

DISEÑO DE REDES DE AIRE COMPRIMIDO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES NEUMÁTICOS

ORIENTADOR: FRANCISCO JAVIER HENAO CASTAÑEDA

frajahec@utp.edu.co

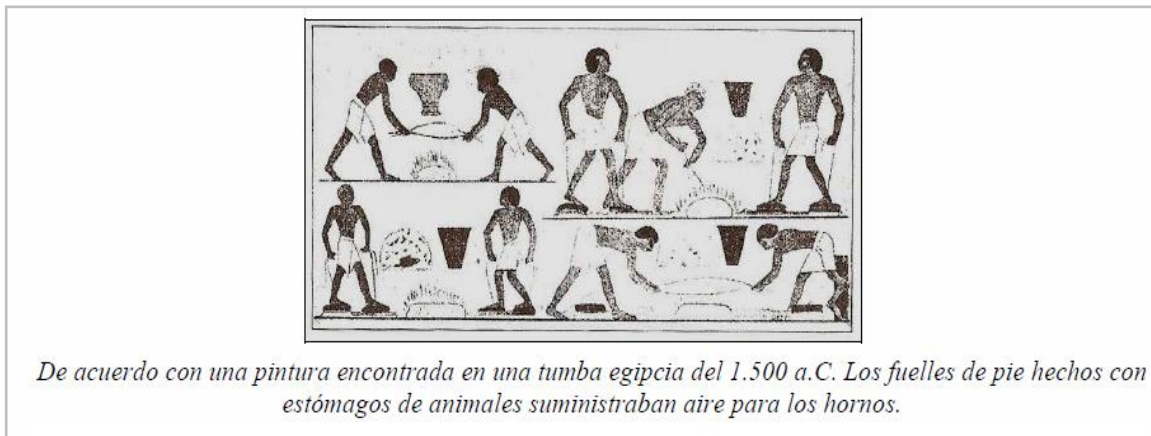
CONCEPTOS FUNDAMENTALES

HISTORIA

La primera aplicación del aire comprimido consistió en el soplado de cenizas para reavivar el fuego. El aire empleado había sido comprimido en los pulmones a los que podemos considerar como un compresor natural. Los pulmones son capaces de tratar $100LPM = 6m^3/h$ y ejercen una presión entre 0.02 bar y 0.08 bar . Pero el compresor humano se volvió insuficiente cuando el hombre comenzó a fundir metales (3000 a.C.) donde las temperaturas son superiores a los 1000°C .

El primer compresor mecánico fue el fuelle manual inventado en la mitad del tercer milenio a.C. Luego vendría el fuelle de pie que se usó en los años 1500 a.C. Esto ocurrió cuando la fundición del bronce (aleación de cobre estaño) y de oro se convirtieron en un proceso estable de producción como quedó registrado en algunas de la tumbas egipcias.

Figura 1. Fuelles manuales para producción de aire



La primera persona que se ocupó de la neumática y su estudio, es decir, de la utilización del aire comprimido como fuente de energía para realizar trabajo fue el matemático e inventor griego Ktsibios (282 a.C hasta 222 a.C.), quien escribió los primeros tratados acerca de este tema y hoy se le recuerda como el padre de la neumática. Hace más de 2000 años construyó

una catapulta de aire comprimido basada en un cañón neumático que rearmado manualmente comprimía aire en los cilindros. Gran parte de los historiadores hablan de él pero lamentablemente todos sus trabajos se han perdido.

Figura 2. Pioneros de herramientas y máquinas neumáticas

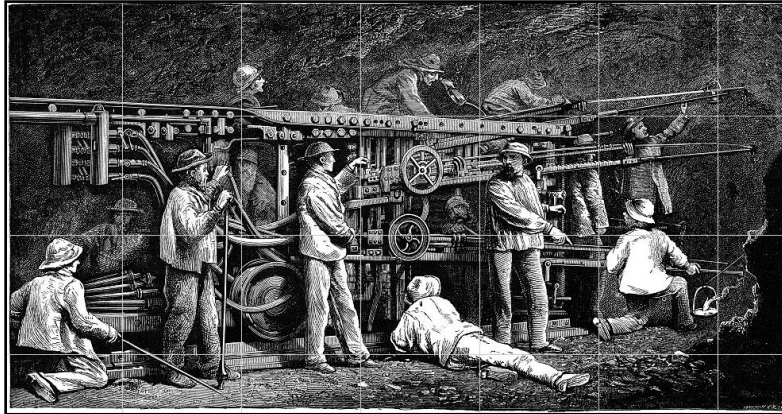


Los fuelles de pie que se usaron hasta el año 1762 fueron reemplazados por el cilindro soplante de John Smeaton (1724-1792) accionado por una rueda de un molino. Al aumentar la capacidad de los hornos de fundición, los fuelles convencionales se quedaban cortos y el cilindro de Smeaton aunque tosco resultaba efectivo.

El primer prototipo de todos los compresores mecánicos fue la máquina sopladora de vapor construida por John Wilkinson (1728-1808) e instalada en su fábrica de Wilby en Shropshire en 1776. Funcionaba a una presión entorno de 1 bar.

En el siglo XIX se comenzó a utilizar el aire comprimido en la industria de forma sistemática con herramientas neumáticas. Fue en 1857 durante la construcción del túnel de Mont-Cenis de 13.6 kilómetros de longitud cuando los ingenieros constataron que por medios manuales tardarían en terminar el túnel alrededor de 30 años y decidieron utilizar una perforadora de aire comprimido con presiones de hasta 6 bares que permitía alcanzar velocidades de avance de dos metros diarios frente a los 0.6 que se obtenían por medios tradicionales.

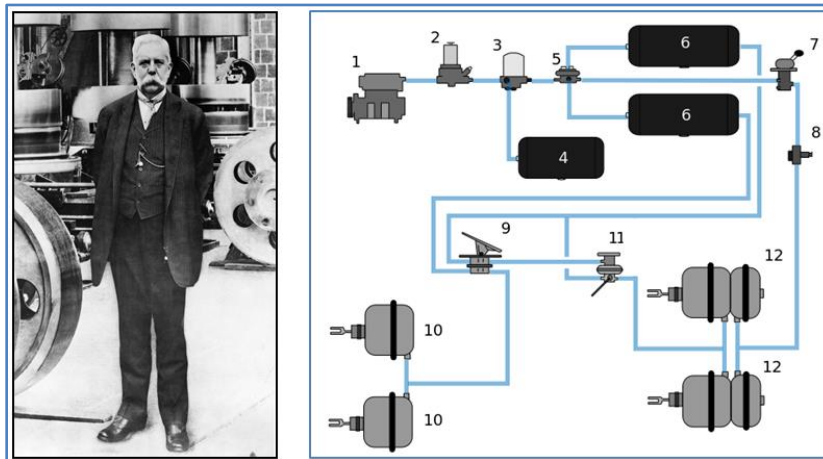
Figura 3. Construcción del túnel de Mont-cenis



Con la construcción del túnel, muchos otros proyectos neumáticos fueron abordados tales como por ejemplo el primer martillo neumático inventado en 1880.

George Westinghouse (1846-1914) inventa los frenos de aire comprimido y los patenta en 1869

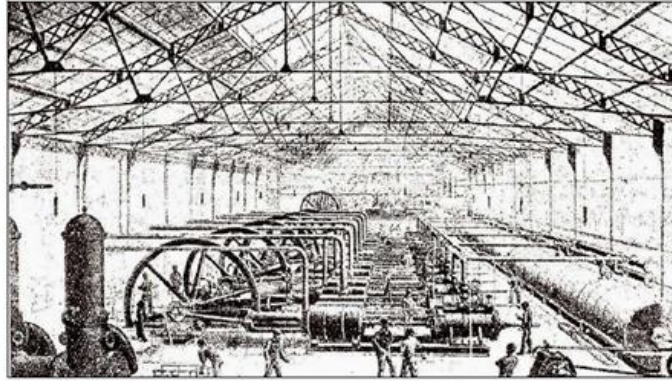
Figura 4. Inventor de los frenos de aire



En 1886, el doctor J. G. Poblet inventa el ascensor neumático.

El proyecto de mayor impacto hasta la fecha fue realizado en 1888 en Francia donde el ingeniero austriaco Victor Popp obtuvo permiso para utilizar el sistema de alcantarillado y montar una red de aire comprimido en toda la ciudad de París. Popp había instalado una planta de 1500 kw que suministraba aire comprimido a más de 7 kilómetros de tuberías al que se unían otros 50 kilómetros de líneas secundarias. La planta suministraba aire a 6 bares.

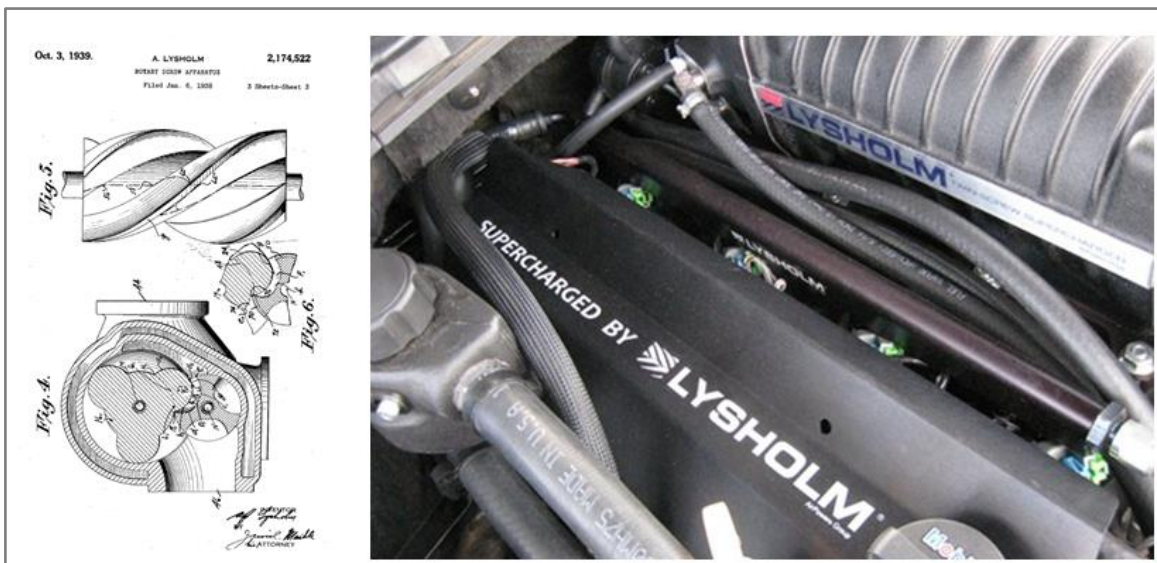
Figura 5. Planta de compresores, sistema neumático de París



Siete motores de vapor suministraban fuerza motriz para 14 compresores para una potencia total de 1500 Kilowatios

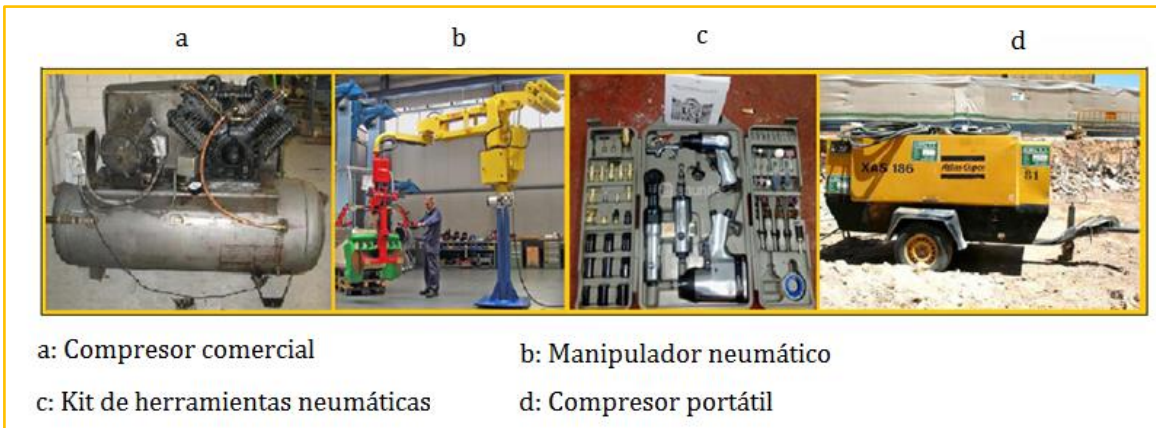
En 1934, el profesor Lysholm (1893-1973) presenta en Suecia su patente del compresor de tornillo con dos rotores circulares.

Figura 6. Compresor de tornillo



En la actualidad las aplicaciones de la neumática son innumerables. A continuación se muestran algunas de ellas a modo de ejemplo.

Figura 7. Algunas aplicaciones neumáticas



Neumática. La palabra neumática proviene del griego “pneuma” que significa respiración, viento y desde el punto de vista filosófico significa alma. Se refiere al estudio del aire, como fuente de energía, aplicado a los sistemas de movimiento y control.

Los sistemas de aire comprimido se utilizan para controlar el movimiento de actuadores y su aplicación se manifiesta en herramientas, válvulas de control y posicionadores, martillos neumáticos, pistolas para pintar, sistemas de empaquetado, elevadores, herramientas de impacto, prensas neumáticas, robots industriales, vibradores, frenos neumáticos, etc.

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

Las desventajas son la imposibilidad de obtener velocidades estables debido a la compresibilidad del aire, las posibles fugas y en algunos casos los altos costos de la energía neumática.

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

En determinadas aplicaciones, tales como en movimientos de aproximación rápido y avance lento, típicos de las fresadoras y rectificadoras, en la sujeción de piezas utilizadas en los cortes a alta velocidad sobre materiales duros y en la automatización de procesos de producción, se combinan la neumática con la hidráulica en un circuito oleoneumático, utilizando la parte neumática para el accionamiento y control y la parte hidráulica para el actuador (potencia).

Comparación entre neumática e hidráulica. En la tabla 1 se muestran las características comparativas entre los sistemas neumáticos e hidráulicos.

Tabla 1. Características comparativas entre los sistemas hidráulicos y neumáticos

	Neumática	Hidráulica
Fugas	Sólo pérdida de energía	Contaminación
Influencia del medio	A prueba de explosión. Insensible a la temperatura	Inflamable. Sensible a cambios de temperatura
Almacenamiento de energía	Fácil	Limitado
Velocidad de operación	$v = 1.5m/s$	$v = 0.5m/s$
Costo de alimentación	Muy alto	Alto
Movimiento lineal	Simple con cilindros. Fuerzas limitadas. Velocidad dependiente de la carga	Simple con cilindros. Fuerzas muy grandes. Bajas velocidades
Movimiento giratorio	Simple, ineficiente, alta velocidad	Simple, par alto, baja velocidad
Estabilidad	Baja, el aire es compresible	Alta, el aceite es

		incompresible
--	--	---------------

Comparación entre neumática/hidráulica y eléctrica/electrónica. En la tabla 2 se muestran las características comparativas entre los sistemas neumáticos y eléctricos.

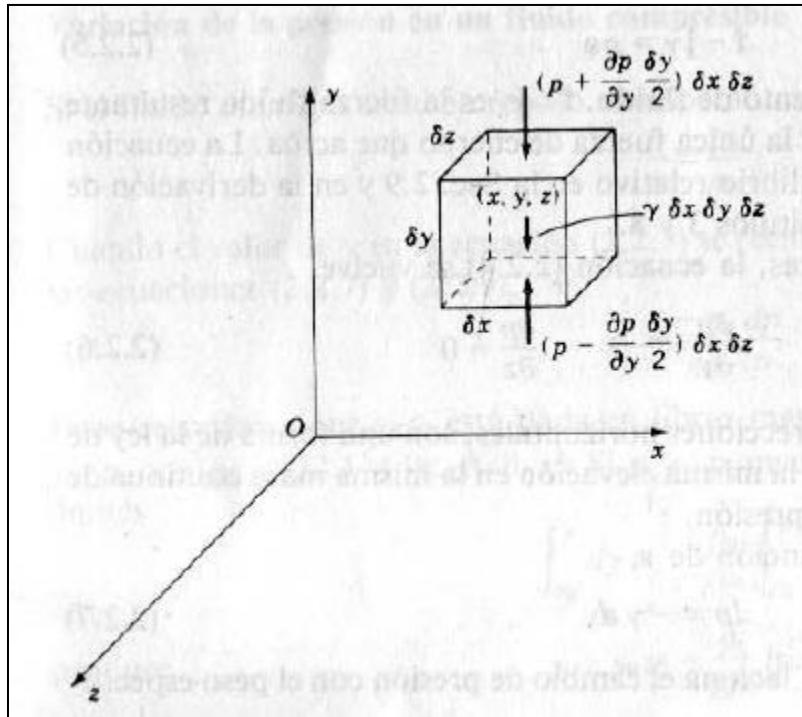
Tabla 2. Características comparativas entre los sistemas neumáticos/hidráulicos y eléctricos/electrónicos

	Neumático/Hidráulico	Eléctrico/Electrónico
Elementos de trabajo	Cilindros Motores	Motores eléctricos Válvulas de solenoide
Elementos de control	Válvulas distribuidoras Direccionales	Contactores de potencia, transistores y tiristores
Elementos de entrada	Interruptores, pulsadores, finales de carrera, sensores	Interruptores, pulsadores, finales de carrera, módulos programadores, sensores

ECUACIÓN BÁSICA DE ESTÁTICA DE FLUIDOS

Variación de la presión en un fluido estático. Las fuerzas que actúan sobre un elemento de un fluido en reposo son las fuerzas superficiales y las fuerzas mismas del cuerpo. La única fuerza del cuerpo que actúa es la gravedad y tomando el eje z positivo hacia arriba, la componente de la fuerza en esa dirección es $F = -\gamma \cdot A$, donde $A = \delta x \cdot \delta y \cdot \delta z$, entonces

$$F = -\gamma \delta x \delta y \delta z$$



Con la presión P en su centro (x, y, z) la

fuerza ejercida en el lado normal al eje y y más cercano al origen es aproximadamente

$$\left(P - \frac{\partial P}{\partial y} \frac{\delta y}{2}\right) \delta x \delta z$$

Y la fuerza ejercida en el lado opuesto es

$$\left(P + \frac{\partial P}{\partial y} \frac{\delta y}{2}\right) \delta x \delta z$$

Donde $\delta y/2$ es la distancia del centro a una cara normal a y . Sumando las fuerzas que actúan sobre el elemento en el eje y se obtiene

$$\delta F_y = -\frac{\partial P}{\partial y} \delta x \delta y \delta z - \gamma \delta x \delta y \delta z$$

Para las direcciones x, z ya que no actúa ninguna fuerza de cuerpo,

$$\delta F_x = -\frac{\partial P}{\partial x} \delta x \delta y \delta z \quad \delta F_z = -\frac{\partial P}{\partial z} \delta x \delta y \delta z$$

El vector de fuerza elemental δF está dado por

$$\delta F = \delta F_x i + \delta F_y j + \delta F_z k = -\left(\frac{\partial P}{\partial x} i + \frac{\partial P}{\partial y} j + \frac{\partial P}{\partial z} k\right) \delta x \delta y \delta z - \gamma \delta x \delta y \delta z j$$

En términos de volumen, se puede decir que $\delta x \delta y \delta z = \delta V$, por lo tanto la ecuación anterior se reduce a

$$\frac{\delta F}{\delta V} = -\left(\frac{\partial}{\partial x}i + \frac{\partial}{\partial y}j + \frac{\partial}{\partial z}k\right)P - \gamma j$$

Esta es la fuerza resultante por unidad de volumen en un punto, la cual debe igualarse a cero para un fluido en reposo. La cantidad entre paréntesis es el gradiente ∇ llamado operador nabla

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x}i + \frac{\partial}{\partial y}j + \frac{\partial}{\partial z}k$$

Y el gradiente negativo de P es el campo vectorial f de la fuerza de presión superficial por unidad de volumen, es decir $f = -\nabla P$.

La variación de presión según la ley de la estática de fluidos es entonces $f - \gamma j = 0$

En función de sus componentes, la ecuación anterior se vuelve

$$\frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial P}{\partial y} = -\gamma \quad \frac{\partial P}{\partial z} = 0$$

Estas derivadas parciales son una forma de la ley de Pascal; enuncian que dos puntos a la misma elevación, en la misma masa continua de fluido en reposo, tienen la misma presión.

Ya que la presión es solamente función de y , entonces $dP = -\gamma dy$.

Esta sencilla ecuación diferencial relaciona el cambio de presión con el peso específico y el cambio de elevación y es válida tanto para fluidos **compresibles** como para **incompresibles**.

Para fluidos considerados homogéneos e incompresibles, γ es constante por lo tanto al integrar la ecuación anterior se tiene $P = -\gamma y + C$ donde C es la constante de integración.

La ley hidrostática de variación de presión se escribe frecuentemente $P = \gamma h$ en la cual h se mide verticalmente hacia abajo ($h = -y$) de una superficie líquida libre y P es el aumento de presión referida a esa superficie libre.

Ejemplo de aplicación. Un tanque abierto contiene 2 m de agua cubiertos con 1 m de aceite con densidad relativa 0.83. Calcular la presión en la superficie de separación agua-aceite y en el fondo del tanque.

En la superficie de separación, $h = 1m$, $\gamma_o = S_o\gamma_{h_2o} = (0.83)(1000kg/m^3) = 830kg/m^3$ y

$$P = \gamma_o h = \left(\frac{830kg}{m^3}\right)(1m) = 830kg/m^2$$

En el fondo del tanque la presión es la de la superficie de separación más γh para el agua, es decir,

$$P = \frac{830kg}{m^2} + \left(\frac{1000kg}{m^3}\right)(2m) = 2830kg/m^3$$

FLUJO COMPRESIBLE

En el estudio del flujo compresible interviene una variable muy importante; la densidad. También es importante la ecuación de estado (relación entre la presión y la densidad). Más adelante se analizarán temas sobre flujo unidimensional a régimen permanente, es decir, un flujo en el cual la velocidad y la densidad se suponen constantes para cualquier sección transversal.

Ley de los gases ideales. La ley de los gases ideales es *la ecuación de estado* del gas ideal. Un gas ideal es un gas hipotético formado por partículas puntuales sin atracción ni repulsión entre ellas y cuyos choques son perfectamente elásticos (conservación de momento y energía cinética). Los gases reales que más se aproximan a un gas ideal son los gases monoatómicos en condiciones de baja presión y alta temperatura.

La ecuación que describe normalmente la relación entre la presión, el volumen, la temperatura y la cantidad de moles de un gas ideal es

$$pV = nRT$$

Donde

V= volumen del gas, p= presión, n=número de moles del gas, R= constante universal de los gases ideales, T= temperatura absoluta

Un gas ideal es aquel que mantiene sus calores específicos constantes.

El calor específico a volumen constante se define como

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v$$

Donde C_v es la energía interna por unidad de masa, es decir es la energía requerida por una unidad de masa para aumentar su temperatura un grado cuando su volumen permanece constante.

El calor específico a presión constante se define como

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$$

Donde h es la entalpía por unidad de masa dada por $h = u + p/\rho$.

Para gases ideales, la ecuación del calor específico a volumen constante se convierte en $du = C_v dT$ y la ecuación de calor específico a presión constante se convierte en $dh = C_p dT$, entonces

$$h = u + RT$$

Al diferenciar la ecuación anterior, se tiene

$$dh = du + RdT, \text{ es decir}$$

$$C_p dT = C_v dT + RdT \text{ de donde}$$

$$C_p = C_v + R$$

La razón de los calores específicos se define como

$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

Al introducir este valor de k en la ecuación anterior, se tiene que

$$C_v = \frac{R}{k-1} \quad y \quad C_p = \frac{k}{k-1} * R$$

Ecuación de estado para gases reales. Haciendo una corrección a la ecuación de estado para un gas ideal, es decir, tomando en cuenta las fuerzas intermoleculares y volúmenes intermoleculares finitos, se obtiene la ecuación para los gases reales también llamada ecuación de Van der Waals:

$$\left(p + \frac{a \cdot n^2}{V^2} \right) \cdot V - nb = nRT$$

Donde a y b son constantes determinadas por la naturaleza del gas con el fin de que haya la mayor congruencia entre la ecuación de los gases ideales y el comportamiento observado experimentalmente.

Ecuación general de los gases ideales

Partiendo de la ecuación de estado para un gas ideal y como R es una constante universal, se puede escribir

$$\frac{pV}{nT} = R$$

Si se toma el mismo gas para dos estados diferentes (es decir, que el número de moles permanece constante), se puede afirmar que existe una constante directamente proporcional a la presión y al volumen del gas e inversamente proporcional a la temperatura.

$$\frac{p_1V_1}{nT_1} = \frac{p_2V_2}{nT_2} = R$$

Formas alternativas

Como la cantidad de sustancia podría ser dada en masa y no en moles, a veces es útil una forma alternativa de la ley de los gases ideales. El número de moles es igual a la masa del gas dividido por su masa molar

$$n = \frac{m}{M}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación de estado se tiene

$$pV = \frac{m}{M} \cdot RT$$

Es decir

$$p = \rho \cdot \frac{R}{M} \cdot T$$

Esta ecuación es muy útil porque vincula la presión, la densidad y la temperatura en una fórmula única independiente de la cantidad del gas considerado.

Procesos gaseosos particulares

Son procesos realizados manteniendo constante dos de sus cuatro variables (n, p, V, T), de forma que queden dos; una libre y otra independiente. De este modo, para dos estados 1 y 2 la fórmula para la ecuación de estado puede ser operada simplificando dos o más parámetros constantes.

Ley de Boyle-Mariotte

También llamado proceso isotérmico, afirma que a temperatura y cantidad de gas constantes, la presión de un gas es inversamente proporcional a su volumen, es decir,

$$\left. \begin{aligned} \frac{p_1V_1}{n_1T_1} &= \frac{p_1V_2}{n_2T_2} \\ p_1V_1 &= p_2V_2 \end{aligned} \right\} \text{ con } n \text{ y } T \text{ constantes}$$

Leyes de Charles y Gay-Lussac

En 1802, Louis Gay Lussac publica los resultados de sus experimentos, basados en los que Jacques Charles hizo en 1787. Se considera así el proceso isobárico para la ley de Charles y el proceso isócoro o isostérico para la ley de Gay Lussac.

Proceso isobárico

$$\left. \frac{p_1 V_1}{n_1 T_1} = \frac{p_2 V_2}{n_2 T_2} \right\} \text{ con } n \text{ y } p \text{ constantes}$$

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

Proceso isócoro

$$\left. \frac{p_1 V_1}{n_1 T_1} = \frac{p_2 V_2}{n_2 T_2} \right\} \text{ con } n \text{ y } V \text{ constantes}$$

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$$

Ley de Avogadro

Esta ley fue expuesta por Amedeo Avogadro en 1811 y complementaba a las de Boyle, Charles y Gay-Lussac. Asegura que en un proceso a presión y temperatura constantes, el volumen de cualquier gas es proporcional al número de moles, es decir,

$$\left. \frac{p_1 V_1}{n_1 T_1} = \frac{p_2 V_2}{n_2 T_2} \right\} \text{ con } p \text{ y } T \text{ constantes}$$

$$\frac{V_1}{n_1} = \frac{V_2}{n_2}$$

Para condiciones adiabáticas o isentrópicas donde no hay intercambio de calor, las expresiones anteriores se convierten en

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

Donde k es la relación de los calores específicos a presión constante y a volumen constante. Se le llama también exponente adiabático.

La siguiente tabla muestra algunos de los valores de R y k para varios gases.

Gas	Peso específico w a 20° C, 1 Atm. kg/m ³	Constante R del gas m ² /°K	Exponente adiabático k	Viscosidad cinemática ν a 20° C, 1 Atm. m ² /seg
Aire	1,2047	29,3	1,40	1,488 × 10 ⁻⁵
Amoniaco	0,7177	49,2	1,32	1,535
Anhídrido carbónico	1,8359	19,2	1,30	0,846
Metano	0,6664	53,0	1,32	1,795
Nitrógeno	1,1631	30,3	1,40	1,590
Oxígeno	1,3297	26,6	1,40	1,590
Anhídrido sulfuroso	2,7154	13,0	1,26	0,521

Ejemplo de aplicación 1

Un cilindro contiene $356dm^3$ de aire a $49^\circ C$ y una presión absoluta de $2.80kp/cm^2$. Se comprime el aire hasta $70dm^3$. (a) Suponiendo condiciones isotérmicas. ¿Cuál es la presión en el nuevo volumen? (b) Al suponer condiciones adiabáticas, ¿Cuál es la presión final, la temperatura final?

Solución

Para condiciones isotérmicas (a).

$$p_1v_1 = p_2v_2 \text{ donde } p_2 = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)p_1 \quad \therefore p_2 = \frac{0.356m^3}{0.070m^3} * \frac{2.80kp}{cm^2} = \frac{14.2kp}{cm^2} \text{ (abs)}$$

Para condiciones adiabáticas (b).

$p_1v_1^k = p_2v_2^k$. El exponente adiabático para el aire según la tabla anterior es $k = 1.4$, por lo tanto:

$$P_2 = \frac{2.80kp}{cm^2} * \frac{(356dm^3)^{1.4}}{(70dm^3)^{1.4}} = 27.22kp/cm^2$$

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \quad \therefore T_2 = (49 + 273)^\circ K * \left(\frac{27.22kg}{2.80kg} \frac{cm^2}{cm^2}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 616^\circ K = 343^\circ C$$

Ejemplo de aplicación 2

Ley de Boyle

$P_{1abs} = 101Kpa = 1010mbar$
 $T_1 = 14^\circ C$
 $V_1 = 514 cm^3$
 $T_2 = 23^\circ C$
 $V_2 = 517,4 cm^3$
 $l = 240 mmca$
 $\frac{PV}{T} = K$

Variación de la presión en un fluido compresible. Si el fluido es un gas ideal a temperatura constante, la ecuación de estado es

$$\frac{P}{\rho} = \frac{P_0}{\rho_0}$$

Ahora al reemplazar γ por ρg en la ecuación $dP = -\gamma dy$ y al mezclar estos términos con la ecuación anterior, se obtiene

$$dy = \frac{-P_0 dP}{g\rho_0 P}$$

Si $P = P_0$ cuando $\rho = \rho_0$ la integración entre límites queda

$$\int_{y_0}^y dy = -\frac{P_0}{g\rho_0} \int_{P_0}^P \frac{dP}{P}$$

$$y - y_0 = -\frac{P_0}{g\rho_0} \ln \frac{P}{P_0}$$

Entonces la variación de presión para un gas isotérmico en función de la elevación es

$$P = P_0 \exp\left(\frac{y - y_0}{P_0/g\rho_0}\right)$$

La atmósfera tiene un gradiente de temperatura que se supone constante expresado por

$$T = T_0 + \beta y$$

Para la atmósfera estándar, $\beta = 0.00357^\circ\text{F}/ft$ hasta la estratosfera.

La densidad se puede expresar en función de la presión y de la elevación a partir de la ley del gas ideal

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{P}{R(T_0 + \beta y)}$$

AIRE ATMOSFÉRICO

El aire atmosférico contiene cierta cantidad de humedad. Esta cantidad es mayor o menor según el país, la localidad, las condiciones climatológicas de acuerdo con las condiciones del año.

AIRE COMPRIMIDO

En los sistemas de aire comprimido, el aire aspirado por el compresor entra a la presión y temperatura ambiente o atmosféricas, con su consiguiente humedad relativa. Entonces se le comprime a una presión más alta que la atmosférica; este ciclo de compresión lleva consigo una elevación de temperatura y como consecuencia, un calentamiento del aire hasta

un grado tal que toda la humedad contenida en el mismo pasará por el compresor al ser aspirado.

Se entiende por lo tanto, que este aire comprimido caliente que descarga el compresor y que lleva vapor de agua, al irse enfriando por radiación y convección en el depósito y tuberías de distribución y descender la temperatura hasta igualar la temperatura ambiente que exista en la zona industrial donde se está trabajando, condensará la mayor parte de este vapor en forma de gotas de agua, las cuales serán arrastradas por el mismo flujo de aire hacia los lugares de utilización.

HUMEDAD DEL AIRE

El aire húmedo es una mezcla entre aire seco y vapor de agua. El aire solo puede contener vapor de agua en cantidades limitadas. La cantidad de vapor de agua depende de la temperatura, por ejemplo cuando el aire se enfría por las noches, el vapor de agua se convierte en condensado. El punto de rocío y el punto de condensación bajo presión, determinan los límites de la condensación.

HUMEDAD ABSOLUTA (densidad del vapor)

Se refiere a la cantidad de vapor de agua contenida en una cierta cantidad de aire seco.

De acuerdo con esta definición, se describe la humedad absoluta como la cantidad de vapor de agua en kg, contenida en 1 kg de aire seco.

$$h_{ab} = \frac{\text{masa molar del vapor de agua}}{\text{masa molar del aire seco}} = \frac{18 \text{ moles de vapor de agua}}{28,8 \text{ moles de aire seco}} = 0.625$$

De modo que

$$h_{ab} = \frac{\text{presión parcial de vapor de agua}}{\text{presión parcial de aire seco}} = 0.625 \frac{P_a}{P_b}$$

Y puesto que $P_b = P - P_a$, entonces

$$h_{ab} = 0.625 \frac{P_a}{P - P_a}$$

h_{ab} = Humedad absoluta en kg de vapor de agua por kg de aire seco

p_a = Presión parcial de vapor de agua

P = Presión total del sistema

p_b = Presión parcial de aire seco

HUMEDAD DE SATURACIÓN

Es la máxima cantidad de vapor de agua que cabe en una concreta cantidad de aire seco.

En un ambiente saturado se da un equilibrio entre el vapor de agua y el agua líquida.

La humedad de saturación depende de la presión y de la temperatura. Su valor será sencillo de calcular si se toma la ecuación de h_{ab} y se sustituye la humedad absoluta por la de saturación y la presión parcial de vapor de agua por la presión de vapor de la misma a la temperatura y presión consideradas. Así,

$$h_s = 0.625 \frac{p_a}{P - p_a}$$

Representando:

h_s = Humedad de saturación en kg de vapor de agua por kg de aire seco

p_a = Presión de vapor de agua a la temperatura considerada, leída en la tabla correspondiente

P = Presión total del sistema en las mismas unidades de p_a (normalmente en mm Hg)

Con la tabla 1 se calculan las presiones de vapor de agua (p_a) a diferentes temperaturas.

Estas tablas son tomadas de:

Carnicer Royo Enrique: AIRE COMPRIMIDO. Editorial Paraninfo, segunda edición, 1994

Tabla 1. Tablas de presión de vapor

<i>T</i> °C	<i>P</i> mmHg	<i>T</i> °C	<i>P</i> mmHg	<i>T</i> °C	<i>P</i> mmHg
-15	1,436	38	49,692	91	546,05
-14	1,560	39	52,442	92	566,99
-13	1,691	40	55,324	93	588,60
-12	1,834	41	58,345	94	610,90
-11	1,987	42	61,504	95	633,90
-10	2,149	43	64,80	96	657,62
-9	2,326	44	68,26	97	682,07
-8	2,514	45	71,882	98	707,27
-7	2,715	46	75,65	99	733,24
-6	2,931	47	79,60	100	760,00
-5	3,163	48	83,71	101	787,57
-4	3,410	49	88,02	102	815,86
-3	3,673	50	92,511	103	845,12
-2	3,956	51	97,20	104	875,06
-1	4,258	52	102,09	105	906,07
0	4,579	53	107,20	106	937,92
1	4,926	54	112,51	107	970,60
2	5,294	55	118,04	108	1 004,42
3	5,685	56	123,80	109	1 038,92
4	6,101	57	129,82	110	1074,56
5	6,543	58	136,08	111	1111,20
6	7,013	59	142,60	112	1148,74
7	7,513	60	149,38	113	1187,42
8	8,045	61	156,43	114	1227,25
9	8,609	62	163,77	115	1267,98
10	9,209	63	171,38	120	1 489,14
11	9,844	64	179,31	125	1 740,93
12	10,518	65	187,54	130	2 026,10
13	11,231	66	196,09	135	2 347,26
14	11,987	67	204,96	140	2 710,92
15	12,788	68	214,17	145	3 116,76
16	13,634	69	223,73	150	3 570,48
17	14,530	70	233,71	175	6 694,08
18	15,477	71	243,9	200	11 659,16
19	16,477	72	254,6	225	19 123,12
20	17,535	73	265,7	250	29 817,84
21	18,650	74	277,2	275	44 580,84
22	19,827	75	289,10	300	64 432,8
23	21,068	76	301,4	325	90 447,6
24	22,377	77	314,1	350	124 001,6
25	23,756	78	327,3	360	139 893,2
26	25,209	79	341,0	365	148 519,2
27	26,739	80	355,11	366	150 320,4
28	28,349	81	369,7	367	152 129,2
29	30,043	82	384,9	368	153 960,8
30	31,824	83	400,6	369	155 815,2
31	33,695	84	416,8	370	157 692,4
32	35,663	85	433,62	371	159 584,8
33	37,729	86	450,9	372	161 507,6
34	39,898	87	468,7	373	163 468,4
35	42,175	88	487,1	374	165 467,2
36	44,563	89	506,1	374,11	165 808,0
37	47,067	90	525,76		

Con la tabla 2 se puede verificar o comprobar el cálculo de la humedad de saturación realizado mediante fórmula matemática.

Tabla 2. Cálculo de humedad de saturación a varias presiones

HUMEDADES DE SATURACION
Gramos de vapor de agua por kg de aire seco

Presión total = 1 ata.

T	8	6	4	2	0					
-5	0,00764	0,00686	0,01000	0,01131	0,01180	0,01459	0,01672	0,01885	0,02147	0,02422
-4	0,02762	0,03098	0,03525	0,03943	0,04426	0,04992	0,05566	0,06296	0,07042	0,07919
-3	0,08854	0,09912	0,11150	0,12355	0,13938	0,15357	0,17219	0,19007	0,21156	0,23445
-2	0,25906	0,28786	0,31986	0,35268	0,39372	0,41348	0,47909	0,52507	0,58255	0,63676
-1	0,70577	0,77068	0,84958	0,92932	1,02224	1,11766	1,23121	1,34068	1,47491	1,60259
0	1,75919	1,91256	2,09736	2,27484	2,55159	2,70039	2,95682	3,19689	3,48274	3,77632

Presión total = 1 ata.

T	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	3,77632	4,06436	4,37012	4,69532	5,04168	5,41011	5,80235	6,22017	6,66533	7,13796
1	7,64155	8,17538	8,74299	9,34455	9,98365	10,66220	11,38045	12,14292	12,95080	13,80612
2	14,71365	15,67268	16,68828	17,76261	18,89972	20,10201	21,37370	22,71823	24,13914	25,64094
3	27,22741	28,90244	30,67363	32,54341	34,51795	36,60366	38,80530	41,12972	43,58406	46,17482
4	48,91162	51,79975	54,85254	58,07019	61,47682	65,07765	68,86819	72,84778	77,11386	81,60430
5	86,34396	91,68679	96,67291	102,30638	108,25453	114,55374	121,23136	128,34088	135,87936	143,89340
6	152,40856	161,46575	171,12307	181,38992	192,37484	204,09710	216,63757	230,05566	244,44955	259,91339
7	276,63897	294,41912	313,84210	334,87976	357,69586	382,47882	409,44647	438,85241	471,24542	507,02392
8	546,37512	590,11804	639,27661	694,41784	756,60363	827,61255	908,80175	1002,40307	1111,99438	1241,82837
9	1398,34472	1590,03955	1830,13696	2139,42676	2552,58496	3131,73145	4001,73145	5452,70509	8356,31252
10
11
12
13	-966,94958	-979,69189	963,53015	-948,49646	-934,34436	-921,30029	-908,85913	-896,97924	-885,94653	-875,54419
14	-865,69580	-856,42077	-847,66650	-839,31945	-831,43103	-823,90295	-829,77722	-809,97485	-803,52734	-797,31445
15	-791,46948	-785,87585	-780,48230	-775,39721	-770,49047	-765,79162	-761,29077	-757,00732	-752,89990	-748,93493
16	-745,15698	-741,50866	-738,00830	-734,66870	-731,42334	-728,30774	-725,33252	-722,44128	-719,66418	-716,98095
17	-714,38916	-711,91113	-709,50378	-707,20068	-704,94140	-702,79004	-700,70996	-698,68945	-696,74524	-694,85705
18	-693,03943	-691,28149	-689,57409	-687,92297	-686,32592	-684,78112	-683,26892	-681,81799	-680,40869	-679,04528
19	-677,71631	-676,43969	-675,19494	-673,98315	-672,81384	-671,66699	-670,56213	-669,49255	-668,43957	-667,42907
20	-666,44262									

HUMEDADES DE SATURACION
Gramos de vapor de agua por kg de aire seco

Presión total = 7 ata.

T	8	6	4	2	0					
-5	0,00109	0,00124	0,00142	0,00161	0,00168	0,00208	0,00238	0,00269	0,00306	0,00346
-4	0,00394	0,00442	0,00503	0,00563	0,00632	0,00713	0,00795	0,00899	0,01005	0,01131
-3	0,01264	0,01415	0,01592	0,01764	0,01990	0,02193	0,02459	0,02714	0,03021	0,03348
-2	0,03699	0,04110	0,04567	0,05035	0,05621	0,06160	0,06839	0,07495	0,08315	0,09088
-1	0,10072	0,10998	0,12122	0,13259	0,14583	0,15942	0,17559	0,19117	0,21027	0,22843
0	0,25070	0,27250	0,29876	0,32396	0,36323	0,38434	0,42069	0,45470	0,49516	0,53668

HUMEDADES DE SATURACION										
Gramos de vapor de agua por kg de aire seco										
Presión total = 9 ata.										
T	8	6	4	2	0					
-5	0,00084	0,00096	0,00111	0,00125	0,00131	0,00162	0,00185	0,00209	0,00238	0,00269
-4	0,00306	0,00344	0,00391	0,00438	0,00491	0,00554	0,00618	0,00699	0,00782	0,00879
-3	0,00983	0,01101	0,01238	0,01372	0,01548	0,01706	0,01912	0,02111	0,02350	0,02604
-2	0,02877	0,03197	0,03552	0,03916	0,04372	0,04791	0,05319	0,05829	0,06467	0,07068
-1	0,07834	0,08553	0,09428	0,10312	0,1134	0,12398	0,13656	0,14868	0,16353	0,17766
0	0,19497	0,21192	0,23234	0,23234	0,28248	0,29889	0,32715	0,35359	0,38505	0,41743
Presión total = 9 ata.										
T	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
0	0,41734	0,44899	0,48256	0,51823	0,55618	0,59651	0,63941	0,68505	0,73361	0,78511
1	0,83990	0,89790	0,95947	1,02462	1,09371	1,16693	1,24429	1,32623	1,41287	1,50437
2	1,60122	1,70332	1,81113	1,92484	2,04482	2,17128	2,30457	2,44499	2,59282	2,74844
3	2,91213	3,08419	3,26527	3,45548	3,65530	3,86521	4,08549	4,31665	4,55916	4,81341
4	5,08010	5,35942	5,65235	5,95855	6,27991	6,61649	6,96740	7,33546	7,71893	8,12153
5	8,54150	9,00889	9,43943	9,91943	10,41900	10,94009	11,48378	12,05300	12,64600	13,26481
6	13,90958	14,58141	15,28238	16,01076	16,77155	17,56304	18,38737	19,24481	20,13753	21,06682
7	22,03882	23,03629	24,08597	25,17850	26,31431	27,49382	28,71749	29,98579	31,30927	32,68856
8	34,11421	35,59696	37,14778	38,75730	40,42633	42,16608	43,96717	45,83053	47,76768	49,77980
9	51,87456	54,05017	56,31025	58,65850	61,09882	63,63411	66,26853	69,00526	71,84876	74,80375
10	77,87501	81,06063	84,37400	87,82658	91,39443	95,12777	99,00306	103,02311	107,23072	111,57354
11	116,11444	120,84164	125,74809	130,87167	136,22143	141,77114	147,57391	153,61404	159,92504	166,51785
12	173,38040	180,53747	188,06820	195,91137	204,08908	212,96127	221,68209	231,11395	240,98477	251,35903
13	262,22259	273,63299	285,67840	298,29473	311,65576	325,49017	340,30181	356,19952	372,79138	390,35498
14	409,02648	428,77264	449,69946	472,11712	495,93823	521,51928	548,32019	578,15686	609,57849	643,83215
15	680,34729	719,99402	763,49829	810,28210	861,90442	918,65515	981,29162	1050,23144	1127,0000	1213,55395
16	1310,44848	1421,211157	1547,73169	1692,98386	1864,57763	2067,49756	2309,53125	2608,69873	2982,78565
17	4116,64454	5023,52051	6403,31055	8706,43752
18
19

Ejemplo de aplicación

Calcular la humedad de saturación del aire a 7 atmósferas efectivas y a 30°C.

HUMEDAD RELATIVA

Es la relación que existe entre la humedad absoluta h_{ab} y el máximo valor de la humedad que el aire puede contener a la misma temperatura, cuando dicho aire está saturado h_s . Se representa h_r y se da en tanto por ciento:

$$h_r = \frac{h_{ab}}{h_s} \cdot 100$$

Una humedad relativa del 100% denota que se trata de un ambiente saturado, es decir, en el que $h_s = h_{ab}$.

Una humedad relativa del 0% denota que existe un ambiente de aire totalmente libre de humedad.

El tanto por ciento asignados para la humedad relativa permite conocer el grado de saturación.

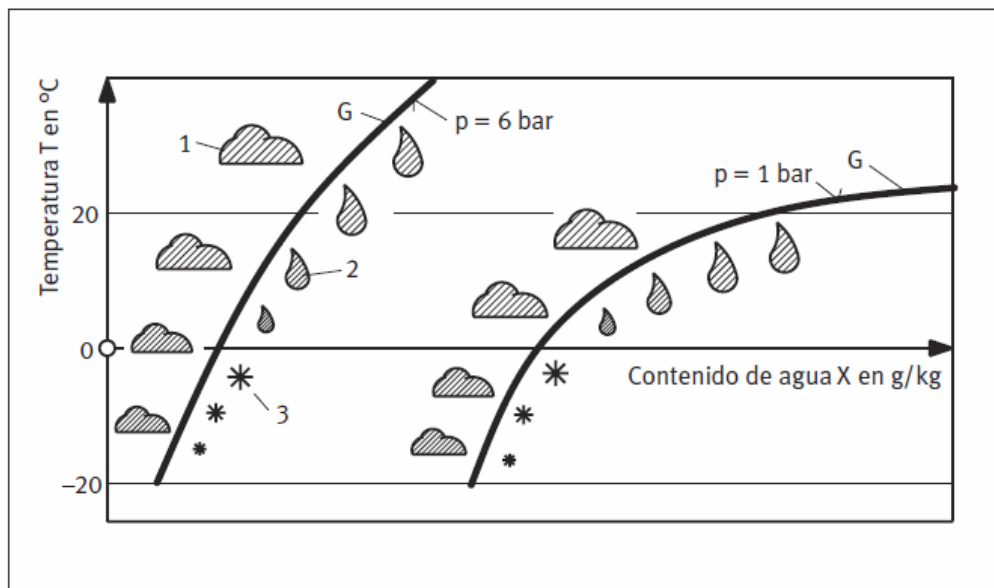
PUNTO DE ROCÍO

También conocido como punto de condensación, es la temperatura en la que el aire está saturado de vapor de agua. Esta saturación corresponde a una humedad del 100%. La condensación del aire comienza cuando la temperatura está alcanzando ese punto. Por lo tanto si las temperaturas son inferiores a cero grados centígrados, se forma hielo. Cuanto menor es el punto de rocío, tanto menor es la cantidad de condensado que puede retener el aire.

DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE ROCÍO

El punto de rocío se puede determinar de varias maneras: por medio del diagrama de Mollier como se muestra en la figura 1, por medio de carta psicrométrica de la figura 2, por medio de la fórmula 1 o por medio de programa computacional VAISALA.

Figura 1. Diagrama de Mollier



1- Aire húmedo no saturado; 2- gotas de niebla; 3- gotas de niebla helada.

Sin embargo antes de utilizar el diagrama de Mollier, es necesario calcular el porcentaje de agua que contiene el aire húmedo expresado en gramos por kilogramo.

Para calcular el contenido de agua, se puede emplear la siguiente fórmula:

$$x = 0.625 \frac{(h_r \cdot P_s)}{(P - h_r \cdot P_s)} 10^3$$

El valor de x se expresa en $\frac{g}{kg}$

Donde

P_s = Presión de saturación con vapor de agua en bares. Se puede buscar este valor en la tabla 1

P = Presión absoluta total en bares

Después de determinar el contenido de agua en el aire, se puede utilizar la carta psicrométrica de la figura 2 o simplemente aplicar la fórmula 1 (siempre y cuando la humedad relativa esté por encima del 50%).

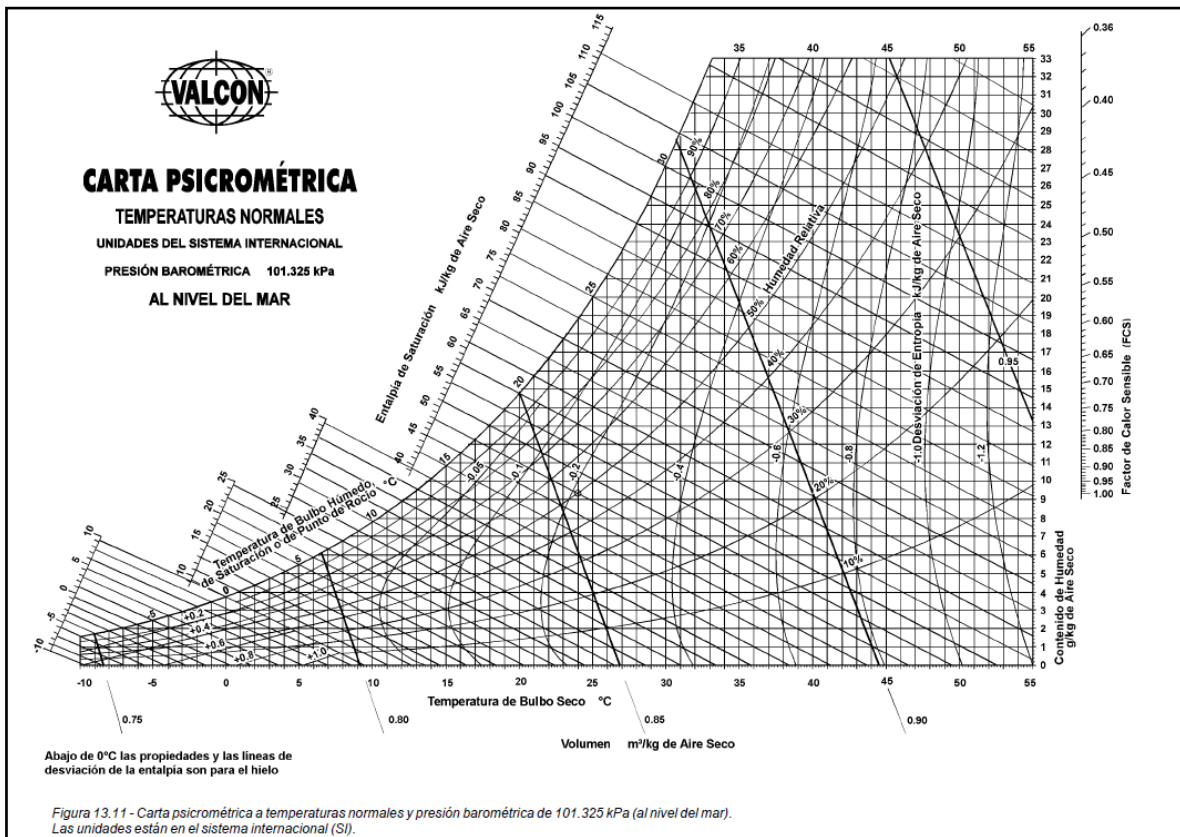
$$T_{pr} = T - [(100 - h_r)/5] \quad (1)$$

T = Temperatura del medio en °C

h_r = Humedad relativa en %

Ejemplo. Calcular la temperatura de punto de rocío en Pereira para el día de hoy.

Figura 2. Cálculo de la temperatura de punto de rocío



Nota. La capacidad del aire para absorber agua depende únicamente del volumen y de la temperatura pero no de la presión.

La tabla 3 muestra el contenido de agua para un cambio de volumen y de temperatura

Tabla 3. Porcentaje de agua contenido en el aire después de la compresión.

Temperature		Max. Water Content	
(°C)	(°F)	(g/m ³)	(10 ⁻³ lb/ft ³)
-25	-13	0.64	0.040
-20	-4	1.05	0.066
-15	5	1.58	0.099
-10	14	2.31	0.14
-5	23	3.37	0.21
0	32	4.89	0.31
5	41	6.82	0.43
10	50	9.39	0.59
15	59	12.8	0.8
20	68	17.3	1.07
30	86	30.4	1.9
40	104	51.1	3.2
50	122	83.0	5.2
60	140	130	8.1

The Engineering Toolbox www.EngineeringToolBox.com

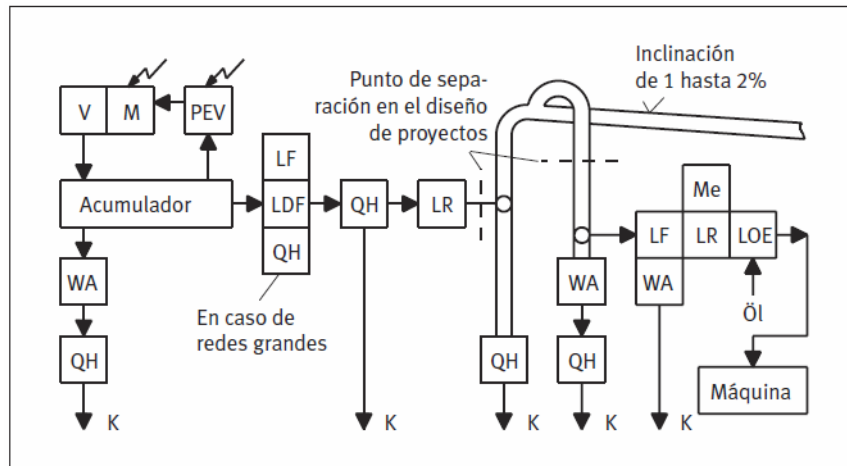
Ejemplo de aplicación

Un compresor con capacidad de aspiración de $1000\text{m}^3/\text{h}$ se encarga de comprimir el aire del medio ambiente (20°C y $h_r = 50\%$) hasta alcanzar una presión absoluta de 7 bares . La temperatura después de la compresión es de 40°C . Calcular el volumen después de la compresión. Calcular el contenido de agua antes y después de la compresión. Calcular la cantidad de condensado que se genera en este proceso y en el proceso de secado si la temperatura del aire después del secador es de 5°C .

PREPARACIÓN DEL AIRE COMPRIMIDO

La finalidad de la preparación del aire comprimido consiste en que el aire tenga una excelente calidad en el momento de ser utilizado. El proceso de preparación del aire se puede clasificar en tres fases: eliminación de partículas gruesas, secado y preparación fina.

El aire comprimido debe estar tan limpio como sea posible. A continuación se muestra el esquema simplificado de una red neumática.



Cortesía: Hesse Drückluft FESTO

Para que el aire atmosférico se transforme en *fuerza de energía* es decir, en aire comprimido, es necesario que el aire reduzca su volumen considerablemente. Las características que tiene el aire atmosférico antes de ser comprimido se muestran a continuación.

Según la norma ISO 6358, la densidad del aire normal es de 1.185 kg/m^3

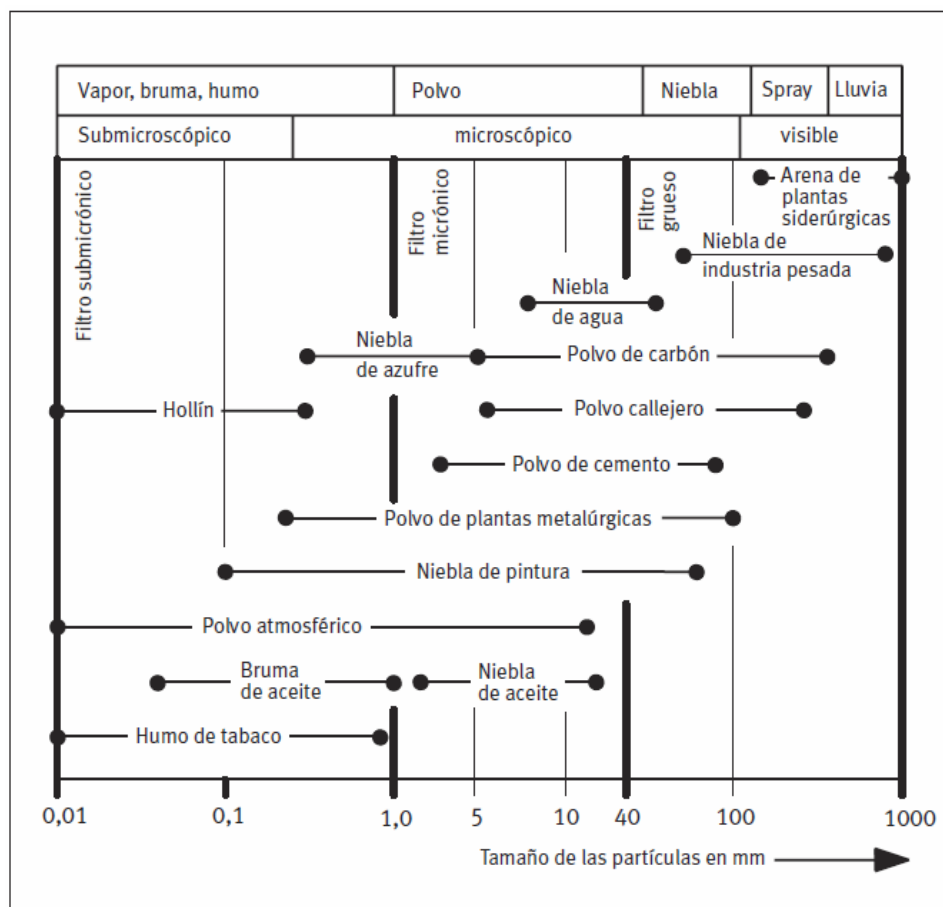
Magnitud física	Valor cuantitativo	Unidades
Densidad ρ		
a 0 °C	1,293	kg/m ³
a 15 °C	1,223	kg/m ³
a 20 °C	1,199	kg/m ³
Constante R de los gases perfectos	287	J/kg · K
Capacidad térmica		
a 0 °C; p = constante	$c_p = 1,005$	kJ/kg · K
a 0 °C; V = constante	$c_v = 0,716$	kJ/kg · K
Exponente adiabático	1,4	
Viscosidad dinámica (presión normalizada) a 20 °C	$18,13 \cdot 10^{-6}$	Pa · s
Viscosidad cinemática (presión normalizada) a 20 °C (= relación viscosidad/densidad)	15,55	mm ² /s

Cortesía: Hesse Drückluft FESTO

LA CALIDAD DEL AIRE COMPRIMIDO

La compresión del aire trae consigo ciertos problemas, ya que al comprimir el aire también se comprimen las impurezas que éste contiene tales como polvo, hollín, suciedad, hidrocarburos, gérmenes y vapor de agua. A estas impurezas, se suman las partículas que vienen del compresor tales como polvo de abrasión por desgaste, aceites coquizados y aerosoles. Esto quiere decir que al comprimirse el aire atmosférico hasta 8 bares, las impurezas se multiplican por 9. Pero ese no es el único problema. Además, se suman las impurezas que contienen las tuberías internamente tales como óxido, residuos de soldadura y de sustancias hermetizantes que resultan durante el montaje de valvulería.

El siguiente cuadro, muestra el tipo y tamaño de impurezas contenidas en el aire. En ciudades grandes, el aire tiene 140 millones de partículas de polvo por metro cúbico. De estas partículas, el 80% tiene un tamaño inferior a 5 micras. Para que el aire que respiramos pueda ser considerado limpio, las partículas no deben ser mayores a 0.01 mm.



Cortesía: Hesse Drückluft FESTO

Esto quiere decir que el aire en su estado natural no es limpio. Las impurezas pueden ocasionar fallos en las unidades consumidoras y dañar la red neumática. Las impurezas incluso pueden tener una influencia recíproca negativa, las partículas de polvo por ejemplo se convierten en partículas más grandes si entran en contacto con agua o aceite. El aceite por su parte crea una emulsión si entra en contacto con agua.

Existen clases de calidad recomendadas para cada aplicación neumática, que corresponden a la calidad del aire que como mínimo necesita la unidad consumidora correspondiente. En la siguiente tabla se muestra la calidad del aire comprimido en función de los tipos de impurezas. Esta tabla está de acuerdo con la norma DIN ISO 8573-1.

Aplicaciones	Cuerpos sólidos (µm)	Punto de condensación del agua (0 °C)	Contenido máx. de aceite (mg/m³)	Clase de filtración recomendada
Minería	40	–	25	40 µm
Lavandería	40	+10	5	40 µm
Máquinas soldadoras	40	+10	25	40 µm
Máquinas herramienta	40	+3	25	40 µm
Cilindros neumáticos	40	+3	25	40 µm
Válvulas neumáticas	40 o bien 50	+3	25	40 o bien 50 µm
Máquinas de embalaje	40	+3	1	5 µm – 1 µm
Reguladores finos de presión	5	+3	1	5µm – 1 µm
Aire de medición	1	+3	1	5µm – 1 µm
Aire en almacén	1	–20	1	5µm – 1 µm
Aire para aplicación de pintura	1	+3	0,1	5µm – 1 µm
Técnica de detectores	1	–20 o bien –40	0,1	5µm – 1 µm
Aire puro para respirar	0,01	–	–	–0.01 µm

Cortesía: Hesse Drückluft FESTO

PROCEDIMIENTOS DE SECADO

El aire al comprimirse se calienta, por eso es necesario montar un equipo de refrigeración en la parte trasera del compresor. El calentamiento se produce porque el aumento de presión de P1 a P2 requiere de una energía que hace que la temperatura vaya de T1 a T2. El calentamiento se da de forma politrópica, o sea

$$T2 = T1 \cdot \left[\frac{P2}{P1} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

Con k variando desde 1.38 hasta 4.0

El aire siempre contiene una cantidad mayor o menor de vapor de agua. Sin embargo, el aire solo puede contener una cantidad limitada de agua (hasta la cantidad de saturación). Antes que el aire comprimido llegue a las unidades consumidoras, debe conseguirse que se condense la mayor cantidad posible del vapor de agua. Si no se utiliza un compresor exento de aceite, se obtiene una mezcla comprimida de aire y aceite. Ese aceite tiene que extraerse del aire mediante un separador y, a continuación, refrigerarse.

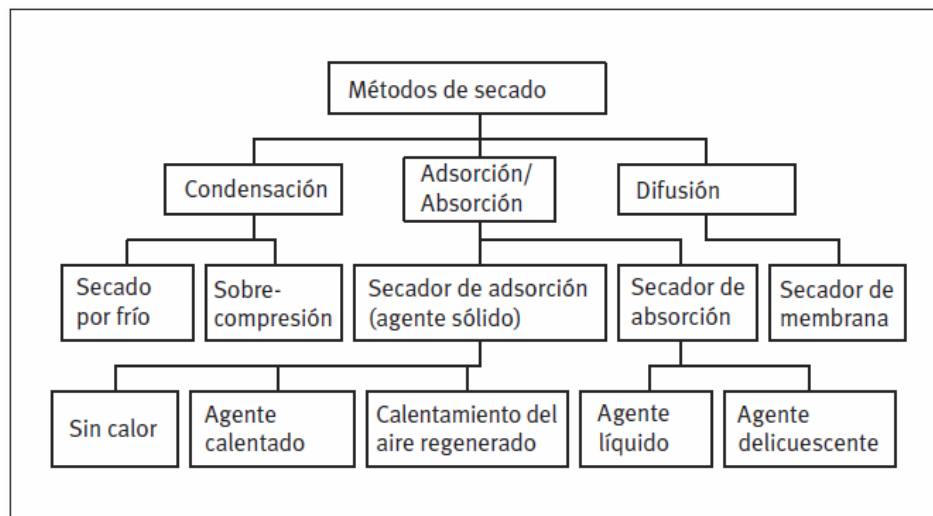
Para que los elementos de mando y los elementos funcionales neumáticos no se transformen en “elementos hidráulicos”, es recomendable secar el aire comprimido. El secado es el proceso más importante de la operación de preparación del aire. Secando bien el aire se evita la corrosión de los tubos y de los elementos neumáticos. El criterio que se aplica para medir el secado del aire es la temperatura del punto de condensación. Cuanta más alta es la temperatura del aire comprimido, más agua puede contener el aire (cantidad de saturación). Así lo demuestra la siguiente tabla

Temperatura en °C	-20	-10	0	5	10	15	20	30	50	70	90	100
Contenido máx. de vapor de agua en g/m ³	0,9	2,2	4,9	6,8	9,4	12,7	17,1	30,1	82,3	196,2	472	588

Cortesía: Hesse Drückluft FESTO

MÉTODOS DE SECADO DEL AIRE

El aire se puede secar de diversas formas como se muestra en el siguiente cuadro

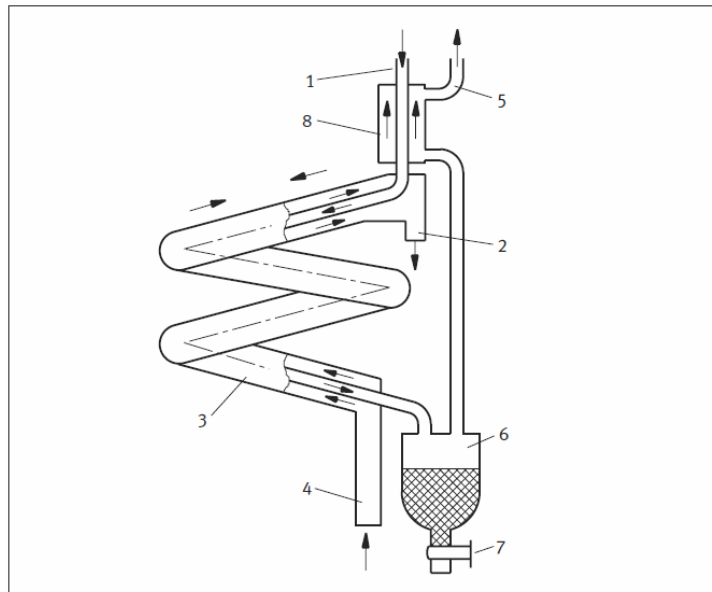


Cortesía: Hesse Drückluft FESTO

SECADO POR FRIO

En este caso, la temperatura del aire disminuye por efecto de un agente refrigerante. Así se forma condensado y disminuye el contenido de agua del aire. Tal como se puede apreciar en la figura, el aire se refrigera al fluir en el sentido contrario de un agente refrigerante. Este proceso de refrigeración suele realizarse en varias fases (refrigeración previa aire-aire y refrigeración principal aire-agente refrigerante). El punto de condensación es de aproximadamente $+1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Si la temperatura de la red no baja de $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, la red de aire comprimido ya no contiene agua. El proceso de secado por refrigeración genera aproximadamente un 3% de los costos energéticos totales correspondientes a la generación de aire comprimido. Para conseguir un ahorro mayor, puede recurrirse a secadores modernos con compresor de agente refrigerante y con regulación de las revoluciones. Este compresor adapta la cantidad del agente refrigerante circulante a la cantidad de aire que en cada momento tiene que secarse.



Cortesía: Hesse Drückluft FESTO

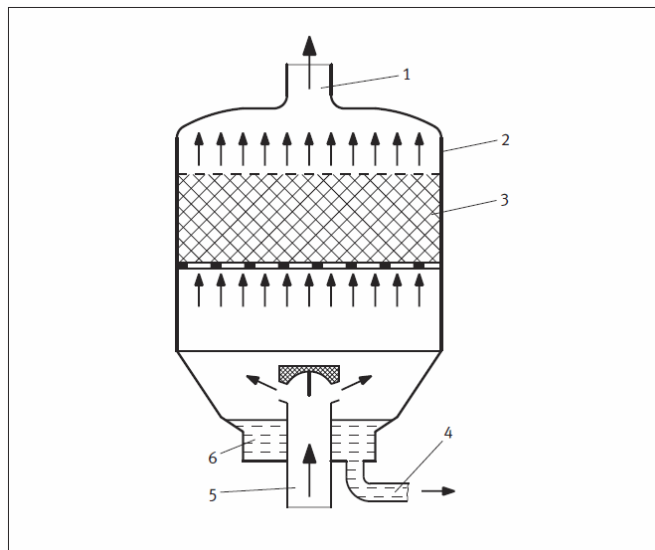
SECADO POR SOBRECOPRESIÓN

La sobrecompresión (alta compresión) es otro de los métodos utilizados para secar el aire. En este caso, el aire se somete a una presión muy superior a la que es necesaria para el funcionamiento de la unidad consumidora. El aire se refrigera, con lo que se produce condensado que se elimina. A continuación, se vuelve a bajar la presión hasta obtener el nivel necesario para el funcionamiento de los actuadores. De esta manera es posible obtener

puntos de condensación que son inferiores a $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sin embargo, este método es bastante costoso.

SECADO POR ABSORCIÓN

En el caso del secado por absorción, una sustancia química atrae la humedad que termina disolviéndose en ella. La sustancia química es una solución salina a base de NaCl. Se trata de un secador de construcción sencilla, tal como se puede apreciar en la figura. Cabe observar, sin embargo, que la sustancia química se consume. 1 kg de sal es capaz de retener aproximadamente 13 kg de condensado. Ello significa que es necesario rellenar constantemente la sustancia salina. Con este sistema, el punto de condensación puede ser de máximo $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$. También es posible utilizar otros agentes refrigerantes, tales como glicerina, ácido sulfúrico, tiza deshidratada y sal de magnesio hiperacidificado.



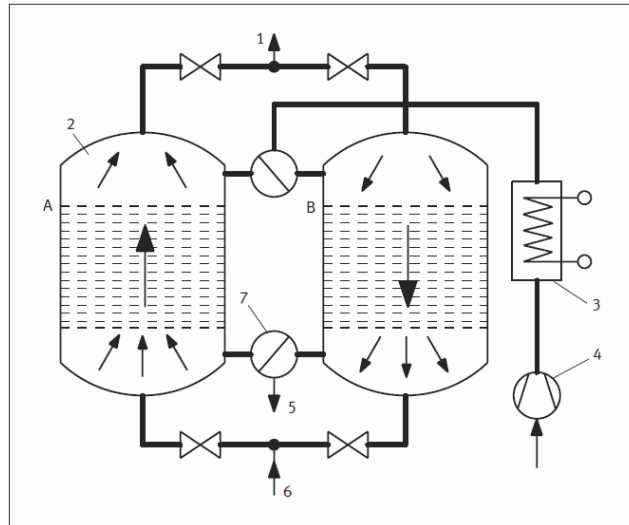
Cortesía: Hesse Drückluft FESTO

SECADO POR ADSORCIÓN

El secado por adsorción se utiliza cuando las aplicaciones exigen temperaturas extremadamente bajas (entre 0 y $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$).

El agente secante es un gel (por ejemplo, gel silícico) que también se consume, aunque es regenerable. Por ello se necesitan dos depósitos de secado (deposito con dos cámaras) para que los procesos de secado (A) y de regeneración (B) se lleven a cabo simultáneamente. La regeneración puede conseguirse en frío o caliente. Los secadores con regeneración del agente en frío cuestan menos, pero su funcionamiento es menos rentable. En la figura se aprecia un secador con regeneración por calor. Los dos secadores se activan alternamente y

según el tipo de agente secador que se utilice, se alcanzan puntos de condensación de hasta $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

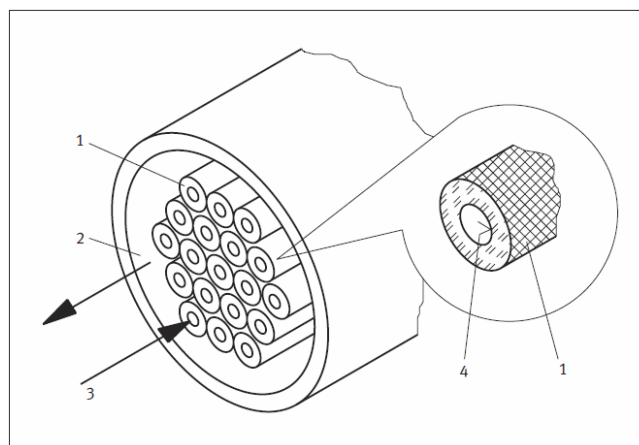


Cortesía: Hesse Drückluft FESTO

SECADORES DE MEMBRANA

Los secadores de membrana se utilizan cuando las aplicaciones exigen temperaturas extremadamente bajas (entre 0 y -70°C).

Los secadores de membrana están compuestos por un haz de fibras huecas permeables al vapor y que está circundado de aire seco que no se encuentra sometido a presión. El secado se produce a raíz de la diferencia parcial de presión entre el aire húmedo en el interior de las fibras huecas y el flujo en sentido contrario del aire seco (ver figura). El sistema procura crear un equilibrio entre la concentración de vapor de agua en ambos lados de la membrana.



Cortesía: Hesse Drückluft FESTO

Las fibras huecas son de material exento de silicona y están recubiertas de una ínfima capa que constituye la superficie de la membrana como tal. Las membranas pueden ser porosas u homogéneas. Las membranas homogéneas solo permiten el paso de determinadas moléculas, como por ejemplo las de vapor de agua. En ese caso, no cambia el contenido de oxígeno y de aceite.

El aire seco de enjuague se obtiene derivando parte del aire que ya fue sometido al proceso de secado. Este constante consumo de aire de enjuague reduce la eficiencia del secador. Por ello se está intentando encontrar soluciones apropiadas para conseguir reducir el consumo de aire. Debido a su principio de funcionamiento, estos secadores se utilizan preferentemente en tramos parciales de la red o en sus puntos finales.

Los secadores de membrana no necesitan energía adicional para regular el aire de enjuague, por lo que son muy apropiados para el uso en zonas con peligro de explosión. Es recomendable montar los secadores de membrana delante del regulador de presión de aire, ya que el efecto de secado es mayor si la presión es más alta. Asimismo, es recomendable también montar delante del secador de membrana una combinación de unidad de pre filtración y de micro filtro, ya que de esta manera aumenta la duración de las fibras huecas. Los secadores de membrana se diferencian de otros secadores principalmente por lo siguiente: Los secadores de membrana reducen la humedad en un porcentaje determinado, mientras que los secadores por frío y por adsorción lo hacen en función de un determinado punto de condensación bajo presión.

SIMBOLOGÍA SEGÚN NORMA ISO 1219 Y UNIDADES

Simbología Base (ver Norma al final de este documento)

Unidades de Fuerza, Masa, Longitud y Tiempo

Las unidades **congruentes** de fuerza, masa, longitud y tiempo simplifican mucho la solución de problemas en mecánica, igualmente mediante unidades congruentes se pueden hacer derivaciones sin referencia a ningún sistema en particular. Un sistema de unidades mecánicas es **congruente** cuando una unidad de fuerza causa que una unidad de masa sufra una unidad de aceleración. En el sistema internacional se tiene al Newton (N) como unidad de fuerza, al kilogramo (kg) como unidad de masa, al metro (m) como unidad de longitud y al segundo (s) como unidad de tiempo. Con el kilogramo, metro y segundo como unidades definidas, el Newton se deriva para satisfacer la segunda ley del movimiento de Newton.

$$1N \equiv 1kg \cdot \frac{1m}{s^2}$$

En los Estados Unidos de Norte América el sistema de unidades incluye la libra (lb) como unidad de fuerza, para la masa el slug, el pie (ft) como unidad de longitud y el segundo (s) como unidad de tiempo. El slug es la unidad de masa que una libra fuerza acelera un pie por segundo cuadrado, es decir,

$$1 lb \equiv 1slug \cdot \frac{1ft}{s^2}$$

Existe un sistema inconsecuente de unidades usado por algunos grupos de profesionales de ingeniería en los Estados Unidos de Norte América donde se usa la libra fuerza (lb), libra masa (lb_m), pie (ft) como unidad de longitud y segundo (s) como unidad de tiempo. Con las unidades inconsecuentes se requiere de una constante de proporcionalidad en la segunda ley de Newton, generalmente escrita como

$$F = \frac{m}{g_0} \cdot a$$

Al sustituir el conjunto de unidades dentro de la situación de una libra fuerza que actúa sobre una libra masa a gravedad estándar en el vacío, se sabe que la masa se acelera $32.174 ft/s^2$ es decir,

$$1 lb = \frac{1lb_m}{g_0} * (32.174ft/s^2)$$

Del cual se puede determinar g_0 :

$$g_0 = 32.174lb_m * ft/lb * s^2$$

La masa M de un cuerpo no cambia con la posición pero el peso W se determina por el producto de la masa por la aceleración de la gravedad local g:

$$W = Mg$$

Por ejemplo, donde $g = 32.174 ft/s^2$, un cuerpo que pesa $10lb$, tiene una masa de $M = (10lb/32.174)slug$. En una localidad donde $g = 31.5ft/s^2$ el peso del cuerpo es

$$W = \frac{10lb * s^2}{32.174ft} * \frac{31.5ft}{s^2} = 9.791lb$$

Cambio de unidades. Es posible cambiar de un sistema de unidades a otro conociendo la equivalencia de las unidades fundamentales del nuevo sistema con relación al antiguo.

En el sistema técnico *ST* la unidad de masa es la *U.T.M.* Factor de conversión,

$$1 \text{ U.T. } M = 9.8 \text{ kg}$$

Las unidades de longitud y tiempo no cambian, siguen siendo m y s respectivamente.

El factor de conversión de las unidades de fuerza para el SI y para el ST es:

$$1 \text{ kp} = 9.8 \text{ N}$$

En el sistema inglés las unidades de masa y longitud son el slug y el pie. Factores de conversión:

$$1 \text{ slug} = 14.59 \text{ kg}$$

$$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$$

$$1 \text{ lb} = 0.454 \text{ kp}$$

Mientras que la unidad de tiempo es la misma para todos los sistemas.

Nota: Aunque la masa y la fuerza son cosas entre sí tan distintas, al momento de resolver un problema numérico se presentan confusiones en algunos casos.

La raíz de esta confusión está en que se ha utilizado el mismo estándar para definir la unidad de masa en el sistema *Giorgi*, hoy conocido como SI y la unidad de fuerza en el ST . La unidad de masa en el sistema internacional es la masa del patrón parisino y la unidad de fuerza del sistema técnico es el peso de ese mismo patrón. La elección del patrón de fuerza fue desafortunada, porque la fuerza de la gravedad es variable en todos los puntos de la tierra y del espacio. Fue necesario especificar el peso del patrón de Paris en un lugar donde la aceleración de la gravedad es estándar, es decir, la gravedad al nivel del mar y a una latitud de 45° . Según la norma DIN 1305 $g_n = 9.80665 \frac{m}{s^2}$. Dependiendo de la ubicación respecto al nivel del mar donde la latitud (φ) y la altitud sobre el nivel del mar (h) están variando, puede utilizarse la siguiente fórmula:

$$g = 9.8060606 - 0.025027 \cos 2\varphi - 0.000003h$$

Siendo estrictos, al sustituir en esta ecuación las condiciones indicadas $h = 0$; $\varphi = 45^\circ$ se obtiene $g = 9.781034$ valor un poco más bajo que g_n .

La confusión aumentó al utilizar el mismo nombre kg a las unidades de dos magnitudes totalmente diferentes, aunque a una unidad se le llamara kg_{masa} y a la otra kg_{fuerza} . Por eso es recomendable utilizar en vez de kg_{fuerza} el de *kilopondio* o kp y en vez de kg_{masa} el *kilogramo* o kg .

Ecuación de dimensiones. La ecuación de dimensiones es una ecuación simbólica mediante la cual se expresan todas las magnitudes de la física en función de tres

magnitudes fundamentales cualesquiera elevadas a los respectivos exponentes. Aquí se emplearán como magnitudes fundamentales la masa M , la longitud L y el tiempo T cuyas dimensiones son $[M]$, $[L]$ y $[T]$ respectivamente. La ecuación de dimensiones se obtiene a partir de cualquier ecuación física (dimensionalmente homogénea), en que figure la magnitud respectiva como se verá en el siguiente ejemplo,

$$\gamma = \frac{W}{V}$$

Ecuación física: peso específico que se define como el peso de un cuerpo W dividido sobre el volumen que ocupa V .

$$[\gamma] = \frac{[W]}{[V]} = \frac{[M][a]}{[L]^3} = \frac{[M][L]}{[T]^2[L]^3} = [M][L]^{-2}[T]^{-2}$$

Explicación: el peso es una fuerza que según la segunda ley de Newton es igual a la masa por la aceleración, la masa es una magnitud fundamental $[M]$ y la aceleración es igual a una longitud $[L]$ dividida por $[T]^2$, así mismo el volumen es una magnitud derivada que equivale a $[L]^3$.

Ejercicio. Según la siguiente ecuación dimensional, determinar la magnitud física.

$$[M][L]^{-1}[T]^{-2}$$

$$[M][L]^2[T]^{-2}$$

Módulo de elasticidad.....	E	$[M][L]^{-1}[T]^{-2}$	$P_a = \frac{N}{m^2} = \frac{kg}{m \cdot s^2}$
Momento cinético.....	—	$[M][L]^2[T]^{-1}$	$\frac{kg \cdot m^2}{s}$
Momento de inercia.....	I_x, I_y, I_o	$[M][L]^2$	$kg \cdot m^2$
Par.....	—	$[M][L]^2[T]^{-2}$	$m \cdot N = \frac{kg \cdot m^2}{s^2}$
Peso específico.....	γ	$[M][L]^{-2}[T]^{-2}$	$\frac{kg}{m^2 \cdot s^2} = \frac{N}{m^3}$
Potencia.....	P	$[M][L]^2[T]^{-3}$	$W = \frac{J}{s} = \frac{kg \cdot m^2}{s^3}$
Presión.....	p	$[M][L]^{-1}[T]^{-2}$	$Pa = \frac{N}{m^2} = \frac{kg}{m \cdot s^2}$
Trabajo, energía.....	W, E	$[M][L]^2[T]^{-2}$	$N \cdot m = \frac{kg \cdot m^2}{s^2}$
Tensión superficial.....	σ	$[M][T]^{-2}$	$\frac{N}{m} = \frac{kg}{s^2}$
Viscosidad dinámica.....	η	$[M][L]^{-1}[T]^{-1}$	$Pa \cdot s = \frac{kg}{m \cdot s}$

ECUACION DE DIMENSIONES EN FUNCION DE [M], [L] Y [T] Y UNIDADES EN EL SI QUE INTERVIENEN EN LA MECANICA DE FLUIDOS

Magnitud	Simbolo	Ecuación de dimensiones en función de M, L y T	Unidad en el SI
<i>Magnitudes fundamentales</i>			
Masa.....	M, m	[M]	kg
Longitud.....	L	[L]	m
Tiempo.....	T	[T]	s
<i>Magnitudes geométricas</i>			
Angulo.....	—	Adimensional	rad
Area.....	A	[L] ²	m ²
Momento 1.º de superficie.....	—	[L] ³	m ³
Momento 2.º de superficie.....	—	[L] ⁴	m ⁴
Volumen.....	V	[L] ³	m ³
<i>Magnitudes cinemáticas</i>			
Aceleración angular.....	α	[T] ⁻²	rad/s ²
Aceleración lineal.....	a	[L][T] ⁻²	m/s ²
Caudal volumétrico.....	Q	[L] ³ [T] ⁻¹	m ³ /s
Caudal másico.....	G	[M][T] ⁻¹	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Velocidad angular.....	ω	[T] ⁻¹	rad/s
Velocidad lineal.....	v	[L][T] ⁻¹	m/s
Viscosidad cinemática.....	ν	[L] ² [T] ⁻¹	m ² /s
<i>Magnitudes dinámicas</i>			
Densidad.....	ρ	[M][L] ⁻³	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Densidad relativa.....	δ	Adimensional	—
Esfuerzo cortante.....	τ	[M][L] ⁻¹ [T] ⁻²	$P_a = \frac{N}{\text{m}^2} = \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}$
Fuerza.....	F	[M][L][T] ⁻²	$N = \frac{\text{m} \cdot \text{kg}}{\text{s}^2}$
Impulso, cantidad de movimiento.....	I	[M][L][T] ⁻¹	$N \cdot \text{s} = \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}}$

Ejemplo de aplicación

Dada la siguiente magnitud física. Determinar su ecuación dimensional

$$\gamma = \frac{W}{V}$$

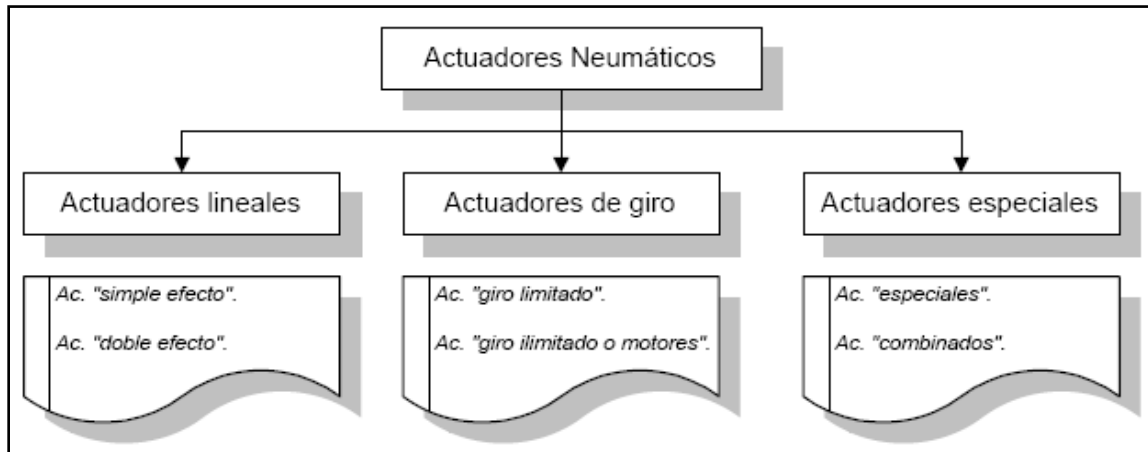
Dada la siguiente ecuación dimensional. Determinar su magnitud física

$$[M][L]^{-1}[T]^{-2}$$

$$[M][L]^2[T]^{-2}$$

ACTUADORES NEUMÁTICOS

El trabajo que realizan los actuadores neumáticos puede ser lineal o rotativo. El movimiento lineal se obtiene por medio de cilindros de émbolo o de pistón. También existen actuadores neumáticos de rotación continua (motores neumáticos) y de rotación no continua (giro limitado) como se aprecia a continuación.

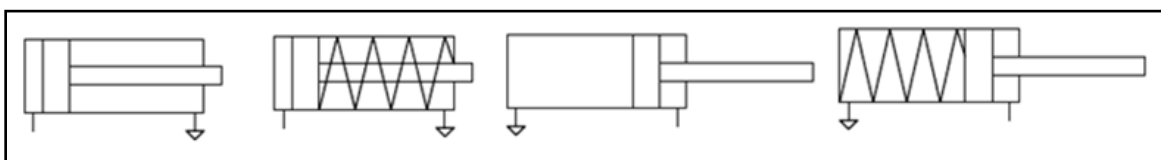


Actuadores lineales. Los cilindros neumáticos independientemente de su forma constructiva, representan los actuadores más comunes que se utilizan en los circuitos neumáticos. Existen dos tipos fundamentales de los cuales derivan construcciones especiales.

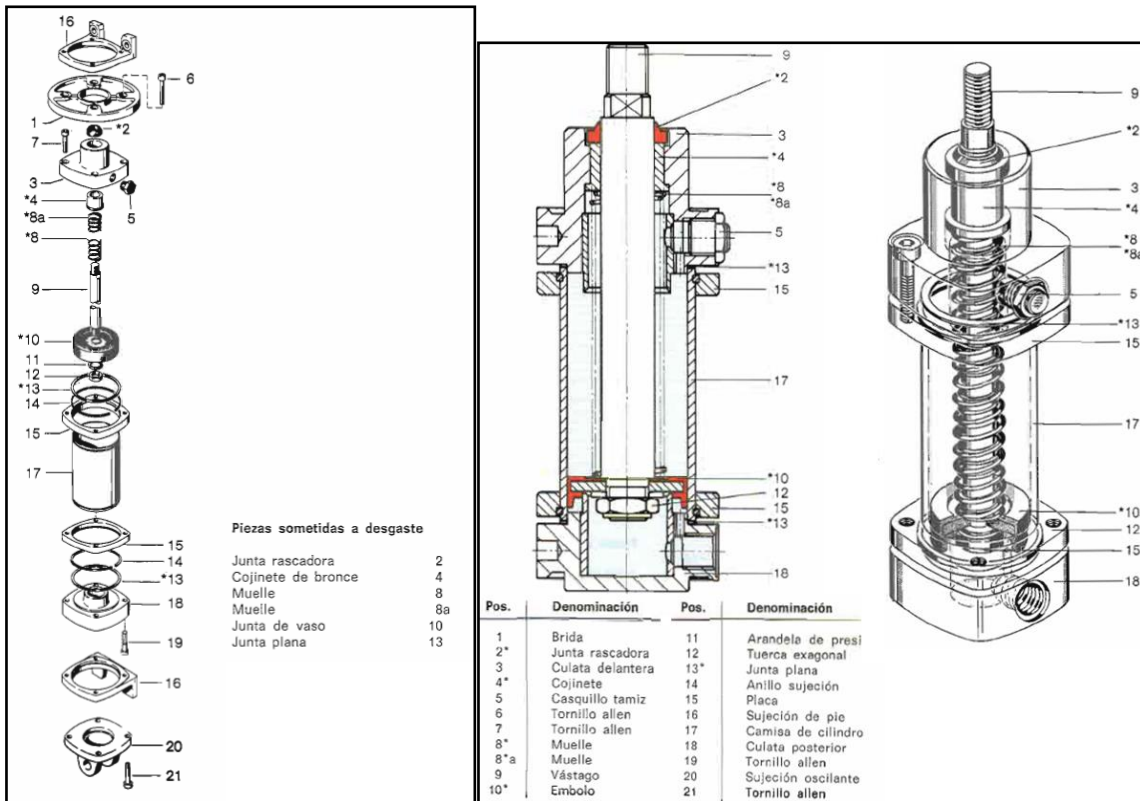
Cilindros de simple efecto. Un cilindro de simple efecto desarrolla un trabajo sólo en un sentido. El émbolo se hace retornar por medio de un resorte interno o por algún otro medio externo como cargas, movimientos mecánicos, etc. Puede ser de tipo "normalmente retraído" o "normalmente extendido".

Los cilindros de simple efecto se utilizan para sujetar, marcar, expulsar, etc. Tienen un consumo de aire algo más bajo que un cilindro de doble efecto de igual tamaño.

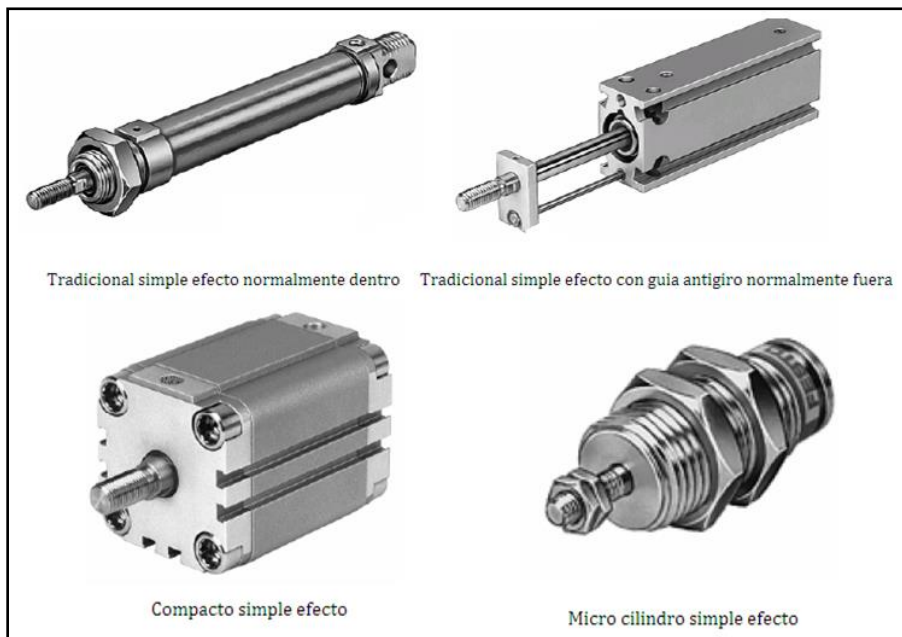
La simbología utilizada para estos actuadores según las normas ISO es la siguiente:



Cilindro de simple efecto.



La variedad constructiva de los cilindros de simple efecto es muy importante, pero todos ellos presentan mecánicamente la misma forma de trabajo. En la siguiente figura se muestran algunos ejemplos de los mismos.



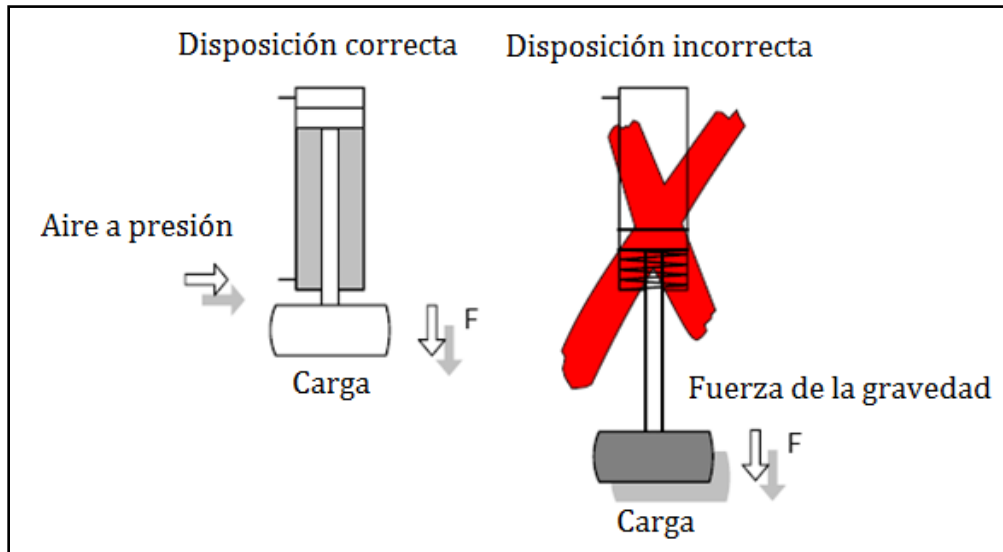
CILINDROS DE DOBLE EFECTO

Los cilindros de doble efecto son aquellos que realizan trabajo tanto en su carrera de avance como la de retroceso por acción del aire comprimido. Su denominación se debe a que emplean las dos caras del émbolo (aire en ambas cámaras), por lo tanto permiten realizar trabajo en ambos sentidos.

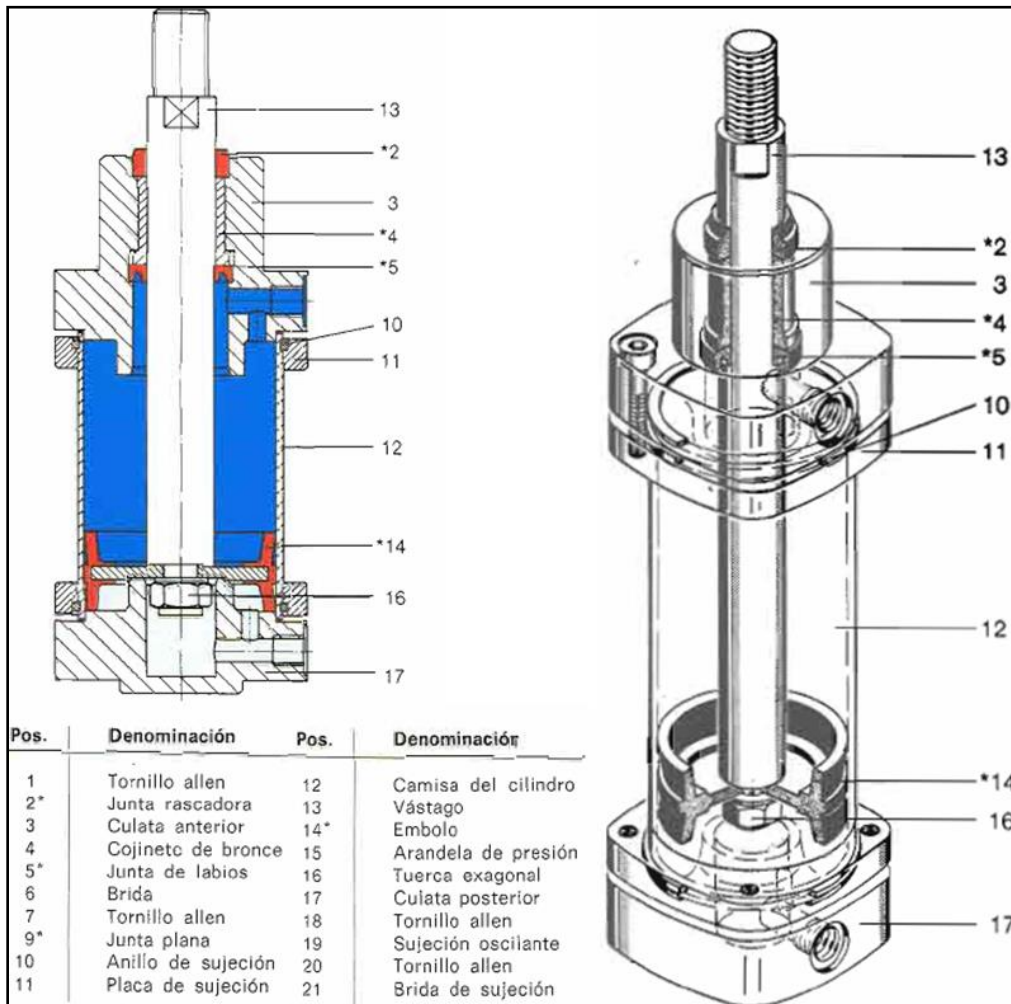
Sus componentes internos son prácticamente iguales a los de simple efecto, con pequeñas variaciones en su construcción. Algunas de las más notables se encuentran en un lado de la culata anterior, con un orificio roscado para poder realizar la inyección de aire comprimido en ambas cámaras.

El perfil de las juntas dinámicas también variará debido a que se requiere la estanqueidad entre ambas cámaras, algo innecesario en la disposición de simple efecto.

El campo de aplicación de los cilindros de doble efecto es mucho más extenso que el de los de simple efecto, incluso cuando no es necesaria la realización de esfuerzo en ambos sentidos. Esto es debido a que, por norma general (en función del tipo de válvula empleada para el control), los cilindros de doble efecto siempre contienen aire en una de sus dos cámaras, por lo tanto se asegura el posicionamiento. El concepto queda más claro con el siguiente ejemplo: Una carga se coloca en el extremo del vástago de un cilindro, el cual ha sido montado con una disposición vertical. Cuando el vástago del cilindro tenga que encontrarse en mínima posición se pueden encontrar dos casos: para el cilindro de doble efecto, el vástago mantiene la mínima posición debido a la presión introducida en la cámara. La carga se encuentra en posición correcta por lo tanto la disposición escogida es satisfactoria. Para el caso del cilindro de simple efecto, al no asegurar la posición mediante aire, el propio peso de la carga vencerá la fuerza del muelle de recuperación de modo que el vástago será arrastrado a la máxima posición. La carga no se encuentra en posición correcta y se hace evidente la mala disposición escogida. (Ver figura siguiente)



Cilindro de doble efecto y sus partes



Para poder realizar un determinado movimiento (avance o retroceso) con un actuador de doble efecto, es preciso que entre las cámaras exista una diferencia de presión. Por norma general, cuando una de las cámaras recibe aire a presión, la otra está comunicada con la atmósfera, y viceversa. Este proceso de conmutación de aire entre cámaras no es tan preocupante puesto que es realizado automáticamente por la válvula de control asociada (disposiciones de 4 ó 5 vías con 2 ó 3 posiciones).

En definitiva, se puede afirmar que los actuadores lineales de doble efecto son los componentes más habituales en el control neumático. Esto es debido a las siguientes razones.

- Se tiene la posibilidad de realizar trabajo en ambos sentidos (carreras de avance y retroceso).
- No se pierde fuerza en el accionamiento debido a la inexistencia de muelle en oposición.
- Para una misma longitud de cilindro, la carrera en doble efecto es mayor que en disposición de simple, al no existir volumen de alojamiento.

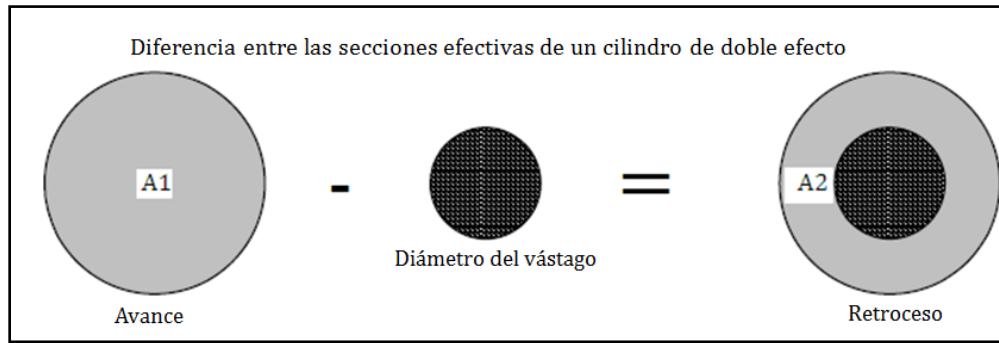
No se puede olvidar que estos actuadores consumen prácticamente el doble que los de simple efecto, al necesitar inyección de aire comprimido para producir tanto la carrera de avance como la de retroceso. También presentan un pequeño desfase entre fuerzas y velocidades en las carreras, aspecto que se detalla a continuación.

DESFASE FUERZA / VELOCIDAD

En los actuadores lineales de doble efecto, se produce un desfase entre la fuerza provocada a la salida y a la entrada del vástago, y lo mismo ocurre con la velocidad. Este efecto se debe a la diferencia que hay entre los volúmenes de las dos cámaras (en consecuencia, del volumen ocupado por el vástago del cilindro).

Cuando se aplica aire en la cámara que fuerza la salida del vástago, éste actúa sobre una superficie conocida, que se denomina A_1 (ver figura siguiente). Es conocido que el valor de la fuerza provocada responde a la fórmula $F = P \cdot A$.

Para calcular la fuerza provocada en el retroceso, se aplica la misma fórmula y el mismo valor de presión, pero se debe tener en cuenta que el área sobre la cual se aplica la fuerza ya no es A_1 , sino A_1 menos el área del vástago (ya que ésta no es efectiva) denominada A_2 .



Como resultado se puede deducir que: para un mismo valor de presión, y debido a la desigualdad de áreas, el valor de la fuerza al avance es mayor que el valor de la fuerza de retroceso.

Este mismo efecto es aplicable a la velocidad para el vástago, ya que si el volumen de la cámara de retorno es menor, para una igualdad de caudal le costará menos llenarse, y por ello la velocidad de retorno será mayor. En consecuencia se puede afirmar que en los actuadores de doble efecto, para igualdad de presión y caudal:

- La velocidad de retorno es mayor que la de avance.
- La fuerza provocada a la salida es mayor que la fuerza de retorno.

La simbología para los actuadores de doble efecto es:



SISTEMAS ANTIGIRO

Uno de los principales problemas que presentan los cilindros de émbolo convencionales es el movimiento de giro que puede sufrir el vástago sobre sí mismo, ya que tanto el émbolo como el vástago, habitualmente son de sección circular al igual que la camisa, y por ello ningún elemento evita la rotación del conjunto pistón.

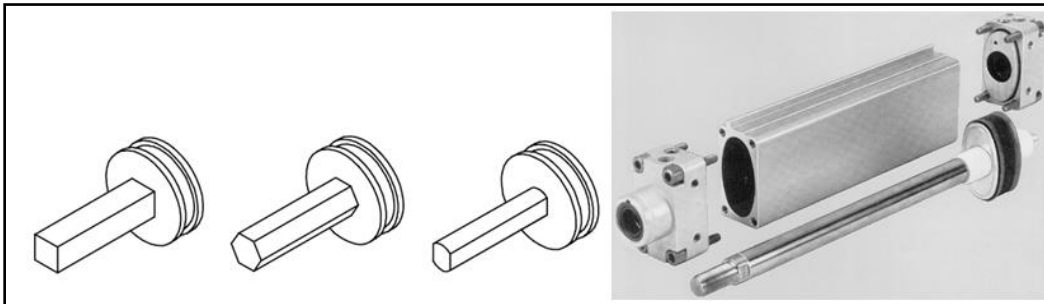
En determinadas aplicaciones, esto puede tener efectos negativos y se hace necesaria la incorporación de actuadores o elementos exteriores que realicen un efecto antigiro.

Las posibilidades que existen son: sistemas de sección no circular en el vástago, pistón y camisa, sistemas de guía (simple o doble) y sistemas doble vástago.

SECCIÓN NO CIRCULAR

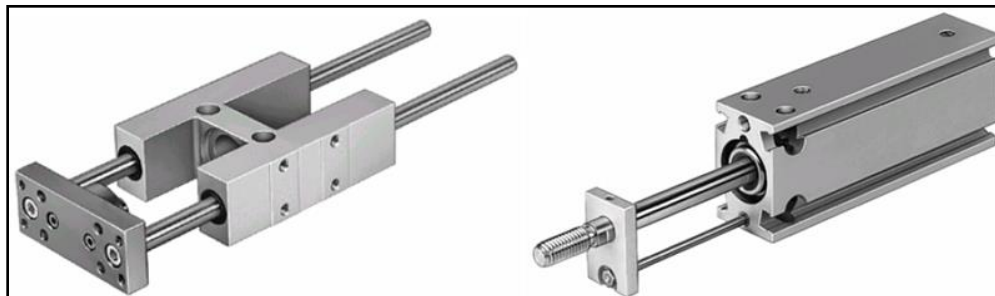
Una de las primeras soluciones adoptadas, fue sustituir la clásica sección del vástago (circular) por otros perfiles que no permitían el giro sobre sí mismo. Algunos de estos perfiles fueron cuadrados y ovalados pero presentaban el problema de una difícil mecanización y un precio excesivo del componente, además de presentar un grado de estanqueidad bastante bajo, ya que el perfil de las juntas dinámicas y estáticas no es el más adecuado.

Otra solución corresponde al trabajo mediante secciones de vástago circulares pero marcando la función anti giro sobre el perfil interior de la camisa del cilindro y en consecuencia del émbolo.



SISTEMAS DE GUÍA

Las unidades de guía son elementos mecánicos exteriores que se encargan de guiar el vástago al mismo tiempo que lo protegen de las fuerzas de giro y de flexiones externas. Se fabrican en acero y se acoplan sobre la culata anterior de los cilindros normalizados. En su interior se encuentran unos cojinetes de bronce sintetizado por los cuales se deslizan las varillas guías (en ocasiones pueden ser rodamientos lineales, los cuales aportan una mayor fiabilidad, reducen el rozamiento pero incrementan el costo de la unidad).



ACTUADORES DE GIRO

Los actuadores rotativos son los encargados de transformar la energía neumática en energía mecánica de rotación. Para estos tipos de actuadores, se tienen dos grandes grupos

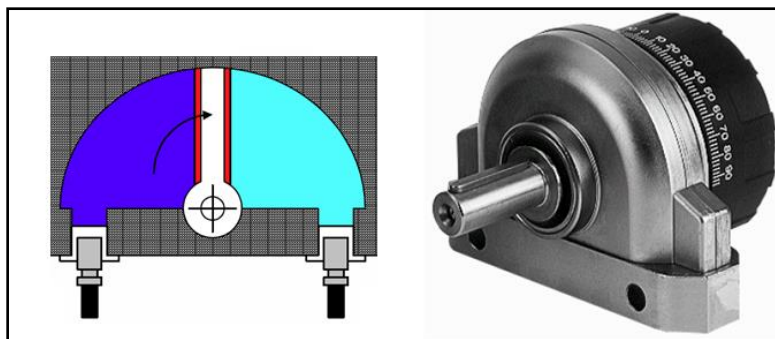
Actuadores de giro limitado, que son los que proporcionan movimiento de giro pero no llegan a producir una revolución completa. Existen disposiciones de simple y doble efecto para ángulos de giro de 90 grados, 180 grados, hasta un valor máximo de unos 300 grados.

Motores neumáticos, que son aquellos que proporcionan un movimiento rotatorio constante. Se caracterizan por proporcionar un elevado número de revoluciones por minuto. A continuación se explican detalladamente los 3 principales actuadores de giro que se pueden encontrar en el mercado, los cuales representan a motores y actuadores de giro limitado.

ACTUADOR DE PALETA

El actuador de giro de tipo paleta quizá sea el más representativo dentro del grupo que forman los actuadores de giro limitado. Estos actuadores realizan un movimiento de giro que rara vez supera los 270 grados, incorporando unos topes mecánicos que permiten la regulación de este giro.

Están compuestos por una carcasa, en cuyo interior se encuentra una paleta que delimita las dos cámaras. Solidario a esta paleta, se encuentra el eje, que atraviesa la carcasa exterior. Es precisamente en este eje donde se obtiene el trabajo, en este caso en forma de movimiento angular limitado. El funcionamiento es similar al de los actuadores lineales de doble efecto. Al aplicar aire comprimido a una de sus cámaras, la paleta tiende a girar sobre el eje, siempre y cuando exista diferencia de presión con respecto a la cámara contraria (generalmente comunicada con la atmósfera). Si la posición es inversa, se consigue un movimiento de giro en sentido contrario.



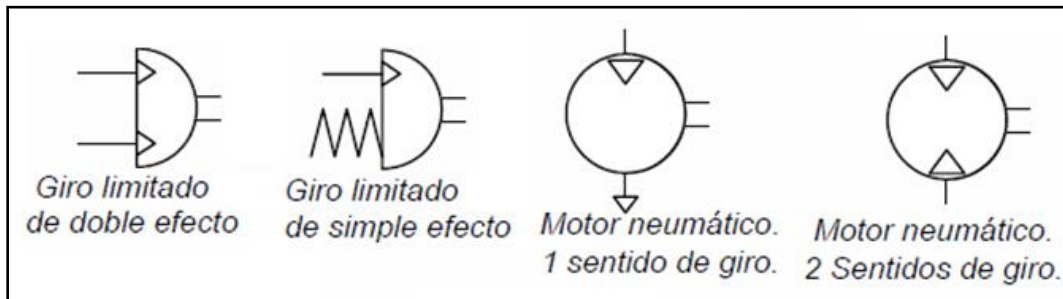
MOTORES DE PALETAS

Como ya se ha mencionado anteriormente, los motores neumáticos son los encargados de la transformación de la energía neumática en energía mecánica (movimiento rotatorio constante).

Dentro de la variada gama de motores neumáticos, los más representativos son los del tipo “de paletas”, también conocidos como “de aletas”. Debido a su construcción sencilla y peso reducido, su aplicación se ha extendido bastante en los últimos años.

Su constitución interna es similar a la de los compresores de paletas, es decir, un rotor ranurado, en el cual se alojan una serie de paletas, que gira excéntricamente en el interior del estator. Las paletas dentro de las ranuras se deslizan hacia las paredes internas del estator por acción de la fuerza centrífuga cuando se aplica una corriente de aire a presión.

La simbología para estos actuadores según las normas ISO es:



CÁLCULOS DE CILINDROS

A continuación se analizarán brevemente los principales aspectos a tener en cuenta a la hora de calcular un cilindro. No obstante, lo más recomendable es acudir siempre a los datos aportados por el fabricante donde se muestran tablas para los esfuerzos desarrollados, máximas longitudes de flexión y pandeo, etc.

FUERZA DEL ÉMBOLO

La fuerza ejercida por un elemento de trabajo depende principalmente de la presión del aire, del diámetro del cilindro y del rozamiento de las juntas. La fuerza teórica del émbolo se calcula con la siguiente fórmula:

$$F = (P \cdot A) - R$$

Ejemplo. Para mover una carga de 800 N se dispone de un compresor que genera 6 bares en la red neumática. Determinar el diámetro del émbolo necesario y ajustar la presión de trabajo de ser necesario.

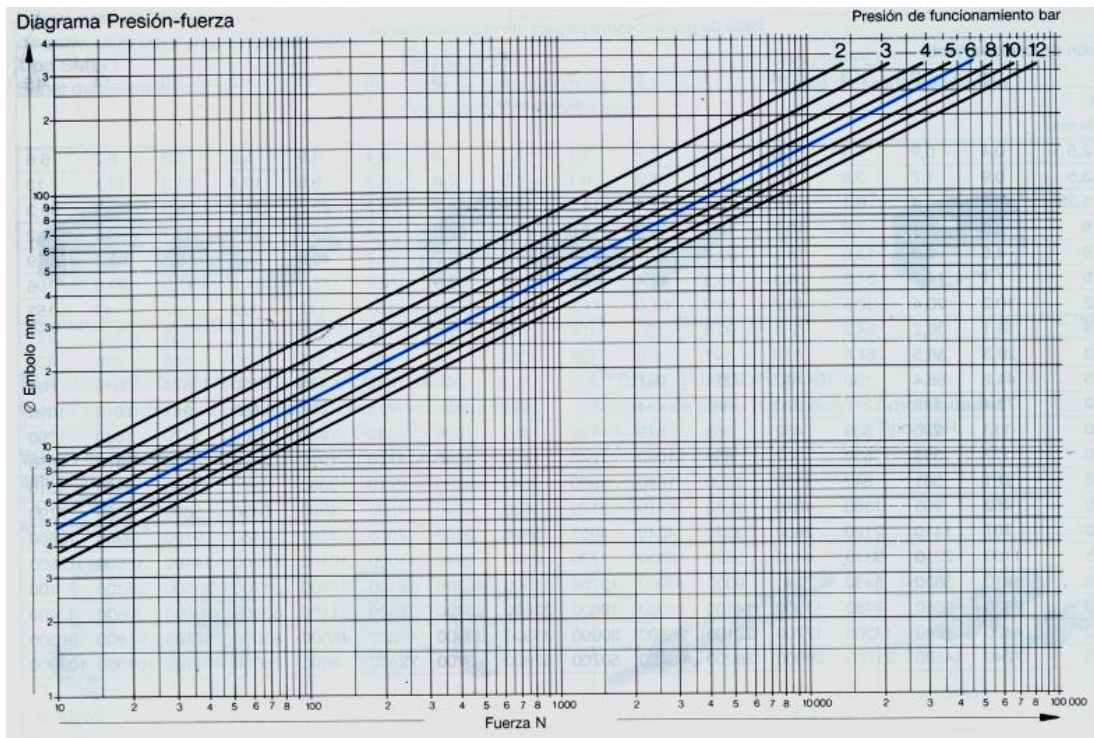


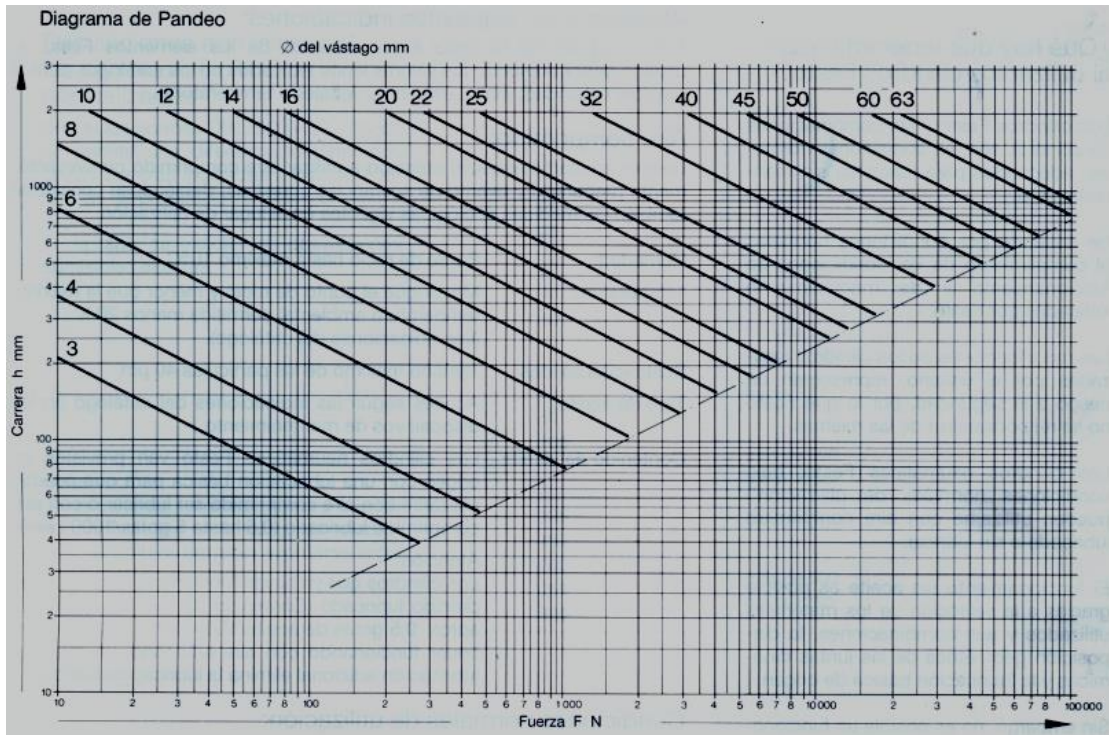
Tabla de presión-esfuerzo para cilindros neumáticos																
Presión de funcionamiento bar		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Ø del émbolo mm	Fuerza en N															
2,5	0,4	0,9	1,3	1,8	2,2	2,7	3,1	3,5	4	4,4	4,9	5,3	5,7	6,2	6,6	
3,5	0,9	1,7	3,8	3,5	4,3	5,2	6,1	6,9	7,8	8,7	9,5	10,4	11,3	12,1	13	
5,35	2	4	6,1	8,1	10,1	12,1	14,2	16,2	18,2	20,2	22,2	24,3	26,3	28,3	30,3	
6	2,5	5,1	7,6	10,2	12,7	15,3	17,8	20,4	22,9	25,4	28,0	30,5	33,1	35,6	38,2	
8	4,5	9,0	13,6	18,1	22,6	27,1	31,7	36,2	40,7	45,2	49,8	54,3	58,8	63,3	67,9	
10	7,1	14,1	21,2	28,3	35,3	42,4	49,5	56,5	63,6	70,7	77,8	84,8	91,9	99,0	106	
12	10,2	20,4	30,5	40,7	50,9	61,0	71,3	81,4	91,6	101	112	122	132	143	153	
16	18,1	36,2	54,3	72,4	90,5	109	127	145	163	181	199	217	235	253	271	
20	28,3	56,5	84,8	113	141	170	198	226	254	283	311	339	368	396	424	
25	44,2	88,4	133	177	221	265	309	353	398	442	486	530	574	619	663	
32	72,4	145	217	290	362	434	507	579	651	724	796	869	941	1010	1090	
40	113	226	339	452	565	679	792	905	1020	1130	1240	1360	1470	1580	1700	
50	177	353	530	707	884	1060	1240	1410	1590	1770	1940	2120	2300	2470	2650	
63	281	561	842	1120	1400	1680	1960	2240	2520	2810	3090	3370	3650	3930	4210	
80	452	905	1360	1810	2260	2710	3170	3620	4070	4520	4980	5430	5880	6330	6790	
100	707	1410	2120	2830	3530	4240	4950	5650	6360	7070	7780	8480	9190	9900	10600	
125	1100	2210	3310	4420	5520	6630	7730	8840	9940	11000	12100	13300	14400	15500	16600	
160	1810	3620	5430	7240	9050	10900	12700	14500	16300	18100	19900	21700	23500	25300	27100	
200	2830	5650	8480	11300	14100	17000	19800	22600	25400	28300	31100	33900	36800	39600	42400	
250	4420	8840	13300	17700	22100	26500	30900	35300	39800	44200	48600	53000	57400	61900	66300	
320	7240	14500	21700	29000	36200	43400	50700	57900	65100	72400	79600	86900	94100	101000	109000	

DIAGRAMA DE PANDEO

Para grandes carreras y cargas elevadas el vástago tiende a desarrollar fuerzas de pandeo. La carga admisible del vástago no debe sobrepasar determinados valores máximos que dependen de la cerrera y del diámetro del vástago.

El diagrama de pandeo es útil para calcular el diámetro del vástago y el tipo de cilindro.

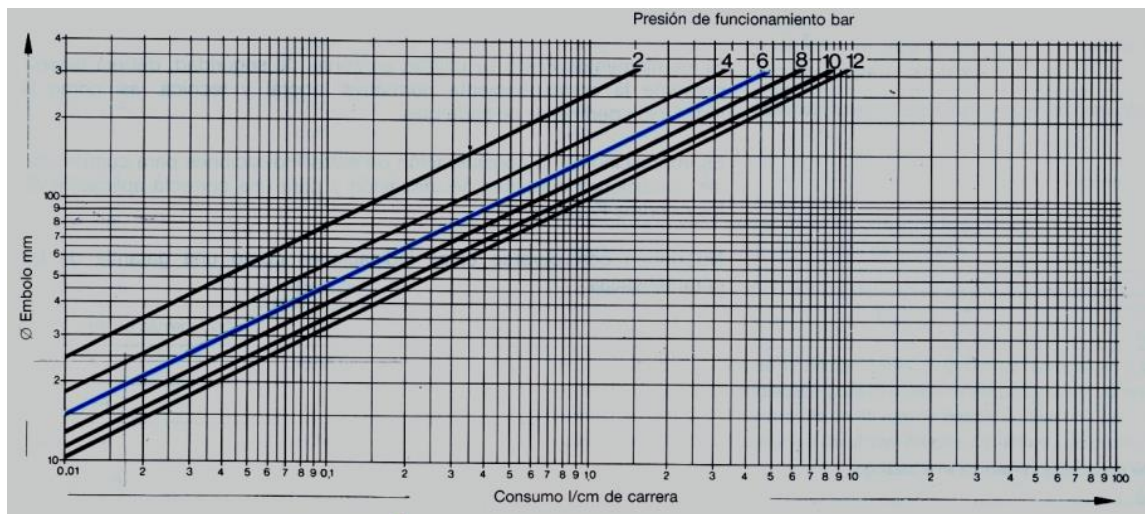
Ejemplo: Se debe mover una carga de 800 N y se dispone de un cilindro con 500 mm de carrera y con un diámetro de pistón de 50 mm. Determinar el diámetro del vástago y el tipo de cilindro más adecuado.



CONSUMO DE AIRE DE LOS ACTUADORES

El consumo de aire determina los gastos de explotación y se puede calcular por medio de la siguiente fórmula.

El consumo de aire se puede calcular utilizando directamente la siguiente tabla



VÁLVULAS

Los circuitos neumáticos e hidráulicos están constituidos por los actuadores que efectúan el trabajo y por aquellos elementos de señalización y de mando que gobiernan el paso del aire comprimido, y por lo tanto la maniobra de aquellos, denominándose de una manera genérica válvulas.

Estos elementos tienen como finalidad mandar o regular la puesta en marcha o el paro del sistema, el sentido del flujo, así como la presión o el caudal del fluido procedente del depósito regulador.

Según su función las válvulas se subdividen en los grupos siguientes:

1. Válvulas de vías o distribuidoras
2. Válvulas de bloqueo
3. Válvulas de presión
4. Válvulas de caudal y de cierre

VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS

Estas válvulas son los componentes que determinan el camino que ha de seguir el aire en cada momento, gobernando al mismo tiempo el sentido de desplazamiento de los actuadores. Trabajan en dos o más posiciones fijas determinadas. En principio, no pueden trabajar en posiciones intermedias.

REPRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA DE LAS VÁLVULAS

Análogamente que en los actuadores es preciso utilizar una representación simbólica para expresar gráficamente las válvulas.

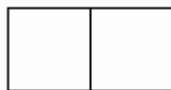
La representación que se utiliza corresponde a la norma ISO 1219, que es idéntica a la norma de la Comisión Europea de las Transmisiones Neumáticas y Oleohidráulicas (CETOP). Se trata de una representación que refleja la función y el funcionamiento de las válvulas de una manera significativa.

La siguiente tabla muestra la nomenclatura utilizada en las válvulas neumáticas e hidráulicas.

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

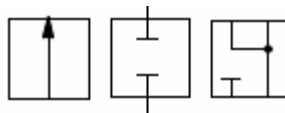
Cada posición que puede adoptar una válvula distribuidora se representa por medio de un cuadrado.

El número de cuadrados yuxtapuestos indica el número de posibles posiciones de la válvula distribuidora.



El funcionamiento de cada posición se representa esquemáticamente en el interior de cada casilla

Las líneas representan los conductos internos de la válvula. Las flechas, el sentido exclusivo o prioritario de circulación del fluido.



Las posiciones de cierre dentro de las casillas se representan mediante líneas transversales (horizontales).

La unión de conductos internos se representa mediante un punto.

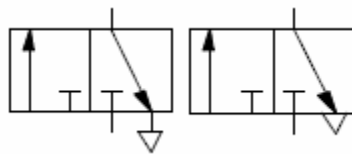
Las conexiones externas (entradas y salidas) se representan por medio de trazos unidos a la casilla que esquematiza la posición de reposo inicial. Las uniones con los actuadores figuran en la parte superior y la alimentación de aire comprimido y el escape en la inferior.

Si la válvula es de tres posiciones, la intermedia es en principio la de reposo.

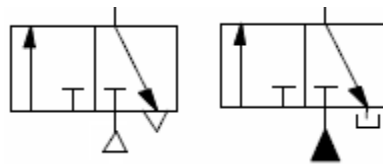
Por posición de reposo se entiende, en el caso de válvulas con dispositivo de reposición automática, aquella posición que ocupa cuando sobre la válvula no se ejerce ninguna acción. Se denomina igualmente posición estable y la válvula se dice que es monoestable.

Los conductos de escape a través de un conducto se representan con un triángulo ligeramente separado del símbolo de la válvula.

Los conductos de escape sin empalme de tubo, es decir cuando el aire se evacua directamente a la atmósfera se representan mediante un triángulo unido al símbolo de la válvula.



Si el fluido que circula es aire comprimido, es decir en neumática, el triángulo tendrá aristas negras y fondo blanco. Si se trata de aceite, o sea en oleohidráulica, el triángulo será negro en su totalidad.



Las conexiones externas se identifican por medio de letras mayúsculas ó números:

- Tuberías o conductos de trabajo, es decir las uniones con los actuadores: A, B o bien 2, 4
- Conexión con la alimentación del aire comprimido: P ó 1
- Salida de escape R, S, o 3, 5
- Tuberías o conductos de pilotaje (maniobra con aire comprimido) X, Y, Z o 12, 14

Las válvulas distribuidoras se denominan por su número de vías o conexiones con el exterior y el de posiciones posibles, separadas por una barra; por ejemplo una válvula 3/2 significa que tiene tres conexiones con el exterior (una con un actuador, otra la alimentación y la tercera el escape) y que puede ocupar dos posiciones diferentes.

ACCIONAMIENTO DE VÁLVULAS

Las válvulas pueden ser accionadas de diferentes maneras, incluso pueden accionarse de manera distinta en un sentido u otro. El accionamiento puede ser manual, mecánico,

neumático o eléctrico. El primero se hace mediante pulsador, palanca o pedal. El mecánico se efectúa por medio de una leva, muelle o rodillo; éste puede ser normal o escamoteable, es decir si sólo actúa cuando se desplaza el rodillo en un sentido mientras que en el otro se retrae.

En el accionamiento neumático se utiliza aire comprimido del mismo circuito o de otro auxiliar para maniobrar la posición de la válvula. Generalmente se necesita una presión mínima del aire (presión mínima de pilotaje o de mando) para poder accionar la válvula. Dicha presión se especifica en los catálogos en función de la presión de trabajo del circuito. El accionamiento eléctrico se efectúa con la fuerza que se provoca al hacer pasar una corriente eléctrica alrededor de una bobina con un núcleo de hierro desplazable en su interior. Tiene muchas ventajas frente al resto de accionamientos y da lugar a una tecnología conocida como Electroneumática que se estudiará más adelante.

Los accionamientos se representan en las líneas laterales de los cuadrados extremos que simbolizan las válvulas, mediante un pequeño símbolo. La simbología para estos accionamientos se detalla en la norma ISO 1219.

CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS DE LAS VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS

Las características constructivas de las válvulas determinan su forma de trabajar, la fuerza de accionamiento requerida, el desplazamiento del obturador, su grado de estanquidad, sus conexiones externas (racores), su tamaño, su robustez y posible duración además de otras características.

Según su construcción, se distinguen los tipos siguientes:

- Válvulas de asiento
- Válvulas de corredera

VÁLVULAS DE ASIENTO

En estas válvulas el obturador está formado por bolas, semiesferas, discos, placas o conos que apoyan sobre un asiento, obteniendo una perfecta estanquidad de una manera muy simple.

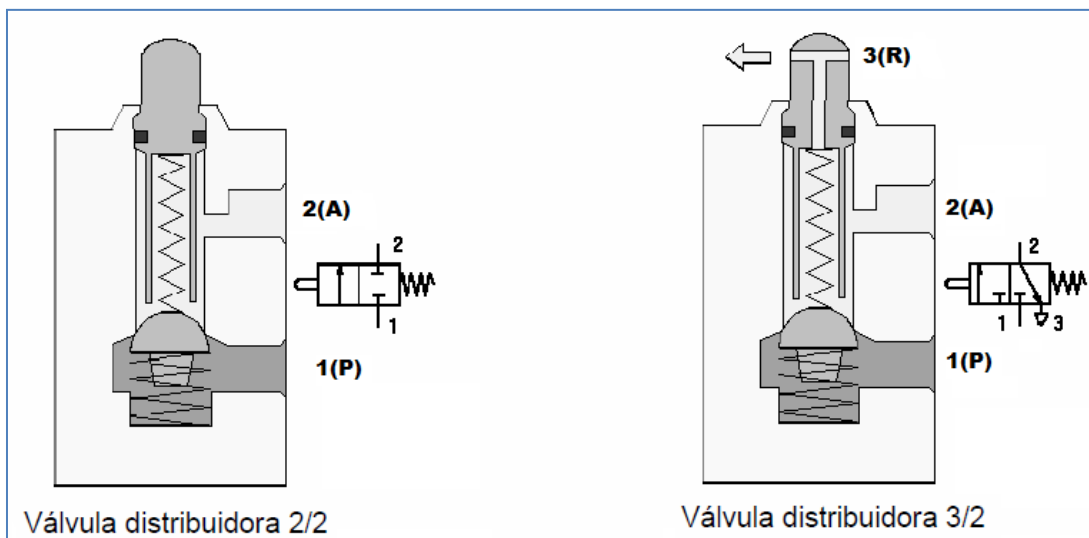
Los elementos de desgaste son muy pocos y, por tanto, estas válvulas tienen gran duración. Son insensibles a la suciedad y muy robustas.

Normalmente cuentan con un muelle incorporado para el reposicionamiento y se requiere una fuerza de accionamiento relativamente elevada para vencer la resistencia de éste y de la presión del aire. Sin embargo, el desplazamiento necesario del obturador para pasar de posición abierta a cerrada es muy reducido.

Algunas de las soluciones constructivas existentes no son capaces de evitar que se escape aire a la atmósfera cuando la conmutación se produce de forma lenta. Este fenómeno indeseable se conoce como solape.

VÁLVULAS DE ASIENTO ESFÉRICO

Estas válvulas son de concepción muy simple y, por tanto, muy económicas. Se distinguen por sus dimensiones muy pequeñas. Un muelle mantiene fija la bola contra el asiento y el aire comprimido no puede fluir del empalme 1 (P) hacia la tubería de trabajo 2 (A). Al accionar la válvula, la bola se separa del asiento. Es necesario vencer la resistencia del muelle de reposicionamiento y la fuerza del aire comprimido. Estas válvulas distribuidoras pueden ser 2/2 o bien 3/2 con escape a través del dispositivo de accionamiento. El accionamiento puede ser manual o mecánico.

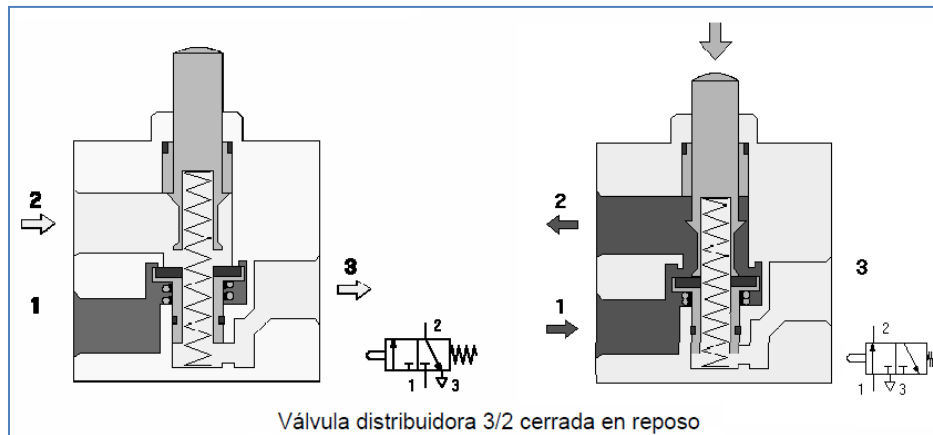


VÁLVULAS DE ASIENTO PLANO

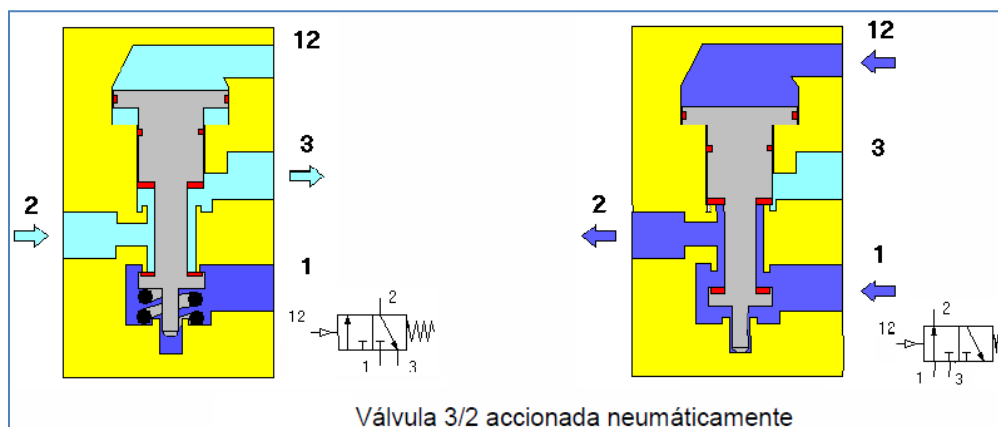
Disponen de una junta simple que asegura la estanquidad necesaria. El tiempo de respuesta es muy pequeño puesto que con un desplazamiento corto se consigue un gran caudal paso.

También estas válvulas son insensibles a la suciedad y tienen, por eso, una duración muy larga.

En estas válvulas al accionar el taqué (dispositivo de accionamiento) se cierra primeramente el conducto de escape de A (2) hacia R (3) porque el taqué asienta sobre el disco, antes de abrir el conducto de P (1). Al seguir presionando, el disco se separa del asiento, y el aire puede circular de P (1) hacia A (2). Se dice que la válvula carece de solape. En la siguiente figura se representa una válvula normalmente cerrada de este tipo.



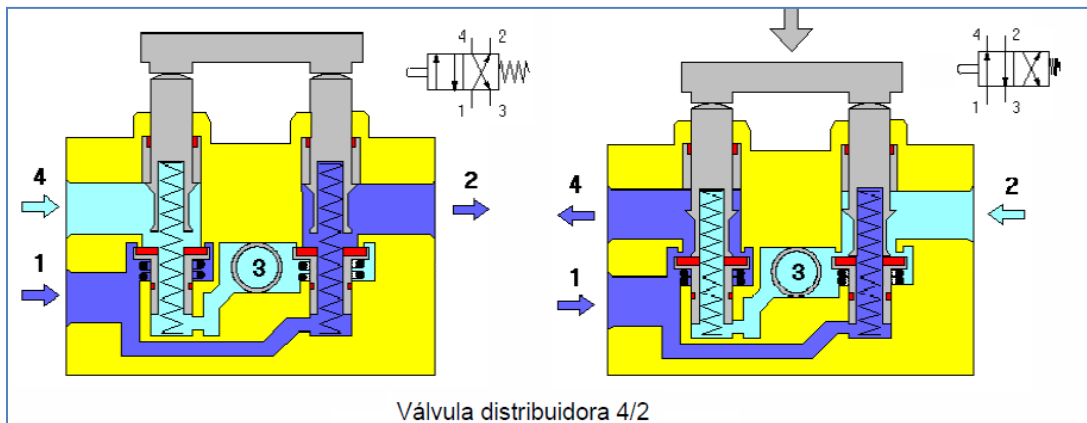
Las válvulas pueden accionarse manualmente o por medio de elementos mecánicos, eléctricos o neumáticos. El caso de una válvula 3/2 accionada neumáticamente puede verse en la siguiente figura. Al aplicar aire comprimido al émbolo de mando a través del empalme Z (12) se desplaza el émbolo de la válvula venciendo la fuerza del muelle de reposicionamiento. Se unen los conductos P (1) y A (2). Cuando se pone a escape el conducto de mando Z (12), el émbolo de mando regresa a su posición inicial por el efecto del muelle montado. El disco cierra el paso de P (1) hacia A (2). El aire de salida del conducto de trabajo A (2) puede escapar por R (3). Se trata de una válvula con solape, pues en el primer momento en que desciende el émbolo se ponen en contacto 1, 2 y 3 simultáneamente.



Una válvula 4/2 que trabaja según este principio es una combinación de dos válvulas 3/2, una de ellas normalmente cerrada y la otra normalmente abierta alojadas dentro de la misma carcasa.

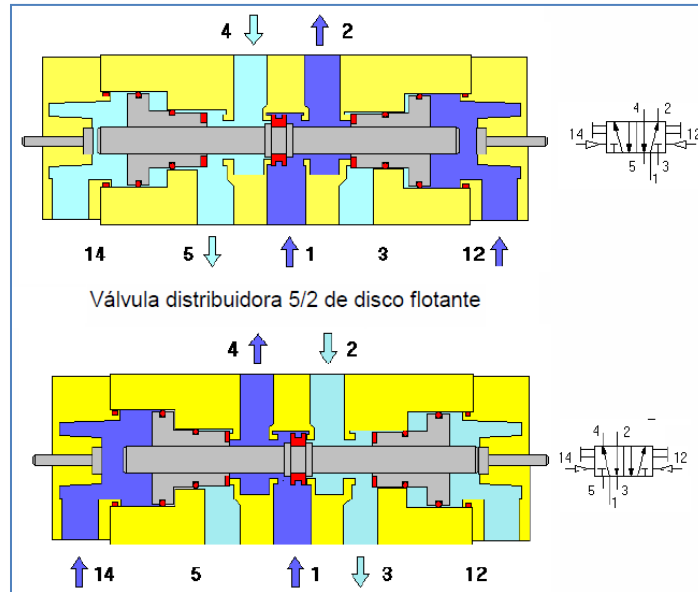
Los conductos de P (1) hacia B (2) y de A (4) hacia R (3) están abiertos. Al accionar simultáneamente los dos taqués, se cierra el paso de P (1) hacia B (2) y de A (4) hacia R (3). Al seguir accionando los taqués contra los discos, venciendo la fuerza de los muelles de reposicionamiento, se abren los pasos de P (1) hacia A (4) y de B (2) hacia R (3) como se verá a continuación.

Esta válvula tiene un escape sin solape y regresa a su posición inicial por la fuerza de los muelles. Se emplea para mandos de cilindros de doble efecto.



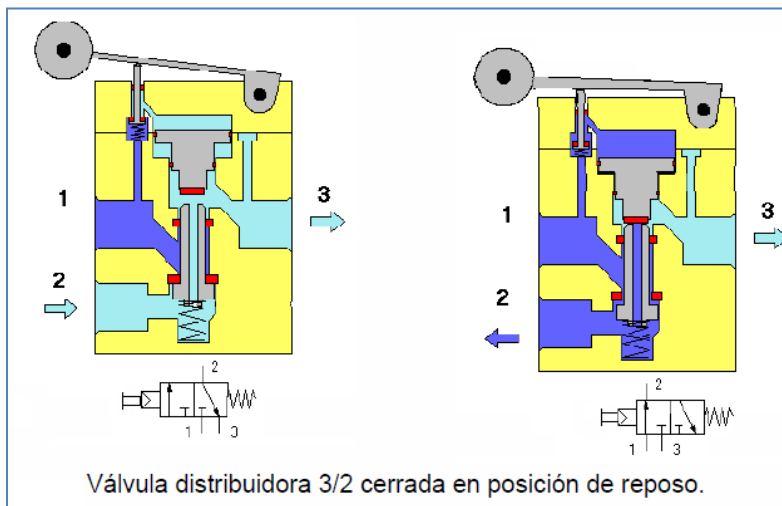
En la siguiente figura se observa una válvula distribuidora 5/2 denominada de disco flotante. Se invierte alternativamente por pilotaje mediante aire comprimido y permanece en la posición correspondiente hasta que recibe un impulso inverso. Se dice que es una válvula biestable. Al recibir presión, el émbolo de mando se desplaza. En el centro de dicho émbolo se encuentra un disco con una junta anular, que une los conductos de trabajo A (2) ó B (4) con empalme de presión P (1) ó los separa de éste. El escape se realiza a través de R (3) ó S (5).

Aunque en un principio pudiera parecer que se trata de una válvula de corredera, se trata de una válvula de asiento, pues aunque dispone de una corredera la estanquidad se consigue mediante asiento.



VÁLVULA DISTRIBUIDORA 3/2, SERVOPILOTADA

Cuando la válvula tiene un diámetro medio o grande se requiere un esfuerzo de accionamiento superior al que en determinados casos es factible. Para obviar esta dificultad se utiliza el denominado servo pilotaje que consiste en actuar sobre una pequeña válvula auxiliar, que abierta deja paso al aire para que actúe sobre la válvula principal. Es decir el servo pilotaje es simplemente un multiplicador de esfuerzos.



Funcionamiento

La válvula con servo pilotaje posee en su interior un pequeño conducto con una válvula auxiliar que conecta presión (1) con la cámara del émbolo que acciona la válvula. Cuando se acciona el rodillo, se abre la válvula auxiliar de servo pilotaje, el aire comprimido circula

hacia la cámara superior del émbolo que al desplazarlo modifica la posición de la válvula principal 3/2.

La inversión se realiza en dos fases para evitar el solape. En primer lugar se cierra el conducto de A (2) hacia R (3), y luego se abre el P (1) hacia A (2). La válvula se reposiciona por muelle al soltar el rodillo. Se cierra el paso de la tubería de presión hacia la cámara del émbolo y se purga de aire. El muelle hace regresar el émbolo de mando de la válvula principal a su posición inicial.

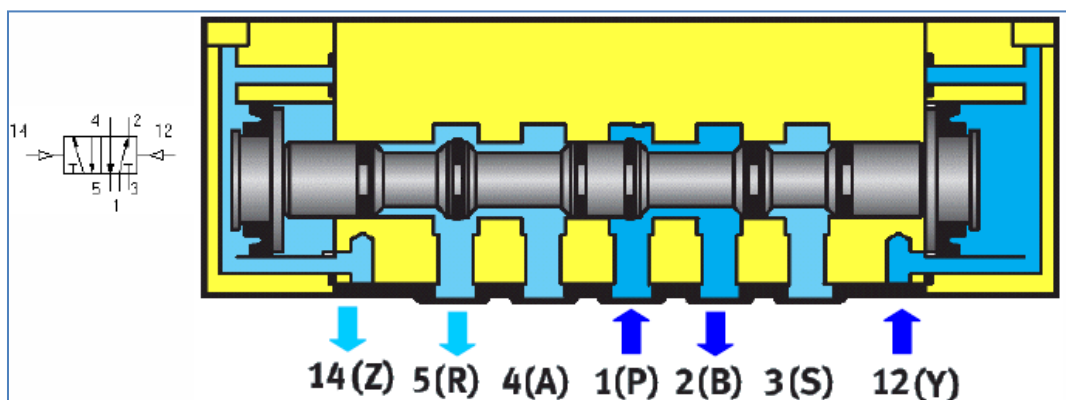
Este tipo de válvula puede emplearse opcionalmente como válvula normalmente abierta o normalmente cerrada.

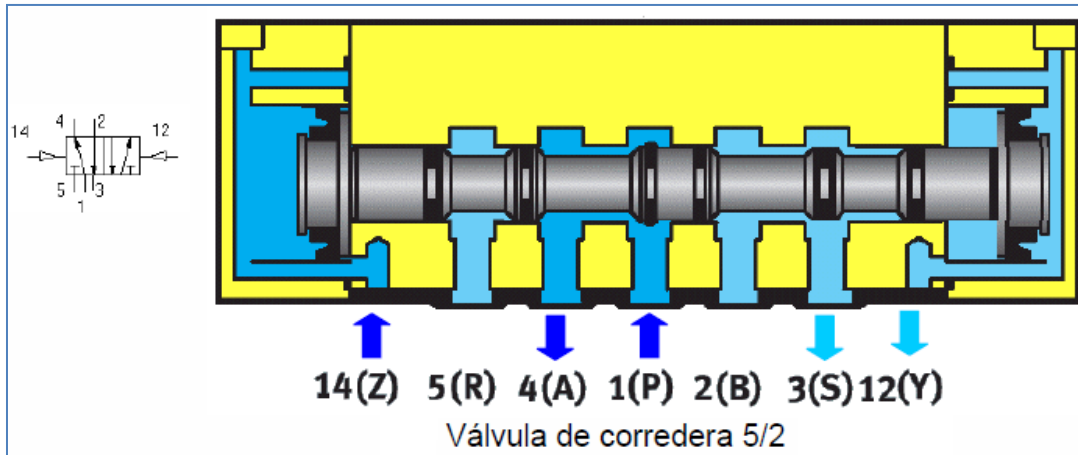
VÁLVULAS DE CORREDERA

En estas válvulas, las conexiones externas se relacionan unas con otras o se cierran por medio de una corredera longitudinal o giratoria, que se desplaza o gira dentro de un cuerpo de válvula.

VÁLVULA DE CORREDERA LONGITUDINAL

El elemento de mando de esta válvula es un émbolo que realiza un desplazamiento longitudinal, uniendo o separando al mismo tiempo los correspondientes conductos. La corredera está formada por cilindros y discos coaxiales de diferente diámetro dispuestos consecutivamente. La fuerza de accionamiento requerida es reducida, porque no hay que vencer una resistencia de presión de aire o de muelle, como en el caso de las válvulas de asiento. Las válvulas de corredera longitudinal pueden accionarse manualmente o mediante medios mecánicos, eléctricos o neumáticos. Estos tipos de accionamiento también pueden emplearse para reposicionar la válvula a su posición inicial. La carrera es mayor que en las válvulas de asiento.



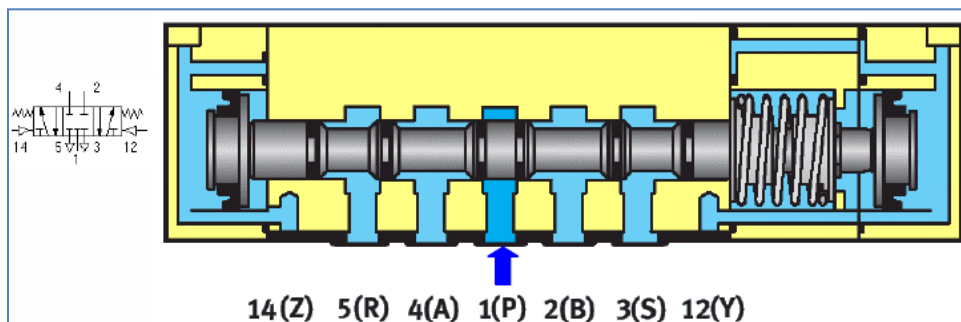


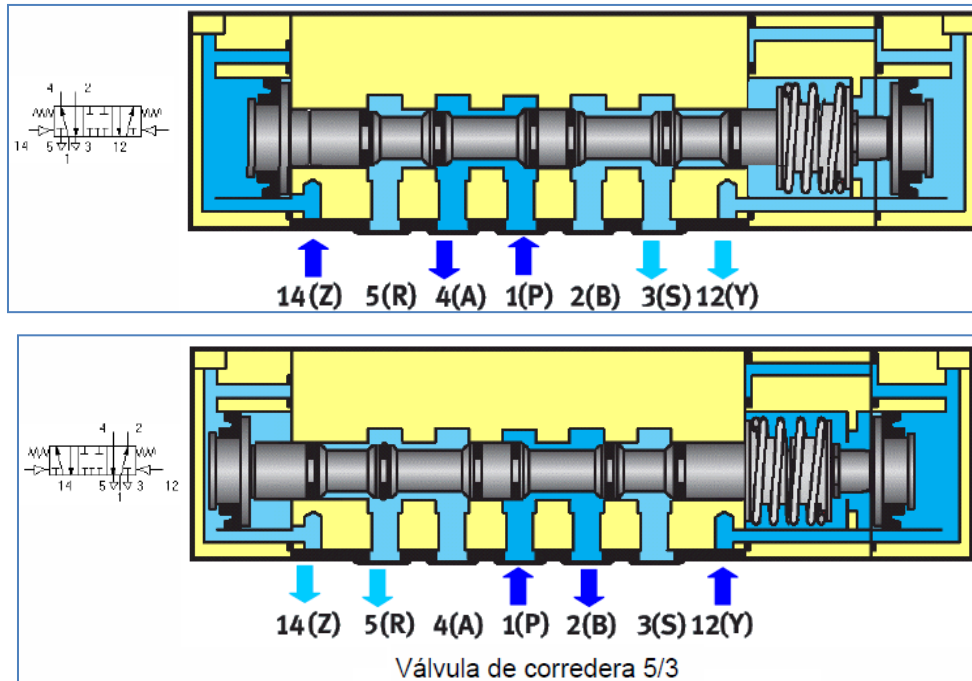
En este tipo de válvulas la estanquidad es más imperfecta que en las válvulas de asiento. La solución del problema mediante un ajuste mecánico entre corredera y el cuerpo de la válvula redundaría en grandes costos, casi prohibitivos, ya que para reducir las fugas al mínimo, en neumática, el juego entre la corredera y el cilindro no debe sobrepasar de 2 a 4 μm . Para que los costos de fabricación no sean excesivos, se utilizan juntas tóricas en el cuerpo o en la corredera.

VÁLVULA DE 5/3 VÍAS

Esta válvula tiene cinco conexiones: presión, dos con trabajo y dos con la atmósfera. Además puede adoptar tres posiciones. Las conexiones 14 ó 12 accionan la válvula mediante aire comprimido.

La válvula se centra por efecto de los muelles, cuando no se produce ninguno de los pilotajes. En este caso las 5 vías se encuentran cerradas. Después de haber aplicado una señal de pilotaje en 14. El aire fluye de 1 a 4. La conexión 2 se descarga por la 3, mientras que la 5 queda libre. Después de haber aplicado la señal de pilotaje en 12, 1 se une con 2, 4 con 5 y 3 queda libre.





CAUDAL CIRCULANTE POR LAS VÁLVULAS

El caudal que fluye por una válvula está relacionado, obviamente, con la pérdida de carga producida por la misma; ambas variables son muy importantes en el momento de su selección. En este caso la pérdida de carga es igual a la caída de presión, pues obviamente la cota a la entrada y salida es prácticamente la misma y las velocidades también son iguales. Aunque las cotas no fuesen iguales, la pérdida de carga sería igual a la caída de presión, puesto que la energía de posición del aire es prácticamente nula.

Para la elección de las válvulas deben conocerse:

- Volumen del cilindro y velocidad deseable de su vástago
- Cantidad de conmutaciones exigidas
- Pérdida de presión admisible

En el cálculo de las variables de una válvula han de tenerse en cuenta los siguientes factores:

P1 = presión en la entrada de la válvula

P2 = presión en la salida de la válvula

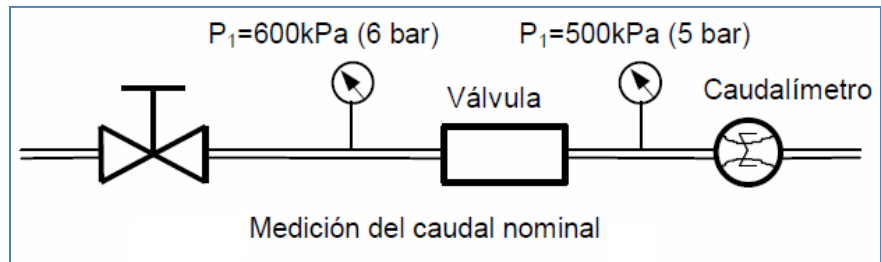
Δp = presión diferencial ($p_1 - p_2$) o pérdida de carga

T1 = Temperatura

Qn = Caudal nominal

Se denomina caudal nominal a aquél que circula por la válvula cuando la pérdida de carga es de un bar y la presión a la entrada es de 6 bares, siendo la temperatura del aire de 293 °K (20 °C).

Los catálogos comerciales facilitan esta variable obtenida mediante un ensayo en laboratorio según el esquema de la siguiente figura.



Como información adicional, se indican en la siguiente tabla los tiempos de respuesta del conjunto cilindro-válvula distribuidora en un ciclo de trabajo.

Datos del cilindro	Orificio	Entrada válvula	K_v	C_v	Tiempo (milisegundos)
Cilindro de doble efecto de 150 mm de carrera, un ciclo de avance y retroceso, válvula de solenoide de 5/2 con retorno por muelle, alimentación de 6 bares, 1 m de tubería entre válvula y cilindro, el pistón sin carga.	20	1/8"	0,26	0,3	225
	60	1/8"	0,34	0,4	700
	63	1/4"	0,85	1	525
	100	1/4"	0,85	1	1100
	160	1/2"	2,98	3,5	950
	200	1/2"	2,98	3,5	1560
	200	1	6,65	7,8	650
	320	1	6,65	7,8	1280

La capacidad de caudal de la válvula distribuidora está representada por los coeficientes K_v y C_v .

C_v : es el caudal de agua en galones por minuto (USGAL) a una temperatura de 60°F (15,5°C) que pasa a través de la válvula en posición completamente abierta y con una pérdida de carga de 1 PSI.

K_v : es el caudal de agua a 20°C en m^3/h que pasa a través de la válvula a una apertura dada y con una pérdida de carga de 1 bar.

La siguiente tabla muestra los materiales de los cuerpos de las válvulas que son resistentes a la corrosión de fluidos industriales.

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

Cálculo de los coeficientes de caudal de las válvulas distribuidoras

Cuando se selecciona la válvula distribuidora, es necesario calcular su tamaño de modo que pueda accionar el cilindro en el tiempo adecuado en ambos sentidos. El factor más importante es la capacidad de caudal (C_v o K_v) que indica el grado de resistencia que la válvula presenta al flujo de fluido en el circuito. En instalaciones críticas se debe prestar atención a la resistencia de los conectores y a los tubos que unen la válvula al resto de la instalación. Unos centímetros adicionales de tubería o una mala conexión pueden marcar la diferencia entre que el circuito trabaje correctamente o no.

En el pasado se solía escoger los orificios de la válvula del mismo tamaño de los del actuador, pero esta selección resulta errónea ya que las válvulas distribuidoras poseen actualmente una gran capacidad de caudal comparada con los modelos antiguos; además son más rápidas al ser accionadas, consumen menos potencia debido a las bobinas de solenoide de tamaño reducido y son más baratas.

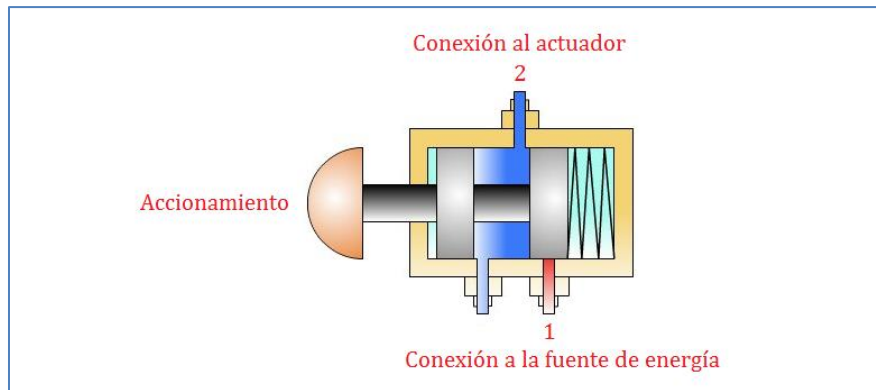
La equivalencia entre los coeficientes de caudal es:

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

$$C_v = 1,16K_v \text{ galones/minuto}$$

La fórmula que permite determinar los factores de capacidad de caudal se deduce a continuación:

Una válvula distribuidora que para el presente análisis se presenta como una válvula de control todo o nada, permite la circulación de cierto caudal de fluido con una determinada pérdida de presión. Aplicando el teorema de Bernoulli entre los puntos 1 y 2 de la siguiente figura, se tiene que:



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

Como la densidad es la medida de masa contenida en una unidad de volumen, para el aire comprimido, ésta dependerá de la presión, pero en condiciones normales de presión (1 bar) y de temperatura (20°C) se tiene un valor de 0,0012 g/cm³. Si el fluido es poco compresible, su densidad es aproximadamente igual a 0,8753 (API=30).

Suponiendo que el fluido es líquido y no gas, entonces se puede decir que $\rho_1 = \rho_2$, por lo tanto la ecuación de Bernoulli se convierte en:

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

Y como la velocidad en el punto 2 es mayor que en el punto 1, entonces:

$$V_2 = \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}} = \sqrt{2gh}$$

En donde h es la altura de presión entre la entrada y la salida de la válvula en metros correspondiente a la diferencia de presión hidrostática equivalente.

Por otro lado, la forma de la válvula genera un tipo de resistencia que afecta el caudal o la velocidad; e modo que la velocidad se vuelve:

$$V = \beta \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}}$$

Donde β es el coeficiente de resistencia adimensional <1 . Como se sabe que $q = Vs$, entonces el caudal de fluido que pasa por el orificio será:

$$q = s\beta \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho} * 10^2} \quad \rho \text{ está en } \frac{kg}{m^3} \text{ y } P \text{ está en } \frac{kgf}{cm^2}$$

Ahora, por definición se sabe que el coeficiente o factor de válvula K_v corresponde al caudal en m^3/h para una pérdida de carga de 1 bar y como la densidad del agua a $20^\circ C$ es de 1000 kg/m^3 o 1 kg/dm^3 , resulta:

$$K_v = 3600s\beta\sqrt{200} = 50,911s\beta \text{ en } m^3/h$$

Esta fórmula sirve para calcular el contorno del émbolo (obturador) ya que relaciona el caudal con la sección del área de paso. El coeficiente o factor de la válvula depende del área de paso y de la resistencia al paso del fluido, es decir, de la configuración hidráulica, del maquinado de las superficies interiores, del tipo de válvula, etc. Todas estas variables tan complejas hacen que el cálculo de K_v sea algo experimental.

Sustituyendo esta fórmula en la anterior, resulta:

$$q = K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad \text{Este caudal corresponde al caudal que pasa a través de la válvula}$$

El caudal máximo será:

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad \rightarrow \quad K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

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

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

Se debe tener en cuenta que la densidad en las condiciones de servicio se refiere a la presión de servicio. Según donde se tome esta presión, la densidad variará ya que al pasar el aire a través de la válvula sufre una pérdida de carga. Si se toma la densidad antes de la

válvula, el valor de K_v será menor porque la presión P_1 es mayor que P_2 y entonces la válvula será más pequeña; si se toma después de la válvula (aguas abajo), K_v será mayor porque P_2 es menor y la válvula quedará sobredimensionada. Por estas razones, se toma la densidad efectiva a una presión intermedia:

$$\frac{P_1 + P_2}{2}$$

Entonces el coeficiente o factor de válvula será:

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

Al decir que se está trabajando con gases, es necesario introducir su densidad con relación al aire; normalmente es un factor G que multiplica a la densidad del aire. El caudal en condiciones normales Q_n es medido en m^3/h a una temperatura de $15^\circ C = T_n = 288^\circ K$, la presión en condiciones normales es de $P_n = 1.033 \text{ bares}$.

Con los datos anteriores, se tiene:

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

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

Como las válvulas distribuidoras y los cilindros neumáticos utilizan aire, el valor de G es igual a 1. Sin embargo, en casos especiales, por ejemplo en atmósferas que no pueden contener oxígeno, se utilizan otros gases como el nitrógeno o el helio; el valor de G correspondería a la densidad de este gas con relación al aire.

Además de estos cálculos, existen gráficos para calcular el K_v que son de carácter aproximado pero se pueden usar para una solución rápida.

Como los gases son fluidos compresibles, pueden llegar a alcanzar una velocidad de saturación igual o próxima a la del sonido cuando pasan por la restricción de la válvula distribuidora. La velocidad del gas aumenta a medida que aumenta la pérdida de carga y la saturación se presenta cuando la presión P_2 baja aproximadamente al 50% o menos de la presión absoluta P_1 , es decir, cuando la pérdida de carga iguala o es mayor que $P_1/2$. Estas son las condiciones de caudal crítico y la fórmula anterior se convierte en:

$$K_v = \frac{Q_n}{284} \sqrt{\frac{GT_s}{\Delta P P_1}}$$

Ejemplo de cálculo del K_v para una válvula distribuidora que gobierna un cilindro de simple efecto.

Diámetro interior del cilindro: 250 mm

Carrera del pistón: 600 mm

Tiempo de recorrido para el avance: 2,5 s

Tiempo de retroceso: 2 s

Diámetro del vástago: 50 mm

Presión de servicio: 6 bares

Pérdida de carga a través de la válvula: 0,25 bares

Temperatura del aire de entrada: 15°C

Solución:

$$\text{Volumen al avance} = 0,6 \frac{(\pi)(0,25^2)}{4} = 0,029 m^3$$

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

$$K_v = \frac{41,76}{328} \sqrt{\frac{(1)(288)}{(0,25)(7 + 6,75)}} = 1,16$$

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

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

$$K_v = \frac{32,4}{328} \sqrt{\frac{(1)(288)}{(0,25)(7 + 6,75)}} = 0,9$$

$$C_v = 1,16 K_v = (1,16)(1,16) = 1,34 \text{ Para el avance}$$

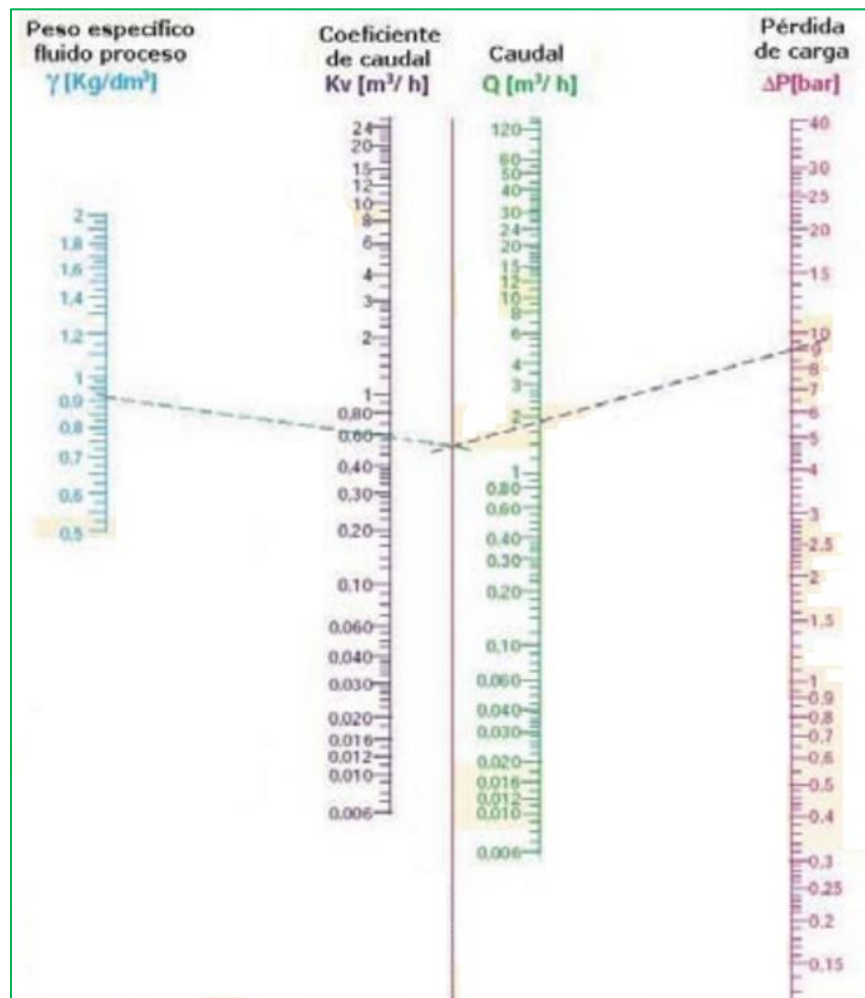
El valor de C_v raras veces coincide con el valor comercial de los fabricantes, de modo que se elige el tamaño inmediatamente superior, es decir 1,4 que corresponde a una válvula distribuidora de 3/2 de 3/8" de acuerdo con la siguiente tabla:

Serie B	3	4	5	6	7	8
Tamaño	1/8", 1/4"	1/4"	1/4", 3/8"	3/8"	1/2"	3/4"
C_v	0,75	1,22	1,4	2,7	4,9	7

Cuando se está trabajando con fluidos hidráulicos, se debe tener en cuenta que a estos les afecta su viscosidad. Cuando la viscosidad es superior a 22 centistokes (3° Engler o 100 Saybolt) el régimen del fluido pasa a ser prácticamente laminar, en lugar de ser turbulento, por eso es necesario corregir el valor de K_v añadiendo el factor C.

$$K_v R = K_v + C \quad C = \frac{\delta \sqrt{K_v}}{200Q} + 1 \quad \text{o sea} \quad K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}} + \frac{\delta \sqrt{K_v}}{200Q} + 1$$

Además de las ecuaciones anteriores, también se cuenta con la siguiente curva para el cálculo de K_v .



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

Solución:

Del gráfico se saca el valor de $K_v = 0,58$ y el factor de corrección será:

$$C = \frac{\delta\sqrt{K_v}}{200Q} + 1 = \frac{1735\sqrt{0,58}}{(200)(1,8)} + 1 = 4,67 \quad K_v R = 0,58 + 4,67 = 5,25$$

Al aplicar directamente la fórmula:

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}} = 1,8 \sqrt{\frac{0,92}{9}} = 0,552; \quad C = \frac{\delta\sqrt{K_v}}{200Q} + 1 = \frac{1735\sqrt{0,552}}{(200)(1,8)} + 1 = 4,58; \quad K_v R = 5,132$$

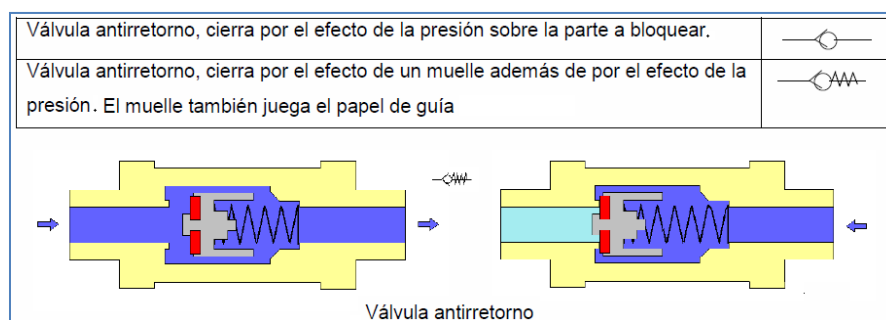
Con los valores anteriores se busca en las tablas del fabricante el tamaño de válvula 2/2 que es de 3/4" con un $K_v = 8,30$ (ver catálogo Parker Hannifin).

VÁLVULAS DE BLOQUEO

Son válvulas destinadas a impedir, condicionar o dificultar el paso del flujo en uno u otro sentido.

VÁLVULA ANTIRRETORNO

Las válvulas antirretorno impiden el paso absolutamente en un sentido, mientras que en el sentido contrario el aire circula con una pérdida de presión mínima. La obturación en un sentido puede obtenerse mediante un cono, una bola, un disco o una membrana que apoya sobre un asiento.

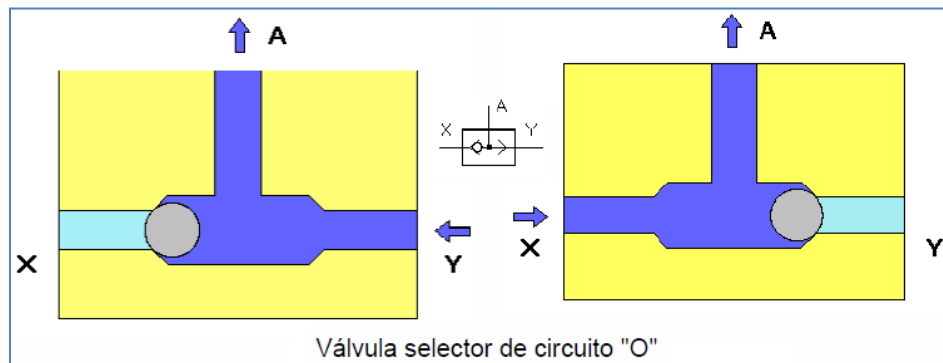


VÁLVULA SELECTORA DE CIRCUITO (VÁLVULA “O”; FUNCIÓN LÓGICA “OR”)

Se trata de una válvula que permite el paso del aire cuando éste procede de uno u otro conducto. Esta válvula tiene dos entradas X e Y, y una salida A como se muestra en la

siguiente figura. Cuando el aire comprimido entra por la entrada X, la bola obtura la entrada Y, y el aire circula de X hacia A.

También cuando el aire llega por Y se obtura la conexión X y pasa de Y hacia A.



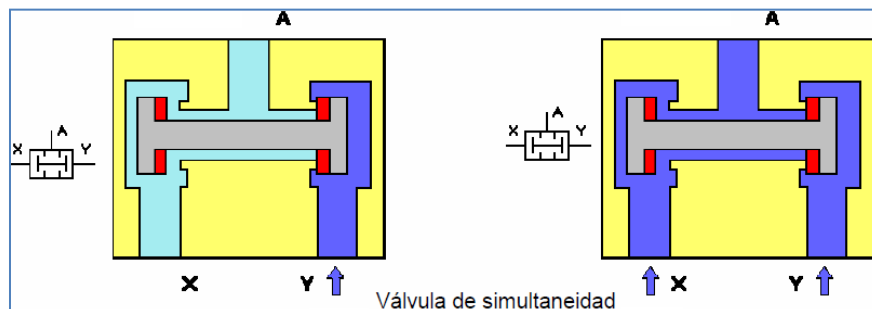
Esta válvula se denomina también “elemento O (OR)”; aísla las señales emitidas por dos válvulas de señalización desde diversos lugares e impide que el aire escape por una segunda válvula de señalización. Se utiliza también cuando se desea mandar un cilindro o una válvula de gobierno desde dos o más puntos.

VÁLVULA DE SIMULTANEIDAD (VÁLVULA “Y”; FUNCIÓN LÓGICA “AND”)

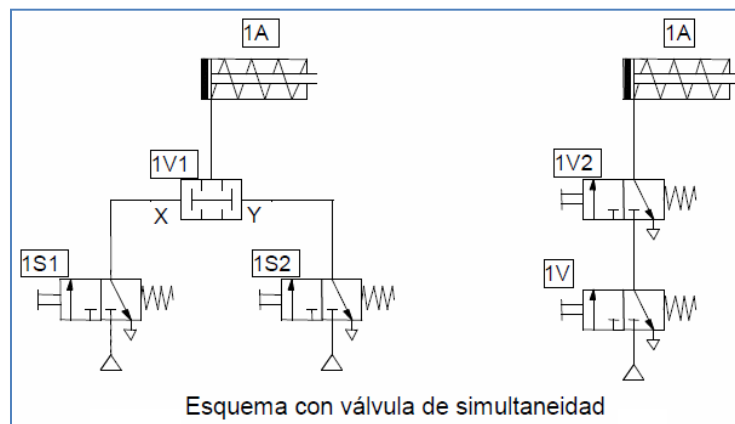
Esta válvula tan solo se abre cuando recibe señales simultáneas de dos lugares diferentes.

Como se verá en la figura siguiente, esta válvula tiene dos entradas X e Y, y una salida A.

El aire comprimido puede pasar únicamente cuando hay presión en ambas entradas. Una única señal de entrada en X ó Y interrumpe el flujo, en razón del desequilibrio de fuerzas que actúan sobre la pieza móvil. Cuando las señales están desplazadas cronológicamente, la última es la que llega a la salida A. Si las señales de entrada son de una presión distinta, la mayor cierra la válvula y la menor se dirige hacia la salida A. Esta válvula se denomina también módulo “Y” o función lógica “and”. Se utiliza principalmente en mandos de enclavamiento, funciones de control y operaciones lógicas.



Se emplea si se desea que un cilindro sea maniobrado cuando se reciban señales de aire comprimido simultáneas desde dos puntos diferentes. Es el caso en que interesa por cuestiones de seguridad que el operario tenga ocupadas sus dos manos al accionar un elemento que pudiera dañarlas, o bien cuando se requiere que sucedan dos hechos simultáneamente. Al accionar las válvulas 1S1 y 1S2 se emiten señales X e Y hacia la válvula de simultaneidad 1V1 y ésta deja pasar aire hacia el cilindro. Si solo se accionara una válvula, la 1S1 o la 1S2, la válvula de simultaneidad 1V1 no permitiría que pasara aire comprimido a través de ella y por tanto el vástago del cilindro no se desplazaría. Un resultado análogo se obtiene colocando las dos válvulas 1S1 y 1S2 en serie.



Existen unas válvulas similares a las descritas que exigen que las señales X e Y se reciban simultáneamente para dejar pasar el aire. Se utilizan en casos en que se requiera determinada seguridad, por ejemplo cuando se desee que inexorablemente el operario tenga las dos manos al mismo tiempo lejos de un punto de riesgo.

VÁLVULAS DE PRESIÓN

Estas válvulas influyen principalmente sobre la presión, o están condicionadas por el valor que tome aquella. Entre ellas se destacan las siguientes: válvulas reguladoras de presión, válvulas limitadoras de presión, válvulas de secuencia.

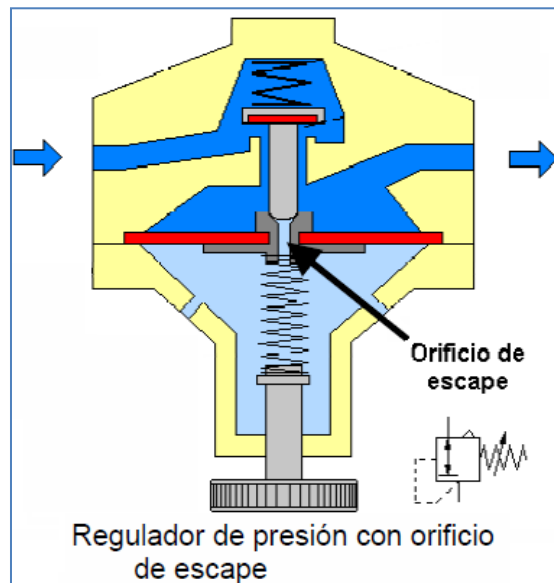
VÁLVULAS DE REGULACIÓN DE PRESIÓN

Tiene la misión de mantener constante la presión en su salida independientemente de la presión que exista a la entrada. Tienen como finalidad fundamental obtener una presión invariable en los elementos de trabajo independientemente de las fluctuaciones de la presión que normalmente se producen en la red de distribución. La presión de entrada mínima debe ser siempre, obviamente, superior a la exigida a la salida.

Existen dos tipos de válvulas reguladoras, una con orificio de escape a la atmósfera y otra sin escape o sin purga, con las características que a continuación se explican.

REGULADOR DE PRESIÓN CON ORIFICIO DE ESCAPE

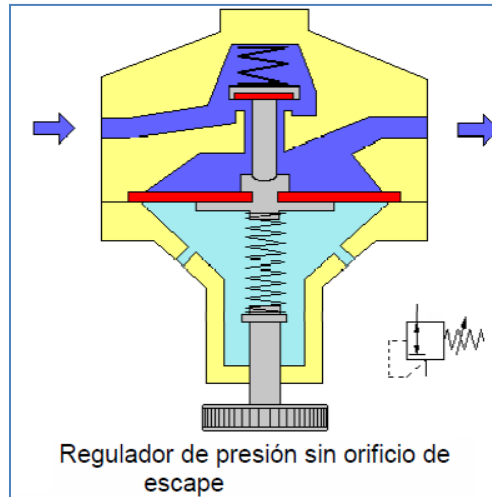
Esta válvula consta de una membrana con un orificio en su parte central presionada por un muelle cuya fuerza puede graduarse desde el exterior; además dispone de un estrechamiento en su parte superior que se modifica al ser desplazado un vástago por la membrana, siendo a su vez retenido por un muelle.



La regulación de la presión se consigue de la manera siguiente. Si la presión de salida es superior a la definida, ésta actúa sobre la membrana oprimiendo el muelle y dejando paso el aire hacia el exterior a través del orificio de escape. Cuando se alcanza la presión de consigna, la membrana regresa a su posición normal cerrando el escape. El estrechamiento de la parte superior tiene como finalidad producir la pérdida de carga necesaria entre la entrada y la salida. El muelle que dispone esta válvula auxiliar tiene por objeto atenuar las oscilaciones excesivas.

REGULADOR DE PRESIÓN SIN ORIFICIO DE ESCAPE

La válvula sin orificio de escape es esencialmente igual a la anterior con la diferencia de que al no disponer de orificio de escape a la atmósfera cuando se produce una sobrepresión, es necesario que se consuma el aire para reducir la presión al valor de consigna.



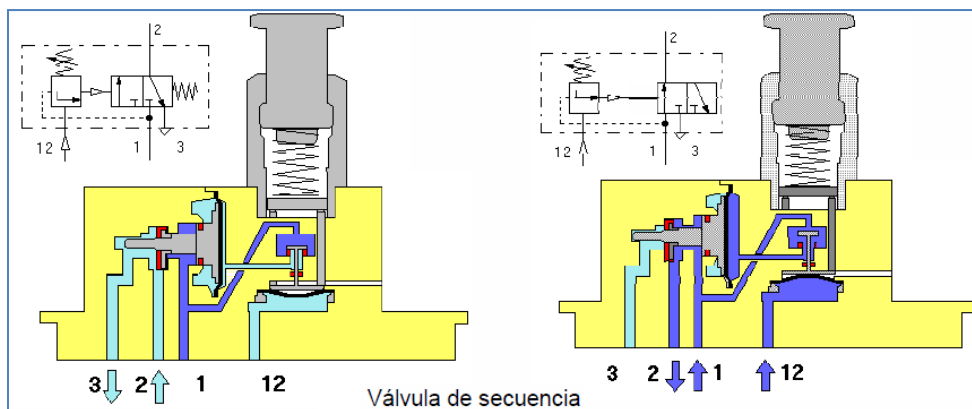
VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN

Estas válvulas se abren y dejan pasar el aire en el momento en que se alcanza una presión de consigna. Se disponen en paralelo y se utilizan, sobre todo, como válvulas de seguridad, no admiten que la presión en el sistema sobrepase un valor máximo admisible. Al alcanzar en la entrada de la válvula el aire una determinada presión, se abre la salida y el aire sale a la atmósfera. La válvula permanece abierta hasta que el muelle, una vez alcanzada la presión ajustada, cierra de nuevo el paso. Algunas válvulas disponen de un enclavamiento que requiere una actuación exterior para proceder de nuevo a su cierre.

VÁLVULA DE SECUENCIA

Su funcionamiento es muy similar al de la válvula limitadora de presión, la diferencia está en que en vez de salir el aire a la atmósfera al alcanzarse la presión de consigna, deja pasar el aire para realizar un determinado cometido.

El aire no circula de P (1) hacia la salida A (2), mientras que en el conducto de mando Z no se alcanza una presión de consigna. Un émbolo de mando abre el paso de P hacia A.



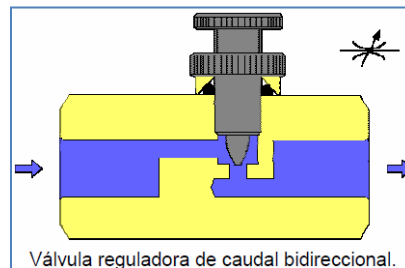
Estas válvulas se montan en mandos neumáticos que actúan cuando se requiere de una presión fija para un efecto de conmutación.

VÁLVULAS DE CAUDAL Y DE CIERRE

Estas válvulas tienen como finalidad regular el caudal que las atraviesan y con ello controlar la velocidad de los vástagos de los cilindros. Lo anterior se consigue estrangulando la sección de paso del fluido.

Estas válvulas lo que producen es una pérdida de carga y ésta conduce a reducir el caudal.

Es frecuente que la sección de paso pueda ser modificada desde el exterior.

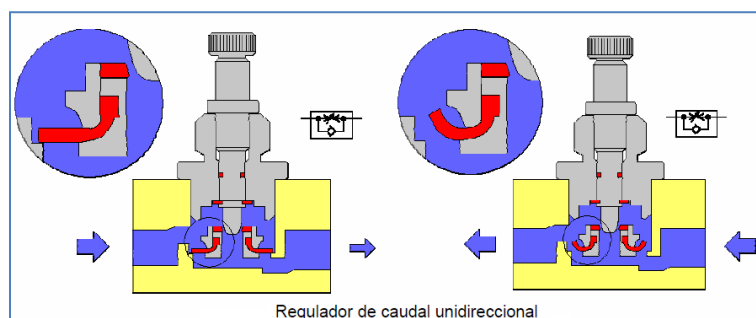


Las válvulas de cierre tienen como finalidad abrir y cerrar un circuito, sin posiciones intermedias.

VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL

Se trata de un bloque que contiene una válvula de estrangulación en paralelo con una válvula antirretorno. La estrangulación, normalmente regulable desde el exterior, sirve para variar el caudal que lo atraviesa y por lo tanto, para regular la velocidad de desplazamiento del vástago de un cilindro. También se conoce por el nombre de regulador de velocidad o regulador unidireccional.

La válvula antirretorno cierra el paso del aire en un sentido y el aire ha de circular forzosamente por la sección estrangulada. En el sentido contrario, el aire circula libremente a través de la válvula antirretorno abierta. Las válvulas antirretorno y de estrangulación deben montarse lo más cerca posible de los cilindros.



Se utilizan para disminuir y regular la velocidad del vástago de un cilindro, de simple o doble efecto. Según como se disponga la válvula antirretorno se consigue regular la velocidad del vástago en uno u otro sentido.

Si el vástago al penetrar ha de tirar de una carga, es decir ha de trabajar a tracción, conviene que el aire entre sin dificultad en el cilindro y se dificulte su salida. Si el vástago en su salida es tensado por una carga exterior, este tenderá a salir, y si se regula el aire a la entrada del cilindro en lugar de a su escape, el vástago avanzará a golpes. Si por contrario se regula el aire de salida a escape este mismo producirá una amortiguación de la caída de la carga. En este caso el aire de alimentación entra libremente en el cilindro mientras que se estrangula el aire de escape. El émbolo se halla entre dos cojines de aire. Esta disposición mejora considerablemente la regularidad en el avance. Por esta razón es el método más adecuado para cilindros de doble efecto.

VÁLVULA DE ESCAPE RÁPIDO

Se trata de una válvula que evacua el aire de manera rápida hacia la atmósfera. Esta válvula permite elevar la velocidad de los émbolos de los cilindros. Con ella se ahorran largos tiempos de retorno, especialmente si se trata de cilindros de simple efecto.

La válvula tiene una conexión de alimentación P y otra de escape R, que pueden cerrarse. Cuando el aire procede de la alimentación se cierra R y pasa hacia A. Si el aire procede de A se cierra P y el aire se dirige directamente a R. Se recomienda montar esta válvula directamente sobre el cilindro o lo más cerca posible de éste con el fin de mejorar su efecto. La velocidad de retorno del vástago de un cilindro de simple efecto o la de un cilindro de doble efecto en cualquiera de sus dos sentidos puede ser incrementada por medio de una válvula de escape rápido.

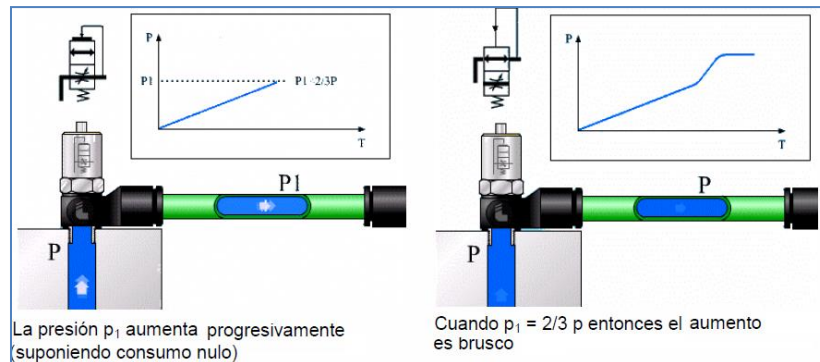
VÁLVULA DE ARRANQUE PROGRESIVO

Se trata de una válvula de uso muy extendido recientemente. Se coloca a continuación de la unidad de mantenimiento y su misión es evitar movimientos incontrolados de los actuadores cuando se pone en marcha la instalación.

Después de todo paro de una instalación neumática que haya implicado su purga, es decir que la instalación esté sin aire a presión en ninguna de las cámaras de los elementos de trabajo, si el arranque se realiza sin tomar precauciones se pueden producir movimientos bruscos de los actuadores y choques destructivos. Las válvulas de arranque progresivo

garantizan un aumento gradual de la presión en la instalación actuando sobre la velocidad de llenado. Así cada uno de los elementos de trabajo retorna a su posición de partida de una forma lenta y controlada.

La válvula en sí es una válvula 2/2 que en una de las posiciones el paso es regulado y en la otra está totalmente abierta. Además se pilota neumáticamente desde la toma de trabajo tal y como se ve en su símbolo.



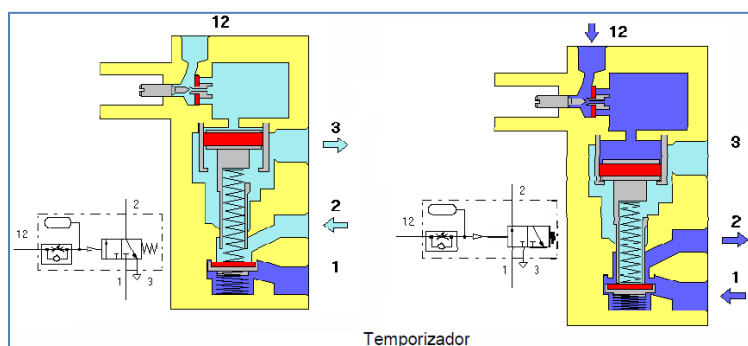
Cuando la presión de utilización llega a 2/3 de la alimentación, el paso total queda restablecido y el aumento de presión a consumo nulo es brusco. Que esa presión se alcance antes o después dependerá del ajuste del tornillo de restricción de caudal tal y como se ve en la figura.

VÁLVULAS COMBINADAS

Además de las válvulas descritas existe un buen número de conjunto de válvulas que se fabrican formando un solo bloque, con misiones específicas, normalmente muy repetidas en los circuitos neumáticos. A continuación se explican algunas de las más destacadas.

TEMPORIZADOR NEUMÁTICO

Tienen como finalidad la apertura de una válvula después de transcurrido un lapso de tiempo a partir de su activación. Existen temporizadores con la válvula normalmente cerrada y normalmente abierta



FUNCIONAMIENTO

El aire comprimido entra en la válvula por el empalme P (1) (parte izquierda en la figura). El aire del circuito de mando penetra en la válvula por el empalme Z (12) pasando a través de una válvula antirretorno con estrangulación regulable; según el ajuste del tornillo de éste, pasa un caudal mayor o menor de aire al depósito de aire incorporado. De esta manera se va incrementando la presión en el depósito hasta alcanzar el valor suficiente para vencer la fuerza del resorte que mantiene cerrada la válvula 3/2. En ese momento el disco se levanta de su asiento y el aire puede pasar de P (1) hacia A (2). El tiempo en que se alcanza la presión de consigna en el depósito corresponde al retardo de mando de la válvula.

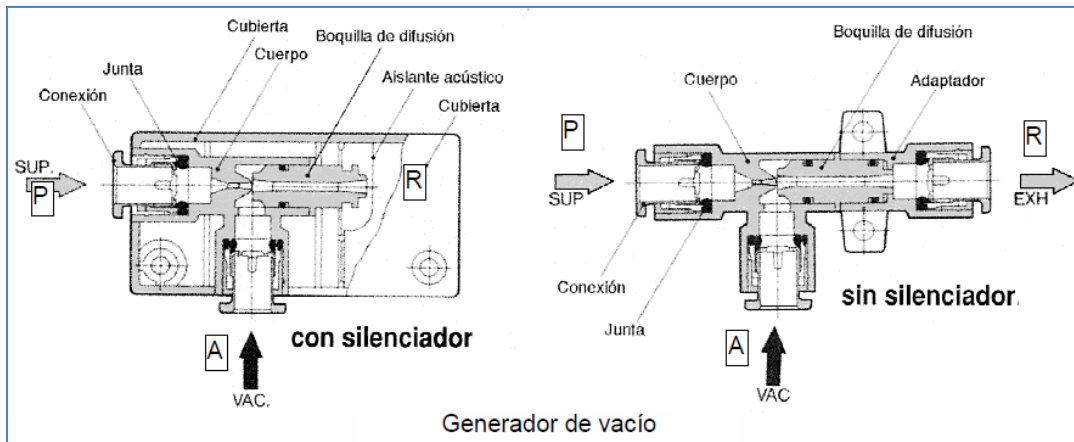
Para que el temporizador recupere su posición inicial, hay que poner a escape el conducto de mando Z (12). El aire del depósito sale rápidamente a través del sentido favorable de la válvula antirretorno a la atmósfera. Los muelles de la válvula vuelven el émbolo de mando y el disco de la válvula a su posición inicial. El conducto de trabajo A (2) se pone en escape hacia R (3) y P (1) se cierra.

Para que el temporizador tarde un determinado tiempo en cerrar el paso del aire después de su activación basta con sustituir la válvula 3/2 normalmente abierta por otra normalmente cerrada.

TOBERA DE ASPIRACIÓN POR DEPRESIÓN O GENERADOR DE VACÍO

Esta tobera se emplea junto con una ventosa como elemento de transporte y manipulación mediante depresión. Con ella se pueden transportar las más diversas piezas incluso bastante pesadas. Su funcionamiento se basa en el principio de Venturi, es decir haciendo atravesar el aire por una sección reducida, con lo cual al aumentar la velocidad se consigue disminuir la presión por debajo de la presión atmosférica.

La presión de alimentación se aplica a la entrada P, al pasar el aire por el estrechamiento la velocidad del aire hacia R aumenta y en el empalme A, o sea, en la ventosa, se produce una depresión. Con este efecto se adhieren piezas a la ventosa y pueden transportarse. La superficie debe estar muy limpia y ser lisa con el fin de alcanzar un buen efecto de succión.



En el momento en que se suprime la presión de alimentación desaparece el efecto de succión y se elimina la fuerza de atracción con lo que la pieza transportada cae por su propio peso.

Existen unos bloques en el que a la pieza anteriormente descrita se le incorpora una válvula de escape rápido y un pequeño depósito. Este aditamento facilita el despegue de la pieza en el momento de eliminar la alimentación de aire pues el aire que sale del depósito empuja la pieza transportada.

La fuerza de succión depende del tamaño de la ventosa y del vacío generado. A su vez la depresión o vacío generado depende de la presión de alimentación.

Como desventajas de este método de manipulación hay que decir que tienen un consumo apreciable, ya que siempre está escapando aire y se produce un nivel de ruido elevado. Como ventajas hay que decir que los elementos neumáticos (ventosas y generadores de vacío) son sencillos y por lo tanto baratos.

SENSORES DE PROXIMIDAD NEUMÁTICOS

Con los sensores de proximidad neumáticos, puede detectarse la presencia o ausencia de un objeto por medio de chorros de aire que los detectan sin contacto.

Cuando se presenta un objeto, se produce un cambio en la presión de la señal, que puede ser procesado posteriormente.

Las ventajas de estos sensores de proximidad son:

- Funcionamiento seguro en ambientes con suciedad
- Funcionamiento seguro en ambientes de elevada temperatura
- Pueden utilizarse en ambientes con riesgo de explosión
- Insensibles a influencias magnéticas y ondas sónicas

- Fiables incluso en ambientes con brillo intenso y para detección de objetos transparentes a la luz, donde los sensores de proximidad ópticos podrían no ser adecuados. Los sensores de proximidad neumáticos pueden dividirse en sensores por obturación de fuga, sensores de reflexión y barreras de aire. Las distancias detectables son del orden de 0 a 100 mm.

Todos los sensores neumáticos emiten un chorro de aire que sale a la atmósfera y se pierde, por lo que una exigencia común para la aplicación de sensores de proximidad es la de reducir notablemente la presión de aire de alimentación con el fin de reducir su consumo. Es esencial un suministro de aire exento de aceite.

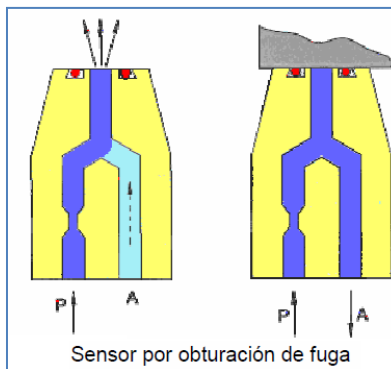
Todos estos sensores tienen como objetivo la producción de una señal neumática y dado que es generalmente demasiado débil para una posterior evaluación, incluso por debajo de la centésima de bar, debe conectarse a continuación un amplificador de presión. Puede crearse un sensor de proximidad binario con salida de señal eléctrica con la ayuda de convertidores electroneumáticos (presóstatos).

Cuando se sustituye un sensor de proximidad neumático por otro, generalmente es necesario ajustar el umbral de disparo del amplificador, debido a las diferencias resultantes de las tolerancias de fabricación.

La presión de alimentación puede variar, pero generalmente se halla en la zona de 0,1 a 8 bares. La señal de presión generada depende de la presión de alimentación y de la distancia entre la boquilla y el objeto.

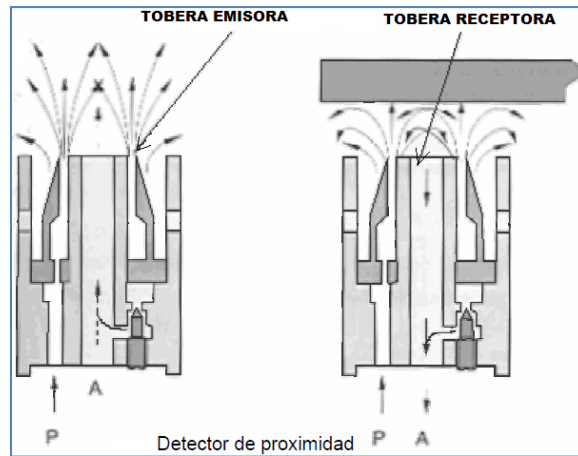
SENSORES DE OBTURACIÓN DE FUGA (TOBERAS DE CONTRAPRESIÓN)

La obstrucción de un chorro de aire que fluye por un taladro, por medio del objeto a detectar, produce una subida de la presión en la salida del sensor, hasta el nivel de la presión de alimentación.



SENSORES DE REFLEXIÓN

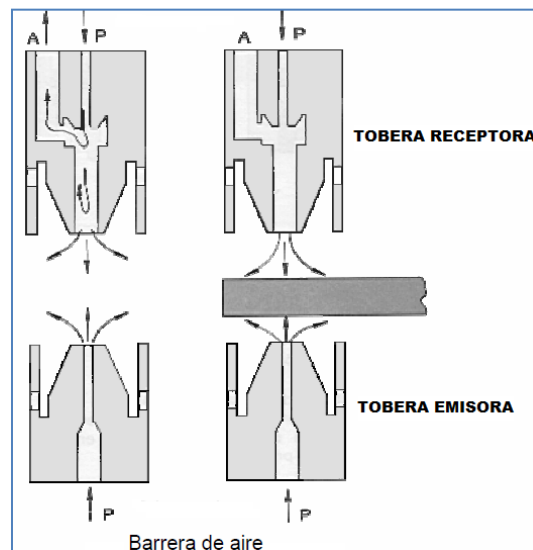
El tipo de sensor de reflexión (réflex), consiste en una tobera anular por la que circula aire y una boquilla circular central receptora, coaxial con la anterior. Si se aproxima un objeto hacia el chorro de aire que escapa de la boquilla anular (emisor), se forma una sobrepresión en la boquilla central (receptor). La figura ofrece una vista esquemática del chorro de aire en las dos situaciones.



BARRERAS DE AIRE

Otro sensor de proximidad neumático consiste en dos boquillas emisoras enfrentadas, una de ellas con un taladro receptor.

Al interponerse entre ambas un objeto, forma una barrera que hace que se modifique la señal de la boquilla receptora, que posteriormente se amplifica. Este tipo de barreras es sensible a las corrientes de aire externas, por lo que deben situarse al abrigo de ellas.



COMPRESIÓN

Se entiende por compresión el proceso mediante el cual se eleva la presión de un fluido gaseoso por una disminución de su volumen específico. Por lo tanto un compresor es una máquina destinada a elevar la presión de un fluido gaseoso.

Los compresores se clasifican en:

Compresores volumétricos. Estos pueden ser: alternativos de pistón de simple y de doble efecto, de paletas, helicoidal o de tornillo, roots o pistones rotativos, de anillo líquido y de membrana.

Compresores dinámicos. Estos pueden ser: centrífugos radiales o axiales y eyectores.

En los compresores volumétricos lo que provoca el aumento de presión es la reducción de un volumen por el desplazamiento de un pistón alternativo o por la acción de un elemento rotativo.

En los compresores dinámicos el fluido recibe una aceleración mediante rotores a alta velocidad que se convierte en presión en los difusores o volutas. Es decir su principio se basa en la transformación de la velocidad en presión.

El campo de utilización de los compresores bien estipulado por su caudal, habitualmente medido en condiciones de admisión y por su relación de compresión.

Leyes de la compresión

Ley de Boyle-Mariotte. Formulada por Robert Boyle y Edme Mariotte, es una de las leyes de los gases ideales que relaciona el volumen y la presión de una cierta cantidad de gas mantenida a temperatura constante. La ley dice que el volumen es inversamente proporcional a la presión:

$$PV = K$$

Donde K es constante si la temperatura y la masa del gas permanecen constantes.

Cuando aumenta la presión, el volumen disminuye, mientras que si la presión disminuye el volumen aumenta. No es necesario conocer el valor exacto de la constante K para poder hacer uso de la ley: si consideramos las dos situaciones de la figura 1, manteniendo constante la cantidad de gas y la temperatura, deberá cumplirse la relación:

$$P_1V_1 = P_2V_2$$

Además, al despejar cualquier incógnita se tiene lo siguiente:

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

Para poder comprobar su teoría, Boyle hizo el siguiente experimento: Introdujo un gas en un cilindro con un émbolo y comprobó las distintas presiones al bajar el émbolo. Los resultados que obtuvo se muestran en la tabla 1.

Figura 1. Experimento de Boyle

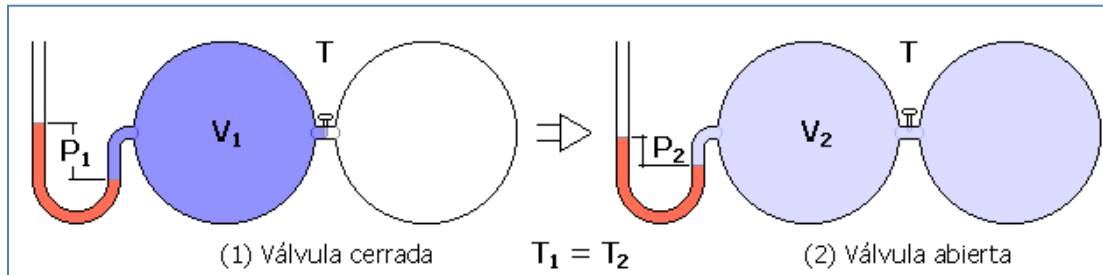


Tabla 1. Resultados del experimento de Boyle.

EXPERIMENTO DE BOYLE		
P(atmósferas)	V(litros)	P.V
0,5	60	30
1,0	30	30
1,5	20	30
2,0	15	30
2,5	12	30
3,0	10	30

Si se observan los datos de la tabla se comprueba que al disminuir el volumen se aumenta la presión, mientras que P.V se mantiene constante.

Ley de Charles. Esta ley establece que la presión absoluta de una masa de gas a volumen constante, es directamente proporcional a las temperaturas absolutas, esto es:

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

Las curvas que unen los estados o puntos que contienen el mismo volumen específico se denominan isócoras, isósteras o isopléricas. En un gas perfecto las isócoras son líneas rectas verticales sobre el plano PV. Esta variación de presión viene dada por β que es el llamado coeficiente de dilatación a volumen constante. En algunos textos se le llama coeficiente de tensión, es decir que al calentar un gas a volumen constante, éste al no poderse dilatar, aumenta su presión. De este modo se puede obtener la presión del aire contenido en un depósito cuando la temperatura ambiente aumenta t° (se desprecia

entonces el aumento de volumen del depósito para esa temperatura). La ecuación que se usa para este cálculo se escribe:

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

El coeficiente de variación de presión a volumen constante β es muy parecido al coeficiente de dilatación a presión constante α , este último es independiente de: la naturaleza del gas, presión inicial y de su temperatura. Por estas razones se puede escribir:

$$\alpha = \beta = \frac{1}{273} = 0,003660$$

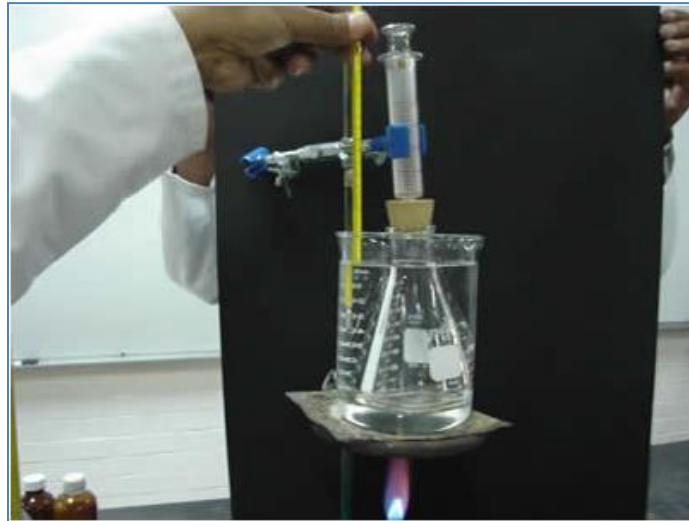
En la tabla 2 se facilitan los valores de $1 + \beta t$ en función de la temperatura.

Tabla 2. Valores de $1 + \beta t$.

TEMPERATURA	$1 + \beta t$	TEMPERATURA	$1 + \beta t$
0	1	60	1,220
5	1,018	70	1,256
10	1,036	80	1,293
15	1,055	90	1,330
20	1,073	100	1,366
25	1,091	120	1,440
30	1,110	140	1,513
35	1,128	160	1,586
40	1,146	180	1,659
45	1,165	200	1,733
50	1,183		

El experimento de Charles (figura 2) consistía en calentar un gas contenido en un recipiente manteniendo su presión constante. Al aumentar la temperatura del baño de agua, el aire se expande y el émbolo de la jeringa se desplaza.

Figura 2. Experimento de Charles.



Compresores de aire a pistón.

Los compresores son máquinas que aspiran el aire ambiente y lo comprimen hasta lograr una presión superior.

Existen muchas clases de compresores a nivel industrial de diferentes modelos y marcas que se pueden buscar a la hora de hacer una selección para una instalación neumática.

A continuación se presenta un breve resumen de la gama de compresores a pistón conocidos en el mercado atendiendo al repertorio de caudales que se disponen y al rendimiento del mismo en CV necesarios para comprimir $1\text{m}^3/\text{min}$ a 7 bares de presión efectiva.

Compresores de simple efecto y una etapa de compresión refrigerados por aire. Se emplean hasta una capacidad de $1\text{m}^3/\text{min}$ y su rendimiento no supera los $10\text{ CV}/1\text{m}^3/\text{min}$.

Compresores de simple efecto y dos etapas de compresión refrigerados por aire. Su capacidad va desde $2\text{ m}^3/\text{min}$ hasta $10\text{ m}^3/\text{min}$ y su rendimiento oscila entre 7,6 y 8,5 $\text{CV}/1\text{m}^3/\text{min}$.

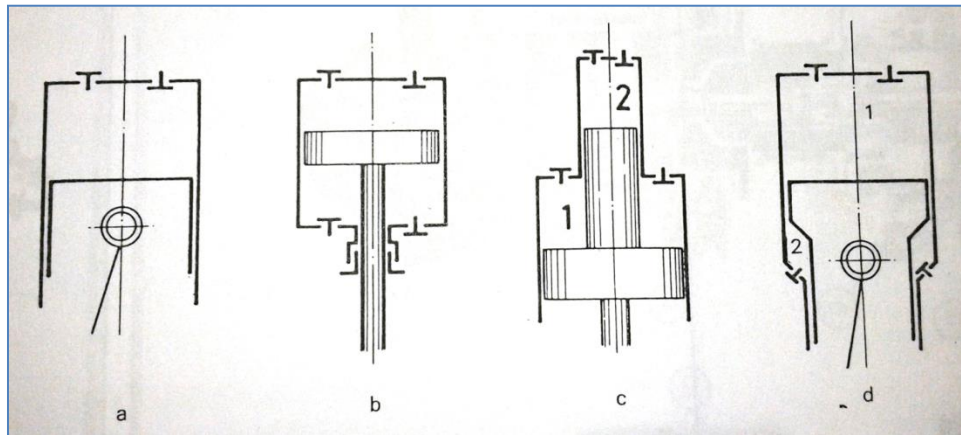
Compresores de doble efecto y dos etapas de compresión refrigerados por agua. Comienzan con $10\text{ m}^3/\text{min}$ y llegan hasta $100\text{ m}^3/\text{min}$. Su rendimiento oscila entre 6,6 y 7,0 $\text{CV}/1\text{m}^3/\text{min}$.

Compresores de simple efecto y dos etapas de compresión refrigerados por aire sin engrase de cilindros. Se inician con $2 \text{ m}^3/\text{min}$ y llegan hasta $10 \text{ m}^3/\text{min}$. Su rendimiento varía entre $8,2$ y $9,0 \text{ CV}/1\text{m}^3/\text{min}$.

Compresores de doble efecto y dos etapas de compresión refrigerados por agua sin engrase de cilindros. Parten de $10 \text{ m}^3/\text{min}$ y llegan hasta los $100 \text{ m}^3/\text{min}$ teniendo un rendimiento fluctuante dentro de los $7,1$ y $7,5 \text{ CV}/1\text{m}^3/\text{min}$.

Por el modo de trabajar el pistón dentro del cilindro del compresor, se puede decir que el compresor es de simple efecto cuando el trabajo se realiza sobre una sola cara del pistón (ver modelo a de la figura 3) y precisamente aquella dirigida hacia la cabeza del cilindro. La cantidad de aire desplazado es igual a la carrera por la sección del pistón.

Figura 3. Formas de trabajar el pistón



El compresor es de doble efecto cuando el trabajo se realiza sobre las dos caras del pistón y delimita dos cámaras de compresión en el cilindro (ver modelo b de la figura 3). El volumen de aire es igual a dos veces el producto de la sección del pistón por la carrera. Hay que tener en cuenta el vástago que ocupa un espacio no disponible para el aire y como consecuencia, los volúmenes creados por las dos caras del pistón no son iguales.

Se dice que el compresor es de múltiples etapas o tándem si tiene elementos superpuestos de diámetros diferentes que se desplazan en cilindros concéntricos (ver modelo c de la figura 3). El pistón de mayor diámetro puede trabajar en simple o doble efecto y los demás lo harían en simple efecto únicamente. Esta disposición es muy utilizada en compresores de alta presión.

Finalmente se encuentran los compresores llamados diferenciales que trabajan a doble efecto pero con diámetros diferentes para conseguir la compresión en dos etapas. Tiene limitada la utilidad y dicha posición de los pistones ya está en desuso.

Compresores rotativos

Reciben el nombre de compresores rotativos las máquinas que producen aire comprimido por un procedimiento rotatorio y continuo, es decir, que empujan el aire desde la aspiración hacia la descarga comprimiéndolo. Dentro de los modelos más difundidos a nivel industrial están:

Compresores de paletas. El rotor es excéntrico en relación al estator y lleva una serie de paletas que se ajustan contra la pared interior del estator por la acción de la fuerza centrífuga.

El principio de funcionamiento de estos compresores se ilustra en la figura 4. El rotor cilíndrico *R* está colocado excéntricamente dentro del hueco tubular del estator *E*

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

Figura 4. Principio de funcionamiento de los compresores de paletas.

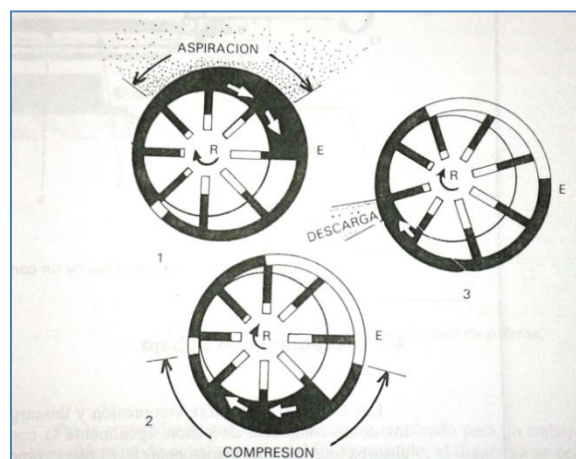
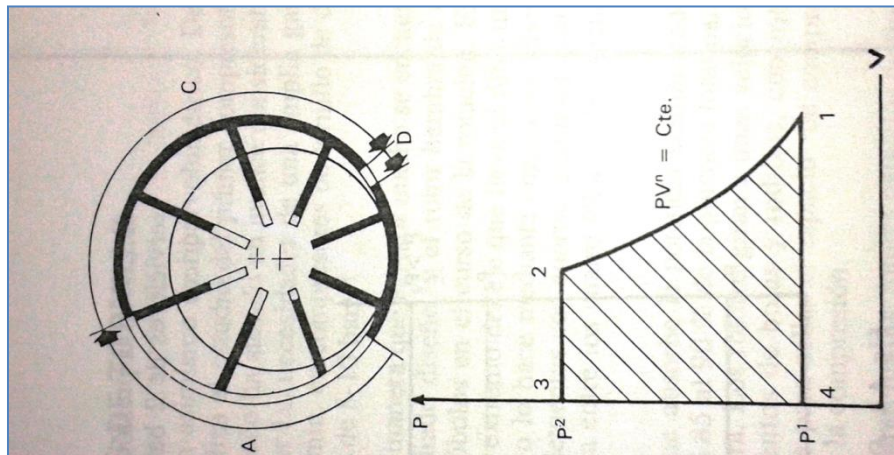


Diagrama de trabajo. Los ciclos de aspiración, compresión y descarga son muy análogos a los de un compresor de pistón. Igualmente la compresión isotérmica será la que absorba menos energía teóricamente, pero en la realidad se suele seguir una compresión politrópica donde n suele ser igual a aproximadamente a 1,35. Si se tomara un compresor ideal en el cual se considera que no hay fugas de aire de una paleta a otra y al carecer de espacio muerto, el rendimiento volumétrico solo se verá afectado por las fugas de aire y el diagrama de trabajo PV se podrá representar por la figura 5 donde P_1 es la presión de aspiración y P_2 la de descarga.

La curva 1-2 significa el trayecto de la compresión por reducción progresiva del volumen de aire. La línea 4-1 la aspiración y debido a que no hay espacios muertos o volúmenes perjudiciales, la presión al final de la descarga desciende bruscamente de P_2 a P_1 . El caudal aspirado y la potencia absorbida varían proporcionalmente a la velocidad de rotación.

Figura 5. Diagrama PV de un compresor de paletas.



En los compresores de paletas, su principal campo de actuación está en presiones efectivas de 0,5 a 4 bares; aunque hay empresas de renombre que los fabrican para una presión nominal a plena carga de 8 a 10 bares oscilando su volumen desde 100 hasta 2500 Nm^3/h . El compresor de paletas puede ser de una o dos etapas. En este último caso se tiene prácticamente dos máquinas en serie con un refrigerador intermedio. Las dos etapas pueden estar dispuestas ambas a un solo lado del motor de comando, conectando entre si los ejes de los dos compresores, o bien una de un lado y la otra del otro lado del motor conductor, siendo en este caso necesario un motor que tenga libres las dos extremidades del eje.

Compresores de tornillo. Esencialmente se componen de un par de rotores que tienen lóbulos helicoidales de engranaje constante.

Desde que en 1934 el profesor Alf Lysholm realiza el estudio del primer compresor de tornillo hasta nuestros días, su diseño ha avanzado de forma considerable demostrando ser compatibles para satisfacer las necesidades de una amplia gama de caudales que van desde 2,5 hasta $70 \text{ Nm}^3/\text{h}$ en compresores de dos etapas para presiones máximas de trabajo de hasta 10 bares.

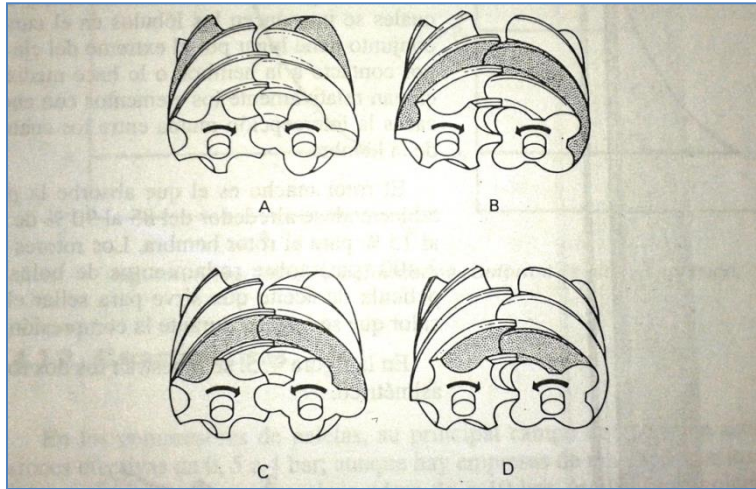
Están dispuestos de tal manera que el rotor macho se encuentra dotado de lóbulos con un perfil especial, y el rotor hembra tiene unas acanaladuras en las cuales se introducen los lóbulos en el curso de la rotación. El accionamiento del conjunto tiene lugar por el extremo del eje que lleva el rotor macho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

El rotor macho es el que absorbe la potencia suministrada por el motor, estableciéndose alrededor del 85 al 90 % de la potencia total para él dejando del 10 al 15 % para el rotor hembra. Los rotores giran a unas velocidades lentas (1300 a 2400 rpm) sobre rodamientos de bolas y rodillos, con interposición de una película de aceite que sirve como sellante del espacio de compresión y eliminar el calor producido durante la compresión.

Lo que esencialmente diferencia al compresor de tornillo es que el aire se comprime entre sus lóbulos de una forma continua y progresiva. El rotor macho ha girado un cuarto de vuelta mientras que el rotor hembra ha girado un sexto de vuelta en cada una de las configuraciones de la figura 6. Conforme giran los rotores, los espacios que hay entre los lóbulos van siendo ofrecidos al orificio de admisión y el incremento del volumen experimentado produce un descenso en la presión con lo que dichos espacios comienzan a llenarse de aire (A). Al mismo tiempo comienza a inyectarse aceite sometido a presión en el aire entrante (no hay bomba de aceite).

Cuando los espacios entre lóbulos están completamente cargados de aire, la rotación que prosigue cierra el orificio de admisión y comienza la compresión (B). El volumen de aire que hay entre los rotores de engrane continuo sufre aún una mayor reducción (C). En el momento que se alcanza la presión final del aire, el espacio interlobular queda conectado con el orificio de salida (D).

Figura 6. Diagrama funcional. El aire aspirado llena el espacio entre los lóbulos comprimiéndose progresivamente.



Compresores tipo Roots. Consisten en una envolvente elíptica con una rueda de paleta giratoria.

En aplicaciones automotrices, se llaman también supercargadores (superchargers), son compresores de aire de desplazamiento volumétrico. Aplicados para sobrealimentar un motor.

La mayor parte de supercargadores utilizados en los motores que hacen uso de éstos son del tipo de lóbulos o (roots).

Esta unidad consiste esencialmente de dos rotores montados en una carcasa y conectados por engranajes conducidos por el cigüeñal (ver figura 7). Los dos rotores son diseñados de tal forma que no tienen contacto alguno entre ellos ni con la carcasa del supercargador, pero los juegos entre ellos deben ser lo más estrechos posible para asegurar pequeñas pérdidas de la presión de aire cuando el motor está operando a bajas velocidades.

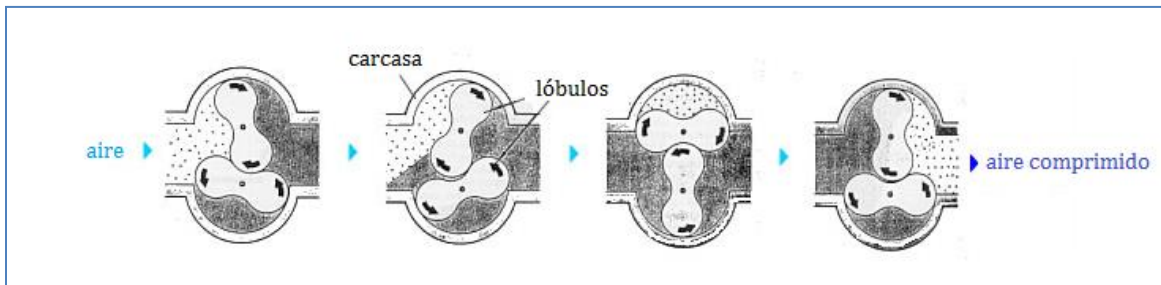
Es fácil deducir, que no puede permitirse que el un rotor, conduzca al otro por un contacto directo, porque tendría lugar un rápido desgaste, y las partículas metálicas desprendidas de los rotores serían llevadas dentro del motor. Esto, por supuesto, causaría un daño muy grave. Por consiguiente, se usan piñones sincronizados para conducir los rotores.

Los compresores tipo "roots" tienen una eficiencia térmica muy baja, en comparación con los del tipo de tornillo y los centrífugos, alrededor del 40 % para un Root típico y hasta un 60 % en las versiones más modernas versus un 70 a 75 % para los centrífugos y los de

doble tornillo, esto hace que produzcan más calor que es el enemigo número uno para la producción de potencia.

La ventaja de los supercargadores roots, está su habilidad para producir presiones de sobrealimentación a bajas RPM del motor.

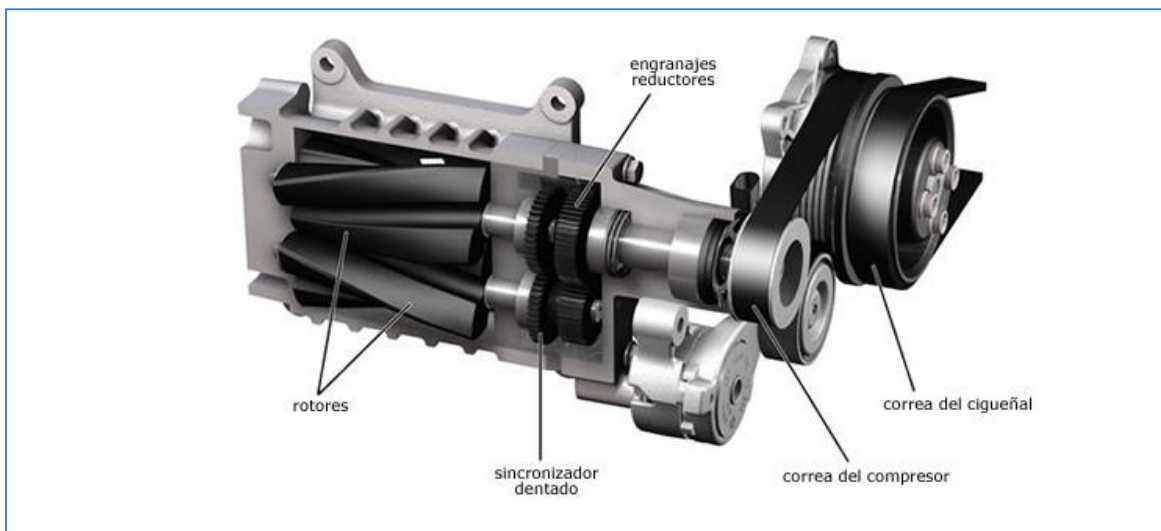
Figura 7. Esquema de un compresor de lóbulos.



Cuando el motor no tiene carga, el vacío del colector de admisión gira los rotores como un molino de viento sin que el motor pierda potencia. A altas revoluciones el supercargador le podría estar quitando potencia al motor; para reducir este efecto, marcas como la MAZDA utiliza un compresor con polea de accionamiento e diámetro variable. Esta polea viene acoplada al compresor por medio de un sistema de electroimán como el que utiliza el compresor de aire acondicionado. Por medio de un botón se pone en funcionamiento el compresor a voluntad del conductor.

La figura 8 muestra un esquema de un compresor tipo roots utilizado en los motores TSI de VOLKSWAGEN.

Figura 8. Compresor tipo roots.



INSTALACIONES DE AIRE COMPRIMIDO

Antes de iniciar un proyecto de instalación de aire comprimido hay que pensar en el aire que se le va a suministrar a la instalación, ya que éste estará en función del tipo de industria que se vaya a analizar para decidir respecto a características de los compresores, tratamiento del aire y seleccionar los demás componentes que formarán parte del conjunto global de la instalación.

Se debe aclarar que el aire comprimido está permanentemente contaminado por tres causas: El aire aspirado de la atmósfera (polvo atmosférico, humedad contenida en el aire), vapores.

El compresor (aceite y partículas de desgaste del mismo).

El sistema de distribución, es decir la red de conductos (óxidos de las tuberías y partículas de desgaste).

Otra condición esencial que incide en el beneficio económico de una instalación neumática es la pérdida de presión. La energía neumática como cualquier otro tipo de energía tiene un índice crematístico plenamente marcado.

Aunque el aire existe en todos los medios de manera abundante, industrialmente carece de aprovechamiento si no se le comprime a una presión mayor a la atmosférica. Obviamente este proceso cuesta dinero porque en primer lugar toca invertir en la compra de un buen compresor, red de tuberías y otros equipos neumáticos; en segundo lugar hay que considerar los gastos de mantenimiento y conservación de los equipos. Por lo tanto se debe lograr por todos los medios tener buena rentabilidad a dicha inversión y la única forma es mantener la presión de trabajo desde que sale del compresor hasta el último punto de uso.

Pérdida de presión.

La pérdida de presión es sinónimo de pérdida de potencia. En condiciones normales de funcionamiento, la mayor parte de las herramientas y equipos neumáticos están contruidos para obtener su máximo rendimiento a una presión de trabajo comprendida entre 6 y 7 bares que equivale a entender que es allí en donde el aire comprimido se expande devolviendo parte de la energía almacenada. El aire comprimido no es otra cosa que una fuente de energía utilizable mediante su expansión debiendo conseguir su conservación hasta llegar a los elementos que la vana usar.

No se debe olvidar que la presión de aire en el compresor nunca es igual a la presión de aire en los puntos de trabajo. Normalmente la presión de trabajo en los compresores es de 7 bares pero entre el grupo compresor y el sitio de aplicación donde la fuerza neumática ha de prestar su servicio, se encuentra un depósito de aire, las unidades de depuración y la red de tuberías que distribuyen el aire comprimido por toda la planta junto con los acoplamientos rápidos, filtros, mangueras, conexiones, que impiden la transmisión total de la energía (presión) desde el compresor hasta la máquina. Pero se pueden limitar estas pérdidas a unos valores relativamente pequeños y que sean admisibles en la práctica.

Las pérdidas que se convierten en calor, producen una caída de presión que para una tubería recta se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$\Delta P = 450 \cdot \frac{q_c^{1,85} \cdot l}{d^5 \cdot p}$$

ΔP : caída de presión en bares

q_c : caudal de aire FAD en l/s

d : diámetro de la tubería en mm

l : longitud de la tubería en m

p : presión absoluta inicial en bares o atmósferas

Las caídas de presión permitidas en las tuberías de la instalación se muestran en la tabla 1.

Tabla 1. Caídas de presión en tuberías.

Caídas de presión en las tuberías de servicio	0,03 bares
Caídas de presión en las tuberías de distribución	0,05 bares
Caídas de presión en tuberías verticales	0,02 bares
Caídas de presión totales en instalaciones fijas	0,10 bares

La caída de presión total en una instalación neumática no debe ser mayor de 0.6 bares.

Hay que determinar las longitudes de tuberías necesarias para las diferentes partes de la red (tuberías de servicio, tuberías de distribución y tuberías verticales). Se recomienda levantar un plano a escala de la red prevista. La longitud de las tuberías se corrige añadiendo las longitudes equivalentes de válvulas codos, uniones y otros accesorios como se muestra en la figura 1.

Como alternativa a la fórmula anterior, al calcular el diámetro de la tubería se puede usar un nomograma (mostrado en la figura 2) para averiguar el diámetro de tubería más

apropiado. Para realizar este cálculo hay que conocer el caudal, la presión, la caída de presión permitida y la longitud de la tubería. Después se selecciona una tubería estándar el diámetro inmediatamente superior.

Las longitudes de tubería equivalentes para todas las partes de la instalación se calculan utilizando una lista de los acoplamientos y componentes de la tubería así como la resistencia al flujo expresada en longitud de tubería equivalente. Estas longitudes extras se añaden a la longitud de tubería inicial. Después se recalculan las dimensiones seleccionadas de la red para asegurar que la caída de presión no sea excesiva.

Nota: Las figuras y ecuaciones son tomadas del manual de aire comprimido ATLAS COPCO.

Figura 1. Longitudes equivalentes en accesorios.












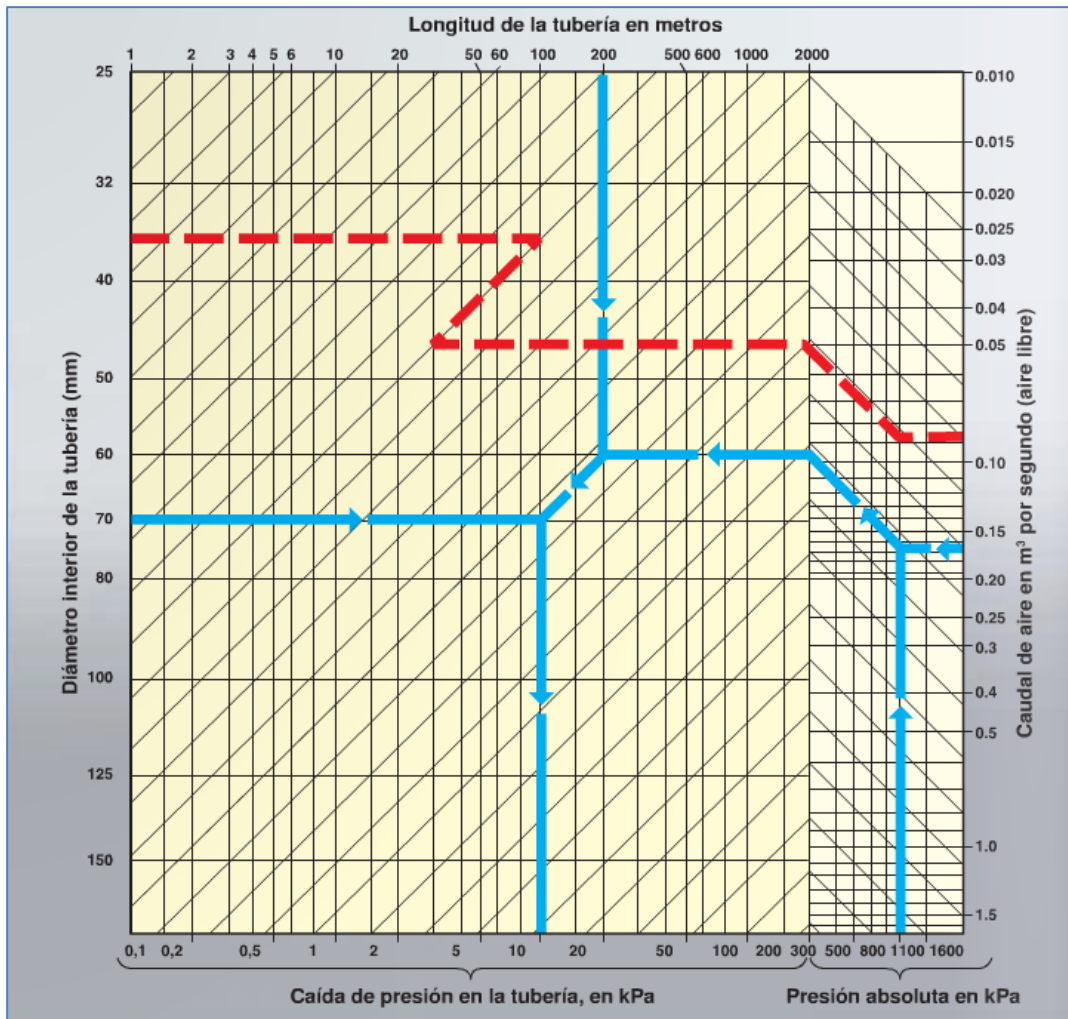
Longitud equivalente en metros												
Componente		Diámetro interior de la tubería en mm (d)										
		25	40	50	80	100	125	200	250	300	400	
Válvula de bola totalmente abierta		0.3 5	0.5 8	0.6 10	1.0 16	1.3 20	1.6 25	1.9 30	2.6 40	3.2 50	3.9 60	5.2 80
Válvula de diafragma totalmente abierta		1.5	2.5	3.0	4.5	6	8	10	-	-	-	-
Válvula angular totalmente abierta		4	6	7	12	15	18	22	30	36	-	-
Válvula de globo		7.5	12	15	24	30	38	45	60	-	-	-
Válvula antirretorno de clapeta		2.0	3.2	4.0	6.4	8.0	10	12	16	20	24	32
Codo R = 2d		0.3	0.5	0.6	1.0	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.6	4.8
Codo R = d		0.4	0.6	0.8	1.3	1.6	2.0	2.4	3.2	4.0	4.8	6.4
Ángulo 90°		1.5	2.4	3.0	4.5	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Te, salida en línea		0.3	0.4	1.0	1.6	2.0	2.5	3	4	5	6	8
Te, salida angular		1.5	2.4	3.0	4.8	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Reductor		0.5	0.7	1.0	2.0	2.5	3.1	3.6	4.8	6.0	7.2	9.6

Figura 2. Nomograma para calcular longitudes equivalentes.



Depósito de aire.

Cada instalación de aire comprimido incluye uno o más depósitos de aire. Su tamaño está en función de la capacidad del compresor, del sistema de regulación y del patrón de consumo de aire. Dentro de las funciones del depósito de aire además de almacenar el aire comprimido están: equilibrar las pulsaciones del compresor, enfriar el aire y recoger parte de la condensación.

La siguiente fórmula sirve para dimensionar el volumen del depósito. La fórmula solo se aplica para compresores de tipo todo o nada.

$$V = \frac{0,25 \cdot Q_c \cdot P_1 \cdot T_0}{f_{max}(P_U - P_L) \cdot T_1}$$

V : volumen del depósito de aire en Litros (l)

Q_c : capacidad del compresor en l/s

P_1 : presión de entrada del compresor en bares o atmósferas

T_1 : temperatura máxima de entrada del compresor en (K)

T_0 : temperatura del aire comprimido en el depósito en (K)

$P_U - P_L$: diferencia de presión ajustada entre carga y descarga

f_{max} : frecuencia máxima de carga, normalmente 1 ciclo cada 30 segundos

Ejemplo de aplicación.

En el siguiente ejemplo se usará el diagrama mostrado en la figura 3 tomado de:.....

Cantidad suministrada de aire: $20 \text{ m}^3/\text{min}$

Conmutaciones por hora (z): 20

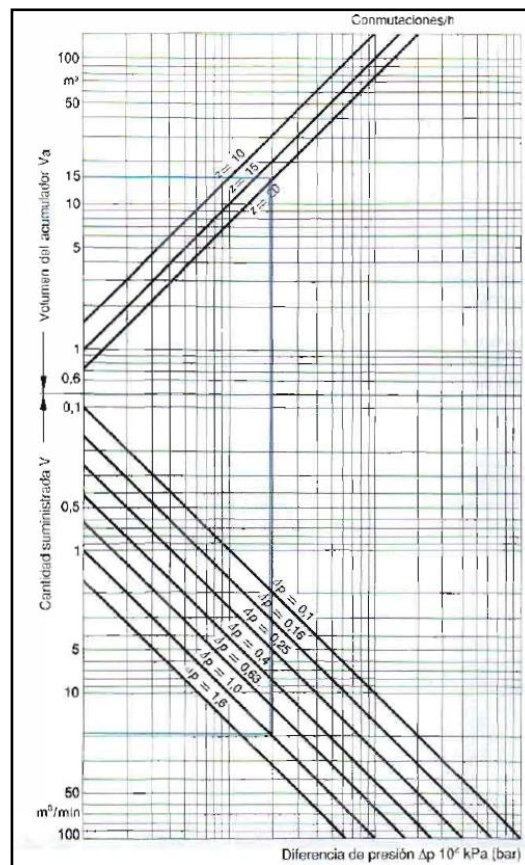
Diferencia de presión: 100 kPa (1 bar)

Solución:

Para encontrar el tamaño del depósito de aire comprimido simplemente se leen del diagrama los valores mencionados en el ejemplo. De esta manera, el volumen del recipiente es de:

$15 \text{ m}^3 = 15000 \text{ litros}$

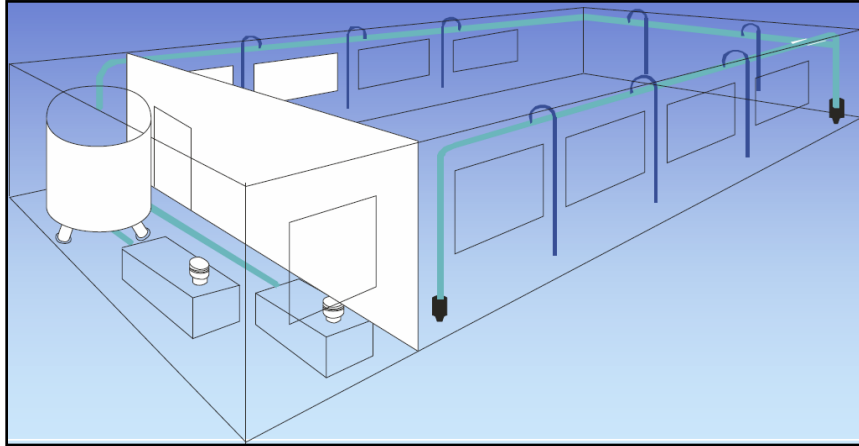
Figura 3. Diagrama para calcular el tamaño del depósito de aire comprimido.



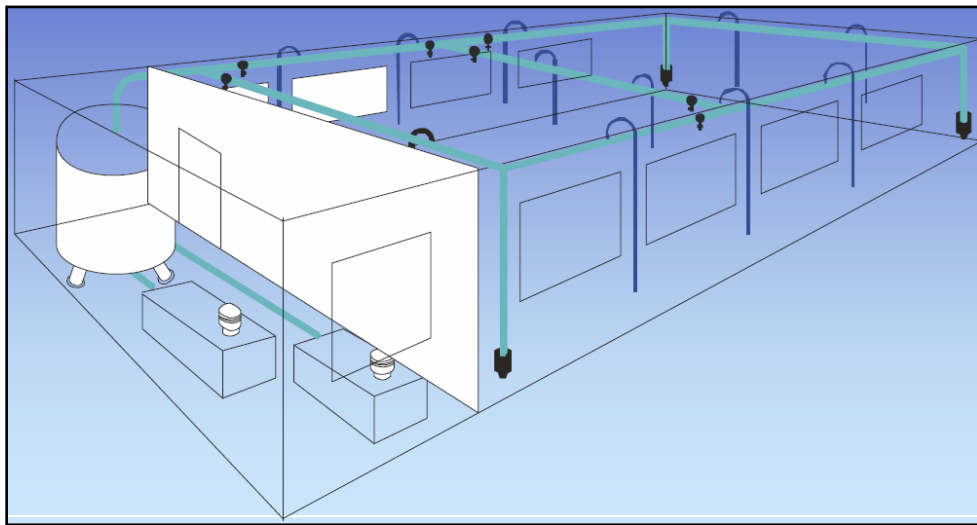
Configuraciones de redes neumáticas.

Las diferentes redes neumáticas pueden ser abiertas o cerradas dependiendo de su aplicación industrial.

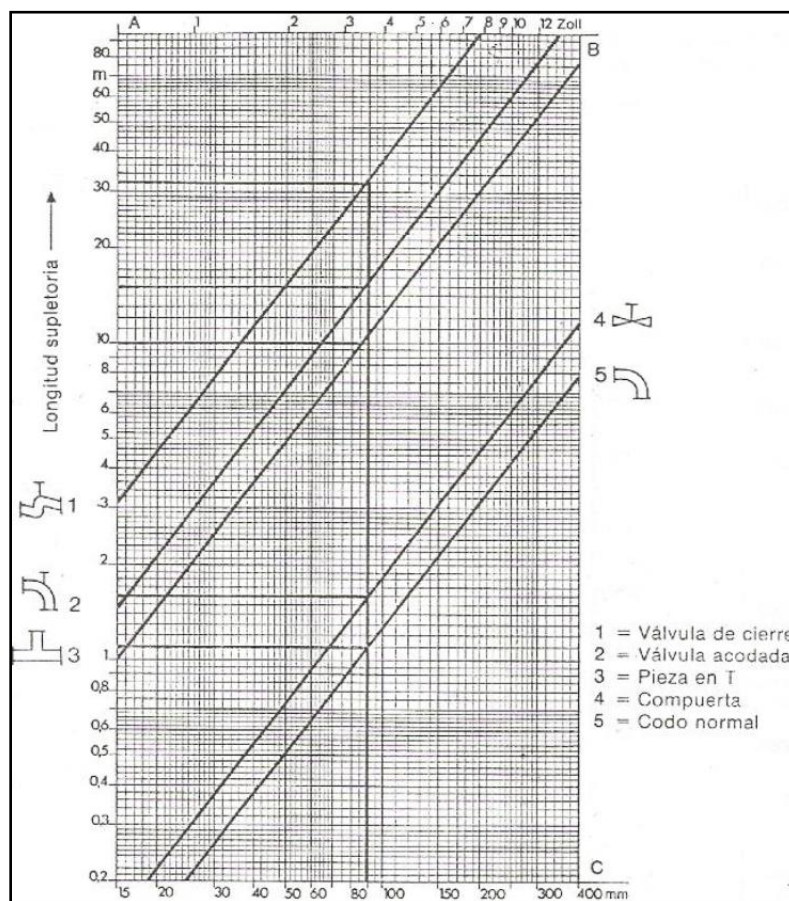
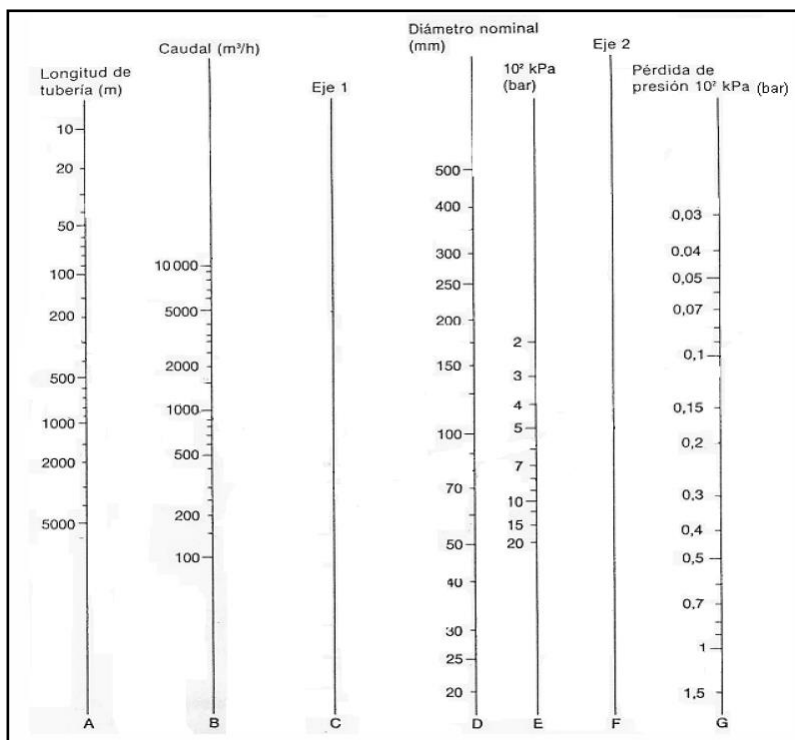
Red abierta



Red cerrada



Diferentes presentaciones para el cálculo de tubería en instalaciones neumáticas.



Ejemplo de aplicación

Calcular el diámetro de tubería para la siguiente instalación neumática. El consumo de aire es de $4m^3/min$ ($240m^3/h$). Para futuras ampliaciones se asume un aumento en tres años del 300%, es decir, $12m^3/min$ ($720m^3/h$). El consumo global asciende a $16m^3/min$ ($960m^3/h$).

La red tiene una longitud de $280m$ y comprende 6 piezas en T, 10 codos normales, 3 válvulas de cierre. Existe una pérdida admisible de presión de $10kpa = 0.1bar$ y la presión de servicio es de $6bares$.