

Entendiendo Los Fundamentos Del Control De Presión Del Condensador

Por Dave Demma, Ingeniero de Aplicación de Supermercados, Sporlan Division of Parker Hannifin

Se ha dicho que la necesidad se convierte en la madre de toda invención. Como consecuencia del incremento de los precios de la energía en la década de los '70, los dueños de supermercados pensaron en medios para reducir sus enormes consumos de electricidad. A diferencia de los equipos de aire acondicionado, los cuales pueden que operen durante los meses más calurosos, los compresores en los supermercados operan todo el año. **CADA** mes el equipo de refrigeración es responsable de aproximadamente el 50% del consumo eléctrico total en un supermercado típico, siendo los compresores el mayor consumidor. En consecuencia, existe un potencial para que las medidas de ahorro de energía tengan un enorme impacto en las cuentas eléctricas mensuales.

Un medio de reducir el consumo eléctrico de un compresor es disminuyendo la presión de descarga (condensador). La presión del condensador estará en su punto más alto durante el verano, cuando la temperatura ambiental esté cerca de las condiciones de diseño. También durante este período es cuando el amperaje del motor estará en su punto más alto. Esto es debido a que se requiere de un mayor trabajo para comprimir un vapor a una presión de descarga mayor, y por ende, el consumo de energía eléctrica para lograr esto, es mayor. Existe una relación directamente proporcional entre la presión de descarga y el amperaje del motor del compresor. Cuando la presión de descarga aumenta o disminuye, el consumo de amperaje del motor se elevará o reducirá proporcionalmente. Por ejemplo, un compresor de 20 HP, con R-404A, operando a -25°F (-32°C) de Temperatura de Succión Saturada (13 psig) y 110°F (43°C) de Temperatura de Saturación de Condensador (272 psig), con 5°F (3°C) de subenfriamiento de líquido, y a 50°F (10°C) de temperatura del vapor entrando al compresor, producirá 61,389 Btu/h. Bajo estas condiciones el consumo de amperaje del motor del compresor es de 40 amperios. Este puede ser uno de varios compresores (de diferentes capacidades) en un "rack" de un supermercado. Una reducción de 30°F (17°C) en la temperatura de condensación (110°F a 80°F ó 43°C a 28°C) reducirá el consumo de amperaje a 37.3 amperios. Siendo esta reducción de 6.75% significativa, esto es solo una parte del cuento.

Un rack típico de compresores de un supermercado operará a una presión de succión relativamente

constante, independientemente de la presión del condensador. Esto se determina por la temperatura de saturación de succión menor requerida de los sistemas conectados al rack y se mantiene por el sistema de control de energía. A menos que la presión de succión requiera ser re-ajustada, la **UNICA** reducción en la relación de compresión (presión de descarga absoluta / presión de succión absoluta) se obtendrá reduciendo la presión de descarga. En dicho caso, reduciendo la temperatura de condensación a 80°F (27°C), 175 psig, rendirá el beneficio de una relación de compresión significativamente menor (10.35:1 vs. 6.87:1). Basándonos en la misma data del compresor, el resultado neto de esta relación de compresión menor es un 31% de incremento en la capacidad del compresor.

Entonces, en adición al 6.75% de reducción en el consumo de amperaje, el incremento de capacidad del compresor resulta en una cantidad **MEJOR** de compresores que requerirán que operen para lograr la misma capacidad de bombeo. Esto es de donde viene el verdadero ahorro: **INCREMENTO EN LA EFICIENCIA VOLUMETRICA DEL COMPRESOR.**

Las capacidades de los condensadores están basadas, en parte, en el TD (Diferencial de Temperatura) entre la temperatura ambiental y la temperatura de condensación del refrigerante. Al disminuir la temperatura ambiental, aumenta el TD, y la capacidad del condensador aumentará. Por ejemplo, un condensador con capacidad nominal de 150,000 Btu/h a 110°F (43°C) y un TD de 10°F (6°C), tendría una capacidad de 750,000 Btu/h con un TD de 50°F (28°C). En términos cotidianos, se ha convertido en 5 veces mayor de lo que debe ser. Un condensador sobre dimensionado se traduce en una presión de condensador menor y un consumo eléctrico menor.

Cuando la temperatura ambiental está por debajo de la de diseño, podemos tomar ventaja del aumento en la capacidad de condensador, permitiendo que la presión de condensación baje, y comenzar a cosechar los beneficios—hasta un punto. El exceso de cualquier cosa buena puede ser problemático y reduciendo la presión del condensador no es la excepción. **Si se permite que la presión del condensador baje por debajo de ciertos límites mínimos, el desempeño del equipo puede**

Figura 1

FACTORES DE CORRECCION PARA CAIDAS DE PRESION PARA R-404A											
Temperatura De Evaporador °C	30	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275
5° & 0°	0.55	0.71	0.87	1.00	1.12	1.22	1.32	1.41	1.50	1.58	1.66
-10°	0.49	0.63	0.77	0.89	1.00	1.10	1.18	1.26	1.34	1.41	1.48
-20°	0.45	0.58	0.71	0.82	0.91	1.00	1.08	1.15	1.22	1.29	1.35
-30° & -40°	0.41	0.53	0.65	0.76	0.85	0.93	1.00	1.07	1.13	1.20	1.35

Figura 2

FACTORES DE CORRECCION PARA TEMPERATURAS DE LIQUIDO PARA R-404A								
-20°C	-10°C	0°C	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C
2.19	2.00	1.81	1.62	1.42	1.21	1.00	0.78	0.55

afectarse adversamente en las siguientes áreas:

1. Insuficiente alimentación a los evaporadores por las TEV's (Válvulas de Expansión Termostática)
2. Acumulación de Aceite
3. Reducción en la eficiencia del compresor y temperaturas de descarga más altas.

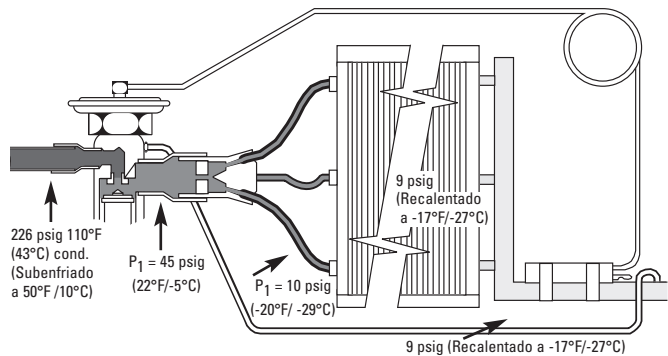
1. TEV's que alimentan insuficientemente los evaporadores.

Existen varios factores que determinan la capacidad de la TEV: tipo de refrigerante, temperatura del evaporador, caída de presión a través del puerto de la TEV y la temperatura del líquido entrando a la TEV. La capacidad nominal de la válvula (capacidad indicada en la caja) es "la capacidad que la válvula puede entregar a condiciones de diseño". Las condiciones de diseño para refrigerantes de alta presión (tales como R-404A, R-507 ó R-22) es 40°F (5°C) de temperatura de evaporador, 100 psi de caída de presión a través del puerto de la válvula y 100°F (40°C) de temperatura de líquido. Si las condiciones existentes son diferentes de las condiciones nominales de clasificación, entonces la capacidad real de la válvula será diferente que la capacidad nominal. Por ejemplo, una EGSE-2 tiene una capacidad nominal de 2.04 tons (a las condiciones nominales de diseño). Al aplicarse en un sistema operando a -40°F (-40°C), la capacidad real de la EGSE-2 es 1.4 tons.

Similarmente, si variamos las condiciones de diseño, ya sea la temperatura del líquido (ver figura 1) o la caída de presión a través del puerto de la válvula (ver Figura 2), como resultado tendríamos una válvula con capacidad diferente.

La caída de presión a través del puerto de la TEV no es simplemente la diferencia entre la presión del líquido y la presión del evaporador. Si existe un distribuidor de

Figura 3 – ΔP A través del Puerto de la TEV



$$226 \text{ psi (presión de líquido)} - [45 \text{ psi (Salida TEV)} - 10 \text{ psi (Entrada Evaporador)}] = 181 \text{ psi.}$$

refrigerante en el circuito, su caída de presión debe también incluirse en la ecuación. Un distribuidor de refrigerante típico (en un sistema con refrigerante de alta presión), seleccionado correctamente, tendrá aproximadamente una caída de presión de 35 psi. Si nos referimos a la Figura 3, la caída de presión a través de la TEV se calcula de la siguiente manera: 226 psi (presión del líquido) menos 45 psi (la suma de 35 psi de caída de presión a través del distribuidor y 10 psi de presión a la entrada del evaporador), resultando en una caída de presión a través del puerto de la TEV de 181 psi. Al disminuir la presión del condensador, la caída de presión disponible a través del puerto de la TEV también disminuye.

El disminuir la presión de condensador tiene como resultado una reducción en la caída de presión (reduciendo la capacidad de la TEV), esto, acompañado por una reducción en la temperatura de líquido (como resultado de la disminución de la temperatura de condensación) aumentará la capacidad de la TEV. El efecto de una caída de presión menor (reduce la capacidad de la válvula) y temperaturas de líquido más bajas (aumentan la capacidad de la válvula) se contrarrestan y no afectan significativamente la capacidad de la TEV.

Un rack de supermercado que utiliza un subenfriador de líquido mecánico, es una historia diferente. Una reducción en la caída de presión **SIN** compensar con una temperatura de líquido menor resultaría en una TEV con una menor capacidad. Una EFSE-2, a una temperatura de evaporador de -25°F (-32°C), 219 psi de caída de presión (110°F / 43°C de condensación) y 50°F (10°C) de temperatura de líquido, tendrá una capacidad de 36,600BTU. Si disminuimos la temperatura de condensación a 80°F (27°C) en el invierno, la caída de presión se reduce a 122 psi, y como resultado, la capacidad de la TEV es de 27,300 BTU.

Mientras que una menor presión de condensador resulta en un consumo de amperaje menor y un aumento en la eficiencia del compresor, si se reduce demasiado, eventualmente la capacidad de la TEV no podrá con la demanda de carga del evaporador. Cuando esto ocurre, una sección del evaporador cesará de transferir calor eficientemente, al no haber suficiente refrigerante líquido disponible para alimentarlo. Esto se pudiera confirmar con un recalentamiento (SH) más alto a la salida del evaporador. Esa sección del evaporador que solamente ve vapor de refrigerante se ha convertido esencialmente en una extensión de la línea de succión y no realiza trabajo alguno. Reduciendo la capacidad de la TEV, resultando en un evaporador sub-alimentado, en efecto ha reducido la capacidad del evaporador. Como resultado final, aumenta la temperatura de salida del aire.

2. Acumulación de Aceite.

Debido a que el refrigerante y el aceite no se mezclan completamente, se requiere de una velocidad mínima del refrigerante en la línea de succión (particularmente en los tramos ascendentes) para que el aceite pueda retornar al compresor adecuadamente. Existe un delicado balance entre una línea de succión sobre dimensionada, la cual afectaría negativamente el retorno adecuado de aceite y una línea de succión sub-dimensionada, la cual causaría una caída de presión innecesaria junto con una disminución en la capacidad.

Bajo condiciones de plena carga térmica, la caída de presión en el tramo ascendente y la velocidad del

refrigerante estarán en su punto máximo. Si la tubería es del tamaño correcto, la caída de presión será tolerable y la velocidad lo suficientemente alta para asegurar el retorno apropiado del aceite. Cuando la temperatura ambiental ha disminuido a ese punto en donde la capacidad de la TEV no puede hacer frente a la demanda de carga del evaporador (debido a una presión de condensador más baja; caída de presión disponible), el volumen del flujo del refrigerante comenzará a disminuir en el evaporador. Esto en consecuencia reduce la velocidad del refrigerante en el tramo ascendente de la línea de succión. Existe cierto margen en mantener un apropiado retorno de aceite teniendo velocidades ligeramente menores. Sin embargo, si la temperatura ambiental continua bajando (reduciendo la caída de presión, capacidad de la TEV, el volumen de flujo y velocidad), eventualmente se llegaría al punto en donde la velocidad es simplemente muy baja para lograr que el aceite retorne por el tramo ascendente de la línea de succión; acumulándose en el evaporador. Esto no solamente utiliza la superficie del evaporador necesaria para el intercambio de calor sino que, si es lo suficientemente serio, puede robar el aceite disponible para la adecuada lubricación del compresor. Esto llevaría a que los controles de presión de aceite se disparen y parecería que el sistema tiene un bajo nivel de aceite.

Pudiera haber periodos temporales en donde la carga térmica es lo suficientemente alta (por ejemplo, después del ciclo de descarche) que se tenga la velocidad adecuada para lograr que el aceite acumulado retorne. Si se permite que grandes cantidades de aceite acumulado en el evaporador retornen de una sola vez, podría causar daños considerables al compresor. Esta es una situación que debe ser evitada.

3. Eficiencia reducida del compresor y temperaturas de descarga altas.

Puede parecer algo extraño que un compresor opere menos eficientemente y a temperaturas de descarga más altas, al estar bajo condiciones de baja carga térmica. Sin embargo, este es el resultado cuando la reducción de carga térmica viene como consecuencia de una TEV sub-alimentando al evaporador y acompañado de

Figura 4 – Puntos de Ajustes de Control Típicos Para El Ciclaje de Abanicos

Puntos de Ajuste de Control del Condensador		
Abanico #	Encendido	Apagado
1 & 2	180 psig	160 psig
3 & 4	190 psig	170 psig
5 & 6	200 psig	180 psig
7 & 8	210 psig	190 psig

recalentamientos altos. Un recalentamiento alto a la salida del evaporador también resulta en temperaturas de vapor de succión más calientes entrando al compresor. El volumen específico (Pies cúbicos/lb.)(Metros cúbicos/Kg.) del vapor de refrigerante disminuirá en la medida que la temperatura aumente. Mientras el compresor continua bombeando el mismo “volumen” de refrigerante, el volumen de flujo (en lbs./min.) (Kgs./min.) disminuirá, reduciendo la capacidad de bombeo efectiva. En adición, al aumentar la temperatura del vapor de succión resultaría en temperaturas de descarga más altas. De hecho, por cada 1°F (0.6°C) de aumento de la temperatura del gas de succión, habrá un aumento de aproximadamente 1°F (0.6°C) en la temperatura de descarga. Si bien es cierto que al estar la TEV sub-alimentando el evaporador reduciría la carga de Btu's en el compresor, pero, también es cierto que causaría una operación menos eficiente al operar a temperaturas de descarga más altas.

Habiendo establecido lo siguiente: el reducir la presión de condensador reduce el costo de operación del compresor, pero, reducirla demasiado puede afectar adversamente la salud y vida útil del sistema. Podemos también concluir que el factor determinante en decidir cual es la presión de condensador mínima permisible debe ser la caída de presión mínima a través de la TEV requerida para que su capacidad pueda afrontar las demandas de la carga térmica del evaporador. Una vez determinada, simplemente nos queda ajustar los controles de presión de condensador del sistema para mantener este valor

mínimo. Existen varios métodos diferentes para mantener la presión de condensador y es importante entender los principios bajo los cuales operan cada uno para así poder ajustarlos correctamente. En adición, en los sistemas que utilizan más de un método de control de presión de condensador, el ajustarlos para que operen **CONJUNTAMENTE** es imperativo. **Los métodos más comunes para controlar la presión del condensador son:**

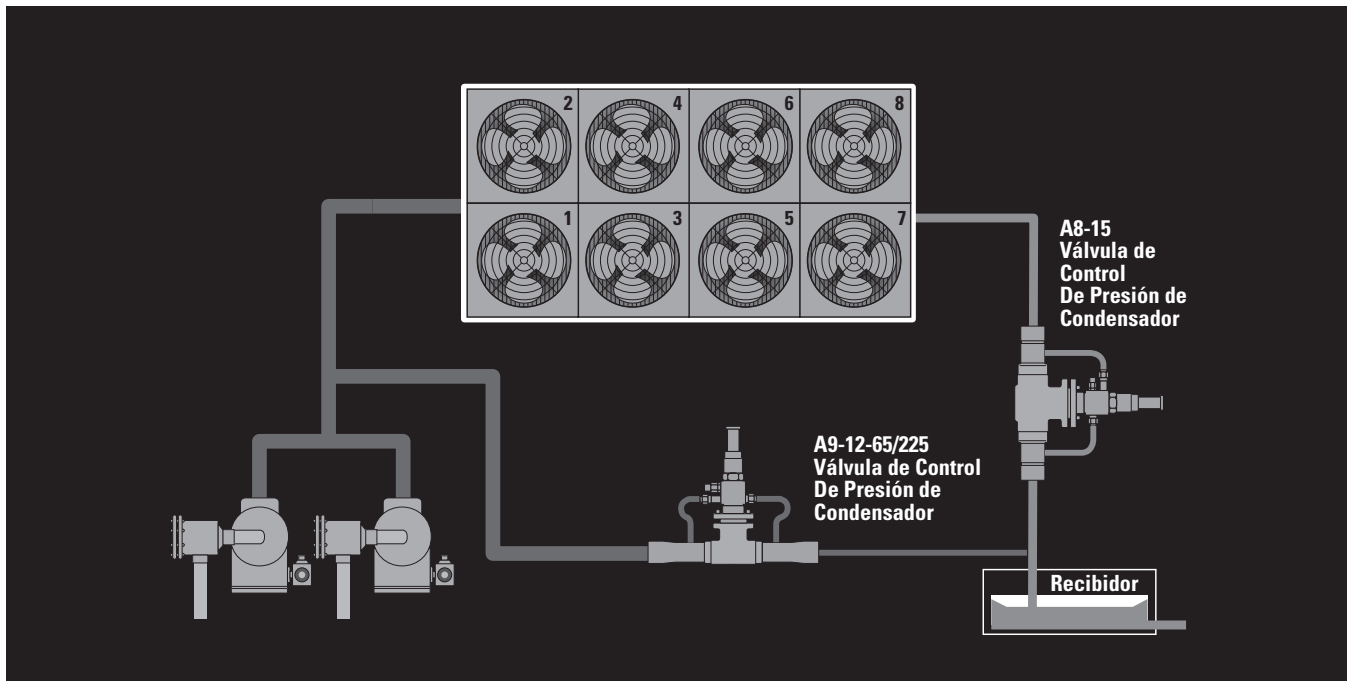
1. Ciclaje de abanicos.
2. Inundar el condensador
3. Dividir el condensador

1. Ciclaje de abanicos.

La capacidad del condensador mencionado anteriormente, con capacidad nominal de 150,000 Btu/h (a 110°F / 43°C y a un TD de 10°F / 6°C), está basada con todos los abanicos operando. Tratándose de un condensador de 8 abanicos, podemos reducir la capacidad del condensador según sea necesario apagando los abanicos. Típicamente, los abanicos 1 & 2 estarían controlados por un control de presión, los abanicos 3 & 4 por otro control de presión, etc. Esto permitiría tener 4 etapas de ciclaje de los abanicos. Un ejemplo de ajustes típicos de control de presión es mostrado en la Figura 4. Excluyendo un día frío con mucho viento, en donde el viento puede soplar a través del bulto de los tubos del condensador, la presión de condensador nunca bajaría por debajo de 160 psig con esta estrategia de control.

Siendo este un método simple de control, tiene unas cuantas desventajas. Por ejemplo: en un día fresco,

Figura 5 – Válvulas para Inundar el Condensador



cuando la presión de condensador llega a 170 psig, el control de presión #2 abriría el circuito de control que alimenta los contactores de los abanicos 3 & 4. Una vez apagados los abanicos 3 & 4, la presión de condensador empezará gradualmente a subir, ya que al reducir el flujo de aire también se reduce la capacidad del condensador. La temperatura de saturación del correspondiente refrigerante también aumenta. En el recipiente de líquido, en donde hay presente vapor y líquido, el refrigerante siempre estará en condiciones de saturación (R-404A es 78°F / 26°C @ 170 psig). Por simplicidad asumiremos que la presión en el recipiente es igual a la presión del condensador. En un sistema operacional existirán caídas de presión en la tubería y controles de flujo, resultando en una presión en el recipiente menor a la del condensador. Al cerrar el interruptor del control de presión #2 a 190 psig, la temperatura del refrigerante en el recipiente sería de 85°F / 30°C (temperatura de saturación @ 190 psig). Con el segundo banco de abanicos operando, la presión del condensador disminuirá rápidamente, al igual que la temperatura de saturación correspondiente. La reducción de la temperatura de saturación del refrigerante en el recipiente es resultado del líquido evaporándose. Al evaporarse una porción del líquido, absorbe suficiente calor del líquido a su alrededor disminuyendo su temperatura a la nueva condición de saturación. Dependiendo del nivel de líquido en el recipiente, y que tan rápido cae la presión, la disponibilidad de refrigerante libre de vapor al colector de líquido puede estar temporalmente en peligro. Si existe poco o ningún sub-enfriamiento en la línea de líquido, puede

ocurrir formación de burbujas de vapor en el recorrido del líquido hacia la TEV. Esta interrupción temporal en el suministro de refrigerante libre de vapor a la TEV resulta en una operación errática y un pobre control del recalentamiento.

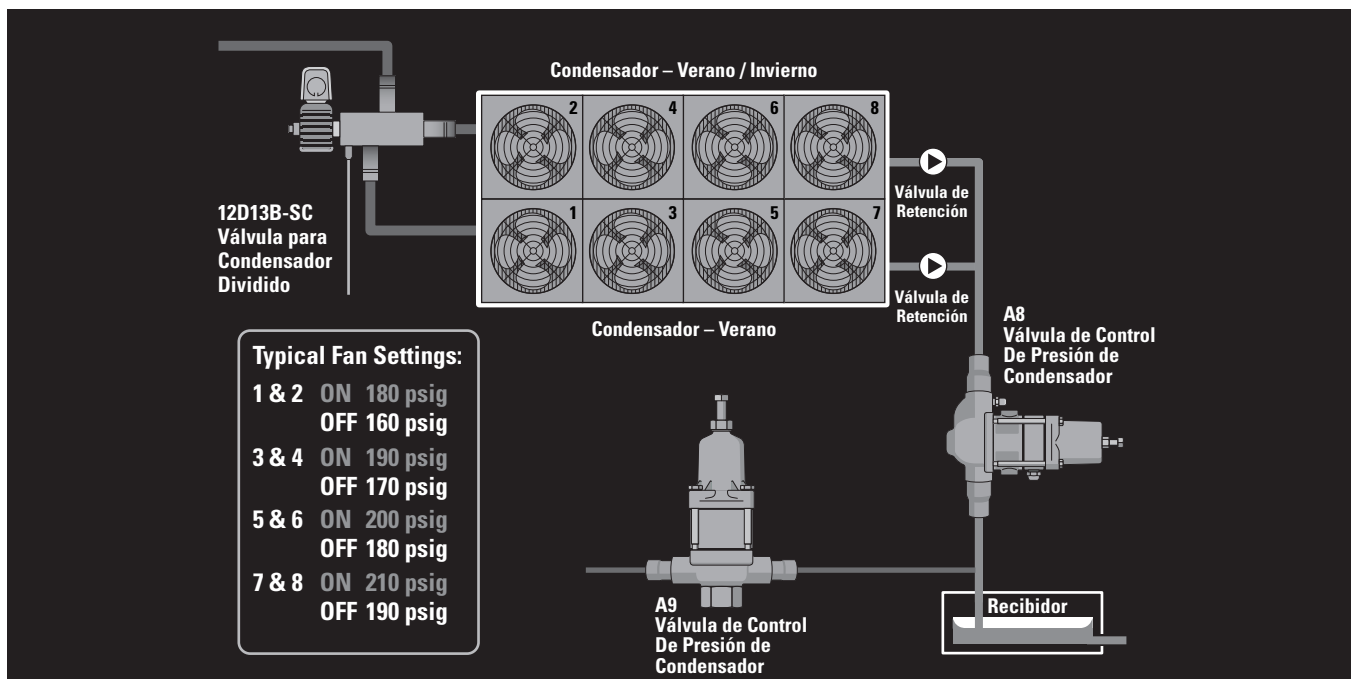
En adición, cuando el control de presión cicla los abanicos, y la presión fluctúa entre los encendidos y apagados, la caída de presión disponible a través del puerto de la TEV variará. En un mundo perfecto, la condición del refrigerante a la entrada de la TEV debería ser constante durante todo el año. Al permitir que la presión del condensador fluctúe, aumentando y disminuyendo, cada pocos minutos resultaría en capacidades de la TEV fluctuando proporcionalmente.

2. Inundar el Condensador.

La capacidad de mantener una presión de condensador **CONSTANTE** (presión de líquido) durante diversos periodos de operación a baja temperatura ambiental sería ideal. Un método para lograr esto es el utilizar válvulas para inundar el condensador. En sistemas de mayor capacidad, se requerirían dos válvulas (ver Figura 5). La primera, comúnmente llamada la válvula de retención, se instala a la salida del condensador. Su función es el de mantener una presión constante en el condensador.

La válvula A8 es normalmente cerrada, y abre al subir la presión en su entrada. Si la válvula A8 fue ajustada para mantener 180 psig, simplemente permanecerá

Figura 6 – Válvula de Tres Vías para Condensador Dividido



cerrada hasta que la presión en el condensador suba hasta ese nivel. Mientras la válvula A8 esta cerrada, el compresor continúa bombeando refrigerante hacia el condensador. Al removerse calor del vapor de descarga sobrecalentado este comenzará a condensarse a líquido y el refrigerante líquido empezará a acumularse desde la entrada de la válvula A8 cerrada, “inundando” una sección del condensador. Al inundar una sección del condensador se reduce el área efectiva de transferencia de calor y por ende su capacidad. Cuando haya ocurrido la cantidad apropiada de inundación, la capacidad reducida de condensador hará que la presión aumente a 180 psig. En este punto, la A8 comenzará a abrir permitiendo el flujo de refrigerante hacia el receptor.

Válvulas reguladoras de presión pueden controlar ya sea la presión a su entrada como a su salida, pero no ambas. Cuando la A8 modula, manteniendo la presión de condensación constante inundando el condensador, lo hace sacrificando la presión a su salida (presión en el receptor). La válvula A8 puede afectar la presión en el receptor, pero no puede mantenerla a un nivel constante. Sin el uso de una válvula reguladora adicional, la presión en el receptor será errática durante los periodos en que opera bajo condiciones de baja temperatura ambiental debido a la modulación de la A8.

Una segunda válvula es necesaria para mantener una presión constante en el receptor. Comúnmente se conoce como “la válvula que presuriza el receptor” (ver Figura 5). La válvula A9 regula la presión a su salida y cierra al subir la presión a su salida y

típicamente se ajusta para mantener una presión de aproximadamente unos 20 psig menos que el ajuste de la válvula A8. Al modular la válvula A8, mantiene una presión de condensador constante Y restringe el flujo de refrigerante al receptor, es la válvula A9 la que mantiene una presión constante en el receptor.

La ventaja de inundar el condensador es la capacidad de proveer una presión de líquido muy estable en el receptor durante los periodos en que opera bajo condiciones de baja temperatura ambiental. Una presión estable en el receptor daría como resultado una estabilidad en la operación de la TEV durante los meses de invierno.

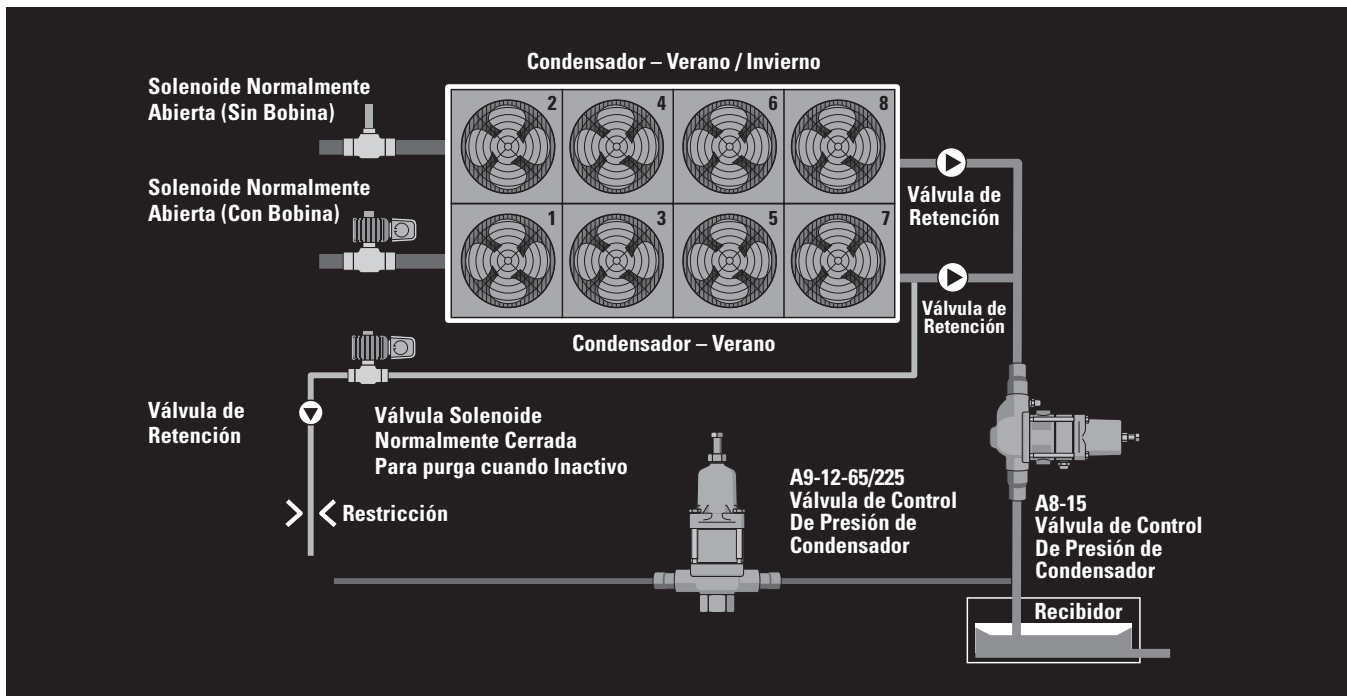
Existen dos desventajas de este método de control de presión de condensador:

1. Se requiere refrigerante adicional para inundar el condensador.

El porcentaje aproximado de inundación del condensador puede ser calculado usando el Boletín 90-31 de Sporlan. Bajo condiciones de extrema baja temperatura ambiental, puede ser necesario el inundar más del 85% del condensador. Dependiendo del tamaño del condensador, esto puede requerir de varios cientos de libras de refrigerante adicional. En el mercado de hoy día, esto puede ser bastante costoso.

2. Los receptores de líquido deben ser seleccionados de tal manera que estén al 80% de su capacidad al contener la totalidad de la carga de refrigerante del sistema. Si se

Figura 7 – Condensador Dividido Con 2 Válvulas Solenoide Normalmente Abiertas



requiere de una carga adicional de refrigerante en el sistema para cuando se inunde el condensador, se requeriría un recibidor de mayor tamaño. El refrigerante adicional necesario para inundar el condensador durante los periodos de baja temperatura ambiental estaría almacenado en el recibidor durante los meses más calurosos. En sistemas en donde la carga adicional de refrigerante no ha sido considerada en la selección del recibidor, el técnico tendrá que remover el refrigerante cada primavera para prevenir altas presiones de descarga bajo condiciones ambientales de diseño y tendrá que agregarlo devuelta en el otoño cuando se requiera para inundar el condensador.

3. Condensador Dividido

Se puede lograr reducir la cantidad de refrigerante adicional necesaria para inundar el condensador dividiéndolo en dos circuitos idénticos; uno para la operación de verano/invierno y el otro para la operación de verano solamente. El condensador de verano se apagaría según sea necesario durante los periodos de baja temperatura ambiental. Esto requiere agregar una válvula para dividir el condensador; una válvula de tres vías que se instalaría en la línea de descarga (ver Figura 6).

Cuando se de-energiza la 12D13B-SC, el pistón principal de la válvula se coloca en posición para permitir el flujo de refrigerante desde el puerto de entrada a ambos puertos de salida en cantidades iguales, alimentando a las dos mitades del condensador. Cuando se requiera, energizando la bobina de la válvula solenoide hará que el pistón cambie de posición, cerrando el flujo de refrigerante al puerto inferior de la válvula. Esto remueve la mitad del condensador de verano del circuito y ahora se podría mantener una presión menor de condensador inundando la mitad de verano/invierno del condensador.

Para prevenir que el condensador de verano acumule refrigerante durante los periodos de baja temperatura ambiental, una válvula de retención (check) es instalada a su salida. Esto eliminaría la posibilidad de refrigerante retornando al condensador inactivo de verano. No siendo necesario instalar una válvula de retención a la salida del condensador de verano/ invierno para prevenir el retorno de refrigerante, esta se instala para mantener la caída de presión igual a través de cada condensador. Es necesario asegurar un flujo de refrigerante igual a través de ambos condensadores.

Durante los periodos de operación cuando se divide el condensador, se recomienda que el refrigerante dentro del condensador inactivo sea devuelto al sistema. Esto

puede lograrse utilizando la válvula de condensador dividido modelo "B", la cual cuenta con un orificio de sangrado en su pistón superior. El refrigerante fluiría a través del pistón, hacia la válvula piloto en camino al colector de succión. Si la versión "B" no es utilizada, se requerirá una válvula solenoide exclusiva para sacar el refrigerante, la cual purga el condensador inactivo al colector de succión a través de una restricción como puede ser un tubo capilar. La línea de purga también deberá tener una válvula de retención para prevenir el retorno de refrigerante.

Como alternativa a la válvula de 3-vías para dividir el condensador, dos válvulas solenoides normalmente abiertas pueden usarse (ver Figura 7).

En esta aplicación habría una válvula solenoide normalmente abierta a la entrada del condensador de verano, la cual cerraría cuando existan condiciones de baja temperatura ambiental. Una válvula solenoide idéntica se instalaría a la entrada del condensador de verano/invierno. Esta válvula solenoide no requeriría una bobina ya que se instala solamente para mantener la caída de presión igual a través de ambos condensadores.

En igual que en la aplicación con la válvula de condensador dividido de 3-vías, una válvula de retención será necesaria a la salida de cada condensador. Con este método, una válvula solenoide exclusiva para purgar el refrigerante al colector de succión sería necesaria para el condensador inactivo de verano.

En resumen, el permitir que los sistemas de refrigeración de supermercados operen con una presión de condensador a niveles más bajos durante los periodos de baja temperatura ambiental resulta en que los motores de los compresores consuman un amperaje menor, una mayor eficiencia y un consumo eléctrico más bajo. La presión de condensador tiene efecto directo en la caída de presión disponible a través del puerto de la TEV, que junto con la temperatura de evaporador y del refrigerante líquido, determinarán la capacidad de la TEV. La caída de presión mínima requerida para mantener la capacidad de la TEV, de tal manera que cumpla con los requerimientos de la carga térmica del evaporador, **ES** el factor limitante en determinar que tan bajo puede permitirse que baje la presión de condensador. Una vez calculado, basándose en la data de la capacidad de la TEV, la presión de condensador mínima puede ser determinada y usada para establecer los puntos de ajuste de los dispositivos de control de presión de condensador.

Mientras que varios métodos de control de presión de condensador están disponibles, se desea uno que permita que la presión de condensador (presión de líquido) permanezca constante. Esto se logra mayormente con válvulas para inundar el condensador, las cuales mantienen una presión de condensador estable inundando secciones del condensador con refrigerante líquido.

Mientras que las válvulas para inundar el condensador son las que mejor mantienen la presión de condensador estable, se requiere con este método agregar refrigerante adicional al sistema.

Utilizando una válvula de 3-vías para condensador dividido (o dos válvulas solenoide normalmente abiertas) permitiría reducir la capacidad del condensador en un 50% durante las condiciones de baja temperatura ambiental. Luego de apagar el condensador de verano, el condensador de verano/invierno restante puede utilizar el método de inundación con una mínima cantidad de refrigerante adicional para mantener la presión de condensador constante.



Sporlan Division
Parker Hannifin Corporation
206 Lange Drive
Washington, MO 63090
636-239-1111 • FAX 636-239-9130
www.sporlan.com