



07 - Válvulas y electroválvulas

- Conceptos básicos, esquemas internos de funcionamiento, terminología, funcionamiento, distintas tipologías de utilización
- Curvas de caudal



Válvulas y electroválvulas

CONCEPTOS BÁSICOS

En neumática la válvula es el dispositivo que intercepta y distribuye el aire comprimido o regula su caudal.

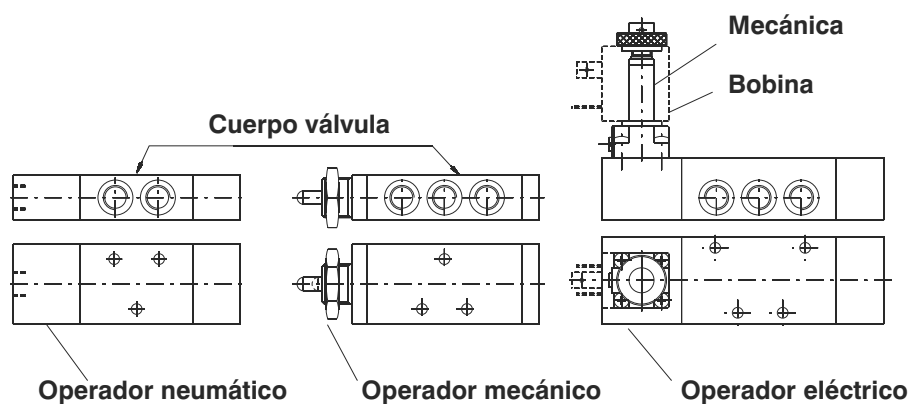
Se pueden agrupar en tres familias:

- **válvulas de interceptación:** bloquean o cambian el sentido del aire comprimido en base a las necesidades (ejem. ver elementos lógicos OR o AND).

- **válvulas de regulación:** varían el flujo del aire comprimido en base a las necesidades regulando presión y/o caudal. (ejem. Ver los reguladores de flujo).

- **válvulas de distribución:** desvían el flujo del aire comprimido sin variar la presión ni el caudal.

Las válvulas de distribución están compuestas de dos partes: la **operativa** de distribución del aire (el **cuerpo de válvula**), y la de **mando** (el **operador**) que acciona la primera y hace de transmisión entre el utilizador y el dispositivo neumático comandado (un cilindro por ejemplo).



EL CUERPO DE LA VÁLVULA

Es la parte operativa de la válvula y comprende las conexiones, los orificios de fijación y las partes en movimiento para la distribución del aire.

Existen dos distintos sistemas de funcionamiento: de obturador y de corredera.

Funcionamiento de OBTURADOR

El sistema de distribución en movimiento interno en el cuerpo de válvula, está compuesto por dos obturadores de goma que hacen estanqueidad directamente sobre la sección de paso, elevándose o apoyándose sobre la misma.

Ventajas

- carrera de las partes en movimiento corta: tiempos de respuesta reducidos.
- grandes secciones de paso: alto caudal

Desventajas

- Funcionamiento monoestable: necesita de la señal continua para el accionamiento: el reposicionamiento es factible solo con retorno por muelle.
- El sistema de las presiones no es compensado en cuanto que la presión actúa directamente sobre el obturador aplicando una fuerza a contrastar con el muelle con las consiguientes altas presiones de accionamiento.
- función 5/3 no factible.

Funcionamiento de CORREDERA

La parte en movimiento en este sistema es la corredera que en su movimiento de translación, al tener diferentes diámetros, hace o no hace estanqueidad con las juntas fijadas al cuerpo de válvula, permitiendo o no el paso del flujo del aire.

Ventajas

- simplicidad de montaje/instalación/mantenimiento.
- funciones 5/3 factibles
- dimensiones reducidas
- posibilidad de utilizar el mismo cuerpo de válvula con distintos operadores
- posibilidad de montaje en batería

Desventajas

- carrera de las partes en movimiento larga: tiempos de respuesta mayores.
- necesidad de atención y cuidado en el montaje y realización de los componentes.
- pasos/caudales inferiores

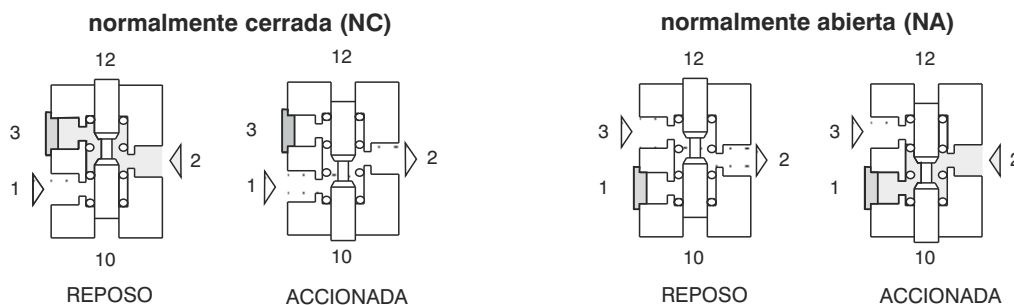


Válvulas y electroválvulas

Existen diversas tipologías de válvulas de distribución, según la función que desempeñen (nos limitamos al funcionamiento de corredera y omitiendo el de obturador).

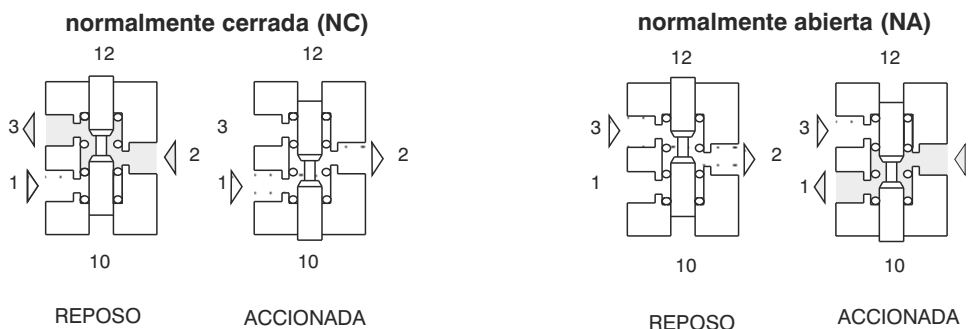
2/2 - 2 vías 2 posiciones

2 conexiones roscadas (alimentación y utilización, sin escape)



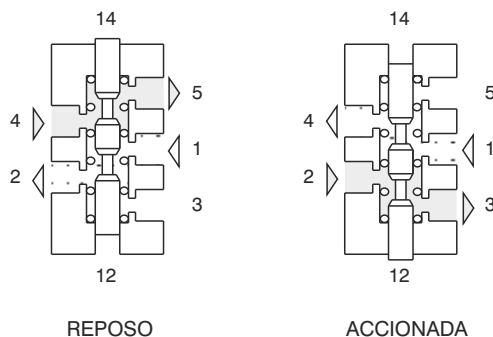
3/2 - 3 vías 2 posiciones

3 conexiones roscadas (alimentación, utilización y escape)



5/2 - 5 vías 2 posiciones

5 conexiones roscadas (alimentación, utilizaciones y sus correspondientes escapes)



20



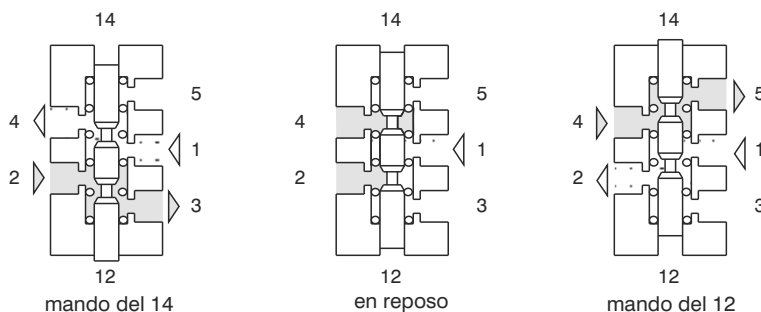
Válvulas y electroválvulas

5/3 - 5 vías 3 posiciones

5 conexiones roscadas (alimentación, 2 utilidades y sus correspondientes escapes)

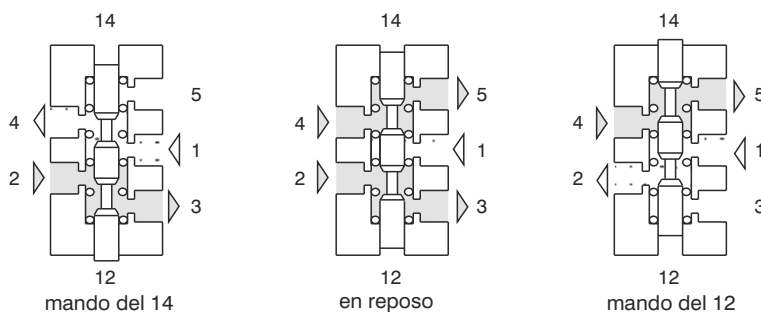
Centros Cerrados (CC)

(condiciones de reposo : todos los pasos cerrados)



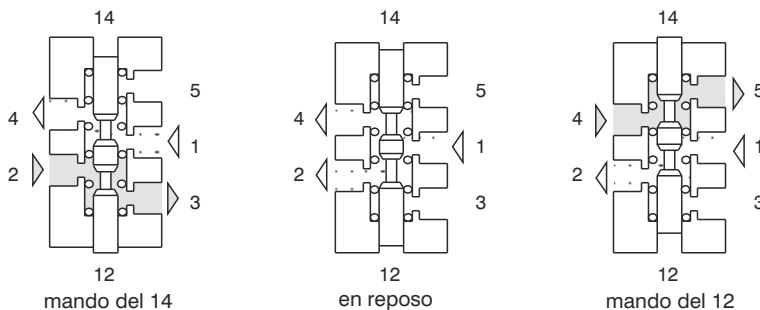
Centros Abiertos (CA)

(condiciones de reposo: paso 1 cerrado, pasos del 4 al 5 y del 2 al 3 abiertos)



Centros en Presión (CP)

(condiciones de reposo: paso del 1 al 2 y al 4 abierto, pasos 5 y 3 cerrados)





Válvulas y electroválvulas

LOS OPERADORES

Son las partes de mando de las válvulas y pueden ser de **accionamiento** (conmutación de la válvula) o **reposicionamiento** (vuelta de la válvula a la posición de reposo).

Si la señal con la que se pilota el operador es de tipo manual o mecánico estamos hablando de una válvula, si es eléctrico de una **electroválvula**.

Operadores mecánicos/manuales

Constituidos por palancas, rodillos, pulsadores, pedales, etc. actúan directamente sobre el sistema interno de distribución del aire (corredera).

Operadores neumáticos

Utilizado cuando no es posible mandar directamente la válvula; constituidos por un pistón que accionado a distancia por un impulso neumático hace desplazar el sistema interno de distribución del aire (corredera).

Operadores electroneumáticos

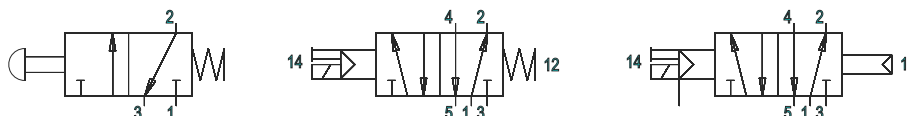
Son operadores que reciben una señal de tipo eléctrico y la transforman en una neumática de mando.

VÁLVULAS MONOESTABLES Y BIESTABLES

Según el número de señales necesario para su funcionamiento, las válvulas se dividen en monoestables y biestables.

Válvulas o electroválvulas monoestables: para su funcionamiento necesitan de una sola señal externa.

Son válvulas con el operador de reposicionamiento de tipo inestable que no necesita señal externa sino que se reposiciona por sí misma al faltar la señal del operador opuesto.

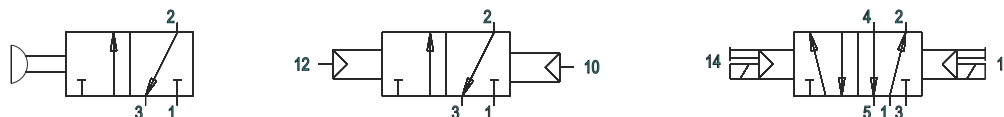


Los operadores inestables más comunes son los mecánicos (el muelle) y los neumáticos (el diferencial).

El primero es un simple muelle que desplaza longitudinalmente la corredera. El diferencial es un pistón neumático con una sección de empuje inferior a la del operador neumático opuesto. Como se ve en el símbolo del ejemplo abajo reseñado, en caso de faltar la señal 12 la válvula vuelve a la posición de reposo.



Válvulas o electroválvulas biestables: Para el funcionamiento necesitan de dos señales externas. Son válvulas con operadores del tipo estable, como el neumático o el pulsador de 2 posiciones, que al faltar la segunda señal externa, permanecen en la posición en la que se encuentran.



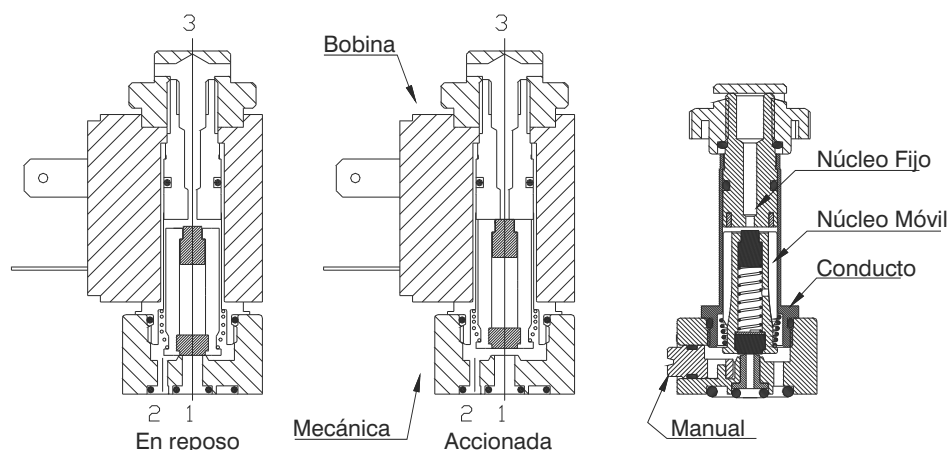


Válvulas y electroválvulas

LAS ELECTROVÁLVULAS

Electroválvulas de mando directo: Como indica el término mandan directamente el aire comprimido de la alimentación a la utilización y pueden definirse también como de tipo de obturador. Están compuestas por la **Mecánica**, un conducto en latón o acero inox sobre el cual se ensarta la **bobina**. En el conducto se desliza el **núcleo móvil** que porta los obturadores de estanqueidad y es accionado por el campo magnético de la bobina bajo tensión. En el extremo de la mecánica está el **núcleo fijo** que amplifica el campo magnético y en caso de utilización con corriente alterna, lleva un **anillo de cobre** llamado de desfase que limita las vibraciones causadas por la corriente (los núcleos son de acero especial de bajo magnetismo residual).

Estas electroválvulas, siempre provistas de un accionamiento mecánico suplementario útil para accionar la electroválvula en cualquier momento (ejem. en caso de búsqueda de averías), pueden ser solo 2/2 y 3/2 (normalmente abiertas o cerradas).



Electroválvulas de mando indirecto: Como su nombre indica, la electroválvula en cuestión está provista de una electroválvula de mando directo que bajo tensión alimenta un operador neumático.

Se trata efectivamente de un distribuidor neumático mandado por una señal eléctrica.

Se pueden distinguir dos variantes:

- **servoasistidas** (o autoalimentadas): el operador se alimenta del aire de la conexión de alimentación principal 1 del distribuidor; excitando la bobina el aire de la conexión 1 pasa al operador neumático que acciona la electroválvula.

Presión de accionamiento y de alimentación de electroválvula iguales

- **alimentadas externamente:** conceptualmente iguales a las servoasistidas pero con la alimentación externa del operador

Presión de accionamiento y de trabajo de la electroválvula diferentes

TÉRMINOS Y DEFINICIONES

Presión mínima de accionamiento: indicada para las válvulas neumáticas y eléctricas, es la presión por debajo de la cual el dispositivo neumático no se acciona.

Fuerza mínima de accionamiento: para las válvulas de accionamiento mecánico o manual indica el valor mínimo de la fuerza necesaria para accionar la válvula.

Presión máxima de ejercicio: es la presión límite de funcionamiento a la que el dispositivo neumático funciona sin riesgo de daño.

Diámetro nominal de paso: corresponde a la sección mínima de paso de las salidas / entradas de la válvula o electroválvula, pero no se toma como valor para elección de la misma. En efecto, para una comparación entre tallas en catálogo, se toma en consideración el caudal nominal.

Temperatura mínima y máxima: son las temperaturas dentro de las cuales el dispositivo neumático funciona regularmente y fuera de los cuales podría sufrir daños.



08 - Cilindros

- Informaciones básicas sobre cilindros
- Ciclos de trabajo del cilindro
- Consumos de aire
- Cargas en punta
- Capacidad de amortiguación de final de carrera
- Fuerza de empuje y tracción del cilindro
- Las cargas del muelle en los cilindros de simple efecto
- Par máximo de apriete tornillos de fijación cilindros



Cilindros

INFORMACIONES BÁSICAS SOBRE EL CILINDRO

-Función

Los cilindros neumáticos son los componentes finales de un sistema automático que transforman la energía neumática en trabajo.

$$T = F \times d$$

(Trabajo= Fuerza x desplazamiento)

La **fuerza teórica** del cilindro es directamente proporcional a la presión de alimentación y a la superficie sobre la que actúa (es decir la superficie del pistón).

$$F = P \times S$$

(Fuerza= Presión x superficie)

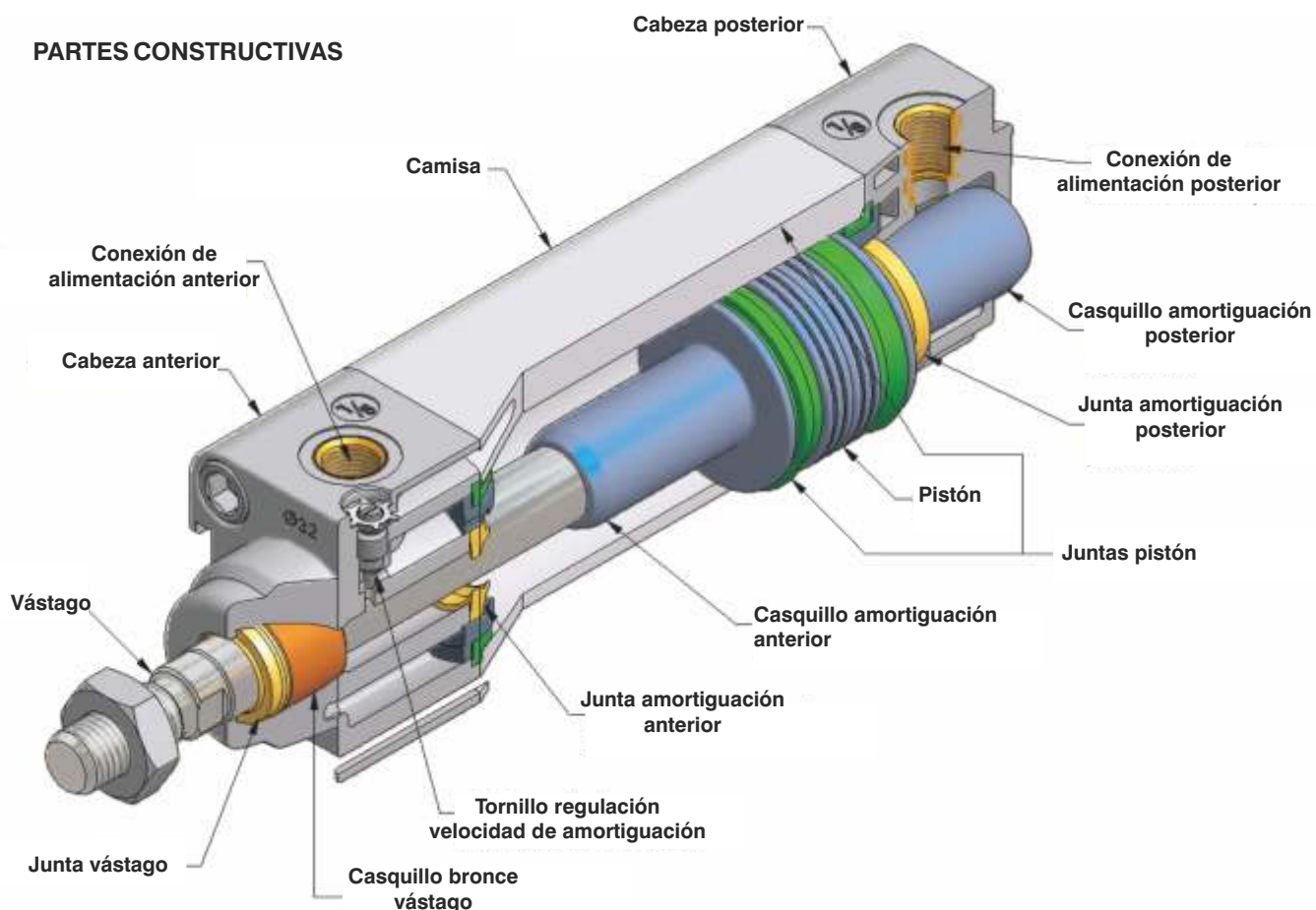
(es evidente que en la fase de retroceso del vástago, la sección de empuje disminuye tanto como sea la sección del vástago).

La **fuerza real** del cilindro se calcula teniendo en cuenta que:

- existen pérdidas por el rozamiento de las juntas de estanqueidad durante el movimiento.
- en la partida el cilindro debe vencer el rozamiento estático del primer despegue, superado el cual el cilindro comienza a moverse.
- cuando el pistón se estaciona por un cierto período de tiempo en la misma posición, la compresión de las juntas de estanqueidad contra la pared de la camisa, desplaza el velo de lubricante interpuesto entre sí y la superficie de deslizamiento. En ese punto la lubricación cesa y el pistón, al partir, debe superar una superficie "seca".

Por todos estos motivos, la fuerza real del cilindro es igual a la fuerza teórica reducida en un 10-15%.

PARTES CONSTRUCTIVAS

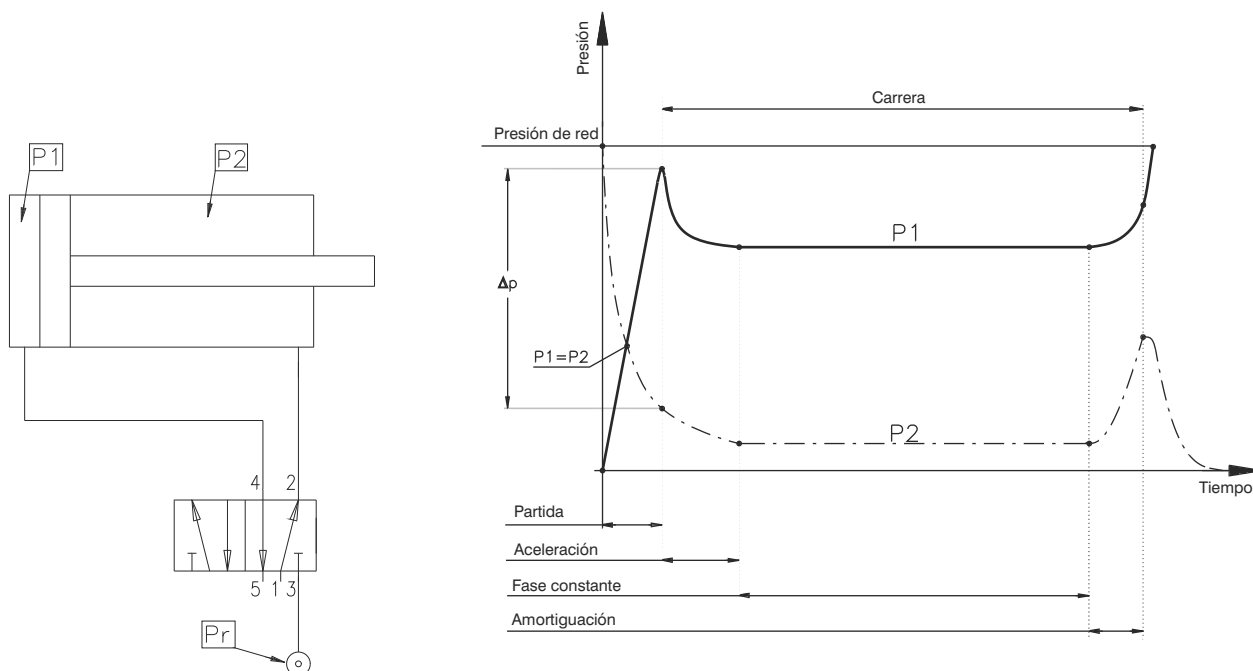




Cilindros

EL CICLO DEL TRABAJO DEL CILINDRO

El ciclo del trabajo de un cilindro está compuesto de 4 fases: partida, aceleración, fase constante y amortiguación. Consideremos el circuito abajo indicado con el cilindro en posición de reposo (vástago todo adentro) conectado a un P_1 = presión atmosférica P_2 = presión de red (P_r).



Partida:

- accionando el distribuidor 5/2, el aire del 2 pasa al 4, presurizando la cámara posterior del cilindro; P_1 hace salir el vástago mientras que la cámara anterior evacua la presión a través de las conexiones 2->3 con P_2 que baja.
- tan pronto como la P_1 supere el punto de equilibrio entre las dos presiones, el cilindro podría partir pero necesita una presión suficiente para vencer los rozamientos y la carga aplicada al cilindro. Cuando esta Δp es mayor que los rozamientos y las cargas aplicadas, el cilindro comienza a moverse.

Aceleración:

La máxima velocidad del cilindro se alcanza en torno al 15-30% de la carrera y es directamente proporcional al volumen de la cámara en escape y por tanto a la carrera. De ello se desprende que, a igualdad de diámetro de cilindro, mayor será la aceleración cuanto menor sea la carrera.

Fase constante:

Una vez alcanzado un equilibrio entre las dos cámaras, el pistón corre hasta la siguiente fase. La velocidad de translación no es siempre constante y depende de muchos factores entre los cuales se encuentran los rozamientos internos, la carga aplicada, la posición de montaje del cilindro, el caudal del distribuidor, etc... Regulando el caudal en escape es posible controlar la velocidad del cilindro, teniendo en cuenta utilizar un distribuidor con máximo caudal posible (ver "Dimensionamiento / elección del cilindro y de la válvula" sección 09) en cuanto que la regulación de la velocidad será para valores inferiores a la máxima velocidad del distribuidor.

Amortiguación:

Es la fase final de la carrera con el escape de la cámara anterior estrangulado haciendo así que la P_2 salga oponiéndose a la P_1 y ralentizando la carrera del pistón hasta el fin de la carrera cuando P_1 sale al valor máximo suministrado por la red y P_2 = presión atmosférica.



Cilindros

CONSUMO DE AIRE DE LOS CILINDROS

El consumo de aire del cilindro es el volumen de aire que el cilindro consume por cada ciclo completo de trabajo ejecutado (salida y entrada del vástago), en proporción a la presión de alimentación.

$$\text{Consumo} = Pa \times C \times (A+b)$$

- Pa** = Presión absoluta (bar)
C = Carrera cilindro (dm)
A = ver tabla 1 (dm²)
b = ver tabla 2 (dm²)

El consumo se mide en Normal-Litros (NI) que corresponde al volumen que ocuparía una determinada cantidad (masa) de gas si fuera insuflado a la presión atmosférica.

Ejemplo de cálculo:

Consideremos un cilindro ISO 15552 serie 1319:
 Alimentación a 6 bar (Pa = 7 bar)
 Carrera 50 mm. (C = 0,5 dm)
 Ø 63 (A = 0,31157 dm²)
 Ø vástago = 20 mm. (b = 0,28017 dm²)

Consumo = 7 (bar) x 0,5 (dm) x (0,31157 + 0,28017) = 2,072 NI
 (para conocer el consumo en un determinado número de ciclos del cilindro bastará multiplicar el consumo obtenido de la fórmula por el número de ciclos ejecutados).

Area pistón cilindro

Ø cilindro	A
Ø 8	0,00502 dm ²
Ø 10	0,00785 dm ²
Ø 12	0,01130 dm ²
Ø 16	0,02010 dm ²
Ø 20	0,03140 dm ²
Ø 25	0,04906 dm ²
Ø 32	0,08038 dm ²
Ø 40	0,12560 dm ²
Ø 50	0,19625 dm ²
Ø 63	0,31157 dm ²
Ø 80	0,50240 dm ²
Ø 100	0,78500 dm ²
Ø 125	1,22656 dm ²
Ø 160	2,00960 dm ²
Ø 200	3,14000 dm ²

tabla 1

Diferencia area pistón cilindro / Ø vástago

Ø cilindro - Ø vástago	b
Ø 8 - Ø 4	0,00377 dm ²
Ø 10 - Ø 4	0,00659 dm ²
Ø 12 - Ø 6	0,00848 dm ²
Ø 16 - Ø 6	0,01727 dm ²
Ø 20 - Ø 8	0,02638 dm ²
Ø 25 - Ø 10	0,04121 dm ²
Ø 32 - Ø 12	0,06908 dm ²
Ø 40 - Ø 14	0,11021 dm ²
Ø 40 - Ø 16	0,10550 dm ²
Ø 40 - Ø 18	0,10017 dm ²
Ø 50 - Ø 14	0,18086 dm ²
Ø 50 - Ø 18	0,17082 dm ²
Ø 50 - Ø 20	0,16485 dm ²
Ø 63 - Ø 20	0,28017 dm ²
Ø 63 - Ø 22	0,27357 dm ²
Ø 80 - Ø 22	0,46441 dm ²
Ø 80 - Ø 25	0,45334 dm ²
Ø 100 - Ø 25	0,73594 dm ²
Ø 100 - Ø 30	0,71435 dm ²
Ø 125 - Ø 30	1,15591 dm ²
Ø 125 - Ø 32	1,14618 dm ²
Ø 160 - Ø 40	1,88400 dm ²
Ø 200 - Ø 40	3,01440 dm ²

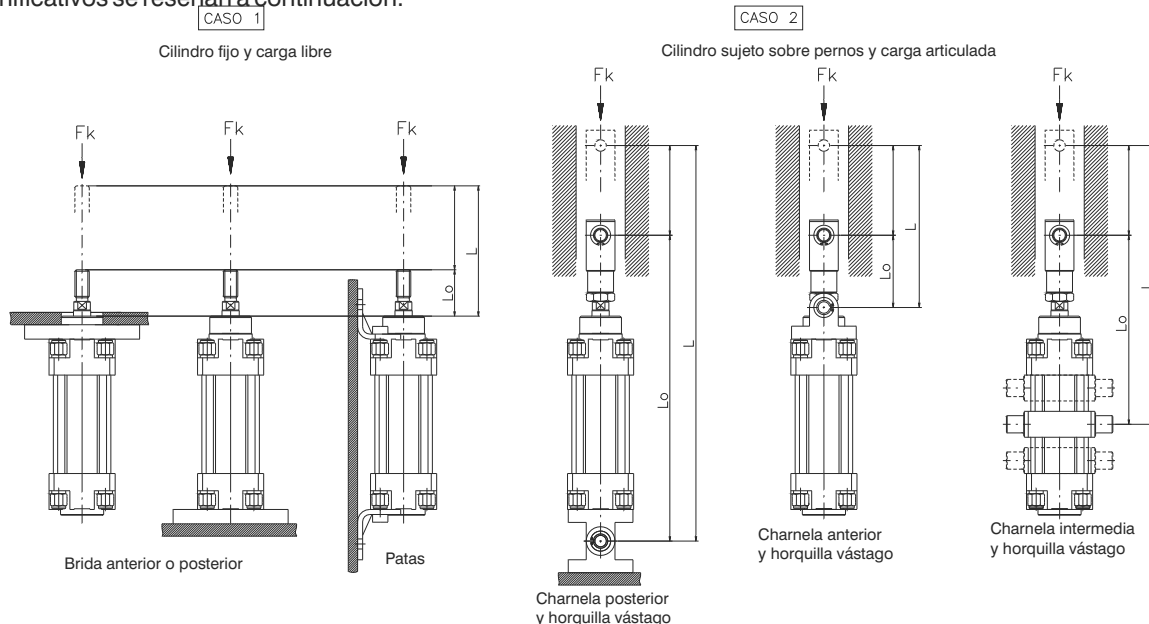
tabla 2



Cilindros

CARGA DE PUNTA ADMISIBLE (carga de límite de flexión)

La carga de punta es la carga máxima aplicable axialmente al vástago de los cilindros a partir de la cual podría producirse la flexión del vástago por compresión. Los factores que influyen sobre la carga de punta son la entidad de la carga, el diámetro del vástago, la longitud máxima sobre la que se aplica la carga (longitud de límite de flexión) y las condiciones de trabajo exigidas al vástago (tipo de fijación cilindro). Entre los distintos casos de exigencias, los más significativos se reseñan a continuación.



Los controles ligados a la carga de punta se pueden hacer de modo empírico (ver fórmulas) o leyendo el gráfico siguiente referido a las peores exigencias de prestaciones (caso 1 y 2).

Para todos los demás sistemas de fijación del cilindro, la carga admisible será seguramente mayor.

$$F_k = \frac{\pi^3 \times E \times d^4}{64 \times L^2 \times C} \quad (N.)$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{F_k \times 64 \times L^2 \times C}{\pi^3 \times E}} \quad (Cm.)$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{\pi^3 \times E \times d^4}{F_k \times 64 \times C}} \quad (Cm.)$$

Ejemplo: Verificación carga de punta

Cilindro ø80 mm.
 Diámetro vástago ø20 mm.
 Carrera 600 mm.
 Fijación CASO 2 charnela intermedia: L0=290 mm.
 Carga 2000 N.
 L (longitud de límite de flexión) = 29+60=89 cm.
 $F_k = (\pi^3 \times 2,1 \times 10^7 \times 2^4) : (64 \times 89^2 \times 5) = 4104 \text{ N}$
 (por encima de los 2000 N aplicados)

Consultado el gráfico a continuación reseñado, se podrá obtener el mismo resultado: siguiendo la línea horizontal de la longitud de límite de flexión de 900 mm. hasta cruzarse con la línea del Ø20 del vástago y bajando verticalmente se obtiene una carga máxima de casi 4000 N.

E= módulo de elasticidad material Vástago (N/cm²)
 (acero= 2,1x10 N/cm²)

d= diámetro vástago (cm.)

L=longitud de límite de flexión (cm.) $d = \sqrt[4]{(4000 \times 64 \times 89^2 \times 5) / (\pi^3 \times 2,1 \times 10^7)} = 2 \text{ cm}$

C= factor de seguridad (de 2,5 a 5)

Considerando el mismo cilindro del caso anterior, buscar el diámetro del vástago apropiado para soportar la carga de 4000 N.

Por tanto se utilizará el diámetro inmediatamente superior: Ø25 mm.

Ejemplo: Determinación del diámetro vástago

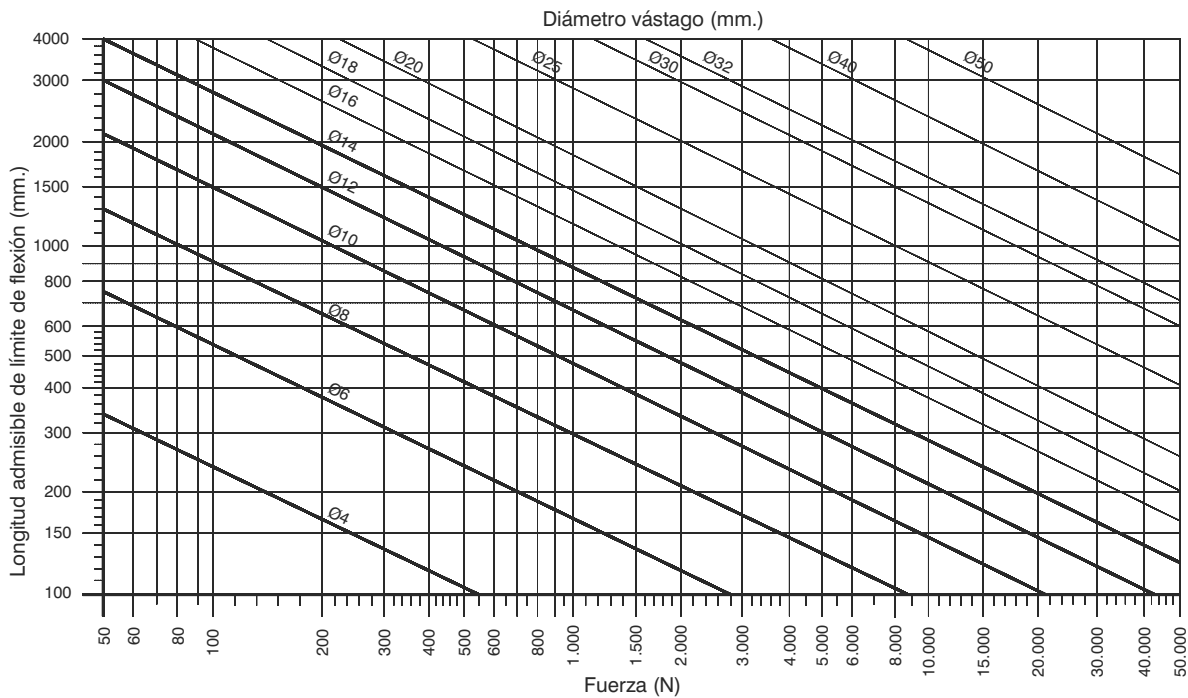
También en este caso, el gráfico siguiente, se obtendrá el mismo resultado: la línea horizontal de la longitud de límite de flexión de 900 mm. y la línea vertical de la carga máxima de casi 4000 N. se cruzan justamente sobre la línea del Ø 20 mm.

Del mismo modo se puede calcular la longitud del límite de flexión con la tercera fórmula o utilizando el gráfico.



Cilindros

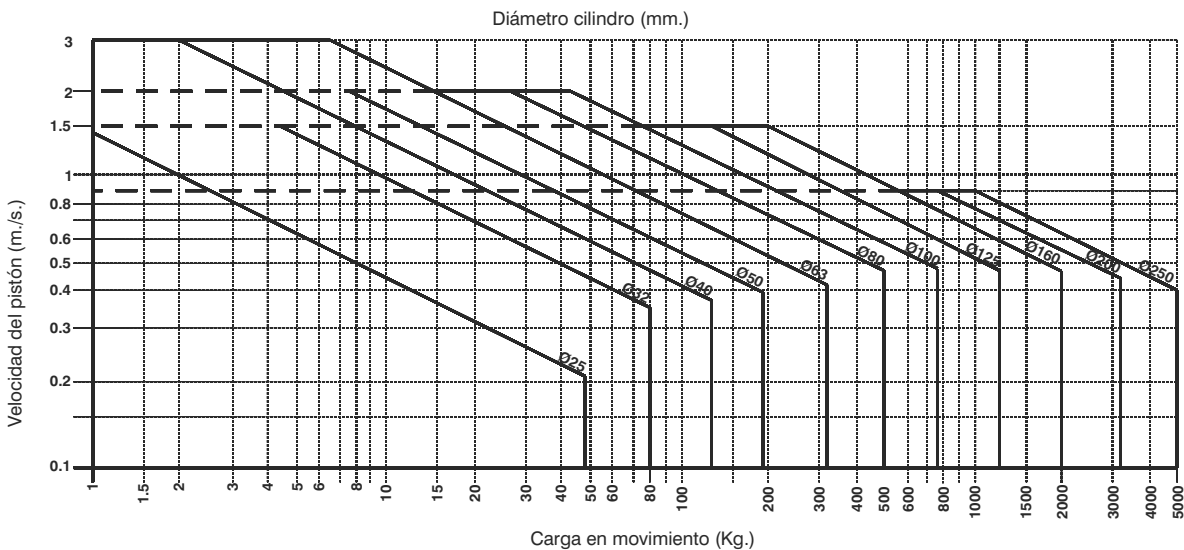
Gráfico carga de punta



CAPACIDAD DE AMORTIGUACIÓN DE FIN DE CARRERA

Retrayéndonos al diagrama del ciclo de trabajo del cilindro, la última fase, la amortiguación, tiene la función expresa de reducir al mínimo la energía cinética de la carga en movimiento evitando golpes del pistón contra la cabeza al final de la carrera comprometiendo el funcionamiento y la gobernabilidad del actuador. En efecto, los cilindros desprovistos de un sistema de amortiguación neumático, no se aconsejan para empleos con alta velocidad (a menos que se adopten paragolpes o amortiguadores externos).

La carga máxima amortiguable depende de la velocidad de traslación de la carga y de la capacidad de amortiguación del cilindro. En el gráfico siguiente se indican las líneas para cada diámetro del cilindro ISO 15552 bajo las cuales se deben encontrar los valores de carga y velocidad de funcionamiento del cilindro elegido (el diagrama se refiere al movimiento en salida del vástago, alimentación a 6 bar).



08

Cilindros



FUERZA TEÓRICA DE EMPUJE DE LOS CILINDROS (N) fase salida de vástago

Diámetro (mm)	Sección de empuje (mm ²)	Presión de ejercicio en bar									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ø6	28	2,5	5,5	8	11	13,5	16,5	19	22	24,5	27,5
Ø8	50	4,5	9,5	14,5	19,5	24,5	29,5	34	39	44	49
Ø10	79	7,5	15	23	30,5	38	46	53,5	61,5	69	76,5
Ø12	113	11	22	33	44	55	66	77	88	99	110
Ø16	201	19	39	59	78	98	118	137	157	177	197
Ø20	314	30	61	92	123	153	184	215	246	277	307
Ø25	491	48	96	144	192	240	288	336	384	433	481
Ø32	804	78	157	236	315	394	472	551	630	709	788
Ø40	1.256	123	246	369	492	615	739	862	985	1.108	1.231
Ø50	1.963	192	384	577	769	962	1.154	1.347	1.539	1.732	1.924
Ø63	3.116	305	611	916	1.222	1.527	1.833	2.138	2.444	2.749	3.055
Ø80	5.024	492	985	1.478	1.970	2.463	2.956	3.448	3.941	4.434	4.926
Ø100	7.850	769	1.539	2.309	3.079	3.849	4.618	5.388	6.158	6.928	7.698
Ø125	12.266	1.202	2.405	3.608	4.811	6.014	7.217	8.419	9.622	10.825	12.028
Ø160	20.096	1.970	3.941	5.912	7.882	9.853	11.824	13.795	15.765	17.736	19.707
Ø200	31.400	3.079	6.158	9.237	12.317	15.396	18.475	21.555	24.634	27.713	30.792
Ø250	49.063	4.811	9.622	14.434	19.245	24.056	28.868	33.679	38.491	43.302	48.113

Para el cálculo de la fuerza en la fase de entrada del vástago, seguir la siguiente fórmula:

$$F = (\text{sección Cilindro} - \text{sección Vástago}) \times \text{Presión} \quad (\text{sección en cm}^2 \text{ y presión en bar})$$

Para la fuerza real del cilindro quitar 10-15% del valor teórico.

Diferencia área - pistón cilindro / Ø vástago

Ø cilindro - Ø stelo	b
Ø 8 - Ø 4	0,377 cm ²
Ø 10 - Ø 4	0,659 cm ²
Ø 12 - Ø 6	0,848 cm ²
Ø 16 - Ø 6	1,727 cm ²
Ø 20 - Ø 8	2,638 cm ²
Ø 25 - Ø 10	4,121 cm ²
Ø 32 - Ø 12	6,908 cm ²
Ø 40 - Ø 14	11,021 cm ²
Ø 40 - Ø 16	10,550 cm ²
Ø 40 - Ø 18	10,017 cm ²
Ø 50 - Ø 14	18,086 cm ²
Ø 50 - Ø 18	17,082 cm ²
Ø 50 - Ø 20	16,485 cm ²
Ø 63 - Ø 20	28,017 cm ²
Ø 63 - Ø 22	27,357 cm ²
Ø 80 - Ø 22	46,441 cm ²
Ø 80 - Ø 25	45,334 cm ²
Ø 100 - Ø 25	73,594 cm ²
Ø 100 - Ø 30	71,435 cm ²
Ø 125 - Ø 30	115,591 cm ²
Ø 125 - Ø 32	114,618 cm ²
Ø 160 - Ø 40	188,400 cm ²
Ø 200 - Ø 40	301,440 cm ²

tabla 2



Cilindros

CARGA INICIAL Y FINAL DE LOS MUELLES DE LOS CILINDROS DE SIMPLE EFECTO

			Diámetro						
	muelle anterior	muelle posterior	Ø12	Ø16	Ø20	Ø25	Ø32	Ø40	Ø50
Carga inicial (N) muelle extendido			9,9	10,8	10,8	7,9	19,7	39,3	39,3
Carga final (N) muelle comprimido			26,5	22,6	22,6	49,1	53,0	106,0	106,0

(carrera 0-40 mm)

			Diámetro						
	muelle anterior	muelle posterior	Ø8	Ø10	Ø12	Ø16	Ø20	Ø25	Ø32
Charge initiale (N) muelle extendido			2,2	2,2	4,0	7,5	11,0	16,5	23,0
Carga final (N) muelle comprimido			4,2	4,2	8,7	21,0	22,0	30,7	52,5

(carrera 0-50 mm)

			Diámetro					
	muelle anterior	muelle posterior	Ø32	Ø40	Ø50	Ø63	Ø80	Ø100
Charge initiale (N) muelle extendido			17,2	24,6	51,0	51,0	98,1	98,1
Carga final (N) muelle comprimido			41,7	83,4	114,8	114,8	194,2	194,2

(carrera 0-50 mm)

			Diámetro							
	muelle anterior	muelle posterior	Ø20	Ø25	Ø32	Ø40	Ø50	Ø63	Ø80	Ø100
Charge initiale (N) muelle extendido			7,9	9,9	34,4	34,4	50,1	54,0	117,7	108,9
Carga final (N) muelle comprimido			27,5	26,5	59,9	63,8	79,5	85,4	157,0	134,4

(carrera 0-10 mm)

			Diámetro									
	muelle anterior	muelle posterior	Ø12	Ø16	Ø20	Ø25	Ø32	Ø40	Ø50	Ø63	Ø80	Ø100
Charge initiale (N) muelle extendido			3,9	4,4	4,9	9,8	12,3	16,7	27,5	37,3	59,4	101,3
Carga final (N) muelle comprimido			9,3	17,7	18,1	25,5	34,3	44,1	51,0	63,8	99,4	141,9

(Ø 12 carrera 0 ÷ 10 mm. - Ø 16 ÷ Ø 100 carrera 0 ÷ 25 mm.)

PAR DE APRIETE PARA TORNILLOS DE FIJACIÓN CILINDROS

Diámetro	Par (Nm)
Ø32	8
Ø40	8
Ø50	16
Ø63	16
Ø80	22
Ø100	22
Ø125	30
Ø160	85
Ø200	85



09 - Dimensionamiento / elección del cilindro y de la válvula

- Pérdidas de carga en los tubos
- Dimensionamiento de una válvula
- Dimensionamiento de un cilindro



Dimensionamiento elección del cilindro y la válvula

PERDIDAS DE CAUDAL EN LOS TUBOS

Caudal Qn

En este capítulo, el caudal está expresado como volumen en condiciones normales (presión atmosférica, temperatura 20°C) relacionada con la unidad de tiempo.

La unidad de medida es el normal litro al minuto (NI/min).

Se recuerda que el NI es la cantidad de aire comprimido contenido en un cierto ambiente e indica el volumen que el mismo ocuparía si se aportara a presión atmosférica.

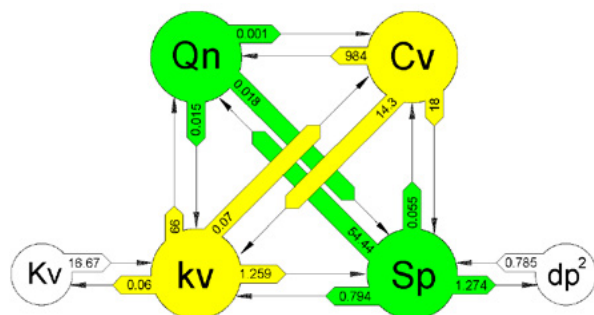
El caudal se determina con dispositivos de medida estandarizados como hemos ilustrado y define parámetros como:

Kv (l/min) se mide con agua para $\Delta P = 1 \text{ bar}$

Kv (m³/hora) se mide con agua para $\Delta P = 1 \text{ bar}$

Cv (galones USA/min) se mide con agua para $\Delta P = 1 \text{ psi (0,07 bar)}$

A continuación reseñamos una tabla de conversión de los caudales.



Qn	Caudal nominal	NI/min
kv		l/min
Kv	Coeficiente hidráulico	M³/hora
Cv		Galon USA/min.
Sp	Sección nominal de paso	mm²
dp²	Diámetro² nominal de paso *	mm²

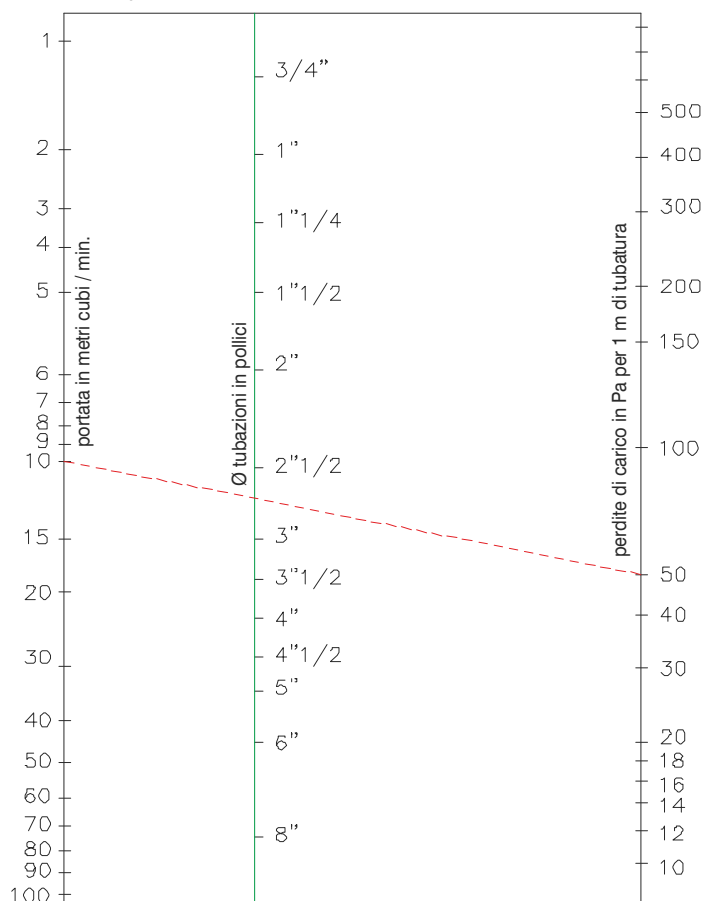
*para hallar el diámetro dp (mm) realizar la raíz cuadrada de dp²

Caída de presión en los tubos

La capacidad de conducir de un tubo está determinada por el parámetro C (l/s) y la relación entre el caudal máximo y la presión absoluta (ISO 6358).

La capacidad de conducir disminuye progresivamente al aumentar la longitud del tubo a causa de las caídas de presión que se producen por rozamiento del aire contra las paredes del mismo tubo. Por tanto contra más largo sea el tubo, menor será el caudal. En el diagrama que sigue se indica el caudal en los tubos de diversos diámetros externos /internos en función de su longitud.

Por comodidad de utilización se ha procedido a la conversión en NI/min.



Los datos indicados pueden ser modificados sin preaviso



Dimensionamiento elección del cilindro y la válvula

DIMENSIONAMIENTO DE UNA VÁLVULA

Para garantizar la prestación deseada de uno o varios cilindros previamente dimensionados correctamente, debemos elegir una o más válvulas de control direccional de tamaño adecuado.

Es indispensable conocer el tiempo en el que el cilindro debe completar su carrera de avance y retroceso y, en base al consumo previamente calculado, proceder al cálculo del coeficiente **T** que deberá ser el multiplicador del valor atribuido al consumo.

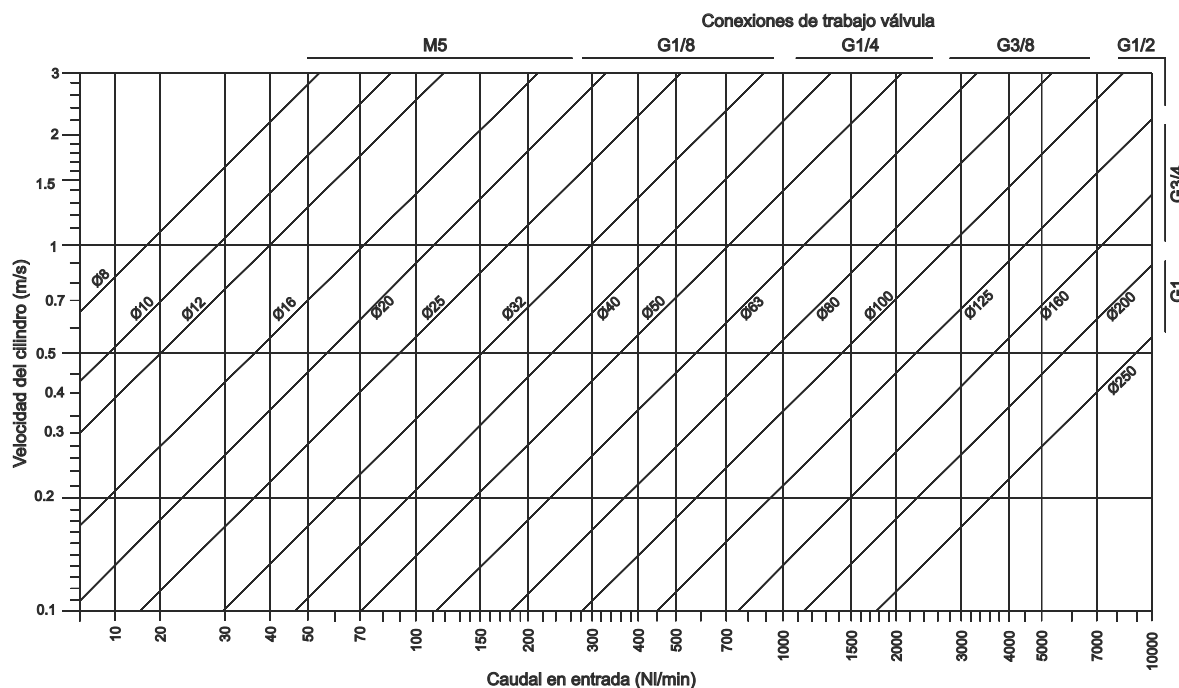
$$T = \frac{60}{\text{tiempo ciclo}} \quad Q_n = T \times \text{Consumo}$$

El valor obtenido expresado en NI/min es el mínimo caudal necesario en condiciones estándar (6 bar en alimentación y 5 bar en caudal efectivo) apto para garantizar la prestación deseada. Multiplicar el valor obtenido por un coeficiente de seguridad de 1,2.

Los tubos de conexión entre válvula/cilindro y el tubo de alimentación no debe influir en la prestación de caudal de la válvula por lo que su diámetro interior debe ser al menos 1,5 veces superior al diámetro nominal de la válvula para evitar caídas de presión indeseadas. En el diagrama de los caudales en los tubos se puede apreciar cual es la diferencia de capacidad del flujo con un coeficiente de seguridad 1,5. También los racores utilizados deben seguir este criterio porque no deben ser puntos de estrangulación que falsifiquen el cálculo realizado.

Controlar siempre que el orificio del paso de aire de los racores sea superior o al menos igual al diámetro del tubo conexionado.

El diagrama que sigue muestra el caudal necesario en cilindros de diferentes diámetros para alcanzar la velocidad deseada e indica además la talla de la válvula idónea para suministrar en las condiciones descritas el caudal suficiente.



60



Dimensionamiento elección del cilindro y la válvula

DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO

El dimensionamiento de un cilindro neumático requiere una cierta atención y debe tener en cuenta los siguientes parámetros.

Fuerza desarrollada: se calcula considerando el área del pistón y el valor de la presión que incide sobre ella.

$$F = \text{área} \times \text{presión} \quad (\text{daN}) = (\text{cm}^2) \times (\text{bar})$$

A la fuerza teórica así calculada es necesario detraer 10-15% por la pérdida de carga debida a los rozamientos. Recordamos que en un cilindro de vástago simple la fuerza desarrollada en tracción es inferior a la de empuje a causa del vástago.

Peso de la carga: el cilindro debe desarrollar una fuerza suficiente, en la dirección deseada, para mover la carga respetando el tiempo de ciclo. A tal fin respetar la relación de carga (RdC) que no debe superar el 70%.

$$\frac{\text{Fuerza requerida (peso de la carga)}}{\text{Fuerza disponible (desarrollada)}} \times 100 = \text{RdC}$$

POSICIÓN DEL CILINDRO

Elevación vertical (empuje hacia arriba): la fuerza real del cilindro deberá ser capaz de equilibrar el peso de la carga y poseer la fuerza necesaria para acelerarlo.

Ejemplo:

Carga a elevar 120Kg

Presión de ejercicio 6 bar

Relación de carga 70%

Partiendo de la fórmula correspondiente a la relación de carga, se obtiene la fuerza disponible (necesaria) para elevar la carga.

$$\text{Fuerza disponible} = \frac{\text{Carga}}{\text{RdC}} \times 100 \quad \text{en nuestro caso el resultado es } 171,4 \text{ daN}$$

Un cilindro Ø63 que desarrolla una fuerza teórica de 187 daN resulta idóneo para el objetivo.

Una relación de carga similar permite un buen control de la velocidad mediante válvulas reguladoras de flujo unidireccionales.

Recordamos que no se obtienen buenos controles por debajo de 20 mm/seg.

Para el control de bajas velocidades es aconsejable disminuir la relación de carga hasta el 50%.

Para velocidades inferiores y/o constantes utilizar dispositivos de control oleohidráulicos.

Para el control de una carga descendente tener presente que la fuerza peso en vez de oponerse al movimiento, lo favorece e incrementa la fuerza que produce aceleración. Es casi siempre indispensable la utilización de reguladores del flujo.

Empuje horizontal o sobre plano inclinado: si la carga es sostenida y la posición de trabajo es horizontal la fuerza resistente que incide sobre el plano debe ser multiplicado por el coeficiente de rozamiento.

El coeficiente de rozamiento μ varía según los materiales que entran en contacto.

Si tenemos por ejemplo $\mu = 0,4$

Carga a desplazar 120 Kg

Presión de ejercicio 6 bar

Relación de carga 70%

Siempre partiendo de la fórmula de la relación de carga, se obtiene la fuerza disponible:

$$\text{Fuerza disponible} = \frac{\text{Carga}}{\text{RdC}} \times 100 \times \mu \quad \text{en nuestro caso el resultado es } 68,57 \text{ daN}$$

Un cilindro Ø 40, que desarrolla en empuje una fuerza teórica de 75,4 daN es idóneo para el objetivo.

En todas las demás situaciones intermedias, es decir, asimilables al desplazamiento sobre plano inclinado, la fuerza necesaria aumenta al aumentar el ángulo de aplicación.

También en estos casos la fuerza resistente debe ser multiplicada por el coeficiente de rozamiento.

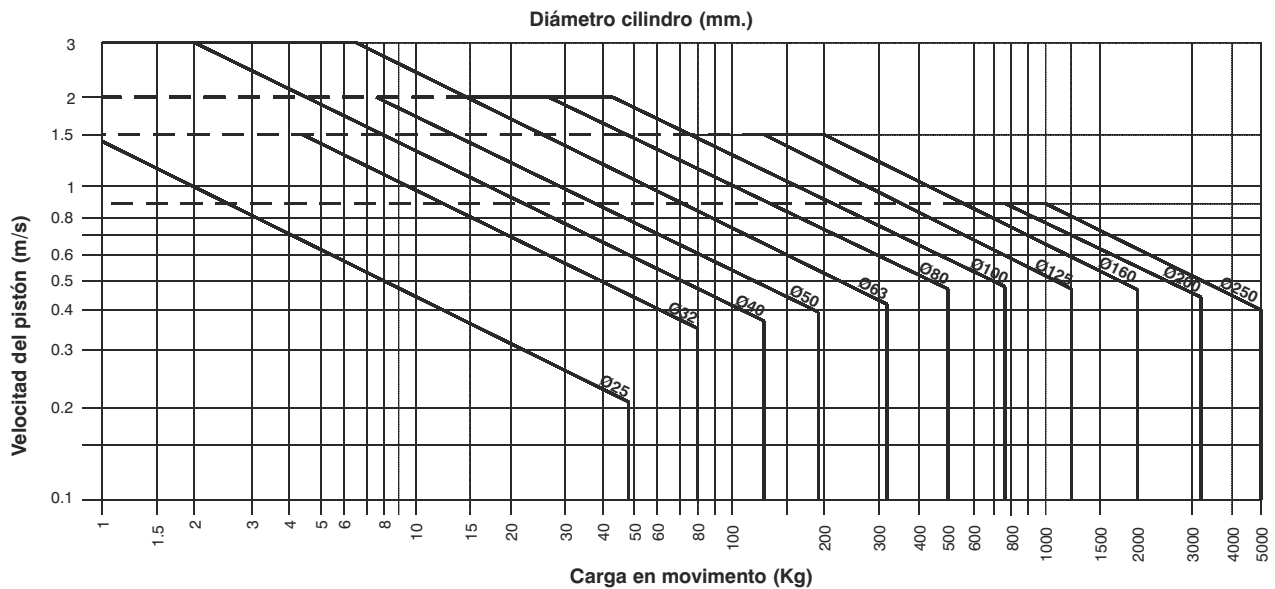


Dimensionamiento elección del cilindro y la válvula

Capacidad de absorción a los choques

La amortiguación por colchón de aire tiene la misión de absorber la energía cinética final para evitar choques perjudiciales al final de la carrera.

Una vez elegido el cilindro en función de cuanto se ha dicho anteriormente, controlar que dicho cilindro sea capaz de absorber la energía, de no ser así elegir otro cilindro de talla superior y de igual carrera capaz de soportarla. Todos los valores cruzados de velocidad de impacto y de carga aplicada que caen dentro del área delimitada de cada cilindro simple son correctos. La presión de alimentación es de 6 bar



Cargas de punta

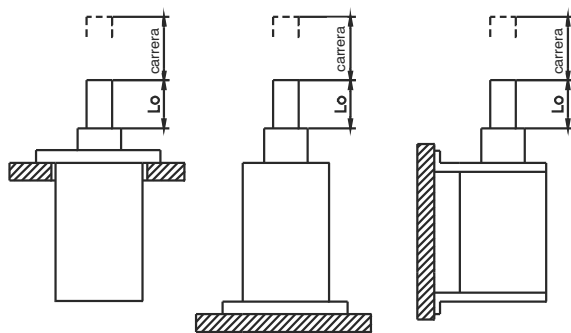
La carga de punta es la carga ajustada de límite de flexión que se manifiesta sobre un eje, en nuestro caso de un cilindro, de una cierta delgadez cuando se carga con una fuerza de compresión coincidente con el mismo eje. El efecto que se manifiesta es una flexión lateral. La entidad de dicha flexión depende:

- de la carga aplicada
- de la longitud del eje y del diámetro
- del tipo de vínculo aplicado

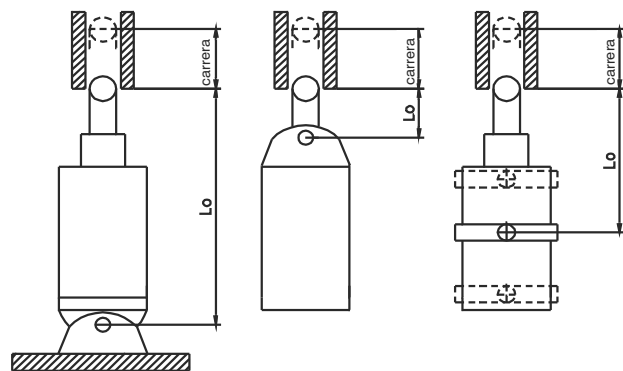
El vínculo más crítico es el de un cilindro sujeto con charnelas en los dos extremos. Con todos los demás tipos de fijación las cargas permitidas son superiores hasta el 50%. La longitud a considerar es:

$$L_{tot} = L_o + \text{carrera}$$

SITUACIÓN A



SITUACIÓN B

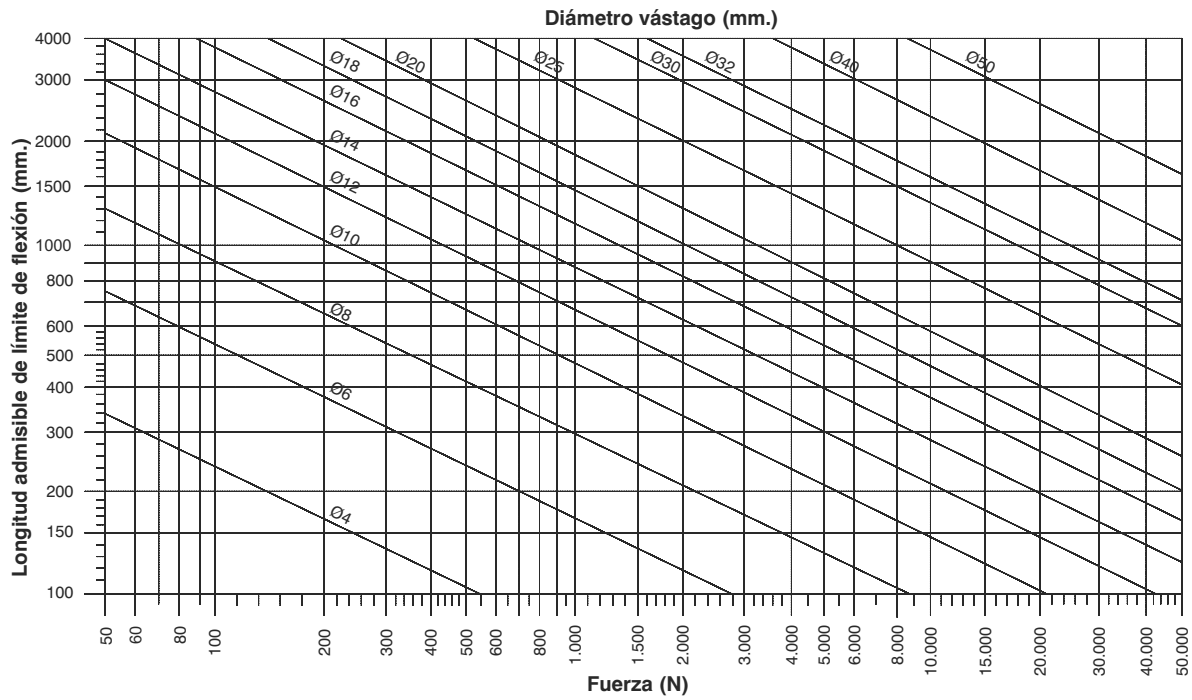


60



Dimensionamiento elección del cilindro y la válvula

En el diagrama, los puntos de cruce entre fuerza y longitud que caen en el interior del área delimitada por el diámetro del vástago del cilindro correspondiente deben considerarse correctos.





10 - Conceptos básicos y terminología sobre la corriente eléctrica



Conceptos básicos y terminología sobre la corriente eléctrica

La tensión, medida en Voltios (V), es la diferencia de potencial existente entre dos cables de un conductor. Sin esta diferencia no sería posible el paso de corriente. Es semejante a dos depósitos de agua unidos entre sí. Si el nivel de agua es el mismo en los dos recipientes no existe ningún flujo de un depósito al otro.

Si uno de los dos depósitos tiene un nivel de agua superior al otro, el agua fluye del nivel más alto hacia el más bajo.

La corriente, medida en Amperios (A), es el flujo de carga eléctrica a través de un hilo metálico. Es semejante al flujo de agua entre dos depósitos a distinto nivel (o al caudal del aire en un tubo).

El instrumento para medir la corriente es el amperímetro que se conecta en serie al circuito eléctrico.

La potencia, medida en Vatios (W) es el producto entre la tensión y la intensidad de corriente. $W = V \times I$

Ejemplo: Electroválvula 15 mm. absorbe 2,3W a 24VCC

Corriente absorbida = $2,3/24 = 0,095A = 95mA$

Potencia absorbida = $24 \times 0,095 = 2,3W$

La frecuencia, medida en Hercios (Hz) es el número de ciclos de ida y vuelta realizados en un segundo. En Europa la frecuencia es de 50 Hz, en América de 60 Hz.

Efectos de la frecuencia: la utilización de una bobina de 50 Hz para su uso a 60 Hz, necesita una corrección de la tensión de un factor 60/50 respecto a la tensión inicial de 50 Hz y viceversa.

$$V(60Hz) = V(50Hz) \cdot (60/50)$$

$$V(50Hz) = V(60Hz) \cdot (50/60)$$

La corriente alterna (CA) está caracterizada por un flujo de corriente variable en el tiempo a intervalos regulares y el curso en forma de ola. La energía eléctrica distribuida tiene una forma de onda sinusoidal. El número de repeticiones del mismo módulo en un segundo es la frecuencia.

La corriente continua (CC) está caracterizada por un flujo de corriente de dirección constante en el tiempo. En un sistema de corriente continua, a diferencia de uno en alterna, es importante respetar el sentido de la corriente, o sea la polaridad.

La resistencia (R), medida en Ohmios (Ω) es la capacidad que posee un conductor de oponerse al paso de corriente.

Es comparable a la conductividad, o sea su contraria, en el trayecto de un tubo de aire comprimido.

En un hilo conductor largo y de pequeña sección la resistencia será más alta que en uno de sección superior y de longitud inferior, así como un tubo de pequeña sección y largo tiene una conductividad inferior al de uno de sección superior y más corto.

Solenoides

Un hilo conductor enrollado alrededor de un núcleo tubular de material no magnético concentra, una vez alimentado, las líneas de fuerza del propio campo magnético a lo largo del eje central de la bobina.

Si en el interior del núcleo tubular se introduce un núcleo de hierro, el flujo aumenta notablemente. Los puntos en los que las líneas del flujo entran y salen son los polos magnéticos de la bobina, justamente como un imán. En este principio se basa el funcionamiento de la electroválvula.

Traferro

Se llama traferro la distancia existente entre el núcleo en hierro móvil y el armazón fijo de un sistema electromagnético. En corriente alterna la impedancia máxima se obtiene cuando el traferro es nulo y la mínima cuando el traferro es máximo.

Como consecuencia de la ley de Ohm la absorción de corriente es más alta en punta y más baja durante el mantenimiento.

Anillo de desfase

En corriente alterna el flujo electromagnético generado por el bobinado para periódicamente de un valor máximo a un valor cero y origina la vibración del núcleo móvil. Este defecto se elimina insertando un anillo de cobre cerrado en el interior del operador que ejerce de bobinado secundario justamente como en un transformador. La corriente generada en el anillo cerrado crea a su vez un flujo magnético desfasado retardadamente respecto al principal. La resultante magnética no será ya nula y la vibración no será perceptible.

Fórmulas útiles

Tensión	$V = R \times I$	Volt (V)	Producto entre Resistencia y Corriente
Corriente	$I = V / R$	Ampere (A)	Relación entre Tensión y Resistencia
Potencia	$W = V \times I$	Watt (W)	Producto entre Tensión y Corriente
	$W = R \times I^2$		Producto entre Resistencia y Corriente ²
	$W = V^2 / R$		Relación entre Tensión ² y resistencia
Resistencia	$R = V / I$	Ohm (Ω)	Relación entre Tensión y Corriente
	$R = V^2 / W$		Relación entre Tensión ² y Potencia