



AEFYT



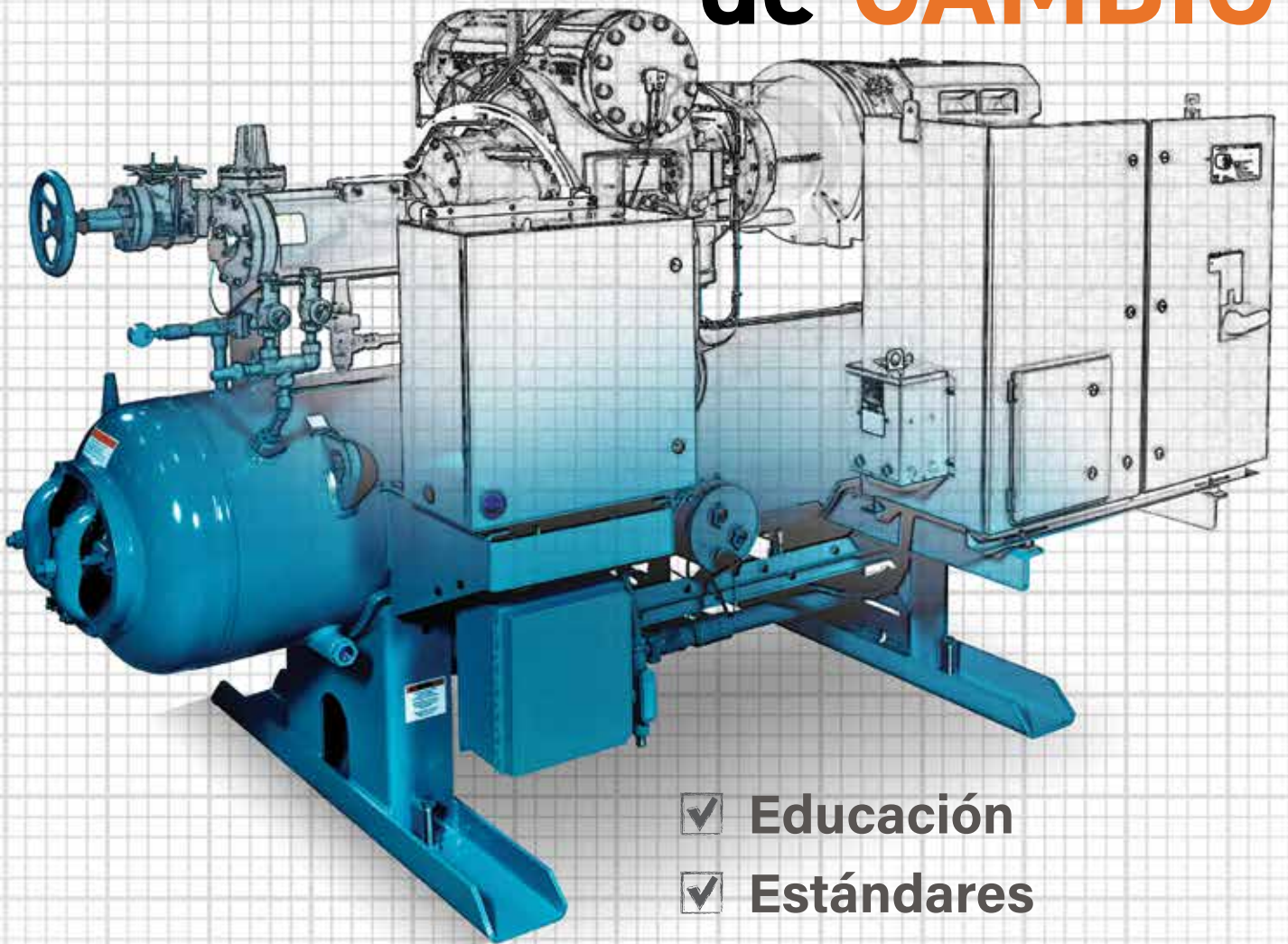
LA REVISTA OFICIAL DE LA INDUSTRIA DE REFRIGERACIÓN CON AMONÍACO ■ JUNIO 2023

CONDENSER

Selects

UNA SELECCIÓN DE ARTÍCULOS DE CONDENSER TRADUCIDOS AL ESPAÑOL

Los mecanismos de **CAMBIO**



- ✓ Educación
- ✓ Estándares
- ✓ Tecnología

CTI ESPECIALISTAS EN DETECCIÓN DE GASES



**Nuestros sensores prevalecen
donde otros fallan.**

**CONSTRUIDOS PARA CONDICIONES EXTREMAS
INVENTARIO EN STOCK DISPONIBLE**

- Más Gases -

Aunque nos especializamos en la detección del amoníaco, ofrecemos también sensores excelentes para detectar CO2, sintéticas y muchos otros gases.


- Temperaturas Extremas -

Nuestros sensores están diseñados para prevalecer en temperaturas extremas de -45.5C a +65.5C. Las instalaciones de producción de alimentos son nuestra especialidad

- Lavados a Presión -

Nuestros detectores están encapsulados en un compuesto de uretano que los hace impermeables a lavados de alta presión y a la corrosión.



 **+52 479 223 3942**
miguel.lopez@ctigas.com

Miguel está feliz de ayudar a responder sus preguntas sobre detección de gas.





BY GARY SCHRIFT 

mensaje del

PRESIDENTE

“**E**stamos encantados de compartir con ustedes una selección de nuestros artículos de la revista Condenser del IAR, traducidos al idioma español por nuestra Asociación Aliada en España: AEFYT. La visión del IAR es crear un mundo mejor a través del uso seguro y eficiente de refrigerantes naturales. Pensamos que estas ediciones son una forma efectiva en que podemos lograr

precisamente eso. Con la ayuda de nuestros aliados en España y en todo el mundo, estamos seguros de que los refrigerantes naturales como el amoníaco, el CO₂ y los hidrocarburos proporcionarán un futuro sostenible y próspero para todos. Esta selección de artículos ha sido agrupada por temas principales que reflejan un aspecto importante de la industria de refrigeración con refrigerantes

naturales. En IAR y AEFYT esperamos que este esfuerzo conjunto para comunicar las últimas noticias e información dentro de la industria brinde a nuestros miembros de habla hispana conocimientos nuevos, información útil y recursos para expandir el uso seguro y sostenible de los refrigerantes naturales. Si desea leer el artículo original de la revista Condenser en inglés, visite el sitio web del IAR en: www.iar.org. ¡Esperamos que los disfrute!”

“We are delighted to share with you a selection of our IAR’s Condenser Magazine articles, translated to the Spanish language by our Allied Association in Spain: AEFYT. IAR’s vision is to create a better world through the safe and efficient use of natural refrigerants. We believe this is one way we can achieve just that. With the help of our partners in Spain and around the world, we are confident that natural refrigerants such as ammonia, CO₂ and hydrocarbons will provide a sustainable and prosperous future for all. This selection of articles has been grouped by main themes that reflect an important aspect of the natural refrigeration industry. We at IAR and AEFYT hope that this joint effort in communicating the latest news and information within the industry provides our Spanish speaking members with new insights, useful information and resources to expand the safe and sustainable use of natural refrigerants. If you would like to read the original Condenser Magazine article in English, visit the IAR website at: www.iar.org. Enjoy!”



BY MANUEL LAMÚA 

mensaje del

GERENTE

“**E**n AEFYT siempre se ha valorado positivamente las acciones desarrolladas por el IAR sobre la difusión de conocimiento relacionado con el uso del amoníaco como refrigerante. La revista Condenser del IAR es una publicación muy potente con contenidos teóricos, tecnológicos y promocionales muy interesantes. Al plantear al IAR que

una forma de colaboración podía ser la traducción de artículos agrupados temáticamente para una publicación conjunta, les pareció una idea estupenda ya que aumentaba la difusión del trabajo desarrollado previamente por IAR creando a la vez documentos temáticos en español sobre asuntos importantes en refrigeración industrial. Con la ayuda del IAR, queremos aportar nuestro granito

de arena facilitando la transmisión de conocimiento que permita la instalación segura de los sistemas frigoríficos, para que los refrigerantes naturales como el amoníaco, CO₂ e hidrocarburos, aporten soluciones sostenibles en un mundo donde el frío es cada día más necesario. Esperamos que la lectura de los artículos sea agradable y quede la misma se extraigan conocimientos útiles. Y nada más, visite nuestra web www.aefyt.es. Gracias.”

“At AEFYT, we always have valued IAR’s work on expanding the knowledge for the safe use of ammonia as a refrigerant. The Condenser Magazine published by IAR is a powerful publication with very interesting theoretical, technical concepts, and promotional content. When we proposed collaborating in the translation of these articles for a joint publication to IAR, they agreed this would be a great idea, which will expand on the work previously done, while sharing common themed documents in the Spanish language on important issues in industrial refrigeration. With the help of IAR, AEFYT wants to contribute with a ‘grain of sand’ to facilitate this transmission of knowledge for the safe installation of refrigeration systems. In this way, natural refrigerants such as ammonia, CO₂ and hydrocarbons can provide sustainable solutions in a world where ‘cold’ is every day more necessary. We hope that you will find reading of these articles enjoyable, and that they provide you with useful knowledge. Feel free to visit our website www.aefyt.es. Thank you”

Operación de centrales de compresores de tornillo

B.Pijenburg y J. Ritmann

BITZER Kühlmaschinenbau GmbH, Jens Juuls vej 16, 8260 Viby J. Aarhus, DK Correo electrónico:bas.pijenburg@bitzer.de , john.ritmann@bitzer.de

Traducido por Juan Carlos Rodriguez (CLAUGER XGRECO y Félix Sanz (AEFYT))

EXTRACTO

Las centrales de compresores de tornillo para amoníaco que utilizan el funcionamiento en paralelo de dos o tres compresores de tornillo industriales de NH3 más pequeños ofrecen la forma óptima de lograr la máxima eficiencia a carga parcial, mayor redundancia y otras características altamente deseables en la industria de la refrigeración industrial. La operación paralela optimizada puede asegurar la operación continua y, en la mayoría de las aplicaciones, puede configurarse para mejorar la economía operativa general. Se han desarrollado nuevos compresores para cumplir con los requisitos de flexibilidad en la operación y tener controles inteligentes. El sistema de control inteligente debe enfocarse en todas las demandas externas y esforzarse por ofrecer siempre la menor potencia absorbida posible, incluyendo escenarios futuros con conexión a redes inteligentes.

INTRODUCCIÓN

Las centrales de compresores de amoníaco suelen estar equipadas con uno o más compresores. La Figura 1 muestra un ejemplo de una central de dos compresores. Los compresores pueden equiparse con accionamiento de velocidad variable (VSD). Un estudio sobre el funcionamiento en paralelo de compresores de tornillo para refrigeración industrial con amoníaco describe la forma óptima de configurar centrales con múltiples compresores (Pijenburg y Ritmann 2015). Los hallazgos de este estudio definen los criterios generales de diseño para lograr la mayor eficiencia a carga parcial posible en un amplio rango de capacidad. La primera parte de este artículo analiza ese mismo estudio, incluidos los

diferentes métodos de regulación de capacidad, el método para evaluar la eficiencia total y la comparación entre diferente número de compresores en funcionamiento en paralelo.

Mantener una alta eficiencia es uno de los criterios más importantes para los clientes de refrigeración industrial. La seguridad operativa y la confianza son otros criterios importantes que enfatizan la necesidad de cierto nivel de redundancia. A menudo, los productos de los clientes o los resultados de los procesos son mucho más caros que el coste adicional de asegurar un respaldo adecuado de su sistema de enfriamiento. Las centrales con múltiples compresores ofrecen una alta redundancia, en términos de tener más compresores y sistemas de compresión más pequeños, lo que garantiza que la unidad pueda

continuar brindando capacidad frigorífica, incluso durante el servicio planificado o la reparación imprevista en caso de fallos. Naturalmente, el tiempo operativo máximo y las mínimas paradas no deseadas tienen una alta prioridad en el sistema de refrigeración industrial. Este documento describe algunas de estas características de redundancia requeridas.

Para aprovechar al máximo la ventaja de la operación en paralelo, se necesita un sistema de control dedicado, tanto en lo que respecta a la eficiencia como a la redundancia. Este sistema de control deberá garantizar la máxima eficiencia y seguridad del funcionamiento, cuando opere dentro e incluso fuera de los límites de aplicación del compresor, para todo el rango de capacidad. El sistema de control debe además centrarse en todas las demandas externas, esforzándose por conseguir la menor potencia absorbida, además de estar previsto para responder a redes inteligentes futuras o variaciones en el precio de la electricidad durante el día y la noche.

MÉTODOS Y REQUISITOS COMUNES PARA LOS SISTEMAS DE CONTROL DE CAPACIDAD

Existen diferentes métodos para controlar la capacidad de un sistema compresor. La calidad de los sistemas de control se puede medir con diferentes parámetros:

- La flexibilidad de adaptar la capacidad a la demanda

Figura 1

Ejemplo de una central con dos compresores de tornillo.



frigorífica con precisión, es decir, qué tan bien se puede seguir un determinado punto de ajuste de presión de aspiración;

- La influencia sobre la eficiencia del compresor y la línea de aspiración, es decir, cuánto se ve afectado el COP del sistema;
- Los requisitos y la carga de la línea de alimentación eléctrica;
- La posibilidad de cubrir un amplio rango de capacidad entre carga mínima y máxima;
- El coste del sistema de control de capacidad;
- Seguridad del funcionamiento; y
- Niveles de ruido y vibraciones.

BITZER (2014) proporciona una descripción detallada de los diferentes métodos para controlar la capacidad de un sistema compresor. Aquí solo se describen brevemente los métodos utilizados en el análisis más adelante en este artículo:

- Ciclo de encendido/apagado (todo/nada),
- Variación de velocidad (accionamiento de velocidad variable), y
- Regulación con válvula de corredera.

Los primeros dos métodos no están incorporados en el propio compresor, pero se indica cómo debe funcionar. El último método requiere una construcción específica dentro del compresor. El primer método ofrece un control por etapas, mientras que

los otros dos permiten una variación continua de la capacidad. Cada método se describe brevemente en las siguientes secciones, pero Blumhardt (2006) detalla un estudio comparativo sobre el control de capacidad con variación de velocidad y con válvula de corredera en compresores de tornillo.

Ciclo de encendido/apagado (todo/nada)

La forma más sencilla de variar la capacidad es con los ciclos de encendido/apagado (todo/nada). En sistemas simples, esta forma de control, puede dar lugar a una gran variación en las condiciones de funcionamiento y a la repetición de muchos ciclos. Puede tener sentido en sistemas con una pequeña variación de carga o una gran capacidad de almacenamiento de reserva del sistema frigorífico. La capacidad de regular la capacidad con precisión con este método mejora con la cantidad de compresores instalados en paralelo.

Regulación de velocidad

El caudal a través del compresor varía con la velocidad de rotación de los rotores. El compresor de tornillo con regulación de velocidad requiere una línea de alimentación específica para el VSD. En la mayoría de los casos, la regulación de la velocidad no requiere cambios en el compresor en sí, pero si afecta la forma en que este trabaja.

Regulación con válvula de corredera

Se puede mover una válvula de corredera paralela al eje del rotor para crear una derivación o bypass interno.

Justo antes de comprimir el gas en las cavidades del rotor, este puede desviarse internamente hacia el lado de aspiración. El sistema de válvula de corredera es un sistema bastante simple y robusto para variación de capacidad tanto en su operación por etapas como continua. La regulación de la válvula de corredera afectará a la relación de volumen (V_i) del compresor. La influencia en el V_i depende del diseño del compresor y de las condiciones de funcionamiento. Algunos diseños de compresores son capaces de regular de forma independiente la capacidad y el V_i .

La variación de la capacidad puede influir tanto en la eficiencia volumétrica como isentrópica del compresor. Las variaciones de la eficiencia difieren para cada método y también dependen de las condiciones de operación y de la construcción del compresor.

La eficiencia volumétrica se relaciona con el volumen de aspiración real. En este artículo, el término índice de carga parcial (λ) se utiliza para indicar la relación entre el flujo volumétrico real (a una determinada carga) y el volumen aspirado nominal a capacidad máxima (carga completa). La variación de la capacidad también influirá en la eficiencia de la línea de alimentación (motor o VSD).

DESCRIPCIÓN DE LA EFICIENCIA DE LOS MÉTODOS DE CONTROL DE CAPACIDAD

La eficiencia del compresor, el motor y el VSD, se pueden expresar como una función de la capacidad (no necesariamente la capacidad frigorífica del sistema).

Estos datos de eficiencia, también

Figura 2 Ejemplo de curvas de datos de rendimiento del compresor.

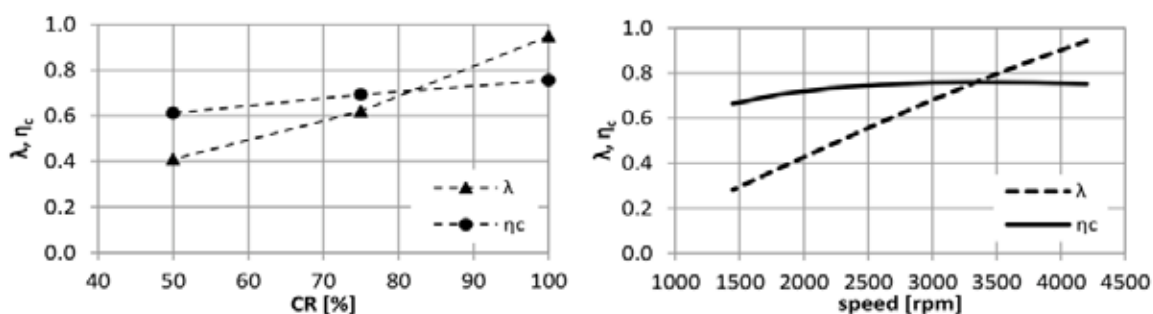
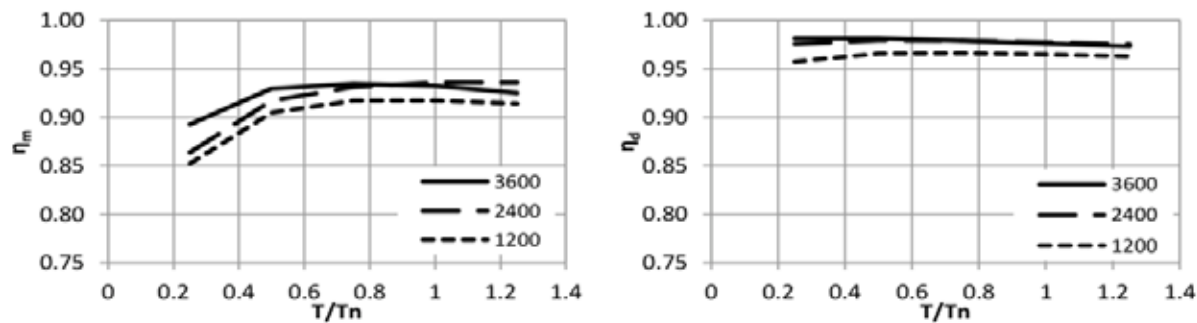


Figura 3 Ejemplo de curvas de datos de rendimiento de motor y variador



llamados datos de rendimiento, normalmente se expresan en forma de gráficos, tablas o funciones polinómicas. La eficiencia total del sistema se puede obtener uniendo los datos de rendimiento de diferentes componentes en serie y/o en paralelo. La relación entre la capacidad de refrigeración y la eficiencia del sistema no se puede obtener directamente de los datos de rendimiento suministrados, sino que requiere algún cálculo. Esta relación también dependerá de las condiciones de funcionamiento del sistema (temperaturas de evaporación y condensación).

La figura 2 muestra las dependencias típicas del índice de carga parcial del compresor (λ) y el rendimiento isentrópico (η_c) para una condición típica de enfriadora ($T_0/T_c = +5/+35$ °C / $+41/95$ °F). La figura de la izquierda muestra los rendimientos en función de la posición de la válvula de corredera (CR), y la figura de la derecha muestra la relación con la velocidad del eje del compresor. El software para calcular el rendimiento del compresor (BITZER 2016) contiene datos basados en mediciones exhaustivas con diferentes modelos de compresores en todas condiciones de funcionamiento dentro de su gama como son, velocidades del eje y posiciones de la válvula de corredera.

La figura 3 muestra la dependencia típica del motor (η_m) y la eficiencia del variador (η_d), dependiendo de la relación entre el par del eje y el par nominal del motor (T/T_n), para tres velocidades del eje diferentes (1200, 2400 y 3600 rpm). Los datos del

motor y del variador se han calculado con software de un importante proveedor mundial de motores y variadores de velocidad.

En los gráficos no se menciona directamente la capacidad de refrigeración. Esta debe obtenerse de los datos de rendimiento y de las condiciones operativas reales de funcionamiento del sistema.

Los sistemas de regulación de capacidad pueden tener otros efectos positivos o negativos distintos a la mejora de la eficiencia energética sobre el rendimiento del sistema. Algunos de estos efectos incluyen

- Posibilidad de aumentar la capacidad al trabajar a velocidades superiores a las sincrónicas con VSD.
- Función de arranque suave incorporada en el VSD que da como resultado una baja carga del motor y de la fuente de alimentación durante el arranque.
- Los compresores de desplazamiento positivo requieren un par prácticamente constante en todo el rango de velocidades. Por lo tanto, la relación voltaje vs. frecuencia del VSD debe ser constante. Un VSD normalmente no puede suministrar voltajes por encima del voltaje de suministro, lo que significa que el motor recibirá un "voltaje bajo" durante la operación por encima de la velocidad síncrona. Esto significa que no puede suministrar el par completo, lo que limita las posibilidades en las condiciones de

funcionamiento del compresor en ese rango de velocidad.

- Operación con economizador que puede utilizarse para un amplio rango de capacidad con regulación de velocidad para la mayoría de diseños de compresores. El puerto del economizador con un puerto fijo, se cierra normalmente muy pronto en el proceso de descarga en compresores con regulación por válvula de corredera.
- Las centrales requerirán compresores más pequeños para entregar la misma capacidad máxima.
- La eficiencia del compresor, motor, o variador aumenta en cierto grado con el tamaño.
- Las centrales, generan redundancia.
- La complejidad de los sistemas aumenta con el número de compresores y la combinación de diferentes sistemas de regulación.

MÉTODO DE EVALUACIÓN DE EFICIENCIA A CARGA PARCIAL

La eficiencia a carga parcial de un sistema compresor se puede evaluar en función de los datos de rendimiento de los componentes y las ecuaciones descritas en esta sección. Las definiciones y unidades para cada símbolo utilizado en esta sección se enumeran en la nomenclatura al final de este documento. La ecuación (1) define la capacidad frigorífica que puede entregar un compresor de tornillo:

$$\dot{Q}_o = \dot{m} \cdot q_o = \lambda \cdot V_s \cdot \rho \cdot q_o \quad (1)$$

Equation (2) defines the shaft power of a screw compressor:

$$P_c = \frac{P_{is}}{\eta_c} = \frac{\dot{m} \cdot p_{is}}{\eta_c} = \frac{\lambda \cdot V_s \cdot \rho \cdot p_{is}}{\eta_c} \quad (2)$$

Equation (3) defines the electrical power consumption of the screw compressor package:

$$P_{el} = \frac{P_c}{\eta_d \cdot \eta_m} = \frac{\lambda \cdot V_s \cdot \rho \cdot p_{is}}{\eta_d \cdot \eta_m \cdot \eta_c} \quad (3)$$

Equation (4) defines the COP of the screw compressor package:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_o}{P_{el}} = (\lambda \cdot V_s \cdot \rho \cdot q_o) / \left(\frac{\lambda \cdot V_s \cdot \rho \cdot p_{is}}{\eta_d \cdot \eta_m \cdot \eta_c} \right) = \frac{q_o}{p_{is}} \cdot \eta_d \cdot \eta_m \cdot \eta_c = \frac{q_o}{p_{is}} \cdot \eta \quad (4)$$

La forma tradicional de evaluar el rendimiento a carga parcial se realiza mediante el trazado del COP en función de la capacidad frigorífica. Las ecuaciones anteriores muestran que para una determinada condición de funcionamiento y para un determinado tamaño de sistema compresor, existe una relación lineal entre la capacidad frigorífica y el índice de carga parcial (λ) y entre el COP y la eficiencia energética (η). Al mostrar la eficiencia energética en función del índice de carga parcial, tenemos una manera de mostrar el rendimiento a carga parcial en una escala adimensional de 0 a 1, lo que facilita la comparación para diferentes condiciones de operación y diferentes tamaños de sistema.

El índice de carga parcial total y la eficiencia energética para una central de compresores con múltiples compresores se pueden encontrar a partir de la suma ponderada de las eficiencias individuales de acuerdo con la Ecuación (5) y la Ecuación (6).

Las curvas de datos de rendimiento (Figura 2) muestran que el índice de carga parcial (λ) y la eficiencia energética (η_c) de un compresor se pueden controlar mediante dos parámetros: la velocidad y la posición de la válvula de corredera de capacidad. En este documento se supone que las condiciones de funcionamiento son constantes, pero estas pueden depender de la capacidad, por ejemplo, la

temperatura de evaporación aumentará al disminuir la carga del evaporador.

La eficiencia energética del motor (η_m) y del VSD (η_d) dependen de la velocidad y el par (como se ve en la Figura 3). En caso del VSD, el par y la velocidad variarán con la capacidad. La potencia del eje del compresor se relaciona con el par y la velocidad de acuerdo con la Ecuación (7).

La forma tradicional de evaluar el rendimiento a carga parcial se realiza mediante el trazado del COP en función de la capacidad frigorífica. Las ecuaciones anteriores muestran que para una determinada condición de funcionamiento y para un determinado tamaño de sistema compresor, existe una relación lineal entre la capacidad frigorífica y el índice de carga parcial (λ) y entre el COP y la eficiencia energética (η). Al mostrar la eficiencia energética en función del índice de carga parcial, tenemos una manera de mostrar el rendimiento a carga parcial en una escala adimensional de 0 a 1, lo que facilita la comparación para diferentes condiciones de operación y diferentes tamaños de sistema.

El índice de carga parcial total y la eficiencia energética para una central de compresores con múltiples compresores se pueden encontrar a partir de la suma ponderada de las eficiencias individuales de acuerdo con la Ecuación (5) y la Ecuación (6).

Las curvas de datos de rendimiento

$$\lambda = \frac{\sum_{i=1,n} \lambda_i \cdot V_{s,i}}{\sum_{i=1,n} V_{s,i}} \quad (5)$$

$$\eta = \frac{\sum_{i=1,n} \lambda_i \cdot V_{s,i}}{\sum_{i=1,n} \eta_{d,i} \cdot \eta_{m,i} \cdot \eta_{c,i}} \quad (6)$$

(Figura 2) muestran que el índice de carga parcial (λ) y la eficiencia energética (η_c) de un compresor se pueden controlar mediante dos parámetros: la velocidad y la posición de la válvula de corredera de capacidad. En este documento se supone que las condiciones de funcionamiento son constantes, pero estas pueden depender de la capacidad, por ejemplo, la temperatura de evaporación aumentará al disminuir la carga del evaporador.

La eficiencia energética del motor (η_m) y del VSD (η_d) dependen de la velocidad y el par (como se ve en la Figura 3). En caso del VSD, el par y la velocidad variarán con la capacidad. La potencia del eje del compresor se relaciona con el par y la velocidad de acuerdo con la Ecuación (7).

$$P_c = \frac{\lambda \cdot V_s \cdot \rho \cdot p_{is}}{\eta_c} = T \cdot \omega \quad (7)$$

La velocidad del eje es constante o se controla de forma activa, por lo que el par del eje depende únicamente del índice de carga parcial del compresor, la eficiencia energética y la velocidad. Normalmente, se selecciona un motor con aproximadamente un 10 % de reserva de par a la carga máxima (o nominal), lo que da un par a la carga máxima del sistema entorno al 90 % del par nominal del motor ($T/T_n = 0,9$). El factor 0,9 no es constante y difiere según los tamaños de motor disponibles y el tipo de aplicación. La ecuación (8) define el par de carga parcial del motor en relación con su par nominal:

$$\frac{T}{T_n} = 0.9 \cdot \frac{\lambda}{\lambda_n} \cdot \frac{\eta_{c,n}}{\eta_c} \cdot \frac{\omega_n}{\omega} \quad (8)$$

El rendimiento a carga parcial, descrito por la dependencia entre el índice de carga parcial y la eficiencia energética, se puede obtener fácilmente de los datos de rendimiento del compresor. También es posible obtener la eficiencia a carga parcial del motor y el variador en función del índice de carga parcial combinando la Ecuación (8) con la interpolación de datos del motor y de rendimiento del variador. La figura 4 muestra un ejemplo de la relación entre el índice de carga parcial (λ) y la eficiencia energética (η).

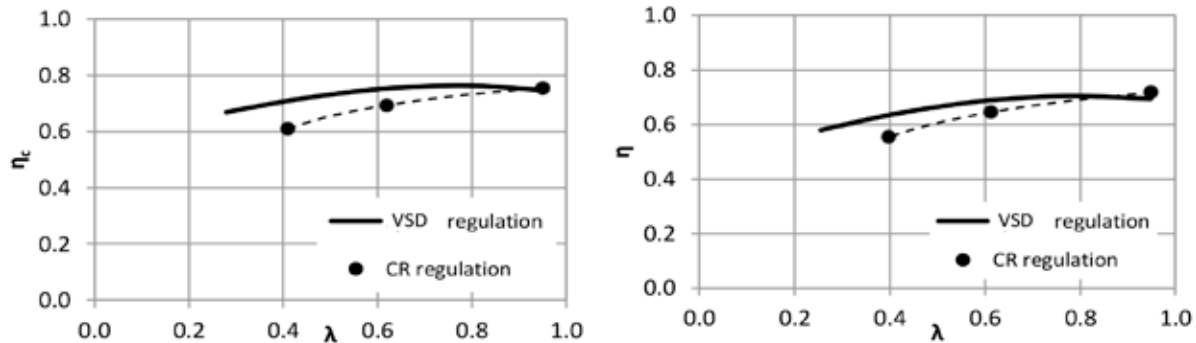
y variadores. El efecto del tamaño y el efecto de usar un variador de velocidad se vuelven evidentes cuando se observa la eficiencia a carga nominal máxima.

Múltiples compresores más pequeños tendrán una eficiencia a carga máxima ligeramente inferior en comparación con un número menor de compresores más grandes. Las soluciones con VSD tendrán una eficiencia a carga máxima ligeramente más baja que los compresores de tamaño comparable sin él. Las pérdidas en un VSD en sistemas de

entre las soluciones comparadas. Téngase en cuenta que los datos de rendimiento del compresor a menudo permiten una tolerancia de hasta el 10 % en los datos de eficiencia del compresor (COP) publicados. Desde 2014, la norma europea define que esta tolerancia es aplicable para todo el rango de carga parcial (según EN12900).

La Figura 6 compara una solución con dos o tres compresores. Nuevamente, las soluciones con VSD evidentemente tienen una alta eficiencia constante. La solución con

Figura 4 Eficiencia energética en función del índice de carga parcial del compresor para el compresor solo (izquierda) y el sistema completo (derecha).



COMPARACIÓN DE DIFERENTES SOLUCIONES

En este apartado se compara el rendimiento a carga parcial de diferentes soluciones de centrales de compresores. El más básico regula el compresor únicamente con una válvula de corredera. El siguiente paso es agregar un VSD y finalmente usar múltiples compresores. Se realizaron simulaciones de muchas soluciones diferentes para mapear las diferentes combinaciones.

Todas las comparaciones se realizan para la misma capacidad máxima total. Para facilitar la comparación, los valores del índice de carga parcial se escalaron (indicados por s) para ser exactamente 1 en máxima capacidad. El efecto del tamaño, en el que las máquinas más grandes tienden a tener una mayor eficiencia, se tiene en cuenta mediante el uso de datos de rendimiento reales de los tamaños adecuados de compresores, motores

compresores múltiples naturalmente solo afectan a un compresor con VSD.

La Figura 5 compara la eficiencia total en el rango de capacidad para una solución con uno o dos compresores. Muestra que las soluciones sin VSD solo tienen una eficiencia cercana al valor máximo en un rango limitado. Las soluciones con VSD tienen niveles de alta eficiencia más constantes. La solución con dos compresores puede mantener la alta eficiencia hasta aproximadamente el 28 % de la capacidad, mientras que un solo compresor VSD muestra una caída considerable en la eficiencia por debajo del 43 % de la capacidad. Todas las soluciones tienen una alta eficiencia en el rango superior por encima del 65 % de capacidad aproximadamente.

Las líneas de trazo y punto horizontales muestran un ancho de banda del 10% de eficiencia, lo que muestra la magnitud de las diferencias

tres compresores (un VSD) puede incluso mantener una eficiencia muy alta hasta aproximadamente el 17 % de su capacidad. Además, una solución de tres compresores con solo regulación de corredera (CR) tiene una alta eficiencia hasta aproximadamente el 23 % de su capacidad, excepto en un área de carga baja de alrededor del 37–43 %.

El análisis de los diferentes escenarios se realizó para operación en unas condiciones de operación fija ($T_0/T_c = +5/+35$ °C / $+41/95$ °F). Los resultados cambiarán en función de las condiciones de funcionamiento, lo que debe tenerse en cuenta al buscar la solución óptima. No se elaboran aquí los resultados para las condiciones a baja temperatura, pero tendrán una tendencia a mostrar una eficiencia máxima más baja y una mayor caída en la eficiencia a carga parcial. Esto se debe básicamente

Figura 5 Comparación de eficiencia a carga parcial para centrales con uno o dos compresores.

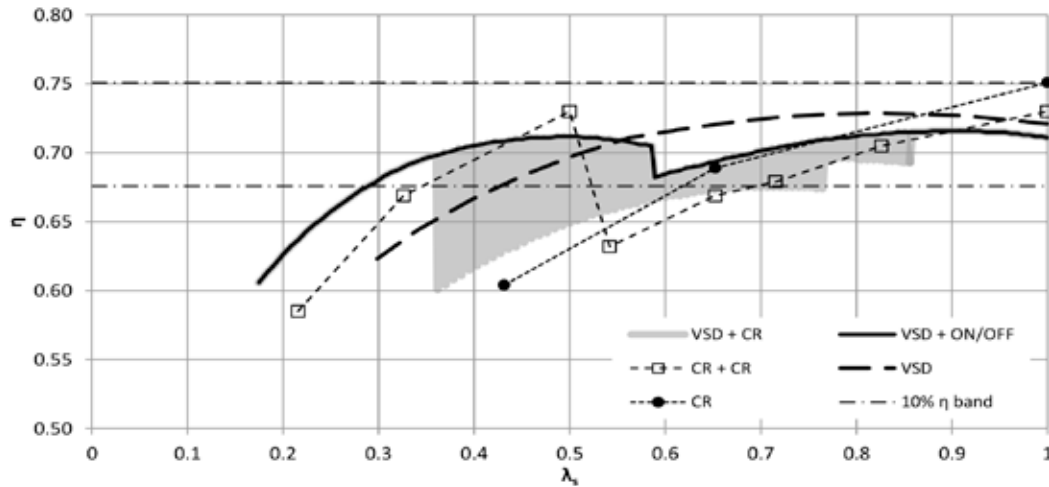
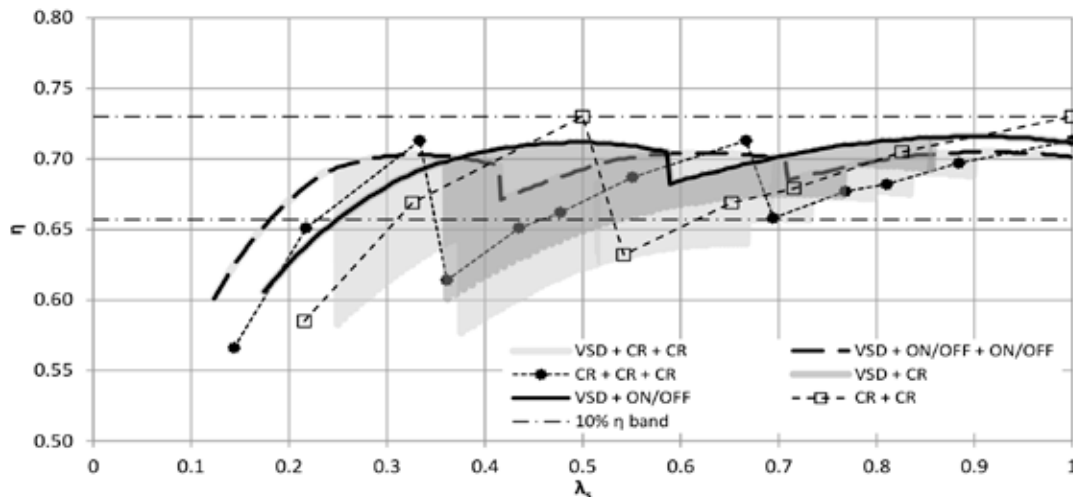


Figura 6 Comparación de eficiencia a carga parcial para centrales con dos o tres compresores.



al aumento relativamente mayor de pérdidas en el compresor de tornillo cuando se descarga a relaciones de presión más altas.

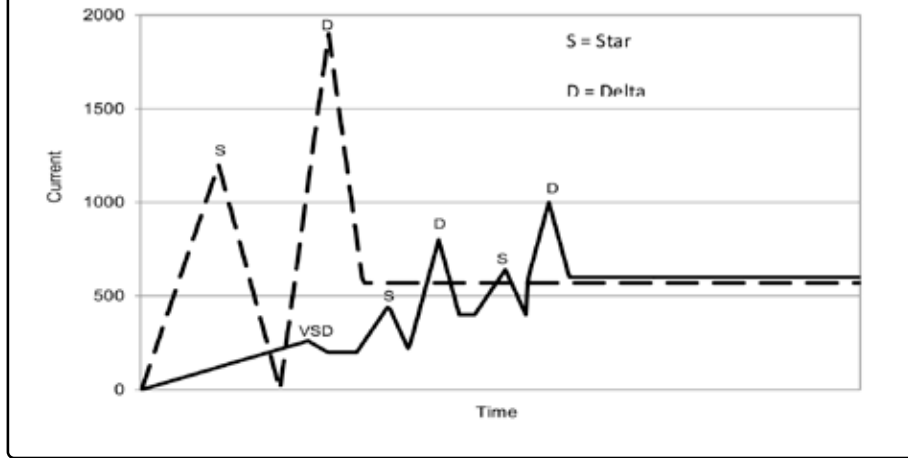
Los resultados muestran que la flexibilidad para variar la capacidad aumenta con el número de compresores y la incorporación de un VSD. Los compresores múltiples, combinados con la velocidad variable, aumentan significativamente el rango de capacidad, lo que permite que la eficiencia se mantenga muy cerca de la eficiencia a plena carga. En

los casos en que las condiciones y cargas operativas reales sean difíciles de predecir o varíen mucho más de lo previsto originalmente esta adaptabilidad será muy valorada.

Además de la mayor eficiencia a carga parcial mencionada anteriormente, el funcionamiento de compresores más pequeños en paralelo también reduce considerablemente la intensidad en la fuente de alimentación durante el arranque de los compresores. El uso de múltiples compresores más

pequeños conduce a una corriente de arranque reducida. La Figura 7 muestra una comparación de la corriente de arranque entre una unidad de tres compresores con VSD en el primer compresor y estrella/triángulo en los otros dos (línea continua) y una unidad de un solo compresor más grande con arranque estrella/triángulo (línea discontinua). Las dos soluciones tienen la misma capacidad total de refrigeración. Aunque se puede usar VSD en todos los compresores para garantizar que

Figura 7 Comparación de la corriente de arranque típica para una central de tres compresores versus un solo compresor.



la corriente de arranque no exceda la corriente de carga completa (sin picos), se debe considerar que, esta solución penalizará la eficiencia energética en todo el rango de capacidad, debido a las pérdidas en cada VSD.

SEGURIDAD A TRAVÉS DE LA REDUNDANCIA

La configuración más simple de una central de compresores múltiples, con dos compresores en paralelo (sin VSD), ya ofrece redundancia completa en la unidad motocompresora.

Ambos pueden operar de forma independiente y brindar la capacidad de dar servicio a una unidad motocompresora, mientras que la otra continúa operando y brindando el 50% de la capacidad máxima frigorífica. La variante de tres compresores ofrece naturalmente un nivel de redundancia aún mayor. La redundancia que ofrecen varias unidades motocompresoras se expresa en términos de

- El diseño de centrales permite el intercambio de una unidad motocompresora completa, sin parar la(s) otra(s).
- El uso múltiple de compresores y motores más pequeños, con motores, equipos de arranque, etc. suele ser más adecuado en términos de coste y presentan

mejor disponibilidad que los comparables con equipos más grandes. Esto significa un menor coste en caso de almacenar repuestos para casos imprevistos o tiempos de entrega más cortos.

- Sensores redundantes en posiciones críticas. Cada compresor puede venir con su conjunto individual de sensores de presión y temperatura. El sistema de gestión de aceite también puede equiparse con sensores redundantes de presión y temperatura del aceite.

Incluso para mayor confianza la redundancia se puede aumentar agregando más unidades motocompresoras, o usando dos unidades en paralelo (cada una con dos compresores) en lugar de, por ejemplo, una central con cuatro compresores. Las unidades paralelas brindarán redundancia completa en todos los componentes, como el sistema de aceite, el cuadro de distribución, el controlador, etc.

SISTEMA DE CONTROL Y PROTECCIÓN

El sistema de control en la central de compresores juega un papel importante para aprovechar al máximo el potencial del uso de múltiples compresores y VSD. El potencial máximo solo puede conseguirse si el sistema de control es capaz de controlar todos los

parámetros de manera óptima. También debe asegurar las funciones de redundancia mencionadas anteriormente, lo que influye en gran medida en la fiabilidad de la unidad.

Una forma de hacer que el sistema de control se ajuste al diseño redundante con varios compresores es utilizar varios sistemas de control más pequeños. En un sistema con módulos electrónicos distribuidos, cada unidad motocompresora puede tener su propio módulo, lo que le permite operar de manera independiente. Sin embargo, al mismo tiempo, los módulos individuales deben comunicarse de alguna manera para garantizar un control de capacidad óptimo en funcionamiento en paralelo. La Figura 8 muestra un diseño básico de un sistema con módulos de control distribuido.

Cada módulo de control de un compresor supervisa los parámetros operativos esenciales y protege la unidad motocompresora durante el funcionamiento, incluso en condiciones críticas.

El módulo controla continuamente el compresor, según los requisitos de capacidad de un sistema maestro (SCADA) o controlador de la central de compresores. El módulo controla la capacidad del compresor y funciones relacionadas: válvula de corredera; en su caso, la relación de volumen interno; el sistema de retorno de aceite; y otras funciones. La filosofía del módulo distribuido separado también se puede utilizar para otros componentes principales del sistema, como el sistema de gestión de aceite y el cuadro eléctrico.

Todos los módulos distribuidos deben poder funcionar de forma independiente para garantizar la máxima redundancia. Al mismo tiempo, la comunicación entre los módulos individuales aumenta el potencial para optimizar el uso de cada componente individual y garantizar la máxima eficiencia de todo el sistema.

CONCLUSIÓN

Las centrales de compresores, donde un compresor opcionalmente está equipado con VSD, proporcionan alta redundancia y alta eficiencia en

Figura 8 Sistema de control con disposición de módulos distribuidos.



un amplio rango de capacidad. La central de tres compresores ofrece el más alto nivel de redundancia y alta eficiencia a carga parcial en el rango de capacidad más amplio. Sin embargo, más de tres compresores no aportan mucho en cuanto a eficiencia a carga parcial. La eficiencia máxima disminuirá ligeramente y rara vez se necesita un rango de capacidad más amplio. Una central con dos compresores proporciona una redundancia, que naturalmente aumenta con más compresores. Un sistema de control con módulos distribuidos se adapta a la oferta potencial de compresores de funcionamiento en paralelo. El sistema de control debe garantizar que los compresores y los componentes relacionados funcionen de manera óptima con respecto a la eficiencia y la confiabilidad en todas las circunstancias.

REFERENCIAS

BITZER. (2016). “Performance data for screw compressors.” BITZER Software v. 6.4.2, Sindelfingen, Germany, 2016.

BITZER. (2014). “Competence in capacity control.” BITZER publication A-600-5, Sindelfingen, Germany.

Blumhardt, R. (2006). “Capacity control of screw compressors: Speed or slide control—A comparative study.” BITZER publication SV-0402-GB, Sindelfingen, Germany.

EN12900:2013 Refrigerant compressors – Rating conditions, tolerances, and presentation of

manufacturer’s performance data, European Committee for Standardization, Brussels, 2013.

Pijnenburg, B., and J. Ritmann. (2015). “Parallel operation of NH3 screw compressors—The optimum way.” Presented by BITZER at IIR Ohrid Macedonia, 2015.

NOMENCLATURA

COP	Coeficiente de rendimiento	[-]
CR	Regulación de capacidad. Posición de la válvula de corredera	[%]
η	Eficiencia energética total de la central de compresores	[-]
η_c	Eficiencia isentrópica del compresor.	[-]
η_d	Eficiencia energética del variador de velocidad	[-]
η_m	Eficiencia energética del motor eléctrico	[-]
λ	Índice de carga parcial, relacionado con el volumen aspirado (barrido) nominal del compresor	[-]
λ_s	Índice de carga parcial escalado, relacionado con la capacidad nominal del compresor	[-]
\dot{m}	Flujo másico de refrigerante a través del compresor	[kg/s]
P_{el}	Consumo de energía eléctrica de la central de compresores	[kW]
P_{is}	Consumo de energía isentrópico del compresor	[kW]
\dot{Q}_0	Capacidad frigorífica del compresor	[kW]
q_0	Capacidad de refrigeración específica	[kiloJ/kg]
ρ	Densidad del refrigerante a la entrada del compresor	[kg/m ³]
T	Par de torsión del eje	[Nm]
T_0	Temperatura de evaporación	[°C]
T_c	Temperatura de condensación	[°C]
V_s	Volumen aspirado (barrido) nominal del compresor a carga máxima	[m ³ /s]
VSD	Variador de velocidad	[-]
ω	Velocidad de rotación del eje	[rad/s]
n	Subíndice para indicar valores nominales a carga máxima	[-]

Selección de los compresores adecuados

Para que un sistema de refrigeración funcione con una eficiencia energética óptima, es importante seleccionar cuidadosamente el tipo más adecuado de compresores, y emplear el método de enfriamiento correcto.

Hay tres tipos principales de compresores de refrigeración: de tornillo rotativo, alternativos y de paletas rotativas. Según Tony Lundell director de estándares y seguridad de IJAR, comprender cómo funcionan es fundamental para conseguir una operación lo más efectiva posible.

Primero, se verán los tres tipos de compresores, cómo se aplican, configuran y enfrían, y luego se explorarán los errores comunes que se cometen en la industria con respecto a la eficiencia energética al usar estos ajustes.

Hay dos tipos principales de Compresores de tornillo rotativo: simples y dobles. Uno de los principales beneficios de estos compresores es su versatilidad. Se pueden usar en casi cualquier aplicación de refrigeración, según Lundell. Este tipo de compresores, puede adaptarse a relaciones de compresión de hasta 20:1 con amoníaco y se pueden instalar en varias configuraciones.

Los compresores de doble tornillo tienen rotores macho y hembra que aspiran el vapor refrigerante y se comprime en el espacio entre los dos tornillos a medida que giran. El vapor se empuja a través del compresor donde se expulsa a través de un puerto de descarga, según Lundell. Estos aumentan la presión y la temperatura de manera significativa y satisfactoria. Los compresores de un solo tornillo funcionan de manera similar, pero con un solo elemento en rotación.

Ambos compresores usan aceite, que se puede enfriar de una de las cuatro maneras siguientes.

1) El enfriamiento por inyección de líquido consiste en inyectar refrigerante líquido a alta presión en el espacio entre los rotores del compresor, donde se expansiona alcanzando una temperatura de

baja presión dentro del compresor. Esa evaporación enfría el aceite en el sistema. Es una opción de coste bastante bajo, pero incluye ineficiencias, según Lundell.

Sin embargo, los avances recientes en válvulas de expansión motorizadas permiten que las plantas reduzcan su presión de descarga más que cuando se usan válvulas de expansión termostática para la inyección de líquido, de acuerdo con Mike Reiner, director de ingeniería de GEA Systems North America.

2) El enfriamiento por termosifón es otra opción. Se considera un método pasivo para enfriar el aceite del compresor. El enfriamiento por termosifón utiliza un intercambiador de calor, generalmente de carcasa y tubos o de carcasa y placas montado al lado del compresor. El amoníaco líquido a alta presión se canaliza desde un recipiente piloto elevado hacia un lado del intercambiador, y el aceite calentado pasa por el otro lado, donde se enfría. La instalación adecuada y el diseño de las tuberías de refrigerante son cruciales para que el sistema de termosifón funcione correctamente, comentó Reiner.

Este método de enfriamiento tiene tres ventajas principales, explicó Lundell. Primero, no hay una penalización de potencia de capacidad asociada con él. En segundo lugar, no existe un límite inferior artificial para la presión de descarga. En tercer lugar, el calor expulsado del aceite se dirige directamente al condensador, proporcionando ahorros de energía especialmente en compresores economizados y sistemas de dos etapas.

3) El enfriamiento con agua o glicol es similar al enfriamiento por termosifón en el sentido de que se monta un intercambiador de calor al lado de la unidad del compresor, pero se bombea agua o glicol en lugar de amoníaco. Este método hace que el calor extraído del aceite esté disponible y sea más fácil de utilizar (recuperación de calor). No hay límite para la presión de descarga de estos sistemas, dijo Reiner. Otra ventaja de usar enfriadores de aceite de agua o glicol es que el calor disipado se puede usar en otras zonas de la instalación, como suelo radiante o



precalentamiento de agua.

4) El enfriamiento por contacto directo entre el refrigerante y el aceite es un método relativamente nuevo pero funciona bien con ciertos sistemas. Una capa de refrigerante líquido se mantiene sobre el aceite dentro de un separador, que hierve y enfría constantemente el aceite. Si bien este método es prometedor, Reiner dijo que pocos o ningún fabricante utiliza actualmente este método de enfriamiento.

Los compresores alternativos son ampliamente utilizados en ambientes de alta o baja temperatura. Estos sistemas pueden adaptarse a relaciones de compresión de 8:1 con amoníaco y pueden instalarse como compresores en booster, etapa de alta, aspiración de alta y de una etapa. Por lo general, no son tan grandes como los compresores de tornillo, dijo Lundell.

Los compresores alternativos utilizan pistones, similares a un motor de automóvil, para comprimir el vapor de refrigerante dentro de un cilindro. La mayoría de los compresores tienen de dos a 16 cilindros. Los pistones son accionados por un cigüeñal movido directamente por un motor eléctrico o indirectamente mediante correas. Se abre una válvula de entrada por donde el vapor de refrigerante a baja presión y temperatura se introduce en el cilindro. El pistón baja, la válvula se cierra y el pistón sube para comprimir el vapor. Durante el proceso de compresión, se genera calor que luego debe disiparse, dijo Reiner.

Por lo general, los compresores alternativos se enfrían con agua que circula a través de los cabezales y las camisas de los cilindros, nuevamente, como un motor de automóvil. Algunos también tienen enfriadores de aceite

externos que utilizan intercambiadores de calor enfriados por agua.

Dependiendo de la ubicación, el agua de fuentes naturales puede circular a través del sistema a un coste mínimo o nulo en términos energéticos y económicos. Algunos compresores alternativos se enfrían con aire, como los motores Volkswagen antiguos o la mayoría de las motocicletas, y no requieren enfriamiento adicional, dijo Riner.

Finalmente, los compresores rotativos de paletas rara vez se usan en instalaciones nuevas, pero siguen siendo abundantes en instalaciones más antiguas. Se utilizan principalmente como compresores booster en aplicaciones de baja temperatura. Pueden adaptarse a una relación de compresión de 5:1 con amoníaco, según Lundell.

Dentro de un compresor de paletas rotativas, hay un eje desplazado con paletas planas que irradian desde él. A medida que el compresor gira, estas paletas empujan hacia afuera y comprimen el vapor. Son bastante

eficientes y pueden mover un gran caudal de refrigerante sin producir mucho calor, dijo Lundell.

Los compresores de paletas rotativas se enfrían mediante inyección de líquido similar a los compresores de tornillo, o se puede bombear agua o aceite destilado a través de las camisas del sistema para quitar el calor de las paletas.

Si bien se pueden emplear muchas combinaciones diferentes de compresores y métodos de enfriamiento para cualquier tarea, seleccionar la combinación correcta y configurarla adecuadamente es fundamental para garantizar que el sistema funcione de la manera más eficiente posible.

A menudo, se necesitan varios compresores para mantener una gran carga a una determinada temperatura. Como mínimo, al menos un compresor debe tener instalado un variador de frecuencia (VSD). De esta manera, los compresores sin VSD pueden seguir funcionando en una condición de carga completa y el compresor con VSD puede ajustarse para reducir la carga,

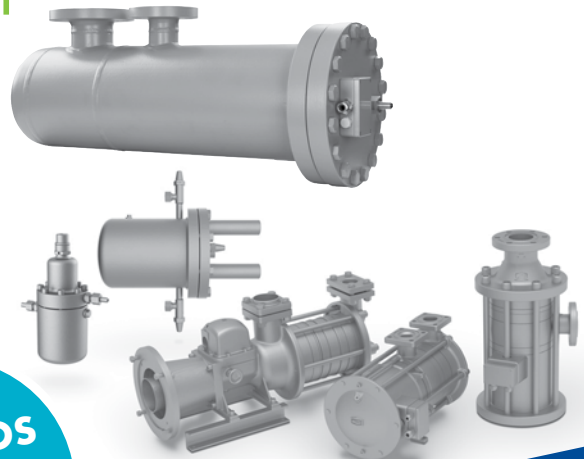
dijo Riner. Esto ahorrará dinero, ahorrará energía y reducirá los costes de mantenimiento.

Otro problema con el que se encuentran algunas instalaciones es que, en los incrementos de producción de una instalación, la cantidad de condensadores no crece con ella, dijo Lundell. Los ingenieros ajustan las temperaturas del equipo, funcionando a presiones de aspiración más bajas y presiones de descarga más altas para cumplir con el aumento de demanda en el equipo. Esto requiere más energía y quemar el equipo.

Finalmente, en algunas instalaciones se ajustan las presiones de descarga del condensador sin considerar las condiciones atmosféricas, lo que genera enormes costes e ineficacias durante los períodos de fluctuaciones de temperatura y humedad. Lundell indica que un enfoque de bulbo húmedo puede resolver este problema, ajustando la presión en el condensador y ahorrando dinero y energía.

Sustentable Tecnología para Refrigeración

- **NRP** Bomba de refrigerante hermética para CO₂, hasta 63 bar
- **HRP** Bomba hermética para todos los refrigerantes
- **GP** Bomba de refrigerante de tipo abierto, con motor acoplado
- **HR/HS** Regulador de tipo flotador de alta presión
- **BDP** Unidad para recuperar aceite



SUS
EXPERTOS
en NH₃ y
CO₂



th-witt.com

Nuestra pasión. Nuestra experiencia. **Su éxito.**