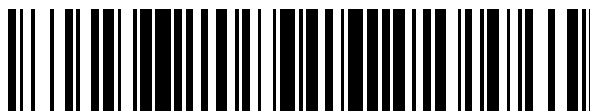


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 594 155**

51 Int. Cl.:

**F25B 49/02** (2006.01)

**F25B 41/06** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **04.01.2007 PCT/EP2007/000047**

87 Fecha y número de publicación internacional: **10.07.2008 WO08080436**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **04.01.2007 E 07702586 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **06.07.2016 EP 2104810**

54 Título: **Control de recalentamiento de circuito de refrigeración**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:  
**16.12.2016**

73 Titular/es:  
**CARRIER CORPORATION (100.0%)**  
**One Carrier Place**  
**Farmington, CT 06034-4015, US**

72 Inventor/es:  
**HEINBOKEL, BERND**

74 Agente/Representante:  
**UNGRÍA LÓPEZ, Javier**

ES 2 594 155 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

## DESCRIPCIÓN

Control de recalentamiento de circuito de refrigeración

- 5 La presente invención se refiere a un procedimiento para controlar el recalentamiento del refrigerante que sale de un evaporador de un circuito de refrigeración, así como un circuito de refrigeración correspondiente.

El control del recalentamiento en la salida del evaporador es esencial para la eficacia y la viabilidad del circuito de refrigeración. Si el recalentamiento no es suficiente, todavía estarán presentes pequeñas gotas en el vapor que sale del evaporador y, correspondientemente, en el gas de aspiración que entra en el compresor. La presencia de líquido en el gas de aspiración y el compresor es perjudicial para el funcionamiento del compresor e incluso podría ocasionar daños en el compresor. Un ajuste demasiado alto del recalentamiento no es deseable ya que resultará en un llenado del evaporador menos óptimo y una reducción de la eficacia del evaporador. En consecuencia, el consumo de energía del circuito de refrigeración será mayor que lo que realmente se necesita.

15 A menudo se elige un ajuste constante del recalentamiento para una aplicación concreta. De acuerdo con la anterior explicación dada para el recalentamiento, está claro que, en caso de un ajuste constante, el recalentamiento tiene que elegirse de modo que la temperatura del gas de aspiración esté muy por encima de la temperatura de evaporación del mismo para todas las condiciones de funcionamiento posibles. Sin embargo, el recalentamiento óptimo, es decir, la diferencia óptima entre la temperatura de salida del refrigerante y la temperatura de evaporación del refrigerante, depende del tipo del evaporador y su carga de calor, es decir, de si el evaporador está funcionando a carga parcial o total. Por consiguiente, en la mayoría de condiciones de funcionamiento la eficacia del circuito de refrigeración es claramente inferior a la óptima. En la práctica, para la mayoría de condiciones de funcionamiento, la temperatura de evaporación es mucho menor de lo necesario, lo que resulta en una transferencia de calor inferior a la óptima y el correspondiente alto consumo de energía.

En consecuencia, se han hecho intentos para controlar el recalentamiento a partir de las condiciones reales del sistema. Existe, por ejemplo, el control MSS (MSS - Mínima Señal Estable) que se aprovecha de un efecto adicional, es decir, de la inestabilidad debida a las oscilaciones del sistema que se producen cuando el recalentamiento es demasiado bajo. Comenzando con un recalentamiento máximo predeterminado, el control disminuye el recalentamiento hasta que el sistema comienza a oscilar. A continuación, el control aumenta la temperatura de nuevo y, posteriormente, comienza de nuevo a reducir el recalentamiento hasta que finalmente el sistema permanece en una situación de control estable en el valor de recalentamiento controlable más bajo. Con el circuito de refrigeración en un estado de funcionamiento continuo, el control MSS tarda de 20 a 30 minutos a alcanzar el recalentamiento mínimo controlable. En la práctica, sin embargo, el circuito de refrigeración no funciona en un modo continuo. En lugar de ello, el circuito de refrigeración supervisa continuamente las condiciones de funcionamiento y dirige cualquier cambio en el modo de sistema, por ejemplo, encendiendo y apagando los compresores individuales y encendiendo y apagando los consumidores de frío individuales, etc. Después de cada cambio de las condiciones de funcionamiento, el control MSS comienza sus iteraciones de nuevo como se ha mencionado anteriormente. Dado que la frecuencia de cambios en el sistema normalmente es mucho más baja que el tiempo medio de regulación del control MSS, el recalentamiento en el circuito de refrigeración es, en promedio, todavía sustancialmente mayor de lo que sería óptimo.

El documento EP 1 355 207 A1 muestra un procedimiento para hacer funcionar un dispositivo de refrigeración por compresión, en particular, para salas de refrigeración con un circuito de refrigeración que comprende un evaporador, un compresor, un condensador y una válvula de expansión, donde la capacidad de refrigeración y el punto de trabajo del evaporador se controlan mediante la comparación de los valores deseados y los valores reales de las variables de control adecuadas relacionadas con el grado de apertura de la válvula de expansión. Con el fin de mejorar el control, la interconexión de los valores de control se compensa por desacoplamiento con funciones de desacoplamiento predeterminadas, cuando los valores de control se han determinado a partir de la desviación respectiva de los valores de control según los respectivos valores deseados.

El documento XP-7910030, "FORUM, das Kuba Magazin fur Fach-Kompetenz in der Kaltetechnik", número 3/99, noviembre de 1999, páginas 2 a 4, "Sie Fragen - Wir antworten" enseña a controlar el recalentamiento relativo deseado para que sea una fracción de entre, por ejemplo, 0,5 y 0,7.

En consecuencia, es un objetivo de la presente invención proporcionar un procedimiento para controlar el recalentamiento en un circuito de refrigeración que fácilmente pueda seguir los cambios de las condiciones de funcionamiento del circuito de refrigeración, y proporcionar un circuito de refrigeración que tiene un control de

recalentamiento correspondiente.

De acuerdo con una realización de la presente invención, este objetivo se resuelve con un procedimiento para controlar el recalentamiento del refrigerante que sale de un evaporador de un circuito de refrigeración, donde el refrigerante se calienta dentro del evaporador frente a un medio secundario, que comprende las etapas siguientes:

- (a) medir los parámetros del sistema que son indicativos de las condiciones reales dentro el evaporador;
- (b) determinar un valor de diferencia de temperatura indicativo de la diferencia de temperatura entre el refrigerante sin recalentamiento y el medio secundario en la salida de refrigerante dentro del evaporador a partir de dichos parámetros medidos;
- (c) calcular el recalentamiento deseado relativo como una fracción del valor de la diferencia de temperatura; y
- (d) controlar el sistema a partir del recalentamiento deseado relativo calculado.

De acuerdo con ello, la presente invención se basa en el reconocimiento de que no es necesario aproximar empíricamente el recalentamiento mínimo dentro del sistema. En lugar de ello, la presente invención calcula el recalentamiento mínimo basado en el estado real del sistema. En consecuencia, no hay retraso al reducir el recalentamiento, una vez que el circuito de refrigeración está funcionando estable, por ejemplo después de que haya surgido algún cambio en sus condiciones de funcionamiento. El control calcula el valor de recalentamiento y controla el sistema como corresponde. Incluso es posible para el control, calcular los valores de recalentamiento mientras el circuito de refrigeración se encuentra en transición de un primero a un segundo estado de funcionamiento y controlar el recalentamiento sobre la base de dicho valor de recalentamiento transitorio. En consecuencia, el sistema puede prácticamente estar funcionando en todo momento con un recalentamiento optimizado o casi optimizado, con el resultado de unas buenas condiciones de llenado de refrigerante del evaporador, el correspondiente buen coeficiente de transferencia de calor del evaporador y el correspondiente bajo consumo de energía del circuito de refrigeración.

Una ventaja adicional que se produjo es que el control presente funciona igual de bien para los evaporadores de construcciones completamente diferentes, más o menos independientes del refrigerante y del medio secundario, del circuito de refrigeración en el que está instalado, así como de las condiciones ambientales, de la dirección del flujo relativo del refrigerante y el medio secundario, es decir, en contraflujo o flujo paralelo, en el evaporador, etc.

Así, el control presente es aplicable a un refrigerante transcrito como CO<sub>2</sub>. Con una aplicación de este tipo la presión dentro del evaporador puede ser subcrítica, con un refrigerante de dos fases presente durante el funcionamiento dentro del evaporador y la parte líquida del mismo evaporada. El lado de alta presión, incluido el intercambiador de calor con rechazo al calor, que normalmente se denomina "refrigerador por gas" en un circuito de refrigeración transcrito y que se extiende al medio de expansión, puede tener una presión de funcionamiento que es supercrítica o subcrítica.

El valor de la diferencia de temperatura tal como se determina en la etapa (b) puede ser indicativo de la diferencia de temperatura entre el refrigerante sin el recalentamiento y el medio secundario en o cerca de la ubicación de la salida de refrigerante del evaporador.

Mediante el uso de una fracción de tiempo variable es posible cambiar gradualmente el recalentamiento mientras se hace la transición de un primer estado a un segundo estado.

Es posible calcular el recalentamiento deseado relativo usando una fracción de entre 0,1 y 0,9 veces, aproximadamente entre 0,3 y 0,8 veces y, en particular, entre aproximadamente 0,4 y 0,6 veces el valor de la diferencia de temperatura en la salida de refrigerante del evaporador. En particular, el inventor ha observado que hay una transición relativamente brusca de un estado de funcionamiento estado a inestable independiente del estado de funcionamiento del circuito de refrigeración de modo que, al menos para una aplicación particular, es posible dar una fracción fija de la diferencia de temperatura en el evaporador independiente de las condiciones de trabajo del mismo. Por otra parte, esta fracción parece ser más o menos independiente del evaporador real, el refrigerante y el medio secundario, las condiciones ambientales y el circuito de refrigeración en el que se utiliza el evaporador respectivo, etc. Parece, además, que la fracción es generalmente alrededor de 0,5, es decir, teóricamente el recalentamiento óptimo es aproximadamente la mitad de la diferencia de temperatura entre el refrigerante sin recalentamiento y el medio secundario en la salida de refrigerante del evaporador. Es, sin embargo, todavía ventajoso en comparación con el control de la técnica anterior si el recalentamiento se controla a partir de una fracción que es menor que la fracción teóricamente óptima.

Es posible medir en la etapa (a) la temperatura de entrada en el medio secundario y la presión del vapor saturado, por ejemplo, en la salida de refrigerante del evaporador. Además, es posible determinar la temperatura de evaporación del refrigerante a partir de la presión del vapor saturado. Pueden existir algunas pérdidas de presión en el sistema que, sin embargo, normalmente no resultan en una gran diferencia de la temperatura de evaporación real.

- 5 También es posible medir la presión del vapor saturado en cualquier lugar del evaporador o adyacente al mismo y tener en cuenta dichas pérdidas de presión en el sistema. El valor de la temperatura indicativo de la diferencia de temperatura máxima dentro del evaporador se puede calcular como la diferencia entre la temperatura de entrada en el medio secundario y la temperatura de evaporación así derivada del refrigerante.
- 10 Preferentemente, el recalentamiento real del sistema está regulado por medio de la determinación del recalentamiento real, preferentemente como la diferencia de temperatura del medio secundario en el lado de la salida de refrigerante del evaporador y la temperatura de evaporación del refrigerante, y mediante el control de la cantidad de refrigerante que entra en el evaporador a fin de mantener el recalentamiento relativo calculado.
- 15 Es posible controlar el recalentamiento relativo en el sistema y reducir el recalentamiento relativo a un valor inferior predeterminado, si el recalentamiento relativo medido está por encima de un valor alto predeterminado durante un período de tiempo que es superior a un periodo de tiempo predeterminado. En la práctica, en un sistema de este tipo pueden producirse grandes diferencias de temperatura relativa con el correspondiente alto recalentamiento relativo tal como se determina de acuerdo con el procedimiento de la invención. Se sabe que el recalentamiento de aproximadamente más de 7K durante un período de tiempo prolongado puede resultar en problemas de transporte de aceite dentro del evaporador. En tal situación, el aceite puede acumularse en el evaporador y afectar a las condiciones de transporte de calor del mismo. Una acumulación de aceite se puede prevenir reduciendo el recalentamiento relativo durante un tiempo relativamente corto sustancialmente por debajo del valor máximo predeterminado.
- 20
- 25 La presente invención se refiere además a un circuito de refrigeración, que comprende en la dirección de flujo un compresor, intercambiadores de calor con rechazo al calor, es decir, un condensador o un refrigerador por gas, una válvula de expansión controlable y un evaporador, el circuito de refrigeración comprende además sensores para medir los parámetros del sistema que son indicativos de la situación real en el evaporador y un control que está
- 30 conectado a los sensores y a la válvula de expansión controlable, donde el control está adaptado para determinar un valor de temperatura indicativo de la diferencia máxima de temperatura dentro del evaporador basado en los parámetros medidos, para calcular un recalentamiento deseado relativo como una fracción del valor de la temperatura para la diferencia de temperatura máxima, y para controlar el sistema a partir del recalentamiento deseado relativo calculado.
- 35 Además, el control está adaptado para calcular el recalentamiento deseado relativo como una fracción constante del valor de la temperatura indicativo de la diferencia de temperatura máxima. Una fracción constante se puede utilizar para todas las condiciones de funcionamiento de un circuito de refrigeración y evaporador particulares, respectivamente.
- 40 El control se puede adaptar para calcular el recalentamiento deseado relativo multiplicando el valor de la temperatura indicativa de la diferencia de temperatura máxima por una fracción de entre 0,1 y 0,9 veces, aproximadamente entre 0,3 y 0,8 veces y, en particular, entre aproximadamente 0,4 y 0,6 veces.
- 45 Los sensores del sistema pueden comprender un sensor de temperatura del medio secundario situado a un lado de la salida del refrigerante, un sensor de presión del vapor saturado y un sensor de temperatura de salida del refrigerante. Los sensores se pueden conectar con el control de manera que proporcionen las respectivas señales de los sensores al mismo. Si el medio secundario se condensa dentro del evaporador, también es posible determinar la temperatura del medio secundario desde la presión de evaporación del mismo. En general, ya sea el refrigerante
- 50 o un medio secundario que se condensa dentro del evaporador, es posible medir la temperatura de evaporación en cualquier sitio dentro o adyacente al evaporador, donde tiene lugar la evaporación, es decir, en la respectiva entrada del medio o en cualquier posición dentro del evaporador con la excepción de la zona de recalentamiento en el que el medio respectivo está recalentado. Por lo tanto, es posible medir directamente la temperatura de evaporación con un sensor de temperatura colocado en las posiciones respectivas dentro de o adyacentes al evaporador, en lugar de o
- 55 además de derivar la temperatura de evaporación a partir de las señales de medición del sensor de presión del vapor saturado.

El control puede ser adaptado para determinar la temperatura de evaporación del refrigerante en base a la señal del sensor de presión del vapor saturado y determinar la diferencia de temperatura restando la temperatura de

evaporación del refrigerante de la temperatura del medio secundario en el lado de la salida del refrigerante del evaporador. En particular, se puede almacenar una tabla de consulta en el control que indica, para un refrigerante particular, la temperatura de evaporación en base a la presión del vapor saturado. Dicha tabla de consulta también puede ser modificada por corrección con el fin de tener en cuenta cualquier cambio debido al sistema, como las  
5 pérdidas de presión, etc.

El control se puede adaptar para determinar el recalentamiento real, por ejemplo, como una diferencia de la temperatura de salida del refrigerante que sale del evaporador y la temperatura de evaporación del refrigerante, y para controlar la válvula de extensión a fin de controlar la cantidad de refrigerante que entra en el evaporador para  
10 mantener el recalentamiento relativo deseado o calculado.

Una realización de la presente invención se refiere además a un dispositivo de refrigeración que comprende un circuito de refrigeración de acuerdo con la presente invención. El circuito de refrigeración y los dispositivos de refrigeración deseados correspondientes se pueden utilizar, por ejemplo, para la refrigeración industrial o de  
15 supermercados. También es posible utilizar la misma refrigeración en el hogar, en dispositivos de calefacción, en automóviles y en la construcción de aparatos de aire acondicionado, etc.

Las realizaciones de la presente invención se describen en mayor detalle a continuación con referencia a las figuras, en las que:

20 La fig. 1 muestra un circuito de refrigeración de acuerdo con una realización de la presente invención;

La fig. 2 es un diagrama que muestra las condiciones de temperatura ejemplares dentro del evaporador operado en dirección de contraflujo; y

25 La fig. 3 es un diagrama similar al de la fig. 2 pero con el evaporador operado en la dirección de flujo en paralelo.

En la fig. 1 un circuito de refrigeración (2) se muestra para hacer circular un refrigerante en una dirección de flujo predeterminada. El circuito de refrigeración (2) se muestra esquemáticamente y solo como ejemplo. El circuito de refrigeración (2) es un circuito de refrigeración convencional que utiliza un refrigerante convencional.  
30 Alternativamente, cualquier otro circuito de refrigeración, como un circuito de refrigeración para un refrigerante transcrito como CO<sub>2</sub> se podría incorporar a la invención. El circuito de refrigeración (2) comprende, en la dirección de flujo, un conjunto de compresor (4) que comprende una pluralidad de compresores individuales (6), un condensador (8), un medio de expansión controlable, por ejemplo una válvula de expansión (10) y un evaporador (12). En lugar del evaporador único (12), se puede proporcionar una pluralidad de evaporadores (12) y cada evaporador (12) puede comprender su propio medio de expansión controlable. Dentro del evaporador (12) el refrigerante se evapora y se calienta frente a un medio secundario, el flujo del cual se indica mediante flechas (14). Al mismo tiempo, el medio secundario se enfría y se puede utilizar como refrigerante en una pantalla de refrigeración de un supermercado, etc. El refrigerante no solo se evapora en el evaporador (12) sino que también hasta cierto  
40 punto se recalienta, es decir, la temperatura se eleva por encima de la temperatura de evaporación con el fin de proporcionar gas de aspiración en seco a través de la línea de succión (16) en la entrada (18) del conjunto del compresor (4). Tradicionalmente, el refrigerante gaseoso se comprime dentro de los compresores (6) a un nivel de presión y temperatura más altos y pasa a través de una línea de gas caliente (20) hasta una entrada (22) del condensador (8). En el condensador (8), el fluido se enfría, por ejemplo, contra aire ambiente y es licuado de manera  
45 que el refrigerante líquido de alta presión pasa a través de la línea de líquido (24) hasta la válvula de expansión controlable (10).

Normalmente, el circuito de refrigeración (2) se controla de forma continua, por ejemplo, conectando y desconectando los compresores individuales de una pluralidad de compresores (6), o incluso el único compresor (6),  
50 si solo un compresor está presente en el circuito de refrigeración (2). Diferentes necesidades de refrigeración debidas a las diferentes condiciones ambientales, apertura, cierre de puertas del dispositivo de refrigeración, etc., o incluso de la operación de deshielo, realizada en un evaporador (12), provocará dichos cambios en el estado de funcionamiento del circuito de refrigeración (2). Cada uno de estos cambios podrían requerir un reajuste del recalentamiento, si se controla el recalentamiento.

55 El circuito de refrigeración (2) comprende, además, un control (26) y la pluralidad de sensores (28, 30 y 32): En particular, los sensores comprenden un sensor de temperatura de entrada en el medio secundario (28), un sensor de presión del vapor saturado (30), un sensor de temperatura de salida del refrigerante (32). Los sensores (28, 30, 32) proporcionan las señales de los sensores respectivas, por ejemplo a través de las líneas (34) al control (26), que a

su vez proporciona las señales de control, por ejemplo, a través de la línea (36), al medio de expansión controlable (10). El medio de expansión controlable puede ser una válvula de expansión electrónica (EEV). El control (26) es preferentemente Linde control UA300E. El control (26) puede controlar el sistema completo. A este efecto, una pluralidad de sensores adicionales se puede colocar en diferentes lugares del circuito de refrigeración (2) y dentro del dispositivo de refrigeración respectivamente. La figura 1 muestra solo los sensores que son relevantes para el control de recalentamiento de esta realización.

También es posible implementar el control de recalentamiento (26) por separado del control principal del circuito de refrigeración (2), por ejemplo, dentro del dispositivo de expansión controlable (10).

En la fig. 2, el flujo y las condiciones de temperatura dentro del evaporador (12), que es operado en la dirección de contraflujo, se dan como ejemplo. En el eje horizontal, la longitud  $x$  del intercambiador relativo dentro del evaporador se muestra que está entre 0 y 1, con "0" siendo más o menos la entrada del medio secundario (38) y la salida de refrigerante (40), respectivamente, y "1" siendo más o menos la salida de medio secundario (42) y la entrada de refrigerante (44), respectivamente. De acuerdo con ello, el evaporador (12), el medio secundario y el refrigerante están en relación de contraflujo. El eje vertical define la temperatura  $T$  del refrigerante y el medio secundario. El medio secundario puede ser aire ambiente, agua, etc., puede condensarse dentro o en el evaporador (12), evaporarse o, incluso, puede estar en un estado transcrito o supercrítico. La curva superior (46) representa la temperatura del medio secundario en la distancia del intercambiador de calor  $x$ , mientras que la curva inferior (48) representa la temperatura del refrigerante en la misma distancia  $x$ .

Como puede verse, el refrigerante líquido a partir de 3 °C en la entrada de refrigerante (44), se evapora y se enfría a una distancia sustancial de la distancia del intercambiador de calor hasta que alcanza su valor de temperatura más bajo de 2 °C en una fracción de aproximadamente 0,2 o el 20% de la distancia del intercambiador de calor. Empezando en este sitio, la temperatura del refrigerante gaseoso comienza a aumentar y esta parte (50) de la curva de refrigerante (48) es la parte de recalentamiento del mismo. Como se muestra en la fig. 2, el recalentamiento medido  $\Delta T_{msh}$  es la diferencia entre la temperatura de salida del refrigerante de 9 °C y el valor más bajo de 2 °C, es decir, 7K. Mientras se calienta el refrigerante, el medio secundario se enfría de 12 °C a 6 °C, como muestra la curva (46). La fig. 2 muestra, además, las temperaturas importantes dentro del sistema, por ejemplo la temperatura de evaporación del refrigerante  $T_{r-ev}$ , la temperatura de salida del refrigerante  $T_{r-ex}$  y la temperatura de entrada del medio secundario  $T_{s-in}$ .

El control (26) recibe los valores de presión y temperatura respectivos de los sensores (28, 30 y 32) y calcula un recalentamiento deseado relativo  $\Delta T_{tsh}$  calculado sobre la base de dichos parámetros del circuito de refrigeración reales. En particular, el control (26) establece el recalentamiento deseado relativo  $\Delta \Delta T_{tsh}$  para que sea una fracción constante de la diferencia de temperatura en el sistema  $\Delta T$ . En el ejemplo de las figs. 2 y 3, la diferencia de temperatura  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura en la salida de refrigerante (40) del evaporador (12) y se calcula restando la temperatura de evaporación del refrigerante  $T_{r-ev}$  (deducida a partir de la medición del sensor de presión de vapor saturado (30)) de la temperatura de entrada del medio secundario  $T_{s-in}$ . La fracción se establece para que sea 1/2 de modo que el recalentamiento deseado relativo  $\Delta T_{tsh}$  es de 5K en comparación con el recalentamiento medido  $\Delta T_{msh}$  de 7K. En consecuencia, el estado del sistema se podría controlar en dicho recalentamiento inferior  $\Delta T_{tsh}$  y curva de recalentamiento (50'), tal como se muestra en la fig. 2 con una línea discontinua.

Por otra parte, la estabilidad de temperatura en el circuito de refrigeración (2) y el dispositivo de refrigeración (3), respectivamente, se pueden aumentar sustancialmente mediante el control actual tal como se puede ver en el ejemplo siguiente. Si, por ejemplo, debido a un cierre de un compresor (6) del sistema, el remanso de calor del compresor se incrementa de modo que la temperatura de evaporación aumenta en 2K, la diferencia total de temperatura disminuye por dicho 2 °C y resultará (suponiendo que tomamos el factor de 1/2 tal como se usa en la realización de la fig. 2) en una reducción del punto de ajuste del recalentamiento deseado relativo de 1K. En consecuencia, el nuevo punto de ajuste no está más que a 1K de distancia del punto de ajuste anterior, pero no a 2K de distancia del punto de ajuste anterior, como habría sido el caso si se usara un control del recalentamiento estándar. En consecuencia, la reducción del grado de apertura de la válvula de expansión será menor, la inyección será más regular, el llenado de refrigerante más optimizado y, en consecuencia, el aumento de la temperatura de salida del medio secundario y, consecuentemente, la temperatura dentro del dispositivo refrigerante es menor.

La representación de la fig. 3 corresponde, en general, a la de la fig. 2, los mismos números de referencia designan los mismos elementos o similares, y la descripción que se da con respecto a la realización de la fig. 2 es, en general, igualmente aplicable a la realización de la fig. 3. La principal diferencia entre dichas figuras es que el refrigerante y el

medio secundario están en una relación de flujo paralelo en el evaporador (2) de la fig. 3, de manera que tanto el refrigerante como el medio secundario se enfrían mientras se mueven hacia las salidas del evaporador (40) y (42) del evaporador (2) en el lado izquierdo de la representación de la fig. 3.

- 5 Como se puede ver en las representaciones de la fig. 2 y 3, las temperaturas del refrigerante y el medio secundario son curvas determinadas que dependen de las características del refrigerante y el medio secundario, las características del evaporador y su material, etc. Por lo tanto, basándose en el conocimiento de las características es posible controlar el recalentamiento a partir de cualquier diferencia de temperatura entre la temperatura del refrigerante sin recalentamiento y la temperatura del medio secundario dentro del evaporador (12), ya que el
- 10 conocimiento permitirá realizar la correspondiente adaptación de la fracción de la diferencia de temperatura que se utiliza para calcular el recalentamiento deseado  $\Delta T_{tsh}$ . En la práctica, el valor de la diferencia de temperatura  $\Delta T$  será determinado sobre la base de los valores medidos en o cerca de la entrada o salidas del evaporador (12).

**REIVINDICACIONES**

1. Procedimiento para controlar el recalentamiento del evaporador de refrigerante que deja una salida de refrigerante (40) de un evaporador (12) de un circuito de refrigeración (2), donde el refrigerante se calienta dentro del evaporador (12) frente a un medio secundario, que comprende las etapas siguientes:

- (a) medir los parámetros del sistema que son indicativos del estado de funcionamiento real dentro del evaporador (12);
- (b) determinar un valor de la diferencia de temperatura (AT) indicativa de la diferencia de temperatura entre el refrigerante sin recalentamiento y el medio secundario dentro del evaporador (12) basado en dichos parámetros medidos;
- (c) calcular el recalentamiento deseado relativo ( $\Delta T_{tsh}$ ); y
- (d) controlar el sistema a partir del recalentamiento deseado relativo calculado ( $\Delta T_{tsh}$ ),

**15 caracterizado porque**

el recalentamiento deseado relativo ( $\Delta T_{tsh}$ ) se calcula como una fracción de tiempo variable del valor de la diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ).

2. Procedimiento de acuerdo con la reivindicación 1, donde la temperatura del medio secundario en el lado de la salida de refrigerante del evaporador (12) ( $T_{s-in}$ ;  $T_{s-out}$ ) y la presión del vapor saturado ( $P_{st}$ ) se miden en la etapa (a).

3. Procedimiento de acuerdo con la reivindicación 2, donde la temperatura de evaporación del refrigerante se determina basándose en la presión del vapor saturado ( $P_{st}$ ) y el valor de la diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ) es la diferencia entre la temperatura del medio secundario ( $T_{s-in}$ ;  $T_{s-out}$ ) en el lado de la salida del refrigerador (12) y la temperatura de evaporación del refrigerante ( $T_{r-ev}$ ).

4. Procedimiento de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, que comprende además en la etapa (d) determinar el recalentamiento real como la diferencia de temperatura de salida ( $T_{r-ex}$ ) del refrigerante que sale del evaporador (12) y la temperatura de evaporación del refrigerante ( $T_{r-ev}$ ) y controlar la cantidad de refrigerante que entra en el evaporador (12) a fin de mantener el recalentamiento relativo calculado.

5. Procedimiento de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, que comprende además la etapa de supervisar el recalentamiento ( $\Delta T_{msh}$ ) en el sistema y reducir el recalentamiento ( $\Delta T_{msh}$ ) a un valor inferior predeterminado, si el recalentamiento medido es superior a un valor predeterminado durante un período de tiempo superior a un periodo de tiempo predeterminado.

6. Circuito de refrigeración (2) que comprende en la dirección de flujo, un compresor (6), un intercambiador de rechazo con rechazo al calor (8), un medio de expansión controlable (10) y un evaporador (12) que tiene una salida de refrigerante (40), el circuito de refrigeración (2) comprende además sensores (28, 30, 32) para medir los parámetros del sistema que son indicativos del estado de funcionamiento real dentro del evaporador (12) y un control (26) que está conectado a los sensores (28, 30, 32) y al medio de expansión controlable (10), donde el control (26) está adaptado para determinar un valor de la diferencia de temperatura (AT) indicativo de la diferencia de temperatura entre el refrigerante sin recalentamiento y el medio secundario dentro del evaporador (12) basado en los parámetros medidos, para calcular un recalentamiento deseado relativo ( $\Delta T_{tsh}$ ), y para controlar el sistema basado en el recalentamiento deseado relativo calculado ( $\Delta T_{tsh}$ ),

**caracterizado porque**

el control (26) está adaptado para calcular el recalentamiento deseado relativo ( $\Delta T_{tsh}$ ) se calcula como una fracción de tiempo variable del valor de la diferencia de temperatura (AT).

7. El circuito de refrigeración (2) de acuerdo con la reivindicación 6, donde los sensores (28, 30, 32) comprenden un sensor de temperatura del medio secundario (28) en el lado de la salida del refrigerador (12), un sensor de presión del vapor saturado (30) y un sensor de temperatura de salida del refrigerante (32).

8. El circuito de refrigeración (2) de acuerdo con la reivindicación 7, donde el control (26) está adaptado para determinar la temperatura de evaporación del refrigerante en base a la señal del sensor de presión del vapor



saturado (30) y determinar la diferencia de temperatura (AT) restando la temperatura de evaporación del refrigerante (Tr-ev) de la temperatura del medio secundario (Ts-in; Ts-out) en el lado de la salida del refrigerante del evaporador (12).

- 5 9. Circuito de refrigeración (2) de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 6 a 8, donde el control (26) además está adaptado para determinar el recalentamiento real como la diferencia de temperatura de salida (Tr-ex) del refrigerante que sale del evaporador (12) y la temperatura de evaporación del refrigerante (Tr-ev) y para controlar la cantidad de refrigerante que entra en el evaporador (12) a fin de mantener el recalentamiento relativo calculado.
- 10 10. Circuito de refrigeración (2) de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 6 a 9, donde el control (26) además está adaptado para supervisar el recalentamiento ( $\Delta T_{msh}$ ) en el sistema y para reducir el recalentamiento ( $\Delta T_{msh}$ ) a un valor inferior predeterminado, si el recalentamiento medido ( $\Delta T_{msh}$ ) es superior a un valor predeterminado durante un período de tiempo superior a un periodo de tiempo predeterminado.
- 15 11. Dispositivo de refrigeración (3) que comprende un circuito de refrigeración (2) de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 6 a 10.



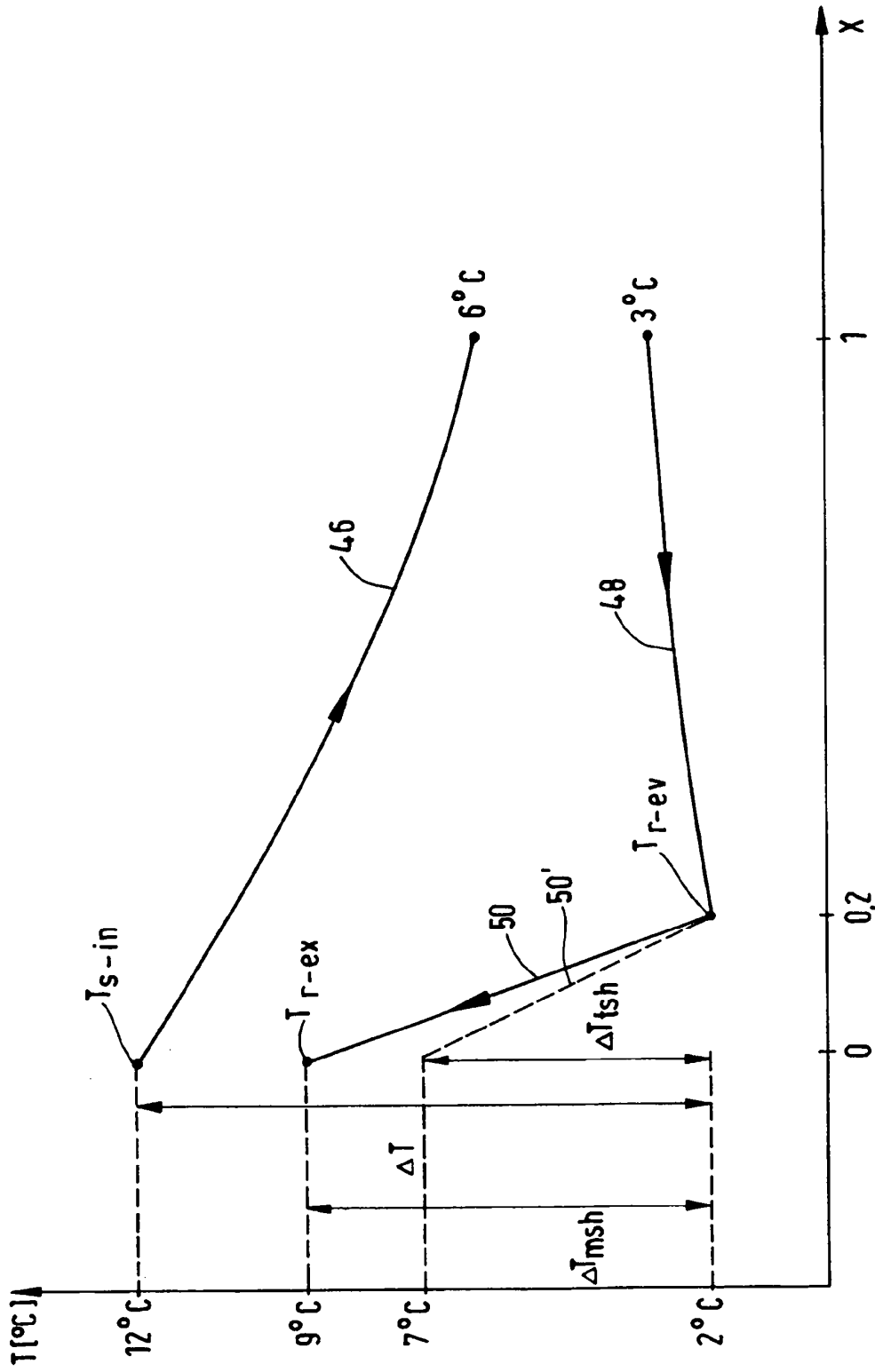


FIG. 2

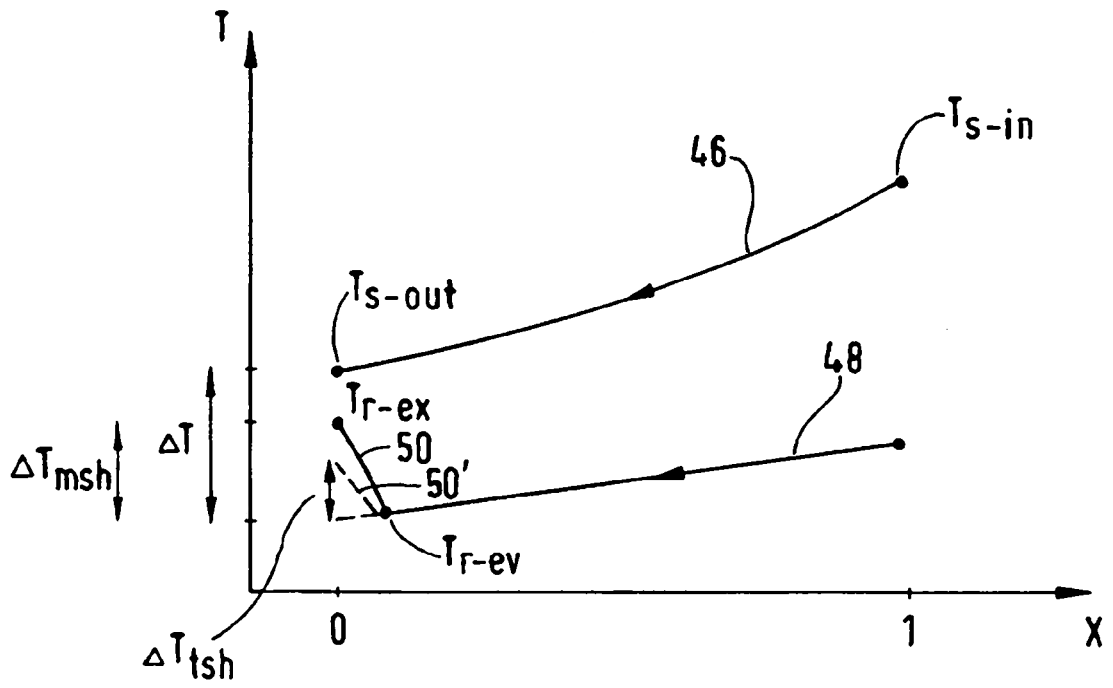


FIG. 3