

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 605 462**

51 Int. Cl.:

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 13166596 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **26.10.2016** **EP 2647928**

54 Título: **Aparato de ciclo de refrigeración**

30 Prioridad:

30.11.2007 JP 2007310097

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

14.03.2017

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 2 605 462 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 refrigeración

Campo técnico

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

Antecedentes de la técnica

10 Las descripciones se darán en la técnica previa de la siguiente manera. Convencionalmente, se propone un aparato de suministro de agua caliente como un aparato de ciclo de refrigeración integrado tal como: un aparato de suministro de agua caliente que comprende un ciclo de refrigeración que incluye un compresor, un intercambiador de calor de suministro de agua caliente, una válvula de expansión electrónica y un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor cuya fuente de calor es un aire externo y un ciclo de suministro de agua caliente que incluye un intercambiador de calor de suministro de agua caliente y un tanque de suministro de agua caliente,

15 en el que debido a que el medio de control de capacidad que utiliza un compresor de tipo de capacidad variable, y controles de capacidad, se une el compresor en respuesta a cambios en las condiciones ambientales externas del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, se unen medios de control del grado de apertura de la válvula de expansión para controlar un grado de apertura de una válvula de expansión electrónica de modo que un compresor esté en un valor blanco en respuesta a los cambios en las condiciones ambientales externas (por ejemplo, una temperatura externa) del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor y el medio de control de la velocidad de rotación para controlar una velocidad de rotación del compresor para que sea un valor blanco en respuesta a los cambios en las condiciones ambientales externas del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, una apertura de la válvula de expansión electrónica se controla de modo de obtener que la temperatura de descarga del compresor sea un valor blanco en respuesta a los cambios en las condiciones ambientales externas (por ejemplo, una temperatura externa) del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, y la velocidad de rotación del compresor se controla para que sea un valor blanco en respuesta a los cambios en las condiciones ambientales externas del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, se puede obtener una condición operativa óptima en la que la capacidad de suministro de agua caliente y la carga de suministro de agua caliente también coinciden, y se puede mejorar un coeficiente de rendimiento (COP) y se hace posible la reducción del tamaño de elementos tal como un intercambiador de calor. (Por ejemplo, referirse al Documento de patente 1 o US 2003/0061827)

20 También se propone un calentador de agua 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 del refrigerante en un lado de presión alta es igual o mayor de la presión crítica del refrigerante que comprende:

un compresor,

35 un radiador que realiza intercambio de calor entre un refrigerante descargado del compresor y un fluido de suministro de agua caliente y se configura de modo que un flujo de refrigerante y el fluido del fluido del suministro de agua caliente fluyen opuestos,

un descompresor para descomprimir el refrigerante que fluye del radiador, y

40 un evaporador que hace que el refrigerante que fluye del compresor se evapore, hace que el refrigerante absorba calor para descargarlo en un lado de succión del compresor,

45 en el que una presión del refrigerante de un lado de alta presión se controla de modo que una diferencia de temperatura (ΔT) entre el refrigerante que fluye del radiador y el fluido del suministro de agua caliente que fluye en el mismo es una diferencia de temperatura predeterminada (ΔT_0). (Por ejemplo, referirse al Documento de patente 2) En este ejemplo de la técnica previa, la eficiencia del intercambio de calor del radiador se puede aumentar para mejorar la eficiencia de una bomba de calor.

[Documento de patente 1] Gaceta de Patente Japonesa N° 3601369 (pp. 6; Fig. 1)

[Documento de patente 2] Gaceta de Patente Japonesa N° 3227651 (pp.1 - 3; Fig. 2)

Síntesis de la invención

Problemas resueltos por la invención

50 Ambos ejemplos de la técnica anterior controlan las condiciones de refrigerante de manera que una temperatura de descarga del compresor o una diferencia de temperatura (ΔT) entre el refrigerante que fluye fuera del radiador y el

fluido de suministro de agua caliente que fluye en el mismo es un valor blanco para lograr una operación eficiente. Sin embargo, existía el problema de que en la vecindad donde una eficiencia (COP) del ciclo de refrigeración se hace 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 ΔT anterior) es difícil lograr condiciones de funcionamiento estables y eficientes porque los cambios en la temperatura de descarga o la diferencia de temperatura ΔT son pequeños. Además, debido a que no se considera una operación en la que existe un intercambiador de calor interno en el circuito refrigerante, hubo un problema que es difícil controlar para conseguir condiciones de funcionamiento estable y eficiente.

La presente invención se hace para resolver los problemas anteriores en la técnica anterior. El objeto es obtener un aparato de ciclo de refrigeración capaz de lograr en forma estable condiciones de operación eficientes mediante el control de los valores de operación basados en condiciones estándares del radiador y las condiciones de salida del radiador que sean un valor blanco.

Medios para resolver los problemas

A fin de resolver los problemas anteriores, el aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con la presente invención incluye al menos un compresor, un radiador, medio de descompresión capaz de cambiar un grado de apertura, un absorbente 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 absorbente de calor. El aparato de ciclo de refrigeración se caracteriza porque al menos proporcionan el primer medio de detección de las condiciones del refrigerante para detectar condiciones estándares del radiador y el segundo medio de detección de las condiciones del refrigerante para detectar las condiciones del refrigerante entre una salida del radiador y una entrada del lado de alta presión de un intercambiador de calor interno, y un grado de apertura del medio de descompresión se controla de modo que un valor de cálculo basado en una salida del primer medio de detección de las condiciones del refrigerante y la salida del segundo medio de detección de las condiciones del refrigerante es un valor blanco.

Efecto de la invención

De acuerdo con la presente invención, se controla el grado de apertura de la válvula de expansión de modo que el COP es máximo sobre la base de las condiciones estándares del radiador y refrigerante de la parte de salida del radiador, de modo que se puede obtener un aparato del ciclo refrigerante capaz de lograr 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 refrigeración de la presente invención.

[Fig. 2] La Fig. 2 es un diagrama que muestra un comportamiento de funcionamiento 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 agua en un intercambiador de calor de agua de la presente invención.

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

[Fig. 5] La Fig. 5 es un diagrama que muestra cambios en cada valor del cálculo, capacidad de calentamiento, y COP contra un grado de apertura de la válvula de expansión de la presente invención.

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

[Fig. 7] La Fig. 7 es un diagrama que muestra un cuadro 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

4 absorbente de calor (evaporador)

5 intercambiador de calor interno

20 bomba del lado de suministro de agua caliente

- 21 tanque de almacenamiento de agua caliente
- 22 bomba del lado de uso
- 23, 24, 25 Válvula de encendido / apagado
- 29 soplador
- 5 30, 31, 32, 33, 41, 42, 52 medio de detección de temperatura
- 35, 51 medio de detección de presión
- 40 controlador
- 50 aparato de fuente de calor
- 60 aparato de almacenamiento de agua caliente

10 Mejor modo de realizar la invención

Realización 1

La Fig. 1 muestra un diagrama de configuración del aparato de ciclo refrigerante de acuerdo con la invención. En la figura, el aparato de ciclo refrigerante de acuerdo con la presente realización es un aparato de suministro de agua caliente que usa dióxido de carbono (de aquí en adelante, CO₂) como un 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 al dióxido de carbono sino que se puede usar un refrigerante HFC.

El aparato de fuente de calor 50 está compuesto de un compresor 1 para comprimir el refrigerante, un radiador 2 (de aquí en adelante, denominado como "intercambiador de calor de agua") para sacar calor de una refrigerante de alta presión a alta temperatura comprimido en el compresor 1, un intercambiador de calor interno 5 para enfriar adicionalmente la salida del refrigerante del intercambiador de calor de agua 2, un descompresor 3 (de aquí en adelante, denominado como "válvula de expansión") que descomprime el refrigerante y cuyo grado de apertura se puede cambiar, un absorbente de calor 4 (de aquí en adelante, denominado como "evaporador") para evaporar el refrigerante descomprimido en la válvula de expansión 3, y un intercambiador de calor interno 5 para calentar adicionalmente el refrigerante salido del evaporador 4. Es decir, el intercambiador de calor interno 5 es un intercambiador de calor que intercambia calor con el refrigerante en una salida del intercambiador de calor de agua 2 con el refrigerante en la salida del evaporador 4. Se proporciona un soplador 29 para enviar aire en una superficie externa del evaporador 4. También se proporciona un primer medio de detección de temperatura 30 para detectar una temperatura de descarga del compresor 1, segundo medio de detección de temperatura 31 para detectar una temperatura de salida del intercambiador de calor de agua 2, quinto medio de detección de temperatura 32 para detectar una temperatura de entrada del refrigerante del evaporador 4, y sexto medio de detección de temperatura 33 para detectar la temperatura de succión del compresor 1. Además, el primer medio de detección de temperatura 30 y el segundo medio de detección de temperatura 31 corresponden a un primer medio de detección de las condiciones del refrigerante y segundo medio de detección de las condiciones del refrigerante respectivamente en un ejemplo del control en la Fig. 7 que se describirá más adelante.

Un aparato de almacenamiento de agua caliente 60 se conecta con el intercambiador de calor de agua 2, que es un radiador, mediante tuberías, que se compone de una bomba del lado de la fuente de calor 20, un tanque de almacenamiento de agua caliente 21, una bomba del lado de uso 22, y válvulas de encendido/apagado 23, 24, 25. En la presente, las válvulas de encendido/apagado 23, 24, 25 puede ser una válvula simple solo para la operación de conmutación o una válvula variable de apertura. Cuando el nivel de agua del tanque 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 de almacenamiento de agua caliente se realiza en la que el agua suministrada se calienta a una temperatura predeterminada. Cuando la pérdida por disipación de calor es grande y la temperatura en el tanque de almacenamiento de agua caliente 21 disminuye tal como en invierno, las válvulas de encendido/apagado 23, 25 se cierran, la válvula de encendido/apagado 24 se abre, y se realiza operación de calentamiento por circulación en que el agua caliente de temperatura baja en el tanque de almacenamiento de agua caliente 21 se hierve de nuevo. En el momento de usar el suministro de agua caliente, las válvulas de encendido/apagado 23, 24 se cierran, la válvula de encendido/apagado 25 se abre, la bomba del lado de uso 22 comienza la operación para transferir agua caliente almacenada al lado de uso. En un lado de entrada del intercambiador de calor de agua 2, se une el tercer medio de detección de temperatura 41 para detectar una temperatura de entrada de un medio (agua) para calentar. En un lado de salida del intercambiador de calor de agua 2, se une el cuarto medio de detección de temperatura 42 para detectar la temperatura de salida del medio (agua) para calentar.

Un controlador 40 realiza el cálculo usando los valores detectados del primer medio de detección de temperatura 30,

segundo medio de detección de temperatura 31, quinto medio de detección de temperatura 32, sexto medio de detección de temperatura 33, tercer medio de detección de temperatura 41, y cuarto medio 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 del lado de suministro de agua caliente 20, respectivamente.

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

En la presente, la válvula de expansión 3 se controla de modo que un grado de sobrecalentamiento de succión del compresor 1 sea el valor blanco (por ejemplo, 5 a 10 °C). En forma específica, sobre la base de un valor de detección del quinto medio de detección de temperatura 32 que detecta una temperatura de entrada del refrigerante del evaporador 4, se corrige la 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 evaporación (ET), se calcula un grado de sobrecalentamiento de succión SH por la siguiente fórmula usando un valor de detección (T_S) del sexto medio de detección de temperatura 33 que detecta una temperatura de succión del compresor 1.

$$25 \quad SH_s = T_s - ET$$

Usando la fórmula anterior, un grado de apertura de la válvula de expansión 3 se controla de modo que SH_s sea un valor blanco. Se proporciona un ejemplo en que una temperatura de evaporación (ET) se estima sobre la base del valor de detección del quinto medio de detección de temperatura 32, sin embargo, no se limita al mismo. El medio de detección de presión (segundo medio de detección de presión) 51 (referirse a la Fig. 1) se instala entre una salida del lado de baja presión del intercambiador de calor interno 5 y la salida del compresor 1, y a partir 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 funcionamiento de alta eficiencia porque una función para evitar el retorno de líquido del compresor 1 precede a una función para operar eficientemente el intercambiador de calor de agua 2 desde el punto de vista de asegurar la fiabilidad del equipo.

35 A continuación, la operación del diagrama P-h en el caso en que el grado de apertura de la válvula de expansión 3 se hace más pequeño se indica con 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 de la válvula de expansión 3 al evaporador 4 disminuye y el grado de sobrecalentamiento de succión del compresor 1 aumenta temporariamente. Además, debido a que el refrigerante cambia a un lado de alta presión, la presión en el lado de alta presión aumenta y una temperatura de descarga es alta. Al mismo tiempo, una temperatura de salida del intercambiador de calor de agua disminuye de manera que la diferencia de temperatura en se hace 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 es casi el mismo estado que el de antes que el grado de apertura de la válvula de expansión 3 se hiciera más pequeño para indicar un valor constante. Es decir, el 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 obtener un cambio pequeño en el grado de sobrecalentamiento de succión. Por consiguiente, el control del grado de sobrecalentamiento de succión del compresor 1 solo no puede asegurar la capacidad de calentamiento en el intercambiador de calor de agua 2 y se reduce la eficiencia. Por lo tanto, se requiere un nuevo control para asegurar la capacidad de calentamiento y mejorar la eficiencia de la operación.

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

La Fig. 3 muestra una distribución de temperatura del refrigerante y agua en el intercambiador de calor de agua 2. En la figura, las líneas enteras gruesas muestran un cambio en la temperatura del refrigerante, y las líneas enteras finas indican un cambio en la temperatura del agua. ΔT1 indica una diferencia de temperatura entre la temperatura de entrada del intercambiador de calor de agua y temperatura de salida del agua, y ΔT2 indica una diferencia de temperatura entre la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua y la temperatura de entrada del agua. Un ΔTp es una diferencia de temperatura en un punto de pellizco donde la diferencia de temperatura entre un refrigerante y agua en el intercambiador de calor de agua 2 es mínima. ΔT indica 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 en un estado del ciclo frente al grado de apertura de la válvula de expansión en la Fig. 4, cuando aumenta la temperatura de descarga por disminución del grado de apertura de la válvula de expansión 3, en una condición en que la capacidad de calentamiento en el intercambiador de calor de agua 2 es casi constante, la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua 2 disminuye de modo que se mantiene una diferencia de temperatura promedio del refrigerante y agua en el intercambiador de calor de agua 2, y también disminuye la diferencia de temperatura ΔT_p del punto de pellizco. Además, a medida que la cantidad de refrigerante se desplaza a un lado de presión alta, la presión de descarga se eleva para aumentar una entrada y se reduce el COP. Al contrario, cuando el grado de apertura de la válvula de expansión 3 se hace grande y la temperatura de descarga se reduce, la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua 2 aumenta de modo que se mantiene una diferencia de temperatura promedio entre el refrigerante y agua en el intercambiador de calor de agua 2. La diferencia de temperatura ΔT_p del punto de pellizco también aumenta, sin embargo, la relación de la capacidad de calentamiento se hace pequeña y se reduce el COP. Por consiguiente, como se muestra con las líneas discontinuas en la figura, existe un grado de apertura de expansión adecuado que logra el COP máximo.

A continuación, la Fig. 5 muestra cambios en los valores operativos obtenidos de la temperatura de cada parte cuando cambia el grado de apertura de la válvula de expansión 3. 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, temperatura de descarga, diferencia de temperatura ΔT_2 entre la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua y la temperatura de entrada del agua, relación de capacidad de calentamiento, relación de COP. La relación de capacidad de calentamiento y la relación de COP muestran una relación cuando un valor máximo contra el grado de apertura de la válvula de expansión se fija 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 se deben considerar como casi un valor constante, de modo que se entiende que los cambios en la relación de capacidad de calentamiento y la relación de COP no se pueden juzgar por el grado de sobrecalentamiento de succión. Cuando se controla que el COP sea máximo sobre la base de la diferencia de temperatura ΔT_2 entre la temperatura de descarga y la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua y la temperatura de entrada de agua, los cambios en la temperatura de descarga y la diferencia de temperatura ΔT_2 son pequeños en la proximidad del grado de apertura de la válvula de expansión cuando el COP alcanza el máximo como se muestra con una línea punteada en la figura, de modo que se halla que se requiere una medición de temperatura de alta precisión para controlar que COP sea máximo.

A continuación, la Fig. 6 muestra cambios en otros valores operativos obtenidos 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 de salida/entrada ΔT_{hx} del intercambiador de calor interno, una diferencia de temperatura ΔT 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 los ΔT_1 y ΔT_2 anteriores, capacidad de calentamiento y una relación de COP, respectivamente. Las características de la Fig. 6 muestra que la operación se puede realizar en la proximidad cuando el COP es máximo mediante el control de una cantidad de intercambio de calor del intercambiador de calor interno 5 basada en la diferencia de temperatura ΔT_{hx} entre la salida y entrada del intercambiador de calor interno o el control de la cantidad de intercambio de calor del intercambiador de calor de agua 2 basada en la diferencia de temperatura total $\sum \Delta T$ de los ΔT_1 y ΔT_2 del intercambiador de calor de agua 2. Además, la diferencia de temperatura ΔT entre la temperatura de descarga y la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua cambia significativamente en la proximidad del grado de apertura de la válvula de expansión a la que el COP es máximo, de modo que se entiende que una desviación del valor máximo del COP se puede controlar que sea pequeña sobre la base de la diferencia de temperatura ΔT . En la presente, solo se muestra el caso de la diferencia de temperatura ΔT , sin embargo, se puede esperar el mismo efecto mediante el control basado en la diferencia ($\Delta T_1 - \Delta T_2$) de la diferencia de temperaturas ΔT_1 y ΔT_2 .

En consecuencia, es posible lograr una operación en la proximidad de la eficiencia máxima mediante la adopción de una temperatura de salida del lado de alta presión del intercambiador de calor interno 5 para ΔT_{hx} , la temperatura de descarga para ΔT , y la temperatura de descarga y las temperatura de entrada/salida del algo del agua para $\sum \Delta T$.

Como se entiende a partir de la Fig. 6, una diferencia de temperatura total $\sum \Delta T$ de la diferencia de temperatura ΔT_1 entre la temperatura de entrada del intercambiador de calor de agua y la temperatura de salida del agua y la diferencia de temperatura ΔT_2 entre la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua y la temperatura de entrada del agua es mínima. El control basado en tal índice tiene un significado físico y es razonable. Sin embargo, se requiere una detección de temperatura de alta precisión porque el cambio de temperatura es pequeño en la proximidad donde el COP es máximo en comparación con la diferencia de temperatura: ΔT . Además, a partir de la Fig. 3, se considera que cuando COP es un valor máximo, la diferencia de temperatura ΔT_p en un punto de pellizco es casi la misma que la de ΔT_2 entre la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua y la temperatura de entrada del agua. Esto se debe a que muestra una diferencia máxima cuando dos diferencias de temperatura que son mínimas en el intercambiador de calor de agua 2 son iguales sin sesgo en ninguna de ellas cuando se consideran las características del intercambiador de calor. Por consiguiente, es permisible controlar la válvula de expansión 3 de modo de hacer que ΔT_p y ΔT_2 sean iguales.

A continuación, se darán las descripciones para un ejemplo de una operación de control del aparato de ciclo de refrigeración de la Fig. 1 en la que se controla un grado de apertura de la válvula de expansión de modo de obtener un grado de sobrecalentamiento de succión y la anterior diferencia de temperatura ΔT para converger en los valores blanco.

- 5 La Fig. 7 es un cuadro de flujo que muestra una operación de control del aparato de ciclo de refrigeración. Con la presente invención, con el fin de dar prioridad a la confiabilidad de los productos, el control del grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S) del compresor 1 precede al control de la diferencia de temperatura ΔT para asegurar la capacidad de calentamiento.

10 En primer lugar, cuando el grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S) es menor que un valor blanco (SH_m) en un rango de convergencia prefijado ΔSH o menos (S101), el grado de apertura de la válvula de expansión se reduce hasta que converge el grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S). En consecuencia, cuando se asegura el grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S), la diferencia de temperatura ΔT se hace converger en el valor blanco. En forma específica, cuando la diferencia de temperatura ΔT es menor que un valor blanco (ΔT_m) en un rango de convergencia prefijado T o menor (S102), el grado de apertura de expansión se reduce y se hace converger el ΔT . En consecuencia, se pueden suprimir los valores límites inferiores del grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S) y la diferencia de temperatura ΔT .

15 A continuación, cuando el grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S) es más grande que el valor blanco (SH_m) en un rango de convergencia prefijado ΔSH o más (S103), el grado de apertura de la válvula de expansión aumenta hasta que converge el grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S). En consecuencia, cuando el grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S) converge, la diferencia de temperatura ΔT se hace converger en el valor blanco. En consecuencia, cuando el grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S) converge, la diferencia de temperatura ΔT se hace converger en el valor blanco. En forma específica, cuando la diferencia de temperatura ΔT es más grande que el valor blanco (ΔT_m) en un rango de convergencia prefijado ΔT o más (S104), el grado de apertura de expansión aumenta y ΔT se hace converger. En consecuencia, se pueden suprimir los valores límite superiores del grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S) y la diferencia de temperatura ΔT . Se muestra un ejemplo en que se da prioridad al control del grado de sobrecalentamiento de succión, sin embargo, no se limita al mismo cuando se usa un compresor que es resistente al retorno líquido. Se puede esperar el mismo efecto incluso cuando se cambia el orden de prioridad. A través del control anterior, el grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S) y la diferencia de temperatura ΔT convergen en los valores blanco.

20 En lo anterior, se dan descripciones para un ejemplo en que el grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S) y la diferencia de temperatura ΔT se controlan para converger en los valores blanco (SH_m , ΔT_m), sin embargo, es permisible que, en lugar de la diferencia de temperatura ΔT , una diferencia de temperatura total $\sum \Delta T$ de ΔT_1 y ΔT_2 , una diferencia entre ΔT_1 y ΔT_2 ($\Delta T_1 - \Delta T_2$), o ΔTh_x se puede usar para controlarlos para converger en un valor blanco, respectivamente. Cuando se usa $\sum \Delta T$ y ($\Delta T_1 - \Delta T_2$), se obtienen mediante el cálculo de las temperaturas de detección por el primer medio de detección de temperatura 30, el segundo medio de detección de temperatura 31, el tercer medio de detección de temperatura 41, y el cuarto medio de detección de temperatura 42. Cuando se usan ΔTh_x , el medio de detección de temperatura de la salida del intercambiador de calor interno 52 se une (referirse a 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 ΔTh_x se obtiene de las temperaturas de detección por el segundo medio de detección de temperatura 31 y el medio de detección de temperatura de la salida del intercambiador de calor interno 52.

25 Debido a que en invención, además del control del grado de sobrecalentamiento de succión del compresor, se debe controlar el grado de apertura de la válvula de expansión de modo que el COP sea máximo sobre la base de una diferencia de temperatura entre la temperatura de descarga y la temperatura de salida del intercambiador de calor de agua, se puede obtener un aparato de ciclo de refrigeración de alta eficiencia.

30 Una temperatura de saturación del refrigerante (ET) se obtiene sobre la base de una salida del quinto medio de detección de temperatura 32 o medio de detección de presión, el grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S) se obtiene mediante la temperatura de detección (T_s) del sexto medio 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 modo que el grado de sobrecalentamiento de succión (SH_S) sea un valor blanco, de modo que se asegura el grado de sobrecalentamiento de la parte de succión del compresor 1, se puede evitar el retorno del líquido al compresor 1 y asegurar la confiabilidad. En el ejemplo de la Fig. 1, se dan descripciones para un ejemplo en que el quinto medio de detección de temperatura 32 se proporciona entre la válvula de expansión 3 y el evaporador 4, este se puede disponer en cualquier posición entre la entrada del evaporador 4 y una entrada del lado de baja presión del intercambiador de calor interno 5.

35 En la presente invención, cuando se controla el grado de sobrecalentamiento y la diferencia de temperatura anterior ΔTh_x , el control del grado de sobrecalentamiento precede al control de las anteriores diferencias de temperatura. A partir de este punto, se asegura la confiabilidad del compresor 1.

40 En la presente invención, el radiador se compone del intercambiador de calor de agua, de modo que se puede

obtener un aparato de suministro de agua caliente de alta eficiencia.

En cualquiera de los dichos aparatos de ciclo refrigerante mencionados previamente dicho radiador puede ser un intercambiador de calor que intercambia calor con agua.

5 En cualquiera de los dichos aparatos de ciclo refrigerante mencionados previamente se puede usar dióxido de carbono como refrigerante.

REIVINDICACIONES

1. Un aparato de ciclo refrigerante que comprende:

al menos un compresor (1) , un radiador (2), medio de descompresión (3) capaz de cambiar un grado de apertura, un absorbente de calor (4), un intercambiador de calor interno (5) que realiza el intercambio de calor entre un refrigerante en una salida del radiador (2) y el refrigerante en una salida del absorbente de calor (4), en el que

se proporcionan un segundo medio de detección de temperatura (31) para detectar una temperatura del refrigerante entre una salida del radiador (2) y una entrada del lado de alta presión del intercambiador de calor interno (5) y medio de detección de temperatura de la salida del intercambiador de calor interno (52) para detectar la temperatura del refrigerante entre una salida del lado de alta presión del intercambiador de calor interno (5) y una entrada del medio de compresión (3), caracterizado porque

un grado de apertura del medio de descompresión (3) se controla de modo que una diferencia de temperatura (ΔThx) entre una temperatura de detección por el segundo medio de detección de temperatura (31) y la temperatura de detección por el medio de detección de temperatura de la salida del intercambiador de calor interno (52) sea un valor blanco.

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

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

se calcula el grado de sobrecalentamiento de una parte de succión del compresor a partir de una temperatura de saturación del refrigerante en un punto de detección del sexto medio de detección de temperatura (33) y una temperatura de detección por el sexto medio de detección de temperatura (33), y

el grado de apertura del medio de descompresión (3) se controla de modo que el grado de sobrecalentamiento es el valor blanco.

3. El aparato de ciclo refrigerante de la reivindicación 2, en el que

se proporciona el segundo medio de detección de presión (51) entre la salida del lado de baja presión del intercambiador de calor interno (5) y la salida del compresor (1) y

la temperatura de saturación del refrigerante se calcula sobre la base de un valor de detección del segundo medio de detección de presión (51).

4. El aparato de ciclo refrigerante de la reivindicación 2, en el que

se proporciona el quinto medio de detección de temperatura (32) entre la entrada del absorbente de calor (4) y la entrada del lado de baja presión del intercambiador de calor interno (5) y

la temperatura de saturación del refrigerante se calcula sobre la base de la temperatura de detección del quinto medio de detección de temperatura (32).

5. El aparato de ciclo refrigerante de cualquiera de las reivindicaciones 2 a 4, en el que

se da prioridad para controlar el grado de sobrecalentamiento respecto de la diferencia de temperatura.

6. El aparato de ciclo 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 refrigerante de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, en el que

se usa dióxido de carbono como refrigerante.

Fig 1

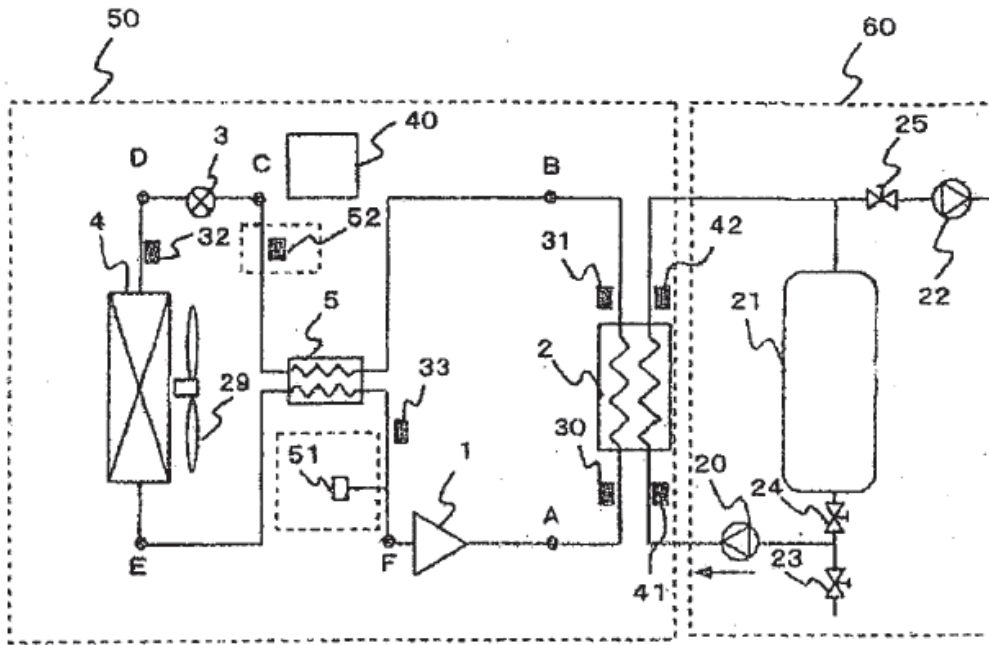


FIG. 2

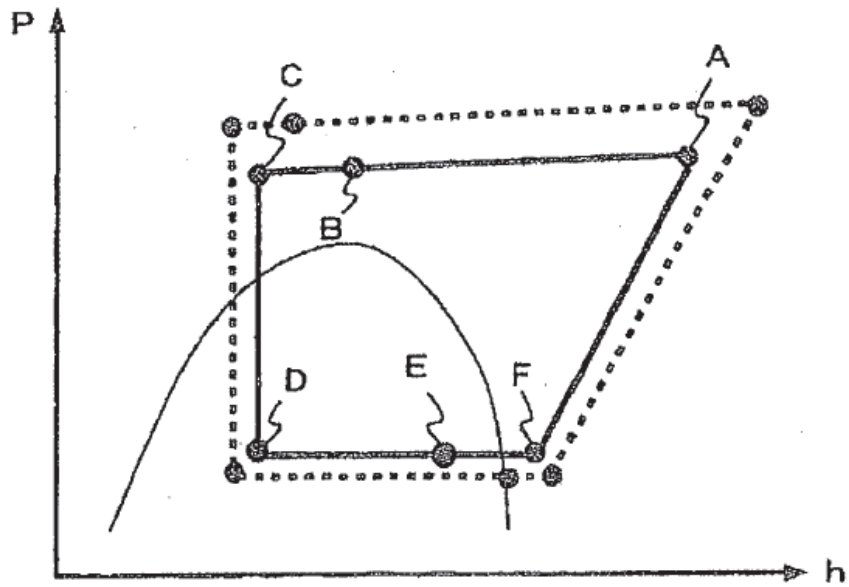


FIG. 3

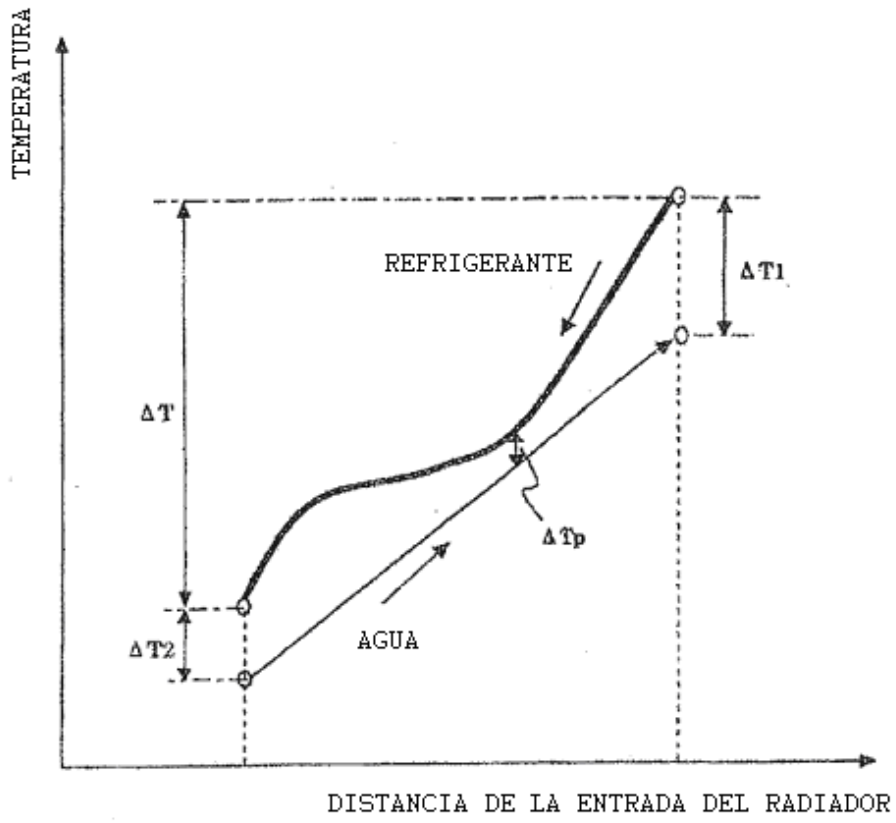


FIG. 4

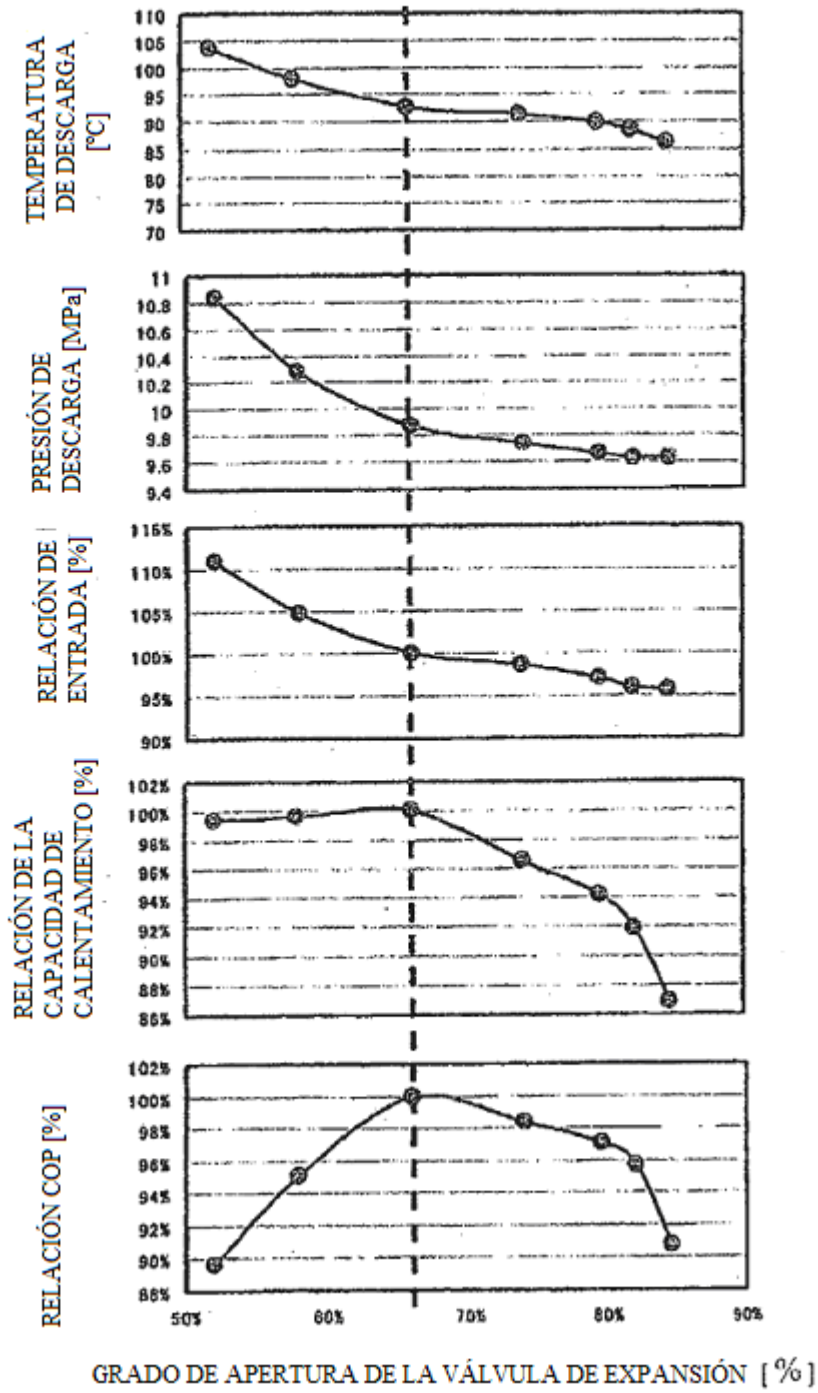
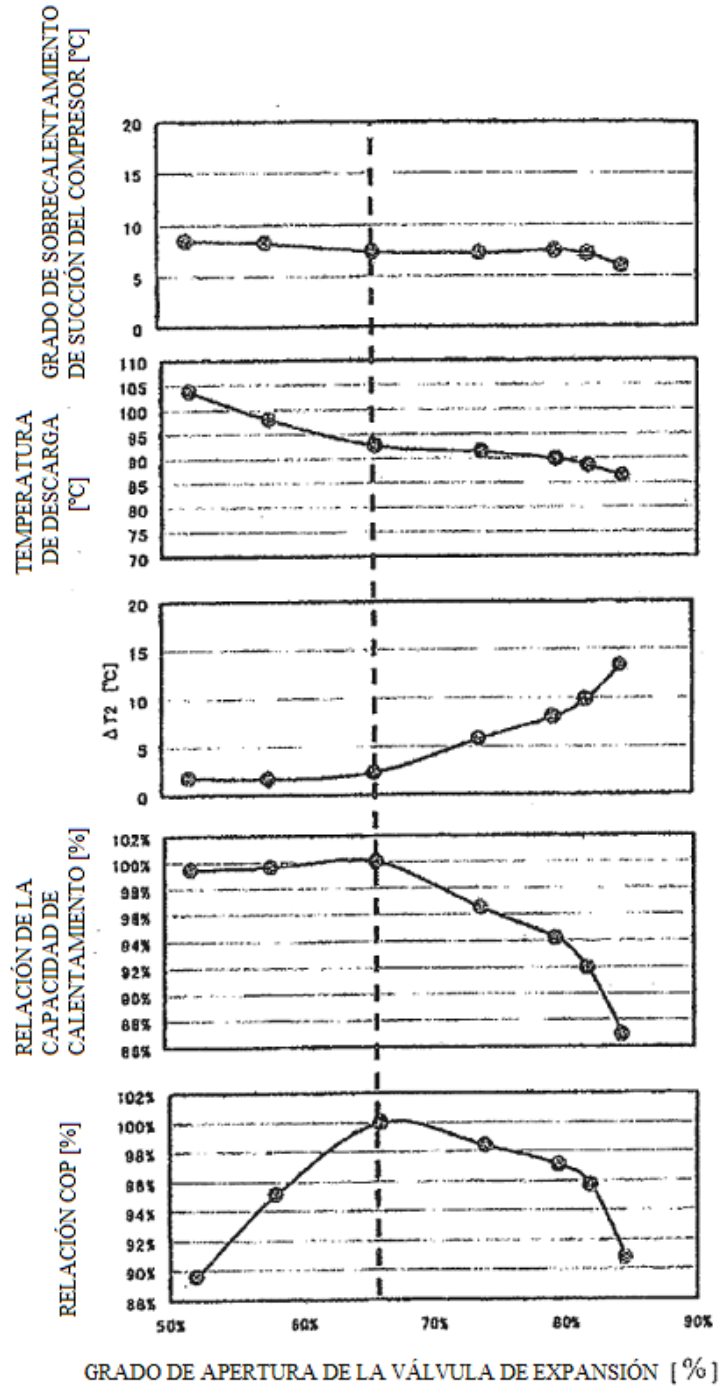


FIG. 5



6]

FIG. 6

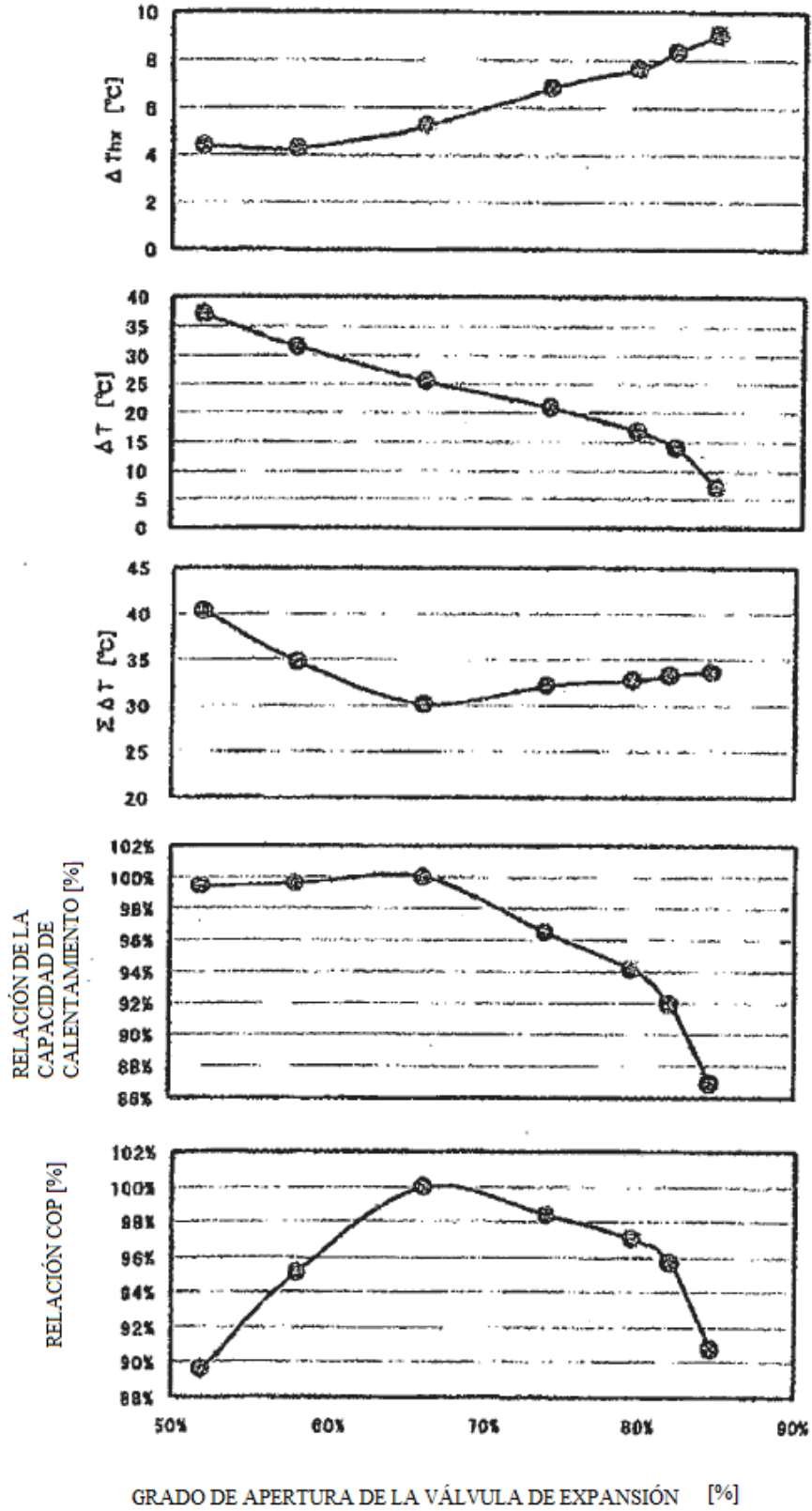


FIG. 7

