

TÍTULO: *Control de equipos de aire acondicionado con compresores scroll con variación de velocidad.*

AUTOR/ES:

Félix Sanz del Castillo. *Director Técnico de Refrigeración y A/C en España y Portugal*

Ibón Vadillo Rodríguez. *Director Soporte Técnico en Refrigeración Industrial para Europa*

PONENTE/ES: Félix Sanz del Castillo

EMPRESA/ORGANISMO: Danfoss S.A.

Resumen

Para mejorar los sistemas de aire acondicionado doméstico, además de la inclusión de los conceptos de eficiencia estacional y la clasificación energética de los equipos, en la actualidad, el diseño de los equipos comienza a integrar una multitud de variables del sistema realizando un control descentralizado con gestión centralizada. Ello incrementa la eficiencia energética de los equipos por la integración de todos los parámetros que afectando a la eficiencia del compresor se analizan de forma continua y se ajustan de forma adaptativa consiguiendo un funcionamiento óptimo.

La estrategia de control descentralizado, trata el control individualizado de los distintos bloques como termostato, compresor, sistema de expansión en el evaporador y condensador de forma separada.

En primer lugar el termostato de los equipos realiza la orden de arrancar y parar en función de la desviación de la temperatura respecto a la referencia deseada (set point SP).

El sistema de control del compresor con variación de velocidad utiliza bien la temperatura a conseguir como referencia para cambiar las revoluciones o bien la presión de aspiración. Los cálculos de los correspondientes algoritmos de control (Zona neutra, PI, PID, etc.) definen las revoluciones a las cuales el compresor debe girar para acoplarse a la demanda térmica de la instalación.

En paralelo el evaporador suele ser controlado por medio de válvulas de accionamiento eléctrico (solenoides especiales, motores de etapas, motores magnéticos, etc.) y reguladores electrónicos, los cuales según los algoritmos utilizados mejoran la inyección del evaporador y permiten unos niveles de inundación adecuados a niveles de carga térmica incluso inferiores al 10% de la capacidad total.

Finalmente en el condensador se intentará mantener una presión de condensación fija, o variable dependiendo bien de la temperatura exterior o bien de la relación de compresión.

Para el control de los distintos bloques indicados, es necesario incorporar sensores de presión y temperatura en distintos puntos del circuito frigorífico.

La gestión centralizada aparece cuando se establece un bucle cerrado donde la salida de un bloque es tomada como punto de partida del siguiente bloque el cual teniendo en cuenta todas propiedades y limitaciones del compresor, evaporador, y condensador ajustan las condiciones de trabajo de forma que el COP instantáneo sea óptimo en cada instante del funcionamiento del equipo.

Además se encuentra cierta flexibilidad en los ajustes de forma que aunque no consigue COP óptimos en cada instante, permiten otras estrategias para poder condensar con un salto térmico definido en condensación, o evaporar asegurando la función de deshumidificación del aire manteniendo la evaporación por encima de 0°C.

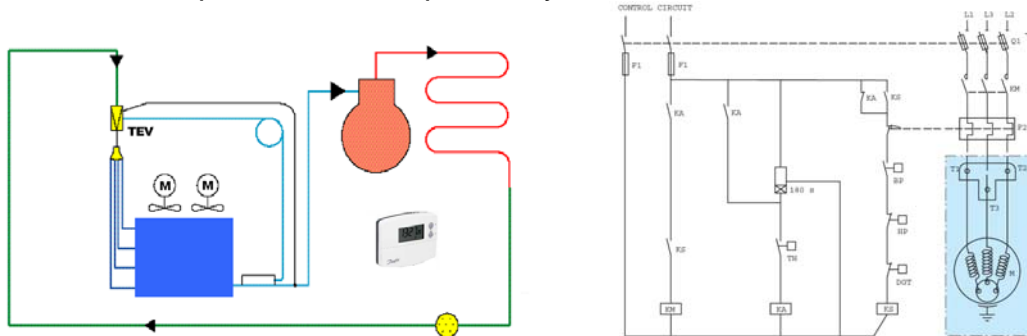
En esta ponencia se explican:

- Características de los compresores.
- Funcionamiento del control de capacidad del compresor.
- Ajuste de la relación de compresión con COP optimo.
- Control del condensador.
- Control del evaporador.
- Ahorros de energía.

Equipos de aire acondicionado

Los equipos de aire acondicionado tradicionales constan de un circuito frigorífico sencillo donde un termostato manda arrancar y parar el compresor del circuito para acondicionar el aire a los niveles de temperatura deseados.

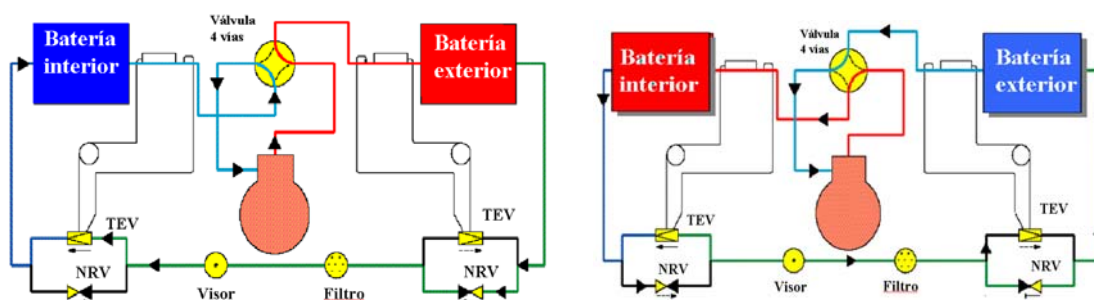
Como puede verse en la figura, constan de un compresor, un condensador, un sistema de expansión, un evaporador y un termostato.



Lógicamente la realidad es más compleja, ya que se deben incluir todos los condicionantes de seguridad necesarios, que protegen al compresor e impiden que este funcione indebidamente. Presostatos de baja y alta presión, termostatos de descarga, limitadores de corriente, etc. son elementos necesarios y que vemos reflejados en el correspondiente esquema eléctrico.

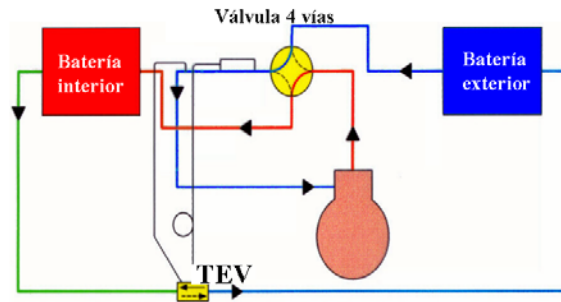
Además de los elementos de orden y paro del circuito debido a la necesidad de acondicionar el aire por el termostato y los elementos de protección citados, el sistema de expansión gestiona la entrada de refrigerante líquido al evaporador a la vez que intenta garantizar la salida de éste en forma de vapor. La utilización de restrictotes y tubos capilares muy extendida en equipos de poca potencia frigorífica, da paso a las válvulas de expansión termostáticas en equipos de mayor capacidad.

Otros equipos de aire acondicionado, presentan la capacidad de producir frío durante el periodo estival mientras que durante el invierno producen calor. Se habla en estos casos de bombas de calor reversibles. Por medio de una válvula de cuatro vías se permuta el evaporador y el condensador, y utilizando válvulas de retención se canaliza el fluido de forma adecuada a las necesidades de cada instante.



Las figuras muestran la canalización del fluido en la línea de descarga con la válvula de cuatro vías y en la línea de líquido con las válvulas de retención en paralelo a las válvulas de expansión termostáticas.

Una simplificación de este esquema de principio se puede conseguir mediante la utilización de válvulas de expansión biflow que pueden controlar la expansión en ambos sentidos de flujo, donde solo se necesita una válvula de expansión en la línea de líquido donde en los circuitos anteriores había dos válvulas de expansión y dos válvulas de retención.



Estos circuitos, funcionan correctamente, pero están limitados a un control todo/nada del sistema de refrigeración, lo cual los convierte, en sistemas con elevado consumo de energía y emisiones de CO₂.

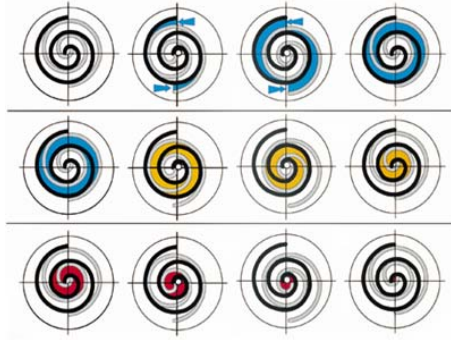
Para convertir estos sistemas en sistemas más eficientes, se está optando por la variación de velocidad en los compresores utilizados con nuevos desarrollos en sí mismos y con variadores de frecuencia especiales. Pero antes de entrar en el estudio del compresor, se debe indicar brevemente que este cambio en el compresor afectará a todo el sistema de refrigeración y de forma especial a los sistemas de expansión, los cuales tendrán que ser reemplazados por sistemas de control electrónico de la expansión.

Debido a la gran utilización de compresores de caracola o scroll en potencias que oscilan desde los 10 a los 100 kW, nos centraremos en los últimos avances de este tipo de compresores y su acoplamiento a la variación de velocidad.

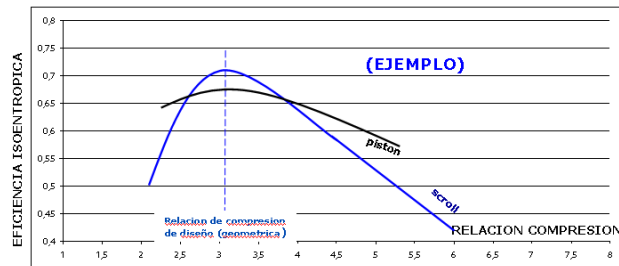
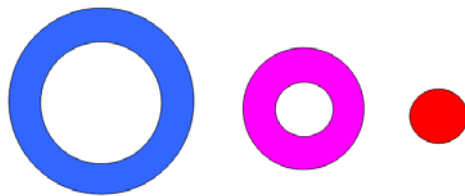
Compresores scroll con variación de frecuencia.

En primer lugar veremos el funcionamiento de un compresor scroll normal para después ver como puede modificarse en su construcción para adaptarlo a la variación de velocidad y posteriormente su control para optimizar la eficiencia energética.

Una característica importante del compresor de caracola o scroll es su relación de compresión fija, determinada por el diseño geométrico de las espirales. En función del diseño del juego de espirales resultará una relación geométrica de diseño mayor o menor, que debe ir asociada a las condiciones de trabajo.



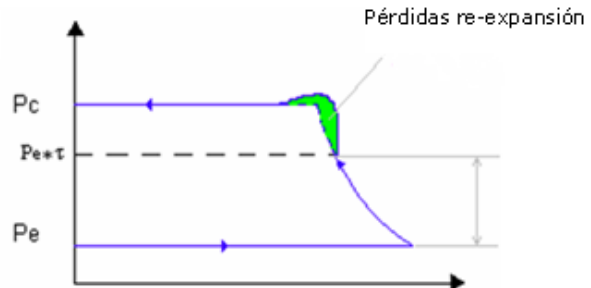
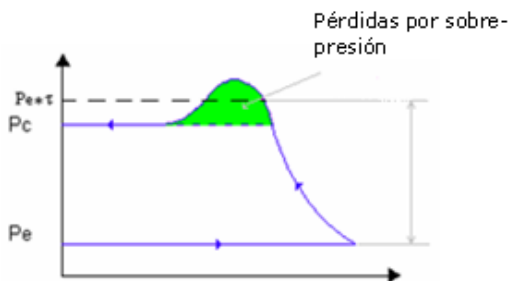
La relación geométrica de diseño definirá el punto de mayor eficiencia isentrópica del compresor.



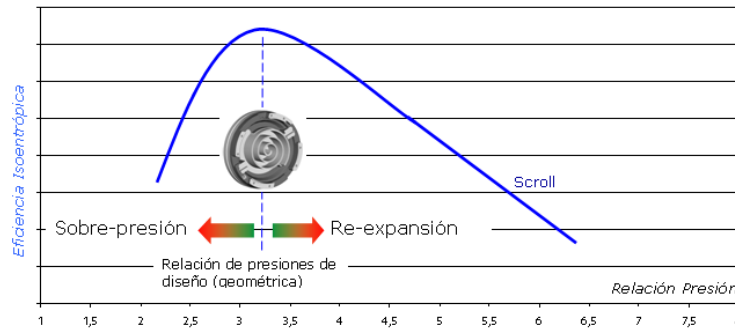
Por tanto un compresor Scroll operando lejos de su relación de diseño, trabaja con peores rendimientos isentrópicos que si lo hiciera en su punto óptimo. En conclusión el compresor debe estar diseñado para una aplicación definida si se quiere obtener buenos rendimientos, y además las condiciones de trabajo deben variar lo menos posible.

Las pérdidas de rendimiento isentrópico respecto el de diseño presenta dos modos distintos: cuando la relación de presiones del compresor es mayor a la de la instalación ó cuando es menor.

En el primer caso el compresor descarga el gas a una presión superior a la necesaria, el gas se comprime demasiado en el interior del scroll y al salir pierde presión, reduciéndose la eficiencia con rapidez. En el segundo caso se produce una re-expansión interna que merma el rendimiento y genera aumento del nivel sonoro e inestabilidad en el juego de espirales.



De esta manera en función del diseño cada compresor Scroll presenta una curva que define su rendimiento isentrópico al modo de la siguiente figura:



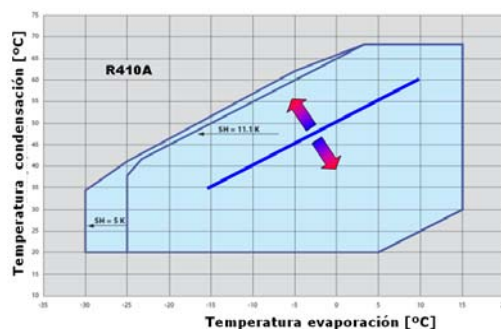
La asimetría de la curva muestra que la eficiencia cae más rápidamente en el caso de sobre-presión cuando la presión de condensación es inferior a la obtenida en el interior del scroll que en el caso de re-expansión interna donde el gas queda en la última cámara del scroll para esperar el segundo impulso de compresión y vencer la presión de condensación.

El principal problema es que en un sistema la relación de presión de diseño tan solo se da en un porcentaje muy reducido del tiempo de funcionamiento, mientras la mayor parte el compresor trabaja con rendimientos inferiores al de diseño.

En los sistemas de variación de velocidad, al modificar el compresor las revoluciones, manteniendo la relación de compresión, se genera un desequilibrio en el condensador automáticamente. Por ejemplo en el caso de reducir las revoluciones, nos encontramos que el condensador será grande y disminuirá la presión de condensación, por o que el compresor se encontrará en un caso de de sobre-presión. Sin embargo si aumentan las revoluciones, el condensador será pequeño y aumentara la presión de condensación, encontrándonos en un caso de re-expansión interna en el scroll.

En ambos casos existe una perdida de eficiencia isentrópica que generará la correspondiente penalización al reducir la eficiencia energética.

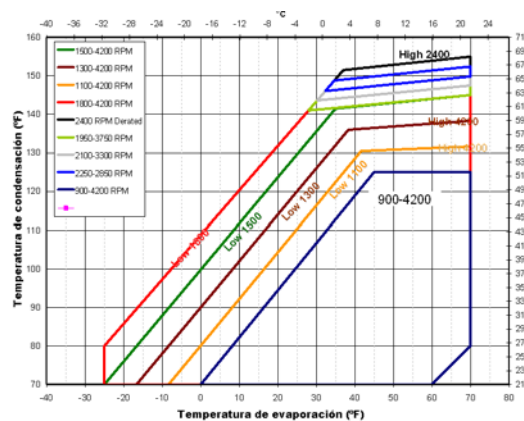
La solución a estas pérdidas, sería que el compresor trabajase siempre a una relación de compresión igual a la de diseño y que provocaría que la relación entre la temperatura de evaporación y condensación siguiese la línea azul en el interior del sobre de aplicación. Cualquier desviación de esta línea indicaría una merma energética.



El conocimiento de esta línea de trabajo de relación de compresión fija, que define la línea de COP óptimo según las condiciones de trabajo en función de la temperatura de evaporación, permite incorporar al algoritmo de control del compresor la línea de COP óptimo, donde definida la temperatura-presión de evaporación, la presión de condensación deseada es consecuencia de ella. Con esto, se podrá intentar conseguir la presión de condensación deseada, regulando el caudal del fluido condensador, aire o agua, con variadores de frecuencia aplicados a ventiladores o bombas de condensación.

Como es conocido, cualquier compresor encuentra unos límites de aplicación consecuencia de su diseño. De esta en los compresores scroll nos encontramos que no se puede uno salir de dichos límites sin riesgos de dañar el compresor.

Bien, cuando ahora se introduce la variación de velocidad, la cantidad de calor disipado en el motor es distinta dependiendo del tipo de motor y se sus revoluciones. Esto hace que aparezcan unos límites de aplicación para cada velocidad de rotación, de forma que tenemos una gran multiplicidad de líneas de trabajo límite.

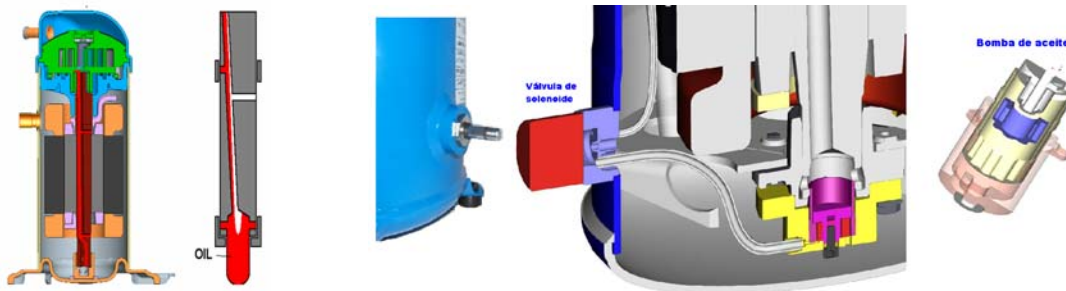


Esta situación complica enormemente las posibilidades de control, ya que dicha información tiene que estar integrada en los controladores acotando y limitando los algoritmos de control. Por otro lado, cuando la instalación por demanda de capacidad, lleva al compresor a sobrepasar estos límites, el sistema se quedara en los límites permitidos, dando menos frío del demandado pero sin dañar al compresor. De lo contrario, el compresor se vería dañado, las protecciones pararían el equipo y no se produciría frío. Este sistema por tanto, lo que hará es dar frío de forma más lenta cuando la situación sea desfavorable para aumentarlo en el momento que las situaciones de sobrecarga desaparezcan.

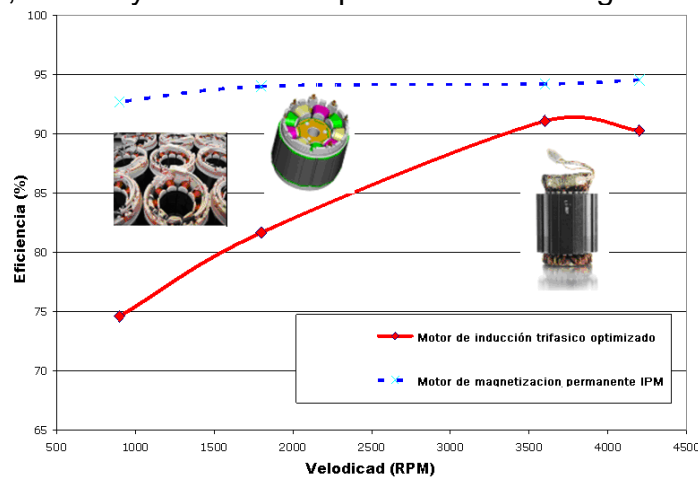
Igualmente existen cambios en el sistema de lubricación del compresor. En los compresores de velocidad de rotación constante, el aceite utiliza la fuerza centrífuga para ascender por un conducto de lubricación inclinado en el eje de rotación del motor, desde el cual se distribuye a las partes con necesidad de lubricación, principalmente el scroll móvil. Al aparecer la variación de frecuencia y rotación, y dado que la fuerza ascensional del aceite se ve condicionada por la velocidad, aparecen situaciones de exceso de aceite en circulación y otras

con defecto de aceite. Ambos casos son negativos, ya que bien, el aceite puede ser impulsado fuera del cárter con los consabidos problemas de pobre transferencia de calor en los intercambiadores y la posible falta de lubricación por falta de aceite en el cárter, o bien, al disminuir las revoluciones, no se envía aceite en cantidad a las partes en movimiento provocando su agarrotamiento y gripado.

Es por tanto necesario incorporar una bomba de impulsión de aceite con desplazamiento positivo, gestionada mediante un sistema de inyección de aceite asociado al control de la variación de velocidad para que introduzca en cada momento el aceite necesario garantizando la impulsión suficiente del aceite de lubricación al aumentar o disminuir las revoluciones.



Los motores eléctricos utilizados en compresores de rotación fija, están optimizados a su velocidad de rotación, disminuyendo su eficiencia eléctrica tanto al disminuir como al aumentar la velocidad de rotación. Tienen en consecuencia limitaciones energéticas al aplicarles la variación de velocidad en este tipo de aplicaciones. No obstante debido al ahorro energético debido al acoplamiento de la demanda frigorífica así como a la disminución del número de arranques, son muy interesantes para ahorrar energía.



Los motores eléctricos utilizados deben aceptar la variación de frecuencia con unas pérdidas reducidas en el variador de frecuencia. Cuando se puede, se utilizan motores de corriente continua con imanes permanentes internos, ya que su control es más fácil y lo que es más importante su eficiencia eléctrica es más elevada que en los motores normales de inducción, siendo ésta además, prácticamente independiente de las revoluciones del motor. Esta alta eficiencia

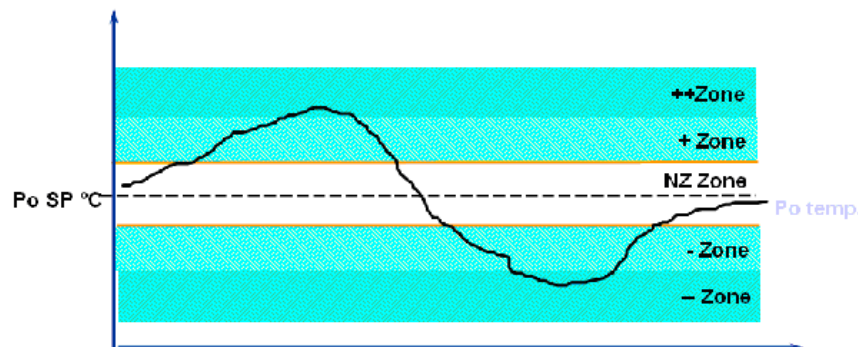
del motor permite una gran eficiencia incluso a niveles de carga parcial muy reducidos.

A la hora de seleccionar compresores con variación de frecuencia, deberá hacerse en el punto para el cual están optimizados, lo cual suele estar entorno al 60-70% de su capacidad. Si se seleccionan para la máxima capacidad al máximo de revoluciones posibles, nos encontraremos en que dichos equipos pueden consumir incluso más energía que un compresor a revoluciones fijas equivalente.

Control de capacidad del compresor

Emplea el sistema de regulación con “Zona Neutra”, consistente en la definición de unas bandas definidas en bar o en grados, de forma que dependiendo de donde se encuentre el valor de presión-temperatura las acciones a realizar en los compresores serán distintas.

En la figura se muestran tres o cinco bandas diferenciadas. La central en blanco debe tener una anchura entorno a los dos grados y en el medio se dibuja la línea que indica la presión de evaporación de referencia ($SP = P_o / T_o^{\circ}C$). Cuando la presión entra y permanece dentro de los valores delimitados por esta banda, el compresor en marcha puede variar sus revoluciones con el variador velocidad en función de lo que determine el algoritmo de control.



Cuando la presión se encuentra en la banda próxima a la central bien por arriba +Zona en función de las temporizaciones incluidas van incrementando la capacidad, y cuando se encuentra por debajo de la zona neutra en la -Zona va reduciendo capacidad.

Las temporizaciones deben ser largas, para evitar interferencias con los tiempos mínimos de pausa o entre arranques de un compresor. Cuanto mayor sean estos tiempos medidos en minutos, mejor. En estas bandas, los algoritmos PI, pueden acortar los ajustes introducidos.

Cuando la presión se sale de las bandas anteriores y se sitúa en la parte mas externa ++zona y --Zona, lo que nos indica es que la presión se aleja demasiado de la referencia. Por consiguiente se deben tomar acciones más rápidas tanto para incrementar capacidad como para reducirla. En este caso las temporizaciones deberán ser mas cortas, suelen ser inferiores a un minuto, para evitar que la presión alcance valores muy altos o muy bajos.

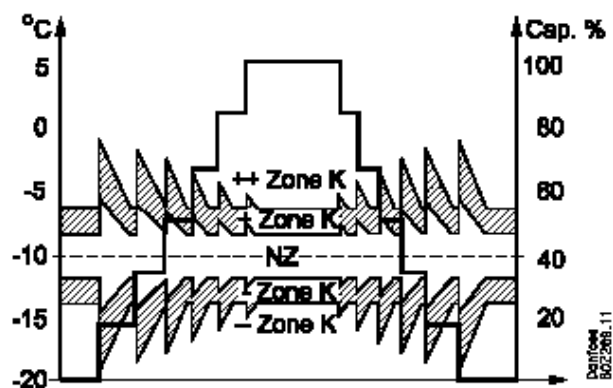
En el control de capacidad para regular la presión de evaporación, deberá tenerse en cuenta el límite de seguridad de baja presión, el cual deberá estar lo más alejado posible de las bandas de regulación sin llegar a presiones negativas.

Respecto a la anchura de las bandas, suele ser habitual ajustar entorno a 2°C cada zona, y ser simétricas respecto a la presión de referencia. Sin embargo, cierta asimetría en las bandas puede ser beneficiosa ya que permiten desplazar la presión de funcionamiento hacia presiones mayores para optimizar energéticamente el sistema o bien hacia presiones inferiores asegurando una presión mas reducida que garantiza una temperatura mas baja.

La introducción de temporizaciones largas y acciones lentas de los algoritmos PID, al incrementar la capacidad así como al reducirla, ha costado mucho tiempo y un cambio de mentalidad en muchos profesionales. Se comenzó hablando de segundos, y actualmente se habla de minutos. Este cambio ha introducido mucha estabilidad en el funcionamiento del sistema al eliminar las interferencias entre las órdenes de control y las imposiciones temporales intrínsecas del compresor.

En el arranque del equipo, se debe dar tiempo para estabilizar el control PI. Para este propósito en el arranque de un equipo se limita la capacidad de forma que puede trabajar de forma especial a capacidad reducida aunque las presiones de trabajo sean elevadas.

Además de la zona neutra, se encuentran controladores donde no solo se habla de la modificación de la referencia, sino de las bandas en las cuales esta inmersa la referencia. Esto introduce mucha estabilidad al sistema, pero hace que las reacciones del sistema sean menos predictivas para el instalador y el mantenedor.



Estas modificaciones dinámicas de las bandas cuando se detectan variaciones de carga térmica de forma brusca para evitar excesivos incrementos y reducciones de capacidad en un periodo corto de tiempo, el algoritmo del controlador debe tomarse algún tiempo extra después de un cambio brusco de capacidad para ver el efecto que tiene dicho cambio en la capacidad real de funcionamiento. En estas condiciones, las zonas se “extenderán” durante un

corto periodo de tiempo, lo cual provocará que se ralentice el control PI después de un cambio brusco en la capacidad.

Como se puede ver la extensión de zona dinámica es mayor cuanto menor es la capacidad. Como consecuencia de la extensión dinámica de las zonas, la presión de aspiración podría cambiar de zona durante el periodo en el que el controlador esta arrancando/parando un compresor.

Referencia de la presión de aspiración. Presión de aspiración flotante.

Debe recordarse que un aumento de 1°C de la temperatura de evaporación, supone un ahorro energético entorno al 3-5%, dependiendo del refrigerante, de la temperatura de evaporación.

En principio la presión de aspiración la determina la temperatura de salida del fluido a enfriar más el salto térmico de diseño. Esto nos lleva a un valor fijo.

Sin embargo, este salto térmico se define en condiciones de carga térmica máxima, por lo que cuando el fluido ya está a temperatura de régimen, el evaporador está sobredimensionado. En estas condiciones, en lugar de respetar el salto térmico de diseño manteniendo una presión de aspiración constante, se puede reducir el salto térmico en el evaporador aumentando la temperatura de aspiración y produciendo frío con menos consumo energético.

Las condiciones de carga térmica máxima se refieren a máxima temperatura posible en el fluido y temperatura ambiente. Los procesos de trabajo y temperaturas nocturnas, también indican que las necesidades frigoríficas son distintas durante el día y la noche.

Esto nos indica que puede relacionarse la temperatura del fluido y/o temperatura ambiente, el día y la noche, con la presión de aspiración. De esta forma se puede establecer que la presión de referencia sea un valor fijo con unas correcciones variables dependiendo de la hora del día y de la temperatura.

$P_{o \text{ Ref}} = \text{Consigna } P_o + \text{Ajuste Noche} + K (T_{\text{ref}} - T_{\text{ambiente}})$

Al igual que en cualquier sistema de regulación de consignas flotantes, que se acoplan a la demanda, es necesario introducir límites a la referencia para evitar oscilaciones entre valores demasiado altos ó bajos. El límite inferior, es la presión de aspiración utilizada sin flotabilidad de presión, es decir unos 5-10 grados por debajo de la temperatura deseada en el servicio más frío. El límite superior será el mas alto posible siempre que la reducción del salto térmico no cree problema de excesiva humedad relativa que afecta a las propiedades del producto.

Control del condensador.

Frente al control de caudal de aire con presostatos, la variación de velocidad de los ventiladores de condensación ahorra energía.



Ahora bien, la pregunta es, cual debe ser la presión de condensación de referencia, en condiciones de carga variables con un compresor scroll.

Encontramos dos conceptos, uno es mantener una presión de condensación flotante en función de la temperatura ambiente con un salto térmico en el condensador constante, y el otro mantener una relación de compresión fija con una presión de condensación dependiente de la presión de evaporación y la relación de compresión. Ambos métodos son buenos, pero ambos tienen limitaciones.

La idea de mantener una presión de condensación flotante lo mas reducida posible, manteniendo un salto térmico contante con la temperatura ambiente, utilizando dos sondas de temperatura, puede llevar a situaciones en las cuales el compresor trabaje bien con sobre-presión o bien con re-expansión. Como ambas situaciones no son adecuadas deberán buscarse otros mecanismos de control.

Sin embargo si la presión de evaporación es conocida, dado que la relación de compresión es fija, podemos utilizar la presión de evaporación multiplicada por la relación de compresión como referencia de la temperatura de condensación. De esta forma la eficiencia del equipo siempre será óptima, y solo en casos de temperaturas ambientes muy elevadas existirá la reexpansión, la cual como se ha visto, penaliza menos que la sobre-presión. Este sistema necesita de sensores de presión en aspiración y descarga.

Control del evaporador.

El evaporador se vera sometido a una gran variación de carga térmica, y tal como el compresor se acopla modificando sus revoluciones, los sistemas de expansión del evaporador deberán ser capaces de gestionar caudales de líquido muy variables.

Evaporación y curva MSS

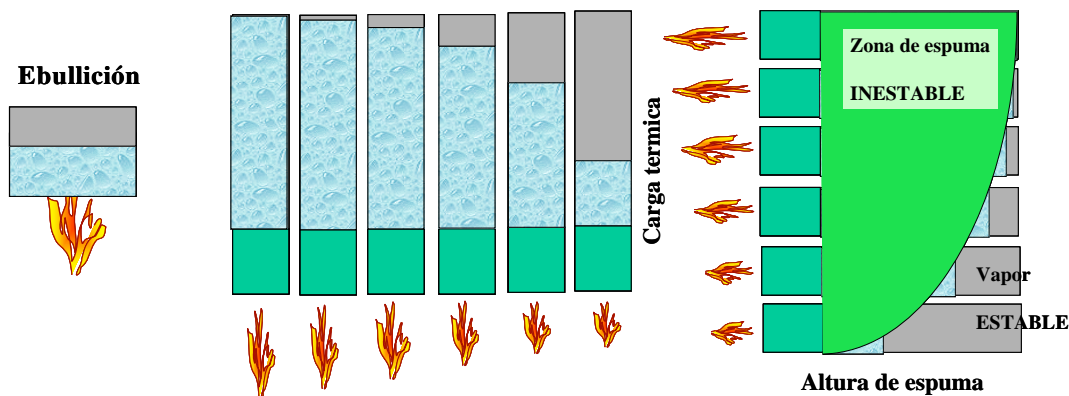
El evaporador más simple conocido por cualquiera, puede ser un cazo con leche, agua hirviendo o una tetera. En este evaporador, durante el proceso de calentamiento y cuando hierve el líquido se observa que cuando se alcanza la temperatura de ebullición, se producen burbujas de vapor en el líquido formando una capa de espuma. Sé esta produciendo la evaporación.

La formación de espuma es variable, depende de muchos factores como son la cantidad de calor aportado, la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior, propiedades físicas como la tensión superficial, la viscosidad, el régimen de circulación del fluido, etc. Hay factores que afectan a la naturaleza del líquido, a los fenómenos de transmisión de calor y a la geometría de los recipientes involucrados.

Cuando ponemos el cazo con leche con un nivel de fuego bajo al hervir la leche forma una zona de espuma de una altura determinada. Al aumentar el nivel del fuego (llama más grande) la zona de espuma se hace mayor, así continua aumentando la espuma al aumentar el fuego hasta que la espuma alcanza un

altura determinada y cuando es superior a la altura libre del cazo el líquido se sale. Cuando la espuma de la leche se sale y posteriormente se limpia la cocina, lo que se limpia no es espuma, sino líquido, lo cual indica que la espuma arrastra parte de líquido.

Nótese que cuando más rápido es el aporte de calor, mayor es la formación de espuma, esto indica que a mayor carga térmica se produce más espuma.



Es fácil deducir que nuestro objetivo es mantener una ebullición sin producir ningún derrame de líquido. Cuando tengamos una ebullición sin derrame de líquido, diremos que es estable, y si hay derrame la llamaremos ebullición inestable.

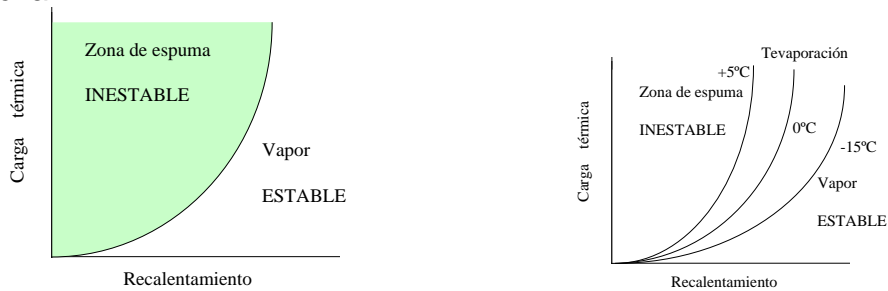
Cuando la espuma esta justo en el borde sin rebosar, estaremos en el límite entre la ebullición estable y la inestable. La determinación de este punto es de gran importancia para poder ajustar el calor aportado al recipiente sin que se produzca derrame de líquido.

Cuando se representa de una forma gráfica la carga térmica (posición del fuego) junto con la altura de la zona de espuma de seguridad se obtiene una curva. Es la denominada curva MMS de la Mínima Señal de Recalentamiento Estable que toma su nombre del inglés Minimum Stable Signal Superheat. Esta curva nos dice que si queremos calentar el cazo con el fuego en una posición determinada, debemos dejar una altura del recipiente sin líquido determinada por la curva, para que no haya derrame de líquido al exterior y la espuma llegue justo hasta el borde del recipiente. Si no dejamos esta altura del recipiente libre de líquido, cuando hierva el líquido, este se saldrá; y si dejamos mas altura libre de la indicada, la parte superior a la línea no se utilizará.

Entre otros factores, la forma de esta curva depende de las características del evaporador, de la temperatura de evaporación, del tipo de carga térmica, de la forma en que se distribuye el líquido por los distintos tubos, de la propia circulación anular, de las pérdidas de presión, de la carga térmica que recibe cada tubo, de la forma de intercambio de calor (equi-corriente o contracorriente), del salto térmico entre el ambiente, del fluido refrigerante, etc. lo cual hace que en la práctica sea difícil de determinar.

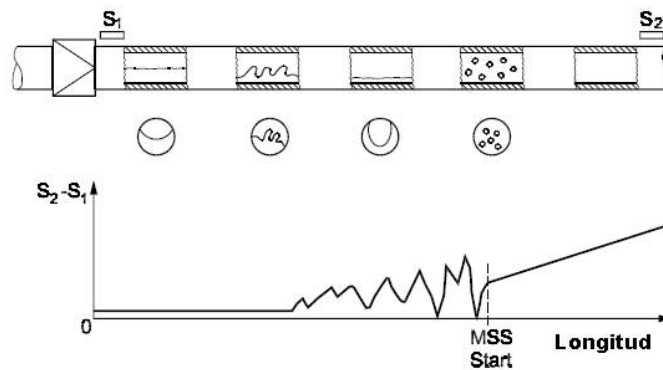
Cambiando la palabra espuma por recalentamiento, lo dicho para la ebullición en el modelo simplificado ilustra de una manera intuitiva la evaporación en un evaporador real, indicándonos que dependiendo del nivel de carga térmica se necesita un recalentamiento mayor o menor en la salida para que no se produzca arrastre de líquido.

La curva de estabilidad MSS es distinta para cada temperatura de evaporación, las temperaturas de evaporación mas bajas con el mismo aporte de calor generas burbujas mas grandes, lo que se traduce en mas espuma y en el desplazamiento de la curva hacia la derecha. Otros factores como un cambio en la forma de transmisión de calor cambiando a transmisión más lenta por fallo en algún ventilador o por la aparición de hielo, la solidificación brusca de agua que se congela en una enfriadora, desplazan también la curva MSS hacia la derecha.



El conocimiento de la curva MSS pone de manifiesto que para conseguir una inundación determinada, debemos tener un recalentamiento distinto en función de la carga térmica que recibe el evaporador. Esto hace que el recalentamiento que debemos intentar mantener con la inyección sea variable y función del nivel de carga térmica.

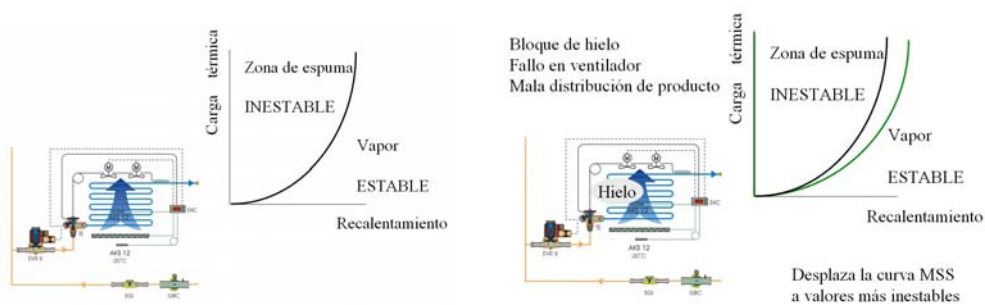
En el interior evaporador existen distintos tipos de circulación del refrigerante, dependiendo del título, así como de la geometría y de las dimensiones del evaporador. En primer lugar hay un régimen tranquilo, luego aparece un régimen ondulante, posteriormente otro anular que se convierte en otro pulverizado y nebuloso hasta convertirse en vapor saturado y recalentado con una sola fase homogénea. Como la cantidad de vapor va en aumento y este ocupa entre 10 y 20 veces más volumen que el líquido, el aumento de velocidad es muy rápido.



Esta distribución de regímenes de circulación no son constantes, dependen de la carga térmica, de forma que la parte nebulosa será mayor con una gran carga térmica, mientras que el régimen tranquilo será mayor con reducida carga térmica. Esto hace que el comportamiento del evaporador sea completamente distinto en unas condiciones o en otras.

Para visualizar esto, podemos imaginar que una playa con olas tiene un comportamiento similar. De hecho al final de un evaporador hay una especie de oleaje (movimiento pulsante de líquido) al igual que en la playa, un suelo sólido que en lugar de la arena es la tubería, y una fase gaseosa el vapor que equivale a l viento y que es junto con la acción de la gravedad y el movimiento de la tierra el causante de las olas y movimiento del líquido (agua en la playa), de forma que es muy fácil imaginar vientos fuertes y oleaje fuerte equivalente a una situación con cargas térmicas elevadas, y calmas sin viento y ausencia de oleaje equivalente a momentos con carga térmica reducida.

Una vez conocida la existencia de la curva MSS, variable tal como se ha indicado en función del refrigerante, aditivos, geometría, aporte de calor, presión de evaporación, debemos también conocer que aunque su parametrización permanezca indeterminada, se encuentra afectada por funcionamientos anormales en los sistemas como bloques de hielo en el evaporador, parada indeseada o variación de velocidad de un ventilador del evaporador, e incluso la distribución irregular de carga en la cámara o servicio. Imaginemos un evaporador determinado transmitiendo frío de forma correcta. La ebullición del líquido y la desaparición de espuma se realizarán de una forma concreta, lo cual determinara una curva MSS. Ahora bien, cuando en el evaporador se encuentra parcialmente bloqueado con hielo, en la zona cubierta por el hielo, al reducirse la transmisión de calor, la espuma se reducirá en menor cantidad, lo cual equivale a decir que la cantidad de espuma a la salida de la zona cubierta de hielo ha aumentado, de forma que la curva MSS se desplaza hacia la derecha.



La experiencia de la inyección nos muestra que cuando se inyecta líquido con un sistema de control automático, cuando el recalentamiento se encuentra en la zona de vapor a la derecha de la curva MSS, la señal del recalentamiento es estable, mientras que cuando está a la izquierda es una señal oscilante debido a la apertura y cierre de la válvula para intentar que no salga líquido (espuma) del evaporador.

En condiciones ideales, el sistema de inyección debería ajustarse con la curva del evaporador para que en cualquier condición de carga el evaporador estuviera totalmente inundado de líquido, pero sin rebasarlo.

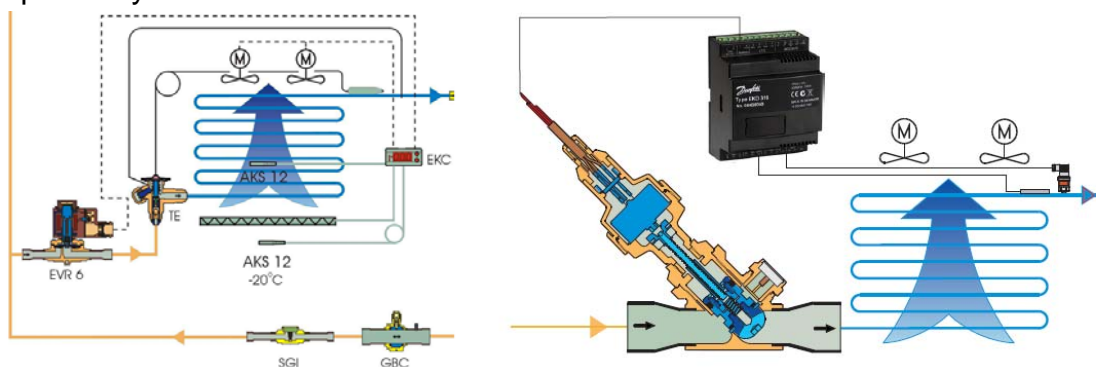
Debido a que la curva de estabilidad MSS del evaporador, no es fija, sino que depende de la forma en que se transmite el calor al evaporador, la inyección óptima será difícil de conseguir en todas las condiciones que pueden presentarse en el evaporador.

En los sistemas de expansión utilizados como pueden ser los tubos capilares, los orificios perforados, las válvulas de expansión termostáticas y las válvulas de expansión electrónicas, el ajuste a la curva MSS es distinto.

El tubo capilar con una inyección constante y fija, y la válvula de expansión termostática que permite el ajuste óptimo en unas condiciones de carga fijas no son capaces de acoplarse correctamente en los sistemas con una carga térmica muy variable como ocurre cuando hay una gran variación de frecuencia en el compresor, siendo en consecuencia prácticamente obligatorio, el empleo de válvulas electrónicas que pueden acoplarse con mucha mayor precisión a la curva MSS.

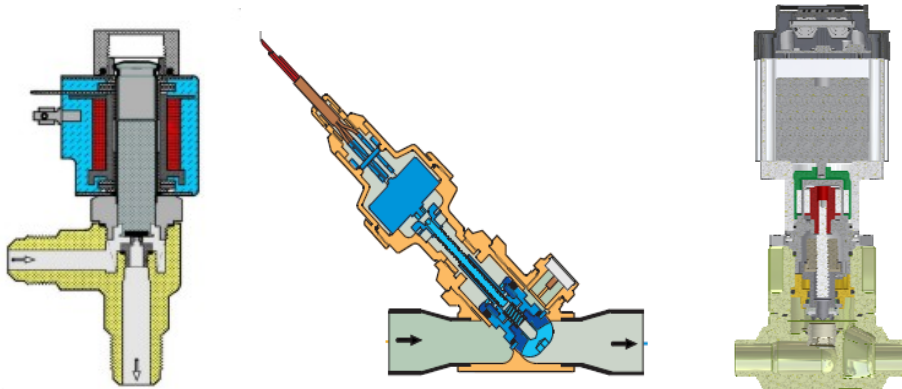
Válvulas de expansión electrónicas. Válvulas solenoides (PWM). Válvulas motorizadas modulantes (motor de etapas)

Las válvulas de expansión electrónicas, realizan la misma función que las termostáticas, pero difieren de ellas en su diseño, en el motor que mueve el eje de la válvula que ahora es por medio de un accionamiento eléctrico, donde aparecen bien solenoides especiales, motores eléctricos, motores de pasos, motores electromagnéticos, etc. Además la lectura de la presión y temperatura ya no se realiza con un tubo para la presión, y con un bulbo para la temperatura sino que emplean sensores, transmisores y transductores de presión y sondas de temperatura. Además se incorporan analizadores y controladores electrónicos que por medio del software en ellos incorporado, transforman las señales recibidas de presión y temperatura en órdenes de apertura y cierre a las válvulas electrónicas.



Existen distintos tipos de diseños de válvulas electrónicas, pudiendo clasificarse básicamente en dos grupos, válvulas solenoides especiales con aperturas por pulsos de tiempo y válvulas motorizadas con motores de etapas o magnéticos con apertura modulada.

En las válvulas solenoides electrónicas AKV, la válvula abre y cierra por pulsos definidos (PWM), normalmente cada seis segundos, de forma que durante unos segundos esta completamente abierta y durante el complemento hasta los seis segundos está completamente cerrada. Este hecho de apertura o cierre total se traduce a que la tubería de líquido debe ser calculada en función del caudal o capacidad de la válvula, y no del evaporador, con una velocidad máxima de 1 m/s, para evitar la formación de flash-gas (burbujas de vapor) en la línea de líquido.



En las válvulas motorizadas ETS e ICM, el movimiento del eje es continuo con un motor de etapas que pueden situar el eje y el asiento de la válvula en cualquier posición.

Las válvulas motorizadas, tienen un recorrido máximo, y deben ser calibradas para cada aplicación. De esta forma el recorrido se particulariza a cada instalación. Es importante incorporar la apertura máxima para la válvula en la aplicación donde se instala, ya que de esta manera el control es más fácil de realizar para los controladores electrónicos a la vez que se mantiene la calibración de la válvula. La calibración de la válvula se puede perder cuando al asiento y al eje se les somete a fuerzas de empuje fuertes e inestables como cuando se produce flash-gas en la línea de líquido antes de la válvula. Este fenómeno de descalibración de la válvula ciertos reguladores lo anulan provocando un recorrido adicional del número de etapas cuando la válvula está completamente cerrada. Es decir el motor da más etapas de las necesarias, de forma que el eje patina cuando ya está completamente cerrado, pero continuaría cerrando si hubiese perdido la calibración, es una forma de realizar un recalibrado cada vez que la válvula debe estar completamente cerrada.

Debe indicarse que este fenómeno, de formación de flash-gas, normalmente asociado de forma correcta a la falta de subenfriamiento, aquí puede tener su origen en el exceso de apertura de la válvula, la cual debido a un control muy nervioso manda abrir mucho más de lo debido y que hay que resolver con un ajuste correcto de los lazos del algoritmo de control del controlador electrónico.

La curva de trabajo de la válvula de expansión electrónica, ya no sigue una recta como en la termostática, sino que dependiendo de los algoritmos de control puede haber distintos criterios en la orden de apertura.

La forma más simple, es colocar un recalentamiento fijo como referencia y acoplar la apertura de la válvula para que el recalentamiento de referencia ajustado se consiga. Este sistema no considera la existencia de la curva MSS donde como se ha visto, el recalentamiento estable sin retorno de líquido es variable y depende de la carga térmica del evaporador. En ciertos casos puede tener retornos de líquido y en otros puede dejar parte del evaporador sin utilizar.

La segunda posibilidad es colocar dos rectas de trabajo, una hasta el 10% de capacidad y otra del 10% al 100% de capacidad por ajuste de tres puntos denominados recalentamiento de cierre (0%), recalentamiento de referencia mínimo (10%) y recalentamiento de referencia máximo (100%). Con estos puntos se evita el cruce con la curva MSS manteniéndose siempre en sus proximidades.



La tercera posibilidad es la utilización de algoritmos adaptativos, donde estudiando el fenómeno físico producido al final del evaporador donde como en la playa, puede analizarse cuando un sensor se moja y cuando esta seco, de forma que ajusta la referencia del recalentamiento para que siempre llegue líquido al final pero no se salga. Es el sistema mas avanzado, y además del recalentamiento suele tener en cuenta la carga térmica del evaporador. Introduce unos limites de trabajo en el evaporador para que los recalentamientos de referencia no sean muy bajos con el recalentamiento mínimo deseado ni muy altos con el recalentamiento máximo deseado.

El primer sistema, debido al cruce de la línea de recalentamiento fijo con la curva MSS puede tener retornos de líquido, el segundo sistema, en casos de cambios de carga bruscos puede alcanzar y cruzar las líneas ajustadas con algún retorno de líquido en ciertas condiciones anómalas, y solo el tercer sistema asegura un acoplamiento correcto a la curva MSS del evaporador incluso cuando cambie por razones de funcionamiento anómalo.

Función de fuga de refrigerante

Analizando el circuito, presiones y temperaturas de trabajo, así como el grado de apertura, en condiciones de funcionamiento adecuado del equipo, cuando el grado de apertura de la válvula de expansión electrónica es elevado, y el recalentamiento es también muy elevado y no disminuye con el paso del tiempo se puede deducir que la instalación tiene poco gas, lo cual es equivalente a indicar que se ha producido una fuga.

Deshumidificación

Cuando debido a la aplicación, se requiere deshumidificar el aire, es necesario evaporar por encima de los 0°C. En estas circunstancias, la válvula de expansión trabajará como una válvula electrónica presostática con una supervisión que no control del recalentamiento, por lo que se abandona la búsqueda del mínimo recalentamiento estable basado en la curva MSS.

Controladores

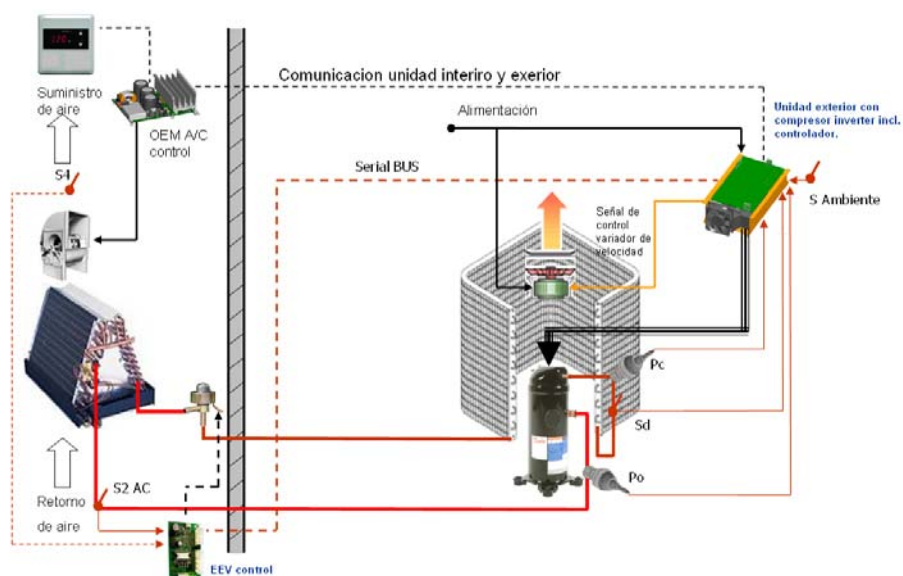
Los controladores utilizados para las funciones descritas podrán ir incorporados junto a las tarjetas electrónicas del variador de velocidad, especialmente en lo relacionado a compresor y ventiladores de condensación o en controladores individuales para cada función.

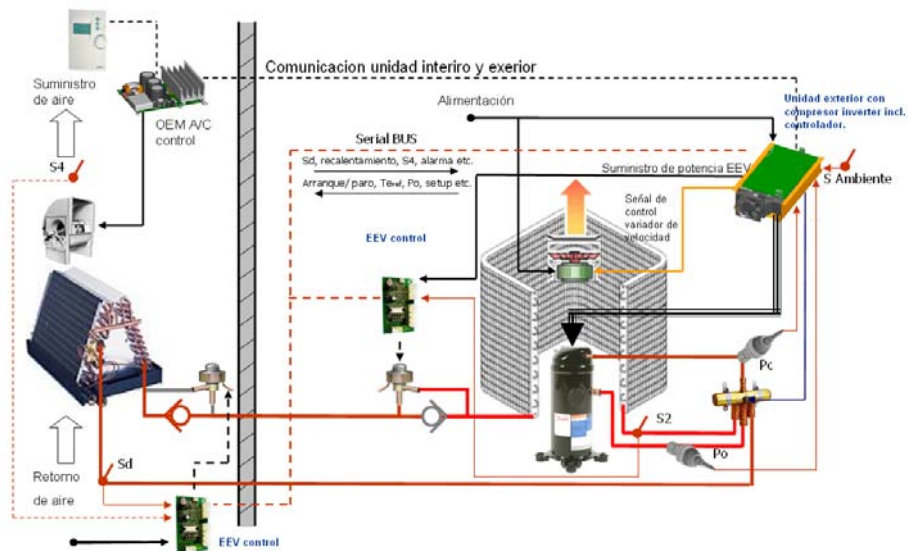
Dado que es necesaria la existencia de sensores de presión en aspiración y descarga así como sondas de temperatura en los evaporadores y condensadores como en el ambiente, la intercomunicación entre los distintos equipos es necesaria para no duplicar elementos. Los controladores deben avisar en caso de fallo de sensor, y tener funcionamientos de emergencia que sin dañar el equipo puedan continuar dando un frío de emergencia.

Además de las funciones descritas de gestión y control del compresor, condensador y evaporador, deberán realizar las maniobras asociadas a las válvulas de 4 vías en los sistemas de bombas de calor y en los desescarches.

Ahorro de energía

En los circuitos construidos con las consideraciones descritas, tal y como muestra las figuras con sus distintos componentes, y con los algoritmos de control adecuados implementados en ellos, pueden conseguirse grandes niveles de ahorro energético.





Por ejemplo en los circuitos de principio de un sistema de aire acondicionado aire-aire y en otro utilizando como bomba de calor reversible aire-aire, utilizando compresores con variación de velocidad y sistemas de expansión electrónica, se alcanzan mejoras de hasta 5 puntos en el SEER comparado con compresores equivalentes con revoluciones fijas. Este cambio de cinco puntos supone cambiar el valor del SEER desde 10 al entorno de 15, lo cual simplificado en términos de COP nos lleva desde valores entorno a 3 a valores próximos a 4.5.