

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 806 940**

51 Int. Cl.:

**F25B 9/00** (2006.01)

**F25B 49/02** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **03.07.2012 PCT/DK2012/000079**

87 Fecha y número de publicación internacional: **10.01.2013 WO13004233**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **03.07.2012 E 12732776 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **10.06.2020 EP 2729743**

54 Título: **Un procedimiento de control del funcionamiento de un sistema de compresión de vapor en modo subcrítico y supercrítico**

30 Prioridad:

**05.07.2011 DK 201100513**

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

**19.02.2021**

73 Titular/es:

**DANFOSS A/S (100.0%)**

**Nordborgvej 81**

**6430 Nordborg, DK**

72 Inventor/es:

**PRINS, JAN**

74 Agente/Representante:

**GONZÁLEZ PECES, Gustavo Adolfo**

ES 2 806 940 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

Un procedimiento de control del funcionamiento de un sistema de compresión de vapor en modo subcrítico y supercrítico

### Campo de la invención

5 La presente invención se refiere a un procedimiento de control de un sistema de compresión de vapor. De acuerdo con el procedimiento de la invención, el sistema de compresión de vapor puede funcionar en un régimen de control subcrítico así como en un régimen de control supercrítico, usando una sola fórmula de cálculo para calcular una referencia de presión. La presente invención, además, se refiere a un sistema de compresión de vapor que comprende un sistema de control para controlar un sistema de compresión de vapor de acuerdo con el procedimiento.

### 10 Antecedentes de la invención

Algunos sistemas de compresión de vapor, tal como los sistemas de refrigeración, las bombas de calor o los sistemas de aire acondicionado, son capaces de funcionar en un régimen de control subcrítico así como en un régimen de control supercrítico. El refrigerante que fluye en el sistema de compresión de vapor es comprimido en un compresor y después es suministrado a un intercambiador de calor de rechazo de calor. Cuando el sistema de compresión de vapor funciona en un régimen de control subcrítico, el intercambiador de calor de rechazo de calor funciona como un condensador, es decir, el refrigerante comprimido es condensado al pasar por el intercambiador de calor de rechazo de calor, y, por lo tanto, el refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor está al menos parcialmente en estado líquido. Por otra parte, cuando el sistema de compresión de vapor funciona en un régimen de control supercrítico, no se produce una transición de fase del refrigerante en el intercambiador de calor de rechazo de calor. De este modo, en este caso, el intercambiador de calor de rechazo de calor funciona como un enfriador de gas, y el refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor está en estado gaseoso.

Normalmente, una estrategia de control es usada para el régimen de control subcrítico y una estrategia de control diferente es usada para el régimen de control supercrítico. Esto requiere que el sistema sea capaz de monitorizar si el sistema de compresión de vapor funciona en el régimen subcrítico o en el supercrítico. Además, hay que tener cuidado cuando el sistema de compresión de vapor funciona en la región cercana al punto de transición entre el régimen subcrítico y el régimen supercrítico.

El documento WO 2006/087005 A1 desvela un procedimiento de control de un circuito de refrigeración intermitente de funcionamiento supercrítico. En el modo subcrítico una válvula de control es controlada para que se mantenga una "presión subcrítica" predeterminada que asegure un subenfriamiento predeterminado del refrigerante líquido a la salida del intercambiador de calor de rechazo de calor. En el modo supercrítico, la válvula de control es controlada para que se mantenga una "presión supercrítica" predeterminada, que está optimizada para una eficiencia óptima del refrigerante supercrítico a la salida del intercambiador de calor de rechazo de calor. En un modo de frontera, en una región próxima al punto crítico, la válvula de control es controlada en función de una "presión de continuidad" que es determinada sobre la base de la "presión subcrítica" y la "presión supercrítica" predeterminadas. De este modo, el circuito de refrigeración es controlado de acuerdo con tres estrategias de control diferentes.

El documento EP 1 818 627 A1 desvela un sistema de acondicionamiento de aire por refrigeración con refrigerante, tal como CO<sub>2</sub>, usado en un área supercrítica, y un procedimiento de funcionamiento del sistema. Una válvula de expansión es controlada para que el estado del refrigerante en un tubo de conexión en el lado de alta presión adopte un estado supercrítico.

### 40 Descripción de la invención

Es un objeto de las realizaciones de la invención proporcionar un procedimiento de control del funcionamiento de un sistema de compresión de vapor, permitiendo el procedimiento que el sistema de compresión de vapor sea fácilmente controlado en un régimen de control subcrítico así como en un régimen de control supercrítico.

45 Es un objeto adicional de las realizaciones de la invención proporcionar un procedimiento de control de un sistema de compresión de vapor, permitiendo el procedimiento que el sistema de compresión de vapor sea controlado en un régimen de control subcrítico y en un régimen de control supercrítico, usando la misma fórmula de control.

Es un objeto aún adicional de las realizaciones de la invención proporcionar un sistema de compresión de vapor que incluya un sistema de control para controlar el funcionamiento del sistema de compresión de vapor, siendo el sistema de control capaz de controlar el sistema de compresión de vapor en un régimen de control subcrítico así como en un régimen de control supercrítico de manera fácil, usando la misma fórmula de control.

50 De acuerdo con un primer aspecto, la invención proporciona un procedimiento de control del funcionamiento de un sistema de compresión de vapor de acuerdo con la reivindicación 1.

En el presente contexto, el término "sistema de compresión de vapor" debe ser interpretado como significando cualquier sistema en el que un flujo de medio fluido, tal como refrigerante, circula y alternativamente es comprimido y

expandido, proporcionando así refrigeración o calentamiento de un volumen. De este modo, el sistema de compresión de vapor puede ser un sistema de refrigeración, un sistema de acondicionamiento de aire, una bomba de calor, etc. Por lo tanto, el sistema de compresión de vapor comprende un compresor, un intercambiador de calor de rechazo de calor, al menos un dispositivo de expansión, por ejemplo, en forma de válvulas de expansión, y al menos un evaporador, dispuesto a lo largo de una vía de refrigerante. El sistema de compresión de vapor que es controlado de acuerdo con el procedimiento de acuerdo con el primer aspecto de la invención además comprende una válvula controlable y un receptor, estando la válvula controlable dispuesta en la vía de refrigerante entre el intercambiador de calor de rechazo de calor y el receptor. De este modo, el grado de apertura de la válvula controlable determina la presión del refrigerante que deja el intercambiador de calor de rechazo de calor. En el receptor, la parte líquida del refrigerante puede estar separada de la parte gaseosa del refrigerante. En este caso, la parte líquida del refrigerante es suministrada al lado de baja presión del sistema de compresión de vapor, es decir, es suministrada a los dispositivos de expansión, en los que es expandida antes del ingreso a los evaporadores, y la parte gaseosa del refrigerante es suministrada directamente al compresor, a través de una válvula. Alternativa o adicionalmente, el receptor puede estar provisto con un intercambiador de calor que asegure que la parte gaseosa del refrigerante sea condensada al menos parcialmente en el receptor. El refrigerante condensado puede entonces ser suministrado al lado de baja presión del sistema de refrigeración como ha sido descrito anteriormente.

El sistema de compresión de vapor es capaz de funcionar en un régimen de control subcrítico así como en un régimen de control supercrítico. Cuando funciona en el régimen de control subcrítico, el ciclo de funcionamiento del refrigerante es tal que, al pasar por el intercambiador de calor de rechazo de calor, el refrigerante experimenta una transición de fase, es decir, el refrigerante es condensado al menos parcialmente. Por otra parte, cuando funciona en el régimen de control supercrítico, el ciclo de funcionamiento del refrigerante es tal que no se produce ninguna transición de fase cuando el refrigerante pasa por el intercambiador de calor de rechazo de calor, por lo que el refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor se encuentra sustancialmente en fase gaseosa. El sistema de compresión de vapor, y el refrigerante que fluye en este, es de un tipo que a veces funciona en el régimen de control subcrítico, y a veces en el régimen de control supercrítico.

De acuerdo el procedimiento del primer aspecto de la invención, inicialmente es medida una temperatura,  $T_{GC}$ , del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor. Por ejemplo, esto puede llevarse a cabo mediante un sensor de temperatura dispuesto en la vía del refrigerante a la salida del intercambiador de calor de rechazo de calor.

Después, es calculada una referencia de presión,  $P_{GC, Ref}$ , en base a la temperatura medida,  $T_{GC}$ . Para esto es usada una fórmula de cálculo que es aplicable al régimen de control subcrítico así como al régimen de control supercrítico. Es una ventaja que sea usada la misma fórmula de cálculo para ambos regímenes de control, ya que así no es necesario controlar si el sistema de compresión de vapor se encuentra en el régimen de control subcrítico o en el supercrítico. El cálculo de la referencia de la presión siempre es realizado usando la misma fórmula de cálculo, y por lo tanto el control del sistema de compresión de vapor es muy simple.

Finalmente, un grado de apertura de la válvula controlable es controlado para obtener una presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo que es igual a la referencia de presión calculada,  $P_{GC, Ref}$ .

El procedimiento puede comprender además la etapa de medir una presión,  $P_{GC}$ , del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor, y la etapa de controlar un grado de apertura de la válvula controlable puede comprender comparar la presión medida,  $P_{GC}$ , con la referencia de presión calculada,  $P_{GC, Ref}$ . De acuerdo con esta realización, el grado de apertura de la válvula controlable es controlado de acuerdo con una estrategia de control de retroalimentación.

La etapa del cálculo es realizada mediante la fórmula de cálculo:

$$P_{GC, Ref} = P_{Sat} (T_{GC} + \Delta T) + (T_{GC} - T_* + \sqrt{(T_{GC} - T_*)^2 + \alpha^2}) \cdot \beta,$$

en la que  $P_{Sat}$  representa una presión de saturación en el régimen de control subcrítico, extrapolada al régimen de control supercrítico,  $\Delta T$  es un subenfriamiento deseado del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor en el régimen de control subcrítico,  $T_*$  es una temperatura de transición que indica una transición entre un régimen de control subcrítico y un régimen de control supercrítico, y  $\alpha$  y  $\beta$  son constantes.

De acuerdo con esta realización, la fórmula de cálculo puede ser construida de la siguiente manera. Inicialmente, es trazada una curva de saturación para la región subcrítica en un diagrama con la temperatura a lo largo del primer eje y la presión a lo largo del segundo eje. En el caso de que el refrigerante sea un fluido azeotrópico, es decir, un fluido en el que coinciden la línea de rocío y la línea de burbuja, es seleccionada la línea de rocío común y la línea de burbuja como curva de saturación. En el caso de que el refrigerante sea un fluido zeotrópico, es decir, un fluido en el que la línea de rocío es distinta de la línea de burbuja, es seleccionada la línea de burbuja como curva de saturación. Luego, la curva de saturación es extrapolada a la región supercrítica. Después, la curva de saturación extrapolada es

desplazada hacia los valores de temperatura más bajos, es decir, un valor de temperatura constante es sustraído de cada punto de la curva. El valor de temperatura constante es seleccionado de manera tal que corresponde a un subenfriamiento deseado del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor cuando el sistema de compresión de vapor funciona en la región subcrítica. Esto asegura que el sistema de compresión de vapor puede funcionar con un subenfriamiento deseado en la región subcrítica.

Después, la parte de la curva que está dispuesta a una temperatura más alta que una temperatura de transición,  $T^*$ , es "balanceada" o "girada" alrededor del punto de temperatura de transición en una dirección hacia una temperatura más baja. Cuánto es "girada" la curva está determinado por la constante  $\beta$ . La constante  $\beta$  puede ser seleccionarse para el sistema individual de manera tal que sean cumplidos los criterios de optimización pertinentes en cada caso.

Por lo tanto,  $\beta$  no debe ser considerada una constante global, sino más bien un parámetro que es seleccionado para el caso específico. Puede ser constante para un sistema de compresión de vapor determinado, pero también puede ser modificada periódicamente para un sistema de compresión de vapor determinado, por ejemplo, de acuerdo con la cantidad de calor siendo recuperado. La "rotación" de la curva asegura que se obtenga también un control óptimo del sistema de compresión de vapor en el régimen de control supercrítico.

La constante  $\alpha$  puede ser seleccionada de manera tal que la transición entre la parte "girada" de la curva y la parte "no girada" de la curva sea suavizada, asegurando así una transición suave entre el régimen de control subcrítico y el régimen de control supercrítico.

La etapa de cálculo puede comprender además la etapa de derivación de la temperatura de transición,  $T^*$ , en base a una presión de transición preseleccionada,  $P^*$ , y un valor de subenfriamiento deseado,  $\Delta T$ . De acuerdo con esta realización, una presión de transición deseada,  $P^*$ , es seleccionada.  $P^*$  ventajosamente puede ser ligeramente menor que la presión crítica del refrigerante que fluye en el sistema de compresión de vapor. En el caso de que el refrigerante sea  $\text{CO}_2$ , la presión de transición,  $P^*$ , ventajosamente puede ser de aproximadamente 6,7 MPa. La temperatura de transición,  $T^*$ , es derivada entonces por medio de la curva desplazada, como la temperatura que corresponde a la presión de transición seleccionada,  $P^*$ .

De manera similar, la constante  $\beta$  puede ser seleccionada de la siguiente manera. Es seleccionado un punto adecuado por encima del punto de transición, que representa una combinación adecuada de presión y temperatura. Luego es seleccionada o calculada  $\beta$  de manera tal que la parte "girada" de la curva pase por el punto seleccionado.

Como alternativa a la fórmula de cálculo descrita anteriormente, la referencia de presión puede ser calculada usando una técnica de ajuste adecuada, por ejemplo, aplicando un ajuste polinómico, tal como un ajuste polinómico de alto orden.

De acuerdo con un segundo aspecto, la invención proporciona un sistema de compresión de vapor de acuerdo con la reivindicación 4, incluyendo un sistema de control. El sistema de control es capaz de realizar las etapas del procedimiento de acuerdo con el primer aspecto de la invención.

De acuerdo con un segundo aspecto, la invención proporciona un sistema de compresión de vapor que comprende un compresor, un intercambiador de calor de rechazo de calor, una válvula controlable, un receptor, al menos un dispositivo de expansión y al menos un evaporador dispuesto a lo largo de una vía de refrigerante con refrigerante fluyendo en la misma, comprendiendo además el sistema de compresión de vapor un sistema de control de acuerdo con el segundo aspecto de la invención. Las observaciones expuestas con anterioridad son por lo tanto igualmente aplicables en este caso.

El intercambiador de calor de rechazo de calor puede estar dispuesto para que funcione como un condensador cuando el sistema de compresión de vapor funcione en un régimen de control subcrítico, y el intercambiador de calor de rechazo de calor puede estar dispuesto de modo que funcione como refrigerador de gas cuando el sistema de compresión de vapor funcione en un régimen de control supercrítico.

La válvula controlable puede ser una válvula de expansión. De acuerdo con esta realización, el refrigerante que fluye desde el intercambiador de calor de rechazo al receptor, a través de la válvula controlable, es expandido.

El sistema de compresión de vapor puede ser un sistema de refrigeración, un sistema de acondicionamiento de aire, una bomba de calor, o cualquier otro tipo de sistema de compresión de vapor adecuado.

El refrigerante que fluye en la vía de refrigerante puede ser  $\text{CO}_2$ .  $\text{CO}_2$  es usado a menudo en sistemas de compresión de vapor supercríticos o en sistemas de compresión de vapor capaces de funcionar en un régimen de control subcrítico así como en uno supercrítico, y por lo tanto es muy adecuado para este propósito. Como una alternativa, puede ser usado cualquier otro refrigerante supercrítico adecuado.

### **Breve descripción de los dibujos**

A continuación, la invención será descrita con más detalle con referencia a los dibujos adjuntos, en los cuales

La Fig. 1 es una vista diagramática de una parte de un sistema de compresión de vapor de acuerdo con una realización de la invención,

La Figura 2 es un diagrama de bloques que ilustra un procedimiento de control de acuerdo con una realización de la invención,

5 La Figura 3 muestra tres gráficos que ilustran el cálculo de la referencia de la presión en un procedimiento de acuerdo con una realización de la invención, y

La Figura 4 es un diagrama de presión-entalpía ( $\log(p)$ -h), que ilustra las variaciones de la presión y la entalpía del refrigerante durante el funcionamiento de un sistema de compresión de vapor de acuerdo con una realización de la invención, y durante un régimen de control subcrítico y supercrítico.

## 10 **Descripción detallada de los dibujos**

La Fig. 1 es una vista diagramática de parte de un sistema de compresión de vapor 1 de acuerdo con una realización de la invención. El sistema de compresión de vapor 1 comprende un compresor 2, un intercambiador de calor de rechazo de calor 3, una válvula controlable 4 y un receptor 5, todos estos interconectados de forma fluida en una vía de refrigerante. El grado de apertura de la válvula controlable 4 determina la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor y entra en la válvula controlable 4. El sistema de compresión de vapor 1 es de un tipo que es capaz de funcionar en un régimen de control subcrítico así como en un régimen de control supercrítico. De este modo, el refrigerante que fluye en la vía de refrigerante es de un tipo que es adecuado para funcionar en una región subcrítica así como en una región supercrítica.

El sistema de compresión de vapor 1 comprende además al menos un dispositivo de expansión, por ejemplo, en forma de válvula de expansión, y al menos un evaporador. Estos componentes también están dispuestos en la vía de refrigerante, pero no son mostrados en la Fig. 1. Por consiguiente, en la Fig. 1 sólo es mostrado el lado de alta presión del sistema de compresión de vapor 1, y debe tenerse en cuenta que el lado de baja presión del sistema de compresión de vapor, incluyendo los dispositivos de expansión y los evaporadores, puede estar diseñado de cualquier manera adecuada.

El sistema de compresión de vapor 1 de la Fig. 1 funciona preferentemente de la siguiente manera. El refrigerante es comprimido en el compresor 2, y el refrigerante comprimido es suministrado al intercambiador de calor de rechazo de calor 3. En el caso de que el sistema de compresión de vapor 1 funcione en un régimen de control subcrítico, el intercambiador de calor de rechazo de calor 3 funciona como un condensador, es decir, al menos parte del refrigerante sufre una transición de fase al pasar por el intercambiador de calor de rechazo de calor 3. De este modo, en este caso el refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo 3 se encuentra al menos parcialmente en fase líquida. Por otra parte, en el caso de que el sistema de compresión de vapor 1 funcione en un régimen de control supercrítico, el intercambiador de calor de rechazo de calor 3 funciona como un refrigerador de gas, es decir, el refrigerante que pasa por el intercambiador de calor de rechazo de calor 3 no sufre una transición de fase. De este modo, en este caso el refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor 3 se encuentra en una fase sustancialmente gaseosa.

El refrigerante además es pasado al receptor 5, a través de la válvula controlable 4. En el receptor 5 el refrigerante líquido es separado del refrigerante gaseoso. El refrigerante líquido es pasado hacia el lado de baja presión (no mostrado) del sistema de compresión de vapor 1. La parte gaseosa del refrigerante es suministrada al compresor 2 a través de la válvula 6. El refrigerante que regresa del lado de baja presión del sistema de compresión de vapor 1 también es suministrado al compresor 2.

Un sensor de presión 7 y un sensor de temperatura 8 están dispuestos en la vía de refrigerante entre el intercambiador de calor de rechazo 3 y la válvula controlable 4. El sensor de presión 7 y el sensor de temperatura 8 miden la presión y la temperatura, respectivamente, del refrigerante que fluye en esta parte de la vía de refrigerante. Una referencia de presión,  $P_{GC, Ref}$ , es calculada en base a la temperatura,  $T_{GC}$ , medida por medio del sensor de temperatura 8. Esto es realizado usando una fórmula de cálculo aplicable al régimen de control subcrítico así como al régimen de control supercrítico. De este modo, no es necesario investigar si el sistema de compresión de vapor 1 se encuentra en el régimen de control subcrítico o supercrítico para poder realizar el cálculo.

La presión,  $P_{GC}$ , medida por medio del sensor de presión 7 es comparada con la referencia de presión calculada,  $P_{GC, Ref}$ . En base a esta comparación, es controlado el grado de apertura de la válvula controlable 4 para obtener que la presión medida,  $P_{GC}$ , sea igual a la referencia de presión calculada,  $P_{GC, Ref}$ , es decir, que sea obtenida una presión deseada del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo 3.

La Fig. 2 es un diagrama de bloques que ilustra un procedimiento de control de acuerdo con una realización de la invención. El procedimiento de control ilustrado por el diagrama de bloques de la Fig. 2 puede ser usado, por ejemplo, para controlar el sistema de compresión de vapor 1 de la Fig. 1. Una temperatura medida del refrigerante,  $T$ , es suministrada a un módulo de cálculo 9. En base a la temperatura medida,  $T$ , y a una fórmula de cálculo predefinida, es calculada una referencia de presión y es suministrada a un comparador 10. En el comparador 10 la referencia de presión calculada es comparada con una presión medida del refrigerante,  $P$ . El resultado de la comparación es

suministrado a un controlador proporcional integral (PI) 11 que a su vez suministra una señal de control para una válvula controlable, V. La señal de control señala el grado de apertura de la válvula de acuerdo con una estrategia de control proporcional integral (PI), y para obtener una presión medida del refrigerante, P, que es igual a la referencia de presión calculada.

5 La temperatura medida del refrigerante puede ser, por ejemplo, la temperatura,  $T_{GC}$ , medida por medio del sensor de temperatura 8 de la Fig. 1. De manera similar, la presión medida del refrigerante puede ser, por ejemplo, la presión,  $P_{GC}$ , medida por medio del sensor de presión 7 de la Fig. 1. De manera similar, la válvula controlable puede ser la válvula controlable 4 de la Fig. 1.

10 Cabe destacar que si bien el controlador 11 ilustrado en la Fig. 2 es un controlador proporcional integral (PI), el experto en la técnica comprenderá que pueden ser usados otros tipos de controladores adecuados.

La Fig. 3 muestra tres gráficos que ilustran el cálculo de la referencia de la presión en un procedimiento de acuerdo con una realización de la invención. Los tres gráficos muestran la presión como una función de la temperatura.

15 En la Fig. 3a es mostrada una línea de saturación para el refrigerante como una línea sólida en una región subcrítica, es decir, en valores de presión y valores de temperatura que están por debajo del punto crítico. La línea de saturación es extrapolada a la región supercrítica, es decir, a los valores de presión y valores temperatura que están por encima del punto crítico. Por lo tanto, el gráfico 12 mostrado en la Fig. 3a es una línea de saturación extrapolada.

En la Fig. 3b también es mostrada la línea de saturación 12 extrapolada de la Fig. 3a. Además, es mostrada una línea de saturación 13 desplazada. La línea de saturación 13 es simplemente la línea de saturación 12 extrapolada, desplazada en una cantidad  $\Delta T$  hacia una temperatura más baja, es decir, paralela al eje de la temperatura.

20 En la Fig. 3c también es mostrada la línea de saturación 12 extrapolada de la Fig. 3a. Además, es mostrada una línea 14 desplazada manipulada. La parte inferior de la línea 14 desplazada manipulada, hasta un punto de transición a temperatura  $T^*$  y presión  $P^*$ , es idéntica a la línea de saturación 13 de la Fig. 3b. El punto de transición es seleccionado de manera tal que la temperatura de transición,  $T^*$ , y la presión de transición,  $P^*$ , sean ligeramente inferiores a la temperatura y la presión críticas, respectivamente. Esto asegura que el sistema de compresión de vapor no funcione a temperaturas y presiones demasiado cercanas al punto crítico.

La parte superior de la línea de saturación 13 desplazada, es decir, la parte que está por encima del punto de transición, ha sido "balanceada" o "girada" alrededor del punto de transición en una dirección hacia temperaturas más bajas, a fin de obtener la línea de saturación 14 desplazada manipulada.

30 Cuando ha de ser calculada una referencia de presión sobre la base de una temperatura medida, se encuentra el valor de presión correspondiente a la temperatura medida de acuerdo con la línea de saturación desplazada manipulada, como es indicada en la Fig. 3c. Este valor de presión es la referencia de presión.

La Fig. 4 es un diagrama de presión-entalpía ( $\log(p)$ -h), que ilustra las variaciones de la presión y la entalpía del refrigerante durante el funcionamiento de un sistema de compresión de vapor de acuerdo con una realización de la invención, y durante un régimen de control subcrítico y supercrítico.

35 En un régimen de control subcrítico, el refrigerante entra en un receptor, parcialmente en fase líquida y parcialmente en fase de vapor en el punto 15. La fracción de vapor, en el punto 16, es conducida nuevamente a un compresor a través de una válvula. La fracción líquida, en el punto 24, es expande típicamente en forma adicional en un dispositivo de expansión antes de ser evaporada, y esta fracción regresa como vapor sobrecalentado, en el punto 25. Antes de entrar en el compresor, el vapor, posiblemente con una pequeña cantidad de líquido en su interior de la válvula, y el gas sobrecalentado ingresado, son mezclados sin cambio de presión en el punto 17.

Del punto 17 al punto 18 el refrigerante es comprimido en un compresor. La presión y la entalpía aumentan durante esta etapa.

45 Del punto 18 al punto 19 el refrigerante pasa a través de un intercambiador de calor de rechazo de calor. La entalpía disminuye durante esta etapa, mientras que la presión es constante. Como el ciclo de refrigeración se encuentra en la región subcrítica, el refrigerante es condensado durante esta etapa, es decir, el refrigerante pasa por una transición de fase, y el refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor está, al menos en parte, en fase líquida. La línea discontinua 20 representa la fórmula de cálculo derivada durante el proceso ilustrado en la Fig. 3. Puede ser observado que el sistema de compresión de vapor está controlado de manera tal que el refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor tenga un subenfriamiento brindado por la fórmula de cálculo.

50 Del punto 19 al punto 15 el refrigerante es expandido en un dispositivo de expansión antes de ser suministrado nuevamente al receptor. La entalpía es constante, mientras que la presión disminuye durante esta etapa.

En un régimen de control supercrítico, la parte líquida del refrigerante pasa a través del dispositivo de expansión y el evaporador Del punto 24 al punto 25, esencialmente como ha sido descrito anteriormente. Del punto 17 al punto 22 el

refrigerante es comprimido en el compresor. Puede ser observado que tanto la entalpía como la presión aumentan más durante esta etapa que en el régimen de control subcrítico.

5 Del punto 22 al punto 23 el refrigerante pasa a través del intercambiador de calor de rechazo de calor. La entalpía es reducida mientras la presión es mantenida constante durante esta etapa. Como el ciclo de refrigeración se encuentra en la región supercrítica, el refrigerante permanece en una fase sustancialmente gaseosa durante esta etapa, es decir, el intercambiador de calor de rechazo de calor funciona como un enfriador de gas, y el refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor está en una fase sustancialmente gaseosa. Puede ser observado que la entalpía del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor está determinada por la línea discontinua 20, y por lo tanto está definida por la fórmula de cálculo que representa la línea discontinua 20.

10 Del punto 23 al punto 21 el refrigerante es expandido en el dispositivo de expansión antes de ser suministrado nuevamente al receptor. La entalpía es constante, mientras que la presión disminuye durante esta etapa.

Cabe destacar que siempre que sea usado el término "constante" en la descripción anterior, debe ser considerado que abarca las situaciones en las cuales la entalpía o la presión son realmente constantes, así como las situaciones en que la entalpía o la presión son aproximadamente constantes.

15

REIVINDICACIONES

1. Un procedimiento de control del funcionamiento de un sistema de compresión de vapor (1), comprendiendo el sistema de compresión de vapor (1) un compresor (2), un intercambiador de calor de rechazo de calor (3), una válvula controlable (4), un receptor (5), al menos un dispositivo de expansión y al menos un evaporador dispuesto a lo largo de una vía de refrigerante con refrigerante fluyendo en la misma, siendo el sistema de compresión de vapor (1) capaz de funcionar en un régimen de control subcrítico así como en un régimen de control supercrítico, comprendiendo el procedimiento las etapas de:

- medir una temperatura,  $T_{GC}$ , del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor (3),
- calcular una referencia de presión,  $P_{GC, Ref}$ , en base a la temperatura medida,  $T_{GC}$ , y usando una fórmula de cálculo aplicable al régimen de control subcrítico así como al régimen de control supercrítico, siendo así la referencia de presión,  $P_{GC, Ref}$ , calculada usando una misma fórmula de cálculo en el régimen de control subcrítico así como en el régimen de control supercrítico, y
- controlar un grado de apertura de la válvula controlable (4) para obtener una presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor (3) que es igual a la referencia de presión calculada,  $P_{GC, Ref}$ ,

caracterizado porque la etapa de cálculo es realizada usando la fórmula de cálculo:

$$P_{GC, Ref} = P_{Sat}(T_{GC} + \Delta T) + (T_{GC} - T_* + \sqrt{(T_{GC} - T_*)^2 + \alpha^2}) \cdot \beta,$$

en la que  $P_{Sat}$  representa una presión de saturación en el régimen de control subcrítico, extrapolada al régimen de control supercrítico,  $\Delta T$  es un subenfriamiento deseado del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor (3) en el régimen de control subcrítico,  $T_*$  es una temperatura de transición que indica una transición entre un régimen de control subcrítico y un régimen de control supercrítico, y  $\alpha$  y  $\beta$  son constantes.

2. Un procedimiento de acuerdo con la reivindicación 1, que comprende además la etapa de medir una presión,  $P_{GC}$ , del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor (3), y en el que la etapa de controlar un grado de apertura de la válvula controlable (4) comprende la comparación de la presión medida,  $P_{GC}$ , con la referencia de presión calculada,  $P_{GC, Ref}$ .

3. Un procedimiento de acuerdo con la reivindicación 1 o 2, en el que la etapa de cálculo comprende además la etapa de derivación de la temperatura de transición,  $T_*$ , sobre la base de una presión de transición preseleccionada,  $P_*$ , y un valor de subenfriamiento deseado,  $\Delta T$ .

4. Un sistema de compresión de vapor (1) que comprende un compresor (2), un intercambiador de calor de rechazo de calor (3), una válvula controlable (4), un receptor (5), al menos un dispositivo de expansión y al menos un evaporador dispuesto a lo largo de una vía de refrigerante con refrigerante fluyendo en la misma, comprendiendo además el sistema de compresión de vapor (1) un sensor de temperatura (8) para medir la temperatura,  $T_{GC}$ , del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor (3), **caracterizado por** un sistema de control siendo capaz de realizar las etapas de procedimiento del procedimiento de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores.

5. Un sistema de compresión de vapor (1) de acuerdo con la reivindicación 4, en el que el intercambiador de calor de rechazo de calor (3) está dispuesto para funcionar como un condensador cuando el sistema de compresión de vapor (1) funciona en un régimen de control subcrítico, y el intercambiador de calor de rechazo de calor (3) está dispuesto para funcionar como un enfriador de gas cuando el sistema de compresión de vapor (1) funciona en un régimen de control supercrítico.

6. Un sistema de compresión de vapor (1) de acuerdo con la reivindicación 4 o 5, en el que la válvula controlable (4) es una válvula de expansión.

7. Un sistema de compresión de vapor (1) de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 4-6, en el que el sistema de compresión de vapor (1) es un sistema de refrigeración.

8. Un sistema de compresión de vapor (1) de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 4-7, en el que el refrigerante que fluye en la vía de refrigerante es  $CO_2$ .

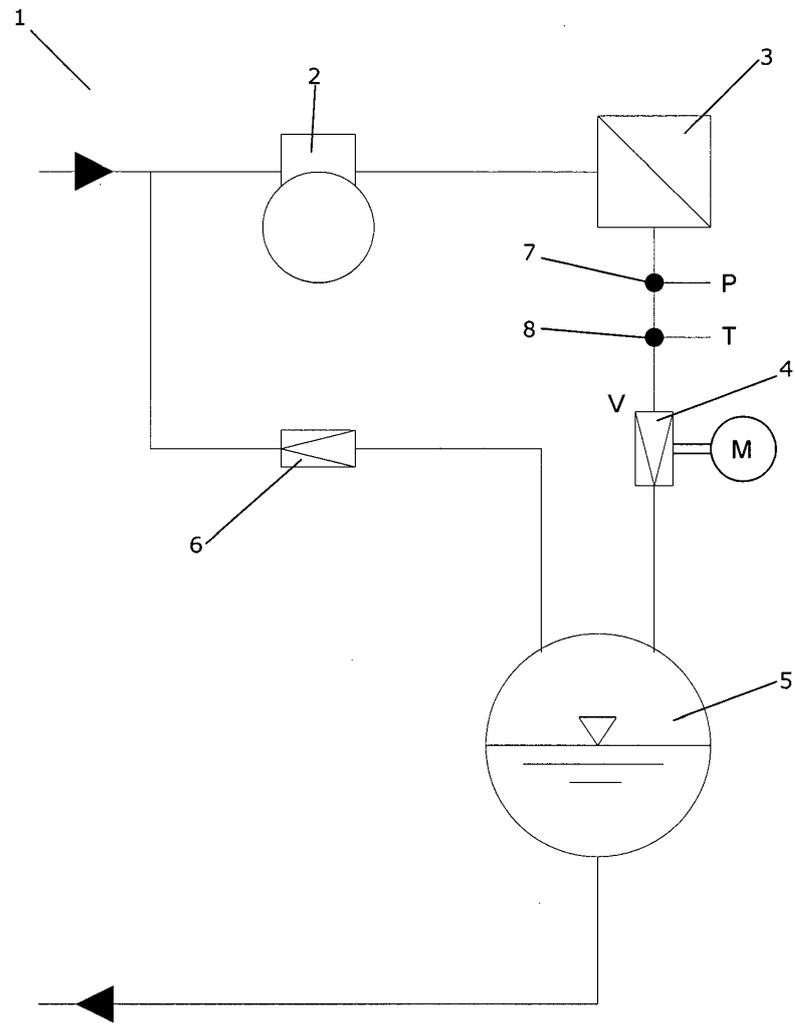


Fig. 1

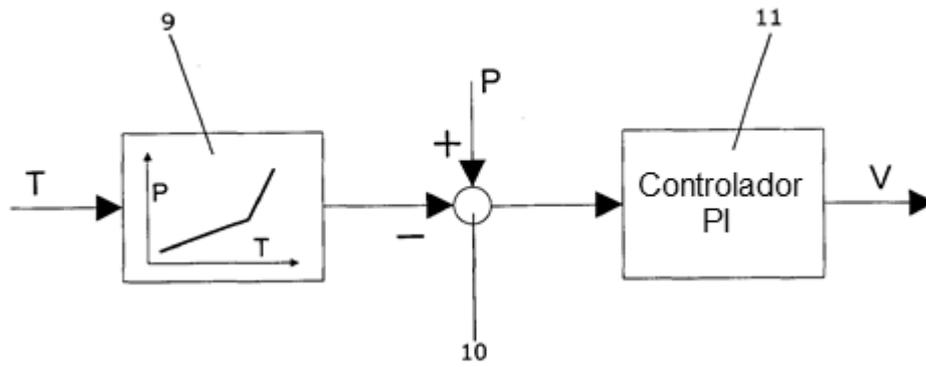


Fig. 2

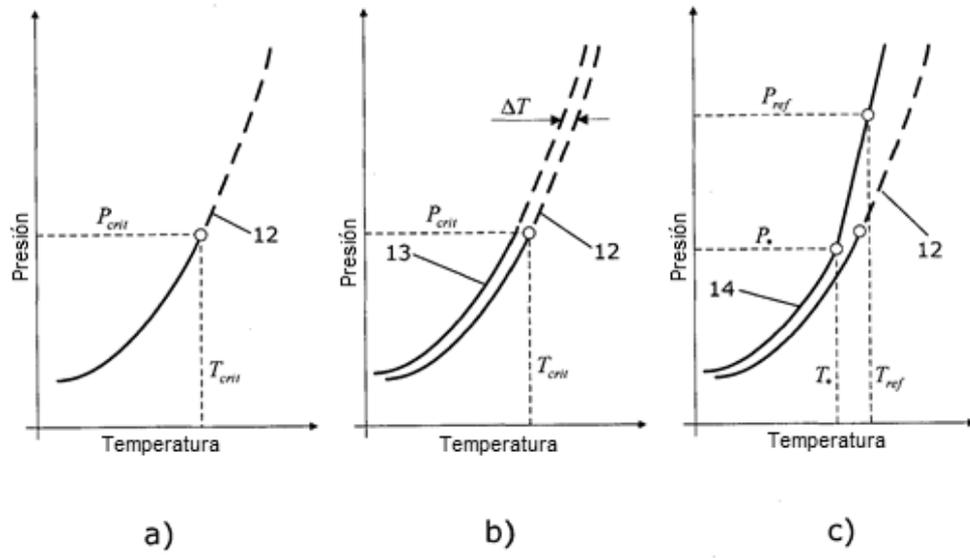


Fig. 3

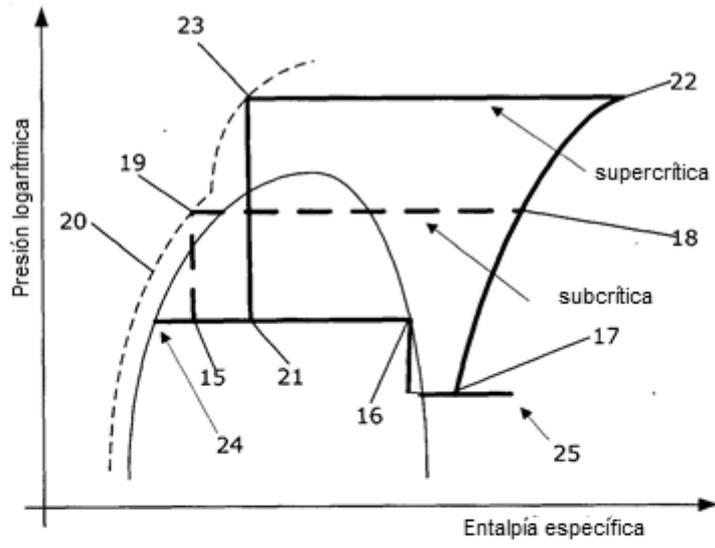


Fig. 4