



ATLAS COPCO ***MANUAL DEL AIRE COMPRIMIDO***

8ª edición

Atlas Copco

MANUAL DEL AIRE COMPRIMIDO

8^a edición



Atlas Copco

The Atlas Copco logo consists of the company name 'Atlas Copco' in a blue, italicized serif font, centered between two horizontal blue bars.

Este manual ha sido publicado por:

Atlas Copco Airpower NV

Boomsesteenweg 957

B-2610 Wilrijk

Bélgica

Queda prohibida la reproducción total o parcial del contenido de esta publicación de acuerdo con las leyes de propiedad intelectual, salvo autorización previa de Atlas Copco Airpower NV. Esto incluye cualquier forma de reproducción mediante impresión, duplicación, fotocopia, medio electrónico, etc.

Queremos agradecer las ilustraciones y contribuciones que hemos recibido de nuestros clientes y proveedores, en especial de: ABB, Siemens, Vattenfall y AGA.

Atlas Copco Airpower NV

ISBN: 9789081535816

© Atlas Copco Airpower NV, Belgium, 2015

¡BIENVENIDO AL UNIVERSO DEL AIRE COMPRIMIDO!

Este manual le proporciona una guía eficaz y fácilmente comprensible a toda persona interesada en explorar e indagar más a fondo en la tecnología del aire comprimido. Si es usted una persona de negocios, un experto en fabricación, científico, estudiante universitario o asistente técnico, estamos seguros de que la información recogida en este manual le será de gran utilidad. El manual del aire comprimido es un documento único y su uso ha sido muy extendido y valorado por miles de personas a lo largo de muchos años. Estamos orgullosos de presentarle la octava edición de este manual, varias décadas después de que fuera presentada la primera edición.

Gran parte de la información de este manual ha sido recopilada durante muchos años en todo el mundo por algunos de los principales especialistas en tecnología de aire comprimido de Atlas Copco. Compartiendo sus conocimientos con usted, estamos convencidos de que podremos mejorar en eficiencia de manera más ágil y eficaz, a través de la gran cantidad de sectores industriales que funcionan con aire comprimido.

Como todos sabemos, siempre habrá lugar para una mayor eficiencia técnica y una forma mejor de hacer las cosas. Nuestro objetivo en Atlas Copco es ofrecer continuamente una productividad responsable, proporcionando soluciones de aire comprimido cada vez más fiables, sostenibles y energéticamente eficientes. Para lograrlo, estamos abiertos a las aportaciones de nuestros clientes. Por ello, le agradecemos enormemente cualquier comentario o sugerencia que pudiera ayudarnos a hacer que este manual sea aún más completo.

Espero que la lectura sea de su interés y le deseo mucho éxito en sus aplicaciones de aire comprimido.

Nico Delvaux
Presidente de Técnicas en Energía Comprimida
Atlas Copco



Agradecemos sus comentarios
compressedair@be.atlascopco.com

1 TEORÍA

1.1 FÍSICA 10

- 1.1.1 La estructura de la materia 10
- 1.1.2 La molécula y los diferentes estados de la materia 10

1.2 UNIDADES FÍSICAS 11

- 1.2.1 Presión 11
- 1.2.2 Temperatura 11
- 1.2.3 Capacidad térmica 11
- 1.2.4 Trabajo 13
- 1.2.5 Potencia 13
- 1.2.6 Caudal volumétrico 13

1.3 TERMODINÁMICA 13

- 1.3.1 Principios 13
- 1.3.2 Leyes de los gases 14
- 1.3.3 Transferencia de calor 14
- 1.3.4 Cambios de estado 16
 - 1.3.4.1 Proceso isocórico 16
 - 1.3.4.2 Proceso isobárico 16
 - 1.3.4.3 Proceso isotérmico 17
 - 1.3.4.4 Proceso isentrópico 17
 - 1.3.4.5 Proceso politrópico 17
- 1.3.5 Flujo de gas a través de una tobera 18
- 1.3.6 Flujo a través de las tuberías 18
- 1.3.7 Estrangulación 18

1.4 AIRE 19

- 1.4.1 El aire en general 19
- 1.4.2 Aire húmedo 19

1.5 TIPOS DE COMPRESORES 20

- 1.5.1 Dos principios básicos 20
- 1.5.2 Compresores de desplazamiento positivo 20
- 1.5.3 Diagrama de compresores de desplazamiento 20
- 1.5.4 Compresores dinámicos 22
- 1.5.5 Compresión en varias etapas 23
- 1.5.6 Comparación: turbocompresor y desplazamiento positivo 23

1.6 ELECTRICIDAD 24

- 1.6.1 Terminología básica y definiciones 24
- 1.6.2 Ley de Ohm para corriente alterna 24
- 1.6.3 Sistema trifásico 25
- 1.6.4 Potencia 25
- 1.6.5 El motor eléctrico 27

- 1.6.5.1 Velocidad de rotación 27
- 1.6.5.2 Eficiencia 27
- 1.6.5.3 Clase de aislamiento 27
- 1.6.5.4 Clases de protección 27
- 1.6.5.5 Métodos de refrigeración 27
- 1.6.5.6 Método de instalación 28
- 1.6.5.7 Conexiones en estrella (Y) y en triángulo (Δ) 28
- 1.6.5.8 Par 29

2 COMPRESORES Y EQUIPO AUXILIAR

2.1 COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO 32

- 2.1.1 Compresores de desplazamiento 32
- 2.1.2 Compresores de pistón 32
- 2.1.3 Compresores de pistón exentos aceite 32
- 2.1.4 Compresor de diafragma 34
- 2.1.5 Compresores de tornillo 34
 - 2.1.5.1 Compresores de tornillo exentos aceite 34
 - 2.1.5.2 Compresores de tornillo inyectados 37
- 2.1.6 Compresores de uña 37
- 2.1.7 Compresores scroll 38
- 2.1.8 Compresores de paletas 40
- 2.1.9 Soplantes Roots 40

2.2 COMPRESORES DINÁMICOS 41

- 2.2.1 Compresores dinámicos en general 41
- 2.2.2 Compresores centrífugos 41
- 2.2.3 Compresores axiales 43

2.3 OTROS COMPRESORES 43

- 2.3.1 Bombas de vacío 43
- 2.3.2 Compresores booster 43
- 2.3.3 Intensificadores de presión 44

2.4 TRATAMIENTO DEL AIRE COMPRIMIDO 44

- 2.4.1 Secado del aire comprimido 44
 - 2.4.1.1 Refrigerador posterior 45
 - 2.4.1.2 Secador frigorífico 46
 - 2.4.1.3 Sobrecompresión 47
 - 2.4.1.4 Secado por absorción 47
 - 2.4.1.5 Secado por adsorción 47
 - 2.4.1.6 Secadores de membrana 49
- 2.4.2 Filtros 50

2.5 SISTEMA DE CONTROL Y REGULACIÓN 52

- 2.5.1 Regulación en general 52
- 2.5.2 Principios de regulación de los compresores de desplazamiento 53

2.5.2.1	Ventoe	53	3.1.3.3	Fuente de energí	71
2.5.2.2	Bypass	54	3.1.3.3.1	Selección de motores eléctricos	71
2.5.2.3	Estrangulación en la aspiración	54	3.1.3.3.2	Selección de motores IC	71
2.5.2.4	Ventoe con estrangulación en la aspiración	54			
2.5.2.5	Arranque/parada	54	3.2 TRATAMIENTO DEL AIRE		72
2.5.2.6	Regulación de velocidad	54	3.2.1	General	72
2.5.2.7	Lumbrera de descarga variable	55	3.2.2	Vapor de agua en el aire comprimido	72
2.5.2.8	Descarga por válvula de aspiración	55	3.2.3	Aceite en el aire comprimido	73
2.5.2.9	Carga–descarga–parada	55	3.2.4	Microorganismos en el aire comprimido	73
2.5.3 Principios de regulación de los compresores dinámicos		56	3.2.5	Filtros	74
2.5.3.1	Regulación en la aspiración	56	3.2.6	Refrigerador posterior	75
2.5.3.2	Regulación en la salida	56	3.2.7	Separador de humedad	75
2.5.3.3	Carga–descarga–parada	56	3.2.8	Separación de aceite / agua	75
2.5.3.4	Regulación de velocidad	56	3.2.9	Aire medicinal	76
2.5.4 Control y monitorización		57			
2.5.4.1	General	57	3.3 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN		77
2.5.4.2	Carga–descarga–parada	57	3.3.1	Compresores refrigerados por agua	77
2.5.4.3	Control de velocidad	58	3.3.1.1	General	77
2.5.5 Monitorización de los datos		58	3.3.1.2	Sistema abierto sin circulación de agua	77
2.5.5.1	Medición de la temperatura	58	3.3.1.3	Sistema abierto con recirculación de agua	77
2.5.5.2	Medición de la presión	58	3.3.1.4	Sistema cerrado	78
2.5.5.3	Monitorización	59	3.3.2	Compresores refrigerados por aire	78
2.5.6 Sistema de control integral		60			
2.5.6.1	Selector de secuencia de arranque	60	3.4 RECUPERACIÓN DE ENERGÍA		79
2.5.7 Control central		61	3.4.1	General	79
2.5.8 Monitorización remota		61	3.4.2	Cálculo del potencial de recuperación	81
			3.4.3	Métodos de recuperación	82
			3.4.3.1	General	82
			3.4.3.2	Sistema refrigerado por aire	82
			3.4.3.3	Sistema refrigerado por agua	82
2.6 COMPRESORES TRANSPORTABLES		63			
2.6.1	General	63	3.5 LA SALA DE COMPRESORES		84
2.6.2	Nivel sonoro y emisiones de escape	63	3.5.1	General	84
2.6.3	Flexibilidad operativa	64	3.5.2	Emplazamiento y diseño	85
			3.5.3	Fundación	85
			3.5.4	Aire de aspiración	85
			3.5.5	Ventilación de la sala de compresores	87
3 DISEÑO Y SERVICIO DE LAS INSTALACIONES DE COMPRESORES					
3.1 DISEÑO DE LAS INSTALACIONES DE COMPRESORES		66	3.6 DISTRIBUCIÓN DEL AIRE COMPRIMIDO		89
3.1.1	General	66	3.6.1	General	89
3.1.1.1	Cálculo de la presión de trabajo	66	3.6.1.1	Depósito de aire	89
3.1.1.2	Cálculo del consumo de aire	67	3.6.2	Diseño de la red de aire comprimido	90
3.1.1.3	Medición del aire requerido	68	3.6.3	Dimensionado de la red de aire comprimido	91
3.1.2 Centralización o descentralización		69	3.6.4	Medición del caudal	93
3.1.2.1	General	69			
3.1.2.2	Instalaciones centralizadas de compresores	69	3.7 INSTALACIÓN ELÉCTRICA		94
3.1.2.3	Instalaciones descentralizadas de compresores	69	3.7.1	General	94
3.1.3 Diseño para funcionar a gran altitud		69	3.7.2	Motores	94
3.1.3.1	General	69			
3.1.3.2	El efecto en un compresor	70			

3.7.3 Métodos de arranque	94	5.2.3 Especificaciones adicionales	114
3.7.4 Tensión de mando	95		
3.7.5 Protección contra cortocircuito	95	5.3 SELECCIÓN DE COMPONENTES	115
3.7.6 Cables	95	5.3.1 Dimensionamiento del compresor	115
3.7.7 Compensación de fase	96	5.3.2 Selección final del compresor	116
		5.3.3 Selección del depósito de aire	116
3.8 SONIDO	96	5.3.4 Selección del secador	116
3.8.1 General	96	5.3.5 Resumen para continuar el cálculo	117
3.8.2 Absorción	97	5.3.6 Comprobación de los cálculos	117
3.8.3 Constante de la sala	97		
3.8.4 Reverberación	97	5.4 TRABAJO DE DISEÑO ADICIONAL	118
3.8.5 Relación entre nivel de potencia acústica y nivel de presión acústica	98	5.4.1 Cálculo de la cantidad de condensados producidos	118
3.8.6 Mediciones de sonido	98	5.4.2 Requisitos de ventilación en la sala de compresores	118
3.8.7 Interacción de varias fuentes de sonido	99		
3.8.8 Reducción del ruido	99	5.5 CASO ESPECIAL: GRAN ALTITUD	119
3.8.9 Ruido dentro de las instalaciones de compresores	100	5.6 CASO ESPECIAL: PRODUCCIÓN INTERMITENTE	120
		5.7 CASO ESPECIAL: RECUPERACIÓN DE ENERGÍA DEL AGUA DE REFRIGERACIÓN	121
4 ECONOMÍA		5.7.1 Hipótesis	121
4.1 COSTE	102	5.7.2 Cálculo del caudal de agua en el circuito de recuperación de energía	122
4.1.1 Coste de producción de aire comprimido	102	5.7.3 Balance energético a través del intercambiador de calor	122
4.1.1.1 General	102	5.7.4 Resumen	122
4.1.1.2 Asignación de costes	103		
4.2 OPORTUNIDADES DE AHORRO	103	5.8 CASO ESPECIAL: CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA	123
4.2.1 Potencia requerida	103		
4.2.2 Presión de trabajo	103		
4.2.3 Consumo de aire	104		
4.2.4 Método de regulación	105		
4.2.5 Calidad del aire	106		
4.2.6 Recuperación de energía	107		
4.2.7 Mantenimiento	108		
4.2.7.1 Planificación del mantenimiento	108		
4.2.7.2 Equipo auxiliar	108		
4.3 COSTE DEL CICLO DE VIDA	109		
4.3.1 General	109		
4.3.2 Cálculo CCV	110		
		6 APÉNDICES	
5 EJEMPLO DE CÁLCULO		6.1 EL SISTEMA INTERNACIONAL (SI) DE UNIDADES	126
5.1 EJEMPLO DE DISEÑO DE INSTALACIONES DE AIRE COMPRIMIDO	114	6.2 SÍMBOLOS GRÁFICOS	128
5.2 DATOS DE ENTRADA	114	6.3 DIAGRAMAS Y TABLAS	130
5.2.1 Necesidades de aire comprimido	114	6.4 RECOPIACIÓN DE LAS NORMAS Y 6.4 REGLAMENTOS APLICABLES	135
5.2.2 Condiciones ambientales para la selección	114	6.4.1 General	135
		6.4.2 Normas	135
		6.4.3 Recopilación	135
		6.4.3.1 Seguridad en máquinas	135
		6.4.3.2 Seguridad en equipos a presión	136
		6.4.3.3 Medioambiente	136
		6.4.3.4 Seguridad eléctrica	136
		6.4.3.5 Aparatos médicos – general	136
		6.4.3.6 Estandarización	136
		6.4.3.7 Especificaciones y pruebas	136

 ***CAPÍTULO 1
TEORÍA***

 ***CAPÍTULO 2
COMPRESORES Y EQUIPO
AUXILIAR***

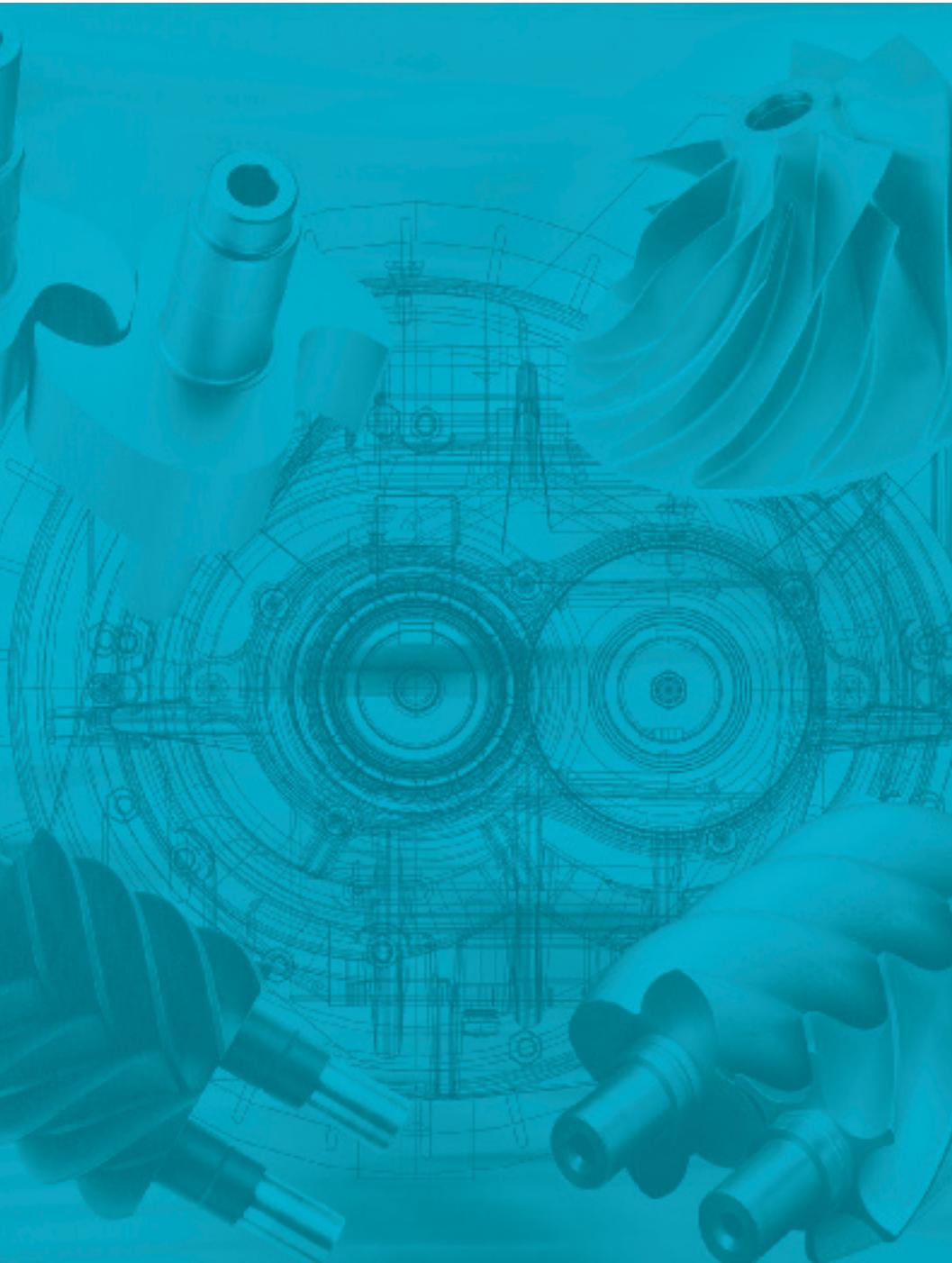
 ***CAPÍTULO 3
DISEÑO Y SERVICIO DE
LAS INSTALACIONES DE
COMPRESORES***

 ***CAPÍTULO 4
ECONOMÍA***

 ***CAPÍTULO 5
EJEMPLO DE CÁLCULO***

 ***CAPÍTULO 6
APÉNDICES***

1 *TEORÍA*

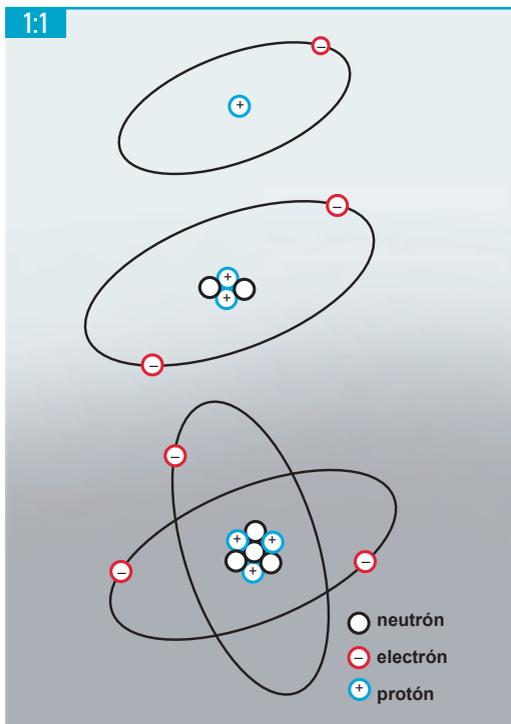


1.1 FÍSICA

1.1.1 La estructura de la materia

Toda la materia, ya sea en forma gaseosa, líquida o sólida, está compuesta de átomos. Así pues, los átomos son los bloques constructivos básicos de la materia, aunque casi siempre aparecen como parte de una molécula. Una molécula es un número de átomos agrupados con otros átomos del mismo o de distinto tipo. Los átomos tienen un núcleo denso, compuesto de protones y neutrones, alrededor del que giran los electrones. Existen otros bloques constructivos, pero no son estables. Todas estas partículas se caracterizan por cuatro propiedades: su carga eléctrica, su masa en reposo, su momento mecánico y su momento magnético. El número de protones en el núcleo es igual que el número atómico del átomo.

El número total de protones y el número de neutrones es aproximadamente igual que la masa total del átomo, ya que los electrones no añaden



La capa electrónica confiere a los elementos sus propiedades químicas. El hidrógeno (arriba) tiene un electrón en una capa electrónica. El helio (centro) tiene dos electrones en una capa electrónica. El litio (abajo) tiene un tercer electrón en una segunda capa.

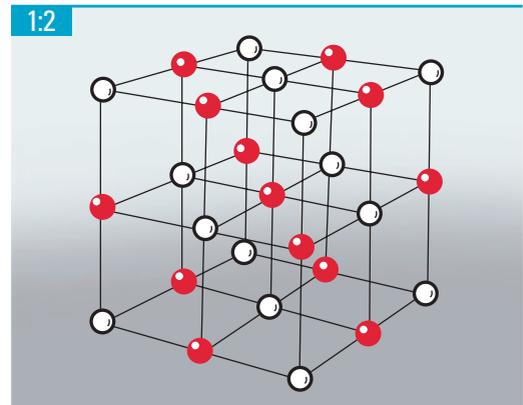
casí ninguna masa. Esta información se puede encontrar en la tabla periódica. La capa electrónica contiene tantos electrones como protones hay en el núcleo. Esto significa que, en general, un átomo es eléctricamente neutro.

El físico danés Niels Bohr presentó un modelo de átomo en 1913. Demostró que los átomos sólo pueden existir en un estado estacionario y con una determinada energía. Si el átomo se transforma de un estado energético a otro, se emite un cuanto de radiación. Esto se conoce como fotón. Estas distintas transiciones se manifiestan en forma de luz con diferentes longitudes de onda. En un espectrógrafo aparecen como líneas en el espectro lineal del átomo.

1.1.2 La molécula y los diferentes estados de la materia

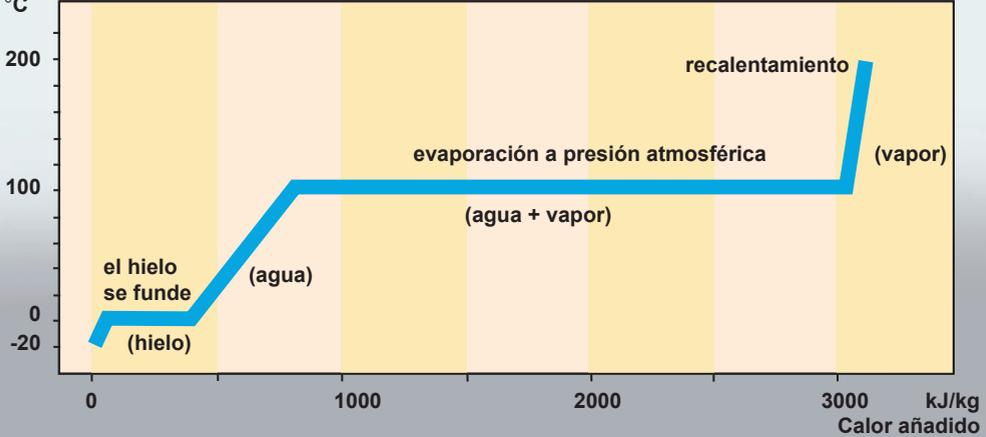
Los átomos unidos por un enlace químico se denominan moléculas. Son tan diminutas que 1 mm^3 de aire a presión atmosférica contiene aprox. $2,55 \times 10^{16}$ moléculas.

En principio, toda materia puede existir en cuatro estados: el estado sólido, el estado líquido, el estado gaseoso y el estado de plasma. En el estado sólido, las moléculas se encuentran fuertemente ligadas en forma de estructura reticular. A temperaturas por encima del cero absoluto se produce cierto grado de movimiento molecular. En el estado sólido, su movimiento es como una vibración alrededor de una posición de equilibrio, cuya velocidad aumenta con la temperatura. Cuando una sustancia en estado sólido se calienta tanto que el modelo rígido



Un cristal de sal, como la sal de mesa común NaCl , tiene una estructura cúbica. Las líneas representan el enlace entre los átomos de sodio (rojo) y de cloro (blanco).

1.3

Temperatura
°C

El estado físico de una sustancia cambia al aplicar o retirar energía térmica. Esta curva ilustra el efecto del agua pura.

(celosía) no puede evitar el movimiento de las moléculas, éstas se sueltan y la sustancia se derrite, transformándose en un líquido. Si el líquido se calienta más, se rompe por completo el enlace de las moléculas y la sustancia líquida se transforma en un estado gaseoso que se expande en todas las direcciones y se mezcla con los otros gases del entorno.

Cuando las moléculas de gas se enfrían, pierden velocidad y se vuelven a ligar unas con otras, produciéndose condensación. No obstante, si las moléculas de gas se calientan aún más, se descomponen en subpartículas individuales y forman un plasma de electrones y núcleos atómicos.

1.2 UNIDADES FÍSICAS

1.2.1 Presión

La fuerza sobre un centímetro cuadrado de una columna de aire desde el nivel del mar hasta el límite de la atmósfera, es de unos 10,13 N. Por lo tanto, la presión atmosférica absoluta a nivel del mar es aproximadamente $10,13 \times 10^4$ N por metro cuadrado, que equivale a $10,13 \times 10^4$ Pa (Pascal, la unidad de la presión del sistema internacional). Expresado en otra unidad de uso frecuente:

1 bar = 1×10^5 Pa. Cuanto mayor (o menor) sea la altitud sobre el nivel del mar, menor (o mayor) será la presión atmosférica.

1.2.2 Temperatura

La temperatura de un gas resulta más difícil de definir con claridad. La temperatura es una medida de la energía cinética en las moléculas. Las moléculas se mueven más rápidamente cuanto mayor sea la temperatura, y el movimiento cesa por completo a una temperatura de cero absoluto. La escala Kelvin (K) se basa en este fenómeno; por lo demás, está graduada de la misma forma que la escala Celsius (C):

$$T = t + 273,2$$

T = temperatura absoluta (K)

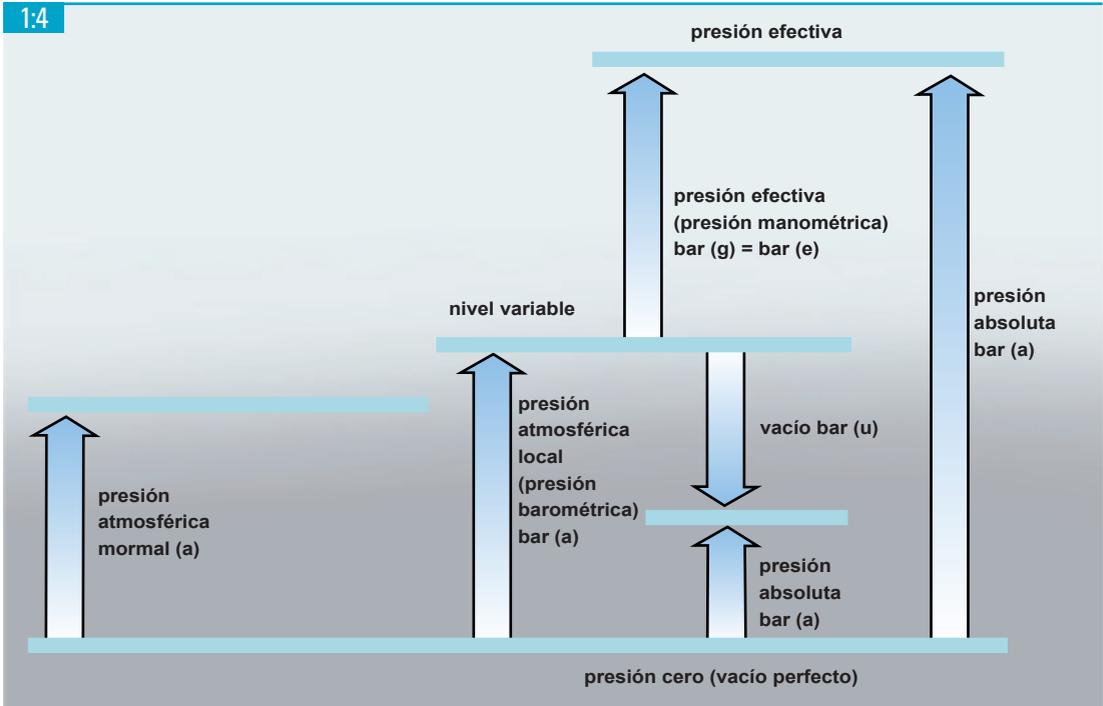
t = temperatura Celsius (C)

1.2.3 Capacidad térmica

El calor es una forma de energía, representada por la energía cinética de las moléculas desordenadas de una sustancia. La capacidad térmica (también denominada capacidad calorífica o entropía) de un objeto se refiere a la cantidad de calor necesaria para producir un cambio de unidad de temperatura (1K), y se expresa en J/K.

Se emplea más habitualmente el calor específico o entropía específica de una sustancia, y se refiere a la cantidad de calor necesaria para producir un cambio de unidad de temperatura (1K) en una masa unitaria de sustancia (1 kg). El calor específico se expresa en J/(kg x K). La capacidad calorífica molar se expresa de forma similar, J/(mol x K).

1:4



La mayoría de los manómetros indican la diferencia que existe entre la presión de un depósito y la presión atmosférica. Por tanto, para obtener la presión absoluta hay que sumar el valor de la presión atmosférica.

1:5

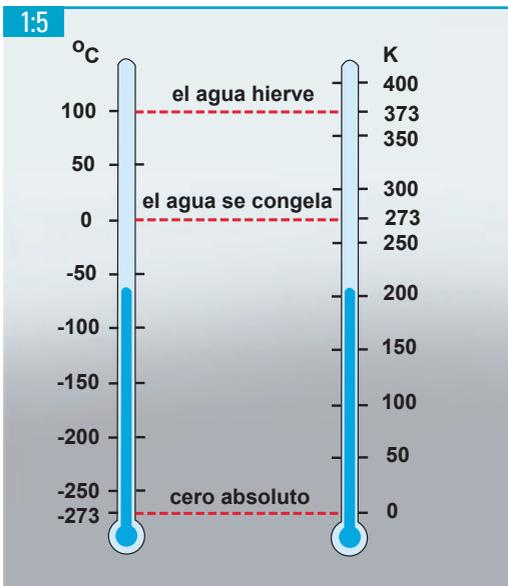


Ilustración de la relación entre las escalas Celsius y Kelvin. Para la escala Celsius, el 0° se establece en el punto de congelación del agua; para la escala Kelvin, el 0° se establece en el cero absoluto.

- c_p = calor específico a presión constante
- c_v = calor específico a volumen constante
- C_p = calor específico molar a presión constante
- C_v = calor específico molar a volumen constante

El calor específico a presión constante es siempre mayor que el calor específico a volumen constante. El calor específico de una sustancia no es un constante, sino que aumenta, en general, a medida que sube la temperatura.

A efectos prácticos, se puede usar un valor medio. Para sustancias líquidas y sólidas, $c_p \approx c_v \approx c$. Para calentar un flujo másico (\dot{m}) desde una temperatura t_1 a t_2 se necesitará:

$$P \approx \dot{m} \times c \times (T_2 - T_1)$$

- P = poder calorífico (W)
- \dot{m} = flujo másico (kg/s)
- c = calor específico (J/kg x K)
- T = temperatura (K)

La explicación de que c_p sea mayor que c_v es el trabajo de expansión que debe realizar el gas a una presión constante. La relación entre c_p y c_v se denomina el exponente isentrópico o exponente adiabático, K , y está en función del número de átomos en las moléculas de la sustancia.

$$K = \frac{c_p}{c_v} = \frac{C_p}{C_v}$$

1.2.4 Trabajo

El trabajo mecánico se puede definir como el producto de una fuerza por la distancia en la que actúa sobre un cuerpo. Exactamente igual que el calor, el trabajo es energía que se transfiere de un cuerpo a otro. La diferencia es que se trata de fuerza en lugar de temperatura.

Un ejemplo es la compresión de un gas en un cilindro mediante el desplazamiento de un pistón. La compresión se produce como resultado de la fuerza que mueve el pistón. De esta forma, la energía se transfiere del pistón al gas encerrado. Esta transferencia de energía es trabajo en el sentido termodinámico de la palabra. El resultado del trabajo puede tener muchas formas, tales como cambios en la energía potencial, la energía cinética o la energía térmica.

El trabajo mecánico asociado con los cambios de volumen de una mezcla de gases es uno de los procesos más importantes de la termodinámica. La unidad SI del trabajo es el Julio: $1 \text{ J} = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ Ws}$.

1.2.5 Potencia

La potencia es el trabajo realizado por unidad de tiempo. Es una medida de la rapidez con la que se puede hacer un trabajo. La unidad SI de la potencia es el vatio: $1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$.

Por ejemplo, la potencia o flujo energético al eje de accionamiento de un compresor es numéricamente similar al calor emitido desde el sistema más el calor aplicado al gas comprimido.

1.2.6 Caudal volumétrico

El caudal volumétrico de un sistema es una medida del volumen del fluido que circula por unidad de tiempo. Puede calcularse como el producto del área de la sección transversal del caudal y la velocidad

media del mismo. La unidad SI del caudal volumétrico es m^3/s .

Sin embargo, también se emplea con frecuencia la unidad litros/segundos (l/s) para hacer referencia al caudal volumétrico (también conocido como capacidad) del compresor. Se expresa o bien en Normales litros/segundo (NI/s) o en aire libre suministrado (l/s).

Con NI/s, el caudal de aire se recalcula al “estado normal”, es decir, se elige convencionalmente como 1,013 bar(a) y 0°C . La unidad NI/s se emplea principalmente para especificar un flujo másico.

Para el aire libre suministrado (FAD), el caudal de salida del compresor se recalcula como caudal volumétrico de aire libre a las condiciones estándar de entrada (presión de entrada 1 bar(a) y temperatura de entrada 20°C). La relación entre los dos caudales volumétricos es (observe que la fórmula simplificada siguiente no tiene en cuenta la humedad):

$$q_{FAD} = q_N \times \frac{T_{FAD}}{T_N} \times \frac{P_N}{P_{FAD}}$$

$$q_{FAD} = q_N \times \frac{(273 + 20)}{273} \times \frac{1.013}{1.00}$$

q_{FAD}	= Aire libre suministrado (l/s)
q_N	= Caudal volumétrico normal (NI/s)
T_{FAD}	= Temperatura de entrada estándar (20°C)
T_N	= Temperatura de referencia normal (0°C)
P_{FAD}	= Presión de entrada estándar (1,00 bar(a))
P_N	= Presión de referencia normal (1,013 bar(a))

1.3 TERMODINÁMICA

1.3.1 Principios

La energía existe en diversas formas, tales como térmica, física, química, radiante (luz, etc.) y eléctrica. La termodinámica es el estudio de la energía térmica, es decir, la capacidad de producir un cambio en un sistema o de realizar un trabajo.

La primera ley de la termodinámica enuncia el principio de conservación de la energía. Establece que la energía ni se crea ni se destruye, de lo cual se deduce que la energía total en un sistema cerrado se conserva siempre, es decir, permanece constante y

se limita a cambiar de una forma a otra. Así pues, el calor es una forma de energía que se puede generar del trabajo o transformarse en trabajo.

La segunda ley establece que existe una tendencia en la naturaleza a evolucionar hacia un estado de mayor desorden molecular. La entropía es una medida del desorden: los cristales sólidos, la forma de materia más estructurada, tienen unos valores de entropía muy bajos. Los gases, que están mucho más desorganizados, tienen unos valores de entropía altos.

La energía potencial de los sistemas de energía aislados que está disponible para realizar el trabajo, disminuye a medida que aumenta la entropía. La segunda ley de la termodinámica establece que el calor nunca puede transferirse “por su propio esfuerzo” de una zona a otra de mayor temperatura.

1.3.2 Leyes de los gases

La ley de Boyle establece que si la temperatura es constante (isoterma), también será constante el producto de la presión por el volumen. El enunciado es:

$$p_1 \times V_1 = p_2 \times V_2$$

p = presión absoluta (Pa)

V = volumen (m^3)

Esto significa que si el volumen se reduce a la mitad durante la compresión, se doblará la presión, siempre que la temperatura permanezca constante.

La ley de Charles expresa que, a presión constante (isobara), el volumen de un gas varía en proporción directa al cambio de temperatura. El enunciado es:

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

V = volumen (m^3)

T = temperatura absoluta (K)

La ley general del estado de los gases es una combinación de la ley de Boyle y la ley de Charles. Indica cómo se relacionan entre sí la presión, el volumen y la temperatura. El cambio de una de estas variables afecta al menos a una de las otras dos.

Se puede expresar como:

$$\frac{p \times v}{T} = R$$

p = presión absoluta (Pa)

v = volumen específico (m^3/kg)

T = temperatura absoluta (K)

$$R = \frac{\bar{R}}{M} = \text{constante gas individual (J/kg} \times \text{K)}$$

La constante de gas individual R depende únicamente de las propiedades del gas. Si una masa m del gas ocupa el volumen V , la relación se puede expresar como:

$$p \times V = n \times \bar{R} \times T$$

p = presión absoluta (Pa)

V = volumen (m^3)

n = número de moles

\bar{R} = constante de gas universal

= 8,314 (J/mol \times K)

T = temperatura absoluta (K)

1.3.3 Transferencia de calor

Cualquier diferencia de temperatura dentro de un cuerpo o entre distintos cuerpos o sistemas origina una transferencia de calor hasta que se alcanza un equilibrio térmico. Esta transferencia de calor puede tener lugar de tres formas: por conductividad, convección o radiación. En situaciones reales, la transferencia de calor tiene lugar de forma simultánea, pero no por igual en las tres formas.

La conductividad es la transferencia de calor por contacto directo de las partículas. Tiene lugar entre cuerpos sólidos o entre capas delgadas de un líquido o un gas. Los átomos que vibran transfieren una parte de su energía cinética a los átomos adyacentes que vibran menos.

$$Q = -\lambda \times A \times t \times \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

Q = calor transferido (J)

λ = coeficiente de conductividad térmica (W/m \times K)

A = área de flujo térmico (m^2)

t = tiempo (s)

ΔT = diferencia de temperatura (frío – calor) (K)

Δx = distancia (m)

La convección es la transferencia de calor entre una superficie sólida caliente y el fluido adyacente estacionario o en movimiento (gas o líquido), acentuada por la mezcla de una parte del fluido con la otra. Puede ocurrir como convección libre, por el movimiento natural en un medio como resultado de las diferencias de densidad a causa de las diferencias de temperatura. También puede tener lugar como convección forzada, cuando el movimiento del fluido se realiza por agentes mecánicos, por ejemplo, un ventilador o una bomba. La convección forzada produce una transferencia de calor significativamente mayor como resultado de unas velocidades de mezcla más elevadas.

$$Q = -h \times A \times t \times \Delta T$$

Q = calor transferido (J)

h = coeficiente de transf. térmica ($\text{W}/\text{m}^2 \times \text{K}$)

A = área de contacto (m^2)

t = tiempo (s)

ΔT = diferencia de temperatura (frío – calor) (K)

La radiación es la transferencia de calor a través de un espacio vacío. Todos los cuerpos con una

temperatura superior a 0°K emiten calor por radiación electromagnética en todas las direcciones. Cuando los rayos caloríficos golpean un cuerpo, una parte de la energía se absorbe y se transforma para calentar ese cuerpo. Los rayos que no se absorben pasan a través del cuerpo o son reflejados por éste.

En situaciones reales, la transmisión de calor es la suma de la transferencia simultánea por conductividad, convección y radiación. El enunciado de la relación de transmisión de calor es el siguiente:

$$Q = -k \times A \times t \times \Delta T$$

Q = calor total transferido (J)

k = coeficiente transf. térmica total ($\text{W}/\text{m}^2 \times \text{K}$)

A = área (m^2)

t = tiempo (s)

ΔT = diferencia de temperatura (frío – calor) (K)

La transferencia de calor se produce a menudo entre dos cuerpos que están separados por una pared. El coeficiente de transferencia térmica total “ k ” depende del coeficiente de transferencia térmica de ambos lados de la pared y del coeficiente de conductividad térmica de la propia pared.

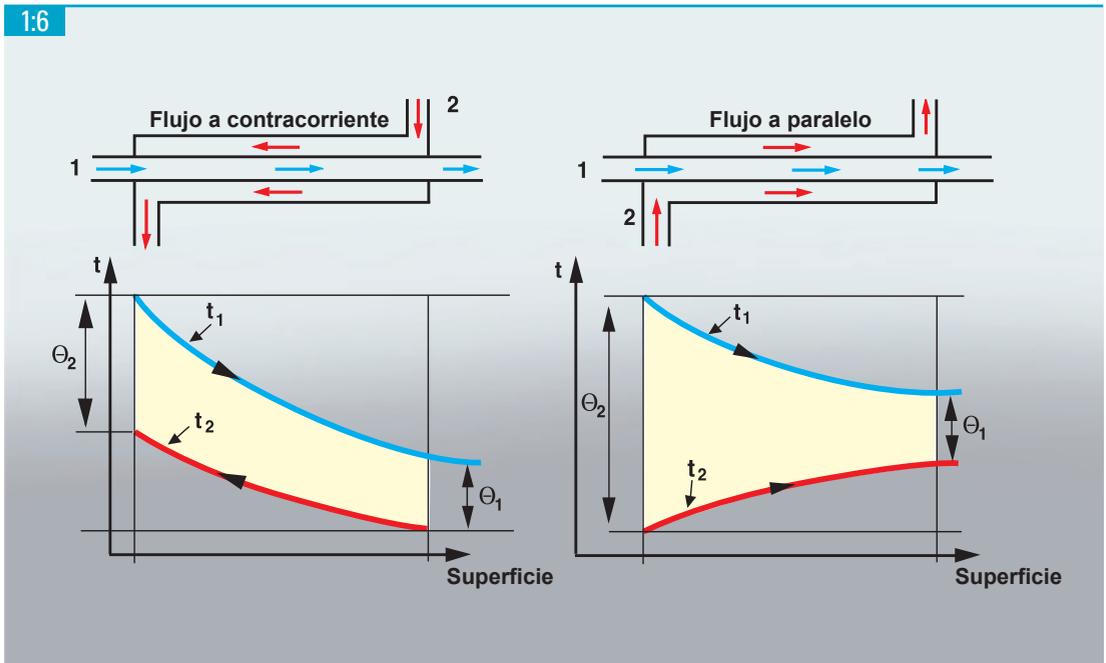


Ilustración del gradiente de temperatura en intercambiadores de calor de flujo a contracorriente y de flujo paralelo.

Para una pared limpia y plana, el enunciado es:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

$\alpha_1, \alpha_2 =$ coeficiente de transferencia térmica en cada lado de la pared ($\text{W/m}^2 \times \text{K}$)

$d =$ grosor de la pared (m)

$\lambda =$ conductividad térmica de la pared ($\text{W/m} \times \text{K}$)

$k =$ coeficiente transf. térmica total ($\text{W/m}^2 \times \text{K}$)

En un intercambiador de calor, la transmisión de calor está en función de la diferencia de temperatura existente y del coeficiente de transferencia térmica total. Es necesario usar una diferencia de temperatura media logarítmica Θ_m en lugar de una aritmética lineal ΔT .

La diferencia de temperatura media logarítmica se define como la relación entre las diferencias de temperatura en los dos lados de conexión del intercambiador de calor, de acuerdo con la expresión:

$$\Theta_m = \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{\ln \frac{\Theta_1}{\Theta_2}}$$

$\Theta_m =$ diferencia de temperatura media logarítmica (K)

1.3.4 Cambios de estado

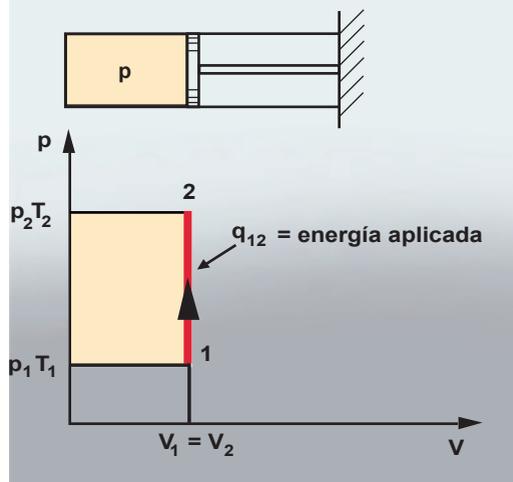
En un diagrama p/V se pueden seguir los cambios de estado de un gas de un punto a otro. Para casos reales, se necesitan tres ejes para las variables p , V y T . Con un cambio de estado, nos desplazamos a lo largo de una curva tridimensional en la superficie del espacio p , V y T .

No obstante, para simplificar, consideramos normalmente la proyección de la curva en uno de los tres planos, por lo general, el plano p/V . Se pueden considerar cinco cambios de estado diferentes:

- Proceso isocórico (volumen constante),
- Proceso isobárico (presión constante),
- Proceso isotérmico (temperatura constante),
- Proceso isentrópico (sin intercambio de calor con el entorno),
- Proceso politrópico (intercambio de calor completo con el entorno).

1.3.4.1 Proceso isocórico

1:7



El cambio isocórico de estado significa que la presión cambia mientras el volumen permanece constante.

Un ejemplo de proceso isocórico a volumen constante es calentar un gas en un contenedor cerrado.

$$Q = m \times c_v \times (T_2 - T_1)$$

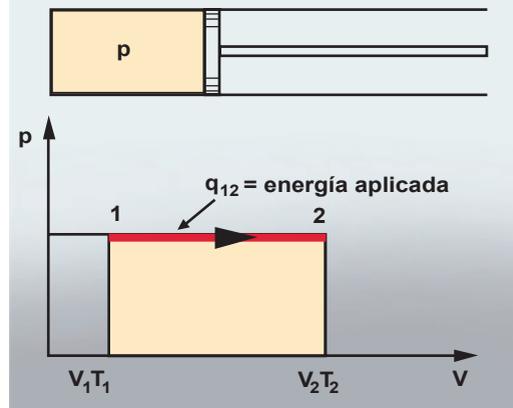
$Q =$ cantidad de calor (J)

$m =$ masa (kg)

$c_v =$ calor específico a volum. const. ($\text{J/kg} \times \text{K}$)

$T =$ temperatura absoluta (K)

1:8



El cambio isobárico de estado significa que el volumen cambia mientras la presión permanece constante.

1.3.4.2 Proceso isobárico Un ejemplo de proceso isobárico a presión constante consiste en calentar un gas en un cilindro con una carga constante sobre el pistón.

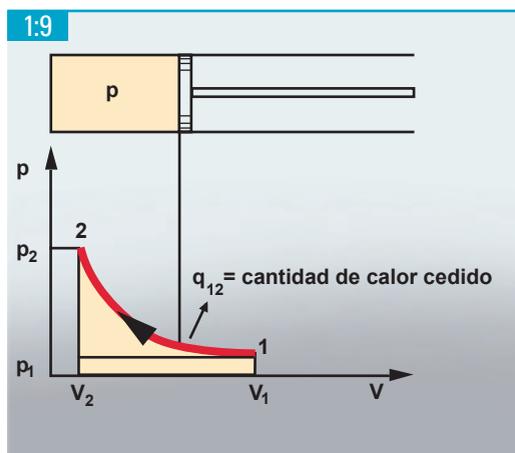
$$Q = m \times c_p \times (T_2 - T_1)$$

Q = cantidad de calor (J)

m = masa (kg)

c_p = calor específico a presión constante (J/kg x K)

T = temperatura absoluta (K)



El cambio isotérmico de estado significa que la presión y el volumen cambian mientras que la temperatura permanece constante.

1.3.4.3 Proceso isotérmico

Para comprimir isotérmicamente un gas en un cilindro, se debe eliminar gradualmente una cantidad de calor igual que el trabajo aplicado. Pero esto es prácticamente imposible, ya que no puede producirse un proceso tan lento.

$$Q = m \times R \times T \times \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

$$Q = p_1 \times V_1 \times \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

Q = cantidad de calor (J)

m = masa (kg)

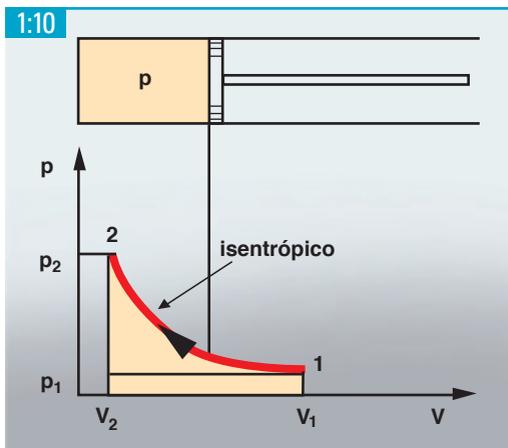
R = constante de gas individual (J/kg x K)

T = temperatura absoluta (K)

V = volumen (m³)

p = presión absoluta (Pa)

1.3.4.4 Proceso isentrópico



Cuando la entropía en un gas que está siendo comprimido o expandido es constante, no se produce intercambio de calor con el entorno.

Existe un proceso isentrópico cuando un gas se comprime en un cilindro totalmente aislado sin ningún intercambio de calor con el entorno. También puede existir si un gas se expande a través de una tobera tan rápidamente que no hay tiempo de que se produzca intercambio de calor con el entorno.

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\kappa \quad \text{o} \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

p = presión absoluta (Pa)

V = volumen (m³)

T = temperatura absoluta (K)

$\kappa = C_p / C_v =$ exponente isentrópico

1.3.4.5 Proceso politrópico

El proceso isotérmico implica un intercambio de calor total con el entorno, mientras que el proceso isotrópico no implica ningún intercambio de calor. En realidad, todos los procesos se producen entre estos extremos: el proceso politrópico. La relación de este proceso es:

$$p \times V^n = \text{constante}$$

p = presión absoluta (Pa)

V = volumen (m³)

n = 0 para proceso isobárico

n = 1 para proceso isotérmico

n = κ para proceso isentrópico

n = ∞ para proceso isocórico

1.3.5 Flujo de gas a través de una tobera

El flujo de gas a través de una tobera depende de la relación de presiones en los lados respectivos de la misma. Si se reduce la presión después de la tobera, aumenta el flujo, pero sólo hasta que su presión haya alcanzado la mitad de la presión antes de la tobera. Una reducción adicional de la presión después de la tobera no se traduce en un aumento del flujo.

Esta es la relación de presiones crítica y depende del exponente isentrópico (κ) del gas concreto. La relación de presiones crítica también se produce cuando la velocidad del flujo es igual que la velocidad sónica en la sección más estrecha de una tobera.

El flujo se convierte en supercrítico si la presión después la tobera se reduce por debajo del valor crítico. La fórmula para el flujo a través de la tobera es:

$$\dot{Q} = \alpha \times \psi \times p_1 \times A \times \sqrt{\left(\frac{2}{R \times T_1}\right)}$$

\dot{Q} = flujo másico (kg/s)

α = coeficiente de la tobera

ψ = coeficiente del flujo

A = área mínima (m²)

R = constante de gas individual (J/kg x K)

T_1 = temperatura absoluta antes de la tobera (K)

p_1 = presión absoluta antes de la tobera (Pa)

1.3.6 Caudal a través de las tuberías

El número de Reynolds es una relación adimensional entre la inercia y el rozamiento en un medio que fluye. Se define como:

$$Re = D \times w \times \frac{\rho}{\eta}$$

D = dimensión característica
(por ejemplo, el diámetro de la tubería) (m)

w = velocidad media del flujo (m/s)

ρ = densidad del medio que fluye (kg/m³)

η = viscosidad dinámica del medio (Pa . s)

En principio, hay dos tipos de flujo en una tubería. Con $Re < 2000$, las fuerzas viscosas dominan en el

medio y el flujo se vuelve laminar. Esto significa que diferentes capas del medio se mueven en perfecto orden una en relación de otra. La distribución de la velocidad a través de las capas laminares adopta normalmente una forma parabólica.

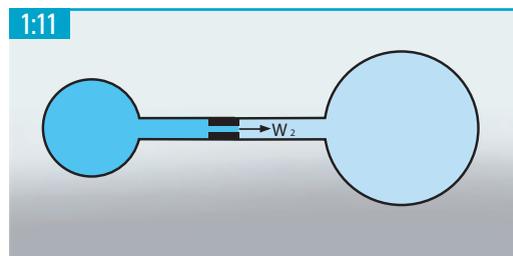
Con $Re \geq 4000$, las fuerzas de inercia dominan el comportamiento del medio que fluye y el flujo se vuelve turbulento, con las partículas moviéndose al azar a través del mismo. La distribución de la velocidad a través de una capa con flujo turbulento se vuelve difusa.

En la zona crítica, entre $Re \leq 2000$ y $Re \geq 4000$, las condiciones del flujo son indeterminadas, ya sea laminar, turbulento o una mezcla de ambos. Estas condiciones se rigen por factores como la rugosidad de la superficie de la tubería u otras características similares.

Para iniciar un flujo en una tubería se necesita una diferencia de presión específica que venza la fricción en la propia tubería y en los acoplamientos. El grado de diferencia de presión depende del diámetro, longitud y forma de la tubería, así como de la rugosidad de la superficie y del número de Reynolds.

1.3.7 Estrangulación

Si un gas ideal fluye a través de un restrictor, con una presión constante antes y después del mismo, su temperatura permanece teóricamente constante. Sin embargo, si se produce una caída de presión a través del restrictor es debido a que la energía interior se transforma en energía cinética. Este es el motivo de que descienda la temperatura. En los gases reales, este cambio de temperatura es



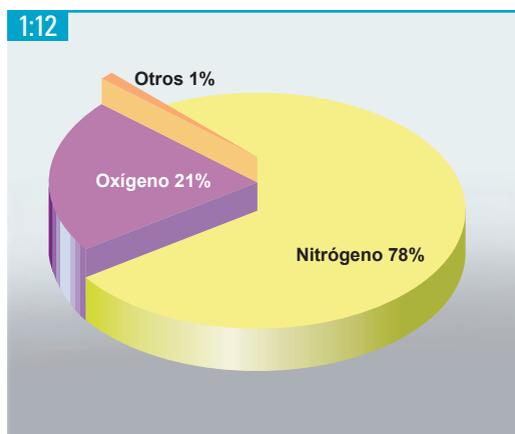
Cuando un gas ideal fluye a través de una abertura pequeña entre dos contenedores grandes, la energía es constante y no se produce intercambio de calor. Sin embargo, tiene lugar una caída de presión al pasar por el restrictor.

permanente aunque el contenido energético del gas permanezca constante. Esto se denomina el efecto de Joule-Thomson. El cambio de temperatura es igual que el cambio de presión a través del restrictor multiplicado por el coeficiente de Joule-Thomson. Si el medio que fluye tiene una temperatura suficientemente baja ($\leq +329^{\circ}\text{C}$ para el aire), se produce una bajada de temperatura a través del restrictor, pero si el fluido es más caliente, tiene lugar una subida. Esta condición se usa en varias aplicaciones técnicas, por ejemplo, en la tecnología de refrigeración y en la separación de gases.

1.4 AIRE

1.4.1 El aire en general

El aire es una mezcla incolora, inodora e insípida de gases, principalmente de oxígeno (21%) y nitrógeno (78%). Esta composición es relativamente constante



El aire es una mezcla de gases compuesta principalmente de oxígeno y nitrógeno. Sólo alrededor del 1% corresponde a otros gases.

desde el nivel del mar hasta una altitud de 25 km. El aire no es una sustancia química pura, sino una mezcla de gases. Por este motivo, se puede separar en sus elementos constituyentes, por ejemplo,

mediante enfriamiento.

El aire atmosférico está siempre más o menos contaminado de partículas sólidas, por ejemplo, polvo, arena, carbonilla y cristales salinos. El grado de contaminación es mayor en las zonas habitadas y menor en el campo y a gran altitud.

1.4.2 Aire húmedo

El aire se puede considerar una mezcla de aire seco y vapor de agua. Cuando contiene vapor de agua, se denomina aire húmedo, aunque la humedad del aire puede variar en unos márgenes muy amplios. Los extremos son el aire completamente seco y el aire completamente saturado. La cantidad de vapor de agua máxima que el aire puede contener aumenta con la temperatura. A cada temperatura corresponde una cantidad de vapor de agua máxima.

El aire contiene normalmente bastante menos vapor de agua que el máximo posible. La humedad relativa, expresada en porcentaje, indica el grado de saturación del aire con vapor de agua para una temperatura dada.

El punto de rocío es la temperatura a la cual el aire se satura con vapor de agua. Posteriormente, si la temperatura desciende, se condensa el agua. El punto de rocío atmosférico es la temperatura a la cual el vapor de agua comienza a condensarse a la presión atmosférica. El punto de rocío a presión es la temperatura equivalente con una presión superior. Se aplica la fórmula siguiente:

$$(p - \varphi \times p_s) \times V = R_a \times m_a \times T$$

$$\varphi \times p_s \times V = R_v \times m_v \times T$$

p = presión absoluta total (Pa)

p_s = presión saturación a la temp. respectiva (Pa)

φ = presión relativa de vapor

V = volumen total del aire húmedo (m^3)

R_a = constante gas para aire seco = $287 \text{ J/kg} \times \text{K}$

R_v = const. gas para vapor agua = $462 \text{ J/kg} \times \text{K}$

m_a = masa del aire seco (kg)

m_v = masa del vapor de agua (kg)

T = temperatura absoluta del aire húmedo (K)

1.5 TIPOS DE COMPRESORES

1.5.1 Dos principios básicos

Existen dos principios genéricos de compresión de aire (o gas): la compresión de desplazamiento positivo y la compresión dinámica.

Los compresores de desplazamiento positivo incluyen, entre otros, los alternativos (pistón), scroll y diferentes tipos de compresores rotativos (tornillo, uña, paletas).

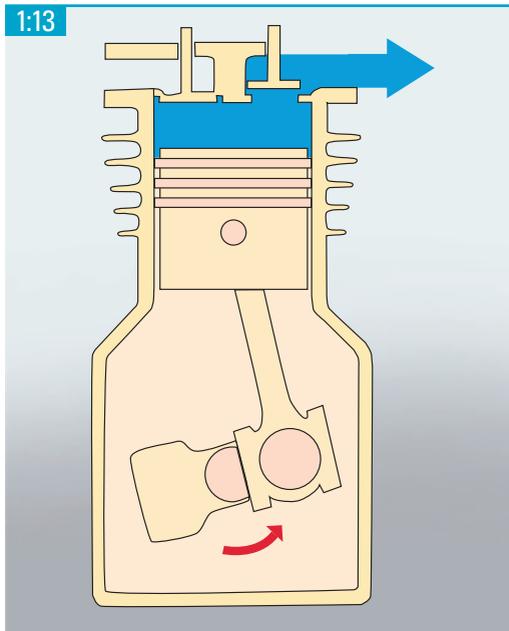
En la compresión de desplazamiento positivo, el aire se aspira en una o varias cámaras de compresión, donde queda confinado. El volumen de cada cámara disminuye gradualmente y el aire se comprime internamente. Cuando la presión alcanza la relación de presiones establecida, se produce la apertura de una lumbrera o una válvula y el aire se descarga al sistema de salida debido a la reducción continua del volumen en la cámara de compresión.

En la compresión dinámica, el aire se aspira entre los álabes de un rodete que gira con rapidez y acelera a gran velocidad. Después se descarga a través de un difusor, donde la energía cinética se transforma en presión estática. La mayoría de los compresores dinámicos son turbocompresores con un patrón de flujo axial o radial. Todos están diseñados para grandes caudales volumétricos.

1.5.2 Compresores de desplazamiento positivo

Una bomba de bicicleta es la forma más simple de un compresor de desplazamiento positivo, donde el aire se aspira en un cilindro y se comprime por medio de un pistón. El compresor de pistón tiene el mismo principio de funcionamiento y utiliza un pistón cuyo movimiento ascendente y descendente se realiza mediante una biela y un cigüeñal. Si se usa solamente un lado del pistón para la compresión, se denomina compresor de simple efecto. Si se usan los lados superior e inferior del pistón, se denomina compresor de doble efecto.

La relación de presiones es el coeficiente de la presión absoluta en los lados de entrada y salida.



Compresor de pistón de una etapa y simple efecto.

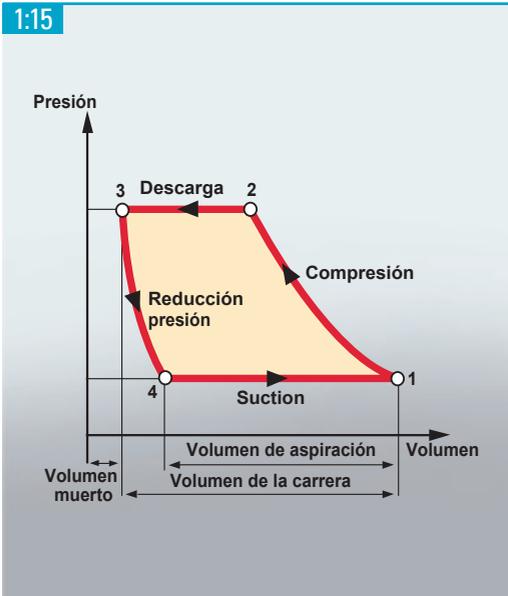
De acuerdo con esto, una máquina que aspira aire a presión atmosférica (1 bar(a)) y lo comprime a 7 bar, funciona a una relación de presiones de $(7 + 1)/1 = 8$.

1.5.3 Diagrama de compresores de desplazamiento

La figura 1:15 ilustra la relación presión-volumen para un compresor teórico, y la figura 1:16 muestra un diagrama más realista para un compresor de pistón. El volumen de embolada es el volumen del cilindro que recorre el pistón durante la etapa de aspiración. El volumen muerto se encuentra justo debajo de las válvulas de entrada y salida y encima del pistón, que debe permanecer en el punto de retorno de éste por razones mecánicas.

La diferencia entre el volumen de embolada y el volumen de aspiración se debe a la expansión del aire que permanece en el volumen muerto. La diferencia entre el diagrama p/V teórico y el diagrama real se debe al diseño práctico de la unidad, por ejemplo, un compresor de pistón. Las válvulas nunca están completamente selladas y existen siempre ciertas fugas entre el pistón y la pared del cilindro. Además, las válvulas siempre abren y cierran completamente con un retardo mínimo, lo cual provoca una caída de presión

1:15



El gráfico ilustra el principio de funcionamiento de un compresor de pistón. El diagrama p/V muestra el proceso sin pérdidas, con llenado y vaciado completo del cilindro.

cuando el gas fluye a través de los canales. Como consecuencia de este diseño, el gas también se calienta cuando fluye al interior del cilindro.

Trabajo de compresión con compresión isotérmica:

$$W = p_1 \times V_1 \times \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Trabajo con compresión isentrópica:

$$W = \frac{K}{K-1} \times (p_2 V_2 - p_1 V_1)$$

W = trabajo de compresión (J)

p_1 = presión inicial (Pa)

V_1 = volumen inicial (m^3)

p_2 = presión final (Pa)

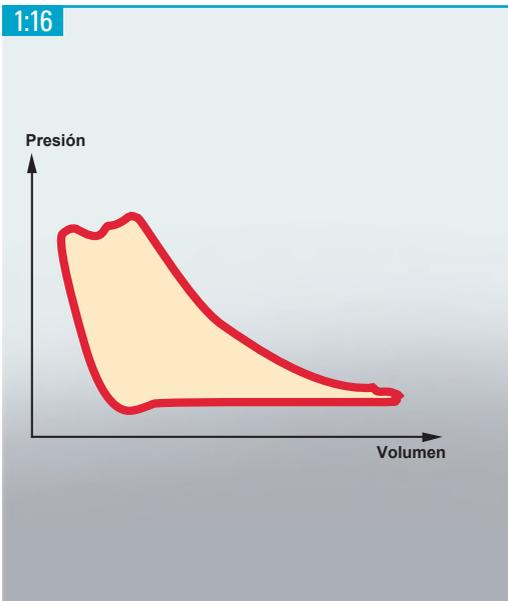
K = exponente isentrópico: $K \approx 1,3 - 1,4$

Estas relaciones indican que se necesita más trabajo para la compresión isentrópica que para la compresión isotérmica.

1.5.4 Compresores dinámicos

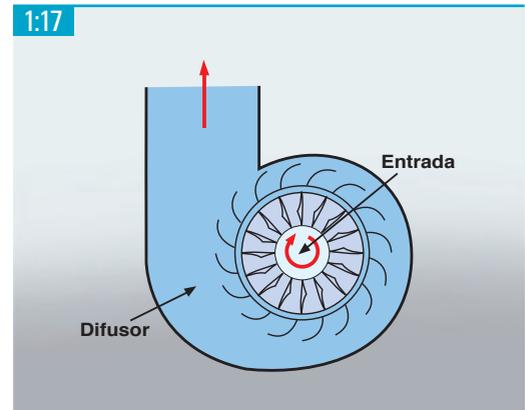
En un compresor dinámico, el aumento de presión tiene lugar mientras el gas fluye. Los álabes de un rodete giratorio aceleran el gas que fluye a gran velocidad. Después, la velocidad del gas se transforma en presión estática cuando se ve obligado a desacelerar en la expansión en un difusor. Dependiendo de la dirección principal del flujo del gas utilizado, se denominarán compresores radiales o axiales.

1:16



Un diagrama p/V realista de un compresor de pistón. La caída de presión en la entrada y la sobrepresión en la salida se reducen principalmente mediante un diseño eficiente de las válvulas.

1:17



Turbocompresor radial.

En comparación con los compresores de desplazamiento, los compresores dinámicos se caracterizan porque un cambio pequeño en la presión de trabajo produce un gran efecto en el caudal. Vea la figura 1:19.

La velocidad de cada rodete tiene un límite de caudal superior e inferior. El límite superior significa que el flujo de gas alcanza la velocidad sónica. El límite inferior significa que la contrapresión es mayor que la presión generada por el compresor, lo cual produce un flujo de retorno en la máquina. A su vez, esto genera pulsaciones, ruido y riesgo de avería mecánica.

1.5.5 Compresión en varias etapas

En teoría, el aire o el gas se pueden comprimir isentrópicamente (a entropía constante) o isotérmicamente (a temperatura constante). Cualquiera de los procesos puede ser parte de un ciclo teóricamente reversible. Si el gas comprimido se pudiese usar inmediatamente después de la compresión, el proceso de compresión isentrópica tendría ciertas ventajas. En la realidad, el aire o el gas se utilizan rara vez directamente después de la compresión, y se enfrían normalmente a temperatura ambiente antes de su uso. Como consecuencia, es preferible el proceso de compresión isotérmica, ya que requiere menos trabajo.

Un método habitual práctico para ejecutar este proceso de compresión isotérmica consiste en

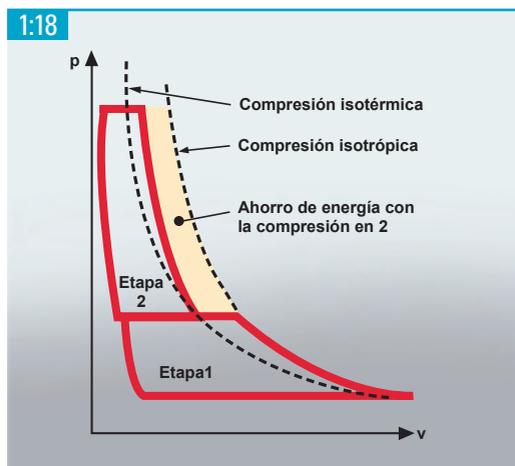
enfriar el gas durante su compresión. A una presión de trabajo efectiva de 7 bar, la compresión isentrópica requiere en teoría un 37% más de energía que la compresión isotérmica.

Un método práctico para reducir el calentamiento del gas consiste en dividir la compresión en varias etapas. El gas se enfría después de cada etapa antes de volver a comprimirse a la presión final. Esto también hace que mejore la eficiencia energética, obteniéndose el mejor resultado cuando cada etapa de compresión tiene la misma relación de presiones. Aumentando el número de etapas de compresión, el proceso completo se aproxima a la compresión isotérmica. Sin embargo, existe un límite económico respecto al número de etapas que puede tener un compresor.

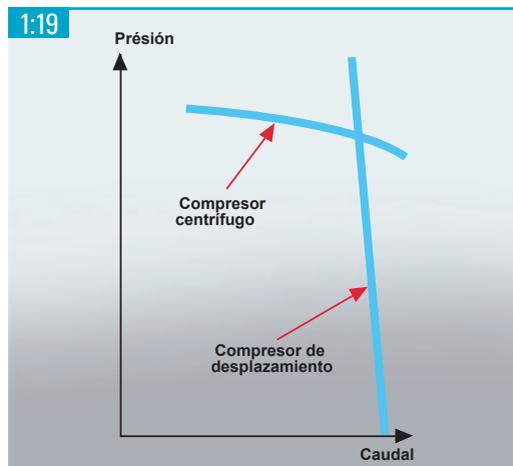
1.5.6 Comparación: turbocompresor y desplazamiento positivo

A velocidad de rotación constante, la curva presión/caudal de un turbocompresor difiere significativamente de la curva equivalente de un compresor de desplazamiento positivo. El turbocompresor es una máquina de caudal variable y presión variable. Por el contrario, un compresor de desplazamiento es una máquina de caudal constante y presión variable.

Un compresor de desplazamiento proporciona una relación de presiones más alta incluso a baja velocidad. Los turbocompresores están diseñados para grandes caudales de aire.



La zona coloreada representa la cantidad de energía ahorrada con la compresión en dos etapas.



La imagen ilustra las curvas de carga de compresores centrífugos y de desplazamiento, respectivamente, cuando la carga cambia a velocidad constante.

1.6 ELECTRICIDAD

1.6.1 Terminología básica y definiciones

La electricidad es el resultado de la separación temporal de los electrones y los protones, que crea una diferencia de potencial eléctrico (o voltaje) entre el área con exceso de electrones y el área con deficiencia de electrones. Cuando los electrones encuentran una trayectoria eléctricamente conductiva por donde moverse, la corriente eléctrica fluye.

Las primeras aplicaciones eléctricas utilizaron la corriente continua (CC), donde la carga eléctrica del flujo de electrones es unidireccional. La CC se produce por baterías, células solares fotovoltaicas y generadores.

La corriente alterna, generada por un alternador, se utiliza, por ejemplo, para alumbrado y para accionar motores estándar de velocidad fija. Cambia periódicamente de magnitud y dirección en un patrón sinusoidal suave. La magnitud de la tensión y de la intensidad aumenta de cero a un valor máximo, después cae a cero, cambia de dirección, aumenta a un valor máximo en la dirección opuesta y disminuye de nuevo a cero. La corriente ha completado entonces un periodo T , medido en segundos, durante el cual ha pasado por todos sus valores. La frecuencia, que es la inversa del período, establece el número de ciclos completados por segundo, y se mide en Hertzios.

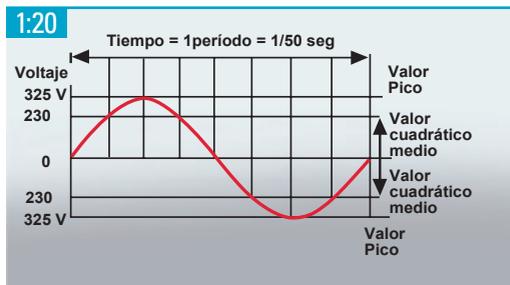
$$f = \frac{1}{T}$$

f = frecuencia (Hz)

T = duración de un ciclo (s)

Las magnitudes de la intensidad o del voltaje se indican normalmente por el valor cuadrático medio (VCM) de un ciclo. Con un patrón sinusoidal, la relación para el valor cuadrático medio de la intensidad y del voltaje es:

$$\text{valor cuadrático medio} = \frac{\text{valor pico}}{\sqrt{2}}$$



Un período de un voltaje sinusoidal (50 Hz).

Las formas de onda periódicas pero no sinusoidales de la intensidad y del voltaje no se consideran una forma de onda sinusoidal pura. Algunos ejemplos son las formas de onda cuadradas, triangulares o rectangulares. A menudo derivan de funciones matemáticas y pueden representarse por una combinación de ondas sinusoidales puras de distintas frecuencias, a veces múltiplos de la frecuencia más baja (denominada la fundamental).

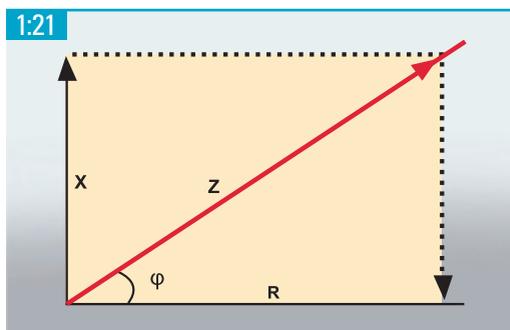
intensidad: $i(t) = I_0 + i_1(t) + i_2(t) + \dots + i_n(t) + \dots$

voltaje: $v(t) = V_0 + v_1(t) + v_2(t) + \dots + v_n(t) + \dots$

1.6.2 Ley de Ohm para corriente alterna

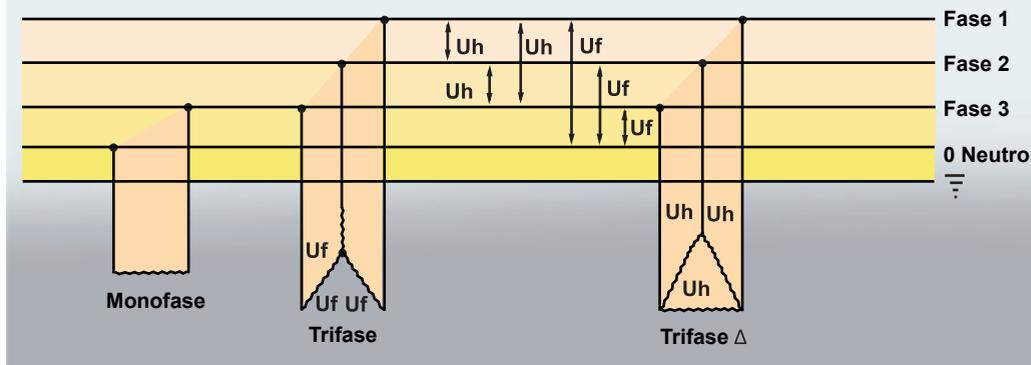
Una corriente alterna que pasa por una bobina da lugar a un flujo magnético. Este flujo cambia de magnitud y de dirección de la misma forma que la corriente eléctrica. Cuando el flujo cambia, se genera una fuerza electromotriz en la bobina de acuerdo con las leyes de la inducción. Esta fuerza electromotriz se opone al voltaje del polo que la genera. Este fenómeno se llama autoinducción.

La autoinducción en una red de corriente alterna da lugar a un desfase entre la intensidad y el voltaje,



Relación entre Reactancia (X) – Resistencia (R) – Impedancia (Z) – Desfase (ϕ).

1:22



Las diferentes opciones de conexión de un sistema trifásico. La tensión entre los dos conductores de fase se denomina tensión principal (U_h). La tensión entre un conductor de fase y el cable neutro se denomina tensión de fase (U_f). La tensión de fase = Tensión principal/ $\sqrt{3}$.

y una caída de tensión inductiva. La resistencia ofrecida a la corriente alterna es aparentemente mayor que la calculada o medida con corriente continua.

El desfase entre la intensidad y el voltaje está representado por el ángulo ϕ . La resistencia inductiva (reactancia) está representada por X. La resistencia está representada por R. La resistencia aparente en una unidad o conductor está representada por Z.

$$Z = \sqrt{R^2 + X^2}$$

Z = impedancia (Ω) (Ohm)

R = resistencia (Ω)

X = reactancia (Ω)

Ley de Ohm para corriente alterna:

$$U = I \times Z$$

U = tensión (V)

I = intensidad (A)

Z = impedancia (Ω)

1.6.3 Sistema trifásico

La potencia de una fase de corriente alterna fluctúa. Para el uso doméstico, esto no representa ningún problema. Sin embargo, para los motores eléctricos es recomendable usar una corriente que produzca una potencia más constante. Esto se consigue utilizando tres líneas de alimentación separadas con corriente alterna, funcionando en paralelo, pero con cada fase de corriente desplazada 1/3 de

ciclo en relación a las otras fases.

La corriente alterna trifásica se produce en un alternador con tres devanados diferentes. Una aplicación monofásica se puede conectar entre la fase y cero. Las aplicaciones trifásicas se pueden conectar utilizando las tres fases de dos formas, en configuración de estrella (Y) o de triángulo (Δ). Con la conexión en estrella se aplican tensiones de fase entre el neutro y la fase. Con una conexión en triángulo, se aplican tensiones entre fases al no usar el neutro.

Los compresores industriales fueron de las primeras máquinas industriales donde se instalaron accionamientos de velocidad variable (VSD) para regular la velocidad de rotación y el par de los motores de inducción CA, controlando la frecuencia de las líneas eléctricas al motor. El diseño más común convierte las tres fases de la potencia de entrada de CA en potencia de CC, usando un puente rectificador. Esta potencia de CC se convierte en potencia de CA quasi-sinusoidal utilizando un circuito de conmutación del inversor (en la actualidad interruptores semiconductores de potencia del tipo IGBT) y técnicas de modulación por ancho de pulso (MAP).

1.6.4 Potencia

La potencia activa P (en vatios) es la potencia útil que se puede emplear para trabajo. Un vatímetro sólo mide el componente de la intensidad que está en fase con la tensión. Esta es la corriente que fluye en el circuito a través de la resistencia.

La potencia reactiva Q (V.Ar) es la potencia

“inservible”, “desfasada” o “fantasma” y no se puede usar para trabajo. Sin embargo, es útil para proporcionar el campo magnetizante necesario para el motor.

La potencia aparente S (V.A) es aquella que se debe consumir de la red para tener acceso a la potencia activa. Incluye la potencia activa y reactiva y cualquier pérdida de calor del sistema de distribución eléctrica.

$$P = U \times I \times \cos \varphi$$

$$Q = U \times I \times \sin \varphi$$

$$S = U \times I$$

$$\cos \varphi = \frac{P}{S}$$

U = tensión (V)

I = intensidad (A)

φ = ángulo de fase

La potencia activa para configuraciones trifásicas en estrella y triángulo es:

$$P = \sqrt{3} \times U \times I \times \cos \varphi$$

$$Q = \sqrt{3} \times U \times I \times \sin \varphi$$

$$S = U \times I$$

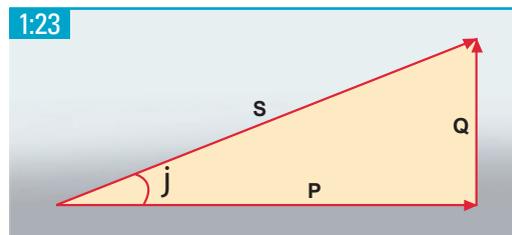
$$\cos \varphi = \frac{P}{S}$$

La relación entre potencia activa, reactiva y aparente se ilustra normalmente mediante un triángulo. El ángulo de fase expresa el grado de desfase entre la intensidad y la tensión. Una cantidad conocida como el Factor de potencia (FP) es igual a $\cos \varphi$.

Muchas compañías eléctricas aplican una penalización a sus clientes por aplicaciones con un factor de potencia bajo y retrasado. Esto se debe a que los equipos eléctricos de distribución, transmisión y generación deben estar considerablemente sobredimensionados para acomodar la potencia aparente (suma de la potencia activa y reactiva y de las pérdidas por calor), mientras que a los consumidores se les factura según el consumo de kWh, registrando sólo la potencia activa.

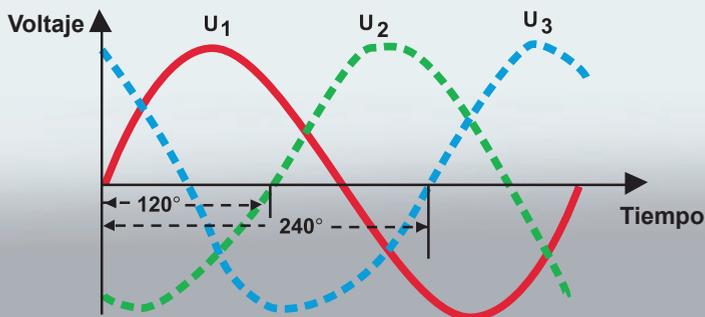
Las mejoras del factor de potencia producen con frecuencia importantes ahorros de costes. El FP se puede mejorar reduciendo la potencia reactiva de la forma siguiente:

- Usando equipos con un alto FP: fluorescentes
- Usando motores síncronos con un FP adelantado y con carga constante
- Usando condensadores de mejora del FP



Relación entre potencia aparente (S), potencia reactiva (Q) y potencia activa (P). El ángulo φ entre S y P da el factor de potencia $\cos(\varphi)$.

1:24



El desplazamiento entre los devanados del alternador producen una curva de tensión sinusoidal en el sistema. El valor máximo se desplaza al mismo intervalo que los devanados del alternador.

1.6.5 El motor eléctrico

El motor eléctrico más común es el de inducción trifásico de jaula de ardilla. Este tipo de motor se usa en todo tipo de industrias. Silencioso y fiable, forma parte de la mayoría de los sistemas, incluidos los compresores. El motor eléctrico consta de dos piezas principales, el estátor y el rotor. El estátor produce un campo magnético giratorio y el rotor convierte esta energía en movimiento, es decir, en energía mecánica.

El estátor se conecta al suministro eléctrico trifásico. La corriente en los devanados del estátor produce un campo giratorio de fuerza magnética que induce corrientes en el rotor, haciendo que se produzca un campo magnético también allí. La interacción entre los campos magnéticos del estátor y del rotor crea un par de giro que, a su vez, hace girar el eje del rotor.

1.6.5.1 Velocidad de rotación

Si el eje del motor de inducción girase a la misma velocidad que el campo magnético, la corriente inducida en el rotor sería cero. Sin embargo, esto es imposible debido a las diversas pérdidas, por ejemplo, en los rodamientos, y la velocidad es siempre un 1-5% menor que la velocidad síncrona del campo magnético (denominado “deslizamiento”).

(Los motores de imán permanente no producen ningún deslizamiento).

$$n = \frac{120 \times f}{p}$$

n = velocidad síncrona (rev/min)

f = frecuencia de alimentación del motor (Hz)

p = número de polos por fase (número par)

1.6.5.2 Eficiencia

En un motor, la conversión de energía se produce siempre con pérdidas. Estas incluyen, entre otras, las pérdidas resistivas, pérdidas por ventilación, pérdidas de magnetización y pérdidas por rozamiento.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

η = eficiencia

P_2 = potencia indicada, potencia al eje (W)

P_1 = potencia eléctrica aplicada (W)

P_2 es siempre la potencia indicada en la placa de datos del motor.

1.6.5.3 Clase de aislamiento

El material aislante de los devanados del motor se divide en clases de aislamiento de acuerdo con la IEC 60085, un norma publicada por la Comisión Electrotécnica Internacional. Cada clase está designada por una letra que corresponde a la temperatura límite superior de la respectiva clase de aislamiento.

Si se sobrepasa el límite superior en 10°C durante un período de tiempo ininterrumpido, la vida de servicio del aislamiento se acorta a la mitad.

Clase de aislamiento	B	F	H
Máx. temp. bobinados °C	130	155	180
Temperatura ambiente °C	40	40	40
Aumento de temperatura °C	80	105	125
Margen térmico °C	10	10	15

1.6.5.4 Clases de protección

Las clases de protección, según IEC 60034-5, especifican el grado en que el motor está protegido de influencias externas. Se expresan con las letras IP y dos dígitos. El primer dígito indica la protección contra contacto y penetración por un objeto sólido. El segundo indica la protección contra el agua. Por ejemplo, IP23 representa: (2) protección contra objetos sólidos mayores de 12 mm, (3) protección contra salpicaduras directas de agua con una inclinación de hasta 60° de la vertical. IP 54: (5) protección contra el polvo, (4) protección contra salpicaduras de agua en todas las direcciones. IP 55: (5) protección contra el polvo, (5) protección contra chorros de agua a baja presión desde todas las direcciones.

1.6.5.5 Métodos de refrigeración

El método de refrigeración indica, según IEC 60034-6, la forma en que se enfría el motor. Se designa con las letras IC, seguido de una serie de dígitos que representan el tipo de refrigeración (sin ventilación, autoventilado, refrigeración forzada) y el modo de enfriamiento (refrigeración interna, refrigeración de superficie, refrigeración en circuito cerrado, refrigeración con líquido, etc)

1.6.5.6 Método de instalación

El método de instalación indica, según IEC 60034-7, la forma en que se debe instalar el motor. Se designa con las letras IM y cuatro dígitos. Por ejemplo, IM 1001 significa: dos rodamientos, eje con un extremo libre y estátor con patas. IM 3001: dos rodamientos, eje con un extremo libre, cuerpo del estátor sin patas y una brida grande con orificios de fijación planos.

1.6.5.7 Conexiones en estrella y triángulo

Un motor eléctrico trifásico se puede conectar de dos formas: en estrella (Y) o en triángulo (Δ). Las tres fases del motor trifásico se designan como U, V y W (U_1-U_2 ; V_1-V_2 ; W_1-W_2). Las normas de los Estados Unidos hacen referencia a T1, T2, T3, T4, T5, T6. Con la conexión en estrella (Y), los “finales” de las fases de los devanados del motor

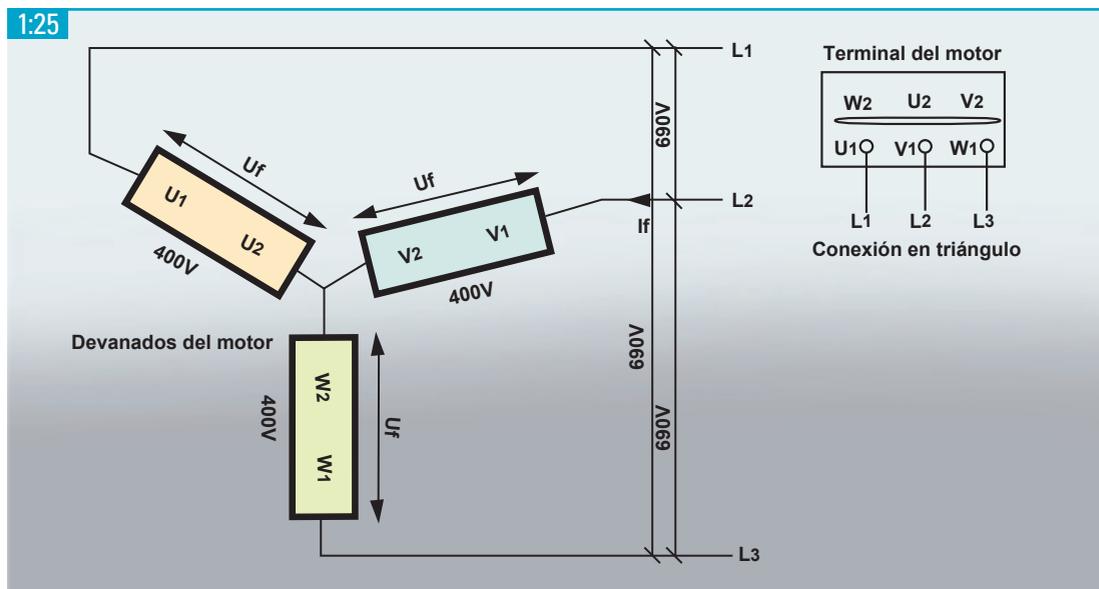


Ilustración de los devanados de un motor conectado en estrella, y cómo se sitúan las regletas en el terminal del motor conectado en estrella. El ejemplo indica la conexión para una alimentación de 690 V.

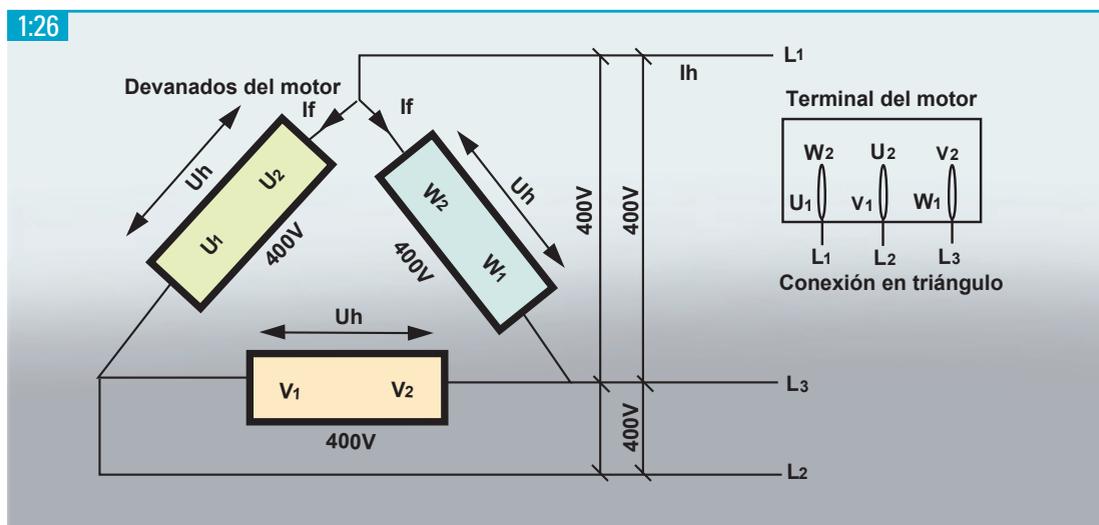
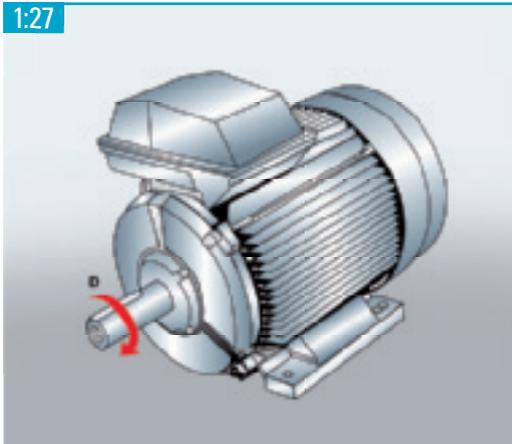


Ilustración de los devanados de un motor conectado en de triángulo, y cómo se sitúan las regletas en el terminal del motor conectado en triángulo. El ejemplo indica la conexión para una alimentación de 400 V.

1:27



El suministro eléctrico se conecta a los terminales del motor trifásico marcados como U, V y W. La secuencia de fases es L1, L2 y L3. Esto significa que el motor girará en el sentido de las agujas del reloj, visto desde el lado de accionamiento "D". Para hacer que el motor gire en sentido contrario a las agujas del reloj, se cambian dos de los tres conductores conectados al arrancador o al motor. Cuando el rotor gire en sentido antihorario, se debe comprobar el sentido de rotación del ventilador.

se unen y forman un punto central, que tiene el aspecto de una estrella (Y).

En los devanados habrá una tensión de fase = tensión de línea/ $\sqrt{3}$ (ejemplo $400V = 690/\sqrt{3}$). La corriente $I_{línea}$ que fluye hacia el punto cero se convierte en corriente de fase, luego $I_{línea} = I_{fase}$.

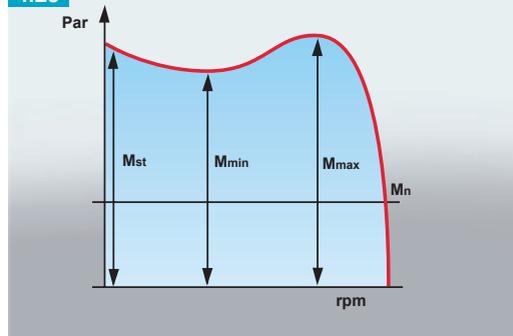
Con la conexión en triángulo (Δ) los principios y los finales de las diferentes fases se unen y forman un triángulo (Δ). La tensión de línea es aplicada por tanto a los devanados, por lo que $V_{línea} = V_{fase}$. La corriente de línea $I_{línea}$ se divide entre los devanados, para dar una corriente de fase $I_{línea} = I_{fase}/\sqrt{3}$. El mismo motor se puede conectar en estrella a 690 V o en triángulo a 400 V. En ambos casos, la tensión a través de los devanados será de 400 V. La corriente al motor será menor con una conexión en estrella de 690 V que con una conexión en triángulo de 400 V. La relación entre ambas corrientes es $\sqrt{3}$.

La placa del motor puede indicar, por ejemplo, 690/400 V. Esto significa que el motor se puede conectar en estrella a la tensión más alta, y en triángulo a la más baja. La intensidad, que también puede figurar en la placa, indica el valor más bajo para la conexión en estrella y el más alto para la conexión en triángulo.

1.6.5.8 Par

El par de giro de un motor eléctrico está determinado por las características del rotor. Cada motor tiene un par máximo. Una carga que exija un par superior provocará que el motor no tenga fuerza suficiente para girar. Con una carga normal, el motor funciona siempre por debajo de su par máximo, aunque la secuencia de arranque implica una carga extra. Las características del motor se presentan normalmente en una curva de par.

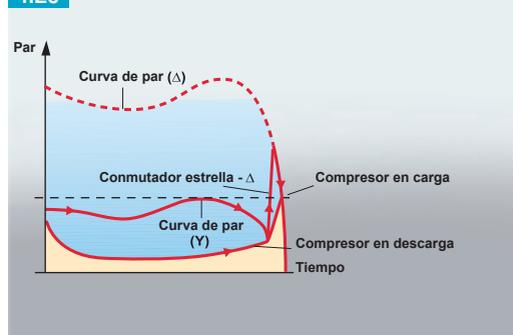
1:28



La curva de par de un motor de inducción de jaula de ardilla. Cuando el motor arranca, el par es alto.

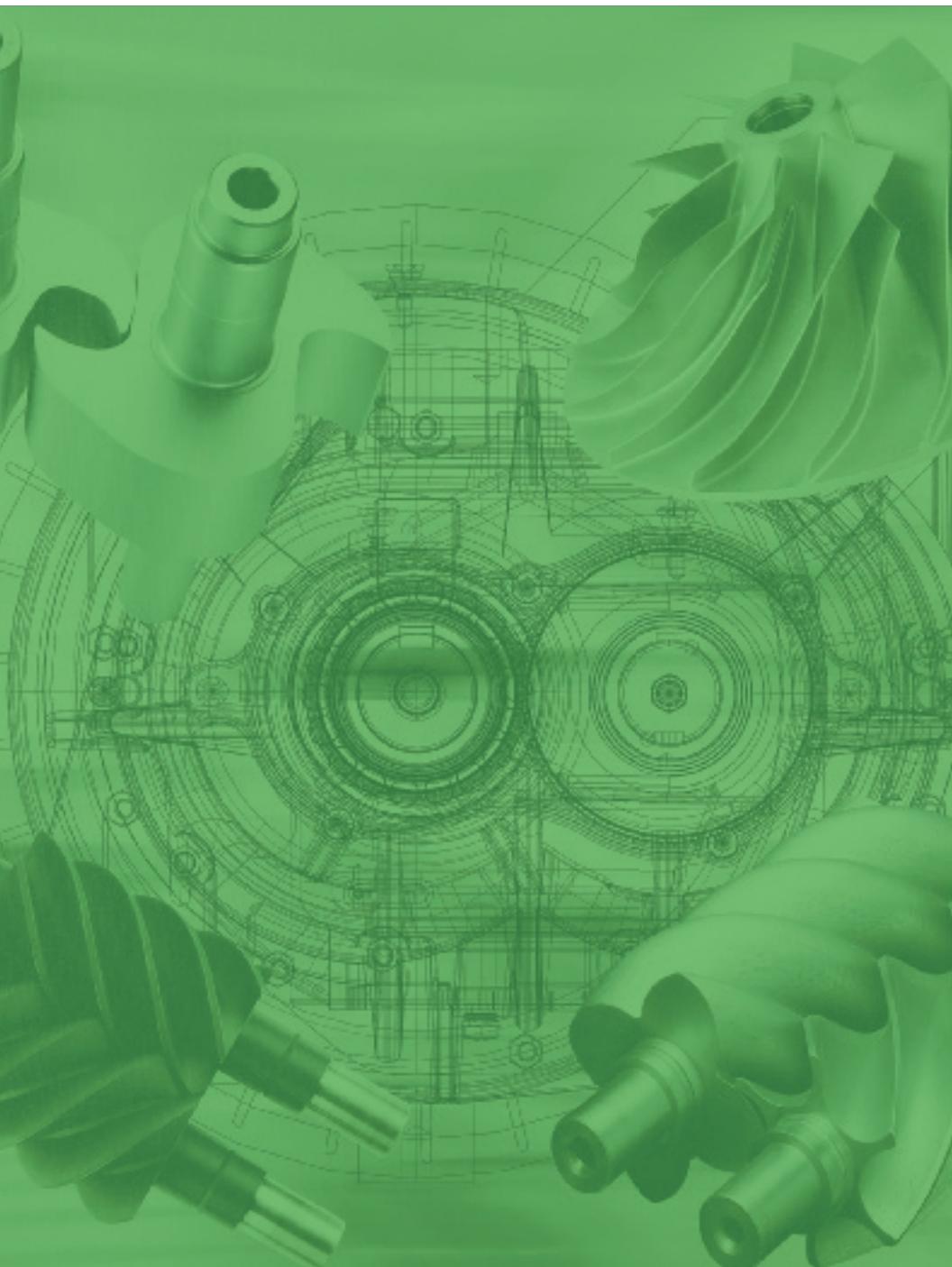
M_{st} = par de arranque, $M_{máx}$ = par máximo ("par de corte"), $M_{mín}$ = par mínimo ("par de silla de montar"), M_n = par nominal.

1:29



Curva de par de un motor de inducción arrancado en estrella/triángulo, combinada con la curva de demanda de par de un compresor de tornillo. El compresor funciona en descarga durante la fase en estrella. Cuando las revoluciones alcanzan aproximadamente el 90-95% de la velocidad nominal, el motor conmuta a triángulo, el par aumenta, el compresor entra en carga y funciona en su punto previsto.

2 *COMPRESORES Y EQUIPO AUXILIAR*



2.1 COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO

2.1.1 Compresores de desplazamiento

Un compresor de desplazamiento encierra un volumen de gas o aire y después incrementa la presión reduciendo dicho volumen mediante el desplazamiento de uno o más miembros en movimiento.

2.1.2 Compresores de pistón

El compresor de pistón es el más antiguo y común de todos los compresores industriales. Está disponible en variantes de simple o doble efecto, lubricado o exento de aceite y con diversos números de cilindros en diferentes configuraciones. Con la excepción de algunos compresores muy pequeños con cilindros verticales, la configuración en V es la más habitual en compresores de pequeño tamaño.

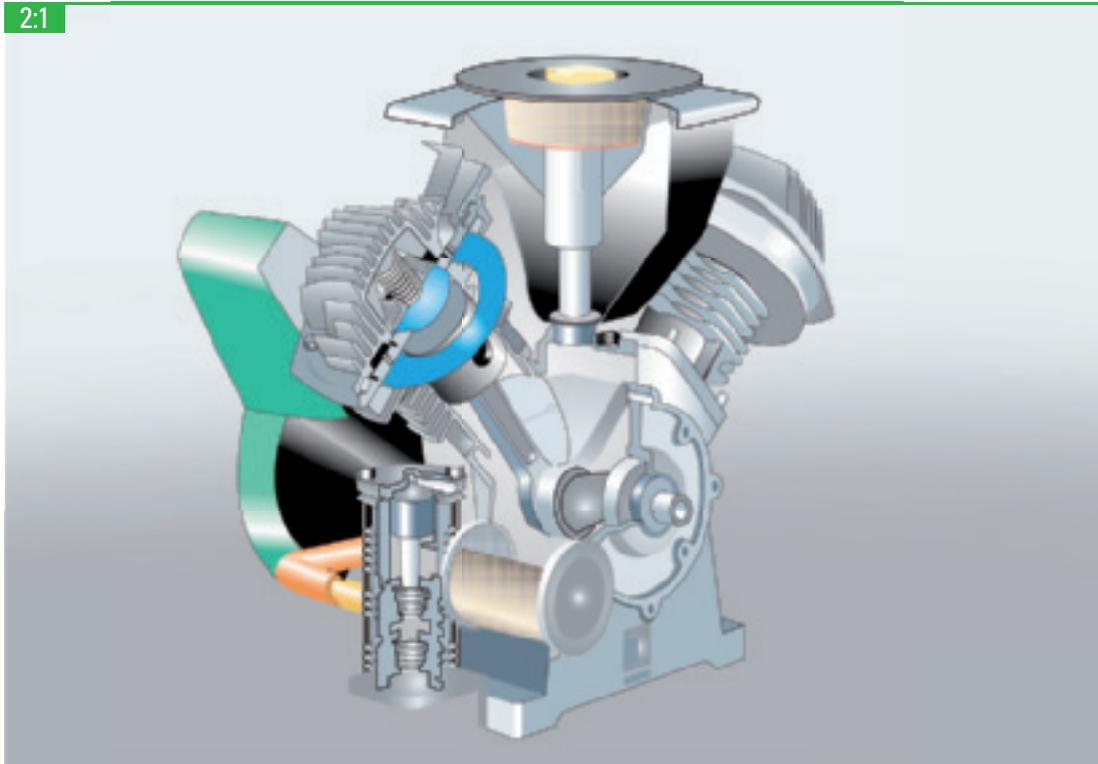
En los compresores grandes de doble efecto, la

configuración en L con cilindro vertical de baja presión y con cilindro horizontal de alta presión, ofrece unas ventajas inmensas que lo han convertido en el diseño más corriente. Los compresores lubricados con aceite funcionan normalmente con lubricación por salpicadura o lubricación a presión. La mayoría de los compresores tienen válvulas autoaccionadas. Una válvula autoaccionada abre y cierra por el efecto de las diferencias de presión en ambos lados del disco.

2.1.3 Compresores de pistón exentos de aceite

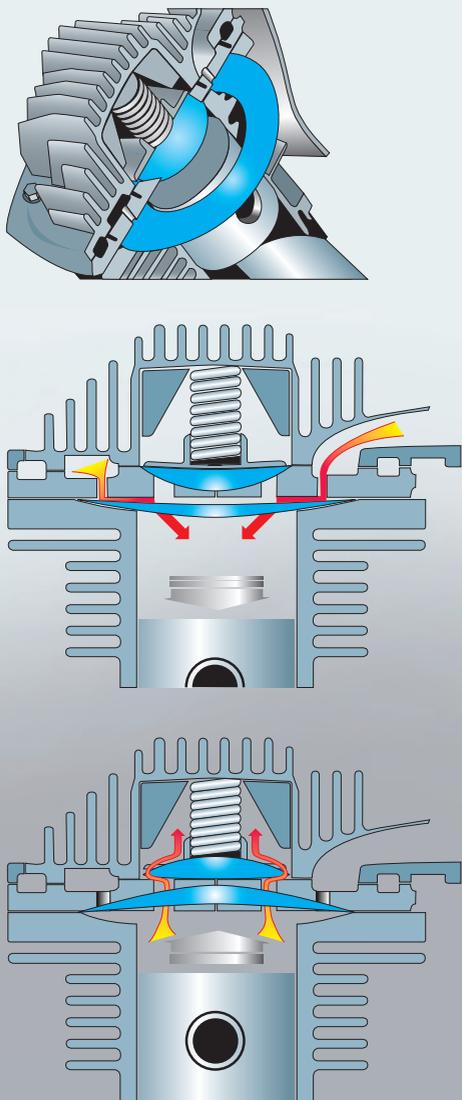
Los compresores de pistón exentos de aceite tienen segmentos de PTFE o carbón. Alternativamente, el pistón y la pared del cilindro pueden estar perfilados (dentados) como en los compresores de laberinto. Las máquinas de mayor tamaño están equipadas con una cruceta y retenes en los bulones y una pieza intermedia ventilada para evitar que el aceite se transfiera del cárter a la cámara de compresión. Los compresores pequeños tienen a menudo un cárter con rodamientos sellados de por vida.

2:1



Compresor de pistón.

2:2

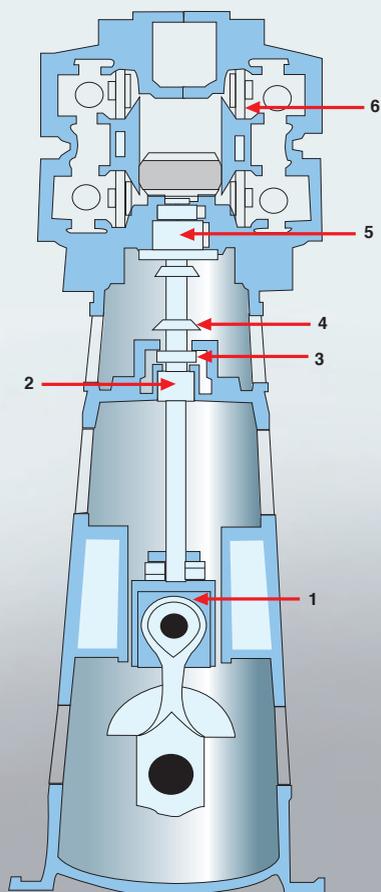


Compresor de pistón con un sistema de válvula consistente en dos discos de acero inoxidable.

Cuando el pistón se desplaza hacia abajo y aspira aire al interior del cilindro, el disco más grande se dobla hacia abajo y permite el paso del aire.

Cuando el pistón asciende, el disco grande se dobla hacia arriba y sella contra el asiento. El disco pequeño flexible permite entonces que el aire comprimido pase a través del orificio del asiento de válvula.

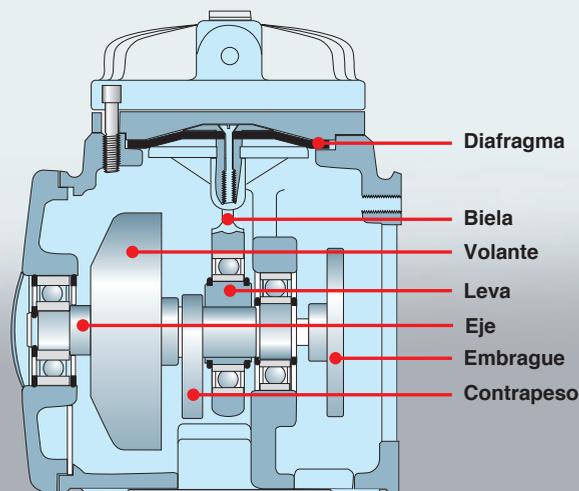
2:3



1. Cruceta
2. Rodamiento guía
3. Rascador de aceite
4. Anillo de estanqueidad
5. Presaestopas
6. Disco de válvula

Compresor de pistón de laberinto sellado, doble efecto, exento de aceite con cruceta.

2:4



Compresor de diafragma mecánico, en el que un cigüeñal convencional transfiere el movimiento alternativo a través de una biela al diafragma.

2.1.4 Compresor de diafragma

Los compresores de diafragma forman otro grupo. Su diafragma se acciona mecánica o hidráulicamente. Los compresores de diafragma mecánico se emplean para pequeños caudales y bajas presiones o como bombas de vacío. Los compresores de diafragma hidráulico se usan para aplicaciones de alta presión.

2.1.5 Compresores de tornillo

El principio de compresión de un compresor de desplazamiento rotativo en forma de tornillo se desarrolló durante la década de 1930, cuando surgió la necesidad de un compresor rotativo que ofreciera un caudal elevado y estable en condiciones de presión variables.

Las piezas principales del elemento de tornillo son los rotores macho y hembra, que giran en direcciones opuestas mientras disminuye el volumen entre ellos y la carcasa. Cada elemento de tornillo tiene una relación de presiones integrada fija que depende de su longitud, del paso del tornillo y de la forma de la lumbrera de descarga. Para lograr la máxima eficiencia, la relación de presiones integrada se debe adaptar a la presión de trabajo requerida.

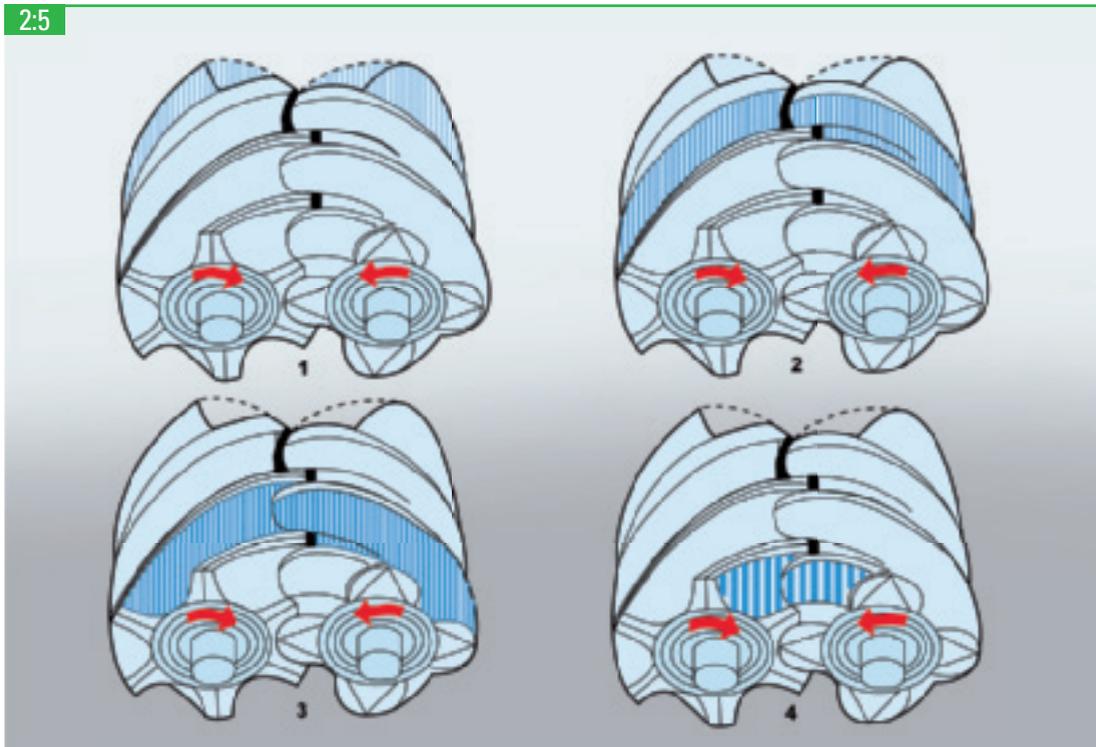
El compresor de tornillo no está equipado generalmente con válvulas y no tiene fuerzas mecánicas que ocasionen desequilibrio. Esto significa que puede funcionar con una alta velocidad del eje y puede combinar un gran caudal con unas pequeñas dimensiones exteriores. La fuerza axial, que depende

de la diferencia de presión entre la entrada y la salida, debe ser absorbida por los rodamientos.

2.1.5.1 Compresores de tornillo exentos de aceite

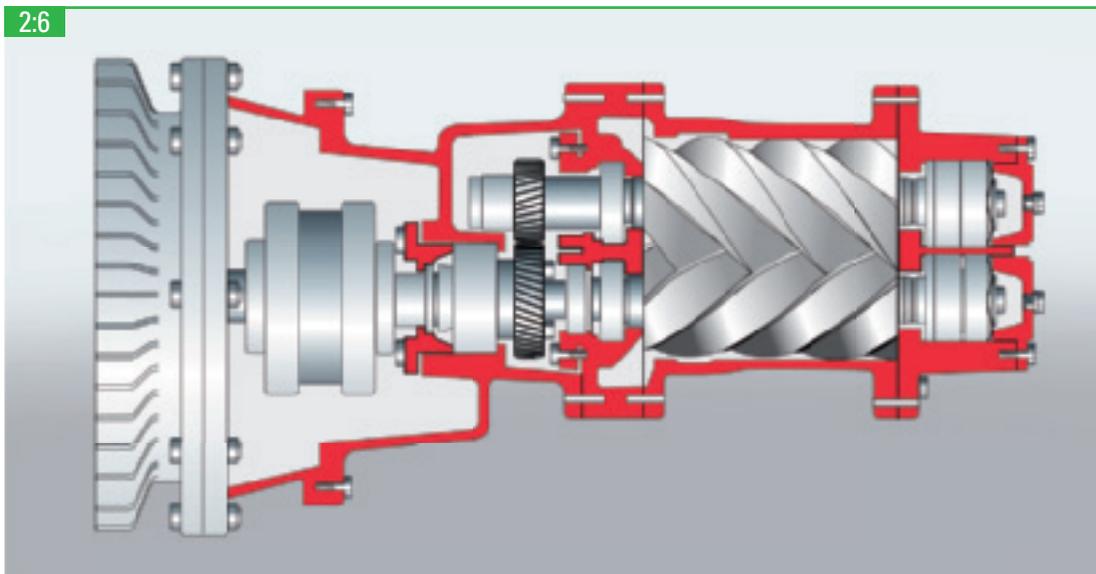
Los primeros compresores de tornillo tenían un perfil simétrico y no usaban ningún líquido de refrigeración en la cámara de compresión. Pasaron a llamarse compresores de tornillo exentos de aceite o secos. Los modernos compresores de tornillo exentos de aceite de alta velocidad tienen perfiles asimétricos, lo que mejora sensiblemente la eficiencia energética merced a la reducción de las fugas internas. Se emplean frecuentemente engranajes externos para sincronizar la posición de los rotores que giran en sentido contrario. Como los rotores no hacen contacto entre sí ni con la carcasa, no se necesita lubricación dentro de la cámara de compresión. Por consiguiente, el aire comprimido está completamente libre de aceite. Los rotores y la carcasa se fabrican con gran precisión para minimizar las fugas desde el lado de presión al lado de aspiración. La relación de presiones integrada está limitada por la diferencia de temperatura entre la aspiración y la descarga. Este es el motivo por el que los compresores de tornillo exentos de aceite se fabrican frecuentemente con varias etapas y refrigeración intermedia para lograr mayores presiones.

2.5



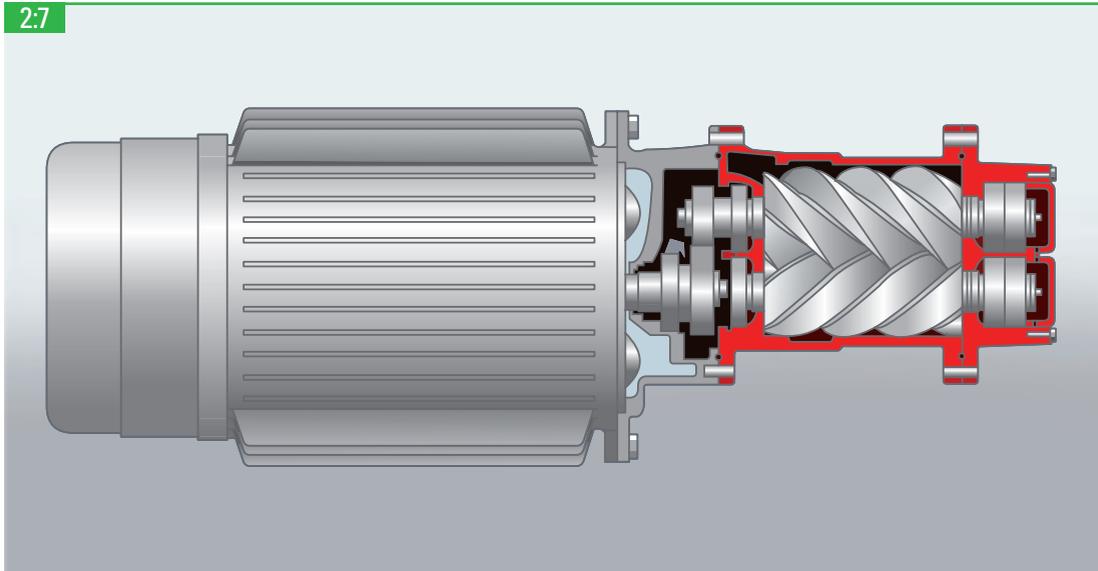
La compresión en un compresor de tornillo. Figura 1: el aire llena el espacio entre los rotores, Fig. 2-4: el espacio encerrado disminuye gradualmente y la presión aumenta.

2.6



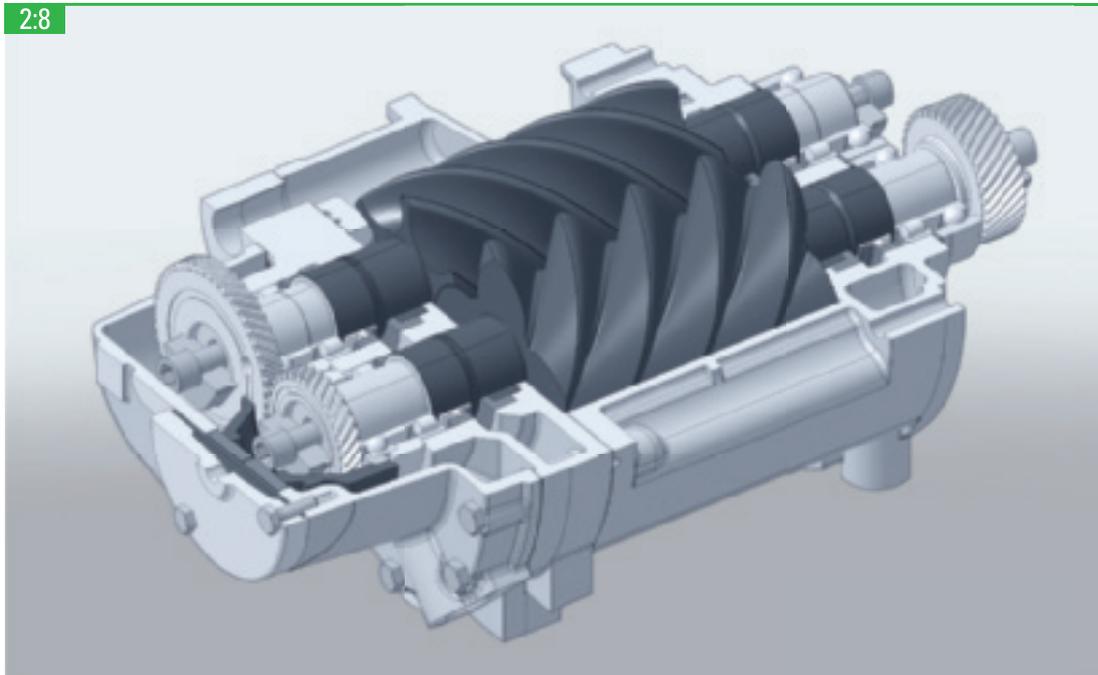
Elemento y accionamiento de un compresor de tornillo lubricado con aceite.

2:7



Un moderno compresor de tornillo lubricado con aceite y con accionamiento integrado.

2:8



Etapas de un compresor de tornillo exento de aceite, con la carcasa del rotor refrigerada por agua, retenes de aire y retenes de aceite en ambos extremos, y un juego de engranajes de sincronismo para mantener las ajustadas holguras del rotor.

2.1.5.2 Compresores de tornillo con inyección de líquido

En los compresores de tornillo con inyección de líquido, se inyecta un líquido en la cámara de compresión y a veces en los rodamientos del compresor. Su función es enfriar y lubricar las piezas móviles del elemento compresor, enfriar el aire que se comprime internamente y reducir las fugas de retorno a la aspiración. En la actualidad, el aceite es el líquido más habitual debido a sus buenas propiedades de lubricación y sellado, aunque también se emplean otros líquidos, como agua o polímeros. Es posible fabricar elementos compresores de tornillo con inyección de líquido para una alta relación de presiones, siendo suficiente normalmente una etapa de compresión para presiones de hasta 14 bar, e incluso 17 bar, aunque a costa de reducir la eficiencia energética.

2.1.6 Compresores de uña

El elemento de compresión de un compresor de uña consta de dos rotores que giran en sentido contrario en una cámara de compresión.

El proceso de compresión se divide en aspiración, compresión e impulsión. Durante la fase de aspiración, el aire penetra en la cámara de compresión hasta que los rotores bloquean la entrada. Durante la fase de compresión, el aire aspirado se comprime en la cámara, que se reduce cada vez más a medida que giran los rotores.

Durante la compresión, la lumbrera de salida está bloqueada por uno de los rotores, mientras que la entrada permanece abierta para aspirar aire nuevo en la sección opuesta de la cámara de compresión. La descarga tiene lugar cuando uno de los rotores abre la lumbrera de salida y el aire comprimido se expulsa de la cámara de compresión.

2:9

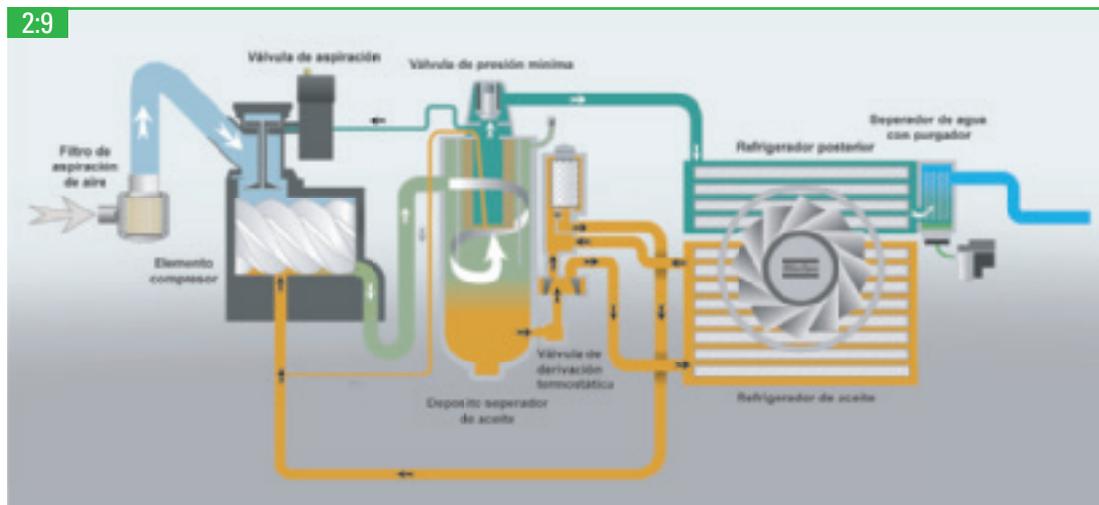


Diagrama de flujo de un compresor de tornillo con inyección de aceite.

2:10

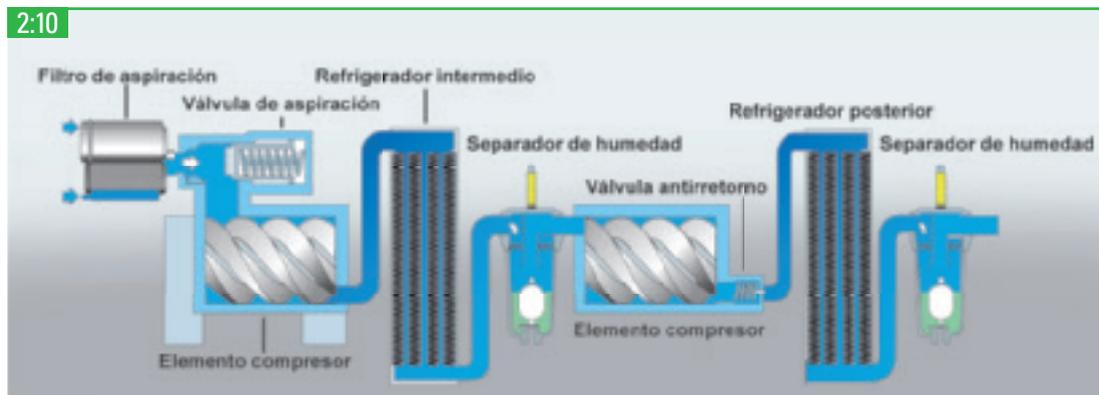
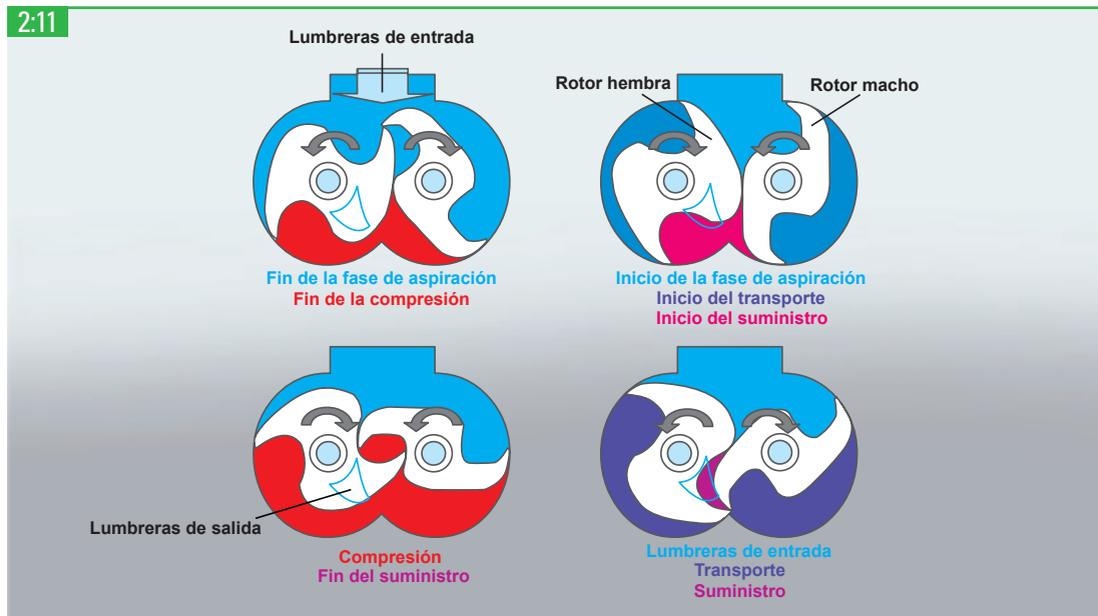


Diagrama de flujo de un compresor de tornillo exento de aceite.

2:11



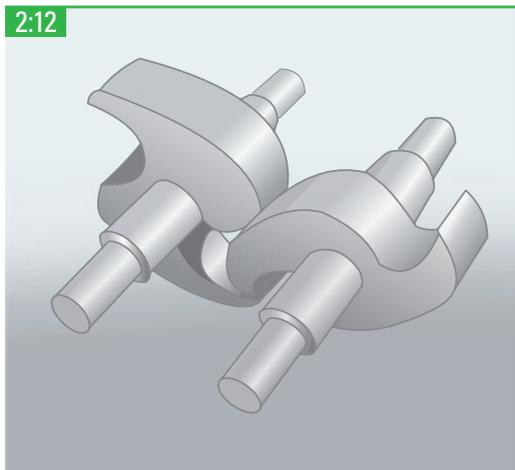
Principio de compresión del compresor de doble uña.

Ambos rotors se sincronizan por medio de un juego de ruedas dentadas. La relación de presiones máxima que se puede obtener con un compresor de uña exento de aceite está limitada por la diferencia de temperatura entre la aspiración y la descarga. Por consiguiente, para presiones más altas se necesitan varias etapas con refrigeración intermedia.

2.1.7 Compresores scroll

El scroll es un tipo de compresor normalmente exento de aceite con desplazamiento orbital, es

2:12



Juego de rotors de un compresor de doble uña.

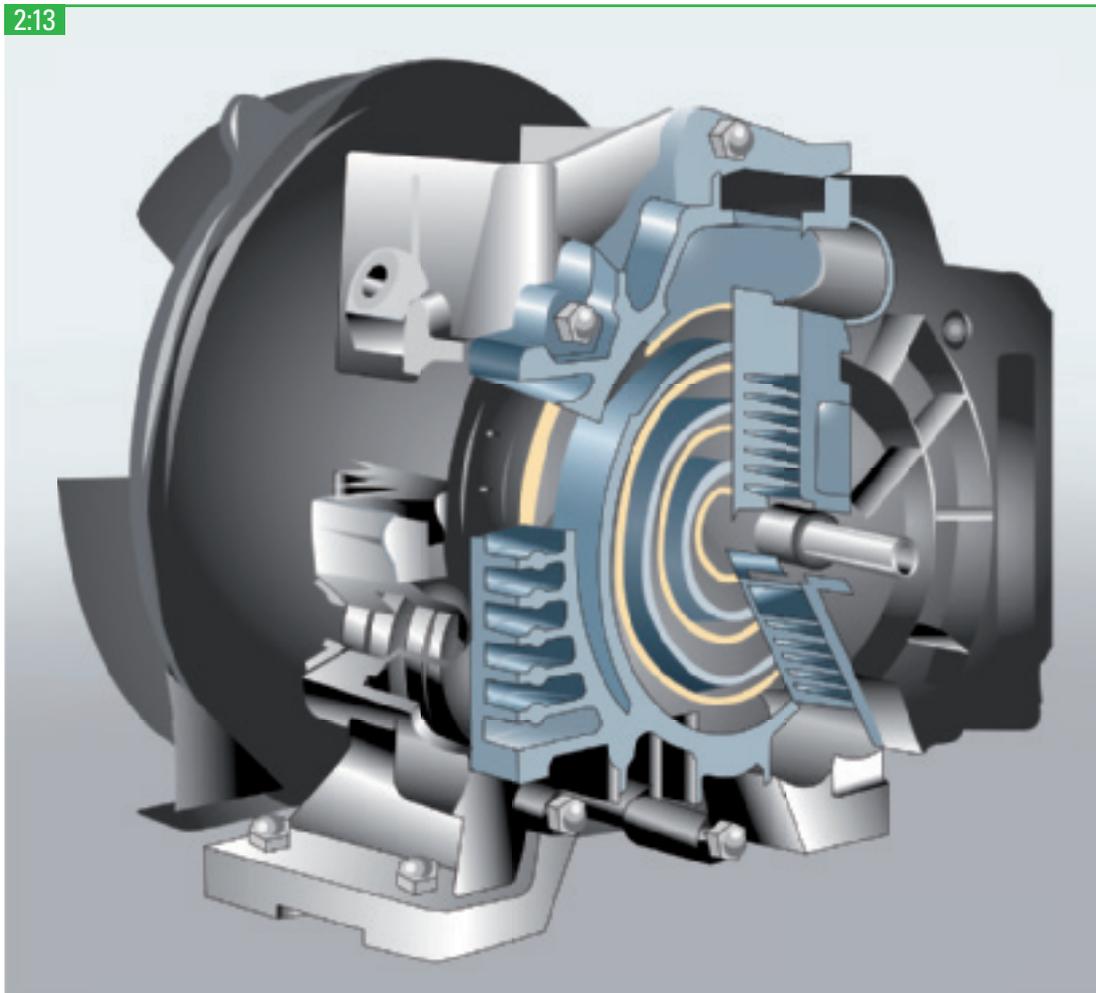
decir, comprime una cantidad específica de aire en un volumen cada vez más pequeño. El elemento compresor se compone de una espiral fija en una carcasa y una espiral móvil excéntrica accionada por motor. Las espirales se montan con un desfase de 180° para formar bolsas de aire con un volumen que varía gradualmente.

Esto aporta estabilidad radial a los elementos scroll. Las fugas se reducen al mínimo ya que la diferencia de presión en las bolsas de aire es menor que la diferencia de presión entre la entrada y la salida.

La espiral móvil es accionada por un cigüeñal de carrera corta y se mueve excéntricamente alrededor del centro de la espiral fija. La aspiración está situada en la parte superior de la carcasa del elemento.

Cuando la espiral móvil se mueve, se aspira aire que queda atrapado en una de las bolsas; allí se comprime gradualmente hacia el centro, donde están situadas la salida y una válvula antirretorno. El ciclo de compresión continúa durante 2,5 vueltas, lo cual proporciona un flujo de aire prácticamente constante y sin pulsaciones. El proceso es relativamente silencioso y sin vibraciones, ya que el elemento apenas tiene variación de par comparado, por ejemplo, con un compresor de pistón.

2:13



Sección transversal de un compresor scroll.

2:14

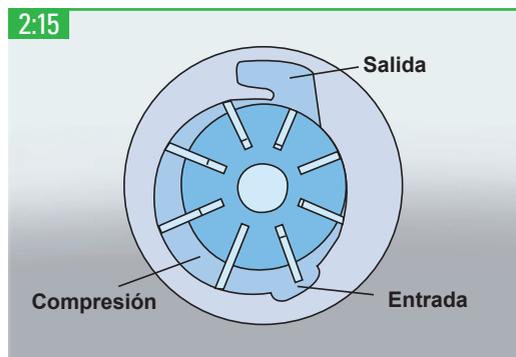


Principio de compresión de un compresor scroll.

2.1.8 Compresores de paletas

El principio de funcionamiento de un compresor de paletas es el mismo que el de muchos motores neumáticos. Las paletas se fabrican normalmente de aleaciones especiales de fundición y la mayoría de los compresores de paletas se lubrican con aceite.

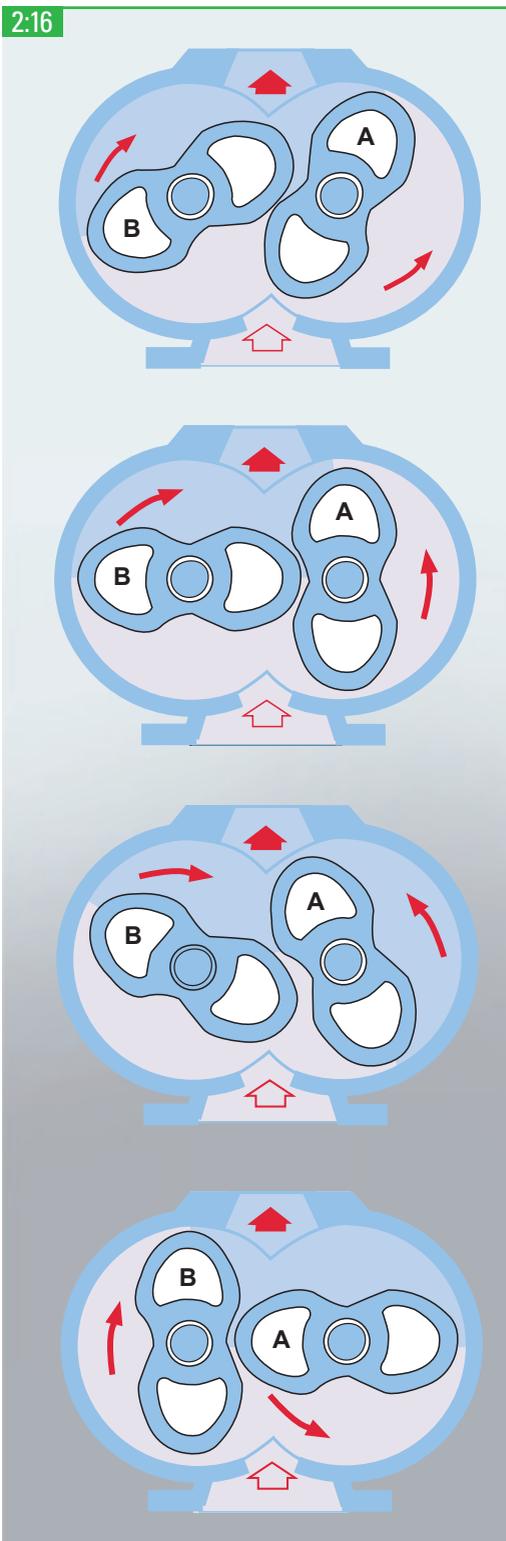
Un rotor con paletas radiales flotantes se monta excéntricamente en una carcasa cilíndrica o estátor. Cuando gira el rotor, las paletas se desplazan contra las paredes del estátor por la fuerza centrífuga. El aire se aspira cuando aumenta la distancia entre el rotor y el estátor. El aire se captura en las diferentes bolsas del compresor, cuyo volumen se reduce con la rotación. El aire se descarga cuando las paletas pasan por la lumbrera de salida.



2.1.9 Soplantes Roots

Una soplante Roots es un compresor de desplazamiento sin válvulas y sin compresión interna. Cuando la cámara de compresión toma contacto con la lumbrera de salida, el aire comprimido fluye de nuevo a la carcasa desde el lado de presión. Posteriormente, tiene lugar una nueva compresión cuando el volumen de la cámara de compresión disminuye continuamente. La compresión tiene lugar a plena contrapresión, con una baja eficiencia y un alto nivel sonoro como resultado.

Dos rotores contrarrotativos idénticos, normalmente simétricos, actúan en una carcasa, sincronizados por medio de un juego de ruedas dentadas. Las soplantes se refrigeran normalmente con aire y son exentas de aceite. Por su baja eficiencia, estas soplantes están limitadas a aplicaciones de muy baja presión y a la compresión en una etapa, aunque existen versiones de dos y tres etapas. Las soplantes Roots se usan frecuentemente como bombas de vacío y para transporte neumático.



Principio de compresión de una soplante Roots.

2.2 COMPRESORES DINÁMICOS

2.2.1 Compresores dinámicos en general

Los compresores dinámicos están disponibles en diseño axial y radial. Se les suele llamar normalmente turbocompresores. Los que tienen diseño radial se denominan compresores centrífugos. Los compresores dinámicos funcionan a presión constante, a diferencia, por ejemplo, de los compresores de desplazamiento, que funcionan con un caudal constante. El rendimiento de un compresor dinámico se ve afectado por las condiciones externas. Por ejemplo, un cambio en la temperatura de entrada tiene como consecuencia un cambio de la capacidad.

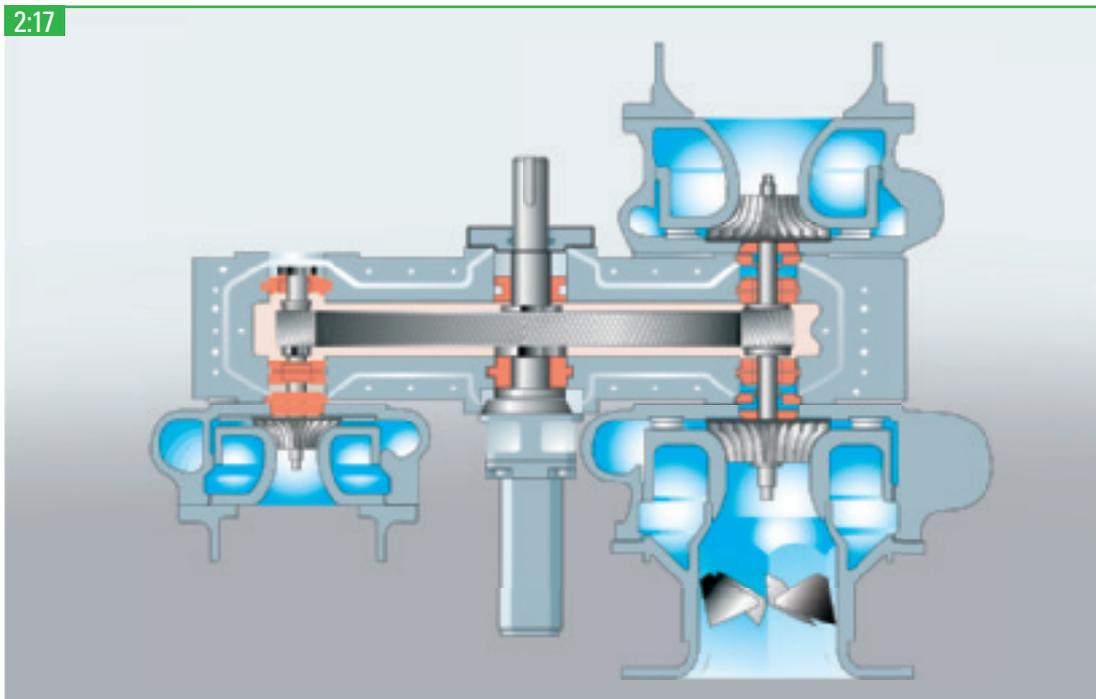
2.2.2 Compresores centrífugos

Un compresor centrífugo se caracteriza por su flujo de descarga radial. El aire entra por el centro de un rodete dotado de álabes radiales y

es impulsado hacia su perímetro por las fuerzas centrífugas. El movimiento radial del aire genera, simultáneamente, un aumento de la presión y energía cinética. Antes de ser dirigido al centro del rodete de la siguiente etapa de compresión, el aire pasa por un difusor y una voluta o carcasa espiral donde la energía cinética se convierte en presión.

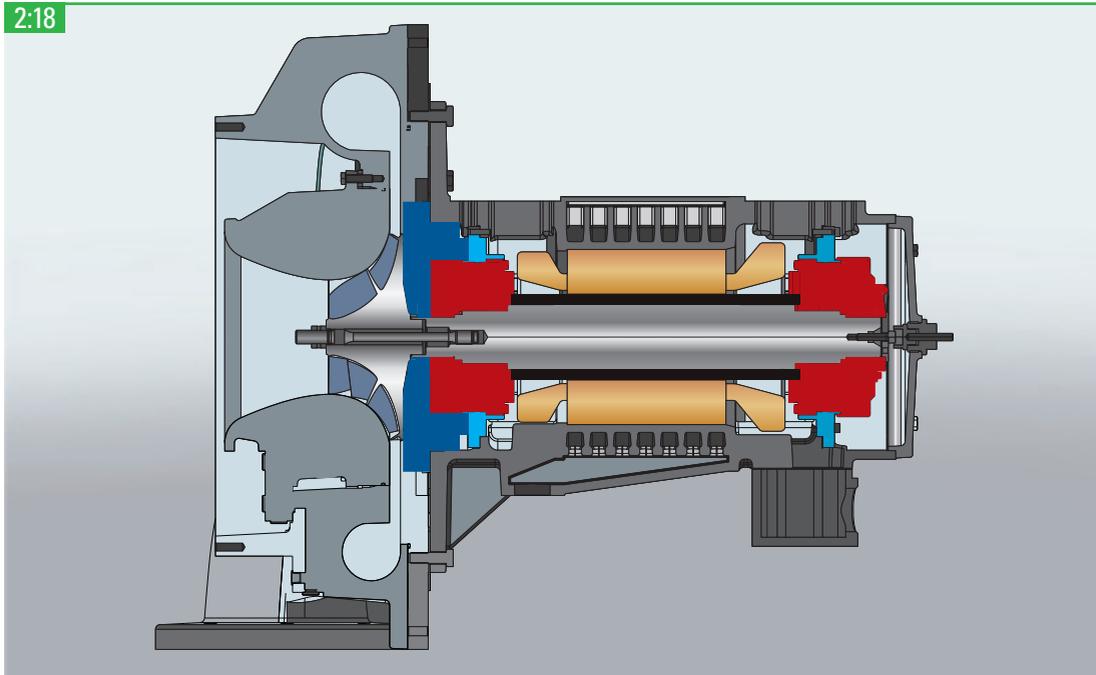
Cada etapa asume una parte del aumento global de la presión del compresor. En la maquinaria industrial, la relación de presiones máxima de una etapa de compresor centrífugo no suele ser mayor de 3. Unas relaciones de presión más elevadas reducen la eficiencia de la etapa. Las unidades de baja presión con una etapa se usan, por ejemplo, en plantas de tratamiento de aguas residuales. Las unidades de varias etapas permiten la posibilidad de refrigeración intermedia para reducir la potencia requerida. Las etapas se pueden disponer, en serie, en un mismo eje de baja velocidad. Este concepto se utiliza a menudo en las industrias de gas, petróleo y proceso. La relación de presiones por etapa es baja, pero se emplea un gran número de etapas y/o varios compresores en serie para obtener la presión de salida deseada. Para aplicaciones de compresión de aire, se integra una caja de engranajes de alta velocidad en las etapas del compresor para hacer

2:17



Compresor centrífugo de tres etapas con engranaje integral.

2:18



Moderno compresor centrífugo con accionamiento directo de alta velocidad.

girar los rodetes en piñones de alta velocidad. El rodetes puede tener un diseño abierto o cerrado. El abierto es el más utilizado para aplicaciones de aire de alta velocidad. El rodetes se fabrica normalmente de una aleación especial de acero inoxidable o aluminio. La velocidad del eje del rodetes es muy alta comparada con la de otros tipos de compresor. Son habituales velocidades de 15.000-100.000 rpm. Esto significa que la sujeción del eje del compresor de alta velocidad se realiza con cojinetes de fricción lisos y film de aceite en lugar de rodamientos.

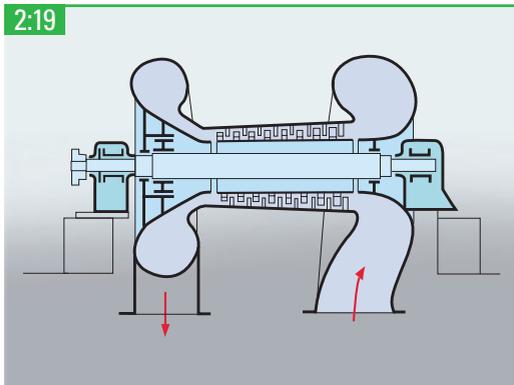
Alternativamente, se pueden usar rodamientos de película de aire o rodamientos magnéticos activos para obtener una máquina completamente exenta de aceite.

Se montan dos rodetes en cada extremo de un eje común para compensar las cargas axiales producidas por las diferencias de presión. Normalmente se usan 2 ó 3 etapas con refrigeradores intermedios para aplicaciones de aire comprimido estándar.

En una configuración moderna del compresor de aire centrífugo, se usan motores eléctricos de ultra alta velocidad para accionar los rodetes directamente. Con esta tecnología se crea un compresor compacto sin caja de engranajes ni el correspondiente sistema de aceite de lubricación, obteniéndose así un diseño de compresor completamente exento de aceite.

Cada compresor centrífugo se debe sellar de forma adecuada para reducir las fugas entre el eje y la carcasa. Se emplean muchos tipos de sellos. Los más avanzados se utilizan en compresores de alta velocidad concebidos para altas presiones. Los tipos más comunes son los sellos de laberinto, los sellos de anillo o sellos de holgura controlada (normalmente sellos de grafito) y sellos mecánicos.

2:19



Compresor axial.

2.2.3 Compresores axiales

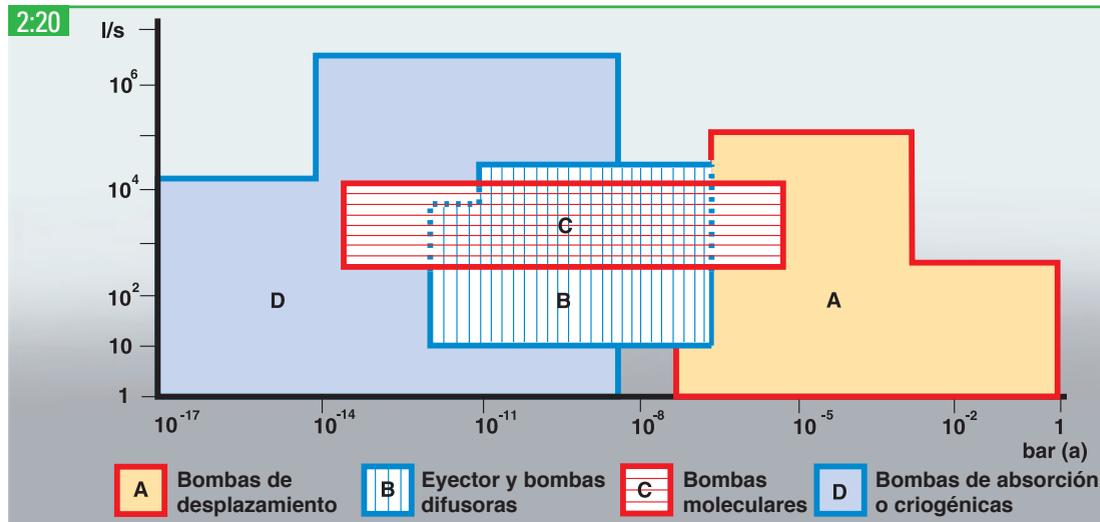
Los compresores axiales tienen un flujo axial. El aire circula paralelo al eje del compresor a través de hileras de álabes giratorios y estacionarios. De esta manera, la velocidad del aire aumenta gradualmente al mismo tiempo que los álabes estacionarios convierten la energía cinética en presión. Normalmente, el compresor lleva incorporado un tambor de equilibrio para contrarrestar el empuje axial.

Los compresores axiales suelen ser más pequeños y ligeros que sus equivalentes centrífugos y funcionan por lo general a mayores velocidades. Se utilizan para elevados caudales constantes, a una presión relativamente moderada, por ejemplo, en sistemas de ventilación. Dada su alta velocidad de rotación, se pueden acoplar perfectamente a turbinas de gas para generación de electricidad y propulsión de aeronaves.

2.3 OTROS COMPRESORES

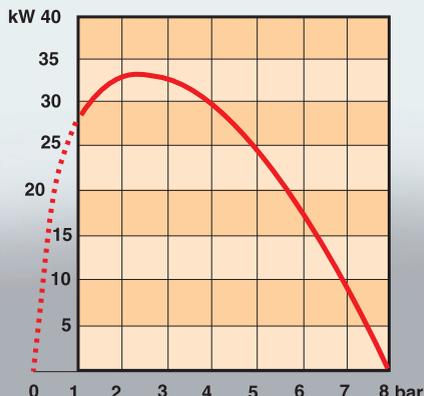
2.3.1 Bombas de vacío

El vacío significa una presión menor que la atmosférica. Una bomba de vacío es un compresor que comprime un vacío a presiones superiores, generalmente a presión atmosférica. Una característica típica de las bombas de vacío es la de trabajar con una relación de presiones muy alta.



Rango de funcionamiento de algunos tipos de bombas de vacío.

2:21



Requisito de potencia adiabática para un booster con una presión final absoluta de 8 bar(a).

Esto explica por qué son habituales máquinas de varias etapas. También se pueden usar compresores de varias etapas para vacíos dentro del rango de presión de 1 bar(a) y 0,1 bar(a).

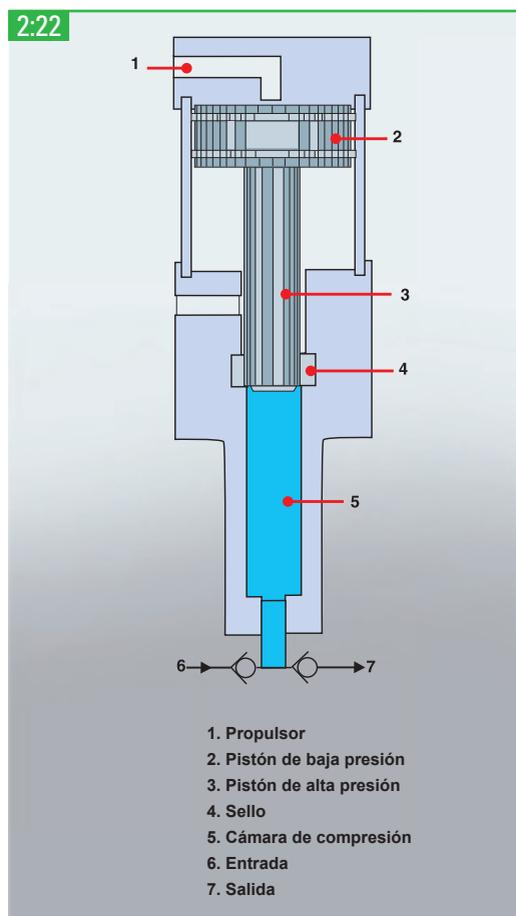
2.3.2 Compresores booster

Un compresor booster es aquél que comprime aire comprimido a una presión mucho mayor. Se puede usar para compensar la caída de presión en tuberías largas o en aplicaciones donde se necesita una presión más alta para un subproceso. Los compresores booster pueden tener una o varias etapas y pueden ser de tipo dinámico o de

desplazamiento, aunque los más comunes son los de pistón. La potencia requerida para un compresor booster aumenta con la relación de presiones, mientras desciende el caudal másico. De este modo, la curva de potencia requerida está en función de la presión de aspiración y tiene la misma forma general que la curva de una bomba de vacío.

2.3.3 Intensificadores de presión

Los intensificadores de presión son una forma de compresor booster, accionado por el propio aire comprimido (conocido como propulsor). Pueden aumentar la presión de un medio para aplicaciones especiales: ensayos de válvulas, tuberías y mangueras en laboratorio. Una presión de 7 bar se puede intensificar en una sola etapa hasta 200 bar, o hasta 1700 bar en equipos multietapa. El intensificador de presión sólo está disponible para caudales muy pequeños.



Sección transversal de un intensificador de presión de una etapa.

presión es presionado y expulsa el gas de la cámara de compresión a alta presión. El intensificador puede funcionar en un proceso cíclico, hasta un nivel de presión previamente determinado. Todos los gases inertes se pueden comprimir de esta forma. En un intensificador de presión también se puede comprimir aire, pero debe estar completamente exento de aceite para evitar la autoignición.

2.4 TRATAMIENTO DEL AIRE COMPRIMIDO

2.4.1 Secado del aire comprimido

El aire atmosférico contiene vapor de agua, en mayor cantidad a altas temperaturas. Cuando el aire se comprime, aumenta la concentración de agua. Por ejemplo, un compresor con una presión de trabajo de 7 bar y una capacidad de 200 l/s que comprime aire a 20°C con una humedad relativa del 80% liberará 10 litros de agua por hora en la línea de aire comprimido. Para evitar problemas y perturbaciones debido a la precipitación de agua en las tuberías y en los equipos conectados, el aire comprimido se debe secar. Esta operación se realiza con un refrigerador posterior y un secador. Para describir el contenido de agua en el aire comprimido se emplea el término “punto de rocío a presión” (PRP). Se trata de la temperatura a la que el vapor de agua comienza a condensarse. Un punto de rocío bajo indica un contenido pequeño de vapor de agua en el aire comprimido.

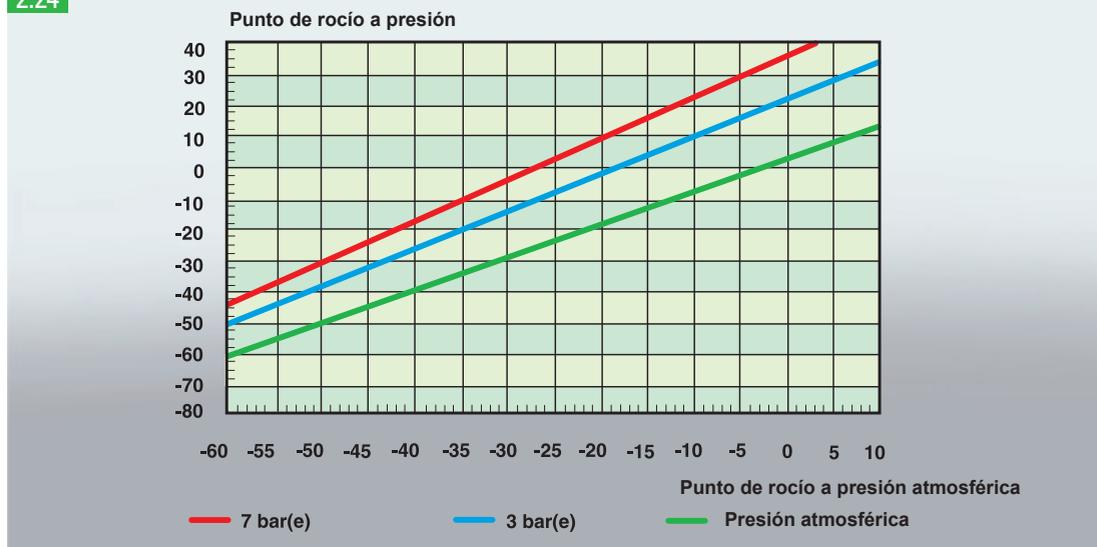
Es importante recordar que el punto de rocío atmosférico no se puede comparar con el PRP al cotejar secadores diferentes. Por ejemplo, un PRP de +2°C a 7 bar equivale a -23°C a presión atmosférica. No se pueden usar filtros para eliminar la humedad (reducir el punto de rocío). Esto se debe a que un enfriamiento adicional provoca una precipitación continua de agua de condensación. La selección del equipo de secado depende del punto de rocío a presión. Desde el punto de vista económico, cuanto menor sea el punto de rocío necesario, mayores serán los costes de inversión y operativos del secador. Existen cinco técnicas para eliminar la humedad del aire comprimido:

2:23



Un compresor que suministra 200 litros/segundo de aire también aporta unos 10 litros/hora de agua cuando comprime el aire a 20°C. Los problemas debido a la precipitación de agua en las tuberías y los equipos se pueden evitar con un refrigerador posterior y un secador.

2:24



Relación entre punto de rocío y punto de rocío a presión.

refrigeración más separación, sobrecompresión, membranas, absorción y adsorción.

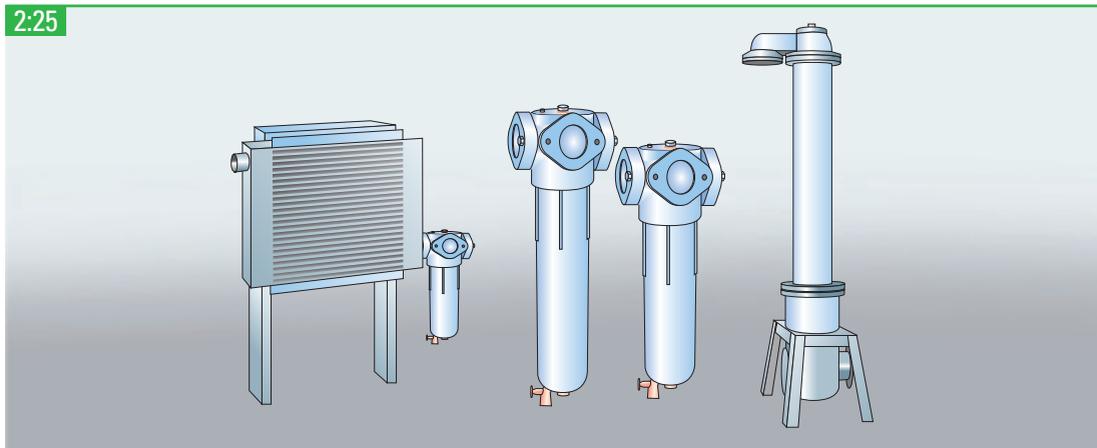
2.4.1.1 Refrigerador posterior

Un refrigerador posterior es un intercambiador de calor que enfría el aire comprimido caliente para precipitar el agua que, en caso contrario, se condensaría en las tuberías. Puede ser enfriado por agua o por aire, está dotado generalmente de un separador de humedad con purgador automático y se debe colocar junto al compresor.

Aproximadamente el 80–90% del agua de condensación precipitada se recoge en el separador

de humedad del refrigerador posterior. Un valor común de la temperatura del aire comprimido después de pasar por el refrigerador posterior es aprox. 10°C por encima de la temperatura del refrigerante, pero puede variar en función del tipo de refrigerador. Se emplea un refrigerador posterior prácticamente en todas las instalaciones estacionarias. En la mayoría de los casos, los compresores modernos llevan integrado un refrigerador posterior.

2:25



Diferentes refrigeradores posteriores y separadores de agua. Los separadores de humedad pueden funcionar por efecto ciclónico o mediante cambios de dirección y velocidad.

2.4.1.2 Secador frigorífico

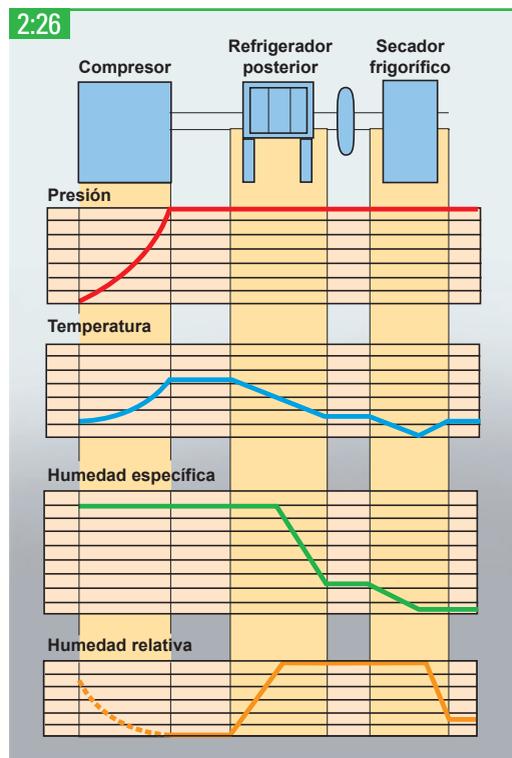
Con este método, el aire comprimido se enfría, con lo cual se condensa una gran cantidad de agua, que se puede separar. A continuación, el aire comprimido se vuelve a calentar hasta aproximadamente la temperatura ambiente para que no se forme condensación en el exterior de las tuberías. Este intercambio de calor entre el aire comprimido de entrada y de salida también reduce la temperatura del primero, lo cual hace que disminuya la capacidad de refrigeración necesaria del circuito de refrigerante.

El enfriamiento del aire comprimido tiene lugar a través de un sistema cerrado de refrigerante. El control del compresor de refrigerante mediante algoritmos inteligentes puede reducir significativamente el consumo de energía de los secadores frigoríficos modernos. Los secadores frigoríficos se utilizan para puntos de rocío de entre $+2^{\circ}\text{C}$ y $+10^{\circ}\text{C}$ y tienen un límite inferior, que es el punto de congelación del agua condensada. Están disponibles como unidades independientes o como módulo de secado integrado dentro del compresor. Este último ofrece la ventaja de unas dimensiones reducidas y garantiza un rendimiento optimizado para la capacidad de un compresor de aire específico.

Los modernos secadores frigoríficos utilizan gases refrigerantes con un bajo potencial de calentamiento global (PCG), lo cual significa que,

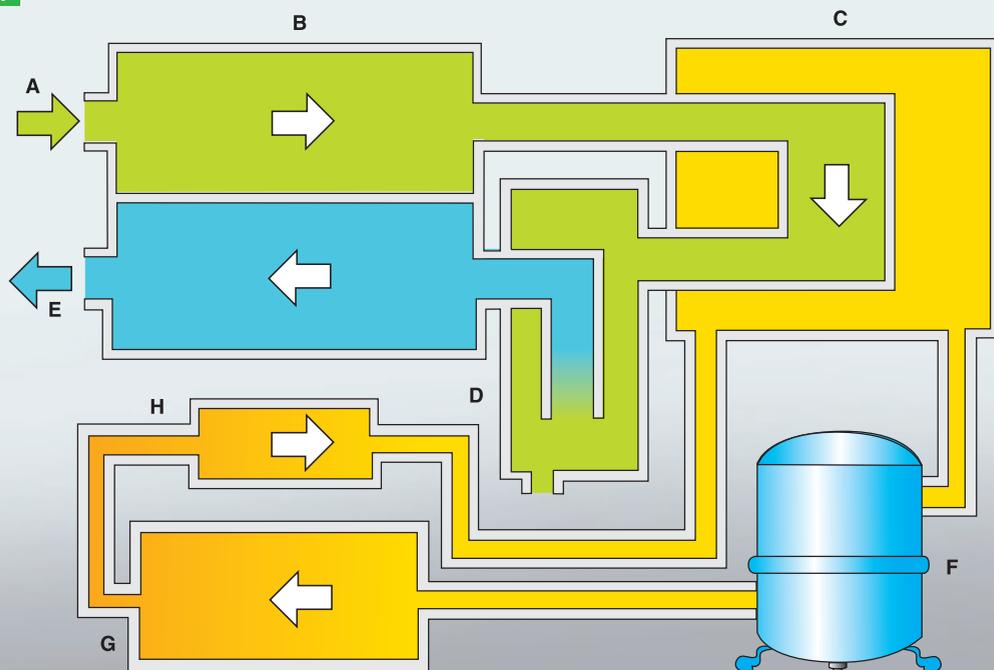
en caso de liberarse accidentalmente a la atmósfera, contribuyen menos al calentamiento global. Los refrigerantes futuros tendrán un valor PCG aún más bajo, según lo estipulado por la legislación medioambiental.

2:26



Cambios típicos de los parámetros con la compresión, la refrigeración posterior y el secado con refrigerante.

2:27



- | | |
|--|-------------------------------|
| A Aire comprimido de entrada | E Aire comprimido seco |
| B Intercambiador de calor aire/aire | F Compresor |
| C Intercambiador de calor aire/refrigerante | G Condensador |
| D Separador de agua | H Válvula de expansión |

Principio de funcionamiento del secado con refrigerante.

2.4.1.3 Sobrecompresión

La sobrecompresión es quizás el método más sencillo para secar el aire comprimido.

El aire se comprime primero a una presión mayor que la de trabajo prevista, lo cual hace que aumente la concentración de vapor de agua. Después, el aire se enfría y como resultado se separa el agua. Finalmente, se permite que el aire se expanda a la presión de trabajo y se obtiene un punto de rocío a presión más bajo. Sin embargo, este método sólo resulta adecuado para caudales de aire muy pequeños debido a su elevado consumo de energía.

2.4.1.4 Secado por absorción

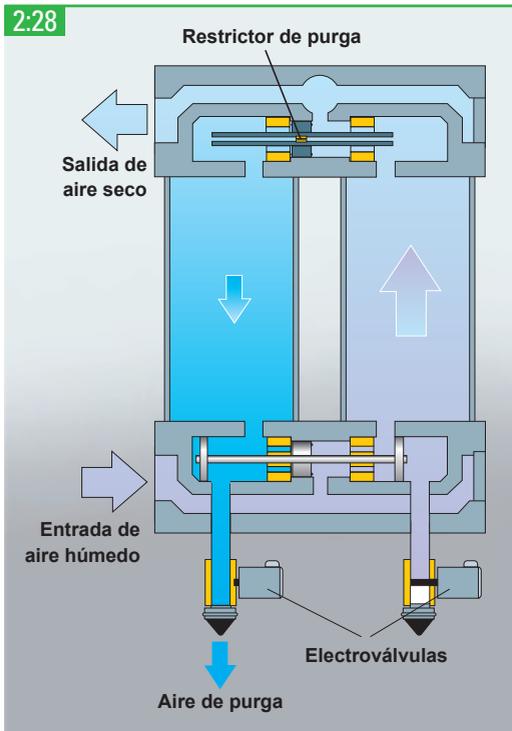
El secado por absorción es un proceso químico que permite que el vapor de agua se fije al material absorbente. El material absorbente puede ser sólido

o líquido. En muchos casos se emplea cloruro sódico y ácido sulfúrico, por lo que se ha de tener en consideración la posibilidad de corrosión. Este método es inusual e implica un alto consumo de material absorbente. El punto de rocío se reduce sólo de forma limitada.

2.4.1.5 Secado por adsorción

El principio general de funcionamiento de los secadores de adsorción es simple: el aire húmedo fluye sobre un material higroscópico (silicagel, tamices moleculares, alúmina activada, etc.) y se seca.

El intercambio de vapor de agua desde el aire comprimido húmedo al material higroscópico o “deseccante” hace que éste se sature gradualmente con el agua adsorbida. Por lo tanto, el desecante se



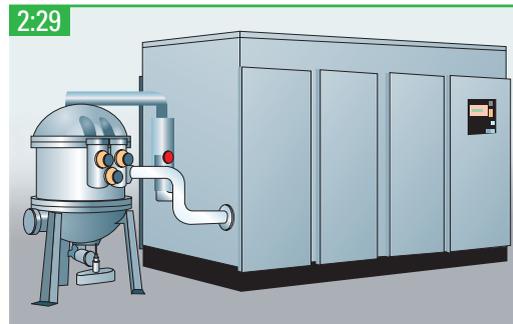
Secador de adsorción regenerado por purga (también denominado “secador regenerado en frío”).

debe regenerar periódicamente para recuperar su capacidad de secado. Los secadores de adsorción constan generalmente de dos torres de secado: la primera torre seca el aire comprimido de entrada mientras la segunda se regenera. Cada depósito (“torre”) alterna su función cuando el otro se ha regenerado por completo. El PRP típico que se puede alcanzar es -40°C , lo cual hace que estos secadores sean idóneos para proporcionar aire muy seco en aplicaciones críticas.

Hay 4 formas diferentes de regenerar el desecante, y el método utilizado determina el tipo de secador de adsorción. Los tipos más eficientes energéticamente suelen ser más complejos y por tanto más caros.

1) Secadores de adsorción regenerados por purga (también denominados “secadores regenerados en frío”).

Estos secadores son más adecuados para caudales de aire pequeños. El proceso de regeneración se realiza con ayuda de aire comprimido expandido (“purgado”) y requiere alrededor del 15–20% de la capacidad nominal del secador a una presión de trabajo de 7 bar(e).



Compresor de tornillo exento de aceite con un secador de adsorción MD.

2) Secadores regenerados por purga caliente.

Estos secadores calientan el aire de purga expandido por medio de un calentador eléctrico y, de esta forma, limitan el flujo de purga requerido a aproximadamente un 8%. Este tipo consume un 25% menos energía que los secadores regenerados en frío.

3) Secadores regenerados por soplante.

El aire ambiente pasa sobre un calentador eléctrico y toma contacto con el desecante húmedo para regenerarlo. Con este tipo de secador, no se utiliza aire comprimido para regenerar el material desecante, con lo cual el consumo de energía es un 40% menor que con los secadores regenerados en frío.

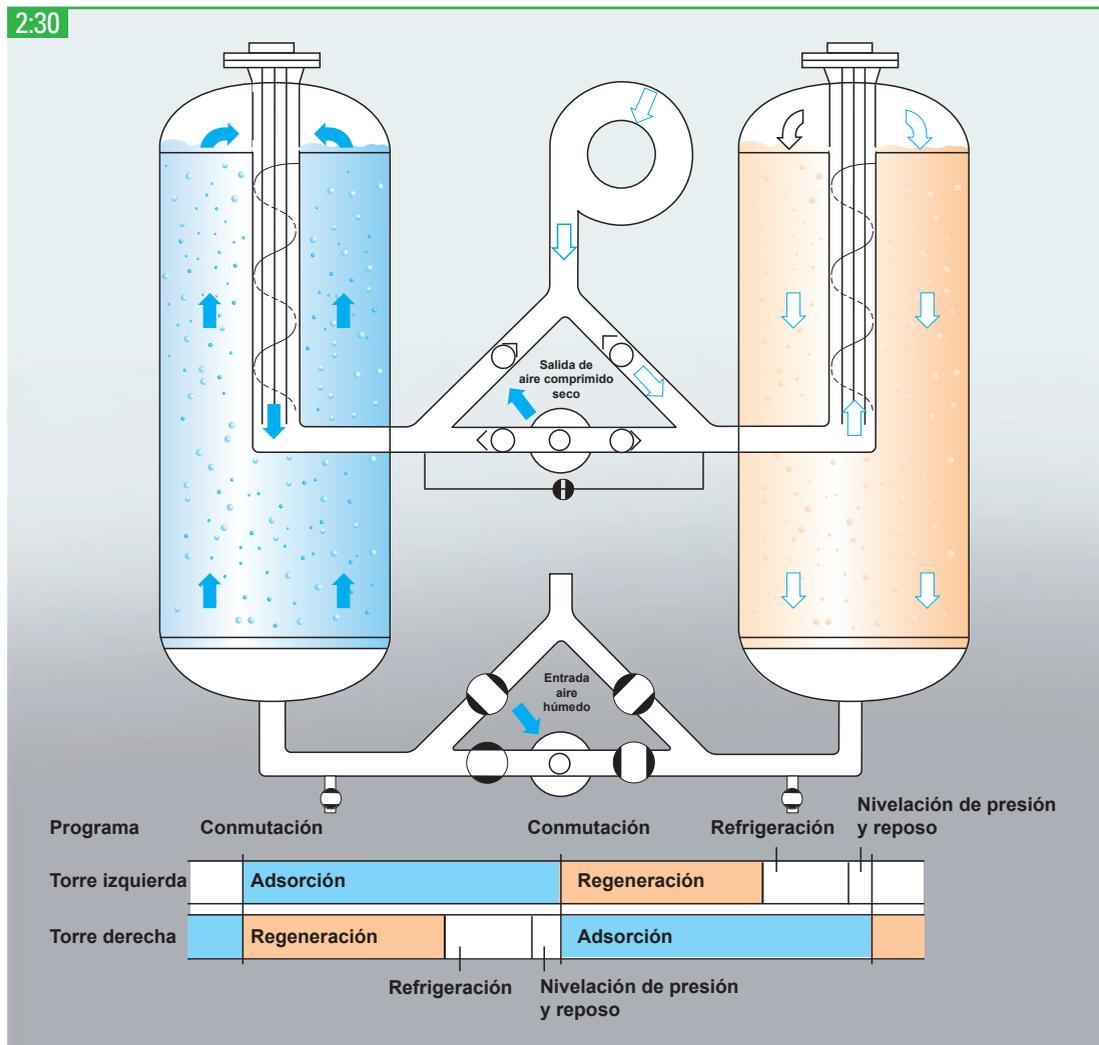
4) Secadores reactivados por el calor de la compresión (secadores “HOC”).

En los secadores HOC, el desecante se regenera mediante el calor disponible del compresor. En lugar de evacuar el calor del aire comprimido en un refrigerador posterior, se emplea para regenerar el desecante.

Este tipo de secador puede proporcionar un PRP típico de -20°C sin añadir nada de energía. También se puede obtener un PRP inferior añadiendo calentadores adicionales.

A la entrada de un secador de adsorción se debe instalar siempre un sistema que garantice la separación y drenaje del agua condensada. Si el aire comprimido se ha producido con un compresor lubricado, también se deberá instalar un filtro separador de aceite aguas arriba del secador. En la mayoría de los casos, es necesario un filtro de partículas a la salida del secador de adsorción.

2:30



Secador regenerado por soplante. La torre izquierda seca el aire comprimido mientras la derecha se regenera. Tras el enfriamiento y la nivelación de presión, las torres conmutan automáticamente.

Los secadores HOC sólo se pueden usar con compresores exentos de aceite, ya que producen calor a temperaturas suficientemente altas para la regeneración del secador.

Un tipo especial de secador HOC es el de adsorción con tambor rotativo. Este tipo de secador tiene un tambor rotativo lleno de desecante, un sector del cual (una cuarta parte) se regenera por medio de un flujo parcial de aire comprimido caliente (a 130–200°C) del compresor. Después se enfría el aire regenerado, se drena la condensación y el aire retorna al flujo principal a través de un eyector. El resto de la superficie del tambor (tres cuartas partes)

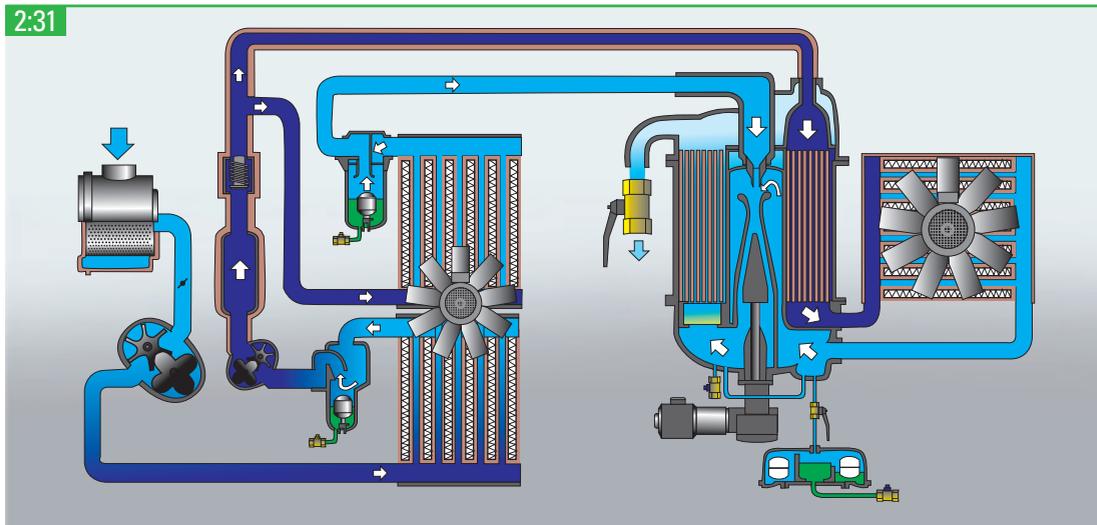
se usa para secar el aire comprimido procedente del refrigerador posterior del compresor.

Un secador HOC evita pérdidas de aire comprimido, y la energía requerida se limita a la necesaria para hacer girar el tambor. Por ejemplo, un secador con una capacidad de 1000 l/s sólo consume 120 W de energía eléctrica. Además, no se pierde nada de aire comprimido y no se necesitan filtros de aceite ni de partículas.

2.4.1.6 Secadores de membrana

Los secadores de membrana utilizan el proceso de permeación selectiva de los componentes del

2:31



Secador reactivado por el calor de la compresión (tipo HOC) – modelo MD con tambor rotativo.

gas en el aire. El secador es un cilindro que aloja miles de diminutas fibras huecas de polímero con un revestimiento interior. Estas fibras tienen una permeación selectiva para eliminar el vapor de agua. A medida que el aire comprimido filtrado húmedo entra en el cilindro, el recubrimiento de la membrana permite que el vapor de agua penetre y se deposite entre las fibras, mientras que el aire seco continúa su trayectoria a casi la misma presión que el aire húmedo de entrada. El agua separada se libera a la atmósfera.

La permeación o separación se produce por la diferencia de presión parcial de un gas entre el interior y el exterior de la fibra hueca.

Los secadores de membrana son fáciles de usar, silenciosos, no tienen piezas móviles, consumen poca energía y precisan un mantenimiento mínimo (principalmente, filtros aguas arriba del secador).

Además de eliminar el agua, con una membrana también se pueden separar los componentes

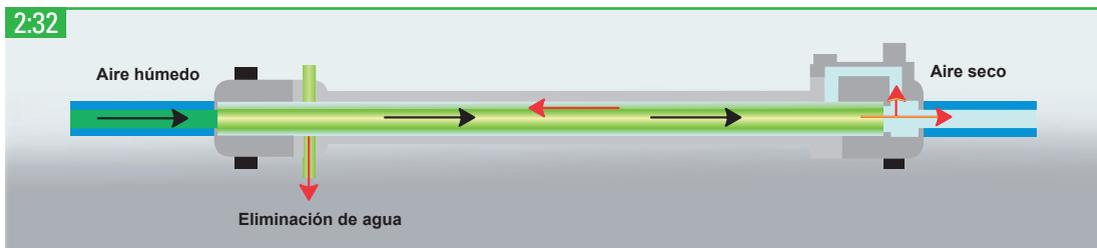
de un gas, en función de las características del material de la fibra. La separación de los diferentes componentes se logra por las diferencias de tamaño molecular y la solubilidad del gas en la membrana. Los gases de menor tamaño molecular tienen mayor difusión y se pueden separar fácilmente por la diferencia de movilidad. De esta forma, pueden utilizarse membranas específicas para fabricar generadores de nitrógeno, por ejemplo.

2.4.2 Filtros

Las partículas presentes en el aire comprimido se pueden eliminar de diversas formas. Si son mayores que los poros del material filtrante, se separan mecánicamente (“efecto tamiz”). Esto sucede normalmente con partículas mayores de 1 mm. En este caso, la eficiencia del filtro aumenta con la densidad del material filtrante, compuesto por fibras más finas.

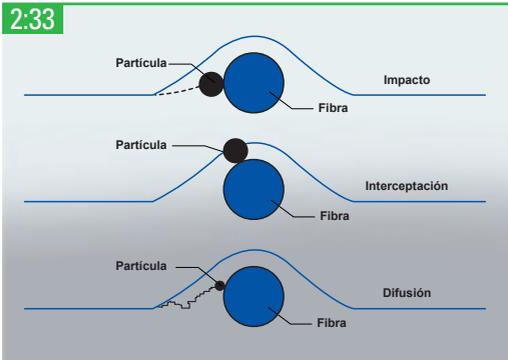
Las partículas inferiores a 1 mm se recogen en el

2:32



Principio de funcionamiento de los secadores de membrana.

2:33



Mecanismos de colisión de partículas en filtros.

material de la fibra mediante 3 mecanismos físicos: impacto inercial, interceptación y difusión.

El impacto tiene lugar para partículas relativamente grandes y/o para elevadas velocidades del gas. Debido a la gran inercia de la partícula pesada, ésta no sigue la trayectoria de flujo sino que se mueve en línea recta y colisiona con la fibra. Este mecanismo tiene lugar principalmente para partículas mayores de $1 \mu\text{m}$ y adquiere mayor importancia a medida que aumenta el tamaño de las partículas.

La interceptación se produce cuando una partícula sigue la trayectoria de flujo, pero su radio es mayor que la distancia entre dicha trayectoria y el perímetro de la fibra.

La deposición de partículas debido a la difusión se produce cuando una partícula muy pequeña no sigue la trayectoria de flujo sino que se

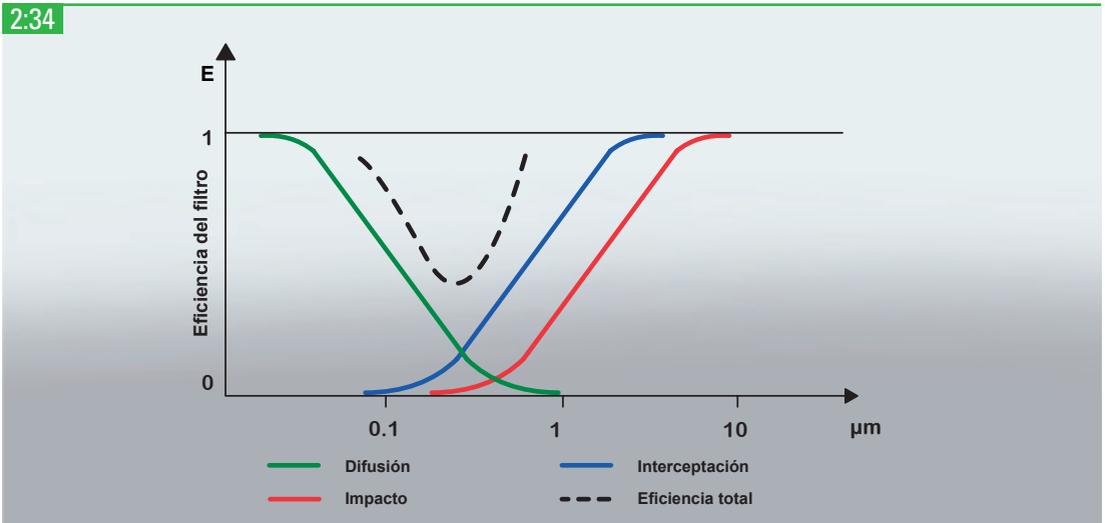
mueve aleatoriamente a través del mismo debido al movimiento browniano. Adquiere mayor importancia a medida que se reduce el tamaño de las partículas y la velocidad del aire.

La capacidad de separación de partículas de un filtro es el resultado de los diferentes procesos descritos (para los distintos tamaños de partícula). En realidad no hay un filtro que sea efectivo para todo el rango de tamaño de partículas. Incluso el efecto de la velocidad del flujo no es un factor decisivo para la capacidad de separación. En general, las partículas entre $0,1 \mu\text{m}$ y $0,2 \mu\text{m}$ son los más difíciles de separar (tamaño de partícula más penetrante).

Como se ha indicado anteriormente, la capacidad de captura total de un filtro coalescente es una combinación de todos los mecanismos. Evidentemente, la importancia de cada mecanismo, los tamaños de partícula y la eficiencia total dependen en gran medida de la distribución del tamaño de partículas del aerosol, de la velocidad del aire y de la distribución del diámetro de fibra del medio filtrante.

El aceite y el agua en forma de aerosol se comportan de forma parecida a otras partículas y también se pueden separar con un filtro coalescente. En el filtro, estos aerosoles líquidos se concentran formando gotitas más grandes que se hunden en el fondo del filtro debido a las fuerzas gravitatorias.

2:34



Eficiencia del filtro en función del tamaño de partícula.

2:35

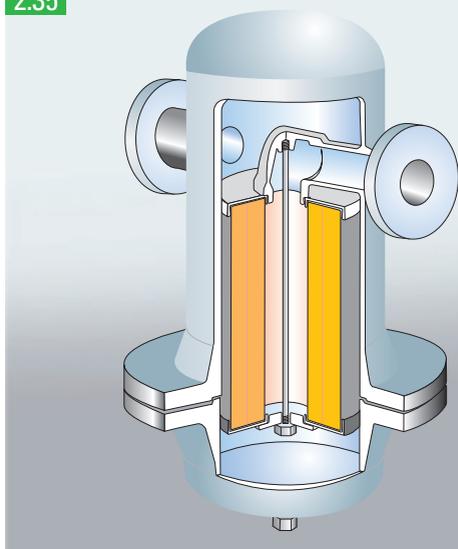


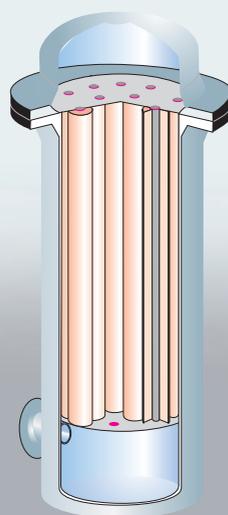
Imagen seccionada de un filtro de partículas. Una carcasa de gran tamaño y una amplia superficie del filtro significan una velocidad de aire baja, una menor caída de presión y una vida de servicio más prolongada.

El filtro puede separar aceite en forma de aerosol y en forma líquida. En este último caso, debido a la elevada concentración intrínseca, tiene lugar una alta caída de presión y arrastre de aceite. Para separar aceite en forma de vapor, el filtro debe contener un material adsorbente, normalmente carbón activado (vea la sección 3.2.5).

Todos los filtros producen inevitablemente una caída de presión, es decir, una pérdida de energía en el sistema de aire comprimido. Los filtros finos, con una estructura más densa, ocasionan mayor caída de presión y se pueden obstruir más rápidamente, lo que significa un cambio más frecuente del filtro y por tanto mayores costes de mantenimiento.

La calidad del aire en relación con la cantidad de partículas y la presencia de agua y aceite se define en la ISO 8573-1, la norma industrial sobre pureza del aire (vea la sección 3.2). Para evitar el riesgo de contaminación del aire en procesos críticos, se recomienda usar solamente aire comprimido clasificado como Clase 0.

Además, los filtros no deben estar dimensionados sólo para el caudal nominal; también deben tener un mayor umbral de capacidad que permita afrontar una caída de presión debido a cierto grado de bloqueo.



Un filtro para eliminar aceite, agua y partículas de polvo.

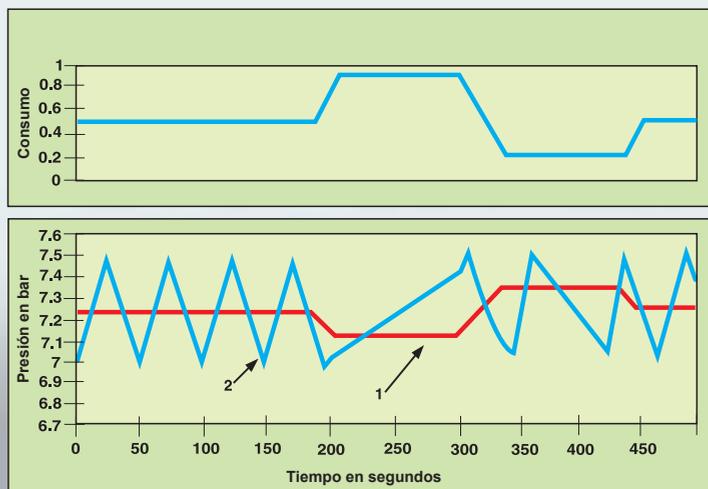
2.5 SISTEMAS DE CONTROL Y REGULACIÓN

2.5.1 Regulación en general

En muchos casos, las aplicaciones precisan una presión constante en el sistema de aire comprimido, lo cual hace necesario regular el caudal procedente del compresor. Para ello existen diversos métodos de regulación que dependen del tipo de compresor, las variaciones de presión admisibles, las variaciones de consumo y las pérdidas de energía aceptables.

El consumo de energía representa aproximadamente el 80% del coste total del ciclo de vida de un compresor, lo que significa que el sistema de regulación se debe elegir con sumo cuidado. El principal motivo son las grandes diferencias de rendimiento entre los distintos tipos o fabricantes de compresores. En un escenario ideal, debería ser posible adaptar la capacidad completa del compresor al consumo de aire, por ejemplo, seleccionando la relación de transmisión idónea de la caja de engranajes (se realiza con frecuencia en

2:36



1. Regulación de capacidad continua 2. Regulación todo/nada

aplicaciones de proceso). Ciertas aplicaciones son autorreguladoras, es decir, un aumento de presión genera un mayor caudal, lo que contribuye a lograr un sistema estable. Algunos ejemplos son los sistemas de transporte neumático, prevención de hielo, sistemas de refrigeración, etc. Sin embargo, en la mayoría de las aplicaciones se debe regular el caudal, generalmente con un equipo integrado en el compresor. Básicamente hay dos sistemas de regulación:

1. La regulación continua de caudal implica el control continuo del motor de accionamiento o de la válvula de aspiración de acuerdo con las variaciones de presión. Como resultado se obtienen normalmente unas variaciones de presión pequeñas (de 0,1 a 0,5 bar), dependiendo de la amplificación del sistema de regulación y de su velocidad.
2. La regulación todo/nada es el método más común e implica la aceptación de unas mayores variaciones de presión entre dos valores límites. Tiene lugar deteniendo completamente la producción de aire comprimido (descarga) y reanudándola (carga) cuando la presión ha descendido hasta el valor límite inferior. Las variaciones de presión dependen del número permitido de ciclos de carga/descarga por unidad de tiempo, aunque normalmente están comprendidas entre 0,3 y 1 bar.

2.5.2 Principios de regulación de los compresores de desplazamiento

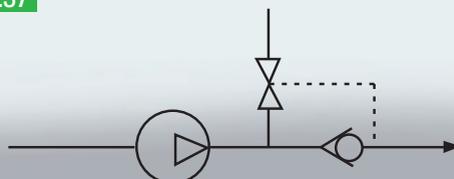
2.5.2.1 Venteo

El método de regulación original de los compresores consistía en utilizar una válvula de venteo para liberar a la atmósfera el exceso de presión de aire. En su diseño más simple, la válvula puede estar cargada por muelle, cuya tensión determina la presión final.

En su lugar, suele emplearse una servoválvula controlada por un regulador. La presión se puede controlar entonces fácilmente y la válvula también puede actuar como válvula de descarga al arrancar el compresor bajo presión. El venteo produce un mayor consumo de energía, ya que el compresor debe funcionar continuamente contra la presión total de la red.

Una variante que se utiliza en compresores pequeños consiste en descargar el compresor abriendo totalmente la válvula, de modo que la unidad funcione contra la presión atmosférica. El consumo de energía es mucho más menor con este método.

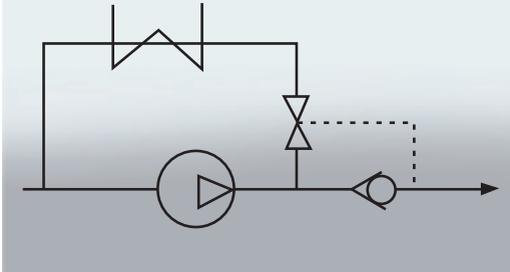
2:37



2.5.2.2 Bypass

La regulación por bypass tiene, en principio, la misma función que el venteo. La diferencia reside en que el aire liberado a presión se enfría y retorna a la entrada del compresor. Este método se usa a menudo en compresores de proceso donde el gas es poco idóneo o demasiado valioso para liberarlo a la atmósfera.

2:38



2.5.2.3 Estrangulación en la aspiración

La estrangulación es un método simple para reducir el caudal aumentando la relación de presiones a través del compresor, de acuerdo con la subpresión inducida en la aspiración. Sin embargo, está limitado a un rango de regulación pequeño. Los compresores con inyección de líquido, que pueden superar esta alta relación de presiones, se pueden regular hasta en un 10% de la capacidad máxima. Este método requiere un consumo de energía relativamente alto debido a la elevada relación de presiones.

2:39

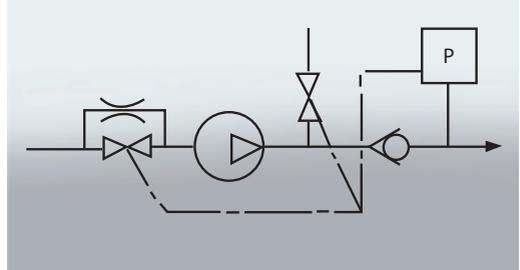


2.5.2.4 Venteo con estrangulación en la aspiración

Est es el método de regulación más utilizado. Combina un rango de regulación máximo (0-100%) con un bajo consumo de energía: sólo un 15-30% de la potencia a plena carga con el compresor en descarga (caudal cero). La válvula de aspiración cierra, pero permanece una pequeña apertura, a la vez que la válvula de venteo abre y libera el aire de descarga del compresor. El elemento compresor funciona por tanto con un vacío en la aspiración

y con una contrapresión baja. Es importante que el venteo se lleve a cabo rápidamente y que el volumen de aire liberado sea limitado, para evitar pérdidas innecesarias durante la transición de carga a descarga. El sistema requiere un depósito de aire cuyo tamaño está determinado por la diferencia deseada entre los límites de presión de carga y de descarga, y por el número admisible de ciclos de descarga por hora.

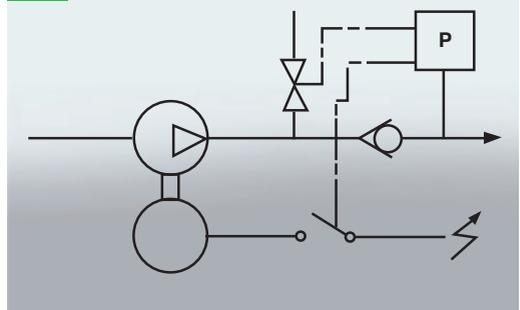
2:40



2.5.2.5 Arranque/parada

Los compresores con una potencia inferior a 5-10 kW se controlan a menudo parando completamente el motor eléctrico cuando la presión alcanza el límite superior y volviéndolo a arrancar cuando llega al límite inferior. Este método requiere un depósito de aire o una gran diferencia entre los límites superior e inferior para minimizar la carga de calor en el motor eléctrico. Es un método de regulación eficiente siempre que el número de arranques se mantenga bajo.

2:41

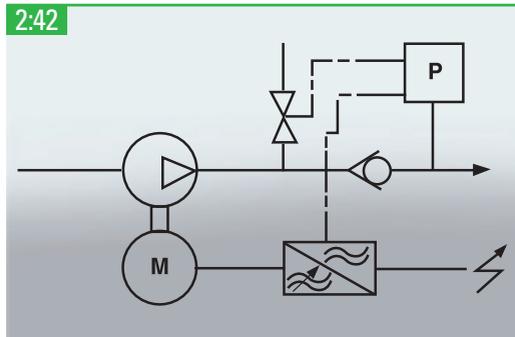


2.5.2.6 Regulación de velocidad

Un motor de combustión, una turbina de gas o un motor eléctrico de frecuencia regulada controlan la velocidad del compresor y por tanto el caudal. Es un método eficaz para mantener una presión de salida constante y un consumo de energía reducido. El rango de regulación varía con el tipo de compresor y el más amplio corresponde a los compresores con inyección de líquido. La regulación de velocidad se

combina a menudo con el arranque/parada a bajos niveles de carga, y con venteo en la parada.

2:42



2.5.2.7 Lumbreira de descarga variable

El caudal de los compresores de tornillo se puede regular moviendo la posición de la lumbreira de descarga en la carcasa, en dirección longitudinal del rotor, hacia la aspiración. Sin embargo, este método genera un alto consumo de energía y es bastante inusual.

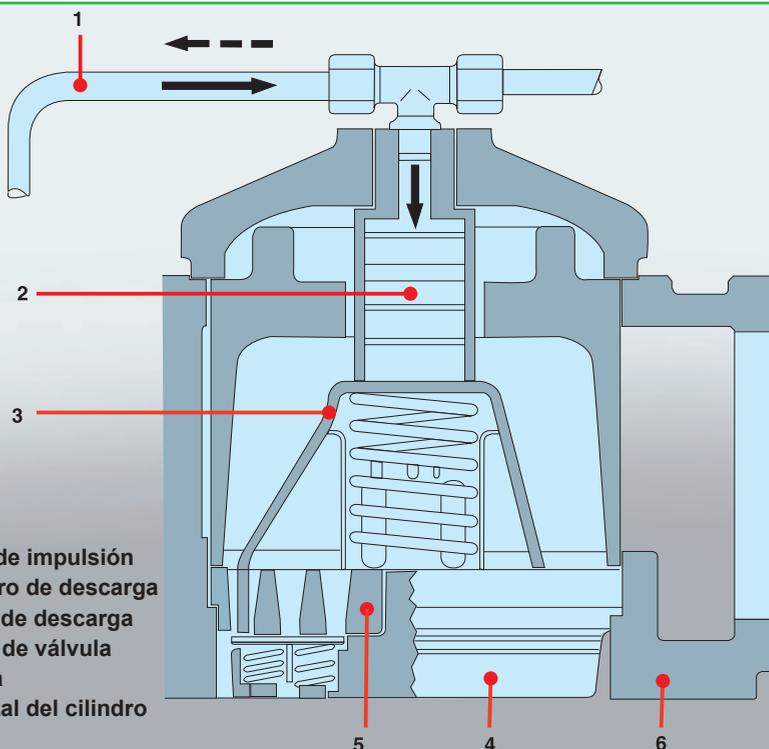
2.5.2.8 Descarga por válvula de aspiración

Los compresores de pistón se pueden regular eficazmente forzando mecánicamente la válvula de aspiración a su posición abierta. Como resultado, el aire se bombea al cilindro con una mínima pérdida de energía, a menudo inferior al 10% de la potencia al eje a plena carga. Los compresores de pistón de doble efecto ofrecen generalmente una descarga multietapa, donde se descarga un cilindro cada vez para adaptar mejor el caudal a la demanda. Un método raro utilizado en los compresores de proceso consiste en permitir que la válvula de aspiración permanezca abierta durante una parte menor o mayor de la carrera del pistón para obtener un control casi continuo del caudal.

2.5.2.9 Carga–descarga–parada

Es el método de regulación más utilizado en compresores con una capacidad mayor de 5 kW y combina un rango de regulación amplio con unas pérdidas bajas. En la práctica es una combinación del método de arranque/parada y diferentes sistemas de descarga. Para más información, por favor consulte 2.5.4.2.

2:43



1. Tubo de impulsión
2. Cilindro de descarga
3. Garra de descarga
4. Disco de válvula
5. Culata
6. Cabezal del cilindro

Dispositivo de descarga de un compresor de pistón.

2.5.3 Principios de regulación de los compresores dinámicos

2:44



2.5.3.1 Regulación en la aspiración

Estrangulación en la aspiración:

En un compresor dinámico, la aspiración se puede estrangular para reducir continuamente la capacidad del compresor. El caudal mínimo se determina cuando la relación de presiones llega al límite de bombeo y la máquina se vuelve inestable. El rango de regulación está determinado por el diseño de la máquina (por ejemplo, el número de etapas y el diseño del rodete), pero también en gran medida por factores externos como la contrapresión, la temperatura de aspiración y la temperatura del refrigerante. El caudal mínimo varía a menudo entre el 60% y el 85% del caudal máximo.

Álabes de aspiración:

Los álabes radiales de la aspiración provocan la rotación del gas aspirado mientras se estrangula el flujo. Este método tiene el mismo impacto que la estrangulación, pero ofrece un mayor rango de regulación y un mejor aprovechamiento de la energía. Es normal una regulación de hasta un 50–70% del caudal de diseño. También existe la posibilidad de incrementar ligeramente la capacidad y la presión del compresor hasta cierto punto girando los álabes en dirección opuesta. Sin embargo, esto puede deteriorar un poco el rendimiento.

2.5.3.2 Regulación en la salida

Álabes guía variables en la salida (difusor):

Para mejorar aún más el rango de regulación, también se puede controlar el caudal en el difusor de la etapa de compresión. Es común una regulación de hasta un 30% con una presión constante. Su uso está limitado a los compresores de una etapa debido a la complejidad y a los elevados costes.

Venteo:

El método de regulación original de los compresores dinámicos consistía en usar una válvula de venteo para liberar a la atmósfera el exceso de aire comprimido. En principio, este método funciona de forma idéntica que el venteo en un compresor de desplazamiento.

2.5.3.3 Carga–descarga–parada

Los métodos de regulación antes mencionados se pueden combinar para controlar el compresor. Se suelen usar dos métodos:

- Modulación:
El exceso de caudal se libera a la atmósfera (o la aspiración), pero sin que varíe el consumo de energía.
- Auto Dual:
La regulación del caudal de la unidad se limita a la regulación de la válvula de aspiración y/o de los álabes guía en la salida para caudales inferiores al límite de regulación. Este sistema de regulación cierra completamente la válvula de aspiración y abre simultáneamente la salida del compresor a la atmósfera. La potencia en descarga sigue siendo relativamente alta, representando el 20% de la potencia a plena carga, en función del diseño del rodete, etc.

2.5.3.4 Regulación de velocidad

La regulación de velocidad tiene un efecto similar al de los álabes de aspiración. El caudal se puede variar con una presión constante dentro del rango de regulación del compresor.

Para potencias elevadas, la variación de velocidad es menos ventajosa debido al elevado coste del accionamiento necesario.

2.5.4 Control y monitorización

2.5.4.1 General

Los principios de regulación de los diferentes compresores se abordan en las secciones 2.5.2 y 2.5.3. Para controlar los compresores conforme a estos principios se necesita un sistema de regulación que pueda utilizarse en un compresor individual o en una instalación completa.

Los sistemas de regulación son cada vez más avanzados y su rápida evolución ofrece una variedad de nuevas soluciones. Los relés fueron sustituidos por equipos programables (PLC), que a su vez están siendo reemplazados por sistemas basados en microprocesadores y adaptados al producto. El objetivo de estos diseños suele ser optimizar las operaciones y los costes.

Esta sección presenta algunos de los sistemas de control y monitorización para los tipos más comunes de compresor.

2.5.4.2 Carga–descarga–parada

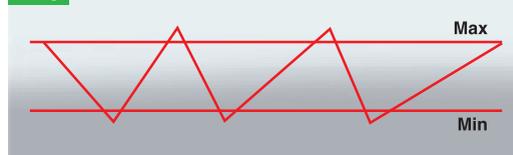
Los principios de regulación más comunes de los compresores de desplazamiento son “producir aire” / “no producir aire” (todo/nada). (Consulte 2.5.2.4 y 2.5.2.5.)

Cuando se necesita aire, se envía una señal a una válvula solenoide que sitúa la válvula de aspiración del compresor en posición totalmente abierta. La válvula está totalmente abierta (carga) o totalmente cerrada (descarga), no hay posición intermedia.

El control tradicional, ahora habitual en compresores pequeños, utiliza un presostato en el sistema de aire comprimido con dos valores seleccionables, uno para la presión mínima (carga) y otro para la presión máxima (descarga). El compresor funcionará entonces dentro de los límites ajustados, por ejemplo, dentro de un rango

de 0,5 bar. Si se necesita una cantidad muy pequeña de aire, el compresor funciona predominantemente en descarga. El período de descarga está limitado por un temporizador (ajustado a 20 minutos, por ejemplo). Cuando transcurre el tiempo ajustado, el compresor se detiene y no arranca hasta que la presión haya descendido al valor mínimo. La desventaja de este método es el largo tiempo de reacción.

2:45



Banda de presión, Mín–Máx, dentro de la cual funciona el compresor: "Mín" = carga, "Máx" = descarga.

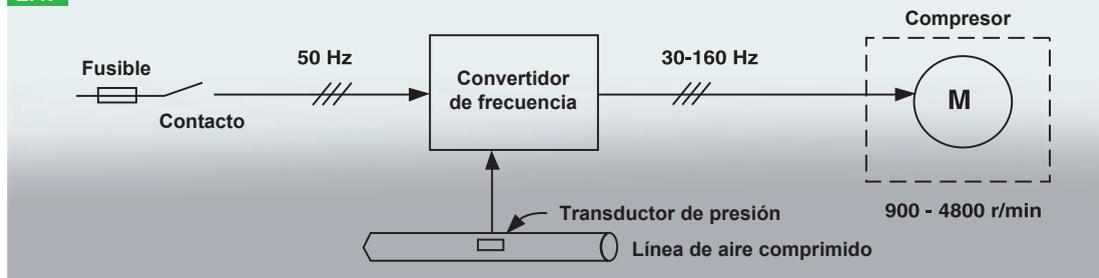
Este sistema tradicional se perfeccionó sustituyendo el presostato por un transductor de presión analógico y un sistema de regulación electrónico. Junto con el sistema de regulación, el transductor analógico puede detectar la rapidez con que cambia la presión del sistema. El sistema arranca entonces el motor y controla la apertura y cierre de la válvula en el momento oportuno. Este método ofrece una regulación rápida y precisa dentro de un margen $\pm 0,2$ bar.

2:46



Un sistema de regulación avanzado puede enviar señales al motor, arrancador y regulador en el “momento oportuno”.

2:47



Un sistema de compresor con control de velocidad.

Si no se consume aire, la presión permanecerá constante y el compresor funcionará en descarga. La duración del período de descarga se controla por el número máximo de arranques que el motor eléctrico puede soportar sin que se caliente demasiado y por la estrategia global de costes operativos, ya que el sistema puede analizar las tendencias de consumo de aire y decidir si es mejor parar el motor o continuar funcionando en descarga.

2.5.4.3 Control de velocidad

Los compresores con un motor de accionamiento cuya velocidad se pueda controlar electrónicamente brindan una gran oportunidad de mantener constante el aire comprimido dentro de un rango de presión muy estrecho.

Un ejemplo de esta solución es un convertidor de frecuencia que regula la velocidad de un motor de inducción convencional. La capacidad del compresor se puede adaptar a la demanda de aire exacta midiendo de forma continua y precisa la presión del sistema y permitiendo que las señales de presión controlen el convertidor de frecuencia del motor y por tanto la velocidad de éste. La presión del sistema se puede mantener dentro de $\pm 0,1$ bar.

2.5.5 Monitorización de los datos

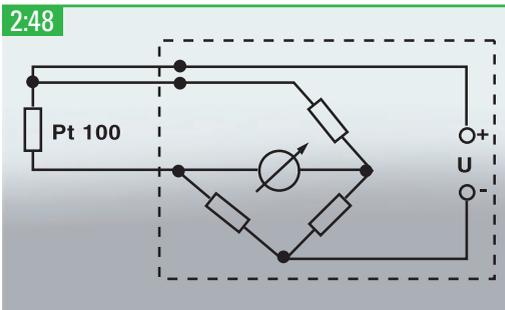
Todos los compresores están equipados con algún tipo de equipo de monitorización para su protección y para evitar pérdidas de producción. Para detectar la condición de la instalación se emplean transductores. El sistema de monitorización procesa la información de los transductores y envía una señal a un actuador, por ejemplo.

El transductor para medir la presión o la temperatura suele constar de un sensor y un convertidor de señal. El sensor detecta la cantidad a medir.

El convertidor transforma la señal de salida del sensor en una señal eléctrica que pueda ser procesada por el sistema de control.

2.5.5.1 Medición de la temperatura

Para medir la temperatura se usa normalmente una sonda resistiva. Este sensor PTC está formado por una resistencia de metal, cuyo valor aumenta con la temperatura. Se mide el cambio de resistencia y se convierte en una señal de 4–20 mA. El Pt 100 es el sensor resistivo más común.



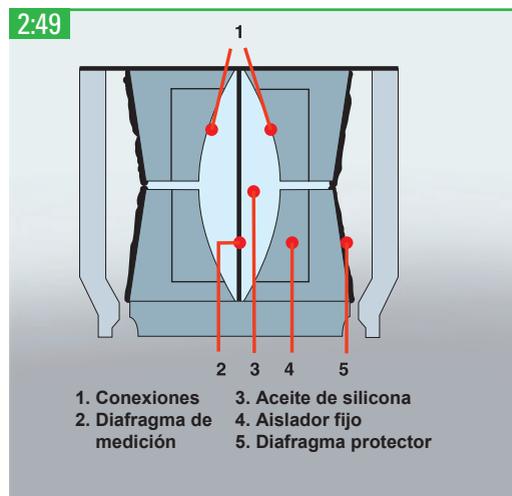
Ejemplo de conexión con 3 hilos usando un sensor de 100Ω . El sensor se conecta en puente.

La resistencia nominal a 0°C es 100Ω .

Un termistor es un semiconductor cuya resistencia cambia con la temperatura. Se puede usar como controlador de temperatura, por ejemplo, en un motor eléctrico. El PTC (coeficiente de temperatura positivo) es el tipo más común. El PTC experimenta un cambio insignificante de resistencia al aumentar la temperatura hasta un punto de referencia, donde la resistencia aumenta bruscamente. El PTC se conecta a un controlador que detecta este “salto de resistencia” y envía una señal para que se detenga el motor, por ejemplo.

2.5.5.2 Medición de la presión

Se emplea un cuerpo sensible a la presión, por ejemplo, un diafragma. La señal mecánica del diafragma se convierte después en una señal eléctrica, 4–20 mA ó 0–5 V.



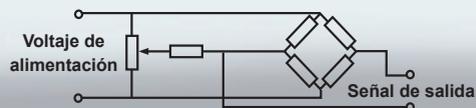
1. Conexiones
2. Diafragma de medición
3. Aceite de silicona
4. Aislador fijo
5. Diafragma protector

Ejemplo de un sistema capacitivo para medir la presión.

La conversión de una señal mecánica en eléctrica puede tener lugar en diferentes sistemas de medición. En un sistema capacitivo, la presión se transfiere a un diafragma. Una placa de condensador detecta la posición del diafragma. Después, un convertidor de señal transforma esta posición en una corriente continua que es proporcional a la presión.

El sistema de medición resistivo consiste en un medidor de deformación conectado en puente y fijado al diafragma. Cuando el diafragma es expuesto a presión, se recibe una tensión baja (mV) que después se amplifica hasta un nivel apropiado. El sistema piezoeléctrico se basa en cristales específicos (por ejemplo, cuarzo) que generan cargas eléctricas en sus superficies. Las cargas son proporcionales a la fuerza (presión) sobre la superficie.

2:50



Conexión en puente con medidores de deformación.

2.5.5.3 Monitorización

El equipo de monitorización se adapta al tipo de compresor. Esto implica necesariamente una extensa gama de equipos para cubrir todos los tipos de compresor. Los compresores de pistón pequeños sólo están equipados con un interruptor de sobrecarga convencional para el motor, mientras que los compresores de tornillo grandes pueden incorporar varios interruptores/transductores para sobrecarga, temperatura, presión, etc.

2:51



Un panel de monitorización muestra todos los parámetros de funcionamiento necesarios.

2:52

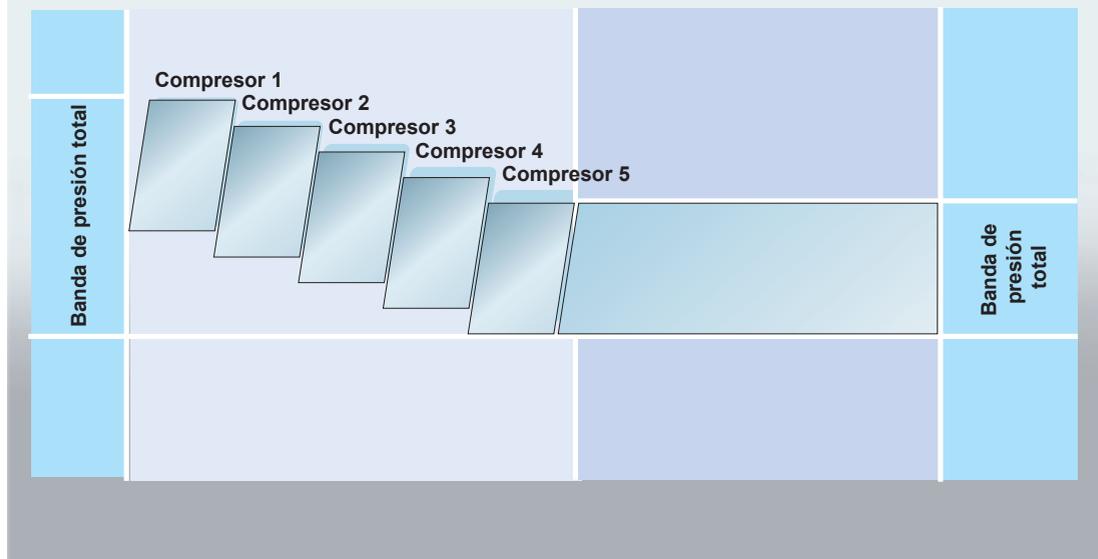


Ilustración de la banda de presión para cinco compresores controlados por presostatos convencionales (lado izquierdo) y las mismas máquinas controladas por un sistema de regulación (lado derecho).

En las máquinas más pequeñas y más básicas, el equipo de control desconecta el compresor y la máquina no puede arrancar cuando se produce un valor de alarma. En algunos casos, una lámpara de aviso puede indicar la causa de la alarma.

En el caso de compresores más avanzados, se puede seguir su funcionamiento en un panel de control, por ejemplo, comprobando directamente la presión, la temperatura y el estado. Si el valor de un transductor se acerca a un límite de alarma, el equipo de monitorización emitirá un aviso. Esto permite tomar medidas antes de que el compresor sea desconectado. Si el compresor ha parado por una alarma, se evita su arranque hasta que el fallo se haya solucionado o se haya rearmado manualmente. En los compresores equipados con una memoria donde se guardan diversos datos, como temperaturas, presiones y estado de funcionamiento, resulta mucho más fácil diagnosticar las averías. La capacidad de la memoria puede cubrir las últimas 24 horas. Esta característica permite analizar las tendencias del último día y averiguar la causa mediante un método lógico de diagnóstico de problemas.

2.5.6 Sistema de control integral

Los compresores que forman parte de un sistema compuesto por varias máquinas deben mantener

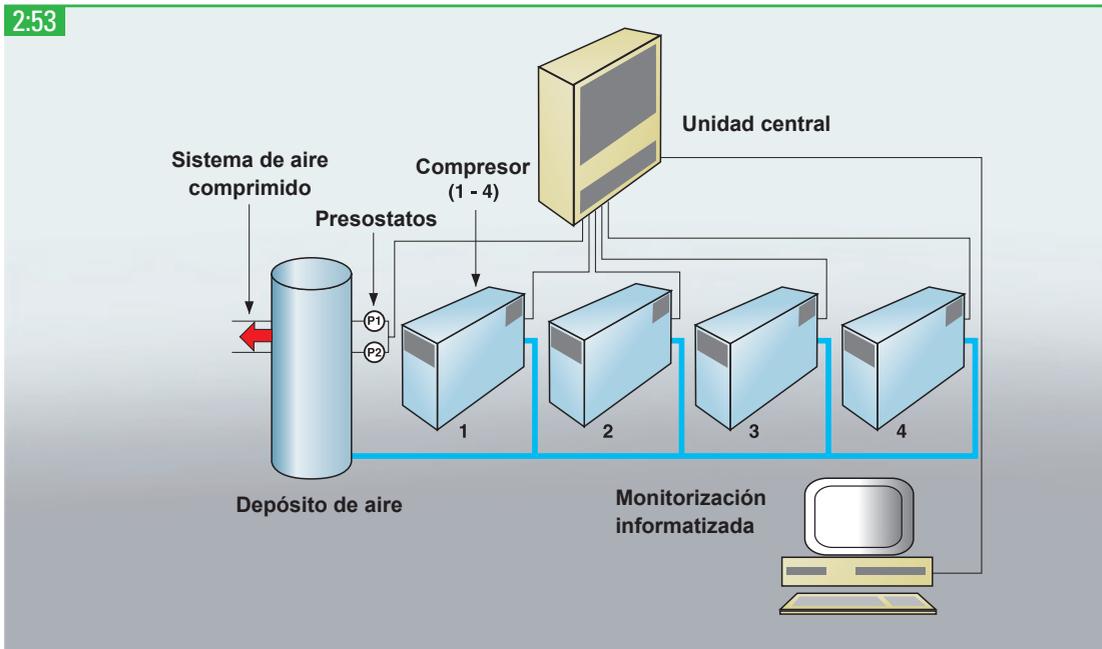
coordinado su funcionamiento. Hay muchos factores que hacen recomendable un sistema de control integral. Distribuyendo el tiempo de funcionamiento entre las máquinas se reduce el riesgo de paradas imprevistas. El mantenimiento de los compresores resulta más fácil de planificar y se pueden conectar máquinas de reserva si algo marcha mal.

2.5.6.1 Selector de secuencia de arranque

La forma más simple y frecuente de sistema de control maestro es el contrastado selector de secuencia de arranque. Este selector distribuye por igual el tiempo de funcionamiento y los arranques entre los compresores conectados. La secuencia de arranque se puede activar manual o automáticamente, siguiendo un programa de tiempo. Este selector básico utiliza un transductor de presión de conexión/desconexión por compresor, que representa una solución simple y práctica.

La desventaja es que hay unos intervalos relativamente grandes entre los diferentes niveles de carga y descarga del compresor. Esto provoca unas bandas de presión (el margen entre niveles máximo y mínimo) relativamente amplias para la instalación. Por tanto, este tipo de selector no se debe usar para controlar más de 2-3 compresores.

2:53



Instalación de compresores con control central

Hay un tipo de selector más avanzado que tiene el mismo control de secuencia, pero con un único transductor de presión analógico central. Este sistema permite mantener la banda de presión total de la instalación dentro de un margen de décimas de bar y puede controlar 2–7 máquinas. Este tipo de selector, que selecciona las máquinas en secuencias fijas, no tiene en cuenta la capacidad de los compresores. Por tanto, todos los compresores conectados deben ser aproximadamente del mismo tamaño.

2.5.7 Control central

El control central de compresores exige por lo general unos sistemas relativamente inteligentes. El requisito básico es que se pueda mantener una presión predeterminada dentro de unos límites estrechos y que la instalación funcione de forma económica. Para conseguirlo, el sistema debe ser capaz de predecir lo que sucederá en la instalación y detectar al mismo tiempo la carga sobre los compresores.

El sistema detecta la rapidez con que cambia la presión en uno u otro sentido. Con estos valores, el sistema puede realizar cálculos que permiten predecir la demanda de aire y, por ejemplo, descargar/cargar o arrancar/parar las máquinas.

En una instalación correctamente dimensionada, la fluctuación de presión se mantendrá dentro de $\pm 0,2$ bar.

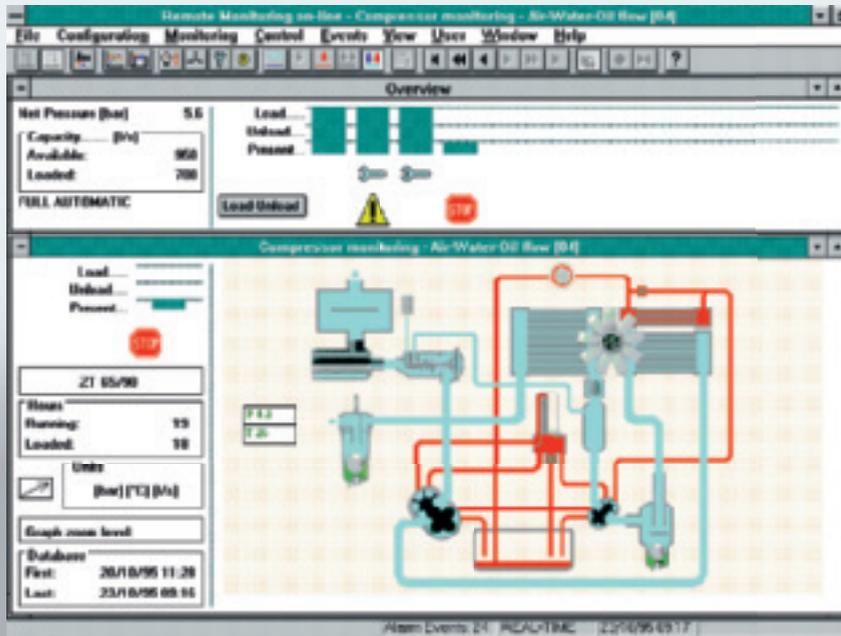
En términos económicos, es extremadamente importante que el sistema de control central pueda seleccionar el compresor adecuado al consumo de aire, o una combinación de compresores, si el sistema está formado por máquinas de diferentes capacidades. Los compresores funcionarán prácticamente en carga continua, reduciendo así los períodos de descarga y ofreciendo una economía óptima.

Otra ventaja de los sistemas de control integral es que también se pueden conectar máquinas más antiguas y modernizar la instalación de compresores completa de una forma relativamente fácil. De este modo, mejora la economía de funcionamiento y aumenta la disponibilidad.

2.5.8 Monitorización remota

En muchas instalaciones de compresores puede ser necesario monitorizar y controlar su funcionamiento desde una ubicación remota. En instalaciones pequeñas es bastante fácil conectar al compresor una alarma, un indicador de funcionamiento, etc. Normalmente también

2:54



Ejemplo de monitorización remota. La sección superior muestra el estado de la instalación. Tres máquinas funcionando, una parada. En la sección inferior se muestran los detalles del compresor 4; entre otros, el diagrama de flujo de aire comprimido, de agua de refrigeración y de aceite, así como los datos actuales del compresor.

es posible realizar el arranque y parada remotos. En instalaciones grandes donde esté en riesgo una importante inversión financiera, es deseable generalmente la monitorización central. El sistema de monitorización deberá estar compuesto por un equipo que ofrezca una visión general del sistema y también permita acceder a cada máquina para controlar detalles como la presión del refrigerador intermedio, la temperatura del

aceite, etc. El sistema de monitorización también deberá tener una memoria que permita crear un registro de lo que ha sucedido durante las últimas 24 horas. El registro se utiliza para trazar curvas de tendencia que permitan identificar fácilmente los valores que tienden a desviarse de los predeterminados. Estas curvas pueden formar la base para un funcionamiento ininterrumpido o una parada planificada. El sistema presenta

2:55

Rango de presión	Presión bar(e)	Área de aplicación
Bajo	7 - 8.6	Construcción
Medio	10 - 14	Estabilización de terrenos
Alto	17 - 20	Perforación y aplicaciones industriales
Muy alto	25 - 35	Perforación de pozos de agua y perforación geotérmica
Ultra alto	35 - 350	Perforación de barrenos profundos (petróleo, gas, mineral, geotérmico), servicio de pozos y tuberías, generación de nitrógeno

Rangos de presión disponibles y las correspondientes aplicaciones de los compresores transportables.

2:56



Un compresor transportable moderno para trabajos de construcción.

frecuentemente informes de estado de la instalación de compresores en distintos niveles, desde una visión general hasta detalles de máquinas específicas.

2.6 COMPRESORES TRANSPORTABLES

2.6.1 General

Casi todos los compresores transportables son de tornillo con inyección de aceite y accionados por un motor diesel. Los compresores transportables muy pequeños y muy grandes tienen a veces motores eléctricos. Los modelos exentos de aceite sólo los fabrican las principales marcas del mundo y están destinados a la industria de proceso, servicios públicos y la industria petrolera.

Los compresores transportables se utilizaban inicialmente en trabajos de construcción y perforación, pero en la actualidad se usan en muchas aplicaciones y procesos: reparación de carreteras, tuberías, sostenimiento de roca, chorro de arena, operaciones de salvamento, etc. En general, los compresores transportables son plantas autónomas

de aire comprimido que pueden ir equipadas con un equipo opcional integrado de tratamiento del aire (refrigerador posterior, separador de humedad, filtros finos, recalentador, lubricador, etc), así como equipamiento auxiliar opcional (generador de 5 a 10 KVA, 230V/400V, sistema de arranque en frío, dispositivos antirrobo, chasis estancos, etc). Para grandes necesidades de energía eléctrica, existen generadores transportables con motor diesel alojados en carrocería similares a los compresores transportables.

2.6.2 Nivel sonoro y emisiones de escape

Los diseños modernos de compresores con motor diesel ofrecen unos niveles sonoros muy bajos como resultado de la legislación vigente, incluida la directiva 2000/14/CE de la UE que regula las emisiones de ruido de la maquinaria utilizada en exteriores. Estas máquinas se pueden usar sin causar un impacto negativo en zonas habitadas, cerca de hospitales, etc. La carrocería insonorizada tiene normalmente una construcción de acero de pared simple, aunque recientemente se han introducido carrocerías de doble pared de acero e incluso de polietileno duradero que tienen deflectores especiales y grandes cantidades de

espuma insonorizante.

En las últimas dos décadas se ha mejorado considerablemente el consumo de combustible con la introducción de elementos de tornillo muy eficientes y una eficaz integración de todos los componentes. Esto ha sido especialmente beneficioso para la perforación de pozos de agua, un trabajo que exige largos períodos de funcionamiento intensivo del compresor. Además, los compresores modernos se pueden equipar con hardware y software de optimización del consumo de combustible, como FuelXpert y DrillAirXpert, que son muy superiores a los sistemas convencionales de control neumático del motor/compresor.

Desde que entró en vigor la legislación sobre emisiones de escape en 1997 en los Estados Unidos, Europa y otras regiones, los clientes cada vez optan más por motores diesel que cumplan las últimas normas en materia de emisiones de gases de escape: EURO III se introducirá entre 2006-2013, EURO IV a partir de 2014, y US Tier 4 entre 2008 y 2015.

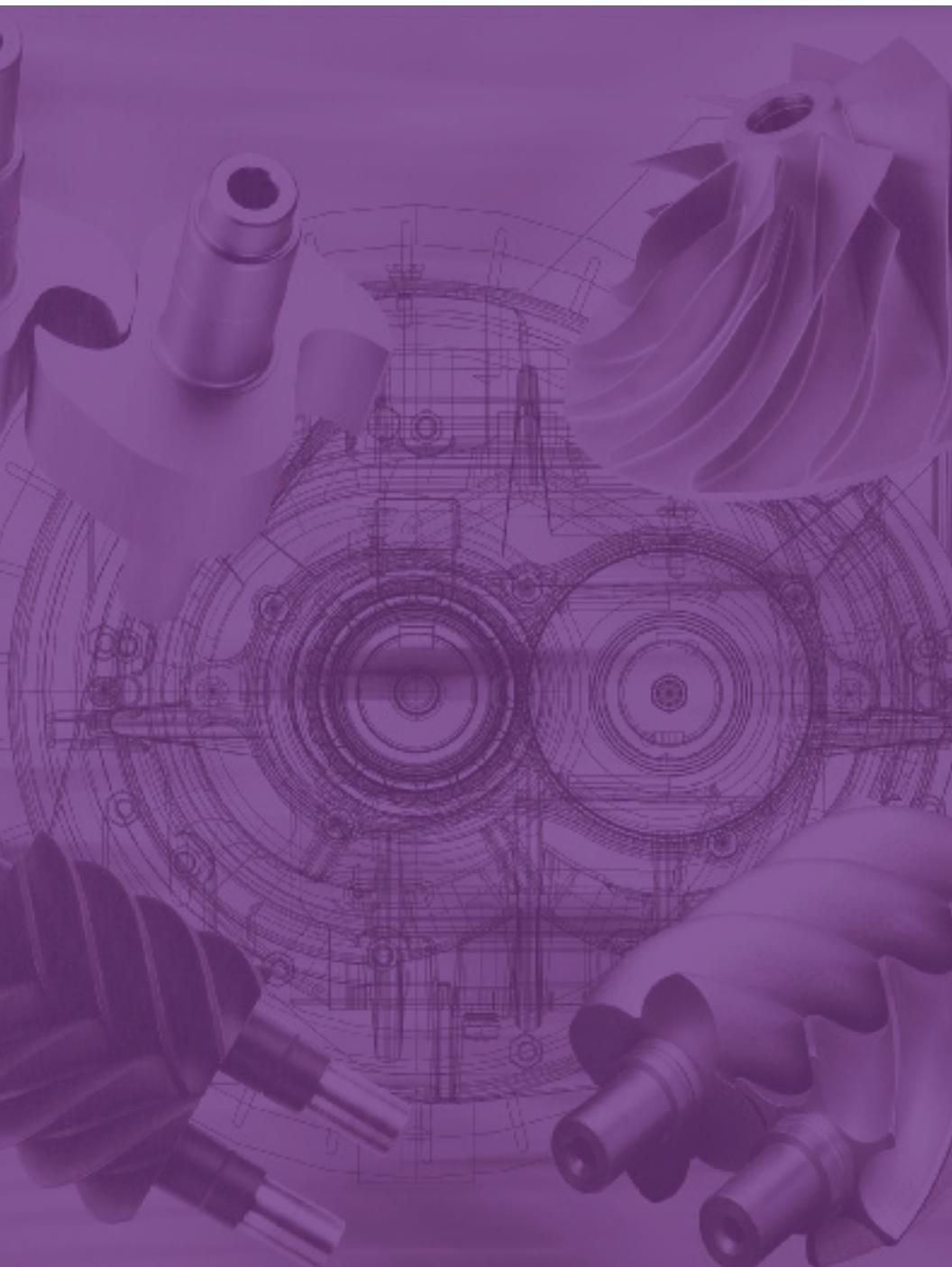
2.6.3 Flexibilidad operativa

Mientras que los compresores industriales estacionarios se instalan para atender una o varias aplicaciones en un sistema de distribución de aire comprimido común, los modernos compresores transportables deben demostrar una gran flexibilidad operativa global para atender a una multitud de aplicaciones en diferentes entornos, teniendo en cuenta la temperatura ambiente, los niveles de humedad, presiones de trabajo, altitudes y perfiles del ciclo de carga. Otros requisitos relacionados con los compresores transportables incluyen una alta fiabilidad, sencillez de mantenimiento, un reducido impacto medioambiental como resultado de unos bajos niveles de ruido y emisiones de escape, dimensiones compactas y bajo peso total.

Cuando se trabaja en climas con humedad media a alta y, en particular, cuando el perfil de carga/descarga contiene ciclos de carga a alta presión o largos periodos de funcionamiento en descarga, una parte del contenido de agua atmosférico se condensará en el circuito de aceite del compresor. Esto tiene un impacto negativo en los componentes lubricados de la unidad y en el propio aceite. Con un 1% de agua en el aceite, la vida útil de los rodamientos se reduce en un 40%. Los compresores

transportables más modernos se pueden equipar con un sistema de control electrónico de temperatura del aceite para prolongar su vida útil.

3 *DISEÑO Y SERVICIO DE LAS INSTALACIONES DE COMPRESORES*



3.1 DISEÑO DE INSTALACIONES DE COMPRESORES

3.1.1 General

Al diseñar una instalación de aire comprimido hay que tomar ciertas decisiones, de modo que se adapte a las necesidades del usuario, ofrezca la máxima economía de funcionamiento y esté preparada para una posible ampliación.

La base es la aplicación o el proceso que utilizará el aire comprimido. Por lo tanto, hay que empezar por detallar éstos como punto de partida de todas las demás actividades de diseño.

Hay que calcular o evaluar las necesidades de aire, la capacidad de reserva y el espacio para ampliaciones futuras. La presión de trabajo es un factor crítico, ya que afecta de forma significativa al consumo de energía. A veces puede resultar económico usar diferentes compresores para distintos rangos de presión.

La calidad del aire comprimido no reside sólo en el contenido de agua; cada vez está más enfocada también a los aspectos medioambientales. Los olores y el contenido de microorganismos son factores importantes que pueden afectar a la calidad del producto, a los rechazos de producción, al entorno de trabajo y al medioambiente externo. La decisión de si la instalación debe ser centralizada o descentralizada puede afectar al espacio de suelo necesario y quizás a los planes futuros de

ampliación. Desde el punto de vista económico y ecológico, cada vez es más importante investigar las posibilidades de recuperar energía en una fase temprana para obtener un retorno rápido de la inversión.

Es importante analizar estas cuestiones pensando en las necesidades presentes y futuras. Sólo después de hacerlo, será posible diseñar una instalación que ofrezca la suficiente flexibilidad.

3.1.1.1 Cálculo de la presión de trabajo

Los equipos neumáticos de una instalación determinan la presión de trabajo necesaria. La presión de trabajo correcta no depende sólo del compresor, sino también del diseño del sistema de aire comprimido y sus tuberías, válvulas, secadores, filtros, etc.

Cada tipo de equipo puede necesitar una presión diferente dentro del mismo sistema. Normalmente, el valor de presión más alto es el que determina la presión de la instalación. Para los otros equipos se instalarán válvulas reductoras de presión en el punto de consumo. En casos más extremos, este método puede resultar antieconómico y la solución podría ser un compresor independiente para atender las necesidades especiales.

También debe tenerse en cuenta que la caída de presión aumenta rápidamente con el caudal. Si se prevén cambios de consumo, tiene sentido, desde el punto de vista económico, adaptar la instalación a estas condiciones.

Los filtros, especialmente los de polvo, tienen una caída de presión inicial baja, pero con el tiempo se obstruyen y deben ser sustituidos a la caída de presión recomendada. Este factor se incluirá en el cálculo. La regulación del caudal del compresor

3:1

Equipos conectados	Consumo de aire nominal	Factor de utilización máx/mín	Requisito total de aire máx/mín
Herramientas, total			
Líneas de producción, total			
Líneas de proceso, total			

El consumo de aire de los equipos conectados se obtiene de los catálogos y de los datos de los equipos de producción. Evaluando los factores de utilización individuales se pueden determinar los límites superior e inferior de demanda de aire global.

también ocasiona variaciones de presión que deberán incluirse en la evaluación. Puede ser conveniente realizar los cálculos usando el ejemplo siguiente:

Descripción	Caída de presión, bar
Usuario final	6
Filtro final	0,1–0,5
Sistema de tuberías	0,2
Filtro de polvo	0,1–0,5
Secador	0,1
Rango de regulación del compresor	0,5
Máxima presión de trabajo del compresor	7,0–7,8

Son principalmente los puntos de consumo y la caída de presión entre éstos y el compresor los que determinan la presión que la máquina debe producir. La presión de trabajo se puede determinar sumando la caída de presión del sistema, como se muestra en el ejemplo anterior.

3.1.1.2 Cálculo del consumo de aire

El consumo nominal de aire comprimido se determina en función de los distintos consumidores. Se calcula sumando el consumo de todas las herramientas, máquinas y procesos que se conectarán, teniendo en cuenta su factor de utilización basado en la experiencia. También deben tenerse en cuenta desde el principio las fugas, el desgaste y los cambios previsibles en el futuro.

Un método simple para calcular las necesidades

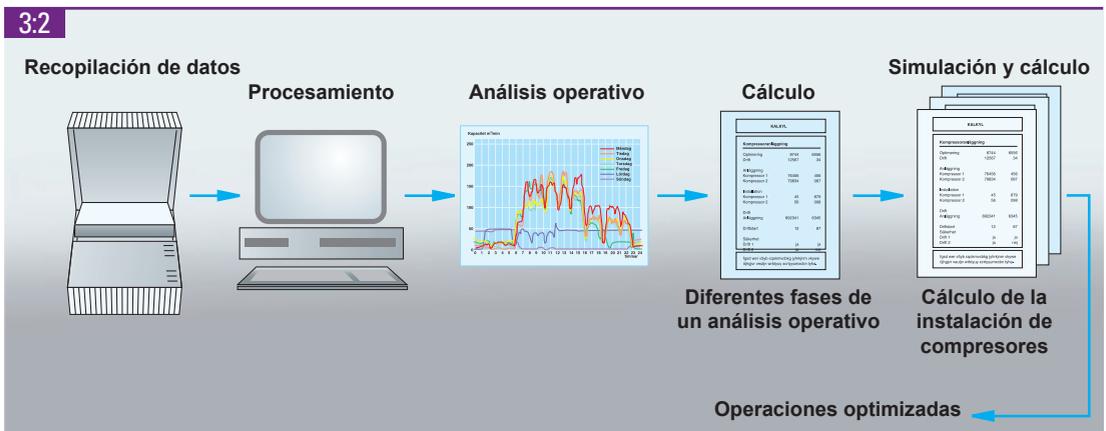
presentes y futuras consiste en definir el aire que necesitan los equipos conectados y el factor de utilización. Para realizar este tipo de cálculo hay que hacer una lista de las máquinas, con su respectivo consumo de aire y el factor de utilización previsto. Si no se dispone de los datos de consumo de aire o del factor de utilización, se pueden emplear valores estándar. El factor de utilización de las herramientas puede resultar difícil de calcular; por tanto, los valores de cálculo se deberán comparar con el consumo medido en aplicaciones similares.

Por ejemplo, los grandes consumidores de aire, como amoladoras y máquinas de chorreo de arena, suelen utilizarse durante largos periodos (3–10 minutos) en funcionamiento continuo, a pesar de su bajo factor de utilización global. No se trata en realidad de un funcionamiento intermitente, por lo que es necesario calcular cuántas máquinas se usarán simultáneamente para determinar el consumo de aire total.

La capacidad del compresor se determina esencialmente por el consumo nominal de aire comprimido. El caudal de salida libre del compresor deberá cubrir este consumo. La capacidad de reserva calculada se determina principalmente por el coste de pérdida de producción derivada de un posible fallo de suministro de aire comprimido.

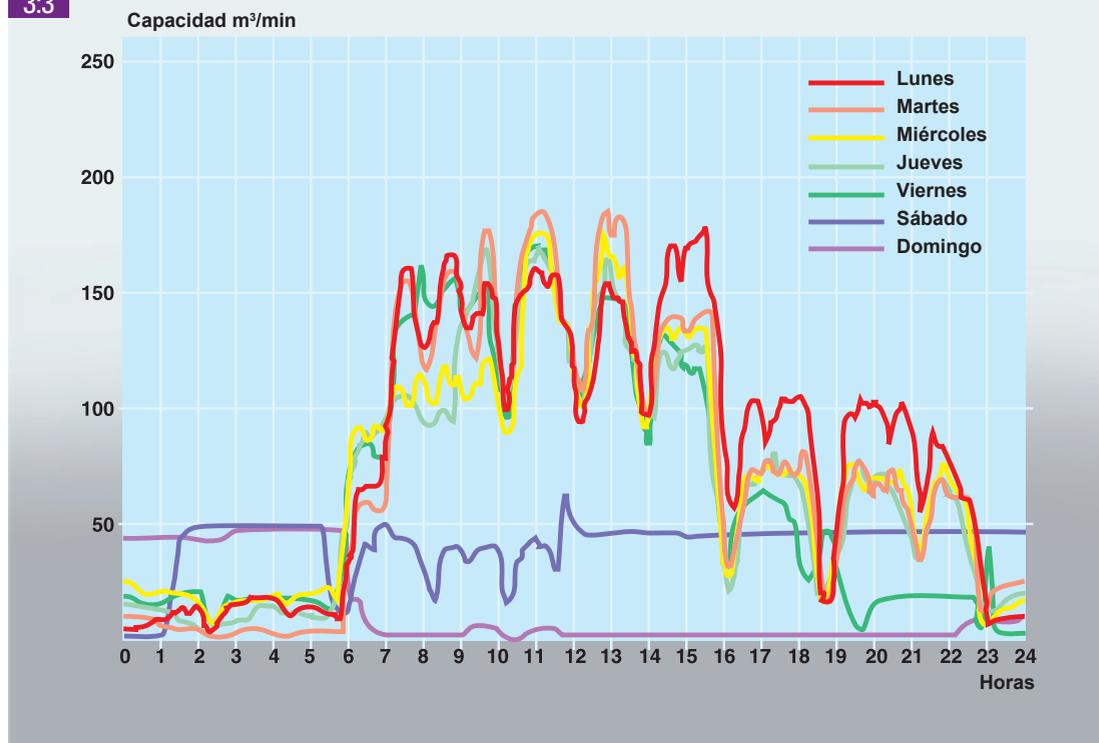
El número de compresores y su tamaño se determinan principalmente por el grado de flexibilidad deseado, el sistema de control y la eficiencia energética. En instalaciones con un solo compresor (debido a restricciones de costes), el sistema se puede preparar para conectar rápidamente un compresor transportable cuando se realice el mantenimiento. También se puede emplear un compresor antiguo como fuente de reserva económica.

32



Método de análisis operativo.

3:3



En un análisis operativo se mide continuamente la producción de aire comprimido durante una semana completa.

3.1.1.3 Medición del aire requerido

Un análisis operativo proporciona factores claves sobre las necesidades de aire comprimido y sirve de base para evaluar la cantidad óptima que se debe producir. La mayoría de las empresas industriales están en constante evolución, lo que significa que también cambian sus necesidades de aire comprimido. Por tanto, es importante que el suministro de aire comprimido esté basado en las condiciones existentes, considerando un margen adecuado para una futura ampliación.

Un análisis operativo implica la medición de los datos de funcionamiento, complementado si es posible con un análisis exhaustivo de una instalación de aire comprimido semejante durante un período de tiempo adecuado. Las mediciones deberán realizarse al menos durante una semana en condiciones de funcionamiento normales para obtener unos datos correctos. Los resultados de las mediciones también permiten simular diferentes instalaciones al objeto de averiguar la combinación más favorable.

Al diseñar la instalación también deberán tenerse

en cuenta factores como los tiempos de carga y descarga. Estos datos sirven de base para evaluar el factor de carga y las necesidades de aire comprimido, distribuidas a lo largo de un día o una semana laboral. El factor de carga no se puede deducir simplemente del cuentahoras del compresor.

Un análisis operativo también sirve para calcular la recuperación de energía potencial. Con frecuencia se puede recuperar más del 90% de la energía consumida. Además, el análisis puede dar respuesta a cuestiones relacionadas con el dimensionado y el método de funcionamiento de la instalación. Por ejemplo, en muchos casos se puede determinar si es posible reducir la presión de trabajo en determinados momentos, y el sistema de control se puede modificar para mejorar la utilización de los compresores con los cambios de producción. También es fundamental comprobar si existen fugas.

Para la producción de pequeñas cantidades de aire durante la noche y los fines de semana, hay que pensar si merece la pena instalar un compresor de menor capacidad para cubrir estas necesidades.

3:4

Diámetro de orificio : mm	1	3	5	10
Fugas, (l/s) a 6 bar	1	10	27	105
Pérdida de potencia, KW en el compresor	0,3	3,1	8,3	33

Incluso pequeñas fugas pueden provocar grandes costes y tiempos de parada.

3.1.2 Centralización o descentralización

3.1.2.1 General

La elección entre un compresor grande centralizado o varios pequeños descentralizados para atender unas necesidades específicas de aire comprimido depende de varios factores. Entre los factores que deben tenerse en cuenta figuran el coste de una parada de producción, la disponibilidad garantizada de energía eléctrica, las variaciones de carga, los costes del sistema de aire comprimido y el espacio disponible.

3.1.2.2 Instalaciones centralizadas

En muchos casos, la mejor solución es una instalación centralizada, ya que resulta más económica de operar y mantener que varios compresores distribuidos en lugares distintos. Las salas de compresores se pueden interconectar eficazmente y reducir así el consumo de energía. Una instalación central también supone menos costes de monitorización y mantenimiento así como mejores oportunidades de recuperar energía. Igualmente, para instalar los compresores se necesita menos espacio de suelo. Los filtros, refrigeradores y otros equipos auxiliares así como la entrada de aire común, se pueden dimensionar de forma óptima. También resultará más fácil implantar medidas para reducir el ruido.

Para mejorar la eficiencia, en una instalación central que comprenda varios compresores de tamaño diferente se puede utilizar un control de secuencia. Un único compresor grande puede tener más dificultades a la hora de afrontar grandes variaciones en el consumo de aire comprimido sin

que disminuya su eficiencia.

Por ejemplo, los sistemas que tienen un compresor grande están complementados muchas veces con otros más pequeños para usar durante ciertos períodos, como los turnos de noche o los fines de semana. Otro aspecto que merece la pena considerar es el efecto que el arranque de un motor eléctrico grande tiene en el suministro eléctrico.

3.1.2.3 Instalaciones descentralizadas

Una instalación con varios compresores descentralizados puede ser la opción preferida para ciertas aplicaciones, ya que implica un sistema distribución de aire comprimido más pequeño y más simple. Una desventaja de los compresores descentralizados reside en la dificultad de interregular el suministro de aire comprimido y mantener una capacidad de reserva. Los compresores modernos con equipo de acondicionamiento del aire comprimido totalmente integrado (secadores, filtros, etc) y con una alta insonorización se pueden instalar en el lugar de trabajo, reduciendo así los costes de distribución del aire comprimido y eliminando la necesidad de un edificio separado o una ampliación de la sala de compresores.

Se pueden usar compresores descentralizados para mantener la presión en un sistema que tenga una gran caída de presión si los procesos intermedios consumen temporalmente demasiado aire. Una alternativa con picos extremadamente cortos de consumo de aire consiste en instalar depósitos de aire en lugares estratégicos.

Una máquina o un conjunto de ellas que sean el único consumidor en períodos específicos, se pueden separar de la red y alimentar con su propio compresor descentralizado. La ventaja de esto es que se evita “alimentar” las fugas en las otras partes del sistema y que el compresor se puede adaptar al menor consumo.

3.1.3 Diseño para funcionar a gran altitud

3.1.3.1 General

Tanto la presión como la temperatura ambiente disminuyen con la altura sobre el nivel del mar. Esta menor presión de entrada afecta a la relación de presiones de los compresores y de los equipos conectados, lo que en la práctica influye tanto en el consumo de energía como en el consumo de aire.

3:5

Presión atmosférica

Altura por debajo/ encima del nivel del mar	Presión bar (a)	Temperatura
-1000	1.138	21.5
-800	1.109	20.2
-600	1.080	18.9
-400	1.062	17.6
-200	1.038	16.3
0	1.013	15.0
200	0.989	13.7
400	0.966	12.4
600	0.943	11.1
800	0.921	9.8
1000	0.899	8.5
1200	0.877	7.2
1400	0.856	5.9
1600	0.835	4.6
1800	0.815	3.3
2000	0.795	2.0
2200	0.775	0.7
2400	0.756	-0.6
2600	0.737	-1.9
2800	0.719	-3.2
3000	0.701	-4.5
3200	0.683	-5.8
3400	0.666	-7.1
3600	0.649	-8.4
3800	0.633	-9.7
4000	0.616	-11.0
5000	0.540	-17.5
6000	0.472	-24.0
7000	0.411	-30.5
8000	0.356	-37.0

La tabla muestra la presión y temperatura estandarizadas a diferentes alturas. La presión también depende del tiempo atmosférico y varía aproximadamente en $\pm 5\%$, mientras que la temperatura puede variar de forma considerable en función de la estación del año.

A la vez, los cambios debido a una mayor altitud también afectan a la potencia nominal disponible de motores eléctricos y de motores de combustión. También hay que tener en cuenta cómo influyen las condiciones ambientales en los puntos de consumo. ¿Se necesita un caudal máscico específico (en un proceso) o un caudal volumétrico? ¿Qué se utilizó para el dimensionado: la relación de presiones, la presión absoluta o la presión manométrica? ¿Es importante la temperatura del aire comprimido?

Todos estos factores son decisivos para diseñar una instalación de aire comprimido situada a gran altitud y pueden resultar bastante complejos de calcular. En caso de cualquier duda, el instalador debe ponerse en contacto con el fabricante del equipo.

3.1.3.2 El efecto en un compresor

Para elegir el compresor adecuado cuando las condiciones ambientales son diferentes de las indicadas en la hoja de datos, hay que tener en consideración los siguientes factores:

- Altura sobre el nivel del mar o presión ambiental
- Temperatura ambiente
- Humedad
- Temperatura del refrigerante
- Tipo de compresor
- Fuente de energía

Estos factores afectan principalmente a lo siguiente:

- Máx. presión de trabajo
- Capacidad
- Consumo de energía
- Requisitos de refrigeración

3:6

Tipo de compresor	Reducción por aumento de 1000 m de altitud	
	Aire libre suministrado FAD %	Masa de aire % Caudal normal de aire %
Compresor de tornillo exento de aceite de una etapa	0.3	11
Compresor de tornillo exento de aceite de dos etapas	0.2	11
Compresor de tornillo con inyección de aceite de una etapa	0.5	12
Compresor de pistón de una etapa	5	17
Compresor de pistón de dos etapas	2	13
Compresor centrífugo de múltiples etapas	0.4	12

Efecto de la altitud en el compresor a una presión de trabajo de 7 bar(e) y temperatura ambiente constante. Recuerde que cada tipo de compresor tiene una relación de presiones máxima que no se puede sobrepasar.

3:7

Altura sobre el nivel del mar, metros	Temperatura ambiente, °C					
	<30	30-40	45	50	55	60
1000	107	100	96	92	87	82
1500	104	97	93	89	84	79
2000	100	94	90	86	82	77
2500	96	90	86	83	78	74
3000	92	86	82	79	75	70
3500	88	82	79	75	71	67
4000	82	77	74	71	67	63

Carga permitida en % de la potencia nominal del motor eléctrico.

El factor más importante son las variaciones de presión de entrada con la altura. Un compresor con una relación de presiones de 8,0 a nivel del mar, tendrá una relación de presiones de 11,1 a una altitud de 3000 metros (siempre que no cambie la presión de trabajo de la aplicación). Esto afecta a la eficiencia y por tanto a la potencia requerida. La magnitud del cambio depende del tipo y diseño de compresor, tal y como se detalla en la Figura 3:6.

La temperatura ambiente, humedad y temperatura del refrigerante interactúan y afectan al rendimiento, en diferente medida, de los compresores de una etapa, multietapa, dinámicos o de desplazamiento.

3.1.3.3 Fuente de energía

3.1.3.3.1 Selección de motores eléctricos

En los motores eléctricos, la refrigeración se ve afectada por la menor densidad del aire a gran altitud. Los motores estándar deberían ser capaces de funcionar a una altura de hasta 1000 metros y una temperatura ambiente de 40°C sin que se viesen afectados sus datos nominales. Para grandes altitudes se puede usar la tabla 3:7 como guía para reducir la capacidad de un motor estándar. Recuerde que, en algunos tipos de compresor, la potencia del motor eléctrico disminuye más rápidamente que la

potencia al eje requerida del compresor. Por tanto, cuando un compresor estándar deba funcionar a gran altitud se deberá reducir la presión de trabajo o instalar motor sobredimensionado.

3.1.3.3.2 Selección de motores de combustión interna

Una reducción de la presión ambiental, un aumento de temperatura o una reducción de la humedad hacen que disminuya el contenido de oxígeno en el aire usado para la combustión y por tanto la potencia que se puede extraer del motor. El grado de pérdida de potencia al eje depende del tipo de motor y del método de aspiración (natural o turboalimentación) como se indica en la Figura 3:8. La humedad juega un papel menor (pérdida de potencia de <1% / 1000 m) cuando la temperatura desciende de 30°C.

Observe que la potencia del motor disminuye más rápidamente que la potencia al eje requerida del compresor. Esto significa que para cada combinación de compresor/motor hay una altura de trabajo máxima que usará el margen de potencia completo del motor sobre el compresor para utilización a nivel del mar. En general, los respectivos proveedores deben encargarse de calcular los datos específicos aplicables al compresor, al motor y al equipo que consume el aire.

3:8

Tipo de motor	Reducción de potencia por % cada 1000 m	Reducción de potencia en % por cada 10 °C de aumento de temperatura
Motor con aspiración natural	12	3.6
Motor turboalimentado	8	5.4

Potencia disponible de un motor de combustión en función de la altitud y la temperatura.

3.2 TRATAMIENTO DEL AIRE

3.2.1 General

Es de vital importancia que el aire comprimido sea de la calidad adecuada. Si el producto final toma contacto con aire contaminado, es posible que los costes por rechazos se vuelvan inaceptablemente altos y la solución más barata se convierta rápidamente en la más cara. Es importante que la calidad del aire comprimido corresponda a los requisitos de la producción, e incluso intentar predecir las necesidades futuras.

El aire comprimido puede contener sustancias no deseadas, por ejemplo, agua en forma de gotas o vapor, aceite en forma de gotas o aerosol y polvo. Dependiendo del campo de aplicación del aire comprimido, estas sustancias pueden afectar negativamente a la producción e incluso incrementar los costes. El tratamiento del aire tiene como objetivo producir la calidad del aire comprimido requerida por el consumidor.

Una vez que esté claramente definido el papel del aire comprimido en un proceso será más

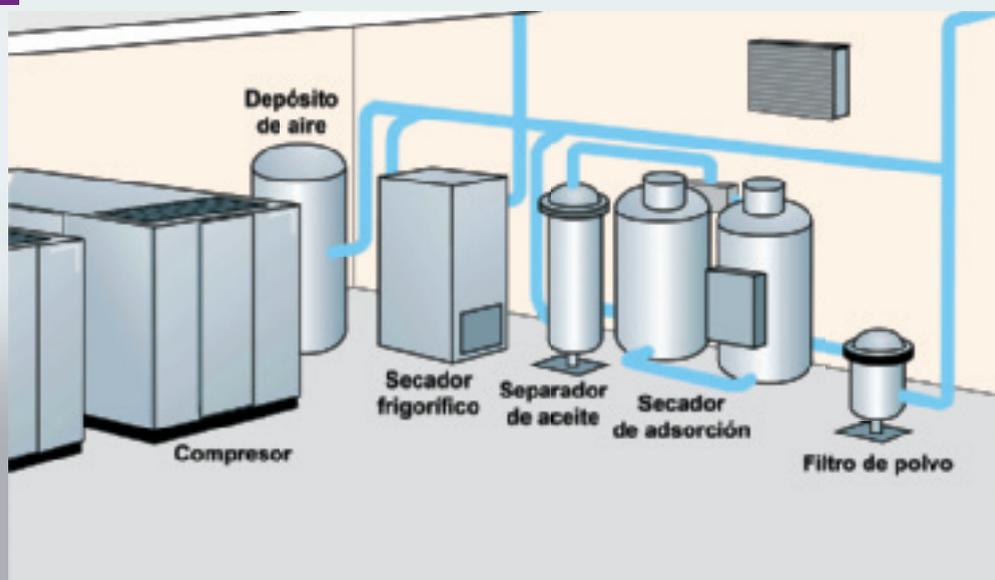
fácil encontrar el sistema que sea más rentable y eficiente para esa situación específica. Entre otras cosas, deberemos establecer si el aire comprimido estará en contacto directo con el producto o si, por ejemplo, se puede aceptar neblina de aceite en el entorno de trabajo. Es necesario un método sistemático para seleccionar el equipo adecuado.

3.2.2 Vapor de agua en el aire comprimido

El aire de la atmósfera contiene siempre humedad en forma de vapor de agua. Lo mismo sucede con el aire comprimido. Esta circunstancia puede ocasionar problemas, como por ejemplo: altos costes de mantenimiento, reducción de la vida útil y deterioro del rendimiento de las herramientas, elevado índice de rechazos en el caso de pintura por pulverización e inyección de plásticos, aumento de las fugas, perturbaciones en el sistema de control y en la instrumentación, reducción de la vida útil de las tuberías debido a la corrosión y, en definitiva, una instalación más cara. El agua se puede separar utilizando refrigeradores posteriores, separadores de condensación, secadores frigoríficos y secadores de adsorción.

Un compresor que funciona con una sobrepresión de 7 bar(e), comprime el aire a 7/8 de su volumen.

3:9



Los componentes principales de una instalación típica de aire comprimido. El equipo de tratamiento del aire determina la calidad del aire comprimido, que puede tener un efecto en la economía de la instalación.

3:10

Clase	Máximo número de partículas por m ³			Agua	Aceite
	Para tamaños de partícula			Máx. presión	Máx. conc.
	0,1 < d ≤ 0,5	0,5 < d ≤ 1,0	1,0 < d ≤ 5,0	Punto de rocío (°C)	(mg/m ³)
0	Como especificó el usuario o suministrador y mas riguroso que clase 1				
1	≤20000	≤400	≤10	-70	0.01
2	≤400000	≤6000	≤100	-40	0.1
3	no especificado	≤90000	≤1000	-20	1
4	no especificado	no especificado	≤10000	+3	5
5	no especificado	no especificado	≤100000	+7	>5
6	0 < c _p ≤ 5			+10	-

c_p = Concentración de masa en mg/m³
Oil

La tabla se ha tomado de ISO 8573-1 (2010).

En paralelo, se reduce en 7/8 la capacidad del aire para retener el vapor de agua. La cantidad de agua que se libera es considerable. Por ejemplo, un compresor de 100 kW que aspira aire a 20°C con una humedad relativa del 60% desprenderá alrededor de 85 litros de agua durante un turno de 8 horas. Por consiguiente, la cantidad de agua a separar depende de la aplicación del aire comprimido. A su vez, esto determina la combinación adecuada de refrigeradores y secadores.

3.2.3 Aceite en el aire comprimido

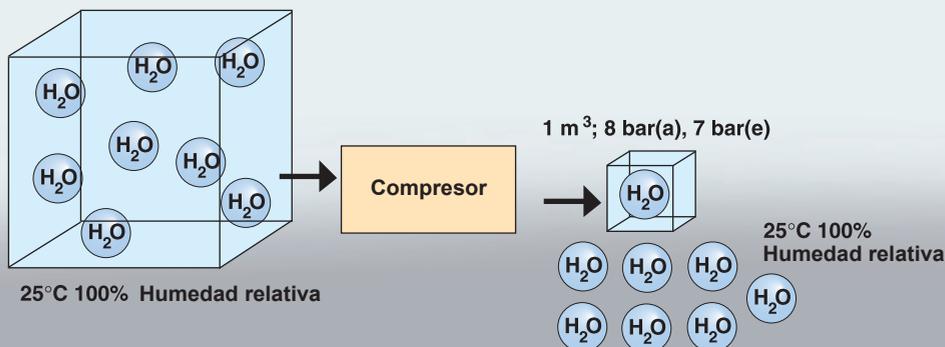
La cantidad de aceite en el aire comprimido depende de varios factores, como el tipo de compresor, diseño, edad de la instalación y condiciones de trabajo. En este aspecto, hay dos diseños principales de compresor: los que funcionan con lubricante

en la cámara de compresión y los que no usan lubricante. En los compresores lubricados, el aceite participa en el proceso de compresión y acompaña al aire comprimido, totalmente o en parte. Pero en los modernos compresores de pistón y tornillo, la cantidad de aceite es muy limitada. Por ejemplo, en un compresor de tornillo lubricado, el contenido de aceite en el aire es menor de 3 mg/m³ a 20°C. Este contenido se puede reducir aún más con filtros multietapa. Si se elige esta solución, es importante tener en cuenta los requisitos de calidad, los riesgos y los costes de energía.

3.2.4 Microorganismos en el aire comprimido

Más del 80% de las partículas que contaminan el aire comprimido tienen un tamaño inferior a

3:11



Un compresor que funciona a una presión manométrica de 7 bar(e), comprime el aire a 1/8 de su volumen.

2 μm , por lo que pueden pasar fácilmente a través del filtro de aspiración del compresor. Desde este punto, las partículas se dispersan a través de la tubería y se mezclan con el agua, los residuos de aceite y los depósitos acumulados. Esto puede provocar el crecimiento de microorganismos. Un filtro situado directamente después del compresor puede eliminar estos riesgos. Sin embargo, para obtener aire comprimido puro hay que tener pleno control del crecimiento bacteriano después del filtro.

La situación se complica más debido a que los gases y aerosoles se pueden concentrar en gotas (por concentración o carga eléctrica) incluso después de pasar por varios filtros. Los microorganismos germinan a través de las paredes del filtro, por lo que existen en las mismas concentraciones en los lados de entrada y salida del mismo.

Los microorganismos son extremadamente pequeños e incluyen bacterias, virus y bacteriófagos. Normalmente, las bacterias tienen un tamaño de 0,2 μm a 4 μm , y los virus de 0,3 μm a 0,04 μm . Los contaminantes de menos de 1 μm de diámetro, incluidos los microorganismos, pueden pasar fácilmente por el filtro de aspiración del compresor. A pesar de su tamaño, estos microorganismos representan un problema grave

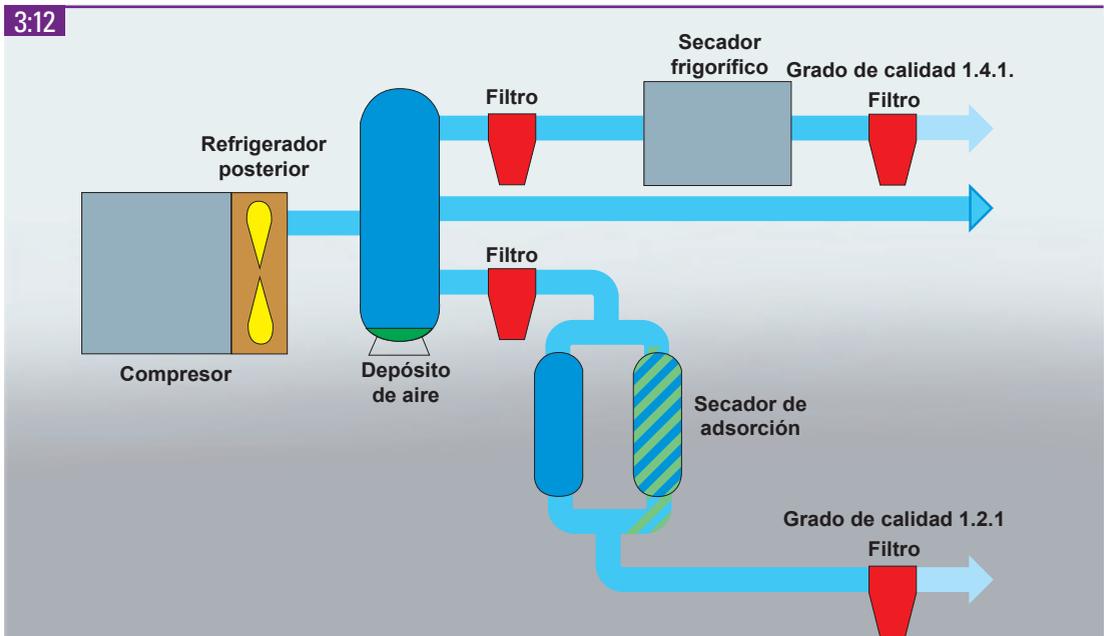
en muchas industrias, ya que pueden multiplicarse libremente en las condiciones adecuadas. Las investigaciones han descubierto que los microorganismos proliferan en sistemas de aire comprimido sin secar y con una elevada humedad relativa (100%).

El aceite y otros contaminantes actúan como nutrientes que favorecen el crecimiento de microorganismos. El tratamiento más eficaz consiste en secar el aire hasta una humedad relativa de <40% (se puede lograr con cualquier tipo de secador) e instalar un filtro estéril en el sistema. El filtro estéril se debe montar en una carcasa que permita la esterilización por vapor in-situ o que pueda abrirse fácilmente. La esterilización debe realizarse con frecuencia para mantener una buena calidad del aire.

3.2.5 Filtros

Los filtros de fibra modernos son muy eficaces para eliminar el aceite. Sin embargo, es difícil controlar con precisión la cantidad de aceite que queda en el aire después de filtrarlo, ya que la temperatura, entre otros factores, tiene un efecto importante en el proceso de separación. La eficiencia del filtro también se ve afectada por la concentración de aceite en el aire comprimido y por la cantidad de

3:12



Esquema de una instalación que puede suministrar aire comprimido en diferentes grados de calidad de acuerdo con ISO 8573-1.

agua libre. Los datos indicados en la especificación del filtro se refieren siempre a una temperatura del aire específica, normalmente 21°C. Esto corresponde aproximadamente a la temperatura después de un compresor refrigerado por aire funcionando a una temperatura ambiente de 10°C. No obstante, los cambios climáticos y estacionales pueden originar variaciones de temperatura que afectarán, a su vez, a la capacidad de separación del filtro.

Para lograr los mejores resultados, el aire debe estar lo más seco posible. Los filtros de aceite, de carbón activado y los filtros estériles no ofrecen buenos resultados si hay agua libre en el aire (las especificaciones del filtro no rigen en estas condiciones). Los filtros de fibra sólo pueden eliminar aceite en forma de gotitas o aerosoles. El vapor de aceite se debe eliminar usando un filtro de carbón activado. Un filtro de fibra correctamente instalado, junto con un prefiltro adecuado, puede reducir la cantidad de aceite en el aire comprimido hasta aproximadamente 0,01 mg/m³. Un filtro de carbón activado puede reducir la cantidad de aceite a 0,003 mg/m³.

El carbón activado cubre una gran superficie interna. Puede absorber del 10 al 20% de su propio peso en aceite.

Por tanto, un filtro recubierto de polvo de carbón activado sólo contiene una pequeña cantidad de dicho polvo. Esto limita su vida útil, y su uso está restringido a 20°C. Los filtros de carbón activado granular contienen una gran cantidad de carbón activado. Esto hace que resulten más adecuados para muchas aplicaciones (incluso a altas temperaturas) y mantienen una larga vida útil.

La temperatura del aire influye en esta vida de servicio. La cantidad de vapor de aceite aumenta exponencialmente con la temperatura. Los filtros de carbón activado deben contener la cantidad apropiada de carbón y estar diseñados para crear la menor caída de presión posible. Sólo eliminan la contaminación del aire en forma de vapor y deben ir precedidos de otros filtros apropiados. Para conseguir un efecto óptimo, los filtros también deben colocarse lo más cerca posible de la aplicación en cuestión. Además, se deben comprobar con regularidad y sustituir a los intervalos adecuados. Un compresor exento de aceite elimina la necesidad de filtros de aceite. Esto significa que puede funcionar a menor presión de descarga, reduciendo así el consumo de energía. Se ha comprobado, en

muchos casos, que los compresores exentos de aceite son la mejor solución, tanto desde el punto de vista económico como de calidad del aire.

3.2.6 Refrigerador posterior

Tras la compresión, el aire está caliente, generalmente a una temperatura de 70–200°C. Para reducir esta temperatura se emplea un refrigerador posterior que, a su vez, también reduce el contenido de agua. En la actualidad, este refrigerador se suele incluir como equipamiento estándar en cualquier instalación de compresor. El refrigerador posterior se debe colocar siempre directamente después del compresor. El intercambiador de calor enfría el aire caliente y después precipita, lo más rápidamente posible, la mayor parte del agua condensada, que de lo contrario fluiría al sistema. El refrigerador posterior puede ser enfriado por agua o por aire, y está dotado generalmente de un separador de humedad con purga automática.

3.2.7 Separador de humedad

La mayoría de las instalaciones de compresores tienen un refrigerador posterior y un separador de humedad, para separar la mayor cantidad posible de agua condensada del aire comprimido. Con la elección y el tamaño adecuados del separador de agua, se puede conseguir una eficiencia del 80-90%. El agua restante sigue con el aire comprimido hasta el depósito en forma de condensado.

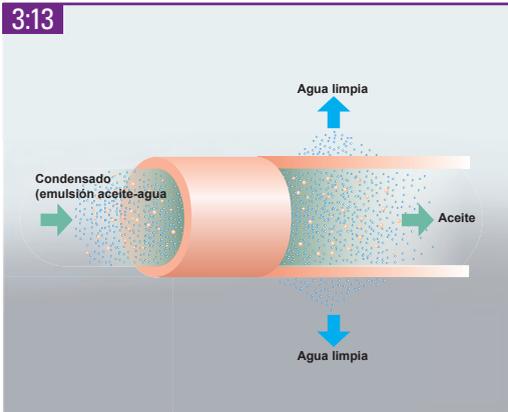
3.2.8 Separación de aceite / agua

El aceite en forma de gotitas se separa parcialmente en un refrigerador posterior, un separador de condensación o un grifo de purga, y sigue a través del sistema con el agua condensada. Esta emulsión de aceite/agua está clasificada, desde el punto de vista medioambiental, como aceite usado y no se debe verter en el sistema de alcantarillado ni directamente en la naturaleza.

Cada vez surgen leyes nuevas y más rigurosas sobre la gestión de residuos peligrosos para el medioambiente. El drenaje y la recogida de los condensados son complejos y costosos.

Una solución fácil y económica para este problema consiste en instalar un separador de aceite/agua, por ejemplo, con un filtro de membrana que produzca un agua de drenaje limpia y depositar el aceite en un depósito especial.

3:13



Principio de funcionamiento de un filtro de membrana para separación de aceite. La membrana deja pasar las moléculas pequeñas (agua limpia), mientras que las moléculas de mayor tamaño (aceite) permanecen en el sistema y se pueden recoger en un contenedor.

3.2.9 Aire medicinal

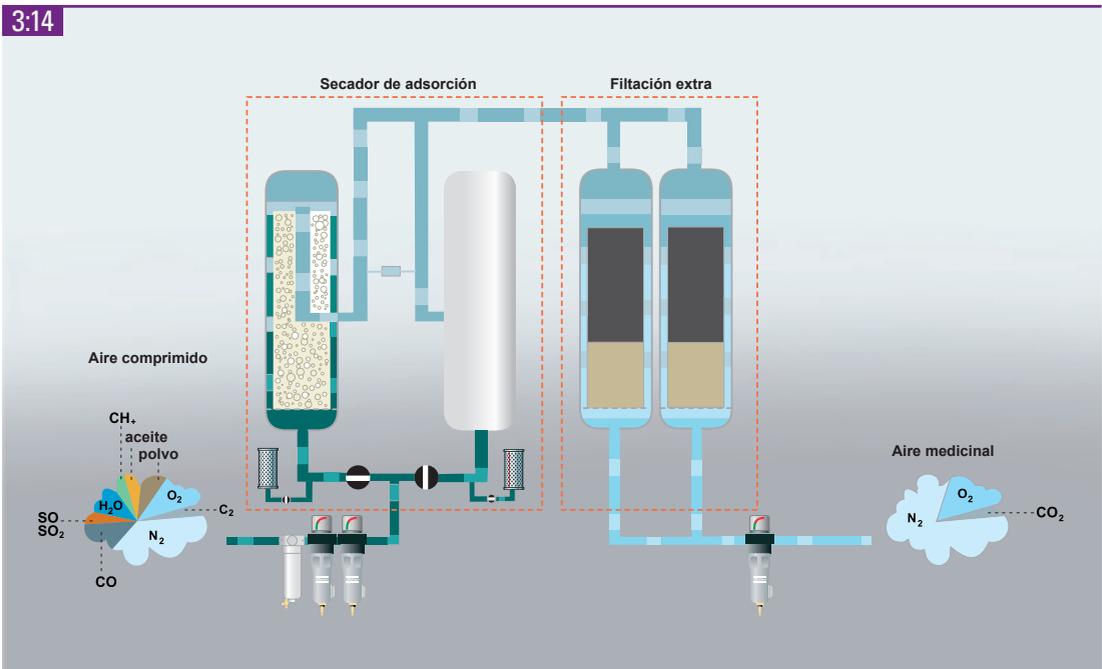
Además de los requisitos normales de pureza del aire, hay aplicaciones especiales que requieren un grado incluso mayor de purificación. Para muchas industrias es esencial un aire de alta calidad, pero en ningún sitio es tan literalmente cierto como en el sector médico. La pureza del aire medicinal

destinado a pacientes debe estar 100% garantizada. Sin embargo, el aire aspirado del entorno para producir aire medicinal, especialmente en ciudades o zonas industriales, rara vez es de suficiente calidad.

La filtración del aire medicinal consta de varias etapas de purificación. Utilizando un separador de agua y dos filtros coalescentes, se eliminan contaminantes como el agua, partículas y gotas de aceite antes de que el aire entre en el secador de adsorción regenerado en frío. Este secador reduce el punto de rocío hasta -40°C , que es la temperatura establecida para uso medicinal.

Tras circular por el secador de adsorción, el aire pasa por una etapa de filtración adicional que tiene una doble función. El carbón activado (consulte la sección 3.2.5) reduce los vapores y olores de aceite a niveles inocuos y un catalizador convierte en dióxido de carbono las concentraciones excesivas de óxido de carbono. En esta etapa de filtración, también se reducen al mínimo absoluto los contaminantes de óxido de azufre y óxido de nitrógeno. En la etapa final, un filtro de partículas elimina el polvo que pueda haber sido introducido en el aire por el secador o la unidad de filtración adicional. Los requisitos del sector médico son diferentes para cada país y se rigen por la legislación local.

3:14



Esquema de una instalación que suministra aire medicinal.

3.3 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

3.3.1 Compresores refrigerados por agua

3.3.1.1 General

Cuanto más aire comprimido se enfríe en un refrigerador intermedio y un refrigerador posterior, mayor será la eficiencia energética del compresor y la cantidad de vapor de agua condensada. Una instalación refrigerada por agua impone menos requisitos del sistema de ventilación de la sala de compresores, ya que el agua de refrigeración puede absorber alrededor del 90% de la energía consumida. El sistema de agua de refrigeración de un compresor puede basarse en uno de tres principios fundamentales: sistemas abiertos sin recirculación de agua (conectados a un suministro de agua externo), sistemas abiertos con recirculación de agua (torre de refrigeración) y sistemas cerrados con recirculación de agua (incluyendo un intercambiador de calor/radiador externo).

3.3.1.2 Sistema abierto sin circulación de agua

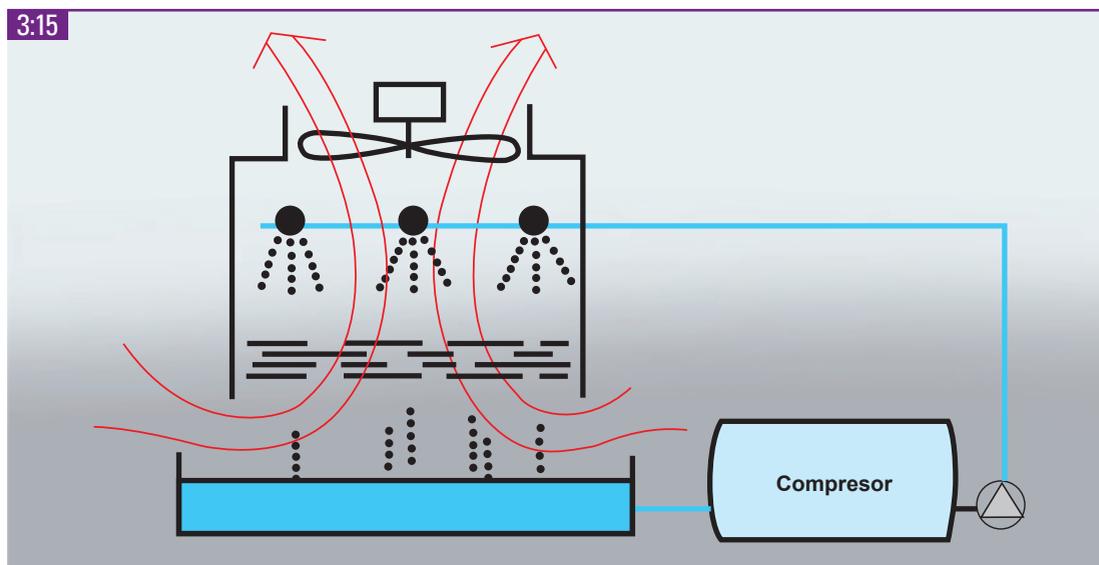
En un sistema abierto sin circulación de agua, ésta se suministra desde una fuente externa: la

red municipal, un lago, un arroyo o un pozo, y tras pasar por el compresor se descarga como agua residual. El sistema deberá estar controlado por un termostato para mantener la temperatura deseada del aire así y regular el consumo de agua.

Generalmente, la instalación de un sistema abierto es fácil y económica, aunque cara en su funcionamiento, especialmente si el agua de refrigeración se toma de la red municipal. El agua de un lago o de un arroyo suele ser gratuita, pero se debe filtrar y purificar para limitar el riesgo de que se obstruya el sistema de refrigeración. Además, el agua rica en cal puede formar escamas en los refrigeradores y deteriorar gradualmente la capacidad de refrigeración. Lo mismo es válido para el agua salobre que, no obstante, puede utilizarse si el sistema se ha diseñado y dimensionado correctamente.

3.3.1.3 Sistema abierto, con recirculación de agua

En un sistema abierto con recirculación, el agua de refrigeración del compresor se enfría en una torre abierta, mediante pulverización y salpicadura sobre una gran superficie (relleno), a la vez que, en sentido contrario, circula el aire ambiente de forma natural o generalmente forzada o inducida. Como resultado, una parte se evapora y el resto se enfría 2°C por debajo de la temperatura ambiente o hasta una temperatura entre 5-6°C sobre la temperatura húmeda (en función de la temperatura



Sistema de refrigeración abierto con circulación de agua.

y de la humedad relativa). Los sistemas abiertos con recirculación se usan principalmente cuando la disponibilidad de agua externa es limitada. Su desventaja es que el agua se contamina gradualmente con el aire circundante. El agua evaporada se debe reemplazar continuamente con agua externa. Las sales solubles se depositan en las superficies metálicas calientes, reduciendo la capacidad de transferencia térmica de la torre. El agua se debe analizar con regularidad y tratar con productos químicos para evitar el crecimiento de algas. Durante el invierno, cuando el compresor no funciona, la torre se debe vaciar o calentar el agua para evitar su congelación.

3.3.1.4 Sistema cerrado

En un sistema de refrigeración cerrado, el mismo agua circula continuamente entre el compresor y el intercambiador de calor externo. A su vez, este intercambiador se enfría por medio de un circuito de agua externo o por el aire circundante. Cuando el agua se enfría usando otro circuito de agua, se utiliza un intercambiador de calor plano.

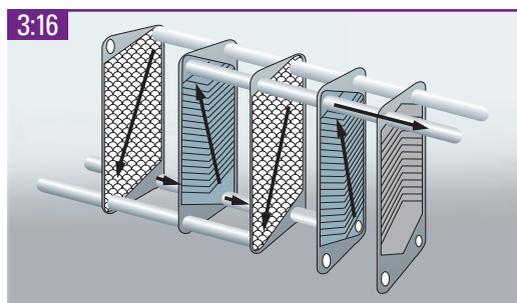
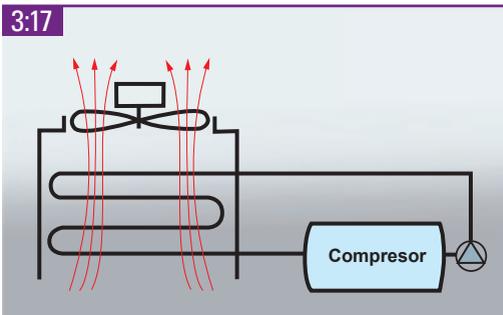


Ilustración de un intercambiador de calor plano. Los intercambiadores de calor planos son fáciles de limpiar, lo cual permite enfriar indirectamente el compresor usando agua de lago o de arroyo.

Cuando se enfría con el aire circundante, se emplea una matriz de refrigeración consistente en tubos y aletas. Uno o varios ventiladores fuerzan la ventilación del aire circundante a través de los tubos y las aletas. Este método es adecuado cuando la disponibilidad de agua de refrigeración es limitada. La capacidad de refrigeración de un circuito abierto o cerrado es aproximadamente la misma, es decir, el agua del compresor se enfría a 5°C por encima de la temperatura del refrigerante. Si el agua se enfría con el aire circundante, se debe añadir un anticongelante, por ejemplo, glicol. El



En sistemas cerrados con líquidos refrigerantes como agua/glicol, aceite, etc., se puede usar a menudo un intercambiador de calor simple enfriado por aire. En ambientes agresivos o con líquidos agresivos, se emplean refrigeradores de acero inoxidable o titanio.

sistema cerrado se llena con agua pura y blanda. Cuando se añade glicol, hay que recalcular el caudal de agua del sistema del compresor, ya que el tipo y la concentración de glicol afectan a la capacidad térmica y la viscosidad del agua.

También es importante limpiar a fondo el sistema completo antes de llenarlo por primera vez. Un sistema de agua cerrado correctamente implantado precisa muy poca supervisión y tiene unos costes de mantenimiento bajos. En las instalaciones donde el agua de refrigeración sea potencialmente corrosiva, el refrigerador debe ser de un material resistente a la corrosión, como Incoloy.

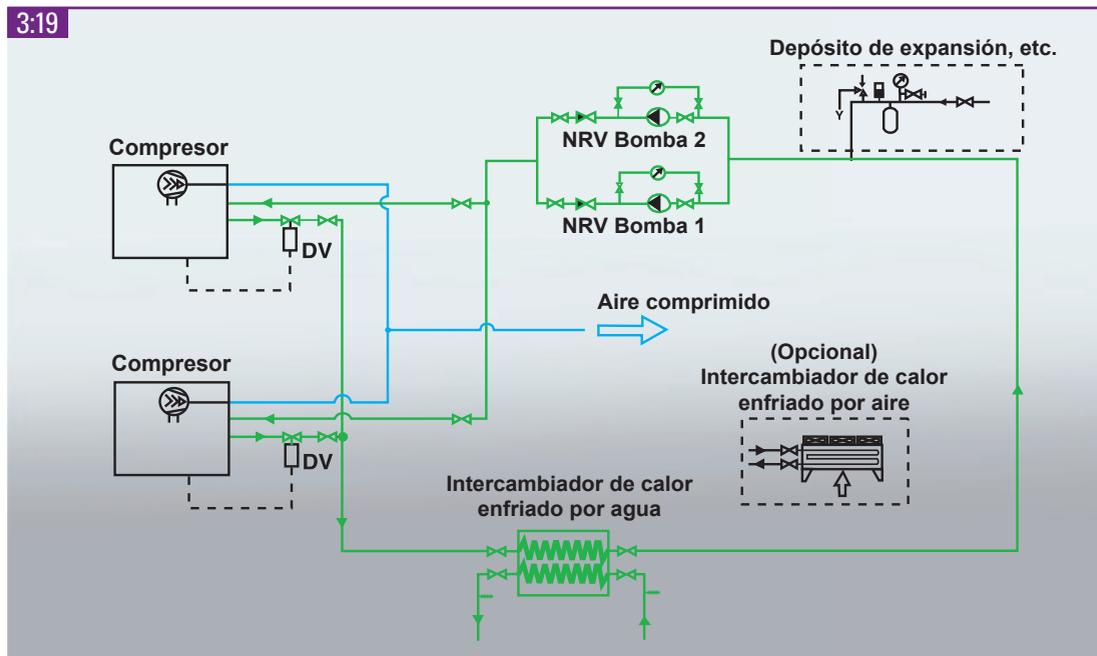
3.3.2 Compresores refrigerados por aire

La mayoría de los modernos paquetes compresores Pack también están disponibles en versión refrigerada por aire, de modo que la ventilación

Punto de congelación °C	Mezcla de glicol %	Capacidad térmica específica kJ/kg x K
-10	23	3.850
-15	30	3.650
-20	37	3.450
-25	43	3.350
‡ 0	0	4.190

El agua debe estar protegida de la congelación a bajas temperaturas. Recuerde que podría ser necesario aumentar el tamaño del refrigerador, ya que una mezcla de agua/glicol, por ejemplo, tiene una capacidad térmica menor que el agua pura.

3:19



Esquema de un sistema de refrigeración cerrado. El intercambiador de calor se puede enfriar con agua o aire.

forzada en el interior del paquete compresor puede extraer compresor contiene cerca del 100% de la energía consumida por el motor eléctrico.

3.4 RECUPERACIÓN DE ENERGÍA

3.4.1 General

Cuando el aire se comprime, se forma calor. La energía térmica se extrae y se convierte en calor antes de que el aire comprimido se distribuya en el sistema de tuberías. Hay que asegurarse de que la capacidad de refrigeración sea suficiente y fiable para cada instalación de aire comprimido. Para la refrigeración se puede emplear el aire exterior o un sistema de agua, como la red municipal, agua de arroyo o agua de proceso, en un sistema abierto o cerrado.

Muchas instalaciones de aire comprimido ofrecen grandes posibilidades de ahorro, frecuentemente desaprovechadas, en forma de recuperación de energía del agua de refrigeración. En las grandes industrias, los costes de energía pueden ascender al 80% del

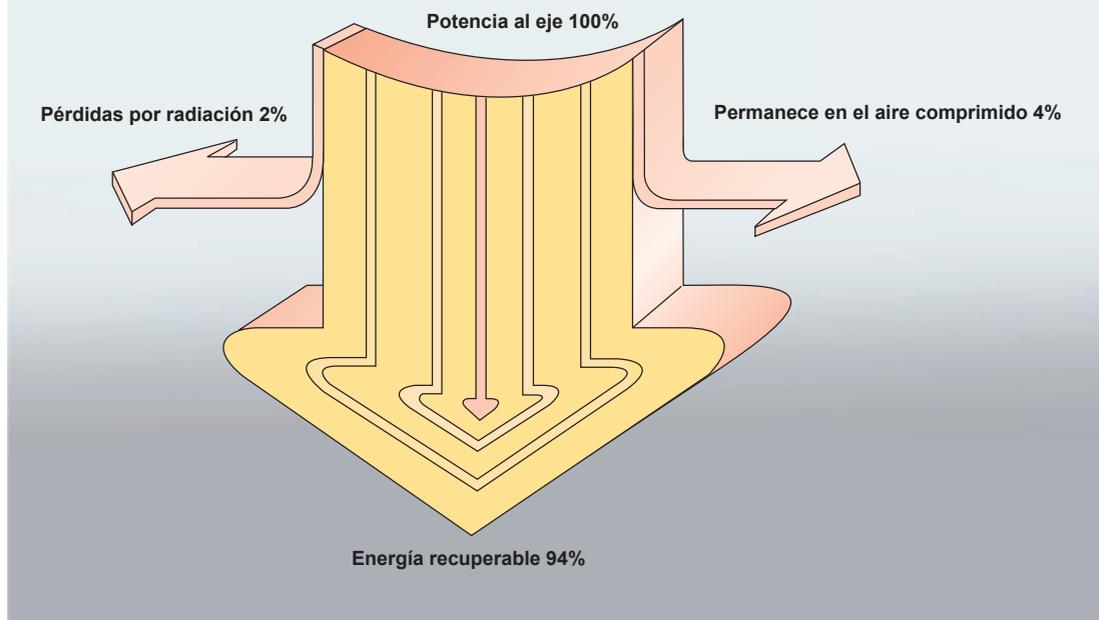
coste total de producción del aire comprimido. Por ejemplo, es posible recuperar hasta el 94% de la energía suministrada al compresor en forma de agua a 90°C en el caso de compresores de tornillo exentos de aceite. Este hecho pone de manifiesto que las medidas de ahorro proporcionan un rápido e importante retorno de la inversión.

Una planta de compresores de una gran empresa que consume 500 kW durante 8.000 horas de funcionamiento al año representa un consumo de energía anual de 4 millones de kWh. Las posibilidades de recuperar este calor residual a través de aire o agua caliente son reales.

El retorno de la inversión en recuperación de energía es normalmente de 1–3 años. Cuanto más constante sea el nivel de temperatura en un sistema de refrigeración cerrado, mejores serán las condiciones de funcionamiento, la fiabilidad y la vida de servicio de la instalación. Los países nórdicos son en cierto modo precursores en esta materia y la recuperación de energía es práctica habitual desde hace mucho tiempo en las instalaciones de compresores.

La mayoría de los compresores de tamaño mediano a grande de los principales fabricantes están adaptados para integrar equipos estándar de recuperación de calor residual.

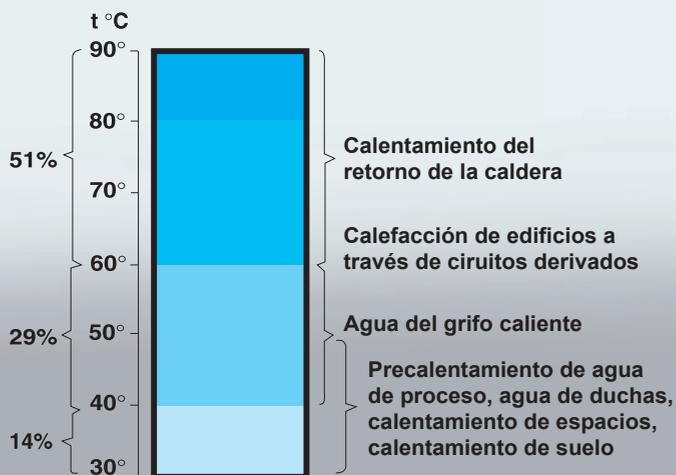
3:20



Como el calor es el subproducto inevitable de la compresión, se puede recuperar energía en forma de agua caliente desde el sistema de refrigeración del compresor.

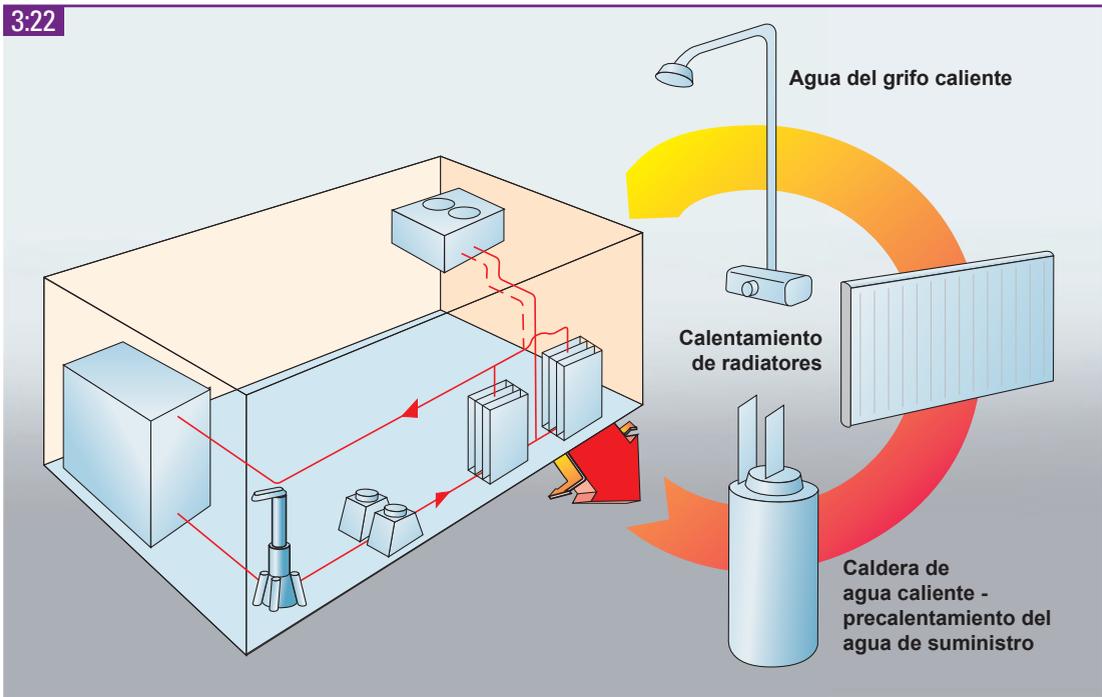
3:21

Agua de refrigeración y su utilización



El diagrama ilustra algunas de las áreas de aplicación típicas de recuperación de energía utilizando el agua de refrigeración del compresor. El grado de recuperación es mayor en los niveles más altos de temperatura.

3:22



Cada instalación de compresores tiene un gran potencial de recuperación de energía. En el caso de compresores de tornillo exentos de aceite de gran capacidad, se puede recuperar hasta el 95% de la energía suministrada.

3.4.2 Cálculo del potencial de recuperación

Las leyes de la física establecen que casi toda la energía suministrada a una instalación de compresores se convierte en calor. Cuanta más energía se pueda recuperar y usar en otros procesos, mayor será la eficiencia global del sistema. Es posible calcular fácilmente la cantidad de calor que se puede recuperar mediante la fórmula:

Energía recuperada en kWh/año:

$$W = [(K_1 \times Q_1) + (K_2 \times Q_2)] \times T_R$$

$$\text{Ahorros por año: (€)} = W \times \frac{e_p}{\eta}$$

T_R = Tiempo demanda de energía recuperada (horas/año)

K_1 = Parte de TR con compresor en carga (horas/año)

K_2 = Parte de TR con compresor en descarga (horas/año)

Q_1 = Energía disponible en el refrigerante con el compresor en carga (kW)

Q_2 = Energía disponible en el refrigerante con el compresor en descarga (kW)

e_p = Nivel de precio de la energía (€/kWh)

η = Eficiencia normal de la fuente de calor (%)

En muchos casos, el grado de recuperación de calor puede ser superior al 90%, si la energía que se obtiene al refrigerar la instalación de compresores se puede utilizar eficazmente. El funcionamiento del sistema de refrigeración, la distancia al punto de consumo y el grado y continuidad de la demanda de calor, son factores decisivos.

En el caso de un gran flujo térmico, no se debería ignorar la posibilidad de vender la energía térmica recuperada. El proveedor de energía eléctrica es un cliente potencial y se podría negociar con relativa facilidad la inversión, el pedido y la entrega. También existe una oportunidad de ahorro coordinando la recuperación de energía de varios procesos.

3:23

Energía recuperable			
FAD m ³ /min	Flujo termico kW	Ahorro con 2000 horas func./año kWh/año	Aceite E01 m ³ /año
6.4	34	68 000	10.0
7.4	40	80 000	11.8
11.4	51	102 000	15.0
14.0	61	122 000	17.9
18.7	92	184 000	27.1
21.6	109	218 000	32.1
23.2	118	236 000	34.7
27.9	137	274 000	40.3
34.8	176	352 000	51.8
43.1	215	430 000	63.2
46.9	235	470 000	68.1
46.5	229	458 000	67.4
51.3	253	506 000	74.7
56.9	284	568 000	83.5
62.9	319	638 000	93.8
69.7	366	732 000	108
75.4	359	718 000	106
83.2	392	784 000	115
103.6	490	980 000	144
124.5	602	1 200 000	177

Ejemplo de potencial de recuperación de compresores.

3.4.3 Métodos de recuperación

3.4.3.1 General

Los sistemas de recuperación de energía de las instalaciones de aire comprimido no siempre aportan calor cuando se necesita, y muchas veces tampoco en cantidades suficientes. La cantidad de energía recuperada variará con el tiempo, por ejemplo, si el compresor tiene una carga variable. Para que la recuperación sea factible, es necesaria una demanda de energía térmica equivalente relativamente estable. La energía térmica recuperada se aprovecha mejor como energía complementaria, de modo que pueda utilizarse siempre que esté funcionando el compresor.

3.4.3.2 Sistema refrigerado por aire

Las opciones para los compresores refrigerados por aire, que producen un gran caudal de aire caliente

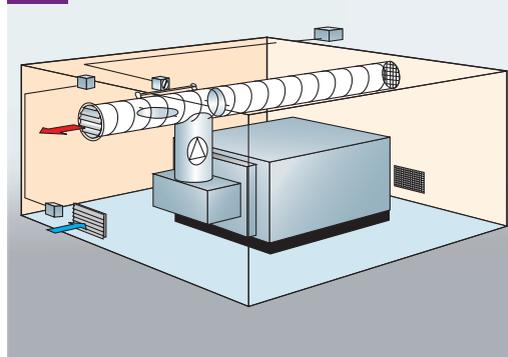
con una temperatura relativamente baja, son la calefacción directa de edificios o el intercambio de calor con una batería de precalentamiento. El aire de refrigeración calentado se distribuye entonces con uno o varios ventiladores.

Cuando los edificios no necesitan calor, el aire caliente se debe evacuar a la atmósfera. Un factor restrictivo es la distancia entre los compresores y el edificio a calentar. Dicha distancia debe ser limitada (preferiblemente entre edificios colindantes). Además, la posibilidad de calefacción puede estar limitada a los períodos fríos del año. La recuperación de energía del aire de refrigeración es más común en compresores de tamaño pequeño a mediano. La recuperación del calor residual del sistema de refrigeración por aire de un compresor produce pequeñas pérdidas en la distribución y requiere poca inversión.

3.4.3.3 Sistema refrigerado por agua

El agua de refrigeración de un compresor con una temperatura de hasta 90° puede complementar un sistema de calefacción con agua caliente. Si el agua caliente se usa para lavado, limpieza o duchas, se seguirá necesitando una caldera normal de carga base. La energía recuperada del sistema de aire comprimido forma una fuente

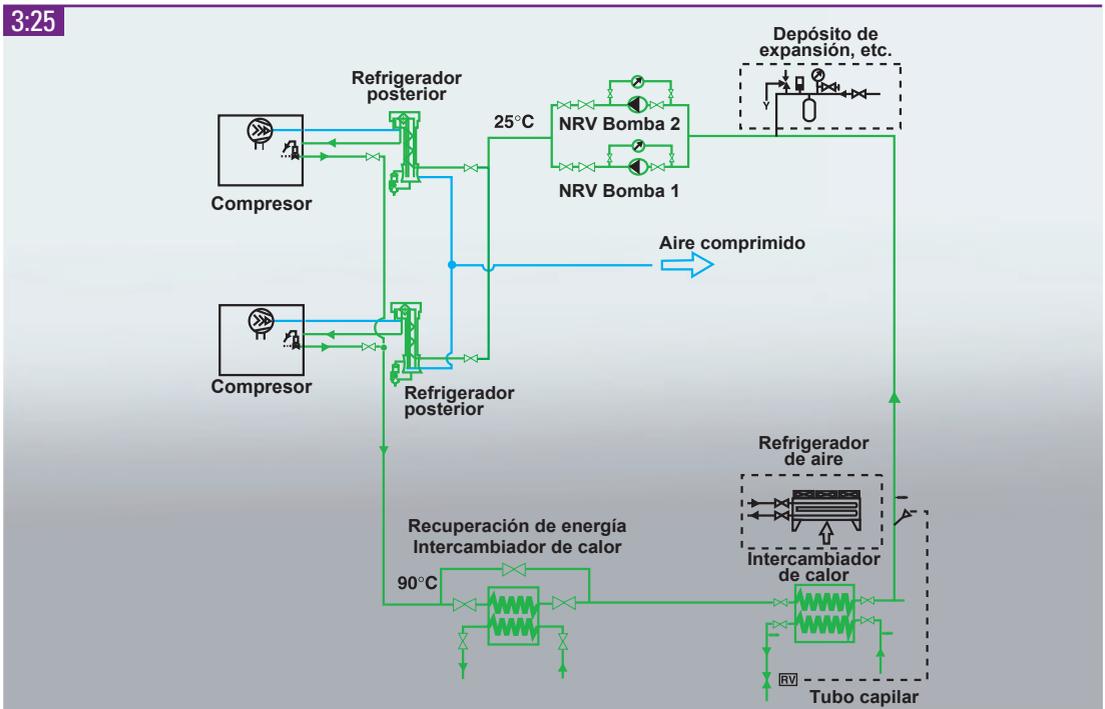
3:24



Recuperación de energía de un compresor refrigerado por aire.

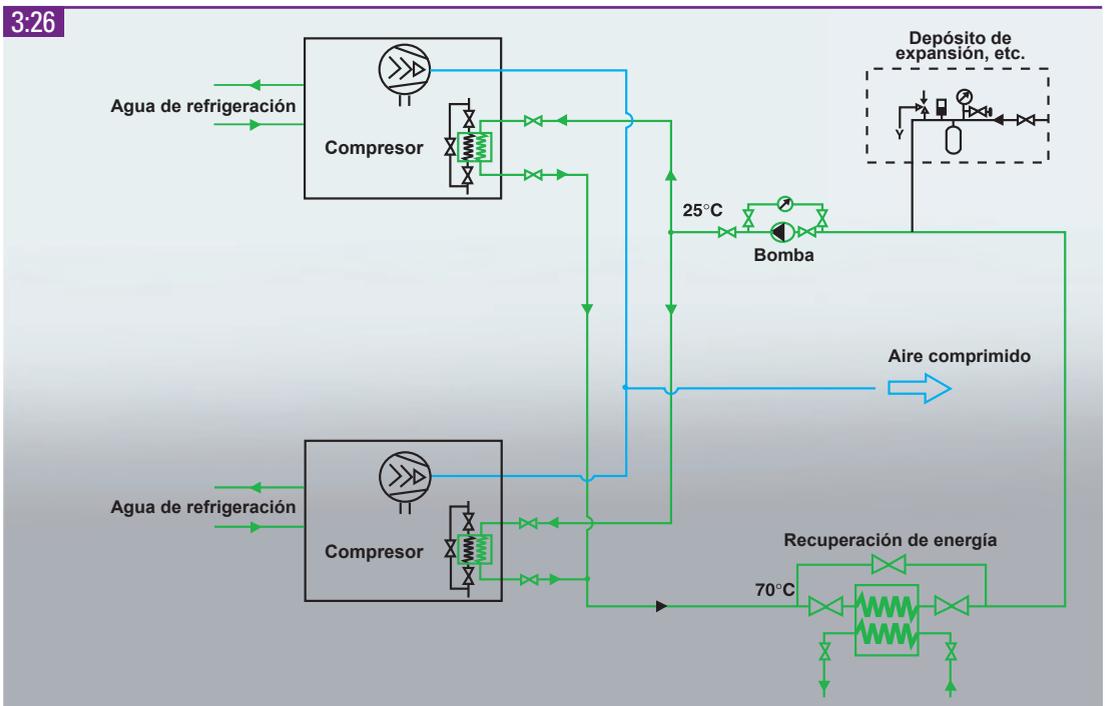
de calor suplementaria que reduce la carga sobre la caldera, ahorra combustible de calefacción y podría permitir el uso de una caldera más pequeña. Los requisitos para recuperar energía de los compresores varían en función del tipo de compresor. Los compresores exentos de aceite estándar son fáciles de modificar para recuperación

3:25



Ejemplo de recuperación de energía del agua de refrigeración de un compresor de tornillo exento de aceite.

3:26



Ejemplo de recuperación de energía del agua de refrigeración de un compresor de tornillo lubricado con aceite. El intercambiador de calor con sistema de regulación está integrado en el compresor.

de energía. Este tipo de compresor es ideal para su integración en un sistema de calefacción por agua caliente, ya que proporciona la temperatura del agua (90°C) necesaria para una recuperación de energía eficiente. En los compresores lubricados, el aceite, que participa en el proceso de compresión, es un factor que limita las posibilidades de alcanzar unas temperaturas elevadas del agua de refrigeración.

En los compresores centrífugos, los niveles de temperatura son generalmente más bajos debido a la menor relación de presiones por etapa de compresión, lo que limita el grado de recuperación.

La recuperación de energía del agua de refrigeración es más adecuada para compresores con una potencia del motor eléctrico superior a 10 kW. La recuperación de energía del agua de refrigeración requiere una instalación más compleja que la recuperación de energía del aire de refrigeración. El equipo básico consta de bombas, intercambiadores de calor y válvulas de regulación. Con la recuperación de energía del agua de refrigeración, el calor también se puede distribuir a grandes distancias con tuberías de un diámetro relativamente pequeño (40-80 mm) sin unas pérdidas significativas. La alta temperatura inicial del agua permite usar la energía residual para elevar la temperatura del agua de retorno de la caldera. Por tanto, la fuente de calentamiento normal se puede desconectar periódicamente y sustituir por el sistema de recuperación de calor residual del compresor. En la industria de proceso, el calor residual de los compresores también se puede usar para elevar la temperatura del proceso.

Con compresores de tornillo lubricados con aceite y refrigerados por aire también es posible instalar un sistema de recuperación de energía del agua de refrigeración. Para ello se necesita un intercambiador de calor en el circuito de aceite; el sistema proporcionará agua a unas temperaturas (50° - 60°) menores que con los compresores exentos de aceite.

3.5 LA SALA DE COMPRESORES

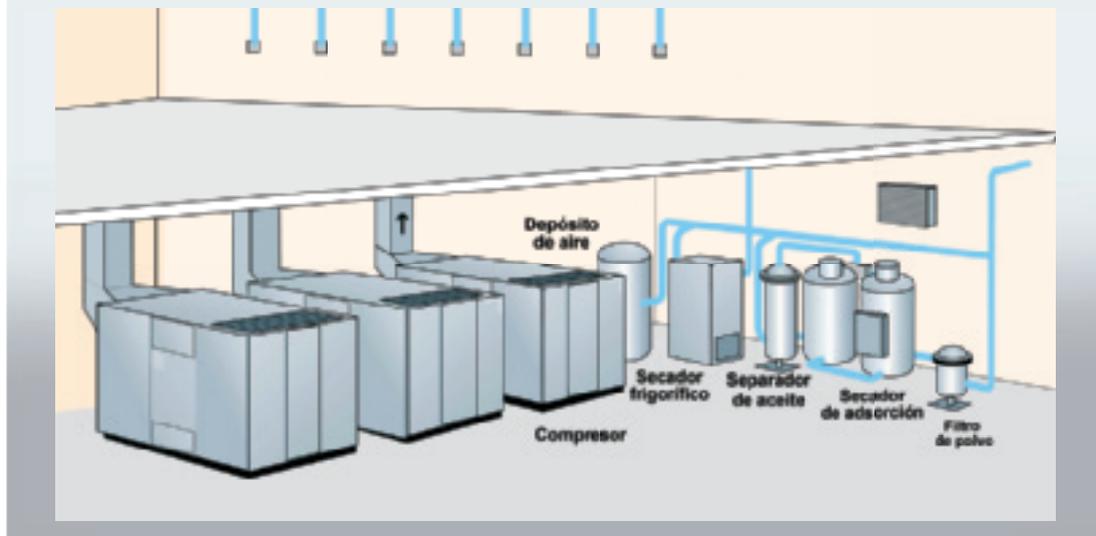
3.5.1 General

No hace mucho tiempo, la adquisición de un compresor implicaba la compra del motor eléctrico, el equipo de arranque, el refrigerador posterior, los filtros de aspiración, etc. Asimismo, el cliente tenía que examinar a fondo los requisitos de capacidad y calidad con todos los proveedores de los diferentes componentes. El objetivo era garantizar que todos los equipos fuesen compatibles con el compresor. Hoy en día, el compresor y todos sus accesorios se compran como una solución llave en mano, y a menudo como un paquete completamente integrado. Un paquete compresor tiene un bastidor donde van montados tanto el compresor como los accesorios. Todas las conexiones internas entre los distintos componentes se realizan en fábrica. El paquete compresor completo está alojado en una carrocería insonorizada para reducir el nivel sonoro.

Esto ha permitido una importante simplificación de la instalación. Un ejemplo claro de este concepto es el denominado compresor WorkPlace, que incorpora sistemas de acondicionamiento del aire comprimido totalmente integrados (secador, filtro, purgador de condensado, etc.) así como medidas muy eficaces de reducción del ruido y la vibración. Estos modernos paquetes compresores se instalan lo largo del sistema de distribución de aire comprimido existente o en futuras ampliaciones del mismo. Con independencia de esto, es importante recordar que el método de instalación sigue teniendo una influencia decisiva en el rendimiento y fiabilidad del compresor.

La regla principal para la instalación es, ante todo, organizar una planta de compresores independiente. La experiencia dice que es preferible la centralización, con independencia del tipo de industria. Entre otras cosas, se obtiene una mejor economía de funcionamiento, un sistema de aire comprimido mejor diseñado, mayor sencillez de servicio, protección contra acceso no autorizado, buen control del ruido y mayores posibilidades de ventilación controlada.

3:27



La instalación en una sala de compresores es sencilla. El paquete compresor es una solución llave en mano, preparada para instalar y conectar el equipo auxiliar necesario.

En segundo lugar, para la instalación de los compresores se podría usar una zona separada del edificio. Con este tipo de instalación deben tenerse en cuenta ciertos riesgos e inconvenientes, por ejemplo: molestias a causa del ruido, requisitos de ventilación del compresor, riesgos físicos y/o riesgos de sobrecalentamiento, drenaje de los condensados, entornos peligrosos, por ejemplo, polvo o sustancias inflamables, sustancias agresivas en el aire, necesidades de espacio para ampliaciones futuras y acceso para realizar el mantenimiento. Sin embargo, la instalación en un taller o un almacén puede facilitar el montaje del sistema de recuperación de energía. Si no hay sitio para instalar el compresor en el interior del edificio, también se puede colocar en el exterior bajo techo. En este caso, deben tenerse en cuenta ciertos aspectos: riesgo de congelación en las bolsas y las descargas de condensado, protección contra lluvia y nieve en la entrada de aire, necesidad de una fundación sólida y plana (asfalto o losas de hormigón), riesgo de polvo, sustancias inflamables o agresivas y protección contra acceso no autorizado.

3.5.2 Emplazamiento y diseño

La planta de aire comprimido se debe situar de forma que facilite el trazado del sistema de distribución en instalaciones grandes con tuberías largas. Para

facilitar los trabajos de mantenimiento también es conveniente que esté ubicada cerca de los equipos auxiliares, como bombas y ventiladores; incluso podría ser ventajoso situarla cerca de la sala de calderas.

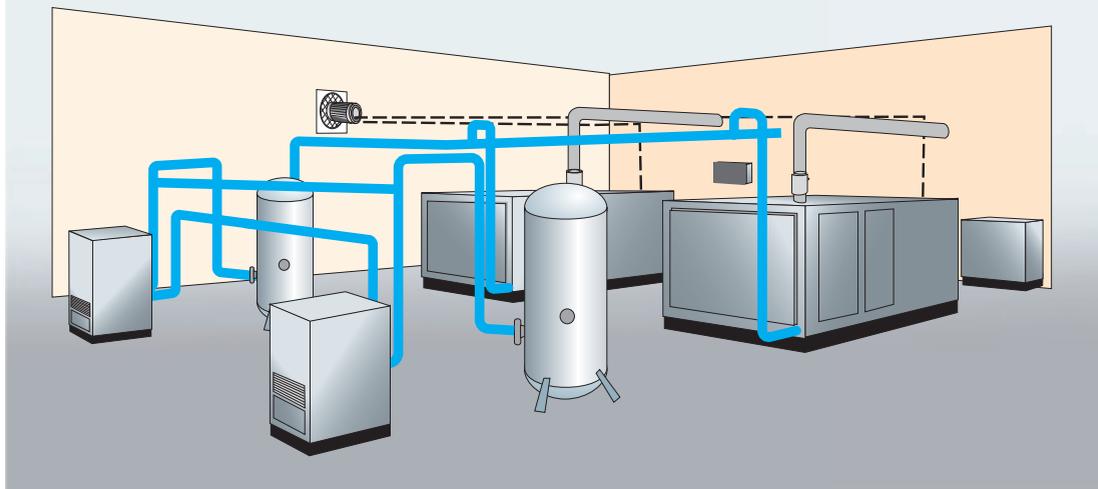
La sala deberá tener un equipo de elevación dimensionado para manejar los componentes más pesados de la instalación, (normalmente, el motor eléctrico) y/o tener acceso a una carretilla elevadora. También deberá tener suficiente espacio de suelo para instalar un compresor extra si se deseara ampliar la instalación en el futuro.

Además, la altura libre debe ser suficiente para elevar un motor eléctrico o similar en caso necesario. La planta de aire comprimido deberá tener un desagüe en el suelo para verter los condensados del compresor, refrigerador posterior, depósito de aire, secadores, etc. El desagüe deberá cumplir las normas municipales.

3.5.3 Fundación

Para instalar la planta de compresores, normalmente sólo se necesita un piso plano con suficiente resistencia. En la mayoría de los casos, la amortiguación de las vibraciones está integrada en el compresor. En instalaciones nuevas, se suele usar una bancada para cada compresor a fin de facilitar la limpieza del suelo. Los compresores de pistón y centrífugos grandes pueden necesitar una

3:28



Es importante que la instalación de compresores tenga un diseño que facilite el servicio y sea flexible para acomodar ampliaciones futuras. Se debe dejar una distancia mínima de 1.200 mm alrededor de los compresores.

fundación de losas de hormigón anclada al lecho de roca o a una base de suelo sólida. En las plantas completas modernas, los efectos de la vibración producida externamente se han reducido al mínimo. En sistemas con compresores centrífugos podría ser necesario amortiguar las vibraciones de la fundación de la sala.

3.5.4 Aire de aspiración

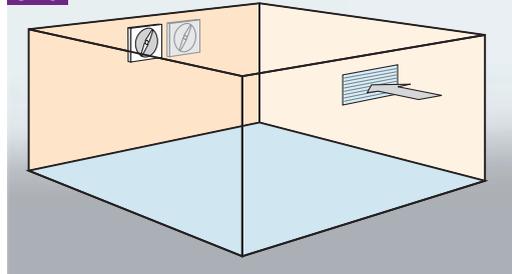
El aire de aspiración del compresor debe estar limpio y libre de contaminantes sólidos y gaseosos. Las partículas de suciedad y los gases corrosivos pueden producir desgaste y daños en el compresor. La entrada de aire del compresor se encuentra normalmente en una abertura de la carrocería insonorizada, pero también se puede colocar a mayor distancia, en un lugar donde el aire sea lo más limpio posible. La contaminación por gases procedentes de los humos de escape de vehículos puede ser letal si se mezcla con el aire que respiramos. Se deberá usar un prefiltro (ciclónico, de panel o rotativo de banda) en instalaciones donde el aire circundante tenga una alta concentración de polvo. En estos casos, debe tenerse en cuenta, en la fase de diseño, la caída de presión producida por el prefiltro.

También es beneficioso que el aire de aspiración esté frío. Por tanto, puede ser conveniente canalizarlo a través de una tubería separada, desde el exterior del edificio hasta el compresor. En este caso, es

importante usar tuberías resistentes a la corrosión, dotadas de una malla en la entrada y diseñadas de modo que no exista riesgo de que penetre nieve o lluvia en el compresor. También es importante usar tuberías de diámetro suficiente para que la caída de presión sea la menor posible.

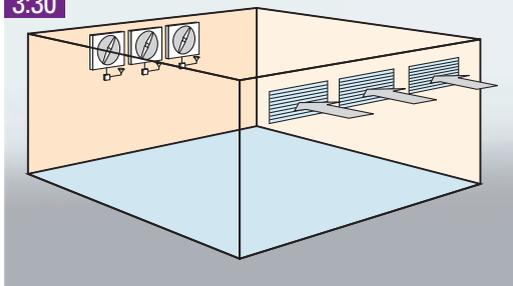
El diseño de las tuberías de entrada de los compresores de pistón es particularmente crítico. La resonancia de las tuberías procedente de las ondas estacionarias acústicas ocasionadas por la frecuencia pulsatoria cíclica del compresor, puede

3:29



Solución de ventilación básica. La desventaja es que la ventilación es constante, con independencia de la temperatura exterior. Además, pueden surgir problemas si se instalan dos compresores. Los ventiladores estarán sobredimensionados si se usa solamente uno de los compresores. El problema se puede resolver instalando ventiladores con motor de velocidad variable, que arrancan a través de un termostato.

3:30



Sistema con varios ventiladores controlados por termostato que pueden satisfacer juntos las necesidades de ventilación total. Los termostatos de los ventiladores se ajustan para diferentes rangos, lo cual significa que la cantidad de aire de ventilación puede variar en función de la temperatura exterior y/o del número de compresores en uso (ya que los termostatos conectarán los ventiladores uno tras otro dependiendo de la temperatura de la sala de compresores). Alternativamente, los ventiladores se pueden arrancar a través de un termostato multietapa.

provocar daños en las tuberías y en la máquina, producir vibraciones y afectar al entorno con el molesto ruido de baja frecuencia.

3.5.5 Ventilación de la sala de compresores

El calor de la sala de compresores procede de todas las unidades. Este calor se evacua ventilando la sala. La cantidad de aire de ventilación se determina por el tamaño del compresor y por el método de refrigeración, que puede ser por aire o por agua.

El aire de ventilación para compresores refrigerados por aire contiene cerca del 100% de la energía consumida por el motor eléctrico en forma de calor. En el caso de compresores refrigerados por agua, contiene un 10% de la energía consumida por el motor eléctrico. El calor se debe eliminar para mantener la temperatura de la sala de compresores en un nivel aceptable. El fabricante del compresor debe facilitar información detallada sobre el flujo de ventilación necesario, aunque esta cifra también se puede calcular de la forma siguiente:

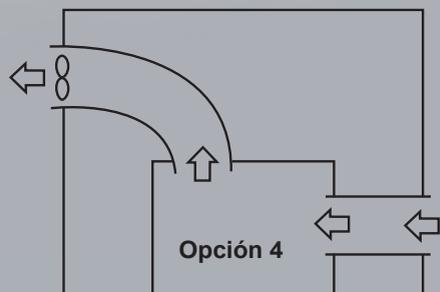
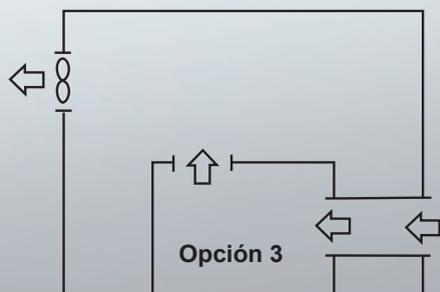
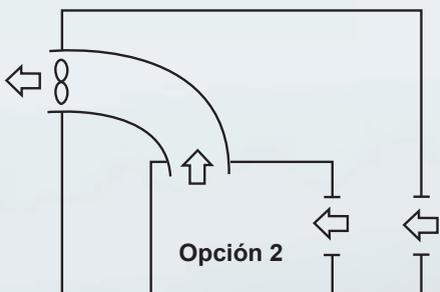
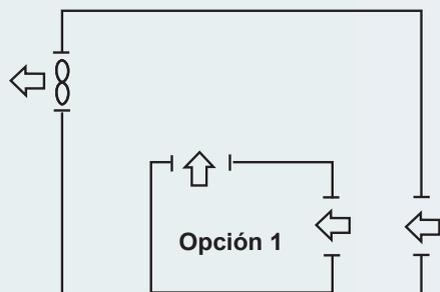
$$q_v = \frac{P_v}{0.92 \times \Delta T}$$

q_v = cantidad de aire de ventilación (m³/s)

P_v = flujo térmico (kW)

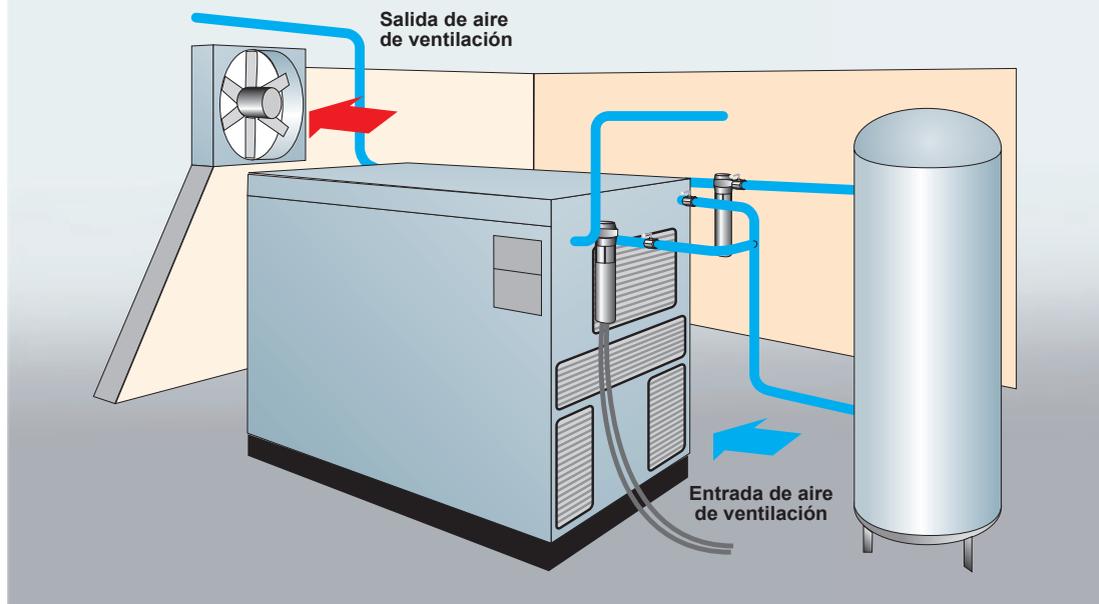
ΔT = aumento de temperatura permitido (°C)

3:31



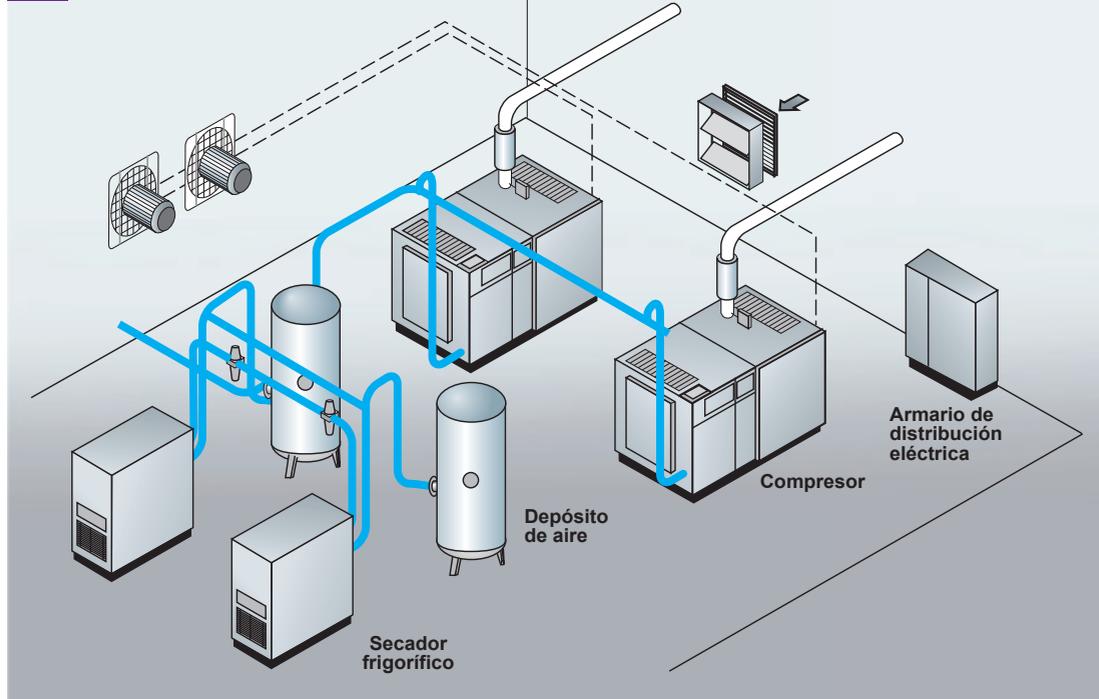
Ejemplos de diferentes soluciones de ventilación.

3.32



Ventilación de un compresor pequeño. Si el agua de condensación residual contiene aceite, se deberá instalar un separador de aceite.

3.33



Ejemplo de instalación en un hospital con suministro cerrado en el lado de aspiración y un sistema 100% redundante.

La mejor forma de abordar el problema de acumulación de calor es recuperar la energía y utilizarla en la empresa. El aire de ventilación se debe tomar del exterior, preferiblemente sin usar una canalización larga. Además, la aspiración se debe situar lo más baja posible, pero sin correr el riesgo de que quede cubierta por la nieve durante el invierno. También se deberá tener en cuenta la posibilidad de entrada de polvo y sustancias explosivas o corrosivas en la sala de compresores. Los ventiladores se deben colocar en la parte alta de una de las paredes de la sala de compresores, con la entrada de aire situada en la pared opuesta. La velocidad del aire en la entrada de ventilación no deberá ser superior a 4 m/s. En este caso, los ventiladores controlados por termostato son los más apropiados. Estos ventiladores deben estar dimensionados para manejar la caída de presión en la conducción, en la rejilla de la pared exterior, en las lamas, etc. La cantidad de aire ventilación debe ser suficiente para limitar el aumento de temperatura en la sala a 7–10°C, dependiendo de las temperaturas en la zona de la instalación. Se deberá considerar la posibilidad de usar compresores refrigerados por agua si existen problemas para conseguir una ventilación suficiente de la sala.

3.6 DISTRIBUCIÓN DEL AIRE COMPRIMIDO

3.6.1 General

Un sistema de distribución de aire comprimido inadecuado dará lugar a unas elevadas facturas de energía, una baja productividad y un bajo rendimiento de las herramientas neumáticas. Un sistema de distribución debe cumplir tres requisitos: una baja caída de presión entre el compresor y el punto de consumo, un mínimo de fugas de las tuberías de distribución y un drenaje eficaz de los condensados si no se ha instalado un secador de aire comprimido.

Esto es aplicable en especial a las tuberías principales y al consumo de aire comprimido previsto para las necesidades actuales y futuras. El coste de instalar tuberías y acoplamientos de tamaño superior al requerido inicialmente es bajo, comparado con el coste de reformar el sistema de

distribución posteriormente. El trazado de la red es muy importante para la eficiencia, fiabilidad y coste de producción de aire comprimido. A veces, una gran caída de presión en las tuberías se compensa aumentando la presión de trabajo del compresor, por ejemplo, de 7 bar(e) a 8 bar(e), lo cual produce un encarecimiento del aire comprimido. Además, cuando descende el consumo de aire, también disminuye la caída de presión, lo que produce que la presión en el punto de consumo aumente por encima del nivel permitido.

Las redes de distribución fijas de aire comprimido deberían estar dimensionadas de tal modo que la caída de presión en las tuberías no exceda de 0,1 bar entre el compresor y el punto de consumo más lejano. A esto debe añadirse la caída de presión en las mangueras flexibles de conexión, los acoplamientos de manguera y otros conectores. Es particularmente importante dimensionar adecuadamente estos componentes, ya que la mayor caída de presión suele producirse en estas conexiones.

La mayor longitud permitida de la red de tuberías para una caída de presión específica se puede calcular con la fórmula siguiente:

$$l = \frac{\Delta p \times d^5 \times p}{450 \times q_c^{1.85}}$$

l = longitud de tubería total (m)

Δp = caída de presión permitida en la red (bar)

p = presión absoluta de entrada (bar(a))

q_c = aire libre suministrado, FAD (l/s)

d = diámetro interno de la tubería (mm)

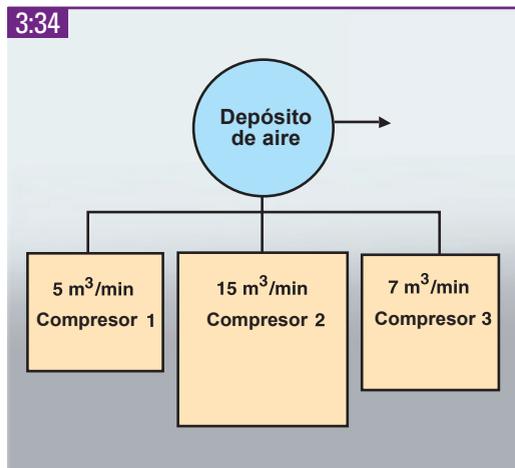
La mejor solución es diseñar un sistema de tuberías en forma de anillo cerrado alrededor de la zona donde se vaya a consumir el aire. Después se toman ramales desde la tubería principal a los diversos puntos de consumo. Así se obtiene un suministro uniforme de aire comprimido aunque la utilización sea muy intermitente, ya que el aire se dirige al punto de consumo desde dos direcciones.

Este sistema se debería usar en todas las instalaciones, excepto si algunos puntos de alto consumo de aire se encuentran a gran distancia de la planta de compresores. En este caso, se lleva una tubería principal separada a estos puntos.

3.6.1.1 Depósito de aire

Cada instalación de compresores incluye uno o

3.34



Cuando un sistema comprende varios compresores, el depósito de aire se dimensiona siempre de acuerdo con el compresor más grande.

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. El depósito almacena el aire comprimido, equilibra las pulsaciones del compresor, enfría el aire y recoge la condensación. Por tanto, el depósito de aire debe estar equipado con un dispositivo de drenaje del condensado.

La siguiente fórmula sirve para dimensionar el volumen del depósito. Recuerde que esta fórmula sólo es aplicable para compresores con regulación todo/nada.

$$V = \frac{0.25 \times q_c \times p_1 \times T_0}{f_{\max} \times (p_U - p_L) \times T_1}$$

- V = Volumen del depósito de aire (l)
- q_c = Capacidad del compresor (l/s)
- p_1 = Presión de entrada del compresor (bar(a))
- T_1 = Temperatura máxima de entrada del compresor (K)
- T_0 = Temperatura del aire comprimido en el depósito (K)
- $(p_U - p_L)$ = Diferencia de presión ajustada entre carga y descarga
- f_{\max} = Frecuencia máxima de carga (para los compresores Atlas Copco corresponde 1 ciclo cada 30 segundos)

Para compresores con control de velocidad variable (VSD), se reduce considerablemente el volumen

del depósito de aire. En la fórmula anterior, q_c debe considerarse como el FAD a velocidad mínima.

Cuando existe demanda de grandes cantidades de aire comprimido durante cortos períodos de tiempo, no es económicamente viable dimensionar el compresor o la red de tuberías exclusivamente para este patrón extremo de consumo de aire. En este caso, se deberá colocar cerca del punto de consumo un depósito de aire independiente, dimensionado de acuerdo con la capacidad de aire máxima.

En casos más extremos se puede emplear un compresor más pequeño de alta presión junto con un depósito grande para cubrir las demandas elevadas pero de corto plazo. Aquí, el compresor se dimensionará para satisfacer el consumo medio. Para este depósito se aplica la fórmula siguiente:

$$V = \frac{q \times t}{p_1 - p_2} = \frac{L}{p_1 - p_2}$$

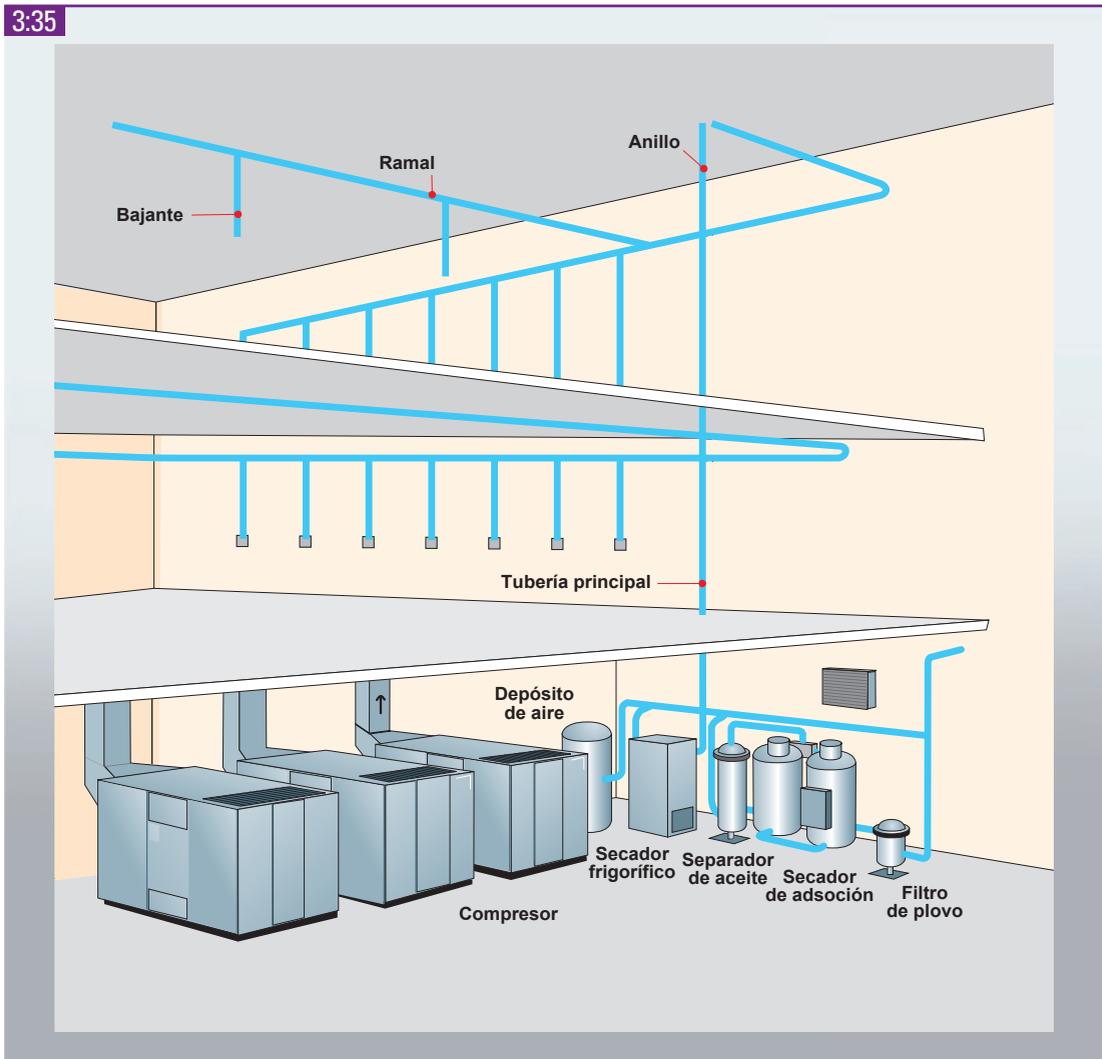
- V = volumen del depósito de aire (l)
- q = caudal aire durante la fase de vaciado (l/s)
- t = duración de la fase de vaciado (s)
- p_1 = presión normal de trabajo en la red (bar)
- p_2 = presión mínima para el punto de consumo (bar)
- L = requisito de aire para la fase de llenado (l/ciclo de trabajo)

La fórmula no tiene en consideración que el compresor pueda suministrar aire durante la fase de vaciado. Una aplicación común es el arranque de grandes motores de barco, donde la presión de llenado del depósito es de 30 bar.

3.6.2 Diseño de la red de aire comprimido

Al diseñar y dimensionar una red de aire comprimido, el punto de partida es una lista de todos los puntos de consumo y un plano que señale su ubicación. Los puntos de consumo se agrupan en unidades lógicas y se alimentan de la misma tubería de distribución. A su vez, la tubería de distribución recibe el aire de las tuberías verticales de la sala de compresores. Una red de aire comprimido de gran tamaño se puede dividir en cuatro partes principales: tuberías verticales, tuberías de distribución, tuberías de servicio

3:35



y accesorios de aire comprimido. Las tuberías verticales transportan el aire comprimido desde la planta de compresores a la zona de consumo. Las tuberías de distribución dividen el aire a través de la zona de distribución. Las tuberías de servicio transportan el aire desde las tuberías de distribución a los puntos de consumo.

3.6.3 Dimensionado de la red de aire comprimido

Por lo general, la presión obtenida inmediatamente después del compresor no se puede utilizar en su totalidad, ya que la distribución del aire comprimido genera algunas pérdidas, principalmente por rozamiento en las tuberías. Además, en las

válvulas y en los codos se producen efectos de estrangulación y cambios de dirección del flujo. Las pérdidas, que se convierten en calor, producen una caída de presión que, para una tubería recta, se puede calcular con la fórmula siguiente:

$$\Delta p = 450 \times \frac{q_c^{1.85} \times l}{d^5 \times p}$$

Δp = caída de presión (bar)

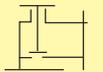
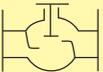
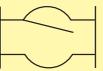
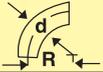
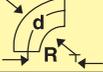
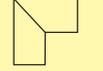
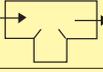
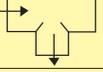
q_c = caudal de aire, FAD (l/s)

d = diámetro interno de la tubería (mm)

l = longitud de la tubería (m)

p = presión absoluta inicial bar(a)

3:36

Longitud equivalente en metros												
Componente		Diámetro interior de la tubería en mm (d)										
		25	40	50	80	100	125	200	250	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

Algunos accesorios y su influencia en las pérdidas producidas en tuberías de diversos diámetros. Las pérdidas se recalculan con la correspondiente longitud equivalente de la tubería (m).

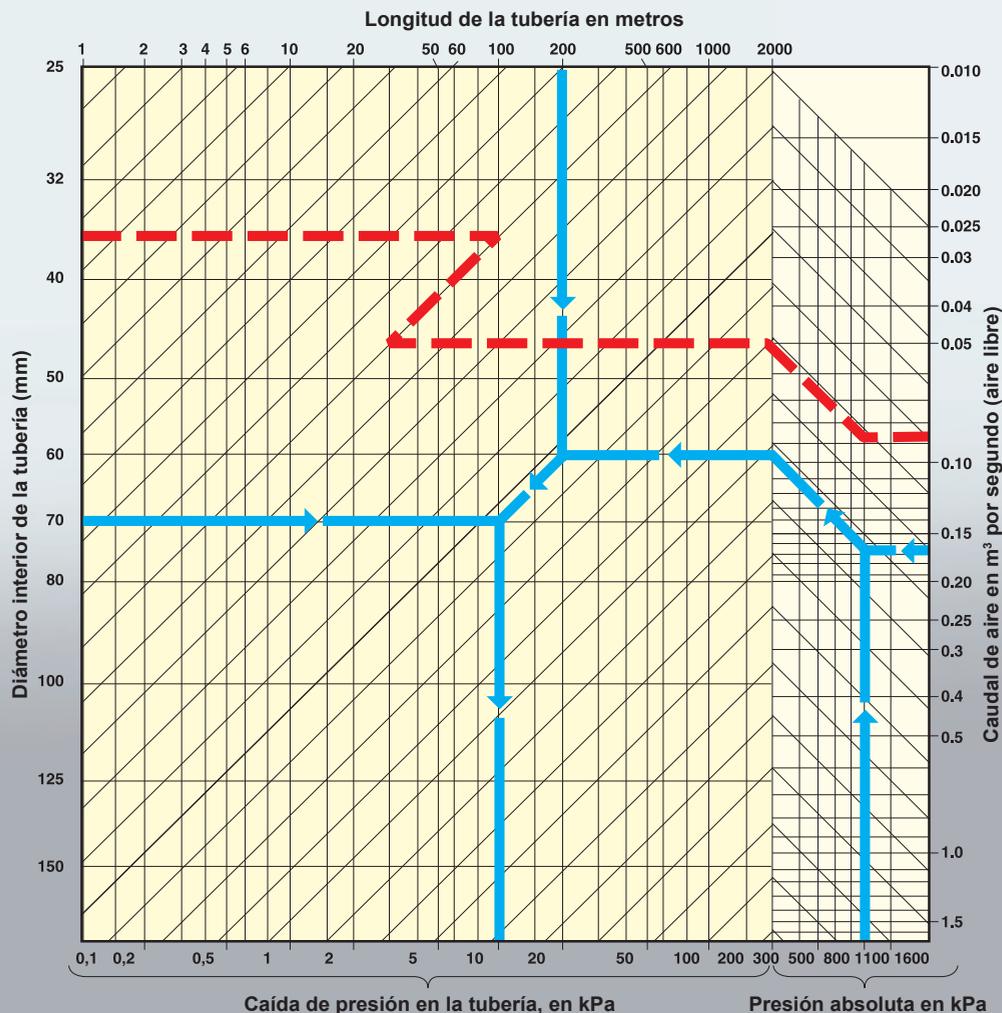
Al calcular los distintos componentes de la red de aire comprimido, se pueden usar los valores siguientes para la caída de presión permitida:

Caída de presión en las tuberías de servicio	0,03 bar
Caída de presión en las tuberías de distribución	0,05 bar
Caída presión en tuberías verticales	0,02 bar
Caída de presión total en la instalación de tuberías fijas	0,10 bar

Hay que determinar las longitudes de tubería necesarias para las diferentes partes de la red (tuberías verticales, tuberías de distribución y tuberías de servicio). Es recomendable un plano a escala de la red prevista. La longitud de las tuberías se corrige añadiendo las longitudes equivalentes de válvulas, codos, uniones, etc., como se ilustra en la figura 3:36.

Como alternativa a la fórmula anterior, al calcular el diámetro de la tubería se puede usar un nomograma (mostrado en la Figura 3:37) para averiguar el diámetro de tubería más apropiado. Para realizar este cálculo hay que conocer el caudal, la presión,

3:37



la caída de presión permitida y la longitud de la tubería. Después se selecciona una tubería estándar del 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. En las instalaciones grandes, cada sección individual (tubería de servicio, tubería de distribución y tuberías verticales) se deberá calcular por separado.

3.6.4 Medición del caudal

Unos caudalímetros de aire situados estratégicamente permiten asignar cargos internos del aire comprimido consumido en la empresa. El aire comprimido es un medio de producción que debe representar un coste parcial para cada departamento de la compañía. Desde este punto de vista, todas las partes implicadas podrían beneficiarse de la reducción del consumo en los diferentes departamentos. Los caudalímetros disponibles en el mercado ofrecen desde valores numéricos para lectura manual hasta envío de datos directamente a un ordenador o módulo de carga. Estos caudalímetros se montan generalmente cerca

de las válvulas de cierre. La medición en anillo impone unos requisitos particulares, ya que los caudalímetros deben medir en ambas direcciones.

3.7 INSTALACIÓN ELÉCTRICA

3.7.1 General

En este capítulo se ofrece un resumen de los aspectos que se han de tener en cuenta para lograr una instalación de aire comprimido que funcione satisfactoriamente en relación con el sistema eléctrico.

3.7.2 Motores

El motor más utilizado en los compresores es el de inducción trifásico de jaula de ardilla. Hasta 450 – 500 kW se emplean generalmente motores de baja tensión, y para potencias superiores la mejor opción son los de media tensión.

Las clases de protección de los motores están reguladas por normas. Es preferible un diseño resistente al polvo y a las salpicaduras de agua (IP55) que los motores abiertos (IP23), que precisan un desmontaje y limpieza regulares, dado que los depósitos de polvo en la máquina acabarán produciendo sobrecalentamiento, con la consiguiente reducción de la vida útil. Como la carrocería del compresor ofrece una primera protección contra el polvo y el agua, también se puede utilizar una clase de protección inferior a IP55.

El motor, refrigerado normalmente por ventilador, se selecciona para funcionar a una temperatura ambiente máxima de 40°C y una altitud de hasta 1000 m. Algunos fabricantes ofrecen motores estándar con una temperatura ambiente máxima de 46°C. A medida que aumenta la temperatura o la altitud, se debe reducir la potencia. El motor se monta normalmente con brida y se conecta directamente al compresor. La velocidad se adapta al tipo de compresor, aunque en la práctica sólo se emplean motores de 2 y 4 polos con unas velocidades respectivas de 3.000 rpm y 1.500 rpm.

La potencia nominal del motor está determinada por el compresor y debe aproximarse lo máximo posible a las exigencias de éste.

Un motor sobredimensionado es más caro, requiere una corriente de arranque innecesariamente alta, una protección más grande, tiene un factor de potencia bajo y ofrece una eficiencia algo menor. Un motor que sea demasiado pequeño se sobrecargará pronto, con el consiguiente riesgo de avería.

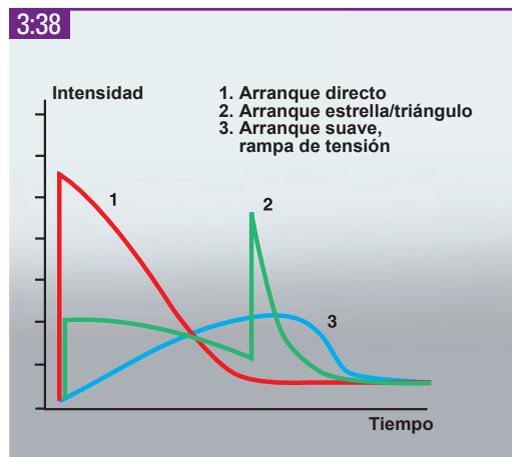
Al seleccionar un motor, uno de los parámetros a considerar es el método de arranque. El motor sólo se arranca con una tercera parte de su par nominal en estrella/triángulo. Por lo tanto, puede resultar útil una comparación de las curvas de par del motor y del compresor para garantizar que éste arranque correctamente.

3.7.3 Métodos de arranque

Los métodos más comunes son el arranque directo, el arranque estrella/triángulo y el arranque suave. El arranque directo es simple y sólo requiere un contactor y protección contra sobrecarga. La desventaja que presenta es su alta corriente de arranque, que es 6–10 veces la intensidad nominal del motor, y su alto par de arranque que puede dañar, por ejemplo, los ejes y acoplamientos.

El arranque estrella/triángulo se usa para limitar la intensidad de arranque. El arrancador consta de tres contactores, protección contra sobrecarga y un temporizador. El motor arranca con la conexión en estrella y después de un tiempo ajustado (cuando la velocidad ha alcanzado el 90% del régimen nominal) el temporizador conmuta los contactores

3:38



Corriente de arranque con diferentes métodos de arranque.

y el motor se conecta en triángulo, que es el modo de funcionamiento. (Para más detalles, vea la sección 1.6.5.7.)

El arranque estrella/triángulo reduce la intensidad de arranque a aproximadamente un tercio del arranque directo. Sin embargo, el par de arranque también se reduce en una tercera parte. El par de arranque relativamente bajo significa que la carga sobre el motor también debe ser baja durante la fase de arranque, de modo que el motor alcance su velocidad nominal antes de conmutar a la conexión en triángulo. Si la velocidad es demasiado baja, se generará un pico de intensidad/par tan alto como con el arranque directo al conmutar a conexión en triángulo.

El arranque suave (o gradual), que puede ser un método alternativo al arranque estrella/triángulo, se realiza con un arrancador compuesto de semiconductores (transistores bipolares de puerta aislada) en lugar de contactores mecánicos. El arranque es gradual y la intensidad de arranque está limitada a aproximadamente tres veces la intensidad nominal.

En la mayoría de los casos, los arrancadores para arranque directo y estrella/triángulo están integrados en el compresor. En grandes plantas de compresores, los arrancadores se pueden colocar en un cuadro eléctrico separado, por motivos de espacio, generación de calor y acceso para realizar el servicio.

Los arrancadores suaves se instalan generalmente por separado, junto al compresor, debido a la radiación térmica, pero pueden integrarse dentro del paquete compresor, siempre que el sistema de refrigeración esté correctamente asegurado. Los compresores con motores de alta tensión tienen siempre su equipo de arranque en un armario eléctrico independiente.

3.7.4 Tensión de mando

Normalmente no se conecta al compresor ninguna tensión de mando independiente, ya que la mayoría de ellos están equipados con un transformador de control integral. El lado primario del transformador se conecta a la alimentación del compresor. Esta disposición ofrece un funcionamiento más fiable. En caso de perturbaciones en la alimentación, el compresor será parado inmediatamente y se impedirá su arranque.

Esta función, con una tensión de mando suministrada internamente, se deberá usar cuando el arrancador esté situado a cierta distancia del compresor.

3.7.5 Protección contra cortocircuito

La protección contra cortocircuito, que se implanta en uno de los extremos de los cables, puede incluir fusibles o un disyuntor. Independientemente de la solución elegida, se obtendrá el nivel de protección adecuado si está correctamente adaptada al sistema.

Ambos métodos presentan ventajas y desventajas. Los fusibles funcionan mejor que un disyuntor para grandes corrientes de cortocircuito, pero no crean un corte totalmente aislante y tienen unos tiempos de actuación largos para pequeñas corrientes de pérdida. Un disyuntor corta y aísla totalmente y con rapidez, incluso para pequeñas corrientes de pérdida, pero exige más trabajo que los fusibles durante la fase de planificación. El diseño de la protección contra cortocircuito debe basarse en la carga prevista, pero también en las limitaciones del arrancador.

Para la protección contra cortocircuito del arrancador, consulte la norma IEC (Comisión Electrotécnica Internacional) 60947-4-1, Tipo 1 y Tipo 2. La selección del Tipo 1 o Tipo 2 se basa en la forma en que un cortocircuito afectará al arrancador.

Tipo 1: "... en condiciones de cortocircuito, el contactor o arrancador no pondrá en peligro a las personas ni la instalación, y después no podrá seguir utilizándose sin reparación o sustitución de los componentes."

Tipo 2: "... en condiciones de cortocircuito, el contactor o arrancador no pondrá en peligro a las personas ni la instalación, y después podrá seguir utilizándose. Se reconoce el riesgo de soldar los contactores, en cuyo caso el fabricante indicará las medidas de mantenimiento..."

3.7.6 Cables

De acuerdo con las normativas, los cables "deben estar dimensionados de modo que, en funcionamiento normal, no experimenten

3:39



Esquema simplificado de conexión del motor eléctrico al suministro eléctrico.

temperaturas excesivas ni resulten dañados térmica o mecánicamente por un cortocircuito”. El dimensionado y la selección de los cables se basan en la carga, la caída de tensión permitida, el método de colocación (en soporte, pared, etc.) y la temperatura ambiente. Se pueden usar fusibles, por ejemplo, para proteger los cables contra cortocircuito y sobrecarga. Para los motores, se emplea una protección contra cortocircuito (por ejemplo, fusibles) y una protección separada contra sobrecarga (normalmente la protección del motor incluida en el arrancador).

La protección de sobrecarga evita daños en el motor y sus cables disparando y desconectando el arrancador cuando la corriente de carga sobrepasa un valor preajustado. La protección de cortocircuito protege el arrancador, la protección contra sobrecarga y los cables. El método para dimensionar los cables, teniendo en cuenta la carga, se establece en la norma IEC 60364-5-52.

Hay otro parámetro que se debe tener en cuenta al dimensionar los cables y la protección contra cortocircuito: la “condición de disparo”. Esta condición significa que la instalación debe estar diseñada de forma que un cortocircuito producido en cualquier parte de la misma produzca un corte rápido y seguro. El cumplimiento de esta condición está determinado, entre otras cosas, por

la protección contra cortocircuito así como por la longitud y la sección del cable.

3.7.7 Compensación de fase

El motor eléctrico no sólo consume potencia activa, que se puede convertir en trabajo mecánico, sino también potencia reactiva, que es necesaria para su magnetización. La potencia reactiva carga los cables y el transformador. La relación entre la potencia activa y la potencia reactiva está determinada por el factor de potencia, $\cos \varphi$. Suele estar comprendido, en función del tamaño del motor, entre 0,7 y 0,9.

El factor de potencia se puede aumentar artificialmente a 1 haciendo que la potencia reactiva sea producida por un condensador directamente en el motor. De este modo, no es necesario consumir potencia reactiva de la red principal. El motivo de la compensación de fase es que la compañía eléctrica facture la potencia reactiva consumida por encima de un nivel determinado, o que sea necesario rebajar la carga de transformadores y cables fuertemente cargados.

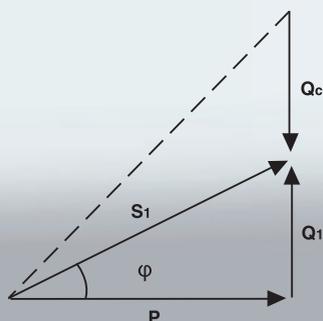
3.8 SONIDO

3.8.1 General

Todas las máquinas generan sonido y vibración. El sonido es una forma de energía que se propaga en forma de ondas a través del aire, que es un medio elástico. La onda sonora ocasiona pequeñas variaciones de presión del aire ambiente que pueden ser registradas por un instrumento sensible, por ejemplo, un micrófono.

Una fuente de sonido irradia potencia acústica, lo que provoca una fluctuación de presión acústica en el aire. La causa de esto es la potencia acústica. El

3:40



Se suministra potencia reactiva Q_c para aumentar el factor de potencia del motor $\cos(\varphi)$ a 1.

efecto es la presión acústica. Piense en la siguiente analogía: un calentador eléctrico irradia calor en una sala y se produce un cambio de temperatura. Este cambio de temperatura depende lógicamente de la propia sala. Pero, para la misma potencia eléctrica absorbida, el calentador irradia la misma potencia, lo cual no depende prácticamente del entorno. La relación entre potencia acústica y presión acústica es similar. Lo que oímos es la presión acústica, pero esta presión es producida por la potencia acústica de la fuente de sonido.

La potencia acústica se expresa en vatios. El nivel de potencia acústica se expresa en decibelios (dB), es decir, una escala logarítmica (escala dB) con respecto a un valor de referencia que está normalizado:

$$L_w = 10 \times \log\left(\frac{W}{W_0}\right)$$

L_w = nivel de potencia acústica (dB)

W = potencia acústica real (W)

W_0 = potencia acústica de referencia (10^{-12} W)

La presión acústica se expresa en Pascales (Pa). El nivel de presión acústica se expresa igualmente en decibelios (dB), es decir, una escala logarítmica (escala dB) con respecto a un valor de referencia que está normalizado:

$$L_p = 10 \times \log\left(\frac{p^2}{p_0^2}\right) = 20 \times \log\left(\frac{p}{p_0}\right)$$

L_p = nivel de presión acústica (dB)

p = presión acústica real (Pa)

p_0 = presión acústica de referencia (20×10^{-6} Pa)

La presión acústica que observamos depende de la distancia a la fuente y del entorno acústico en el que se propaga la onda sonora. Por tanto, para la propagación del ruido en interiores depende del tamaño de la sala y de la absorción acústica de las superficies. En consecuencia, el ruido emitido por una máquina no se puede cuantificar por completo midiendo exclusivamente la presión acústica. La potencia acústica es más o menos independiente del entorno, mientras que la presión acústica no.

Por lo tanto, la información sobre el nivel de presión acústica debe complementarse siempre con datos

adicionales: la distancia de la posición de medición a la fuente de sonido (especificado según una norma determinada) y la constante de la sala para la sala en la que se realizó la medición. De lo contrario, se asume que la sala no tiene límites (es decir, es un campo abierto). En una sala sin límites, no hay paredes que reflejen las ondas sonoras y que puedan afectar a la medición.

3.8.2 Absorción

Cuando las ondas chocan con una superficie, una parte de ellas se refleja y otra es absorbida por el material. Por tanto, el nivel de presión acústica en un momento dado consta siempre de dos partes: las ondas sonoras que genera la fuente y la reflexión de las superficies circundantes.

La eficacia con que una superficie puede absorber el sonido depende del material del que esté compuesta y se expresa generalmente como un factor de absorción (entre 0 y 1, siendo 0 completamente reflectante y 1 completamente absorbente).

3.8.3 Constante de la sala

La influencia de una sala en la propagación de las ondas sonoras está determinado por la constante de la sala. La constante para una sala que tenga varias superficies, paredes y otras superficies interiores se puede calcular teniendo en cuenta los tamaños y las características de absorción de las diferentes superficies. La ecuación que se aplica es:

$$K = \frac{A \times \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}}$$

$$\bar{\alpha} = \frac{\text{absorción total}}{\text{superficie total}}$$

$$\bar{\alpha} = \frac{A_1 \times \alpha_1 + A_2 \times \alpha_2 + \dots}{A_1 + A_2 + \dots}$$

K = constante de la sala

$\bar{\alpha}$ = factor de absorción medio de la sala

A = superficie total de la sala (m^2)

A_1, A_2 etc., son las superficies individuales de la sala con unos factores de absorción α_1, α_2 etc.

3.8.4 Reverberación

La constante de la sala también se puede determinar utilizando el tiempo de reverberación medido. El tiempo de reverberación T se define como el

tiempo que tarda la presión acústica en atenuarse 60 dB una vez silenciada la fuente sonora. El factor de absorción medio de la sala se calcula como:

$$\bar{\alpha} = \frac{0.163 \times V}{T}$$

V = volumen de la sala (m³)

T = tiempo de reverberación (s)

La constante de la sala K se obtiene de la expresión:

$$K = \frac{A \times \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}}$$

A = superficie total de la sala (m²)

Los coeficientes de absorción para los diferentes materiales de la superficie dependen de la frecuencia y son, por tanto, el tiempo de reverberación y la constante de absorción de la sala.

3.8.5 Relación entre nivel de potencia acústica y nivel de presión acústica

En determinadas condiciones específicas, la relación entre nivel de potencia acústica y nivel de presión acústica se puede expresar de forma sencilla.

Si el sonido se emite desde una fuente puntual en el interior de una sala sin superficies reflectantes, o al aire libre donde no haya paredes cerca de la fuente de sonido, éste se distribuye por igual en todas las direcciones. Por tanto, la intensidad sonora medida será igual en cualquier punto a la misma distancia de la fuente. Estos puntos forman una superficie esférica con la fuente de sonido en el centro.

Cuando la distancia a la fuente se duplica, la superficie esférica a esa distancia se cuadruplica. De esto se puede deducir que el nivel de presión acústica se atenúa en 6 dB cada vez que se dobla la distancia a la fuente de sonido. Sin embargo, esta regla no se puede aplicar si la sala tiene paredes duras y reflectantes. En este caso, se debe de tener en cuenta el sonido reflejado por las paredes.

$$L_p = L_w + 10 \times \log\left(\frac{Q}{4\pi r^2}\right)$$

L_p = nivel de presión acústica (dB)

L_w = nivel de potencia acústica (dB)

Q = factor de dirección

r = distancia a la fuente de sonido

Para el factor Q, se pueden usar valores empíricos (para otras posiciones de la fuente de sonido, se debe calcular el valor de Q):

Q=1	Si la fuente de sonido está suspendida en el centro de una sala grande.
Q=2	Si la fuente de sonido está colocada cerca del centro de una pared dura y reflectante.
Q=4	Si la fuente de sonido está colocada cerca de la intersección de dos paredes.
Q=8	Si la fuente de sonido está colocada cerca de una esquina (intersección de tres paredes).

Si la fuente sonora está situada en una sala donde las superficies limítrofes no absorben todo el sonido, el nivel de presión acústica aumentará debido al efecto de reverberación. Este aumento es inversamente proporcional a la constante de la sala:

$$L_p = L_w + 10 \times \log\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{K}\right)$$

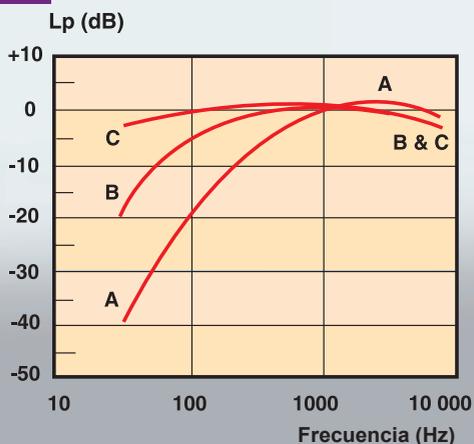
Desde la fuente sonora, el nivel de presión acústica se atenúa en 6 dB cada vez que se dobla la distancia. Sin embargo, a mayores distancias de la fuente, el nivel de presión acústica está dominado por el sonido reflejado y apenas se produce atenuación al aumentar la distancia.

Las máquinas que transmiten las ondas sonoras a través de su carrocería o bastidor no se comportan como fuentes puntuales si el oyente se encuentra a una distancia del centro de la máquina que sea inferior a 2-3 veces la mayor dimensión de la máquina.

3.8.6 Mediciones de sonido

El oído humano percibe el sonido a diferentes frecuencias con diferente claridad. Las frecuencias bajas o muy altas se perciben con menos intensidad que las frecuencias en torno a 1000–2000 Hz. Para emular la capacidad auditiva humana se emplean

3:41



Dependencia de la frecuencia de los diferentes filtros utilizados para ponderar los niveles sonoros. El más común es el filtro A.

diferentes filtros estandarizados que ajustan los niveles medidos a bajas y altas frecuencias. Para medir el ruido en el trabajo y el ruido industriales se suele usar el filtro A, y el nivel sonoro se expresa en dB (A).

3.8.7 Interacción de varias fuentes de sonido

Cuando varias fuentes emiten sonido hacia un receptor común, la presión acústica aumenta. Sin embargo, como los niveles sonoros se calculan logarítmicamente, no se pueden sumar algebraicamente. Cuando están activas más de dos fuentes de sonido, primero se suman dos, después se añade la siguiente y así sucesivamente. Como regla empírica, cuando se suman dos fuentes de sonido con los mismos niveles, el resultado es un aumento de 3 dB. La fórmula para sumar dos niveles sonoros (los niveles de presión acústica y los de potencia acústica) es la siguiente:

$$L_p(\text{sum}) = 10 \times \log(10^{L_p(1)} + 10^{L_p(2)})$$

Para restar niveles sonoros se aplica una fórmula similar.

El sonido de fondo es un caso especial. Se trata como una fuente sonora separada y el valor se resta del nivel sonoro medido.

3:42

Diferencia entre fuentes de sonido (dB)	Valor a sumar a las fuentes de sonido más fuertes (dB)
0	3
1	2.5
2	2.0
3	1.5
4	1.5
5	1.0
6	1.0
7	0.8
8	0.6
9	0.5
10	0.4
11	0.3
12	0.3
13	0.2
14	0.2
15	0.1

El nomograma indica cuántos dB se deben añadir al nivel sonoro más alto cuando se suman dos niveles sonoros.

3.8.8 Reducción del ruido

Hay cinco formas diferentes de reducir el ruido. Aislamiento acústico, absorción acústica, aislamiento de las vibraciones, amortiguación de las vibraciones y amortiguación de la fuente de sonido.

El aislamiento acústico consiste en colocar una barrera entre la fuente de sonido y el oyente. En función del espesor y de las características de la barrera, sólo se puede aislar una parte del sonido. Un aislamiento grueso es más eficaz que uno delgado.

La absorción acústica consiste en rodear la fuente de sonido con absorbentes ligeros y porosos fijados a una barrera. Los absorbentes gruesos son más eficaces que los delgados. Las densidades mínimas típicas son aprox. 30 kg/m³ para espuma de poliuretano de células abiertas y aprox. 150 kg/m³ para lana mineral.

3:43

Diferencia entre el nivel sonoro total y el sonido de fondo	Deducción del nivel sonoro total (dB)
3	3
4	2
5	1.5
6	1
7	0.75
8	0.5
9	0.4
10	0.3
11	0.2
12	
13	
14	
15	

El nomograma indica cuántos dB se deben restar del nivel sonoro total a diferentes niveles de sonido de fondo para calcular el nivel de ruido neto.

Las vibraciones se aíslan para evitar que se transmitan de una parte de una estructura a otra. Un problema habitual es la transmisión de vibraciones de una máquina a la barrera aislante que la rodea o al suelo. Muelles de acero, amortiguadores neumáticos, corcho, plástico y goma son ejemplos de materiales empleados para aislar las vibraciones. La elección de los materiales y su tamaño se determina por la frecuencia de la vibración y la estabilidad necesaria de la máquina. La amortiguación de las vibraciones consiste en equipar a una estructura con una superficie amortiguadora externa compuesta de material elástico con una elevada histéresis. Si la superficie amortiguadora es suficientemente gruesa se evitará que la barrera, una pared por ejemplo, vibre y por tanto que emita ruido.

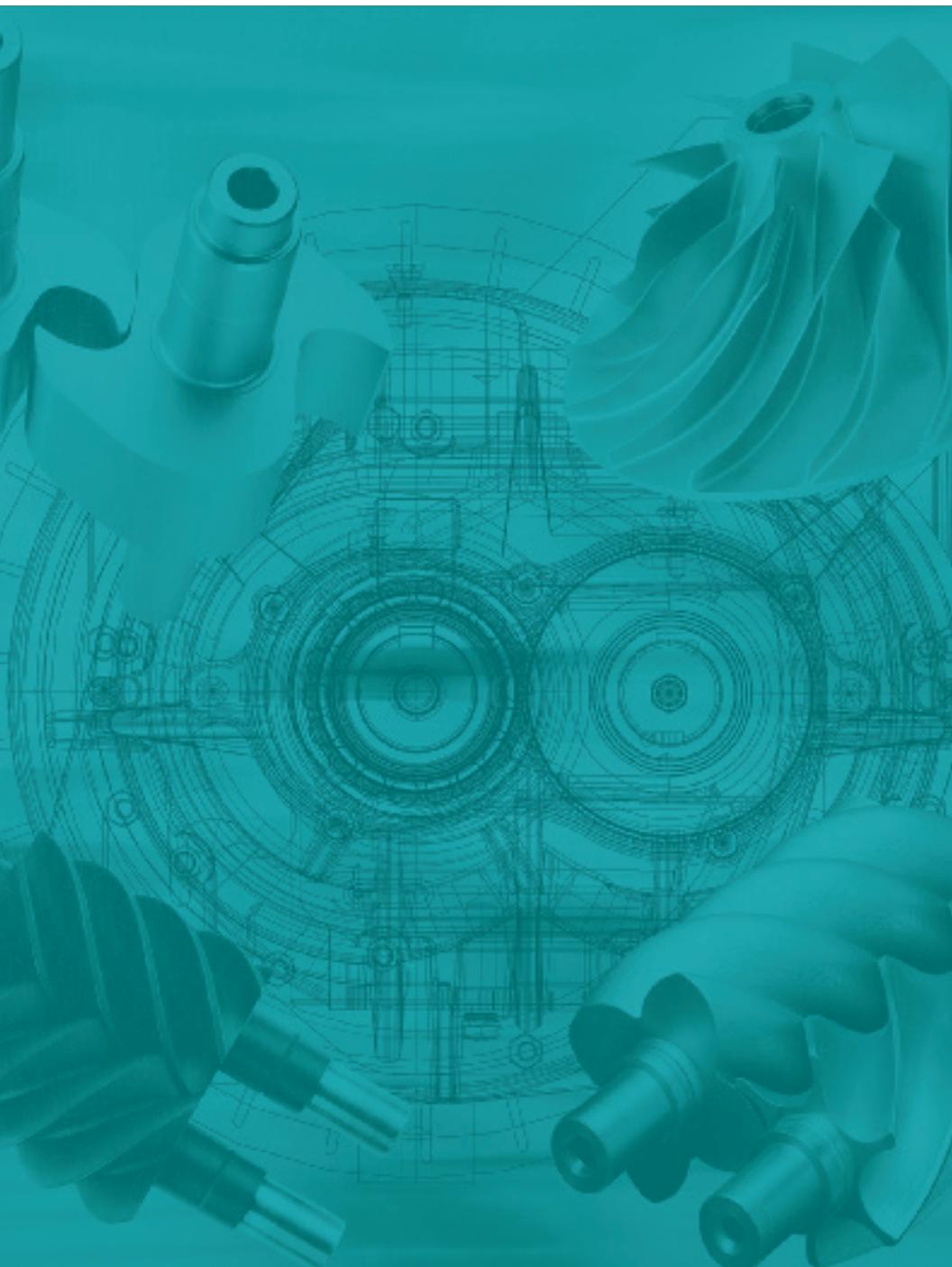
La amortiguación de una fuente de sonido influye a menudo en su comportamiento operativo. Aunque puede dar unos resultados limitados, ofrece una solución viable en términos de coste.

3.8.9 Ruido dentro de las instalaciones de compresores

El nivel sonoro de los compresores se mide en condiciones estandarizadas (en campo libre, sin paredes, o mediante una técnica de exploración de la intensidad del sonido). Cuando el compresor está instalado en una sala, el nivel sonoro se ve afectado por las propiedades de ésta. El tamaño de la sala, el material de las paredes y del techo así como la presencia de otros equipos (y su posible nivel sonoro) tienen un impacto significativo.

El lugar donde esté instalado el compresor, la conexión de las tuberías y otros componentes, etc., también afectan al nivel sonoro. El ruido procedente de las tuberías de aire comprimido es a veces más problemático que el ruido del propio compresor y su unidad de accionamiento. Puede deberse a la vibración transmitida mecánicamente a las tuberías, a menudo en combinación con las oscilaciones del aire comprimido. Por tanto, es importante aislar las vibraciones o secciones de tuberías utilizando una combinación de materiales absorbentes sellados con barreras aislantes.

4 *ECONOMÍA*



4.1 COSTE

4.1.1 Coste de producción de aire comprimido

4.1.1.1 General

La electricidad es la energía predominante en la producción industrial de aire comprimido. En muchas instalaciones neumáticas existen con frecuencia enormes posibilidades, pero desaprovechadas, de ahorro energético, por ejemplo, mediante recuperación de energía, disminución de la presión de uso, reducción de las fugas y optimización del suministro de aire con la elección correcta del sistema de control y regulación así como del tamaño de compresor.

Al planear una nueva inversión, es conveniente pensar a largo plazo y tratar de evaluar las necesidades que pueda tener en el futuro la instalación de aire comprimido. Algunos ejemplos son las exigencias medioambientales, el ahorro energético, la mejora de la calidad y futuras inversiones para ampliar la producción.

Cada vez es más importante optimizar el funcionamiento de los compresores, especialmente en el caso de grandes industrias que dependen del aire comprimido. En una empresa en expansión, las necesidades de producción cambian con el tiempo y las condiciones de funcionamiento de los compresores evolucionan en paralelo. Por tanto, es

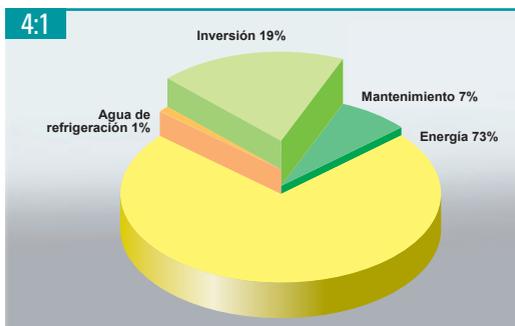
importante que el suministro de aire comprimido esté basado tanto en las necesidades actuales como en los planes de cara al futuro. La experiencia demuestra que un análisis profundo e imparcial de la situación operativa de la planta redonda casi siempre en un mejor control de costes.

Los gastos de energía son claramente el factor dominante del coste total de la instalación. Por tanto, es importante concentrarse en hallar soluciones que respondan, por una parte, a los requisitos de rendimiento y calidad, y por otra, a los requisitos de un uso eficiente de la energía. Con el tiempo, se comprobará que el coste añadido de adquirir compresores y otros equipos que satisfagan ambos requisitos es una buena inversión.

El consumo de energía representa en muchos casos alrededor del 80% del coste total, por lo que hay que proceder con cautela al seleccionar el sistema de regulación. La gran diferencia entre los sistemas de regulación disponibles eclipsa a veces las diferencias entre los tipos de compresor. La situación ideal es cuando la capacidad del compresor se ajusta exactamente al consumo demandado, algo que suele suceder en aplicaciones de proceso. La mayoría de los tipos de compresores se suministran con su propio sistema de control y regulación, pero la incorporación de equipos de control compartidos por todos los compresores de la planta puede mejorar aún más la economía operativa.

La regulación de velocidad es un método muy generalizado debido a su gran potencial de ahorro energético. Para conseguir buenos resultados hay que analizar la situación con gran detalle y realizar la selección del equipo de regulación en función de las necesidades de la aplicación.

Si sólo se necesita una pequeña cantidad de aire comprimido durante la noche y los fines de semana, podría ser beneficioso disponer de un compresor pequeño ajustado a estas necesidades. Si, por cualquier razón, una aplicación concreta necesitase una presión de trabajo diferente, se analizará la situación para averiguar si debe centralizarse toda la producción de aire comprimido en una planta, o si es mejor fraccionar la red según los diferentes niveles de presión. También se podría considerar la posibilidad de dividir en secciones la red de aire comprimido con el fin de cerrar algunas de ellas durante la noche y los fines de semana y así reducir



Al analizar los distintos gastos de producción de aire comprimido, se obtendrá un desglose parecido al de la figura de la derecha. En cualquier caso, hay que tener en cuenta que el prorrateo entre los diferentes costes puede variar con el número de horas de funcionamiento/año, el equipo auxiliar incluido en el cálculo, los tipos de máquina y el sistema de refrigeración seleccionado, etc.

el consumo de aire, o si se desea distribuir los costes internamente a diferentes departamentos de la planta de acuerdo con los consumos de control realizados.

4.1.1.2 Asignación de costes

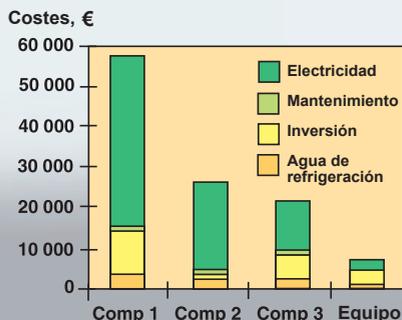
Los gastos de inversión son un coste fijo que incluye el precio de compra, los costes de infraestructura e instalación y el seguro.

El coste de la inversión, como parte del coste global, está determinado en parte por el nivel de calidad deseado del aire comprimido y en parte por el período de amortización y el tipo de interés aplicable.

Los costes de energía están determinados por el tiempo de funcionamiento anual, el grado de uso en carga/descarga y el precio de la energía.

Algunas inversiones adicionales, por ejemplo, el equipo para recuperación de energía, representan un beneficio directo en forma de reducción de los costes de explotación y mantenimiento.

4.2



Este gráfico ilustra la forma en que se pueden dividir los costes entre 3 compresores y sus equipos auxiliares. Las grandes diferencias pueden deberse a la manera de valorar las máquinas, el valor capital de cada equipo, el nivel de seguridad seleccionado, que puede afectar a los costes de mantenimiento, etc.

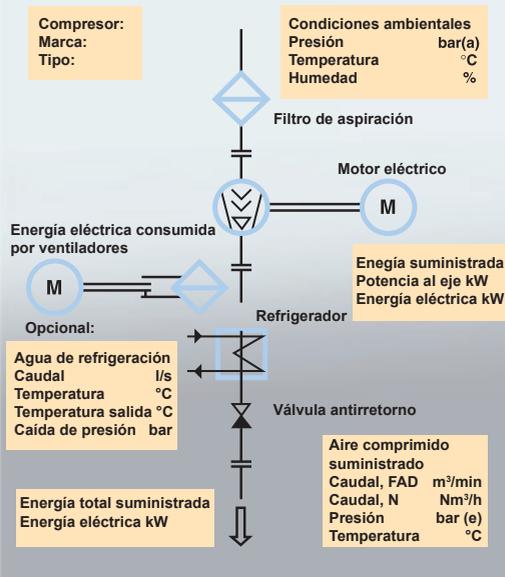
4.2 OPORTUNIDADES DE AHORRO

4.2.1 Potencia requerida

Al realizar los cálculos es importante tener presente la potencia total requerida. Se deben de tener en cuenta todos los consumidores de energía

4.3

Rendimiento de compresores refrigerados por agua



Un modelo simple pero útil que puede servir para obtener una imagen real de los requisitos de energía eléctrica de un compresor.

que pertenecen a una instalación de compresores: por ejemplo, filtros de aspiración, ventiladores, bombas, secadores y separadores.

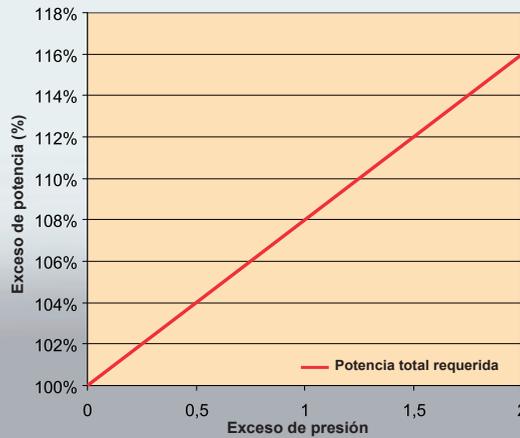
Al establecer comparaciones entre diferentes alternativas de inversión, es muy importante utilizar valores comparables. Por lo tanto, los valores deben expresarse de acuerdo con normas y reglamentos internacionalmente, por ejemplo, ISO 1217 Ed. 4-2009.

4.2.2 Presión de trabajo

La presión de trabajo afecta directamente a la potencia requerida. Una presión más alta significa un mayor consumo de energía: por término medio, un 8% más de energía por cada aumento de 1 bar. Incrementar la presión de trabajo para compensar la caída de presión redonda siempre en un deterioro de los costes operativos.

A pesar de este efecto económico adverso, es habitual aumentar la presión del compresor para compensar las caídas de presión ocasionadas por un sistema de tuberías subdimensionado o filtros obstruidos. En una instalación dotada de varios filtros, especialmente con largos períodos de funcionamiento, la caída de presión puede ser

4:4



Exceso de energía necesaria como resultado de la sobrepresurización para compensar las caídas de presión. Para un compresor de 300 l/s, un aumento de 1 bar de la presión de trabajo significa un aumento de consumo eléctrico de 6 kW. En 4.000 horas de funcionamiento/año, esto representa 24.000 kWh/año o € 2.400/año.

considerablemente más alta y por tanto muy costosa si no se realiza un mantenimiento puntual. En muchas instalaciones no es posible reducir mucho la presión, aunque utilizando un equipo de regulación moderno suele ser realista una disminución de 0,5 bar. Aunque a primera vista represente un ahorro porcentualmente pequeño, si tenemos en cuenta que la eficiencia total de la instalación aumenta en un porcentaje equivalente, comprenderemos mejor el valor real de esta reducción.

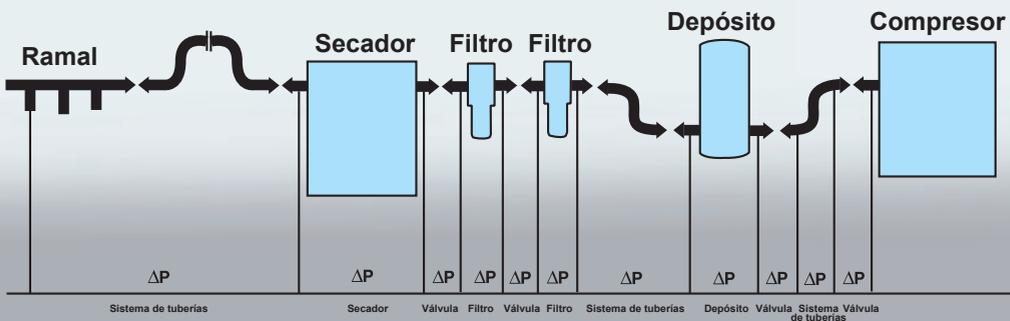
4.2.3 Consumo de aire

Analizando el consumo de aire comprimido se pueden encontrar soluciones que permitan una carga más equilibrada en el sistema neumático. De

este modo, será posible evitar picos de consumo innecesarios y reducir los costes de explotación.

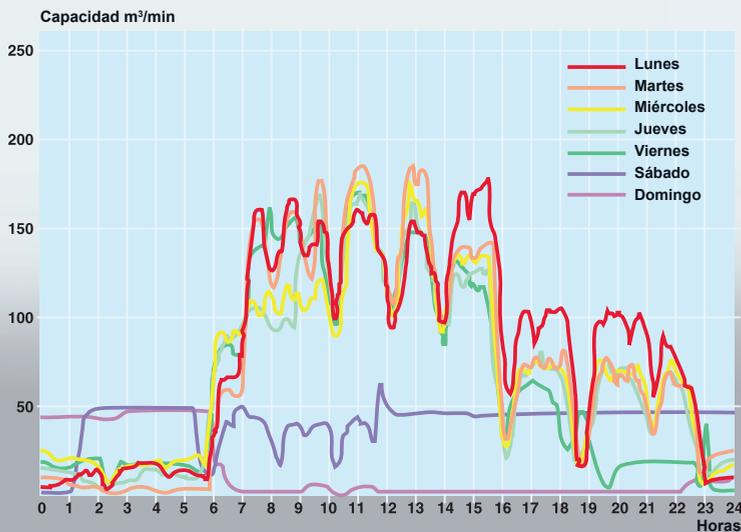
La mejor forma de rectificar un consumo improductivo, generalmente como consecuencia de fugas, equipos desgastados, procesos que no se han configurado adecuadamente o el uso incorrecto del aire comprimido, es promover una toma de conciencia general. La división del sistema en secciones que se puedan separar con válvulas cierre, puede servir para reducir el consumo durante la noche y los fines de semana. En casi todas las instalaciones existen fugas que suponen una pérdida pura y que por tanto deben reducirse al mínimo. Con frecuencia, las fugas representan hasta un 10-15% del aire comprimido producido. Las fugas también son proporcionales a la presión

4:5



La caída de presión a través de los diferentes componentes de la red afecta a la presión de trabajo requerida.

4:6



El diagrama muestra cómo puede variar el consumo durante una semana y 24 horas al día. El consumo es bajo durante el turno de noche, alto durante el turno de día y desciende durante los descansos, pero es constante durante los fines de semana (¿fugas?).

4:7

Díámetro de orificio	Caudal de salida a una presión de trabajo de 7 bar	Potencia requerida para el compresor
Tamaño mm	l/s	kW
	1	0.4
	11.1	4.0
	31	10.8
	124	43

La tabla muestra la relación entre fugas y consumo de energía para algunos orificios pequeños a una presión del sistema de 7 bar(e).

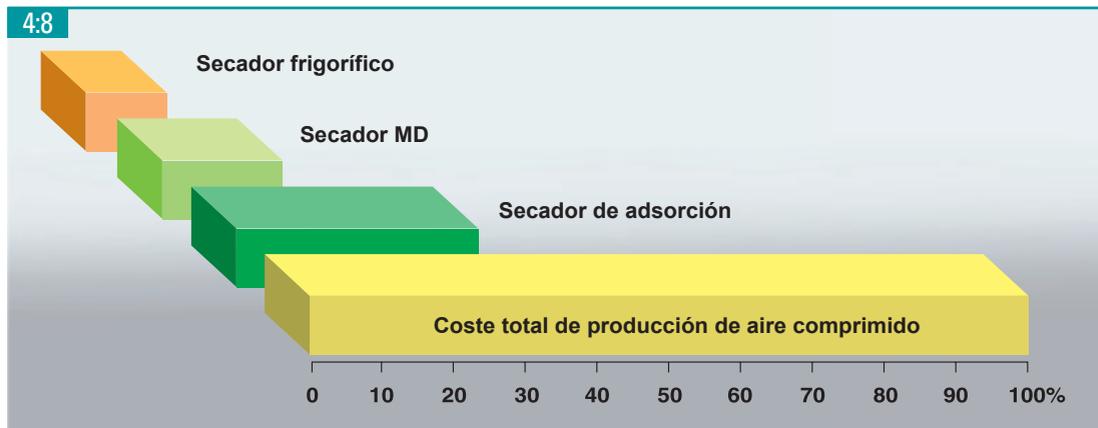
de trabajo, por lo que un método de reducir las fugas consiste en reparar los equipos que las producen y disminuir la presión de trabajo, por ejemplo, de noche.

Una disminución de la presión de sólo 0,3 bar reduce las fugas en un 4%. Si las fugas en una instalación de 100 m³/min representan un 12% y la presión se reduce en 0,3 bar, se obtendría un ahorro de aprox. 3 kW.

4.2.4 Método de regulación

Con un sistema de control moderno se puede conseguir que la planta de compresores funcione de forma óptima en diferentes situaciones, mejorando a la vez la seguridad y la disponibilidad.

La selección del método de regulación correcto permita ahorrar energía mediante una reducción de la presión del sistema y la optimización del grado de utilización de cada máquina de la instalación. Al mismo tiempo, mejorará la disponibilidad y se reducirá el riesgo de paradas no planificadas. Además, el control central permite programar una reducción de presión automática del sistema completo durante la noche y los fines de semana.



Comparación de costes de diferentes métodos de secado.

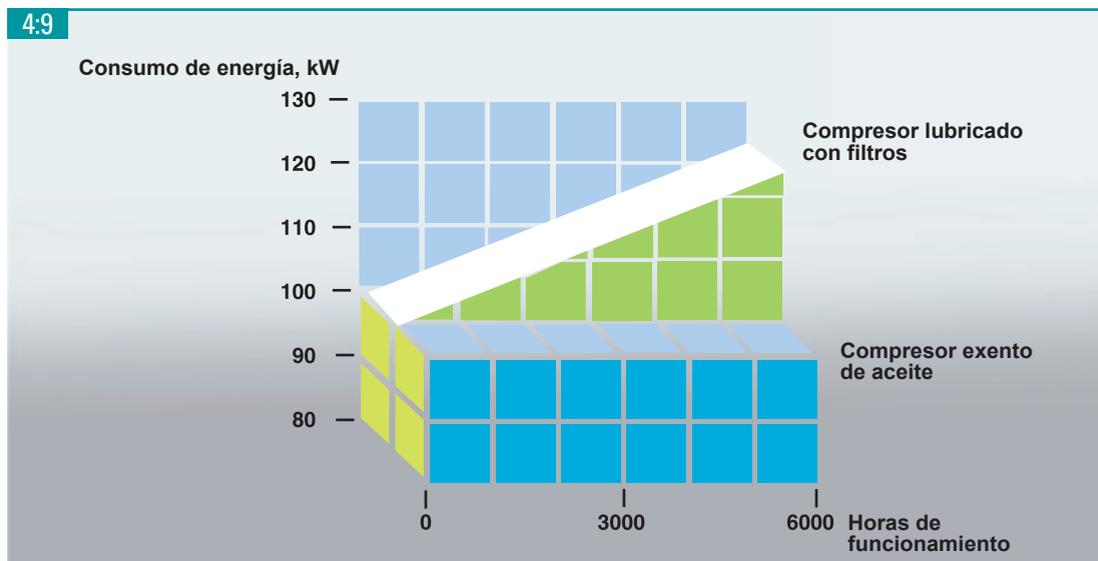
Como el consumo de aire comprimido es raramente constante, la instalación debe tener un diseño flexible, empleando una combinación de compresores con diferentes capacidades y motores de velocidad variable. Los compresores de tornillo se prestan especialmente a la regulación de velocidad, ya que su capacidad y su consumo de energía son prácticamente proporcionales al número de revoluciones.

4.2.5 Calidad del aire

El aire comprimido de alta calidad reduce la necesidad de mantenimiento, aumenta la fiabilidad

del sistema neumático, del sistema de control y de la instrumentación, a la vez que limita el desgaste de las máquinas neumáticas.

Si el sistema se concibe desde el principio para suministrar aire comprimido seco y exento de aceite, la instalación será más simple y menos cara, ya que no será necesario instalar un separador de agua en el sistema de tuberías. Cuando el aire está seco, no hay necesidad de descargarlo a la atmósfera para eliminar la condensación. Tampoco es necesario drenar los condensados de las tuberías, con lo cual se reducen los costes de instalación y mantenimiento. La solución más económica



Los compresores exentos de aceite ofrecen una calidad constante del aire comprimido con un coste de energía fijo.

es instalar un secador directamente después del compresor. La descentralización de los módulos de tratamiento de aire, con varias unidades pequeñas repartidas en el sistema, resulta más cara y dificulta el mantenimiento del sistema.

La experiencia ha demostrado que la reducción de costes de instalación y de mantenimiento de un sistema con aire comprimido seco cubrirá el coste de inversión del equipo de secado. La rentabilidad es muy alta, incluso cuando es necesario añadir un equipo de secado a las instalaciones existentes.

Los compresores exentos de aceite no necesitan separador de aceite ni un equipo para depurar los condensados. Tampoco se necesitan filtros, por lo que se eliminan los costes de sustitución. Además, como no es necesario compensar la caída de presión que se produce en los filtros, se puede reducir la presión de trabajo del compresor, lo que contribuirá a mejorar aún más la economía de la instalación.

4.2.6 Recuperación de energía

Cuando se utiliza electricidad, gas o fueloil para cualquier forma de calentamiento dentro de las instalaciones de producción o durante el proceso, se deberá investigar la posibilidad de reemplazar completa o parcialmente dicha energía por la energía residual recuperada de la instalación de compresores. Los factores decisivos son el coste de la energía en €/kWh, el grado de utilización y la inversión

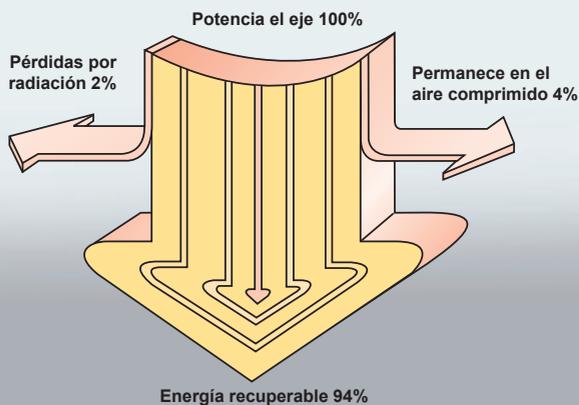
adicional necesaria. Una inversión bien planificada en recuperación de energía residual permite con frecuencia un tiempo de amortización de sólo 1–3 años. Más del 90% de la energía suministrada al compresor se puede recuperar en forma de calor. El nivel de temperatura obtenido determina los usos posibles y el “valor” de la recuperación de calor.

El mayor grado de eficiencia se consigue generalmente en instalaciones refrigeradas por agua, si la salida de agua de refrigeración del compresor se puede conectar directamente a un circuito de agua caliente, por ejemplo, el circuito existente de retorno de una caldera. De este modo, la energía recuperada se puede aprovechar durante todo el año. Los diferentes diseños de compresores imponen diferentes requisitos. Cuando deban superarse grandes distancias hasta el punto de consumo o si la demanda es baja y fluctuante, puede ser interesante contemplar la posibilidad de vender la energía recuperada en forma de calor, refrigeración, electricidad, etc.

4.2.7 Mantenimiento

Como sucede con otros equipos, una instalación neumática necesita mantenimiento. Aunque los costes de mantenimiento son bajos en relación con otros gastos, se pueden reducir aún más con una buena planificación. La elección del nivel de mantenimiento está determinada por la fiabilidad y el rendimiento exigidos de la instalación de aire

4:10



Energía recuperada kWh/año:
 $W = [(K_1 \times Q_1) + (K_2 \times Q_2)] \times T_R$

Ahorro/año: $W \times e_p / \eta$

Aceite ahorrado m³/año

T_R = Tiempo por año en que hay necesidad de recuperación de energía (horas/año)
 K_1 = Parte de T_R con compresor en carga
 K_2 = Parte de T_R con compresor en descarga
 Q_1 = Energía disponible en el refrigerante con el compresor en carga (kW)
 Q_2 = Energía disponible en el refrigerante con el compresor en descarga (kW)
 e_p = Precio de la energía
 η = Eficiencia normal de la fuente de calor

Al mismo tiempo que produce aire comprimido, el compresor también convierte en calor la energía suministrada, que se transfiere al refrigerante, ya sea aire o agua. El aire comprimido contiene sólo una pequeña parte, que se emite como radiación térmica desde la máquina y la tubería.

4:11

Diferentes formas de mantenimiento



Un alto grado de utilización reduce los costes de servicio y mantenimiento, expresado en €/hora de funcionamiento. Es razonable planificar una utilización del 100% y una disponibilidad de al menos un 98%.

comprimido.

El mantenimiento representa la parte más pequeña del coste total de propiedad de la instalación. Depende de la forma en que se haya planificado la instalación neumática en general así como de la elección del compresor y del equipo auxiliar.

La monitorización permanente de la instalación, posiblemente a distancia o por Internet, permite realizar sólo los trabajos estrictamente necesarios. Los fallos se detectan antes y se pueden tomar medidas inmediatas. El presupuesto total de mantenimiento está afectado por:

- Modelo de compresor
- Equipo auxiliar (secadores, filtros, equipo de control y regulación)
- Ciclo de carga/descarga
- Condiciones de la instalación
- Calidad del aire
- Planificación del mantenimiento
- Elección del nivel de seguridad
- Recuperación energía/sistema refrigeración
- Grado de utilización

El coste de mantenimiento anual equivale normalmente al 5–10% del valor de inversión de la máquina.

4.2.7.1 Planificación del mantenimiento

Un mantenimiento bien planificado del compresor permite anticipar los costes y prolongar la vida útil de la máquina y del equipo auxiliar. Al mismo tiempo, se reducen los costes de reparación de pequeñas averías y se acorta el tiempo de parada. La utilización de sistemas electrónicos de diagnóstico permite monitorizar mejor los compresores y sustituir los componentes sólo cuando sea necesario. Además, las piezas se pueden cambiar con tiempo suficiente, evitando así posibles averías y paradas innecesarias.

Utilizando los servicios posventa del proveedor del compresor, su personal y sus piezas de repuesto originales, la máquina mantendrá un alto nivel operativo y existirá la posibilidad de introducir modificaciones basadas en los últimos avances durante su vida útil. Sólo los técnicos de servicio especialmente cualificados pueden evaluar las necesidades de mantenimiento y dar las correspondientes instrucciones a los técnicos del cliente. El cliente debe tener su propio personal para ocuparse de las inspecciones diarias, ya que las personas pueden oír y ver cosas que podrían pasar por alto al equipo de monitorización remota.

4.2.7.2 Equipo auxiliar

Resulta fácil ampliar una instalación neumática añadiendo equipos auxiliares para mejorar la calidad del aire o monitorizar el sistema. Pero el equipo auxiliar también necesita servicio y genera

gastos de mantenimiento (por ejemplo, cambio de filtros, sustitución del agente de secado y formación del personal).

También pueden surgir otros gastos de mantenimiento, por ejemplo, en la red de distribución y en las máquinas de producción, en función de la calidad del aire comprimido. Todos estos costes deberán detenerse en cuenta en los cálculos para tomar la decisión sobre cualquier posible inversión.

4.3 COSTE DEL CICLO DE VIDA

4.3.1 General

Una forma habitual de describir y analizar la

inversión en un producto, un material o un servicio de manera sistemática, pero simplificada, es realizar un análisis del coste del ciclo de vida (CCV). Este análisis examina todas las etapas del ciclo de vida del producto o del servicio. Incluye todo, desde la selección de la materia prima hasta la eliminación o reciclaje de los residuos finales.

Este análisis se emplea muchas veces para comparar diferentes opciones de inversión, por ejemplo, productos o sistemas con una función equivalente. Los resultados suelen utilizarse como directrices para procesos específicos o para el diseño de productos específicos. Las empresas también puede usar el CCV para describir las características de sus productos a proveedores, clientes y autoridades.

Los resultados de un análisis CCV pueden servir de base para tomar decisiones que reduzcan al

4:12

Ejemplo de cálculo de un compresor

Datos de entrada						
Precio de la electricidad	€/kWh	0,10				
Interés calculado	%	12				
Período de depreciación	año	10				
Tiempo de funcionamiento	horas/año	6,000				
		Comp 1	Comp 2	Comp 3	Secadores	TOTAL
Consumo anual						
Electricidad	MWh/año	1,200	550	400	133	2,294
Agua (sistema de circulación)	m ³ /año	--	--	--	--	--
Gastos generales						
Electricidad	€/año	120,000	55,500	40,000	13,300	229,400
Agua	€/año	1,000	500	300	0	1,650
Coste anual sin recuperación de energía						
Costes de explotación	€/año	121,000	56,000	40,300	13,300	230,600
Gastos de capital	€/año	25,000	15,000	8,000	7,000	55,000
Servicio y mantenimiento	€/año	6,500	4,000	2,700	2,200	15,400
Producción de aire = total	mm³/año	12,660	5,770	3,640	-	22,070
Recuperación de energía						
Coste de energía (para el uso alternativo)	€/kWh	0,08	0,08	0,08	-	-
Período de recuperación	meses/año	10	10	8	-	-
Grado de recuperación	%	93	93	93	-	-
Cantidad de energía recuperada	MWh/year	874	402	234	-	1510
Coste anual con recuperación de energía	€/año	82,500	43,000	32,000	22,500	180,000
Ahorro con recuperación de energía	€/año	70,000	32,000	19,000	-	121,000
Coste específico sin recuperación de energía	€/m³	0,0120	0,0130	0,0140	0,0012	0,0136
Coste específico con recuperación de energía	€/m³	0,0065	0,0075	0,0088	-	0,0082

Nota: valores redondeados;
estimación del coste de electricidad 0,1 €/kWh

mínimo el impacto de un producto o servicio sobre el medio ambiente. Sin embargo, el análisis CCV no ofrece respuesta a todas las preguntas, por lo que también deben examinarse otros aspectos, como la calidad y las tecnologías disponibles, para obtener una exhaustiva información general.

4.3.2 Cálculo CCV

Los cálculos CCV se usan cada vez más como instrumento para comparar las diversas opciones de inversión. El cálculo CCV engloba los costes combinados del producto durante un período específico, incluyendo los gastos de capital, el coste operativo y el coste de mantenimiento.

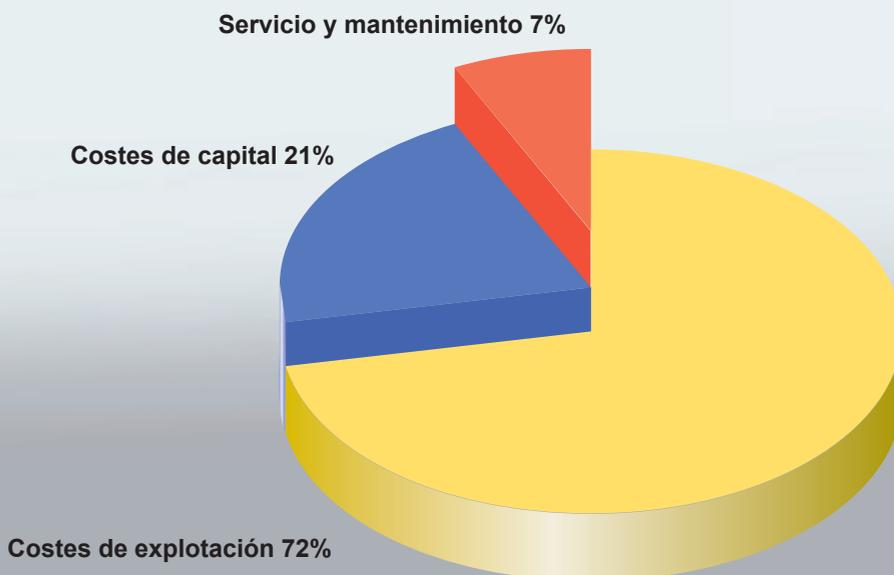
El cálculo CCV se puede emplear tanto para definir los requisitos de una instalación nueva como para analizar una instalación existente. Sin embargo, conviene señalar que, la mayoría de las veces, un cálculo CCV es simplemente una estimación cualificada de los costes futuros, ya que se basa en los conocimientos actuales y se verá afectado por el

desarrollo de nuevas tecnologías y la evolución del precio de la energía.

Tampoco tiene en cuenta los valores “blandos”, que también pueden ser importantes, como la seguridad de la producción y sus correspondientes costes.

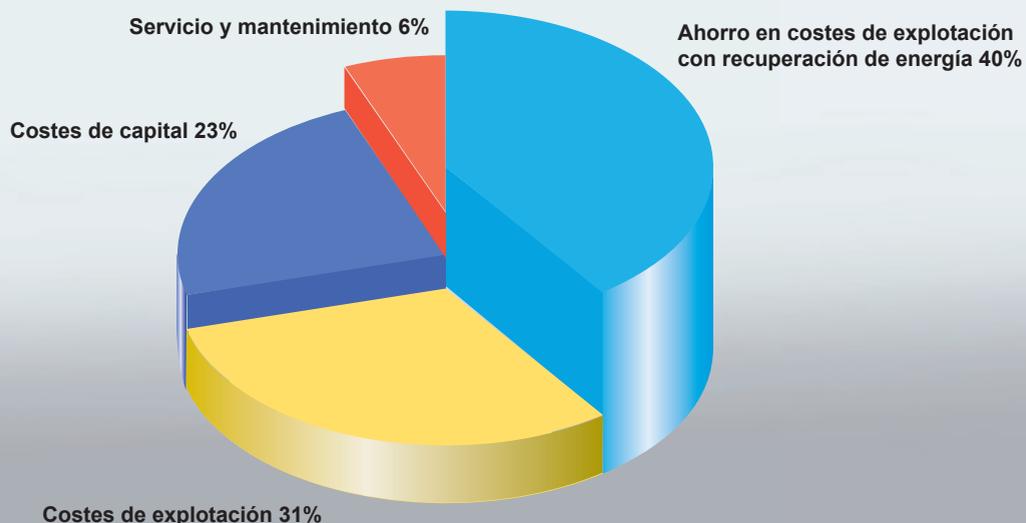
Para hacer un cálculo CCV se necesitan conocimientos y experiencia en otras instalaciones de aire comprimido. Lo ideal es que se realice conjuntamente entre el comprador y el vendedor. Se deberá examinar particularmente cómo afectan las diferentes opciones de inversión a factores como la calidad y la seguridad de la producción, la necesidad de una posterior inversión, el mantenimiento de las máquinas de producción y de la red de distribución, el medioambiente, la calidad del producto final, el riesgo de parada y los rechazos. Un aspecto que no se debe olvidar en este contexto es el Beneficio del Ciclo de Vida, BCV. Es decir, los ingresos que se pueden generar, por ejemplo, mediante la recuperación de energía y la reducción de los rechazos.

4:13



Factores que contribuyen al coste del aire comprimido sin recuperación de energía.

4:14

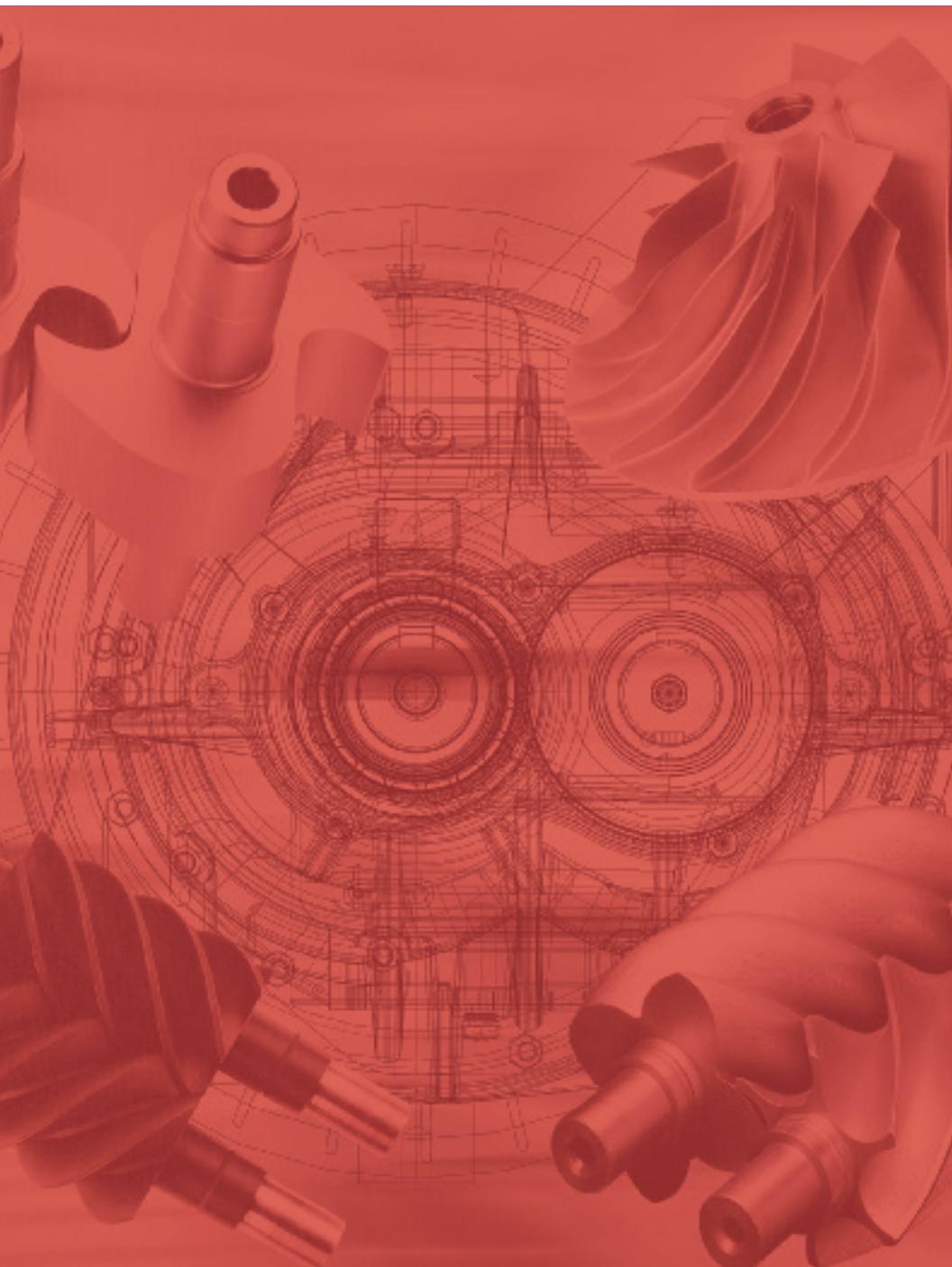


Factores que contribuyen al coste del aire comprimido con recuperación de energía.

Al evaluar los costes de servicio y mantenimiento, también se debe tener en cuenta la condición prevista del equipo al final del período del cálculo (es decir, si debe considerarse como ya agotado o puede restablecerse su condición original).

Además, el modelo de cálculo se debe adaptar siempre al tipo de compresor implicado. Los ejemplos del capítulo 5 pueden servir como modelo de cálculo para una instalación de compresores, con o sin recuperación de energía.

5 *EJEMPLO DE CÁLCULO*



5.1 EJEMPLO DE DISEÑO DE INSTALACIONES DE AIRE COMPRIMIDO

A continuación se ofrecen algunos cálculos para diseñar una instalación típica de aire comprimido. El objetivo es mostrar cómo se usan algunas de las fórmulas y datos de referencia de los capítulos anteriores. El ejemplo está basado en los requisitos de aire comprimido de una instalación teórica, y los resultados son los datos de diseño de los diferentes componentes que la pueden configurar.

Después del ejemplo figuran algunos anexos que muestran cómo se pueden tratar los casos especiales: gran altitud, producción intermitente, recuperación de energía y cómo calcular la caída de presión en la tubería.

5.2 DATOS DE ENTRADA

Antes de comenzar el diseño se deben establecer las necesidades cuantitativas de aire comprimido y las condiciones ambientales. Además de esto, se debe tomar la decisión de si el compresor debe ser lubricado o exento de aceite, y si el equipo estará refrigerado por agua o por aire.

5.2.1 Necesidades de aire comprimido

Supongamos que la instalación tiene tres consumidores de aire comprimido con los datos siguientes:

Consumidor	Caudal de aire	Presión	Punto de rocío
1	12 Nm ³ /min	6 bar(e)	+6°C
2	67 l/s (FAD)	7 bar(a)	+6°C
3	95 l/s (FAD)	4 bar(e)	+6°C

5.2.2 Condiciones ambientales para la selección

Temperatura ambiente normal: 20°C

Temperatura ambiente máxima: 30°C

Presión ambiental: 1 bar(a)

Humedad: 60%

5.2.3 Especificaciones adicionales

Sólo equipos refrigerados por aire.

La calidad del aire comprimido suministrado por un compresor lubricado con aceite se considera suficiente.

5.3 SELECCIÓN DE COMPONENTES

Antes de comenzar la selección de los diferentes componentes, recalculé todos los datos de entrada, que figuran en la tabla 5.2.1, de modo que las unidades de medida sean uniformes.

Conversión del caudal:

En general se usa la unidad l/s para definir la capacidad del compresor, por lo cual hay que recalcular el consumidor 1, en l/s, que está expresado en Nm³/min.

$$12 \text{ Nm}^3/\text{min} = 12 \times 1000/60 = 200 \text{ NI/s.}$$

Al insertar estos datos en la fórmula, obtenemos:

$$q_{FAD} = \frac{q_N \times (273 + T_{FAD}) \times 1,013}{273 \times p_{FAD}} = \frac{200 \times (273 + 30) \times 1,013}{273 \times 1,00} \approx 225 \text{ l/s}$$

q_{FAD} = aire libre suministrado (l/s)

q_N = caudal volumétrico normal (NI/s)

T_{FAD} = temperatura de entrada máxima (30°C)

T_N = temperatura de referencia normal (0°C)

p_{FAD} = presión de entrada estándar (1,00 bar(a))

p_N = presión de referencia normal (1,013 bar(a))

Conversión de la presión:

La unidad que se emplea generalmente para definir la presión del aire comprimido es la presión efectiva (también denominada presión manométrica), expresada en bar(e).

El consumidor 2 se expresa en presión absoluta, 7 bar(a). Para obtener la presión efectiva restamos la presión ambiental de estos 7 bar. En este caso, la presión ambiental es de 1 bar(a), por tanto la presión para el consumidor 2 se puede expresar como (7-1) bar(e) = 6 bar(e).

Con los datos en valores uniformes la tabla queda como sigue:

Consumidor	Caudal de aire	Presión	Punto rocío
1	225 l/s (FAD)	6 bar(e)	+5°C
2	67 l/s (FAD)	6 bar(e)	+5°C
3	95 l/s (FAD)	4 bar(e)	+5°C

5.3.1 Dimensionamiento del compresor

El consumo total de aire es la suma de los tres consumidores $225 + 67 + 95 = 387$ l/s. Teniendo en cuenta los posibles cambios en los datos de consumo previsto y las posteriores necesidades de aire comprimido, debemos añadir un margen del 10-20% aproximadamente. Esto nos da un caudal de $387 \times 1,15 \approx 450$ l/s (incluido el margen de seguridad del 15%).

La presión máxima requerida por todos los consumidores es de 6 bar(e). Se deberá instalar una válvula reductora en el consumidor número 3 que necesita 4 bar(e).

Suponiendo que la caída de presión combinada en el secador, filtro y tuberías no exceda de 1,5 bar, resulta adecuado un compresor con una capacidad de presión de trabajo máxima no inferior a $6 + 1,5 = 7,5$ bar (e).

5.3.2 Selección final del compresor

Se ha seleccionado un compresor con las siguientes especificaciones:

Compresor de tornillo con inyección de aceite

Presión de salida máxima del compresor = 7,5 bar(e)

FAD a 7 bar(e) = 450 l/s

Este requisito lo cumple un compresor con una potencia instalada en el eje del motor = 162 kW.

La temperatura del aire comprimido a la salida del refrigerador posterior del compresor = temperatura ambiente +10°C.

Además, el compresor seleccionado tiene una regulación todo/nada con ciclos cada 30 segundos. Con la regulación todo/nada, el compresor seleccionado tiene una fluctuación de presión entre 7,0 y 7,5 bar(e).

5.3.3 Selección del depósito de aire

q_c = capacidad del compresor = 450 l/s

p_1 = presión de entrada del compresor = 1 bar(a)

T_1 = temperatura de entrada máxima = 30°C = 273 + 30 = 303 K

$f_{\text{máx}}$ = frecuencia máxima = 1 ciclo/30 segundos

$(p_U - p_L)$ = diferencia de presión entre el compresor en carga y en descarga = 0,5 bar

T_0 = la temperatura del aire comprimido a la salida del compresor seleccionado es 10°C mayor que la temperatura ambiente; por tanto, la temperatura máxima en el depósito de aire será = 273 + 40 = 313 K

Para compresores con regulación todo/nada, el volumen del depósito de aire se obtiene con la fórmula siguiente:

$$V = \frac{0.25 \times q_c \times T_0}{f_{\text{máx}} \times (p_U - p_L) \times T_1} = \frac{0.25 \times 450 \times 313}{1/30 \times 0.5 \times 303} = 6.895 \text{ litros}$$

Este es el volumen mínimo recomendado del depósito de aire.

Normalmente se selecciona el siguiente tamaño estándar superior.

5.3.4 Selección del secador

Como el punto de rocío requerido en este ejemplo es de +5°C, la elección más adecuada es un secador frigorífico. Al seleccionar el tamaño del secador se deben tener en consideración varios factores de corrección de sus valores estándar de diseño para adaptar su capacidad. Estos factores de corrección son únicos para cada modelo de secador. En el caso siguiente empleamos los factores de corrección aplicables a los secadores frigoríficos Atlas Copco, que figuran en nuestra hoja de datos. Los factores de corrección son:

1. Temperatura de entrada del secador frigorífico y punto de rocío a presión.

Como la temperatura del aire comprimido a la salida del compresor es 10°C más alta que la temperatura ambiente, la temperatura de entrada del secador frigorífico será un máximo de 30 + 10 = 40°C. Además, el punto de rocío a presión deseado es +5°C.

Obtenemos el factor de corrección apropiado de 0,95 en la hoja de datos de Atlas Copco.

2. Presión de trabajo

La presión real de trabajo es aproximadamente 7 bar, lo cual representa un factor de corrección de 1,0.

3. Temperatura ambiente

Para una temperatura ambiente máxima de 30° se obtiene un factor de corrección de 0,95.

En consecuencia, el secador frigorífico se diseñará para secar el caudal total de aire entregado por el compresor corregido por los factores indicados.

$$450 \times 0,95 \times 1,0 \times 0,95 = 406 \text{ l/s.}$$

5.3.5 Resumen para continuar el cálculo

Se selecciona un secador frigorífico enfriado por aire con los datos siguientes:

Capacidad a 7 bar(e) = 450 l/s

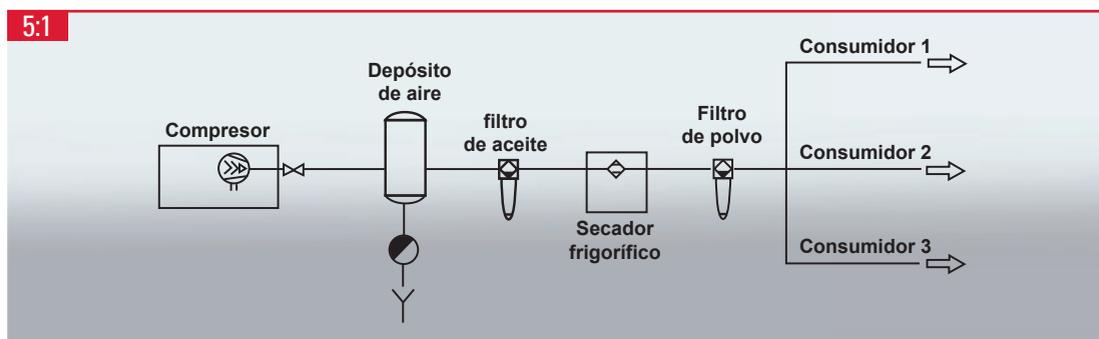
Consumo total de energía = 5,1 kW

Flujo térmico emitido al entorno = 14,1 kW

Caída de presión a través del secador = 0,09 bar

5.3.6 Comprobación de los cálculos

Una vez seleccionados todos los componentes de la instalación de aire comprimido hay que comprobar que la caída de presión total no sea demasiado grande. Esto se hace sumando todas las caídas de presión de los componentes y tuberías. Podría ser conveniente dibujar un diagrama esquemático de la instalación de aire comprimido como se muestra en la Figura 5:1.



La caída de presión de los componentes se obtiene de cada una de sus especificaciones, mientras que la caída de presión en el sistema de tuberías no debe exceder de 0,1 bar.

Ahora se puede calcular la caída de presión total:

Componente	Caída de presión (bar)
Filtro de aceite (caída de presión cuando el filtro es nuevo)	0,08
Secador frigorífico	0,09
Filtro de polvo (caída de presión cuando el filtro es nuevo)	0,08
Sistema de tuberías en el compresor	0,05
Tuberías desde el compresor a los puntos de consumo	0,1
Caída de presión total:	0,4

La presión máxima de descarga de 7,5 bar(e) y la presión de carga de 7,0 bar(e) para el compresor seleccionado da una presión más baja en los consumidores de 7,0 - 0,4 = 6,6 bar(e). A esto hay que añadir la caída de presión adicional en los filtros que irá aumentando con el tiempo. Este aumento de la caída de presión es único para cada tipo de filtro y se puede obtener de la hoja de datos de Atlas Copco.

5.4 TRABAJO DE DISEÑO ADICIONAL

5.4.1 Cálculo de la cantidad de condensados producidos

Como se ha elegido un compresor lubricado, el agua condensada separada en el compresor y en el secador frigorífico contendrá pequeñas cantidades de aceite. Antes de verter el agua en el alcantarillado, hay que separar el aceite, lo cual se puede hacer con un separador de aceite de condensados. Para seleccionar el separador adecuado, necesitamos saber cuánta agua se condensa.

La cantidad total de agua en el aire aspirado por el compresor se obtiene con la fórmula:

f_1 = humedad relativa x la cantidad de agua (g/litro) que el aire puede transportar a la temperatura ambiente máxima de 30°C x caudal de aire.

$$f_1 = 0.6 \times 0.030078 \times 445 \approx 8.0 \text{ g/s}$$

f_2 = la cantidad de humedad que queda en el aire comprimido después del secado (condición aire saturado a +6°C).

$$f_2 = \frac{1 \times 0.007246 \times 445}{8} \approx 0.4 \text{ g/s}$$

El flujo de condensación total desde la instalación f_3 es:

$$f_3 = f_1 - f_2 = 8.0 - 0.4 = 7.6 \text{ g/s} \approx 27.4 \text{ kg/hora}$$

Esta cifra asume una carga continua durante una hora.

Con ayuda del flujo de condensación calculado, podemos elegir el separador de aceite de condensados correcto.

5.4.2 Requisitos de ventilación en la sala de compresores

Para determinar el requisito de ventilación en la sala de compresores debemos tener en cuenta el principio de que el calor liberado en dicha sala se debe eliminar con la ventilación.

Para este cálculo, se emplea la siguiente relación:

$$P = m \times c_p \times \Delta T$$

P = el flujo térmico total (kW)

m = flujo másico (kg/s)

c_p = calor específico (J/kg x K)

ΔT = diferencia de temperatura (K)

La fórmula del flujo másico de ventilación se puede expresar como:

$$m = \frac{P}{c_p \times \Delta T}$$

donde:

ΔT = el aumento máximo admisible de temperatura del aire de ventilación (por ejemplo, 10 K)

c_p = 1,006 kJ/kg x K (a 1 bar y 20°C)

P = (aproximadamente el 94% de la potencia al eje suministrada al compresor + la diferencia entre la potencia total suministrada al compresor y la potencia al eje suministrada al compresor + el flujo térmico indicado desde el secador frigorífico) = (0,94 x 162) + (175 - 162) + 14,1 ≈ 180 kW

Así pues, el flujo másico de aire de ventilación es:

$$m = \frac{P}{c_p \times \Delta T} = \frac{180}{1,006 \times 10} = 17,9 \text{ kg/s}$$

Con una densidad del aire de 1,2 kg/m³, esta masa representa 17,9/1,2 ≈ 15 m³/s.

5.5 CASO ESPECIAL: GRAN ALTITUD

Pregunta:

Imaginemos que se especifica el mismo requisito de aire comprimido que en el ejemplo anterior, pero a una altura de 2500 metros sobre el nivel del mar y con una temperatura ambiente máxima de 35°C. ¿Qué capacidad de compresor (expresada como aire libre suministrado) necesitamos en este caso?

Respuesta: El aire es menos denso a mayor altitud. Esta circunstancia debe tenerse en cuenta al seleccionar el equipo neumático, que tiene sus especificaciones dadas en condiciones normales, Nm³/min. En los casos en que el caudal requerido por el consumidor se exprese en aire libre suministrado (FAD), no es necesario efectuar correcciones.

Como el consumidor 1 del ejemplo se especifica en Nm³/min a 1,013 bar(a) y 0°C, debemos recalculer el caudal (FAD) necesario para este consumidor en condiciones de 35°C y una altura de 2500 m. Según la tabla de consulta, la presión ambiental a 2500 metros sobre el nivel del mar es de 0,74 bar. El caudal para el consumidor 1, recalculado a NI/s (12 Nm³/min = 200 NI/s), se incluye después en la fórmula siguiente:

$$q_{FAD} = q_N \times \frac{T_{FAD}}{T_N} \times \frac{p_N}{p_{FAD}} = 200 \times \frac{(273 + 35)}{273} \times \frac{1,013}{0,74} \approx 309 \text{ l/s}$$

La capacidad total de aire comprimido requerida será entonces de 309 + 67 + 95 = 471 l/s (FAD).

5.6 CASO ESPECIAL: PRODUCCIÓN INTERMITENTE

Pregunta:

Imaginemos que en este ejemplo de cálculo, el consumidor 1 necesita otros 200 l/s durante 40 segundos cada hora. Durante esta fase intermitente, se permite una caída de presión en el sistema a 5,5 bar(e). ¿Qué volumen deberá tener el depósito para satisfacer este requisito extra?

Respuesta: Durante un período breve se puede suministrar más aire comprimido de lo que produce el compresor utilizando el aire almacenado en un depósito. Sin embargo, para llenar este depósito entre los periodos intermitentes en que se necesita más aire, el compresor debe tener una sobrecapacidad específica. Se aplica la fórmula siguiente:

$$V = \frac{qxt}{p_1 - p_2}$$

q = caudal de aire durante la fase de vaciado = 200 l/s

t = duración de la fase de vaciado = 40 segundos

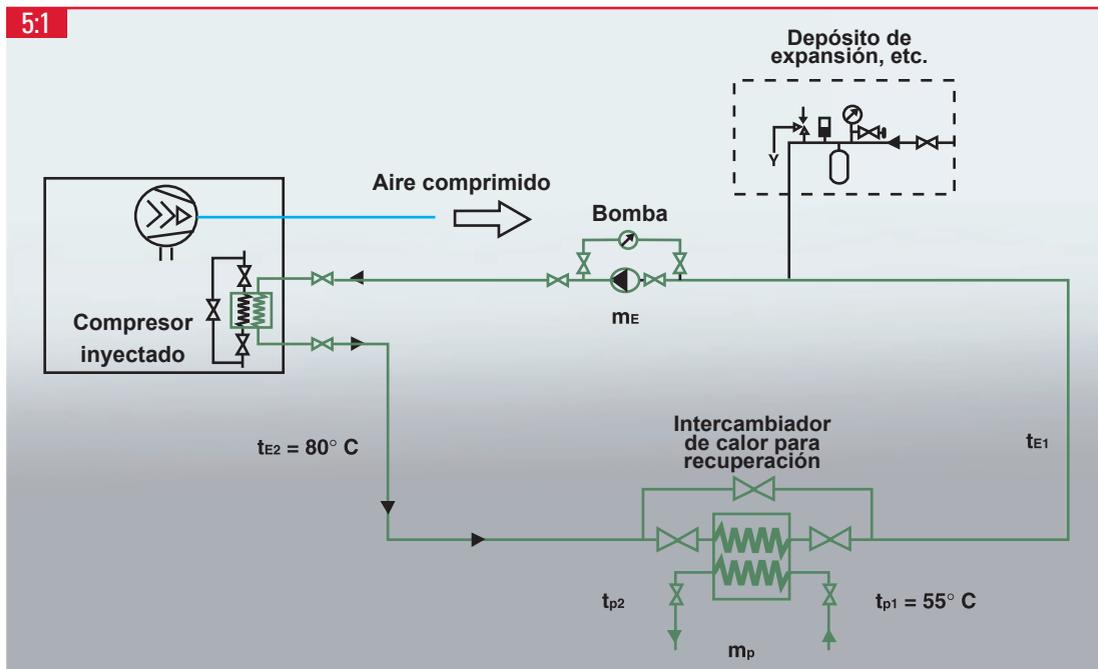
$p_1 - p_2$ = caída de presión permitida durante la fase de vaciado = presión normal del sistema - presión mínima aceptada en la fase de vaciado = 6,42 - 5,5 = 0,92 bar

Insertamos estos datos en la fórmula para obtener el volumen requerido del depósito de aire:

$$V = \frac{qxt}{p_1 - p_2} = \frac{200 \times 40}{0,92} \approx 8700 \text{ l}$$

Además, el compresor debe estar sobredimensionado, de modo que pueda llenar el depósito de aire después de la fase de vaciado. Si el compresor seleccionado tiene una sobrecapacidad de 5 l/s = 18.000 litros/hora, el volumen del depósito calculado anteriormente se llenará en media hora. Como el depósito de aire se vaciará sólo una vez cada hora, la sobrecapacidad del compresor es suficiente.

5.7 CASO ESPECIAL: RECUPERACIÓN DE ENERGÍA DEL AGUA DE REFRIGERACIÓN



Pregunta:

¿Cómo creamos un circuito de recuperación de energía del agua de refrigeración del compresor del ejemplo. El agua a calentar es para una línea de retorno de caldera con una temperatura de entrada de 55°C . Calcule el caudal necesario para el circuito de recuperación de calor y la energía que se puede recuperar. Calcule también el caudal y la temperatura de salida para el retorno de caldera.

Respuesta: Empiece dibujando el circuito de recuperación de energía y anote las diferentes potencias, caudales y temperaturas. Ahora realice cálculo siguiente.

P_E = calor transferido del compresor al circuito de recuperación de energía (kW)

P_A = calor transferido del circuito de recuperación de energía a la aplicación (kW)

m_E = caudal de agua en el circuito de recuperación de energía (l/s)

m_A = caudal de agua en el retorno de la caldera (l/s)

t_{E1} = temperatura del agua después del compresor ($^\circ \text{C}$)

t_{E2} = temperatura del agua antes del compresor ($^\circ \text{C}$)

t_{A1} = temperatura de entrada en el retorno de la caldera ($^\circ \text{C}$)

t_{A2} = temperatura de salida en el retorno de la caldera ($^\circ \text{C}$)

5.7.1 Hipótesis

Se ha hecho la siguiente suposición:

La temperatura de salida del agua de refrigeración del compresor puede tener un valor tal que nos permita una recuperación de parte de su energía. En este ejemplo suponemos que es $t_{E2} = 80^\circ \text{C}$.

Para el circuito de agua a través del intercambiador de calor para recuperación de energía, suponemos:

$$t_{E1} = t_{A1} + 5^{\circ}\text{C} = 55^{\circ}\text{C} + 5^{\circ}\text{C} = 60^{\circ}\text{C}$$

$$t_{A2} = t_{E2} - 5^{\circ}\text{C} = 80^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = 75^{\circ}\text{C}$$

Además, asumimos que ni el sistema de tuberías ni el intercambiador emiten calor al entorno.

5.7.2 Cálculo del caudal de agua en el circuito de recuperación de energía

$$P = m \times c_p \times \Delta T$$

$$\Delta T = \text{aumento de temperatura a través del compresor} = t_{E2} - t_{E1} = 80^{\circ}\text{C} - 60^{\circ}\text{C} = 20^{\circ}\text{C}$$

$$c_p = \text{calor específico del agua} = 4,185 \text{ kJ/kg} \times \text{K}$$

$$m = \text{flujo másico en el circuito de recuperación de energía} = m_E$$

$$P = 70\% \text{ de la potencia al eje suministrada} = P_E = 0,70 \times 162 = 113 \text{ kW}$$

Esta es la máxima energía que se puede recuperar del compresor seleccionado. La fórmula se puede expresar como:

$$m_E = \frac{P_E}{c_p \times \Delta T} = \frac{113}{4,185 \times 20} = 1,35 \text{ kg/s} = 1,35 \text{ l/s}$$

5.7.3 Balance energético a través del intercambiador de calor

Para el intercambiador de calor aplicamos la fórmula siguiente:

$$P_E = m_E \times c_p \times (t_{E2} - t_{E1})$$

$$P_A = m_A \times c_p \times (t_{A2} - t_{A1})$$

Sin embargo, como hemos presupuesto que no tiene lugar ningún intercambio de calor con el entorno, la potencia transferida al circuito de recuperación de energía desde el compresor será igual que la potencia transferida al intercambiador de calor, es decir, $P_A = P_E = 113 \text{ kW}$.

La fórmula se puede expresar como:

$$m_A = \frac{P_A}{(t_{A2} - t_{A1}) \times c_p} = \frac{113}{(75 - 55) \times 4,185} \approx 1,35 \text{ kg/s} = 1,35 \text{ l/s}$$

5.7.4 Resumen

De acuerdo con el cálculo, se puede recuperar una cantidad de calor de 113 kW. Para ello, se necesita un caudal de agua en el circuito de recuperación de 1,35 l/s. Para el retorno de la caldera también es adecuado un caudal de 1,35 l/s con un aumento de la temperatura de alimentación de la caldera de 20°C.

5.8 CASO ESPECIAL: CAÍDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA

Pregunta:

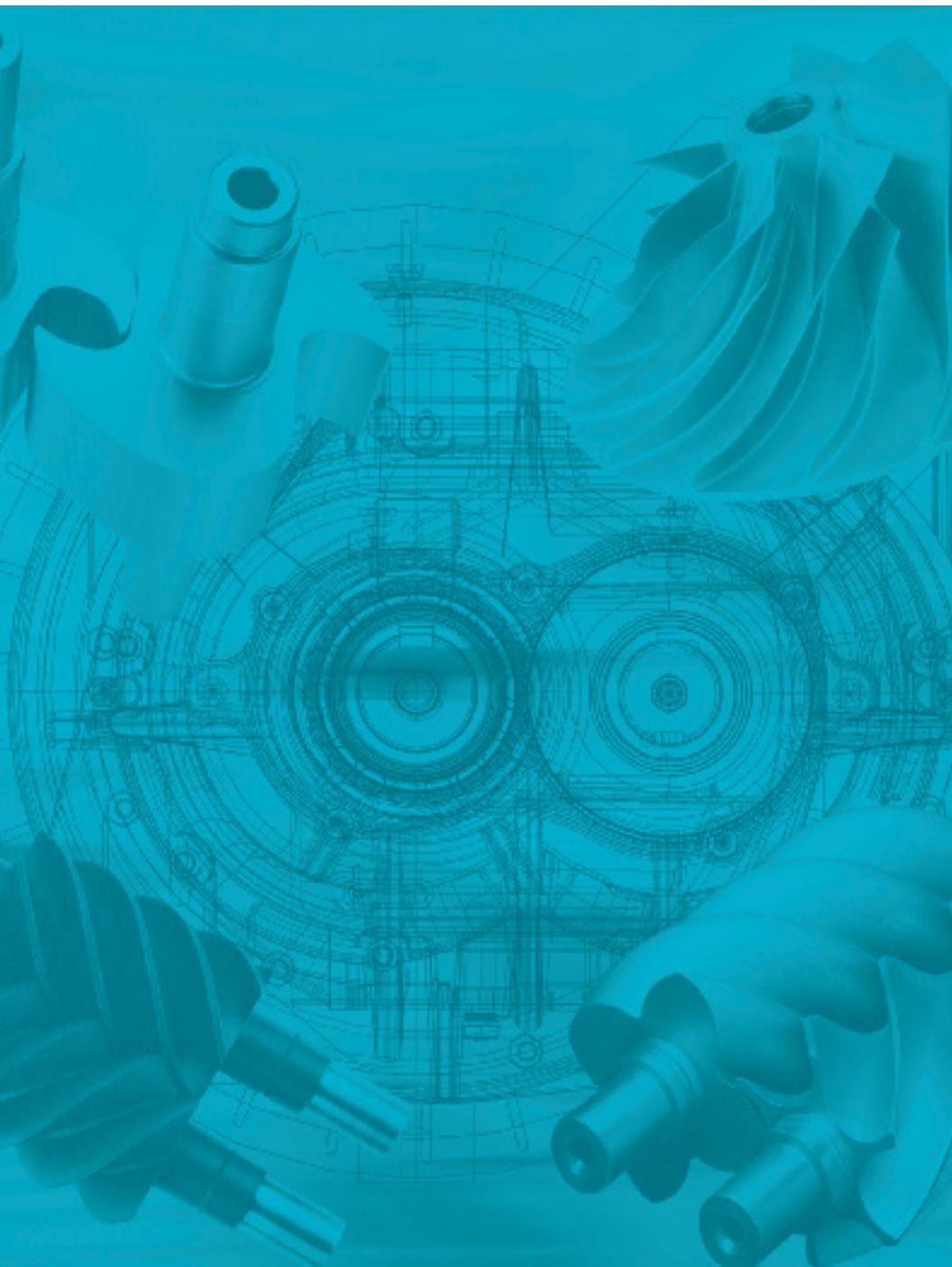
Una tubería de 23 metros con un diámetro interior de 80 mm transportará un caudal de aire comprimido de $q_c = 140$ l/s. En el trazado de la tubería hay 8 codos, todos los cuales tienen un radio de curvatura igual que el diámetro interior de la tubería. ¿Cuál será la caída de presión a través de la tubería si la presión inicial es de 8 bar(a)?

Respuesta: Primero, determine la longitud de tubería equivalente de los 8 codos. En la figura 3:36 se puede ver que la longitud de tubería equivalente es de 1,3 metros por codo. La longitud de tubería total será entonces $8 \times 1,3 + 23 = 33,4$ metros. Se emplea la fórmula siguiente para calcular la caída de presión:

$$\Delta p = 450 \frac{q_c^{1.85} \times l}{d^5 \times \rho} = 450 \frac{140^{1.85} \times 33.4}{80^5 \times 8} \approx 0.0054 \text{ bar}$$

Así pues, la caída de presión total a través de la tubería será de 0,0054 bar, que es un valor muy bajo.

6 APÉNDICES



6.1 EL SISTEMA INTERNACIONAL, SI

Cualquier cantidad física es el producto de un valor numérico y una unidad. Desde 1964, el Sistema Internacional de Unidades (SI) se ha ido adoptando gradualmente a nivel mundial, con la excepción de Liberia, Myanmar y los Estados Unidos. Se puede encontrar información básica en la norma ISO 31, que está bajo revisión y será sustituida por la ISO/IEC 80000: Magnitudes y Unidades.

Las unidades se dividen en cuatro clases diferentes:

- Unidades básicas
- Unidades suplementarias
- Unidades derivadas
- Unidades adicionales

Las unidades básicas, las unidades suplementarias y las unidades derivadas se llaman "unidades del sistema internacional". Las unidades adicionales no son del sistema internacional, aunque se aceptan

para su uso con las unidades de dicho sistema. Todas las unidades SI se pueden expresar en unidades básicas.

En el sistema internacional hay 7 unidades básicas:

Longitud	metro	m
Masa	kilogramo	kg
Tiempo	segundo	s
Corriente eléctrica	amperio	A
Temperatura	kelvin	K
Intensidad luminosa	candela	cd
Cantidad de sustancia	mol	mol

Las unidades derivadas están formadas como potencia o producto de potencias de una o más unidades básicas y/o unidades suplementarias de acuerdo con las leyes físicas para la relación entre estas diferentes unidades.

Unidades adicionales:

Hay un número limitado de unidades fuera del sistema SI que no pueden eliminarse por diferentes razones y se siguen usando junto con el Sistema Internacional como unidades adicionales.

Se han asignado nombres genéricos a las 15 unidades derivadas más importantes:

Magnitud	Unidad	Símbolo	Expresión en otras unidades SI
frecuencia	hertzio	Hz	s^{-1}
fuerza	newton	N	$kg \times m \times s^{-2}$
presión / tensión mecánica	pascal	Pa	N / m^2
energía / trabajo	julio	J	$N \times m$
potencia	vatio	W	J / s
cantidad de electricidad/ carga	culombio	C	$A \times s$
tensión eléctrica	voltio	V	W / A
capacitancia	faradio	F	C / V
resistencia	ohmio	Ω	V / A
conductividad	siemens	S	A / V
flujo magnético	weber	Wb	$V \times s$
densidad de flujo magnético	tesla	T	Wb / m^2
inductancia	henrio	H	Wb / A
flujo luminoso	lumen	lm	$Cd \times sr$
luz	lux	lx	Lm / m^2
ángulo	radián	rad	m / m
ángulo sólido	estereoradián	sr	m^2 / m^2

Unidades adicionales habituales para uso técnico:

Magnitud	Unidad	Símbolo	Observaciones
volumen	litro	l	1 l = 1 dm ³
tiempo	minuto	min	1 min = 60 s
tiempo	hora	h	1 h = 60 min
masa	tonelada métrica	t	1 t = 1.000 kg
presión	bar	bar	1 bar = 10 ⁵ Pa
ángulo plano	grado	°	1° = $\pi/180$ rad
ángulo plano	minuto	'	1' = 1°/60
ángulo plano	segundo	''	1'' = 1'/60

Se pueden añadir prefijos para generar un múltiplo de la unidad original. Todos estos múltiplos son números enteros de potencias de diez, por ejemplo:

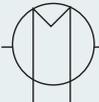
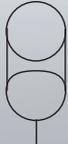
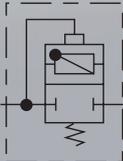
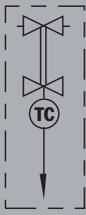
- kilo-denota un múltiplo de mil (10³)
- mili-denota un múltiplo de una milésima (10⁻³).

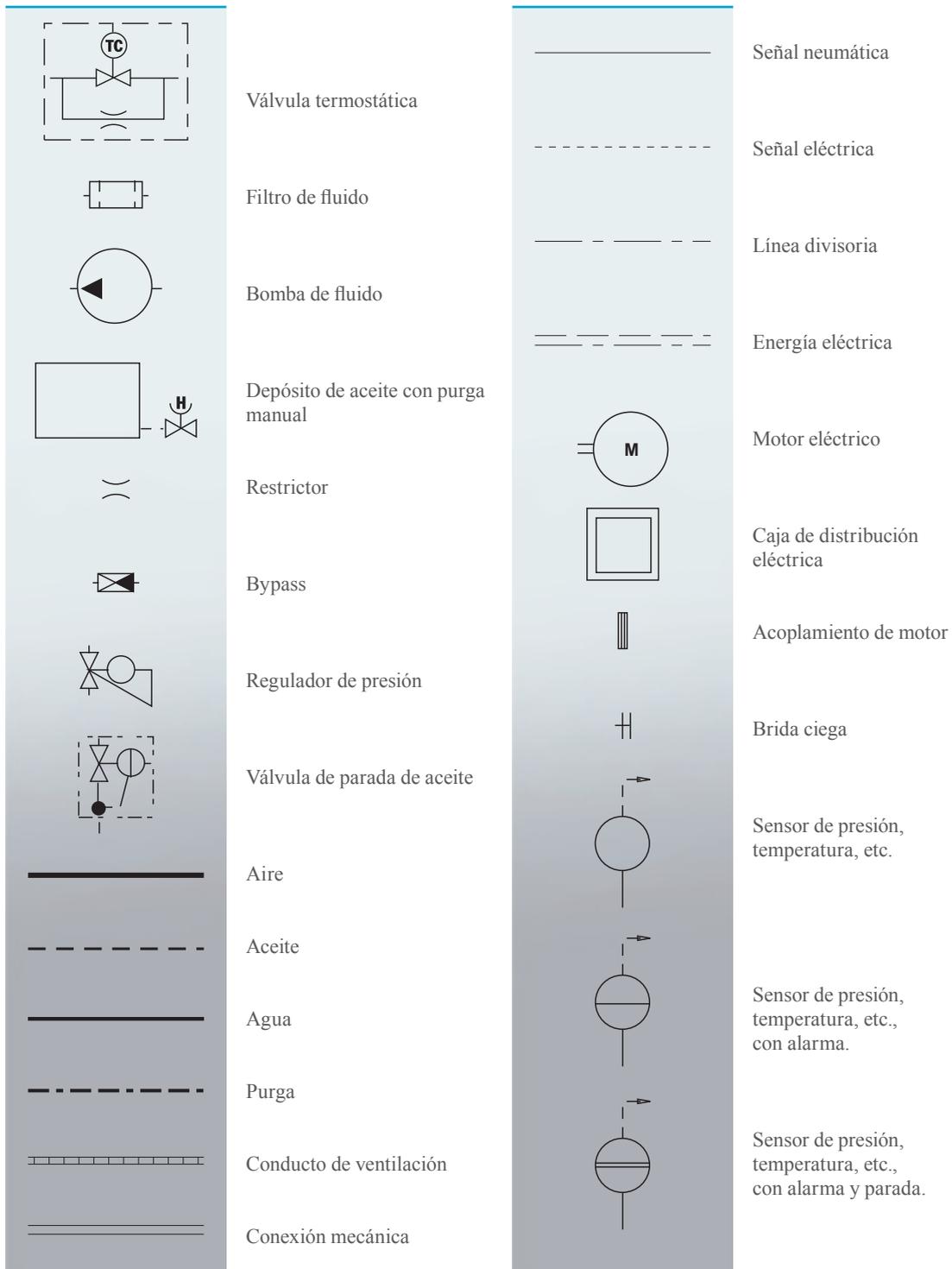
En las recomendaciones (normas) internacionales se enumeran catorce de estos prefijos, según la tabla siguiente

Potencia	Prefijo Designación	Prefijo Símbolo	Ejemplo	Símbolo
10 ¹²	tera	T	1 terajulio	1 TJ
10 ⁹	giga	G	1 gigahertzio	1 GHz
10 ⁶	mega	M	1 megavatio	1 MW
10 ³	kilo	k	1 kilómetro	1 km
10 ²	hecto	h	1 hectólitro	1 hl
10 ¹	deca	da	1 decalumen	1 dalm
10 ⁻¹	deci	d	1 decibelio	1 dB
10 ⁻²	centi	c	1 centímetro	1 cm
10 ⁻³	mili	m	1 miligramo	1 mg
10 ⁻⁶	micro	μ	1 micra	1 μm
10 ⁻⁹	nano	N	1 nanohenrio	1 nH
10 ⁻¹²	pico	p	1 picofaradio	1 pF
10 ⁻¹⁵	femto	f	1 femtómetro	1 fm
10 ⁻¹⁸	atto	a	1 attosegundo	1 as

Para obtener más información: www.bipm.org/en/si/

6.2 SÍMBOLOS GRÁFICOS

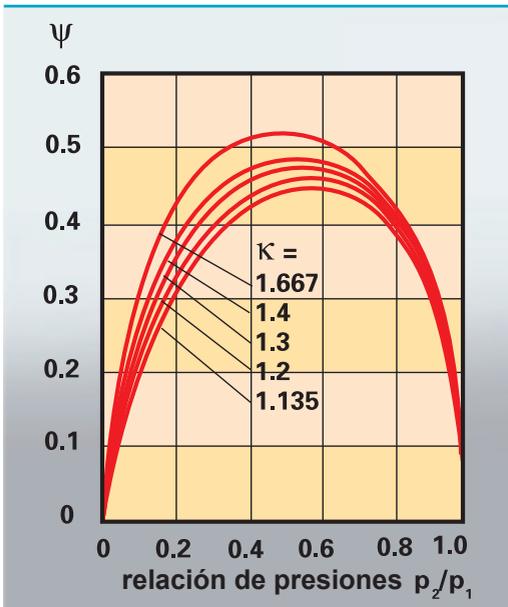
	Filtro de aire		Eyector
	Silenciador		Refrigerador enfriado por agua
	Difusor		Separador de humedad
	Compensador		Depósito de condensación
	Válvula de estrangulación		Dirección del flujo
	Compresor de tornillo		Refrigerador enfriado por aire
	Válvula antirretorno		Ventilador
	Válvula de parada		Depósito de expansión
	Válvula de seguridad		Válvula de presión mínima
	Válvula manual		Válvula termostática
	Cierre de la válvula por fallo de la energía de activación		
	Apertura de la válvula por fallo de la energía de activación		
	Separador de aceite		



6.3 DIAGRAMAS Y TABLAS

Material	J/kg x K
aire (presión atmosférica)	1 004
aluminio	920
cobre	390
aceite	1 670-2 140
acero	460
agua	4 185
zinc	385

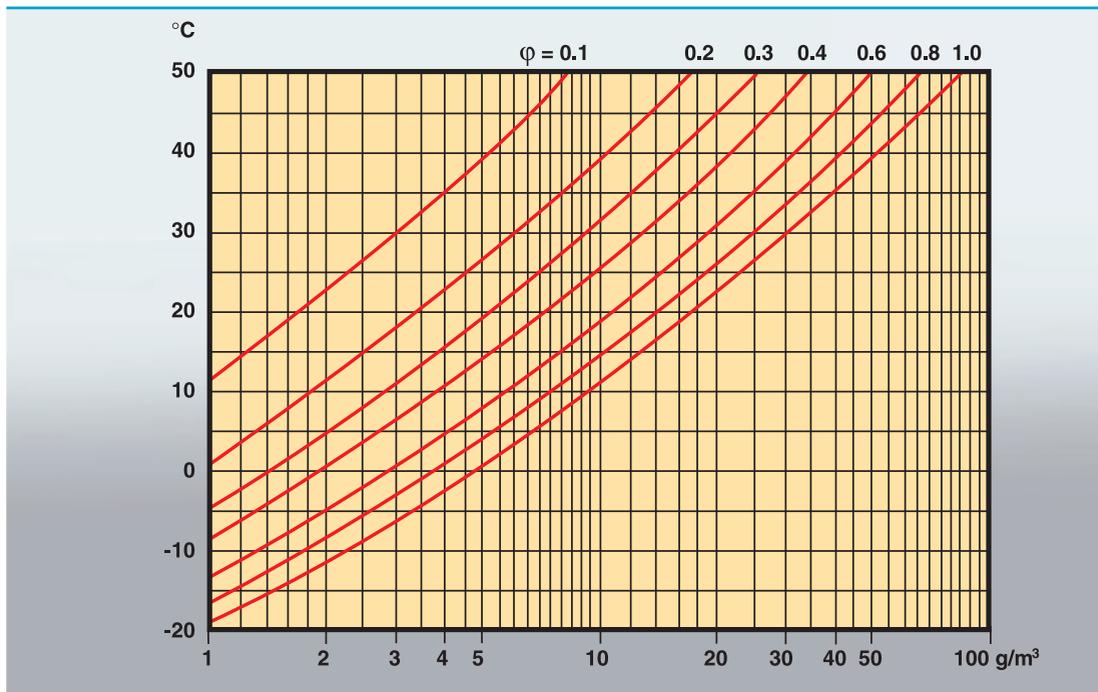
Capacidad térmica específica de algunos materiales.



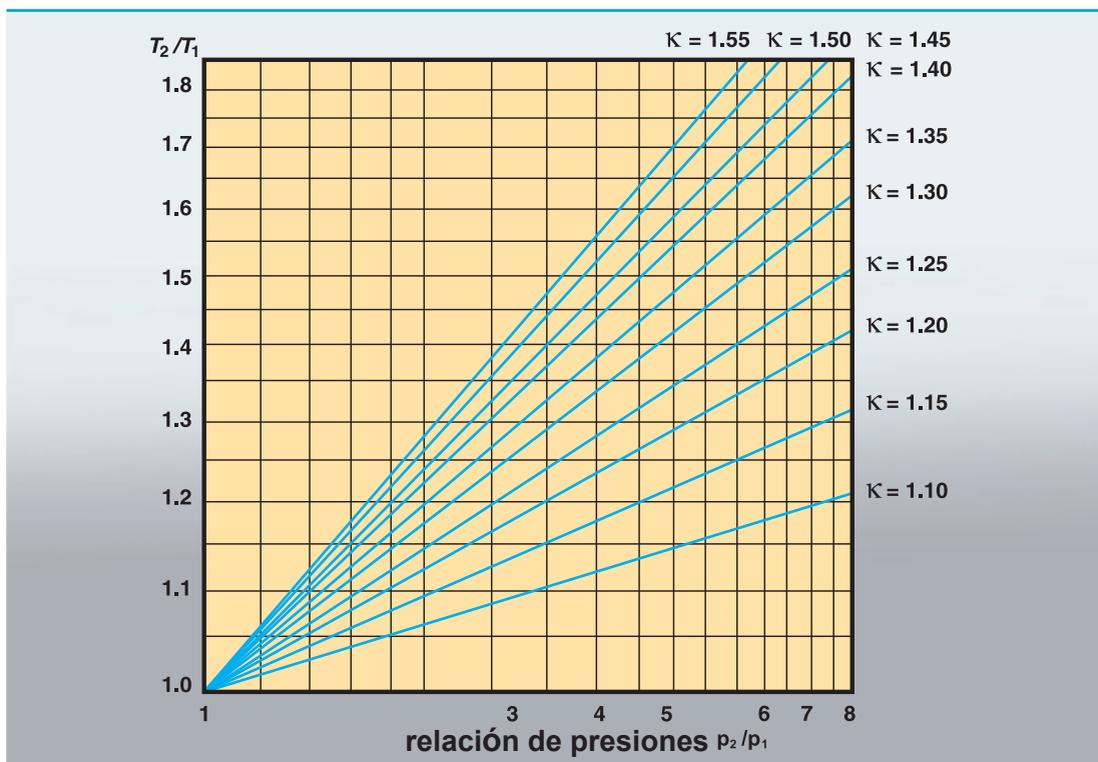
Coefficientes de caudal en función de la relación de presiones para diferentes valores K .

punto de ebullición	78.8	K
presión crítica (a)	97.66	bar
temperatura crítica	132.52	K
peso específico	1.225	kg/m ³
viscosidad dinámica	17.89x10 ⁻⁶	Pa x s
punto de congelación	57-61	K
constante del gas	287.1	J/(kg x K)
viscosidad cinemática	14.61x10 ⁻⁵	m/s ²
masa molar	28.964	sin dimensión
capacidad térmica a:		
presión constante	1.004	kJ/(kg x K)
relación de capacidad térmica específica	1.40	sin dimensión
velocidad del sonido	340.29	m/s
conductividad térmica	0.025	W/(m x k)

Algunas propiedades físicas del aire seco a 15°C y 1,013 bar.



Contenido de agua en el aire a diferentes presiones relativas de vapor (ϕ)



El diagrama muestra la relación de temperaturas T_2/T_1 para diferentes gases con diferentes valores K durante la compresión isentrópica.

t °c	Ps mbar	ρ_w g/m ³	t °c	Ps mbar	ρ_w g/m ³
-40	0.128	0.119	5	8.72	6.80
-38	0.161	0.146	6	9.35	7.26
-36	0.200	0.183	7	10.01	7.75
-34	0.249	0.225	8	10.72	8.27
-32	0.308	0.277	9	11.47	8.82
-30	0.380	0.339	10	12.27	9.40
-29	0.421	0.374	11	13.12	10.01
-28	0.467	0.413	12	14.02	10.66
-27	0.517	0.455	13	14.97	11.35
-26	0.572	0.502	14	15.98	12.07
-25	0.632	0.552	15	17.04	12.63
-24	0.689	0.608	16	18.17	13.63
-23	0.771	0.668	17	19.37	14.48
-22	0.850	0.734	18	20.63	15.37
-21	0.937	0.805	19	21.96	16.31
-20	1.03	0.884	20	23.37	17.30
-19	1.14	0.968	21	24.86	18.34
-18	1.25	1.06	22	26.43	19.43
-17	1.37	1.16	23	28.09	20.58
-16	1.51	1.27	24	29.83	21.78
-15	1.65	1.39	25	31.67	23.05
-14	1.81	1.52	26	33.61	24.38
-13	1.98	1.65	27	35.65	25.78
-12	2.17	1.80	28	37.80	27.24
-11	2.38	1.96	29	40.06	28.78
-10	2.60	2.14	30	42.43	30.38
-9	2.84	2.33	31	44.93	32.07
-8	3.10	2.53	32	47.55	33.83
-7	3.38	2.75	33	50.31	35.68
-6	3.69	2.99	34	53.20	37.61
-5	4.02	3.25	35	56.24	39.63
-4	4.37	3.52	36	59.42	41.75
-3	4.76	3.82	37	62.76	43.96
-2	5.17	4.14	38	66.28	46.26
-1	5.62	4.48	39	69.93	48.67
0	6.11	4.85	40	73.78	51.19
1	6.57	5.19	41	77.80	53.82
2	7.06	5.56	42	82.02	58.56
3	7.58	5.95	43	86.42	59.41
4	8.13	6.36	44	91.03	62.39

Presión de saturación (p_s) y densidad (ρ_w) del vapor de agua saturado.

Gas	Volumen %	Peso %
nitrógeno N ₂	78.084	75.520
oxígeno O ₂	20.947 6	23.142
argón Ar	0.934	1.288
dióxido de carbono CO ₂	0.031 4	0.047 7
neón Ne	0.001 818	0.001 267
helio He	0.000 524	0.000 072 4
kriptón Kr	0.000 114	0.000 330
xenón Xe	0.000 008 7	0.000 039
hidrógeno H ₂	0.000 05	0.000 003
metano CH ₄	0.000 2	0.000 1
óxido nitroso N ₂ O	0.000 05	0.000 08
ozono O ₃	verano: 0 to 0.000 007	0 a 0.000 01

Composición del aire limpio y seco a nivel del mar (se mantiene relativamente constante hasta una altitud de 25 km).

Tipo de máquina y tamaño	Requisito de aire máx. l/s
Máquinas de taladrado, Ø = diámetro de broca (mm)	
Pequeño Ø < 6.5	6.0
Medio 6.5 < Ø = < 10	7.5
Grande 10 < Ø < 16	16.5
Roscadoras	6
Atornillador, d = tamaño de tornillo	
Pequeño d < M6	5.5
Medio M6 < d < M8	7.5
Llave de impacto, d = tamaño de perno	
Pequeño d < M10	5.0
Medio M10 < d < M20	7.5
Grande d ≥ M20	22.0
	7.5
Pulidoras/amoladoras de troqueles, e = potencia (KW)	
Pequeño e < 0,5	8.0
Grande e < 0,5	16.5
Amoladoras, e = potencia(kW)	
Pequeño 0,4 < e < 1,0	20.0
Medio 1,0 < e < 2	40.0
	60.0
Martillos cinceladores	
Ligero	6.0
Pesado	13.5
Polipastos neumáticos t = tonelaje de elevación	
t < 1 tonelada	35
t > 1 tonelada	45
Desincrustador	5.0
Tobera de limpieza	6.0
Aprietatuercas, d = tamaño de tuerca	
d ≤ M8	9
d ≥ M10	19

Datos típicos de consumo de aire de algunas herramientas y máquinas de acuerdo con la experiencia. Estos valores forman la base para calcular la capacidad requerida del compresor.

Punto de rocío °C	g/m ³						
+100	588.208	+58	118.199	+16	13.531	-25	0.55
99	569.071	57	113.130	15	12.739	26	0.51
98	550.375	56	108.200	14	11.987	27	0.46
97	532.125	55	103.453	13	11.276	28	0.41
96	514.401	54	98.883	12	10.600	29	0.37
95	497.209	53	94.483	11	9.961	30	0.33
94	480.394	52	90.247	10	9.356	31	0.301
93	464.119	51	86.173	9	8.784	32	0.271
92	448.308	50	82.257	8	8.243	33	0.244
91	432.885	49	78.491	7	7.732	34	0.220
90	417.935	48	74.871	6	7.246	35	0.198
89	403.380	47	71.395	5	6.790	36	0.178
88	389.225	46	68.056	4	6.359	37	0.160
87	375.471	45	64.848	3	5.953	38	0.144
86	362.124	44	61.772	2	5.570	39	0.130
85	340.186	43	58.820	1	5.209	40	0.117
84	336.660	42	55.989	0	4.868	41	0.104
83	324.469	41	53.274			42	0.093
82	311.616	40	50.672	-1	4.487	43	0.083
81	301.186	39	48.181	2	4.135	44	0.075
80	290.017	38	45.593	3	3.889	45	0.067
79	279.278	37	43.508	4	3.513	46	0.060
78	268.806	36	41.322	5	3.238	47	0.054
77	258.827	35	39.286	6	2.984	48	0.048
76	248.840	34	37.229	7	2.751	49	0.043
75	239.351	33	35.317	8	2.537	50	0.038
74	230.142	32	33.490	9	2.339	51	0.034
73	221.212	31	31.744	10	2.156	52	0.030
72	212.648	30	30.078	11	1.96	53	0.027
71	204.286	29	28.488	12	1.80	54	0.024
70	196.213	28	26.970	13	1.65	55	0.021
69	188.429	27	25.524	14	1.51	56	0.019
68	180.855	26	24.143	15	1.38	57	0.017
67	173.575	25	22.830	16	1.27	58	0.015
66	166.507	24	21.578	17	1.15	59	0.013
65	159.654	23	20.386	18	1.05	60	0.011
64	153.103	22	19.252	19	0.96	65	0.0064
63	146.771	21	18.191	20	0.88	70	0.0033
62	140.659	20	17.148	21	0.80	75	0.0013
61	134.684	19	16.172	22	0.73	80	0.0006
60	129.020	18	15.246	23	0.66	85	0,00025
59	123.495	17	14.367	24	0.60	90	0.0001

Contenido de agua en el aire a diferentes puntos de rocío.

6.4 RECOPIACIÓN DE NORMAS Y REGLAMENTOS APLICABLES

6.4.1 General

En el sector del aire comprimido, como en muchos otros sectores industriales, hay normativas que se deben cumplir. Pueden incluir requisitos definidos por la legislación, así como reglamentos opcionales o recomendaciones de normas nacionales e internacionales. A veces, estas recomendaciones pueden convertirse en obligatorias, por ejemplo, cuando se incorporan a la legislación. Por tanto, si se cita una recomendación en un acuerdo comercial, ésta también puede ser vinculante.

Las normativas obligatorias pueden referirse, por ejemplo, a la seguridad de las personas y bienes, mientras que las recomendaciones sirven para facilitar el trabajo con las especificaciones, la selección de calidad, realización de mediciones, planos de fabricación, etc.

6.4.2 Normas

Los beneficios de una normalización internacional son evidentes tanto para los fabricantes como para las partes intermedias, como las empresas de ingeniería y los clientes finales. Facilita la intercambiabilidad de productos y sistemas, y permite comparar las declaraciones de rendimiento en igualdad de condiciones. Estas declaraciones de rendimiento pueden incluir aspectos de carácter operativo, medioambiental y de seguridad.

Los legisladores hacen referencia con frecuencia a las normas como forma de crear uniformidad de mercado. Las normas pueden ser elaboradas, promulgadas y actualizadas por organizaciones de normalización a nivel nacional, supranacional (europeo) e internacional, pero también por asociaciones comerciales específicas, centradas en determinados sectores industriales (la industria petrolera, el sector del aire comprimido, la industria electrónica, etc).

Las normas elaboradas por la Organización Internacional de Normalización (ISO) pueden

convertirse en normas nacionales a criterio de los países que la componen. Las normas elaboradas por el CEN (Comité Europeo de Normalización) se utilizan en sus 30 países miembros, y su conversión en norma nacional puede ser obligatoria en el caso de normas armonizadas. Todas las normas se pueden adquirir a través de las diversas organizaciones de normalización nacionales.

En la industria del aire comprimido, las normas también pueden ser elaboradas por asociaciones comerciales tales como PNEUROPE (Comité europeo de fabricantes de equipos de aire comprimido, bombas de vacío, herramientas neumáticas y equipos afines), o su equivalente CAGI (Instituto del gas y aire comprimido de Estados Unidos). Algunos ejemplos de estos documentos son las normas de medición de capacidad de los compresores, el contenido de aceite en el aire comprimido, etc., que se emitieron a la espera del desarrollo de una norma internacional.

6.4.3 Recopilación

A continuación se ofrece una lista no exhaustiva de las normas actuales (2010) en la industria del aire comprimido. Las referencias indicadas son tanto europeas como estadounidenses. Las iniciativas estándar de Pneurop se publican normalmente en paralelo con una edición CAGI para el mercado americano.

Se recomienda comprobar con el organismo emisor que se está utilizando la última edición, a menos que se haga referencia a una emisión de fecha específica.

6.4.3.1 Seguridad en máquinas

Directiva de maquinaria 2006/42/CE de la UE, con referencia a las normas siguientes:

EN 1012-1 Compresores y bombas de vacío – requisitos de seguridad

EN ISO 12100-1:2003 AMD 1 2009, Seguridad de maquinaria – conceptos básicos, principios generales de diseño – Parte 1: Terminología básica, metodología

EN ISO 12100-2:2003 AMD 1 2009, Seguridad de maquinaria – conceptos básicos, principios generales de diseño – Parte 2: Principios técnicos

6.4.3.2 Seguridad en equipos a presión

Directiva 87/404/CE de la UE, Depósitos de presión simples

Directiva 97/23/CE de la UE, Equipos de presión, con referencia a las normas siguientes:

EN 764-1 a 7, Equipos de presión

EN 286-1 a 4, Depósitos de presión simples no expuestos al fuego diseñados para contener aire o nitrógeno

6.4.3.3 Medioambiente

Directiva 2000/14/CE de la UE, Emisiones sonoras en el entorno, con referencia a las normas siguientes:

EN ISO 3744:2009, Determinación de los niveles de potencia acústica de fuentes de ruido utilizando la presión acústica – Método de ingeniería

EN ISO 2151:2004, Código de pruebas de ruido para compresores y bombas de vacío – Método de ingeniería

Directiva 2004/26/CE de la UE, Norma sobre emisiones de motores no de carretera – Niveles de Fase III implementados de 2006 a 2013, Fase IV a partir de 2014

Norma federal de EE.UU. sobre emisiones de motores no de carretera – Niveles Tier III implementados de 2006 a 2008, niveles Tier IV de 2008 a 2015

6.4.3.4 Seguridad eléctrica

Directiva 2004/108/CE de la UE, Compatibilidad electromagnética, con referencia a las normas siguientes:

EN 61000-6-2:2005, Compatibilidad electromagnética (EMC) - Parte 6-2: Normas genéricas - Inmunidad para entornos industriales

EN 61000-6-4:2006, Compatibilidad electromagnética (EMC) - Parte 6-4: Normas genéricas – Normas de emisiones para entornos industriales

Directiva 2006/95/CE de la UE, Equipos de baja

tensión, con referencia a las normas siguientes:

EN 60034- Parte 1 a 30, Máquinas eléctricas rotativas – Capacidad nominal y rendimiento

EN 60204-1:2009, Seguridad de maquinaria - equipo eléctrico de máquinas – Parte 1: Requisitos generales

EN 60439-1:2004, Cuadros de control de baja tensión – Parte 1: Tipo probado y conjuntos parcialmente probados

6.4.3.5 Aparatos médicos – general

Directiva 93/42/CE de la UE, con referencia a las normas siguientes:

EN ISO 13485:2000, Sistema de tuberías de plástico – Método de prueba de estanqueidad bajo presión interna

EN ISO 14971:2007, Aparatos médicos – Aplicación de gestión de riesgos a aparatos médicos

6.4.3.6 Estandarización

ISO 3857-1:1977, Compresores, herramientas y máquinas neumáticas - Vocabulario - Parte 1: General

ISO 3857-2:1977, Compresores, herramientas y máquinas neumáticas - Vocabulario - Parte 2: Compresores

ISO 5390:1977, Compresores: clasificación

6.4.3.7 Especificaciones y pruebas

ISO 1217:2009, Compresores de desplazamiento – Pruebas de aceptación

ISO 5389:2005, Turbocompresores – Código de prueba de rendimiento

ISO 7183:2007, Secadores de aire comprimido – Especificaciones y prueba

ISO 12500:2007-Parte 1 a 3, Filtros de aire comprimido – Métodos de ensayo

ISO 8573-Parte 1 a 9, Aire comprimido – Contaminantes y grados de pureza – Métodos de ensayo

ÍNDICE

A

absorción acústica	3.8.8
absorción	2.4.1
aire	1.4
aire de aspiración	3.5.4
aire húmedo	1.4.2
aire medicinal	3.2.9
alta tensión	1.6.1
análisis operativo	3.1.1.3
arrancador	3.7.3, 3.7.5
arranque directo	3.7.3
arranque estrella/triángulo	3.7.3
arranque suave	3.7.3
asignación de costes	4.1.1.1, 4.3.2

B

baja tensión	1.6.1
banda de presión	2.5.4.2
bombas de vacío	2.3.1

C

cables	3.7.6
caída de presión	1.3.6, 4.2.2
cálculo de compresor	4.3.2
calidad del aire comprimido	3.2.2
cambios de estado	1.3.4
cantidad de aire de ventilación	3.5.5
capacidad térmica	1.2.3
carbón activado	3.2.9
carga	2.5.1
caudal a través de las tuberías	1.3.6
caudal volumétrico	1.2.6
cero absoluto	1.2.2
clase de aislamiento	1.6.5.3
clases de protección	1.6.5.4
compensación de fase	3.7.7
composición del aire	1.4.1
compresión en varias etapas	1.5.5
compresor de alta presión	3.6.1.1
compresor de simple efecto	1.5.2, 2.1.2
compresor de uña	2.1.6
compresor refrigerado por agua	3.3.1
compresor refrigerado por aire	3.3.2

compresores axiales	2.2.3
compresores booster	2.3.2
compresores centrífugos	2.2.2
compresores de desplazamiento	1.5.2, 2.1.1
compresores de diafragma	2.1.4
compresores de doble efecto	1.5.2, 2.1.2
compresores de paletas	2.1.8
compresores de pistón	1.5.1, 1.5.2, 2.1.2
compresores de tornillo	2.1.5
compresores de tornillo exentos de aceite	2.1.5.1
compresores dinámicos	1.5.4., 2.2.1
compresores exentos de aceite	2.1.3
compresores radiales	2.1.1, 2.2.2
compresores scroll	2.1.7
compresores tornillo inyecc. de líquido	2.1.5.2
compresores transportables	2.6
conductividad	1.3.3
conexión en estrella	1.6.3, 1.6.5.7
conexión en triángulo	1.6.5.7
constante de gas individual	1.3.2
constante de la sala	3.8.3
constante del gas	1.3.2
consumo de aire	1.1.2, 4.2.3
contactor	3.7.3
contenido de agua en aire comprimido	2.4.1, 3.2.2
control central	2.5.7
control de secuencia	2.5.6.1
control de temperatura del aceite	2.6.3
control y monitorización	2.5.4
convección	1.3.3
convertidor de frecuencia	2.5.4.3
corriente alterna	1.6.1
corriente eléctrica	1.6.1
coste del ciclo de vida, CCV	4.3
coste total	4.3.2
costes de mantenimiento	4.2.7
costes operativos	4.1.1.1, 4.1.1.2

D

decibelio	3.8.1
depósito de aire	3.6.1.1
descarga en la válvula	2.5.2.8
descarga en la válvula de aspiración	2.5.2.8
descarga multietapa	2.5.2.8
descarga/carga	2.5.1
desfase	1.6.2
diferencia de temp. media logarítmica	1.3.3
dimensionado	3.1.3, 3.1.5.1
distribución del aire comprimido	3.6.1
disyuntor	3.7.5

E

economía global de la instalación	4.1.1.1
efecto de Joule-Thomson	1.3.7
eficiencia de separación	2.4.2
eficiencia de separación	2.4.2
electricidad	1.6
electrones	1.1.1
emisiones de escape	2.6.2
escala Celsius	1.2.2
escala Kelvin	1.2.2
estrangulación	1.3.7
estrangulación en la aspiración	2.5.2.3

F

factor de potencia	1.6.4
FAD	1.2.6
filtro	2.4.2, 3.2.5
filtro de aceite	3.2.5
filtro de carbón	2.4.2, 3.2.5
filtro de diafragma	3.2.8
filtro de partículas	2.4.2
filtros estériles	3.2.5
flujo laminar	1.3.6
flujo turbulento	1.3.6
formas de onda no sinusoidales	1.6.1
frecuencia	1.6.1
fuerza electromotriz	1.6.2
fugas	3.1.1.3, 4.2.3
fusibles	3.7.5

G

grado de recuperación	3.4.2, 4.2.6
grados de calidad según ISO	3.2.2

I

impedancia	1.6.2
insonorización	3.8.8
instalación centralizada	3.1.2.2
instalaciones descentralizadas	3.1.2.3
intensificador de presión	2.3.3
intercambiador de calor	5.7.1, 5.7
ISO	6.4

L

Ley de Boyle	1.3.2
ley de Charles	1.3.2

ley de Ohm	1.6.2
leyes de los gases	1.3.2
litro normal	1.2.6
longitud de tubería equivalente	3.6.3
lumbrera de descarga variable	2.5.2.7

M

medición de flujo parcial	3.6.4
medición de la presión	1.2.1, 2.5.5.2
medición de temperatura	2.5.5.1
mediciones de sonido	3.8.6
métodos de refrigeración	1.6.5.5, 3.3
microorganismos	3.2.4
modulación	2.5.3.4
moléculas	1.1.1
monitorización	2.5.5.3, 2.5.8
monitorización de los datos	2.5.5
monitorización remota	2.5.8
motor eléctrico	1.6.5
movimiento molecular	1.1.2

N

neutrones	1.1.1
nivel de potencia acústica	3.8.1
nivel de presión acústica	3.8.1
normas	6.4
nueva inversión	4.1.1.1
número atómico	1.1.1
número de conductividad térmica	1.3.3
numero de Reynolds	1.3.6

O

optimización funcionam. compresores	4.1.1.1
-------------------------------------	---------

P

paquete compresor	3.5.1
par	1.6.5.8
planificación del mantenimiento	4.2.7.1
planta de aire comprimido	3.5.1, 3.5.2, 3.5.3
planta de compresores	3.1.2, 3.5
plasma	1.1.2
posibilidades de ahorro	4.2
potencia	1.2.5, 1.6.4.
potencia activa	1.6.4
potencia aparente	1.6.4
potencia reactiva	1.6.4
potencial de recuperación	3.4.2, 4.2.6

prefiltro	3.5.4
presión	1.2.1
presión absoluta	1.2.1
presión atmosférica	1.2.1
presión de trabajo	3.1.1.1
presostato	2.5.4.2
Proceso isentrópico	1.3.4.4
proceso isobárico	1.3.4.2
proceso isocórico	1.3.4.1
proceso isotérmico	1.3.4.3
proceso politrópico	1.3.4.5
protección contra cortocircuito	3.7.5
protección contra sobrecarga	3.7.5
protones	1.1.1
punto de rocío	1.4.2
punto de rocío a presión	2.4.1

R

radiación	1.1.1
reactancia	1.6.2
recuperac. energía agua de refrigeración	3.4.3.3
recuperac. energía aire de refrigeración	3.4.3.2
recuperación de energía	3.4
refrigerador posterior	2.4.1.1, 3.2.6
regulación	2.5.1
regulación de arranque/parada	2.5.2.5
regulación de capacidad continua	2.5.1
regulación de velocidad	2.5.2.6, 2.5.4.3
regulación en la aspiración	2.5.3.1
regulación en la salida	2.5.3.2
regulación mediante álabes	2.5.3.2, 2.5.3.3
regulación por bypass	2.5.2.2
relación de presiones	1.5.2
relación de presiones crítica	1.3.5.
requisito de aire	3.1.1.2
resistencia	1.6.2
resistencia de metal	2.5..1
resonancia de las tuberías	3.5.4
reverberación	3.8.4
ruido	3.8.9

S

secado	2.4.1
secador frigorífico	2.4.1.2
secador MD	2.4.1.5
secadores de absorción	2.4.1.4
secadores de adsorción	2.4.1.5
secadores de membrana	2.4.1.6

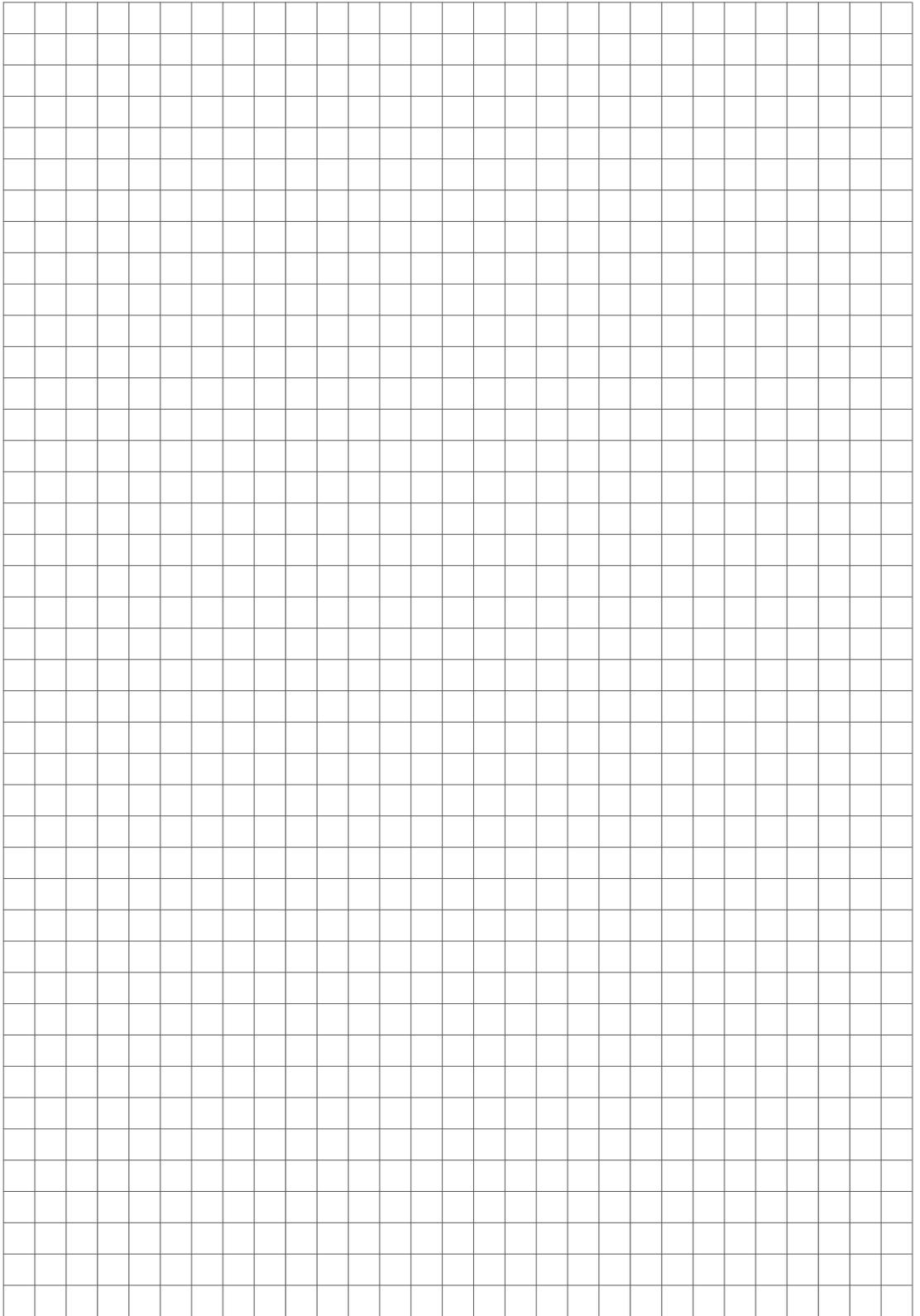
selector de secuencia de arranque	2.5.6.1
separación de aceite/agua	3.2.8
separador de agua	2.4.1.1
símbolos gráficos	6.2
sistema de medición capacitivo	2.5.5.2
sistema de medición resistivo	2.5.5.2
sistema de refrigeración abierto	3.3.1.2, 3.3.1.3
sistema de refrigeración cerrado	3.3.1.4
sistema de regulación	2.5.1
sistema internacional de unidades	6.1
sistema trifásico	1.6.3
sobrecompresión	2.4.1.3
sonido	3.8
soplantes Roots	2.1.9

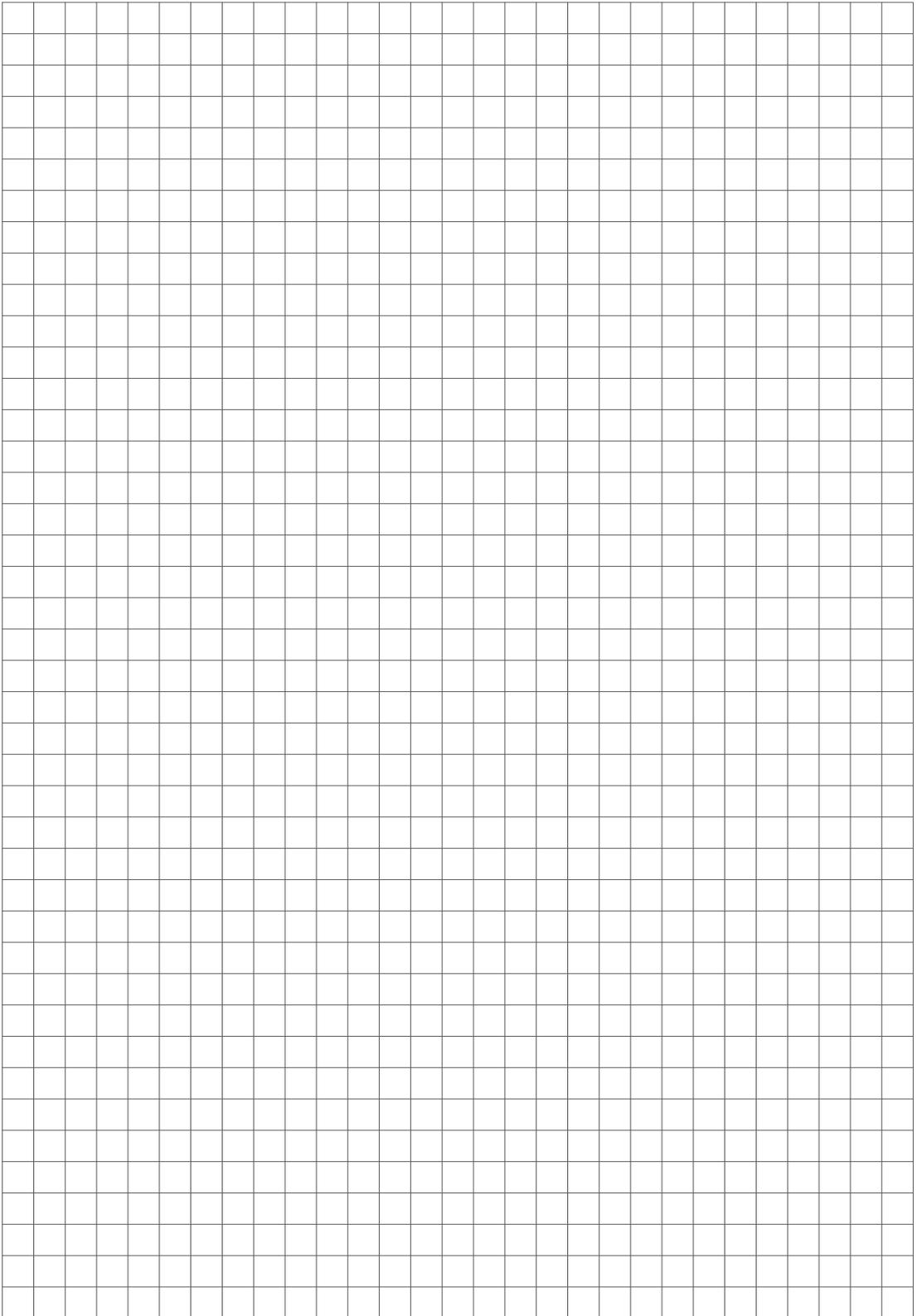
T

tablas	6.3
temperatura	1.2.2
tensión eléctrica	1.6.1
termistor	2.5.5.1
termodinámica	1.3
termómetro de resistencia	2.5.5.1
tiempo de descarga	2.5.4.2
tipos de compresores	1.5
tobera	1.3.5
trabajo	1.2.4
transferencia de calor	1.3.3
tratamiento del aire	3.2
tubería en anillo	3.6.2
tubos	1.3.3
turbocompresor	2.2.1

V

vapor de agua	3.2.2
variación de la presión de entrada	3.1.3.2
velocidad síncrona	1.6.5.1
venteo	2.5.2.1, 2.5.3.4
venteo con estrang. en la aspiración	2.5.2.4
ventilador	3.5.5
voltaje de fase	1.6.3
voltaje principal	1.6.3
volumen de la carrera	1.5.3
volumen muerto	1.5.3





Sustainable Productivity

