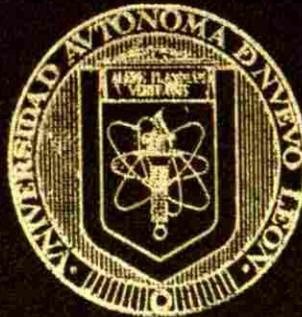


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



INVESTIGACION, ANALISIS Y DESARROLLO DE
UN MANUAL PARA EL DISEÑO DE UN SISTEMA
NEUMATICO

POR

ING. RICARDO LAUREANO VILLARREAL

TESIS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO DE CIENCIAS
DE LA INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD
EN TERMICA Y FLUIDOS

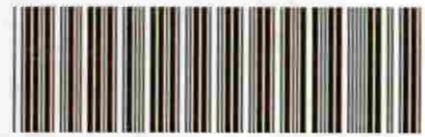
SAN NICOLAS DE LOS GARZA, NUEVO LEON
ENERO DEL 2001

INVESTIGACION, ANALISIS Y DESARROLLO DE
UN MANUJAL PARA EL DISEÑO DE UN SISTEMA
NEUMATICO

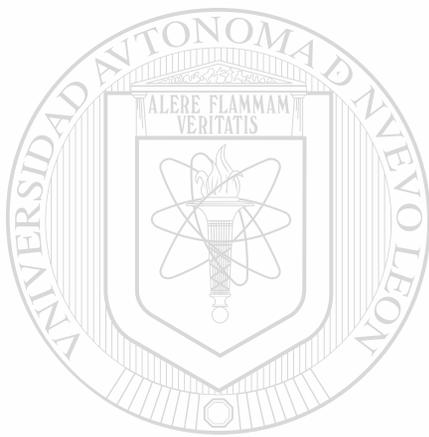
TM
TJ219
L3
2001

2001

3
7
<



1080111863



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



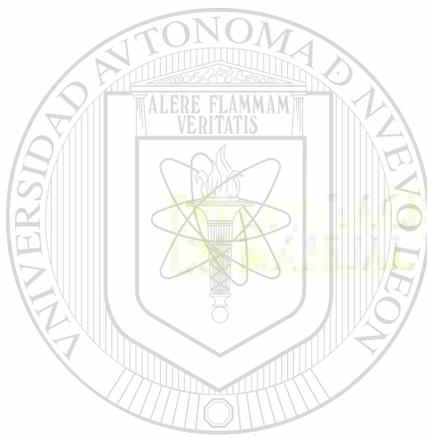
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA

INSTITUTO DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



UANL

POR

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

ING. RICARDO LAUREANO VILLARREAL

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

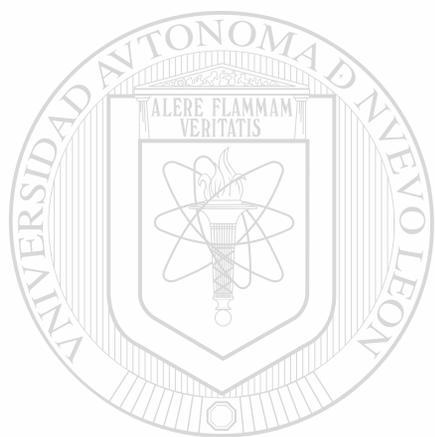
TESIS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN ESPECIALIDADES
DE LA INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD
EN TERMICA Y FLUIDOS

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN
ENERO DEL 2001



TM
TJ219
L3
2001



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



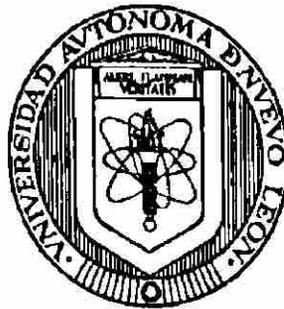
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



**INVESTIGACIÓN, ANÁLISIS Y DESARROLLO DE UN MANUAL
PARA EL DISEÑO DE UN SISTEMA NEUMÁTICO**

POR

ING. RICARDO LAUREANO VILLARREAL

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

TESIS

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO DE CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA MECÁNICA CON ESPECIALIDAD EN TÉRMICA Y
FLUIDOS**

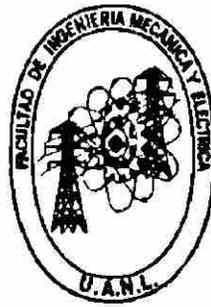
SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN

ENERO DEL 2001

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



**INVESTIGACIÓN, ANÁLISIS Y DESARROLLO DE UN MANUAL
PARA EL DISEÑO DE UN SISTEMA NEUMÁTICO**

POR

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
ING. RICARDO LAUREANO VILLARREAL LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS
TESIS

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO DE CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA MECÁNICA CON ESPECIALIDAD EN TÉRMICA Y
FLUIDOS**

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN

ENERO DEL 2001

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST-GRADO

Los miembros del comité de tesis recomendamos que la tesis **INVESTIGACIÓN, ANÁLISIS Y DESARROLLO DE UN MANUAL PARA EL DISEÑO DE UN SISTEMA NEUMÁTICO** realizada por el **ING. RICARDO LAUREANO VILLARREAL**, sea aceptada para su defensa con opción al grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Térmica y Fluidos.



El Comité de Tesis:

Asesor

M.C. Roberto Villarreal Garza

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Coasesor

M.C. Daniel Ramírez Villarreal

Coasesor

M.C. Joel González Marroquín

Vo.Bo.

M.C. Roberto Villarreal Garza

División de Estudios de Post-grado

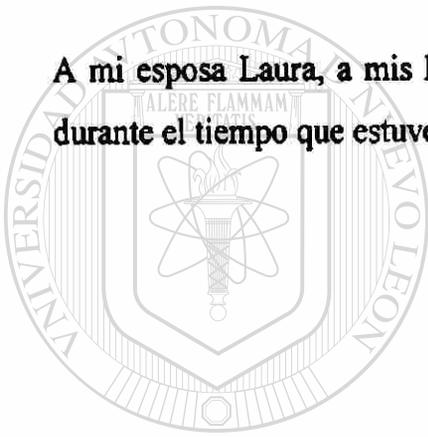
San Nicolás de los Garza, Nuevo León a 10 de Enero del 2001

DEDICATORIAS

A Dios, doy gracias por darme la oportunidad de vivir, y haber logrado algo más en esta vida.

A mi papá (☩); y a mi mamá que me apoyo y me dio alientos para seguir adelante; como también lo hubiera hecho mi papá, a quien se la dedico de todo corazón.

A mi esposa Laura, a mis hijos Laura y Ricardo, que me brindaron apoyo; sacrificios durante el tiempo que estuve realizando los estudios de la maestría.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Autónoma de Nuevo León, por su apoyo en las diferentes áreas académicas que hemos utilizado.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y eléctrica, por permitirme estar en esta institución y poderme desarrollar profesionalmente.

Al M.C. Roberto Villarreal Garza, Subdirector de Post-grado de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, que fue el principal impulsor que tuve para el desarrollo de esta tesis.

A mis amigos, Ing. Jesús Villarreal Lozano, Ing. Raúl Escamilla Garza y al Ing. Alberto Frutos Guerra, que juntos pudimos cristalizar este sueño.

A mis coasesores, M.C. Daniel Ramírez Villarreal y al M.C. Joel González Marroquin por la ayuda desinteresada que me dieron para poder terminar mi tesis.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

ÍNDICE

Capítulo	Página
Prólogo	
Síntesis	i
1 Introducción	1
1.1 Objetivo de la tesis	2
1.2 Justificación de la tesis	2
1.3 Metodología	3
2 Introducción a la neumática	5
2.1 Propiedades del aire comprimido	6
3 Sistemas para el accionamiento del aire	9
3.1 Sistemas de producción de aire	10
3.2 Sistema de consumo de aire	12
4 Teoría del aire comprimido	14
4.1 Unidades	14
4.2 Propiedades de los gases	20
4.3 Caudal	26
4.3.1 Ecuación de Bernoulli	26
4.4 Humedad del aire	27
4.4.1 Humedad relativa	28
4.5 Presión y caudal	28
5 Compresión y distribución del aire	33
5.1 Generadores de aire comprimido	33
5.2 Tipos de compresores	34
5.3 Compresores alternativos	35
5.3.1 Compresor de émbolo de una etapa	35
5.3.2 Compresor de émbolo de dos etapas	36

5.3.3	Compresor de diafragma	37
5.3.4	Compresor rotativo	38
5.3.4.1	Compresor rotativo de paleta deslizante	38
5.3.4.2	Compresor de tornillo	39
5.3.5	Turbo compresores	40
5.4	Selección del compresor	43
5.4.1	Caudal	43
5.4.2	Presión	44
5.4.3	Accionamiento	45
5.4.4	Regulación	46
5.5	Accesorios del compresor	49
5.5.1	Depósito del aire comprimido	49
5.5.2	Selección del tamaño del depósito	50
5.5.3	Filtro de entrada	51
5.6	Deshidratación del aire	52
5.6.1	Post-refrigeración	52
5.6.2	Refrigeración del aire	52
5.6.3	Refrigeración del agua	53
5.7	Secadores de aire	54
5.7.1	Secado por absorción (coalescente)	55
5.7.2	Secado por absorción (deseicante)	56
5.7.3	Secado por refrigeración	57
5.8	Filtración de alimentación general	58
5.9	Distribución del aire	59
5.9.1	Final de línea muerta	60
5.9.2	Conducto principal en anillo	61
5.9.3	Líneas secundarias	62
5.10	Purgado del aire	63
5.11	Selección de tuberías y accesorios	64
5.12	Materiales para la tubería	68
6	Acondicionamiento del aire	74

6.1	Tratamiento del aire	74
6.2	Filtraje	75
6.2.1	Filtro standard	75
6.2.2	Filtros micrónicos	76
6.2.3	Filtros submicrónicos	77
6.2.4	Selección del filtro	78
6.3	Calidad del aire	78
6.3.1	Niveles de filtraje	78
6.4	Regulación de presión	81
6.4.1	Regulador estándar	82
6.4.2	Regulador accionado por piloto	85
6.4.3	Filtro regulador	86
6.4.4	Selección del tamaño de un regulador	87
6.5	Lubricación del aire comprimido	88
6.5.1	Lubricadores proporcionales	89
6.6	Unidad de mantenimiento	91
6.6.1	Caudal en las unidades de mantenimiento	92
7	Actuadores	94
7.1	Cilindros lineales	94
7.1.1	Cilindros de simple efecto	95
7.1.2	Cilindros de doble efecto	96
7.2	Construcción de un cilindro	96
7.2.1	Amortiguación	97
7.3	Tipos especiales del cilindro	99
7.3.1	Vástago doble	99
7.3.2	Cilindro tándem	100
7.3.3	Cilindro multiposicional	100
7.3.4	Cilindro de bloqueo	101
7.3.5	Cilindro plano	102
7.3.6	Cilindro con vástago antigiro	103
7.4	Montaje del cilindro	104

7.4.1	Juntas flotantes	105
7.5	Fuerza del cilindro	105
7.5.1	Fuerza teórica	105
7.5.2	Fuerza necesaria	107
7.5.3	Límite de pandeo	111
7.5.4	Caudal del aire y consumo	112
7.6	Control de velocidad	117
7.7	Actuadores especiales	119
7.7.1	Cilindros con vástago	119
7.7.2	Unidades deslizantes	120
7.7.3	Cilindro de vástago hueco	121
7.7.4	Pinzas	122
7.8	Actuadores de giro	122
7.8.1	Tipo de piñón – cremallera	122
7.8.2	Actuadores de giro por paleta	123
8	Válvulas de control direccional	129
8.1	Funciones de las válvulas	129
8.1.1	Monoestables y biestables	131
8.2	Tipos de válvulas	131
8.2.1	Válvula de asiento vertical	132
8.2.2	Válvula de corredera	134
8.2.3	Válvula de tirador	134
8.2.4	Juntas elastómeras	135
8.2.5	Juntas metálicas	136
8.2.6	Válvula de corredera plana	137
8.2.7	Válvulas rotativas	137
8.3	Accionamiento de las válvulas	138
8.3.1	Accionamiento mecánico	138
8.3.2	Accionamiento manual	140
8.3.3	Accionamiento por pilotaje neumático	141
8.3.4	Accionamiento por aire directo e indirecto	143

8.3.5	Accionamiento mecánico (por solenoides)	144
8.4	Montaje de válvulas	146
8.4.1	Conexión directa	146
8.4.2	Bloques de válvulas	147
8.4.3	Placas bases	148
8.4.4	Placas bases múltiples	148
8.4.5	Placas bases acopladas	149
8.5	Cálculo del tamaño de la válvula	149
8.6	Válvulas auxiliares	153
8.6.1	Válvulas anti-retorno	153
8.6.2	Controladores de velocidad	153
8.6.3	Válvula selectora de circuito (suma)	154
8.6.4	Válvula de escape rápido	155
9	Simbología y normas de la neumática	156
9.1	Símbolos y descripción de los componentes	156
9.2	Seguridad	172
10	Circuitos básicos	176
10.1	Introducción	176
10.2	Funciones elementales	177
10.2.1	Amplificación del caudal	177
10.2.2	Inversión de la señal	178
10.2.3	Selección	178
10.2.4	Función de la memoria	179
10.3	Funciones del tiempo	180
10.3.1	Temporización a la conexión	182
10.3.2	Temporización a la desconexión	183
10.3.3	Impulso de presión a la conexión	183
10.3.4	Impulso a la desconexión de una válvula	184
10.4	Control del cilindro	185
10.4.1	Control manual de un cilindro de simple efecto con accionamiento directo y control de velocidad	185

10.4.1.1	Control desde dos puntos: Función (OR)	186
10.4.1.2	Esclavamiento: Función (AND)	187
10.4.1.3	Funcionamiento inverso: Función (NOT)	188
10.4.2	Cilindro de doble efecto	189
10.4.2.1	Control directo	189
10.4.2.2	Mantenimiento de las posiciones finales	190
10.4.3	Detección de las posiciones finales	192
10.4.3.1	Retorno automático	192
10.4.3.2	Carreras repetitivas	194
10.5	Control de secuencia	195
10.5.1	Cómo describir una secuencia	195
10.5.2	Secuencias de los cilindros	195
10.5.3	Ciclo único, ciclo continuo	197
10.6	Comandos opuestos	198
10.6.1	Anclaje. Control de presión	198
10.6.2	Sistemas de cascada	200
11	Caso práctico	204
12	Conclusiones y recomendaciones	213
12.1	Conclusiones	213
12.2	Recomendaciones	214
	Bibliografía	215
	Lista de figuras	216
	Lista de tablas	222
	Apéndice A. Definición de términos técnicos	223
	Apéndice B. Tablas de selección de válvulas, actuadores y timer	233
	Resumen autobiográfico	245

PRÓLOGO

El aire comprimido es una de las formas de energía más antiguas que conoce el hombre y aprovecha para reforzar sus recursos físicos.

El descubrimiento consciente del aire como medio-material terrestre. Uno de los primeros libros acerca del empleo del aire comprimido como energía procede del siglo I de nuestra era, y describe mecanismos accionados por medio de aire caliente.

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, entre otras cosas el concepto “neumática”, que trata los movimientos y procesos del aire.

La irrupción verdadera y generalizada de la neumática en la industria no se inició, sin embargo, hasta que llegó a hacerse más acuciante la exigencia de la automatización y racionalización de los procesos de trabajo.

En la actualidad, ya no se concibe una moderna explotación industrial sin el aire comprimido. Este es el motivo de que en los ramos industriales más variados se utilicen aparatos neumáticos.

El objetivo de esta tesis es de proporcionar las bases con vistas a la anterior especialización de todos aquellos que tengan que ver con la neumática.

SÍNTESIS

En la presente tesis se analizarán las bases y fundamentos de la potencia fluida enfocados a la neumática, se conocerán todos los componentes y sistemas neumáticos así como su operación, logrando con esto tener un panorama general de esta tecnología.

Se tratarán las bases para la selección y uso de los diferentes elementos, actuadores y de control en un sistema neumático, así como también las bases para su diseño y cálculo.

El primer capítulo trata sobre una breve introducción sobre la neumática, el objetivo de la tesis, justificación de la misma y la metodología que se utilizará.

El segundo capítulo da a conocer las propiedades del aire comprimido las cuales comprueban la versatilidad de los usos de los sistemas neumáticos para la automatización de maquinaria o equipo.

El tercer capítulo mencionará los sistemas para el acondicionamiento del aire comprimido, entre los que se incluye su obtención, su preparación, almacenamiento y componentes de consumo.

En el cuarto capítulo, se estudiarán las leyes de la física relacionadas con el comportamiento del aire comprimido así como las unidades físicas que se utilizan normalmente.

El quinto capítulo se tratará de los diferentes tipos de compresores que son utilizados para el funcionamiento de los mandos neumáticos, sus accesorios, tratamientos de enfriamiento y secado que se debe dar al aire. La forma de distribución del aire por las tuberías así como la selección de las mismas.

El sexto capítulo versará sobre el tratamiento que se le da al aire por medio de los filtros, ya que el aire lleva polvo y humedad que se tienen que eliminar. Además se incluye también la regularización de presión y la lubricación.

En el séptimo capítulo hablaremos de los actuadores, elementos que transforman la energía del aire comprimido en movimiento, así como los diferentes tipos de actuadores y el montaje de los mismos. Obtendremos las fuerzas que ejerce la presión del aire sobre el émbolo y el control de su velocidad.

En el octavo capítulo trataremos de las válvulas de control direccional que son las que determinan el paso del aire hacia los diferentes elementos por entre sus áreas así como la cantidad de posiciones y el método de activación.

En el noveno capítulo hablaremos de la simbología utilizada en la neumática en donde nos representa los elementos y esquemas de distribución. Esto es de gran utilidad para la representación gráfica de un circuito neumático.

En el décimo capítulo expondremos algunos circuitos básicos de la neumática se tratarán las funciones elementales, funciones del tiempo para cambios de presión de un volumen, control del cilindro y control de la secuencia.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

El aire comprimido es una de las formas de energía más antigua que conoce el hombre y la aprovecha para reforzar sus recursos físicos.

El descubrimiento consciente del aire como medio-materia terrestre- se remonta de muchos siglos.

El primero que se ocupó de la neumática, es decir la utilización del aire comprimido como elemento de trabajo fue el griego "Ktesibios". 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 la filosofía, también el alma.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Como derivación de la palabra "pneuma" se obtuvo entre otras el concepto "neumática" que trata los movimientos y procesos del aire.

La tecnología de la neumática juega un papel importante en la mecánica ya que es incluida cada vez más en el desarrollo de aplicaciones automatizadas.

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

- Detección de condiciones de los equipos 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 concatenación lógica y compleja de estados y conexiones.

Ello se logra mediante la actuación conjunta de sensores, procesadores, elementos de accionamiento y actuadores incluidos en un sistema neumático o parcialmente neumático.

En la actualidad ya no se concibe una moderna explotación industrial sin el aire comprimido. Este es el motivo de que en los ramos industriales más variados se utilicen aparatos neumáticos.

1.1 Objetivo de la tesis.

El objetivo de esta tesis es que se pueda promover como libro de texto dentro de la clase de potencia fluida, debido a que cubre los temas relacionados con los sistemas neumáticos, o que también pueda ser para el alumno un libro de apoyo o de consulta de la materia.

1.2 Justificación del trabajo.

Esta tesis se justifica en virtud de que en la materia de potencia fluida no existe un libro o texto alguno sobre neumática, y que la información que se tiene de la misma es poca en la biblioteca. Se espera que sirva como una ayuda para el alumno en la materia de potencia fluida.

1.3 Metodología.

El objetivo de esta tesis es de que pueda ser utilizada como texto de clase, o que sea utilizada como un medio de apoyo para el alumno para obtener conocimientos sobre la neumática.

La tesis cuenta con una parte inicial desde el primer capítulo hasta el capítulo seis, en los que se describen información general del contenido teórico. En esta parte de la tesis se darán y encontrarán explicaciones sobre la introducción a la neumática, propiedades de los gases, compresión y distribución del aire y acondicionamiento del aire.

Después de haber estudiado estos capítulos, el alumno podrá seleccionar el compresor y la tubería a utilizar dentro de un sistema neumático.

En la segunda parte de la tesis, abarca los capítulos 7, 8 y 9, en los que se describen los actuadores, válvulas de control direccional y simbología neumática, el estudiante conocerá los elementos de trabajo y elementos de control de dirección del aire, para luego conocer la simbología que se le darán a los elementos neumáticos utilizados.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En la tercera parte y última que es el capítulo 10, el alumno podrá desarrollar circuitos básicos de la neumática, donde podrá conocer las funciones elementales, función de tiempo, control del cilindro y control de secuencia.

Un sistema de potencia fluida es el que transmite y controla la energía por medio de la utilización de líquido o gas presurizado.

En la neumática, esta potencia es aire que procede de la atmósfera y se reduce en volumen por compresión, aumentando así su presión.

El aire comprimido se utiliza principalmente para trabajar actuando sobre un émbolo o paleta.

Aunque esta energía se puede utilizar en muchas facetas de la industria, el campo de la neumática industrial es el que nos ocupa.

La utilización correcta del control neumático requiere un conocimiento adecuado de los componentes neumáticos y de su función para asegurar su integración en un sistema de trabajo eficiente.

Aunque normalmente se especifique el control electrónico usando un secuenciador programable o controlador lógico, sigue siendo necesario conocer la función de los componentes neumáticos en este tipo de sistema.

Esta tesis trata de la tecnología de los componentes de sistemas de control, describe tipos y características de diseño de equipos de tratamiento de aire, actuadores y válvulas, métodos de interconexión y presenta los circuitos neumáticos fundamentales.

CAPÍTULO 2

INTRODUCCIÓN A LA NEUMÁTICA

¿Qué puede hacer la neumática?

Las aplicaciones del aire comprimido no tiene límites; desde la utilización, por parte del óptico, de aire a baja presión para probar la presión del fluido en el ojo humano a la multiplicidad de movimientos lineales y rotativos en máquinas con procesos robóticos, hasta las grandes fuerzas necesarias para las prensas neumáticas y taladros neumáticos que rompen el hormigón.

La breve lista y los diagramas indicados más abajo, sirven solamente para indicar la versatilidad y variación del control neumático en el funcionamiento de una industria en continua expansión.

- Accionamiento de válvulas de sistema para aire, agua o productos químicos.
- Accionamiento de puertas pesadas o calientes.
- Descarga de depósitos en la construcción, fabricación de acero, minería e industrias químicas.
- Apizonamiento en la colocación del hormigón.
- Elevación y movimiento en máquinas de moldeo.
- Pulverización de la cosecha y accionamiento de otro equipamiento tractor.
- Pintura por pulverización.

- Sujeción y movimiento en el trabajo de la madera y la fabricación de muebles.
- Montaje de plantillas y fijaciones en la maquinaria de ensamblado y máquinas herramientas.
- Sujeción para pegar en caliente o soldar plásticos.
- Sujeción para soldadura fuerte y normal.
- Accionamiento y alimentación de maquinaria para trabajar la madera.
- Máquinas de embotellado y envasado.
- Máquinas herramientas, mecanizado o alimentación de herramientas.
- Robots neumáticos.
- Extracción del aire y elevación por vacío de placas finas.
- Torno de dentista.
- Y muchos más...

2.1 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.

¿Cuáles son las propiedades del aire comprimido que han contribuido a su uso?

- | | |
|-------------|--|
| Abundante: | Esta 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 de tuberías de retorno. |

Almacenable: No es preciso que un compresor permanezca continuamente en servicio. El aire comprimido puede almacenarse en depósitos y tomarse de estos. 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.

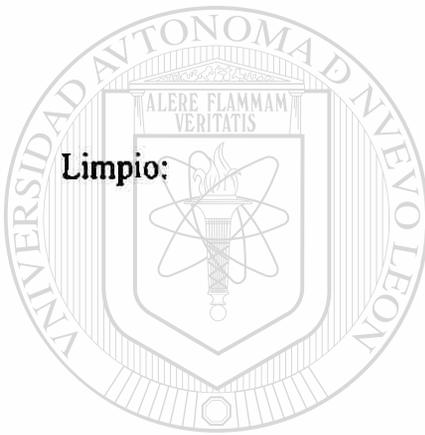
Antideflagrante: No existe ningún riesgo de explosión ni incendio; por lo tanto no es necesario disponer instalaciones antideflagrantes, que son caras.

Limpio: El aire comprimido es limpio y, en caso de estancamiento en tuberías o elementos, no produce ningún ensuciamiento. Esto es muy importante, por ejemplo en la industria alimenticia, de la madera, textiles y del cuero.

Constitución de los elementos: La concepción de los elementos de trabajo es simple y por lo 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 trabajo neumáticos pueden utilizarse 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.

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

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

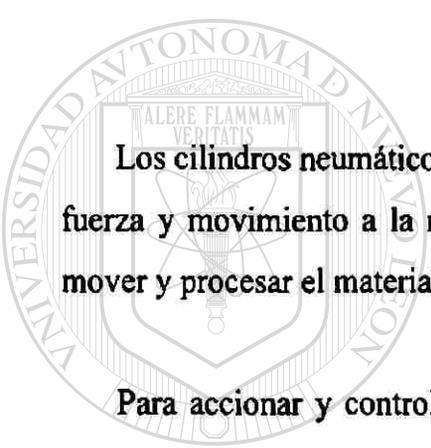
Fuerza: El aire comprimido es económico solo hasta cierta fuerza. Condicionado por la presión de servicio normalmente usual.

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. (Cadencias elevadas).

CAPÍTULO 3

SISTEMAS PARA EL ACCIONAMIENTO DEL AIRE



Los cilindros neumáticos, los actuadores de giro y los motores de aire suministran la fuerza y movimiento a la mayoría de los sistemas de control neumático para sujetar, mover y procesar el material.

Para accionar y controlar estos actuadores, se requieren componentes neumáticos, por ejemplo unidades de acondicionamiento de aire para preparar aire comprimido y válvulas para controlar la presión, el caudal y el sentido del movimiento de los actuadores.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Un sistema neumático básico, ilustrado en la figura 3.1 se compone de dos secciones principales.

- El sistema de producción y distribución de aire.
- El sistema de consumo del aire

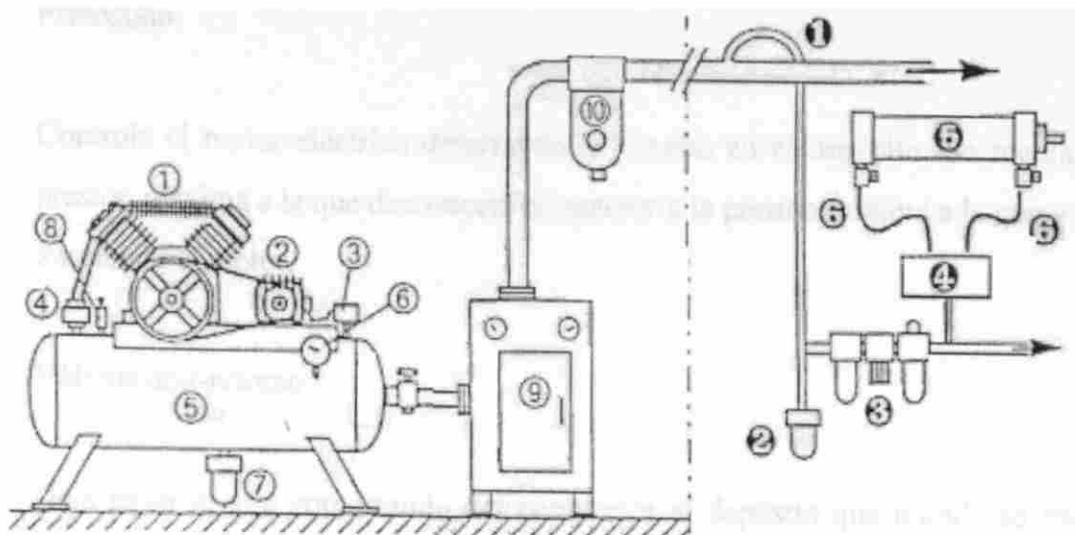


Figura 3.1 Sistema neumático básico

3.1 Sistema de producción de aire.

Las partes componentes y sus funciones principales son:

1.- Compresor

El aire tomado a presión atmosférica se comprime y entrega a presión más elevada al sistema neumático. Se transforma así la energía mecánica en energía neumática.

2.- Motor eléctrico.

Suministra la energía mecánica al compresor. Transforma la energía eléctrica a mecánica.

3.- Presostato.

Controla el motor eléctrico detectando la presión en el depósito. Se regula a la presión máxima a la que desconecta el motor y a la presión mínima a la que vuelve a arrancar el motor.

4.- Válvula anti-retorno.

Deja pasar el aire comprimido del compresor al depósito que impide su retorno cuando el compresor está parado.

5.- Depósito.

Almacena el aire comprimido, su tamaño esta definido por la capacidad del compresor. Cuanto más grande sea su volumen, más largos son los intervalos entre los funcionamientos del compresor.

6.- Manómetro.

Indica la presión del depósito.

7.- Purga automática.

Purga toda el agua que se condensa en el depósito sin necesitar supervisión.

8.- Válvula de seguridad.

Expulsa el aire comprimido si la presión en el depósito sube por encima de la presión permitida.

9.- Secador de aire refrigerado.

Enfría el aire comprimido hasta pocos grados por encima del punto de congelación y condensa la mayor parte de la humedad del aire, lo que evita tener agua en el resto del sistema.

10.- Filtro de línea.

Al encontrarse en la tubería principal, este filtro debe tener una caída de presión mínima y la capacidad de eliminar el aceite lubricante en suspensión. Sirve para mantener la línea libre de polvo, agua y aceite.

3.2 Sistema de consumo de aire.

1.- Purga del aire.

Para el consumo, el aire es tomado de la parte superior de la tubería principal para permitir que la condensación ocasional permanezca en la tubería principal; cuando alcanza un punto bajo, una salida de agua desde la parte inferior de la tubería irá a una purga automática eliminando así el condensado.

2.- Purga automática.

Cada tubo descendente debe de tener una purga en su extremo inferior. El método más eficaz es una purga automática que impide que el agua se quede en el tubo en el caso en que se descuide la purga manual.

3.- Unidad de acondicionamiento del aire.

Acondiciona el aire comprimido para suministrar aire limpio a una presión óptima y ocasionalmente añade lubricante para alargar la duración de los componentes del sistema neumático que necesitan lubricación.

4.- Válvula direccional

Proporciona presión y pone a escape alternativamente dos conexiones del cilindro para controlar la dirección del movimiento.

5.- Actuador

Transforma la energía potencial del aire comprimido en trabajo mecánico. En la figura 3.1 se ilustra un cilindro lineal, pero puede ser también un actuador de giro o una herramienta neumática, etc.

6.- Controladores de velocidad.

Permiten una regulación fácil y continua de la velocidad de movimiento del actuador.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 4

TEORÍA DEL AIRE COMPRIMIDO

4.1 Unidades

La superficie del globo terrestre esta rodeada de una envoltura aérea. Esta es una mezcla indispensable para la vida y tiene la siguiente composición:

Nitrógeno - 78% en volumen (aprox.)

Oxígeno - 21% en volumen (aprox.)

Además contiene trazas de Bióxido de Carbono, Argón, Hidrógeno, Neón, Helio, Criptón y Xenón.

Para la aplicación práctica de los accesorios neumáticos, es necesario estudiar las leyes naturales relacionadas con el comportamiento del aire como gas comprimido y las medidas físicas que se utilizan normalmente.

Con el fin de establecer aquí relaciones inequívocas y claramente definidas, los científicos y técnicos de la mayoría de los países, están en vísperas de acordar un

sistema de medidas que sea válido para todos denominado “sistema internacional de medidas” o abreviado “SI”

Unidades Básicas			
Magnitud	Abreviatura	Unidades y Símbolos	
		Sistema técnico	Sistema de unidades “SI”
Longitud	l	Métrico (m)	El metro (m)
Masa	m	$\frac{\text{kg} \cdot \text{s}^2}{\text{m}}$	El kilogramo (kg)
Tiempo	t	Segundo (s)	El segundo (s)
Temperatura	T	Grado centígrado (°C) (grado celsio)	El kelvin (K)
Intensidad de corriente	I	Amperio (A)	El amperio (A)
Intensidad luminosa	L		La candela (cd)
Volumen molecular	R		El mol (mol)

Tabla 4.1 Unidades S.I.

Unidades no métricas

La tabla que viene a continuación ilustra una comparación entre el sistema técnico y el sistema internacional.

Unidades Derivadas			
Magnitud	Abreviatura	Unidades y Símbolos Derivados	
		Sistema técnico	Sistema de unidades "SI"
Fuerza	F	kilogramo fuerza (kgf)	Newton (N) $1\text{N} = \frac{1\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$
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) (kg/cm ²)	Pascal (Pa) $1\text{Pa} = \frac{1\text{N}}{\text{m}^2}$ Bar (bar) $1\text{bar} = 10^5\text{Pa} = 100\text{kPa} (10^2\text{kPa})$

Tabla 4.2 Unidades no métricas

La combinación entre los sistemas internacional y técnico de medidas esta constituida por la Ley de Newton;

$$\text{Fuerza} = \text{Masa} \cdot \text{Aceleración}$$

$$F = m \cdot a, \text{ siendo "a" la aceleración de la gravedad "g" = } 9.81 \text{ m/s}^2$$

Para convertir las magnitudes antes indicadas de un sistema a otro rigen los siguientes valores de conversión.

Masa: $1 \text{ kg} = \frac{1 \text{ kg} \cdot \text{s}^2}{9.81 \text{ m}}$

Fuerza: $1 \text{ kg} = 9.81 \text{ N}$
para los cálculos aproximados puede suponerse.

$$1 \text{ kg} \approx 10 \text{ N}$$

Temperatura: diferencia de temperatura $1^\circ\text{C} = 1^\circ\text{K}$ (Kelvin)

punto cero

$$0^\circ\text{C} = 273^\circ\text{K}$$
 (Kelvin)

Presión

Es la fuerza que se ejerce sobre una área específica y esta es perpendicular a la superficie sobre la cual se ejerce.

Además de las unidades indicadas en la relación (at. En el sistema técnico, así como bar y pa en el "sistema SI"), se utilizan a menudo otras designaciones. Al objeto de completar la relación, también se citan a continuación.

Atmósfera, at.

(presión absoluta en el sistema técnico de medidas)

$$1 \text{ at} = 1 \text{ kg/cm}^2 = 0.981 \text{ bar} (98.1 \text{ kPa})$$

Pascal, Pa

Bar, bar

(presión absoluta en el sistema de unidades)

$$1 \text{ Pa} = \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 10^{-5} \text{ bar}$$

$$1 \text{ bar} = 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 10^5 \text{ Pa} = 1.02 \text{ at}$$

Atmósfera física, at

(presión absoluta en el sistema físico de medidas)

$$1 \text{ atm.} = 1.033 \text{ at} = 1.0013 \text{ bar} (101.3 \text{ kPa})$$

Milímetros de columna de agua, mm de columna de agua

$$10,000 \text{ mm ca} = 1 \text{ at} = 0.981 \text{ bar} (98.1 \text{ kPa})$$

Milímetros de columna de mercurio, mmHg

(corresponde a la unidad de presión Torr)

$$1 \text{ mmHg} = 1 \text{ Torr}$$

$$1 \text{ at} = 736 \text{ Torr}, 100 \text{ kPa} (1 \text{ bar}) = 750 \text{ Torr}$$

Como sobre la tierra todo está sometido a la presión atmosférica, no notamos esta. Se toma la correspondiente presión atmosférica P_{amb} como presión de referencia y cualquier divergencia de esta se designa sobre presión P_e .

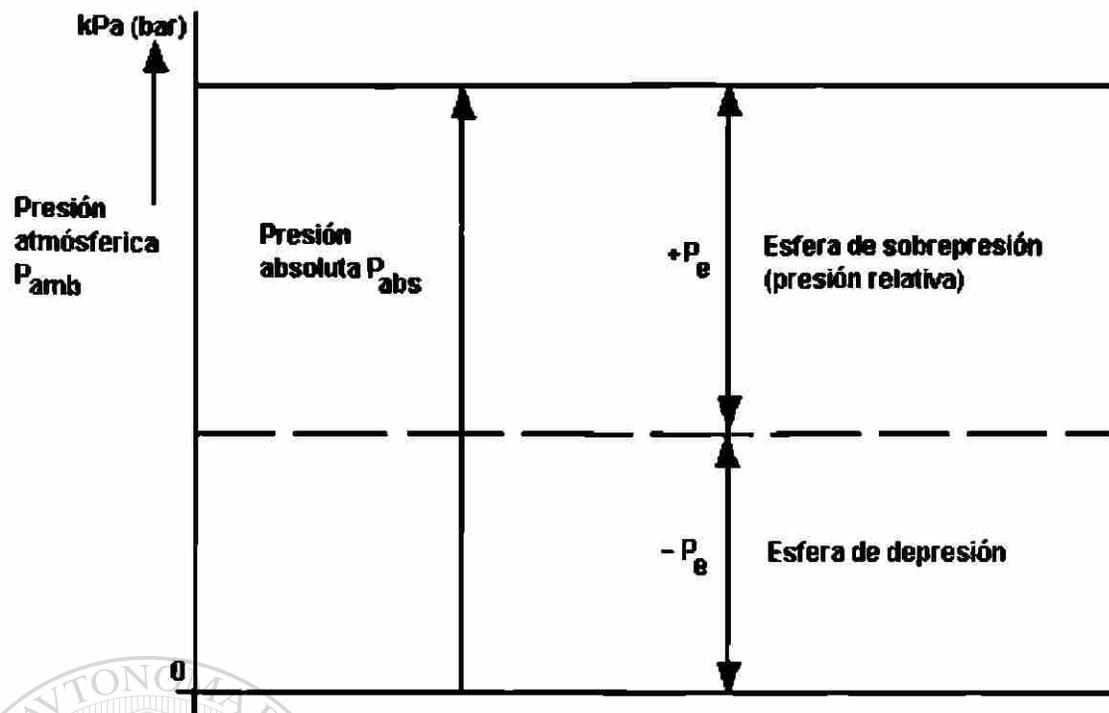


Figura 4.1 Unidades y escalas para la medición de presión

La presión de aire no siempre es la misma, cambia según la situación geográfica y el tiempo. La zona desde la línea del cero absoluto hasta la línea de referencia variable se llama esfera de depresión ($-P_e$); la superior se llama esfera de sobrepresión ($+P_e$)

La presión absoluta P_{abs} consiste en la suma de presiones $-P_e$ y $+P_e$. En la práctica se utilizan manómetros que solamente indican la sobrepresión $+P_e$. Si se indica la presión P_{abs} , El valor es unos 100 kPa (1bar) más alto.

4.2 Propiedades de los gases

Ley de Boyle

Como todos los gases, el aire no tiene una forma determinada. Toma la del recipiente que lo contiene o la de su ambiente. Permite ser comprimido (compresión) y tiene la tendencia a dilatarse (expandirse).

La Ley que rige estos fenómenos es la Ley de Boyle-Mariotte.

A temperatura constante, el volumen de un gas encerrado en un recipiente es inversamente proporcional a la presión absoluta, o sea, el producto de presión absoluta y el volumen es constante para una cantidad determinada de gas.

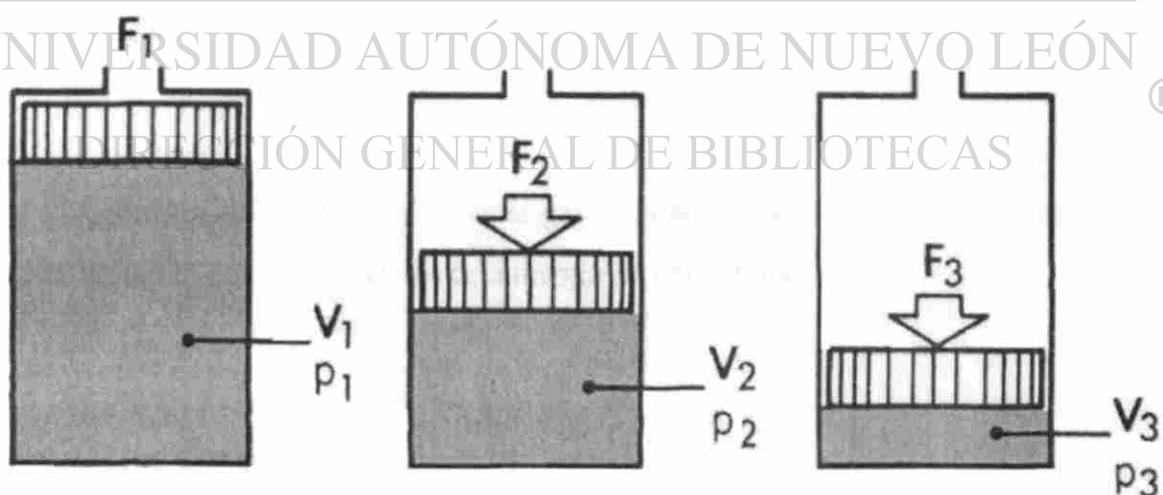


Figura 4.2 Recipiente que contiene un gas

Ejemplo:

Si el volumen $V_1 = 1\text{m}^3$, que está a la presión atmosférica $P_1 = 100\text{ kPa}$ (1bar) se comprime con la fuerza F_2 hasta alcanzar el volumen $V_2 = 0.5\text{m}^3$ permaneciendo la temperatura constante se obtiene

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2}$$

$$P_2 = \frac{(100\text{kPa})(1\text{m}^3)}{0.5\text{m}^3} = 200\text{kPa} = 2\text{bar}$$

Si el volumen V_1 se comprime con la fuerza F_3 aún más hasta lograr $V_3 = 0.05\text{ m}^3$, la presión que se alcanza es:

$$P_3 = \frac{P_1 V_1}{V_3}$$

$$P_3 = \frac{(100\text{kPa})(1\text{m}^3)}{0.05\text{m}^3} = 2000\text{kPa} = 20\text{bar}$$

Ley de Charles

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

“A presión constante, una masa de gas dada aumenta en volumen a razón de 1/273 de su volumen por grado Celsius de aumento de temperatura.”

Ley de Gay Lussac

Si la presión permanece constante el volumen de un gas aumenta en proporción a la temperatura, por lo tanto

$$\frac{V}{T} = \text{cte}; \quad \frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}; \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

$V_1 =$ Volumen a la temperatura T_1

$V_2 =$ Volumen a la temperatura T_2

de donde:

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

La variación de volumen ΔV es:

$$\Delta V = V_2 - V_1$$

$$\Delta V = V_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} - V_1$$

$$\Delta V = V_1 \cdot \frac{T_2 - T_1}{T_1}$$

Lo mismo vale para V_2

$$V_2 = V_1 + \Delta V$$

$$V_2 = V_1 + \frac{V_1}{T_1} (T_2 - T_1)$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

Las ecuaciones anteriores tienen validez únicamente cuando las temperaturas se indican en grados Kelvin. Las temperaturas indicadas en °C deben convertirse, por tanto a °K.

También puede prepararse una ecuación con la que pueda calcularse inmediatamente en °C; para ello solo hay que añadir 273°C a los valores de temperatura.

$$V_2 = V_1 + \frac{V_1}{273^\circ\text{C} + T_1} [(273^\circ\text{C} + T_2) - (273^\circ\text{C} + T_1)]$$

$$V_2 = V_1 + \frac{V_1}{273^\circ\text{C} + T_1} (T_2 - T_1)$$

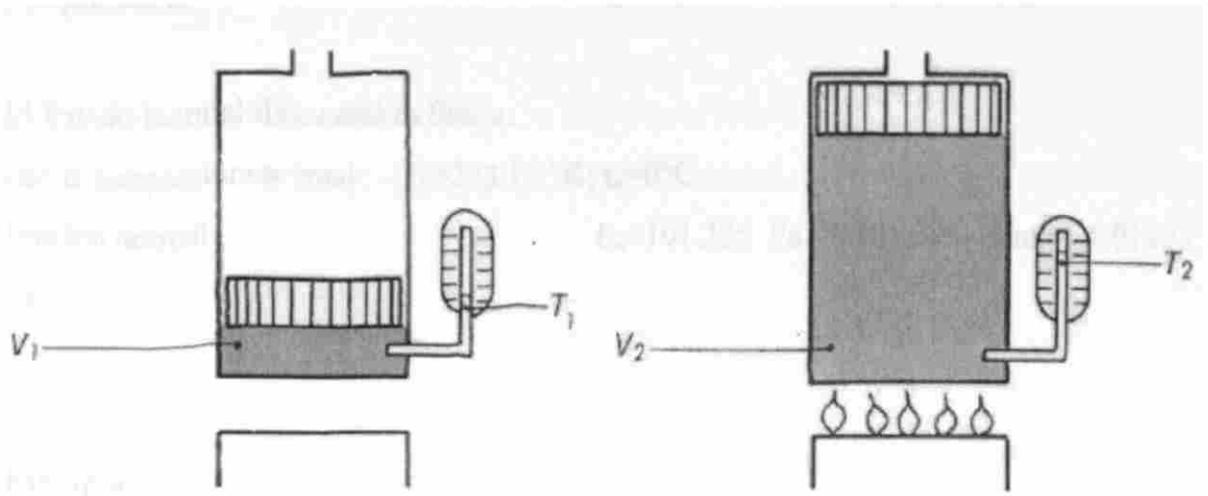


Figura 4.3 Depósito con un gas aplicando calor

Ejemplo:

0.8m³ de aire a la temperatura T₁ = 293°K (20°C) se calienta hasta T₂ = 344°K(71°C)
¿Cuál será el volumen final?

$$V_2 = 0.8\text{m}^3 + \frac{(0.8\text{m}^3)}{293^\circ\text{K}} (344^\circ\text{K} - 293^\circ\text{K})$$

$$V_2 = 0.8\text{m}^3 + 0.14\text{m}^3 = 0.94\text{m}^3$$

El aire se ha dilatado 0.14 m³ a 0.94 m³.

En neumática se suele referir todas las indicaciones de la cantidad de aire al llamado “Estado Normal”.

El Estado Normal, es un estado de una sustancia sólida, líquida o gaseosa fijada por la temperatura y la presión normales.

El Estado Normal técnico está definido:

con la temperatura normal: $T_n=293.15 \text{ °K}; t_n=20^\circ\text{C}$

y la presión normal:

$$P_n = 98,066.5 \text{ N/m}^2 = 0.980665 \text{ bar}$$

El Estado Normal físico está definido:

con la temperatura normal: $T_n = 273.15 \text{ °K}$; $t_n = 0^\circ\text{C}$

Presión normal:

$$P_n = 101,325 \text{ Pa} = 101,325 \text{ N/m}^2 = 1.01325$$

bar

Ejemplo:

En un depósito de 2 m^3 de capacidad hay aire a una presión de 700 kPa (7 bar) y a una temperatura de 298 °K (25°C) ¿Qué cantidad de aire se encuentra en el depósito?

1er Paso:

Convertir a una presión de $101,325 \text{ Pa}$ (1.013 bar) $\approx 100,000 \text{ Pa} = 100 \text{ kPa}$ (1 bar) según la Ley de Boyle – Mariotte es:

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 V_2$$

$V_1 =$ Volumen en la presión P_1

$P_1 = 100 \text{ kPa}$ (1 bar) (presión normal)

$V_2 = 2 \text{ m}^3$

$P_2 = 700 \text{ kPa}$ (7 bar) (presión absoluta)

$$V_1 = \frac{P_2 V_2}{P_1} = \frac{(700 \text{ kPa})(2 \text{ m}^3)}{100 \text{ kPa}} = 14 \text{ m}^3$$

2do Paso:

Conversión a una temperatura de 273°K (0°C)

Para la dilatación vale:

$$V_2 = V_1 + \frac{V_1}{T_1} \cdot (T_2 - T_1)$$

Si la temperatura T_1 es mayor que T_2 , V_2 será menor que V_1 .

Por lo tanto, si la temperatura disminuye vale lo siguiente:

$$V_2 = V_1 - \frac{V_1}{T_1} \cdot (T_1 - T_2)$$

Si $T_2=273^\circ\text{K}$ (0°C), en vez de T_2 se puede poner solo T_0 y en vez de V_2 , solo V_0 .

La ecuación general es:

$$V_0 = V_1 - \frac{V_1}{T_1} \cdot (T_1 - T_0)$$

Si se desea calcular en $^\circ\text{C}$, la ecuación ampliada es la que sigue:

$$V_0 = V_1 - \frac{V_1}{273^\circ\text{C} + T_1} \cdot (T_1 - 0^\circ\text{C})$$

$$V_0 = V_1 - \frac{V_1}{273^\circ\text{C} + T_1} \cdot T_1$$

Esta ecuación tiene validez empero únicamente cuando desee determinar V_0 a 0°C .

Entonces se obtiene lo siguiente:

$$V_0 = V_1 - \frac{V_1}{T_1} \cdot (T_1 - T_0)$$

$$V_0 = 14 \text{ m}^3 - \frac{14 \text{ m}^3}{298^\circ\text{K}} (298^\circ\text{K} - 273^\circ\text{K})$$

$$V_0 = 14 \text{ m}^3 - 1.17 \text{ m}^3 = 12.83 \text{ m}^3$$

El depósito contiene 12.83 m^3 de aire (referido a $^\circ\text{C}$ y una presión de $100 \text{ kPa}/1 \text{ bar}$)

4.3 Caudal

La unidad básica para el gasto volumétrico “Q” es el metro cúbico normal por segundo (m^3/s). En la neumática práctica, los volúmenes se expresan en términos de litros por minuto (l/min) o decímetros cúbicos normales por minuto (dm^3/min). La unidad no métrica para el gasto volumétrico es el pie cúbico standard por minuto (scfm).

4.3.1 Ecuación de Bernoulli

Bernoulli dice: “Si un líquido de peso específico ρ fluye horizontalmente por un tubo de diámetro variable, la energía total de los puntos 1 y 2 es la misma.

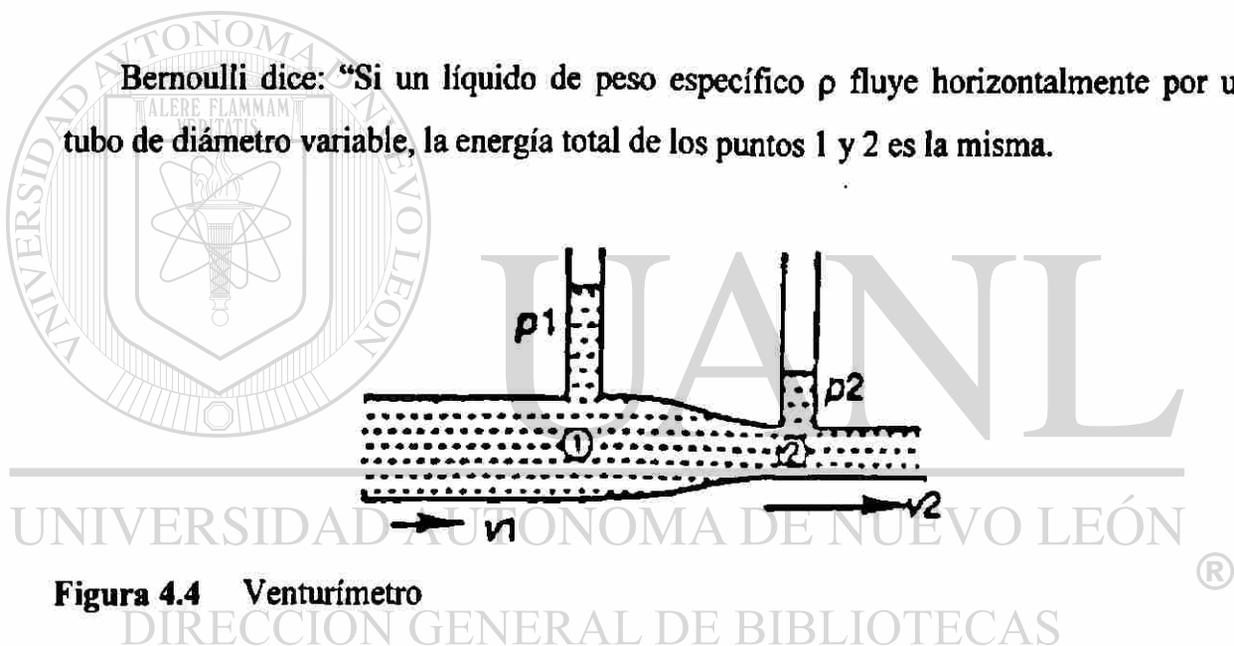


Figura 4.4 Venturímetro

O bien

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2$$

Esta ecuación se aplica también a los gases si la velocidad del flujo no supera los 330 m/seg aproximadamente.

Aplicaciones de esta ecuación son el tubo de venturi y la compensación del flujo en los reguladores de presión.

4.4 Humedad del Aire

El aire de la atmósfera contiene siempre un porcentaje de vapor de agua. La cantidad de humedad presente depende de la humedad atmosférica y de la temperatura.

Cuando el aire atmosférico se enfría, alcanza cierto punto en que se satura con la humedad. Esto se le conoce como punto de condensación o punto de rocío. Si el aire se enfría más, no retiene toda la humedad y el sobrante se decanta como gotas en miniatura que forman un líquido condensado.

La cantidad real de agua que puede ser retenida depende por completo de la temperatura; 1 m^3 de aire comprimido es capaz de retener solo la misma cantidad de vapor de agua como 1 m^3 de aire a presión atmosférica.

La tabla 4.3 ilustra el número de gramos de agua por metro cúbico para una amplia gama de temperaturas, desde -30°C hasta $+80^\circ\text{C}$. La línea en negrita se refiere al aire atmosférico con el volumen a la temperatura en cuestión. La línea fina indica la cantidad de agua por metro cúbico standard. Todo consumo de aire se expresa normalmente en volumen standard, lo que hace innecesario el cálculo.

Para la gama de temperaturas de las aplicaciones neumáticas, la tabla muestra los valores exactos. La primera mitad se refiere a las altas temperaturas sobre cero, mientras que la parte inferior indica las temperaturas sobre cero. Las filas superiores muestra el contenido de un metro cúbico standard y las inferiores el contenido en un volumen de un m^3 a la temperatura dada.

Temperatura °C	0	5	10	15	20	25	30	35	40
gr/m ³ _n (Standard)	4.98	6.99	9.86	13.76	18.99	25.94	35.12	47.19	63.03
gr/m ³ (Atmosférico)	4.98	6.86	9.51	13.04	17.69	23.76	31.64	41.83	54.108
Temperatura °C	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
gr/m ³ _n (Standard)	4.98	3.36	2.28	1.52	1.00	0.64	0.40	0.25	0.15
gr/m ³ (Atmosférico)	4.98	3.42	2.37	1.61	1.08	0.70	0.45	0.29	0.18

Tabla 4.3 Gramos de agua por metro cúbico para diferentes temperaturas

4.4.1 Humedad Relativa

A excepción de condiciones atmosféricas, como una caída de la temperatura, el aire atmosférico no se satura nunca. El coeficiente entre el contenido real de agua y del punto de condensación se llama humedad relativa y se indica como porcentaje.

$$\text{Humedad Relativa h.r.} = \frac{\text{contenido real del agua}}{\text{cantidad de saturación (punto de condensación)}} \times 100\%$$

4.5 Presión y Caudal

La relación más importante para los componentes neumáticos es la que existe entre presión y caudal.

Si no existe circulación de aire, la presión en todos los puntos del sistema será la misma, pero si existe circulación desde un punto hasta otro, está querrá decir que la

presión en el primer punto es mayor que en el segundo punto, es decir, existe diferencia de presión, esta diferencia depende de tres factores:

- La presión inicial
- El caudal de aire que circula
- La resistencia al flujo existente entre ambas zonas

La resistencia a la circulación de aire es un concepto que no tiene unidades propias (como el ohmio en electricidad) sino que en neumática se usa el concepto opuesto, es decir, concepto que refleja la facilidad a la amplitud de un elemento para que el aire circule a través de él, el área de orificio equivalente “S” o el “Cv” o el “Kv”.

La sección de orificio equivalente “S” es expresada en mm^2 y representa el área de un orificio sobre pared delgada que crea la misma relación entre presión y caudal que el elemento definido por él.

Estas relaciones son en cierta manera, similares a la electricidad donde “Diferencia de Potencial = Resistencia · Intensidad. Esto trasladado de alguna forma neumática, será “Caída de Presión = Caudal · área efectiva”, sólo que mientras más unidades eléctricas son directamente proporcionales, esta relación para el aire es bastante más compleja y nunca será simplemente proporcional.

En electricidad de un amperio (1A), crea sobre una resistencia de un ohmio una tensión de un volts (1V). Esto se cumple bien sea desde 100 V a 99 V ó desde 4V a 3V. En cambio, una caída de presión a través del mismo objeto y con el mismo caudal, puede variar la presión inicial y también con la temperatura. Razón, la compresibilidad del aire.

Para definir uno de los cuatro datos interrelacionados que han sido mencionados, a partir de los otros tres, utilizaremos el diagrama que se muestra a continuación.

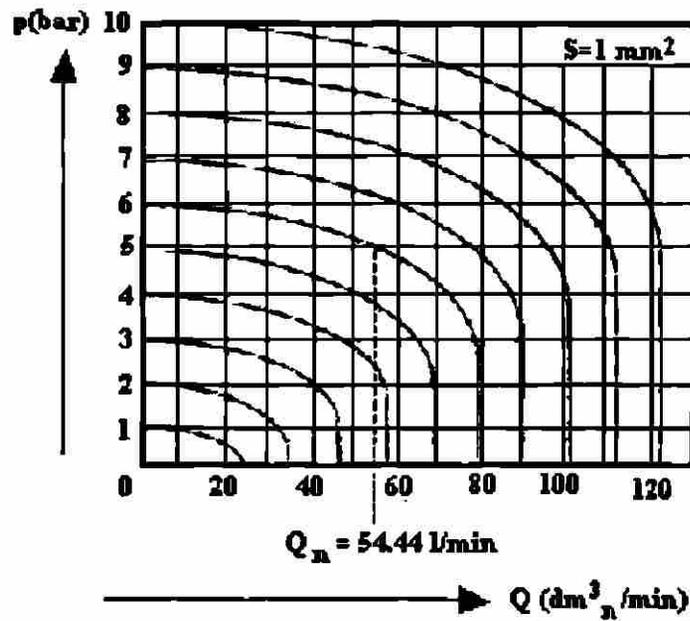


Figura 4.5 Diagrama presión contra gasto

El triángulo de la esquina inferior derecha marca el rango del “flujo a velocidad sónica”, cuando el caudal de aire alcanza una velocidad cercana a la del sonido. En este caso, el caudal ya no se puede incrementar independientemente de la diferencia de presión que pueda existir entre la entrada y la salida. Como puede verse, las curvas en esta zona caen verticalmente.

Esto supone que el caudal no depende de la diferencia de presión, sino de la presión de entrada.

Uso del Diagrama:

La escala de presión en la izquierda de la figura 4.5 indica tanto la presión de entrada como la de salida. La primera línea vertical de la izquierda representa el caudal cero y evidentemente, la presión en la entrada y la salida; las diferentes curvas para las presiones de entrada desde 1 hasta 10 bar, indican como varía la presión de salida con el incremento de caudal.

Ejemplo 1:

- Presión de entrada de 6 bar
- Caída de presión de 1 bar – Presión de salida 5 bar.

Seguiremos la línea que parte de 6 bar hasta que corta la horizontal del nivel de 5 bar. Desde este punto, nosotros seguiremos la línea a trazos que baja verticalmente hasta la escala de caudales, en la que obtendremos un valor de 55 l/min. Esta situación concreta define lo que se ha llamado el “volumen de flujo estándar (Qn)” un valor encontrado en los catálogos para una rápida comparación de la capacidad de caudal de otras válvulas.

El caudal obtenido en este diagrama es para un elemento (válvula, tubería, etc.) con una presión equivalente “S” de 1 mm². Si el elemento en cuestión tiene según catálogo, una “S” de 4.5 mm², el caudal real será 4.5 veces mayor.

En este caso $4.5 \times 54.44 = 245$ l/min

Ejemplo 2.

Dado un elemento con una presión equivalente “S” de 12 mm², con una presión de alimentación de 7 bar y un consumo de aire de 600 l/min. ¿Qué presión obtendremos a la salida?

Un caudal de 600 l/min con una presión equivalente de 12 mm², corresponde a un caudal de 50 l/min por cada mm² de presión equivalente (necesitamos esta conversión para poder utilizar el diagrama de la figura 4.5. Seguimos la curva que comienza en 7 bar hasta que corta la línea vertical de 50 l/min de Qn. A partir de este punto, seguimos la línea horizontal hasta la escala de presiones y obtenemos un valor de 6.3 bar.

Cuando se requiere un cálculo más exacto que el que pueda ser obtenido en este diagrama, el caudal puede ser calculado con alguna de las fórmulas siguientes:

Observando el diagrama de la figura 4.9 nos lo pueden aclarar y lógicamente, deben existir dos fórmulas diferentes para los rangos de “flujo sónico” y para los rangos de “flujos subsónicos”. La frontera entre el flujo sónico y el subsónico viene establecida por las siguientes fórmulas:

Flujo sónico $P_2 + 1.013 \leq 1.896 (P_1 + 1.013)$

Flujo subsónico $P_2 + 1.013 > 1.896 (P_1 + 1.013)$

El caudal Q vendría dado por las siguientes fórmulas:

Flujo subsónico $Q = 22.2 \cdot S \cdot \sqrt{(P_2 + 1.013) \cdot (P_1 - P_2)}$

Flujo sónico $Q = 11.1 \cdot S(P_1 + 1.013)$

Siendo P_1 y P_2 funciones relativas o manométricas

Vea como un sistema neumático nunca funcionaría de forma satisfactoria en condiciones de flujo sónico ya que, por ejemplo de una presión de alimentación de 6 bar no quedarían nada más que 2.7 bar para trabajar.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Ejemplo 3:

Calculamos el flujo del ejemplo 2 asumiendo una presión de trabajo de 7 bar y una presión de salida de 6.3 bar con una sección equivalente “S” de 12 mm² para el sistema de válvula y tuberías

$$Q = 22.2(12)\sqrt{7.313(0.7)} = 597.3 \text{ l/min}$$

Este dato nos muestra que la precisión del diagrama es suficiente para el uso práctico en neumática.

CAPÍTULO 5

COMPRESIÓN Y DISTRIBUCIÓN DEL AIRE

5.1 Generadores de Aire Comprimido

Para producir aire comprimido se utilizan compresores que elevan la presión del aire al valor de trabajo deseado. Los mecanismos y mandos neumáticos se alimentan desde una estación central. El aire comprimido viene de la estación compresora y llega a las instalaciones a través de tuberías.

En el momento de la planificación, es necesario prever un tamaño superior de la red, con el fin de poder alimentar aparatos neumáticos nuevos que se adquieran en un futuro. Por ello, es necesario sobredimensionar la instalación, al objeto de que el compresor no resulte más tarde insuficiente, puesto que toda ampliación ulterior en el equipo generador supone gastos muy considerables.

Es muy importante que el aire sea puro. Si es puro, el generador de aire comprimido tendrá una larga duración. También deberá tenerse en cuenta la aplicación correcta de los diversos compresores.

5.2 Tipos de compresores

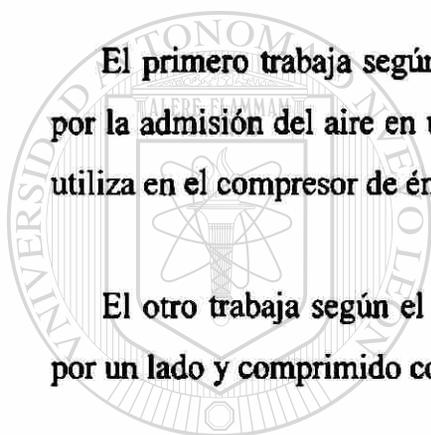
Un compresor convierte la energía mecánica de un motor eléctrico o de combustión en energía potencial de aire comprimido.

Según las exigencias referentes a la presión de trabajo y al caudal de suministro, se pueden emplear diversos tipos de compresores.

Se distinguen dos tipos básicos de compresores:

El primero trabaja según el principio de desplazamiento. La compresión se obtiene por la admisión del aire en un recinto hermético, donde se reduce luego el volumen. Se utiliza en el compresor de émbolo (oscilante o rotativo).

El otro trabaja según el principio de la dinámica de los fluidos. El aire es aspirado por un lado y comprimido como consecuencia de la aceleración de la masa (turbina).



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

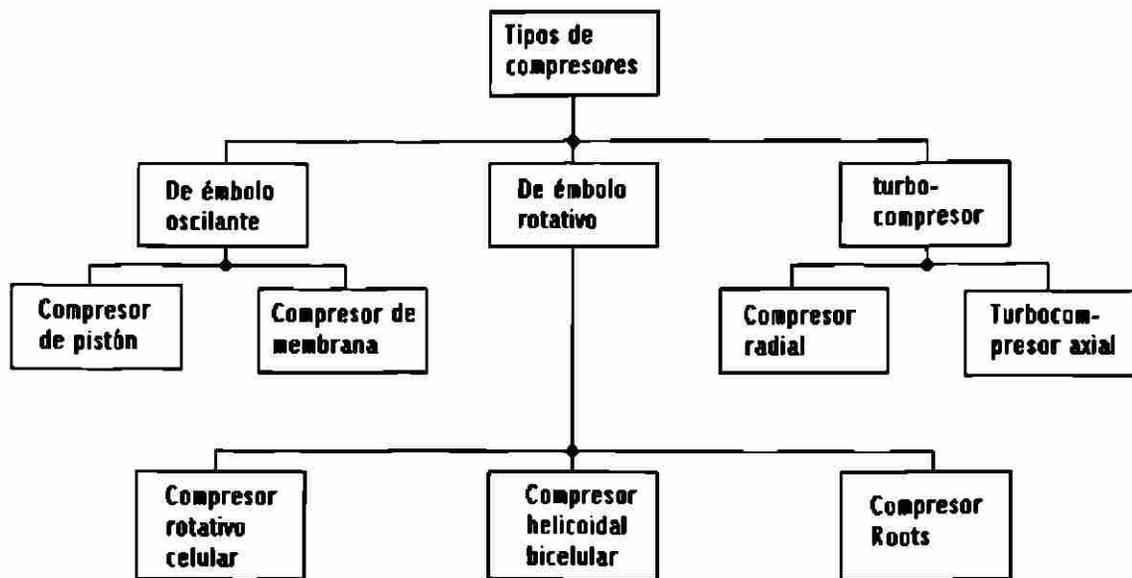


Figura 5.1 Tipos de compresores

5.3 Compresores Alternativos

5.3.1 Compresor de émbolo de una etapa

El aire recogido a presión atmosférica se comprime a la presión deseada con una sola compresión.

El movimiento hacia abajo del émbolo aumenta el volumen para cerrar una presión más baja que la de la atmósfera, lo que hace entrar el aire en el cilindro para la válvula de entrada.

Al fin de la carrera, el émbolo se mueve hacia arriba, la válvula de entrada se cierra cuando el aire se comprime, obligando a la válvula de salida a abrirse para descargar el aire en el depósito de recogido.

Este tipo de compresores se utiliza generalmente en sistemas que requieren aire en la gama 3-7 bares.

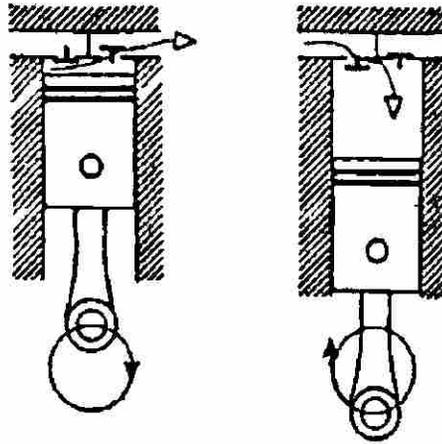


Figura 5.2 Compresor de émbolo de una sola etapa

5.3.2 Compresor de émbolo de dos etapas

En un compresor de una sola compresión, cuando se comprime el aire por encima de 6 bares, el calor excesivo que se crea reduce en gran medida su eficacia. Debido a esto, los compresores de émbolo utilizados en los sistemas industriales de aire comprimido son generalmente de dos etapas.

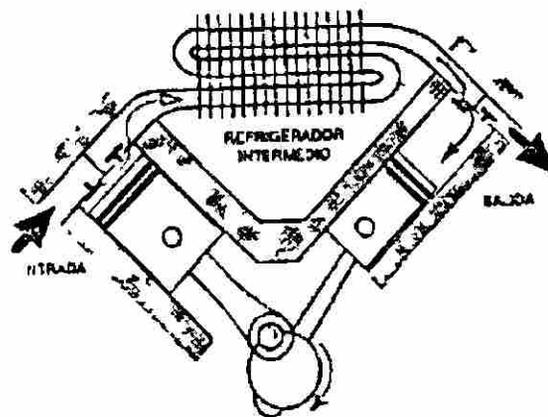


Figura 5.3 Compresor de émbolo de dos etapas

El aire recogido a presión atmosférica se comprime en dos etapas hasta la presión final. Si la presión final es de 7 bares, la primera compresión normalmente comprime el aire hasta aproximadamente 3 bares, tras lo cual se enfría. Se alimenta entonces el cilindro de la segunda compresión que comprime el aire hasta 7 bares.

El aire comprimido entra en el cilindro de segunda compresión a una temperatura más reducida, tras pasar por el refrigerador intermedio, mejorando el rendimiento en comparación con una unidad de una sola compresión. La temperatura final puede estar alrededor de 120°C.

5.3.3 Compresor de Diafragma

Los compresores de diafragma suministran aire comprimido seco hasta 5 bares y totalmente libre de aceite, por lo tanto se utilizan ampliamente en la industria alimenticia, farmacéutica y similares.

El diafragma proporciona un cambio en el volumen de la cámara, lo que permite la entrada de aire en la carrera hacia abajo y la compresión en la carrera hacia arriba.

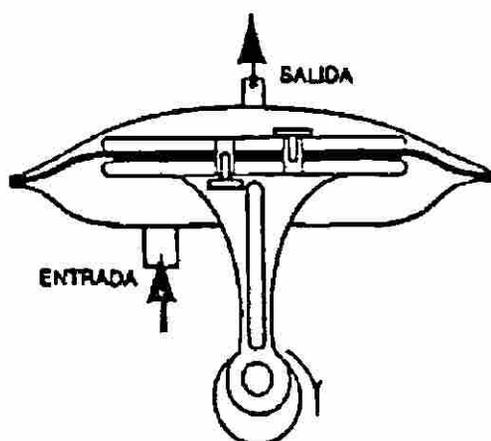


Figura 5.4 Compresor de diafragma

5.3.4 Compresores rotativos

5.3.4.1 Compresor rotativo de paleta deslizante

Este compresor tiene un rotor montado excéntricamente con una serie de paletas que se desliza dentro de ranuras radiales.

Al girar el rotor, la fuerza centrífuga mantiene las paletas en contacto con la pared del estator y el espacio entre las paletas adyacentes disminuye desde la entrada de aire hasta la salida, comprimiendo así el aire.

La lubricación y la estanqueidad se obtienen inyectando aceite en la corriente de aire cerca de la entrada. El aceite actúa también como refrigerante para eliminar parte del calor generado por la compresión, para limitar la temperatura alrededor de 190°C.

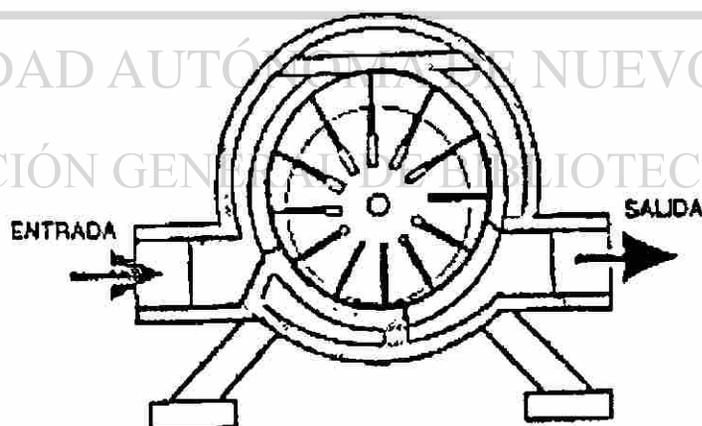


Figura 5.5 Compresor de paleta

5.3.4.2 Compresor de tornillo

Dos motores helicoidales engranan girando en sentidos contrarios. El espacio libre entre ellos disminuye axialmente en volumen, lo que comprime el aire atrapado entre los dos rotores.

El aceite lubrica y cierra herméticamente los dos tornillos rotativos, los separadores de aceite eliminan el mismo aire de salida.

Con estas máquinas se puede obtener caudales unitarios continuos y elevados, de más de $400 \text{ m}^3/\text{min}$, a presiones superiores a 10 bares.

Este tipo de compresor, más que el compresor de paletas, ofrece un suministro continuo libre de altibajos

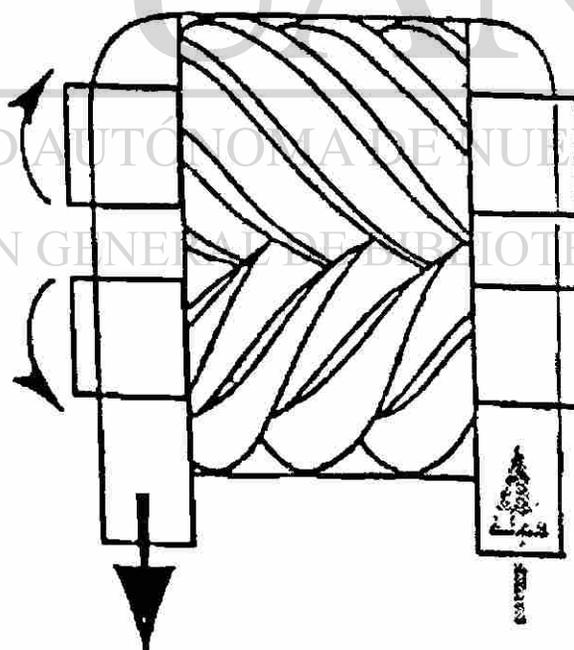


Figura 5.6 Compresor de tornillo

El tipo industrial de compresor de aire más común sigue siendo la máquina alternativa, aunque los tipos de tornillo y paletas se están usando cada vez más.

5.3.5 Turbo compresores

Trabajan según el principio de la dinámica de los fluidos y son muy apropiados para grandes caudales. Se fabrican de tipo axial y radial.

El aire se pone en circulación por medio de una o varias ruedas de turbina. Esta energía cinética se convierte en una energía elástica de compresión.

El compresor de tipo axial su rotación de los álabes acelera el aire en sentido axial de flujo.

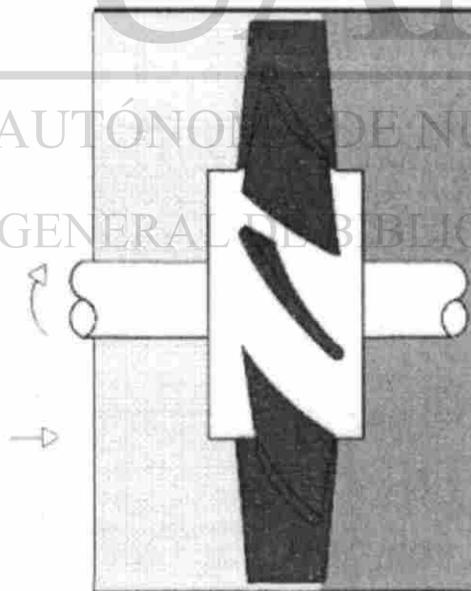


Figura 5.7 Compresor axial

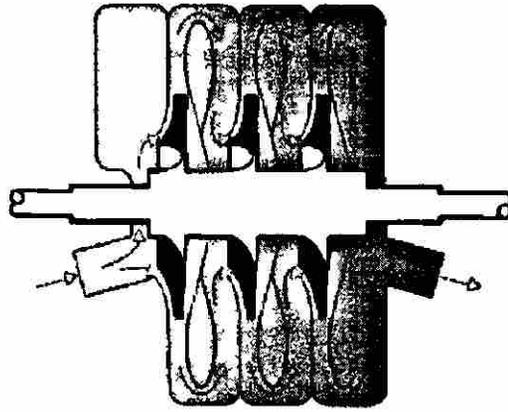


Figura 5.8 Compresor radial

En este diagrama están indicadas las zonas de cantidades de aire aspirado y la presión para cada tipo de compresor.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

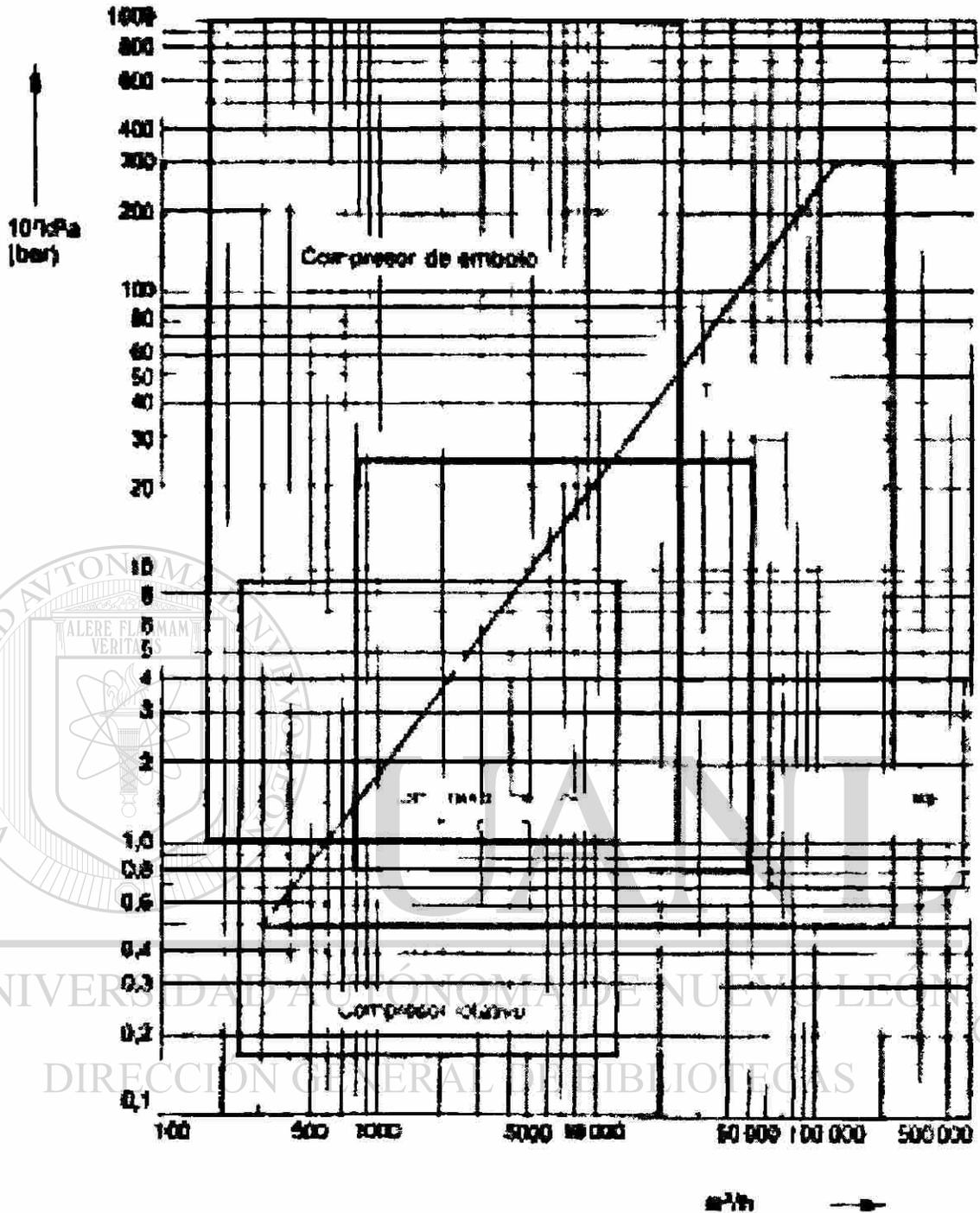


Figura 5.9 Diagrama de caudal

5.4 Selección del compresor

5.4.1 Caudal

Por caudal se entiende la cantidad de aire que suministra el compresor.

Existen dos conceptos:

1. El caudal teórico
2. El caudal efectivo o real

En el compresor de émbolo oscilante, el caudal teórico es igual al producto de cilindrada \cdot Velocidad de rotación.

El caudal efectivo depende de la construcción del compresor y de la presión. En este caso el rendimiento es muy importante.

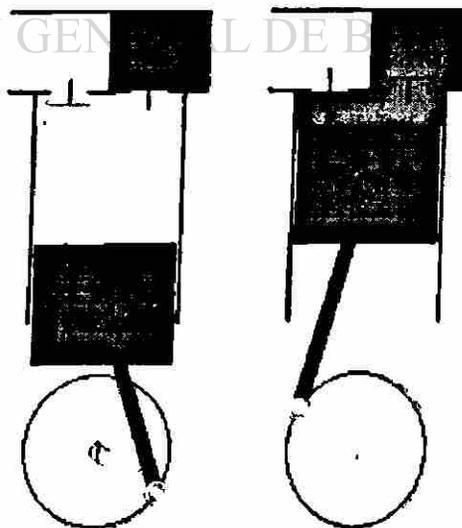


Figura 5.10 Caudal

Es interesante conocer el caudal efectivo del compresor. Solo éste es el que acciona y regula los equipos neumáticos.

Los valores indicados según las normas representan valores efectivos. El caudal se expresa m^3/min , m^3/hr .

No obstante son numerosos los fabricantes que solamente indican el caudal teórico.

5.4.2 Presión

También se distinguen dos conceptos:

La presión de servicio es la suministrada por el compresor o acumulador y existe en las tuberías que alimentan a los consumidores.

La presión de trabajo es la necesaria en el puesto de trabajo considerado. En la mayoría de los casos, es de 600 kPa (6 bar).

Por eso, los datos de servicio de los elementos se refieren a esta presión.

Importante:

Para garantizar un funcionamiento fiable y preciso es necesario que la presión tenga valor constante. De ésta dependen:

- La velocidad
- Las Fuerzas
- El desarrollo secuencial de las fases de los elementos de trabajo.

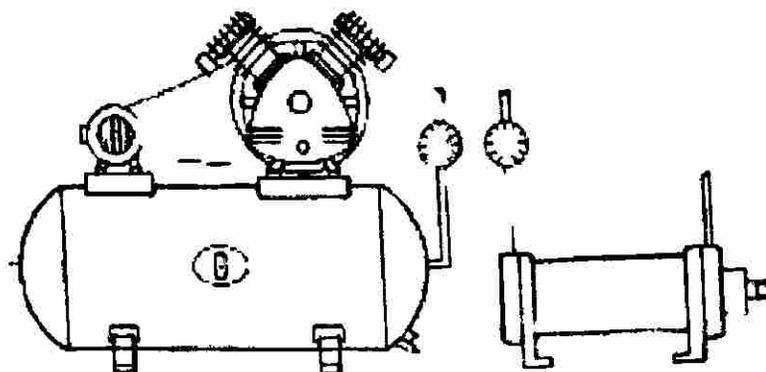


Figura 5.11 Presión

5.4.3 Accionamiento

Los compresores accionan, según las exigencias, por medio de un motor eléctrico o de explosión. En la industria en la mayoría de los casos los compresores se arrastran por medio de un motor eléctrico.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

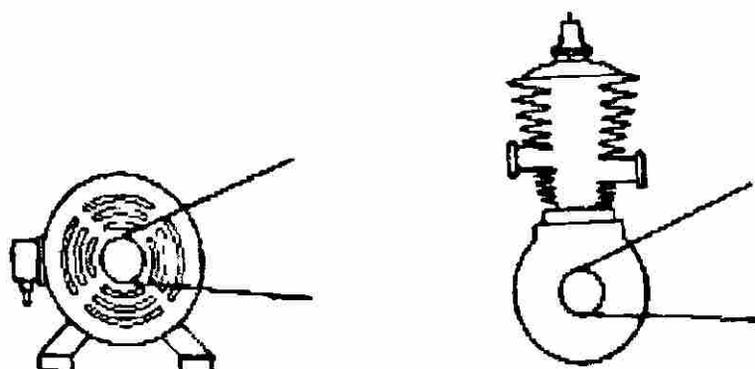


Figura 5.12 Accionamiento

5.4.4 Regulación

Al objeto de adaptar el caudal suministrado por el compresor, el consumo que fluctúa, se debe proceder a ciertas regulaciones del compresor. Existen diferentes clases de regulación.

El caudal varía entre dos valores límites ajustados (presiones máxima y mínima).

Se conocen diferentes pistones de regulación:

Regulación de mordida en vacío	Regulación de carga parcial	Regulación intermitente
a) Regulación por escape a la atmósfera b) Regulación por aislamiento de la aspiración c) Regulación por apertura de la aspiración	a) Regulación de velocidad de rotación b) Regulación por estrangulación de la aspiración.	

Regulación de marcha en vacío:

- a) Regulación por escape a la atmósfera

En esta simple regulación con una válvula reguladora de presión a la salida del compresor. Cuando en el depósito (red) se ha alcanzado la presión deseada, dicha

válvula abre el paso y permite que el aire escape a la atmósfera. Una válvula antirretorno impide que el depósito se vacíe (solo en instalaciones muy pequeñas).

b) Regulación por aislamiento de la aspiración

En este tipo de regulación se bloquea el lado de la aspiración. La tubuladura de aspiración del compresor está cerrada. El compresor no puede aspirar y sigue funcionando en el margen de dispersión. Esta regulación se usa principalmente en los compresores rotativos y también en los de émbolo oscilatorio.

c) Regulación por apertura de la aspiración

Se utiliza en compresores de émbolo de tamaño mayor. Por medio de una mordaza se mantiene abierta la válvula de aspiración y el aire circula con que el compresor lo comprima. Esta regulación es muy sencilla.

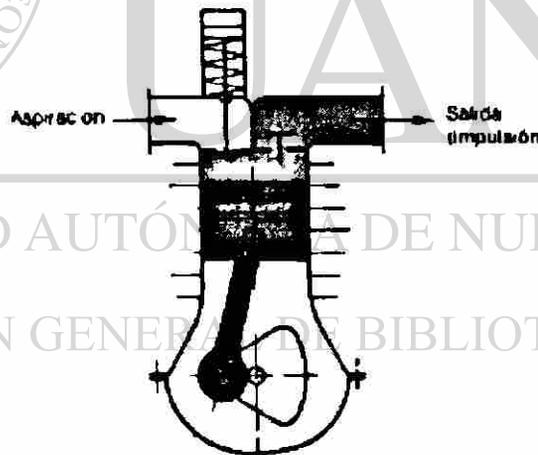


Figura 5.13 Regulación por apertura de la aspiración

Regulación de carga parcial

a) Regulación de la velocidad de rotación

El regulador de velocidad del motor de combustión interna se ajusta en función de la presión de servicio deseada, por medio de un elemento de mando manual o automático.

Si el accionamiento es eléctrico, la velocidad de rotación puede regularse de forma progresiva empleando motores de polos conmutables. No obstante, este procedimiento no es muy utilizado.

b) Regulación del caudal aspirado.

Se obtiene por simple estrangulamiento de la tubuladura de aspiración. El compresor puede ajustarse así a cargas parciales predeterminadas. Este sistema se presenta en compresores rotativos o en turbo compresores.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Regulación por intermitencia

Con este sistema, el compresor tiene dos estados de servicio (funciona a plena carga o está desconectado). El motor de accionamiento del compresor se para al alcanzar la presión máxima. Se conecta de nuevo y el compresor trabaja al alcanzar el valor de la presión mínima.

Los momentos de conexión y desconexión pueden ajustarse mediante una presóstato. Para mantener la frecuencia de conmutación dentro de los límites admisibles, es necesario prever un depósito de gran capacidad.

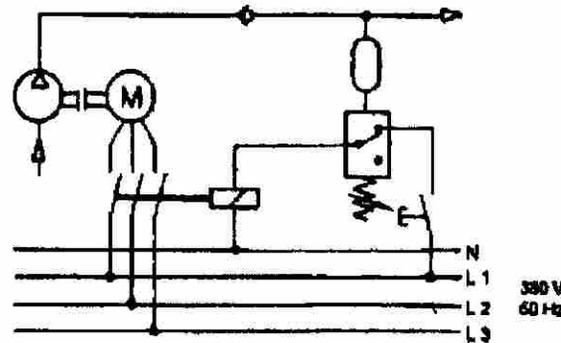


Figura 5.14 Regulación intermitente

5.5 Accionamiento del compresor

5.5.1 Depósito del aire comprimido

Un depósito de aire comprimido es una cisterna a presión construida en chapa de acero soldada, montada horizontal o verticalmente, directamente después del refrigerador final para recibir el aire comprimido amortiguando así los impulsos esenciales en el caudal del aire.

Sus funciones principales son las de almacenar una cantidad suficiente de aire para satisfacer las demandas que superan la capacidad del compresor, sin embargo, suministra también un enfriamiento adicional para precipitar el aceite y la humedad que llegan al refrigerador antes de que el aire se distribuya interiormente. A este respecto, colocar el depósito del aire en un lugar fresco representa una ventaja.

El depósito debe estar provisto de válvula de seguridad, manómetro, purga y tapas de inspección para la comprobación o limpieza del interior.

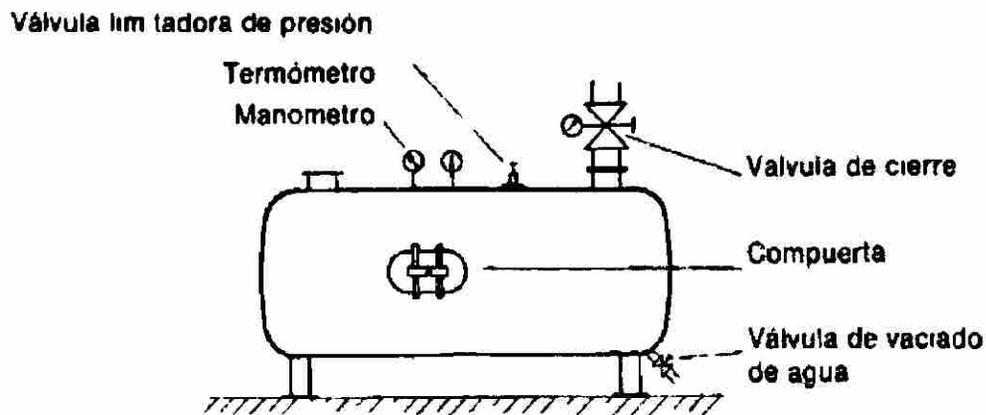


Figura 5.15 Acumulador

5.5.2 Selección del tamaño del depósito de aire comprimido

El tamaño de los depósitos del aire se selecciona según las salidas del compresor, el tamaño del sistema y el hecho de que la demanda sea relativamente constante o variable.

Los compresores con accionamiento eléctrico en plantas industriales, los que suministran una red, normalmente se conectan y desconectan entre una presión mínima y máxima. Este control se llama "automático". Para ello es necesario un volumen mínimo del depósito del aire para evitar que la conexión y desconexión sean demasiado frecuente.

Los compresores móviles con un motor de combustión no se paran cuando se alcanza una presión máxima, sino que se elevan las válvulas de succión de forma que el aire pueda fluir dentro y fuera del cilindro sin ser comprimido. La diferencia de presión

y la compresión y la carrera en vacío es bastante pequeña. En este caso es necesario solo un pequeño depósito.

Para plantas industriales, la regla apropiada para el tamaño del depósito es:

Capacidad del depósito de aire = Salida del aire comprimido por minuto del compresor
(No F.A.D. = No el "aire libre descargado)

Ejemplo: Descarga del compresor 18 m³/min (aire libre), presión media de la línea 7 bares:

Por lo tanto, la salida de aire comprimido por minuto =

$$\frac{18000}{7} = 2500 \text{ Litros aproximados}$$

Un depósito con un volumen de 2750 litros será entonces el tamaño más adecuado.

5.5.3 Filtro de Entrada

La atmósfera de una ciudad típica puede contener 40 partes por millón/m³ de partículas sólidas, es decir polvo, suciedad, polen, etc. Si se comprime este aire a 7 bares, la concentración sería de 320 partes por millón/m³. Una condición para la confiabilidad y duración del compresor debe ser la instalación de un filtro eficaz y adecuado para impedir el desgaste excesivo de cilindros, anillos del émbolo, etc., que es provocado principalmente por el efecto abrasivo de estas impurezas.

El filtro no debe ser demasiado fino puesto que el rendimiento del compresor disminuye debido a la elevada resistencia al caudal del aire y así a las partículas de aire muy pequeñas (2-5 μ) no se pueden eliminar.

La entrada del aire debe estar situada de forma que en la medida de lo posible se aspire aire seco limpio, con conductos de entrada de diámetro lo suficientemente grande para evitar una caída de presión excesiva. Cuando se utilice un silenciador es posible incluir el filtro de aire que se colocará después de la posición del silenciador, de forma que esté sujeto a efecto de pulsación mínimos.

5.6 Deshidratación del aire

5.6.1 Post-Enfriadores

Después de la compresión final, el aire está caliente y, al enfriarse el agua se depositará en cantidades considerables en el sistema de tuberías, lo cual deberá evitarse. La manera más efectiva de eliminar la mayor parte del agua de condensación es someter al aire a la refrigeración posterior, inmediatamente después de la compresión.

Los post-enfriadores son intercambiadores que pueden ser unidades refrigeradas por aire o por agua.

5.6.2 Refrigeración por aire

Consiste en una serie de conductos por los cuales fluye el aire comprimido y sobre los caudales se hace pasar una corriente forzada de aire frío por medio de un ventilador. Un ejemplo típico se ilustra en la figura 5.16.

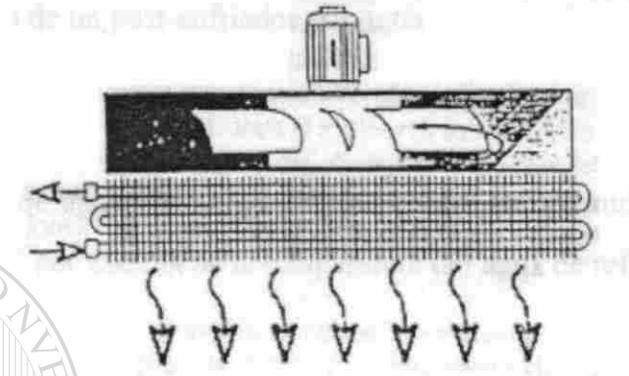


Figura 5.16 Principio de un post-refrigerador refrigerado por aire

La temperatura del aire comprimido refrigerado debe ser de apropiadamente 15°C por encima de la temperatura del aire de refrigeración.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

5.6.3 Refrigeración por agua

Se trata esencialmente de un revestimiento de acero que aloja unos conductos en los que el agua circula por un lado y el aire por el otro, normalmente de forma que el flujo de ambos fluidos sea en sentido contrario a través del refrigerador. Este principio se ilustra en la figura 5.17.

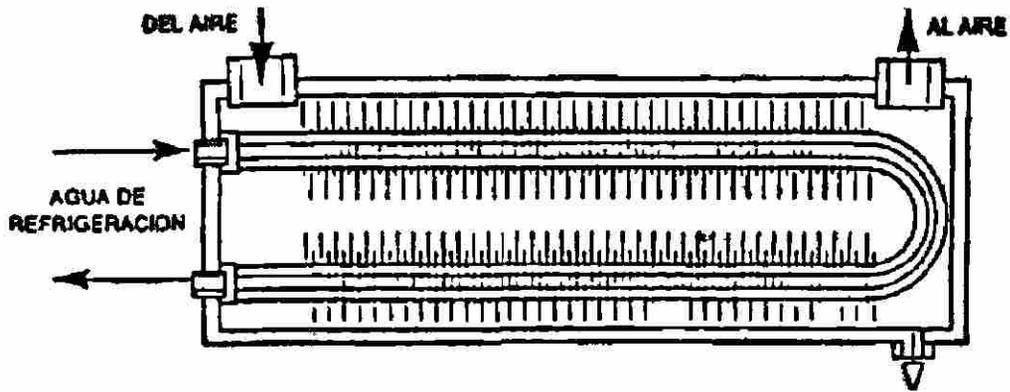


Figura 5.17 Principio de un post-enfriador por agua

Un post enfriador de agua nos asegurará que el aire comprimido descargado estará aproximadamente 10°C por encima de la temperatura del agua de refrigeración.

Una purga automática acoplada o integrada, en el post enfriador quita el condensado acumulado.

Los post enfriadores podrían estar equipados con una válvula de seguridad, un manómetro y se recomienda que se incluyan termómetros tanto para el aire como para el agua.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

5.7 Secadores de aire

Los post enfriadores enfrían el aire hasta unos 10 o 15°C por encima del medio refrigerante. El control y operación de los elementos de un sistema neumático serán normalmente a temperatura ambiente (aproximadamente 20°C). Esto nos puede hacer pensar que no se precipitaron ningún condensado más y que la humedad remanente es expulsada con el aire de salida de vuelta a la atmósfera. A menudo, la temperatura circundante con el caudal pasa por las líneas de tuberías, por ejemplo durante la noche.

Esta situación enfría el aire comprimido todavía más, por lo que habrá todavía vapor que se condensará como agua.

La medida empleada en el secado de aire en la bajada del rocío, el cual se define como la temperatura a la cual el aire está completamente saturado de humedad (100% h.r.). Cuando más bajo sea el punto de rocío, menos humedad queda en el aire.

Existen dos tipos principales de secadores de aire disponibles que operan por procesos de absorción, adsorción o refrigeración.

5.7.1. Secado por absorción (Secado coalescente)

El aire comprimido es forzado a través de un agente secante, yeso deshidratado o cloruro de magnesio que contiene en forma sólida cloruro de litio o cloruro de calcio, el cual reacciona con la humedad para formar una solución que es drenada desde el fondo de la cisterna.

El agente secante debe ser refrigerado a intervalos regulares ya que el punto de rocío se eleva en función del consumo de sales durante el funcionamiento; de todas formas a presiones de 7 bar, son posibles puntos de rocío de 5°C.

Las principales ventajas de este método son su bajo costo inicial y de funcionamiento, por el contrario la temperatura de entrada no debe exceder de 30 °C, los productos químicos implicados son altamente corrosivos, necesitando un filtrado cuidadosamente comprobado para asegurar que ninguna fina partícula corrosiva sea arrastrada al sistema neumático.

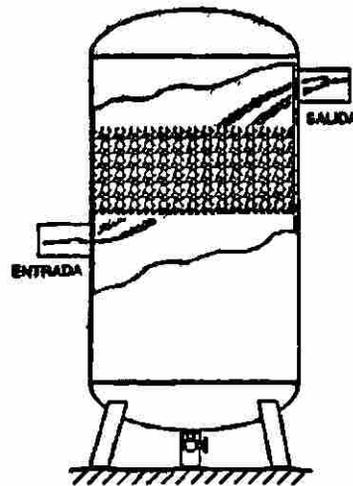


Figura 5.18 Principio del secador de aire por absorción

5.7.2. Secado por absorción (deseccante)

En una cámara vertical está contenido un producto químico tal como la sílica gel o la alumina activada en forma granular, para que, por métodos físicos, absorba la humedad del aire comprimido que pasa a través de él. Cuando el agente secante se satura es regenerado mediante secado previamente, ver esquema 5.19.

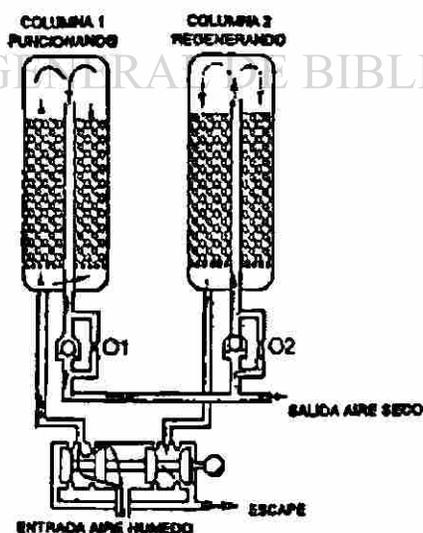


Figura 5.19 Principio del secador de aire por absorción regenerado por pérdida de calor

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

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

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

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

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

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

5.7.3. Secado por refrigeración.

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

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

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

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

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

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

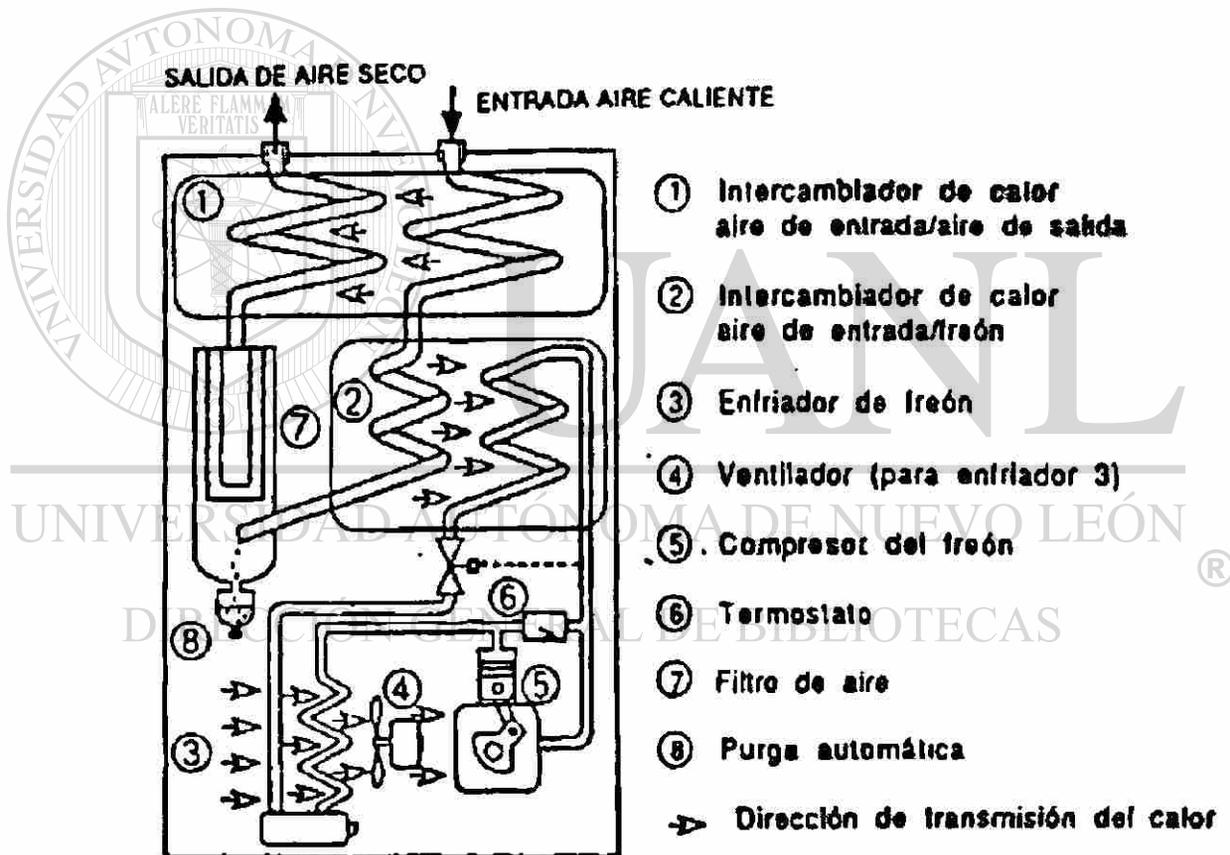


Figura 5.20 Principio del secador de aire por refrigeración

5.8. Filtración de Alimentación General

Filtro de Línea Principal

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

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

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

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

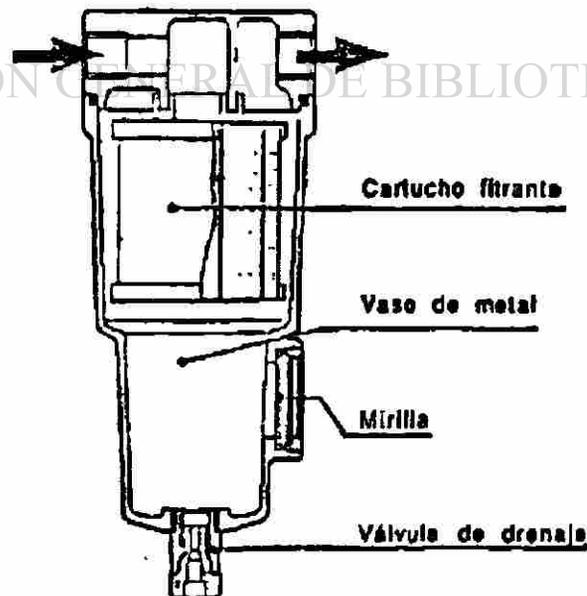


Figura 5.21 Típico filtro de línea

5.9 Distribución del aire

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

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

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

5.9.1 Final de Línea Muerta

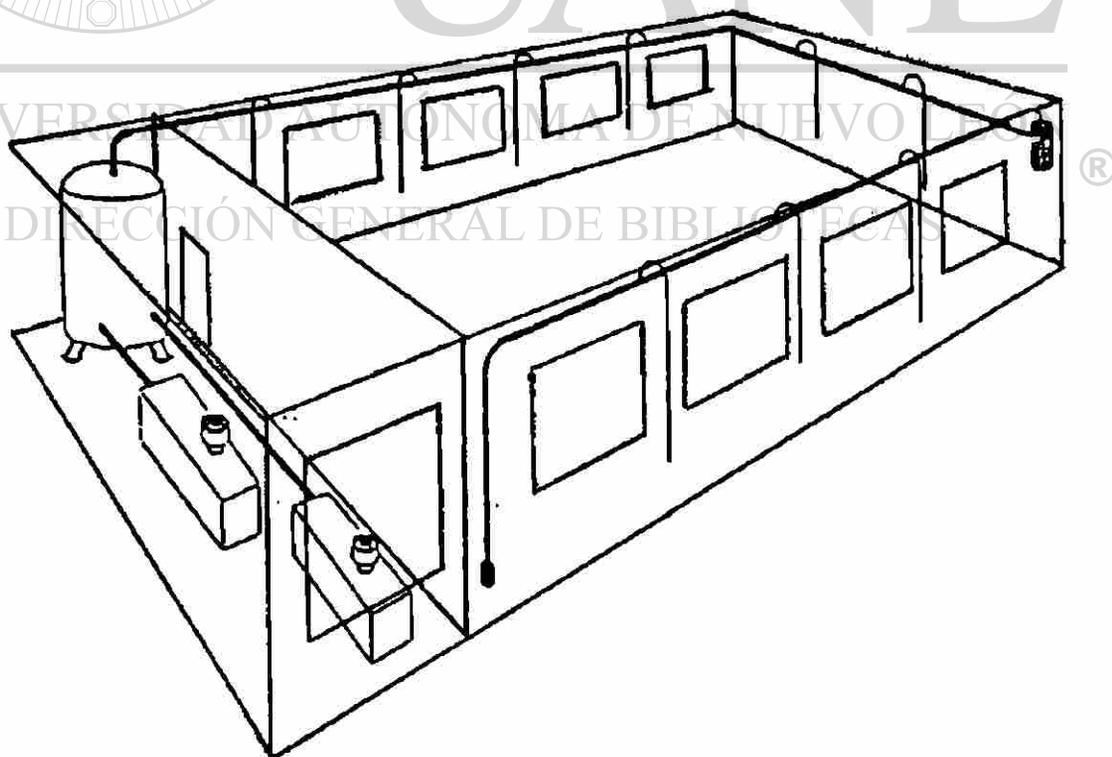


Figura 5.22 Típica configuración de línea principal con final en línea muerta.

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

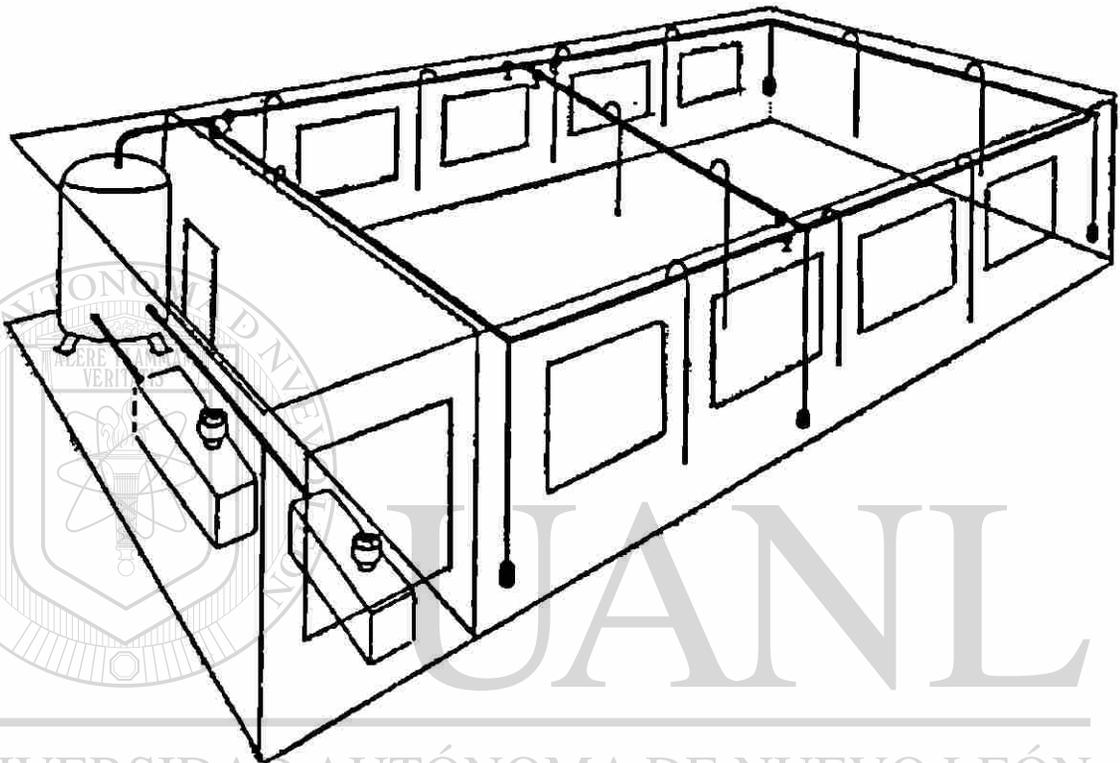


Figura 5.23 Conducto principal en anillo

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

5.9.2 Conducto Principal en anillo

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

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

5.9.3 Líneas Secundarias

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

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

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

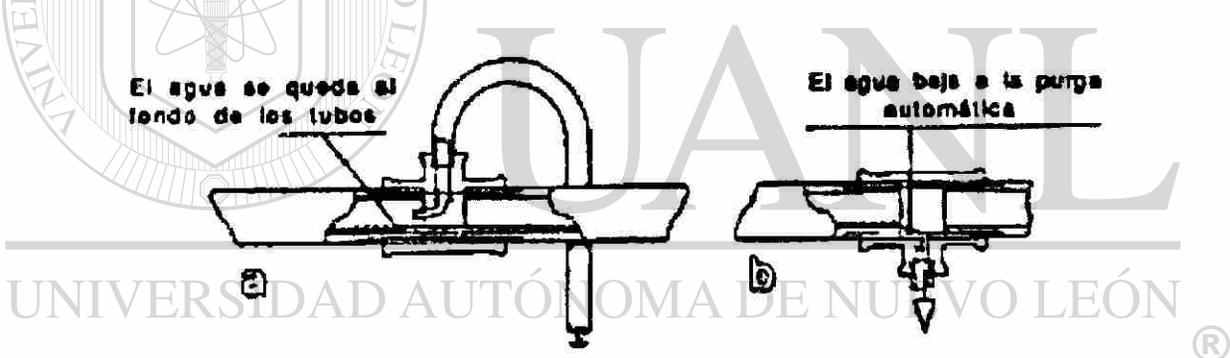


Figura 5.24 Salidas de aire (a) y agua (b)

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

5.10 Purgado del aire

Purgas automáticas

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

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

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

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

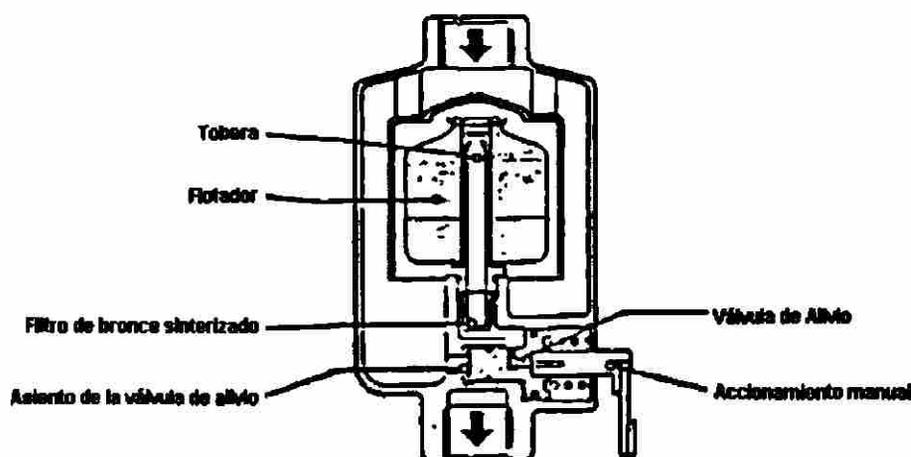


Figura 5.25 Purga automática de flotador

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

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

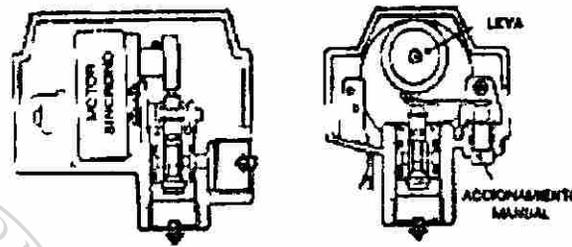


Figura 5.26 Purga automática motorizada

5.11 Selección del tamaño de los conductos principales de aire

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

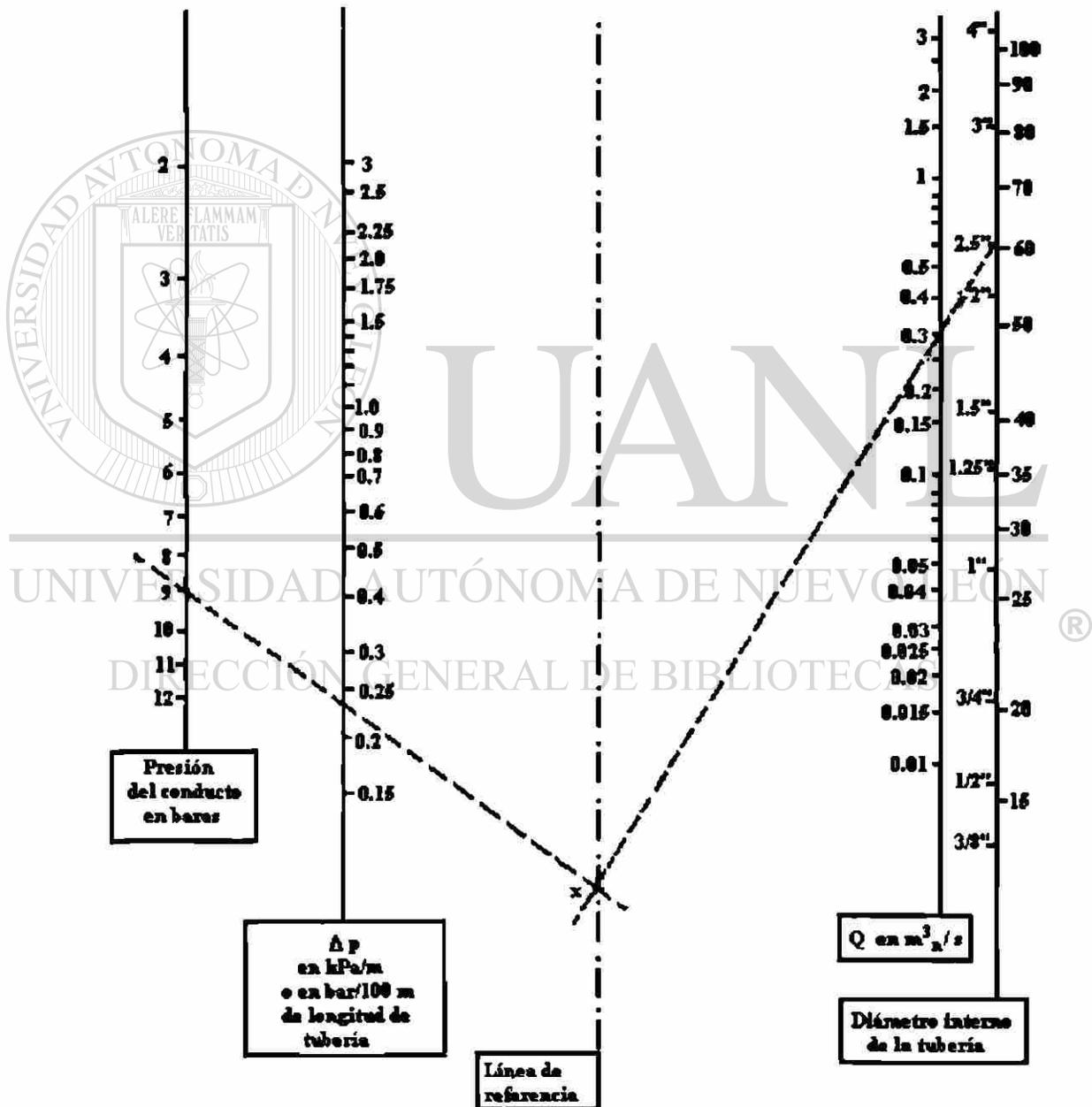


Figura 5.27 Nomograma para el cálculo del tamaño del diámetro de la tubería de los conductos principales

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

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

MATERIALES PARA LA TUBERÍA

Tubería de gas estándar (SGP)

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

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

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

Tuberías de acero inoxidable

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

Tubos de Cobre

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

Tubos de Goma (manguera de aire)

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

Anchura Nominal en pulgadas	Diámetro exterior mm	Diámetro interior mm	A. de Secc. Interna mm ²
1/8	9.2	3.2	8.04
1/4	10.3	6.3	31.2
3/8	18.5	9.5	70.9
1/2	21.7	12.7	127
5/8	24.10	15.9	199
3/4	29.0	19.0	284
1	35.4	25.4	507
1 1/4	45.8	31.8	794
1 1/2	52.1	38.1	1140
1 3/4	60.5	44.5	1560
2	66.8	50.8	2030
2 1/4	81.1	57.1	2560
2 1/2	90.5	63.5	3170

Tabla 5.3 Manguera forrada de tela

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

Tubos de PVC o de Nylon

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

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

Sistemas de Conexión

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

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

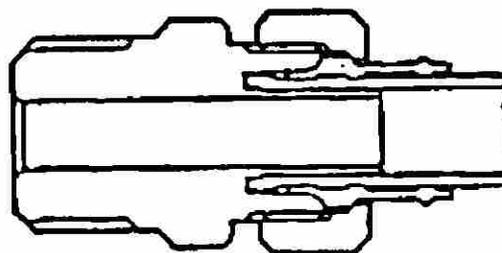


Figura 5.28 Ejemplo de conexión por inserción

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

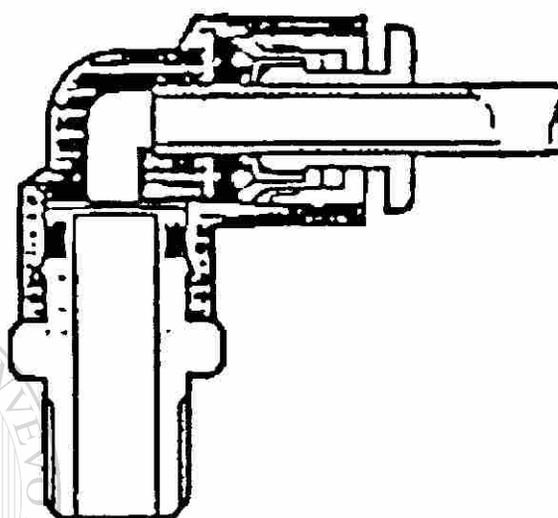


Figura 5.29 Ejemplo de conexión por presión, tipo de codo

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

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

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

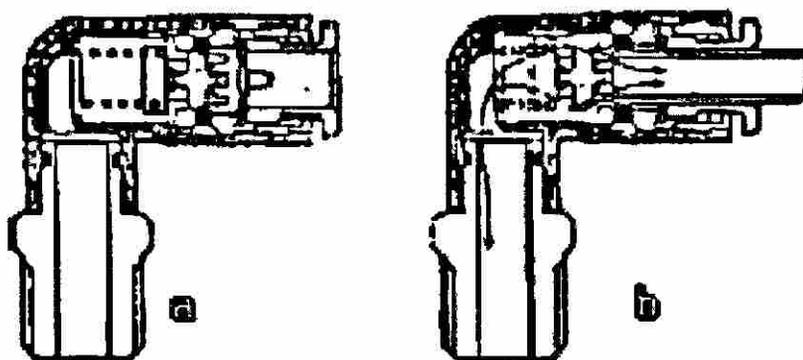
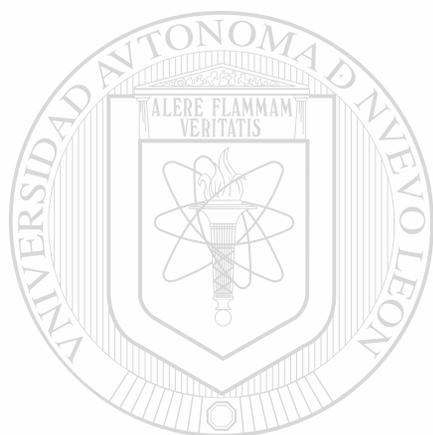


Figura 5.30 Ejemplo de conexión autoestanca



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

®

CAPÍTULO 6

ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE

6.1 Tratamiento del aire

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

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

6.2 Filtraje

6.2.1 Filtro Standard

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

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

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

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

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

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

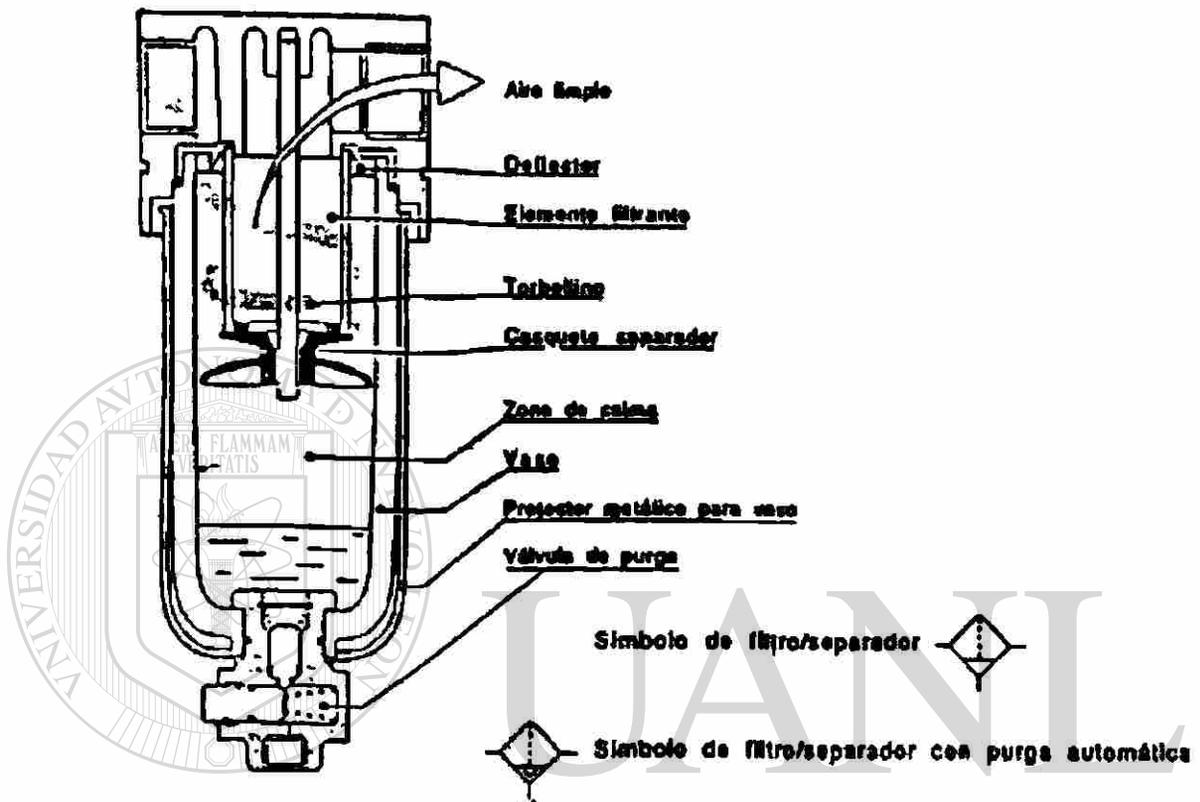


Figura 6.1 Típico Filtro separador y purga automática opcional

6.2.2 Filtros micrónicos

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

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

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

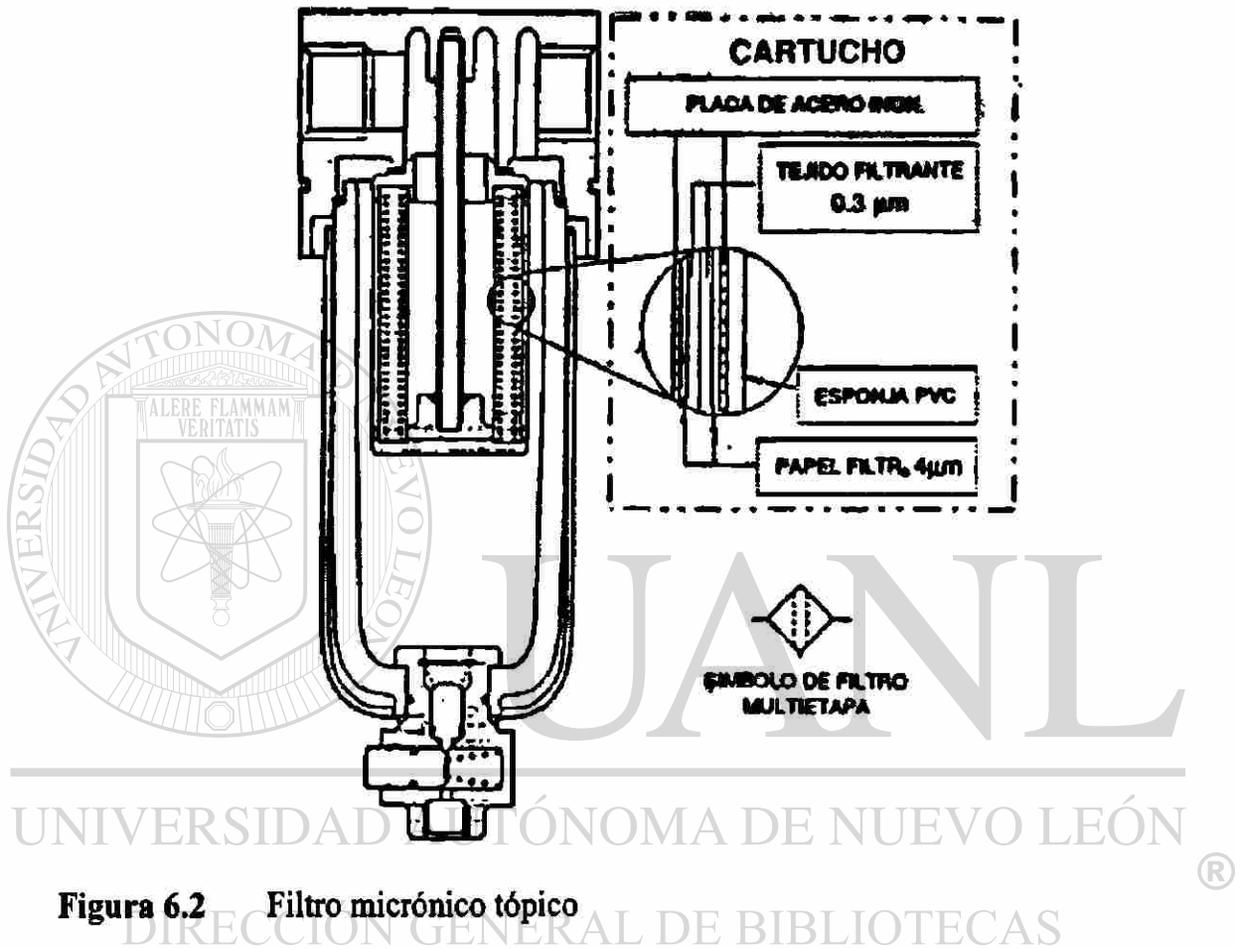


Figura 6.2 Filtro micrónico típico

6.2.3 Filtros sub-micrónicos

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

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

6.2.4 Selección del filtro

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

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

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

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

6.3. Calidad del aire

6.3.1 Niveles de filtraje

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

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

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

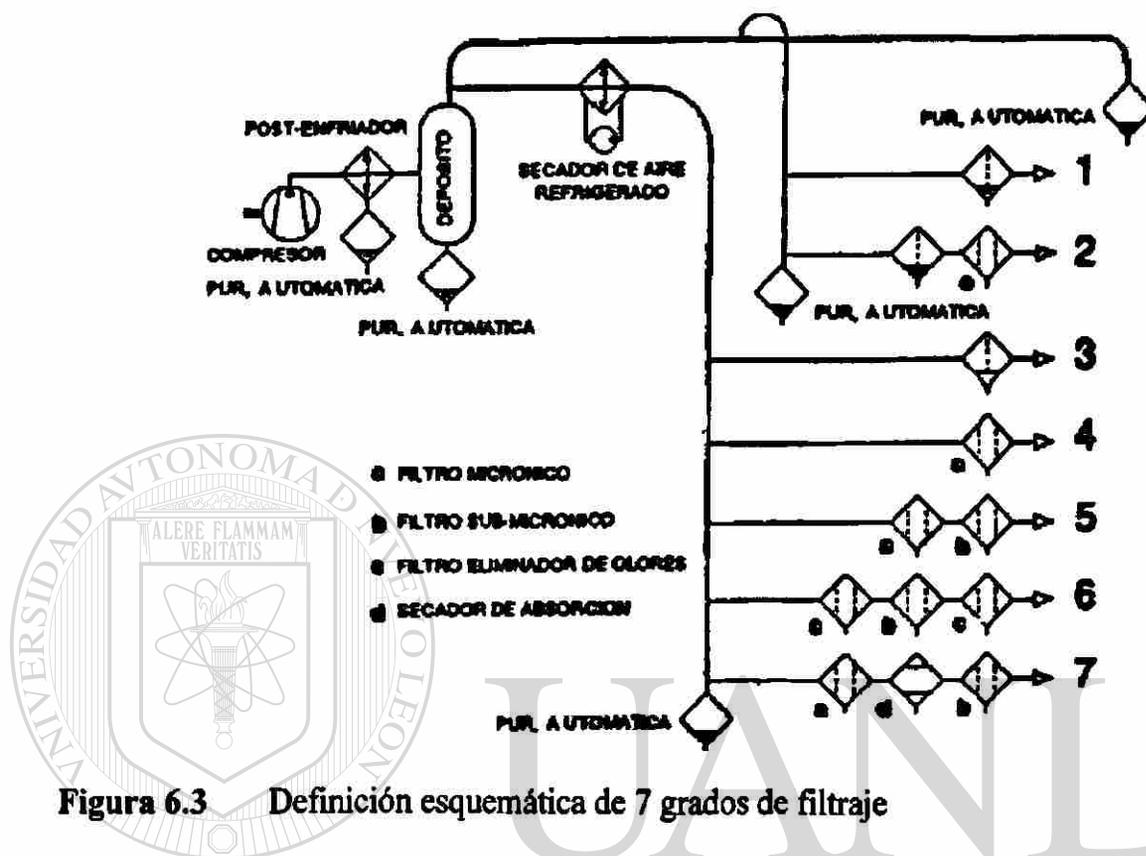


Figura 6.3 Definición esquemática de 7 grados de filtraje

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

El sistema se divide en tres partes principales:

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

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

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

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

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

Las aplicaciones típicas se indican en la tabla 6.1

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

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

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

6.4 Regulación de presión

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

6.4.1 Regulador estándar

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

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

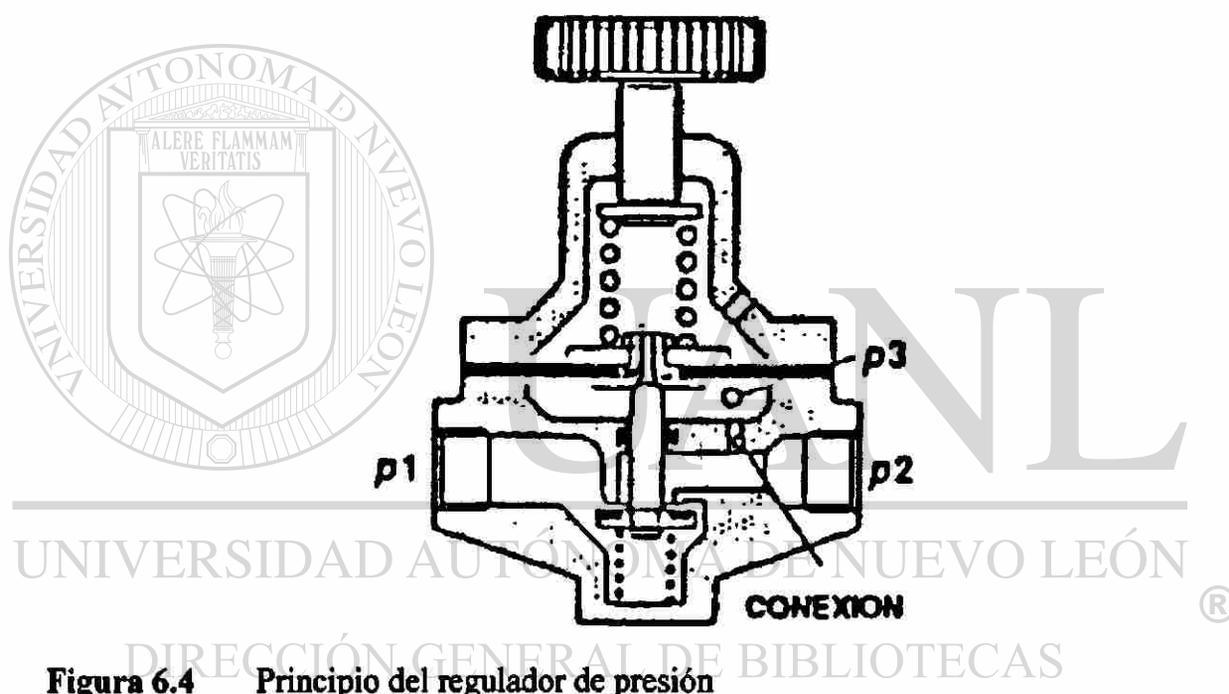


Figura 6.4 Principio del regulador de presión

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

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

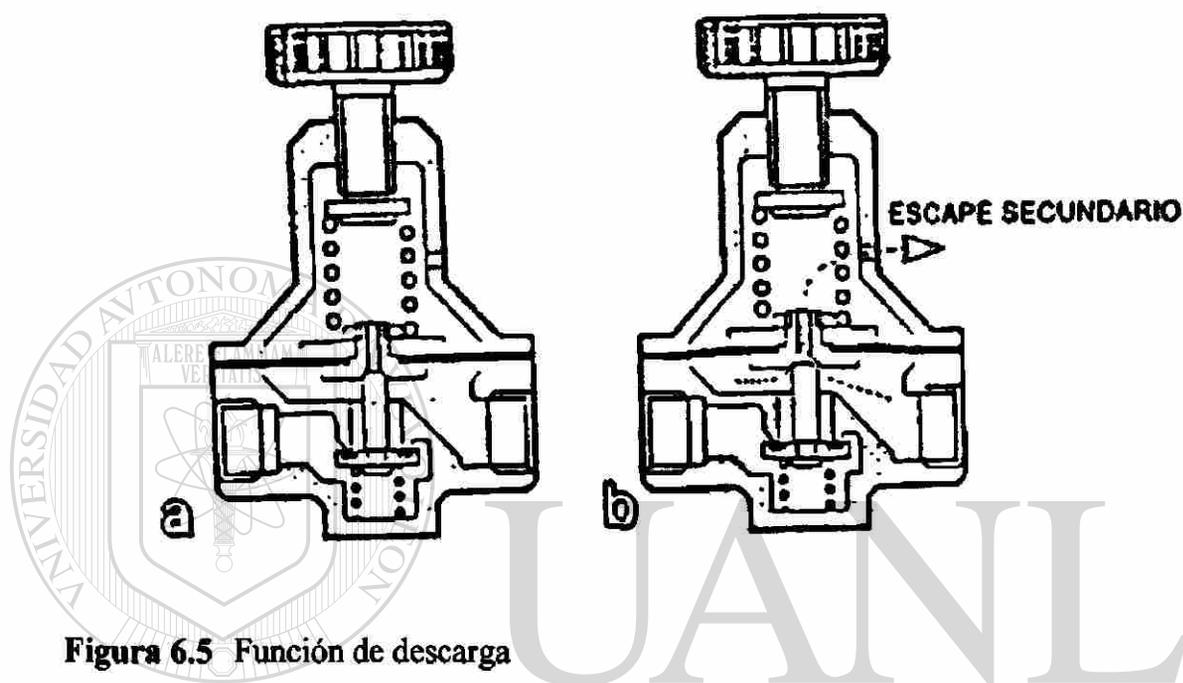


Figura 6.5 Función de descarga

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

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

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

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

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

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

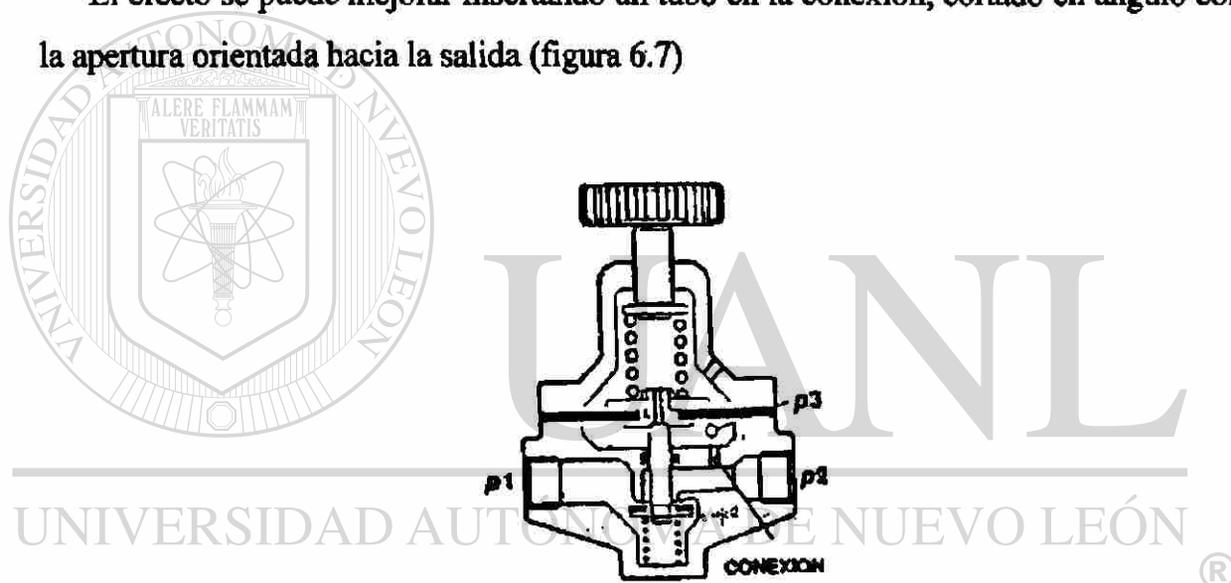


Figura 6.6 Principio de regulador de caudal compensado

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

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

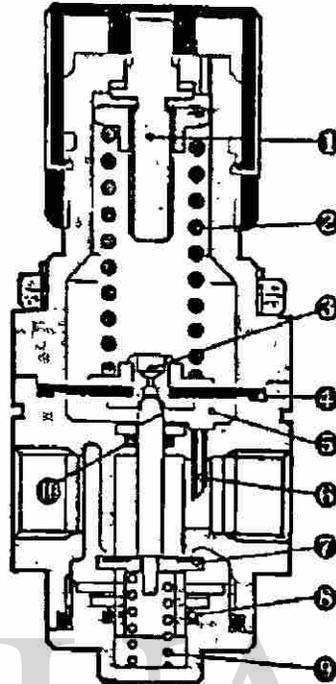


Figura 6.7 Regulador de presión completamente compensado

Las piezas más importantes son:

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

6.4.2 Regulador accionado por piloto

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

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

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

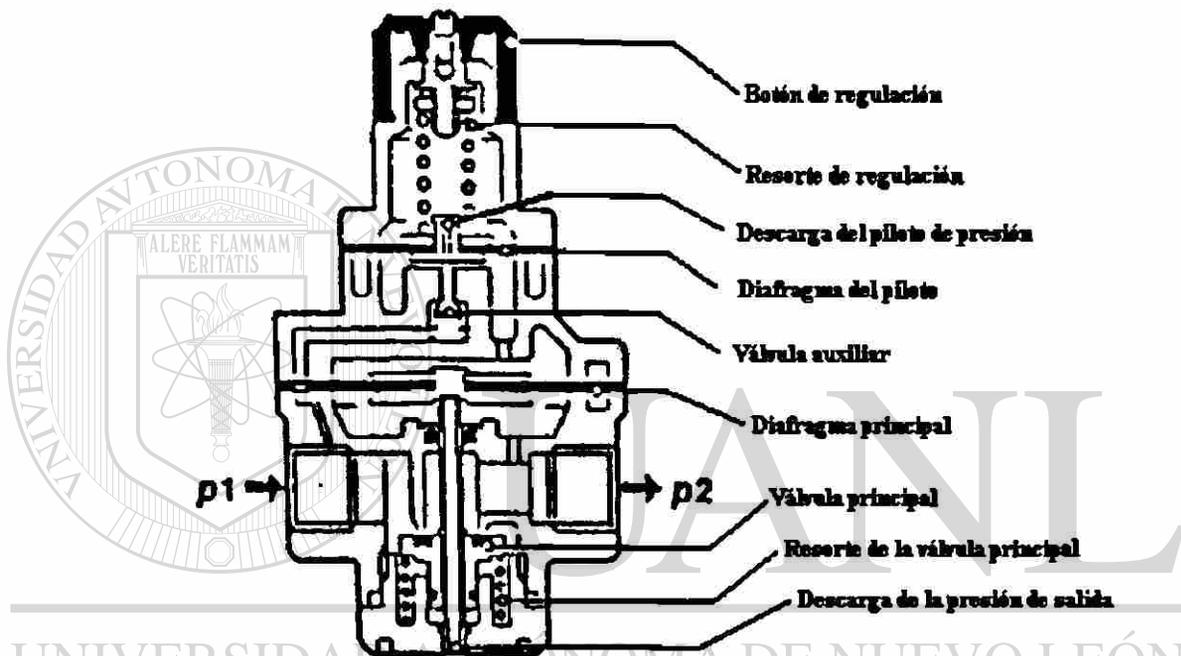


Figura 6.8 Regulador de presión pilotado internamente

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

6.4.3 Filtro - Regulador

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

6.4.4 Selección del tamaño de un regulador

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

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

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

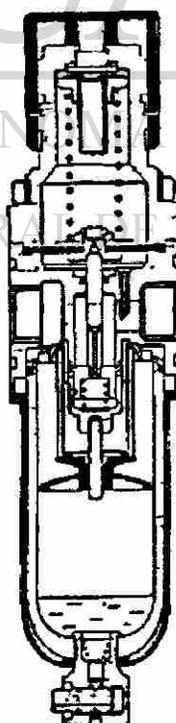


Figura 6.9 Regulador - filtro

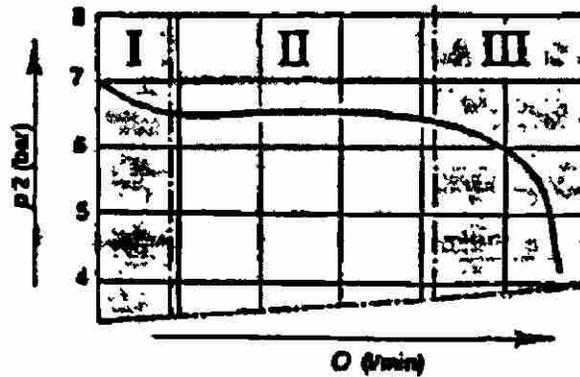


Figura 6.10 Diagrama de caudal / presión

6.5 Lubricación del aire comprimido

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

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

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Las ventajas de los sistemas "no lubricados" incluyen:

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

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

6.5.1 Lubricadores proporcionales

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

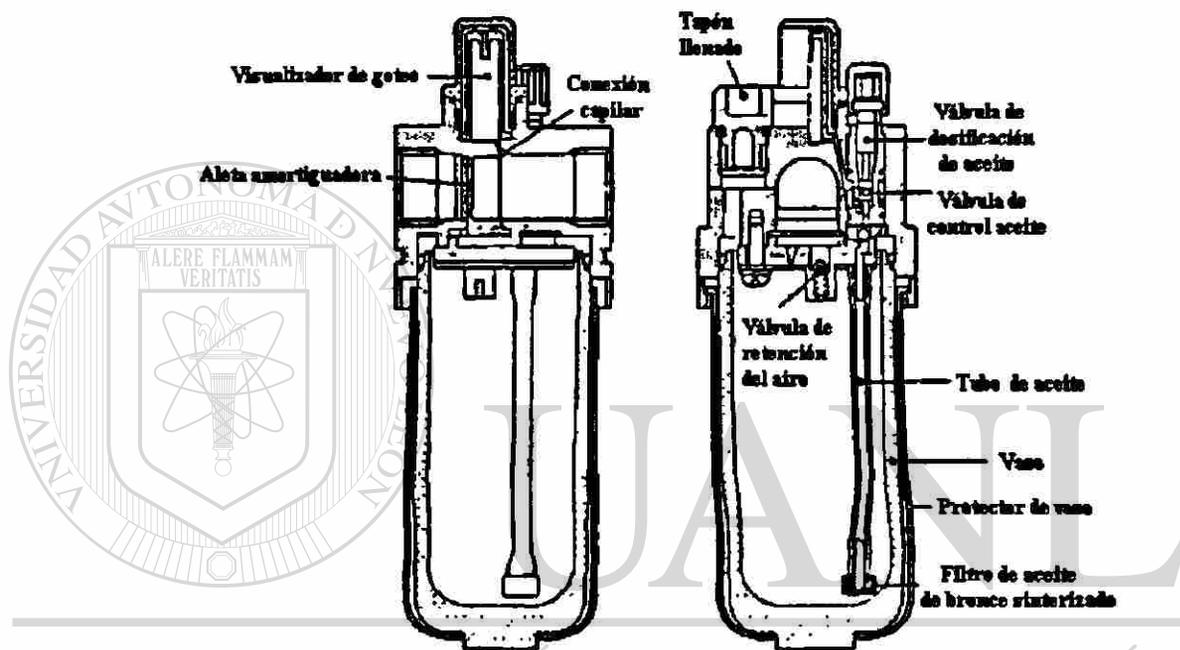


Figura 6.11 Lubricador proporcional

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

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

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

Se recomienda un aceite mineral de 32 centistokes de viscosidad

6.6 Unidad de mantenimiento

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

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

Deben tenerse en cuenta los siguientes puntos:

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

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

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

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

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

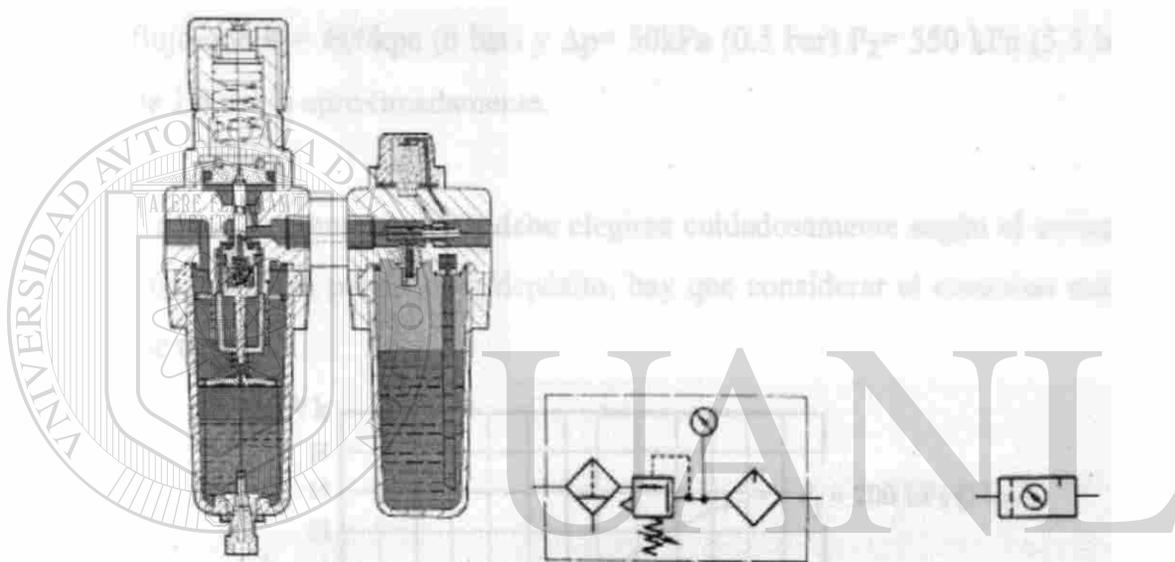


Figura 6.12 Unidad de mantenimiento y símbolo

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

6.6.1 Caudal en las unidades de mantenimiento

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

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

Ejemplo:

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

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

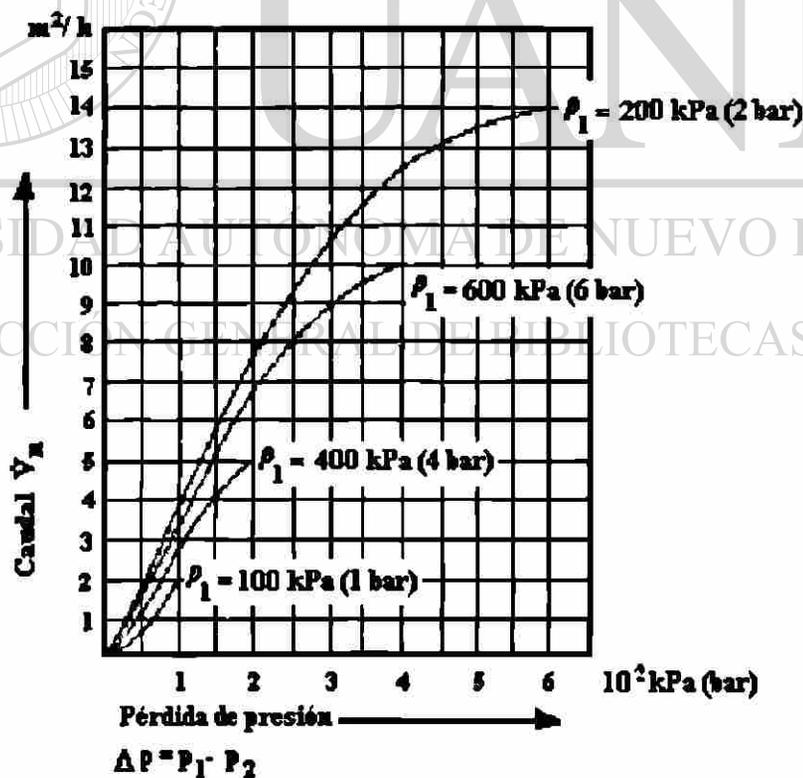
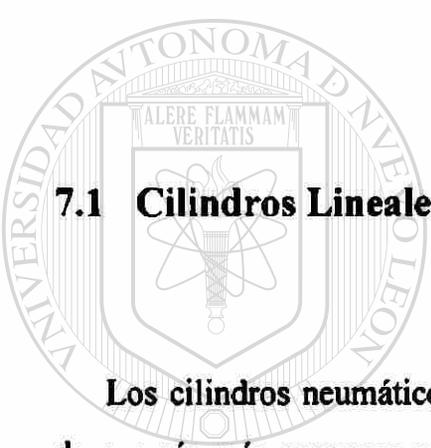


Figura 6.13 Unidad de Mantenimiento de R 1/8"

CAPÍTULO 7

ACTUADORES



7.1 Cilindros Lineales

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

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

7.1.1 Cilindros de simple efecto

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

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

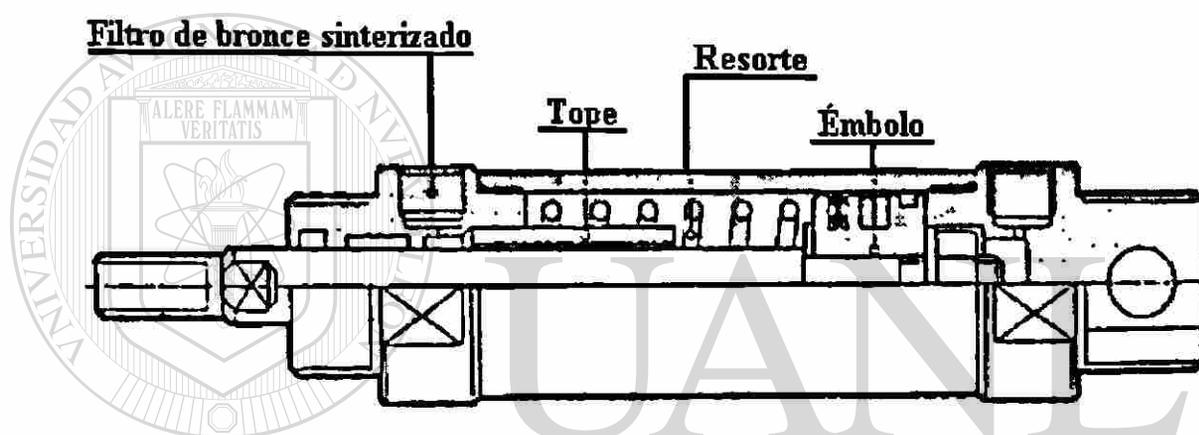


Figura 7.1 Cilindro de simple efecto del tipo “normalmente dentro”

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

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

7.1.2 Cilindro de doble efecto

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

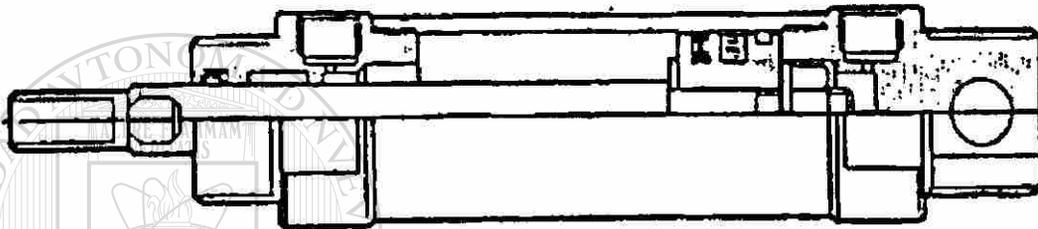


Figura 7.2 Cilindro de doble efecto

7.2 Construcción de un cilindro

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

Distintos tipos de juntas aseguran que el cilindro sea hermético.

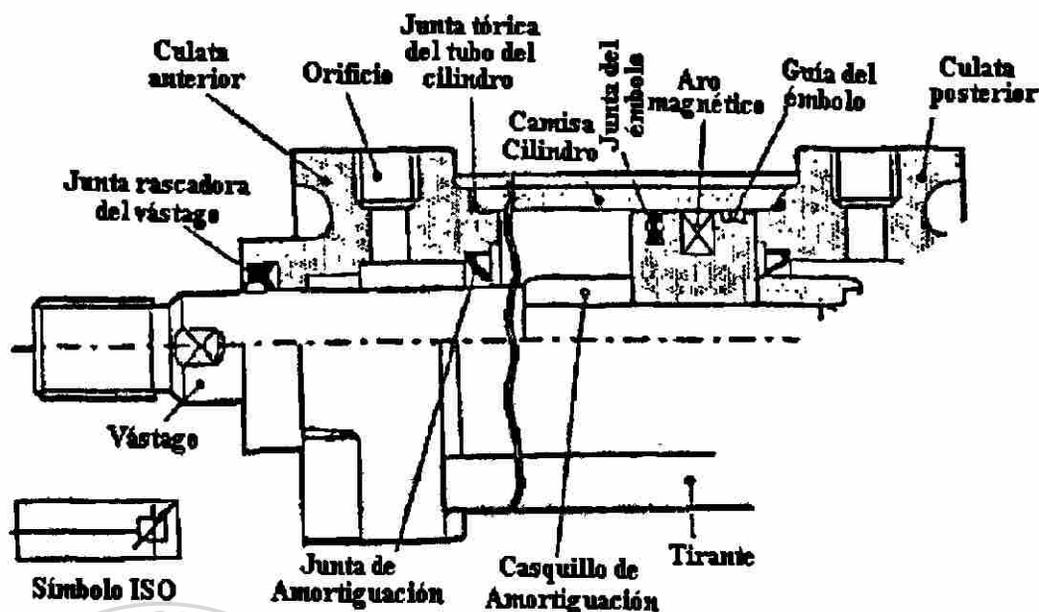


Figura 7.3 Partes componentes de un cilindro de doble efecto con amortiguación neumática

7.2.1 Amortiguación

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

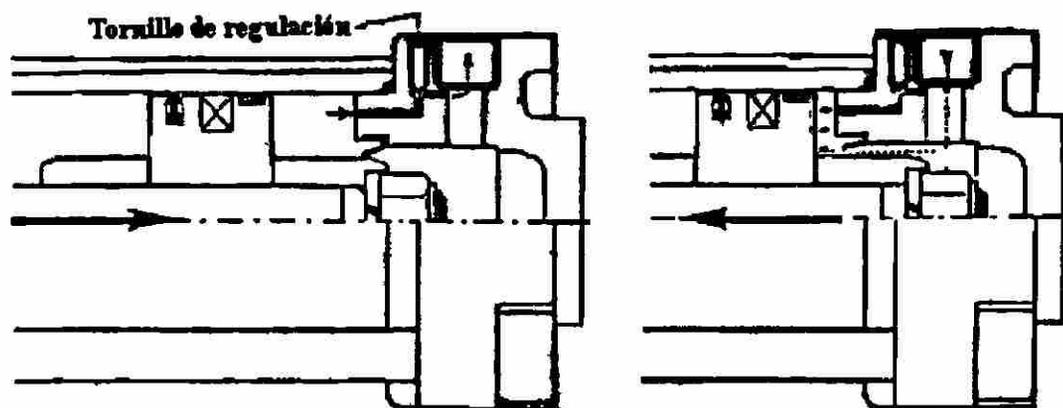


Figura 7.4 Principio de amortiguación por aire

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

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

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

7.3 Cilindros Especiales

7.3.1 De doble vástago

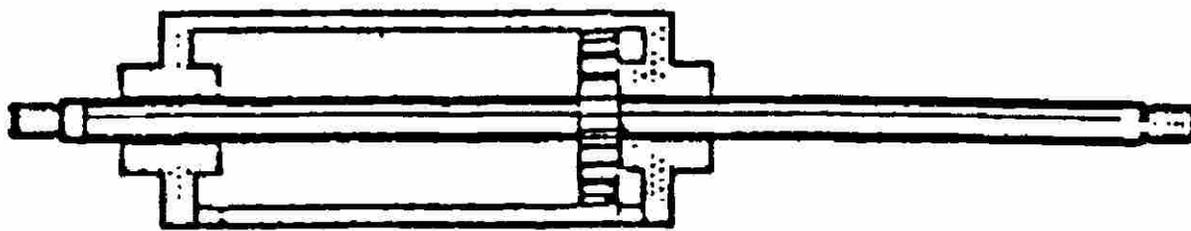


Figura 7.5 Principio del doble vástago

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

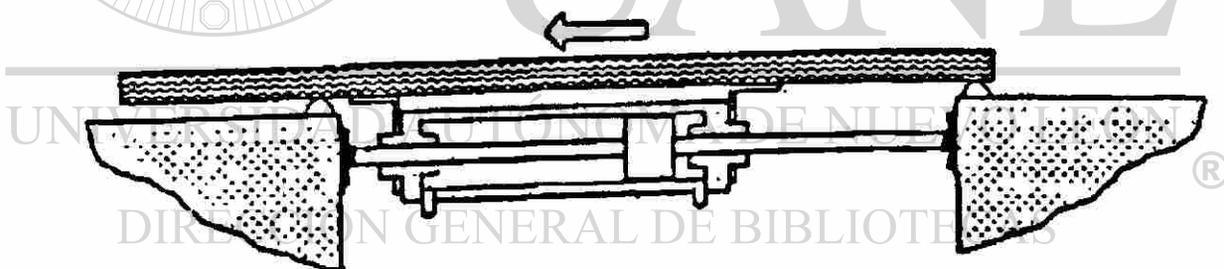


Figura 7.6 Aplicación típica de un cilindro de doble vástago

7.3.2. Cilindro tándem

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

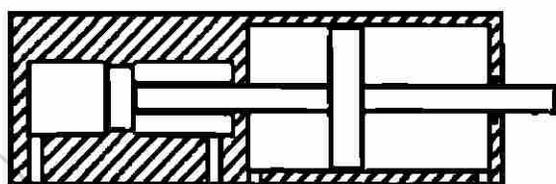


Figura 7.7 Principio del cilindro tándem

7.3.3. Cilindro multiposicional

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

Existen dos principios:

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

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

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

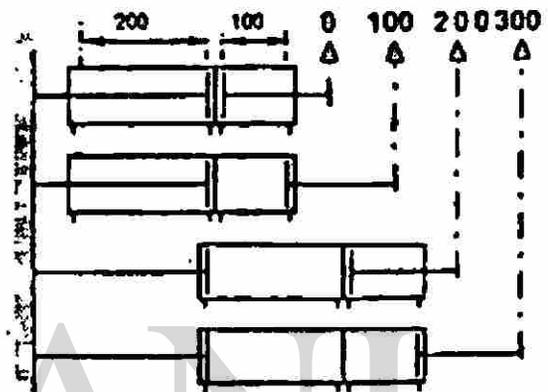
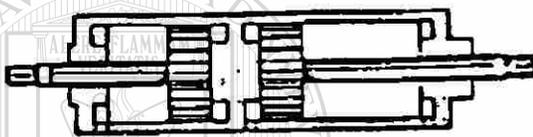
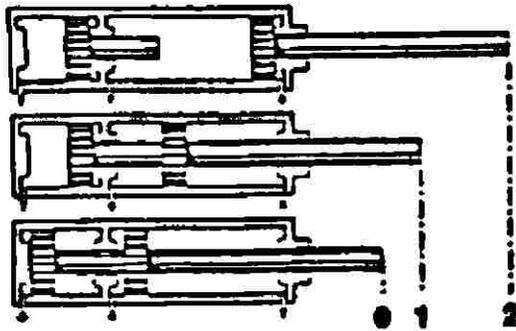


Figura 7.8 Dos tipos de cilindros multiposicionales

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

7.3.4. Cilindro con unidad de bloqueo

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

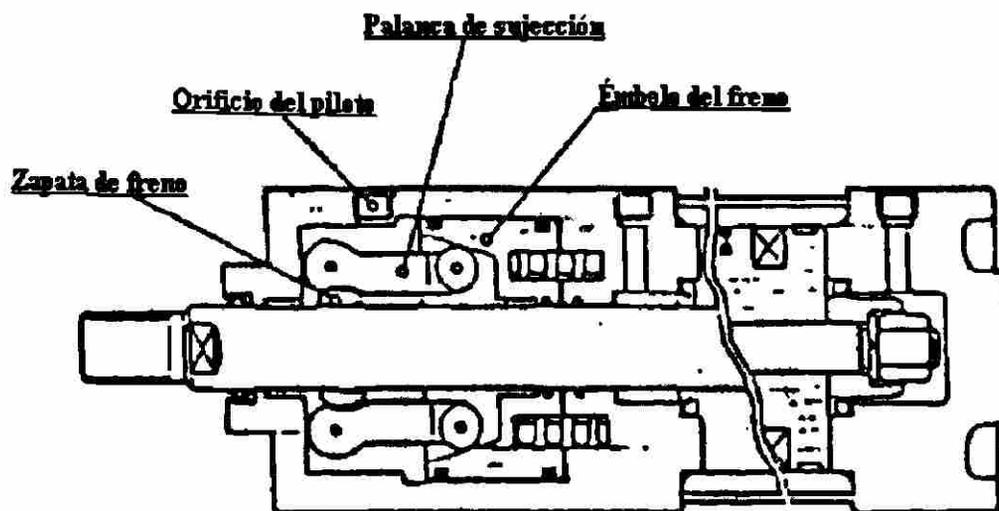


Figura 7.9 Cilindro con unidad de bloqueo.

Cilindro de vástagos paralelos

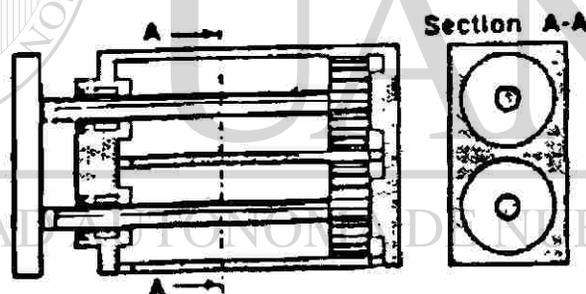


Figura 7.10 Cilindro de vástagos paralelos.

7.3.5. Cilindro plano

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

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

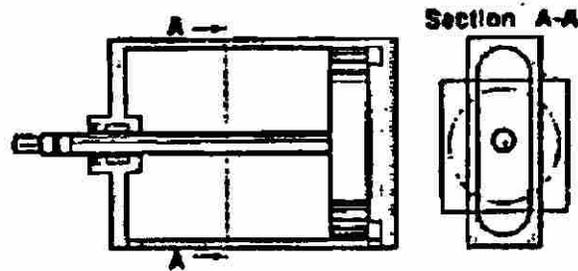


Figura 7.11 Principio del cilindro plano

7.3.6. Cilindro con vástago antigiro

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

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

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

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

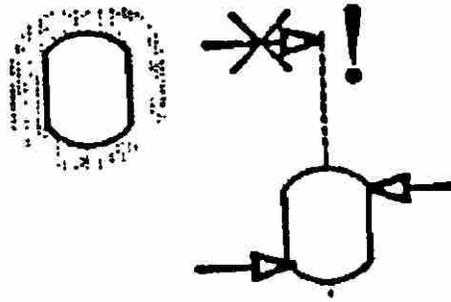


Figura 7.12 Vástago antiguo

7.4 Montaje de Cilindro

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

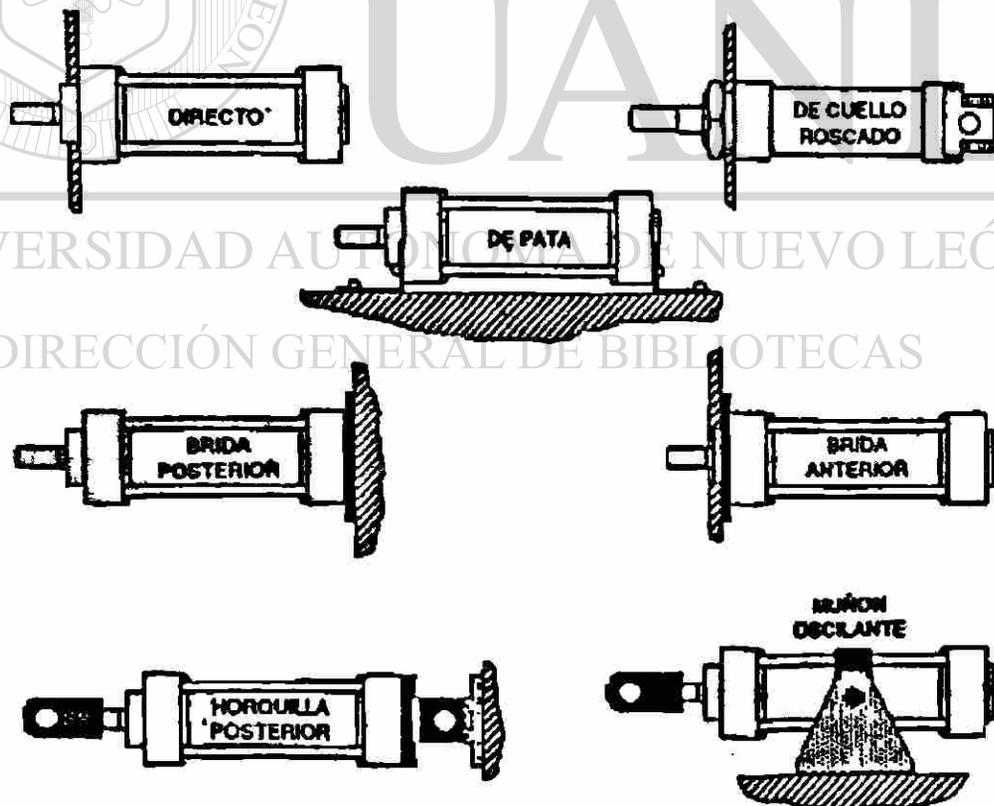


Figura 7.13 Varios métodos de fijación del cilindro

7.4.1. Juntas flotantes

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



Figura 7.14 Junta flotante

7.5 Fuerza del Cilindro

7.5.1 Fuerza Teórica

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

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

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

Por lo tanto para un cilindro de doble efecto:

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

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

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

(d= diámetro del vástago) .

Para un cilindro de simple efecto:

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

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

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

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

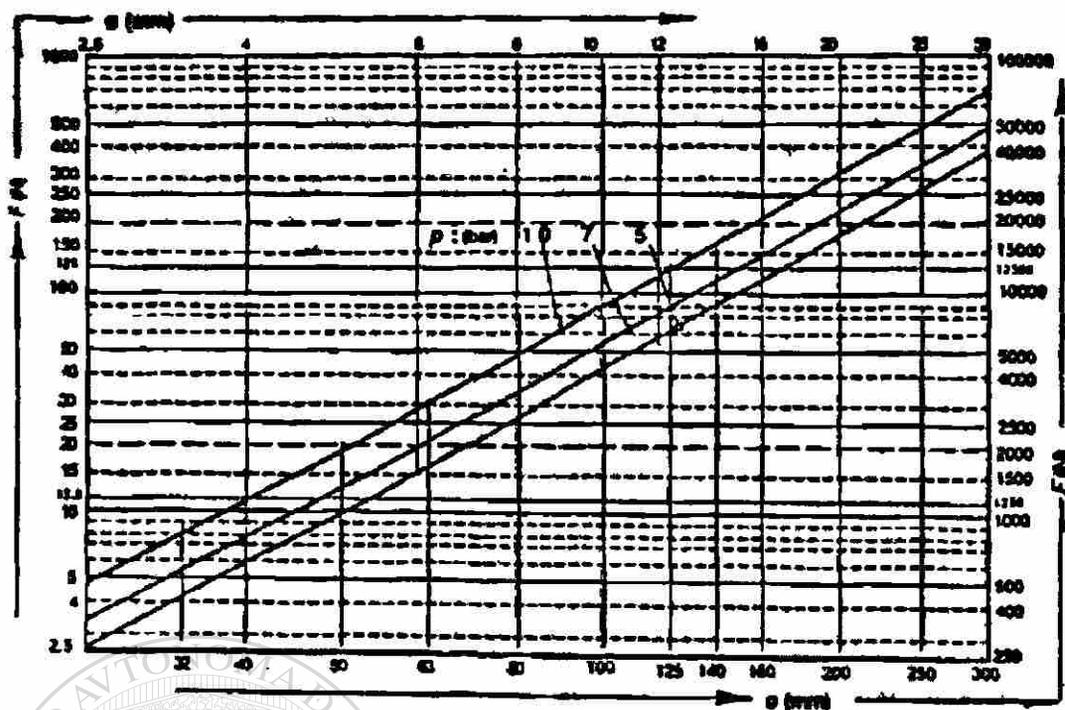


Figura 7.15 Fuerzas teóricas de cilindros neumáticos con diámetros desde 2.5 hasta 30 mm (series de la izquierda y superiores) y desde 32 hasta 300 mm. (Series a la derecha e inferiores) para presiones de trabajo de 10.7 y 5 bares.

7.5.2 Fuerza necesaria

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

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

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

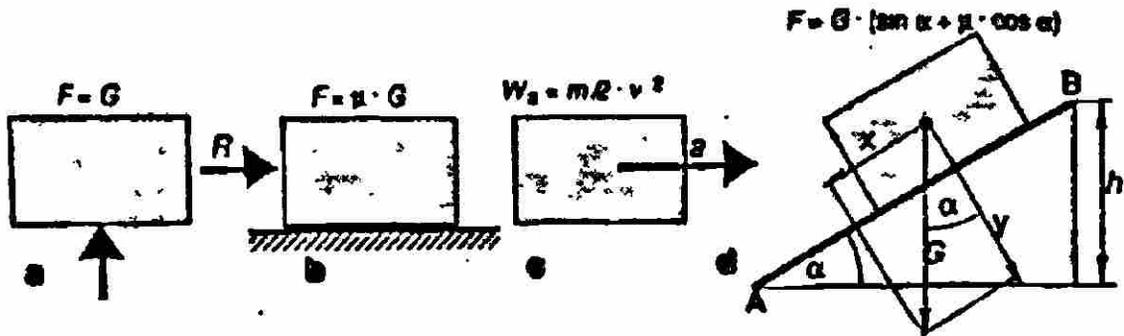


Figura 7.16 Composición de fuerzas para una determinada carga

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

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

7.5.3 Carga límite de pandeo

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

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

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

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

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

7.5.4 Caudal de aire y consumo

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

El consumo de aire de un cilindro viene definido como:

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

(Al decir Nº de recorridos nos referimos al número de carreras, cada ciclo consta de dos carreras, una de ida y otra de vuelta).

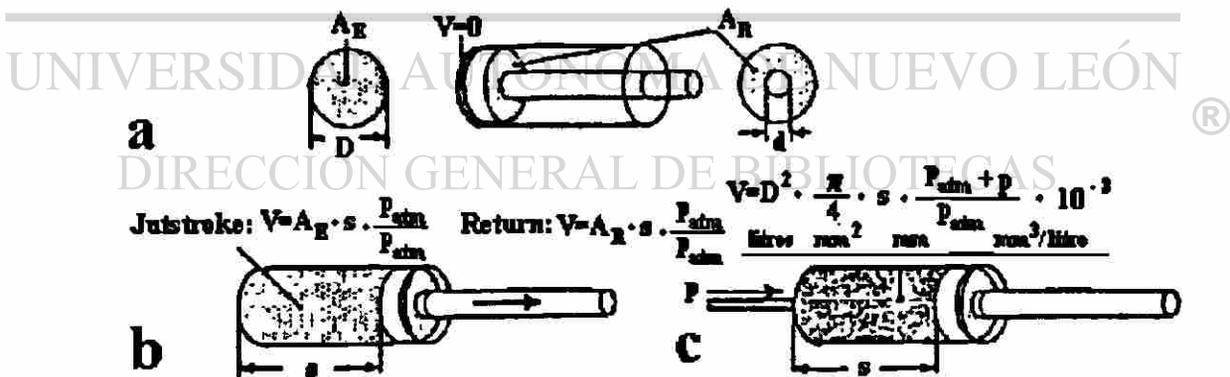


Figura 7.17 Consumo teórico de aire en los cilindros

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

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

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

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

D= Diámetro del cilindro en cm.

l= Longitud de carrera en cm.

P_{abs}= Presión absoluta en bar.

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

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

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

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

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

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

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

d_i = Diámetro interior del tubo

L = Longitud total de tubo

P = Presión manométrica

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

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

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

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

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

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

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

Deberemos tener en cuenta que:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

7.6 Control de velocidad

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

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

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

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

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

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

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

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

Esto supone 206.83% N. La aceleración será entonces:

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

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

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

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

7.7 Actuadores Especiales

7.7.1 Cilindros sin vástago

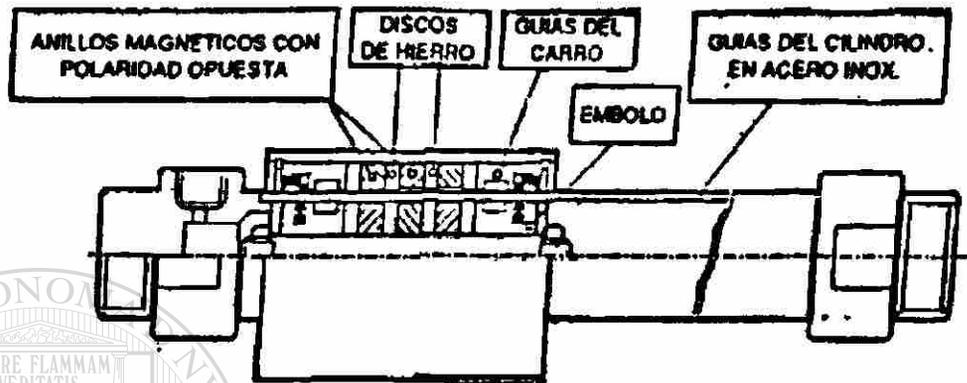


Figura 7.18 Cilindro sin vástago con fijación magnética entre el émbolo y el carro

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

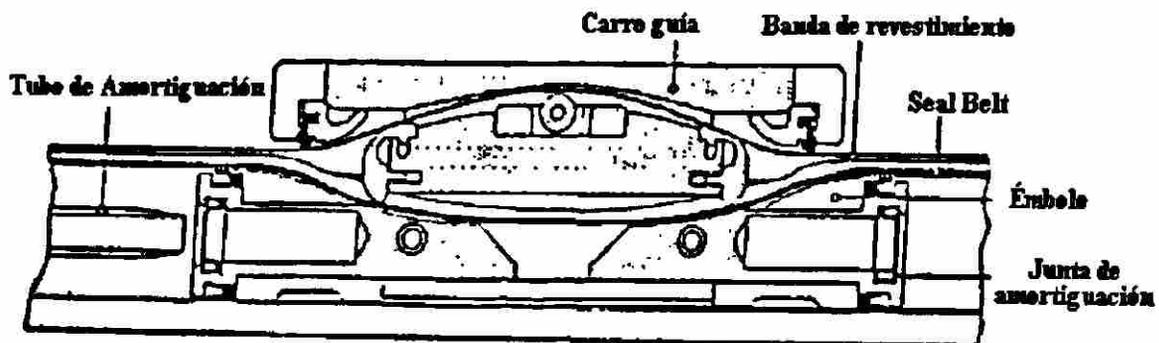


Figura 7.19 Cilindro sin vástago con acoplamiento mecánico

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

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

7.7.2 Unidades deslizantes

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

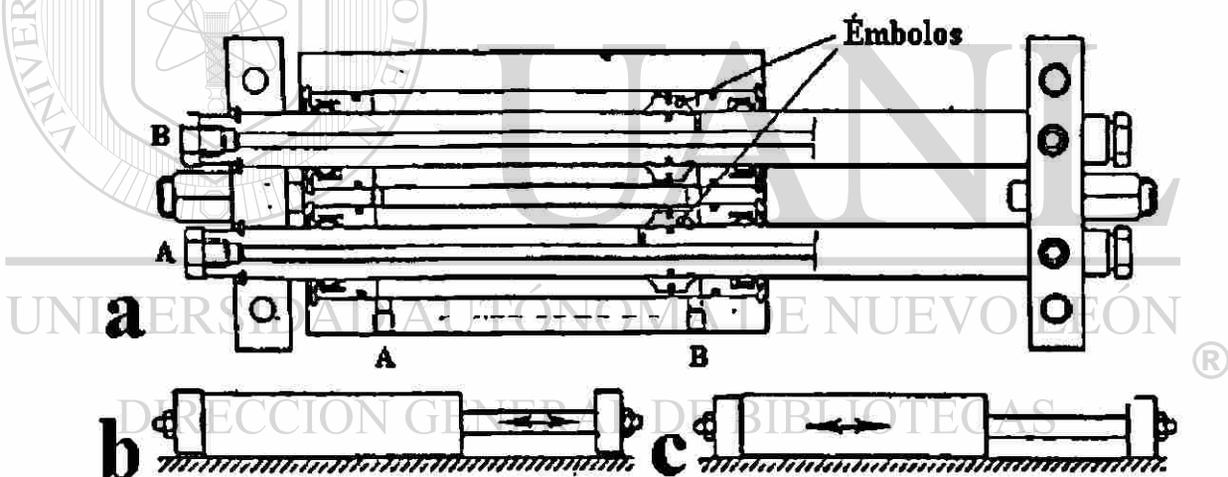


Figura 7.20 Unidad deslizante típica

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

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

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

7.7.3 Cilindro de vástago hueco

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

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

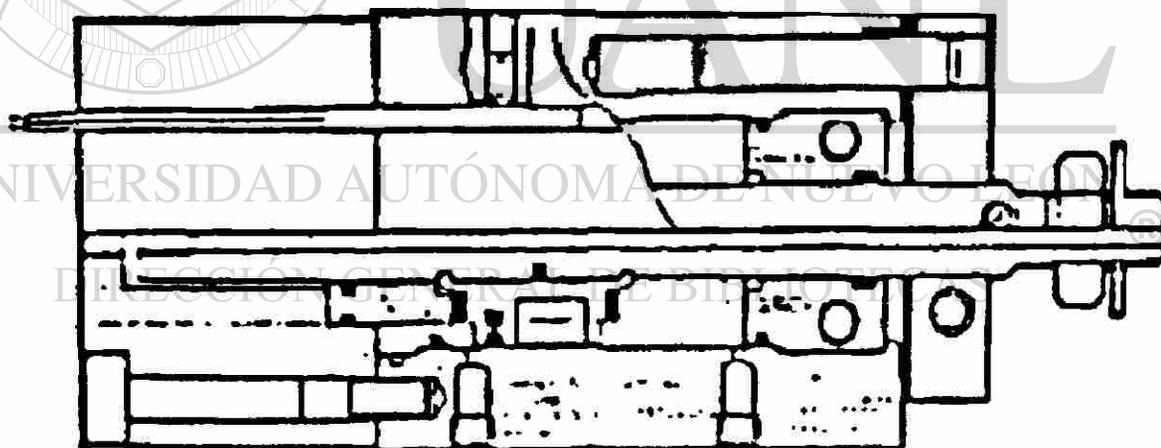


Figura 7.21 Cilindro de vástago hueco con conexión estática para aplicaciones de vacío.

7.7.4 Pinza

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

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

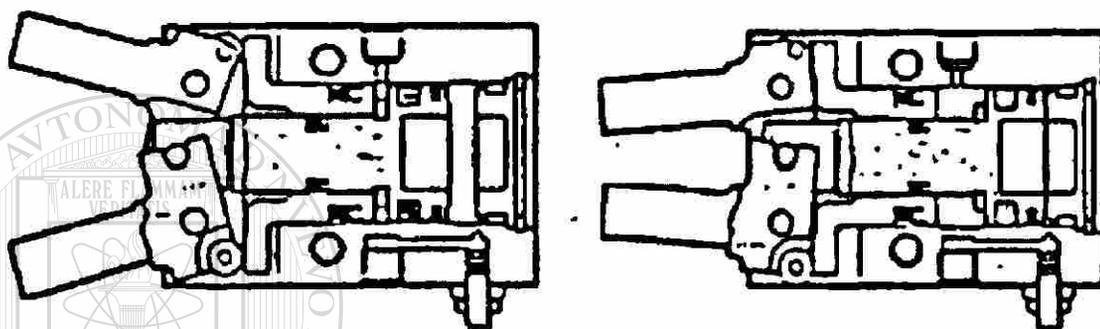


Figura 7.22 Pinza neumática de apertura angular

7.8 Actuadores de Giro

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

7.8.1 Tipo piñón – cremallera

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

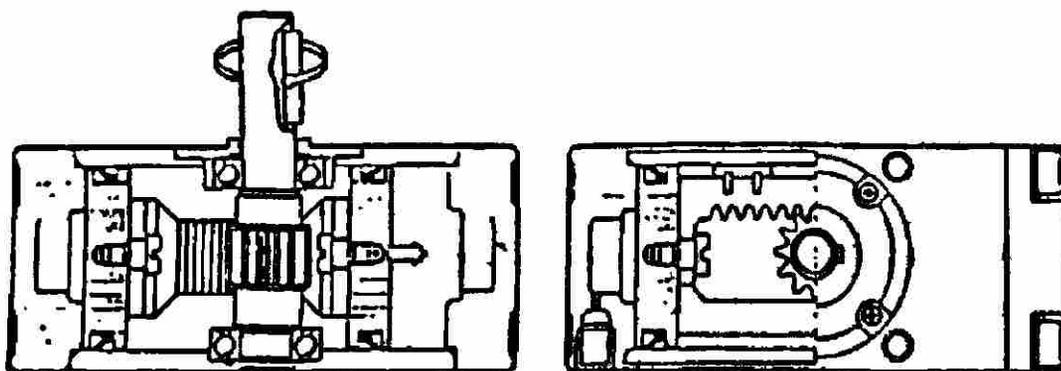


Figura 7.23 Unidad de giro de piñón – cremallera

7.8.2 Actuadores de giro por paleta

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

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

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

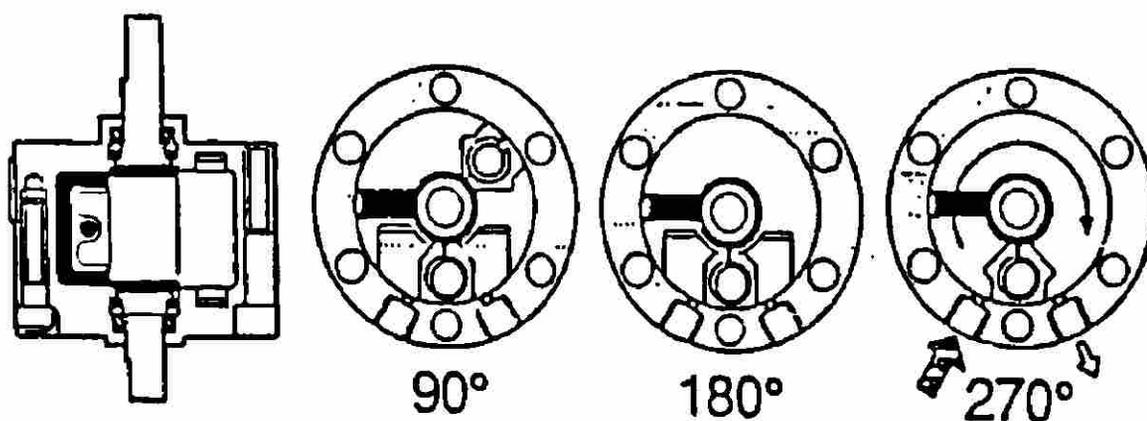


Figura 7.24 Unidad de giro por paleta

Dimensionamiento de los actuadores de giro

Par e inercia

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

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

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

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

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

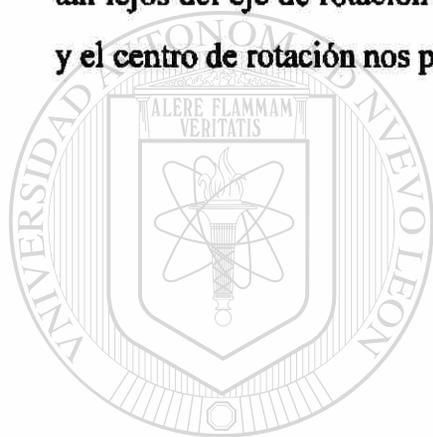
$$J = m \cdot r^2$$

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

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

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

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



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

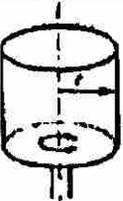
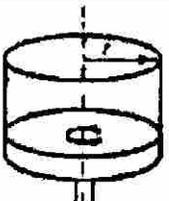
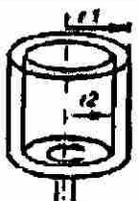
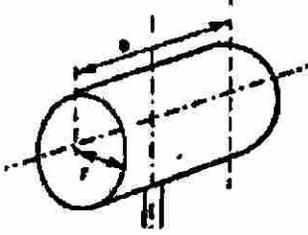
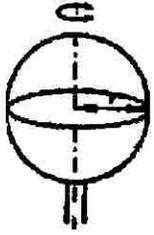
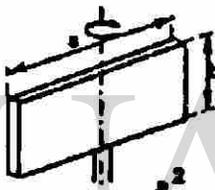
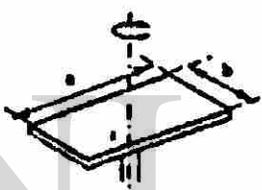
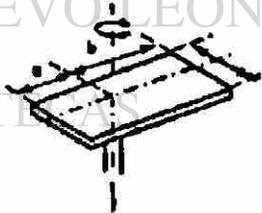
		
a) $J = m \cdot r^2$	b) $J = m \cdot \frac{r^2}{2}$	c) $J = m \cdot \frac{r1^2 + r2^2}{2}$
		
d) $J = m \cdot \frac{r^2}{4}$	e) $J = m \cdot \left(\frac{a^2}{12} + \frac{r^2}{4} \right)$	f) $J = m \cdot \frac{2r^2}{5}$
		
g) $J = m \cdot \frac{a^2}{12}$	h) $J = m \cdot \frac{a^2}{12}$	i) $J = m \cdot \frac{a^2 + b^2}{12}$
	$m_a = m \cdot \frac{a}{a+b}$	
j) $J = m_a \cdot \frac{a^2}{3} + m_b \cdot \frac{b^2}{3}$	$m_b = m \cdot \frac{b}{a+b}$	$J = m_a \cdot \frac{4a^2 + c^2}{12} + m_b \cdot \frac{4b^2}{12}$

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

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

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

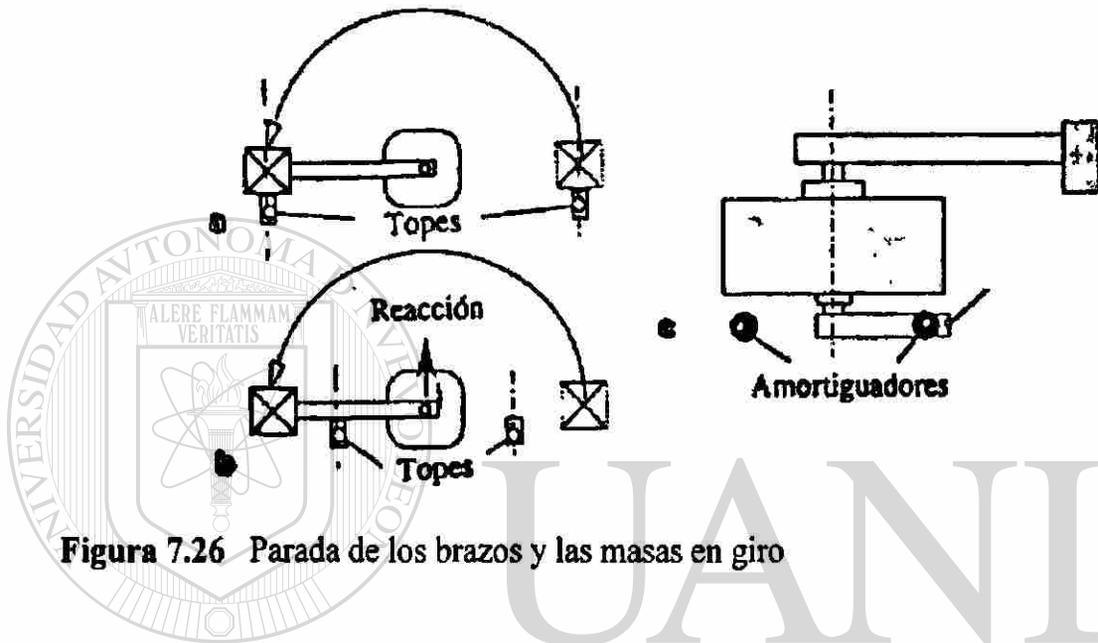


Figura 7.26 Parada de los brazos y las masas en giro

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

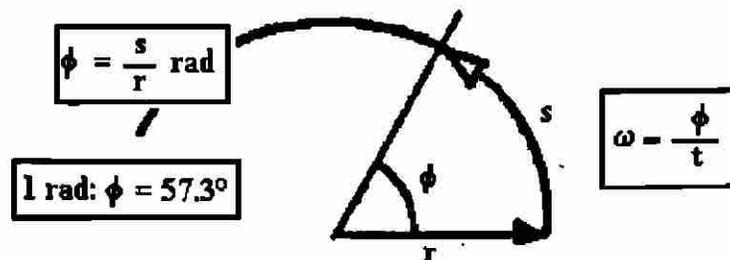


Figura 7.27 Representación de la velocidad angular

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

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

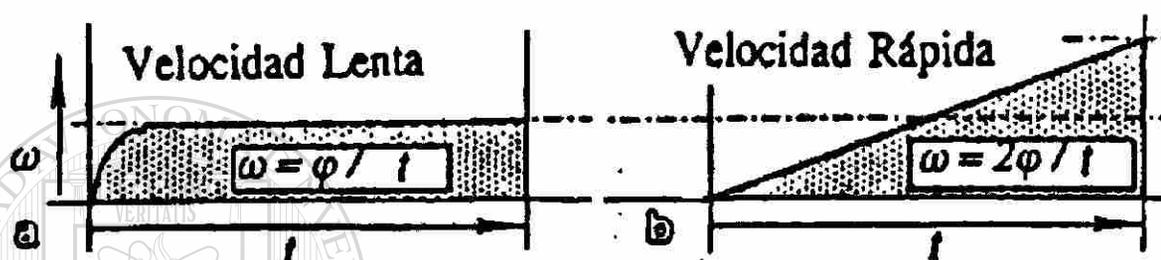


Figura 7.28 Energía máxima en velocidad media y final

CAPÍTULO 8

VÁLVULAS DE CONTROL

DIRECCIONAL

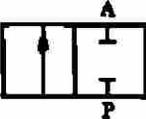
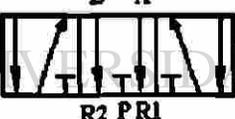
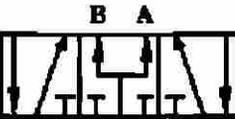
8.1 Funciones de la válvula

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

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

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

Las funciones principales y sus símbolos ISO son:

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

8.1.1 Monoestables y biestables

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

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

8.2 Tipos de válvulas

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

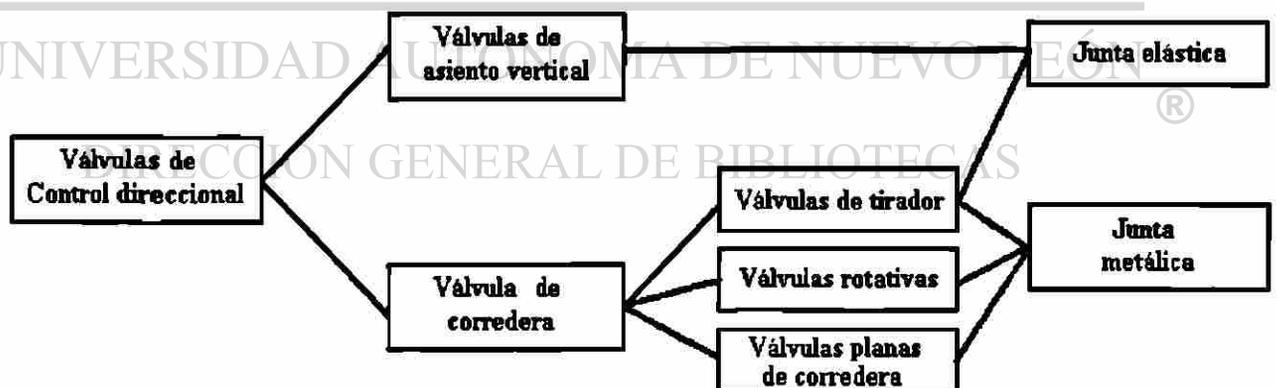


Figura 8.1 Varios tipos de válvulas y métodos de cierre hermético

8.2.1 Válvulas de asiento vertical

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

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

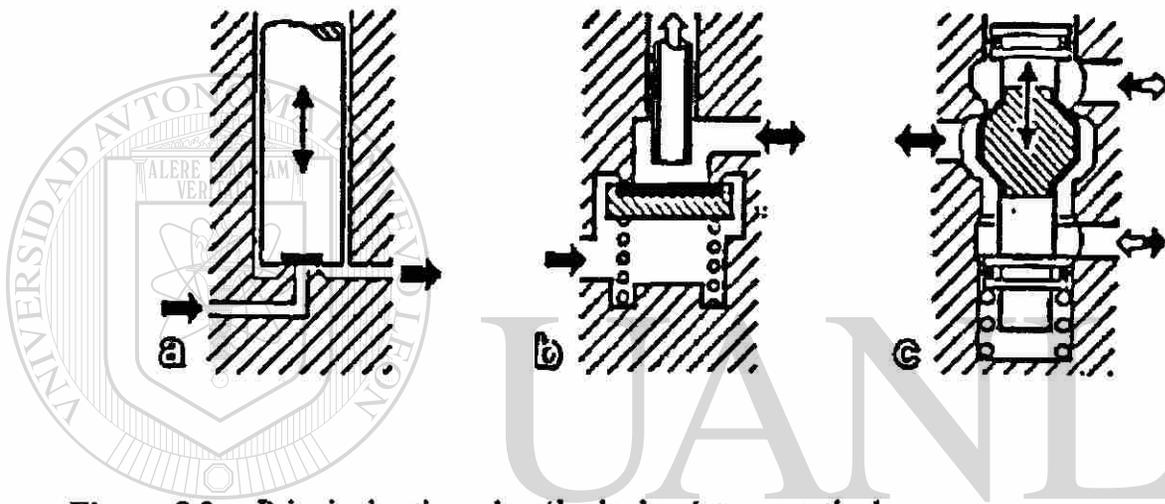


Figura 8.2 Principales tipos de válvula de vástago vertical.

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

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

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

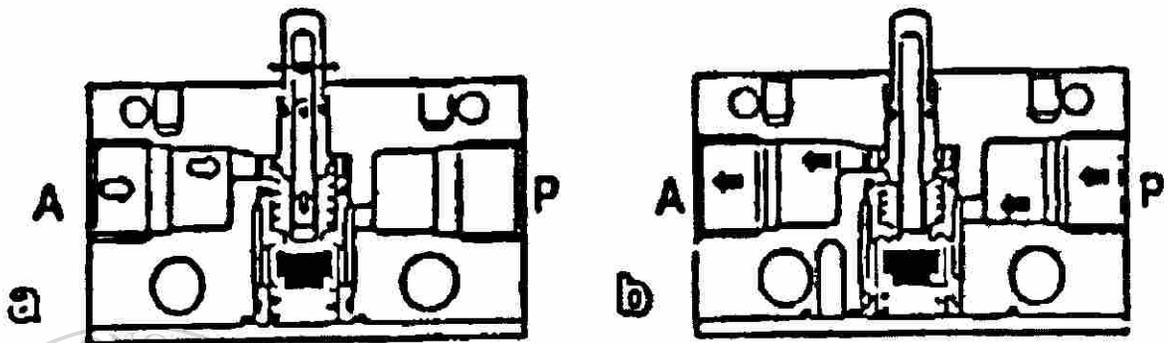


Figura 8.3 Válvula de asiento vertical accionada mecánicamente

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

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

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

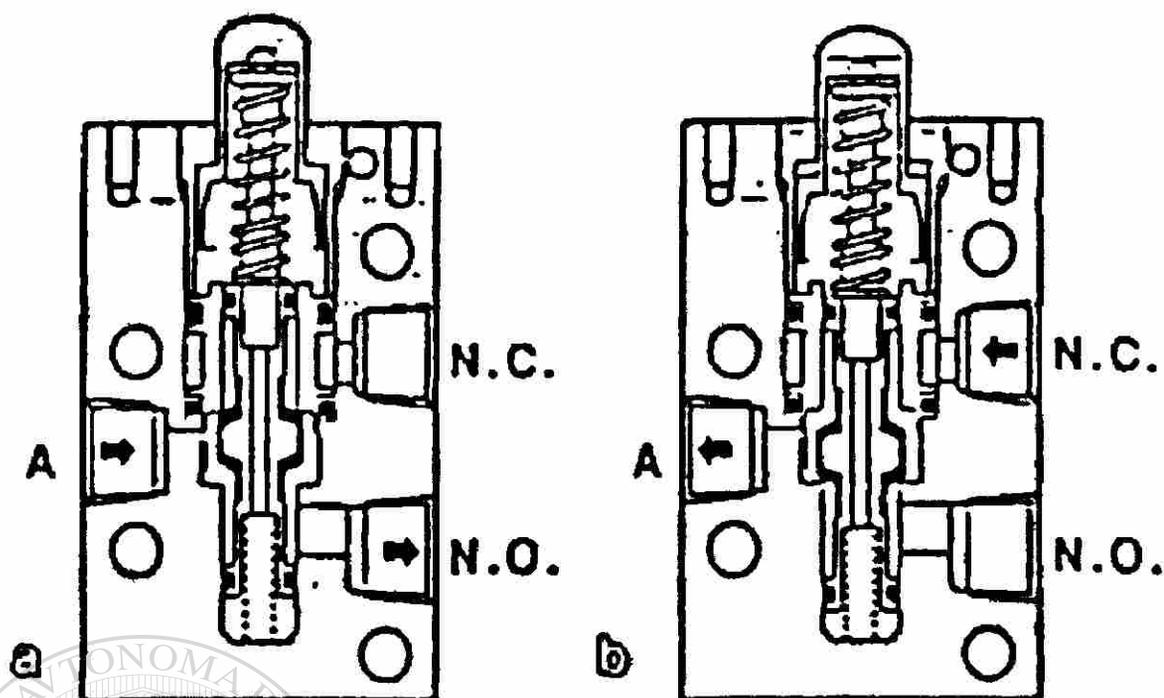


Figura 8.4 — Válvula de asiento vertical equilibrada de 3/2

8.2.2 Válvulas de corredera

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

8.2.3 Válvulas de tirador

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

8.2.4 Juntas elastómeras

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

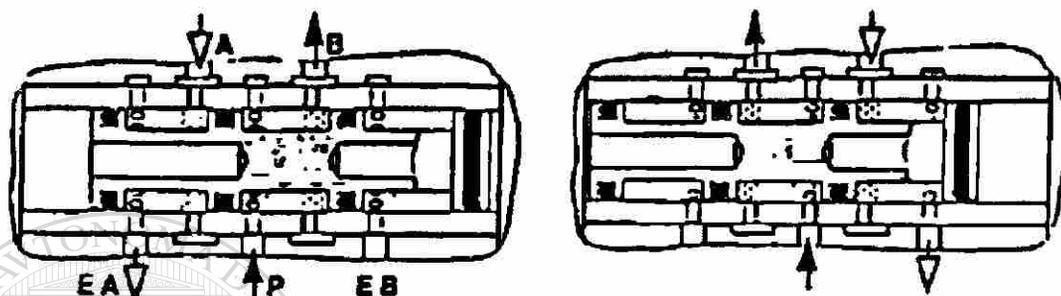


Figura 8.5 Válvula de tirador con juntas tóricas en el tirador que cruzan las aberturas del cilindro.

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

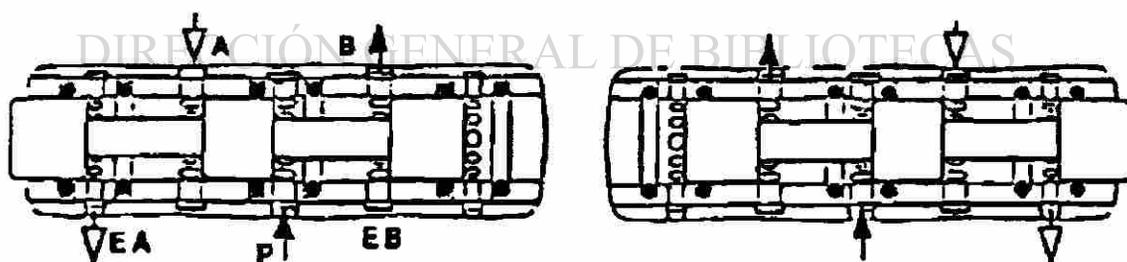


Figura 8.6 Válvula de tirador con juntas fijadas en el cuerpo de la válvula

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

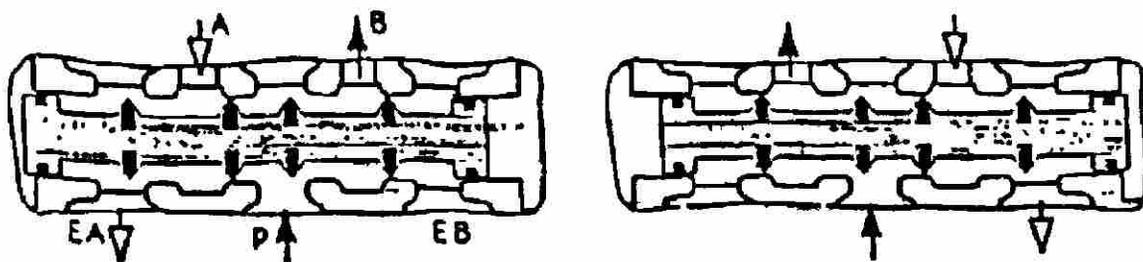


Figura 8.7 Válvula con tirador de anillo ovalado

8.2.5 Juntas metálicas

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

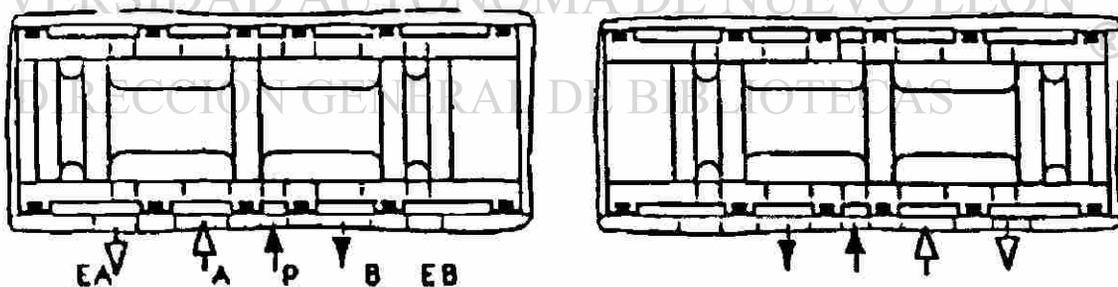


Figura 8.8 Principio de la válvula de tirador sin juntas

8.2.6 Válvulas de corredera plana

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

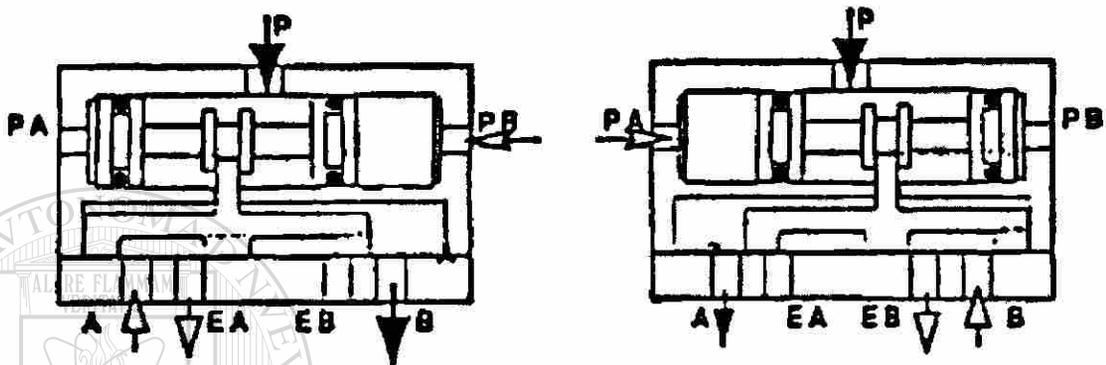


Figura 8.9 Válvula de corredera plana de 5/2

8.2.7 Válvulas rotativas

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

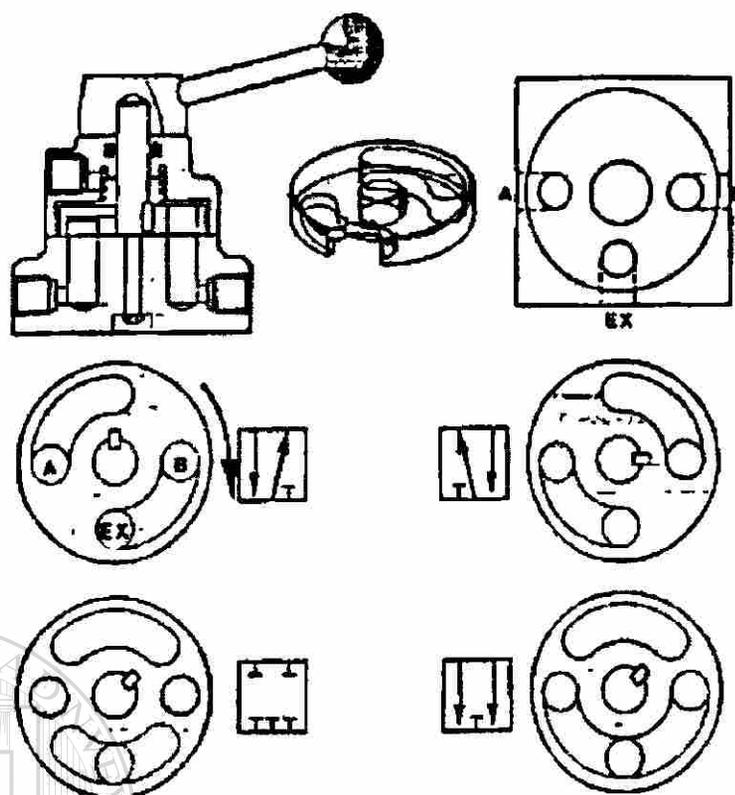


Figura 8.10 Sección de una válvula de disco y disco para función de 4/3 con centro cerrado.

8.3 Accionamiento de las válvulas

8.3.1 Accionamiento mecánico

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

En la figura 8.11 se ilustran los accionamientos mecánicos principales.

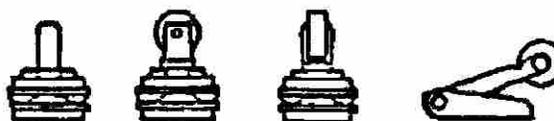


Figura 8.11 Principales accionamientos mecánicos.

Cuidado a la hora de utilizar rodillos de palanca

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

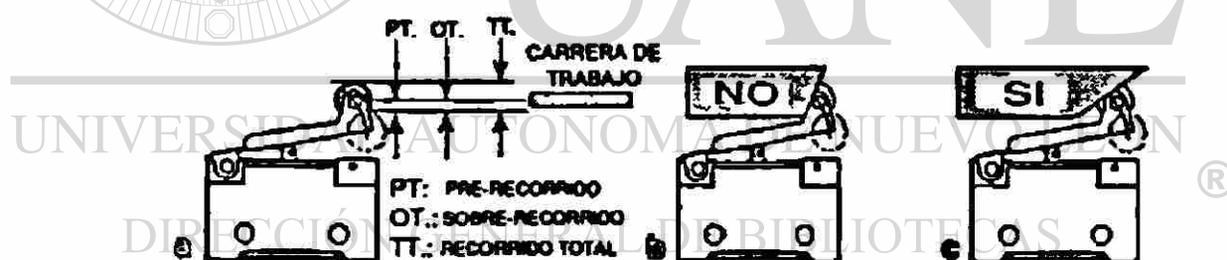


Figura 8.12 Cuidado con los rodillos de palanca y excéntricas

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

8.3.2 Accionamiento manual

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



Figura 8.13 Principales accionamientos manuales monoestables

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

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

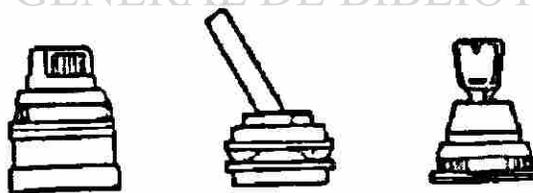


Figura 8.14 Accionamientos manuales biestables

8.3.3 Accionamiento por pilotaje neumático

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

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

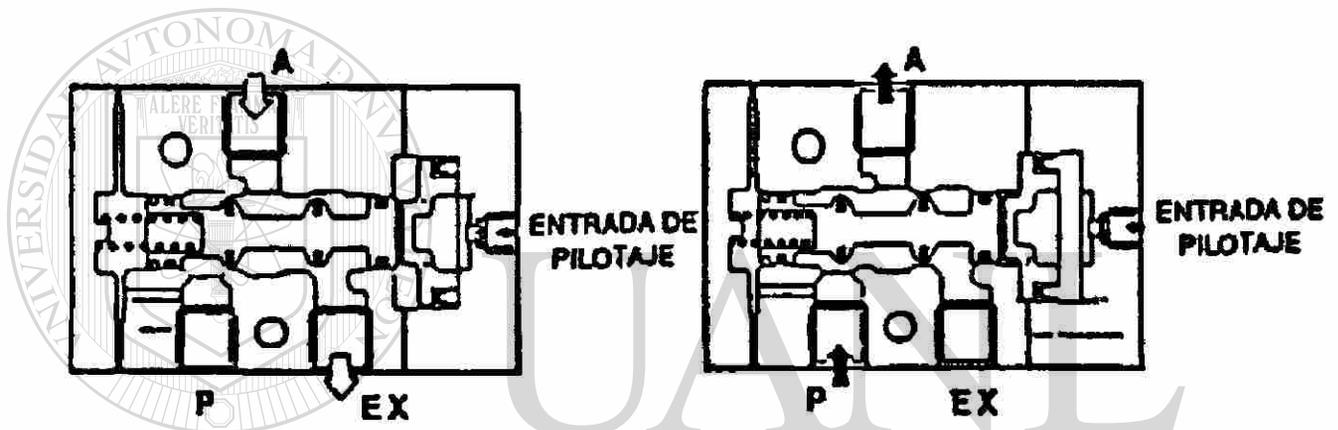


Figura 8.15 Válvula de 3/2 accionada por aire con retorno por muelle, asistido por retorno por aire.

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

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

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

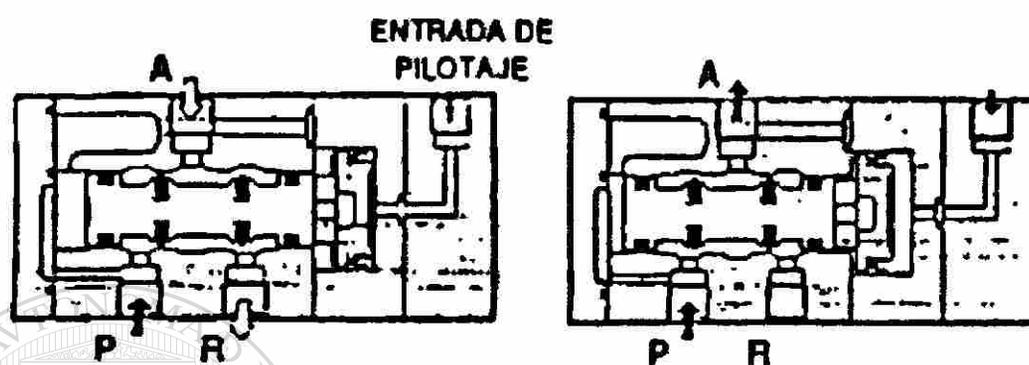


Figura 8.16 Válvula de 3/2 accionada por aire con retorno por resorte de aire

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

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

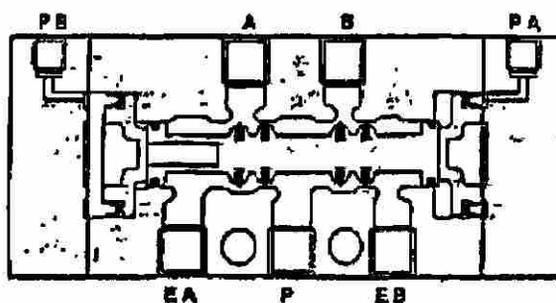


Figura 8.17 Válvula biestable de 5/2 (accionada por doble pilotaje neumática).

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

8.3.4 Accionamiento directo e indirecto

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

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

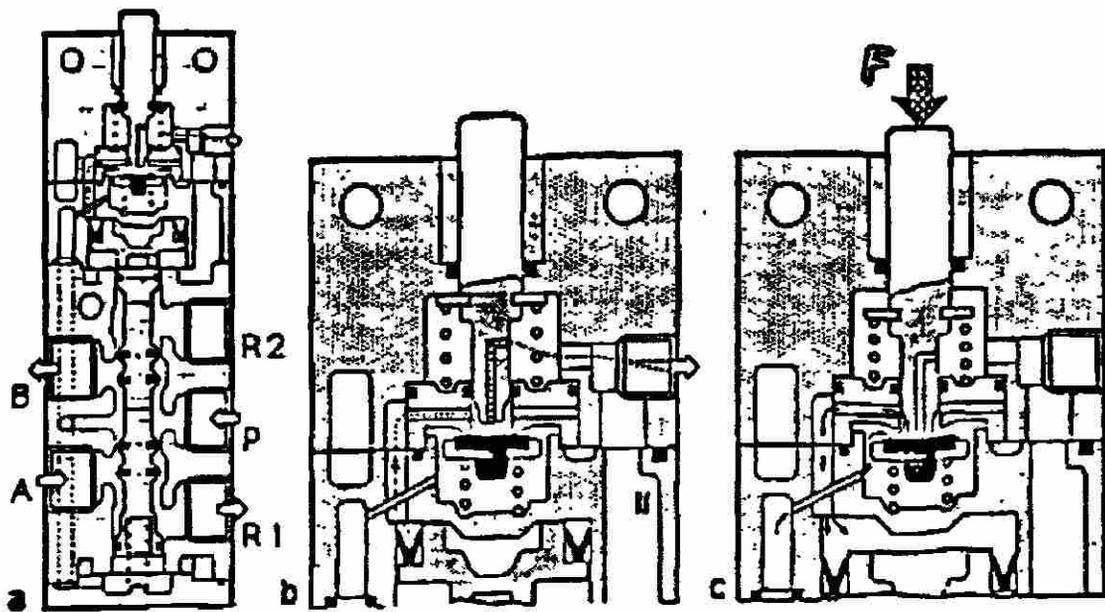


Figura 8.18 Accionamiento mecánico indirecto

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

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

8.3.5 Accionamiento eléctrico (por solenoides)

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

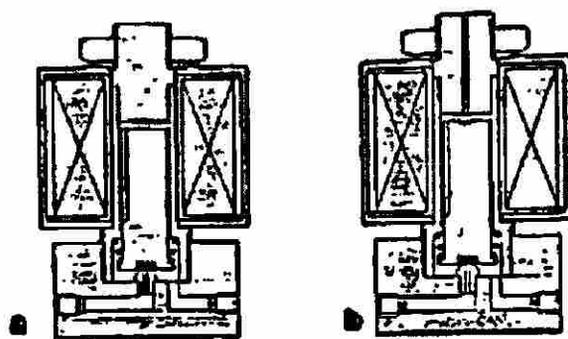


Figura 8.19 Válvula de tipo de asiento vertical de retorno por resorte y accionamiento por solenoide de 3/2.

Las electroválvulas de accionamiento directo emplean la fuerza electromagnética de una solenoide para mover el vástago o el tirador (figura 8.20).

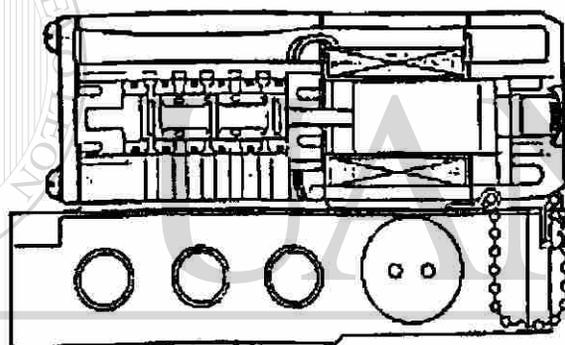


Figura 8.20 Electroválvula de accionamiento directo de 5/2 con retorno por resorte ®
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Para limitar el tamaño del solenoide, las válvulas más grandes están provistas de accionamiento indirecto por solenoide.

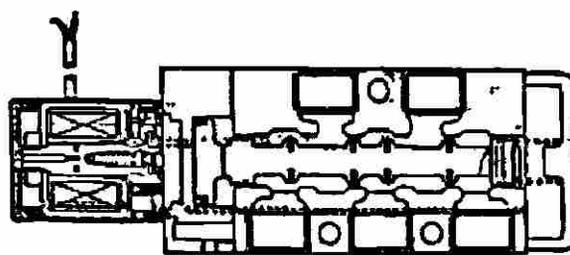


Figura 8.21 Electroválvula monoestable de 5/2 con tirador con juntas de material elastómero.

La válvula de 5/3 tiene una tercera posición (central) a la que retorna, por medio de resortes, cuando se desexcitan (figura 8.22) los dos solenoides.

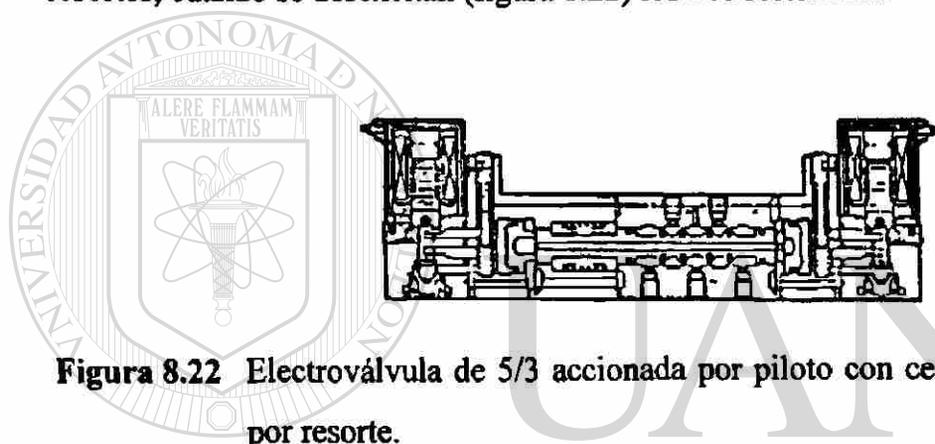


Figura 8.22 Electroválvula de 5/3 accionada por piloto con centro cerrado y centrado por resorte.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

8.4 Montaje de válvulas

8.4.1 Conexión directa

El método más común para conectar una válvula es roscar directamente los racores en los orificios roscados de la válvula. Este método requiere un racor para cada entrada de cilindro, piloto, vía y entrada de presión, un silenciador por cada salida de escape. Todas las válvulas mostradas anteriormente son de este tipo excepto la de la figura 8.20 que está montada sobre placa base individual.

8.4.2 Bloques de válvulas

Los bloques de válvulas tienen vías de entrada de presión comunes para un cierto número de válvulas. Las salidas de utilización se conectan separadamente para cada válvula.

La figura 8.23 muestra un bloque de válvulas con cuatro válvulas de funciones diferentes: una de 5/3, una biestable y dos de tipo monoestable de la misma serie.

Un bloque de válvulas debe de pedirse para alojar el número deseado de válvulas, no es posible la extensión posterior, pero las posiciones sin ocupar se pueden obturar utilizando un accesorio de cierre.

Con cinco o más válvulas, se recomienda suministrar la presión y montar los silenciadores, en ambos extremos.

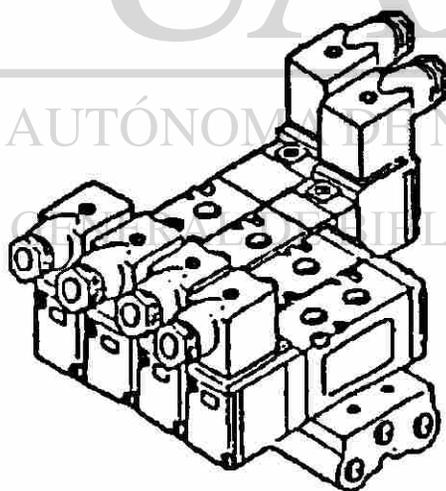


Figura 8.23 Bloque de válvulas.

8.4.3 Placas bases

Las válvulas con todas sus vías en una cara están diseñadas para ser montadas con juntas de estanqueidad sobre una placa base, a la que se realizan todas las conexiones externas. Ello permite retirar y sustituir rápidamente una válvula sin trastocar todo el sistema. Generalmente, una válvula montada sobre una base tiene una capacidad de caudal ligeramente mejor que una válvula normal del mismo tipo. La figura 8.20 muestra una válvula montada sobre placa base.

8.4.4 Placas bases múltiples

De forma análoga a los bloques de válvulas, las bases subordinadas múltiples proporcionan suministro y escape a cierto número de válvulas por vías comunes. También las salidas de utilización son obtenidas a partir de la placa base.

También las placas bases múltiples se deben de solicitar para el número de válvulas deseado y pueden obturarse de la misma manera que los bloques de válvulas.

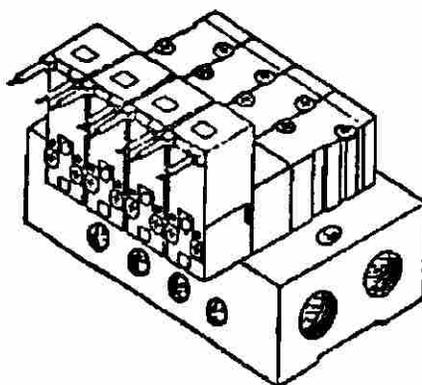


Figura 8.24 Placa base múltiple

8.4.5 Placas bases acopladas

Las placas bases acopladas son conjuntos de placas bases individuales que permiten su interconexión en una sola unidad. Este sistema presenta la ventaja de permitir la extensión o reducción de la unidad según se altere el sistema, sin que los componentes existentes sean afectados. Si se requiere, existe también, la opción de obturar las posiciones usadas.

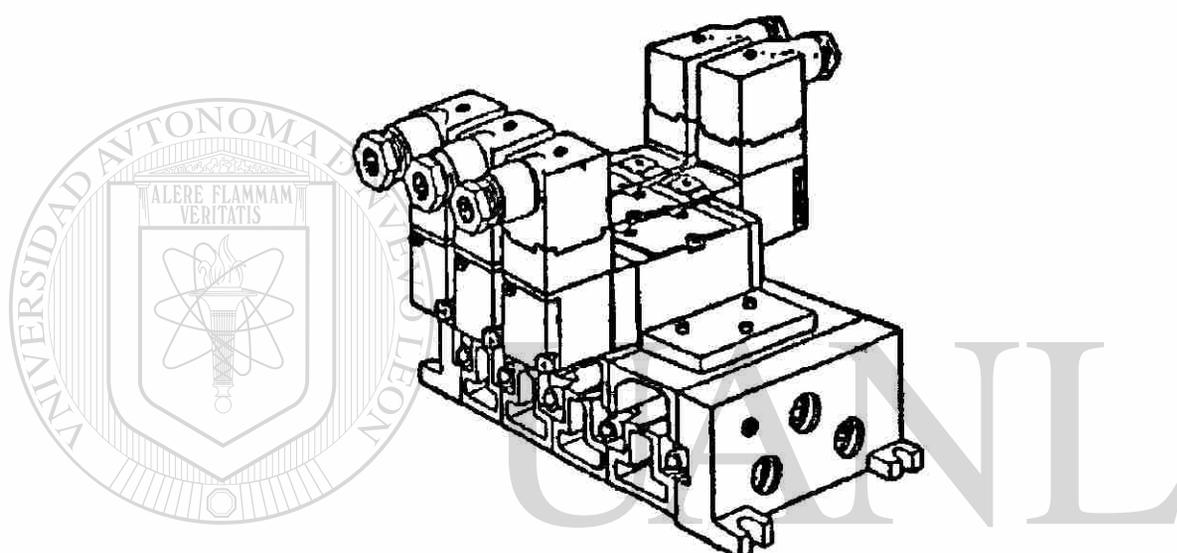


Figura 8.25 Placa base acoplada con tres válvulas y una posición obturada.

8.5. Cálculo del tamaño de la válvula

Las dimensiones de los orificios no indican la capacidad de caudal de la válvula. La selección del tamaño de la válvula depende del caudal unitario deseado y de la caída de presión permisible en la misma.

Los fabricantes proporcionan información sobre la capacidad de caudal de las válvulas. Normalmente la capacidad de caudal se indica como "caudal standard" Q en

litros de aire libre por minuto a una presión de entrada de 6 bares y a una presión de salida de 5 bares, o bien con un factor de caudal, Cv o Kv o con la sección de caudal equivalente "S". Estos factores requieren, fórmulas para definir el caudal bajo condiciones de presión diferentes.

Un factor Cv de 1, indica la capacidad de paso de caudal de un galón USA de agua por minuto, con una caída de presión de 1 libra por pulgada.

Un factor Kv de 1, indica la capacidad de paso de caudal de 1 litro de agua por minuto con una caída de presión de 1 bar.

La sección de caudal equivalente "S" de una válvula es la sección, en mm², de un orificio en un diafragma que cree la misma relación que entre presión y caudal.

Los tres métodos requieren una fórmula para calcular el caudal de aire bajo determinadas condiciones de presión. Las fórmulas son las siguientes:

$$Q = 400 \cdot C_v \cdot \sqrt{(p_2 + 1.013) \cdot \Delta p} \cdot \sqrt{\frac{273}{273 + \theta}}$$

$$Q = 17.64 \cdot K_v \cdot \sqrt{(p_2 + 1.013) \cdot \Delta p} \cdot \sqrt{\frac{273}{273 + \theta}}$$

$$Q = 22.2 \cdot S \cdot \sqrt{(p_2 + 1.013) \cdot \Delta p} \cdot \sqrt{\frac{273}{273 + \theta}}$$

- Donde
- Cv,kv = Coeficiente del caudal
 - S = Sección de caudal equivalente en mm²
 - Q = Caudal unitario standard en l/min
 - P₂ = Presión de salida necesaria para mover una carga (bares)
 - Δp = Caída de presión permisible (bares)
 - θ = Temperatura del aire en °C

Ejemplo 1. Encontrar el consumo medio por minuto de un cilindro de doble efecto con un diámetro de 80 mm y una carrera de 400 mm con 12 carreras por minuto y una presión de trabajo de 6 bares.

Hacer referencia a la tabla 7.3 que se muestra a continuación y observar que un cilindro con diámetro de 80 y una carrera de 100 mm utiliza 3.5 litros por carrera así que,

3.5×12 (número de carreras por minuto) $\times 2$ (carrera de ida y vuelta) $\times 4$ (carrera de 400 mm) = 336 l/min.

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

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

Esta cifra no está relacionada de modo alguno con el tamaño de la válvula.

En la sección 4, en el párrafo titulado "Rendimiento térmico y global" encontramos un consumo eléctrico de $0.12 - 0.15 \text{ m}^3/\text{n}/\text{kw}$ que proporciona la producción de 120...150 l/min con una presión de trabajo de 7 bares suponiendo que 1 kw hr cuesta 5 pesos, para producir $1 \text{ m}^3/\text{n}$, se necesitan aproximadamente 8 kw. Entonces el coste de $1 \text{ m}^3/\text{n}$ es

$$\frac{5 \text{ pesos} \cdot 8 \text{ kw}}{\text{kw hr} \cdot 60 \text{ min/hr}} = 0.66 \text{ pesos/m}^3$$

En el ejemplo 1:336 l/min cuesta 12 pesos por hora.

Ejemplo 2. Un cilindro de 80 mm de diámetro con una longitud de carrera de 400 mm tiene una presión de trabajo media de 6 bares. La caída de presión máxima permisible es de 1 bar. Si se necesita una velocidad del cilindro de 500 mm/s, ¿cuál es el coeficiente de caudal mínimo de la válvula?

Para encontrar el coeficiente de caudal (C_v) se utiliza la siguiente fórmula:

$$C_v = \frac{Q}{400 \cdot \sqrt{(p_2 + 1.013) \cdot \Delta p}}$$

Q = Caudal unitario en l/min de aire libre

P_2 = Presión de salida necesaria para mover una carga (bar)

p = Caída de presión permisible

El caudal unitario necesario par calcular el tamaño de la válvula se encuentra en la tabla 7.4: 1461 l/min.

$$C_v = \frac{1461}{400 \cdot \sqrt{(5 + 1.013) \cdot 1}} = 1.489$$

8.6 Válvulas auxiliares

8.6.1 Válvulas anti-retorno

Una válvula anti-retorno permite que el aire libre fluya en un sentido y cierre herméticamente el otro. Estas válvulas se llaman también válvulas de retención. Las válvulas anti-retorno están incorporadas en los controladores de velocidad y en los accesorios autosellantes; etc.

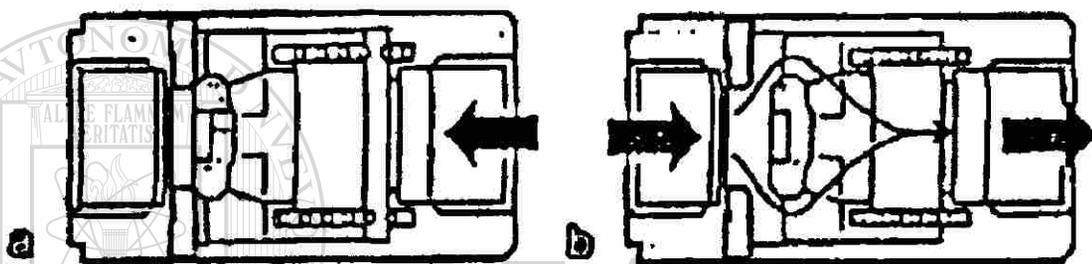


Figura 8.26 Válvula anti-retorno

8.6.2 Controladores de velocidad

Un controlador de velocidad consiste en una válvula de retención y una estrangulación variable en un alojamiento.

La figura 8.27 ilustra un ejemplo típico con la indicación del flujo. En a, el aire fluye libremente al cilindro; en b, fluye hacia atrás, hacia la salida de escape de la válvula con un flujo restringido.

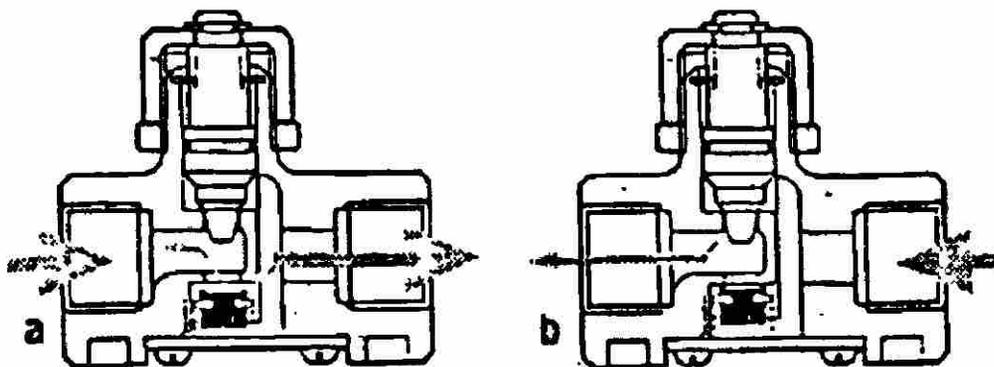


Figura 8.27 Controlador de velocidad

8.6.3 Válvula selectora de circuito (suma)

Se trata de una válvula con tres orificios, dos entradas de señal de presión y una salida. La salida se producirá cuando exista cualquiera de las dos entradas de la señal. Si solamente hay señal en una de las entradas, el émbolo de doble efecto impide que la presión de la señal salga a escape por el lado opuesto (figura 8.28).

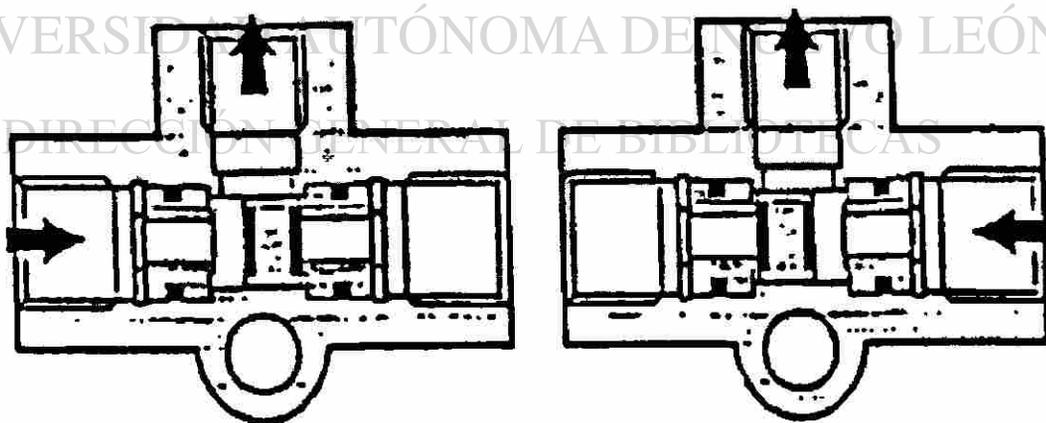


Figura 8.28 Válvula selectora de circuito

8.6.4 Válvula de escape rápido

Este componente permite una máxima velocidad de carrera de ida del émbolo realizando el escape del cilindro directamente desde su orificio, con una gran capacidad de caudal, en lugar de hacerlo por el tubo y la válvula.

Es disco de goma cierra el orificio de escape (en la parte inferior) mientras que el aire de suministro fluye al cilindro. Cuando la válvula de control direccional, conectada al orificio de entrada (en la parte superior) se invierte, la tubería de suministro es evacuada y la presión del cilindro eleva el disco. Se cierra entonces el orificio de entrada y se abre automáticamente el orificio de escape.

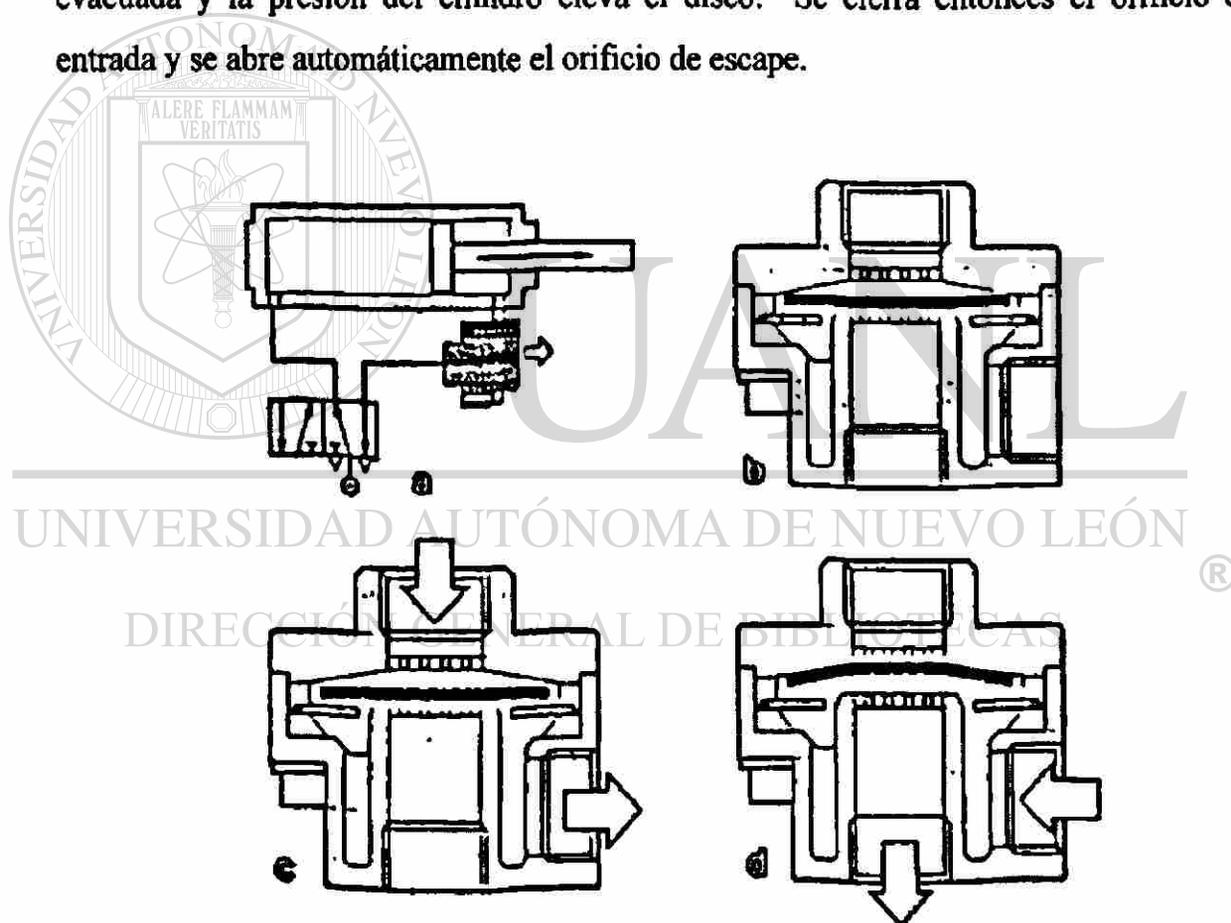


Figura 8.29 Válvula de escape rápido.

- a: Conexión, b: Sin presión o cilindro bajo presión,
- c: Flujo hacia el cilindro, Evacuación.

CAPÍTULO 9

SÍMBOLOS Y NORMAS DE LA NEUMÁTICA

9.1 Símbolos y descripción de los componentes

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

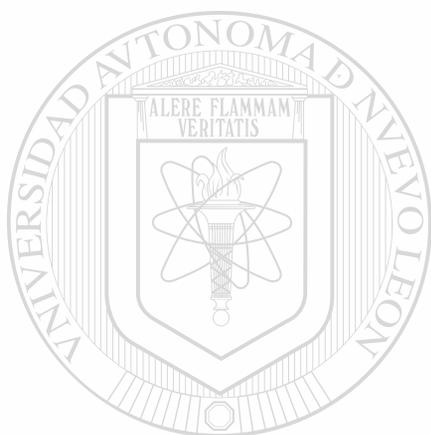
- Tipo de accionamiento.
- Cantidad de conexiones y denominación de dichas conexiones.
- Cantidad de posiciones
- Funcionamiento
- Representación simplificada del flujo

La ejecución técnica del elemento no se refleja en el símbolo abstracto.

Los símbolos aplicados en la neumática corresponden a la norma industrial DIN ISO 1219 “Símbolos de sistemas de la técnica de fluido”. A continuación se ofrece una lista

de los símbolos más importantes. En el manual de estudio TP102 se presenta una lista más detallada.

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 conjunta para todos los elementos, con lo que la fuente de aire a presión pueden estar representada por un solo símbolo simplificado.



UANL

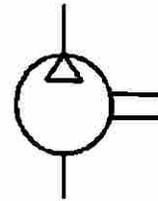
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



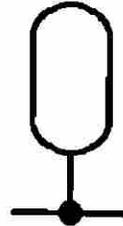
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Abastecimiento

Compresor
con volumen de desplazamiento constante

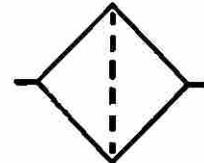


Acumulador
con conexión en T

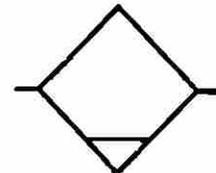


Unidad de mantenimiento

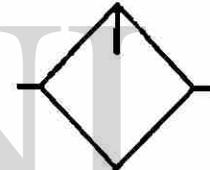
Filtro **Separación y**
 filtrado de partículas de suciedad



Separador de agua con accionamiento manual



Lubricador **Adición de pequeñas**
 Cantidades de aceite al aire



Regulador de presión
Válvula reguladora de presión
con agujero de aceite al aire

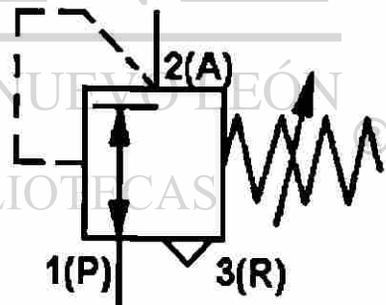
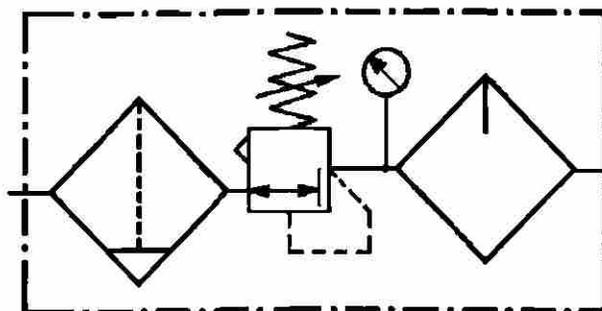


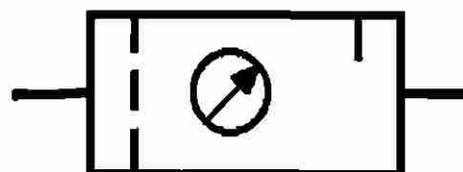
Figura 9.1 Símbolos para la sección de alimentación de energía

Símbolos combinados

Unidad de mantenimiento
compuesta por filtro, válvula
reguladora de presión,
manómetro y lubricador



Esquema simplificado de una
unidad de mantenimiento



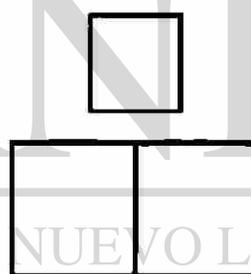
Alimentación de presión



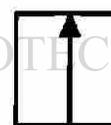
Figura 9.1 (Continuación) Símbolos para la sección de alimentación de energía

Las posiciones de conmutación son
representadas mediante cuadrados.

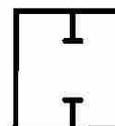
La cantidad de cuadrados corresponde a la
cantidad de posiciones de conmutación.



Posición de paso abierto.



Posición de bloqueo.



Las conexiones son agregadas a los
cuadrados y representan el estado inactivo.

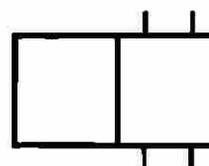
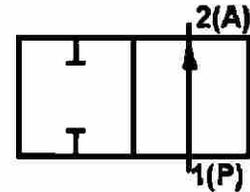


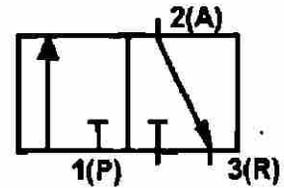
Figura 9.2 Símbolos de vías: Símbolos de conmutación

Las válvulas de vías son representadas 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.

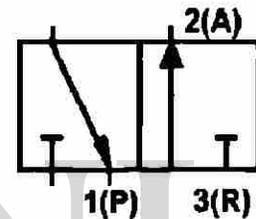
2/2 - Válvulas de vías en posición abierta



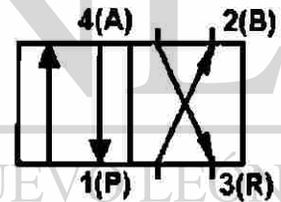
3/2 - Válvula de vías en posición de bloqueo



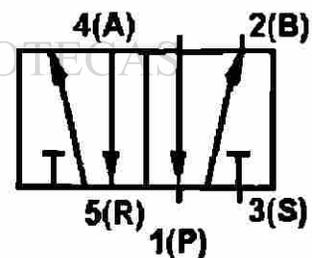
3/2 - Válvula de vías en posición abierta



4/2 - Válvula de vías conexiones a la derecha
posición de conmutación a la izquierda



5/2 - Válvula de vías conexiones a la derecha
posición de conmutación a la izquierda



5/3 - Válvula de vías en posición intermedia
bloqueada

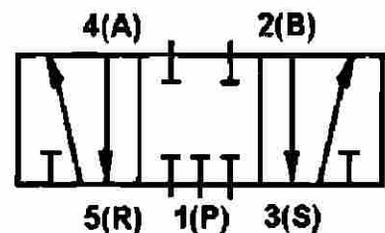
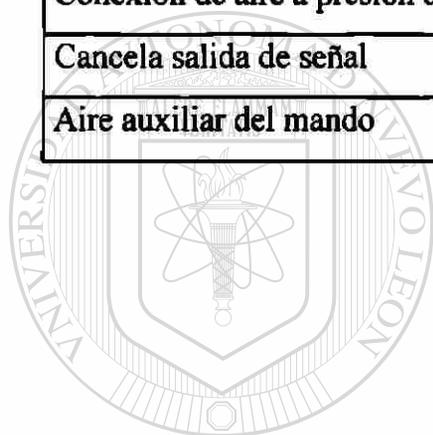


Figura 9.3 Válvulas de vías: Conexiones y posiciones

Las conexiones de las válvulas de vías pueden estar señalizadas con letras o, aplicando la norma DIN ISO 5599, con números. En la lista que se incluye a continuación se pueden utilizar ambos métodos.

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

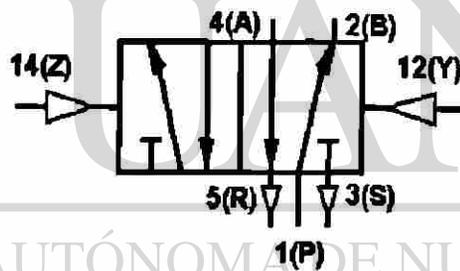
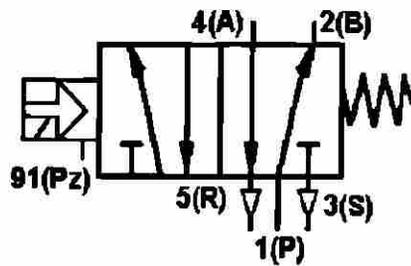
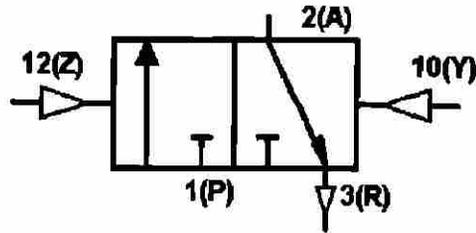
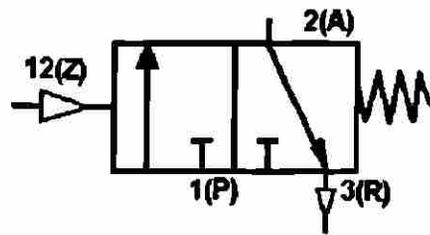
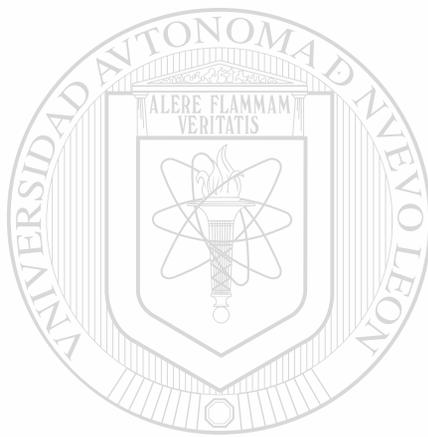


UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

®

Figura 9.4 Ejemplos de denominación

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:

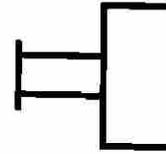
- **Accionamiento mecánico**
- **Accionamiento neumático**
- **Accionamiento eléctrico**
- **Combinación de tipos de accionamiento**

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

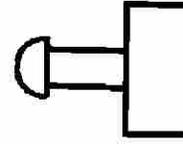
Tratándose de válvulas de vías, es necesario considerar su tipo básico de accionamiento y sus características de reposición. Los símbolos correspondientes son colocados, normalmente, en ambos lados de los bloques que indican las posiciones. Los tipos de accionamiento adicionales, tales como el accionamiento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

Accionamiento manual

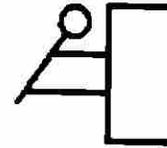
General



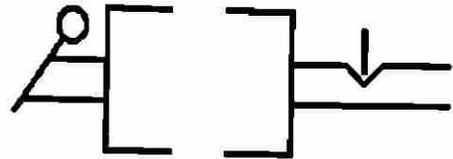
Por pulsador



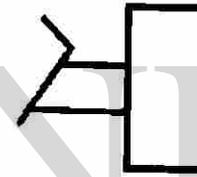
Por palanca



Por palanca con enclavamiento



Por pedal



Accionamiento mecánico

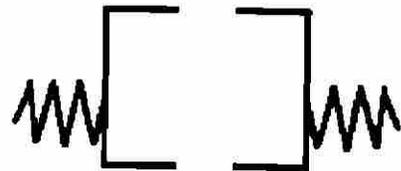


UANL

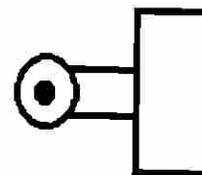
Recuperación por muelle



Centrado por muelle



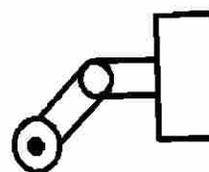
Por rodillo



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

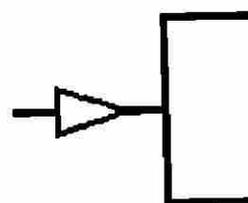
®

Por rodillo con retorno en vacío

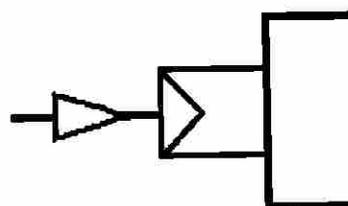


Accionamiento neumático

Accionamiento directo
(aplicación de presión)

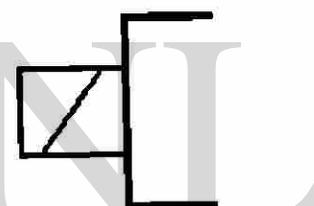


Accionamiento indirecto
(válvula auxiliar servopilotada)



Accionamiento eléctrico

Con una bobina



Con doble bobina



Accionamiento combinado

Doble bobina con válvula auxiliar y
Accionamiento manual auxiliar

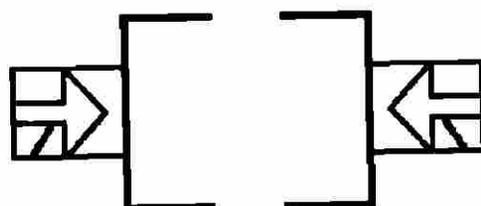


Figura 9.5 (continuación) Tipos de accionamiento

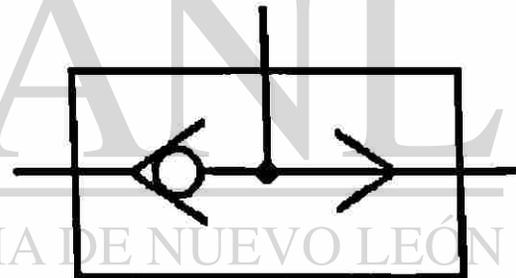
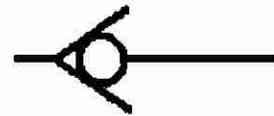
La válvula de antirretorno y sus variantes

La válvula de antirretorno es utilizada como elemento básico en muchas variantes. Las válvulas de antirretorno 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 que la fuerza del muelle para abrir el paso.

Válvula de antirretorno

Válvula de antirretorno, con muelle

Válvula selectora, función O



Válvula de simultaneidad, función Y

Válvula de escape rápido

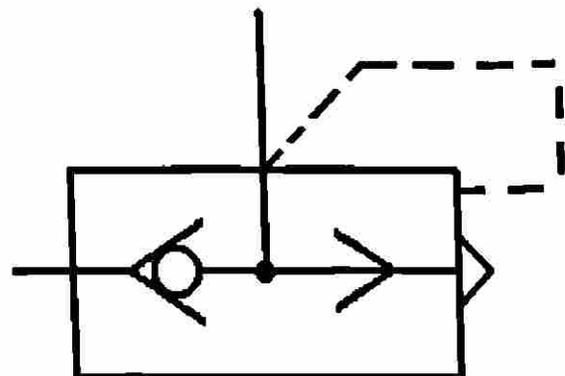


Figura 9.6 Válvula de antirretorno y sus variantes

Válvulas de estrangulación

La mayoría de las válvulas de estrangulación son ajustables y permiten reducir el caudal en una o en 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, ello significa que es posible regular el caudal. La flecha no se refiere a la dirección del flujo.

Válvula de estrangulación, regulable



Válvula de estrangulación y antirretorno

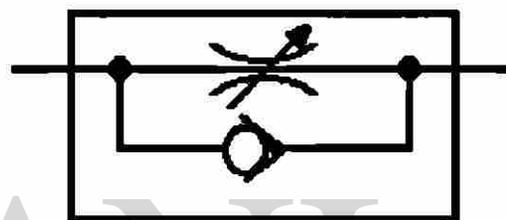


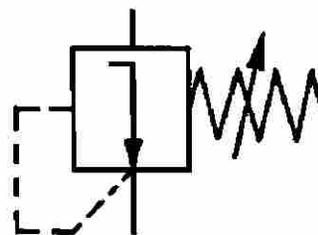
Figura 9.7 Válvulas de estrangulación

Válvulas de presión

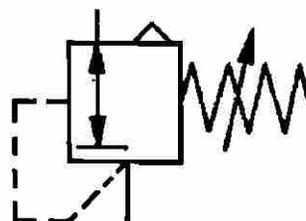
Las válvulas de presión tienen la función de intervenir en la presión de un sistema neumático parcial ó completo. Las válvulas de presión suelen ajustarse en función de la fuerza de un muelle. Según su aplicación, puede distinguirse entre las siguientes versiones.

- Válvula de presión sin escape
- Válvula de presión con escape
- Válvula de secuencia.

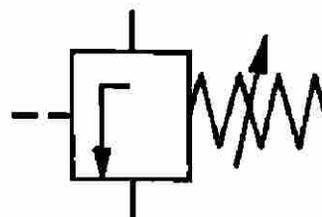
Válvula reguladora de presión,
regulable, sin escape



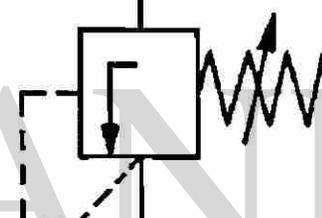
Válvula reguladora de presión,
regulable, con escape



Válvula de secuencia
conducto de alimentación exterior



Válvula de secuencia
conducto de alimentación directo



Válvula de secuencia
Combinación

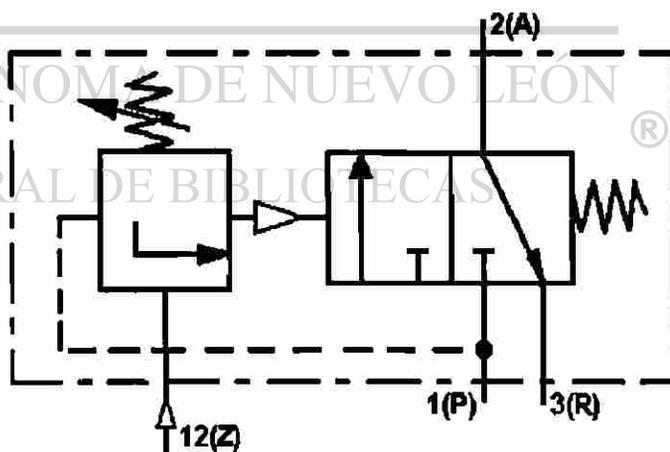
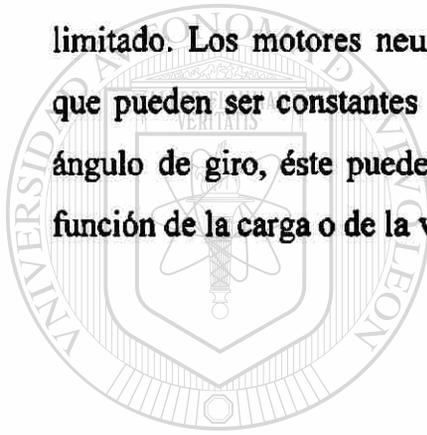


Figura 9.8 Válvulas de presión

El símbolo representa a las válvulas de presión como válvulas de una posición, con una vía de flujo y con la salida abierta o cerrada. En el caso de las válvulas reguladoras de presión, el paso está 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.

Elementos de accionamiento giratorio

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 ajustables. En el caso de las unidades con limitación del ángulo de giro, éste puede ser fijo o ajustable; la amortiguación puede efectuarse en función de la carga o de la velocidad del movimiento pivotante.



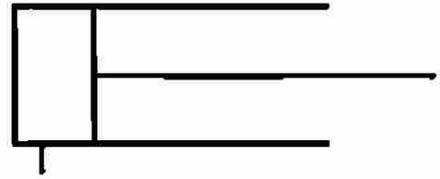
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

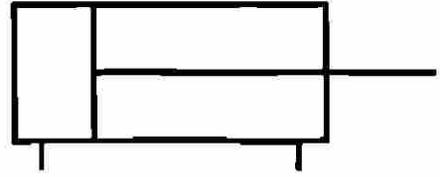
®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

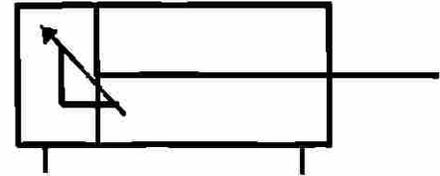
Actuador lineal de acción simple



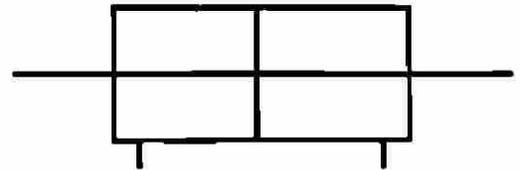
Actuador lineal de acción doble



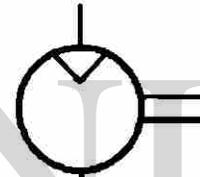
Actuador lineal de acción doble con amortiguamiento en un extremo



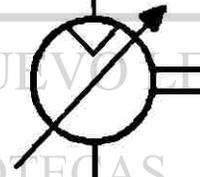
Actuador lineal de doble acción y con doble barra



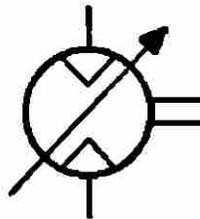
Motor neumático de caudal constante, con un sentido de giro



Motor neumático de caudal variable, con un sentido de giro



Motor neumático de caudal variable, con dos sentidos de giro



Actuador giratorio limitado

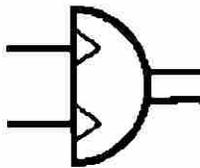


Figura 9.9 Movimiento rotativo

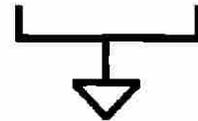
Con los elementos antes descritos puede combinarse una gran variedad de accesorios

Escape

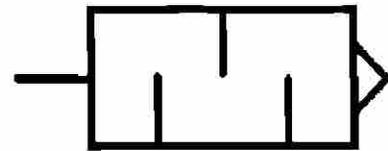
No recuperable



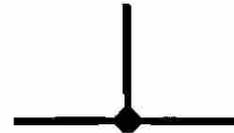
Recuperable



Silenciador



Unión de conductos



Cruce de conductos



Manómetro



Indicador óptico

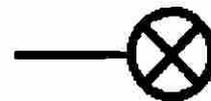


Figura 9.10 Símbolos auxiliares

9.2 Seguridad

Hasta la actualidad aún no existe norma que establezca el nivel de seguridad exigido para sistemas neumáticos. Para que, no obstante, los sistemas neumáticos sean seguros, es necesario recurrir a normas y reglamentos válidos para otras especialidades.

A continuación se incluye un extracto de las normas VDI 3229 “Normas técnicas para máquinas – herramienta y otros equipos de fabricación” que se refieren al tema de la seguridad:

Inactivación del mando

En el caso de producirse una inactivación del mando o al desconectarlo, los operadores no deberán correr peligro alguno.

Interruptor del paro de emergencia

Los sistemas neumáticos equipados con varios cilindros deberán llevar un interruptor de emergencia. Según las características de construcción y de servicio, deberá establecerse si la función de PARO DE EMERGENCIA

- Provoca que el sistema pase a presión cero,
- Si todos los cilindros pasan a posición normal ó
- Si todos los cilindros quedan bloqueados en su posición instantánea.

Estas tres posibilidades también pueden combinarse entre sí.

Criterios de seguridad para sistemas neumáticos de sujeción

Al usar sistemas neumáticos de sujeción es recomendable acatar las siguientes directivas:

Los elementos de mando de sistemas neumáticos de sujeción deberían estar concebidos de tal manera que no puedan ser activados involuntariamente. Con ese fin, pueden adoptarse las siguientes medidas:

- Unidades de conmutación manual recubiertas o bloqueadas, ó
- Bloqueos para el mando

Para evitar accidentes en las manos, cuidados por sistemas de sujeción, deben adoptarse diversas medidas de precaución. Estas pueden ser, concretamente, las siguientes:

- Ubicar cilindros de sujeción fuera de la zona de avance,
- Utilizar cilindros de seguridad que aplican la fuerza máxima una vez que han sujetado la pieza, ó
- Utilizar sistemas de mando bimanuales.

Las máquinas equipadas de sistemas neumáticos de sujeción tienen que estar concebidas de tal manera que el husillo o la unidad de avance puedan ser activados solo cuando concluye la operación de sujeción. Estas condiciones se obtienen recurriendo a los siguientes elementos:

- Convertidores de presión ó
- Válvulas de secuencia

En caso de producirse una caída de presión, el sistema de sujeción no deberá abrir si no ha concluido la operación de mecanizado de la pieza. Con ese fin, puede recurrirse a los siguientes elementos:

- Válvulas de retención
- Acumuladores de aire comprimido

Contaminación del medio ambiente

Los sistemas neumáticos pueden contaminar el medio ambiente de dos maneras:

- Ruidos ocasionados por los escapes de aire.
- Nieblas de aceite: se trata de nieblas ocasionadas por aceite en el compresor o por aceite agregado al aire en la unidad de mantenimiento. Esta niebla de aceite contamina al medio ambiente al descargarse el aire.

En consecuencia, es necesario adoptar las medidas apropiadas para evitar un nivel de ruido demasiado elevado en los puntos de escape de aire. Con ese fin, puede recurrirse a los siguientes elementos:

- Silenciadores para escape de aire

Los silenciadores disminuyen el nivel de ruidos en los puntos de descarga de aire de las válvulas. Su función consiste en disminuir la velocidad del aire. Esta característica puede significar una disminución de la velocidad del vástago de un cilindro.

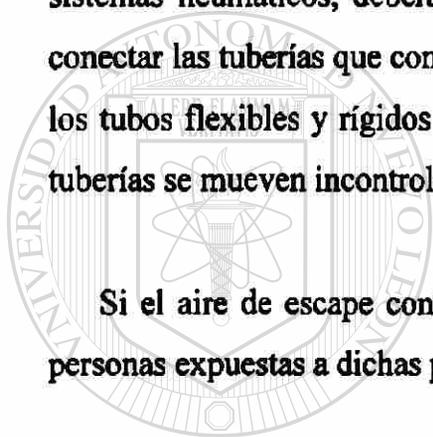
Otra solución es la de regular la resistencia al flujo de aire en los silenciadores de estrangulación. De este modo es posible regular la velocidad de los cilindros y los tiempos de conmutación de las válvulas.

Otra posibilidad de reducir el nivel de ruidos consiste en guiar el aire de escape de varias válvulas hacia un silenciador grande a través de un colector de escapes.

El aire de escape de sistemas neumáticos contiene una niebla de aceite que suele permanecer en el medio ambiente finamente pulverizado durante un tiempo prolongado, con lo que puede afectar las vías respiratorias. El daño ocasionado al medio ambiente es tanto mayor, cuantos más motores neumáticos y cilindros de grandes dimensiones se utilicen.

Cuando se efectúen trabajos de mantenimiento o, en general, cuando se utilicen sistemas neumáticos, deberá procederse con sumo cuidado al desconectar y volver a conectar las tuberías que conducen aire a presión. La energía de la presión contenida en los tubos flexibles y rígidos es liberada velozmente. La presión es tan grande, que las tuberías se mueven incontroladamente, poniendo en peligro a los operadores.

Si el aire de escape contiene partículas de suciedad, puede dañarse la vista de las personas expuestas a dichas partículas.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 10

CIRCUITOS BÁSICOS

10.1 Introducción

Los circuitos básicos son conexiones de válvulas que realizan ciertas funciones. Existe un número limitado de funciones elementales de las que se componen Incluso los circuitos más sofisticados.

Estas funciones tienen la capacidad de:

- Controlar un cilindro
- Accionar otra válvula
 - Para control remoto desde un panel.
 - Para cambiar por otra la función de una válvula.
 - Para enclavamientos de seguridad, etc.

Este último tipo de función se denomina también una función lógica. Existen cuatro funciones lógicas básicas:

- Identidad ('SI')
- Negación o Inversión (-NO-)
- AND o función suma
- OR o función producto

No se tratará aquí de los métodos lógicos de conexión, pero se utilizarán los términos puesto que describen claramente las funciones con una sola palabra.

10.2 Funciones elementales

10.2.1 Amplificación del caudal

Un cilindro grande necesita un caudal de aire grande. Se puede evitar tener que accionar manualmente una válvula grande con capacidad de caudal suficiente, utilizando una válvula grande de accionamiento neumática pilotándola con una válvula más pequeña de accionamiento manual. Esta función se denomina “amplificación del caudal”. Se combina a menudo con control remoto: la válvula grande está cerca del cilindro, pero la pequeña puede encontrarse en un panel, para poder acceder fácilmente a ella.

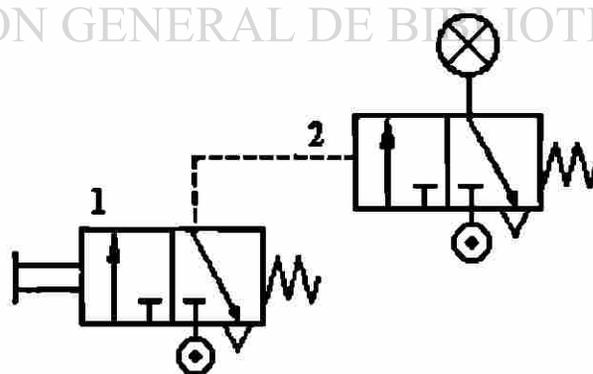


Figura 10.1 Amplificación del caudal o control indirecto de una válvula.

10.2.2 Inversión de la señal

El método Indicado en la figura 10.1. se puede utilizar también para cambiar la función de una válvula desde su posición normalmente abierta a normalmente cerrada o viceversa.

Si la válvula 1 en la figura 10.2. está activada, la presión sobre la salida de la válvula 2 desaparece y reaparece cuando se desactiva la válvula 1.

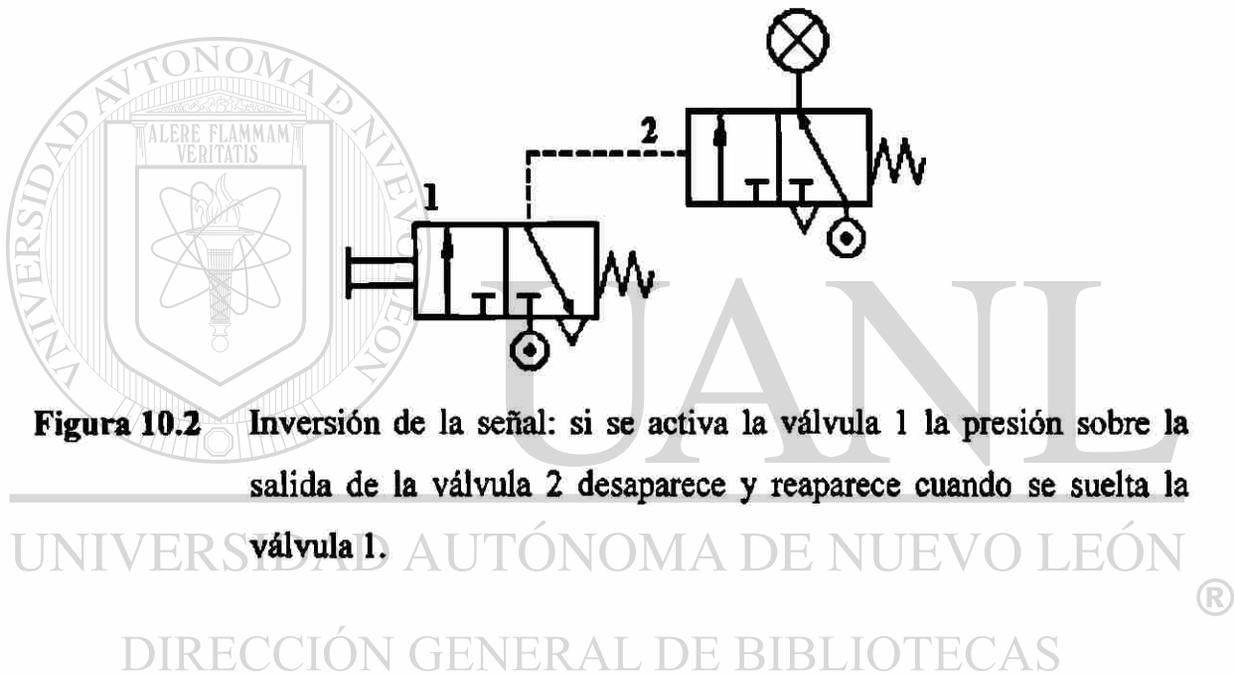


Figura 10.2 Inversión de la señal: si se activa la válvula 1 la presión sobre la salida de la válvula 2 desaparece y reaparece cuando se suelta la válvula 1.

10.2.3 Selección

La selección se alcanza convirtiendo una función de 3/2 a 5/2

La válvula de mando 1 es una pequeña válvula de 3/2 accionada manualmente; la válvula 2, accionada indirectamente, es una válvula de 5/2 con una capacidad de caudal suficiente para accionar un cilindro de doble efecto. En esta función se realiza también la amplificación del caudal.

Una posición del interruptor de palanca presuriza el punto indicado como verde mientras que la otra presuriza el rojo.

La misma función se utiliza también para realizar la selección entre dos circuitos: una de las vías de utilización de la válvula de 5/2 suministra por ejemplo, aire a un circuito automático, mientras que la otra suministra las válvulas para el control manual. Esto asegura que no puede tener lugar un accionamiento automático durante el accionamiento manual ni a la inversa.

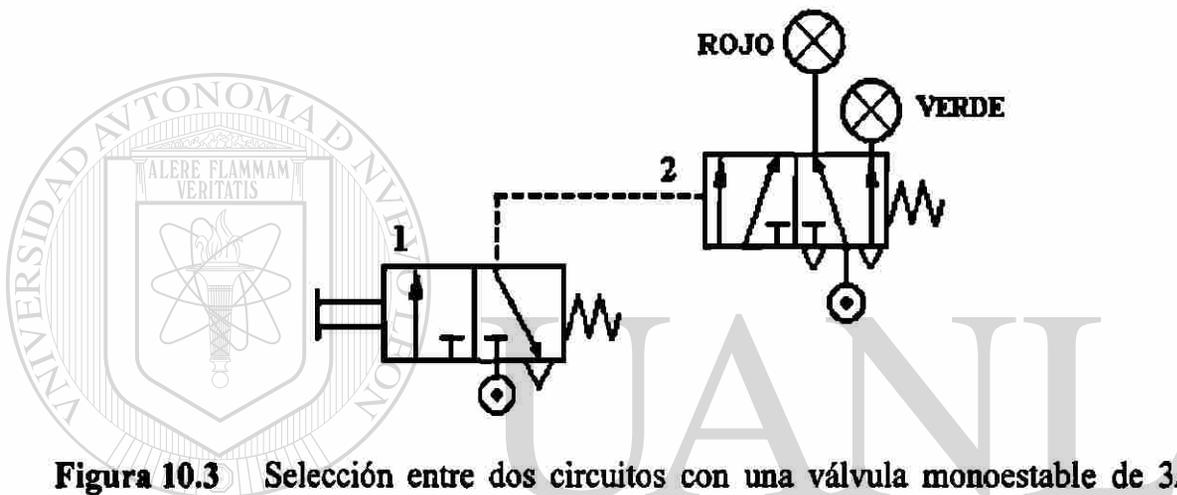


Figura 10.3 Selección entre dos circuitos con una válvula monoestable de 3/2 accionada manualmente

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

10.2.4 Función de memoria

Una función muy común es perpetuar el accionamiento momentáneo de una válvula manteniendo su señal hasta que otra señal momentánea la desconecta permanentemente.

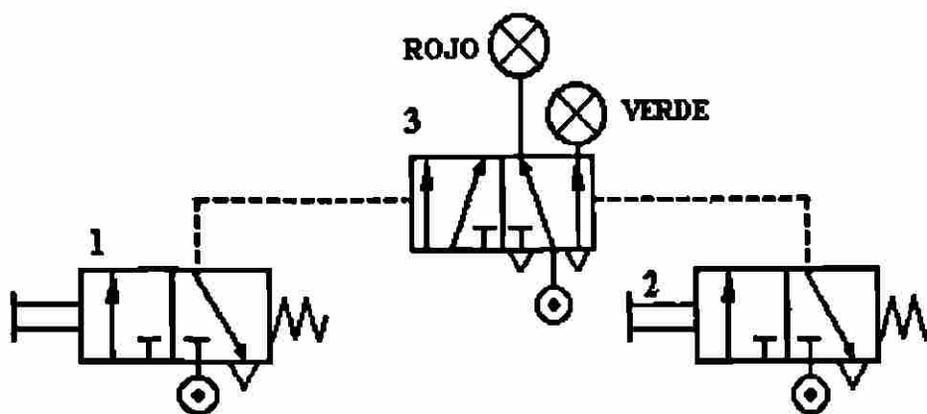


Figura 10.4 Paso de rojo a verde por medio de la válvula de accionamiento manual o mecánico 1 y de verde a rojo con la válvula 2 (las válvulas 1 y 2 proporcionan señales momentáneas).

10.3 Funciones de tiempo

Una temporización neumática se basa en el tiempo necesario para cambiar la presión de un volumen fijo, mediante el paso de un caudal de aire por un orificio.

Si, con un volumen y orificio determinados, se alcanza la curva característica presión/tiempo a de la figura 10.5, un mayor volumen a llenar, o un orificio de paso más estrecho, la cambia a b.

En el caso de la característica a, la temporización para accionar una válvula con una presión de pilotaje p_s será t_1 con b se incrementará a t_2 .

En la práctica, el volumen a presurizar está conectado con la entrada de pilotaje de una válvula de retomo muelle y se utiliza un “controlador de velocidad” (restringidor de caudal más válvula anti-retorno) para variar el orificio de paso; su válvula anti-retorno permite un caudal ilimitado en sentido contrario y por lo tanto un tiempo de reinicialización breve.

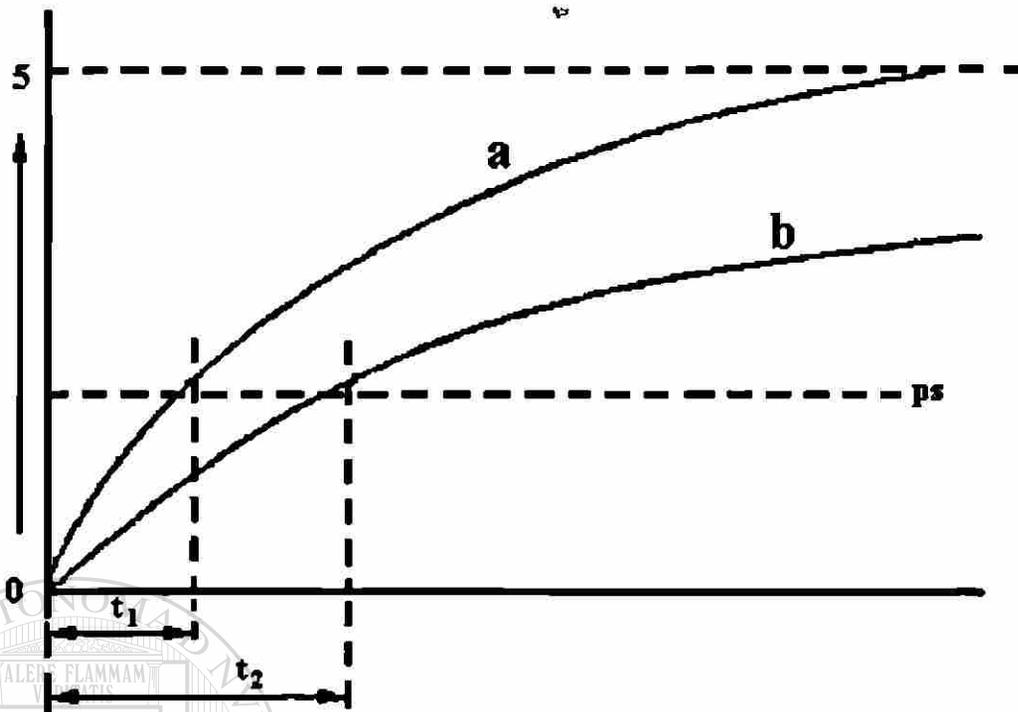


Figura 10.5 Relación presión/tiempo del aire comprimido que fluye por un orificio en un volumen.

Existen cuatro funciones distintas de tiempo:

1. Temporización a la CONEXIÓN de una señal de presión
2. Temporización a la DESCONEXIÓN de una señal de presión
3. Un impulso de presión a la conexión
4. Un impulso de presión a la desconexión

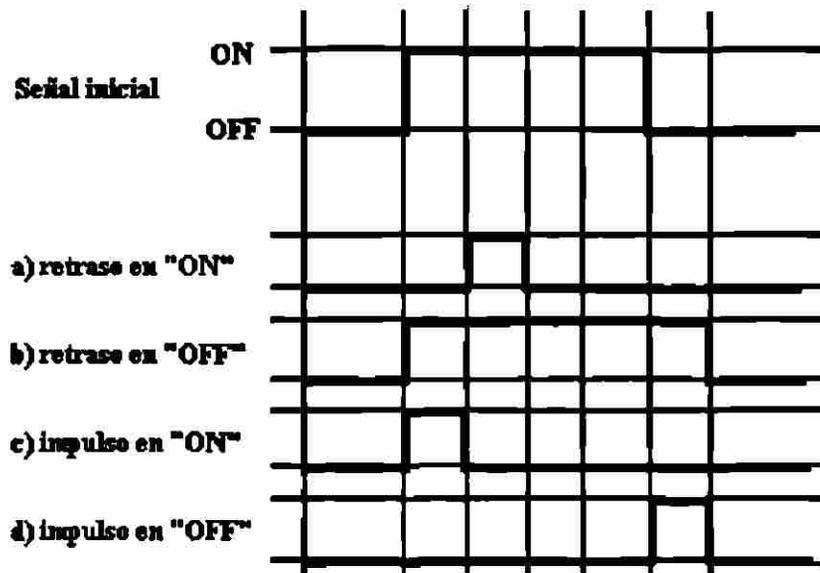


Figura 10.6 Las cuatro funciones de temporización

10.3.1 Temporización a la conexión

La figura 10.7 ilustra cómo se puede retrasar una señal de presión. La señal en el orificio de salida (A) de la válvula 2 aparece un tiempo de determinado después del accionamiento de la válvula 1. Esto es debido a la válvula de restricción de caudal.

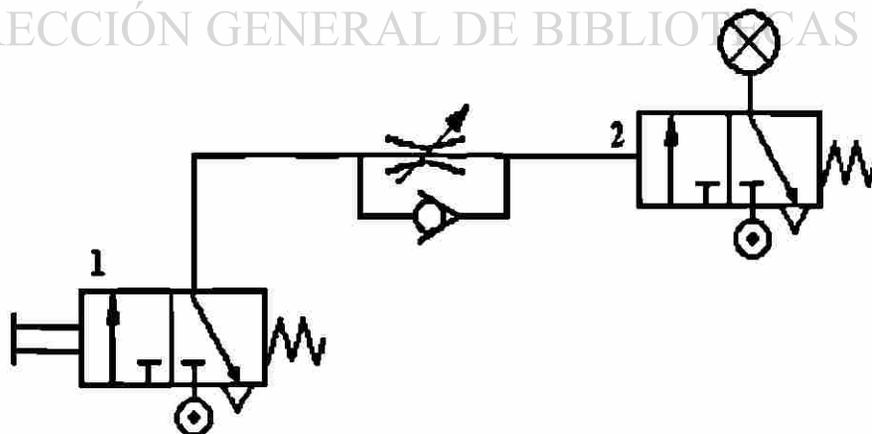


Figura 10.7 Temporización a la conexión

10.3.2 Temporización a la desconexión

El retraso en la vuelta a la posición normal de una válvula se obtiene como se ha descrito anteriormente, pero en vez de limitar el flujo de aire hacia el orificio piloto de la válvula b, se restringe su escape.

La figura 10.8 muestra una temporización para la desconexión de una señal. Tras el accionamiento de la válvula 1, se enciende inmediatamente el indicador, pero tras soltar la válvula, el indicador se queda encendido durante un período de tiempo regulable.

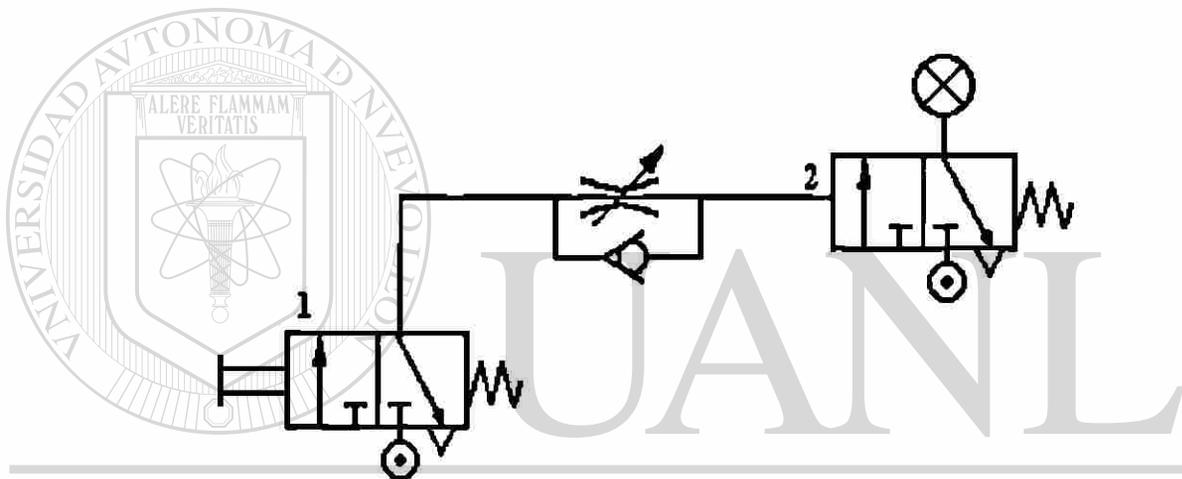


Figura 10.8 Temporización a la desconexión

10.3.3 Impulso de presión a la conexión

Si una señal desde una válvula pasa por una válvula normalmente abierta pero pilotada por la misma señal, no habrá presión a la salida de la última válvula. Sin embargo, si se retrasa su pilotaje, la señal puede pasar hasta que el pilotaje se produzca después de la temporización. La consecuencia es una señal de presión de duración regulable en la salida de una válvula normalmente abierta.

En la figura 10.9 aparece una señal de duración regulable en la salida de la válvula normalmente abierta 2, cuando la válvula 1 está accionada.

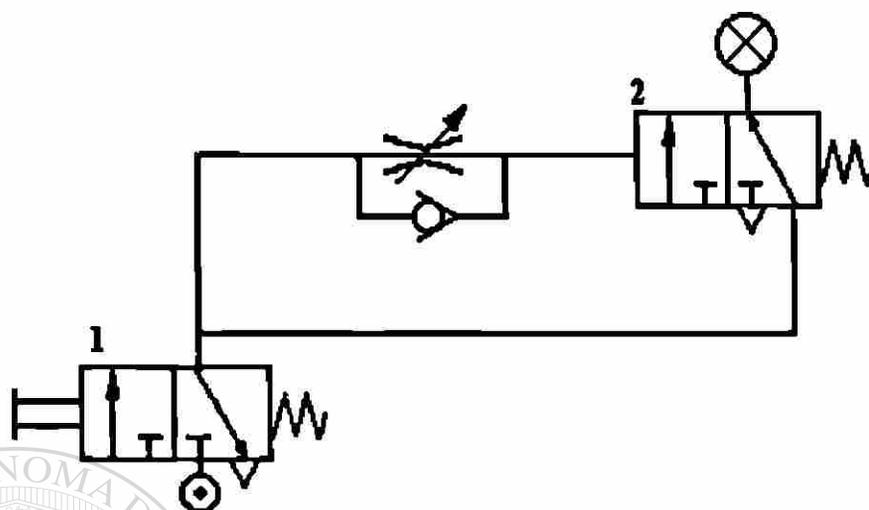


Figura 10.9 Impulso de conexión

10.3.4 Impulso a la desconexión de una válvula

Cuando la señal temporizada de presión debe aparecer después de que la señal inicial se haya desconectado, la presión para producido debe de proceder de otra fuente. El método que se utiliza es accionar al mismo tiempo una válvula 2 normalmente abierta de 3/2 y presurizar un volumen 3 con la señal inicial: Cuando se descarga la válvula 1, la válvula 2 alcanza su posición normal, conectando el volumen con su salida. La señal de presión desde el volumen desaparece tras un breve período regulable por medio de un controlador de velocidad

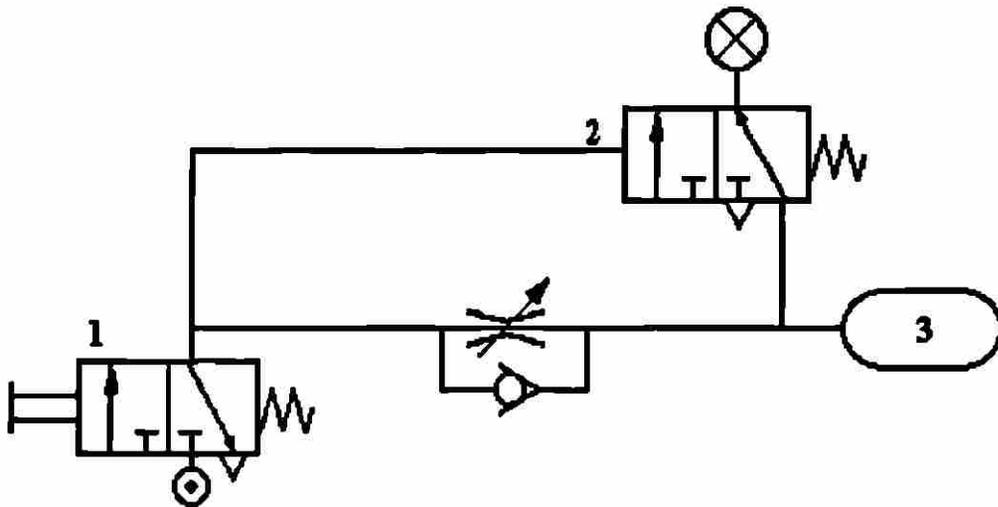


Figura 10.10 Impulso de presión al desaparecer una señal

10.4 Control del cilindro

10.4.1 Control Manual de un cilindro de simple efecto con accionamiento directo y control de velocidad

Si un cilindro de simple efecto está conectado a una válvula de 3/2 de accionamiento manual, éste sale cuando se acciona la válvula y retorna cuando la válvula se libera. Este es llamado “control directo”. En el caso de un cilindro grande, se aplica la amplificación del caudal como indicado en la figura 10.1.

La única forma de regular la velocidad de la carrera de ida del émbolo de un cilindro de simple efecto es reducir el caudal de entrada en sí mismo. La velocidad de la carrera de retorno, por medio del resorte, es raramente limitada en la práctica.

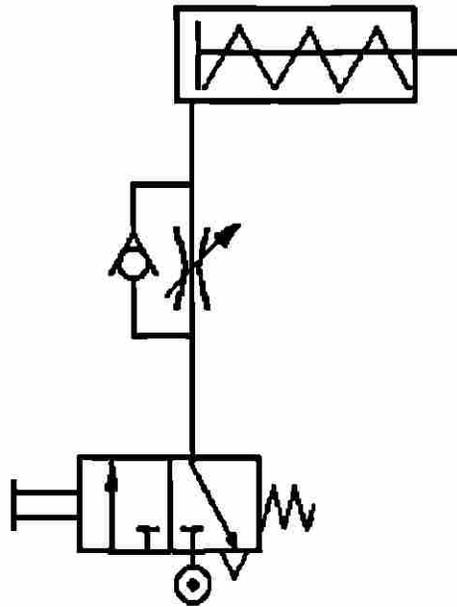


Figura 10.11 Control directo de un cilindro de simple efecto

10.4.1.1 Control desde dos puntos: Función OR

Un cilindro o una válvula pueden ser accionados de dos maneras distintas, por ejemplo manualmente o por medio de una señal del circuito automático. Si las salidas de dos válvulas de 3/2 están interconectadas con un empalme de T, el aire procedente de una de las válvulas sale por el escape de la otra. La utilización de una válvula selectora de circuito evita el problema.

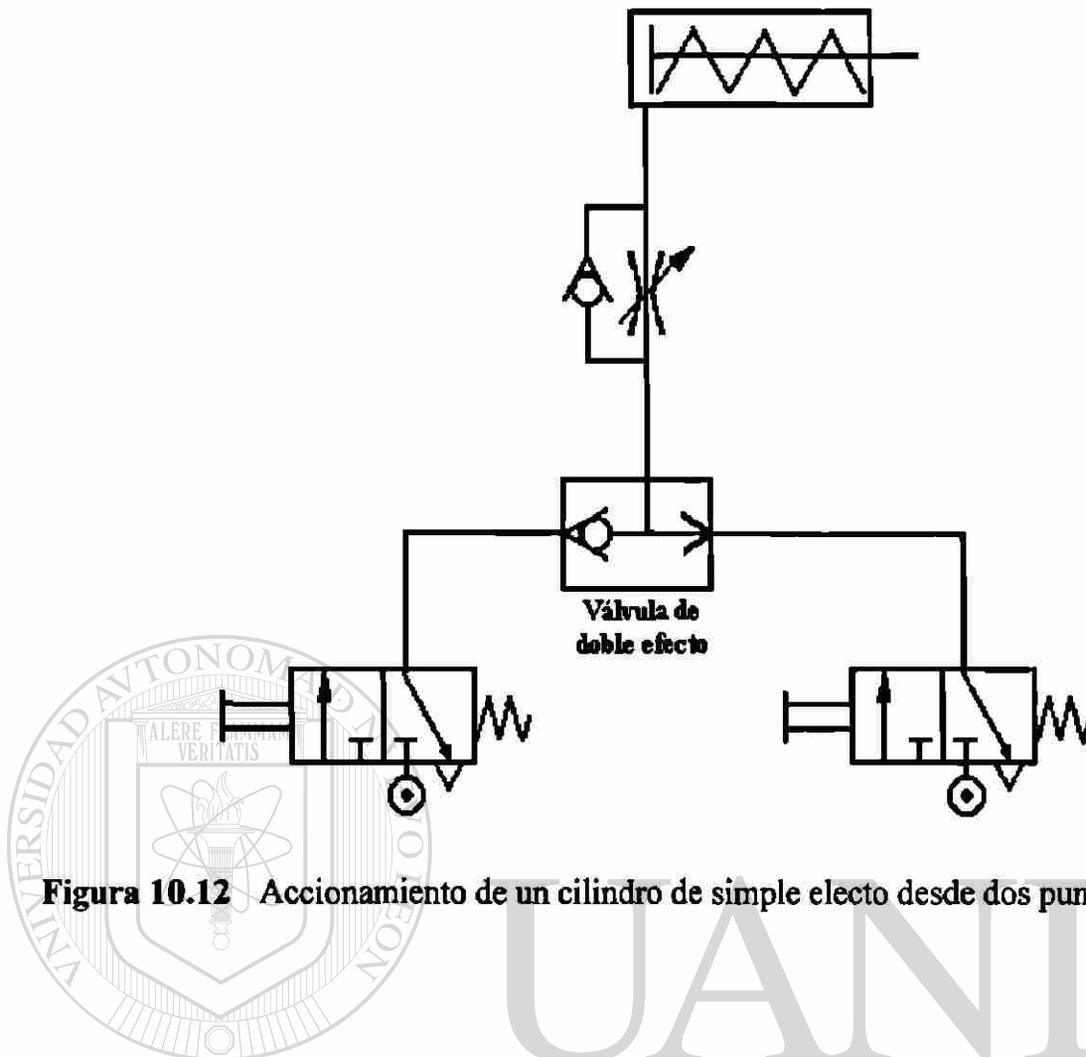


Figura 10.12 Accionamiento de un cilindro de simple efecto desde dos puntos

10.4.1.2 Enclavamiento: Función AND (Y)

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

En algunos casos, para permitir una operación determinada, es necesario que se cumplan dos condiciones. Un ejemplo típico podría ser el de una prensa neumática que se puede accionar sólo si está cerrada una puerta de seguridad y si se acciona la válvula manual. Para controlar la puerta de seguridad, se usa una válvula de 3/2 accionada mecánicamente. La entrada de la válvula de accionamiento manual está conectada con su salida, así que solamente tendremos señal cuando ambas válvulas estén accionadas simultáneamente.

En el caso de que las señales procedentes de cada una de las dos válvulas tengan también otro uso, como se muestra en el esquema "b" de la figura mediante los dos

indicadores de color. se puede realizar la función AND (Y) mediante una válvula de 3/2 de accionamiento neumático: Una de las señales la alimenta y la otra la pilotea.

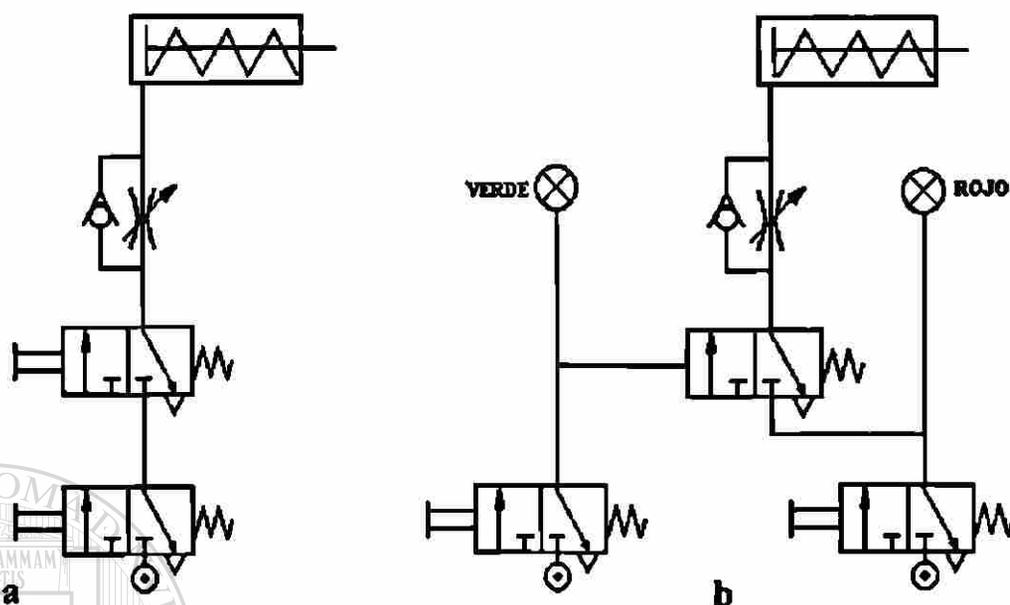


Figura 10.13 Enclavamiento de seguridad, función AND

10.4.1.3 Funcionamiento inverso: Función (NOT)

Enclavamientos mecánicos, topes para productos sobre transportadores® y situaciones similares pueden requerir el accionamiento de un cilindro para el bloqueo. El desbloqueo se produce mediante el accionamiento de una válvula. Para este tipo de aplicación, se pueden usar válvulas normalmente abiertas. Si se requiere que la misma señal que provoca el desbloqueo debe también dar señal a cualquier otro dispositivo, simbolizado por el indicador 3 en la figura. 10.14, tiene que usarse, una señal de inversión procedente de otra válvula independiente, de accionamiento neumático y normalmente abierta (válvula 2), que es accionada por la válvula normalmente cerrada

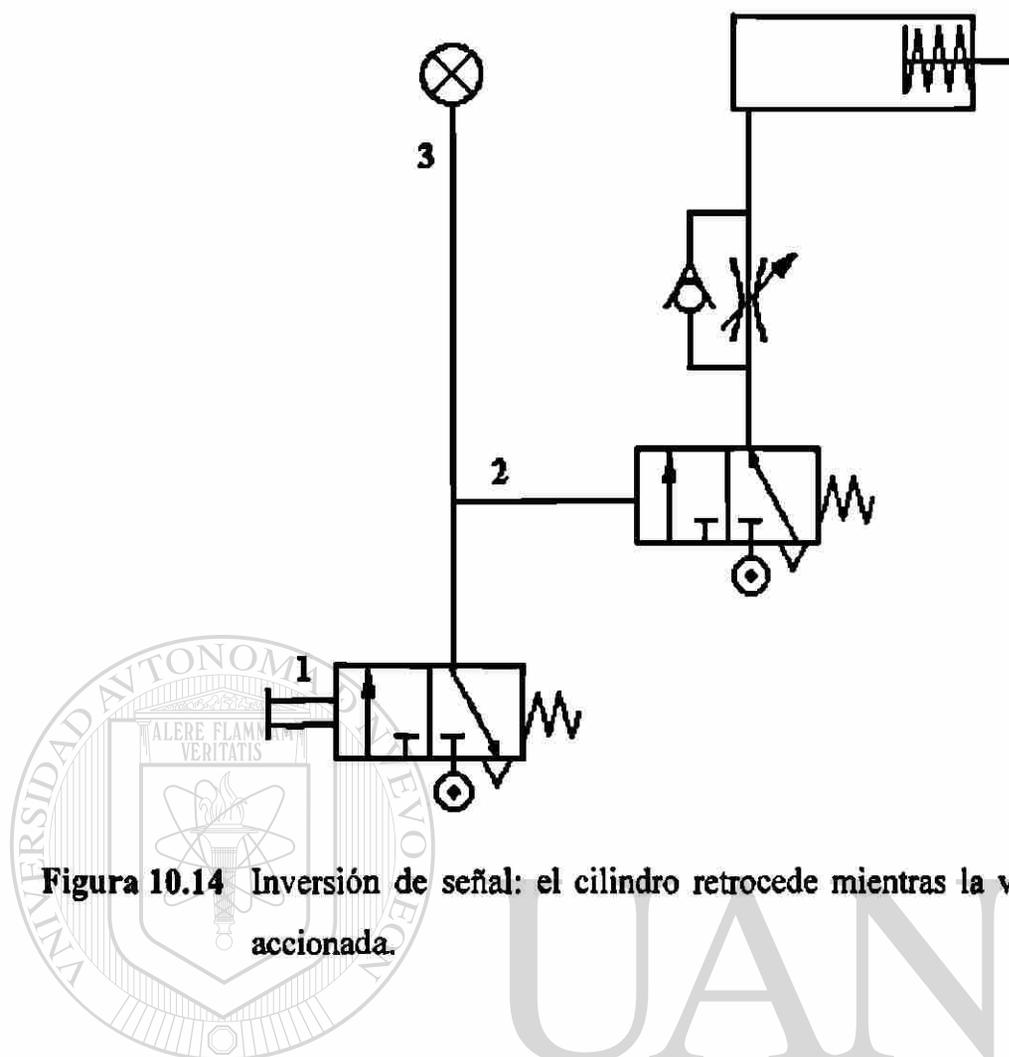


Figura 10.14 Inversión de señal: el cilindro retrocede mientras la válvula 1 esté accionada.

10.4.2 Cilindro de doble efecto

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

10.4.2.1 Control directo

La única diferencia entre el accionamiento de un cilindro de doble efecto y uno de simple efecto es que se ha de usar una válvula de 5/2 en lugar de la de 3/2. En su posición normal, la utilización B, está conectada con la entrada de presión P.

Esta vía de utilización ha de estar conectada a la cámara delantera del cilindro si queremos que éste en su posición normal esté metido.

Para un control Independiente de la velocidad en ambas direcciones, hay acoplados “controladores de velocidad” (restringidor de caudal y válvula anti-retorno) en ambas conexiones del cilindro. Su orientación es la opuesta a la de los cilindros de simple efecto ya que es el escape de aire el que es restringido. Esto proporciona un movimiento más estable y positivo que la restricción del aire de entrada. En lugar de suministrar solamente la energía necesaria para mover el émbolo, se añade una carga adicional mediante una contra-presión en la cámara que se vacía; esta contrapresión aumentará si aumenta la velocidad, compensando las variaciones en la carga.

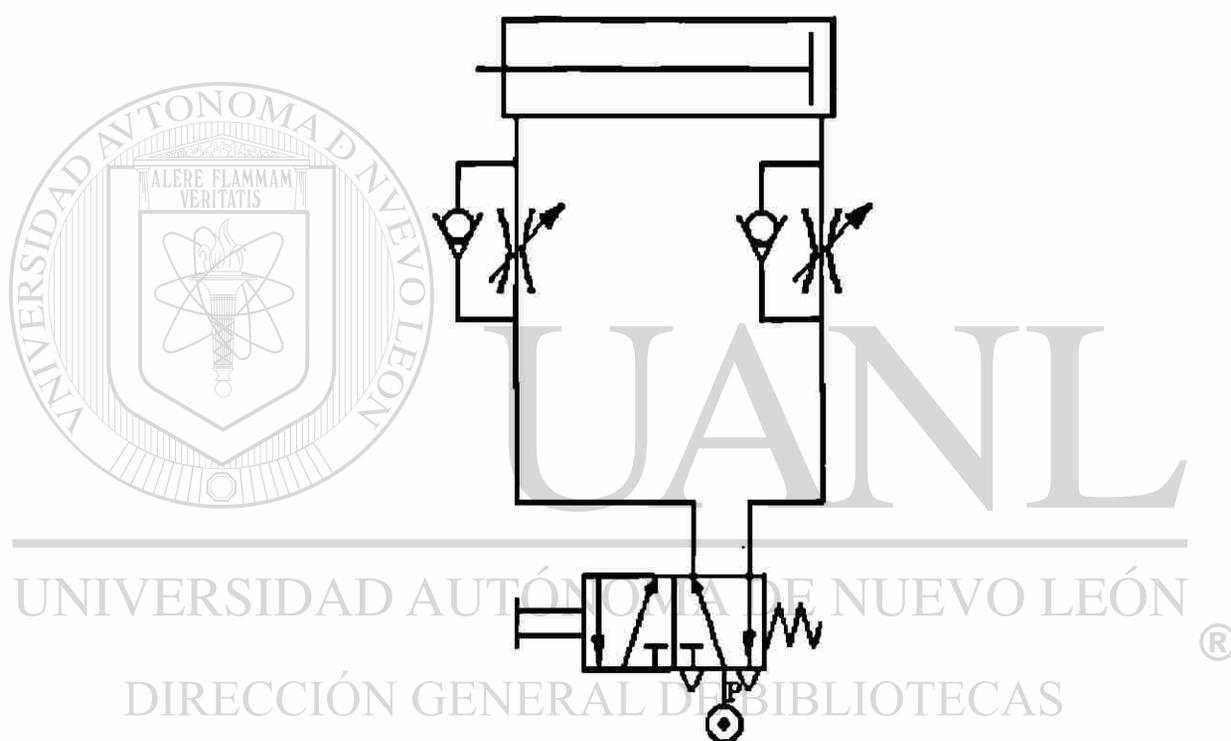


Figura 10.15 Control directo de un cilindro de doble efecto

10.4.2.2 Mantenimiento de las posiciones finales

En la mayoría de los casos, un cilindro tiene que mantener su posición incluso después de que la señal de mando haya desaparecido. Esto requiere la función

“memoria” de la figura 10.4. Una válvula biestable mantendrá su posición hasta que aparezca la señal de pilotaje contraria.

En la figura 10.16, la carrera de salida de un cilindro de doble efecto es iniciada con la válvula 1, y la de retorno con la válvula 2. La válvula 3 mantiene su posición y por tanto también la del cilindro.

La válvula 3 sólo será accionada cuando solamente una de las dos válvulas manuales no tenga salida de presión. Si ambas vías de pilotaje reciben señal al mismo tiempo, el tirador mantiene su posición anterior ya que presiones iguales actuando sobre áreas iguales no pueden anular la anterior señal.

Este fenómeno se conoce como “señales permanentes” y es uno de los mayores problemas en el diseño de circuitos.

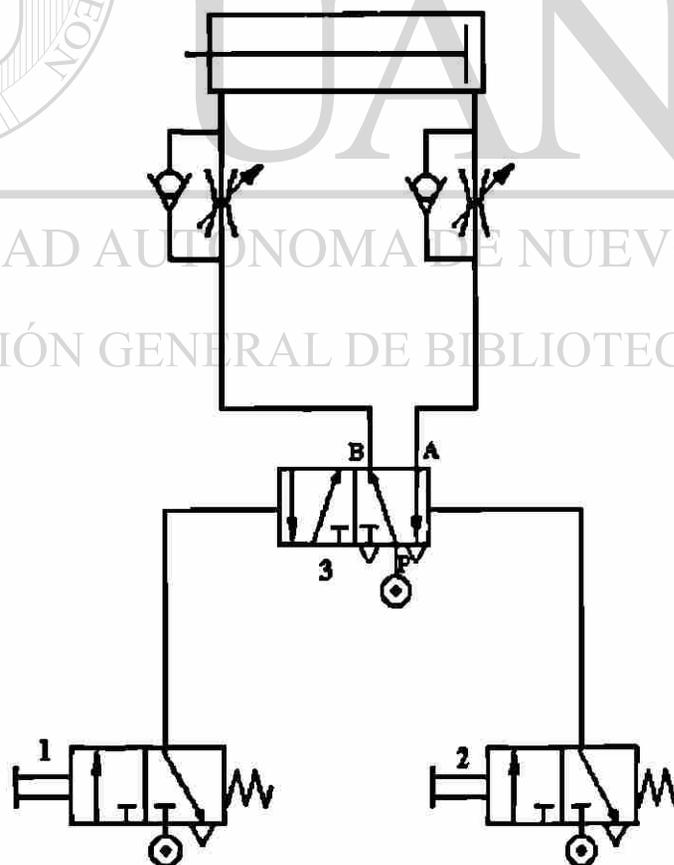


Figura 10.16 Mantenimiento de las posiciones de un cilindro de doble efecto.

10.4.3 Detección de las posiciones finales.

10.4.3.1 Retorno automático

La válvula 2 en el circuito de la figura 10.16 puede ser sustituida por una válvula de accionamiento por rodillo de palanca, situada en el punto final de la carrera de salida del cilindro (carrera positiva). El cilindro entonces, conmuta él mismo la válvula 3 y así retrocede automáticamente. A esto nos referimos como reciprocidad del cilindro.

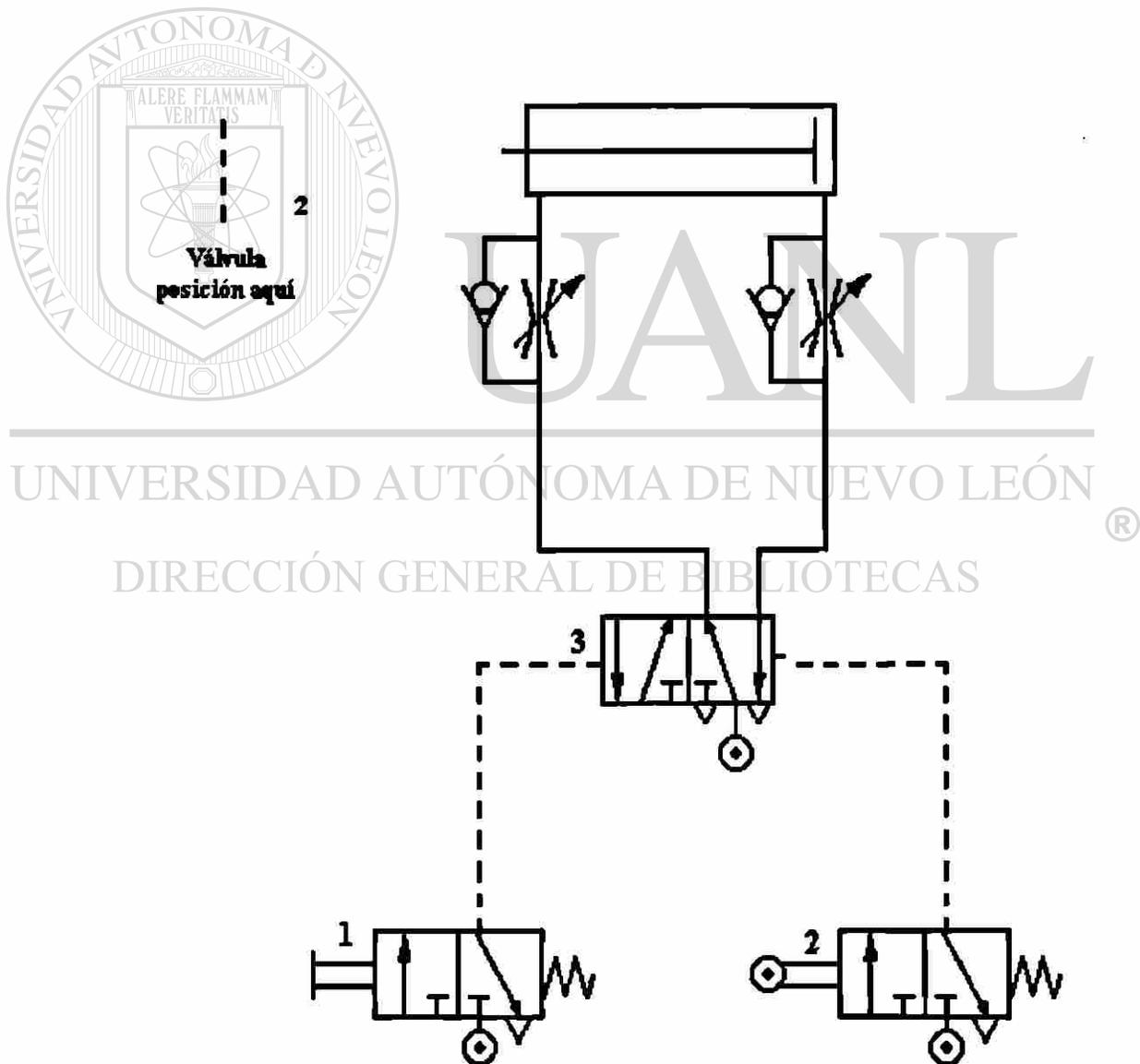


Figura 10.17 Retorno automático de un cilindro

Aparecerá un problema si la válvula 1 no está desactivada cuando el cilindro alcanza el final de su carrera; el cilindro no retrocedería. La válvula 2 es incapaz de conmutar la válvula 3 mientras permanezca la señal opuesta procedente de la válvula 1. una válvula biestable sólo puede ser conmutada mediante una señal de pilotaje, cuando ha desaparecido la señal de pilotaje opuesta.

Si el cilindro debe retroceder incondicionalmente tan pronto como alcance el punto final de la carrera, una solución simple sería transformar la señal de la válvula manual en un impulso (señal momentánea). Esto sería una combinación de las dos funciones elementales de las figuras 10.9 y 10.17.

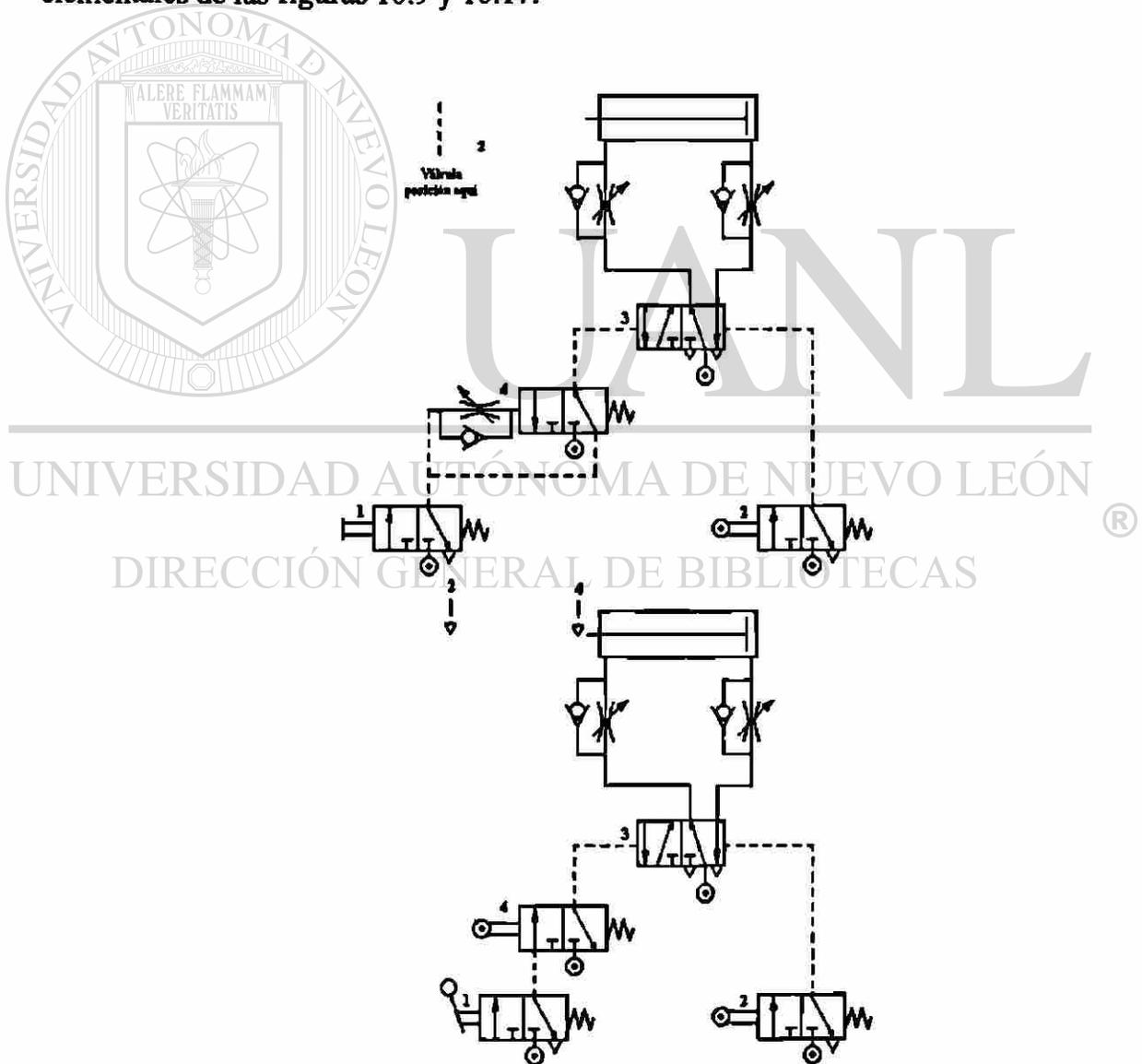


Figura 10.18 Retorno automático de un cilindro incluso con una señal permanente

10.4.3.2 Carreras repetitivas (repetición indefinida de la carrera)

Mediante la detección en ambos extremos de la carrera mediante válvulas accionadas por rodillo de palanca y usándolas para conmutar la válvula principal 2, el cilindro será "recíproco" (el mismo produce las señales para su propio control de movimiento). Con una válvula biestable de accionamiento manual conectada en serio con la válvula accionada por rodillo de palanca 4 (un final de carrera), el cilindro parará de realizar ciclos repetitivos si desactivamos en 1, pero lo hará después de volver siempre a su posición de vástago dentro (posición negativa o posición).

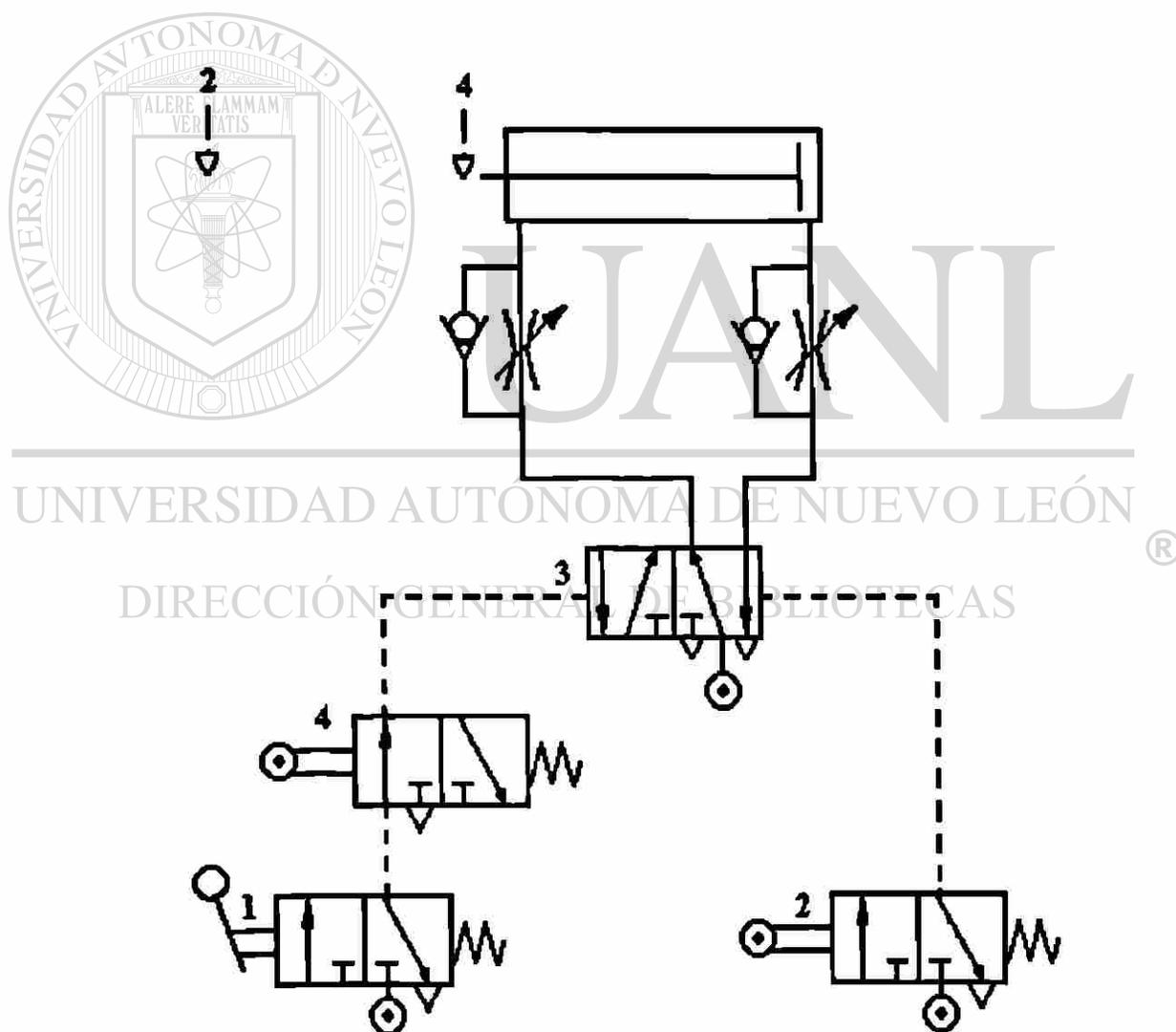


Figura 10.19 Repetición de carrera de forma cíclica mientras la válvula 1 permanezca accionada.

10.5 Control de secuencia

10.5.1 Cómo describir una secuencia

Unas pocas reglas nos ayudarán para la descripción de un ciclo de movimientos de una forma extremadamente breve pero precisa.

A cada actuador se le asigna una letra mayúscula. Si su posición al inicio de ciclo, a partir de las cuales se dibuja el diagrama de circuito, es la de dentro o posición negativa, se dice que él está en “menos”; si su posición al inicio es la de fuerza o posición positiva, decimos que está en posición “más” Las señales de presión para conmutar las válvulas de control direccional son llamados “comandos” para distinguirlos de otras señales. Un comando para mover el cilindro “A”, su código será un simple “A+”. Evidentemente, “A-“ es el comando para hacer retroceder al cilindro A.

10.5.2 Secuencia de dos cilindros

Con estos códigos, nosotros podemos escribir una secuencia de dos cilindros, por ejemplo con:

A+, B+, A-, B-

No puede haber dudas acerca de la secuencia de movimientos.

Ahora llega la cuestión de ver de donde salen estos comandos. La respuesta es bastante simple: de las válvulas de rodillos de palanca que detectan los puntos finales de la carrera. Ellos también necesitan un código; éste estará confeccionado de una forma bastante lógica.

Como la posición inicial “menos” es llamada “cero”. Es obvio codificar con “a₀” la válvula que detecta la posición inicial del cilindro “A”; la posición opuesta es entonces llamada “a₁”. Para mayor claridad, las señales son siempre codificadas con letras minúsculas. Las posiciones de detección son designadas mediante un índice.

De todo ello, resulta obvio que la finalización de un comando (...+) estará señalizado por la señal de presión que nosotros “convertiremos” como código “a₁”, etc. Con estos códigos podemos escribir la solución para la secuencia mencionada con anterioridad tal y como sigue:

$$A+ \rightarrow a_1 \rightarrow b+ \rightarrow b_1 \rightarrow A- \rightarrow a_0 \rightarrow B- \rightarrow b_0$$

También necesitamos una válvula de accionamiento manual para arrancar y finalizar la secuencia. Está situada en línea prioritaria para el primer comando A+. Cuando la secuencia necesite continuar entonces la válvula depuesta en marcha deberá permanecer abierta, pero si el circuito es desactivado a mitad de ciclo, éste continuará hasta que todos los movimientos de la secuencia hayan sido completados y el ciclo vuelva a su posición inicial.

Esto significa que la última señal; b₀, ha aparecido pero es incapaz de pasar a través de la válvula de puesta en marcha. Esta es otra aplicación de la función elemental “AND” (Y) de la figura 10.13. El comando A+ necesita ambas señales: “b₀” y “s_t” (start). Esto se escribe en álgebra normal “s_t•b₀”.

Nos podremos referir a esto como un “circuito cerrado”. La secuencia de señales y comandos es como sigue:

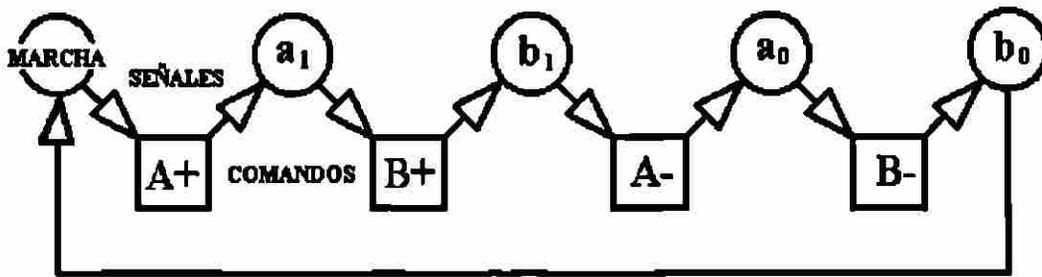


Figura 10.20 Secuencia de señales y comandos de un circuito cerrado

La misma secuencia de este diagrama de bloques está dibujada como circuito neumático en la figura 10.21, con símbolos ISO. Como tenemos ahora codificadas las válvulas de finales de carrera de acuerdo con su posición, no es necesario dibujar el circuito como un mapa con éstas mostradas en sus emplazamientos físicos reales, cerca de los cilindros, o indicándolas con números como en las figuras 10.17 y 10.18.

La norma es dibujar todos los cilindros en la parte superior, directamente debajo de ellos, sus correspondientes válvulas principales de mando y debajo de ellas, las válvulas que proporcionan las señales de final de carrera. En circuitos más sofisticados, podrá haber válvulas adicionales en un nivel intermedio entre las válvulas principales y las de señal. Este es el caso de la figura 10.21 con la válvula de puesta en marcha “s”.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

10.5.3 Ciclo único, ciclo continuo

Este tipo de válvula usada para poner en marcha una secuencia es lo que determina la diferencia entre los 2 ciclos: si es una válvula monoestable y nosotros la accionamos, se realizará un ciclo único. En el caso de una válvula biestable, el ciclo se repetirá continuamente hasta que desconectemos la válvula. No importa cuando lo hagamos, el circuito siempre completaría el ciclo y entonces pararía.

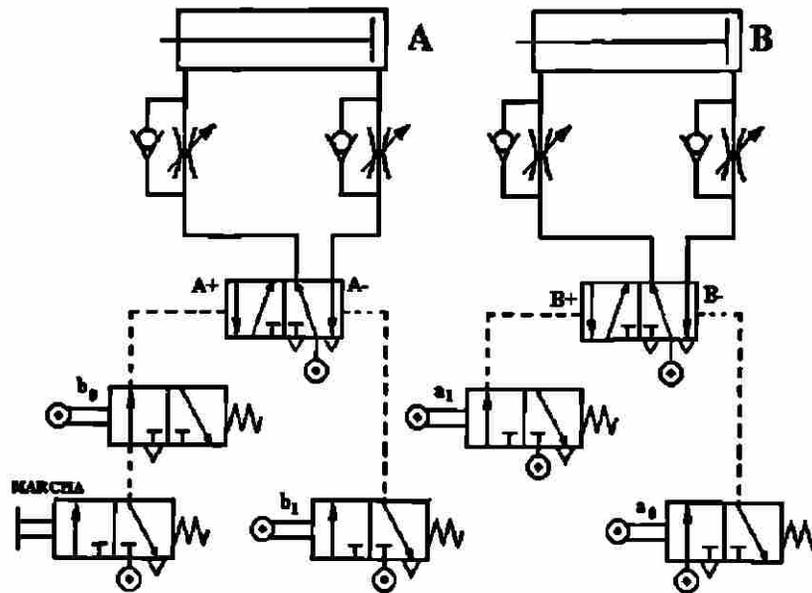


Figura 10.21 Circuito para la secuencia A+, B+, A-, B-

10.6 Comandos opuestos

Eliminación con una señal de corta duración

10.6.1 Anclaje. Control de presión

Los cilindros de simple efecto de carrera corta son utilizados a menudo para sujeción. Si bien casi todos ellos pueden llevar incorporados detectores para control eléctrico, esto no da suficiente seguridad. ¿La parte que debe ser mecanizada está suficientemente amarrada para aguantar las fuerzas ejercidas sobre ella durante el mecanizado?. La única señal fiable es la que nos indica que hay suficiente presión detrás del émbolo. Para esto se emplean las válvulas secuenciales. Estas permiten al operador ajustar la presión mínima requerida para un amarre seguro.

La presión que han de detectar es la presión de amarrado del cilindro. Por eso la entrada de pilotaje debe ser conectada con una r a la vía de alimentación del cilindro; la

señal de salida pondrá en marcha la operación de mecanizado (cilindro "B"). El cilindro tiene que retroceder inmediatamente después de que la operación haya finalizado, por ejemplo, el final de carrera, válvula b_1 , proporciona esta información.

Aquí nos encontramos un problema: B es incapaz de retroceder mientras el cilindro de amarre "A" esté presurizado pero, por otro lado, éste no debe retroceder y soltar el amarre antes de que el dispositivo mecanizado haya vuelto a su posición Inicial. Podemos, de nuevo, utilizar el cilindro básico de la figura 10.9 para resolver este problema transformando la señal permanente de la válvula secuencial en una señal de corta duración. El ciclo es arrancado manualmente, pero en la práctica el operador insertará un componente para ser mecanizado y entonces mantendrá el pulsador accionado hasta que el trabajo está completado.

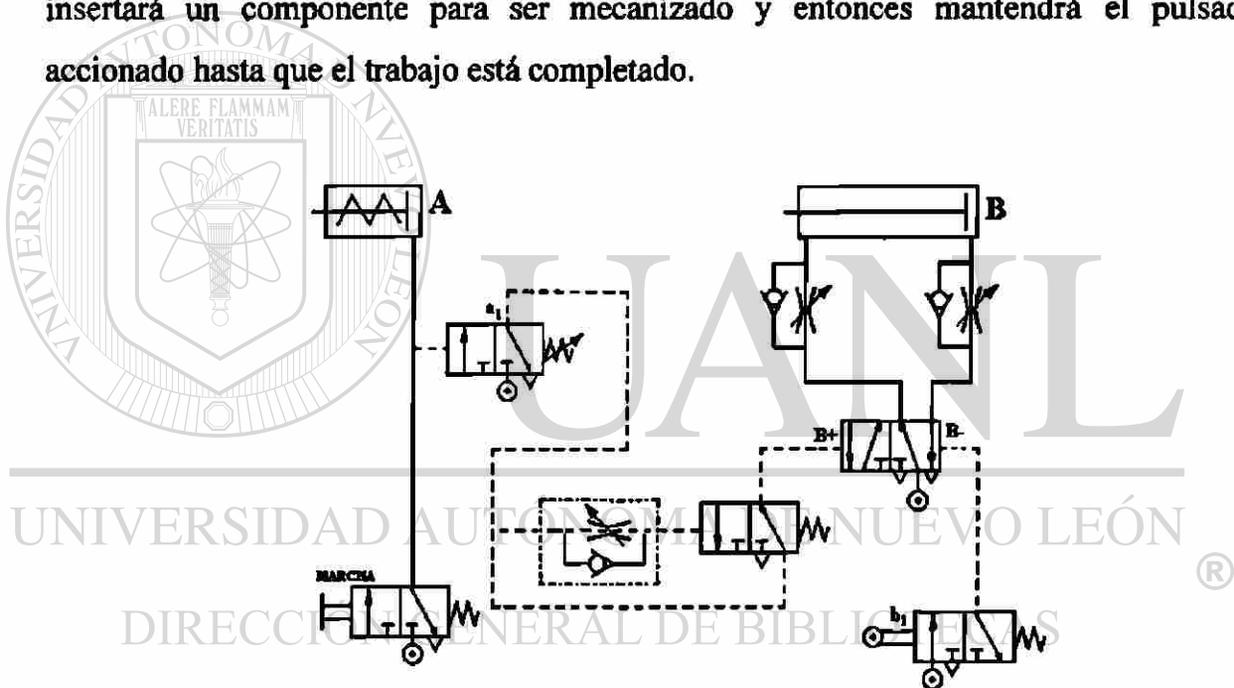


Figura 10.22 Circuito para amarrado y mecanizado

De cualquier forma, hay una imperfección: si el operador suelta el pulsador después de que el mecanizado haya comenzado, la mordaza se abrirá. Tenemos que prevenir esto. La solución es "memorizar" la señal de arranque manual con el círculo de la figura 10.16. Para la función de la válvula 1, usaremos una válvula que detecte la posición inicial del cilindro B, la válvula " b_0 ". Pero esta válvula está accionada en la posición inicial, cuando se ha producido el amarre y tiene que salir B. Esto significa que hay otra

“señal permanente” que tendremos que eliminar haciendo de ella una señal de corta duración. Esto nos da como resultado el circuito de la figura 10.23.

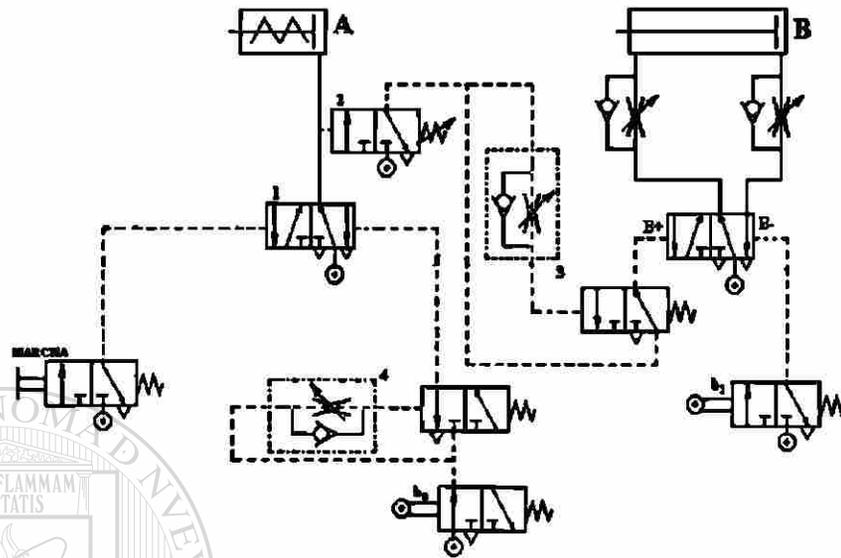


Figura 10.23 Amarrado y mecanizado con enclavamiento adicional

10.6.2 Sistema de cascada

Debemos admitir que la forma en que hemos eliminado las señales permanentes en el ejemplo anterior puede ser el mejor método. Debe haber una solución más simple y fiable.

La verdadera solución es poner a escape todas las señales permanentes que se puedan “solapar”. No mediante montajes temporizados sino con el accionamiento de una válvula de selección como en el circuito de la figura 10.3. El problema es conocer dónde ha de estar puesta cada válvula y cómo debe ser conmutada y conectada.

Existe un procedimiento simple para el diseño de circuitos secuenciales llamado “Sistema Cascada”. El ciclo es dividido en dos o más grupos. Para posteriores

explicaciones supondremos que hay sólo dos grupos. Cada uno tiene una línea de suministro procedente de la válvula de selección.

La división de los grupos, por ejemplo del ciclo “A+, B+, A-, B-”, se realiza de la siguiente manera:

Observando cada comando, de izquierda a derecha, podemos subdividir los comandos en grupos; la regla será que en cada grupo sólo se podrá incluir un comando de cada actuador, bien sea + o -. En nuestro caso sería:

A+, B+	B-, A.
Grupo 1	Grupo 11

Este principio es igualmente aplicable para ciclos más largos. Cuando se tiene tres o más grupos, no es necesario arrancar el ciclo con un nuevo grupo: el fin de ciclo pueda estar en medio de un grupo. La válvula de puesta en marcha y parada está, simplemente, colocada en línea con el primer comando del ciclo. Algunas veces tiene que trasladarse para encontrar el menor número de grupos.

Las demás reglas serán explicadas en el siguiente diagrama de bloques.

1. Primera válvula principal que debe ser accionada por el grupo I.
2. Todas las válvulas de fin de carrera del grupo I, excepto la que detecta que el último movimiento del grupo ha finalizado.
3. Todos los comandos de las válvulas principales del grupo I son alimentados desde la “línea de grupo”
4. El detector del final de la última carrera del grupo I conmuta la válvula de selección; la “línea de grupo I” se pone a escape y la del grupo II es alimentada con presión.
5. Válvula principal del cilindro que realiza la primera carrera del grupo II.

6. Todas las válvulas de fin de carrera que proporcionan los comandos del grupo II, excepto la última.
7. Todos los comandos del grupo II, proporcionados por las válvulas de fin de carrera están alimentados desde la línea de grupo II.
8. El detector de la última carrera del grupo II vuelve a conmutar la válvula de selección a su posición anterior.

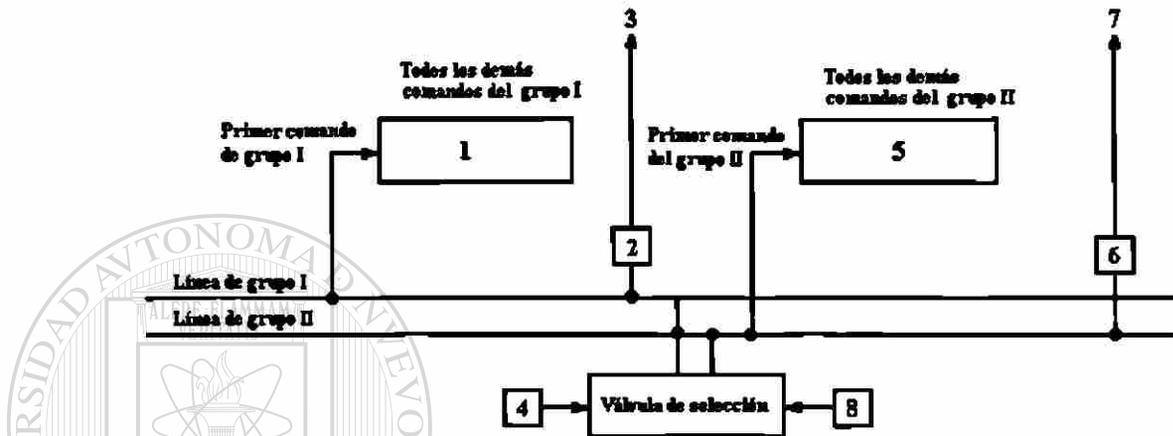


Figura 10.24 Reglas

Los pasos del circuito son ahora bastante fáciles. El interruptor de puesta en marcha y parada está siempre insertado en línea con el primer comando del ciclo. En el ejemplo anterior el ciclo termina al finalizar un grupo. Pero éste no es siempre el caso y, como se ha mencionado, no es necesario.

Esto se demostrará con un ejemplo: el ciclo dado as:

$A+ B+ A- C- D+ D- B- C+$

Si comenzamos a subdividir desde el principio de ciclo, obtenemos tres grupos de la forma:

$A + B + A - C - D + D - B - C +$

Es mejor subdividirlo comenzando un paso más tarde:

$A + |B + A - C - D + |D - B - C +$

y obtenemos solamente dos grupos. La válvula de cascada será conmutada primero mediante “a₁” y volverá a su posición inicial mediante d₁. La válvula de puesta en marcha y parada estará en la conexión que va desde c₁ la entrada del comando A+.

Recuerde que los finales de carrera accionados en la posición de reposo del sistema deberán ser dibujados con sus símbolos en dicha posición.

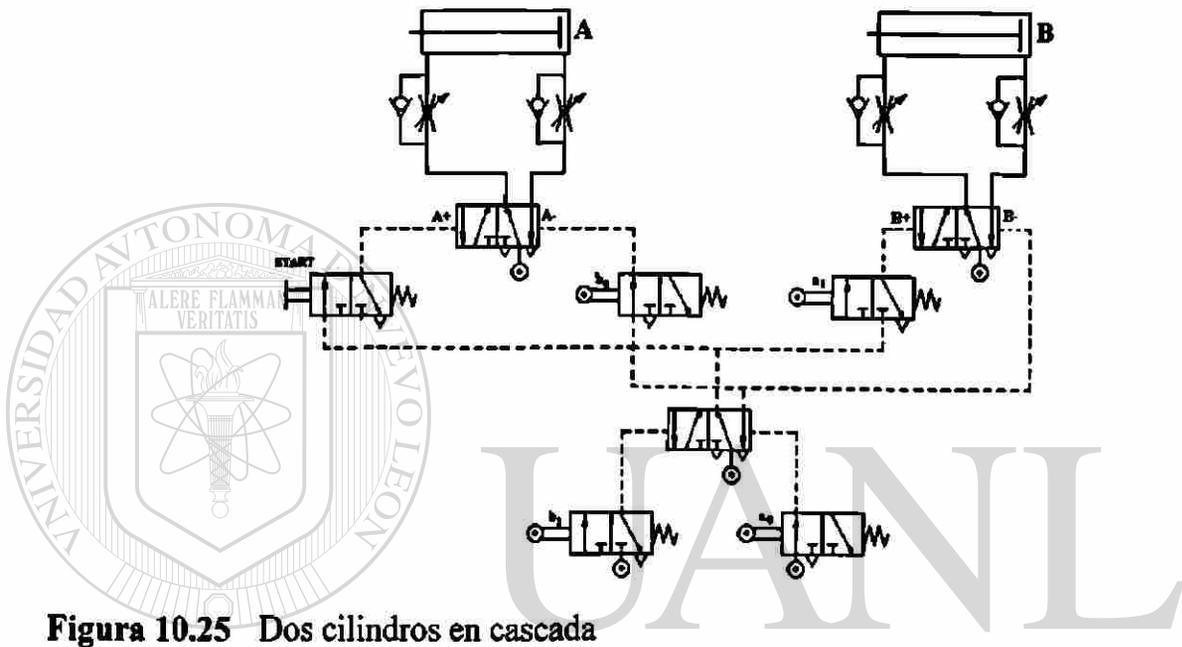
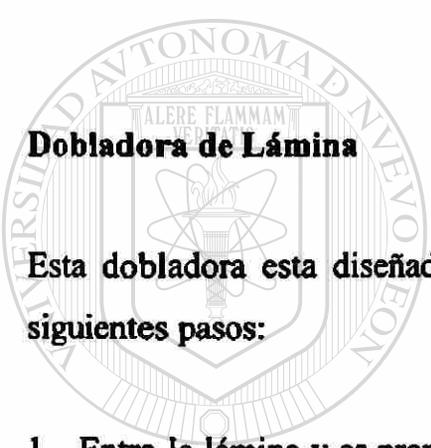


Figura 10.25 Dos cilindros en cascada

CAPÍTULO 11

CASO PRÁCTICO



Dobladora de Lámina

Esta dobladora esta diseñada en base a un sistema neumático y funciona según los siguientes pasos:

1. Entra la lámina y es prensada con una aplanadora la cual consta de tres pistones los cuales usan o tienen determinada presión o fuerza para sujetar la lámina.
2. Entra un seguro como sistema de seguridad para que no tenga movimiento alguno la prensa, antes de ser doblada la lámina
3. Entra la dobladora la cual es accionada por 2 pistones. Estos tienen la capacidad para levantar la dobladora y doblar la lámina.
4. Ya doblada la lámina, regresa la dobladora a su estado inicial, sale el seguro y regresan los pistones que están aplanando la lámina.

Todo esto lo hace en 7 segundos, tomando en cuenta el tiempo que se tarda en acomodar la lámina y sacarla de la máquina. Existen diferentes puntos que fueron tomados en cuenta para el diseño mecánico como para el diseño neumático así como los ciclos por minuto que se necesitan para sacar cierta producción en un tiempo determinado.

A continuación se muestran los cálculos realizados para la selección de los cilindros así como la utilización de válvulas y el consumo de aire.

Esta máquina será instalada en una empresa (INFRISA) la cual se dedica a la fabricación de refrigeradores industriales y congeladoras comerciales.

- Presión de Aire

La presión de línea es de 7 kg/cm^2

Se trabajará con equipo neumático marca SMC.

Primero se hará la selección de los cilindros que servirán como aplanadora o prensa.

Datos del Cilindro

Tipo de cilindro: Series CQ2 marca SMC según catálogo

$\phi = 63 \text{ mm}$

Carrera= 75 mm

Presión de línea = 7 kg/cm^2

1 cm = 10 mm

Solución:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(60/10 \text{ cm})^2}{4}$$

$$A = 31.172 \text{ cm}^2$$

Cálculo de la fuerza del cilindro

$$\text{Presión} = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}} \quad \left(P = \frac{F}{A} \right)$$

$$F = PA$$

$$F = \left(7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) (31.172 \text{ cm}^2)$$

$$F = 218.2 \text{ kgf}$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Para sujetar la lámina se utilizarán 3 cilindros por lo tanto:

$$218.2 \text{ kgf} \times 3$$

$$654.62 \text{ kgf}$$

654.62 kgf es la fuerza suficiente para sujetar la lámina y no tenga ningún movimiento.

Ahora veamos el consumo de aire que tendrán los 3 cilindros.

Datos:

$$Q_{cil} \text{ [lts/min]}$$

$$\phi = 63 \text{ mm}$$

$$L = 75 \text{ mm}$$

$$P = 7 \text{ kg/cm}^2$$

$$\# \text{ ciclos x minuto} = 8 \text{ ciclos/min}$$

$$1 \text{ lts} = 1000 \text{ cm}^3$$

Solución:

$$Q_{cil} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L \left(\frac{P_{atm} + P_{man}}{P_{atm}} \right) \cdot \frac{\# \text{ ciclos}}{\text{min}} \quad (2)$$

$$Q_{cil} = \frac{\pi(6.3\text{cm})^2}{4} \cdot (7.5\text{cm}) \left(\frac{1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + 7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right) \cdot (8)(2)$$

$$Q_{cil} = (31.172\text{cm}^2)(7.5\text{cm})(8) \left(8 \frac{\# \text{ ciclos}}{\text{min}} \right) (2)$$

$$Q_{cil} = \left(29925.55 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \right) \left(\frac{1 \text{ lts}}{1000 \text{ cm}^3} \right)$$

$$\underline{Q_{cil} = 29.92 \text{ lts/min}}$$

Este es el consumo que tendrá cada cilindro según los ciclos por minuto.

Lo anterior fueron los cálculos para los cilindros que se van a utilizar como prensa.

A continuación se hará el cálculo para los cilindros que actuarán para doblar la lámina, en cuanto al cilindro que servirá como sistema de seguridad no se toma mucho en cuenta ya que es un cilindro pequeño, al último se mostrarán las cálculos de éste y se concluirá que su consumo es despreciable.

Cálculos para los cilindros que doblarán la lámina.

Datos:

El cilindro seleccionado será: Series C95 Marca SMC

$$\phi = 80 \text{ mm}$$

$$L = 400 \text{ mm}$$

$$P = 7 \text{ kg/cm}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(8.0\text{cm})^2}{4}$$

$$A = 50.26\text{cm}^2$$

$$P = \frac{F}{A}$$

$$F = PA$$

$$F = \left(7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) (50.26\text{cm}^2)$$

$$F = 351.85 \text{ kgf}$$

Como son 2 cilindros la fuerza es proporcional

$$F = (351.85 \text{ kgf}) (2)$$

$$F = 7036.716 \text{ kgf}$$

Consumo de Aire del cilindro

$$\phi = 80 \text{ mm}$$

$$L = 400 \text{ mm}$$

$$P = 7 \text{ kg/cm}^2$$

$$\# \text{ ciclos x minuto} = 8 \text{ ciclos/min}$$

Solución:

$$Q_{\text{cil}} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L \left(\frac{P_{\text{atm}} + P_{\text{man}}}{P_{\text{atm}}} \right) \cdot \frac{\# \text{ ciclos}}{\text{min}} (2)$$

$$Q_{\text{cil}} = \frac{\pi (8.0 \text{ cm})^2}{4} \cdot (40 \text{ cm}) \left(\frac{1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + 7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right) \cdot (8)(2)$$

$$Q_{\text{cil}} = (2010.62 \text{ cm}^2) (8) \left(8 \frac{\# \text{ ciclos}}{\text{min}} \right) (2)$$

$$Q_{\text{cil}} = \left(257359.27 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \right) \left(\frac{1 \text{ lts}}{1000 \text{ cm}^3} \right)$$

$$Q_{\text{cil}} = 257.359 \text{ lts/min}$$

Para cada 1 HP un compresor teóricamente entrega 4.5 CFM (pies cúbicos por minuto)

Conversión a litros por minuto

$$\left(4.5 \frac{\text{pies}^3}{\text{min}}\right) \left(\frac{(12\text{plg})^3}{(1\text{pie})^3}\right) \left(\frac{(2.54\text{cm})^3}{(1\text{plg})^3}\right) \left(\frac{1\text{mL}}{1\text{cm}^3}\right) \left(\frac{1\text{Lts}}{1000\text{mL}}\right)$$

$$4.5 \text{ CFM} = 127.42 \text{ lts/min}$$

1HP entrega 127.42 lts/min

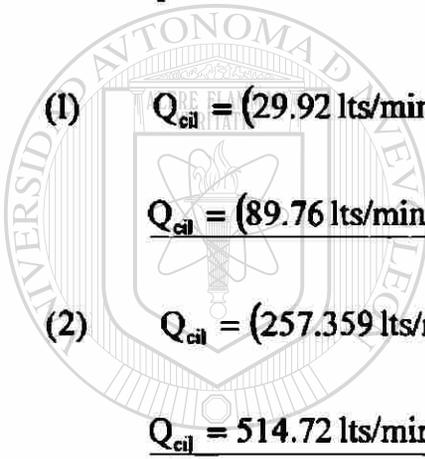
Para la aplanadora se usaron 3 cilindros. El consumo fue de

$$(1) \quad Q_{\text{cil}} = (29.92 \text{ lts/min})(3)$$

$$Q_{\text{cil}} = (89.76 \text{ lts/min})$$

$$(2) \quad Q_{\text{cil}} = (257.359 \text{ lts/min})(2)$$

$$Q_{\text{cil}} = 514.72 \text{ lts/min}$$



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

El consumo total será de 604.47 lts/min

Como por cada HP entrega 127.42 lts/min con un compresor arriba de 5 HP será suficiente para hacer funcionar la máquina sin ningún problema.

Diagrama de secuencia

Datos:

Cilindro A = Prensa

Cilindro B = Seguro

Cilindro C = Dobladora

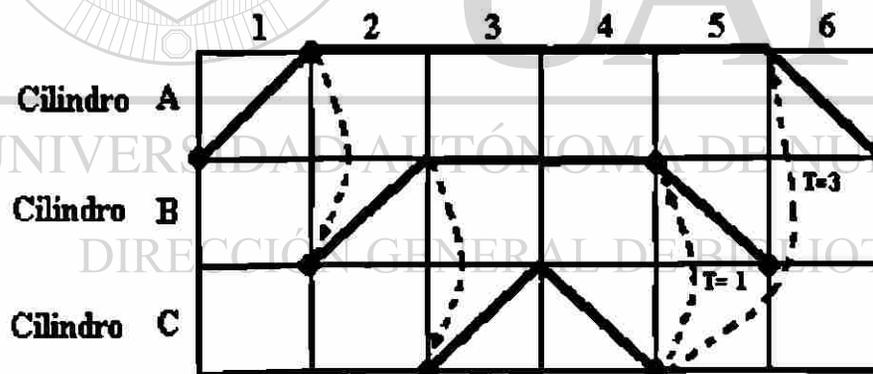
T = Tiempo en segundos

Secuencia de los cilindros

A → | B → | C → |

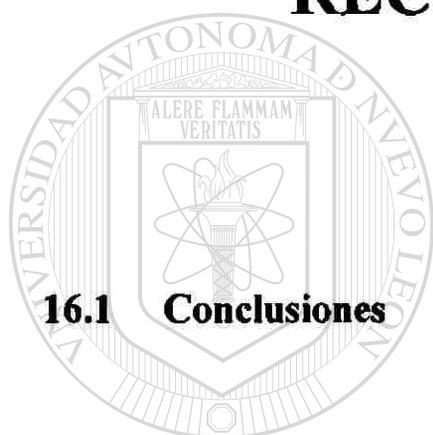
C ← | B ← | A ←

A+, B+ C+, C-, B-, A-



CAPÍTULO 12

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



16.1 Conclusiones

UANL

Esperamos que en esta Tesis se haya logrado el objetivo principal de proporcionar a los alumnos una información básica completa sobre los sistemas neumáticos. ®

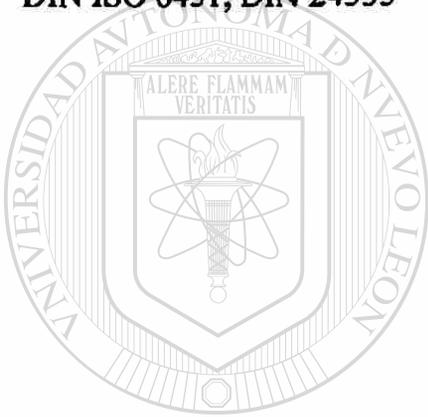
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Otro de los objetivos es que el contenido de esta Tesis pudiera ser utilizado como apoyo en la materia de Potencia Fluida.

16.2 Recomendaciones

Para el cálculo y diseño de los sistemas neumáticos se recomienda tomar en cuenta las normas siguientes:

DIN ISO1219	Especificaciones sobre componentes neumáticos.
DIN ISO 40700	Normas para simbología lógica en neumática.
DIN ISO 40719	Normas para la elaboración de planos eléctricos de control que pueden emplearse en la neumática.
DIN ISO 6431, DIN 24335	Especificaciones para cilindros de doble efecto



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

BIBLIOGRAFÍA

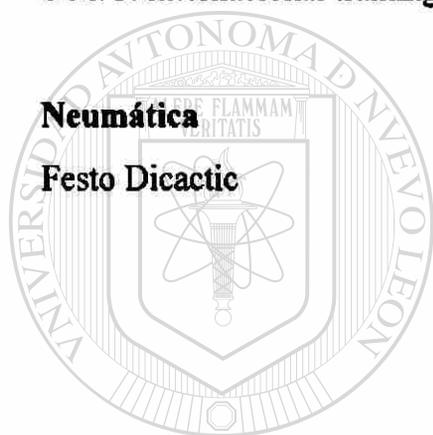
Introducción a la Neumática

Manual del Usuario

Festo Dacatic

Neumática

S.M.C. Internacional training



Neumática

Festo Dacatic

UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

LISTA DE FIGURAS

Figura		Página
3.1	Sistema neumático básico	10
4.1	Unidades y escalas para la medición de presión	19
4.2	Recipiente que contiene un gas	20
4.3	Depósito con un gas aplicando calor	23
4.4	Venturímetro	26
4.5	Diagrama presión contra gasto	30
5.1	Tipos de compresores	35
5.2	Compresor de émbolo de una sola etapa	36
5.3	Compresor de émbolo de dos etapas	36
5.4	Compresor de diafragma	37
5.5	Compresor de paleta	38
5.6	Compresor de tornillo	39
5.7	Compresor axial	40
5.8	Compresor radial	41 [®]
5.9	Diagrama de caudal	42
5.10	Caudal	43
5.11	Presión	45
5.12	Accionamiento	45
5.13	Regulación por apertura de la aspiración	47
5.14	Regulación intermitente	49
5.15	Acumulador	50
5.16	Principio de un post-refrigerador refrigerado por aire	53
5.17	Principio de un post-enfriador por agua	53
5.18	Principio del secador de aire por absorción	55

5.19	Principio del secador de aire por absorción regenerado por pérdida de calor	56
5.20	Principio del secador de aire por refrigeración	58
5.21	Típico filtro de línea	59
5.22	Típica configuración de línea principal con final en línea muerta.	60
5.23	Conducto principal en anillo	61
5.24	Salidas de aire (a) y agua (b)	62
5.25	Purga automática de flotador	63
5.26	Purga automática motorizada	64
5.27	Nomograma para el cálculo del tamaño del diámetro de la tubería de los conductos principales	67
5.28	Ejemplo de conexión por inserción	71
5.29	Ejemplo de conexión por presión, tipo de codo	72
5.30	Ejemplo de conexión autoestanca	73
6.1	Típico Filtro separador y purga automática opcional	76
6.2	Filtro micrónico típico	76
6.3	Definición esquemática de 7 grados de filtraje	79
6.4	Principio del regulador de presión	82
6.5	Función de descarga	83
6.6	Principio de regulador de caudal compensado	84
6.7	Regulador de presión completamente compensado	85
6.8	Regulador de presión piloteado internamente	86
6.9	Regulador - filtro	87
6.10	Diagrama de caudal / presión	88
6.11	Lubricador proporcional	90
6.12	Unidad de mantenimiento y símbolo	92
6.13	Unidad de Mantenimiento de R 1/8"	93
7.1	Cilindro de simple efecto del tipo "normalmente dentro	95
7.2	Cilindro de doble efecto	96
7.3	Partes componentes de un cilindro de doble efecto con amortiguación neumática	97

7.4	Principio de amortiguación por aire	98
7.5	Principio del doble vástago	99
7.6	Aplicación típica de un cilindro de doble vástago	99
7.7	Principio del cilindro tándem	100
7.8	Dos tipos de cilindros multiposicionales	101
7.9	Cilindro con unidad de bloqueo.	102
7.10	Cilindro de vástagos paralelos.	102
7.11	Principio del cilindro plano	103
7.12	Vástago antigiro	104
7.13	Varios métodos de fijación del cilindro	104
7.14	Junta flotante	105
7.15	Fuerzas teóricas de cilindros neumáticos con diámetros desde 2.5 hasta 30 mm (series de la izquierda y superiores) y desde 32 hasta 300 mm. (Series a la derecha e inferiores) para presiones de trabajo de 10.7 y 5 bares.	107
7.16	Composición de fuerzas para una determinada carga	108
7.17	Consumo teórico de aire en los cilindros	112
7.18	Cilindro sin vástago con fijación magnética entre el émbolo y el carro	119
7.19	Cilindro sin vástago con acoplamiento mecánico	119
7.20	Unidad deslizante típica	120
7.21	Cilindro de vástago hueco con conexión estática para aplicaciones de vacío.	121
7.22	Pinza neumática de apertura angular	122
7.23	Unidad de giro de piñón – cremallera	123
7.24	Unidad de giro por paleta	123
7.25	Formulario de los momentos de inercia para elementos de distintas formas	126
7.26	Parada de los brazos y las masas en giro	127
7.27	Representación de la velocidad angular	127
7.28	Energía máxima en velocidad media y final	128

8.1	Varios tipos de válvulas y métodos de cierre hermético	131
8.2	Principales tipos de válvula de vástago vertical.	132
8.3	Válvula de asiento vertical accionada mecánicamente	133
8.4	Válvula de asiento vertical equilibrada de 3/2	134
8.5	Válvula de tirador con juntas tóricas en el tirador que cruzan las aperturas del cilindro.	135
8.6	Válvula de tirador con juntas fijadas en el cuerpo de la válvula	135
8.7	Válvula con tirador de anillo ovalado	136
8.8	Principio de la válvula de tirador sin juntas	136
8.9	Válvula de corredera plana de 5/2	137
8.10	Sección de una válvula de disco y disco para función de 4/3 con centro cerrado.	138
8.11	Principales accionamientos mecánicos.	139
8.12	Cuidado con los rodillos de palanca y excéntricas	139
8.13	Principales accionamientos manuales monoestables	140
8.14	Accionamientos manuales biestables	140
8.15	Válvula de 3/2 accionada por aire con retomo por muelle, asistido por retorno por aire.	141
8.16	Válvula de 3/2 accionada por aire con retorno por resorte de aire	142
8.17	Válvula biestable de 5/2 (accionada por doble pilotaje neumática).	143
8.18	Accionamiento mecánico indirecto	144
8.19	Válvula de tipo de asiento vertical de retorno por resorte y accionamiento por solenoide de 3/2.	145
8.20	Electroválvula de accionamiento directo de 5/2 con retorno por resorte	145
8.21	Electroválvula monoestable de 5/2 con tirador con juntas de material elastómero.	145
8.22	Electroválvula de 5/3 accionada por piloto con centro cerrado y centrado por resorte.	146
8.23	Bloque de válvulas.	147
8.24	Placa base múltiple	148

8.25	Placa base acoplada con tres válvulas y una posición obturada.	149
8.26	Válvula anti-retorno	153
8.27	Controlador de velocidad	154
8.28	Válvula selectora de circuito	154
8.29	Válvula de escape rápido.	155
9.1	Símbolos para la sección de alimentación de energía	158
9.2	Símbolos de vías: Símbolos de conmutación	159
9.3	Válvulas de vías: Conexiones y posiciones	160
9.4	Ejemplos de denominación	162
9.5	(continuación) Tipos de accionamiento	164
9.6	Válvula de antirretorno y sus variantes	166
9.7	Válvulas de estrangulación	167
9.8	Válvulas de presión	168
9.9	Movimiento rotativo	170
9.10	Símbolos auxiliares	171
10.1	Amplificación del caudal o control indirecto de una válvula.	177
10.2	Inversión de la señal: si se activa la válvula 1 la presión sobre la salida de la válvula 2 desaparece y reaparece cuando se suelta la válvula 1.	178
10.3	Selección entre dos circuitos con una válvula monoestable de 3/2 accionada manualmente	179
10.4	Paso de rojo a verde por medio de la válvula de accionamiento manual o mecánico 1 y de verde a rojo con la válvula 2 (las válvulas 1 y 2 proporcionan señales momentáneas).	180
10.5	Relación presión/tiempo del aire comprimido que fluye por un orificio en un volumen.	181
10.6	Las cuatro funciones de temporización	182
10.7	Temporización a la conexión	182
10.8	Temporización a la desconexión	183
10.9	Impulso de conexión	184
10.10	Impulso de presión al desaparecer una señal	185

10.11	Control directo de un cilindro de simple efecto	186
10.12	Accionamiento de un cilindro de simple efecto desde dos puntos	187
10.13	Enclavamiento de seguridad, función AND	188
10.14	Inversión de señal: el cilindro retrocede mientras la válvula 1 esté accionada.	189
10.15	Control directo de un cilindro de doble efecto	190
10.16	Mantenimiento de las posiciones de un cilindro de doble efecto.	191
10.17	Retorno automático de un cilindro	192
10.18	Retorno automático de un cilindro incluso con una señal permanente	193
10.19	Repetición de carrera de forma cíclica mientras la válvula 1 permanezca accionada.	194
10.20	Secuencia de señales y comandos de un circuito cerrado	197
10.21	Circuito para la secuencia A+, B+, A-, B-	198
10.22	Circuito para amarrado y mecanizado	199
10.23	Amarrado y mecanizado con enclavamiento adicional	200
10.24	Reglas	202
10.25	Dos cilindros en cascada	203

LISTA DE TABLAS

Tabla		Página
4.1	Unidades y escalas para la medición de presión	15
4.2	Unidades no métricas	16
4.3	Gramos de agua por metro cúbico para diferentes temperaturas	28
5.1	Longitudes de tubería equivalentes para accesorios del conducto principal.	68
5.2	Especificaciones de las tuberías de gas estándar de acero al carbono (SGP)	69
5.3	Manguera forrada de tela	70
6.1	Definición y aplicaciones típicas de las siete calidades del aire	81
7.1	Coefficiente de carga a 5 bar de presión de trabajo y coeficientes	109
7.2	Masa en kg para cilindros desde diámetro 25 a 100 mm, con coeficiente de carga de 85% y 5 bar de presión de trabajo	110
7.3	Consumo teórico de aire en cilindros de doble efecto para diámetros desde 20 mm hasta 100 mm, en litros estándar por cada 100 mm de carrera	114
7.4	Consumo de aire en cilindros de doble efecto en 1/100 mm de carrera, corregidos para compensar las pérdidas por cambios adiabáticos	116

APÉNDICE A

DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

TÉCNICOS

Las definiciones enlistadas aquí se relacionan con el contenido de este manual en el cual usamos dichos términos.

Desplazamiento.- El volumen de fluido descargado por un compresor en un tiempo específico, normalmente expresado en pies³ por minuto.

Absoluta.- Una medida que tiene como 0 su punto de partida o básico, la completa ausencia de entidad medida.

Actuador.- Un aparato para convertir energía neumática en energía mecánica. Un motor o un cilindro.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Actuador Lineal.- Un aparato para convertir energía neumática en movimiento lineal. Un cilindro o un vástago.

Actuador Rotatorio.- Un aparato para convertir energía neumática en movimiento rotatorio. Un motor neumático.

Área Anular.- El área de un anillo frecuentemente se refiere al área efectiva del lado del vástago del pistón de un cilindro, por ejemplo, el área del pistón menos el área de la sección transversal del vástago.

Atmósfera.- Una medida de presión igual a 14.7 psi.

Caballos de Fuerza (HP).- La potencia requerida para levantar 550 libras, un pie en un segundo o 33,000 libras un pie en un minuto. Los caballos de fuerza son igual a 746 watts o 42.4 Unidades Térmicas Británicas por minuto.

Caída de Presión.- Una diferencia en presión entre cualquiera de dos puntos de un sistema o de un componente.

Calor.- La forma de energía que tiene la capacidad de crear calor o de aumentar la temperatura de una sustancia. Cualquier energía que es desperdiciada o usada para resistir la fricción es convertida en calor. El calor es medido por calorías o por las Unidades Térmicas Británicas (BTU'S). Un BTU es la cantidad de calor requerida para elevar la temperatura de una libra de agua un grado Fahrenheit.

Cartucho.- El elemento reemplazable de un filtro de fluido.

Cilindro.- Un aparato que convierte potencia neumática en fuerza mecánica lineal y rotatoria. Este normalmente consiste en un elemento móvil tal como un pistón y el vástago. Operando dentro del cuerpo del cilíndrico.

Cilindro de Acción Sencilla.- Un cilindro en el cual la energía neumática puede producir empuje o movimiento en una dirección solamente. (Puede ser regresado mecánicamente o por gravedad).

Cilindro Diferencial.- Cualquier cilindro en el cual las dos áreas opuestas de los pistones no son iguales.

Cilindro de Doble Acción.- Un cilindro en el cual la fuerza del fluido pueda ser aplicada al elemento móvil en cualquier dirección.

Circuito.- Un arreglo de componentes interconectados para desempeñar una función específica dentro de un sistema.

Circuito de Centro Abierto.- Uno en el cual el aire fluye libremente a través del sistema y de regreso al depósito es neutral.

Circuito de Centro Cerrado.- Uno en el cual el flujo a través del sistema está obstaculizado en neutral y la presión es mantenida al máximo ajuste de control de presión.

Clasificación en Micrones.- El tamaño de las partículas que un filtro detendrá.

Colador.- Un filtro tosco.

Componente.- Unidad neumática sencilla.

Compresibilidad.- El cambio en volumen de una unidad de volumen de fluido cuando está sujeta a una unidad de cambio en presión.

Control.- Un aparato usado para regular las funciones de un componente neumático.®

Control Manual.- Un control actuado por un operador. Por ejemplo una palanca o un pedal de pie de control para válvulas direccionales.

Control Mecánico.- Cualquier control actuado por uniones, engranes, tornillos, levas y otros elementos mecánicos.

Convertidor de Torsión.- Un acoplamiento de fluido rotatorio que sea capaz de multiplicar la torsión.

Depósito.- Un recipiente para almacenar el aire a presión.

Descargar.- Soltar el flujo (normalmente al ambiente), para evitar que se imponga presión en el sistema o parte del sistema.

Fuga.- Fuga interna de aire.

Desplazamiento.- La cantidad de fluido que puede pasar a través de un compresor, motor o cilindro en una sola revolución o carrera.

Desvío.- Un pasaje secundario para que fluya el flujo.

Distribuidor.- Un conductor de fluido que da múltiples orificios para conexiones.

Eficiencia.- La eficiencia volumétrica de un compresor es la salida actual en GPM dividida por la salida teórica o designada. La eficiencia total de un sistema hidráulico es la salida de potencia dividida por la potencia de entrada. La eficiencia normalmente es expresada como un porcentaje.

Émbolo.- Una parte moldeada en forma cilíndrica la cual tiene un solo diámetro y es usada para transmitir empuje. Un vástago.

Encerrado.- Un rectángulo dibujado alrededor de un componente o componentes gráficos para indicar los límites de un ensamble.

Energía.- La habilidad o capacidad para hacer un trabajo. Medido en unidades de trabajo.

Energía Cinética.- La energía que una substancia o cuerpo tiene en función de la masa y velocidad.

Enfriador.- Un intercambiador de calor usado para quitar el calor en un fluido.

Estrangular.- Permitir el paso restringido al flujo. Se puede controlar el porcentaje del flujo o crear una deliberada caída de presión.

Operación Manual.- Un medio de actuar manualmente un aparato controlado automáticamente.

Filtro.- Un aparato el cual su función principal es la retención, por medios porosos, de contaminantes indisolubles del fluido.

Fluido.- Es el aire comprimido que se usa.

Flujo Proporcional.- En un filtro, la condición en donde parte del flujo pasa a través del elemento filtrador en proporción a la caída de presión.

Frecuencia.- El número de veces que sucede una acción en una unidad de tiempo. La frecuencia es la base de todos los sonidos. La frecuencia básica de un motor es igual a la velocidad en revoluciones por segundo multiplicado por el número de cámaras.

Fuerza.- Cualquier empuje o jalón medido en unidades de peso. En neumática, la fuerza total es expresada por el producto P (fuerza por unidad de área) y el área de la superficie en el cual la presión actúa- $F=P \times A$.

Intercambiador de Calor.- Un aparato que transmite el calor a través de una pared conductora de un fluido a otro.

Línea.- Un tubo, o una manguera que actúa como conductor de fluido.

Línea de Presión.- La línea que lleva el aire que viene de la salida del tanque almacén a la entrada del actuador.

Medidor de Presión.- Una escala de presión que ignora la presión atmosférica. Su punto cero es 14.7 psi absoluto.

Micrón.- Una millonésima de un metro o más o menos 0.00004 pulgadas.

Orificio.- Un término interno o externo de un pasaje en un componente.

Palanca.- Un aumento en la fuerza de salida sobre la fuerza de entrada sacrificando la distancia movida. Una ventaja mecánica o multiplicación de fuerza.

Pasaje.- Un paso maquinado o perforado conductor de fluido que está dentro o pasa a través de un componente.

Paso.- Una restricción, su longitud es pequeña con respecto a la dimensión de su sección cruzada.

Pistón.- Una parte moldeada en forma cilíndrica que cabe dentro del cilindro y transmite o recibe movimiento por medio de un vástago conector.

Porcentaje de Flujo.- El volumen, masa o peso de un fluido pasando a través de cualquier conductor por unidad de tiempo.

Presión.- Fuerza por unidad de área; normalmente expresada en libras por pulgada cuadrada (psi).

Presión Absoluta.- La presión arriba del cero absoluto, por ejemplo la suma de la presión medida y presión atmosférica. En vacío el trabajo mencionado es normalmente expresado en milímetros de Mercurio (mm Hg).

Presión Atmosférica.- La presión ejercida por la atmósfera en cualquier localización específica. (La presión al nivel del mar es aproximadamente de 14.7 libras por pulgada cuadrada absoluta).

Presión Excesiva.- La diferencia entre la presión de rompimiento de una válvula y la presión alcanzada cuando la válvula está pasando el flujo completo.

Presión Piloto.- Presión auxiliar usada para actuar o controlar un componente neumático.

Contra Presión.- Una presión en serie. Normalmente se refiere a la presión que existe en el lado de descarga de una carga. Esta se suma a la presión requerida para mover la carga.

Presión de Rompimiento.- La presión en la cual una válvula actuada por presión empieza a pasar el fluido.

Punto Muerto.- La región o banda que no tiene respuesta en donde una señal de error no causará la actuación correspondiente del control variable.

Recíproco.- Una oscilación o movimiento de atrás para adelante en línea recta.

Restricción.- Una restricción es la longitud de su largo con respecto a la dimensión de su sección cruzada.

Restricción.- Un área de sección cruzada reducida en una línea o pasaje que produce una caída de presión.

Secuencia.-

1. Ordenar una serie de operaciones o movimientos.
2. Desviar flujo para llevar a cabo una operación o movimiento subsecuentemente.

Señal.- Un mandato o indicación de una posición o velocidad deseada.

Servo Mecanismo (Servo).- Un mecanismo sujeto a la acción de un aparato de control el cual operará como si éste fuera directamente actuado por el aparato de control, pero capaz de abastecer potencia de salida, las veces que el aparato de control lo indique, ésta potencia siendo derivada de una causa externa e independiente.

Descompresión.- El dejar pasar lentamente fluido confinado para reducir la presión del fluido gradualmente.

Tanque.- El depósito de aire.

Torsión.- Un empuje rotatorio. El esfuerzo o giro, de un motor de fluido, normalmente expresado en pulgadas-libras o libras-pie.

Trabajo.- Ejerciendo una fuerza a través de una distancia definida. El trabajo es medido en unidades de fuerza multiplicado por la distancia, por ejemplo, libras-pie.

Turbina.- Un aparato rotatorio que es actuador por el impacto de un fluido en movimiento en contra de cuchillas o paletas.

Vacío.- Menos presión que la presión atmosférica. Esta es expresada normalmente en pulgadas de Mercurio (m Hg) como se refiere a la existencia de presión atmosférica.

Válvula.- Un aparato que controla el fluido. La dirección, la presión o el porcentaje del flujo.

Válvula de Alivio.- Una válvula operada por presión la cual desvía el aire, limitando la presión del sistema a un valor máximo predeterminado.

Válvula de Centro Abierto.- Una en que todos los orificios están interconectados y se abren entre sí en el centro o en posición neutral.

Válvula de Centro Cerrado.- Una en que todos los orificios están obstruidos en el centro o en posición neutral.

Válvula de Contrabalance.- Una válvula de control de presión la cual mantiene la contrapresión para evitar que se caiga la carga.

Válvula de Control de Flujo.- Una válvula que controla en porcentaje de aire que fluye.

Válvula de Cuatro Pasos.- Una válvula direccional que tiene cuatro pasos de flujo.

Válvula Check.- Una válvula que permite el fluido de flujo en una sola dirección. ®

Válvula Direccional.- Una válvula, la cual selectivamente dirige y evita el fluido de flujo a los canales deseados.

Válvula de Dos Pasos.- Una válvula de control direccional de dos pasos de flujo.

Válvula de Inversión.- Una válvula direccional de cuatro pasos usada para regresar un cilindro de doble acción o un motor reversible.

Válvula Piloto.- Una válvula auxiliar usada para controlar la operación de otra válvula. La fase controladora de una válvula de dos fases.

Válvula de Presión Máxima.- (Véase válvula de alivio).

Válvula Reductora de Presión.- Una válvula que limita la presión máxima en su salida sin importar la presión de entrada.

Válvula de Secuencia.- Una válvula operada por presión la cual, con su ajuste, desvía el flujo a una línea secundaria mientras detiene una presión mínima predeterminada en la línea principal.

Válvula Servo Electro-Neumática.- Una válvula tipo direccional que recibe una señal eléctrica variable o controlada y la cual controla y mide el flujo neumático.

Vástago.- Un cilindro de acción sencilla con un émbolo de un diámetro. El émbolo en un cilindro tipo vástago.

Velocidad.-

1. La velocidad del flujo a través de una línea neumática. Expresado en pies por segundo (ft/seg) o pulgadas por segundo (pulg/seg).
2. La velocidad de un componente rotatorio medido en revoluciones por minuto.

Venteo.- El permitir que se abra una válvula de control de presión al abrir su orificio piloto (conexión venteada) a presión atmosférica.

Volumen.-

1. El tamaño del espacio o cámara en unidades cúbicas.
2. Aplicado a la salida de un compresor en CFM (pies cúbicos por minuto).



APÉNDICE B

TABLAS DE SELECCIÓN DE VÁLVULAS, ACTUADORES Y TIMER

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

4/5 port Air Operated Valve

Series VSA4□40

Large valve capacity
 Rc(PT) 3/4: Cv4.44
 Long life (Over 20 million cycles)



Model

Valve model	Body size	Configuration	Port size Rc(PT)	Effective area (mm ²) (Cv)	Pilot port	Weight ⁽¹⁾ (kg)
VSA4140-03	1/2	2 position single	3/8	57.0 (3.17)	Rc(PT) 1/8	1.31
VSA4140-04			1/2	68.0 (3.78)	Rc(PT) 1/8	
VSA4140-06			3/4	80.0 (4.44)	Rc(PT) 1/8	
VSA4240-03	1/2	2 position double	3/8	57.0 (3.17)	Rc(PT) 1/8	1.50
VSA4240-04			1/2	68.0 (3.78)	Rc(PT) 1/8	
VSA4240-06			3/4	80.0 (4.44)	Rc(PT) 1/8	
VSA4340-04	1/2	3 position closed center	1/2	68.0 (3.78)	Rc(PT) 1/8	1.73
VSA4340-06			3/4	80.0 (4.44)	Rc(PT) 1/8	
VSA4440-04	1/2	3 position exhaust center	1/2	68.0 (3.78)	Rc(PT) 1/8	1.73
VSA4440-06			3/4	80.0 (4.44)	Rc(PT) 1/8	

Note 1) The table shows the value without sub-plate. With sub-plate: Add 0.6kg for Rc1/2, 1.4kg for Rc3/4.

Specifications

Max. operating pressure	1.0MPa
Pilot air pressure	0.1 to 1.0MPa
Ambient and fluid temperature	-10 to 60°C ⁽¹⁾
Lubrication	Not required ⁽²⁾
Impact/Vibration resistance (m/s ²) ⁽³⁾	150/50
Enclosure	Dust proof (Enclosure class 0) ⁽⁴⁾

Note 1) Use dry air to prevent condensation when operating at low temperature.

Note 2) Use turbine oil class 1 (ISO VG32) if lubricated.

Note 3) Impact resistance: No malfunction from test using drop impact tester, to axis and right angle directions of main valve, each one time when pilot signal is ON and OFF. (Initial valve)

Vibration resistance: No malfunction from test with 8.3 to 2000Hz: 1 sweep, to axis and right angle directions of main valve, such one time when pilot signal is ON and OFF. (Initial valve)

Note 4) As per JIS C0920

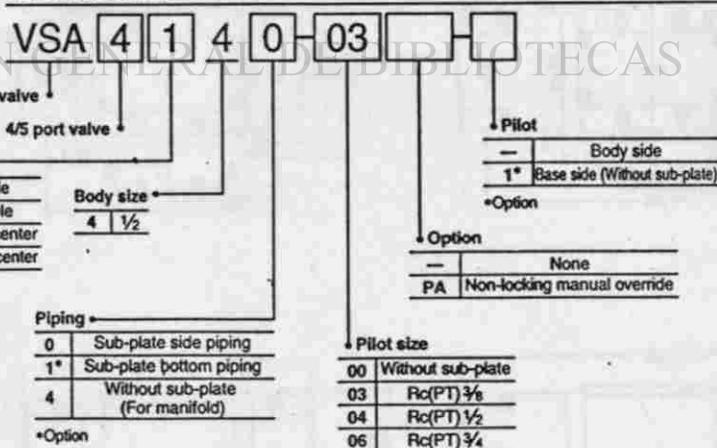
• Manifold possible.

• When requiring bottom piping, please specify it.

Sub-plate Assembly Part No.: VS4040-S-04

• Mounting bolt and gasket are not attached.

How to Order



Caution

Refer to p.0-33 to 0-36 for Safety Instruction and common precautions.

JIS symbol

2 position single



2 position double



3 position closed center



3 position exhaust center

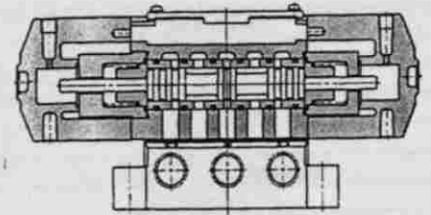
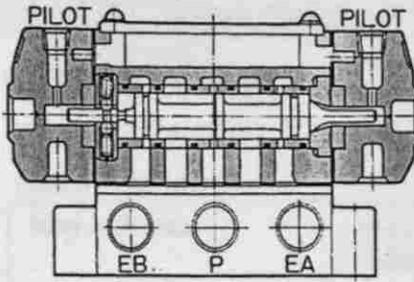
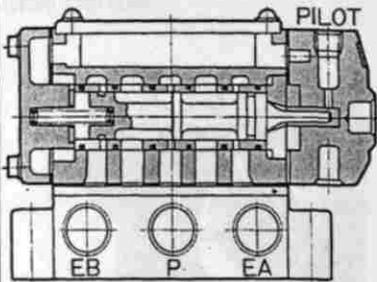


Construction

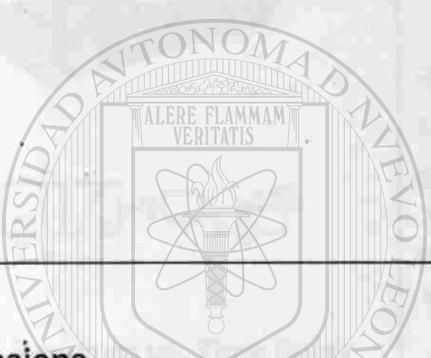
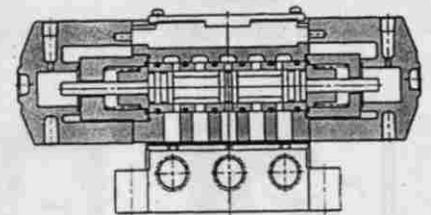
2 position single: VSA4140

2 position double: VSA4240

3 position closed center: VSA4340



3 position exhaust center: VSA4440



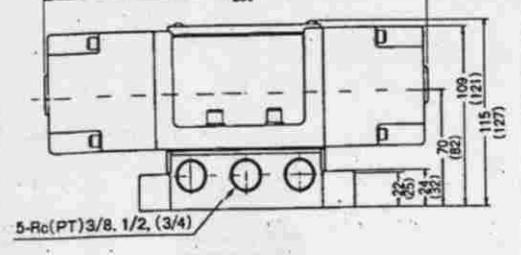
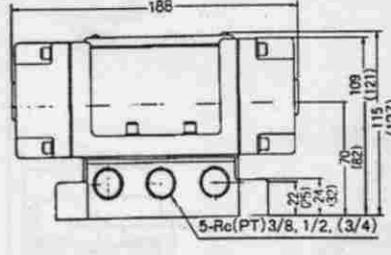
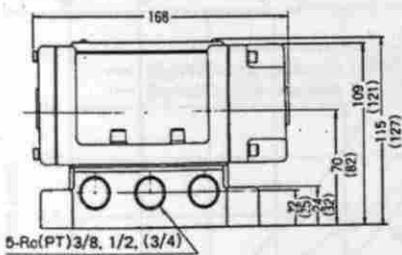
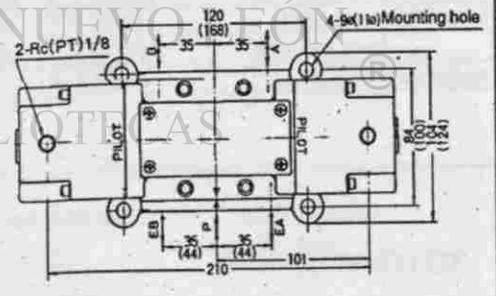
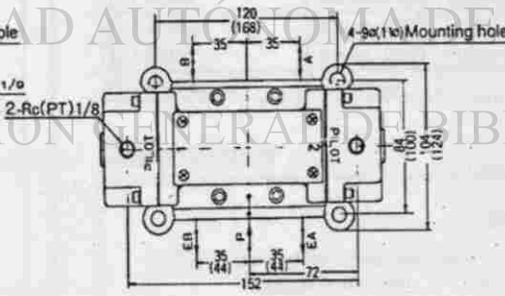
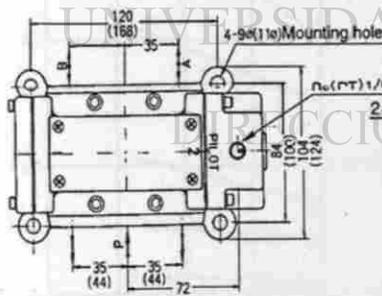
Dimensions

2 position single: VSA4140

2 position double: VSA4240

3 position closed center: VSA4340

3 position exhaust center: VSA4440



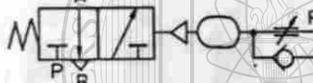
(): Value for RC(PT) 3/4

Time Delay Valve

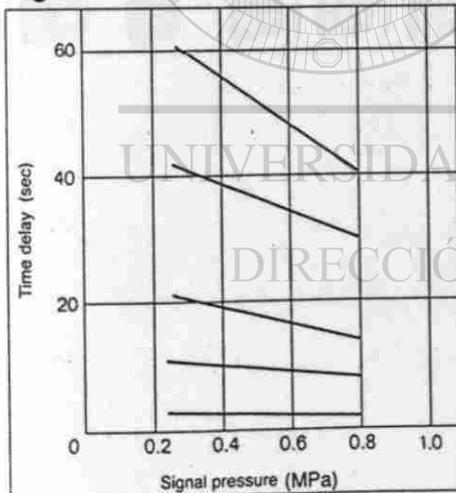
Combination of adjustable orifice and fixed flow allows transmission of a pneumatic signal after a fixed time period.



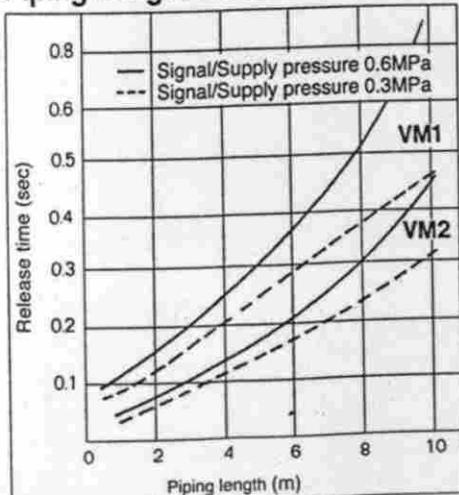
Symbol



Signal Pressure vs. Time Delay



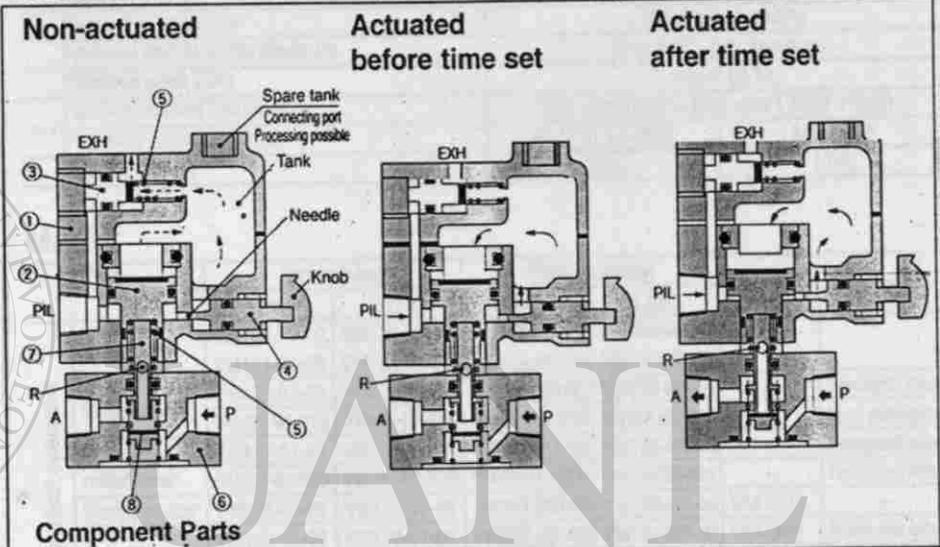
Piping Length vs. Release Time



Model/Specifications

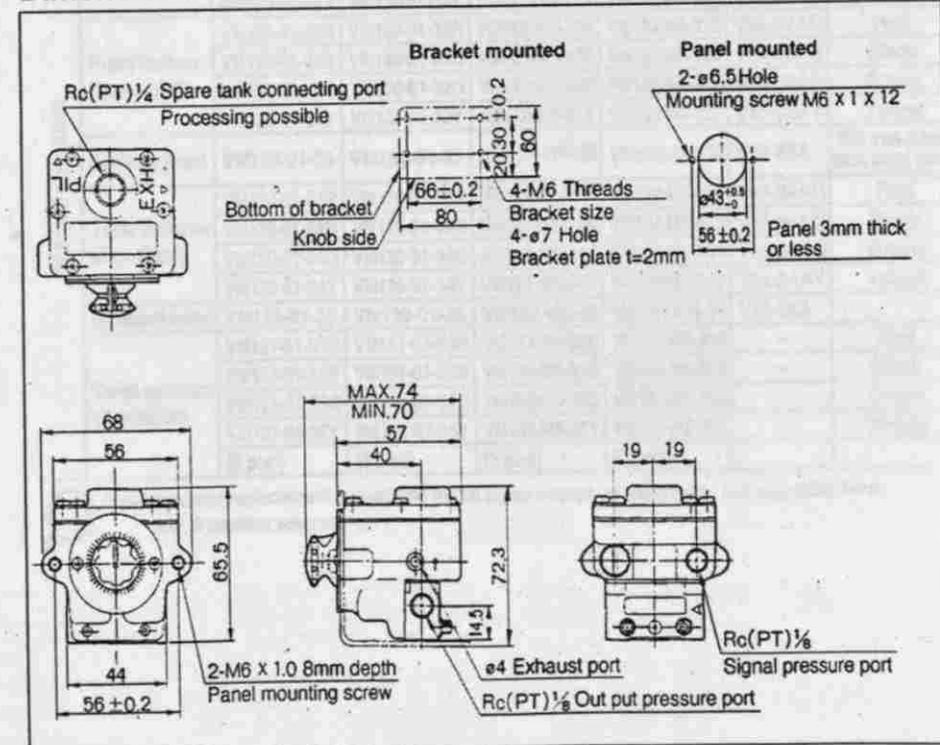
	VR2110-01
Supply pressure	0 to 1.0MPa
Signal pressure	0.25 to 0.8MPa
Time delay	0.5 to 60s
Repeatability	±10% F.S.
Operating and fluid temperature	-5 to 60°C (No freezing)
Effective area(Cv)	2.5mm ² (0.14)
Port size (Nominal size)	Rc(PT) 1/8 (6A)
Weight	500g

Construction



No.	Description	Material	Notes	No.	Description	Material	Notes
①	Body	Aluminum alloy	Metallic plated	⑤	Spring	Steel	
②	Piston	Brass, NBR	Rubber lined	⑥	Body	Zinc alloy	Metallic plated
③	Piston	Brass, NBR	Rubber lined	⑦	Plunger	Stainless steel	
④	Needle	Brass		⑧	Valve	Brass, NBR	Rubber lined

Dimensions



2/3 Port Mechanical Valve

Series VM100

Compact size.

Porting options: Side porting

Bottom porting

A variety of actuator styles.

Specifications

Piping	Side piping	Bottom piping
Fluid	Air	
Operating pressure	-100kPa to 1.0MPa	
Ambient and fluid temperature	-5 to 60°C (No freezing)	
Effective area (Cv)	2.5mm ² (0.14)	
Recommended lubricant	Not required/Turbine oil #1 (ISO VG32)	
Port size (Nominal size)	Rc(PT) 1/8 (6A)	M5 X 0.8
Weight (Basic)	95g	110g

Model

	Side piping		Bottom piping		Part No.	Application	
	2 port	3 port	2 port	3 port			
Mechanical operation	Basic	VM120-01-00	VM130-01-00	VM122-M5-00	VM132-M5-00	-	
		VM121-01-00	VM131-01-00	VM123-M5-00	VM133-M5-00	-	
	Roller lever	VM121-01-01	VM130-01-01	VM123-M5-01	VM133-M5-01	-	Polyacetal roller
		VM121-01-01S	VM131-01-01S	VM123-M5-01S	VM133-M5-01S	-	Hard steel roller
	One way roller lever	VM121-01-02	VM131-01-02	VM123-M5-02	VM133-M5-02	-	Polyacetal roller
		VM121-01-02S	VM131-01-02S	VM123-M5-02S	VM133-M5-02S	-	Hard steel roller
	Straight plunger	VM120-01-05	VM130-01-05	VM122-M5-05	VM132-M5-05	VM-05B	-
	Roller plunger	VM120-01-06	VM130-01-06	VM122-M5-06	VM132-M5-06	VM-06B	Polyacetal roller
		VM120-01-06S	VM130-01-06S	VM122-M5-06S	VM132-M5-06S	VM-06BS	Hard steel roller
	Cross roller plunger	VM120-01-07	VM130-01-07	VM122-M5-07	VM132-M5-07	VM-07B	Polyacetal roller
VM120-01-07S		VM130-01-07S	VM122-M5-07S	VM132-M5-07S	VM-07BS	Hard steel roller	
Toggle lever	VM120-01-08	VM130-01-08	VM122-M5-08	VM132-M5-08	VM-08B	-	
Push button (Mushroom)	VM120-01-30R	VM130-01-30R	VM122-M5-30R	VM132-M5-30R	VM-30AR	Red	
	VM120-01-30B	VM130-01-30B	VM122-M5-30B	VM132-M5-30B	VM-30AB	Black	
	VM120-01-30G	VM130-01-30G	VM122-M5-30G	VM132-M5-30G	VM-30AG	Green	
	VM120-01-30Y	VM130-01-30Y	VM122-M5-30Y	VM132-M5-30Y	VM-30AY	Yellow	
Push button (Extended)	VM120-01-32R	VM130-01-32R	VM122-M5-32R	VM132-M5-32R	VM-32AR	Red	
	VM120-01-32B	VM130-01-32B	VM122-M5-32B	VM132-M5-32B	VM-32AB	Black	
	VM120-01-32G	VM130-01-32G	VM122-M5-32G	VM132-M5-32G	VM-32AG	Green	
Push button (Flush)	VM120-01-32Y	VM130-01-32Y	VM122-M5-32Y	VM132-M5-32Y	VM-32AY	Yellow	
	VM120-01-33	VM130-01-33	VM122-M5-33	VM132-M5-33	VM-33A	With a set of red, black, green, yellow	
Twist selector (2 position)	VM120-01-34R	VM130-01-34R	VM122-M5-34R	VM132-M5-34R	VM-34AR	Red	
	VM120-01-34B	VM130-01-34B	VM122-M5-34B	VM132-M5-34B	VM-34AB	Black	
	VM120-01-34G	VM130-01-34G	VM122-M5-34G	VM132-M5-34G	VM-34AG	Green	
	VM120-01-34Y	VM130-01-34Y	VM122-M5-34Y	VM132-M5-34Y	VM-34AY	Yellow	
Key selector (2 position)	VM120-01-36	VM130-01-36	VM122-M5-36	VM132-M5-36	VM-36A	-	
Twist selector (3 position)	VM131-01-35R	VM151-01-35R	VM133-M5-35R	VM153-M5-35R	-	Red	
	VM131-01-35B	VM151-01-35B	VM133-M5-35B	VM153-M5-35B	-	Black	
	VM131-01-35G	VM151-01-35G	VM133-M5-35G	VM153-M5-35G	-	Green	
	VM131-01-35Y	VM151-01-35Y	VM133-M5-35Y	VM153-M5-35Y	-	Yellow	
	(3 port)	(5 port)	(3 port)	(5 port)			

Note) Actuator replacement is available for all styles except for roller lever, one way roller lever, and 3 position selector.

How To Order

VM1 3 1 01 01 S

Port size

01	Rc(PT) 1/8
M5	M5 X 0.8 (Female thread)

Piping direction and plunger length

	Side		Bottom	
	0 Long	1 Short	2 Long	3 Short

Number of ports

2	2 ports
3	3 ports

Actuator

00	Basic
01	Roller lever
02	One way roller lever
05	Straight plunger
06	Roller plunger
07	Cross roller plunger
08	Toggle lever
30	Push button (Mushroom)
32	Push button (Extended)
33	Push button (Flash)
34	Twist selector (2 position)
36	Key selector (2 position)
35	Twist selector (3 position)

Suffix of actuator

S	Hard steel roller	Color of push button
R	Red	
B	Black	
G	Green	
Y	Yellow	

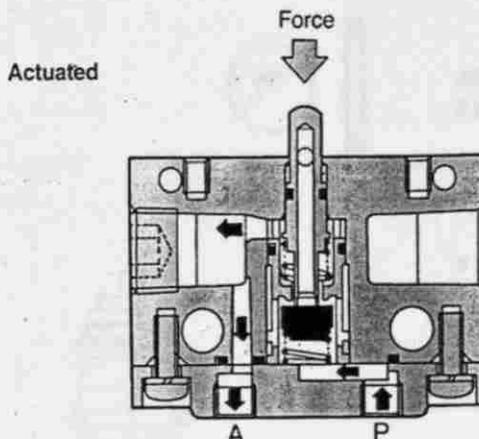
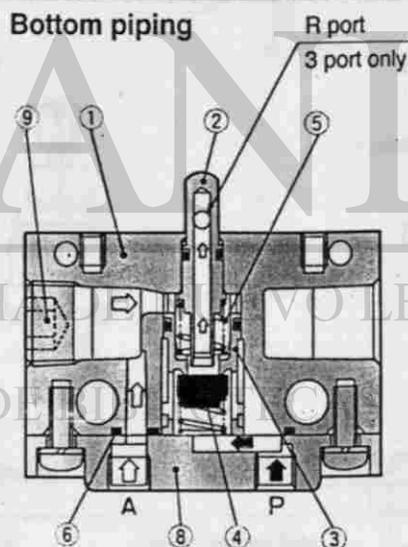
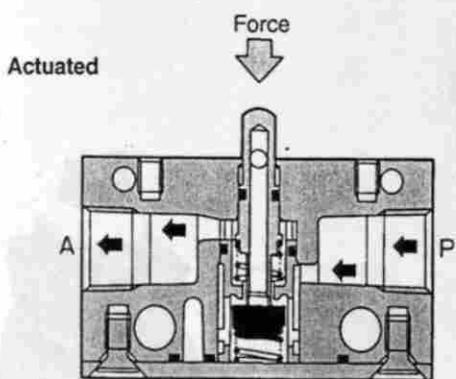
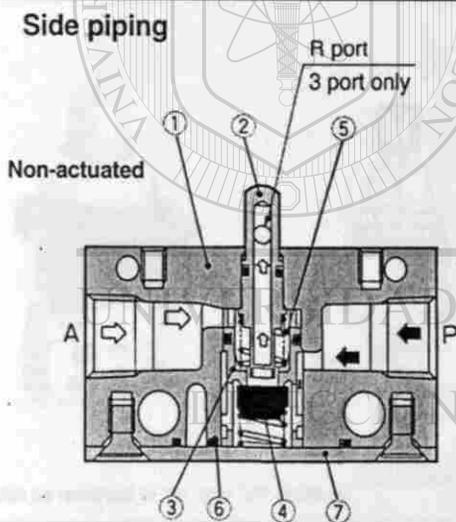
Indicator

Z	W/ miniature indicator (Bottom piping only.)
---	--

Possible combination: O, Impossible combination: X

Actuator	Plunger length	Side		Bottom	
		0 Long	1 Short	0 Long	1 Short
Basic	00	O	O	O	O
Roller lever	01	X	O	X	O
One way roller lever	02	X	O	X	O
Straight plunger	05	O	X	O	X
Roller plunger	06	O	X	O	X
Cross roller plunger	07	O	X	O	X
Toggle lever	08	O	X	O	X
Push button (Mushroom)	30	O	X	O	X
Push button (Extended)	32	O	X	O	X
Push button (Flash)	33	O	X	O	X
Twist selector (2 position)	34	O	X	O	X
Key selector (2 position)	36	O	X	O	X
Twist selector (3 position)	35	X	O	X	O

Construction



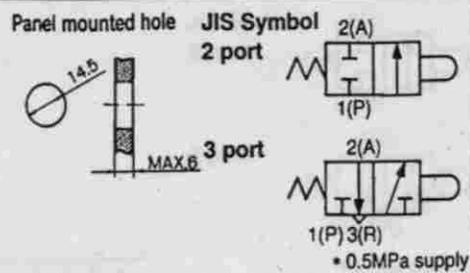
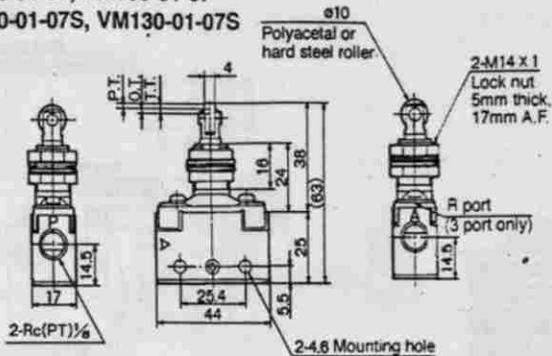
Component Parts

No.	Description	Material	Notes
①	Body	Zinc alloy	Metallic plated
②	Plunger	Polyacetal	
③	Valve seat	Polyacetal	
④	Valve	NBR	
⑤	Spring	Stainless steel	

No.	Description	Material	Notes
⑥	Gasket	NBR	
⑦	Cover	Rolled steel	
⑧	Subplate	Zinc alloy	Metallic plated
⑨	Hexagon socket head plug	Rolled steel	

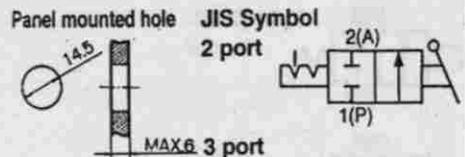
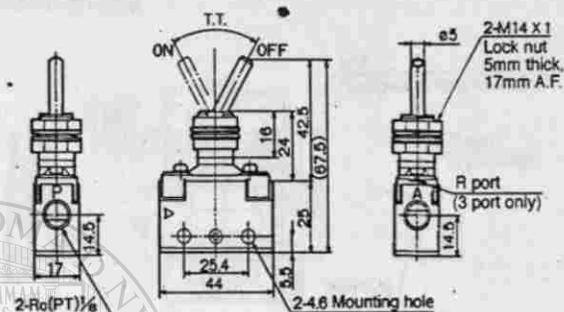
Series VM100/Side Piping

Cross Roller Plunger/VM120-01-07, VM130-01-07
VM120-01-07S, VM130-01-07S



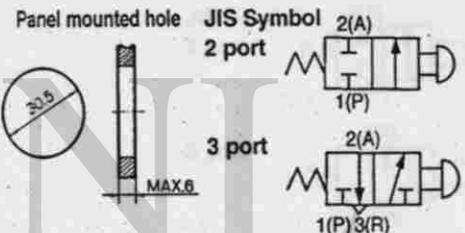
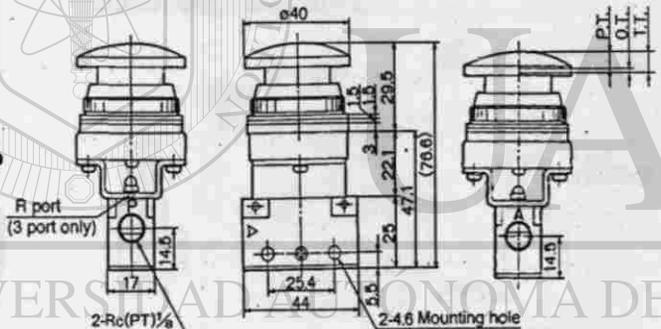
F.O.F.*	23N
P.T.	2mm
O.T.	1.5mm
T.T.	3.5mm

Toggle Lever/VM120-01-08, VM130-01-08



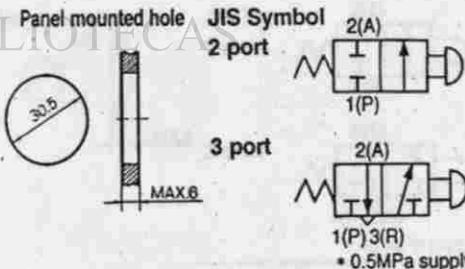
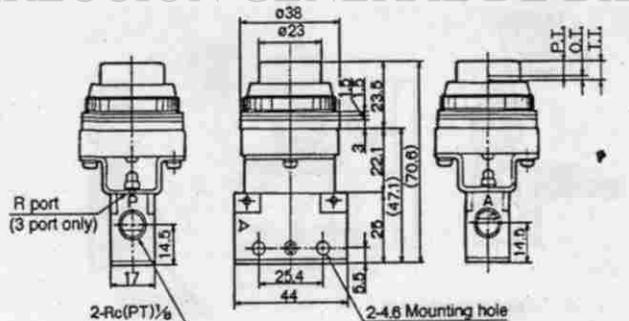
F.O.F.*	10N
T.T.	60°

Push Button (Mushroom)/VM120-01-30R, B, G, Y/VM130-01-30R, B, G, Y



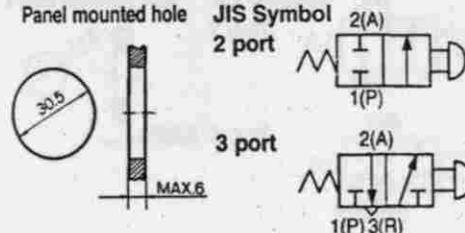
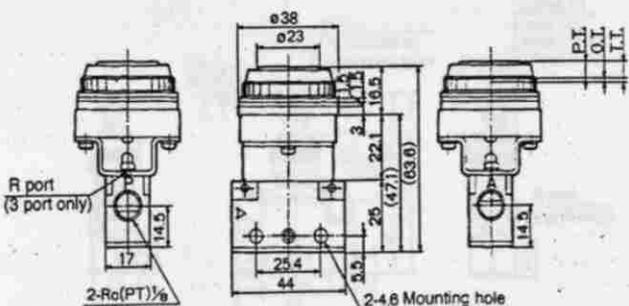
F.O.F.*	21N
P.T.	4.9mm
O.T.	1.6mm
T.T.	6.5mm

Push Button (Extended)/VM120-01-32R, B, G, Y/VM130-01-32R, B, G, Y



F.O.F.*	21N
P.T.	4.9mm
O.T.	1.6mm
T.T.	6.5mm

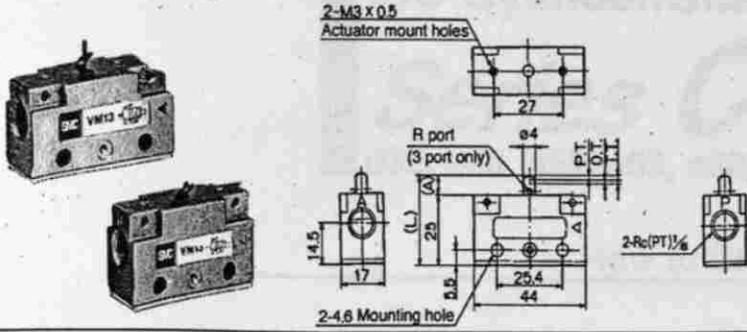
Push Button (Flush)/VM120-01-33, VM130-01-33



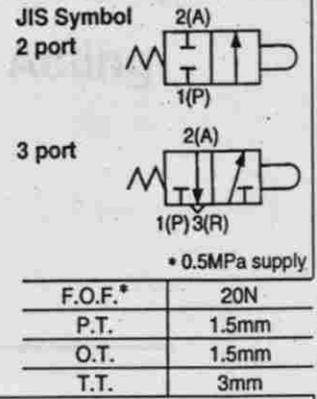
F.O.F.*	21N
P.T.	4.9mm
O.T.	1.6mm
T.T.	6.5mm

Series VM100/Side Piping

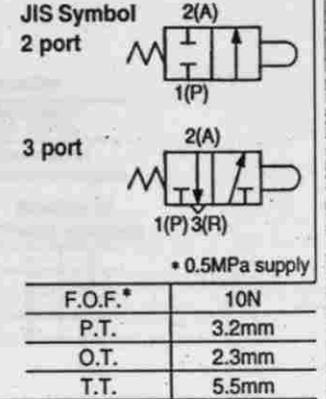
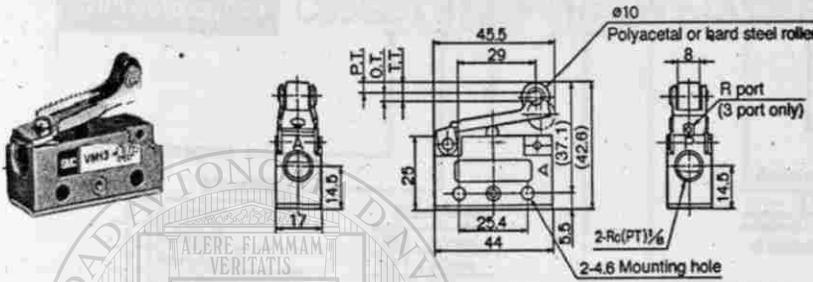
Basic/VM120-01-00, VM130-01-00
VM121-01-00, VM131-01-00



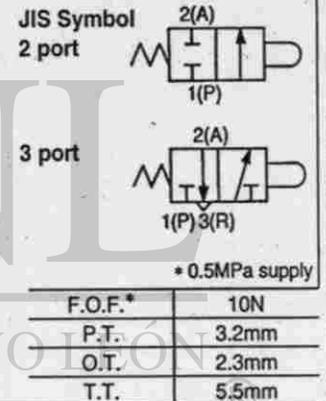
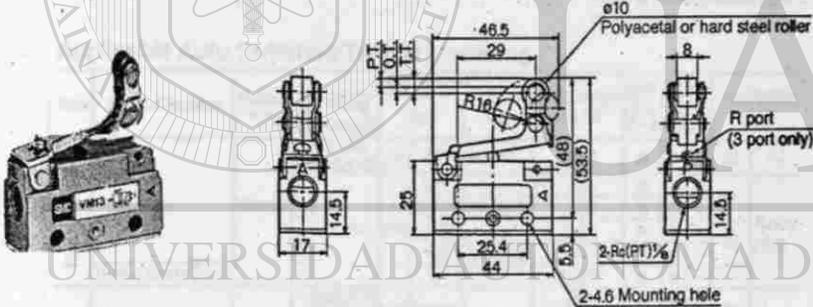
Model	L	A
VM120-01-00 VM130-01-00	32.5	7.5
VM121-01-00 VM131-01-00	28.5	3.5



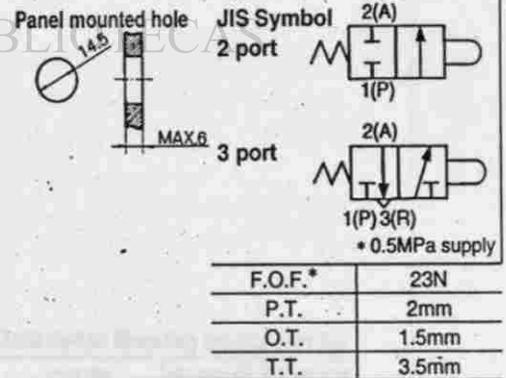
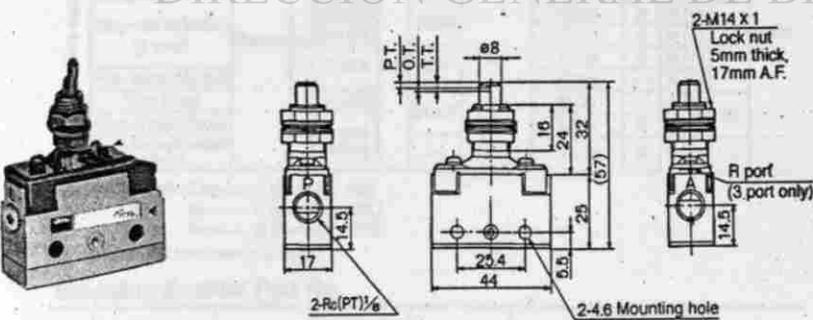
Roller Lever/VM121-01-01, VM131-01-01
VM121-01-01S, VM131-01-01S



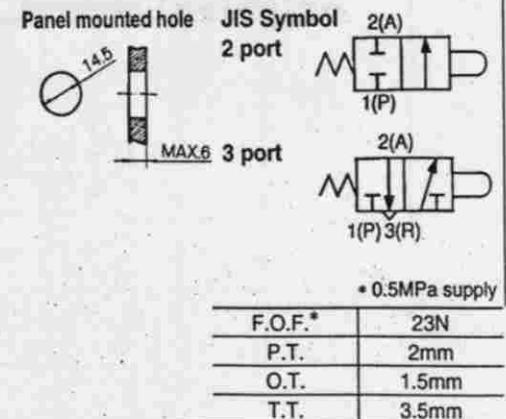
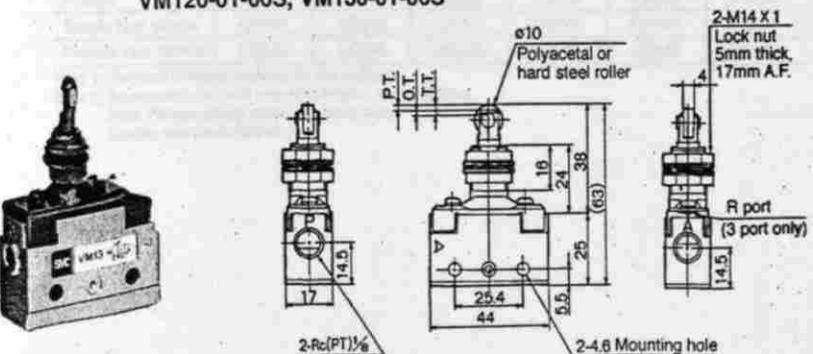
One Way Roller Lever/VM121-01-02, VM131-01-02
VM121-01-02S, VM131-01-02S



Straight Plunger/VM120-01-05, VM130-01-05



Roller Plunger/VM120-01-06, VM130-01-06
VM120-01-06S, VM130-01-06S

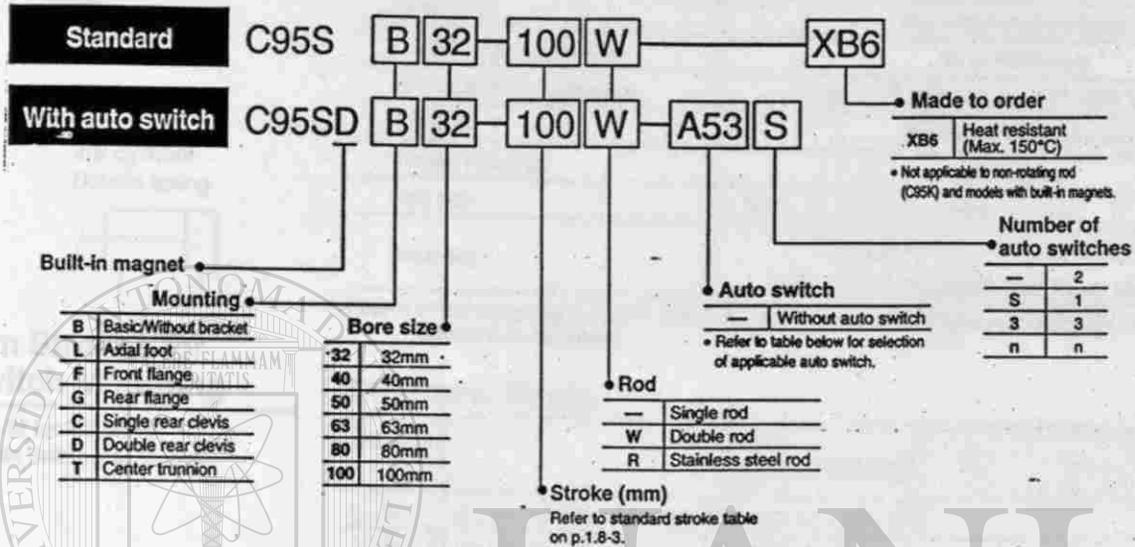


ISO Cylinder/Standard: Double Acting

Series C95

ø32, ø40, ø50, ø63, ø80, ø100

How to Order



Applicable Auto Switches/Tie rod mounting

Style	Special function	Electrical entry	Indicator	Load voltage		Auto switch model	Lead wire (m)			Applicable load			
				Wiring (Output)	DC		AC	0.5 (-)	3 (L)		5 (Z)		
Reed switch	—	Grommet	Yes	3 wire (Equip. to NPN)	5V	—	A56	●	●	—	IC		
				2 wire	12V	—	A53	●	●	—	—		
					5V,12V	100V,200V	A54	●	●	●	—		
					12V	200V or less	A67	●	●	—	IC		
Diagnosis indication (2 color)	Yes	—	—	—	A59W	●	●	—	—				
Solid state switch	—	Grommet	Yes	3 wire (NPN)	24V	5V,12V	—	F59	●	●	○	IC	
				3 wire (PNP)	—	—	100V,200V	F5P	●	●	○	—	
				2 wire	12V	—	J51	●	●	○	—		
					12V	—	J59	●	●	○	—		
				Diagnosis indication (2 color)	3 wire (NPN)	5V,12V	—	F59W	●	●	○	IC	
					3 wire (PNP)	—	—	F5PW	●	●	○	—	
				Water resistant (2 color)	2 wire	24V	12V	—	J59W	●	●	○	—
				With timer	—	—	—	F5BA	—	●	○	—	
				Diagnosis output (2 color)	3 wire (NPN)	5V,12V	—	F5NT	—	●	○	IC	
				Latch diagnosis output (2 color)	4 wire (NPN)	—	—	F59F	●	●	○	—	
—	—	—	—	F5LF	●	●	○	—					

• Lead wire length 0.5m — (Example: A53)
3m — L (Example: A53L)
5m — Z (Example: A53Z)

O: Manufactured upon receipt of order.

Mounting Bracket Part No.

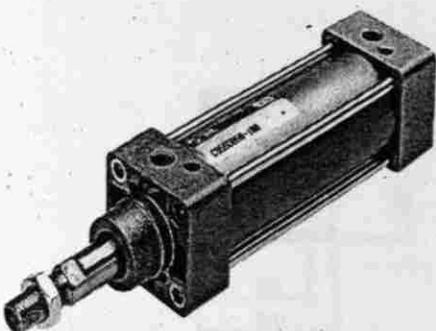
Bore size	ø32	ø40	ø50	ø63	ø80	ø100
Foot ⁽¹⁾	L5032	L5040	L5050	L5063	L5080	L5100
Flange	F5032	F5040	F5050	F5063	F5080	F5100
Single rear clevis	C5032	C5040	C5050	C5063	C5080	C5100
Double rear clevis	D5032	D5040	D5050	D5063	D5080	D5100

Note 1) Two foot brackets required for one cylinder.
Note 2) Accessories for each mounting bracket are as follows.
Foot, Flange, Single clevis: Mounting bolts
Double rear clevis: Clevis pin

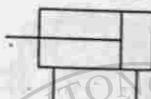
Auto Switch Mounting Bracket Part No.

Bore size	ø32, ø40	ø50, ø63	ø80, ø100
Mounting bracket	BT-03	BT-05	BT-06

Specifications



JIS Symbol
Double acting



Bore size	ø32	ø40	ø50	ø63	ø80	ø100
Action	Double acting					
Fluid	Air					
Proof pressure	1.5MPa					
Max. operating pressure	1.0MPa					
Min. operating pressure	0.05MPa					
Ambient and fluid temperature	Without magnet -10 to 70°C (No freezing)					
	With magnet -10 to 60°C (No freezing)					
Lubrication	Not required (Non-lube)					
Operating piston speed	50 to 1000mm/s					
Allowable stroke tolerance	to 250: $^{+1.0}_0$, 251 to 1000: $^{+1.4}_0$, 1001 to 1500: $^{+1.8}_0$					
Cushion	Both ends (Air cushion) ⁽¹⁾					
Thread tolerance	JIS class 2					
Port size	G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8	G1/2
Mounting	Basic, axial foot, front flange, rear flange, single rear clevis, double rear clevis, center trunnion					

Note 1) When requesting a cylinder without air cushion, cylinder utilizes rubber bumpers which increase cylinder's overall length.

Minimum Strokes for Auto Switch Mounting

Refer to p.1.8-12 for "Minimum Strokes for Auto Switch Mounting".

Standard Stroke

Bore size (mm)	Standard stroke (mm)	Max. * stroke
32	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	700
40	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	800
50	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	1200
63	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	1200
80	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	1400
100	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	1500

Intermediate strokes are available.

* Consult SMC for longer strokes.

Applicable Auto Switches

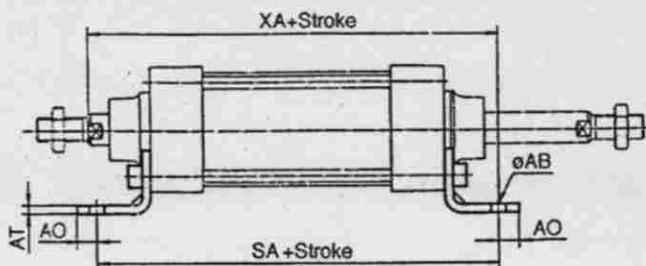
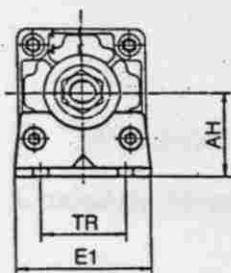
Style	Auto switch model	Electrical entry (function)
Reed switch	D-A5□/A6□	Grommet
	D-A59W	Grommet (2 color indication)
Solid state switch	D-F5□/J5□	Grommet
	D-F5□W/J59W□	Grommet (2 color indication)
	D-F5BA	Grommet (2 color, Water resistant)
	D-F5□F	Grommet (2 color, diagnosis output)
	D-F5NT	Grommet (Timer)

Accessories

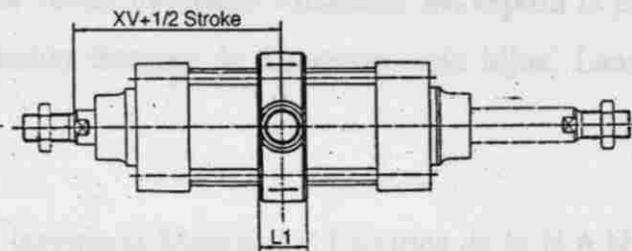
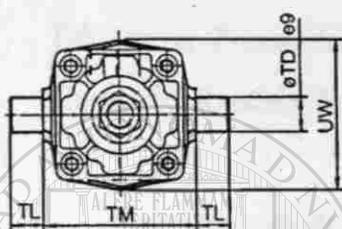
Mounting		Basic	Foot	Front flange	Rear flange	Single rear clevis	Double rear clevis	Center trunnion
Standard	Rod end nut	●	●	●	●	●	●	●
	Clevis pin	—	—	—	—	—	●	—
Option	Single rod clevis	●	●	●	●	●	●	●
	Double rod clevis (with pin)	●	●	●	●	●	●	●
	Rod boot	●	●	●	●	●	●	●

With Mounting Bracket

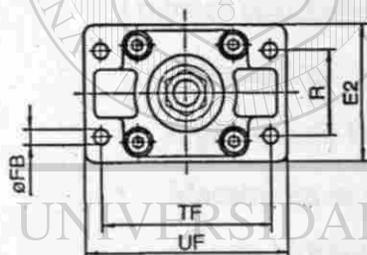
Foot L



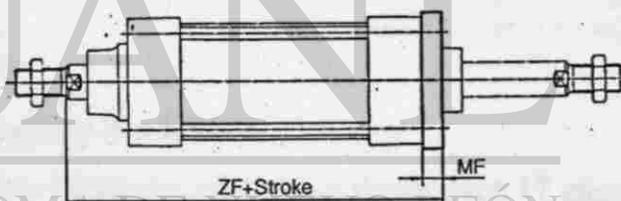
Centre trunnion T



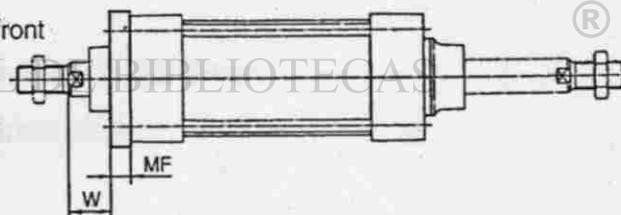
Flange F



Mounting at the back

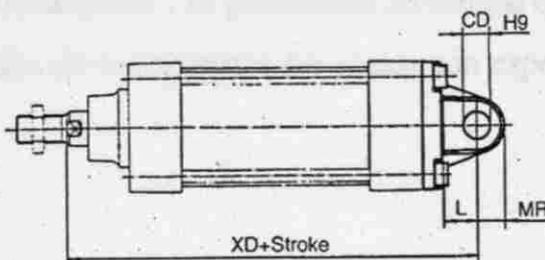
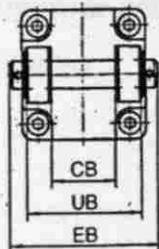
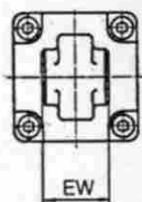


Mounting at the front



Rear single clevis C

Rear double clevis D



Bore (mm)	E1	R	W	MF	ZF	øFB	CD	EB	L	XD	UB	CB	EW	MR	TR	AO	AT	XA	SA	AH	øAB	L1	XV	TL	øTD	TM	UW	TF	UF	E2
32	48	32	16	10	130	7	10	65	12	142	45	26	26	9.5	32	10	4.5	144	142	32	7	17	73	12	12	50	49	64	79	50
40	55	36	20	10	145	9	12	75	15	160	52	28	28	12	36	11	4.5	163	161	36	10	22	82.5	16	16	63	58	72	90	55
50	68	45	25	12	155	9	12	80	15	170	60	32	32	12	45	12	5.5	175	170	45	10	22	90	16	16	75	71	90	110	70
63	80	50	25	12	170	9	16	90	20	190	70	40	40	16	50	12	5.5	190	185	50	10	28	97.5	20	20	90	87	100	120	80
80	100	63	30	16	190	12	16	110	20	210	90	50	50	16	63	14	6.5	215	210	63	12	34	110	20	20	110	110	126	153	100
100	120	75	35	16	205	14	20	140	25	230	110	60	60	20	75	16	6.5	230	220	71	14.5	40	120	25	25	132	136	150	178	120

RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

Mi nombre es Ricardo Laureano Villarreal, nací el 12 de Febrero de 1958 en la Ciudad de Monterrey, N.L.

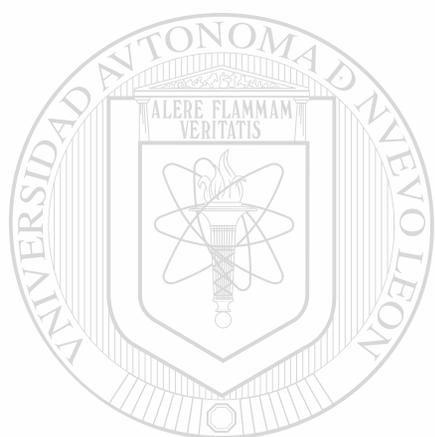
Mis padres son, el Sr. Ricardo Laureano Martínez (†) y la Sra. Mercedes Villarreal de Laureano; mi hermano, el Profesor Javier Laureano Villarreal. Mi esposa la Lic. en Educación Preescolar Laura del Carmen Becerra de Laureano, mis hijos, Laura del Carmen y Ricardo Pedro.

Soy egresado de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la U.A.N.L. de la carrera de Ingeniero Mecánico Administrador, en el año de 1981.

Trabajos realizados:

- Administrador de taller de mi padre;
- Ingeniero de Proyectos en Cerrey (planta San Luis)
- Maestro en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica desde hace 17 años en el área de hidráulica
- Jefe de academia en la clase de máquinas hidráulicas.
- Jefe de departamento de potencia hidráulica.

Este trabajo que lleva como título "Investigación, Análisis y Desarrollo de un Manual para el Diseño en un Sistema Neumático". Es presentado en calidad de Tesis con opción al Título de Maestro en ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Térmica y Fluidos.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



