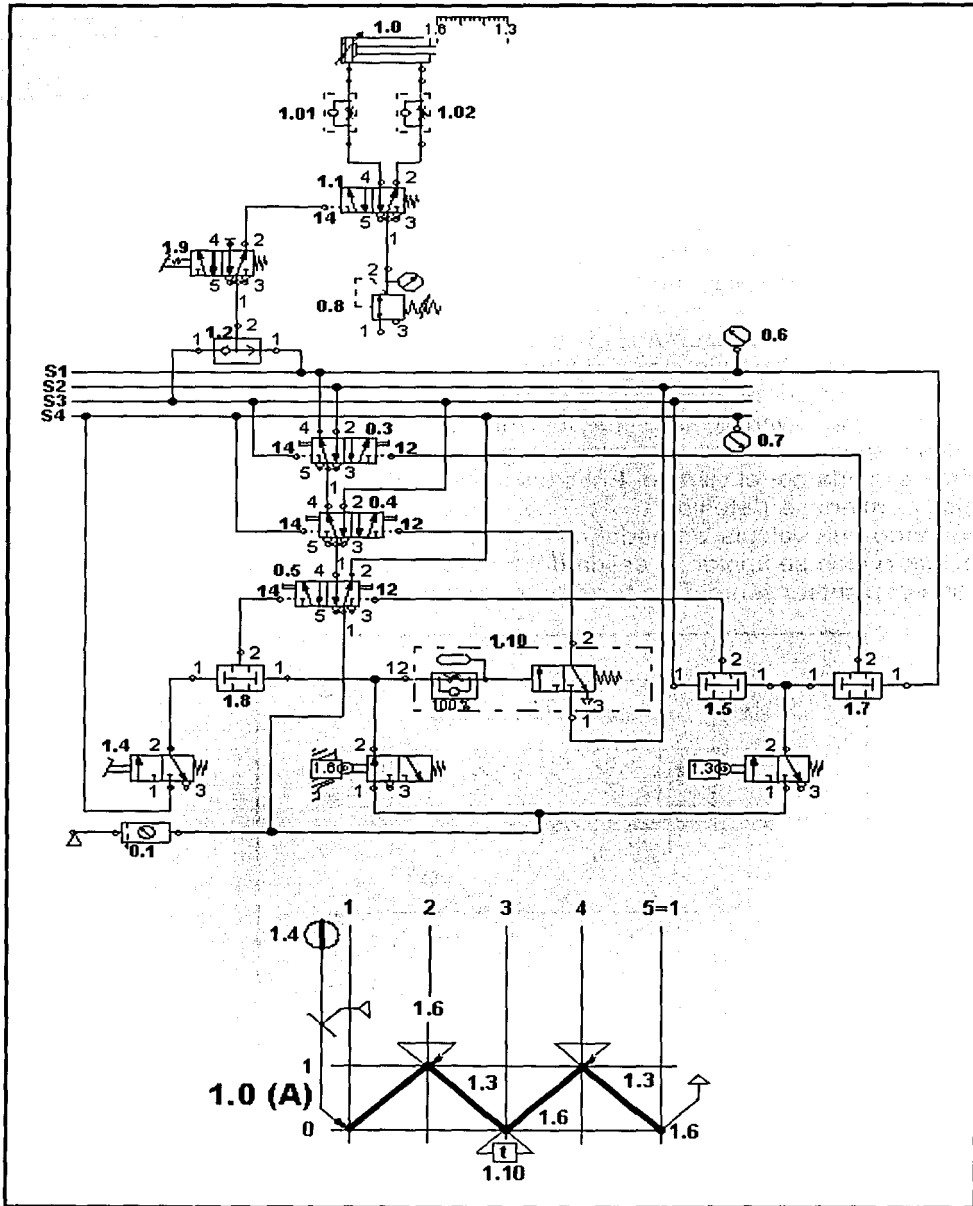


Figura 2.3.3.2. Diagrama neumático y diagrama de fases para la taladradora con husillo cuádruple.

Solución

Posición básica: En la posición básica el vástago del cilindro 1.0 se halla en posición extrema posterior. El elemento de potencia 1.1 se encuentra en la posición de maniobra de la derecha y deja pasar el aire en la cámara del vástago del cilindro. La línea de mando S4 recibe aire, mientras que las demás se hallan en descarga. La válvula conmutadora superior 0.3 y la válvula conmutadora central 0.4 se hallan en la posición de maniobra izquierda. La válvula de maniobra inferior 0.5 se halla en la posición de maniobra de la derecha, dado que ha sido pilotada últimamente para desplazarse a la izquierda. La válvula de rodillo 1.6 está accionada.

Fase 1-2: Mediante el accionamiento de la válvula de pedal 1.4, la válvula conmutadora 0.5 cambia de posición. Se descarga el aire de la línea S4 y recibe aire la línea S1. A través de la válvula selectora 1.2 y de la válvula de 3/2 vías normalmente abierta 1.9, se pilotea al elemento de potencia 1.1. El vástago del cilindro sale sin estrangulación del aire, pero con estrangulación del aceite del freno hidráulico. En la posición extrema anterior (final de carrera), la leva de maniobra acciona la válvula de rodillo 1.3.

Fase 2-3: Debido al accionamiento de la válvula de rodillo 1.3 y a través de la válvula de simultaneidad 1.7 se efectúa la conmutación de la válvula de maniobra 0.3. Se descarga el aire de la línea S1. La línea S2 recibe aire y la válvula temporizadora 1.0 recibe la señal de aire en su conexión de alimentación. Al descargarse el aire de la línea S1, el elemento de potencia 1.1 vuelve a su posición de reposo y hace retroceder al vástago del cilindro. En la posición extrema posterior, la leva acciona nuevamente la válvula de rodillo 1.6. debido a esta acción, se transmite una señal de pilotaje a la válvula temporizadora 1.10. el acumulador neumático se llena a través del regulador de caudal. El vástago del cilindro permanece durante un tiempo $t=1.5$ segundos en la posición extrema posterior.

Fase 3-4: La válvula temporizadora 1.10 actúa cuando la presión en su acumulador alcanza un valor de $p=300$ kPa = 3 bar, con lo que la válvula conmutadora central 0.4 pasa a la posición de maniobra de la derecha. Se descarga la línea de mando S2 y recibe presión la línea S3. Esto provoca en primer lugar el retorno a la posición de partida (posición inicial) de la válvula conmutadora superior 0.3. en segundo lugar, la válvula de simultaneidad 1.5 recibe presión de aire por el lado izquierdo. En tercer lugar el elemento de potencia 1.1 es pilotado nuevamente; sale por segunda vez el vástago del cilindro. En la posición extrema anterior (final de carrera), la leva acciona de nuevo a la válvula de rodillo 1.3.

Fase 4-5: Con este nuevo accionamiento de la válvula de rodillo 1.3, la válvula de simultaneidad 1.5 pilotea a la válvula conmutadora inferior 0.5. También retorna a

su posición de origen (posición inicial) la válvula conmutadora central 0.4 y mediante la descarga del pilotaje del elemento de potencia 1.1, los husillos de taladrar retroceden por segunda vez. En la posición extrema posterior, es accionada por última vez la válvula de rodillo 1.6. las tres válvulas conmutadoras se hallan de nuevo en la posición básica, lo que significa que recibe aire la última línea de mando, estando en descarga las demás.

Válvula de 3/2 vías normalmente abierta: si para el desplazamiento manual de la pieza (distanciador) se precisa más tiempo del previsto, accionando la válvula 1.9 puede impedirse la salida del vástago del cilindro. Si ya se ha iniciado el movimiento, esta acción lo interrumpe y el vástago se desplaza nuevamente a la posición extrema posterior (posición inicial). desenclavando la válvula de 3/2 vías normalmente abierta, el ciclo de movimiento se desarrolla en la forma prevista.

2.3.4 Taladradora con cargador por gravedad

Planteamiento de la aplicación

Unas piezas de acero cuadradas para formar válvulas, son conducidas desde un cargador por gravedad a una taladradora, donde serán sujetados, mecanizados y expulsados.

El primer cilindro de doble efecto 1.0 montado horizontalmente, desplaza las piezas de acero, con estrangulación de la descarga de aire, desde el cargador por gravedad hasta una posición bajo el husillo de taladrar y los sujeta contra el tope fijo. Una vez alcanzada la presión adecuada de fijación $p = 400 \text{ kPa} = 4 \text{ bar}$, el husillo de taladrar 2.0, por medio de la unidad de avance con cilindros hidráulicos de freno, desciende también con estrangulación del aire de descarga, llevando consigo el útil de taladrar. La fuerza de avance máxima se limita mediante una válvula reguladora de presión, ajustada a $p = 500 \text{ kPa} = 5 \text{ bar}$. Tras alcanzar el tope de profundidad ajustable con válvula de rodillo, se inicia el retroceso. Una vez finalizado el retroceso, un cilindro de simple efecto 3.0 realiza la expulsión de la pieza de acero ya mecanizada. Tras un tiempo $t = 0.6$ segundos se inicia el retroceso a una velocidad muy rápida. Cuando el vástago del cilindro expulsor ha alcanzado la posición extrema posterior, se acciona una cuarta válvula de rodillo, cuya señal puede emplearse para el inicio de un nuevo ciclo. Un manómetro indica la presión de sujeción del cilindro 1.0. El segundo manómetro se encuentra conectado a la línea de mando S2.

Por medio del pulsador de puesta en marcha se pone en servicio el mando. Para ciclo continuo, se cambia la posición de la válvula con enclavamiento. En la figura 2.3.4.1 se muestra el planteamiento de la taladradora con cargador por gravedad.

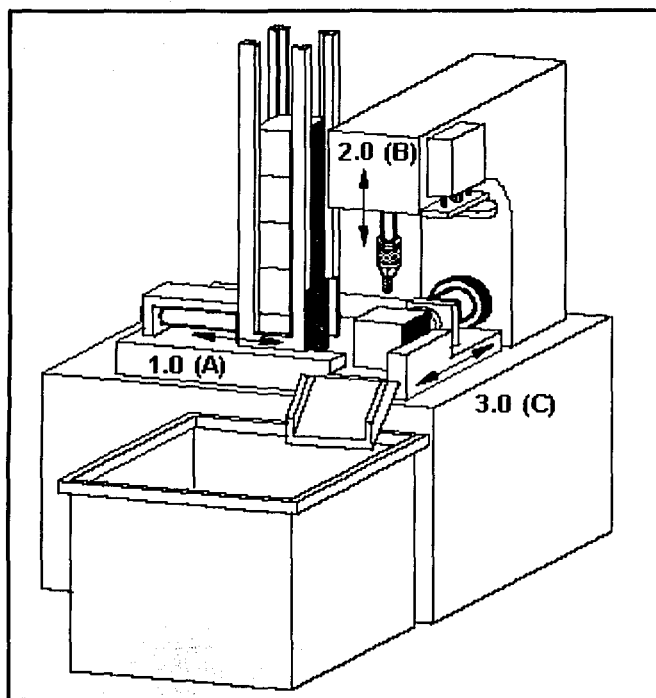


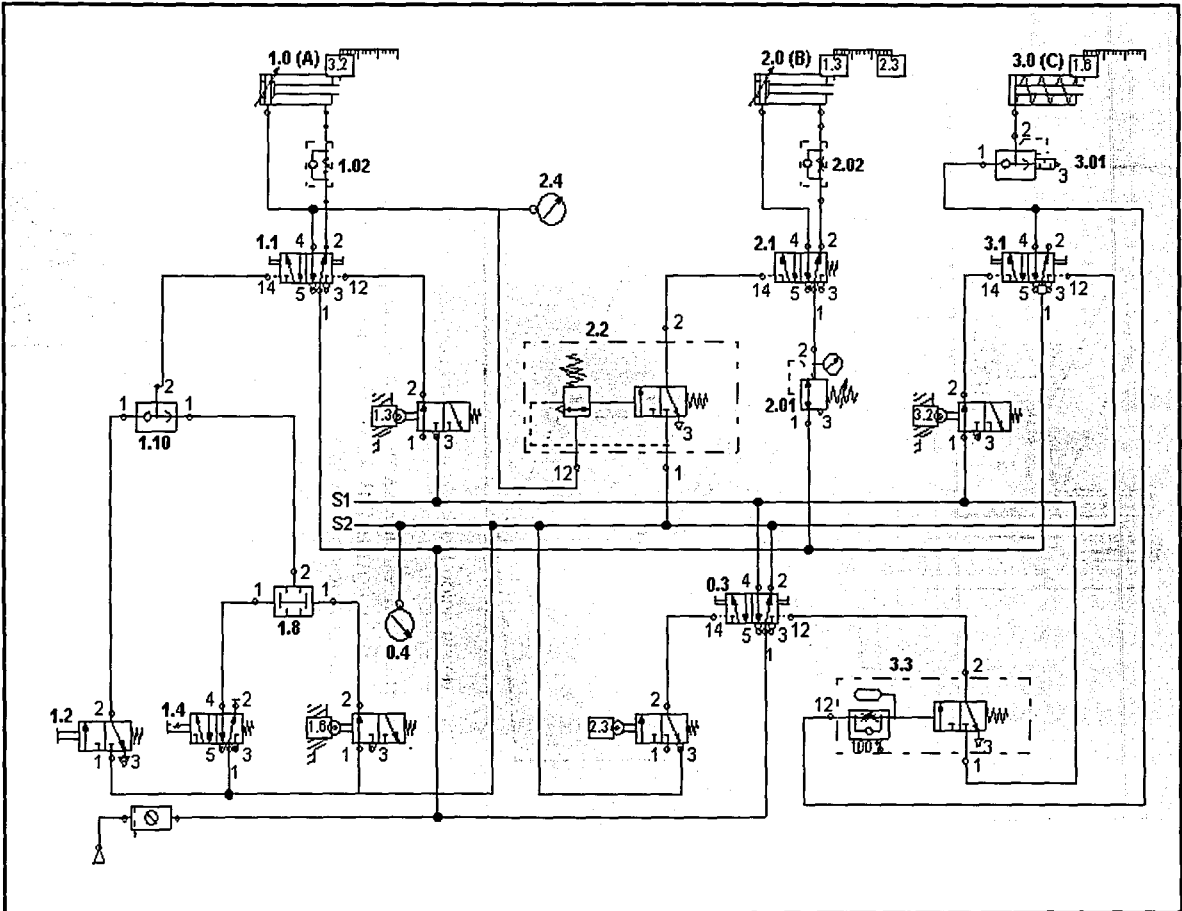
Figura 2.3.4.1. Plano de situación para la taladradora con cargador por gravedad.

En la figura 2.3.4.2a se muestra el diagrama neumático para la taladradora con cargador por gravedad. Y en la figura 2.3.4.2b se muestra el diagrama de fases para la taladradora con cargador por gravedad.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TESIS CON
PALLA DE ORIGEN

Figura 2.3.4.2a Diagrama neumático para la taladradora con cargador por gravedad



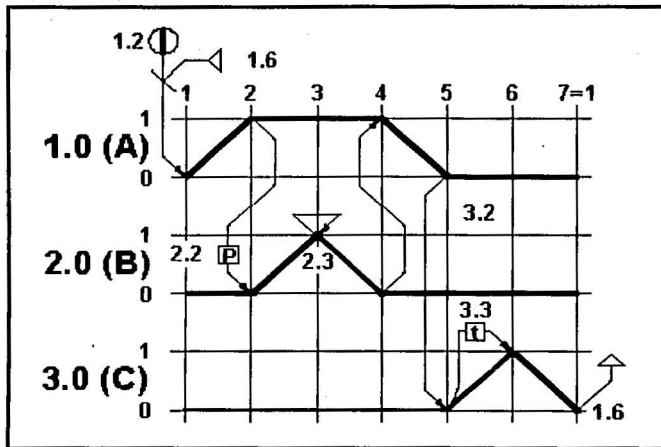


Figura 2.3.4.2b Diagrama de fases para la taladradora con cargador por gravedad

Descripción de la solución

Posición básica: En la posición básica, los vástagos de los tres cilindros se hallan en posición extrema posterior. El cilindro de sujeción 1.0 acciona la válvula de rodillo 3.2. la válvula de rodillo 1.3 esta pisada por el cilindro de avance 2.0. el aire de la línea S1 se halla en descarga. Se ha dado paso de aire a la línea de mando S2, dado que la válvula conmutadora 0.3 ha sido piloteada hacia la izquierda y ocupa la posición de maniobra de la derecha.

Fase 1-2: Oprimiendo el pulsador de puesta en marcha de la válvula 1.2 se realiza la conmutación del elemento de potencia 1.1. El cilindro de sujeción 1.0 desplaza la pieza de acero, con estrangulación del aire de salida a través de la válvula 1.02, desde el cargador hasta la posición bajo el husillo de taladrar y lo sujeta contra el tope fijo. El cilindro de sujeción 1.0 sigue aumentando la presión. Al alcanzar una presión $p=400 \text{ kPa} = 4 \text{ bar}$ el lado del émbolo, actúa la válvula de secuencia 2.2.

Fase 2-3: Con la acción de la válvula de secuencia 2.2 que está alimentada por la línea de mando S2, se efectúa la conmutación del elemento de potencia 2.2 contra la acción del resorte. El vástago del cilindro de avance 2.0 sale con estrangulación de aire. En la posición extrema anterior (final de carrera) se acciona la válvula de rodillo 2.3.

Fase 3-4: Tras haberse alcanzado la posición extrema anterior, el vástago del cilindro de avance 2.0 se desplaza de nuevo a su posición de partida. El retroceso

se inicia por el accionamiento de la válvula de rodillo 2.3 debido a lo cual cambia de posición la válvula conmutadora 2.3. La línea de mando S1 recibe presión y la S2 se descarga, por lo que el elemento de potencia 2.1 regresa automáticamente a su posición inicial. En la posición extrema posterior, el vástago del cilindro de avance acciona la válvula de rodillo 1.3.

Fase 4-5: Con la acción sobre la válvula de rodillo 1.3, se conmuta el elemento de potencia 1.1, debido a que ahora tiene presión la línea de mando S1. El vástago del cilindro de sujeción 1.0 retrocede sin estrangulación de aire. En la posición extrema posterior, la leva de maniobra oprime el rodillo de la válvula 3.2.

Fase 5-6: Mediante el accionamiento de la válvula de rodillo 3.2, cambia el elemento de potencia 3.1; el expulsor 3.0 empuja la pieza de acero ya mecanizada, enviándolo fuera de la máquina. Al mismo tiempo se llena el acumulador neumático de la válvula temporizadora 3.3 a través del regulador de caudal. Al alcanzarse una presión de $p=300 \text{ kPa} = 3 \text{ bar}$, la válvula temporizadora 3.3 efectúa su maniobra.

Fase 6-7: Tras la maniobra de la válvula temporizadora 3.3 retrocede rápidamente el vástago del cilindro expulsor 3.0. La alta velocidad de retorno se consigue mediante una válvula de escape rápido 3.01. en la posición extrema posterior, el expulsor 3.0 acciona la válvula de rodillo 1.6. Si se encuentra enclavada la válvula 1.4 se inicia automáticamente un nuevo ciclo.

Conclusiones

La neumática hoy en día se ha convertido en una de las técnicas más empleadas dentro de la automatización industrial ya que es empleada en todas las máquinas automatizadas a nivel mundial, por lo que el conocimiento de esta técnica para automatización se ha vuelto imprescindible para los ingenieros concedores de la electrónica, electricidad y mecánica.

Este trabajo se ha realizado para apoyar a futuras generaciones a iniciarse en el conocimiento de esta técnica de automatización para que puedan aplicarlo en su vida laboral y poder desarrollarse profesionalmente.

La información recopilada y asentada en este trabajo introduce al conocimiento de todos los elementos necesarios para poder iniciarse en la automatización con neumática guiando a todos aquellos interesados en conocer y aplicar esta técnica desde los fundamentos básicos hasta su aplicación para automatizar de una manera muy sencilla y fácil de comprender permitiendo identificarse muy rápidamente con esta técnica y así complementar con la electrónica, la electricidad y la mecánica y poder desarrollar una automatización de alto nivel.

El diseño de un sistema neumático presupone el conocimiento de la función y no de la estructura de los componentes posibles que pueden intervenir en un equipo. Para el diseñador, el punto principal lo constituye la función de los elementos y no la estructura de los mismos, la cual está condicionada por la construcción y por esta razón puede variar en algunos detalles según el fabricante. Por lo tanto, sólo la estructura de los componentes será importante cuando el tamaño de la conexión sea en general un valor muy característico para el mando y sólo debe variarse dentro de pequeños límites cuando lo imponga la forma de construcción de los modelos.

En el concepto de sistema neumático quedan comprendidos la totalidad de los elementos neumáticos de mando y de trabajo unidos entre sí por tuberías, por lo que el sistema neumático puede estar constituido por una o varias cadenas de mando empleadas para la resolución de un determinado problema. La subdivisión en sistema neumático puro y electroneumático es de importancia secundaria puesto que en muchos casos es posible una solución del problema con los dos subgrupos (eléctrico y neumático).

La utilización del sistema neumático adecuado en cada caso será la forma de evitar que la adquisición de costosos equipos encarezcan el producto de forma desproporcionada, pudiéndose dar el caso de que un sistema neumático construido con elementos de serie y que se adapte exactamente a las necesidades del proceso de fabricación, resulte más económico que una máquina estándar.

Todo medio técnico tiene una aplicación limitada, presentando ventajas e inconvenientes. El aire comprimido, como medio, sólo por su naturaleza física impone unos determinados límites, que no pueden eludirse. Por lo tanto la energía neumática no es utilizable en todos los casos de automatización. Como todo en la técnica, cada elemento y mando neumático tiene un límite de aplicación, por lo tanto las posibilidades técnicas de la Neumática están sometidas a ciertas limitaciones en lo que se refiere a fuerza, espacio, tiempo y velocidad en el proceso de la información. Esta tecnología tiene su ventaja más importante en la flexibilidad y variedad de aplicaciones en casi todas las ramas de la producción industrial. Con la utilización racional de la Neumática pueden complementarse de manera eficiente otras técnicas e incluso ser sustituidas por está.

La distribución del aire comprimido desde el equipo productor hasta el consumidor, visto en el subtema 1.5, no debe descuidarse nunca, puesto que en este aspecto pueden conseguirse economías financieras permanentes mediante la restricción y contención de las pérdidas por fugas, y mediante la selección de los aparatos y materiales idóneos. Los gastos suplementarios en un equipo nuevo se amortizan por menores gastos de mantenimiento, mejor estanqueidad y en consecuencia menos pérdidas por fugas y mayor duración.

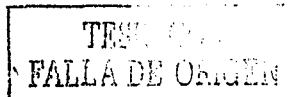
El mantenimiento al aire comprimido en los elementos neumáticos visto en el subtema 1.5.4 no debe quedar limitado a las reparaciones necesarias, sino que en primer lugar ha de servir para una conservación preventiva con el fin de impedir el mayor número de accidentes, elevar la duración en servicio de los aparatos y garantizarla dentro de las modalidades. Un mantenimiento al aire comprimido ahorra gastos innecesarios, que pueden producirse por pérdidas de aire, reparaciones y tiempos de parada.

El terreno que le está reservado a la Neumática en el futuro es incomparablemente mayor que el conseguido hasta ahora. Paralelamente a la ampliación de sus recursos, bastará que cada uno de los que entendemos la ingeniería del aire comprimido, aprendamos a servirnos de ella con el propósito de proporcionar nuevos dispositivos que posibiliten crecimientos sustanciales en la producción; de este modo, la Neumática nos devolverá agigantando el trabajo que generosamente se le brinde.

Bibliografía

Libros:

- Autor: Enrique Carnicer Royo
Título: Aire comprimido
Editorial: Paraninfo
Año: 1991
País: Madrid (España)
- Autor: Enrique Carnicer Royo
Título: Aire comprimido
Equipos y herramientas neumáticas
Editorial: Gustavo Gili
Año: 1981
País: Barcelona (España)
- Autor: Enrique Carnicer Royo
Título: Aire comprimido
Neumática convencional
Editorial: Gustavo Gili
Año: 1980
País: Barcelona (España)
- Autor: Enrique Carnicer Royo
Título: Aire comprimido
Teoría y cálculo de las instalaciones
Instalaciones en los edificios
Editorial: Gustavo Gili
Año: 1977
País: Barcelona (España)
- Autor: Miguel Carrulla y Vicent Lladonosa
Título: Prácticas de automatismo
Circuitos básicos de neumática
Editorial: Alfaomega-Marcombo
Año: 1995
País: Colombia



Autor: Rafael García Dfáz
Título: Sistema internacional de unidades
Factores y tablas de conversión
Editorial: Limusa
Año: 1984 (primera edición)
País: México

Autor: Salvador Millán Teja
Título: Automatización neumática y electroneumática
Editorial: Alfaomega-Marcombo (Boixareu editores)
Año: 1996
País: México

Autor: Salvador Millán Teja
Título: Cálculo y diseño de circuitos en aplicaciones
neumáticas
Editorial: Norgren-Marcombo (Boixareu editores)
Año: 1998
País: España

Autor: Vicent Lladonosa
Título: Prácticas de automatismo
Circuitos básicos de electroneumática
Editorial: Alfaomega-Marcombo
Año: 1998
País: Colombia

Autor: W. Deppert y K. Stoll
Título: Aplicaciones de la neumática
Editorial: Marcombo (Boixareu editores)
Año: 1991
País: Barcelona (España)

Autor: W. Deppert y K. Stoll
Título: Dispositivos neumáticos
Introducción y fundamentos
Editorial: Marcombo (Boixareu editores)
Traductor: Cayetano Cabrera
Año: 1978 (primera impresión)
País: Barcelona (España)



Manuales:

- Autor:** Desconocido
Título: Curso de neumática aplicada
Editorial: ARMO & CISCO
Año: Desconocido
País: México
- Autor:** Francisco Paniagua Bocanegra
Título: Manual TEC
Las unidades S.I. y otros sistemas
Editorial: EDITEC (Tecnología editorial)
Año: 1984
País: México
- Autor:** H. Werner
Título: Sistema para enseñanza de la técnica de mandos neumáticos
Colección de ejercicios, nivel básico
Editorial: Festo Didactic KG, D-7300 Esslingen, 1988
No. de pedido: 090917
Denominación: PNEUM.AUFGSLG
Designación: D.LE-TP101-E
Estado: 05/1986
Impresión láser: 20.11.86
- Autor:** P. Croser
Título: Neumática
Sistema para enseñanza de la técnica de automatización
Nivel básico TP 101
Editorial: Festo Didactic KG, D-7300 Esslingen 1, 1991, 2a. Edición 1992
No. de pedido: 093137
Denominación: PNEUM.GS LEHRB
Referencia: D.LB-TP101-E
Edición: 11/90
Computer layout: S. Broadbent, D. Bonner

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Discos compactos:

Título: Microautomatización

Release 1.1-11/00

++ 54.11.4206.6285

www.micro.com.ar

2000 Automatización micromecánica S.A.I.C. - 0.90 0.00
0.65 3.

Diccionarios:

Autor: Andrés Santamaría

Título: Diccionario de sinónimos, antónimos e ideas a
fines

Editorial: Ramón Sopena Mexicana, S.A.

Año: 1978 (primera edición)

País: México

Libros de apoyo:

Autor: Dra. Guillermina Baena y Sergio Montero

Título: Tesis en 30 días
Lineamientos prácticos y científicos

Editorial: Editores Mexicanos Unidos

Año: 1991 (8a. Reimpresión)

País: México

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN