

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 611 980**

51 Int. Cl.:

**F25B 41/06** (2006.01)

**F25B 9/00** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **20.11.2008** **E 13166592 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.12.2016** **EP 2647925**

54 Título: **Aparato de ciclo de refrigerante**

30 Prioridad:

**30.11.2007 JP 2007310097**

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

**11.05.2017**

73 Titular/es:

**MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION (100.0%)**  
**7-3 Marunouchi 2-Chome, Chiyoda-ku**  
**Tokyo 100-8310, JP**

72 Inventor/es:

**OKAZAKI, TAKASHI;**  
**UNEZAKI, FUMITAKE y**  
**OOBAYASHI, TOMOYOSHI**

74 Agente/Representante:

**DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto**

**ES 2 611 980 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**

Aparato de ciclo de refrigerante

**Campo técnico**

5 La presente invención se refiere a un aparato de ciclo de refrigerante que usa un intercambiador de calor interno, más particularmente a un control de refrigerante para asegurar de manera estable el rendimiento.

**Antecedentes de la técnica**

Se darán descripciones de la técnica anterior como sigue.

Convencionalmente, un aparato de suministro de agua caliente se propone como un aparato de ciclo de refrigerante incorporado, tal como:

10 un aparato de suministro de agua caliente que comprende un ciclo de refrigerante que incluye un compresor, un intercambiador de calor de suministro de agua caliente, una válvula de expansión electrónica, y un intercambiador de calor lateral de la fuente de calor del que la fuente de calor es un aire exterior, y un ciclo de suministro de agua caliente que incluye un intercambiador de calor de suministro de agua caliente y un depósito de suministro de agua caliente,

15 en el que puesto que un medio de control de capacidad que usa un compresor de tipo capacidad variable y controla la capacidad del compresor en respuesta a cambios en condiciones ambientales externas del intercambiador de calor lateral de la fuente de calor está fijado, medios de control de grado de apertura de válvula de expansión para controlar un grado de apertura de una válvula de expansión electrónica a fin de hacer que una temperatura de descarga de un compresor sea un valor objetivo en respuesta a cambios en condiciones ambientales externas (una temperatura externa, por ejemplo) del intercambiador de calor lateral de la fuente de calor y medios de control de velocidad de rotación para controlar una velocidad de la rotación del compresor para que sea un valor objetivo en respuesta a cambios en las condiciones ambientales externas del intercambiador de calor lateral de la fuente de calor están fijados, una apertura de la válvula de expansión electrónica se controla a fin de hacer que la temperatura de descarga del compresor se convierta en un valor objetivo en respuesta a cambios en las condiciones ambientales externas (una temperatura externa, por ejemplo) del intercambiador de calor lateral de la fuente de calor; y la velocidad de rotación del compresor se controla para que sea un valor objetivo en respuesta a cambios en las condiciones ambientales externas del intercambiador de calor lateral de la fuente de calor, una condición de operación óptima se puede obtener en la que una capacidad de suministro de agua caliente y una carga de suministro de agua caliente además concuerdan, y un coeficiente de rendimiento (COP) se puede mejorar y la reducción de tamaño de elementos tales como un intercambiador de calor se convierte en posible. (Por ejemplo, referirse al documento de patente 1 o US2003/0061827)

20  
25  
30

Un calentador de agua también se propone tal como: un calentador de agua para calentar un fluido de suministro de agua caliente en un ciclo de bomba de calor supercrítico donde una presión de refrigerante en un lado de alta presión se convierte en igual o mayor que la presión crítica del refrigerante que comprende:

35 un compresor,  
un radiador que realiza intercambio de calor entre un refrigerante descargado desde el compresor y un fluido de suministro de agua caliente y está configurado de manera que un flujo de refrigerante y un flujo de fluido de suministro de agua caliente sean opuestos,  
un descompresor para descomprimir el refrigerante que fluye fuera del radiador, y

40 un evaporador que hace que el refrigerante que fluye fuera del compresor evapore, hace que el refrigerante absorba un calor para descargarlo en un lado de succión del compresor,  
en el que una presión de refrigerante de un lado de alta presión se controla de manera que una diferencia de temperatura ( $\Delta t$ ) entre el refrigerante que fluye fuera del radiador y el fluido de suministro de agua caliente que fluye en el mismo se convierte en una diferencia de temperatura predeterminada ( $\Delta T_0$ ). (Por ejemplo, referirse al documento de patente 2). En este ejemplo de la técnica anterior, se puede mejorar una eficiencia de intercambio de calor del radiador para mejorar la eficiencia de una bomba de calor.

45

[Documento de Patente 1] Gaceta de Patentes Japonesa No. 3601369 (p. 6; Fig. 1)

[Documento de Patente 2] Gaceta de Patentes Japonesa No. 3227651 (pp. 1-3; Fig. 2).

**Sumario de la invención**

50 Problema a resolver por la invención

5 Ambos de los ejemplos anteriores de la técnica anterior controlan las condiciones del refrigerante de manera que una temperatura de descarga del compresor o una diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ) entre el refrigerante que fluye fuera del radiador y el fluido de suministro de agua caliente que fluye en el mismo se convierte en un valor objetivo para lograr una operación eficiente. Sin embargo, había un problema que en las inmediaciones donde una eficiencia (COP) del ciclo de refrigerante se convierte en máxima, un control basado solo en un lado de entrada (la temperatura de descarga anterior) del radiador o un lado de salida (la diferencia de temperatura  $\Delta t$  anterior) es difícil lograr unas condiciones de operación estables y eficientes porque los cambios en la temperatura de descarga o la diferencia de temperatura  $\Delta T$  son pequeños. Además, puesto que no se está considerando una operación con un intercambiador de calor interno en el circuito refrigerante, el problema consistía en que era muy difícil controlar y lograr condiciones de operación estables y eficientes.

10 La presente invención tiene como finalidad resolver los problemas anteriores de la técnica anterior. El objetivo es obtener un aparato de ciclo de refrigerante que pueda lograr de manera estable condiciones de operación eficientes controlando los valores de operación en base a las condiciones estándar del radiador y las condiciones de salida del radiador para que sean un valor objetivo.

15 Medios para resolver el problema

Con el fin de resolver los problemas anteriores, el aparato de ciclo de refrigerante de acuerdo con la presente invención incluye al menos un compresor, un radiador, medios de descompresión que pueden cambiar un grado abierto, un absorbedor de calor, un intercambiador de calor interno que realiza el intercambio de calor entre un refrigerante en una salida del radiador y el refrigerante en la salida del absorbedor de calor. El aparato de ciclo de refrigerante está caracterizado por que se proporcionan al menos primeros medios de detección de las condiciones del refrigerante para detectar las condiciones estándar del radiador y segundos medios de detección de las condiciones del refrigerante para detectar las condiciones del refrigerante entre una salida del radiador y una entrada lateral de alta presión de un intercambiador de calor interno, y un grado de apertura de medios de descompresión es controlado de manera que un valor de cálculo calculado en base a los primeros medios de detección de las condiciones del refrigerante y la salida de los segundos medios de detección de las condiciones del refrigerante se convierte en un valor objetivo.

**Efecto de la invención**

De acuerdo con la presente invención, se controla el grado de apertura de la válvula de expansión de manera que el GOP se convierta en máximo en base a condiciones estándar de las condiciones del radiador y las condiciones del refrigerante de la parte de salida del radiador, por lo que puede obtenerse un aparato de ciclo de refrigerante que puede lograr de manera estable una operación eficiente.

**Breve descripción de los dibujos**

[Fig. 1] La Fig. 1 es un diagrama que muestra una configuración de un aparato de ciclo de refrigerante de acuerdo con la presente invención;

35 [Fig. 2] La Fig. 2 es un diagrama que muestra un comportamiento de operación en un diagrama P-h de la presente invención.

[Fig. 3] La Fig. 3 es un diagrama que muestra una distribución de temperatura de un refrigerante y de agua en un intercambiador de calor de agua de la presente invención.

40 [Fig. 4] La Fig. 4 es un diagrama que muestra las condiciones del ciclo frente a un grado de apertura de la válvula de expansión de la presente invención.

[Fig. 5] La Fig. 5 es un diagrama que muestra los cambios en cada valor de cálculo, la capacidad de calentamiento, y el GOP frente a un grado de apertura de la válvula de expansión de la presente invención.

[Fig. 6] La Fig. 6 es un diagrama que muestra los cambios en otro valor de cálculo, la capacidad de calentamiento, el COP árido frente a un grado de apertura de la válvula de expansión de la presente invención.

45 [Fig. 7] La Fig. 7 es un diagrama de flujo del control de la presente invención.

Descripciones de códigos y símbolos

- 1 Compresor
- 2 Radiador (intercambiador de calor de agua)
- 3 Válvula de expansión
- 50 4 Absorbedor de calor (evaporador)

- 5 Intercambiador de calor interno
- 20 Bomba lateral para el suministro de agua caliente
- 21 Depósito de almacenamiento de agua caliente
- 22 Bomba lateral de uso
- 5 23, 24, 25 Válvula de encendido-apagado
- 29 Ventilador
- 30, 31, 32, 33, 41, 42, 52 Medios de detección de temperatura
- 35, 51 Medios de detección de presión
- 40 Controlador
- 10 50 Aparato de fuente de calor
- 60 Aparato de almacenamiento de agua caliente

Mejor modo de llevar a cabo la invención

La Fig. 1 muestra un diagrama de configuración del aparato de ciclo de refrigerante de acuerdo con la INVENCION. En la figura, el aparato de ciclo de refrigerante de acuerdo con el presente modo de realización es un aparato de suministro de agua caliente que usa dióxido de carbono (en lo sucesivo, CO<sub>2</sub>) como refrigerante, compuesto de un aparato de fuente de calor 50, un aparato de almacenamiento de agua caliente 60, y un controlador 40 para controlar estos. Muestra un ejemplo del aparato de suministro de agua caliente, sin embargo, no se limita al mismo. El aparato puede ser un acondicionador de aire. De la misma manera, el refrigerante no se limita a dióxido de carbono, sino que también se puede usar un refrigerante HFC.

El aparato de fuente de calor 50 se compone de un compresor 1 para comprimir el refrigerante, un radiador 2 (en lo sucesivo "intercambiador de calor de agua") para sacar calor de un refrigerante comprimido a alta presión y a alta temperatura, en el compresor 1, un intercambiador de calor interno 5 para enfriar aún más la salida de refrigerante desde el intercambiador de calor de agua 2, un descompresor 3 (en lo sucesivo "válvula de expansión") que descomprime el refrigerante y cuyo grado de apertura se puede cambiar, un absorbedor de calor 4 (en lo sucesivo "evaporador") para evaporar el refrigerante descomprimido en la válvula de expansión 3, y un intercambiador de calor interno 5 para calentar aún más el refrigerante que fluye fuera del evaporador 4. Es decir, el intercambiador de calor interno 5 es un intercambiador de calor que intercambia el refrigerante según el calor en una salida del intercambiador de calor de agua 2 con el refrigerante en la salida del evaporador 4. Se proporciona un ventilador 29 para enviar aire sobre una superficie exterior del evaporador 4. También se proporcionan primeros medios de detección de temperatura 30 para detectar una temperatura de descarga del compresor 1, segundos medios de detección de temperatura 31 para detectar una temperatura de salida del intercambiador de calor de agua 2, quintos medios de detección de temperatura 32 para detectar una temperatura del refrigerante de entrada del evaporador 4, y sextos medios de detección de temperatura 33 para detectar una temperatura de succión del compresor 1. Además, los primeros medios de detección de temperatura 30 y los segundos medios de detección de temperatura 31 se corresponden con unos primeros medios de detección de condiciones del refrigerante y unos segundos medios de detección de las condiciones del refrigerante, respectivamente, en un ejemplo de control en la Fig. 7 a describir más tarde.

Un aparato de almacenamiento de agua caliente 60 está conectado con el intercambiador de calor de agua 2, que es un radiador, a través de tuberías, que está compuesto de una bomba lateral de la fuente de calor 20, un depósito de almacenamiento de agua caliente 21, una bomba de uso lateral 22, y de válvulas de encendido-apagado 23, 24, 25. Aquí, las válvulas de encendido-apagado 23, 24, 25 pueden ser una válvula simple para cambiar la operación o de una válvula variable de apertura. Cuando el nivel de agua del depósito de almacenamiento de agua caliente 21 cae, las válvulas de encendido-apagado 24, 25 se cierran, la válvula de encendido-apagado 23 se abre, y la operación para el almacenamiento de agua caliente se realiza de manera que el agua suministrada se calienta hasta una temperatura predeterminada. Cuando una pérdida de disipación de calor es grande y la temperatura en el depósito de almacenamiento de agua caliente 21 disminuye, tal como en invierno, se cierran las válvulas de encendido-apagado 23, 25, se abre la válvula de encendido-apagado 24, y se realiza la operación de calentamiento por circulación de manera que el agua caliente a baja temperatura en el depósito de almacenamiento de agua caliente 21 se vuelve a hervir. En el momento de usar el suministro de agua caliente, las válvulas de encendido-apagado 23, 24 están cerradas, se abre la válvula de encendido-apagado 25, y la bomba lateral de uso 22 empieza a funcionar para transferir el agua caliente almacenada al lado en uso. En un lado de entrada del intercambiador de calor de agua 2, el tercer medio de detección de temperatura 41 está fijado para detectar una temperatura de entrada de un medio (agua) a calentar. En un lado de salida del intercambiador de calor de agua 2, el cuarto medio de detección de temperatura 42 está fijado para detectar una temperatura de salida de un medio (agua) a calentar.

Un controlador 40 realiza cálculos usando valores detectados de los primeros medios de detección de temperatura 30, segundos medios de detección de temperatura 31, quintos medios de detección de temperatura 32, sextos medios de detección de temperatura 33, terceros medios de detección de temperatura 41 y cuartos medios de detección de temperatura 42 para controlar un grado de apertura de la válvula de expansión 3, una velocidad de rotación del compresor 1, y la velocidad de rotación de la bomba lateral de suministro de agua caliente 20, respectivamente.

La Fig. 2 es un diagrama P-h que describe condiciones de ciclo durante la operación de almacenamiento de agua caliente en el aparato de ciclo de refrigerante mostrado en la Fig. 1. En la Fig. 2, las líneas continuas denotan condiciones de refrigerante en un cierto grado de apertura de la válvula de expansión y A, B, C, D, y E denotan condiciones del refrigerante en la operación del almacenamiento de agua caliente. En el momento de la operación del almacenamiento de agua caliente, un refrigerante de alta presión a alta temperatura (A) descargado desde el compresor 1 fluye hasta entrar en el intercambiador de calor de agua 2. En el intercambiador de calor de agua 2, el refrigerante calienta el agua suministrada mientras disipa calor hacia el agua que circula en el circuito de almacenamiento de agua caliente para disminuir la propia temperatura. Un refrigerante (B) que fluye fuera del intercambiador de calor de agua 2 disipa el calor en el intercambiador de calor interno 5 para disminuir aún más (C) la temperatura, siendo descomprimido (D) por la válvula de expansión 3 para convertirse en un refrigerante de baja temperatura y de baja presión. El refrigerante de baja temperatura y de baja presión absorbe calor del aire en el evaporador 4 para evaporarlo (E). El refrigerante que fluye fuera del evaporador 4 se calienta en el intercambiador de calor interno 5 para convertirse en un gas (F) y es succionado por el compresor 1 para formar un ciclo de refrigerante.

Aquí, la válvula de expansión 3 es controlada de manera que un grado de sobrecalentamiento de succión del compresor 1 se convierte en un valor objetivo (por ejemplo, de 5 a 10 °C). Específicamente, en base a un valor de detección de los quintos medios de detección de temperatura 32 que detectan una temperatura del refrigerante de entrada del evaporador 4, se corrige una cantidad de disminución de temperatura debido a una pérdida de presión en el evaporador 4 y el intercambiador de calor interno 5, se estima una temperatura de succión (ET), se calcula un grado de sobrecalentamiento de succión  $SH_s$  mediante la siguiente fórmula usando un valor de detección ( $T_s$ ) de los sextos medios de detección de temperatura 33 que detectan una temperatura de succión del compresor 1.

$$SH_s = T_s - ET$$

Usando la fórmula anterior, se controla un grado de apertura de la válvula de expansión 3 para que  $SH_s$  se convierta en un valor objetivo. Se da un ejemplo en el que se estima una temperatura de evaporación (ET) en base al valor de detección de los quintos medios de detección de temperatura 32, sin embargo, no se limita al mismo. Se instala un medio de detección de presión (segundo medio de detección de presión) 51 (referirse a la Fig. 1) entre una salida lateral de baja presión del intercambiador de calor interno 5 y la entrada del compresor 1, y del valor de detección, se puede obtener una temperatura de saturación del refrigerante. Un control del grado de sobrecalentamiento de succión precede a otro control de operación de alta eficiencia, ya que una función para impedir el retorno de líquido del compresor 1 precede a una función para operar de manera eficiente el intercambiador de calor de agua 2 con la finalidad de asegurar la fiabilidad de los equipos.

A continuación, la operación en el diagrama P-h, cuando el grado de apertura de la válvula de expansión 3 se hace más pequeño, se representa por líneas discontinuas en la Fig. 2. Cuando el grado de apertura de la válvula de expansión 3 se hace más pequeño, la cantidad de flujo de refrigerante que fluye desde la válvula de expansión 3 al evaporador 4 disminuye y el grado de succión de sobrecalentamiento del compresor 1 aumenta temporalmente. Además, dado que los cambios de refrigerante lateral de alta presión, la presión sobre el lado de alta presión aumenta y una temperatura de descarga se convierte en alta. Al mismo tiempo, una temperatura de salida del intercambiador de calor de agua disminuye de manera que una diferencia de temperatura en este se convierte en constante. Cuando la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua disminuye, una cantidad de intercambio de calor en el intercambiador de calor interno 5 disminuye, y como resultado, el grado de sobrecalentamiento de succión se convierte en casi el mismo estado que el de antes de que grado de apertura de la válvula de expansión 3 se hiciera más pequeño para indicar un valor constante. Es decir, un cambio en el grado de apertura de la válvula de expansión 3 es absorbido por la cantidad de intercambio de calor del intercambiador de calor interno 5 (la cantidad de intercambio de calor varía en respuesta al grado de apertura de la válvula de expansión 3) para hacer pequeño el cambio en el grado de sobrecalentamiento de succión. De acuerdo con ello, el control del grado de sobrecalentamiento de succión del compresor 1 por sí solo no puede asegurar la capacidad de calentamiento en el intercambiador de calor de agua 2 y la eficiencia disminuye. Por lo tanto, se requiere un nuevo control con el fin de asegurar la capacidad de calentamiento y mejorar la eficiencia de operación.

A continuación, se darán descripciones de por qué un valor local máximo se produce en el rendimiento (COP) usando una distribución de temperatura en el intercambiador de calor de agua que se muestra en la Fig. 3.

La Fig. 3 muestra una distribución de la temperatura del refrigerante y el agua en el intercambiador de calor de agua 2. En la figura, las líneas continuas gruesas muestran un cambio en la temperatura del refrigerante, y las líneas continuas finas denotan un cambio en la temperatura del agua.  $\Delta T1$  denota una diferencia de temperatura entre la temperatura de entrada del intercambiador de calor de agua y la temperatura de salida de agua, y  $\Delta T2$  denota una

diferencia de temperatura entre la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua y la temperatura de entrada de agua.  $\Delta T_p$  es una diferencia de temperatura en un punto pico, donde la diferencia de temperatura entre un refrigerante y el agua en el intercambiador de calor de agua 2 se convierte en mínima.  $\Delta T$  denota una diferencia de temperatura entre la temperatura de entrada del intercambiador de calor de agua y la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua. Como se muestra por un estado de ciclo frente al grado de apertura de la válvula de expansión en la Fig. 4, cuando una temperatura de descarga se incrementa disminuyendo el grado de apertura de la válvula de expansión 3, siempre y cuando la capacidad de calentamiento en el intercambiador de calor de agua 2 sea casi constante, la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua 2 disminuye de manera que se pueda mantener una diferencia de temperatura promedio del refrigerante y agua en el intercambiador de calor de agua 2, y la diferencia de temperatura  $\Delta T_p$  en el punto pico también disminuye. Además, como la cantidad de refrigerante se desplaza hacia un lado de alta presión, una presión de descarga se eleva para aumentar una entrada y el COP se reduce. Por el contrario, cuando el grado de apertura de la válvula de expansión 3 se hace grande y la temperatura de descarga se baja, la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua 2 aumenta de manera que se mantiene una diferencia de temperatura promedio entre el refrigerante y el agua en el intercambiador de calor de agua 2. La diferencia de temperatura  $\Delta T_p$  en el punto pico también aumenta, sin embargo, la proporción de capacidad de calentamiento se convierte en más pequeña y el COP se reduce. En consecuencia, como se muestra mediante las líneas discontinuas en la figura, existe un grado de apertura de expansión adecuado que hace que el COP alcance su valor máximo.

A continuación, la Fig. 5 muestra los cambios en los valores de operación obtenidos a partir de la temperatura de cada parte, cuando el grado de apertura de la válvula de expansión 3 cambia. En la Fig. 5; el eje horizontal representa el grado de apertura (%) de la válvula de expansión 3, y el eje vertical representa el grado de sobrecalentamiento de succión, la temperatura de descarga, diferencia de temperatura  $\Delta T_2$  entre la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua y la temperatura de la entrada de agua, la proporción de capacidad de calentamiento y la proporción de COP. La proporción de capacidad de calentamiento y la proporción de COP muestran una proporción cuando se establece un valor máximo frente al grado de apertura de la válvula de expansión como 100 %, respectivamente. Frente a los cambios en el grado de apertura de la válvula de expansión 3, los cambios en el grado de sobrecalentamiento de succión pueden ser considerados como prácticamente un valor constante, de manera que se entiende que los cambios en la proporción de capacidad de calentamiento y la proporción de COP no pueden ser juzgados por el grado de sobrecalentamiento de succión. Al controlar el COP para que sea máximo en base a la diferencia de temperatura  $\Delta T_2$  entre la temperatura de descarga y la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua y la temperatura de la entrada de agua, los cambios en la temperatura de descarga y la diferencia de temperatura  $\Delta T_2$  son pequeños en las inmediaciones del grado de apertura de la válvula de expansión cuando el COP alcanza el máximo como se muestra mediante una línea discontinua en la figura, de manera que se encontró que se requiere una medición de temperatura de alta precisión para controlar el COP para que sea máximo.

A continuación, la Fig. 6 muestra cambios en otros valores de operación obtenidos a partir de las temperaturas de cada parte cuando se cambia el grado de apertura de la válvula de expansión 3. En la Fig. 6, el eje horizontal representa el grado de apertura (%) de la válvula de expansión 3. El eje vertical representa una diferencia de temperatura  $\Delta T_{hx}$  de la salida / entrada del intercambiador de calor interno, una diferencia de temperatura  $\Delta T$  entre una temperatura de descarga y una temperatura de salida del intercambiador de calor de agua, una diferencia de temperatura total  $\sum \Delta T$  de la anterior  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$ , la capacidad de calentamiento, y la proporción de COP, respectivamente. Las características de la Fig. 6 muestran que la operación se puede realizar en las inmediaciones donde el COP se convierte en máximo, ya sea controlando una cantidad de intercambio de calor del intercambiador de calor interno 5 en base a la diferencia de temperatura  $T_{hx} \Delta$  entre la salida y la entrada del intercambiador de calor interno o controlando la cantidad de intercambio de calor del intercambiador de calor de agua 2 en base a la diferencia de temperatura total  $\sum \Delta T$  de  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  del intercambiador de calor de agua 2. Además, la diferencia de temperatura  $\Delta T$  entre la temperatura de descarga y la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua cambia de manera significativa en las inmediaciones del grado de apertura de la válvula de expansión al que el COP se convierte en máximo, por lo que se entiende que una desviación del valor máximo del COP podría ser controlada para que sea pequeña en base a la diferencia de temperatura  $\Delta T$ . Aquí solo se muestra el caso de la diferencia de temperatura  $\Delta T$ , sin embargo, el mismo efecto se puede esperar controlando en base a la diferencia ( $\Delta T_1 - \Delta T_2$ ) de las diferencias de temperatura  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$ .

Por lo tanto, es posible lograr una operación en las inmediaciones de la máxima eficiencia adoptando una temperatura de salida lateral de alta presión del intercambiador de calor interno 5 para  $A T_{hx}$ , la temperatura de descarga para  $A T$ , y la temperatura de descarga y las temperaturas de salida/entrada del lado de agua para  $\sum \Delta T$ .

Como se entiende a partir de la Fig. 6, una diferencia de temperatura total de  $\sum \Delta T$  de la diferencia de temperatura  $\Delta T_1$  entre la temperatura de entrada del intercambiador de calor de agua y la temperatura de salida de agua y la diferencia de temperatura  $\Delta T_2$  entre la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua y la temperatura de entrada de agua se convierte en un mínimo. El control basado en un índice de este tipo tiene un significado físico y es razonable. Sin embargo, se requiere una detección de temperatura de alta precisión, porque el cambio de la temperatura es pequeño en las inmediaciones donde el COP se convierte en un máximo en comparación con la diferencia de temperatura  $\Delta T$ . Además, en la Fig. 3, se considera que cuando el COP se convierte en un valor máximo, una diferencia de temperatura  $\Delta T_p$  en un punto pico es casi la misma que la de  $\Delta T_2$  entre la temperatura

de salida del intercambiador de calor de agua y la temperatura de entrada de agua. Esto se debe a que se muestra un rendimiento máximo cuando dos diferencias de temperatura que se convierten en mínimas en el intercambiador de calor de agua 2 se convierten en iguales sin ser parciales a ninguna de ellas al considerar las características del intercambiador de calor. En consecuencia, es permisible controlar la válvula de expansión 3 a fin de hacer que  $\Delta T_p$  y  $\Delta T_2$  sean iguales.

A continuación, se darán descripciones de un ejemplo de una operación de control del aparato de ciclo de refrigerante de la Fig. 1 en el que se controla un grado de apertura de la válvula de expansión a fin de conseguir un grado de sobrecalentamiento de succión y que la diferencia de temperatura  $\Delta T$  anterior converja en valores objetivo.

La Fig. 7 es un diagrama de flujo que muestra una operación de control del aparato de ciclo de refrigerante. Con la presente invención, con el fin de dar prioridad a la fiabilidad de los productos, el control del grado de sobrecalentamiento de succión (SHs) del compresor 1 precede al control de la diferencia de temperatura  $\Delta T$  para asegurar la capacidad de calentamiento.

En primer lugar, cuando el grado de sobrecalentamiento de succión (SHs) es menor que un valor objetivo (SHM) por un rango de convergencia  $\Delta SH$  preestablecido o menos (S101), el grado de apertura de la válvula de expansión se reduce hasta que el grado de sobrecalentamiento de succión (SHs) converge. Por lo tanto, cuando se asegura el grado de sobrecalentamiento de succión (SHs), la diferencia de temperatura  $\Delta T$  se hace converger en el valor objetivo. Específicamente, cuando la diferencia de temperatura  $\Delta T$  es menor que un valor objetivo ( $\Delta T_m$ ) por un rango de convergencia preestablecido  $\delta T$  o menos (S102), el grado de apertura de expansión se baja y se hace converger  $\Delta T$ . Por lo tanto, los valores límite más bajos del grado de sobrecalentamiento de succión (SHs) y la diferencia de temperatura  $\Delta T$  se pueden suprimir.

A continuación, cuando el grado de sobrecalentamiento de succión (SHs) es mayor que el valor objetivo (SHm) por un rango de convergencia preestablecido  $\Delta SH$  o más (S103), el grado de apertura de la válvula de expansión se incrementa hasta que el grado de sobrecalentamiento de succión (SHs) converge. Por lo tanto, cuando se hace converger el grado de sobrecalentamiento de succión (SHs), la diferencia de temperatura  $\Delta T$  se hace converger en el valor objetivo. Específicamente, cuando la diferencia de temperatura  $\Delta T$  es mayor que el valor objetivo ( $\Delta T_m$ ) por un rango de convergencia preestablecido  $\delta T$  o más (S104), el grado de apertura de expansión se incrementa y se hace converger  $\Delta T$ . Por lo tanto, los valores límite superiores del grado de sobrecalentamiento de succión (SHs) y la diferencia de temperatura  $\Delta T$  pueden ser suprimidos. Se muestra un ejemplo en el que se da una prioridad para controlar el grado de sobrecalentamiento de succión, sin embargo, no se limita al mismo al usar un compresor que es resistente al retorno de líquidos. El mismo efecto se puede esperar incluso cuando se cambia el orden de la prioridad. A través del control anterior, el grado de sobrecalentamiento de succión (SHs) y la diferencia de temperatura  $\Delta T$  se hacen converger en los valores objetivo.

En lo anterior, se dan descripciones para un ejemplo en el que el grado de sobrecalentamiento de succión (SHs) y la diferencia de temperatura  $\Delta T$  se controlan para converger en los valores objetivo (SHm,  $\Delta T_m$ ), sin embargo, es admisible que, en lugar de la diferencia de temperatura  $\Delta T$ , una diferencia de temperatura total  $\sum \Delta T$  de  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$ , se puede usar una diferencia entre  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  ( $\Delta T_1 - \Delta T_2$ ), o  $\Delta Thx$  para controlarlas y que converjan en un valor objetivo, respectivamente. Al usar  $\sum \Delta T$  y ( $\Delta T_1 - \Delta T_2$ ), estas se obtienen calculando las temperaturas en los primeros medios de detección de temperatura 30, segundos medios de detección de temperatura 31, terceros medios de detección de temperatura 41, y cuartos medios de detección de temperatura 42. Al usar  $\Delta Thx$ , se acopla un medio de detección de temperatura en la salida del intercambiador de calor interno 52 (consulte la Fig. 1) entre una salida del lado de alta presión del intercambiador de calor interno 5 y una entrada de la válvula de expansión 3, la diferencia de temperatura  $\Delta Thx$  se obtiene a partir de una temperatura de detección en los segundos medios de detección de temperatura 31 y los medios de detección de temperatura de salida del intercambiador de calor interno 52.

Dado que, en la INVENCION, además del control del grado de sobrecalentamiento de succión del compresor, el grado de apertura de la válvula de expansión se hace para ser controlado de manera que el COP se convierte en máximo en base a una diferencia de temperatura  $\Delta T_1 - \Delta T_2$  entre la temperatura de descarga y la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua, y se puede obtener un aparato de ciclo de refrigerante de alta eficiencia.

Se obtiene una temperatura de saturación del refrigerante (ET) en base a una salida de los quintos medios de detección de temperatura 32 o medios de detección de presión, el grado de sobrecalentamiento de succión (SHs) se obtiene mediante la temperatura de detección ( $T_s$ ) de los sextos medios de detección de temperatura y la temperatura de saturación del refrigerante (ET), y el grado de apertura de la válvula de expansión se controla de manera que el grado de sobrecalentamiento de succión (SHs) se convierta en un valor objetivo, de manera que se asegura el grado de sobrecalentamiento de la parte de succión del compresor 1, se previene el retorno de líquido al compresor 1 y se puede asegurar la fiabilidad. En el ejemplo de la Fig. 1, se dan descripciones para un ejemplo en el que el quinto medio de detección de temperatura 32 está dispuesto entre la válvula de expansión 3 y el evaporador 4, puede estar dispuesto en cualquier posición entre la entrada del evaporador 4 y una entrada lateral de baja presión del intercambiador de calor interno 5.

En la presente INVENCION, al controlar el grado de sobrecalentamiento y la diferencia de temperatura anterior  $\Delta T1 - \Delta T2$  el control del grado de sobrecalentamiento precede al control de las diferencias de temperatura anteriores. Desde este punto, la fiabilidad del compresor 1 está asegurada.

5 En la presente INVENCION, el radiador está compuesto por el intercambiador de calor de agua, de manera que puede obtenerse un aparato de suministro de agua caliente de alta eficiencia.

En dichos aparatos de ciclo de refrigerante mencionados anteriormente se pueden proporcionar sextos medios de detección de temperatura para detectar la temperatura del refrigerante entre una salida lateral de baja presión de dicho intercambiador de calor interno y una entrada de dicho compresor;

10 el grado de sobrecalentamiento de una parte de succión del compresor se puede calcular a partir de una temperatura de saturación del refrigerante en un punto de detección de dichos sextos medios de detección de temperatura y una temperatura de detección mediante dichos sextos medios de detección de temperatura, y

el grado de apertura de dichos medios de descompresión se puede controlar de manera que dicho grado de sobrecalentamiento se convierte en el valor objetivo.

En dicho aparato de ciclo de refrigerante mencionado previamente

15 se pueden proporcionar segundos medios de detección de presión entre la salida lateral de baja presión de dicho intercambiador de calor interior y la entrada de dicho compresor y

dicha temperatura de saturación del refrigerante se puede calcular en base a un valor de detección de dichos segundos medios de detección de presión.

20 En dichos aparatos de ciclo de refrigerante quintos medios de detección de temperatura pueden estar dispuestos entre la entrada de dicho absorbedor de calor y la entrada lateral de baja presión de dicho intercambiador de calor interno y

dicha temperatura de saturación del refrigerante se puede calcular en base a la temperatura de detección de dichos quintos medios de detección de temperatura.

25 En dicho aparato de ciclo de refrigerante se puede dar prioridad al control de dicho grado de sobrecalentamiento sobre dicha diferencia de temperatura.

En cualquiera de dichos aparatos de ciclo de refrigerante el radiador mencionado puede ser un intercambiador de calor que intercambia calor con agua.

En cualquiera de los aparatos de ciclo de refrigerante mencionados anteriormente se puede usar dióxido de carbono como un refrigerante.

30

REIVINDICACIONES

1. Un aparato de ciclo de refrigerante que comprende:

5 al menos un compresor (1), un radiador (2), medios de descompresión (3) que pueden cambiar un grado de apertura, un absorbedor de calor (4), un intercambiador de calor interno (5) que realiza intercambio de calor entre un refrigerante en una salida del radiador (2) y el refrigerante en una salida del absorbedor de calor (4), en el que se proporcionan primeros medios de detección de temperatura (30) para detectar una temperatura del refrigerante entre una salida del compresor (1) y una entrada del radiador (2) y segundos medios de detección de temperatura (31) para detectar la temperatura del refrigerante entre la salida del radiador (2) y una entrada lateral de alta presión del intercambiador de calor interno (5), terceros medios de detección de temperatura (41) para detectar una temperatura de entrada de un medio a calentar y cuartos medios de detección de temperatura (42) para detectar una temperatura de salida del medio a calentar, **caracterizado por que**

15 se controla un grado de apertura de los medios de descompresión (3) de manera que una diferencia ( $\Delta T1 - \Delta T2$ ) entre una segunda diferencia de temperatura ( $\Delta T1$ ) entre una temperatura de detección mediante los primeros medios de detección de temperatura (30) y la temperatura de detección mediante los cuartos medios de detección de temperatura (42) y una tercera diferencia de temperatura ( $\Delta T2$ ) entre la temperatura de detección mediante los segundos medios de detección de temperatura (31) y la temperatura de detección mediante los terceros medios de detección de temperatura (41) se convierte en un valor objetivo.

20 2. El aparato de ciclo de refrigerante de la reivindicación 1, en el que:

se proporciona un sexto medio de detección de temperatura (33) para detectar la temperatura del refrigerante entre una salida lateral de baja presión del intercambiador de calor interno (5) y una entrada del compresor (1),

25 se calcula un grado de sobrecalentamiento de una parte de succión del compresor a partir de una temperatura de saturación del refrigerante en un punto de detección de los sextos medios de detección de temperatura (33) y una temperatura de detección mediante los sextos medios de detección de temperatura (33), y el grado de apertura de los medios de descompresión (3) se controla de manera que el grado de sobrecalentamiento se convierte en el valor objetivo.

30 3. El aparato de ciclo de refrigerante de la reivindicación 2, en el que un segundo medio de detección de presión (51) está dispuesto entre la salida lateral de baja presión del intercambiador de calor interno (5) y la entrada del compresor (1) y la temperatura de saturación del refrigerante se calcula en base a un valor de detección del segundo medio de detección de presión (51).

35 4. El aparato de ciclo de refrigerante de la reivindicación 2, en el que el quinto medio de detección de temperatura (32) está dispuesto entre la entrada del absorbedor de calor (4) y la entrada lateral de baja presión del intercambiador de calor interno (5) y la temperatura de saturación del refrigerante se calcula en base a la temperatura de detección del quinto medio de detección de temperatura (32).

5. El aparato de ciclo de refrigerante de cualquiera de las reivindicaciones 2 a 4, en el que se da una prioridad a controlar el grado de sobrecalentamiento frente a la diferencia de temperatura.

40 6. El aparato de ciclo de refrigerante de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, en el que el radiador (2) es un intercambiador de calor que intercambia calor con agua.

7. El aparato de ciclo de refrigerante de una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, en el que se usa dióxido de carbono como un refrigerante.

FIG. 1

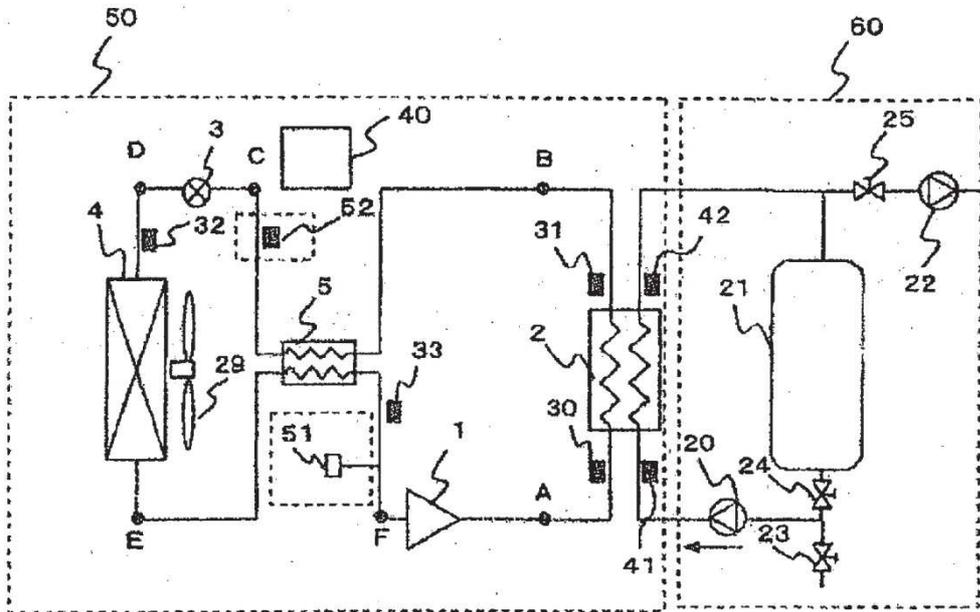


FIG. 2

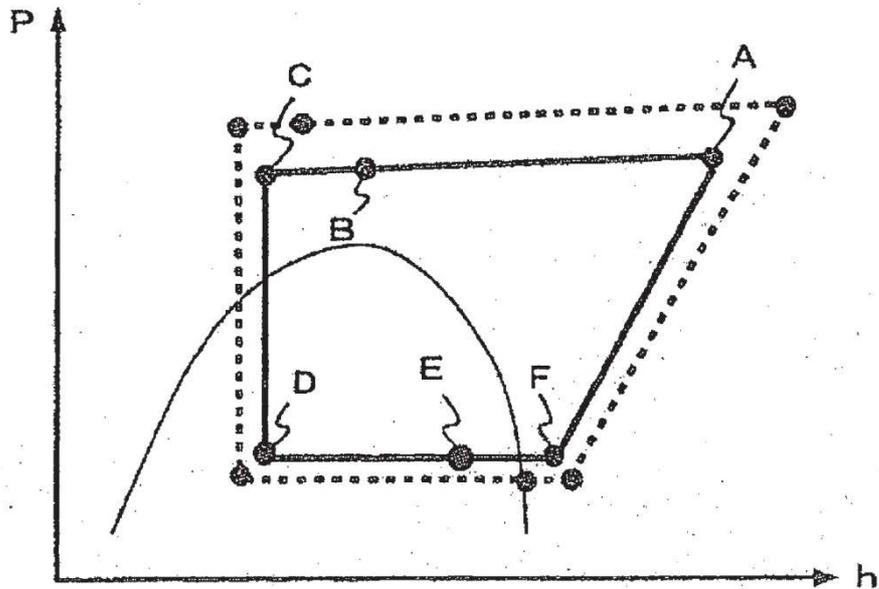


FIG. 3

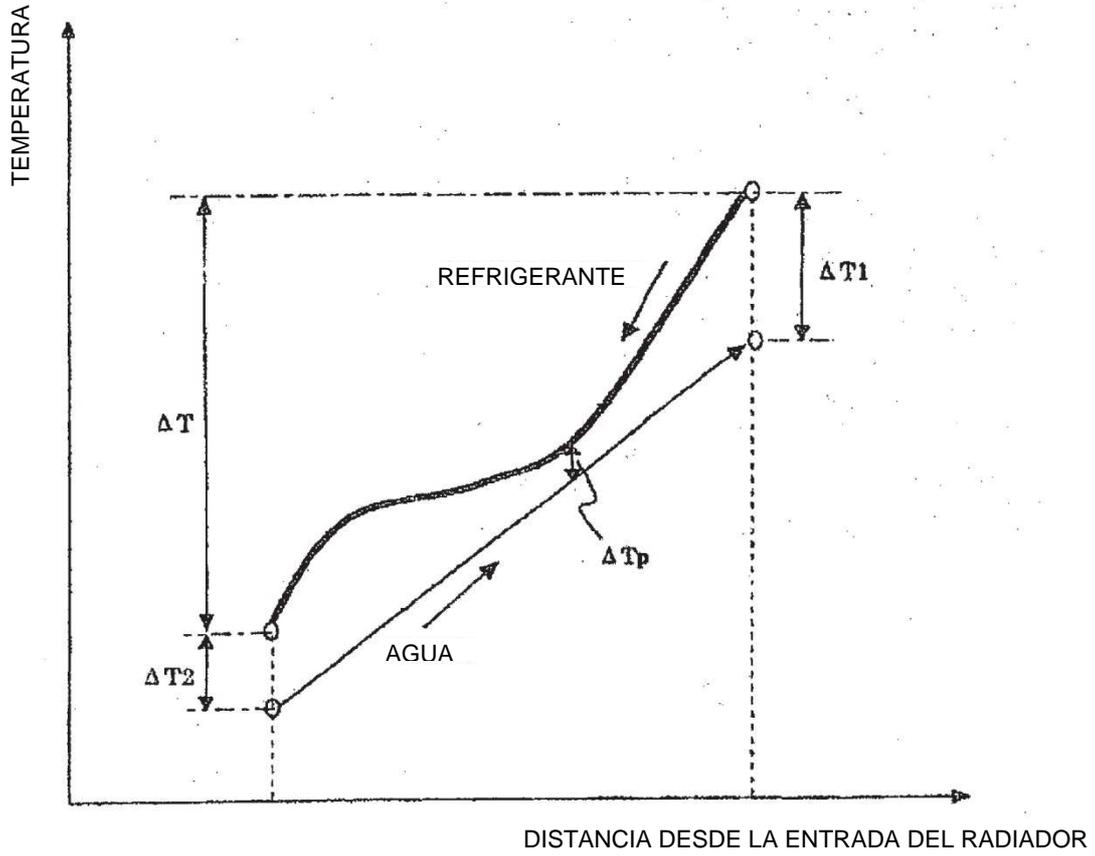


FIG. 4

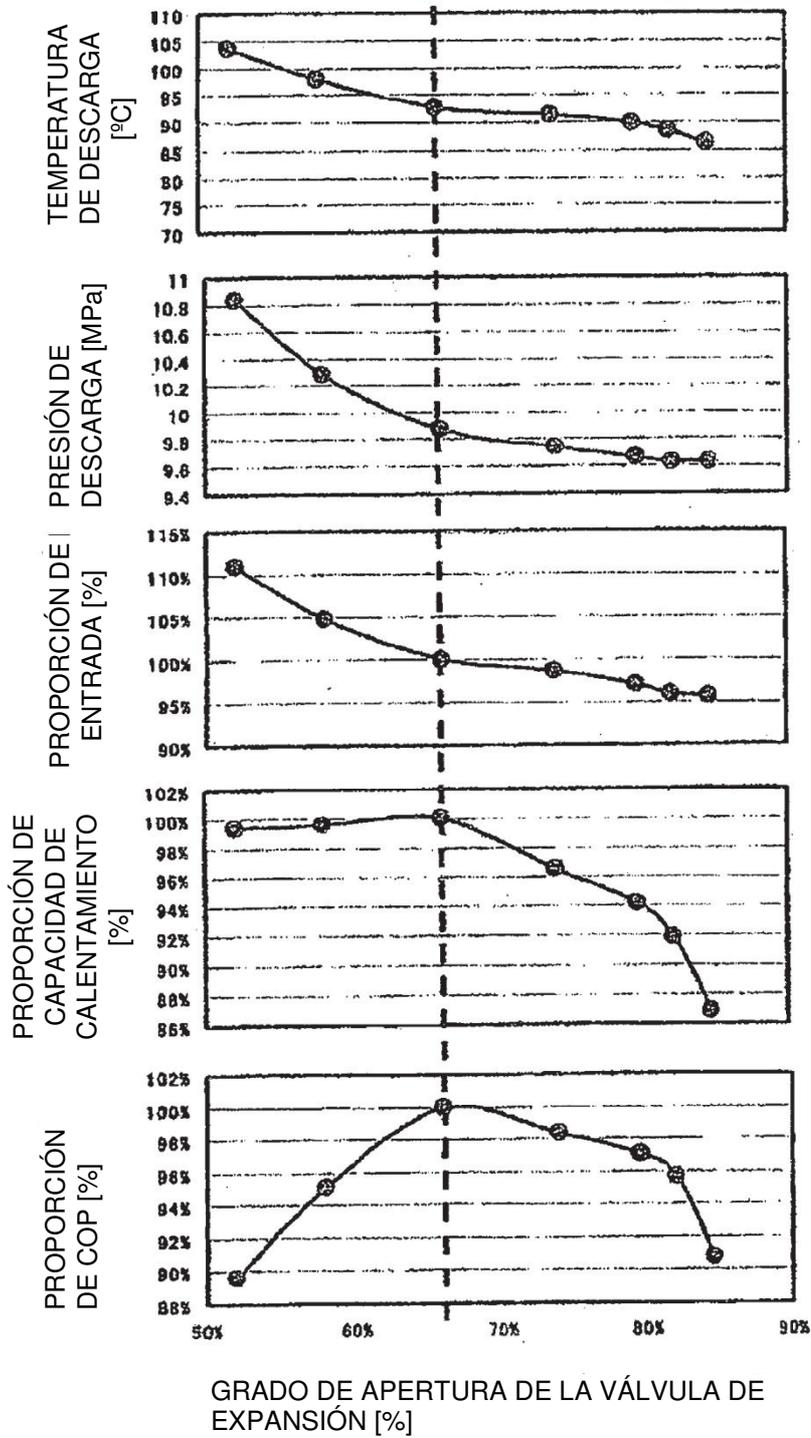


FIG. 5

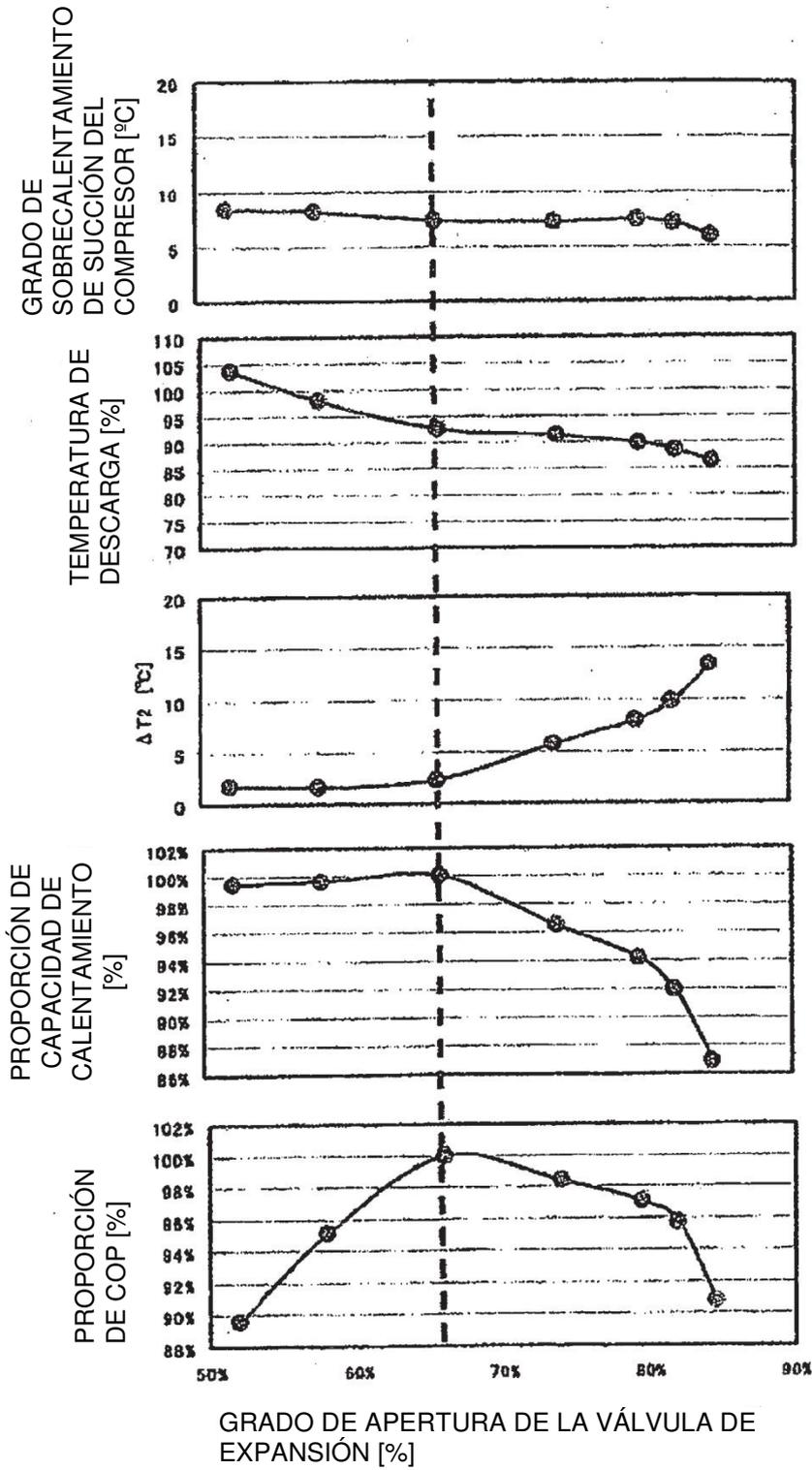


FIG. 6

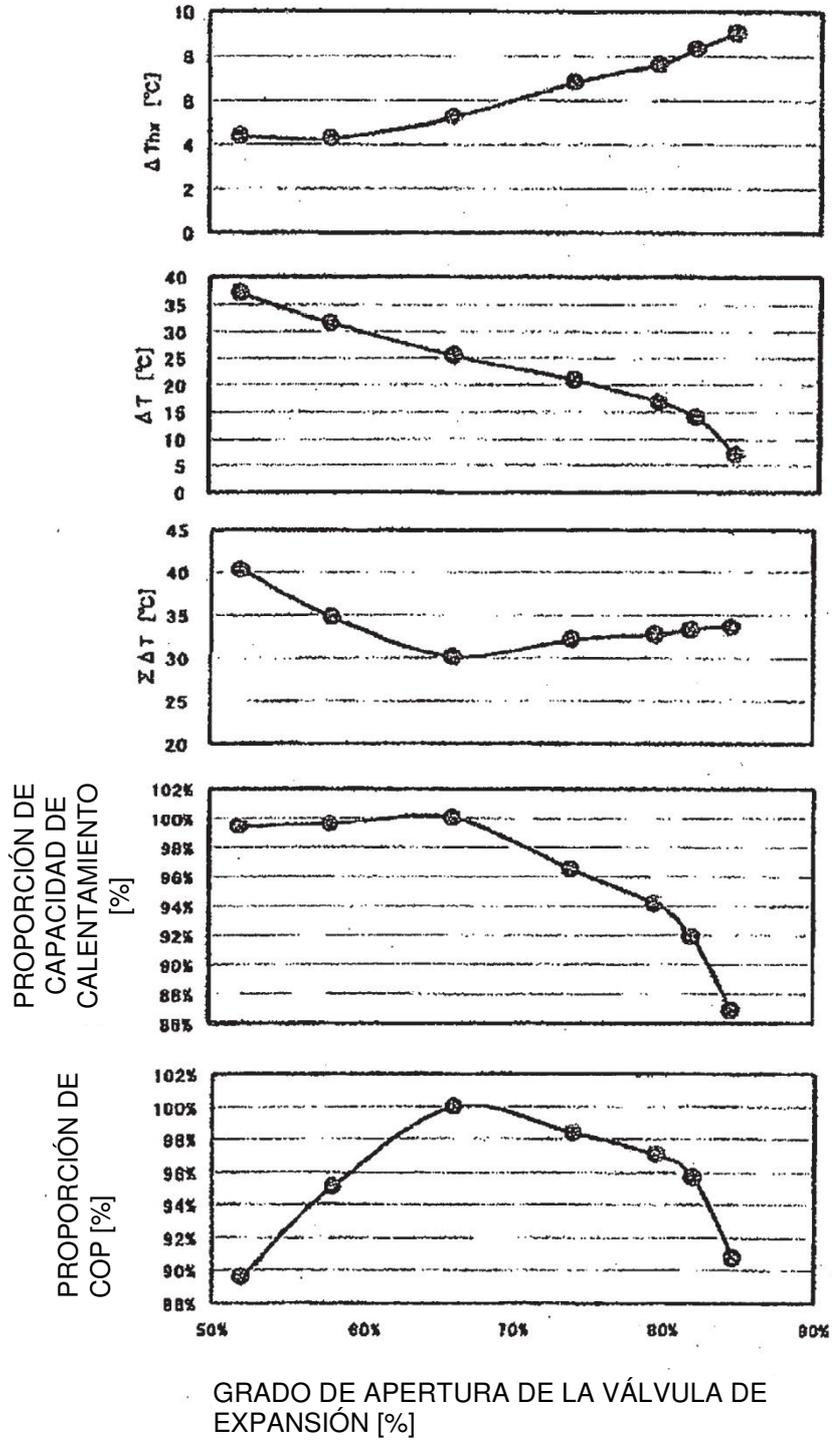


FIG. 7

