

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 716 465**

51 Int. Cl.:

F25B 49/02 (2006.01)

F25B 49/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **20.07.2007 PCT/JP2007/064370**

87 Fecha y número de publicación internacional: **31.01.2008 WO08013121**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **20.07.2007 E 07791107 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **26.12.2018 EP 2048458**

54 Título: **Aparato de aire acondicionado**

30 Prioridad:

24.07.2006 JP 2006200487

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

12.06.2019

73 Titular/es:

**DAIKIN INDUSTRIES, LTD. (100.0%)
Umeda Center Building 4-12, Nakazaki-Nishi 2-
chome Kita-ku Osaka-shi
Osaka 530-8323, JP**

72 Inventor/es:

**KASAHARA, SHINICHI;
YOSHIMI, MANABU y
NISHIMURA, TADAFUMI**

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 716 465 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 aire acondicionado

Campo técnico

5 La presente invención se refiere a una función para evaluar la idoneidad de la cantidad de refrigerante en un circuito de refrigerante de un acondicionador de aire. Más específicamente, la presente invención se refiere a una función para evaluar la idoneidad de la cantidad de refrigerante en un circuito de refrigerante de un acondicionador de aire configurado por la interconexión de un compresor, un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, un mecanismo de expansión, y un intercambiador de calor del lado de utilización.

Antecedentes de la técnica

10 Convencionalmente, se ha propuesto un enfoque en el que se realiza una simulación de características del ciclo de refrigeración y se evalúa el exceso o la deficiencia de la cantidad de refrigerante usando un resultado del cálculo, con el fin de evaluar el exceso de deficiencia de la cantidad de refrigerante en un circuito refrigerante de un acondicionador de aire (por ejemplo, véase el documento de patente 1).

<Documento de Patente 1>

15 JP-A Publicación N° 2000-304388

Además, el documento JP H07 180933 A describe un compresor, un condensador, un reductor de presión y un evaporador conectado secuencialmente en un dispositivo de ciclo de refrigeración, en donde un detector de temperatura, que detecta la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración, está unido a la unidad inferior del compresor, una presión de succión, producida en un circuito equipado con el reductor de presión, es operada por un dispositivo operativo basado en la temperatura de detección de un detector de temperatura de saturación de presión de succión, un controlador de interior controla un circuito de relé para enviar una alimentación eléctrica a una unidad exterior, la condición operativa de enfriamiento o calentamiento y la información de una temperatura de configuración de interior y similar íntegramente, y una unidad de control exterior controla la frecuencia operativa del compresor, la conmutación de una válvula de cuatro vías y similar basada en una señal emitida desde la unidad de control de interior.

Descripción de la invención

30 Sin embargo, con el enfoque para evaluar el exceso o la deficiencia de la cantidad de refrigerante a través de la simulación de las características del ciclo de refrigeración como se ha descrito anteriormente, es necesaria una inmensa cantidad de cálculos. También, típicamente, con un dispositivo de cálculo de bajo coste, tal como un microordenador y similar instalado en el acondicionador de aire, el tiempo de cálculo es largo. Además, podría ser imposible de llevar a cabo el propio cálculo.

35 Como una contramedida, el inventor de la presente solicitud ha inventado un enfoque para dividir un circuito de refrigerante en una pluralidad de porciones, y usar una expresión relacional entre la cantidad de refrigerante en cada porción del circuito de refrigerante y una cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito de refrigerante con el fin de calcular la cantidad de refrigerante en cada porción a partir de la cantidad del estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito de refrigerante, y para evaluar la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante usando la cantidad de refrigerante en cada porción determinada por el cálculo anterior. Con este enfoque, la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante se puede evaluar con alta precisión al tiempo que se reduce la carga de cálculo (véase la Solicitud de Patente Japonesa N° 2005-363732).

40 Cuando se evalúa la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante usando el enfoque como se ha descrito anteriormente, un intento de mejorar aún más la precisión de la evaluación de la idoneidad de la cantidad de refrigerante requerirá que la cantidad de refrigerante disuelto en el aceite de la máquina de refrigeración, en particular, la cantidad de refrigerante disuelto en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en un depósito de aceite en un compresor se determine de la manera más correcta posible y se refleje en el cálculo de la cantidad de refrigerante. Con el fin de determinar correctamente la cantidad de refrigerante disuelto en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite, es necesario detectar la presión y la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite y calcular la solubilidad del refrigerante en el aceite de la máquina de refrigeración usando la presión y temperatura detectadas.

50 Sin embargo, el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite en el compresor está influenciado por la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración y por la temperatura de una superficie de la pared de una carcasa del compresor que forma el depósito de aceite, y debido a estas influencias, se genera una distribución de temperatura en el aceite de la máquina de refrigeración, y se varía la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración. Por consiguiente, es difícil detectar la temperatura precisa del aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite, y así el error en el cálculo de la solubilidad

del refrigerante en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite resulta grande. Como resultado, no se puede mejorar la precisión de la evaluación de la idoneidad de la cantidad de refrigerante.

5 Un objeto de la presente invención es determinar correctamente la cantidad de refrigerante disuelto en el aceite de la máquina de refrigeración en un compresor de modo que se evalúe con gran precisión la idoneidad de la cantidad de refrigerante en un circuito de refrigerante.

Un acondicionador de aire según la presente invención se ha definido por la reivindicación 1. Las reivindicaciones dependientes se refieren a las realizaciones preferidas.

10 Un acondicionador de aire según la presente invención incluye un circuito de refrigerante, un medio de cálculo de la cantidad de refrigerante, y un medio de evaluación de la cantidad de refrigerante. El circuito de refrigerante se configura mediante la interconexión de un compresor, un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, un mecanismo de expansión y un intercambiador de calor del lado de la utilización. El medio de cálculo de la cantidad de refrigerante está configurado para dividir la superficie de refrigerante en una pluralidad de porciones, para calcular la cantidad de refrigerante para cada porción en que se haya dividido, y por lo tanto para calcular la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante, en donde el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante calcula la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante teniendo en cuenta una cantidad de refrigerante disuelto que es la cantidad de refrigerante disuelto en el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor, basado en una cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito refrigerante. El medio de evaluación de la cantidad de refrigerante evalúa la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante basándose en la cantidad de refrigerante calculada por el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante. El medio de cálculo de la cantidad de refrigerante calcula la cantidad de refrigerante disuelto en función de las cantidades de estado de operación que incluyen al menos la temperatura ambiente fuera del compresor.

25 En este acondicionador de aire, la cantidad de refrigerante disuelto se calcula en base a las cantidades de estado de operación que incluyen al menos la temperatura ambiente fuera del compresor. Así, por ejemplo, se puede tener en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en un depósito de aceite en el compresor, y el error en el cálculo de la cantidad de refrigerante disuelto puede ser menor. Por consiguiente, es posible determinar correctamente la cantidad de refrigerante calculada por el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante, y así la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante puede evaluarse con alta precisión.

30 Además, las cantidades de estado de operación usadas para calcular la cantidad de refrigerante disuelto incluyen además la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o una cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente.

35 En este acondicionador de aire, además de la temperatura ambiente fuera del compresor, la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente se usa para calcular la cantidad de refrigerante disuelto. Así, por ejemplo, determinando la temperatura promedio de estas dos temperaturas, es posible tener en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite en el compresor.

40 Según una realización preferida, la temperatura exterior o la temperatura obtenida corrigiendo la temperatura exterior que usa una cantidad de Estado de operación del equipamiento constituyente se usa como la temperatura ambiente fuera del compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente.

45 En este acondicionador de aire, la temperatura exterior o la temperatura obtenida mediante la corrección de la temperatura exterior usando una cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente se usa como la temperatura ambiente fuera del compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente, y así es posible tener en cuenta una distribución de la temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite en el compresor sin añadir nuevamente un sensor de temperatura.

50 Según una realización preferida, la temperatura de la superficie exterior del compresor se usa como la temperatura ambiente fuera del compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente.

En este acondicionador de aire, la temperatura de la superficie exterior del compresor se usa como la temperatura ambiente fuera del compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente, y así es posible tener en cuenta correctamente una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite en el compresor.

55 Según una realización preferida, la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente es la temperatura del refrigerante descargado del compresor.

5 En este acondicionador de aire, la temperatura del refrigerante descargado del compresor se usa como la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente. Así, por ejemplo, cuando el compresor es un tipo en el que el depósito de aceite para el aceite de la máquina de refrigeración está dispuesto en el espacio de alta presión, es posible tener en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite.

Según una realización preferida, la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente es la temperatura del refrigerante succionado en el compresor.

10 En este acondicionador de aire, la temperatura del refrigerante succionado en el compresor se usa como la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente. Así, por ejemplo, cuando el compresor es un tipo en el que el depósito de aceite para el aceite de la máquina de refrigeración está dispuesto en el espacio de baja presión, es posible tener en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite.

15 Según una realización preferida, las cantidades de estado de operación usadas para calcular la cantidad de refrigerante disuelto incluyen además un período de tiempo desde el inicio/parada del compresor

20 En este acondicionador de aire, además de la temperatura ambiente fuera del compresor y de la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente, se usa un período de tiempo desde el inicio/parada del compresor para calcular la cantidad de refrigerante disuelto. Así, es posible tener en cuenta una distribución de la temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite en el compresor, considerando adicionalmente, por ejemplo, un cambio en la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración en un estado transitorio desde cuando el compresor se pone en marcha hasta cuando se alcanza un estado estable o un cambio en la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración en un estado transitorio desde cuando uno de la pluralidad de compresores se detiene hasta cuando se alcanza un estado estable en el caso donde una pluralidad de compresores están instalados.

25 Según una realización preferida, hay previsto en el compresor, un medio de detección de temperatura del aceite que detecta la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración en el compresor, y un medio de cálculo de la cantidad de refrigerante calcula la cantidad de refrigerante disuelto basándose en las cantidades de estado de operación que incluyen al menos la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración detectada por el medio de detección de temperatura del aceite.

30 En este acondicionador de aire, hay previsto el medio de detección de temperatura del aceite que detecta la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración en el compresor, y la cantidad de refrigerante disuelto se calcula en función de las cantidades del estado de operación que incluyen al menos la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración detectada por el medio de detección de temperatura del aceite. Así, por ejemplo, la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración acumulado en un depósito de aceite en el compresor puede detectarse de manera directa y con precisión, y por consiguiente, el error en el cálculo de la cantidad de refrigerante disuelto puede ser menor. Por consiguiente, es posible determinar correctamente la cantidad de refrigerante calculada por el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante, y así la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante puede evaluarse con alta precisión.

35 Según una realización preferida, las cantidades de estado de operación usadas para calcular la cantidad de refrigerante disuelto incluyen además la presión del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o una cantidad de estado de operación equivalente a la presión mencionada anteriormente.

40 En este acondicionador de aire, además de la temperatura ambiente fuera del compresor o la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente y un período de tiempo desde el inicio/parada del compresor, la presión del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la presión mencionada anteriormente se usa para calcular la cantidad de refrigerante disuelto. Así, por ejemplo, es posible tener en cuenta un cambio inducido por la presión en la solubilidad del refrigerante en el aceite de la máquina de refrigeración mientras se tiene en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite en el compresor.

45 Según una realización preferida, la presión del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la presión mencionada anteriormente es la presión del refrigerante descargado del compresor.

50 En este acondicionador de aire, la presión del refrigerante descargado del compresor se usa como la presión del

5 refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la presión mencionada anteriormente. Así, por ejemplo, cuando el compresor es un tipo en el que el depósito de aceite para el aceite de la máquina de refrigeración está dispuesto en el espacio de alta presión, es posible tener en cuenta un cambio inducido por la presión en la solubilidad del refrigerante en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite.

Según una realización preferida, la presión del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la presión mencionada anteriormente es la presión del refrigerante succionado en el compresor.

10 En este acondicionador de aire, como la presión del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la presión mencionada anteriormente, se usa la presión del refrigerante succionado en el compresor. Así, por ejemplo, cuando el compresor es un tipo en el que el depósito de aceite para el aceite de la máquina de refrigeración está dispuesto en el espacio de baja presión, es posible tener en cuenta un cambio inducido por la presión en la solubilidad del refrigerante en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito de aceite.

15 **Breve descripción de los dibujos**

La fig. 1 es una vista esquemática de configuración de un acondicionador de aire según una realización de la presente invención.

La fig. 2 es una vista esquemática en sección transversal longitudinal de un compresor.

La fig. 3 es un diagrama de bloques de control del acondicionador de aire.

20 La fig. 4 es un diagrama de flujo de un modo de operación de prueba.

La fig. 5 es un diagrama de flujo de una operación automática de carga de refrigerante.

La fig. 6 es un diagrama esquemático para mostrar un estado del refrigerante que fluye en un circuito de refrigerante en una operación de evaluación de la cantidad de refrigerante (se omiten las ilustraciones de una válvula de conmutación de cuatro vías y similares).

25 La fig. 7 es un diagrama para mostrar la relación de la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración con la temperatura de descarga y la temperatura exterior.

La fig. 8 es un diagrama de flujo de una operación de evaluación del volumen de la tubería.

La fig. 9 es un diagrama de Mollier para mostrar un ciclo de refrigeración del acondicionador de aire en la operación de evaluación del volumen de la tubería para una tubería de comunicación de refrigerante líquido.

30 La fig. 10 es un diagrama de Mollier para mostrar un ciclo de refrigeración del acondicionador de aire en la operación de evaluación del volumen de la tubería para una tubería de comunicación de refrigerante gaseoso.

La fig. 11 es un diagrama de flujo de una operación de evaluación de la cantidad inicial de refrigerante.

La fig. 12 es un diagrama de flujo de un modo de operación de detección de fuga de refrigerante.

35 La fig. 13 es una vista esquemática en sección transversal longitudinal de un compresor según una realización 4 alternativa.

La fig. 14 es un diagrama para mostrar la relación de la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración con la temperatura de succión y la temperatura exterior.

Descripción de los símbolos de referencia

- | | |
|----|--|
| 1 | Acondicionador de aire |
| 40 | 10 Circuito de refrigerante |
| | 21 Compresor |
| | 23 Intercambiador de calor exterior (intercambiador de calor del lado de la fuente de calor) |
| | 38 Válvula de expansión exterior (mecanismo de expansión) |
| | 41, 51 Válvula de expansión interior (mecanismo de expansión) |
| 45 | 42, 52 Intercambiador de calor interior (intercambiador de calor del lado de utilización) |

Mejor modo para llevar a cabo la invención

A continuación, se describe una realización de un acondicionador de aire según la presente invención basándose en los dibujos.

(1) Configuración del acondicionador de aire

5 La fig. 1 es una vista esquemática de configuración de un acondicionador 1 de aire según una realización de la presente invención. El acondicionador 1 de aire es un dispositivo que se usa para enfriar y calentar una habitación en un edificio y similares realizando una operación de ciclo de refrigeración de tipo de compresión de vapor. El acondicionador 1 de aire incluye principalmente una unidad 2 exterior como unidad de fuente de calor, unidades 4 y 5 interiores como una pluralidad (dos en la presente realización) de unidades de utilización conectadas en paralelo al mismo, y una tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y una tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso como tuberías de comunicación de refrigerante que interconectan la unidad 2 exterior y las unidades 4 y 5 interiores. En otras palabras, un circuito 10 de refrigerante del tipo de compresión de vapor del acondicionador 1 de aire en la presente realización está configurado por la interconexión de la unidad 2 exterior, las unidades 4 y 5 interiores, y la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso. Además, en esta realización, un refrigerante HFC tal como R407C, R410A, R134a o similares está contenido en el circuito 10 de refrigerante como refrigerante.

<Unidad interior>

20 Las unidades 4 y 5 interiores se instalan integrándolas o colgándolas de un techo de una habitación en un edificio y similares o montándolas o instalándolas de modo similar en la superficie de la pared de una habitación. Las unidades 4 y 5 interiores están conectadas a la unidad 2 exterior a través de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y de la tubería 7 de comunicación refrigerante gaseoso, y configuran una parte del circuito 10 de refrigerante.

25 A continuación, se describen las configuraciones de las unidades 4 y 5 interiores. Obsérvese que, ya que las unidades 4 y 5 interiores tienen la misma configuración, solamente se describe aquí la configuración de la unidad 4 interior, y en relación con la configuración de la unidad 5 interior, se usan los números de referencia 50 en lugar de los números de referencia 40 que representan las porciones respectivas de la unidad 4 interior, y se omite la descripción de esas porciones respectivas.

30 La unidad 4 interior incluye principalmente un circuito 10a de refrigerante del lado interior (un circuito 10b de refrigerante del lado interior en el caso de la unidad 5 interior) que configura una parte del circuito 10 de refrigerante. El circuito 10a de refrigerante del lado interior incluye principalmente una válvula 41 de expansión interior como un mecanismo de expansión y un intercambiador 42 de calor interior como un intercambiador de calor del lado de utilización.

35 En la presente realización, la válvula 41 de expansión interior es una válvula de expansión alimentada eléctricamente conectada a un lado de líquido del intercambiador 42 de calor interior con el fin de ajustar el caudal o similar del refrigerante que fluye en el circuito 10a de refrigerante lateral interior.

40 En la presente realización, el intercambiador 42 de calor interior es un intercambiador de calor del tipo de aleta y del tipo de aleta y tubo configurado por un tubo de transferencia de calor y numerosas aletas, y es un intercambiador de calor que funciona como un evaporador para el refrigerante durante una operación de enfriamiento para enfriar el aire de la habitación y funciona como un condensador para el refrigerante durante una operación de calentamiento para calentar el aire de la habitación.

45 En la presente realización, la unidad 4 interior incluye un ventilador 43 interior como un ventilador de ventilación para llevar el aire de la habitación a la unidad, haciendo que el aire intercambie calor con el refrigerante en el intercambiador 42 de calor interior, y a continuación suministre el aire a la habitación como suministro de aire. El ventilador 43 interior es un ventilador capaz de variar el caudal de aire W_r del aire que se suministra al intercambiador 42 de calor interior, y en la presente realización, es un ventilador centrífugo, un ventilador de múltiples aspas, o similar, que es accionado por un motor 43a que comprende un motor de ventilador de CC.

50 Además, varios tipos de sensores están dispuestos en la unidad 4 interior. Un sensor 44 de temperatura del lado del líquido que detecta la temperatura del refrigerante (es decir, la temperatura del refrigerante correspondiente a una temperatura de condensación T_c durante la operación de calentamiento o una temperatura de evaporación T_e durante la operación de enfriamiento) está dispuesto en el lado del líquido del intercambiador 42 de calor interior. Un sensor 45 de temperatura del lado del gas que detecta una temperatura T_{eo} del refrigerante está dispuesto en un lado del gas del intercambiador 42 de calor interior. Un sensor 46 de temperatura de habitación que detecta la temperatura del aire de la habitación que fluye hacia la unidad (es decir, una temperatura de habitación T_r) está dispuesto en un lado de la entrada de aire de la habitación de la unidad 4 interior. En la presente realización, el sensor 44 de temperatura del lado del líquido, el sensor 45 de la temperatura del lado del gas y el sensor 46 de la temperatura de la habitación comprenden termistores. Además, la unidad 4 interior incluye un controlador 47 lateral interior que controla la operación de cada porción que constituye la unidad 4 interior. Adicionalmente, el controlador

47 lateral interior incluye un microordenador y una memoria y dispositivos similares dispuestos con el fin de controlar la unidad 4 interior, y está configurado de tal manera que puede intercambiar señales de control y similares con un controlador remoto (no mostrado) para operar individualmente la unidad 4 interior y puede intercambiar señales de control y similares con la unidad 2 exterior a través de una línea de transmisión 8a.

5 <Unidad exterior>

La unidad 2 exterior se instala fuera de un edificio y similares, se conecta a las unidades 4 y 5 interiores mediante la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso, y configura el circuito 10 de refrigerante con las unidades 4 y 5 interiores.

10 A continuación, se describe la configuración de la unidad 2 exterior. La unidad 2 exterior incluye principalmente un circuito 10c de refrigerante del lado exterior que configura una parte del circuito 10 de refrigerante. Este circuito 10c de refrigerante del lado exterior incluye principalmente un compresor 21, una válvula 22 de conmutación de cuatro vías, un intercambiador 23 de calor exterior como un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, una válvula 38 de expansión exterior como un mecanismo de expansión, un acumulador 24, un sub-enfriador 25 como mecanismo de ajuste de la temperatura, una válvula de cierre 26 del lado del líquido y una válvula de cierre 27 del lado del gas.

15 El compresor 21 es un compresor cuya capacidad de operación puede variar, y en la presente realización es un compresor de tipo de desplazamiento positivo accionado por un motor 73 del compresor cuya frecuencia de rotación R_m se controla mediante un inversor. En la presente realización, solamente se ha previsto un compresor 21, pero no está limitada a ello, y dos o más compresores pueden conectarse en paralelo según el número de unidades conectadas de unidades interiores y similares.

20 A continuación, la configuración del compresor 21 se describe en la fig. 2. Aquí, la fig. 2 es una vista esquemática en sección transversal longitudinal del compresor 21. En esta realización, el compresor 21 es un compresor cerrado herméticamente en el que un elemento 72 del compresor y el motor 73 del compresor están integrados en una carcasa 71 del compresor que es un recipiente que tiene una forma cilíndrica longitudinal.

25 La carcasa 71 del compresor tiene una placa 71a de cuerpo generalmente cilíndrica, una placa 71b superior soldada y fijada a una extremidad superior de la placa 71a de cuerpo, y una placa 71c inferior soldada y fijada a una extremidad inferior de la placa 71a de cuerpo. En esta carcasa 71 del compresor, principalmente, el elemento 72 del compresor está dispuesto en la porción superior del mismo y el motor 73 del compresor está dispuesto debajo del elemento 72 del compresor. El elemento 72 del compresor y el motor 73 del compresor están conectados mediante un árbol 74 dispuesto de modo que se extiende en la dirección hacia arriba y hacia abajo en la carcasa 71 del compresor. Además, en la carcasa 71 del compresor, hay prevista una tubería 81 de succión de modo que penetre a través de la placa 71b superior, y hay prevista una tubería 82 de descarga de modo que penetre a través de la placa 71a de cuerpo.

35 El elemento 72 del compresor es un mecanismo para comprimir el refrigerante en su interior, y en esta realización, se emplea un elemento compresor de tipo de desplazamiento. El elemento 72 del compresor tiene un puerto 72a de succión formado en la porción superior del mismo para succionar el refrigerante a baja presión que fluye hacia la carcasa 71 del compresor a través de la tubería 81 de succión, y tiene un puerto 72b de descarga formado en la porción inferior del mismo para descargar el refrigerante a alta presión. El espacio en el paso desde la tubería 81 de succión al puerto 72a de succión y similares es un espacio Q1 de baja presión en el que fluye el refrigerante a baja presión. Además, dentro del espacio en la carcasa 71 del compresor, al menos el espacio con el que se comunica la tubería 82 de descarga debajo del elemento 72 del compresor es un espacio Q2 de alta presión al cual fluye refrigerante a alta presión a través del puerto 72b de descarga del elemento 72 del compresor. Además, en esta realización, en la porción inferior del espacio Q2 de alta presión, se forma un depósito 71d de aceite para acumular el aceite de la máquina de refrigeración necesario para la lubricación en el compresor 21 (en particular, el elemento 72 del compresor). En esta realización, el aceite de éster o el aceite de éter compatible con el refrigerante HFC se usa como el aceite de la máquina de refrigeración. Obsérvese que, como elemento 72 del compresor, no está limitado a un elemento del compresor de tipo de desplazamiento como en esta realización, sino que es posible usar varios tipos de elementos del compresor, incluido un elemento del compresor de tipo rotativo.

40 El árbol 74 tiene un paso 74a de aceite formado en el mismo que se abre al depósito 71d de aceite y que también se comunica con el interior del elemento 72 del compresor. En una extremidad inferior del paso 74a de aceite, hay previsto un elemento 74b de bomba para suministrar el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite al elemento 72 del compresor.

45 El motor 73 del compresor está dispuesto en el espacio Q2 de alta presión debajo del elemento 72 del compresor, e incluye un estator 73a anular fijado a la superficie interior de la carcasa 71 del compresor, y un rotor 73b provisto en el lado de la periferia interior del estator 73a con un espacio ligero de modo que pueda alojarse libremente en el mismo.

50 En el compresor 21 que tiene una configuración de este tipo, cuando se acciona el motor 73 del compresor, el refrigerante a baja presión fluye hacia la carcasa 71 del compresor a través de la tubería 81 de succión y el espacio

Q1 de baja presión se convierte en refrigerante a alta presión como resultado de ser comprimido por el elemento 72 del compresor, y a continuación fluye fuera del espacio Q2 de alta presión de la carcasa 71 del compresor a través de la tubería 82 de descarga. Aquí, como lo indican las dos flechas de línea de la cadena de puntos en la fig. 2 que indican el flujo de refrigerante de succión, el refrigerante a alta presión que ha fluido hacia el espacio Q2 de alta presión desde el puerto 72b de descarga del elemento 72 del compresor fluye principalmente de la siguiente manera: fluyendo para entrar en contacto con la superficie de aceite del aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite, elevándose a través de un espacio entre el motor 73 del compresor y la carcasa 71 del compresor y un espacio entre el estator 73a y el rotor 73b, y a continuación fluyendo fuera del espacio Q2 de alta presión a través de la tubería 82 de descarga. Ya que la superficie de aceite del aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite está en contacto con el refrigerante, la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración cerca de la superficie del aceite se acerca a la temperatura del refrigerante, y la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración cerca de una superficie de la pared de la porción inferior (principalmente, la placa 71c inferior) de la carcasa 71 del compresor que forma el depósito 71d de aceite se acerca a la temperatura de la superficie de la pared, es decir, la temperatura ambiente fuera del compresor 21. Así, se generará una distribución de temperatura en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite, que corresponde a la diferencia de temperatura entre la temperatura del refrigerante en contacto con la superficie del aceite en el depósito 71d de aceite y la temperatura ambiente fuera del compresor 21. El refrigerante en contacto con la superficie del aceite en el depósito 71d de aceite es refrigerante a alta presión que se ha llevado a una temperatura alta como resultado de ser comprimido por el elemento 72 del compresor, y la temperatura del refrigerante en contacto con la superficie del aceite es mayor que la temperatura del aire interior y la temperatura del aire exterior. Así, la diferencia de temperatura entre la temperatura ambiente fuera del compresor 21 y la temperatura del refrigerante en contacto con la superficie del aceite tiende a ser grande. En otras palabras, el acondicionador 1 de aire en esta realización está configurado de tal manera que la diferencia de temperatura entre el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite en el compresor 21 y el refrigerante en contacto con este aceite de la máquina de refrigeración se hace grande, y una distribución de temperatura en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite en el compresor 21 se genera fácilmente.

La válvula 22 de conmutación de cuatro vías es una válvula para cambiar la dirección del flujo del refrigerante, de manera que, durante la operación de enfriamiento, la válvula 22 de conmutación de cuatro vías es capaz de conectar un lado de descarga del compresor 21 y un lado de gas del intercambiador 23 de calor exterior y conectar un lado de succión del compresor 21 (específicamente, el acumulador 24) y la tubería 7 de comunicación del refrigerante gaseoso (véanse las líneas continuas de la válvula 22 de conmutación de cuatro vías en la fig. 1) para provocar que el intercambiador 23 de calor exterior funcione como un condensador para el refrigerante comprimido en el compresor 21 y para provocar que los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores funcionen como evaporadores para el refrigerante condensado en el intercambiador 23 de calor exterior; y de tal manera que, durante la operación de calentamiento, la válvula 22 de conmutación de cuatro vías sea capaz de conectar el lado de descarga del compresor 21 y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso y conectar el lado de succión del compresor 21 y el lado de gas del intercambiador 23 de calor exterior (véanse las líneas de puntos de la válvula 22 de conmutación de cuatro vías en la fig. 1) para provocar que los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores funcionen como condensadores para el refrigerante comprimido en el compresor 21 y para provocar que el intercambiador 23 de calor exterior funcione como un evaporador para el refrigerante condensado en los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores.

En la presente realización, el intercambiador 23 de calor exterior es un intercambiador de calor de tipo aleta y de tipo aleta y tubo configurado por un tubo de transferencia de calor y numerosas aletas, y es un intercambiador de calor que funciona como un condensador para el refrigerante durante la operación de enfriamiento y como un evaporador para el refrigerante durante la operación de calentamiento. El lado de gas del intercambiador 23 de calor exterior está conectado a la válvula 22 de conmutación de cuatro vías, y su lado de líquido está conectado a la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido.

En la presente realización, la válvula 38 de expansión exterior es una válvula de expansión alimentada eléctricamente conectada a un lado de líquido del intercambiador 23 de calor exterior con el fin de ajustar la presión, el caudal o similar del refrigerante que fluye en el circuito 10c de refrigerante del lado exterior.

En la presente realización, la unidad 2 exterior incluye un ventilador 28 exterior como ventilador de ventilación para tomar el aire exterior hacia la unidad, lo que provoca que el aire intercambie calor con el refrigerante en el intercambiador 23 de calor exterior, y después extraiga el aire hacia el exterior. El ventilador 28 exterior es un ventilador capaz de variar un caudal de aire W_o del aire que se suministra al intercambiador 23 de calor exterior, y en la presente realización, es un ventilador de hélice o similar accionado por un motor 28a que comprende un motor de ventilador de CC.

El acumulador 24 está conectado entre la válvula 22 de conmutación de cuatro vías y el compresor 21, y es un recipiente capaz de acumular el exceso de refrigerante generado en el circuito 10 de refrigerante según el cambio en la carga de operación de las unidades 4 y 5 interiores y similares.

En la presente realización, el sub-enfriador 25 es un intercambiador de calor de doble tubo, y está dispuesto para

enfriar el refrigerante enviado a las válvulas 41 y 51 de expansión interior después de que el refrigerante se condense en el intercambiador 23 de calor exterior. En la presente realización, el sub-enfriador 25 está conectado entre la válvula 38 de expansión exterior y la válvula de cierre 26 del lado de líquido.

5 En la presente realización, se desecha un circuito 61 de refrigerante de derivación como fuente de enfriamiento del sub-enfriador 25. Obsérvese que, en la siguiente descripción, una porción correspondiente al circuito 10 de refrigerante que excluye el circuito 61 de refrigerante de derivación se conoce como un circuito de refrigerante principal por razones de conveniencia.

10 El circuito 61 de refrigerante de derivación está conectado al circuito de refrigerante principal para que una porción del refrigerante enviado desde el intercambiador 23 de calor exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interior se derive del circuito de refrigerante principal y regrese al lado de succión del compresor 21. Específicamente, el circuito 61 de refrigerante de derivación incluye un circuito 61a derivado conectado de modo que derive una porción del refrigerante enviado desde la válvula 38 de expansión exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interior en una posición entre el intercambiador 23 de calor exterior y el sub-enfriador 25 y un circuito 61b de fusión conectado al lado de succión del compresor 21 de modo que devuelva una porción de refrigerante de una salida en un lado del
15 circuito de refrigerante de derivación del sub-enfriador 25 al lado de succión del compresor 21. Además, el circuito 61a de derivación está dispuesto con una válvula 62 de expansión de derivación para ajustar el caudal del refrigerante que fluye en el circuito 61 de refrigerante de derivación. Aquí, la válvula 62 de expansión de derivación comprende una válvula de expansión operada eléctricamente. De esta manera, el refrigerante enviado desde el intercambiador 23 de calor exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interior se enfría en el sub-enfriador 25
20 mediante el refrigerante que fluye en el circuito 61 de refrigerante de derivación que ha sido despresurizado por la válvula 62 de expansión de derivación. En otras palabras, el rendimiento del sub-enfriador 25 se controla ajustando el grado de apertura de la válvula 62 de expansión de derivación.

25 La válvula de cierre 26 del lado de líquido y la válvula de cierre 27 del lado del gas son válvulas dispuestas en puertos conectados a equipamientos y tuberías externos (específicamente, a la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y a la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso). La válvula de cierre 26 del lado de líquido está conectada al intercambiador 23 de calor exterior. La válvula de cierre 27 del lado de gas está conectada a la válvula 22 de conmutación de cuatro vías.

30 Además, varios sensores están dispuestos en la unidad 2 exterior. Específicamente, dispuestos en la unidad 2 exterior hay un sensor 29 de presión de succión que detecta una presión de succión P_s del compresor 21, un sensor 30 de presión de descarga que detecta una presión de descarga P_d del compresor 21, un sensor 31 de temperatura de succión que detecta una succión la temperatura T_s del compresor 21, y un sensor 32 de temperatura de descarga que detecta una temperatura de descarga T_d del compresor 21. El sensor 31 de temperatura de succión está dispuesto en una posición entre el acumulador 24 y el compresor 21. Un sensor 33 de temperatura del intercambiador de calor que detecta la temperatura del refrigerante que fluye a través del intercambiador 23 de calor exterior (es decir, la temperatura del refrigerante correspondiente a la temperatura de condensación T_c durante la
35 operación de enfriamiento o la temperatura de evaporación T_e durante la operación de calentamiento) está dispuesto en el intercambiador 23 de calor exterior. Un sensor 34 de temperatura del lado de líquido que detecta una temperatura del refrigerante T_{co} está dispuesto en el lado de líquido del intercambiador 23 de calor exterior. Un sensor 35 de temperatura de tubería de líquido que detecta la temperatura del refrigerante (es decir, una temperatura de tubería de líquido T_{lp}) está dispuesto en la salida en el lado del circuito de refrigerante principal del sub-enfriador 25. El circuito 61b de fusión del circuito 61 de refrigerante de derivación está dispuesto con un sensor 63 de temperatura de derivación para detectar la temperatura del refrigerante que fluye a través de la salida en el lado del circuito de refrigerante de derivación del sub-enfriador 25. Un sensor 36 de temperatura exterior que detecta la temperatura del aire exterior que fluye hacia la unidad (es decir, una temperatura exterior T_a) está dispuesto en un
40 lado de la entrada de aire exterior de la unidad 2 exterior. Obsérvese que, en esta realización, ya que este sensor 36 de temperatura exterior detecta la temperatura del aire exterior que fluye hacia la unidad, se puede decir que el sensor 36 de temperatura exterior indica la temperatura ambiente fuera de varios equipamientos, incluido el compresor 21 provisto en la unidad 2 exterior. En la presente realización, el sensor 31 de temperatura de succión, el sensor 32 de temperatura de descarga, el sensor 33 de temperatura del intercambiador de calor, el sensor 34 de temperatura del lado de líquido, el sensor 35 de temperatura de la tubería de líquido, el sensor 36 de temperatura exterior y el sensor 63 de temperatura de derivación comprenden termistores. Además, la unidad 2 exterior incluye un controlador 37 lateral exterior que controla la operación de cada porción que constituye la unidad 2 exterior. Adicionalmente, el controlador 37 del lado exterior incluye un microordenador y una memoria dispuestos con el fin de controlar la unidad 2 exterior, un circuito inversor que controla el motor 73 del compresor y similares, y se configura
45 de tal manera que pueda intercambiar señales de control y similares con los controladores 47 y 57 laterales interiores de las unidades 4 y 5 interiores mediante la línea de transmisión 8a. En otras palabras, un controlador 8 que realiza el control de operación de todo el acondicionador 1 de aire está configurado por los controladores 47 y 57 laterales interiores, el controlador 37 lateral exterior y la línea de transmisión 8a que interconecta los controladores 37, 47 y 57.

60 Como se muestra en la fig. 3, el controlador 8 está conectado de modo que sea capaz de recibir señales de detección de los sensores 29 a 36, 44 a 46, 54 a 56 y 63 y también para ser capaz de controlar varios equipamientos y válvulas 21, 22, 24, 28a, 38, 41, 43a, 51, 53a y 62 basados en estas señales de detección y similares. Además, un

dispositivo de presentación 9 de advertencia que comprende LED y similares, que está configurada para indicar que se detecta una fuga de refrigerante en la operación de detección de fuga de refrigerante descrita a continuación, está conectada al controlador 8. Aquí, la fig. 3 es un diagrama de bloques de control del acondicionador 1 de aire.

<Tubería de comunicación de refrigerante>

5 Las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante son tuberías de refrigerante que están dispuestas en su lugar cuando se instala el acondicionador 1 de aire en una ubicación de instalación tal como un edificio. Como las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, las tuberías que tienen varias longitudes y diámetros de tubería se usan según las condiciones de la instalación tal como una ubicación de instalación, una combinación de una unidad exterior y una unidad interior, y similares. Por consiguiente, por ejemplo, cuando se instala un nuevo acondicionador de aire, con el fin de calcular la cantidad de carga adicional del refrigerante, es necesario obtener información precisa con respecto a las longitudes, los diámetros de tuberías y similares de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante. Sin embargo, la gestión de tal información y el propio cálculo de la cantidad de refrigerante son difíciles. Además, cuando se utiliza una tubería existente para renovar una unidad interior y una unidad exterior, la información con respecto a las longitudes, diámetros de tuberías y similares de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante puede haberse perdido en algunos casos.

Como se ha descrito anteriormente, el circuito 10 de refrigerante del acondicionador 1 de aire está configurado por la interconexión de los circuitos 10a y 10b de refrigerante del lado interior, el circuito 10c de refrigerante del lado exterior y las tuberías 6 y 7 de comunicación del refrigerante. Además, también se puede decir que este circuito 10 de refrigerante está configurado por el circuito 61 de refrigerante de derivación y el circuito de refrigerante principal excluyendo el circuito 61 de refrigerante de derivación. Adicionalmente, el controlador 8 constituido por los controladores 47 y 57 laterales interiores y el controlador 37 lateral exterior permite al acondicionador 1 de aire en la presente realización conmutar y operar entre la operación de enfriamiento y la operación de calentamiento mediante la válvula 22 de conmutación de cuatro vías y para controlar cada equipamiento de la unidad 2 exterior y las unidades 4 y 5 interiores según la carga de operación de cada una de las unidades 4 y 5 interiores.

25 (2) Funcionamiento del acondicionador de aire

A continuación, se describe el funcionamiento del acondicionador 1 de aire en la presente realización.

Los modos de operación del acondicionador 1 de aire en la presente realización incluyen: un modo de operación normal donde el control del equipamiento constituyente de la unidad 2 exterior y las unidades 4 y 5 interiores se realiza según la carga de operación de cada una de las unidades 4 y 5 interiores; un modo de operación de prueba donde se realiza una operación de prueba después de la instalación del equipamiento constituyente del acondicionador 1 de aire (específicamente, no se limita a después de la primera instalación del equipamiento: también incluye, por ejemplo, después de la modificación por adición o retirada del equipamiento constituyente tal como una unidad interior, después de la reparación del equipamiento dañado); y un modo de operación de detección de fuga de refrigerante donde, después de que haya finalizado la operación de prueba y haya comenzado la operación normal, se evalúa si el refrigerante tiene fugas o no del circuito 10 de refrigerante. El modo de operación normal incluye principalmente la operación de enfriamiento para enfriar la habitación y la operación de calentamiento para calentar la habitación. Además, el modo de operación de prueba incluye principalmente una operación automática de carga de refrigerante para cargar refrigerante en el circuito 10 de refrigerante; una operación de evaluación del volumen de la tubería para detectar los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante; y una operación de detección de cantidad inicial de refrigerante para detectar la cantidad inicial de refrigerante después de instalar el equipamiento constituyente o después de cargar refrigerante en el circuito de refrigerante.

La operación en cada modo de operación del acondicionador 1 de aire se describe a continuación.

<Modo de operación normal>

45 (Operación de enfriamiento)

En primer lugar, la operación de enfriamiento en el modo de operación normal se describe con referencia a las figs. 1 y 3.

Durante la operación de enfriamiento, la válvula 22 de conmutación de cuatro vías está en el estado representado por las líneas continuas en la fig. 1, es decir, un estado en el que el lado de descarga del compresor 21 está conectado al lado del gas del intercambiador 23 de calor exterior y también el lado de succión del compresor 21 está conectado a los lados del gas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores mediante la válvula de cierre 27 del lado del gas y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso. La válvula 38 de expansión exterior está en un estado completamente abierto. La válvula de cierre 26 del lado de líquido y la válvula de cierre 27 del lado del gas están en un estado abierto. El grado de apertura de cada una de las válvulas 41 y 51 de expansión interior se ajusta de tal manera que un grado de sobrecalentamiento SHr del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores (es decir, los lados del gas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores) resulta constante en un grado de sobrecalentamiento objetivo SHrs. En la presente realización, el grado de

sobrecalentamiento SHr del refrigerante en la salida de cada uno de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se detecta restando la temperatura del refrigerante (que corresponde a la temperatura de evaporación T_e) detectada por los sensores 44 y 54 de temperatura del lado de líquido de la temperatura del refrigerante detectada por los sensores 45 y 55 de temperatura del lado del gas, o se detecta convirtiendo la presión de succión P_s del compresor 21 detectada por el sensor 29 de presión de succión a una temperatura saturada correspondiente a la temperatura de evaporación T_e , y restando esta temperatura saturada del refrigerante de la temperatura del refrigerante detectada por los sensores 45 y 55 de temperatura del lado del gas. Obsérvese que, aunque no se emplea en la presente realización, un sensor de temperatura que detecta la temperatura del refrigerante que fluye a través de cada uno de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores puede disponerse de tal manera que el grado de sobrecalentamiento SHr del refrigerante a la salida de cada uno de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se detecta restando la temperatura del refrigerante correspondiente a la temperatura de evaporación T_e que es detectada por este sensor de temperatura de la temperatura del refrigerante detectada por los sensores 45 y 55 de temperatura del lado del gas. Además, el grado de apertura de la válvula 62 de expansión de derivación se ajusta de tal manera que un grado de sobrecalentamiento SHb del refrigerante en la salida en el lado del circuito de refrigerante de derivación del sub-enfriador 25 se convierte en un grado de sobrecalentamiento objetivo SHbs. En la presente realización, el grado de sobrecalentamiento SHb del refrigerante en la salida en el lado del circuito de refrigerante de derivación del sub-enfriador 25 se detecta convirtiendo la presión de succión P_s del compresor 21 detectada por el sensor 29 de presión de succión a una temperatura saturada correspondiente a la temperatura de evaporación T_e , y restando esta temperatura saturada del refrigerante de la temperatura del refrigerante detectada por el sensor 63 de temperatura de derivación. Obsérvese que, aunque no se emplea en la presente realización, un sensor de temperatura puede estar dispuesto en una entrada en el lado del circuito de refrigerante de derivación del sub-enfriador 25 de tal manera que el grado de sobrecalentamiento SHb del refrigerante en la salida en el lado del circuito de refrigerante de derivación del sub-enfriador 25 se detecta restando la temperatura del refrigerante detectada por este sensor de temperatura de la temperatura del refrigerante detectada por el sensor 63 de temperatura de derivación.

Cuando el compresor 21, el ventilador 28 exterior, los ventiladores 43 y 53 interiores arrancan en este estado del circuito 10 de refrigerante, el refrigerante gaseoso a baja presión se succiona en el compresor 21 y se comprime en el refrigerante gaseoso a alta presión. Posteriormente, el refrigerante gaseoso a alta presión se envía al intercambiador 23 de calor exterior mediante la válvula 22 de conmutación de cuatro vías, intercambia calor con el aire exterior suministrado por el ventilador 28 exterior, y se condensa en refrigerante líquido de alta presión. A continuación, este refrigerante líquido a alta presión pasa a través de la válvula 38 de expansión exterior, fluye al sub-enfriador 25, intercambia calor con el refrigerante que fluye en el circuito 61 de refrigerante de derivación, se enfría aún más y se sub-enfría. En este momento, una porción del refrigerante líquido a alta presión condensada en el intercambiador 23 de calor exterior se ramifica en el circuito 61 de refrigerante de derivación y se despresuriza por la válvula 62 de expansión de derivación. Posteriormente, se devuelve al lado de succión del compresor 21. Aquí, el refrigerante que pasa a través de la válvula 62 de expansión de derivación se despresuriza cerca de la presión de succión P_s del compresor 21 y, por lo tanto, una porción del refrigerante se evapora. A continuación, el refrigerante que fluye desde la salida de la válvula 62 de expansión de derivación del circuito 61 de refrigerante de derivación hacia el lado de succión del compresor 21 pasa a través del sub-enfriador 25 e intercambia calor con el refrigerante líquido a alta presión enviado desde el intercambiador 23 de calor exterior en el lado principal del circuito de refrigerante a las unidades 4 y 5 interiores.

A continuación, el refrigerante líquido a alta presión que se ha sub-enfriado se envía a las unidades 4 y 5 interiores mediante la válvula de cierre 26 del lado de líquido y la tubería 6 de comunicación del refrigerante líquido. El refrigerante líquido a alta presión enviado a las unidades 4 y 5 interiores se despresuriza cerca de la presión de succión P_s del compresor 21 mediante las válvulas 41 y 51 de expansión interiores, se convierte en refrigerante en un estado bifásico gaseoso-líquido a baja presión, se envía a los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores, intercambia calor con el aire de la habitación en los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores, y se evapora a refrigerante gaseoso a baja presión.

Este refrigerante gaseoso a baja presión se envía a la unidad 2 exterior mediante la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso, y fluye al acumulador 24 mediante la válvula de cierre 27 del lado de gas y la válvula 22 de conmutación de cuatro vías. Después, el refrigerante gaseoso a baja presión que ha fluido hacia el acumulador 24 es nuevamente succionado hacia el compresor 21.

(Operación de calentamiento)

A continuación, se describe la operación de calentamiento en el modo de operación normal.

Durante la operación de calentamiento, la válvula 22 de conmutación de cuatro vías está en un estado representado por las líneas de puntos en la fig. 1, es decir, un estado donde el lado de descarga del compresor 21 está conectado a los lados gaseoso de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores a través de la válvula de cierre 27 del lado de gas y la tubería 7 de comunicación del refrigerante gaseoso y también el lado de succión del compresor 21 está conectado al lado del gas del intercambiador 23 de calor exterior. El grado de apertura de la válvula 38 de expansión exterior se ajusta de modo que sea capaz de despresurizar el refrigerante que fluye en el intercambiador 23 de calor exterior a una presión donde el refrigerante puede evaporarse (es decir, la presión de evaporación P_e) en el

intercambiador 23 de calor exterior. Además, la válvula de cierre 26 del lado de líquido y la válvula de cierre 27 del lado de gas están en un estado abierto. El grado de apertura de las válvulas 41 y 51 de expansión interior se ajusta de tal manera que un grado de sub-enfriamiento SCr del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se vuelva constante en el grado de sub-enfriamiento objetivo SCrs. En la presente realización, se detecta un grado de sub-enfriamiento SCr del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores al convertir la presión de descarga Pd del compresor 21 detectada por el sensor 30 de presión de descarga a una temperatura saturada correspondiente a la temperatura de condensación Tc, y restando la temperatura del refrigerante detectada por los sensores 44 y 54 de temperatura del lado de líquido de esta temperatura saturada del refrigerante. Obsérvese que, aunque no se emplea en la presente realización, un sensor de temperatura que detecta la temperatura del refrigerante que fluye a través de cada uno de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores puede disponerse de tal manera que el grado de sub-enfriamiento SCr del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se detecta restando la temperatura del refrigerante correspondiente a la temperatura de condensación Tc detectada por este sensor de temperatura de la temperatura del refrigerante detectada por los sensores 44 y 54 de temperatura del lado del líquido. Además, la válvula 62 de expansión de derivación está cerrada.

Cuando el compresor 21, el ventilador 28 exterior, los ventiladores 43 y 53 interiores arrancan en este estado del circuito 10 de refrigerante, el refrigerante gaseoso a baja presión se succiona en el compresor 21, se comprime en refrigerante gaseoso a alta presión y se envía a las unidades 4 y 5 interiores mediante la válvula 22 de conmutación de cuatro vías, la válvula de cierre 27 del lado de gas y la tubería 7 de comunicación del refrigerante gaseoso.

A continuación, el refrigerante gaseoso a alta presión enviado a las unidades 4 y 5 interiores intercambia calor con el aire de la habitación en los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores y se condensa a refrigerante líquido a alta presión. Posteriormente, se despresuriza según el grado de apertura de las válvulas 41 y 51 de expansión interiores cuando pasa a través de las válvulas 41 y 51 de expansión interiores.

El refrigerante que ha pasado a través de las válvulas 41 y 51 de expansión interior se envía a la unidad 2 exterior mediante la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, se despresuriza aún más mediante la válvula de cierre 26 del lado de líquido, el sub-enfriador 25 y la válvula 38 de expansión exterior, y después fluye hacia el intercambiador 23 de calor exterior. A continuación, el refrigerante en un estado bifásico gaseoso-líquido a baja presión que ha fluido al intercambiador 23 de calor exterior intercambia calor con el aire exterior suministrado por el ventilador 28 exterior, se evapora a refrigerante gaseoso a baja presión y fluye hacia el acumulador 24 mediante la válvula 22 de conmutación de cuatro vías. A continuación, el refrigerante gaseoso a baja presión que ha fluido hacia el acumulador 24 es nuevamente succionado hacia el compresor 21.

Tal control de operación como se ha descrito anteriormente en el modo de operación normal, se realiza mediante el controlador 8 (más específicamente, los controladores 47 y 57 laterales interiores, el controlador 37 lateral exterior y la línea de transmisión 8a que se conecta entre los controladores 37, 47 y 57) que funciona como un medio de control de operación normal para realizar la operación normal que incluye la operación de enfriamiento y la operación de calentamiento.

<Modo de operación de prueba>

A continuación, el modo de operación de prueba se describe con referencia a las figs. 1 a 4. Aquí, la fig. 4 es un diagrama de flujo del modo de operación de prueba. En la presente realización, en el modo de operación de prueba, primero, se realiza la operación automática de carga de refrigerante en la etapa S1. Posteriormente, se realiza la operación de evaluación del volumen de la tubería en la etapa S2, y a continuación se realiza la operación de detección de la cantidad inicial de refrigerante en la etapa S3.

En la presente realización, se describe un ejemplo de un caso donde, la unidad 2 exterior en la cual el refrigerante se carga por adelantado y las unidades 4 y 5 interiores se instalan en una ubicación de instalación tal como un edificio, y la unidad 2 exterior, las unidades interiores 4, 5 están interconectadas mediante la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso para configurar el circuito 10 de refrigerante, y posteriormente se carga refrigerante adicional en el circuito 10 de refrigerante cuya cantidad de refrigerante es insuficiente según los volúmenes de la tubería 6 comunicación de refrigerante líquido y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso.

(Etapa S1: Operación automática de carga del refrigerante)

En primer lugar, la válvula de cierre 26 del lado de líquido y la válvula de cierre 27 del lado de gas de la unidad 2 exterior se abren y el circuito 10 de refrigerante se llena con el refrigerante que se carga en la unidad 2 exterior por adelantado.

A continuación, cuando un trabajador que realiza la operación de prueba conecta un cilindro de refrigerante para una carga adicional a un puerto de servicio (no mostrado) del circuito 10 de refrigerante y emite un comando para comenzar la operación de prueba directamente al controlador 8 o de forma remota mediante un controlador remoto (no mostrado) y similares, el controlador 8 inicia el proceso desde la Etapa S11 a la Etapa S13 que se muestra en la fig. 5. Aquí, la fig. 5 es un diagrama de flujo de la operación automática de carga de refrigerante.

(Etapa S11: Operación de evaluación de cantidad de refrigerante)

5 Cuando se emite un comando para comenzar la operación automática de carga de refrigerante, el circuito 10 de refrigerante, con la válvula 22 de conmutación de cuatro vías de la unidad 2 exterior en el estado representado por las líneas continuas en la fig. 1, se convierte en un estado donde las válvulas 41 y 51 de expansión interiores de las unidades 4 y 5 interiores y la válvula 38 de expansión exterior están abiertas. A continuación, el compresor 21, el ventilador 28 exterior y los ventiladores 43 y 53 interiores se ponen en marcha, y la operación de enfriamiento se realiza a la fuerza en todas las unidades 4 y 5 interiores (en lo sucesivo denominado como "toda la operación de la unidad interior").

10 Por consiguiente, como se muestra en la fig. 6, en el circuito 10 de refrigerante, el refrigerante gaseoso a alta presión comprimido en y descargado desde el compresor 21 fluye a lo largo de una trayectoria de flujo desde el compresor 21 al intercambiador 23 de calor exterior que funciona como un condensador (véase la porción desde el compresor 21 hasta el intercambiador 23 de calor exterior en el área rayada indicada por la línea diagonal en la fig. 6); el refrigerante a alta presión que experimenta un cambio de fase de un estado gaseoso a un estado líquido por intercambio de calor con los flujos de aire exterior en el intercambiador 23 de calor exterior que funciona como un condensador (véase la porción correspondiente al intercambiador 23 de calor exterior en la el área rayada indicada por la línea diagonal y el área rayada lacada en negro en la fig. 6); el refrigerante líquido a alta presión fluye a lo largo de una trayectoria de flujo desde el intercambiador 23 de calor exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores, incluida la válvula 38 de expansión exterior, la porción correspondiente al lado del circuito principal del refrigerante del sub-enfriador 25 y la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, y una trayectoria de flujo desde el intercambiador 23 de calor exterior a la válvula 62 de expansión de derivación (véanse las porciones desde el intercambiador 23 de calor exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores y a la válvula 62 de expansión de derivación en el área indicada por el rayado en negro en la fig. 6); el refrigerante a baja presión que experimenta un cambio de fase de un estado de dos fases gas-líquido a un estado gaseoso por intercambio de calor con los flujos de aire de la habitación en las porciones correspondientes a los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores que funcionan como evaporadores y la porción correspondiente al lado del circuito de refrigerante de derivación del sub-enfriador 25 (véanse las porciones correspondientes a los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores y la porción correspondiente al sub-enfriador 25 en el área indicada por el rayado formando una celosía y el rayado indicado por la línea diagonal en la fig. 6); y el refrigerante gaseoso a baja presión fluye a lo largo de una trayectoria de flujo desde los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores hasta el compresor 21 que incluye la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso y el acumulador 24 y una trayectoria de flujo desde la porción correspondiente al lado del circuito de refrigerante de derivación del sub-enfriador 25 al compresor 21 (véase la porción de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores al compresor 21 y la porción desde la porción correspondiente al lado del circuito de refrigerante de derivación del sub-enfriador 25 al compresor 21 en el área de rayada indicada por la línea diagonal en la fig. 6). La fig. 6 es un diagrama esquemático para mostrar un estado del refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en una operación de evaluación de cantidad de refrigerante (se omiten ilustraciones de la válvula 22 de conmutación de cuatro vías y similares).

A continuación, el control del equipamiento como se describe más abajo se realiza para proceder a la operación para estabilizar el estado del refrigerante que circula en el circuito 10 de refrigerante. Específicamente, las válvulas 41 y 51 de expansión interiores se controlan de tal manera que el grado de sobrecalentamiento SHr de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores que funcionan como evaporadores se vuelve constante (en lo sucesivo denominado como "control de grado de súper calor"); la capacidad de operación del compresor 21 se controla de tal manera que una presión de evaporación P_e se vuelva constante (en lo sucesivo denominado como "control de presión de evaporación"); el caudal de aire W_o del aire exterior suministrado al intercambiador 23 de calor exterior por el ventilador 28 exterior se controla de tal manera que la presión de condensación P_c del refrigerante en el intercambiador 23 de calor exterior se vuelva constante (en lo sucesivo denominado como "control de presión de condensación"); el rendimiento del sub-enfriador 25 se controla de tal manera que la temperatura del refrigerante enviada desde el sub-enfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores se vuelva constante (en lo sucesivo denominado como "control de temperatura de tubería de líquido"); y el caudal de aire W_r del aire de la habitación suministrado a los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores por los ventiladores 43 y 53 interiores se mantiene constante de tal manera que la presión de evaporación P_e del refrigerante se controla de forma estable mediante el control de presión de evaporación descrito anteriormente.

Aquí, la razón para realizar el control de presión de evaporación es que la presión de evaporación P_e del refrigerante en los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores que funcionan como evaporadores se ve afectada en gran medida por la cantidad de refrigerante en los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores donde el refrigerante a baja presión fluye mientras experimenta un cambio de fase de un estado de dos fases gas-líquido a un estado gaseoso como resultado del intercambio de calor con el aire de la habitación (véanse las porciones correspondientes a los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores en el área indicada por el rayado formando una celosía y el rayado indicado por la línea diagonal en la fig. 6, que en lo sucesivo se denomina como "porción C del evaporador"). Por consiguiente, aquí, se crea un estado en el que la cantidad de refrigerante en la porción C del evaporador cambia principalmente por la presión de evaporación P_e , lo que hace que la presión de evaporación P_e del refrigerante en los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se vuelva constante y se establezca el estado del refrigerante que fluye en la porción C del evaporador como resultado del control de la capacidad de operación del compresor 21 por el motor 73 del compresor cuya frecuencia de rotación R_m es controlada por un inversor. Obsérvese que el control

de la presión de evaporación P_e por el compresor 21 en la presente realización se logra de la siguiente manera: la temperatura del refrigerante (que corresponde a la temperatura de evaporación T_e) detectada por los sensores 44 y 54 de temperatura del lado de líquido de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se convierte a presión de saturación; la capacidad de operación del compresor 21 se controla de tal manera que la presión de saturación se vuelva constante a una presión baja P_{es} objetivo (en otras palabras, se realiza el control para cambiar la frecuencia de rotación R_m del motor 73 del compresor); y a continuación se aumenta o disminuye un caudal de circulación de refrigerante W_c que fluye en el circuito 10 de refrigerante. Obsérvese que, aunque no se emplea en la presente realización, la capacidad de operación del compresor 21 puede controlarse de tal manera que la presión de succión P_s del compresor 21 detectada por el sensor 29 de presión de succión, que es una cantidad de estado de operación equivalente a la presión del refrigerante en la presión de evaporación P_e del refrigerante en los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores, se vuelve constante en la presión baja P_{es} objetivo, o la temperatura de saturación (que corresponde a la temperatura de evaporación T_e) correspondiente a la presión de succión P_s se vuelve constante a un presión baja T_{es} objetivo. También, la capacidad de operación del compresor 21 se puede controlar de tal manera que la temperatura del refrigerante (que corresponde a la temperatura de evaporación T_e) detectada por los sensores 44 y 54 de temperatura del lado de líquido de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se vuelva constante a la presión baja T_{es} objetivo.

A continuación, al realizar tal control de presión de evaporación, el estado del refrigerante que fluye en las tuberías de refrigerante desde los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores al compresor 21, incluyendo la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso y el acumulador 24 (véase la porción desde los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores al compresor 21 en el área rayada indicada por la línea diagonal en la fig. 6, que en lo sucesivo se denomina como "porción D de distribución de refrigerante gaseoso ") se estabilizan, creando un estado donde la cantidad de refrigerante en la porción D de distribución de refrigerante gaseoso cambia principalmente por la presión de evaporación P_e (es decir, la presión de succión P_s), que es una cantidad de estado de operación equivalente a la presión del refrigerante en la porción D de distribución de refrigerante gaseoso.

Además, la razón para realizar el control de la presión de condensación es que la presión de condensación P_c del refrigerante se ve afectada en gran medida por la cantidad de refrigerante en el intercambiador 23 de calor exterior donde el refrigerante a alta presión fluye mientras experimenta un cambio de fase de un estado gaseoso a un estado líquido como resultado del intercambio de calor con el aire exterior (véanse las porciones correspondientes al intercambiador 23 de calor exterior en el área indicada por el rayado de la línea diagonal y la eclosión en negro en la fig. 6, que en lo sucesivo se denomina como "porción A de condensador "). La presión de condensación P_c del refrigerante en la porción del condensador A cambia considerablemente debido al efecto de la temperatura exterior T_a . Por lo tanto, el caudal de aire W_o del aire de la habitación suministrado desde el ventilador 28 exterior al intercambiador 23 de calor exterior se controla mediante el motor 28a, y por lo tanto la presión de condensación P_c del refrigerante en el intercambiador 23 de calor exterior se mantiene constante y el estado del refrigerante que fluye en la porción A de condensador se estabiliza, creando un estado en el que la cantidad de refrigerante en la porción A de condensador cambia principalmente por un grado de sub-enfriamiento S_{Co} en el lado de líquido del intercambiador 23 de calor exterior (en lo sucesivo, se considera como la salida del intercambiador 23 de calor exterior en la descripción con respecto a la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante). Obsérvese que, para el control de la presión de condensación P_c por el ventilador 28 exterior en la presente realización, se usa la presión de descarga P_d del compresor 21 detectada por el sensor 30 de presión de descarga, que es una cantidad de estado de operación equivalente a la presión de condensación P_c del refrigerante en el intercambiador 23 de calor exterior, o la temperatura del refrigerante que fluye a través del intercambiador 23 de calor exterior (es decir, la temperatura de condensación T_c) detectada por el sensor de temperatura del intercambiador de calor 33.

A continuación, al realizar tal control de presión de condensación, el refrigerante líquido a alta presión fluye a lo largo de una trayectoria de flujo desde el intercambiador 23 de calor exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores, incluyendo la válvula 38 de expansión exterior, la porción en el lado del circuito principal del refrigerante del sub-enfriador 25 y la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y una trayectoria de flujo desde el intercambiador 23 de calor exterior a la válvula 62 de expansión de derivación del circuito 61 de refrigerante de derivación; la presión del refrigerante en las porciones desde el intercambiador 23 de calor exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores y a la válvula 62 de expansión de derivación (véase el área indicada por el sombreado negro en la fig. 6, que en lo sucesivo se denomina como "la porción B de distribución de refrigerante líquido") también se estabiliza; y la porción B de distribución de refrigerante líquido está cerrada herméticamente por el refrigerante líquido, convirtiéndose por lo tanto en un estado estable.

Además, la razón para realizar el control de la temperatura de la tubería de líquido es impedir un cambio en la densidad del refrigerante en las tuberías de refrigerante del sub-enfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores incluyendo la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido (véase la porción del sub-enfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores en la porción B de distribución de refrigerante líquido que se muestra en la fig. 6). El rendimiento del sub-enfriador 25 se controla aumentando o disminuyendo el caudal del refrigerante que fluye en el circuito 61 de refrigerante de derivación, de tal manera que la temperatura del refrigerante T_{lp} detectada por el sensor 35 de temperatura de la tubería de líquido dispuesta en la salida en el lado del circuito de refrigerante principal del sub-enfriador 25 se vuelve constante a la temperatura objetivo de la tubería de líquido T_{lps} , y ajustando la cantidad de intercambio de calor entre el refrigerante que fluye a través del lado del circuito del refrigerante principal y el refrigerante que fluye a través del lado del circuito de refrigerante de derivación del sub-

enfriador 25. Obsérvese que, el caudal de refrigerante que fluye en el circuito 61 de refrigerante de derivación aumenta o disminuye mediante el ajuste del grado de apertura de la válvula 62 de expansión de derivación. De esta manera, se logra el control de la temperatura de la tubería de líquido en que la temperatura del refrigerante en las tuberías de refrigerante desde el sub-enfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores, incluyendo la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, se vuelve constante.

A continuación, al realizar tal control constante de temperatura de la tubería de líquido, incluso cuando la temperatura del refrigerante T_{co} en la salida del intercambiador 23 de calor exterior (es decir, el grado de sub-enfriamiento SCo del refrigerante en la salida del intercambiador 23 de calor exterior) cambia junto con un aumento gradual de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante al cargar refrigerante en el circuito 10 de refrigerante, el efecto de un cambio en la temperatura del refrigerante T_{co} en la salida del intercambiador 23 de calor exterior permanecerá solamente dentro de las tuberías de refrigerante desde la salida del intercambiador 23 de calor exterior al sub-enfriador 25, y el efecto no se extenderá a las tuberías de refrigerante desde el sub-enfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores incluyendo la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido en la porción B de distribución de refrigerante líquido.

Además, la razón para realizar el control del grado de sobrecalentamiento es porque la cantidad de refrigerante en la porción C del evaporador afecta en gran medida a la calidad del vapor húmedo del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores. El grado de sobrecalentamiento SHr del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se controla de tal manera que el grado de sobrecalentamiento SHr del refrigerante en los lados gaseoso de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores (en lo sucesivo considerado como las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores en la descripción con respecto a la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante) se vuelve constante en el grado de sobrecalentamiento objetivo SHrs (en otras palabras, el refrigerante gaseoso en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores está en un estado de sobrecalentamiento) controlando el grado de apertura de las válvulas 41 y 51 de expansión interiores, y por lo tanto el estado del refrigerante que fluye en la porción C del evaporador se estabiliza.

Por consiguiente, al realizar tal control de grado de sobrecalentamiento, se crea un estado en el que el refrigerante gaseoso fluye de manera segura a la porción D de comunicación de refrigerante gaseoso.

Mediante diversos controles descritos anteriormente, el estado del refrigerante que circula en el circuito 10 de refrigerante se estabiliza, y la distribución de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante se vuelve constante. Por lo tanto, cuando el refrigerante comienza a cargarse al circuito 10 de refrigerante mediante la carga adicional de refrigerante, que se realiza posteriormente, es posible crear un estado donde un cambio en la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante aparece principalmente como un cambio de la cantidad de refrigerante en el intercambiador 23 de calor exterior (en lo sucesivo esta operación se denomina como "operación de evaluación de la cantidad de refrigerante").

Tal control como se ha descrito anteriormente se realiza como el proceso en la Etapa S11 por el controlador 8 (más específicamente, por los controladores 47 y 57 laterales interiores, el controlador 37 lateral exterior y la línea de transmisión 8a que se conecta entre los controladores 37, 47 y 57) que funciona como un medio de control de la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante para realizar la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante.

Obsérvese que, a diferencia de la presente realización, cuando el refrigerante no se carga por adelantado en la unidad 2 exterior, es necesario, antes de la Etapa S11 cargar refrigerante hasta que la cantidad de refrigerante alcance un nivel donde el equipamiento constituyente no se detendrá anormalmente durante la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante descrita anteriormente.

(Etapa S12: Cálculo de la cantidad de refrigerante)

A continuación, se carga refrigerante adicional en el circuito 10 de refrigerante mientras se realiza la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante descrita anteriormente. En este momento, el controlador 8 que funciona como un medio de cálculo de la cantidad de refrigerante calcula la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante a partir de una cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante durante la carga adicional de refrigerante en la Etapa S12.

En primer lugar, se describe el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante en la presente realización. El medio de cálculo de la cantidad de refrigerante divide el circuito 10 de refrigerante en una pluralidad de porciones, calcula la cantidad de refrigerante para cada porción dividida y, por lo tanto, calcula la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante. Más específicamente, una expresión relacional entre la cantidad de refrigerante en cada porción y la cantidad del estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se establece para cada porción dividida, y la cantidad de refrigerante en cada porción se puede calcular usando estas expresiones relacionales. En la presente realización, en un estado donde la válvula 22 de conmutación de cuatro vías está representada por las líneas continuas en la fig. 1, es decir, un estado donde el lado de descarga del compresor 21 está conectado al lado de gas del intercambiador 23 de calor exterior y donde el lado de succión del compresor 21 está conectado a las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores mediante la

válvula de cierre 27 del lado de gas y la tubería 7 de comunicación del refrigerante del gas, el circuito 10 de refrigerante se divide en las siguientes porciones y una expresión relacional se establece para cada porción: una porción desde el compresor 21 al intercambiador 23 de calor exterior incluyendo la válvula 22 de conmutación de cuatro vías (no mostrada en la fig. 6) (en lo sucesivo denominada como "porción E de tubería de gas a alta presión"); una porción correspondiente al intercambiador 23 de calor exterior (es decir, la porción A del condensador); una parte desde el intercambiador 23 de calor exterior al sub-enfriador 25 y una mitad de la porción del lado de entrada correspondiente al lado del circuito del refrigerante principal del sub-enfriador 25 en la porción B de distribución de refrigerante líquido (en lo sucesivo denominada como "porción B1 de la tubería de líquido del lado de alta temperatura"); una mitad de la porción del lado de salida correspondiente al lado del circuito del refrigerante principal del sub-enfriador 25 y una porción del sub-enfriador 25 a la válvula de cierre 26 del lado del líquido (no mostrada en la fig. 6) en la porción B de distribución de refrigerante líquido (en lo sucesivo denominada como "porción B2 de tubería de líquido del lado de baja temperatura"); una porción correspondiente a la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido en la porción B de distribución de refrigerante líquido (en lo sucesivo denominada como "porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante líquido"); una porción desde la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido en la porción B de distribución de refrigerante líquido a la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso en la porción D de distribución de refrigerante gaseoso incluyendo las porciones correspondientes a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores y a los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores (es decir, la porción C del evaporador) (en lo sucesivo denominada como "porción F de unidad interior"); una porción correspondiente a la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso en la porción D de distribución de refrigerante gaseoso (en lo sucesivo denominada como "porción G de tubería de comunicación de refrigerante gaseoso"); una porción desde la válvula de cierre 27 del lado de gas (no mostrada en la fig. 6) en la porción D de distribución de refrigerante gaseoso al compresor 21 incluyendo la válvula 22 de conmutación de cuatro vías y el acumulador 24 (en lo sucesivo denominada como "porción H de tubería de gas a baja presión"); una porción desde la porción B1 de tubería de líquido del lado a alta temperatura en la porción B de distribución de refrigerante líquido a la porción H de tubería de gas a baja presión incluyendo la válvula 62 de expansión de derivación y una porción correspondiente al lado del circuito de refrigerante de derivación del sub-enfriador 25 (en lo sucesivo denominada como "porción I de circuito de derivación"); y una porción correspondiente al compresor 21 (en lo sucesivo denominada como "porción J del compresor"). A continuación, se describen expresiones relacionales establecidas para cada porción descrita anteriormente.

En la presente realización, una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante Mog1 en la porción E de tubería de gas a alta presión y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

$$\text{Mog1} = \text{Vog1} \times \text{pd},$$

que es una expresión de función en la que un volumen Vog1 de la porción E de la tubería de gas a alta presión en la unidad 2 exterior se multiplica por la densidad pd del refrigerante en la porción E de la tubería de gas a alta presión. Obsérvese que, el volumen Vog1 de la porción E de tubería de gas a alta presión es un valor que se conoce antes de la instalación de la unidad 2 exterior en la ubicación de instalación y se almacena por adelantado en la memoria del controlador 8. Además, se obtiene una densidad pd del refrigerante en la porción E de la tubería de gas a alta presión mediante la conversión de la temperatura de descarga Td y la presión de descarga Pd.

Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante Mc en la porción A del condensador y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

$$\text{Mc} = \text{kc1} \times \text{Ta} + \text{kc2} \times \text{Tc} + \text{kc3} \times \text{SHm} + \text{kc4} \times \text{Wc} + \text{kc5} \times \text{pc} + \text{kc6} \times \text{pco} + \text{kc7},$$

que es una expresión de función de la temperatura exterior Ta, la temperatura de condensación Tc, un grado de sobrecalentamiento de descarga del compresor SHm, el caudal de circulación de refrigerante Wc, la densidad de líquido saturado pc del refrigerante en el intercambiador 23 de calor exterior, y la densidad pco del refrigerante a la salida del intercambiador 23 de calor exterior. Obsérvese que, los parámetros kc1 a kc7 en la expresión relacional descrita anteriormente se derivan de un análisis de regresión de los resultados de las pruebas y simulaciones detalladas y se almacenan de antemano en la memoria del controlador 8. Además, el grado de sobrecalentamiento de descarga del compresor SHm es un grado de sobrecalentamiento del refrigerante en el lado de descarga del compresor, y se obtiene convirtiendo la presión de descarga Pd a la temperatura de saturación del refrigerante y restando esta temperatura de saturación del refrigerante de la temperatura de descarga Td. El caudal de circulación de refrigerante Wc se expresa como una función de la temperatura de evaporación Te y la temperatura de condensación Tc (es decir, $\text{Wc} = \text{f1}(\text{Te}, \text{Tc})$). Se obtiene una densidad de líquido saturado pc del refrigerante convirtiendo la temperatura de condensación Tc. Una densidad pco del refrigerante en la salida del intercambiador 23 de calor exterior se obtiene convirtiendo la presión de condensación Pc obtenida mediante la conversión de la temperatura de condensación Tc y la temperatura del refrigerante Tco.

Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante Mol1 en la porción B1 de tubería de líquido a alta temperatura y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

ES 2 716 465 T3

$$Mol1 = Vol1 \times pco,$$

5 que es una expresión de función en la que un volumen Vol1 de la porción B1 de tubería de líquido a alta temperatura en la unidad 2 exterior se multiplica por la densidad pco del refrigerante en la porción B1 de tubería de líquido a alta temperatura (es decir, la densidad del refrigerante descrita anteriormente en la salida del intercambiador 23 de calor exterior). Obsérvese que, el volumen Vol1 de la porción B1 de la tubería de líquido a alta presión es un valor que se conoce antes de la instalación de la unidad 2 exterior en la ubicación de instalación y se almacena por adelantado en la memoria del controlador 8.

10 Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante Mol2 en la porción B2 de tubería de líquido a baja temperatura y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

$$Mol2 = Vol2 \times plp,$$

15 que es una expresión de función en la que un volumen Vol2 de la porción B2 de tubería de líquido a baja temperatura en la unidad 2 exterior se multiplica por una densidad plp del refrigerante en la porción B2 de tubería de líquido a baja temperatura. Obsérvese que, el volumen Vol2 de la porción B2 de la tubería de líquido a baja temperatura es un valor que se conoce antes de la instalación de la unidad 2 exterior en la ubicación de instalación y se almacena por adelantado en la memoria del controlador 8. Además, la densidad plp del refrigerante en la porción B2 de la tubería de líquido a baja temperatura es la densidad del refrigerante en la salida del sub-enfriador 25, y se obtiene convirtiendo la presión de condensación Pc y la temperatura del refrigerante Tlp en la salida del sub-enfriador 25.

20 Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante M1p en la porción B3 de la tubería de comunicación de refrigerante líquido y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

$$M1p = V1p \times plp,$$

25 que es una expresión de función en la que un volumen V1p de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido se multiplica por la densidad plp del refrigerante en la porción B3 de la tubería de comunicación de refrigerante líquido (es decir, la densidad del refrigerante en la salida del sub-enfriador 25). Obsérvese que, con respecto al volumen V1p de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, ya que la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido es una tubería de refrigerante dispuesta en el sitio cuando se instala el acondicionador 1 de aire en una ubicación de instalación tal como un edificio, un valor calculado en el sitio a partir de la información con respecto a la longitud, el diámetro de la tubería y similares se introduce, o la información con respecto a la longitud, el diámetro de la tubería y similares se introduce en el sitio y el controlador 8 calcula el volumen V1p a partir de la información de entrada de la tubería 6 de comunicación del refrigerante líquido. O, como se describe a continuación, el volumen V1p se calcula usando los resultados de operación de la operación de evaluación del volumen de la tubería.

35 Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante Mr en la porción F de la unidad interior y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

$$Mr = kr1 \times Tlp + kr2 \times \Delta T + kr3 \times SHr + kr4 \times Wr + kr5,$$

40 que es una expresión de función de la temperatura del refrigerante Tlp en la salida del sub-enfriador 25, una diferencia de temperatura ΔT en la cual la temperatura de evaporación Te se resta de la temperatura de la habitación Tr, el grado de sobrecalentamiento SHr del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores, y el caudal de aire Wr de los ventiladores 43 y 53 interiores. Obsérvese que, los parámetros kr1 a kr5 en la expresión relacional descrita anteriormente se derivan de un análisis de regresión de los resultados de las pruebas y simulaciones detalladas y se almacenan de antemano en la memoria del controlador 8. Obsérvese que, aquí, la expresión relacional para la cantidad de refrigerante Mr se establece para cada una de las dos unidades 4 y 5 interiores, y la cantidad total de refrigerante en la porción F de la unidad interior se calcula sumando la cantidad de refrigerante Mr en la unidad 4 interior y la cantidad de refrigerante Mr en la unidad interior 5. Obsérvese que, las expresiones relacionales que tienen los parámetros kr1 a kr5 con diferentes valores se usarán cuando el modelo y/o la capacidad sean diferentes entre la unidad 4 interior y la unidad interior 5.

50 Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante Mgp en la porción G de la tubería de comunicación del refrigerante gaseoso y la cantidad del estado de operación del equipamiento o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

$$Mgp = Vgp \times pgp,$$

55 que es una expresión de función en la que un volumen Vgp de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso se multiplica por una densidad pgp del refrigerante en la porción H de la tubería de comunicación de refrigerante

gaseoso. Observe que, con respecto al volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso, como es el caso de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, ya que la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso es una tubería de refrigerante dispuesta en el sitio cuando se instala el acondicionador 1 de aire en una ubicación de instalación tal como un edificio, un valor calculado en el sitio a partir de la información en relación con la longitud, el diámetro de la tubería y similares se introduce, o la información con relación a la longitud, el diámetro de la tubería y similares se introduce en el sitio y el controlador 8 calcula el volumen V_{gp} a partir de la información de entrada de la tubería 7 de comunicación del refrigerante gaseoso. O, como se describe a continuación, el volumen V_{gp} se calcula usando los resultados de operación de la operación de evaluación del volumen de la tubería. Además, la densidad ρ_{gp} del refrigerante en la porción G de la tubería de comunicación del refrigerante gaseoso es un valor promedio entre una densidad ρ_s del refrigerante en el lado de succión del compresor 21 y una densidad ρ_{eo} del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores (es decir, la entrada de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso). La densidad ρ_s del refrigerante se obtiene convirtiendo la presión de succión P_s y la temperatura de succión T_s , y una densidad ρ_{eo} del refrigerante se obtiene convirtiendo la presión de evaporación P_e , que es un valor convertido de la temperatura de evaporación T_e , y una salida temperatura T_{eo} de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores.

Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante M_{og2} en la porción H de tubería de gas a baja presión y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

$$M_{og2} = V_{og2} \times \rho_s,$$

que es una expresión de función en la que un volumen V_{og2} de la porción H de tubería de gas a baja presión en la unidad 2 exterior se multiplica por la densidad ρ_s del refrigerante en la porción H de tubería de gas a baja presión. Obsérvese que, el volumen V_{og2} de la porción H de tubería de gas a baja presión es un valor que se conoce antes del envío a la ubicación de instalación y se almacena por adelantado en la memoria del controlador 8.

Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante M_{ob} en la porción I del circuito de derivación y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

$$M_{ob} = k_{ob1} \times \rho_{co} + k_{ob2} \times \rho_s + k_{ob3} \times P_e + k_{ob4},$$

que es una expresión de la función de una densidad ρ_{co} del refrigerante en la salida del intercambiador 23 de calor exterior, y la densidad ρ_s y la presión de evaporación P_e del refrigerante en la salida en el lado del circuito de derivación del sub-enfriador 25. Obsérvese que los parámetros k_{ob1} a k_{ob3} en la expresión relacional descrita anteriormente se derivan de un análisis de regresión de los resultados de las pruebas y simulaciones detalladas y se almacenan por adelantado en la memoria del controlador 8. Además, la cantidad de refrigerante M_{ob} de la porción I del circuito de derivación puede calcularse usando una expresión relacional más simple porque la cantidad de refrigerante allí es menor en comparación con las otras porciones. Por ejemplo, se expresa de la siguiente manera:

$$M_{ob} = V_{ob} \times \rho_e \times k_{ob5},$$

que es una expresión de función en la que un volumen V_{ob} de la porción I del circuito de derivación se multiplica por la densidad del líquido saturado ρ_e en la porción correspondiente al lado del circuito de derivación del sub-enfriador 25 y un coeficiente k_{ob5} correcto. Obsérvese que, el volumen V_{ob} de la porción I del circuito de derivación es un valor que se conoce antes de la instalación de la unidad 2 exterior en la ubicación de instalación y se almacena por adelantado en la memoria del controlador 8. Además, la densidad del líquido saturado correcto ρ_e en la porción correspondiente al lado del circuito de derivación del sub-enfriador 25 se obtiene convirtiendo la presión de succión P_s o la temperatura de evaporación T_e .

Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante M_{comp} en la porción J del compresor y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

$$M_{comp} = M_{qo} + M_{q1} + M_{q2},$$

que es una expresión de función en la que una cantidad de refrigerante disuelto M_{qo} que es la cantidad de refrigerante disuelto en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite dentro del espacio Q2 de alta presión en la carcasa 71 del compresor del compresor 21, una cantidad de refrigerante M_{q1} en el espacio Q1 de baja presión del compresor 21, y una cantidad de refrigerante M_{q2} en el espacio Q2 de alta presión en la carcasa 71 del compresor del compresor 21 se suman juntas.

Aquí, asumiendo que la cantidad de aceite de la máquina de refrigeración sea M_{oil} y la solubilidad del refrigerante en la máquina refrigerante sea ϕ , la cantidad de refrigerante disuelto M_{qo} se expresa mediante

$$M_{qo} = \phi / (1 - \phi) \times M_{oil}.$$

La solubilidad ϕ del refrigerante en el aceite de la máquina de refrigeración se expresa en función de la presión y temperatura del aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite. En este punto, la presión del refrigerante en el espacio Q2 de alta presión (es decir, la presión de descarga Pd) se puede utilizar como la presión del aceite de la máquina de refrigeración. Sin embargo, el acondicionador 1 de aire en esta realización está configurado de tal manera que la diferencia de temperatura entre el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite en el compresor 21 y el refrigerante en contacto con este aceite de la máquina de refrigeración se hace grande, y una distribución de temperatura en el aceite de la máquina de refrigeración en el depósito 71d de aceite en el compresor 21 se genera fácilmente, de manera que se creará una situación donde una distribución de la temperatura en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite no se refleja si, por ejemplo, la temperatura del refrigerante en el espacio Q2 de alta presión (es decir, la temperatura de descarga Td) se usa como la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración (en lo sucesivo esta temperatura se denomina como "Toil"), que es el valor necesario para el cálculo del solubilidad ϕ del refrigerante en el aceite de la máquina de refrigeración. Por consiguiente, en esta realización, el cálculo de la cantidad de refrigerante disuelto Mqo se realiza además usando la temperatura exterior Ta como la temperatura ambiente fuera del compresor 21, que es un factor que genera una distribución de temperatura en el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21. Específicamente, la temperatura promedio del aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21, que se expresa en función de la temperatura de descarga Td y de la temperatura exterior Ta (es decir, Toil = f2(Td, Ta)) se puede usar como la temperatura Toil del aceite de la máquina de refrigeración (véase el diagrama en la fig. 7 que muestra la relación de la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración con la temperatura de descarga Td y la temperatura exterior Ta). Obsérvese que la relación de la temperatura Toil del aceite de la máquina de refrigeración con la temperatura de descarga Td y la temperatura exterior Ta se puede expresar como una expresión de función o un mapa que usa datos de medición obtenidos de forma experimental de antemano. Además, dependiendo de la ubicación de instalación del sensor 36 de temperatura exterior que detecta la temperatura exterior Ta u otros factores, existe un riesgo de que se cree una discrepancia entre la temperatura exterior Ta detectada y la temperatura ambiente real fuera del compresor 21. Si este es el caso, en lugar de usar la temperatura exterior Ta detectada como es, se puede usar un valor obtenido corrigiendo la temperatura exterior Ta como la temperatura ambiente fuera del compresor 21. Aquí, como un método para corregir la temperatura exterior Ta, es posible realizar una corrección usando una cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente, por ejemplo, al menos uno de los siguientes: el rendimiento del acondicionador 1 de aire determinado a partir del estado de operación, la presión de descarga Pd y un caudal de aire Wo del ventilador 28 exterior. Por consiguiente, es posible expresar la solubilidad ϕ del refrigerante en el aceite de la máquina de refrigeración en función de la presión del refrigerante (es decir, la presión de descarga Pd) en el espacio Q2 de alta presión donde se forma el depósito 71d de aceite y la temperatura promedio Toil descrita anteriormente del aceite de la máquina de refrigeración expresada como la función de la temperatura de descarga Td y la temperatura exterior Ta (en otras palabras, la solubilidad ϕ puede expresarse mediante: $\phi = f3(Pd, Toil)$). De esta manera, la cantidad de refrigerante disuelto Mqo se puede calcular a partir de la cantidad Moil conocida del aceite de la máquina de refrigeración, la presión de descarga Pd y la temperatura promedio Toil del aceite de la máquina de refrigeración (más específicamente, la temperatura de descarga Td y la temperatura exterior Ta).

Además, la cantidad de refrigerante Mq2 se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Mq2 = (Vcomp - Voil - Vq1) \times pd,$$

en que se resta un volumen Voil del aceite de la máquina de refrigeración y un volumen Vq1 del espacio Q1 de baja presión de un volumen completo Vcomp del compresor 21, y el resultado se multiplica por la densidad pd del refrigerante como la densidad del refrigerante en el espacio Q2 de alta presión.

Aquí, el volumen Voil del aceite de la máquina de refrigeración se calcula dividiendo la cantidad Moil del aceite de la máquina de refrigeración por la densidad poil del aceite de la máquina de refrigeración. La densidad poil del aceite de la máquina de refrigeración se expresa como una función de la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración. También en este caso, como en el caso del cálculo de la solubilidad ϕ descrita anteriormente, se puede usar la temperatura promedio Toil del aceite de la máquina de refrigeración. En otras palabras, la densidad del aceite de la máquina de refrigeración puede expresarse como una función de la temperatura promedio Toil del aceite de la máquina de refrigeración (es decir, poil = f4(Toil)). De esta manera, la cantidad de refrigerante Mq2 en la porción distinta del depósito 71d de aceite dentro del espacio Q2 de alta presión en la carcasa 71 del compresor del compresor 21 se puede calcular a partir del volumen conocido Vcomp, del volumen conocido Vq1, de la cantidad conocida Moil del aceite de la máquina de refrigeración, y de la temperatura promedio Toil del aceite de la máquina de refrigeración (más específicamente, la temperatura de descarga Td y la temperatura exterior Ta).

Además, la cantidad de refrigerante Mq1 se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$Mq1 = Vq1 \times ps,$$

en que el volumen Vq1 del espacio Q1 de baja presión se multiplica por la densidad ps del refrigerante como la densidad del refrigerante en el espacio Q1 de baja presión.

Obsérvese que, en la presente realización, hay prevista una unidad 2 exterior. Sin embargo, cuando se conecta una

pluralidad de unidades exteriores, como para las cantidades de refrigerante en la unidad exterior tales como Mog1, Mc, Mol1, Mol2, Mog2, Mob y Mcomp, la expresión relacional para la cantidad de refrigerante en cada porción se establece para cada una de la pluralidad de unidades exteriores y la cantidad total de refrigerante en las unidades externas se calcula sumando la cantidad de refrigerante en cada porción de la pluralidad de las unidades exteriores. Obsérvese que las expresiones relacionales para la cantidad de refrigerante en cada porción que tenga parámetros con valores diferentes se usarán cuando se conecte una pluralidad de unidades exteriores con diferentes modelos y capacidades.

Como se ha descrito anteriormente, en la presente realización, al usar las expresiones relacionales para cada porción en el circuito 10 de refrigerante, la cantidad de refrigerante en cada porción se calcula a partir de la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación de evaluación de cantidad de refrigerante, y por lo tanto, la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante se puede calcular.

Además, esta Etapa S12 se repite hasta que se cumpla la condición para evaluar la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el Etapa S13 descrita a continuación. Por lo tanto, en el período desde el inicio hasta la finalización de la carga adicional de refrigerante, la cantidad de refrigerante en cada porción se calcula a partir de la cantidad de estado de operación durante la carga de refrigerante usando las expresiones relacionales para cada porción en el circuito 10 de refrigerante. Más específicamente, una cantidad de refrigerante Mo en la unidad 2 exterior y la cantidad de refrigerante Mr en cada una de las unidades 4 y 5 interiores (es decir, la cantidad de refrigerante en cada porción en el circuito 10 de refrigerante excluyendo las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante) necesaria para evaluar la idoneidad de la cantidad de refrigerante en la Etapa S13 descrita a continuación, se calculan. Aquí, la cantidad de refrigerante Mo en la unidad 2 exterior se calcula sumando las cantidades de refrigerante Mog1, Mc, Mol1, Mol2, Mog2, Mob y Mcomp descritas anteriormente, cada una de las cuales es la cantidad de refrigerante en cada porción de la unidad 2 exterior.

De esta manera, el proceso en la Etapa S12 se realiza mediante el controlador 8 que funciona como el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante para calcular la cantidad de refrigerante en cada porción en el circuito 10 de refrigerante a partir de la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación automática de carga de refrigerante.

(Etapa S13: Evaluación de la idoneidad de la cantidad refrigerante)

Como se ha descrito anteriormente, cuando comienza la carga de refrigerante adicional al circuito 10 de refrigerante, la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante aumenta gradualmente. Aquí, cuando se desconocen los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, la cantidad de refrigerante que debería cargarse en el circuito 10 de refrigerante después de la carga adicional de refrigerante no puede prescribirse como la cantidad de refrigerante en todo el circuito 10 de refrigerante. Sin embargo, cuando el foco se coloca solamente en la unidad 2 exterior y en las unidades 4 y 5 interiores (es decir, el circuito 10 de refrigerante excluyendo las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante), es posible conocer de antemano la cantidad óptima de refrigerante en la unidad 2 exterior en el modo de operación normal mediante pruebas y simulaciones detalladas. Por lo tanto, se puede cargar refrigerante adicional de la siguiente manera: un valor de esta cantidad de refrigerante se almacena por adelantado en la memoria del controlador 8 como un valor de carga objetivo Ms; la cantidad de refrigerante Mo en la unidad 2 exterior y la cantidad de refrigerante Mr en las unidades 4 y 5 interiores se calculan a partir de la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación automática de carga de refrigerante usando las expresiones relacionales descritas anteriormente; y se carga refrigerante adicional hasta un valor de la cantidad de refrigerante obtenido sumando la cantidad de refrigerante Mo y la cantidad de refrigerante Mr alcanza el valor de carga objetivo Ms. En otras palabras, la Etapa S13 es un proceso para evaluar la idoneidad de la cantidad de refrigerante cargada al circuito 10 de refrigerante mediante la carga adicional de refrigerante evaluando si la cantidad de refrigerante, que se obtiene sumando la cantidad de refrigerante Mo en la unidad 2 exterior y la cantidad de refrigerante Mr en las unidades 4 y 5 interiores en la operación automática de carga de refrigerante, ha alcanzado o no el valor de carga objetivo Ms.

Además, en la Etapa S13, cuando un valor de la cantidad de refrigerante obtenida sumando la cantidad de refrigerante Mo en la unidad 2 exterior y la cantidad de refrigerante Mr en las unidades 4 y 5 interiores es menor que el valor de carga objetivo Ms y la carga adicional de refrigerante no se ha completado, el proceso en la Etapa S13 se repite hasta que se alcanza el valor de carga objetivo Ms. Además, cuando el valor de la cantidad de refrigerante obtenida sumando la cantidad de refrigerante Mo en la unidad 2 exterior y la cantidad de refrigerante Mr en las unidades 4 y 5 interiores alcanza el valor de carga objetivo Ms, se completa la carga adicional de refrigerante y la Etapa S1 como el proceso de operación automática de carga de refrigerante se completa.

Obsérvese que, en la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante descrita anteriormente, a medida que aumenta la cantidad adicional de refrigerante cargado al circuito 10 de refrigerante, aparece una tendencia de un aumento en el grado de sub-enfriamiento SCo en la salida del intercambiador 23 de calor exterior, lo que provoca que la cantidad de refrigerante Mc en el intercambiador 23 de calor exterior aumente, y la cantidad de refrigerante en las otras porciones tiende a mantenerse sustancialmente constante. Por lo tanto, el valor de carga objetivo Ms se puede establecer como un valor que corresponde solamente a la cantidad de refrigerante Mo en la unidad 2 exterior

pero no a la unidad 2 exterior y las unidades 4 y 5 interiores, o se puede establecer como un valor correspondiente a la cantidad de refrigerante Mc en el intercambiador 23 de calor exterior, y el refrigerante adicional se puede cargar hasta que se alcance el valor de carga objetivo Ms.

5 De esta manera, el proceso en la Etapa S13 se realiza mediante el controlador 8 que funciona como medio de evaluación de la cantidad de refrigerante para evaluar la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante en la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante de la operación automática de carga de refrigerante (es decir, para evaluar si la cantidad de refrigerante ha alcanzado o no el valor de carga objetivo Ms).

(Etapa S2: Operación de evaluación del volumen de la tubería)

10 Cuando se completa la operación automática de carga de refrigerante descrita anteriormente en la Etapa S1, el proceso pasa a la operación de evaluación del volumen de tubería en la Etapa S2. En la operación de evaluación del volumen de tubería, el controlador 8 realiza el proceso desde la Etapa S21 hasta la Etapa S25, como se muestra en la fig. 8. Aquí, la fig. 8 es un diagrama de flujo de la operación de evaluación del volumen de la tubería.

(Etapas S21, S22: Operación de evaluación del volumen de la tubería para la tubería de comunicación de refrigerante líquido y el cálculo de volumen)

15 En la Etapa S21, como es el caso con la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante descrita anteriormente en la Etapa S11 de la operación automática de carga de refrigerante, se realiza la operación de evaluación del volumen de tubería para la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, incluyendo toda la operación de la unidad interior, el control de presión de condensación, el control de temperatura de la tubería de líquido, el control de grado de sobrecalentamiento y el control de presión de evaporación. Aquí, la temperatura
20 objetivo de la tubería de líquido Tlps de la temperatura Tlp del refrigerante en la salida en el lado del circuito del refrigerante principal del sub-enfriador 25 en el control de temperatura de la tubería de líquido se considera como un primer valor objetivo Tlps1, y el estado donde la operación de evaluación de cantidad de refrigerante es estable en este primer valor objetivo Tlps1 se considera como un primer estado (véase el ciclo de refrigeración indicado por las líneas que incluyen las líneas de puntos en la fig. 9). Obsérvese que, la fig. 9 es un diagrama de Mollier para mostrar
25 el ciclo de refrigeración del acondicionador 1 de aire en la operación de determinación del volumen de la tubería para la tubería de comunicación de refrigerante líquido.

A continuación, el primer estado donde la temperatura Tlp del refrigerante en la salida en el lado del circuito del refrigerante principal del sub-enfriador 25 en el control de la temperatura de la tubería de líquido es estable en el primer valor objetivo Tlps1 se cambia a un segundo estado (véase el ciclo de refrigeración indicado por las líneas
30 continuas en la fig. 9) donde la temperatura de la tubería de líquido objetivo Tlps se cambia a un segundo valor objetivo Tlps2 que es diferente del primer valor objetivo Tlps1 y se estabiliza sin cambiar las condiciones para otros controles del equipamiento, es decir, las condiciones para el control de presión de condensación, el control de grado de sobrecalentamiento y el control de presión de evaporación (es decir, sin cambiar el grado de sobrecalentamiento objetivo SHrs y la presión baja objetivo Tes). En la presente realización, el segundo valor objetivo Tlps2 es una
35 temperatura más alta que la del primer valor objetivo Tlps1.

De esta manera, cambiando desde el estado estable en el primer estado al segundo estado, la densidad del refrigerante en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido disminuye, y por lo tanto, la cantidad de refrigerante Mlp en la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante líquido en el segundo estado disminuye
40 en comparación con la cantidad de refrigerante en el primer estado. A continuación, el refrigerante cuya cantidad ha disminuido en la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante líquido se mueve a las otras porciones en el circuito 10 de refrigerante. Más específicamente, como se ha descrito anteriormente, las condiciones para otros controles de equipamiento que no sean el control de la temperatura de la tubería de líquido no se cambian, y por lo tanto la cantidad de refrigerante Mog1 en la porción E de la tubería de gas a alta presión, la cantidad de refrigerante Mog2 la porción H de la tubería de gas a baja presión, la cantidad de refrigerante Mgp en la porción G de la tubería
45 de comunicación de refrigerante gaseoso, y la cantidad de refrigerante Mcomp en la porción J del compresor se mantienen sustancialmente constantes, y el refrigerante cuya cantidad ha disminuido en la porción B3 de la tubería de comunicación de refrigerante líquido se mueve a la porción A del condensador, a la porción B1 de la tubería de líquido a alta temperatura, a la porción B2 de la tubería de líquido a baja temperatura, a la porción F de la unidad interior y a la porción I del circuito de derivación. En otras palabras, la cantidad de refrigerante Mc en la porción A del
50 condensador, la cantidad de refrigerante Mol1 en la porción B1 de la tubería de líquido a alta temperatura, la cantidad de refrigerante Mol2 en la porción B2 de la tubería de líquido a baja temperatura, la cantidad de refrigerante Mr en la porción F de la unidad interior, y la cantidad de refrigerante Mob en la porción I del circuito de derivación aumentan por la cantidad de refrigerante que ha disminuido en la porción B3 de la tubería de comunicación del refrigerante líquido.

55 Tal control, como se ha descrito anteriormente, se realiza como el proceso en la Etapa S21 por el controlador 8 (más específicamente, por los controladores 47 y 57 laterales interiores, el controlador 37 lateral exterior y la línea de transmisión 8a que se conecta entre los controladores 37, 47 y 57) que funciona como un medio de control de la operación de evaluación del volumen de la tubería para realizar la operación de evaluación de volumen de la tubería para calcular la cantidad de refrigerante Mlp de la tubería 6 de comunicación del refrigerante líquido.

A continuación en la Etapa S22, el volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido se calcula usando el fenómeno de que la cantidad de refrigerante en la porción B3 de la tubería de comunicación de refrigerante líquido disminuye y la cantidad de refrigerante cuya cantidad ha disminuido se mueve a otras porciones en el circuito 10 de refrigerante debido al cambio desde el primer estado al segundo estado.

- 5 En primer lugar, se describe una fórmula de cálculo usada con el fin de calcular el volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido. Asumiendo que la cantidad de refrigerante que ha disminuido en la porción B3 de la tubería de comunicación del refrigerante líquido y que se ha movido a las otras porciones en el circuito 10 de refrigerante mediante la operación de evaluación de volumen de la tubería descrita anteriormente es una cantidad de aumento/disminución de refrigerante ΔM_{lp} , y que el aumento/disminución de la cantidad de refrigerante en cada porción entre el primer estado y el segundo estado es ΔM_c , ΔM_{ol1} , ΔM_{ol2} , ΔM_r y ΔM_{ob} (aquí, la cantidad de refrigerante M_{og1} , la cantidad de refrigerante M_{og2} y la cantidad de refrigerante M_{gp} se omiten porque se mantienen sustancialmente constantes), la cantidad de aumento/disminución de refrigerante ΔM_{lp} se puede calcular, por ejemplo, mediante la siguiente expresión de función:

$$\Delta M_{lp} = -(\Delta M_c + \Delta M_{ol1} + \Delta M_{ol2} + \Delta M_r + \Delta M_{ob}).$$

- 15 A continuación, este valor de ΔM_{lp} se divide por una cantidad de cambio de densidad $\Delta \rho_{lp}$ del refrigerante entre el primer estado y el segundo estado en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, y por lo tanto se puede calcular el volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido. Obsérvese que, aunque hay poco efecto sobre el resultado del cálculo de la cantidad de aumento/disminución de refrigerante ΔM_{lp} , la cantidad de refrigerante M_{og1} y la cantidad de refrigerante M_{og2} pueden incluirse en la expresión de función descrita anteriormente.

$$V_{lp} = \Delta M_{lp} / \Delta \rho_{lp}$$

- Obsérvese que ΔM_c , ΔM_{ol1} , ΔM_{ol2} , ΔM_r y ΔM_{ob} pueden obtenerse calculando la cantidad de refrigerante en el primer estado y la cantidad de refrigerante en el segundo estado usando la expresión relacional descrita anteriormente para cada porción en el circuito 10 de refrigerante y además restando la cantidad de refrigerante en el primer estado de la cantidad de refrigerante en el segundo estado. Además, la cantidad de cambio de densidad $\Delta \rho_{lp}$ se puede obtener calculando la densidad del refrigerante en la salida del sub-enfriador 25 en el primer estado y la densidad del refrigerante en la salida del sub-enfriador 25 en el segundo estado y además restando la densidad del refrigerante en el primer estado de la densidad del refrigerante en el segundo estado.

- Al utilizar la fórmula de cálculo como se ha descrito anteriormente, el volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido se puede calcular a partir de la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en el primer y segundo estados.

- Obsérvese que, en la presente realización, el estado se cambia de tal manera que el segundo valor objetivo T_{lps2} en el segundo estado se convierta en una temperatura más alta que el primer valor objetivo T_{lps1} en el primer estado y, por lo tanto, el refrigerante en la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante líquido es movido a otras porciones con el fin de aumentar la cantidad de refrigerante en las otras porciones; de este modo, el volumen V_{lp} en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido se calcula a partir de la cantidad aumentada. Sin embargo, el estado se puede cambiar de tal manera que el segundo valor objetivo T_{lps2} en el segundo estado se convierta en una temperatura más baja que el primer valor objetivo T_{lps1} en el primer estado y, por lo tanto, el refrigerante se mueva desde otras porciones a la porción B3 de la tubería de comunicación del refrigerante líquido con el fin de disminuir la cantidad de refrigerante en las otras porciones; por lo que el volumen V_{lp} en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido se calcula a partir de la cantidad disminuida.

- De esta manera, el proceso en la Etapa S22 se realiza mediante el controlador 8 que funciona como el medio de cálculo del volumen de la tubería para la tubería de comunicación de refrigerante líquido, que calcula el volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido a partir de la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación de evaluación de volumen de la tubería para la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido.

(Etapas S23, S24: Operación de evaluación del volumen de tuberías y cálculo del volumen para la tubería de comunicación del refrigerante gaseoso)

- Después de completar la Etapa S21 y la Etapa S22 descritas anteriormente, la operación de evaluación del volumen de la tubería para la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso, incluyendo toda la operación de la unidad interior, el control de la presión de condensación, el control de la temperatura de la tubería de líquido, el control del grado de sobrecalentamiento y el control de la presión de evaporación se realiza en la etapa S23. Aquí, la presión baja objetivo P_{es} de la presión de succión P_s del compresor 21 en el control de presión de evaporación se considera como un primer valor objetivo P_{es1} , y el estado donde la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante es estable en este primer valor objetivo P_{es1} se considera un primer estado (véase el ciclo de refrigeración indicado por las líneas que incluyen las líneas de puntos en la fig. 10). Obsérvese que la fig. 10 es un diagrama de Mollier para mostrar el ciclo de refrigeración del acondicionador 1 de aire en la operación de evaluación del volumen de la tubería para la tubería de comunicación del refrigerante gaseoso.

A continuación, el primer estado donde la presión baja objetivo Pes de la presión de succión Ps en el compresor 21 en el control de la presión de evaporación es estable en el primer valor objetivo Pes1 se cambia a un segundo estado (véase el ciclo de refrigeración indicado solamente por las líneas continuas en la fig. 10) donde la presión baja objetivo Pes se cambia a un segundo valor objetivo Pes2 que es diferente del primer valor objetivo Pes 1 y se estabiliza sin cambiar las condiciones para otros controles del equipamiento, es decir, sin cambiar las condiciones para el control de la temperatura de la tubería de líquido, el control de presión de condensación y el control del grado de sobrecalentamiento (es decir, sin cambiar la temperatura de la tubería de líquido objetivo Tlps y el grado de sobrecalentamiento objetivo SHrs). En la presente realización, el segundo valor objetivo Pes2 es una presión más baja que la del primer valor objetivo Pes1.

De esta manera, al cambiar desde el estado estable en el primer estado al segundo estado, la densidad del refrigerante en la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso disminuye, y por lo tanto la cantidad de refrigerante Mgp en la porción G de la tubería de comunicación de refrigerante gaseoso en el segundo estado disminuye en comparación con la cantidad de refrigerante en el primer estado. A continuación, el refrigerante cuya cantidad ha disminuido en la porción G de la tubería de comunicación del refrigerante gaseoso se mueve a las otras porciones en el circuito 10 de refrigerante. Más específicamente, como se ha descrito anteriormente, las condiciones para los otros controles del equipamiento que no sean el control de la presión de evaporación no cambian, y por lo tanto la cantidad de refrigerante Mog1 en la porción E de la tubería de gas a alta presión, la cantidad de refrigerante Mol1 en la porción B1 de la tubería de líquido a alta temperatura, la cantidad de refrigerante Mol2 en la porción B2 de la tubería de líquido a baja temperatura, y la cantidad de refrigerante Mlp en la porción B3 de la tubería de comunicación de refrigerante líquido se mantienen sustancialmente constantes, y el refrigerante cuya cantidad ha disminuido en la porción G de la tubería de comunicación de refrigerante gaseoso se mueve a la porción H de la tubería de gas a baja presión, a la porción A del condensador, a la porción F de la unidad interior, a la porción I del circuito de derivación y a la porción J del compresor. En otras palabras, la cantidad de refrigerante Mog2 en la porción H de la tubería de gas a baja presión, la cantidad de refrigerante Mc en la porción A del condensador, la cantidad de refrigerante Mr en la porción F de la unidad interior, la cantidad de refrigerante Mob en la porción I del circuito de derivación y la cantidad de refrigerante Mcomp en la porción J del compresor aumentan en la cantidad de refrigerante que ha disminuido en la porción G de la tubería de comunicación del refrigerante gaseoso.

Tal control, como se ha descrito anteriormente, se realiza como el proceso en la Etapa S23 por el controlador 8 (más específicamente, por los controladores 47 y 57 laterales interiores, el controlador 37 lateral exterior y la línea de transmisión 8a que se conecta entre los controladores 37 y 47, y 57) que funciona como el medio de control de la operación de evaluación de volumen de la tubería para realizar la operación de evaluación de volumen de la tubería para calcular el volumen Vgp de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso.

A continuación, en la Etapa S24, el volumen Vgp de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso se calcula utilizando un fenómeno en el que la cantidad de refrigerante en la porción G de la tubería de comunicación de refrigerante gaseoso disminuye y el refrigerante cuya cantidad ha disminuido se mueve a otras porciones en el circuito 10 de refrigerante debido al cambio desde el primer estado al segundo estado.

En primer lugar, se describe una fórmula de cálculo usada con el fin de calcular el volumen Vgp de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso. Asumiendo que la cantidad de refrigerante que ha disminuido en la porción G de la tubería de comunicación del refrigerante gaseoso y que se ha movido a otras porciones en el circuito 10 de refrigerante mediante la operación de evaluación del volumen de la tubería descrita anteriormente es una cantidad de aumento/disminución de refrigerante ΔM_{gp} , y cantidades de aumento/disminución de refrigerante en la porción respectiva entre el primer estado y el segundo estado son ΔM_c , ΔM_{og2} , ΔM_r , ΔM_{ob} y ΔM_{comp} (aquí, la cantidad de refrigerante Mog1, la cantidad de refrigerante Mol1, la cantidad de refrigerante Mol2 y la cantidad de refrigerante Mlp se omiten porque se mantienen sustancialmente constantes), la cantidad de aumento/disminución de refrigerante ΔM_{gp} se puede calcular, por ejemplo, mediante la siguiente expresión de función:

$$\Delta M_{gp} = -(\Delta M_c + \Delta M_{og2} + \Delta M_r + \Delta M_{ob} + \Delta M_{comp}).$$

A continuación, este valor de ΔM_{gp} se divide por una cantidad de cambio de densidad Δp_{gp} del refrigerante entre el primer estado y el segundo estado en la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso, y por lo tanto se puede calcular el volumen Vgp de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso. Obsérvese que, aunque hay poco efecto en el resultado del cálculo de la cantidad de aumento/disminución de refrigerante ΔM_{gp} , la cantidad de refrigerante Mog1, la cantidad de refrigerante Mol1 y la cantidad de refrigerante Mol2 pueden incluirse en la expresión de función descrita anteriormente.

$$V_{gp} = \Delta M_{gp} / \Delta p_{gp}$$

Obsérvese que ΔM_c , ΔM_{og2} , ΔM_r , ΔM_{ob} y ΔM_{comp} pueden obtenerse calculando la cantidad de refrigerante en el primer estado y la cantidad de refrigerante en el segundo estado usando la expresión relacional descrita anteriormente para cada porción en el circuito 10 de refrigerante y además restando la cantidad de refrigerante en el primer estado de la cantidad de refrigerante en el segundo estado. Además, la cantidad de cambio de densidad Δp_{gp} se puede obtener calculando una densidad promedio entre la densidad ps del refrigerante en el lado de succión del compresor 21 en el primer estado y la densidad peo del refrigerante en las salidas de los

intercambiadores 42 y 52 de calor interiores en el primer estado y restando la densidad promedio en el primer estado de la densidad promedio en el segundo estado.

5 Al usar tal fórmula de cálculo como se ha descrito anteriormente, el volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso se puede calcular a partir de la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en el primer y segundo estados.

10 Obsérvese que, en la presente realización, el estado se cambia de tal manera que el segundo valor objetivo Pes₂ en el segundo estado se convierte en una presión más baja que el primer valor objetivo Pes₁ en el primer estado y por lo tanto, el refrigerante en la porción G de la tubería de comunicación del refrigerante gaseoso se mueve a otras porciones con el fin de aumentar la cantidad de refrigerante en las otras porciones; por lo tanto, el volumen V_{lp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso se calcula a partir de la cantidad aumentada. Sin embargo, el estado puede cambiarse de tal manera que el segundo valor objetivo Pes₂ en el segundo estado se convierta en una presión más alta que el primer valor objetivo Pes₁ en el primer estado y, por lo tanto, el refrigerante se mueva desde otras porciones a la porción G de la tubería de comunicación del refrigerante gaseoso con el fin de disminuir la cantidad de refrigerante en las otras porciones; por lo tanto el volumen V_{lp} en la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso se calcula a partir de la cantidad disminuida.

20 De esta manera, el proceso en la Etapa S24 se realiza mediante el controlador 8 que funciona como el medio de cálculo del volumen de la tubería para la tubería de comunicación de refrigerante gaseoso, que calcula el volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso a partir de la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación de evaluación de volumen de la tubería para la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso.

(Etapa S25: Evaluación de idoneidad del resultado de la operación de evaluación del volumen de la tubería)

25 Después de completar la Etapa S21 a la Etapa S24 descritas anteriormente, la Etapa S25 se realiza para evaluar si un resultado de la operación de evaluación del volumen de la tubería es idóneo o no, en otras palabras, si se son idóneos o no los volúmenes V_{lp}, V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante calculados por el medio de cálculo del volumen de la tubería.

Específicamente, como se muestra en una expresión de desigualdad a continuación, la evaluación se basa en si la relación del volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido al volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso obtenido por los cálculos está o no en un rango de valor numérico predeterminado.

30 $\varepsilon_1 < V_{lp}/V_{gp} < \varepsilon_2$

Aquí, ε_1 y ε_2 son valores que se cambian basándose en el valor mínimo y el valor máximo de la relación de volumen de la tubería en combinaciones factibles de la unidad exterior y las unidades interiores.

35 A continuación, cuando la relación de volumen V_{lp}/V_{gp} satisface el rango de valor numérico descrito anteriormente, se completa el proceso en la Etapa S2 de la operación de evaluación del volumen de la tubería. Cuando la relación de volumen V_{lp}/V_{gp} no satisface el rango de valor numérico descrito anteriormente, el proceso para la operación de evaluación del volumen de la tubería y el cálculo del volumen en la Etapa S21 a la Etapa S24 se realizan nuevamente.

40 De esta manera, el proceso en la Etapa S25 se realiza mediante el controlador 8 que funciona como el medio de evaluación idóneo para evaluar si un resultado de la operación de evaluación del volumen de la tubería descrita anteriormente es idóneo o no, en otras palabras, si los volúmenes V_{lp}, V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante calculadas por el medio de cálculo del volumen de la tubería son idóneos o no.

45 Obsérvese que, en la presente realización, la operación de evaluación del volumen de la tubería (Etapas S21, S22) para la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido se realiza en primer lugar y después se realiza la operación de evaluación del volumen de la tubería para la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso (Etapas S23, S24). Sin embargo, la operación de evaluación del volumen de la tubería para la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso se puede realizar primero.

50 Además, en la Etapa S25 descrito anteriormente, cuando se evalúa que un resultado de la operación de evaluación del volumen de la tubería en las Etapas S21 a S24 como no idóneo para una pluralidad de veces, o cuando se desea evaluar más simplemente los volúmenes V_{lp}, V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, aunque no se muestran en la fig. 8, por ejemplo, en la Etapa S25, después de que un resultado de la operación de evaluación de volumen de la tubería en las Etapas S21 a S24 se evalúe como no idóneo, es posible proceder a el proceso para estimar las longitudes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante a partir de la pérdida de presión en las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante y calcular los volúmenes V_{lp}, V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante a partir de las longitudes de tubería estimadas y una relación de volumen promedio, obteniendo así los volúmenes V_{lp}, V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante.

Además, en la presente realización, el caso donde se realiza la operación de evaluación del volumen de la tubería para calcular los volúmenes V_{lp} , V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante se describe bajo la premisa de que no hay información con respecto a las longitudes, diámetros de las tuberías y similares de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante y se desconocen los volúmenes V_{lp} , V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante. Sin embargo, cuando el medio de cálculo del volumen de la tubería tiene una función para calcular los volúmenes V_{lp} , V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante introduciendo información con respecto a las longitudes, diámetros de tubería y similares de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, tales funciones se pueden usar juntas.

Además, cuando la función descrita anteriormente para calcular los volúmenes V_{lp} , V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante mediante el uso de la operación de evaluación del volumen de la tubería y los resultados de su operación no se usa, excepto solamente la función para calcular los volúmenes V_{lp} , V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante introduciendo información con respecto a las longitudes, diámetros de tubo y similares de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, se puede usar el medio de evaluación de idoneidad descrito anteriormente (Etapa 25) para evaluar si la información de entrada con respecto a las longitudes, diámetros de tubería y similares de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante es idónea o no.

(Etapa S3: Operación de detección de cantidad inicial de refrigerante)

Cuando se completa la operación de evaluación del volumen de la tubería descrita anteriormente en la Etapa S2, el proceso procede a una operación de detección de cantidad inicial de refrigerante en la Etapa S3. En la operación de detección de cantidad inicial de refrigerante, el proceso se realiza en la Etapa S31 y en la Etapa S32 que se muestran en la fig. 11 mediante el controlador 8. Aquí, la fig. 11 es un diagrama de flujo de la operación de detección de cantidad inicial de refrigerante.

(Etapa S31: Operación de evaluación de cantidad refrigerante)

En la Etapa S31, como es el caso con la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante descrita anteriormente en la Etapa S11 de la operación automática de carga de refrigerante, se realiza la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante, incluyendo toda la operación de la unidad interior, el control de presión de condensación, el control de temperatura de la tubería de líquido, el control del grado de sobrecalentamiento y el control de presión de evaporación.

De esta manera, el proceso en la Etapa S31 se realiza mediante el controlador 8 que funciona como el medio de control de la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante para realizar la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante, incluyendo toda la operación de la unidad interior, el control de presión de condensación, el control de temperatura de la tubería de líquido, el control de grado de sobrecalentamiento, y el control de presión de evaporación.

(Etapa S32: Cálculo de la cantidad de refrigerante)

A continuación, la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante se calcula a partir de la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación de evaluación de cantidad inicial de refrigerante en la Etapa S32 mediante el controlador 8 que funciona como el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante mientras que se realiza la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante descrita anteriormente. El cálculo de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante se realiza usando las expresiones relacionales descritas anteriormente entre la cantidad de refrigerante en cada porción en el circuito 10 de refrigerante y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante. Sin embargo, en este momento, los volúmenes V_{lp} y V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, que eran desconocidos en el momento de después de la instalación del equipamiento constituyente del acondicionador 1 de aire, se han calculado y sus valores son conocidos por la operación de evaluación del volumen de la tubería descrita anteriormente. Así, al multiplicar los volúmenes V_{lp} y V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante por la densidad del refrigerante, se pueden calcular las cantidades de refrigerante M_{lp} , M_{gp} en las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, y además al sumar la cantidad de refrigerante en cada otra porción, puede detectarse la cantidad inicial de refrigerante en todo el circuito 10 de refrigerante. Esta cantidad inicial de refrigerante se usa como una cantidad de refrigerante de referencia M_i de todo el circuito 10 de refrigerante, que sirve como referencia para evaluar si el refrigerante se fuga o no del circuito 10 de refrigerante en la operación de detección de fuga de refrigerante descrita a continuación. Por lo tanto, se almacena como un valor de la cantidad de estado de operación en la memoria del controlador 8 como un medio de almacenamiento de cantidad de estado.

De esta manera, el proceso en la Etapa S32 se realiza mediante el controlador 8 que funciona como el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante para calcular la cantidad de refrigerante en cada porción en el circuito 10 de refrigerante a partir de la cantidad del estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación de detección de cantidad inicial de refrigerante.

<Modo de operación de detección de fuga de refrigerante>

A continuación, el modo de operación de detección de fugas de refrigerante se describe con referencia a las figs. 1, 3, 6 y 12. Aquí, la fig. 12 es un diagrama de flujo del modo de operación de detección de fugas de refrigerante.

5 En la presente realización, se describe un ejemplo de un caso donde, si el refrigerante en el circuito 10 de refrigerante se fuga o no hacia el exterior debido a que se detecta un factor imprevisto periódicamente (por ejemplo, durante un período de tiempo tal como en vacaciones o en medio de la noche cuando no se necesita aire acondicionado).

(Etapa S41: Operación de evaluación de cantidad de refrigerante)

10 En primer lugar, cuando la operación en el modo de operación normal tal como la operación de enfriamiento y la operación de calentamiento descritas anteriormente, se ha prolongado durante un cierto período de tiempo (por ejemplo, de medio año a un año), el modo de operación normal se cambia automática o manualmente al modo de operación de detección de fuga de refrigerante, y como es el caso de la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante de la operación de detección de cantidad inicial de refrigerante, se realiza la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante incluyendo toda la operación de la unidad interior, el control de presión de condensación, el control de temperatura de la tubería de líquido, el control del grado de sobrecalentamiento y el control de presión de evaporación.

15 Obsérvese que, esta operación de evaluación de la cantidad de refrigerante se realiza cada vez que se realiza la operación de detección de fugas de refrigerante. Incluso cuando la temperatura del refrigerante T_{co} en la salida del intercambiador 23 de calor exterior fluctúa debido a las diferentes condiciones de operación, por ejemplo, tal como cuando la presión de condensación P_c es diferente o cuando el refrigerante tiene una fuga, la temperatura del refrigerante T_{lp} en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido se mantiene constante a la misma temperatura objetivo de la tubería de líquido T_{lps} mediante el control de temperatura de la tubería de líquido.

20 De esta manera, el proceso en la Etapa S41 se realiza mediante el controlador 8 que funciona como el medio de control de la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante para realizar la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante, incluyendo toda la operación de la unidad interior, el control de la presión de condensación, el control de la temperatura de la tubería de líquido, el control del grado de sobrecalentamiento, y control de presión de evaporación.

(Etapa S42: Cálculo de la cantidad de refrigerante)

30 A continuación, la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante se calcula a partir de la cantidad del estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación de detección de fuga de refrigerante en la Etapa S42 mediante el controlador 8 que funciona como el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante mientras que realiza la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante descrita anteriormente. El cálculo de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante se realiza usando la expresión relacional descrita anteriormente entre la cantidad de refrigerante en cada porción en el circuito 10 de refrigerante y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante. Sin embargo, en este momento, como es el caso de la operación de evaluación de la cantidad inicial de refrigerante, los volúmenes V_{lp} y V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, que no se conocían en el momento después de la instalación del equipamiento constituyente del acondicionado 1 de aire, se han calculado y sus valores son conocidos por la operación de evaluación del volumen de la tubería descrita anteriormente. Así, al multiplicar los volúmenes V_{lp} y V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante por la densidad del refrigerante, se pueden calcular las cantidades de refrigerante M_{lp} , M_{gp} en las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, y además al sumar la cantidad de refrigerante en cada otra porción, se puede calcular la cantidad de refrigerante M en todo el circuito 10 de refrigerante.

35 Aquí, como se ha descrito anteriormente, la temperatura del refrigerante T_{lp} en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido se mantiene constante a la temperatura objetivo de la tubería de líquido T_{lps} mediante el control de la temperatura de la tubería líquido. Por lo tanto, independientemente de la diferencia en las condiciones de operación para la operación de detección de fuga de refrigerante, la cantidad de refrigerante M_{lp} en la porción B3 de la tubería de comunicación del refrigerante líquido se mantendrá constante incluso cuando cambie la temperatura del refrigerante T_{co} en la salida del intercambiador 23 de calor exterior.

40 De esta manera, el proceso en la Etapa S42 se realiza mediante el controlador 8 que funciona como el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante para calcular la cantidad de refrigerante en cada porción en el circuito 10 de refrigerante a partir de la cantidad del estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación de detección de fuga de refrigerante.

(Etapas S43, S44: Evaluación de idoneidad de la cantidad de refrigerante, presentación de advertencia)

45 Cuando el refrigerante se fuga del circuito 10 de refrigerante, la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante disminuye. A continuación, la cantidad de refrigerante M de todo el circuito 10 de refrigerante calculada en la Etapa S42 descrita anteriormente es menor que la cantidad de refrigerante de referencia M_i detectada en la operación de detección de cantidad inicial de refrigerante cuando el refrigerante se fuga del circuito 10 de

refrigerante; mientras que cuando el refrigerante no se fuga del circuito 10 de refrigerante, la cantidad de refrigerante M es sustancialmente la misma que la cantidad de refrigerante de referencia M_i .

5 Al usar las características descritas anteriormente, se evalúa en la Etapa S43 si el refrigerante se fuga o no. Cuando se evalúa en la Etapa S43 que el refrigerante no se fuga del circuito 10 de refrigerante, el modo de operación de detección de fuga de refrigerante finaliza.

Por otro lado, cuando se evalúa en la Etapa S43 que el refrigerante se fuga del circuito 10 de refrigerante, el proceso procede a la Etapa S44 y en el dispositivo de presentación 9 de advertencia se muestra una advertencia que indica que se ha detectado una fuga de refrigerante. Posteriormente, se finaliza el modo de operación de detección de fuga de refrigerante.

10 De esta manera, el proceso de las Etapas S42 a S44 se realiza mediante el controlador 8 que funciona como medio de detección de fuga de refrigerante, que es uno de los medios de evaluación de la cantidad de refrigerante, y que detecta si el refrigerante se fuga o no al evaluar la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante mientras se realiza la operación de evaluación de la cantidad de refrigerante en el modo de operación de detección de fuga de refrigerante.

15 Como se ha descrito anteriormente, en el acondicionador 1 de aire en la presente realización, el controlador 8 funciona como el medio de operación de evaluación de la cantidad de refrigerante, el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante, el medio de evaluación de la cantidad de refrigerante, el medio de operación de evaluación del volumen de la tubería, el medio de cálculo del volumen de la tubería, el medio de evaluación de idoneidad, y el medio de almacenamiento de cantidad de estado, y por tanto configura el sistema de evaluación de cantidad de refrigerante para evaluar la idoneidad de la cantidad de refrigerante cargada en el circuito 10 de refrigerante.

20 (3) Características del acondicionador de aire

El acondicionador 1 de aire en la presente realización tiene las siguientes características.

25 En el acondicionador 1 de aire en esta realización, el refrigerante está en contacto con la superficie del aceite del aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite formado en la carcasa 71 del compresor del compresor 21, de manera que la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración cerca de la superficie del aceite se acerca a la temperatura del refrigerante, y la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración cerca de la superficie de la pared de la carcasa 71 del compresor que forma el depósito 71d de aceite se acerca a la temperatura de la superficie de la pared, es decir, la temperatura ambiente fuera del compresor 21. Así, se generará una distribución de temperatura en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite, que corresponde a la diferencia de temperatura entre la temperatura del refrigerante en contacto con la superficie del aceite y la temperatura ambiente fuera del compresor 21. En particular, ya que el compresor 21 es un tipo en que el depósito 71d de aceite para el aceite de la máquina de refrigeración está dispuesto en el espacio Q2 de alta presión, el acondicionador 1 de aire en esta realización está configurado de tal manera que la diferencia de temperatura entre el aceite de la máquina de refrigeración acumulada en el depósito 71d de aceite en el compresor 21 y el refrigerante en contacto con este aceite de la máquina de refrigeración se hace grande, el aceite aumenta y una distribución de la temperatura en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite en el compresor 21 se genera fácilmente.

35 Sin embargo, en el acondicionador 1 de aire en esta realización, la cantidad de refrigerante disuelto M_{qo} se calcula en base a las cantidades de estado de operación que incluyen al menos la temperatura ambiente fuera del compresor 21 o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente (aquí, la temperatura exterior T_a). Así, se puede tener en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite en el compresor 21, y así el error en el cálculo de la cantidad de refrigerante disuelto M_{qo} puede ser menor. Por consiguiente, es posible determinar correctamente la cantidad de refrigerante M_{qo} disuelta en el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21, y así la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante se puede evaluar con alta precisión.

45 Más específicamente, en el acondicionador 1 de aire en esta realización, el cálculo de la cantidad de refrigerante disuelto M_{qo} se realiza usando la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21 o la temperatura de descarga T_d como la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente, además de la temperatura ambiente fuera del compresor 21 o la temperatura exterior T_a como cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente. Así, al determinar la temperatura promedio de estas dos temperaturas, es posible tener en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite en el compresor 21. Además, como la temperatura ambiente fuera del compresor 21 o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente, se usa la temperatura exterior T_a o la temperatura determinada corrigiendo la temperatura exterior T_a al usar una cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente. Por lo tanto, es posible tener en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite en el compresor 21 sin añadir nuevamente un sensor de temperatura.

Además, en el acondicionador 1 de aire en esta realización, el cálculo de la cantidad de refrigerante disuelto M_{qo} se realiza usando la presión del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21 o la presión de descarga P_d como la cantidad de estado de operación equivalente a la presión mencionada anteriormente, además de la temperatura ambiente fuera del compresor 21 y la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor, o la temperatura exterior T_a y la temperatura de descarga T_d como las cantidades de estado de operación equivalentes a estas las temperaturas. Así, por ejemplo, es posible tener en cuenta un cambio inducido por la presión en la solubilidad ϕ del refrigerante en el aceite de la máquina de refrigeración, mientras que se tiene en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite en el compresor 21.

5

10 (4) Realización alternativa 1

En la realización descrita anteriormente, la temperatura $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración se expresa como la función de la temperatura de descarga T_d y la temperatura exterior T_a (es decir, $Toil = f_2(T_d, T_a)$) o el mapa (véase el diagrama en la fig. 7 que muestra la relación de la temperatura $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración con la temperatura de descarga T_d y la temperatura exterior T_a), de manera que es posible determinar con precisión la temperatura $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración cuando la operación del compresor 21 está en un estado estable.

15

Sin embargo, la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración cambia con el tiempo en un estado transitorio durante un período, por ejemplo, desde que se inicia el compresor 21 hasta cuando se alcanza un estado estable o un período desde cuando uno de una pluralidad de compresores 21 se detiene hasta cuando se alcanza un estado estable en el caso donde se instalan la pluralidad de compresores 21. Así, puede que no sea posible obtener una precisión de cálculo suficiente si la temperatura $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración se expresa simplemente como una función de la temperatura de descarga T_d y la temperatura exterior T_a como en el método descrito anteriormente para calcular la temperatura $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración.

20

Por consiguiente, en esta realización alternativa, la temperatura $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración se expresa como una función (es decir, $Toil = f_2'(T_d, T_a, t)$) o un mapa que tiene en cuenta un período de tiempo t desde el inicio/parada del compresor 21, y por lo tanto es posible calcular con precisión la temperatura $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración, mientras que tienen en cuenta un cambio en la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración en un estado transitorio después del inicio/parada del compresor 21.

25

Como resultado, incluso en un estado transitorio después del inicio/parada del compresor 21, se puede tener en cuenta una distribución de la temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite en el compresor 21, y así el error en el cálculo de la cantidad de refrigerante disuelto M_{qo} puede ser menor.

30

(5) Realización alternativa 2

En la realización descrita anteriormente y la realización alternativa 1, cuando se calcula la temperatura $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración, la temperatura exterior T_a o la temperatura determinada corrigiendo la temperatura exterior T_a al usar una cantidad de estado de funcionamiento del equipamiento constituyente se usa como la temperatura ambiente fuera del compresor 21 o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente. Sin embargo, en su lugar, como se muestra en las figs. 2 y 3, un sensor 75 de temperatura de la superficie exterior del compresor puede estar unido a la superficie exterior de la porción inferior del compresor 21 (específicamente, la placa 71c inferior que forma el depósito 71d de aceite), y se puede usar la temperatura de la superficie exterior del compresor 21 (es decir, la temperatura de la superficie exterior del compresor T_{case}) detectada por este sensor 75 de temperatura de la superficie exterior del compresor.

35

40

Por consiguiente, es posible tener en cuenta correctamente una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite, y el error en el cálculo de la cantidad de refrigerante disuelto M_{qo} puede ser incluso menor.

45

(6) Realización alternativa 3

En la realización descrita anteriormente y en las realizaciones alternativas 1 y 2, el cálculo de la temperatura $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración se realiza al expresar la temperatura $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración como la función o el mapa que incluye la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21 (aquí, la temperatura de descarga T_d) y la temperatura ambiente fuera del compresor 21 o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente (aquí, la temperatura exterior T_a , la temperatura determinada corrigiendo el temperatura exterior T_a usando una cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente, o la temperatura de la superficie exterior del compresor T_{case}). Sin embargo, en su lugar, como se muestra en las figs. 2 y 3, un sensor 76 de temperatura del depósito de aceite como un medio de detección de la temperatura del aceite puede unirse en el compresor 21 (específicamente, cerca del centro del depósito 71d de aceite) y la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21 detectado por este sensor 76 de temperatura del depósito de aceite puede usarse como la temperatura $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración.

50

55

5 Por consiguiente, ya que la temperatura Toil del aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21 se puede detectar de forma directa y precisa, se puede reducir el error en el cálculo de la cantidad de refrigerante disuelto Mqo. Además, ya que la necesidad de calcular la temperatura Toil del aceite de la máquina de refrigeración usando la expresión de función o el mapa como en la realización descrita anteriormente y se eliminan las realizaciones alternativas 1 y 2, es posible reducir la carga de cálculo.

(7) Realización alternativa 4

10 En la realización descrita anteriormente y las realizaciones alternativas 1 a 3, cuando un tipo de compresor que tiene el depósito 71d de aceite para el aceite de la máquina de refrigeración en el espacio Q2 de alta presión se usa como el compresor 21, se calcula la cantidad de refrigerante disuelto Mqo basándose en las cantidades de estado de operación que incluyen al menos la temperatura ambiente fuera del compresor 21 o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente (aquí, la temperatura exterior Ta) y, por lo tanto, se tiene en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 71d de aceite en el compresor 21. Sin embargo, como se muestra en la fig. 13, también cuando un tipo de compresor que tiene un depósito 171d de aceite para el aceite de la máquina de refrigeración en el espacio Q1 de baja presión se usa como el compresor 21, se puede calcular la cantidad de refrigerante disuelto Mqo basándose en las cantidades de estado de operación que incluyen al menos la temperatura ambiente fuera del compresor 21 o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente (aquí, la temperatura exterior Ta) de modo que se tenga en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 171d de aceite en el compresor 21.

20 En primer lugar, la configuración del compresor 21 de un tipo en que el depósito 171d de aceite para el aceite de la máquina de refrigeración está dispuesto en el espacio Q1 de baja presión se describe usando la fig. 13.

El compresor 21 de esta realización alternativa es un compresor cerrado herméticamente en el que un elemento 172 del compresor y un motor 173 del compresor están integrados en una carcasa 171 del compresor que es un recipiente que tiene una forma cilíndrica longitudinal.

25 La carcasa 171 del compresor tiene una placa 171a de cuerpo generalmente cilíndrica, una placa 171b superior soldada y fijada a una extremidad superior de la placa 171a de cuerpo, y una placa 171c inferior soldada y fijada a una extremidad inferior de la placa 171a de cuerpo. En esta carcasa 171 del compresor, principalmente, el elemento 172 del compresor está dispuesto en la porción superior del mismo y el motor 173 del compresor está dispuesto por debajo del elemento 172 del compresor. El elemento 172 del compresor y el motor 173 del compresor están conectados mediante un árbol 174 dispuesto de modo que se extienda en la dirección hacia arriba y hacia abajo en la carcasa 171 del compresor. Además, en la carcasa 171 del compresor, hay prevista una tubería 181 de succión de modo que penetre a través de la placa 171a del cuerpo, y hay prevista una tubería 182 de descarga para penetrar a través de la placa 171b superior. Dentro del espacio en la carcasa 171 del compresor, el espacio con el que se comunica la tubería 181 de succión por debajo del elemento 172 del compresor es el espacio Q1 de baja presión donde el refrigerante a baja presión fluye hacia la carcasa 171 del compresor a través de la tubería 181 de succión. Además, el depósito 171d de aceite para acumular el aceite de la máquina de refrigeración necesario para la lubricación en el compresor 21 (en particular, el elemento 172 del compresor) se forma en la porción inferior del espacio Q1 de baja presión.

40 El elemento 172 del compresor tiene un puerto 172a de succión formado en la porción inferior del mismo para succionar el refrigerante del espacio Q1 de baja presión, y un puerto 172b de descarga formado en la porción superior del mismo para descargar refrigerante comprimido a alta presión. Dentro del espacio en la carcasa 171 del compresor, el espacio con el que se comunica la tubería 182 de descarga por encima del elemento 172 del compresor es el espacio Q2 de alta presión al cual fluye el refrigerante a alta presión a través del puerto 172b de descarga del elemento 172 del compresor.

45 El árbol 174 tiene un paso de aceite 174a formado en el mismo que se abre al depósito 171d de aceite y que también se comunica con el interior del elemento 172 del compresor. En una extremidad inferior del paso de aceite 174a, hay previsto un elemento 174b de bomba para suministrar el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 171d de aceite al elemento 172 del compresor.

50 El motor 173 del compresor está dispuesto en el espacio Q1 de baja presión por debajo del elemento 172 del compresor, e incluye un estator 173a anular fijado a la superficie interior de la carcasa 171 del compresor, y un rotor 173b provisto en el lado de la periferia interior del estator 173a con un espacio ligero de modo que pueda alojarse libremente de forma giratoria en el mismo.

55 En el compresor 21 que tiene tal configuración, cuando se acciona el motor 173 del compresor, el refrigerante a baja presión fluye al espacio Q1 de baja presión de la carcasa 171 del compresor a través de la tubería 181 de succión, se convierte en refrigerante a alta presión como resultado de ser comprimido por el elemento 172 del compresor, y a continuación fluye fuera del espacio Q2 de alta presión de la carcasa 171 del compresor a través de la tubería de descarga 182. Aquí, como lo indican las dos flechas de la línea de la cadena de puntos en la fig. 13 que indican el flujo de refrigerante de succión, el refrigerante a baja presión que ha fluido hacia el espacio Q1 de baja presión fluye

principalmente de la siguiente manera: fluye para entrar en contacto con la superficie de aceite del aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 171d de aceite, que se eleva a través de un espacio entre el motor 173 del compresor y la carcasa 171 del compresor y un espacio entre el estator 173a y el rotor 173b, y a continuación fluye hacia el puerto 172a de succión formado en la porción inferior del elemento 172 del compresor. Ya que la superficie de aceite del aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 171d de aceite está en contacto con el refrigerante, la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración cerca de la superficie del aceite se acerca a la temperatura del refrigerante, y la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración cerca de la superficie de la pared de la porción inferior (principalmente, la placa 171c inferior) de la carcasa 171 del compresor que forma el depósito 171d de aceite se acerca a la temperatura de la superficie de la pared, es decir, la temperatura ambiente fuera del compresor 21. Así, se genera una distribución de temperatura en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 171d de aceite, que corresponde a la diferencia de temperatura entre la temperatura del refrigerante en contacto con la superficie del aceite en el depósito 171d de aceite y la temperatura ambiente fuera del compresor 21. Aquí, durante la operación de enfriamiento, el refrigerante en contacto con la superficie del aceite en el depósito 71d de aceite es refrigerante a baja presión que vuelve desde los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores que funcionan como evaporadores; y durante la operación de calentamiento, es el refrigerante a baja presión que vuelve desde el intercambiador 23 de calor exterior que funciona como un evaporador. Ya que la temperatura del refrigerante en contacto con la superficie del aceite está cerca de la temperatura del aire interior y la temperatura del aire exterior, la diferencia de temperatura entre la temperatura del refrigerante en contacto con la superficie del aceite y la temperatura ambiente fuera del compresor 21 tiende a ser menor en comparación con el caso en el que el depósito 71d de aceite se forma en el espacio Q2 de alta presión como se ha descrito en la realización anterior. En otras palabras, esta realización alternativa está configurada de tal manera que la diferencia de temperatura entre el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 171d de aceite en el compresor 21 y el refrigerante en contacto con este aceite de la máquina de refrigeración se hace pequeño, y así una distribución de temperatura en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 171d de aceite en el compresor 21 no se genera fácilmente. Sin embargo, incluso en este caso también, se genera hasta cierto punto una distribución de temperatura en el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21, y es deseable calcular la cantidad de refrigerante disuelto M_{q0} teniendo en cuenta además el efecto de la distribución de la temperatura.

Por consiguiente, en esta realización alternativa, se calcula la cantidad de refrigerante M_{comp} en la porción J del compresor que incluye la cantidad de refrigerante disuelto M_{q0} como se describe a continuación. Una expresión relacional entre la cantidad de refrigerante M_{comp} en la porción J del compresor y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

$$M_{comp} = M_{q0} + M_{q1} + M_{q2},$$

que es una expresión de función en la cual la cantidad de refrigerante disuelto M_{q0} que es la cantidad de refrigerante disuelto en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 171d de aceite dentro del espacio Q1 de baja presión en la carcasa 171 del compresor del compresor 21, la cantidad de refrigerante M_{q1} en la porción que no sea la del depósito 171d de aceite dentro del espacio Q1 de baja presión en la carcasa 171 del compresor del compresor 21, y la cantidad de refrigerante M_{q2} en el espacio Q2 de alta presión en la carcasa 171 del compresor del compresor 21 se suman juntas.

Aquí, asumiendo que la cantidad de aceite de la máquina de refrigeración sea M_{oil} y la solubilidad del refrigerante en la máquina refrigerante sea ϕ , la cantidad de refrigerante disuelto M_{q0} se expresa mediante

$$M_{q0} = \phi / (1 - \phi) \times M_{oil}.$$

La solubilidad ϕ del refrigerante en el aceite de la máquina de refrigeración se expresa como una función de la presión y de la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 171d de aceite. En este punto, la presión del refrigerante en el espacio Q1 de baja presión (es decir, la presión de succión P_s) se puede usar como la presión del aceite de la máquina de refrigeración. En esta realización alternativa, la temperatura promedio del aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21 expresada como una función de la temperatura de succión T_s y de la temperatura exterior T_a (es decir, $Toil = f_5(T_s, T_a)$) se puede usar como la temperatura $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración (véase el diagrama en la fig. 14 que muestra la relación de la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración con la temperatura de succión T_s y la temperatura exterior T_a). Por consiguiente, es posible expresar la solubilidad ϕ del refrigerante en el aceite de la máquina de refrigeración como una función de la presión del refrigerante (es decir, la presión de succión P_s) en el espacio Q1 de baja presión donde se forma el depósito 171d de aceite y la temperatura promedio $Toil$ descrita anteriormente del aceite de la máquina de refrigeración expresado como la función de la temperatura de succión T_s y la temperatura exterior T_a (en otras palabras, la solubilidad ϕ puede expresarse mediante: $\phi = f_6(P_s, Toil)$). De esta manera, la cantidad de refrigerante disuelto M_{q0} se puede calcular a partir de la cantidad conocida M_{oil} del aceite de la máquina de refrigeración, la presión de succión P_s y la temperatura promedio $Toil$ del aceite de la máquina de refrigeración (más específicamente, la temperatura de succión T_s y la temperatura exterior T_a).

Además, la cantidad de refrigerante M_{q1} se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$Mq1 = (Vcomp - Voil - Vq2) \times ps,$$

en que el volumen Voil del aceite de la máquina de refrigeración y un volumen Vq2 del espacio Q2 de alta presión se restan de todo el volumen Vcomp del compresor 21, y el resultado se multiplica por la densidad ps del refrigerante como la densidad del refrigerante en el espacio Q1 de baja presión.

- 5 Aquí, el volumen de Voil del aceite de la máquina de refrigeración se calcula dividiendo la cantidad Moil del aceite de la máquina de refrigeración por la densidad poil de aceite de la máquina de refrigeración. La densidad poil del aceite de la máquina de refrigeración se expresa como una función de la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración. También en este caso, como en el caso del cálculo de la solubilidad ϕ descrita anteriormente, se puede usar la temperatura promedio Toil del aceite de la máquina de refrigeración. En otras palabras, la densidad del aceite de la máquina de refrigeración puede expresarse como una función de la temperatura promedio Toil del aceite de la máquina de refrigeración (es decir, $poil = f7(Toil)$). De esta manera, la cantidad de refrigerante Mq1 en la porción distinta de la del depósito 171d de aceite dentro del espacio Q1 de baja presión en la carcasa 171 del compresor del compresor 21 se puede calcular a partir del volumen conocido Vcomp, el volumen conocido Vq2, la cantidad conocida Moil del aceite de la máquina de refrigeración, y la temperatura promedio Toil del aceite de la máquina de refrigeración (más específicamente, la temperatura de succión Ts y la temperatura exterior Ta).

Además, la cantidad de refrigerante Mq2 se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$Mq2 = Vq2 \times pd,$$

en el que el volumen Vq2 del espacio Q2 de alta presión se multiplica por la densidad pd del refrigerante como la densidad del refrigerante en el espacio Q2 de alta presión.

- 20 En esta realización alternativa, como en la realización descrita anteriormente, la cantidad de refrigerante disuelto Mqo se calcula en base a las cantidades de estado de operación que incluyen al menos la temperatura ambiente fuera del compresor 21 o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente (aquí, temperatura exterior Ta). Así, se puede tener en cuenta una distribución de la temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 171d de aceite en el compresor 21, y así, el error en el cálculo de la cantidad de refrigerante disuelto Mqo puede ser menor. Por consiguiente, es posible determinar correctamente la cantidad de refrigerante Mqo disuelto en el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21, y por así la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante se puede evaluar con alta precisión.

- 30 Más específicamente, en esta realización alternativa, el cálculo de la cantidad de refrigerante disuelto Mqo se realiza usando la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21 o la temperatura de succión Ts como la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente, además de la temperatura ambiente fuera del compresor 21 o la temperatura exterior Ta como la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente. Así, al determinar la temperatura promedio de estas dos temperaturas, es posible tener en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 171d de aceite en el compresor 21.

- 35 Además, en esta realización alternativa, el cálculo de la cantidad de refrigerante disuelto Mqo se realiza usando la presión del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21 o la presión de succión Ps como la cantidad de estado de operación equivalente a la presión mencionada anteriormente., además de la temperatura ambiente fuera del compresor 21 y la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor, o la temperatura exterior Ta y la temperatura de succión Ts como las cantidades de estado de operación equivalentes a estas temperaturas. Así, por ejemplo, es posible tener en cuenta un cambio inducido por la presión en la solubilidad ϕ del refrigerante en el aceite de la máquina de refrigeración, al tiempo que se tiene en cuenta una distribución de temperatura generada en el aceite de la máquina de refrigeración acumulado en el depósito 171d de aceite en el compresor 21.

- 45 Además, también en esta realización alternativa, como en la realización alternativa 1 descrita anteriormente, cuando se calcula la temperatura Toil del aceite de la máquina de refrigeración, un cambio en la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración en un estado transitorio después del inicio/parada del compresor 21 se puede tener en cuenta para calcular con precisión la temperatura Toil del aceite de la máquina de refrigeración.

- 50 Además, como en la realización alternativa 2 descrita anteriormente, como se muestra en las figs. 13 y 3, el sensor 75 de temperatura de la superficie exterior del compresor puede estar unido a la superficie exterior de la porción inferior del compresor 21 (específicamente, la placa 71c inferior que forma el depósito 71d de aceite) y la temperatura de la superficie exterior del compresor 21 (es decir, la temperatura de la superficie exterior del compresor Tcase) detectada por este sensor 75 de temperatura de la superficie exterior del compresor se puede usar como la temperatura ambiente fuera del compresor 21 o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura mencionada anteriormente cuando se calcula la temperatura Toil del aceite de la máquina de refrigeración.

Además, como en la realización alternativa 3 descrita anteriormente, como se muestra en las figs. 13 y 3, el sensor

76 de temperatura del depósito de aceite como un medio de detección de la temperatura del aceite puede unirse en el compresor 21 (específicamente, cerca del centro del depósito 71d de aceite) y la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración en el compresor 21 detectada por este sensor 76 de temperatura del depósito de aceite se puede usar como la temperatura Toil del aceite de la máquina de refrigeración.

5 (8) Otra realización

Aunque la realización preferida de la presente invención se ha descrito con referencia a las figuras, el alcance de la presente invención no se limita a las realizaciones anteriores, y los diversos cambios y modificaciones pueden realizarse sin desviarse del alcance de la presente invención.

10 Por ejemplo, en la realización descrita anteriormente, se describe un ejemplo en el que la presente invención se aplica a un acondicionador de aire capaz de conmutar y realizar la operación de enfriamiento y la operación de calentamiento. Sin embargo, no se limita a ello, y la presente invención puede aplicarse a diferentes tipos de
15 acondicionadores de aire tales como un acondicionador de aire solamente de enfriamiento y similares. Además, en la realización descrita anteriormente, se describe un ejemplo en el que la presente invención se aplica a un acondicionador de aire que incluye una sola unidad exterior. Sin embargo, no se limita a ello, y la presente invención puede aplicarse a un acondicionador de aire que incluye una pluralidad de unidades exteriores.

Aplicabilidad industrial

Con la aplicación de la presente invención, es posible determinar correctamente la cantidad de refrigerante disuelto en el aceite de la máquina de refrigeración en un compresor, y evaluar con gran precisión la idoneidad de la cantidad de refrigerante en un circuito de refrigerante.

20

REIVINDICACIONES

1.- Un acondicionador (1) de aire, que comprende:

5 un circuito (10) de refrigerante configurado por la interconexión de un compresor (21), un intercambiador (23) de calor del lado de la fuente de calor, un mecanismo de expansión (38, 41, 51) y una utilización intercambiador (42, 52) de calor del lado de utilización;

un medio de cálculo de la cantidad de refrigerante configurado para dividir el circuito (10) de refrigerante en una pluralidad de porciones, para calcular la cantidad de refrigerante para cada porción en que se ha dividido, y por lo tanto calcular la cantidad de refrigerante en el circuito (10) de refrigerante

10 en donde el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante está configurado para calcular la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante teniendo en cuenta una cantidad de refrigerante disuelto que es la cantidad de refrigerante disuelto en el aceite de la máquina refrigeradora en el compresor, basándose en una cantidad de estado de operación del equipo constituyente o refrigerante que fluye en el circuito refrigerante; y

15 el acondicionador (1) de aire que comprende además un medio de evaluación de la cantidad de refrigerante configurado para evaluar la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante basándose en la cantidad de refrigerante calculada por el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante,

caracterizado porque:

el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante está configurado para calcular la cantidad de refrigerante disuelto basándose en las cantidades de estado de operación que incluyen al menos la temperatura ambiente fuera del compresor; en donde

20 las cantidades de estado de operación usadas para calcular la cantidad de refrigerante disuelto incluyen además la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor (21) o una cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura.

2.- El acondicionador (1) de aire según la reivindicación 1, en donde

25 la temperatura exterior o la temperatura obtenida al corregir la temperatura exterior usando una cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente se usa como la temperatura ambiente fuera del compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura.

3.- El acondicionador (1) de aire según la reivindicación 1, en donde

la temperatura de la superficie exterior del compresor se usa como la temperatura ambiente fuera del compresor o la cantidad de estado de funcionamiento equivalente a la temperatura.

4.- El acondicionador (1) de aire según la reivindicación 1, en donde

30 La temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor (21) o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura es la temperatura del refrigerante descargado desde el compresor.

5.- El acondicionador (1) de aire según la reivindicación 1, en donde

35 la temperatura del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor (21) o la cantidad de estado de operación equivalente a la temperatura es la temperatura del refrigerante succionado en el compresor.

6.- El acondicionador (1) de aire de acuerdo con la reivindicación 1, en donde

40 las cantidades de estado de operación usadas para calcular la cantidad de refrigerante disuelto incluyen además un período de tiempo desde el inicio/parada del compresor (21).

7.- Un acondicionador (1) de aire, según la reivindicación 1, en donde

45 un medio de detección de temperatura del aceite configurado para detectar la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración en el compresor está previsto en el compresor, y el medio de cálculo de la cantidad de refrigerante está configurado para calcular la cantidad de refrigerante disuelto basándose en las cantidades de estado de operación que incluyen al menos la temperatura del aceite de la máquina de refrigeración detectada por el medio de detección de temperatura del aceite.

8.- El acondicionador (1) de aire según una cualquiera de la reivindicación 1 a la reivindicación 3, la reivindicación 6 y reivindicación 7, en donde

5 las cantidades de estado de operación usadas para calcular la cantidad de refrigerante disuelto incluyen además la presión del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor (21) o en una cantidad de estado de operación equivalente a la presión.

9.- El acondicionador (1) de aire según la reivindicación 8, en donde

la presión del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor (21) o la cantidad de estado de operación equivalente a la presión es la presión del refrigerante descargado desde el compresor.

10.- El acondicionador (1) de aire según la reivindicación 9, en donde

10 la presión del refrigerante en contacto con el aceite de la máquina de refrigeración en el compresor (21) o la cantidad de estado de operación equivalente a la presión es la presión del refrigerante succionado en el compresor.

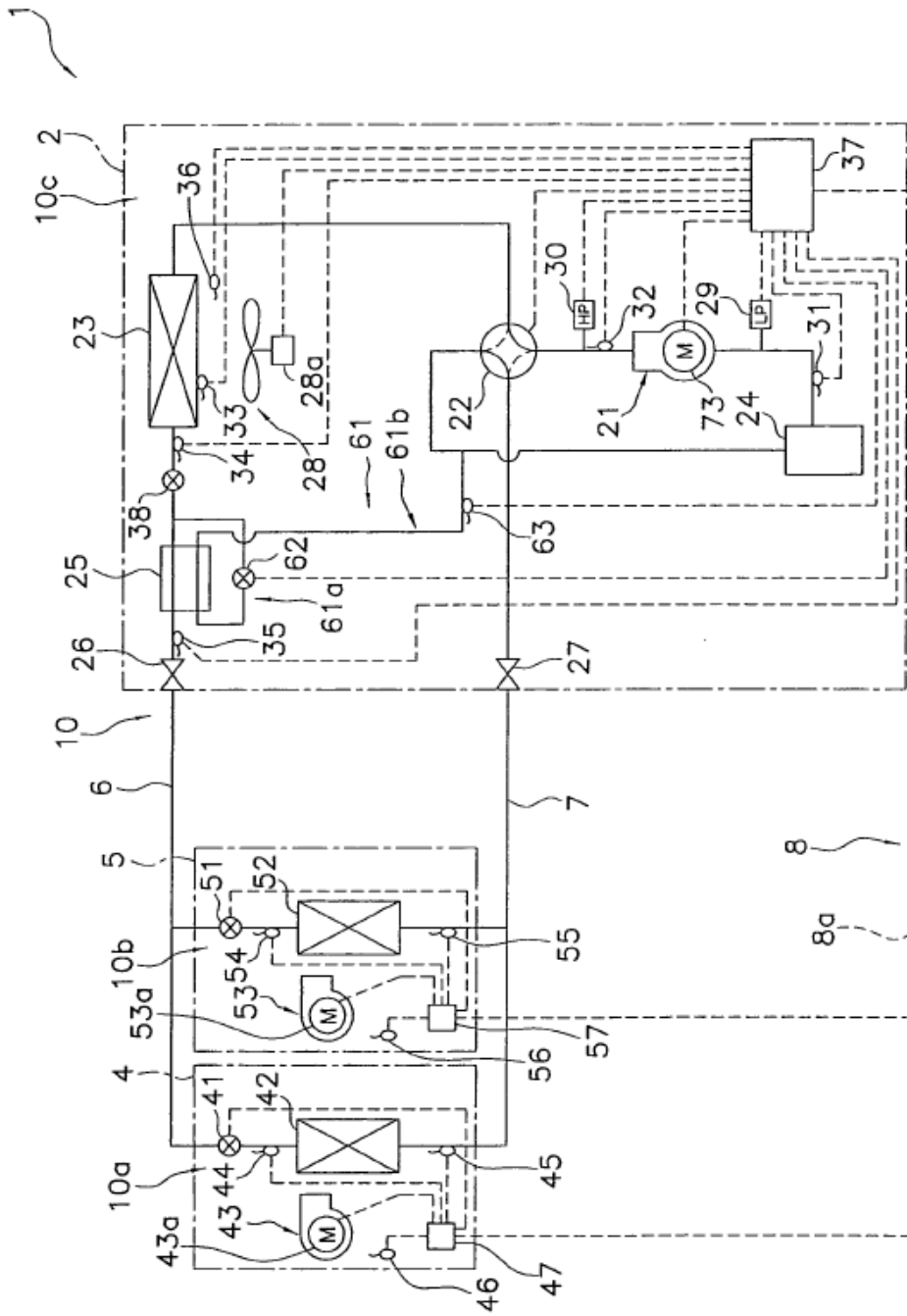


FIG. 1

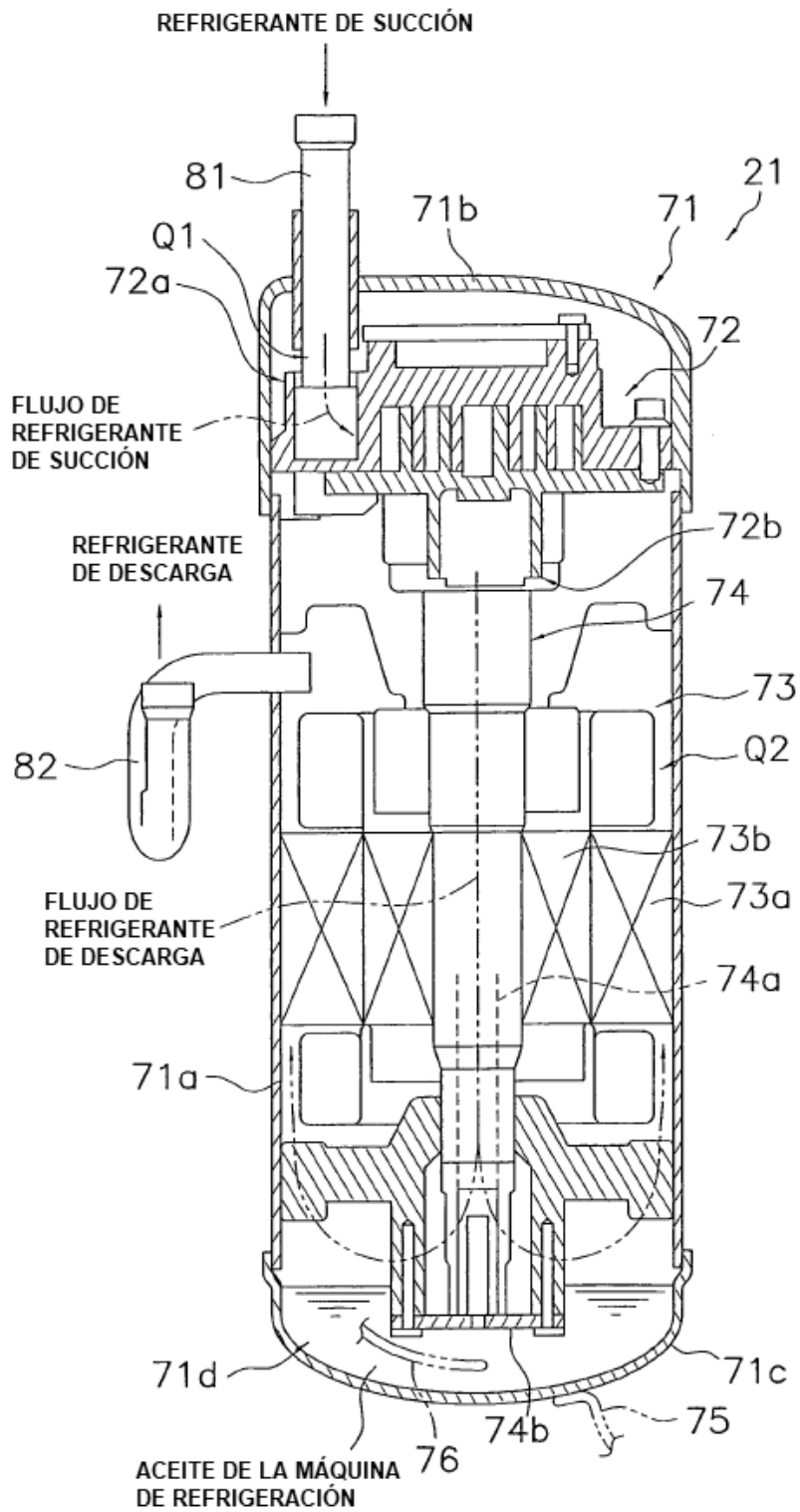


FIG. 2

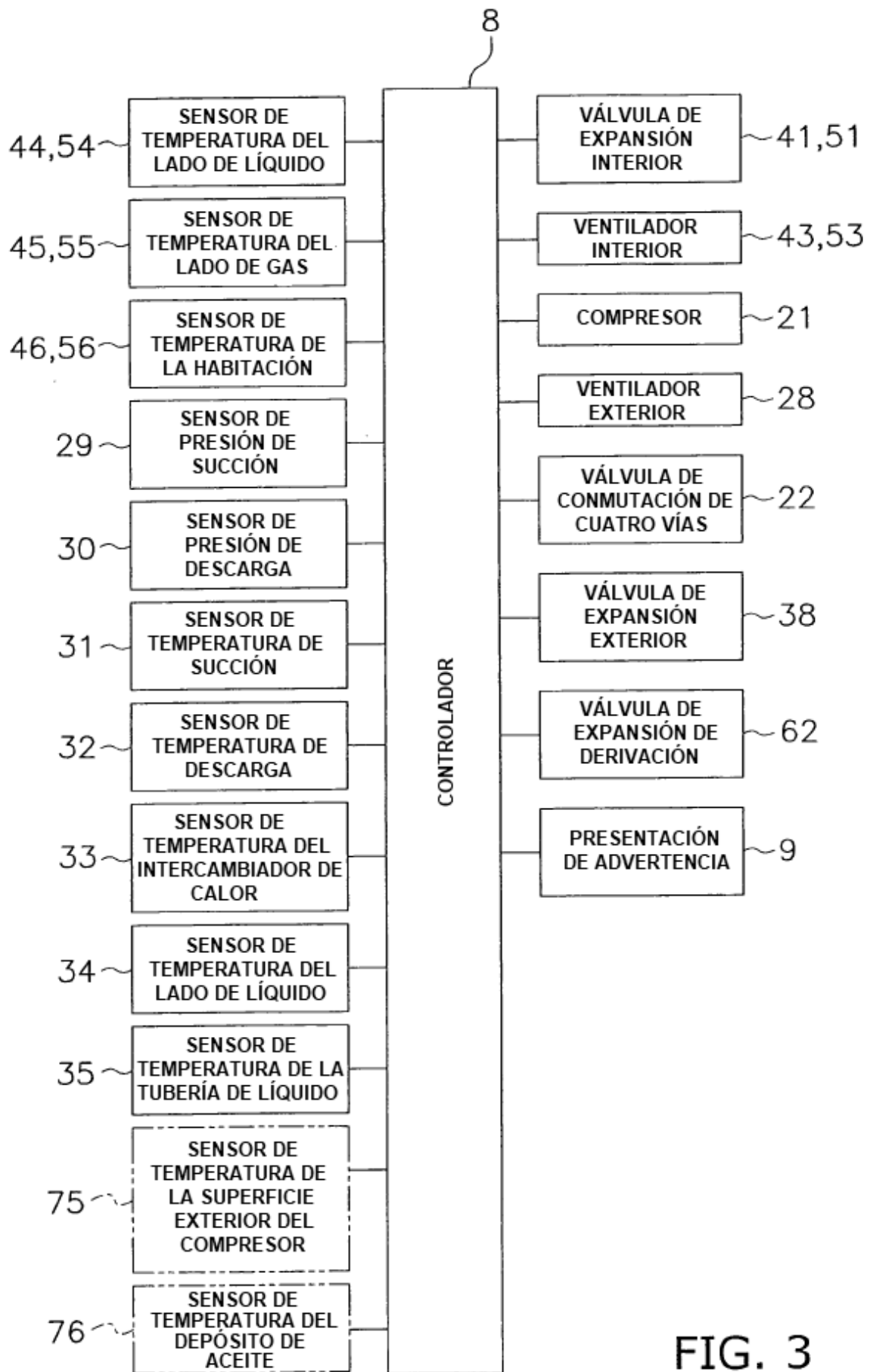


FIG. 3

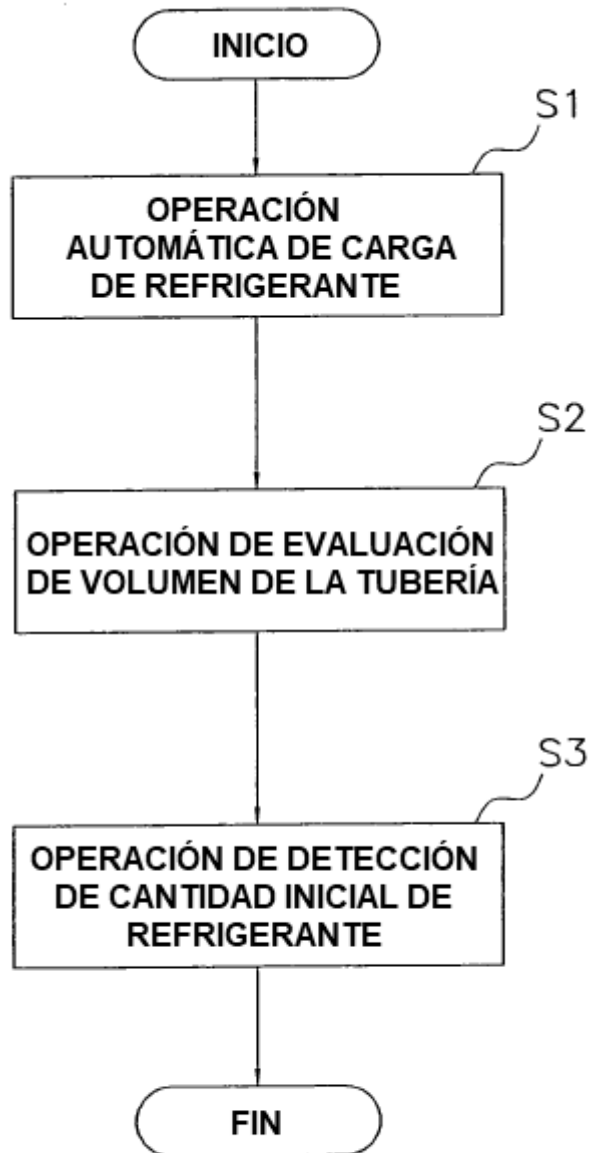


FIG. 4

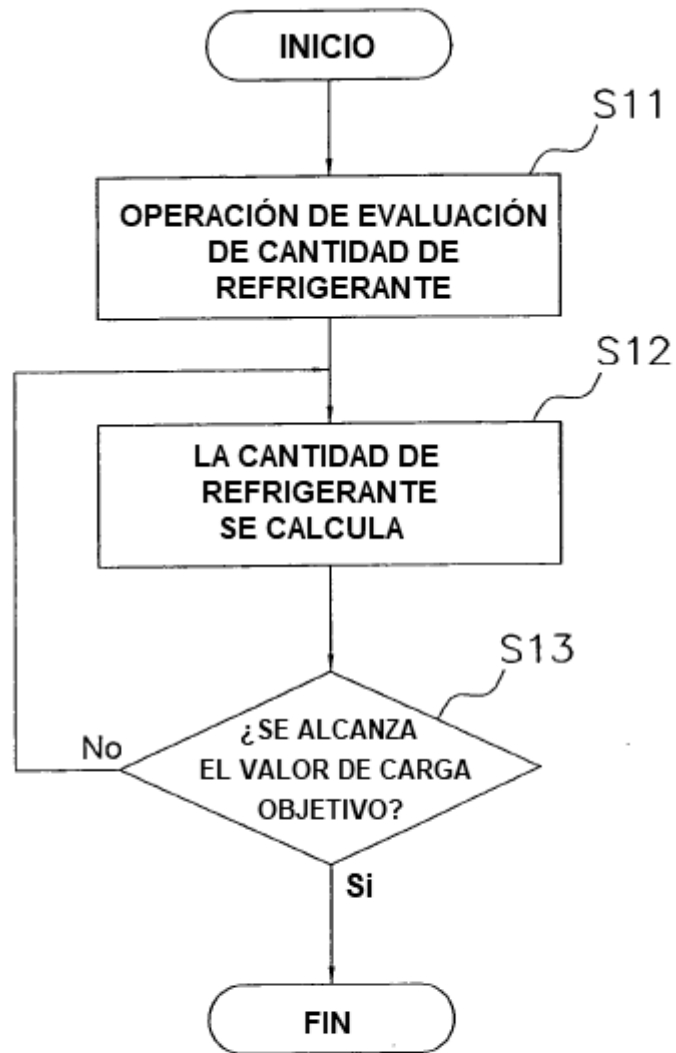


FIG. 5

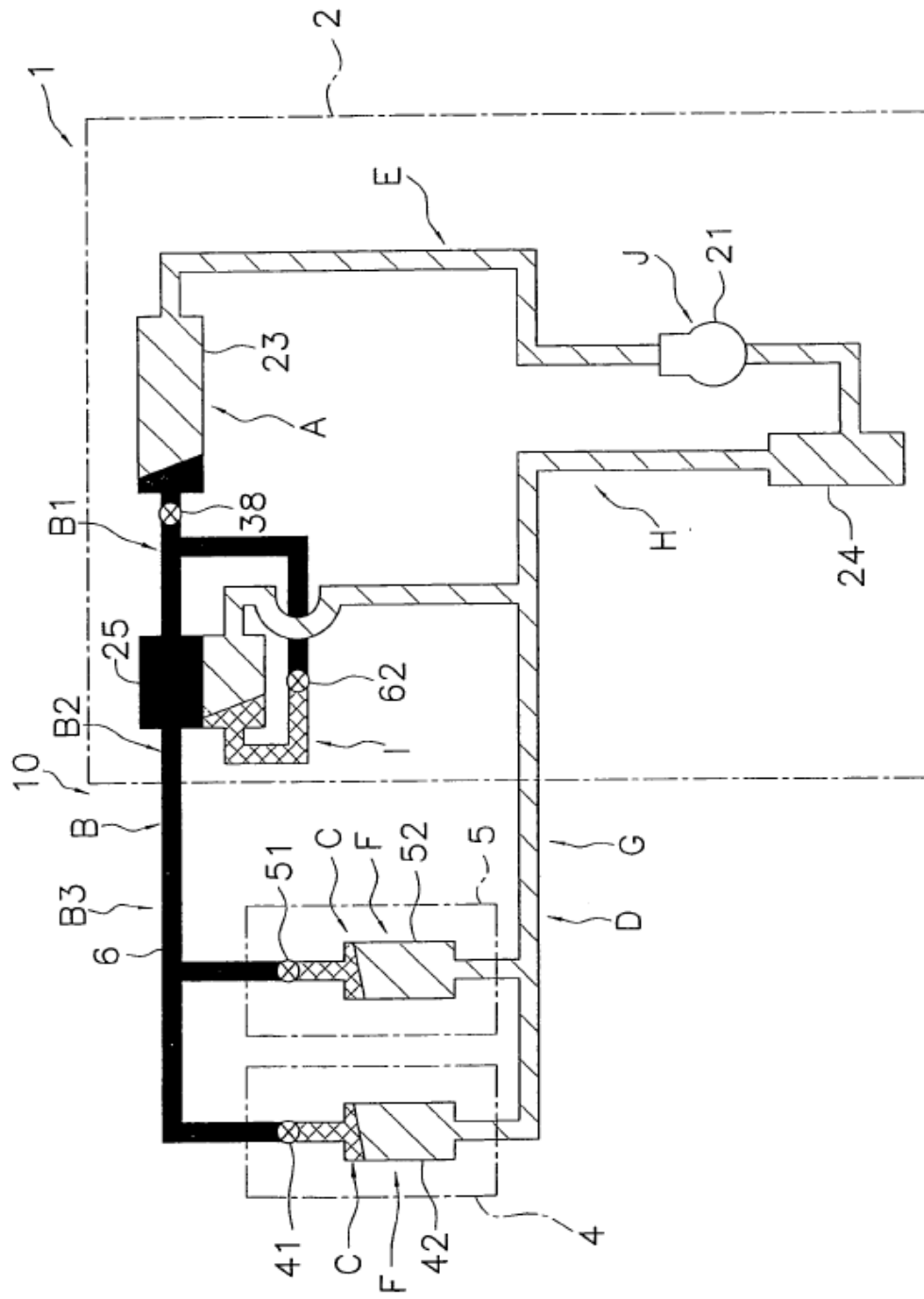


FIG. 6

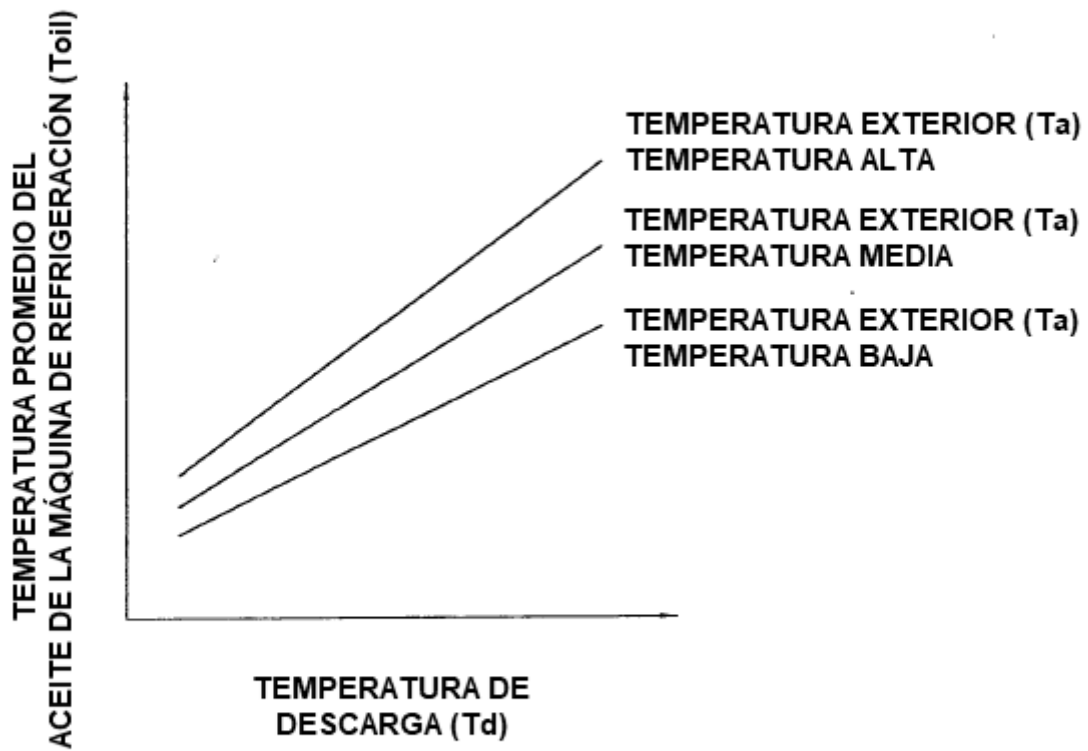


FIG. 7

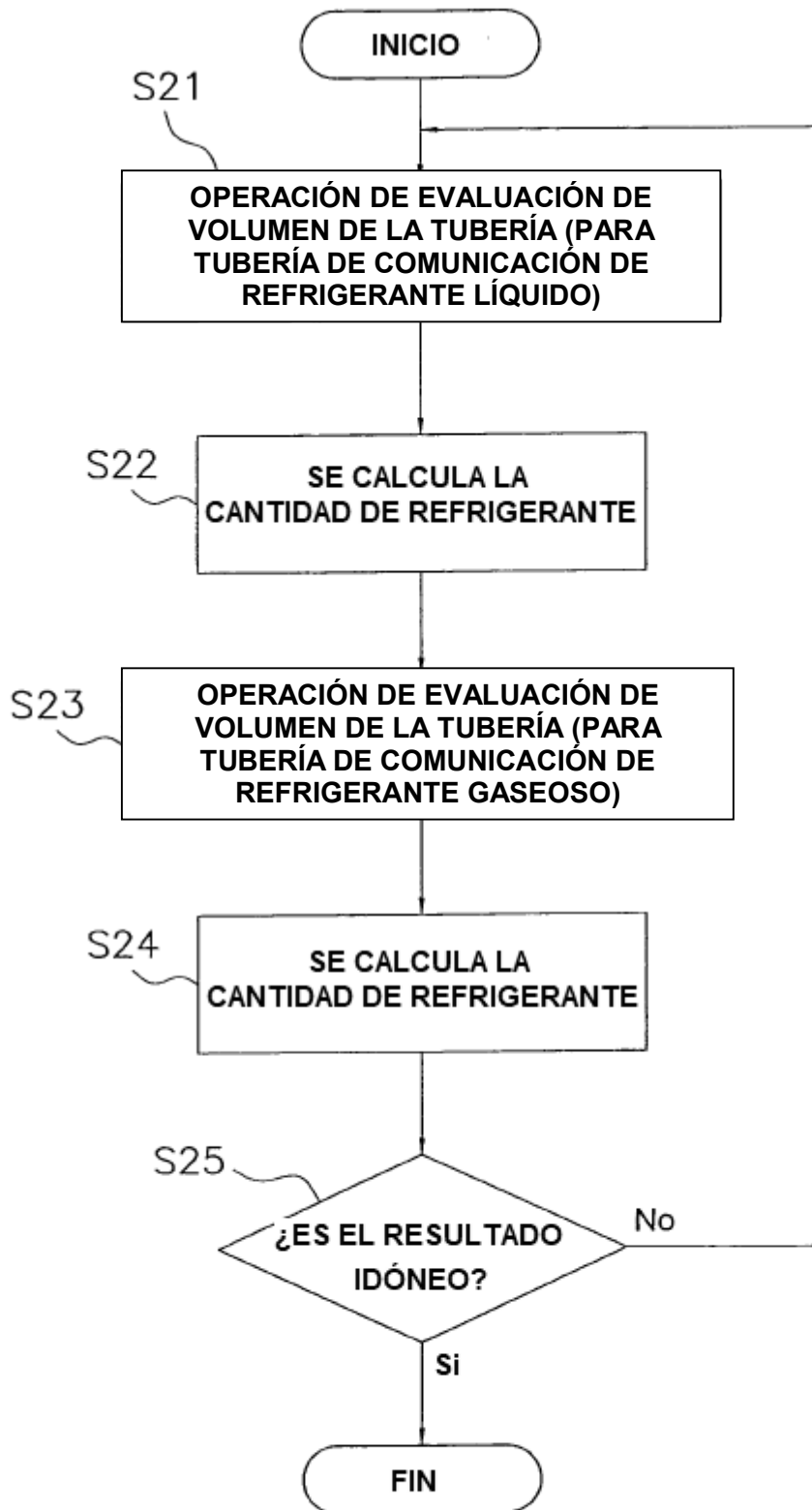


FIG. 8

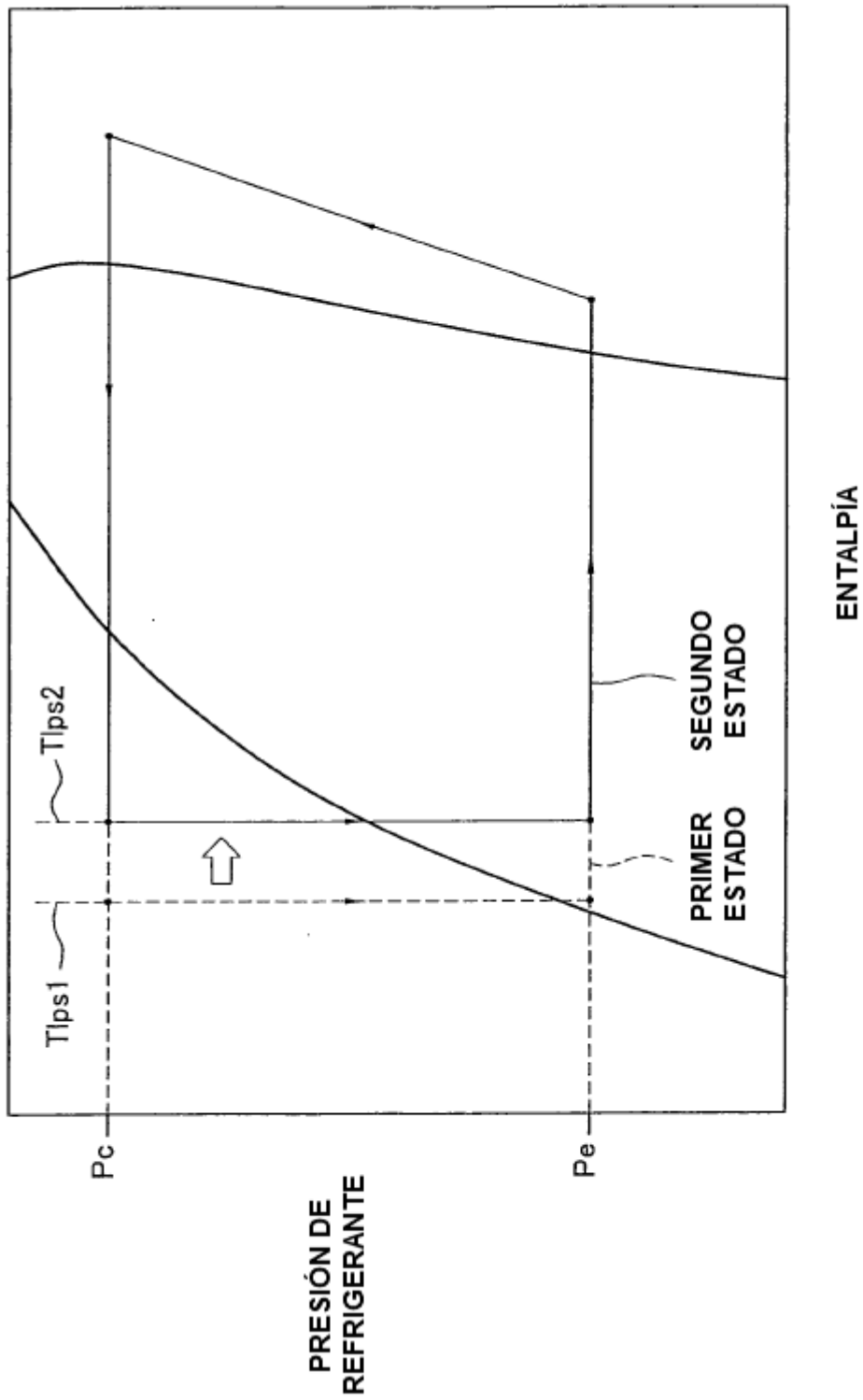


FIG. 9

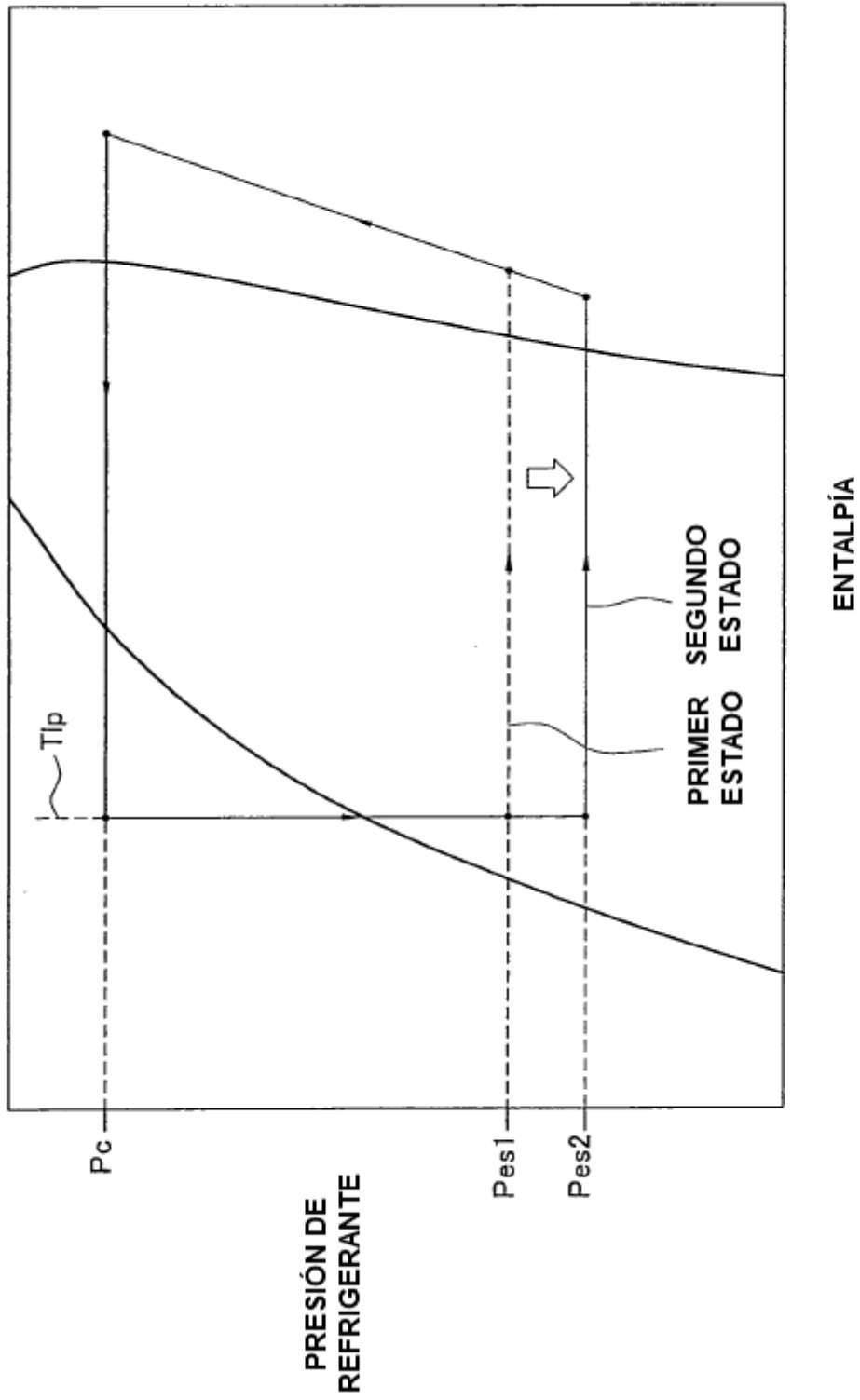


FIG. 10

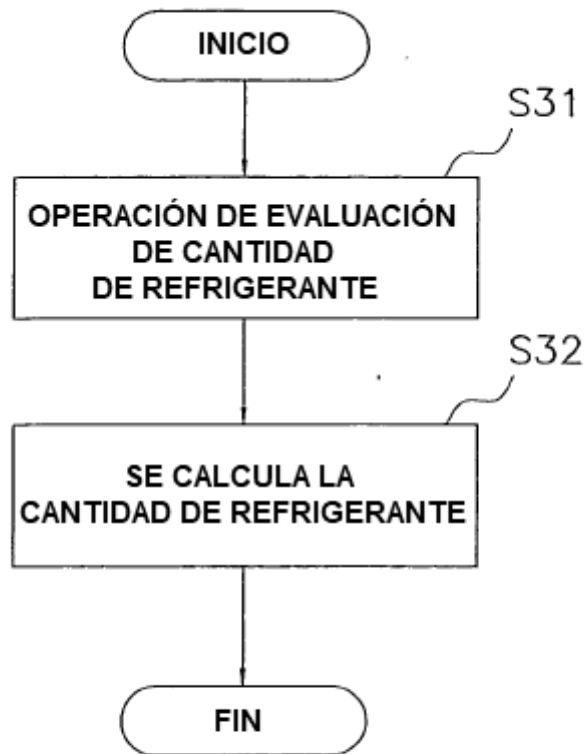


FIG. 11

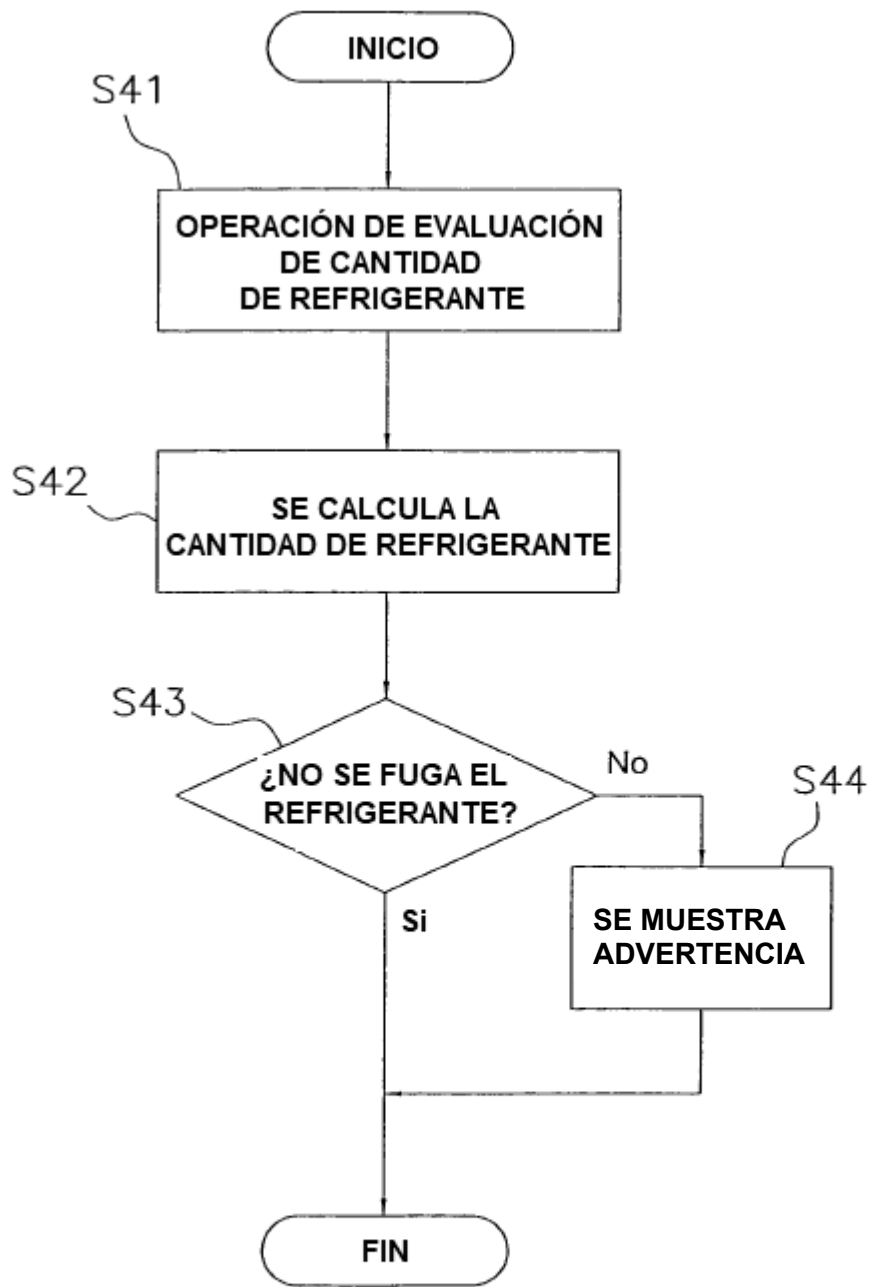


FIG. 12

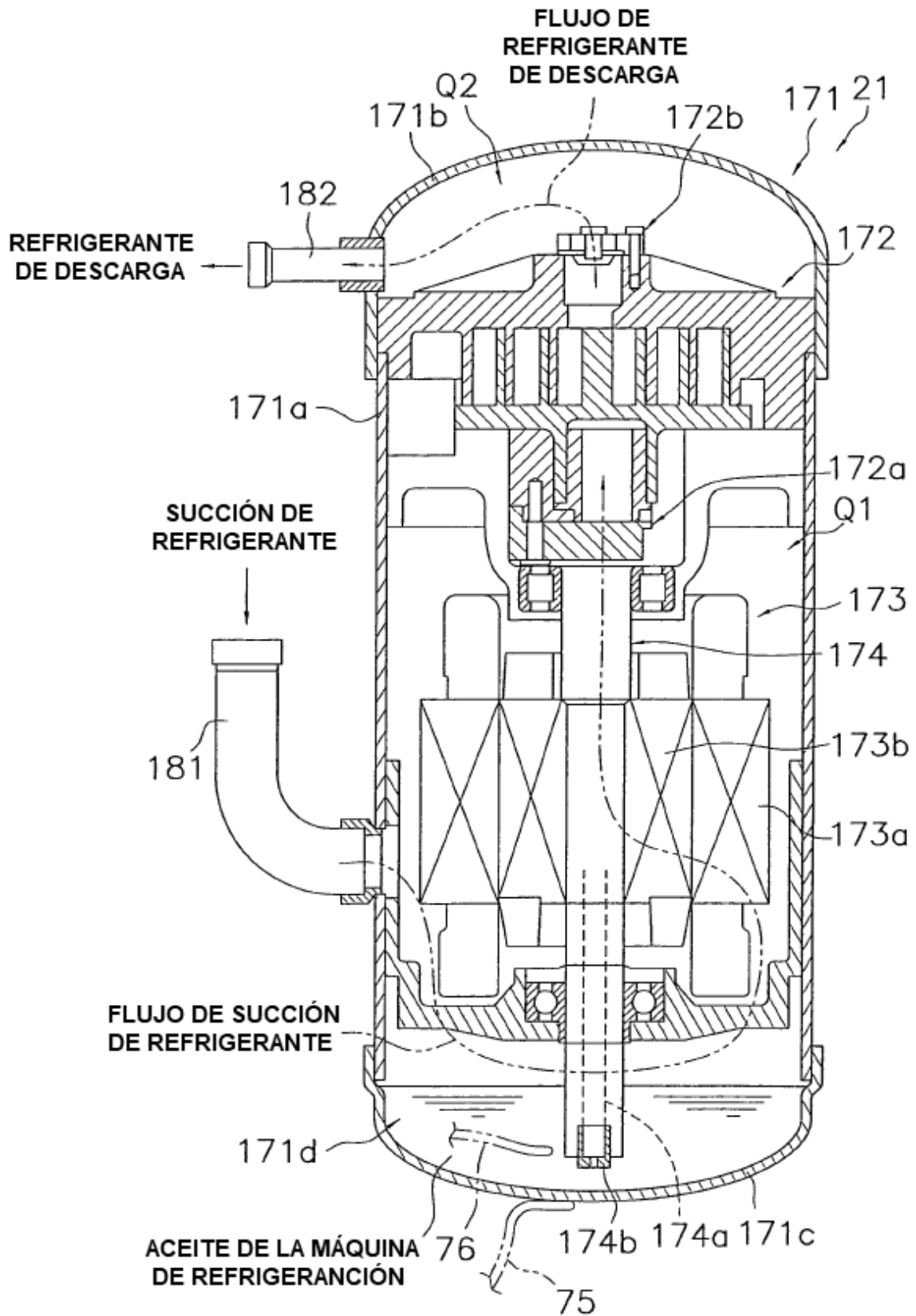


FIG. 13

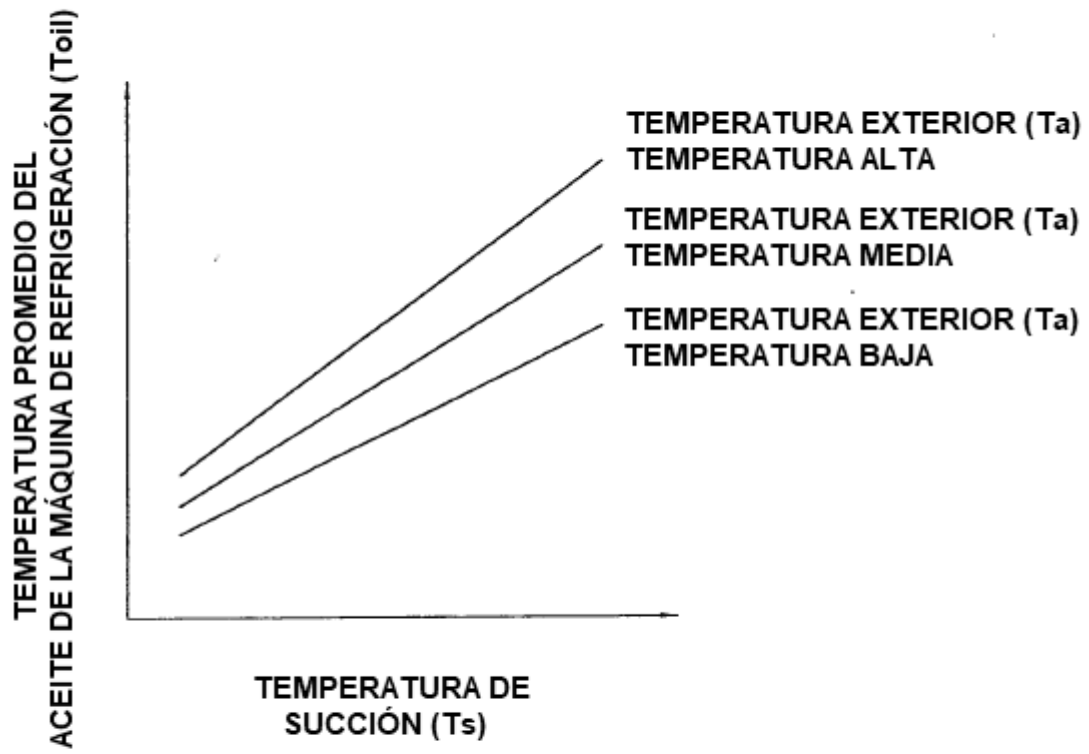


FIG. 14