

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 697 826**

51 Int. Cl.:

F25B 49/02 (2006.01)

F25B 1/00 (2006.01)

F25B 49/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **12.12.2006 PCT/JP2006/324716**

87 Fecha y número de publicación internacional: **21.06.2007 WO07069581**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **12.12.2006 E 06834471 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **22.08.2018 EP 1970653**

54 Título: **Acondicionador de aire**

30 Prioridad:

16.12.2005 JP 2005363733

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

29.01.2019

73 Titular/es:

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

72 Inventor/es:

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

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 697 826 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

Acondicionador de aire

Campo de la técnica

5 La presente invención se refiere a una función para determinar 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 determinar la idoneidad de la cantidad de refrigerante en un circuito de refrigerante de un acondicionador de aire configurado mediante la interconexión de un compresor, un condensador, un mecanismo de expansión, y un evaporador.

Técnica anterior

10 Convencionalmente, para un sistema de refrigeración que tiene un circuito de refrigerante configurado mediante la interconexión de un compresor, un condensador, una válvula de expansión, y un evaporador, se ha propuesto un método en el que se lleva a cabo una operación de determinación de cantidad de refrigerante para determinar el exceso o deficiencia de la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante con el propósito de determinar el exceso o deficiencia de la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante (ver, por ejemplo, el Documento de Patente 1).

15 El Documento de Patente 2 describe un sistema de refrigeración en el que se determinan las cantidades de refrigerante en un condensador y un evaporador basándose en un grado de sobreenfriamiento del refrigerante del lado de salida del condensador y un grado de sobrecalentamiento del refrigerante del lado de succión de un compresor. Como resultado, cuando se determina que la cantidad de refrigerante en cualquiera de entre el condensador y el evaporador es menor que una cantidad de refrigerante de referencia, se controla el desplazamiento de una válvula de expansión de modo que el grado de sobrecalentamiento del lado de succión se convierte en un grado de sobrecalentamiento objetivo. Por otro lado, cuando se determina que la cantidad en el condensador o el evaporador es mayor que la cantidad de referencia, el desplazamiento de la válvula se controla de manera que el grado de sobreenfriamiento en el lado de salida se convierte en un grado de sobreenfriamiento objetivo. Por tanto, puede llevarse a cabo la operación de enfriamiento de manera estable al mismo tiempo que se utiliza en la práctica una cantidad de refrigerante sellado suficiente.

<Documento de Patente 1>

Publicación número JP-A H3-186170

<Documento de Patente 2>

30 JP 2000 227259 A

Descripción de la invención

35 Sin embargo, con el método anteriormente descrito para determinar el exceso o deficiencia de la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante, la temperatura del refrigerante en una salida del condensador es diferente cada vez que se lleva a cabo la operación de determinación de la cantidad de refrigerante. Dicha diferencia de temperatura del refrigerante se convierte en la diferencia de temperatura en una tubería de refrigerante que se extiende desde la salida del condensador hasta la válvula de expansión, lo que conduce a un error en la determinación del exceso o deficiencia de la cantidad de refrigerante. En particular, en un tipo separado de acondicionador de aire, la longitud de una tubería de comunicación de refrigerante que conecta una unidad de fuente de calor y una unidad de utilización es diferente dependiendo de condiciones tales como un lugar de instalación y similar, de modo que, en caso de que la tubería de comunicación de refrigerante sea larga, la diferencia en la temperatura del refrigerante en la salida del condensador se convierte en la diferencia en la temperatura del refrigerante en una tubería de comunicación de refrigerante líquido que configura una gran parte de la tubería de refrigerante que se extiende desde la salida del condensador a la válvula de expansión. En consecuencia, el error en la determinación tiende a aumentar.

45 Un objeto de la presente invención es para reducir el error en la determinación debido a la diferencia en la temperatura del refrigerante a la salida del condensador cuando se determina la idoneidad de la cantidad de refrigerante.

La presente invención está definida por la reivindicación independiente adjunta. Las reivindicaciones dependientes están dirigidas a características opcionales y realizaciones preferidas.

50 Un acondicionador de aire de acuerdo con un primer aspecto de la presente invención incluye un circuito de refrigerante, un mecanismo de ajuste de temperatura, medio de control de operación, y medio de determinación de la cantidad de refrigerante. El circuito de refrigerante está configurado mediante la interconexión de un compresor, un condensador, un mecanismo de expansión, y un evaporador. El mecanismo de ajuste de temperatura puede ajustar la temperatura del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión. El medio de control de operación puede llevar a cabo una operación de determinación de cantidad de refrigerante en el que se controla el funcionamiento del mecanismo de ajuste de temperatura de modo que la temperatura del refrigerante enviado desde

el condensador al mecanismo de expansión se vuelve constante. El medio de determinación de cantidad de refrigerante determina la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito basándose en una cantidad de estado de operación de equipamiento constituyente o refrigerante que fluye en el circuito de refrigerante en la operación de determinación de cantidad de refrigerante.

5 En este acondicionador de aire, se proporciona el mecanismo de ajuste de temperatura capaz de ajusta la temperatura del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión, y el funcionamiento del mecanismo de ajuste de temperatura se controla de modo que la temperatura del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión se hace constante durante la operación de determinación de cantidad de refrigerante, evitando así un cambio en la densidad del refrigerante en una tubería de refrigerante que se extiende desde el condensador al mecanismo de expansión. Por tanto, incluso cuando la temperatura del refrigerante en una salida del condensador es diferente cada vez que se lleva a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante, el efecto de dicha diferencia en la temperatura del refrigerante permanecerá solo en la tubería de refrigerante que se extiende desde la salida del condensador hacia la tubería de refrigerante en la que la temperatura es ajustada por el mecanismo de ajuste de temperatura. Por tanto, puede reducirse el error en la determinación debido a la diferencia en la temperatura del refrigerante a la salida del condensador (es decir, la diferencia en la densidad de refrigerante) cuando se determina la cantidad de refrigerante.

20 Un acondicionador de aire de acuerdo con un segundo aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con el primer aspecto de la presente invención donde, en la operación de determinación de cantidad de refrigerante, el medio de control de operación controla el equipamiento constituyente de manera que la presión del refrigerante enviada desde el evaporador al compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la presión anteriormente mencionada se hace constante.

25 En este acondicionador de aire, cuando se lleva a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante, se controla el equipamiento constituyente de manera que la presión del refrigerante enviado desde el evaporador al compresor o la cantidad de estado de operación equivalente a la presión anteriormente mencionada se hace constante, evitando de ese modo un cambio en la densidad del refrigerante enviado desde el evaporador al compresor. Por tanto, cuando se determina la cantidad de refrigerante, puede reducirse el error en la determinación debido a la diferencia en la presión del refrigerante a la salida del condensador o la cantidad del estado de operación equivalente a la presión anteriormente mencionada (es decir, la diferencia en la densidad del refrigerante).

30 Un acondicionador de aire de acuerdo con un tercer aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con el segundo aspecto de la presente invención, donde el compresor es un compresor de capacidad de operación variable. En la operación de determinación de la cantidad de refrigerante, el medio de control de operación controla la capacidad de operación del compresor de manera que la presión del refrigerante enviado desde el evaporador al compresor o la cantidad del estado de operación equivalente a la presión anterior permanece constante.

35 El acondicionador de aire está dotado del compresor de capacidad de operación variable como compresor. La capacidad de operación del compresor es controlada de manera que la presión del refrigerante enviado desde el evaporador al compresor o la cantidad del estado de operación equivalente a la presión anterior permanece constante. De ese modo, es posible llevar a cabo un control estable y altamente controlable.

40 Un acondicionador de aire de acuerdo con un cuarto aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con cualquiera de entre el primer a tercer aspectos de la presente invención, donde el mecanismo de ajuste de temperatura es un subenfriador conectado entre el condensador y el mecanismo de expansión.

En este acondicionador de aire, el subenfriador se utiliza como el mecanismo de ajuste de temperatura, de modo que la temperatura puede controlarse de modo que sea constante mediante el enfriamiento del refrigerante enviado desde la salida del condensador al mecanismo de expansión.

45 Un acondicionador de aire de acuerdo con un quinto aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con el cuarto aspecto de la presente invención, donde el subenfriador es un intercambiador de calor que utiliza el refrigerante que fluye por el circuito de refrigerante como fuente de enfriamiento.

En este acondicionador de aire, como el subenfriador utiliza el refrigerante que fluye en el circuito de refrigerante como la fuente de enfriamiento, es posible controlar la temperatura del refrigerante enviado desde el subenfriador al mecanismo de expansión para que sea constante sin añadir una fuente de enfriamiento externa.

50 Un acondicionador de air de acuerdo con un sexto aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con el quinto aspecto de la presente invención, donde el circuito refrigerante está dotado de un circuito de refrigerante de bypass que tiene una válvula de expansión de bypass para ajustar la tasa de flujo del refrigerante. En el circuito de refrigerante de bypass, una porción del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión es desviada, la presión del refrigerante desviado es reducida por la válvula de expansión de bypass, luego el refrigerante desviado es introducido en el subenfriador para intercambiar calor con el refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión, y a continuación la porción es devuelta al lado de succión del compresor. El funcionamiento del subenfriador es controlado por la válvula de expansión de bypass.

5 En este acondicionador de aire, el refrigerante cuya presión es reducida a una presión de refrigerante donde una porción del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión puede ser devuelta al lado de succión del compresor se utiliza como la fuente de enfriamiento del subenfriador, y de ese modo puede disponerse la fuente de enfriamiento cuya temperatura es suficientemente más baja que la temperatura del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión. Así, la temperatura del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión puede controlarse de manera que se hace constante de manera fiable.

10 Un acondicionador de aire de acuerdo con un séptimo aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con el sexto aspecto de la presente invención, donde el medio de control de operación es capaz de conmutar entre una operación normal en la que el equipamiento que lo constituye es controlado de acuerdo con la carga de operación del evaporador y la operación de determinación de cantidad de refrigerante. En la operación normal, la válvula de expansión de bypass es controlada de modo que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante devuelto desde el subenfriador al lado de succión del compresor a través del circuito de refrigerante de bypass se hace constante, y en la operación de determinación de cantidad de refrigerante, la válvula de expansión de bypass es controlada de modo que la temperatura del refrigerante enviado desde el subenfriador al mecanismo de expansión se hace constante.

15 En este acondicionador de aire, en la operación normal, puede controlarse el funcionamiento del subenfriador de modo que el refrigerante que tiene un grado de sobrecalentamiento predeterminado es devuelto al lado de succión del compresor. Así, es posible aumentar el rendimiento provocando que el refrigerante se subenfrie lo más posible y enviando dicho refrigerante al evaporador. En la operación de determinación de cantidad de refrigerante, la temperatura del refrigerante enviado desde el subenfriador al mecanismo de expansión puede controlarse para que sea constante de manera fiable. En otras palabras, en este acondicionador de aire, puede controlarse el funcionamiento del subenfriador de una manera adecuada a cada una de entre la operación normal y la operación de determinación de cantidad de refrigerante.

20 Un acondicionador de aire de acuerdo con un octavo aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con cualquiera de entre el primer al séptimo aspecto de la presente invención, donde la operación de determinación de cantidad de refrigerante se lleva a cabo durante una operación de carga de refrigerante automática en la que el refrigerante es cargado en el circuito de refrigerante.

25 En este acondicionador de aire, durante la operación de carga de refrigerante automática, puede determinarse con mayor precisión si la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante ha alcanzado o no un valor de carga objetivo.

30 Un acondicionador de aire de acuerdo con un noveno aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con uno cualquiera de entre el primer al octavo aspectos de la presente invención, donde la operación de determinación de cantidad de refrigerante se lleva a cabo durante una operación de detección de cantidad de refrigerante inicial en la que se detecta la cantidad de refrigerante inicial después de la instalación del equipamiento constituyente o después de que el refrigerante sea cargado en el circuito de refrigerante.

35 En este acondicionador de aire, puede detectarse la cantidad de refrigerante inicial con una elevada precisión durante la operación de detección de cantidad de refrigerante inicial.

40 Un acondicionador de aire de acuerdo con un décimo aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con cualquiera de entre el primer a noveno aspectos de la presente invención, donde la operación de determinación de cantidad de refrigerante se lleva a cabo durante una operación de detección de fuga de refrigerante donde se determina si el refrigerante tiene o no fugas del circuito de refrigerante.

En este acondicionador de aire, durante la operación de detección de fugas de refrigerante, se puede determinar con una gran precisión si existen fugas de refrigerante del circuito de refrigerante.

45 Un acondicionador de aire de acuerdo con un undécimo aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con el sexto o séptimo aspecto de la presente invención, donde la operación de determinación de cantidad de refrigerante se lleva a cabo durante una operación de carga de refrigerante automática en la que el refrigerante es cargado en el circuito de refrigerante. El medio de control de operación lleva a cabo un control de supresión de grado de apertura para evitar que la válvula de expansión de bypass se abra excesivamente en la etapa inicial de la carga de refrigerante durante la operación de carga de refrigerante automática.

50 En la etapa inicial de la carga de refrigerante durante la operación de carga de refrigerante automática, la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante es baja y el refrigerante en la salida del condensador está en un estado bifásico de gas-líquido. Por tanto, incluso cuando se intenta controlar la válvula de expansión de bypass de modo que la temperatura del refrigerante enviado desde el subenfriador al mecanismo de expansión sea constante, la temperatura del refrigerante enviado desde el subenfriador al mecanismo de expansión no cae hasta un valor objetivo, y el grado de apertura de la válvula de expansión de bypass alcanza un estado excesivamente abierto. Cuando el grado de apertura de la válvula de expansión de bypass se hace excesivamente grande, el estado del refrigerante en el circuito de refrigerante se vuelve estable como en un caso en que la presión del compresor se hace alta y similar, lo que puede provocar un problema en que la operación de carga de refrigerante automática no se pueda llevar a cabo de manera estable.

- 5 En consecuencia, en este acondicionador de aire, en el estado en el que la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante es baja en el estado inicial de la carga del refrigerante, se evita el estado donde la válvula de expansión de bypass está excesivamente abierta al llevar a cabo el control de supresión de grado de apertura. De este modo, la operación de carga de refrigerante automática puede llevarse a cabo de manera estable desde el principio hasta el final.
- 10 Un acondicionador de aire de acuerdo con un duodécimo aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con el undécimo aspecto de la presente invención, donde el control de supresión de grado de apertura se lleva a cabo durante un período de tiempo predeterminado desde el inicio de la operación de carga de refrigerante automática.
- 15 En este acondicionador de aire, el período durante el cual se lleva a cabo el control de supresión de grado de apertura puede limitarse de manera fiable solo a la etapa inicial de la carga de refrigerante durante la operación de carga de refrigerante automática.
- Un acondicionador de aire de acuerdo con un décimo primer aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con el undécimo aspecto de la presente invención, donde el control de supresión de grado de apertura se lleva a cabo desde el inicio de la operación de carga de refrigerante automática hasta que la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante alcanza una relación de carga predeterminada.
- 20 En este acondicionador de aire, el período en el que se lleva a cabo el control de supresión de grado de apertura puede limitarse solo a la etapa inicial de la carga de refrigerante durante la operación de carga de refrigerante automática.
- 20 Un acondicionador de aire de acuerdo con un décimo cuarto aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con el aspecto duodécimo o décimo tercero de la presente invención, donde el control de supresión de grado de apertura es un control para fijar el grado de apertura de la válvula de expansión de bypass hasta un grado de apertura predeterminado.
- 25 En este acondicionador de aire, debido a que el control de supresión de grado de apertura es un control para fijar el grado de apertura de la válvula de expansión de bypass hasta un grado de apertura predeterminado, puede evitarse que el control del funcionamiento del subenfriador para provocar que la temperatura del refrigerante enviado desde el subenfriador al mecanismo de expansión sea constante se lleve a cabo en la etapa inicial de la carga de refrigerante, estabilizando así de manera fiable la operación de carga de refrigerante automática.
- 30 Un acondicionador de aire de acuerdo con un décimo quinto aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con cualquiera de entre el undécimo al décimo tercer aspectos de la presente invención, donde el control de supresión de grado de apertura es un control para establecer un límite superior del grado de apertura de la válvula de expansión de bypass cuando se controla el funcionamiento del subenfriador de manera que la temperatura del refrigerante enviado desde el subenfriador al mecanismo de expansión se hace constante.
- 35 En este acondicionador de aire, debido a que el control de supresión de grado de apertura es un control para establecer un límite superior al grado de apertura de la válvula de expansión de bypass, la operación de carga de refrigerante automática puede estabilizarse de manera fiable al mismo tiempo que se lleva a cabo el control del funcionamiento del subenfriador desde el inicio de la operación de carga de refrigerante automática de modo que la temperatura del refrigerante enviado desde el subenfriador al mecanismo de expansión se hace constante.
- 40 Un acondicionador de aire de acuerdo con un décimo sexto aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con el décimo quinto aspecto de la presente invención, donde el grado de apertura del límite superior de la válvula de expansión es un valor variable basado en la temperatura exterior.
- En este acondicionador de aire, como se permite que el grado de apertura de límite superior de la válvula de expansión de bypass sea variable de acuerdo con la temperatura exterior, puede establecerse un límite superior adecuado del grado de apertura para la válvula de expansión de bypass.
- 45 Un acondicionador de aire de acuerdo con un décimo séptimo aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con el décimo aspecto de la presente invención donde, en la operación de determinación de cantidad de refrigerante, el medio de control de operación lleva a cabo un control del funcionamiento del mecanismo de ajuste de la temperatura de modo que la temperatura del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión se hace constante en una temperatura de tubería de líquido objetivo. En la operación de detección de fugas de refrigerante, el medio de determinación de cantidad de refrigerante realiza una determinación relativa a que el refrigerante tiene fugas cuando la temperatura del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión no cae a la temperatura de tubería de líquido objetivo incluso después de que haya transcurrido un período de tiempo predeterminado.
- 50 En este acondicionador de aire, en la operación de detección de fugas de refrigerante, se considera que el refrigerante tiene fugas cuando la temperatura del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión no cae hasta la temperatura de tubería de líquido objetivo incluso después de que haya transcurrido un período de tiempo
- 55

predeterminado, de modo que incluso cuando la cantidad de refrigerante es alta y la operación de detección de fugas de refrigerante predeterminada no se ha ejecutado de manera adecuada, es posible determinar de manera fiable si el refrigerante está fugando o no.

5 Un acondicionador de aire de acuerdo con un décimo octavo aspecto de la presente invención es el acondicionador de aire de acuerdo con cualquiera de entre el primer al decimoséptimo aspectos de la presente invención, donde el circuito de refrigerante está configurado por una unidad de fuente de calor que incluye el compresor, el condensador, y el mecanismo de ajuste de la temperatura; una unidad de utilización que incluye el mecanismo de expansión y el evaporador; y una tubería de comunicación de refrigerante líquido y una tubería de comunicación de refrigerante gaseoso que interconectan la unidad de fuente de calor y la unidad de utilización.

10 En el acondicionador de aire en el que la unidad de fuente de calor y la unidad de utilización están interconectados a través de la tubería de comunicación de refrigerante líquido y la tubería de comunicación de refrigerante gaseoso, la longitud, diámetro, y similar de las tuberías de comunicación de refrigerante que establecen la conexión entre la unidad de fuente de calor y la unidad de utilización son diferentes dependiendo de condiciones tales como el lugar de instalación y similar, de modo que, en caso de que los volúmenes de las tuberías de comunicación de refrigerante sean elevados, la diferencia en la temperatura del refrigerante en la salida del condensador se convierte en la
15 diferencia de temperatura del refrigerante en la tubería de comunicación de refrigerante líquido que configura una gran parte de la tubería de refrigerante que se extiende desde la salida del condensador a la válvula de expansión. En consecuencia, el error en la determinación tiende a aumentar.

20 Sin embargo, en este acondicionador de aire, el mecanismo de ajuste de la temperatura se dispone en la unidad de fuente de calor, y el funcionamiento del mecanismo de ajuste de temperatura se controla de modo que la temperatura del refrigerante en la tubería de comunicación de refrigerante líquida sea constante durante la operación de determinación de cantidad de refrigerante, evitando así un cambio en la densidad del refrigerante en la tubería del refrigerante que se extiende desde el mecanismo de ajuste de la temperatura al mecanismo de expansión. Por tanto, incluso cuando la temperatura del refrigerante en la salida del condensador es diferente cada vez que se lleva a cabo
25 la operación de determinación de cantidad de refrigerante, el efecto de dicha diferencia de temperatura del refrigerante permanecerá solo en la tubería de refrigerante que se extiende desde la salida del condensador hasta el lugar donde el mecanismo de ajuste de la temperatura ajusta la temperatura. Por tanto, cuando se determina la cantidad de refrigerante, puede reducirse el error en la determinación debido a la diferencia en la temperatura del refrigerante en la salida del condensador (es decir, la diferencia en la densidad del refrigerante).

30 **Breve descripción de los dibujos**

La Fig. 1 es una vista de una configuración esquemática de un acondicionador de aire de acuerdo con una realización de la presente invención.

La Fig. 2 es un diagrama de bloques de control del acondicionador de aire.

La Fig. 3 es un diagrama de flujo de un modo de operación de prueba.

35 La Fig. 4 es un diagrama de flujo de una operación de carga de refrigerante automática.

La Fig. 5 es un diagrama esquemático para mostrar un estado del refrigerante que fluye en un circuito de refrigerante en una operación de determinación de cantidad de refrigerante (las ilustraciones de una válvula de conmutación de cuatro vías y similar se omiten).

La Fig. 6 es un diagrama de flujo de una operación de determinación de volumen de tubería.

40 La Fig. 7 es un diagrama de Mollier para mostrar un ciclo de refrigeración del acondicionador de aire en la operación de determinación de volumen de tubería para una tubería de comunicación de refrigerante líquido.

La Fig. 8 es un diagrama de Mollier para mostrar un ciclo de refrigeración del acondicionador de aire en la operación de determinación de volumen de tubería para una tubería de comunicación de refrigerante gaseoso.

La Fig. 9 es un diagrama de flujo de una operación de determinación de cantidad de refrigerante.

45 La Fig. 10 es un diagrama de flujo de un modo de operación de detección de fugas de refrigerante.

La Fig. 11 es un diagrama de flujo de un modo de operación de detección de fugas de refrigerante de acuerdo con una realización alternativa 3.

Descripción de los símbolos de referencia

- 1 Acondicionador de aire
- 50 2 Unidad exterior (unidad de fuente de calor)

- 4, 5 Unidad interior (unidad de utilización)
- 6 Tubería de comunicación de refrigerante líquido (tubería de comunicación de refrigerante)
- 7 Tubería de comunicación de refrigerante gaseoso (tubería de comunicación de refrigerante)
- 10 Circuito de refrigerante
- 5 21 Compresor
- 23 Intercambiador de calor exterior (condensador)
- 25 Subenfriador (mecanismo de ajuste de temperatura)
- 41, 51 Válvula de expansión interior (mecanismo de expansión)
- 42, 52 Intercambiador de calor interior (evaporador)
- 10 43, 53 Ventilador interior (ventilador de ventilación)
- 61 Circuito de refrigerante de bypass
- 62 Válvula de expansión de bypass

Mejor modo de llevar a cabo la invención

15 En adelante, se describe una realización de un acondicionador de aire de acuerdo con la invención con base en los dibujos.

(1) Configuración del acondicionador de aire

20 La Fig. 1 es una vista de una configuración esquemática de un acondicionador 1 de aire de acuerdo con una realización de la presente invención. El acondicionador 1 de aire es un dispositivo que se utiliza para enfriar y calentar una habitación en un edificio y similar mediante la realización de una operación de ciclo de refrigeración de tipo compresión de vapor. El acondicionador 1 de aire incluye principalmente una unidad 2 exterior como unidad de fuente de calor, unas unidades 4 y 5 interiores como una pluralidad de unidades de utilización (dos en la presente realización) 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. En otras palabras, el circuito 10 de refrigerante de 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, y la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso.

<Unidad interior>

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

35 A continuación, se describen las configuraciones de las unidades 4 y 5 interiores. Nótese que, debido a que las unidades 4 y 5 tienen la misma configuración, solo se describe aquí la configuración de la unidad 4 interior, y con relación a la configuración de la unidad 5 interior, se usan números de referencia a partir de 50 en lugar de los números de referencia a partir de 40 que representan las porciones respectivas de la unidad 4 interior, y se omiten las descripciones de esas porciones respectivas.

40 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 como un mecanismo de expansión y un intercambiador 42 de calor interior como un intercambiador de calor interior de utilización.

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

45 En la presente realización, el intercambiador 42 de calor interior es un intercambiador de calor de tipo de aleta y tubo de tipo de aletas cruzadas 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.

En la presente realización, la unidad 4 interior incluye un ventilador 43 interior como un ventilador de ventilación para llevar aire de la habitación a la unidad, provocando que el aire intercambie calor con el refrigerante en el intercambiador 42 de calor interior, y luego suministrando el aire a la habitación como aire de suministro. El ventilador 43 interior es un ventilador capaz de variar una tasa de flujo W_r de aire del aire que se suministra al intercambiador 42 de calor interior, y en la presente invención, es un ventilador centrífugo, ventilador multi-pala, o similar, que es accionado por un motor 43a que comprende un motor de ventilador DC.

Además, se disponen varios tipos de sensores en la unidad 4 interior. Se dispone un sensor 44 de temperatura del lado del líquido que detecta la temperatura del refrigerante (es decir, la temperatura de 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) en el lado del líquido del intercambiador 42 de calor interior. Se dispone un sensor 45 de temperatura del lado del gas que detecta una temperatura T_{eo} del refrigerante en un lado del gas del intercambiador 42 de calor interior. Se dispone 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) en un lado de admisión de aire de habitación de la unidad 4 interior. En la presente realización, el sensor 44 de temperatura del lado del líquido, el sensor 45 de temperatura del lado del gas, y el sensor 46 de temperatura de la habitación comprenden termistores. Además, la unidad 4 interior incluye un controlador 47 del lado interior que controla el funcionamiento de cada porción que constituye la unidad 4 interior. Adicionalmente, el controlador 47 del lado interior incluye una microcomputadora y una memoria y similar dispuestos para controlar la unidad 4 interior, y está configurado de modo que puede intercambiar señales de control y similar con un controlador remoto (no mostrado) para operar de manera individual la unidad 4 interior y puede intercambiar señales de control y similar con la unidad 2 exterior a través de una línea 8a de transmisión.

<Unidad exterior>

La unidad 2 exterior está instalada fuera de un edificio y similar, y está conectada a las unidades 4 y 5 interiores a través de 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.

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 subenfriador 25 como un mecanismo de ajuste de temperatura, una válvula 26 de parada del lado del líquido, y una válvula 27 de parada del lado del gas.

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 21a cuya frecuencia R_m de rotación es controlada por un inversor. En la presente realización, solo se proporciona un compresor 21, aunque no está limitada a esto, y pueden conectarse en paralelo dos o más compresores de acuerdo con el número de unidades conectadas de unidades interiores y similar.

La válvula 22 de conmutación de cuatro vías es una válvula para conmutar la dirección del flujo del refrigerante de modo 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 del 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 conmutación de refrigerante gaseoso (ver 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 modo que, durante la operación de calentamiento, la válvula 22 de conmutación de cuatro vías es capaz de conectar el lado de descarga del compresor 21 y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso y de conectar el lado de succión del compresor 21 y el lado del gas del intercambiador 23 de calor exterior (ver 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 de aleta y tubo de tipo de aletas cruzadas 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 del gas del intercambiador 23 de calor exterior está conectado a la válvula 22 de conmutación de cuatro vías, y el lado del líquido del mismo 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 del líquido del intercambiador 23 de calor exterior para ajustar la presión, tasa de flujo, o similar

del refrigerante que fluye en el circuito 10c de refrigerante del lado exterior.

5 En la presente realización, la unidad 2 exterior incluye un ventilador 28 exterior como un ventilador de ventilación para proporcionar aire exterior a la unidad, provocando que el aire intercambie calor con el refrigerante en el intercambiador 23 de calor exterior, y luego expulsando el aire al exterior. El ventilador 28 exterior es un ventilador capaz de variar una tasa de flujo W_o de aire del aire suministrado al intercambiador 23 de calor exterior, y en la presente realización, es un ventilador de impulsión o similar accionado por un motor 28a que comprende un motor de ventilador DC.

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

10 En la presente realización, el subenfriador 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 interiores después de que el refrigerante haya condensado en el intercambiador 23 de calor exterior. En la presente realización, el subenfriador 25 está conectado entre la válvula 38 de expansión exterior y la válvula 26 de detención del lado del líquido.

15 En la presente realización, se dispone un circuito 61 de refrigerante de bypass como una fuente de enfriamiento del subenfriador 25. Nótese que, en la descripción siguiente, se hace referencia a una porción correspondiente al circuito 10 de refrigerante excluyendo el circuito 61 de refrigerante de bypass como un circuito de refrigerante principal por motivos de conveniencia.

20 El circuito 61 de refrigerante de bypass está conectado al circuito de refrigerante principal para provocar que una porción del refrigerante enviado desde el intercambiador 23 de calor exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores se ramifique del circuito de refrigerante principal y vuelva al lado de succión del compresor 21. Específicamente, el circuito 61 de refrigerante de bypass incluye un circuito 61a de ramificación conectado para ramificar una porción del refrigerante enviado desde la válvula 38 de expansión exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores en una posición entre el intercambiador 23 de calor exterior y el subenfriador 25, y un circuito 61b de unión conectado al lado de succión del compresor 21 para devolver una porción del refrigerante desde una salida en un lado del circuito de refrigerante de bypass del subenfriador 25 al lado de succión del compresor 21. Además, el
25 circuito 61a de ramificación está dotado de una válvula 62 de expansión de bypass para ajustar la tasa de flujo del refrigerante que fluye a través del circuito 61 de refrigerante de bypass. Aquí, la válvula 62 de expansión de bypass comprende una válvula de expansión operada eléctricamente. De este modo, el refrigerante enviado desde el intercambiador 23 de calor exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores es enfriado en el subenfriador 25 por
30 el refrigerante que fluye en el circuito 61 de refrigerante de bypass que ha sido despresurizado por la válvula 62 de expansión de bypass. En otras palabras, el funcionamiento del subenfriador 25 es controlado ajustando el grado de apertura de la válvula 62 de expansión de bypass.

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

40 Además, se disponen varios sensores en la unidad 2 exterior. Específicamente, se disponen en la unidad 2 exterior 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 temperatura de succión T_s del compresor 21, y un sensor 32 de temperatura de descarga que detecta una temperatura T_d de descarga 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 de intercambiador de calor que detecta la temperatura del refrigerante que fluye a través del intercambiador 23 de calor exterior (es decir, la
45 temperatura del refrigerante correspondiente a la temperatura de condensación T_c durante la 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 del líquido que detecta una temperatura del refrigerante T_{co} está dispuesto en el lado del líquido del intercambiador 23 de calor exterior. Un sensor 35 de temperatura del lado del 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 subenfriador 25. El circuito 61b de unión del circuito 61 de refrigerante de bypass está dotado de un sensor 63 de temperatura de bypass para detectar la temperatura del refrigerante que fluye a través de la salida en el lado del circuito de refrigerante de bypass del subenfriador 25. Un sensor 36 de temperatura exterior que detecta la temperatura del aire exterior que fluye hacia el interior de la unidad (es decir, una temperatura T_a exterior) está dispuesto en un lado de admisión de aire de
50 descarga de 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 de intercambiador de calor, el sensor 34 de temperatura del lado del líquido, el sensor 35 de temperatura de tubería de líquido, el sensor 36 de temperatura del lado exterior, y el sensor 63 de temperatura de bypass comprenden termistores. Además, la unidad 2 exterior incluye un controlador 37 de lado exterior que controla el funcionamiento de cada porción que constituye la unidad 2 exterior. Adicionalmente,
55 el controlador 37 del lado exterior incluye una microcomputadora y una memoria dispuesta para controlar la unidad 2
60

5 exterior, un circuito inversor que controla el motor 21a y similar, y está configurado de modo que puede intercambiar señales de control y similar con los controladores 47 y 57 del lado interior y las unidades 4 y 5 interiores a través de la línea 8a de transmisión. En otras palabras, un controlador 8 que lleva a cabo el control de operación de todo el acondicionador 1 de aire está configurado por los controladores 47 y 57 del lado interior, el controlador 37 del lado exterior, y la línea 8a de transmisión que interconecta los controladores 37, 47, y 57.

10 Como se muestra en la Fig. 2, el controlador 8 está conectado de modo que es capaz de recibir señales de detección de los sensores 29 a 36, 44 a 46, 54 a 56, y 63 y también es capaz de controlar varios equipos y válvulas 21, 22, 24, 28a, 38, 41, 43a, 51, 53a y 62 basándose en esas señales de detección y similar. Además, una pantalla 9 de aviso que comprende LEDs y similar, que está configurada para indicar que se ha detectado una fuga de refrigerante en la operación de detección de fugas de refrigerante descrita más adelante, está conectada al controlador 8. Aquí, la Fig. 2 es un diagrama de bloques de control del acondicionador 1 de aire.

<Tubería de comunicación de refrigerante>

15 Las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante son tuberías de refrigerante que se disponen en su posición cuando se instala el acondicionador 1 de aire en un lugar de instalación tal como un edificio. Como tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, se usan tuberías que tienen varias longitudes y diámetros de tubería de acuerdo con las condiciones de la instalación tales como la ubicación de la instalación, combinación de una unidad interior y una unidad exterior, y similares. En consecuencia, por ejemplo, cuando se instala un nuevo acondicionador de aire, para calcular la cantidad de carga del refrigerante, es necesario obtener información precisa acerca de las longitudes y diámetros de las tuberías y similar de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante. Sin embargo, la gestión de dicha información y el propio cálculo de la cantidad de refrigerante son difíciles de realizar. Además, cuando se utiliza una tubería existente para renovar una unidad interior y una unidad exterior, en algunos casos puede haberse perdido la información acerca de las longitudes y diámetros de las tuberías y similar de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante.

20 Como se ha descrito anteriormente, el circuito 10 de refrigerante del acondicionador 1 de aire está configurado mediante 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 de refrigerante. Además, también puede decirse que este circuito 10 de refrigerante está configurado por el circuito 61 de refrigerante de bypass y el circuito de refrigerante principal excluyendo el circuito 61 de refrigerante de bypass. Adicionalmente, el controlador 8 constituido por los controladores 47 y 57 de lado interior y el controlador 37 del lado exterior permiten que el acondicionador 1 de aire de la presente realización conmute y opere entre la operación de enfriamiento y la operación de calentamiento mediante la válvula 22 de conmutación de cuatro vías que controle cada equipo de la unidad 2 exterior y las unidades 4 y 5 exteriores de acuerdo con la carga de operación de cada una de las unidades 4 y 5 interiores.

(2) Funcionamiento del acondicionador de aire

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

35 Los modos de operación del acondicionador 1 de aire de la presente realización incluyen: un modo de operación normal donde se realiza un control del equipamiento constituyente de la unidad 2 exterior y las unidades 4 y 5 interiores de acuerdo con la carga de operación de cada una de las unidades 4 y 5 interiores; un modo de operación de prueba donde se lleva a cabo una operación de prueba a realizar después de la instalación del equipamiento constituyente del acondicionador 1 de aire (específicamente, no está limitado a después de la primera instalación del equipamiento: también incluye, por ejemplo, después de una modificación mediante la adición o eliminación de equipamiento constituyente tal como una unidad interior, después de la reparación de equipamiento dañado); y un modo de operación de detección de fugas de refrigerante donde, después de terminar la operación de prueba y de que haya comenzado la operación normal, se determina si el circuito 10 de refrigerante tiene o no fugas de refrigerante. El modo de operación normal principalmente incluye 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 de carga de refrigerante automática para cargar el refrigerante en el circuito 10 de refrigerante; una operación de determinación de volumen de tubería para detectar los volúmenes de las tuberías 6 u 7 de comunicación de refrigerante; y una operación de detección de cantidad de refrigerante inicial para detectar la cantidad de refrigerante inicial después de la instalación del equipamiento constituyente o después de cargar refrigerante en el circuito de refrigerante.

A continuación, se describe el funcionamiento en cada modo de operación del acondicionador 1 de aire.

<Modo de operación normal>

(Operación de enfriamiento)

55 En primer lugar, se describe la operación de enfriamiento en el modo de operación normal haciendo referencia a las Figs. 1 y 2.

Durante la operación de enfriamiento, la válvula 22 de conmutación de cuatro vías está en el estado representado por

las líneas continuas de 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 a través de la válvula 27 de detención del lado del gas y de la tubería 7 de comunicación del refrigerante gaseoso. La válvula 38 de expansión exterior está en un estado completamente abierto. La válvula 26 de detención del lado del líquido y la válvula 27 de detención del lado del gas están en un estado abierto. El grado de apertura de cada una de las válvulas 41 y 51 de expansión se ajusta de modo que el grado de sobrecalentamiento SHr del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interior (es decir, los lados del gas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interior) se hace constante en un grado de sobrecalentamiento SHr objetivo. 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 interior se detecta restando la temperatura del refrigerante (que corresponde a la temperatura T_e de evaporación) detectada por los sensores 44 y 54 de temperatura del lado del líquido de la temperatura 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 en 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. Nótese que, aunque no se utiliza en la presente realización, puede disponerse 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 de manera que el grado de sobrecalentamiento SHr del refrigerante en la salida de cada uno de los intercambiadores 42 y 52 de calor interior es detectado mediante la resta de la temperatura del refrigerante correspondiente a la temperatura de evaporación T_e 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 bypass se ajusta de modo que un grado de sobrecalentamiento SHb del refrigerante en la salida en el lado del circuito de refrigerante de bypass del subenfriador 25 es un grado de sobrecalentamiento SHbs objetivo. En la presente realización, el grado de sobrecalentamiento SHb del refrigerante en la salida del lado del circuito de refrigerante de bypass del subenfriador 25 es detectado convirtiendo la presión de succión P_s del compresor 21 detectada por el sensor 29 de presión de succión en 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 bypass. Nótese que, aunque no se utiliza en la presente realización, puede disponerse un sensor de temperatura en una entrada en el lado del circuito de refrigerante de bypass del subenfriador 25 de modo que el grado de sobrecalentamiento SHb del refrigerante en la salida del lado del circuito de refrigerante de bypass del subenfriador 25 es detectada restando la temperatura del refrigerante detectada por este sensor de temperatura de la temperatura del refrigerante detectada por el sensor 63 de temperatura de bypass.

Cuando el compresor 21, el ventilador 28 exterior, los ventiladores 43 y 53 interiores se arrancan en este estado del circuito 10 de refrigerante, se absorbe refrigerante gaseoso a baja presión hacia el compresor 21 y se comprime hasta obtener refrigerante gaseoso a alta presión. Posteriormente, el refrigerante gaseoso a alta presión es enviado al intercambiador 23 de calor exterior a través de la válvula 22 de conmutación de cuatro vías, intercambia calor con el aire exterior suministrado por el ventilador 28 exterior, y se condensa para obtener refrigerante líquido a alta presión. Entonces, este refrigerante líquido a alta presión pasa a través de la válvula 38 de expansión exterior, fluye hacia el interior del subenfriador 25, intercambia calor con el refrigerante que fluye en el circuito 61 de refrigerante de bypass, se enfría aún más para obtener refrigerante subenfriado. En este momento, una porción del refrigerante líquido a alta presión condensado en el intercambiador 23 de calor exterior es desviado hacia el circuito 61 de refrigerante de bypass y despresurizado por la válvula 62 de expansión. A continuación, es devuelto al lado de succión del compresor 21. Aquí, el refrigerante que pasa a través de la válvula 62 de expansión de bypass es despresurizado cerca de la presión de succión P_s del compresor 21 y de ese modo una porción del refrigerante se evapora. Entonces, el refrigerante que fluye desde la salida de la válvula 62 de expansión de bypass del circuito 61 de refrigerante de bypass en dirección al lado de succión del compresor 21 pasa a través del subenfriador 25 e intercambia calor con el refrigerante líquido a alta presión enviado desde el intercambiador 23 de calor exterior en el lado del circuito de refrigerante principal hacia las unidades 4 y 5 interiores.

Entonces, el refrigerante líquido a alta presión que ha sido subenfriado es enviado a las unidades 4 y 5 interiores a través de la válvula 26 de detención del lado del líquido y la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido. El refrigerante líquido a alta presión enviado a las unidades 4 y 5 es despresurizado cerca de la presión de succión P_s del compresor 21 por las válvulas 41 y 51 de expansión interiores, se convierte en refrigerante en un estado bifásico gas-líquido a baja presión, es enviado 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 para convertirse en refrigerante gaseoso a baja presión.

Este refrigerante gaseoso a baja presión es enviado a la unidad 2 exterior a través de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso, y fluye hacia el interior del acumulador 24 a través de la válvula 27 de detención del lado del gas y la válvula 22 de conmutación de cuatro vías. Entonces, el refrigerante gaseoso a baja presión que fluyó hacia el interior del acumulador 24 es de nuevo absorbido hacia el compresor 21.

(Operación de calentamiento)

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

5 Durante la operación de calentamiento, la válvula 22 de conmutación de cuatro vías está en un estado representado por las líneas de puntos de la Fig. 1, es decir, un estado donde el lado de descarga del compresor 21 está conectado a los lados del gas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores a través de la válvula 27 de detención del lado del gas y la tubería 7 de comunicación de 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 es capaz de despresurizar el refrigerante que fluye hacia el interior del intercambiador 23 de calor exterior hasta una presión donde el refrigerante puede evaporarse (es decir, presión de evaporación P_e) en el intercambiador 23 de calor exterior. Además, la válvula 26 de detención del lado del líquido y la válvula 27 de detención del lado del gas están en un estado abierto. El grado de apertura de las válvulas 41 y 51 de expansión interiores se ajusta de modo que un grado de subenfriamiento SCr del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se hace constante en el grado de sobrecalentamiento SCr s objetivo. En la presente realización, se detecta un grado de subenfriamiento SCr del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interior convirtiendo la presión de descarga P_d del compresor 21 detectada por el sensor 30 de presión de descarga en temperatura saturada correspondiente a la temperatura T_c de condensación, y restando la temperatura de refrigerante detectada por los sensores 44 y 54 de temperatura del lado del líquido de esta temperatura saturada del refrigerante. Nótese que, aunque no se utiliza en la presente realización, puede disponerse 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 de modo que el grado de subenfriamiento SCr del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se detecte restando la temperatura del refrigerante correspondiente a la temperatura de condensación T_c 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 bypass se cierra.

25 Cuando el compresor 21, el ventilador 28 exterior, los ventiladores 43 y 53 interiores se arrancan en este estado del circuito 10 de refrigerante, se absorbe refrigerante gaseoso a baja presión hacia el compresor 21, es comprimido hasta obtener refrigerante gaseoso a alta presión, y se envía a las unidades 4 y 5 interiores a través de la válvula 22 de conmutación de cuatro vías, la válvula 27 de detención del lado del gas, y la tubería 7 de comunicación del refrigerante gaseoso.

30 Entonces, el refrigerante gaseoso a alta presión enviado hacia las unidades 4 y 5 interiores intercambia calor con el aire de la habitación en los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores y es condensado para obtener refrigerante líquido a alta presión. A continuación, es despresurizado de acuerdo con 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.

35 El refrigerante que ha pasado a través de las válvulas 41 y 51 de expansión interiores es enviado hacia la unidad 2 exterior a través de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, es despresurizado aún más a través de la válvula 26 de detención del lado del líquido, el subenfriador 25, y la válvula 38 de expansión exterior, y fluye entonces hacia el interior del intercambiador 23 de calor exterior. Entonces, el refrigerante en un estado bifásico gas-líquido a baja presión que fluyó hacia el interior del intercambiador 23 de calor exterior intercambia calor con el aire exterior suministrado por el ventilador 28 exterior, se evapora para obtener refrigerante gaseoso a baja presión, y fluye hacia el interior del acumulador 24 a través de la válvula 22 de conmutación de cuatro vías. Entonces, el refrigerante gaseoso a baja presión que fluyó hacia el interior del acumulador 24 es de nuevo absorbido por el compresor 21.

40 Este control de operación descrito anteriormente en el modo de operación normal es llevado a cabo por el controlador 8 (más específicamente, los controladores 47 y 57 del lado interior, el controlador 37 del lado exterior, la línea 8a de transmisión que interconecta los controladores 37, 47 y 57) que funciona como un medio de control de operación normal para llevar a cabo la operación normal que incluye la operación de enfriamiento y la operación de calentamiento.

45 <Modo de operación de prueba>

50 A continuación, se describe el modo de operación de prueba haciendo referencia a las Figs. 1 a 3. Aquí, la Fig. 3 es un diagrama de flujo del modo de operación de prueba. En la presente realización, en el modo de operación de prueba, en primer lugar se lleva a cabo la operación de carga de refrigerante automática del Paso S1. A continuación, se lleva a cabo la operación de determinación de volumen de tubería del Paso S2, y luego se lleva a cabo la operación de detección de cantidad de refrigerante inicial en el Paso S3.

55 En la presente realización, se describe un ejemplo de un caso donde, la unidad 2 exterior donde se carga el refrigerante con antelación y las unidades 4 y 5 interiores están instaladas en una ubicación de instalación tal como un edificio, y la unidad 2 exterior, las unidades 4, 5 interiores están interconectados a través de 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 de acuerdo con los volúmenes de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso.

(Paso S1: Operación de carga de refrigerante automática)

En primer lugar, se abren la válvula 26 de detención del lado del líquido y la válvula 27 de detención del lado del gas de la unidad 2 exterior y el circuito 10 de refrigerante se llena con el refrigerante que sea cargado en la unidad 2 exterior con antelación.

5 A continuación, cuando un trabajador que lleva a cabo la operación de prueba conecta un cilindro de refrigerante para la carga adicional a un puerto de servicio (no mostrado) del circuito 10 de refrigerante y emite un comando para iniciar la operación de prueba directamente al controlador 8 de manera remota mediante un controlador remoto (no mostrado) y similar, el controlador 8 inicia el proceso desde el Paso S11 al Paso S13 mostrado en la Fig. 4. Aquí, la Fig. 4 es un diagrama de flujo de la operación de carga de refrigerante automática.

10 (Paso S11: Operación de determinación de cantidad de refrigerante)

15 Cuando se emite un comando para iniciar la operación de carga de refrigerante automática, 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 de la Fig. 1, pasa a un estado donde las válvulas 41 y 51 de expansión interiores de las unidades 4 y 5 de la válvula 38 de expansión exterior están abiertas. Entonces, el compresor 21, el ventilador 28 exterior, y los ventiladores 43 y 53 interiores se arrancan, y la operación de enfriamiento se lleva a cabo de manera forzada en todas las unidades 4 y 5 interiores (en adelante denominada como "operación de todas las unidades interiores").

20 En consecuencia, como se muestra en la Fig. 5, en el circuito 10 de refrigerante, el refrigerante gaseoso a alta presión comprimido y descargado en el compresor 21 fluye a lo largo de un camino de flujo desde el compresor 21 hasta el intercambiador 23 de calor exterior que funciona como un condensador (ver la porción desde el compresor 21 hasta el intercambiador 23 de calor exterior en el área rayada indicada por la línea diagonal de la Fig. 5); el refrigerante a alta presión que sufre el cambio de fase desde estado gaseoso a estado líquido mediante intercambio de calor con el aire exterior fluye en el intercambiador 23 de calor exterior que funciona como un condensador (ver la porción correspondiente al intercambiador 23 de calor exterior en el área rayada indicada por la línea diagonal y el área en negro en la Fig. 5); el refrigerante líquido a alta presión fluye a lo largo de un camino 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 correspondiente al lado del circuito de refrigerante principal del subenfriador 25 y la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, y un camino de flujo desde el intercambiador 23 de calor exterior a la válvula 62 de expansión de bypass (ver 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 bypass en el área marcada en negro en la Fig. 5); el refrigerante a baja presión que sufre cambio de fase desde un estado bifásico gas-líquido a un estado gaseoso mediante el intercambio de calor con el aire de la habitación fluye 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 bypass del subenfriador 25 (ver las porciones correspondientes a los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores y la porción correspondiente al subenfriador 25 en el área indicada por el rayado en forma de cuadrícula y el rayado indicado por la línea diagonal en la Fig. 5); y el refrigerante gaseoso a baja presión fluye a lo largo de un camino de flujo 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 y un camino de flujo desde la porción correspondiente al lado del circuito de refrigerante de bypass del subenfriador 25 al compresor 21 (ver la porción desde 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 bypass del subenfriador 25 al compresor 21 en el área rayada indicada por la línea diagonal en la Fig. 5). La Fig. 5 es un diagrama esquemático que muestra un estado del refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en una operación de determinación de cantidad de refrigerante (se omiten ilustraciones de la válvula 22 de conmutación de cuatro vías y similar).

45 A continuación, se lleva a cabo un control de equipamiento según se describe más adelante para pasar 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 modo que el grado de sobrecalentamiento SHr de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores que funcionan como evaporadores se hace constante (en adelante, denominado "control de grado de sobrecalentamiento"); la capacidad de operación del compresor 21 se controla de modo que la presión de evaporación P_e se hace constante (en adelante denominado "control de presión de evaporación"); la tasa de flujo de aire W_o de aire exterior suministrado al intercambiador 23 de calor exterior por el ventilador 28 exterior se controla de modo que una presión de condensación P_c del refrigerante en el intercambiador 23 de calor exterior se hace constante (en adelante denominada como "control de presión de condensación"); la capacidad de operación del subenfriador 25 es controlada de modo que la temperatura del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores se hace constante (en adelante denominado como "control de temperatura de tubería de líquido"); y la tasa de flujo de aire W_r de 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 manera que la presión de evaporación P_e del refrigerante se controla de manera estable mediante el control de presión de evaporación descrito anteriormente.

60 Aquí, el motivo para llevar a cabo el control de presión es que la presión de evaporación P_e del refrigerante en los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores que funcionan como evaporadores está muy afectada por la cantidad de

refrigerante en los intercambiadores 42 y 52 donde el refrigerante a baja presión fluye al mismo tiempo que sufre un cambio de fase desde un estado bifásico gas-líquido a un estado gaseoso como resultado del intercambio de calor con el aire de la habitación (ver las porciones correspondientes a los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores en el área indicada por el rayado con forma de cuadrícula y el rayado mediante la línea diagonal de la Fig. 5, que en adelante se denomina "porción C de evaporador"). En consecuencia, aquí, se crea un estado en el que la cantidad de refrigerante en la porción C de evaporador cambia principalmente por la presión de evaporación P_e al provocar que la presión de evaporación P_e del refrigerante en los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se hagan constantes y al estabilizar el estado del refrigerante que fluye en la porción C de evaporador como resultado de controlar la capacidad de operación del compresor 21 mediante un motor 21a cuya frecuencia de rotación R_m es controlada por un inversor. Nótese que, el control de la presión de evaporación P_e por el compresor 21 en la presente realización se consigue de la siguiente manera: la temperatura de refrigerante (que corresponde a la temperatura de evaporación T_e) detectada por los sensores 44 y 54 de temperatura del lado del líquido de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se convierte en presión de saturación; la capacidad de operación del compresor 21 se controla de modo que la presión de saturación se hace constante en una presión baja P_{es} objetivo (en otras palabras, se lleva a cabo el control para modificar la frecuencia de rotación R_m del motor 21a); y entonces se aumenta o disminuye la tasa de flujo de circulación W_c del refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante. Nótese que, aunque no se utiliza en la presente realización, la capacidad de operación del compresor 21 puede controlarse de modo que la presión de succión P_s del compresor 21 detectada por el sensor 29 de presión de succión, que es la cantidad del estado de operación equivalente a la presión del refrigerante a la presión de evaporación P_e del refrigerante en los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se hace constante a la presión baja P_{es} objetivo, o la temperatura de saturación (que corresponde a la temperatura de evaporación T_e) que corresponde a la presión de succión P_s se hace constante a una presión baja T_{es} objetivo. Además, la capacidad de operación del compresor 21 puede controlarse de modo que la temperatura de refrigerante (que corresponde a la temperatura de evaporación T_e) detectada por los sensores 44 y 54 de temperatura del lado del líquido de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores se hace constante a la presión baja T_{es} objetivo.

Entonces, llevando a cabo dicho 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 (ver la porción desde los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores al compresor 21 en el área rayada indicada por la línea diagonal de la Fig. 5, que en adelante se denomina "porción D de distribución de gas refrigerante") se estabiliza, creando un estado en el que 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 la cantidad de estado de operación equivalente a la presión del refrigerante en la porción D de distribución de gas refrigerante.

Además, el motivo para llevar a cabo el control de presión de condensación es que la presión de condensación P_c del refrigerante se ve muy afectada por la cantidad de refrigerante en el intercambiador 23 de calor exterior donde el refrigerante a alta presión fluye al mismo tiempo que sufre un cambio de fase desde un estado gaseoso a un estado líquido como resultado del intercambio de calor con el aire exterior (ver las porciones correspondientes al intercambiador 23 de calor exterior en el área indicada por el rayado de línea diagonal y resaltada en color negro en la Fig. 5, que en adelante se denomina "porción A de condensador"). La presión de condensación P_c del refrigerante en la porción A de condensador cambia mucho debido al efecto de la temperatura exterior T_a . Por tanto, la tasa de flujo de aire W_o del aire de la habitación suministrado desde el ventilador 28 exterior al intercambiador 23 de calor exterior es controlada por el motor 28a, y de ese modo 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 de condensador A se estabiliza, creando un estado en el que la cantidad de refrigerante en la porción A de condensador cambia principalmente según un grado de subenfriamiento SC_o en el lado del líquido del intercambiador 23 de calor exterior (denominado aquí como la salida del intercambiador 23 de calor exterior en la descripción relativa a la operación de determinación de cantidad de refrigerante). Nótese que, para el control de la presión de condensación P_c por el ventilador 28 exterior en la presente realización, se utiliza la presión de descarga P_d del compresor 21 detectada por el sensor 30 de presión de descarga, que es la cantidad del 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 33 de temperatura del intercambiador de calor.

Entonces, llevando a cabo dicho control de presión de condensación, el refrigerante líquido a alta presión fluye a lo largo de un camino 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 de refrigerante principal del subenfriador 25, y la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y un camino de flujo desde el intercambiador 23 de calor exterior y la válvula 62 de expansión de bypass del circuito 61 de refrigerante de bypass; 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 bypass (ver el área indicada por el relleno de color negro en la Fig. 5, que en adelante se denomina aquí como "porción B de distribución de refrigerante líquido") también se estabiliza; y la porción B de distribución de refrigerante líquido es sellada por el refrigerante líquido, pasando así a un estado estable.

Además, el motivo para realizar el control de temperatura de líquido es evitar un cambio en la densidad del refrigerante en las tuberías de refrigerante desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores incluyendo la

tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido (ver la porción desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores en la porción B de distribución de refrigerante líquido mostrada en la Fig. 5). El funcionamiento del subenfriador 25 es controlado mediante el aumento o disminución de la tasa de flujo de refrigerante que fluye en el circuito 61 de refrigerante de bypass de modo que la temperatura de refrigerante T_{lp} detectada por el sensor 35 de temperatura de tubería de líquido dispuesto en la salida del lado del circuito de refrigerante principal del subenfriador 25 se haga constante en una temperatura de tubería T_{lps} de líquido objetivo, y mediante el ajuste de la cantidad de intercambio de calor entre el refrigerante que fluye a través del lado del circuito de refrigerante principal y el refrigerante que fluye a través del lado del circuito de refrigerante de bypass del subenfriador 25. Nótese que, la tasa de flujo del refrigerante que fluye a través del circuito 61 de refrigerante de bypass aumenta o disminuye según el ajuste del grado de apertura de la válvula 62 de expansión de bypass. De este modo, se consigue un control de la temperatura de tubería de líquido donde la temperatura del refrigerante en las tuberías de refrigerante desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores incluyendo la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido se hace constante.

Entonces, llevando a cabo dicho control de temperatura constante de tubería de líquido, incluso cuando la temperatura T_{co} del refrigerante en la salida del intercambiador 23 de calor exterior (es decir, el grado de subenfriamiento SCo del refrigerante en la salida del intercambiador 23 de calor exterior) cambia con un aumento gradual en la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante mediante la carga de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante, el efecto de un cambio en la temperatura de refrigerante T_{co} a la salida del intercambiador 23 de calor exterior solo permanecerá en las tuberías de refrigerante desde la salida del intercambiador 23 de calor exterior al subenfriador 25, y el efecto no se extenderá a las tuberías de refrigerante desde el subenfriador 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, el motivo para llevar a cabo el control del grado de sobrecalentamiento es porque la cantidad de refrigerante en la porción C de evaporador afecta mucho 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 modo que el grado SHr de sobrecalentamiento del refrigerante en los lados de gas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores (en adelante denominados como salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores en la descripción relativa a la operación de determinación de cantidad de refrigerante) se hace constante en el grado de sobrecalentamiento $SHrs$ objetivo (en otras palabras, el refrigerante gaseoso en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores está en un estado sobrecalentado) mediante el control del grado de apertura de las válvulas 41 y 51 de expansión interiores, y de ese modo el estado del refrigerante que fluye en la porción C de evaporador se estabiliza.

En consecuencia, al llevar a cabo dicho control del grado de sobrecalentamiento, se crea un estado donde el refrigerante gaseoso fluye de manera fiable al interior de la porción D de comunicación de refrigerante.

Mediante los diversos controles descritos anteriormente, se estabiliza el estado del refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante, y la distribución de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante se hace constante. Por tanto, cuando el refrigerante comienza a cargarse en el circuito 10 de refrigerante mediante una carga de refrigerante adicional, que se lleva a cabo 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 en la cantidad de refrigerante e el intercambiador 23 de calor exterior (en adelante esta operación se denomina como "operación de determinación de cantidad de refrigerante").

Dicho control descrito anteriormente se lleva a cabo como Paso S11 del proceso por parte del controlador 8 (más específicamente, por parte de los controladores 47 y 57 del lado interior, el controlador 37 del lado exterior, y la línea 8a de transmisión que interconecta los controladores 37, 47, y 57) que funciona como medio de control de operación de determinación de cantidad de refrigerante para llevar a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante.

Nótese que, a diferencia de la presente realización, cuando el refrigerante no está cargado con antelación en la unidad 2 exterior, es necesario antes del paso S11 cargar refrigerante hasta que la cantidad de refrigerante alcanza un nivel donde el equipamiento constituyente no se detiene anormalmente durante la operación de determinación de cantidad de refrigerante descrita.

(Paso S12: Cálculo de la cantidad de refrigerante)

A continuación, se carga refrigerante adicional en el circuito 10 de refrigerante al mismo tiempo que se lleva a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante descrita anteriormente. En este momento, el controlador 8 que funciona como un medio de cálculo de cantidad de refrigerante calcula la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante a partir de la cantidad del estado de operación del equipamiento constituyente o del refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante durante la carga adicional de refrigerante en el paso S12.

En primer lugar, se describe el medio de cálculo de cantidad de refrigerante en la presente realización. El medio de cálculo de cantidad de refrigerante divide el circuito 10 de refrigerante en una pluralidad de porciones, calcula la cantidad de refrigerante para cada porción dividida, y de ese modo calcula la cantidad de refrigerante en el circuito 10

de refrigerante. Más específicamente, se establece una expresión relacional entre la cantidad de refrigerante en cada porción y la cantidad del estado de operación del equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante para cada porción dividida, y puede calcularse la cantidad de refrigerante en cada porción utilizando estas expresiones relacionales. En la presente realización, en un estado donde la válvula 22 de conmutación de cuatro vías está representada mediante líneas sólidas en la Fig. 1, es decir, un estado donde el lado de descarga del compresor 21 está conectado al lado del 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 a través de la válvula 27 de detención del lado del gas y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso, el circuito 10 de refrigerante se divide en las siguientes porciones y se establece una expresión relacional para cada porción: una porción correspondiente al compresor 21 y una porción desde el compresor 21 hasta el intercambiador 23 de calor exterior incluyendo la válvula 22 de conmutación de cuatro vías (no mostrada en la Fig. 5) (en adelante denominada "porción E de tubería de gas a alta presión"); una porción correspondiente al intercambiador 23 de calor exterior (es decir, la porción A de condensador); una porción desde el intercambiador 23 de calor al subenfriador 25 y una mitad de lado de entrada de la porción correspondiente al lado del circuito de refrigerante principal del subenfriador 25 en la porción B de distribución de refrigerante líquido (denominado en adelante "porción B1 de tubería de líquido del lado de la alta temperatura"); una mitad del lado de salida de una porción correspondiente al lado del circuito de refrigerante principal del subenfriador 25 y una porción desde el subenfriador 25 hasta la válvula 26 de detención del lado del líquido (no mostrada en la Fig. 5) en la porción B de distribución de refrigerante líquido (denominada en adelante "porción B2 de tubería de líquido del lado de la baja temperatura"); una porción correspondiente a la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido en la porción B de distribución de refrigerante líquido (en adelante denominada "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 hasta la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso en la porción D de distribución de refrigerante gaseoso incluyendo porciones correspondientes a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores y los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores (es decir, la porción C de evaporador) (en adelante denominada "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 adelante denominada "porción G de tubería de comunicación de refrigerante gaseoso"); una porción desde la válvula 27 de detención del lado del gas (no mostrada en la Fig. 5) 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 (denominada en adelante "porción H de tubería de gas a baja presión"); y una porción desde la porción B1 de tubería de líquido del lado de la 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 bypass y una porción correspondiente al lado del circuito de refrigerante de bypass del subenfriador 25 (en adelante denominada "porción I de circuito de bypass"). En adelante, se describen las 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 del estado de operación de equipamiento constituyente o el 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 donde un volumen Vog1 de la porción E de tubería de gas a alta presión en la unidad 2 exterior se multiplica por la densidad pd del refrigerante en la porción E de tubería de gas a alta presión. Nótese que el volumen Vog1 de la porción E de tubería de gas a alta presión es un valor que es conocido antes de la instalación de la unidad 2 en la ubicación de instalación y se almacena con antelación en la memoria del controlador 8. Además, se obtiene una densidad pd del refrigerante en la porción E de 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 de condensador y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

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

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

condensación T_c y la temperatura del refrigerante T_{co} .

Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante M_{o1} en la porción B1 de tubería de líquido a alta temperatura y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

$$5 \quad M_{o1} = Vol1 \times p_{co},$$

que es una expresión de función donde un volumen $Vol1$ de la porción B1 de tubería de líquido a alta temperatura de la unidad 2 exterior es multiplicado por la densidad p_{co} del refrigerante en la porción B1 de tubería de líquido a alta temperatura (es decir, la densidad anteriormente descrita del refrigerante en la salida del intercambiador 23 de calor exterior). Nótese que, el volumen $Vol1$ de la porción B1 de tubería de líquido a alta temperatura es un valor que es conocido antes de la instalación de la unidad 2 exterior en la ubicación de instalación y se almacena con antelación en la memoria del controlador 8.

Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante M_{o2} en la porción B2 de tubería de líquido a baja temperatura y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante se expresa, por ejemplo, mediante

$$15 \quad M_{o2} = Vol2 \times p_{lp},$$

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 es multiplicado por una densidad p_{lp} del refrigerante en la porción B2 de tubería de líquido a baja temperatura. Nótese que, el volumen $Vol2$ de la porción B2 de tubería de líquido a baja temperatura es un valor que es conocido antes de la instalación de la unidad 2 exterior en la ubicación de instalación y se almacena con antelación en la memoria del controlador 8. Además, la densidad p_{lp} del refrigerante en la porción B2 de tubería de líquido a baja temperatura es la densidad del refrigerante en la salida del subenfriador 25, y se obtiene convirtiendo la presión de condensación P_c y la temperatura de refrigerante T_{lp} en la salida del subenfriador 25.

Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante M_{lp} en la porción B3 de 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

$$25 \quad M_{lp} = V_{lp} \times p_{lp}$$

que es una expresión de función donde un volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido se multiplica por la densidad p_{lp} del refrigerante en la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante líquido (es decir, la densidad del refrigerante en la salida del subenfriador 25). Nótese que, para el volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, debido a que la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido es una tubería de refrigerante dispuesta en la instalación cuando se instala el acondicionador 1 de aire en una ubicación de instalación como un edificio, se introduce un valor calculado en la instalación a partir de la información relativa a la longitud, diámetro de la tubería y similar, o se introduce en la instalación información relativa a la longitud y diámetro de la tubería y el controlador 8 calcula el volumen V_{lp} a partir de la información introducida de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido. O, como se describe más adelante, el volumen V_{lp} se calcula utilizando los resultados de la operación de determinación de volumen de tubería.

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

$$40 \quad M_r = kr1 \times T_{lp} + kr2 \times \Delta T + kr3 \times SHr + kr4 \times W_r + kr5,$$

que es una expresión de función de la temperatura de refrigerante T_{lp} en la salida del subenfriador 25, una diferencia de temperatura ΔT donde la temperatura de evaporación Se 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 la tasa de flujo de aire W_r de los ventiladores 43 y 53 interiores. Nótese que los parámetros $kr1$ a $kr5$ en la expresión relacional anteriormente descrita se obtienen a partir de un análisis de regresión de los resultados de pruebas y simulaciones detalladas y se almacenan con antelación en la memoria del controlador 8. Nótese que, aquí, la expresión relacional para la cantidad de refrigerante M_r se establece para cada una de las dos unidades 4 y 5 interiores, y toda la cantidad de refrigerante en la porción F de unidad interior se calcula añadiendo la cantidad de refrigerante M_r en la unidad 4 interior y la cantidad M_r de refrigerante en la unidad 5 interior. Nótese que se utilizarán expresiones relacionales que tienen parámetros $kr1$ a $kr5$ con diferentes valores cuando el modelo y/o la capacidad es diferente entre la unidad interior 4 y la unidad interior 5.

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

$$M_{gp} = V_{gp} \times \rho_{gp}$$

que es una expresión de función en el que un volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso se multiplica por una densidad ρ_{gp} del refrigerante en la porción H de tubería de comunicación de refrigerante gaseoso. Nótese que, para el volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso, como es el caso con la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, como la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso es una tubería de refrigerante presente en la instalación cuando se instala el acondicionador 1 de aire en una ubicación de instalación tal como un edificio, se introduce un valor calculado en la instalación a partir de la información relativa a la longitud y diámetro de la tubería y similar, o se introduce información relativa a la longitud y diámetro de la tubería y similar en la instalación, y el controlador 8 calcula el volumen V_{gp} a partir de la información de entrada de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso. O, como se describe más adelante, el volumen V_{gp} se calcula utilizando los resultados de la operación de determinación de volumen de tubería. Además, la densidad ρ_{gp} del refrigerante en la porción G de tubería de comunicación de refrigerante gaseoso es un valor medio 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 temperatura de salida 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 del estado de operación del equipamiento constituyente o el 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 donde 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. Nótese que el volumen V_{og2} de la porción H de tubería de gas a baja presión es un valor que es conocido antes del envío a la ubicación de la instalación y se almacena con antelación en la memoria del controlador 8.

Una expresión relacional entre una cantidad de refrigerante M_{ob} en la porción I de circuito de bypass y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o el 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 función de una densidad ρ_{co} del refrigerante en la salida del intercambiador 23 de calor exterior, y la densidad ρ_s y presión de evaporación P_e del refrigerante en la salida del lado del circuito de bypass del subenfriador 25. Nótese que los parámetros k_{ob1} a k_{ob3} en la expresión relacional anteriormente descrita se obtienen a partir de un análisis de regresión de los resultados de pruebas y simulaciones detalladas y se almacenan con antelación en la memoria del controlador 8. Además, la cantidad de refrigerante M_{ob} de la porción I de circuito de bypass puede calcularse utilizando una expresión relacional más simple debido a que la cantidad de refrigerante ahí es más pequeña en comparación con las otras porciones. Por ejemplo, se expresa como sigue:

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

que es una expresión de función donde un volumen V_{ob} de la porción I de circuito de bypass se multiplica por la densidad ρ_{pe} del líquido saturado en la porción correspondiente al lado del circuito de bypass del subenfriador 25 y un coeficiente correcto k_{ob5} . Nótese que el volumen V_{ob} de la porción I de circuito de bypass es un valor que es conocido antes de la instalación de la unidad 2 exterior en la ubicación de instalación y se almacena con antelación en la memoria del controlador 8. Además, la densidad ρ_{pe} del líquido saturado en la porción correspondiente al lado del circuito de bypass del subenfriador 25 se obtiene convirtiendo la presión de succión P_s o la temperatura de evaporación T_e .

Nótese que, en la presente realización, se proporciona una unidad 2 exterior. Sin embargo, cuando hay conectadas una pluralidad de unidades exteriores, para la cantidad de refrigerante en la unidad exterior tal como M_{og1} , M_c , M_{ol1} , M_{ol2} , M_{og2} , y M_{ob} , la expresión relacional para la cantidad de refrigerante en cada porción se establece para cada una de la pluralidad de unidades exteriores, y toda la cantidad de refrigerante en las unidades exteriores se calcula añadiendo la cantidad de refrigerante en cada porción de la pluralidad de unidades exteriores. Nótese que se utilizarán expresiones relacionales para la cantidad de refrigerante en cada porción que tienen parámetros con diferentes valores cuando se conecta una pluralidad de unidades exteriores con diferentes modelos y capacidades.

Como se ha descrito anteriormente, en la presente realización, mediante el uso de las expresiones relacionales para cada porción del circuito 10 de refrigerante, se calcula 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 10 de refrigerante en la operación de determinación de cantidad de refrigerante, y de ese modo puede calcularse la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante.

Además, este Paso S12 se repite hasta que la condición para determinar la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el paso descrito a continuación S13 se satisfice. Por tanto, en el período desde el inicio hasta la finalización de la carga de refrigerante adicional, se calcula la cantidad de refrigerante en cada porción a partir de la cantidad del estado de operación durante la carga de refrigerante mediante el uso de las expresiones relacionales para cada porción en el circuito 10 de refrigerante. Más específicamente, se calculan una cantidad de refrigerante M_o en la unidad 2 exterior y la cantidad de refrigerante M_r en cada una de las unidades 4 y 5 interiores (es decir, la cantidad de refrigerante en cada porción del circuito 10 de refrigerante excluyendo las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante) necesarias para la determinación de la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el Paso S13 que se describe a continuación. Aquí, la cantidad de refrigerante M_o en la unidad 2 exterior es calculada añadiendo M_{og1} , M_c , M_{ol1} , M_{ol2} , M_{og2} , y M_{ob} descritos anteriormente, cada uno de los cuales es la cantidad de refrigerante en cada porción de la unidad 2 exterior.

De este modo, el proceso del Paso S12 es llevado a cabo por el controlador 8 que funciona como el medio de cálculo de 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 el refrigerante en el circuito 10 de refrigerante en la operación de carga de refrigerante automática.

(Paso S13: Determinación de la idoneidad de la cantidad de refrigerante)

Como se ha descrito anteriormente, cuando comienza la carga de refrigerante adicional en el circuito 10 de refrigerante, la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante aumenta gradualmente. Aquí, cuando los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante son desconocidas, la cantidad de refrigerante que debería cargarse en el circuito 10 de refrigerante después de la carga de refrigerante adicional no puede ser prescrita como la cantidad de refrigerante en todo el circuito 10 de refrigerante. Sin embargo, cuando se sitúa el foco únicamente en la unidad 2 exterior y 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 saber con antelación la cantidad de refrigerante óptima en la unidad 2 exterior en el modo de operación normal mediante pruebas y simulaciones detalladas. Por tanto, puede cargarse refrigerante adicional de la siguiente manera: un valor de esta cantidad de refrigerante se almacena con antelación en la memoria del controlador 8 como un valor de carga M_s objetivo; la cantidad M_o de refrigerante en la unidad 2 exterior y una cantidad M_r de refrigerante en las unidades 4 y 5 interiores se calculan 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 carga de refrigerante automática mediante el uso de las expresiones relacionales anteriormente descritas; y se carga refrigerante adicional hasta que un valor de la cantidad de refrigerante obtenido mediante la adición de la cantidad M_o de refrigerante y la cantidad M_r de refrigerante alcanza el valor de carga M_s objetivo. En otras palabras, el Paso S13 es un proceso para determinar la idoneidad de la cantidad de refrigerante cargada en el circuito 10 de refrigerante mediante la carga de refrigerante adicional mediante la determinación acerca de si la cantidad de refrigerante, que se obtiene añadiendo la cantidad M_o de refrigerante en la unidad 2 exterior y la cantidad de refrigerante M_r en las unidades 4 y 5 interiores en la operación de carga de refrigerante automática, ha alcanzado un valor M_s de carga objetivo.

Además, en el Paso S13, cuando un valor de la cantidad de refrigerante obtenido mediante la adición de la cantidad de refrigerante M_o en la unidad 2 exterior y la cantidad de refrigerante M_r en las unidades 4 y 5 interiores es más pequeño que el valor de carga M_s objetivo y una carga de refrigerante adicional no se ha completado, el proceso en el Paso S13 se repite hasta que se alcanza el valor de carga M_s objetivo. Además, cuando un valor de la cantidad de refrigerante obtenido mediante la adición de la cantidad M_o de refrigerante en la unidad 2 exterior y la cantidad de refrigerante M_r en las unidades 4 y 5 interiores alcanza el valor de carga M_s objetivo, se completa la carga de refrigerante adicional, y el Paso S1 como proceso de operación de carga de refrigerante automática se completa.

Nótese que, en la operación de determinación de cantidad de refrigerante descrita anteriormente, a medida que la cantidad de refrigerante adicional cargado en el circuito 10 de refrigerante aumenta, aparece una tendencia de un aumento en el grado de subenfriamiento SC_o en la salida del intercambiador 23 de calor exterior, provocando que la cantidad M_c de refrigerante en el intercambiador 23 de calor exterior aumente, y la cantidad de refrigerante en las otras porciones tiende a mantenerse sustancialmente constante. Por tanto, puede establecerse el valor M_s de carga de objetivo como un valor correspondiente solo a la cantidad M_o de refrigerante en la unidad 2 exterior pero no la unidad 2 exterior y las unidades 4 y 5 exteriores, o puede establecerse como un valor correspondiente a la cantidad de refrigerante M_c en el intercambiador 23 de calor exterior, y puede cargarse un refrigerante adicional hasta que se alcanza el valor de carga M_s objetivo.

De este modo, el proceso del Paso S13 es llevado a cabo por el controlador 8 que funciona como el medio de determinación de cantidad de refrigerante para determinar la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante en la operación de determinación de cantidad de refrigerante de la operación de carga de refrigerante automática (es decir, para determinar si la cantidad de refrigerante ha alcanzado o no el valor de carga M_s objetivo).

(Paso S2: Operación de determinación de volumen de tubería)

Cuando la operación de carga de refrigerante automática descrita anteriormente en el Paso S1 se completa, el proceso continúa a la operación de determinación de volumen de tubería en el Paso S2. En la operación de determinación de

volumen de tubería, el controlador 8 lleva a cabo el proceso desde el Paso S21 hasta el Paso S25 como se muestra en la Fig. 6. Aquí, la Fig. 6 es un diagrama de flujo de la operación de determinación de volumen de tubería.

(Pasos S21, S22: Operación de determinación de volumen de tubería para tubería de comunicación de refrigerante líquido y cálculo de volumen)

5 En el Paso S21, como es el caso con la operación de determinación de cantidad de refrigerante descrita anteriormente en el Paso S11 de la operación de carga de refrigerante automática, se lleva a cabo la operación de determinación de volumen de tubería para la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, que incluye la operación de todas las unidades interiores, control de presión de condensación, control de temperatura de tubería de líquido, control de grado de sobrecalentamiento, y control de presión de evaporación. Aquí, la temperatura de tubería de líquido Tlps objetivo de la temperatura Tlp del refrigerante en la salida del lado del circuito de refrigerante principal del subenfriador 25 en el control de temperatura de tubería de líquido se considera un primer valor objetivo Tlps1, y el estado donde la operación de determinación de cantidad de refrigerante es estable en este primer valor objetivo Tlps1 se considera un primer estado (ver el ciclo de refrigeración indicado por las líneas incluyendo las líneas de puntos de la Fig. 7). Nótese que la Fig. 7 es un diagrama de Mollier para mostrar el ciclo de refrigeración del acondicionador 1 de aire en la operación de determinación de volumen de tubería para la tubería de comunicación de refrigerante líquido.

A continuación, el primer estado donde la temperatura Tlp del refrigerante en la salida del lado del circuito de refrigerante principal del subenfriador 25 en el control de temperatura de tubería de líquido es estable en el primer valor objetivo Tlps1 conmuta a un segundo estado (ver el ciclo de refrigeración indicado por las líneas continuas en la Fig. 7) donde la temperatura de tubería de líquido Tlps objetivo cambia a un segundo valor Tlps2 objetivo diferente del primer valor objetivo Tlps1 y estabilizado sin modificar las condiciones para otros controles de equipamiento, es decir, las condiciones para el control de presión de condensación, control del grado de sobrecalentamiento, y control de presión de evaporación (es decir, sin modificar el grado de sobrecalentamiento SHrs objetivo y la presión Tes baja objetivo). En la presente realización, el segundo valor Tlps2 objetivo es una temperatura mayor que el primer valor objetivo Tlps1.

25 De este modo, cambiando desde el estado estable en el primer estado al segundo estado, disminuye la densidad del refrigerante en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, y por tanto disminuye una cantidad de refrigerante Mlp en la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante en el segundo estado en comparación con la cantidad de refrigerante en el primer estado. Entonces, el refrigerante cuya cantidad ha disminuido en la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante líquido se desplaza a otras porciones del circuito 10 de refrigerante. Más específicamente, como se ha descrito anteriormente, no cambian las condiciones para el control de otros equipos aparte del control de la temperatura de la tubería de líquido, y por tanto la cantidad de refrigerante Mog1 en la porción E de tubería de gas a alta presión, la cantidad de refrigerante Mog2 en la porción H de tubería de gas a baja presión, y la cantidad de refrigerante Mgp en la porción G de tubería de comunicación de refrigerante se mantienen sustancialmente constante, y el refrigerante cuya cantidad ha disminuido en la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante se desplazará a la porción A de condensador, la porción B1 de tubería de líquido a alta temperatura, la porción B2 de tubería de líquido a baja temperatura, la porción F de unidad interior, y la porción I de circuito de bypass. En otras palabras, la cantidad de refrigerante Mc en la porción A de condensador, la cantidad de refrigerante Mol1 en la porción B1 de tubería de líquido a alta temperatura, la cantidad de refrigerante Mol2 de refrigerante en la porción B2 de tubería de líquido a baja temperatura, la cantidad de refrigerante Mr en la porción F de unidad interior, y la cantidad Mob de refrigerante en la porción I de circuito de bypass aumentarán según la cantidad del refrigerante que ha disminuido en la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante líquido.

Dicho control, según se ha descrito anteriormente, es llevado a cabo como el proceso del Paso S21 por el controlador 8 (más específicamente, por los controladores 47 y 57 del lado interior, el controlador 37 del lado exterior, y la tubería 8a de transmisión que interconecta los controladores 37, 47 y 57) que funciona como un medio de control de operación de determinación de volumen de tubería para llevar a cabo la operación de determinación de volumen de tubería para calcular la cantidad de refrigerante Mlp de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido.

A continuación, en el Paso S22, se calcula el volumen Vlp de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido mediante el uso de un fenómeno consistente en que la cantidad de refrigerante en la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante líquido 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 utilizada para calcular el volumen Vlp de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido. Suponiendo que la cantidad del refrigerante en la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante líquido que ha disminuido y se ha desplazado a otras porciones del circuito 10 de refrigerante por la operación de determinación de volumen de tubería anteriormente descrita es una cantidad ΔMlp de aumento/disminución de refrigerante, y que la cantidad de aumento/disminución del refrigerante en cada porción entre el primer estado y el segundo estado es ΔMc , $\Delta Mol1$, $\Delta Mol2$, ΔMr , y ΔMob (aquí, la cantidad de refrigerante Mog1, la cantidad de refrigerante Mog2, y la cantidad de refrigerante Mgp se omiten debido a que se mantienen sustancialmente constante), la cantidad ΔMlp de aumento/disminución de refrigerante puede calcularse, por ejemplo, mediante la siguiente expresión de función:

$$\Delta Mlp = -(\Delta Mc + \Delta Mol1 + VMol2 + \Delta Mr + \Delta Mob)$$

Entonces, este valor se divide por una magnitud $\Delta\rho_{lp}$ de cambio de densidad del refrigerante entre el primer estado y el segundo estado en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido, y de ese modo puede calcularse el volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido. Nótese que, aunque apenas hay efecto sobre el resultado del cálculo de la cantidad ΔMlp de aumento/disminución de refrigerante, la cantidad de refrigerante $Mog1$ y la cantidad de refrigerante $Mog2$ pueden incluirse en la expresión de función anteriormente descrita.

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

Nótese que ΔMc , $\Delta Mol1$, $\Delta Mol2$, ΔMr , y ΔMob pueden obtenerse mediante el cálculo de la cantidad de refrigerante en el primer estado y la cantidad de refrigerante en el segundo estado mediante el uso de la expresión relacional anteriormente descrita para cada porción del 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 magnitud de cambio de densidad $\Delta\rho_{lp}$ puede obtenerse calculando la densidad del refrigerante en la salida del subenfriador 25 en el primer estado y la densidad del refrigerante en la salida del subenfriador 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.

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

Nótese que, en la presente realización, el estado cambia de modo que el segundo valor T_{lps2} objetivo el segundo estado se convierte en una temperatura mayor que el primer valor T_{lps1} objetivo en el primer estado y por tanto el refrigerante en la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante líquido se desplaza a otras porciones para aumentar la cantidad de refrigerante en las otras porciones; de ese modo, se calcula el volumen V_{lp} en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido a partir de la cantidad aumentada. Sin embargo, el estado puede modificarse de modo que el segundo valor T_{lps2} objetivo en el segundo estado se convierta en una temperatura menor que el primer valor T_{lps1} objetivo en el primer estado y por tanto el refrigerante se desplaza desde otras porciones a la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante para reducir la cantidad de refrigerante en las otras porciones; de ese modo, el volumen V_{lp} en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido se calcula a partir de la cantidad disminuida.

De este modo, el proceso en el Paso S22 es llevado a cabo por el controlador 8, que funciona como un medio de cálculo de volumen de 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 determinación de volumen de tubería para la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido.

(Pasos S23, S24: Operación de determinación de volumen de tubería y cálculo de volumen para la tubería de comunicación de refrigerante gaseoso)

Después de que se hayan completado el Paso S21 y el Paso S22 anteriormente descritos, en el Paso S23 se lleva a cabo la operación de determinación de volumen de tubería para la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso, incluyendo la operación de todas las unidades interiores, el control de presión de condensación, el control de temperatura de tubería de líquido, el control del grado de sobrecalentamiento, y el control de la presión de evaporación. Aquí, la presión P_{es} baja objetivo de la presión P_s de succión del compresor 21 en el control de presión de evaporación se considera un primer valor P_{es1} objetivo, y el estado donde la operación de determinación de cantidad de refrigerante es estable en este primer valor P_{es1} objetivo se considera un primer estado (ver el ciclo de refrigeración indicado por las líneas incluyendo las líneas de puntos de la Fig. 8). Nótese que la Fig. 8 es un diagrama de Mollier para mostrar el ciclo de refrigeración del acondicionador 1 de aire en la operación de determinación de volumen de tubería para la tubería de comunicación de refrigerante gaseoso.

A continuación, el primer estado donde la presión P_{es} baja objetivo de la presión P_s de succión en el compresor 21 en control de presión de evaporación es estable en el primer valor P_{es1} objetivo conmuta a un segundo estado (ver el ciclo de refrigeración indicado por las líneas continuas en la Fig. 8) donde la presión P_{es} baja objetivo cambia a un segundo valor P_{es2} objetivo diferente del primer valor P_{es1} objetivo y se estabiliza sin cambiar las condiciones para otros controles de equipo, es decir, sin modificar las condiciones para el control de temperatura de tubería de líquido, el control de presión de condensación, y el control de grado de sobrecalentamiento (es decir, sin modificar la temperatura de tubería de líquido T_{lps} objetivo y el grado de sobrecalentamiento $SHrs$ objetivo). En la presente realización, el segundo valor P_{es2} objetivo es una presión menor que el primer valor P_{es1} objetivo.

De este modo, modificando el valor P_{es} objetivo 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 tanto la cantidad de refrigerante M_{gp} en la porción G de tubería de comunicación de refrigerante gaseoso en el segundo estado disminuye en comparación con la cantidad de refrigerante en el primer estado. Entonces, el refrigerante cuya cantidad ha disminuido en la porción G de tubería de comunicación de refrigerante gaseoso se desplazará a otras porciones del circuito 10 de refrigerante. Más específicamente, como se ha descrito anteriormente, las condiciones para el control

de equipos diferentes del control de presión de evaporación no cambian, y por tanto la cantidad de refrigerante Mog1 en la porción E de tubería de gas a alta presión, la cantidad Mol1 de refrigerante en la porción B1 de tubería de líquido a alta temperatura, la cantidad Mol2 de refrigerante en la porción B2 de tubería de líquido a baja temperatura, y la cantidad Mlp de refrigerante en la porción B3 de tubería de comunicación de refrigerante líquido se mantienen sustancialmente constantes, y el refrigerante cuya cantidad ha disminuido en la porción G de tubería de comunicación de refrigerante gaseoso se desplazará a la porción H de tubería de gas a baja presión, la porción A de condensador, la porción F de unidad interior, y la porción I de circuito de bypass. En otras palabras, la cantidad Mog2 de refrigerante en la porción H de tubería de gas a baja presión, la cantidad Mc de refrigerante en la porción A de condensador, la cantidad Mr de refrigerante en la porción F de unidad interior, y la cantidad de refrigerante Mob en la porción I de circuito de bypass aumentarán según la cantidad del refrigerante que ha disminuido en la porción G de tubería de comunicación de refrigerante gaseoso.

Dicho control descrito anteriormente se lleva a cabo como el proceso del Paso S23 por parte del controlador 8 (más específicamente, por los controladores 47 y 57 del lado interior, el controlador 37 del lado exterior, y la línea 8a de transmisión que interconecta los controladores 37, 47 y 57) que funciona como un medio de control de operación de determinación de volumen de tubería para llevar a cabo la operación de determinación de volumen de tubería para calcular el volumen Vgp de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso.

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

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

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

Entonces, este valor ΔM_{gp} se divide por una magnitud de cambio de densidad $\Delta \rho_{gp}$ del refrigerante entre el primer estado y el segundo estado en la tubería 7 de comunicación de refrigerante, y de ese modo puede calcularse el volumen Vgp de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso. Nótese que, aunque apenas tienen efecto en el resultado del cálculo de la cantidad ΔM_{gp} de aumento/disminución de refrigerante, la cantidad de refrigerante Mog1, la cantidad de refrigerante Mol1, y la cantidad de refrigerante Mol2 pueden incluirse en la expresión de función anteriormente descrita.

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

Nótese que ΔM_c , ΔM_{og2} , 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 utilizando la expresión relacional anteriormente descrita para cada porción del circuito 10 de refrigerante y además mediante la resta de la cantidad de refrigerante en el primer estado de la cantidad de refrigerante en el segundo estado. Además, la magnitud de cambio de densidad $\Delta \rho_{gp}$ puede obtenerse mediante el cálculo de una densidad media entre la densidad ρ_s del refrigerante en el lado de succión del compresor 21 en el primer estado y la densidad ρ_{eo} del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interior en el primer estado y mediante la resta de la densidad media en el primer estado de la densidad media en el segundo estado.

Mediante el uso de dicha fórmula de cálculo descrita anteriormente, el volumen Vgp de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso puede calcularse a partir de la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en el primer y segundo estados.

Nótese que, en la presente realización, se cambia el estado de modo que el segundo valor Pes2 objetivo y el segundo estado pasa a una presión menor que el primer valor Pes1 objetivo en el primer estado y por tanto el refrigerante en la porción G de tubería de comunicación de refrigerante gaseoso se desplaza a otras porciones para disminuir la cantidad de refrigerante en las otras porciones; de ese modo, el volumen Vlp de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso se calcula a partir de la cantidad aumentada. Sin embargo, el estado puede cambiar de modo que el segundo valor Pes2 objetivo en el segundo estado pase a una presión mayor que el primer valor Pes1 objetivo en el primer estado y por tanto el refrigerante se desplaza desde otras porciones de la porción G de tubería de comunicación de refrigerante gaseoso para disminuir la cantidad de refrigerante en las otras porciones; Por tanto, el volumen Vlp en la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso se calcula a partir de la cantidad disminuida.

De este modo, el proceso del Paso S24 es llevado a cabo por el controlador 8, que funciona como el medio de cálculo

de volumen de tubería para la tubería de comunicación de refrigerante gaseoso, que calcula el volumen Vgp de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso a partir de la cantidad de estado de operación de equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación de determinación de volumen de tubería para la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso.

5 (Paso S25: Determinación de idoneidad del resultado de la operación de determinación de volumen de tubería)

Después de que se hayan completado el Paso S21 al Paso S24, se lleva a cabo el Paso S25 para determinar si un resultado de la operación de determinación de volumen de tubería es adecuado o no, en otras palabras, si los volúmenes Vlp, Vgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante calculados por el medio de cálculo de volumen de tuberías son adecuados o no.

10 Específicamente, como se muestra en una desigualdad a continuación, se realiza la determinación basándose en si la relación entre el volumen Vlp de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y el volumen Vgp de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso obtenida por el cálculo está dentro de un rango numérico predeterminado.

$$\epsilon 1 < Vlp/Vgp < \epsilon 2$$

15 Aquí, $\epsilon 1$ y $\epsilon 2$ son valores que se modifican basándose en el valor mínimo y el valor máximo de la relación del volumen de la tubería en combinaciones factibles de la unidad de fuente de calor y las unidades de utilización.

Entonces, cuando la relación de volumen Vlp/Vgp satisface el rango de valores numéricos anteriormente descrito, el proceso del Paso S2 de la operación de determinación de volumen de tubería termina. Cuando la relación de volumen Vlp/Vgp no satisface el rango de valores numéricos descrito anteriormente descrito, el proceso para la operación de determinación de volumen de tubería y el cálculo de volumen en el Paso S21 al Paso S24 se llevan a cabo de nuevo.

20 De este modo, el proceso en el Paso S25 es llevado a cabo por el controlador 8 que funciona como un medio de determinación de idoneidad para determinar si un resultado de la operación de determinación de volumen de tubería anteriormente descrita es adecuado o no, en otras palabras, si los volúmenes Vlp, Vgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante calculadas por el medio de cálculo de volumen de tubería son adecuados o no.

25 Nótese que, en la presente realización, se lleva a cabo la operación de determinación de volumen de tubería (Pasos S21, S22) para la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y luego se lleva a cabo la operación de determinación de volumen de tubería para la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso (Paso S23, S24). Sin embargo, puede realizarse en primer lugar la operación de determinación de volumen de tubería para la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso.

30 Además, en el Paso S25 anteriormente descrito, cuando se determina que un resultado de la operación de determinación de volumen de tubería de los Pasos S21 a S24 es inadecuado una pluralidad de veces, o cuando se desea determinar los volúmenes Vlp, Vgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante de una manera más simple, aunque no se muestra en la Fig. 6, por ejemplo, en el Paso S25, después de que un resultado de la operación de determinación de volumen de tubería en el Paso S21 al Paso S24 se determine inadecuado, es posible pasar al 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 Vlp, Vgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante a partir de las longitudes de tubería estimadas y de una relación de volumen promedio, obteniendo así los valores de los volúmenes Vlp, Vgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante.

35 Además, en la presente realización, se describe el caso donde se lleva a cabo la operación de determinación de volumen de tubería para calcular los volúmenes Vlp, Vgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante basándose en la premisa de que no hay información relativa a las longitudes, diámetros de tuberías, y similar de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante y que los volúmenes Vlp, Vgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante son desconocidos. Sin embargo, cuando el medio de cálculo de volumen de tubería tiene una función para calcular los volúmenes Vlp, Vgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante mediante la introducción de información relativa a las longitudes, diámetro de las tuberías, y similar de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, dicha función puede utilizarse conjuntamente.

40 Además, cuando no se usa la función anteriormente descrita para calcular los volúmenes Vlp, Vgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante utilizando la operación de determinación de volumen de tubería y los resultados de la misma sino solo se usa la función para calcular los volúmenes Vlp, Vgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante para introducir información relativa a las longitudes, diámetros de tubería y similar de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, puede utilizarse el medio de determinación de idoneidad (Paso 25) anteriormente descrito para determinar si la información de entrada relativa a las longitudes, diámetros de tubería y similar de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante es adecuada.

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

55 Cuando la operación de determinación de volumen de tubería anteriormente descrita en el Paso S2 se ha completado, el proceso continúa a la operación de determinación de cantidad de refrigerante inicial en el Paso S3. En la operación

de detección de cantidad de refrigerante inicial, el controlador 8 realiza el proceso del Paso S31 y el Paso S32 mostrado en la Fig. 9. Aquí, la Fig. 9 es un diagrama de flujo de la operación de detección de cantidad de refrigerante inicial.

(Paso S31: Operación de determinación de cantidad de refrigerante)

5 En el Paso S31, como es el caso con la operación de determinación de cantidad de refrigerante anteriormente descrita en el Paso S11 de la operación de carga de refrigerante automática, se lleva a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante, incluyendo la operación de todas las unidades interiores, control de presión de condensación, control de temperatura de tubería de líquido, control de grado de sobrecalentamiento, y control de presión de evaporación. Aquí, como regla, valores que son los mismos que los valores objetivo en la operación de determinación de cantidad de refrigerante en el Paso S11 de la operación de carga de refrigerante automática se utilizan para la temperatura Tlps de tubería de líquido objetivo en el control de temperatura de tubería de líquido, el grado de sobrecalentamiento SHrs objetivo en el control de grado de sobrecalentamiento, y la presión baja Pes objetivo en el control de presión de evaporación.

10 De este modo, el proceso en el Paso S31 es llevado a cabo por el controlador 8 que funciona como el medio de control de operación de determinación de cantidad de refrigerante para llevar a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante, incluyendo la operación de todas las unidades interiores, control de presión de condensación, control de temperatura de tubería de líquido, control de grado de sobrecalentamiento, y control de presión de evaporación.

(Paso S32: Cálculo de cantidad de refrigerante)

20 A continuación, se calcula la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante a partir de la cantidad de estado de operación de equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación de determinación de cantidad de refrigerante inicial en el Paso S32 mediante el controlador 8 que funciona como el medio de cálculo de cantidad de refrigerante al mismo tiempo que lleva a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante descrita. El cálculo de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante se lleva a cabo utilizando las expresiones relacionales anteriormente descritas entre la cantidad de refrigerante en cada porción en el circuito 10 de refrigerante y la cantidad de estado de operación de equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante. Sin embargo, en este momento, los volúmenes Vlp y Vgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, que eran desconocidas en el momento de la instalación del equipamiento constituyente del acondicionador 1 de aire, han sido calculados y sus valores son conocidos por la operación de determinación de volumen de tubería anteriormente descrita. Por tanto, multiplicando los volúmenes Vlp y Vgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante por la densidad del refrigerante, pueden calcularse las cantidades Mlp, Mgp de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, y además añadiendo la cantidad de refrigerante en cada una de las otras porciones, puede detectarse la cantidad de refrigerante inicial en todo el circuito 10 de refrigerante. Esta cantidad de refrigerante inicial se utiliza como cantidad de refrigerante Mi de referencia de todo el circuito 10 de refrigerante, que sirve como una referencia para determinar si el refrigerante está fugando o no del circuito 10 de refrigerante en la operación de detección de fugas de refrigerante que se describe más adelante. Por tanto, se almacena como un valor de la cantidad de estado de operación en la memoria del controlador 8 como medio de almacenamiento de cantidad de estado.

35 De este modo, el proceso del Paso S32 es llevado a cabo por el controlador 8, que funciona como un medio de cálculo de cantidad de refrigerante para calcular la cantidad de refrigerante en cada porción del circuito 10 de refrigerante 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 detección de cantidad de refrigerante.

<Modo de operación de detección de fugas de refrigerante>

40 A continuación, se describe el modo de operación de detección de fugas de refrigerante haciendo referencia a las Figs. 1, 2, 5 y 10. Aquí, la Fig. 10 es un diagrama de flujo del modo de operación de detección de fugas de refrigerante.

45 En la presente realización, se describe un ejemplo de caso donde se detecta periódicamente si el refrigerante en el circuito 10 de refrigerante está fugando al exterior debido a un factor no previsto (por ejemplo, durante un período de tiempo tal como las vacaciones o en mitad de la noche cuando no es necesario el acondicionamiento del aire).

(Paso S41: Operación de determinación de cantidad de refrigerante)

50 En primer lugar, cuando se ha desarrollado la operación en el modo de operación normal tal como la operación de enfriamiento y la operación de calentamiento descritas durante un cierto período de tiempo (por ejemplo, entre medio año y un año), automáticamente el modo de operación normal conmuta al modo de operación de detección de fugas de refrigerante, y como en el caso con la operación de determinación de cantidad de refrigerante de la operación de detección de cantidad de refrigerante inicial, se lleva a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante, incluyendo la operación de todas las unidades interiores, control de presión de condensación, control de temperatura de tubería de líquido, control de grado de sobrecalentamiento, y control de presión de evaporación. Aquí, como regla, valores que son los mismos que los valores objetivo en el Paso S31 de la operación de determinación de cantidad de

refrigerante de la operación de detección de cantidad de refrigerante inicial se utilizan para la temperatura T_{lps} de tubería de líquido objetivo en el control de temperatura de tubería de líquido, el grado de sobrecalentamiento $SHrs$ objetivo en el control del grado de sobrecalentamiento, y la presión baja Pes objetivo en el control de presión de evaporación.

5 Nótese que esta operación de determinación de cantidad de refrigerante se lleva a cabo cada vez que se lleva a cabo 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, como cuando la presión de condensación P_c es diferente o cuando hay fugas de refrigerante, la temperatura del refrigerante T_{lp} en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido se mantiene constante en la misma temperatura de tubería T_{lps} de líquido objetivo mediante el control de temperatura de tubería de líquido.

De este modo, el Paso S41 del proceso es llevado a cabo por el controlador 8, que funciona como el medio de control de operación de determinación de cantidad de refrigerante para llevar a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante, incluyendo la operación de todas las unidades interiores, control de presión de condensación, control de temperatura de tubería de líquido, control de grado de sobrecalentamiento, y control de presión de evaporación.

(Paso S42: Cálculo de cantidad de refrigerante)

A continuación, se calcula la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante 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 detección de fugas de refrigerante del Paso S42 por parte del controlador 8, que funciona como el medio de cálculo de cantidad de refrigerante al mismo tiempo que lleva a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante anteriormente descrita. El cálculo de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante se lleva a cabo utilizando la expresión relacional anterior entre la cantidad de refrigerante en cada porción del 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 con la operación de determinación de cantidad de refrigerante inicial, 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, han sido calculados y sus valores son conocidos por la operación de determinación de volumen de tubería anteriormente descrita. Por tanto, multiplicando los volúmenes V_{lp} y V_{gp} de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante por la densidad del refrigerante, pueden calcularse las cantidades M_{lp} , M_{gp} de refrigerante en las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, y además añadiendo la cantidad de refrigerante en cada una de las otras porciones, puede calcularse la cantidad de refrigerante M en todo el circuito 10 de refrigerante.

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

De este modo, el proceso del Paso S42 es llevado a cabo por el controlador 8, que funciona como el medio de cálculo de 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 el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación de detección de fugas de refrigerante.

(Pasos S43, S44: Determinación de idoneidad de la cantidad de refrigerante, visualización de alarma)

Cuando hay fugas de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante, la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante disminuye. Entonces, cuando la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante disminuye, principalmente aparece una tendencia de disminución del grado de subenfriamiento SC_o en la salida del intercambiador 23 de calor exterior. Junto con esto, la cantidad de refrigerante M_c en el intercambiador 23 de calor disminuye, y las cantidades de refrigerante en otras porciones tienden a mantenerse sustancialmente constante. En consecuencia, la cantidad de refrigerante M en todo el circuito 10 de refrigerante calculada en el Paso S42 anteriormente descrito es menor que la cantidad de refrigerante M_i de referencia detectada en la operación de detección de cantidad de refrigerante inicial cuando el refrigerante tiene fugas del circuito 10 de refrigerante; mientras que cuando el refrigerante no tiene fugas del circuito 10 de refrigerante, la cantidad de refrigerante M es sustancialmente la misma que la cantidad de refrigerante M_i de referencia.

Mediante el uso de las características anteriormente descritas, se determina en el Paso S43 si el refrigerante está fugando o no. Cuando se determina en el Paso S43 que el refrigerante no está fugando del circuito 10 de refrigerante, el modo de operación de detección de fugas de refrigerante termina.

Por otro lado, cuando se determina en el Paso S43 que hay refrigerante fugando del circuito 10 de refrigerante, el proceso continua al Paso S44, y se muestra una alarma que indica que se ha detectado una fuga de refrigerante en la pantalla 9 de alarma. A continuación, el modo de operación de detección de fugas de refrigerante termina.

De este modo, el proceso del Paso S42 al S44 es llevado a cabo por el controlador 8, que funciona como el medio de detección de fugas de refrigerante, que es uno de los medios de determinación de cantidad de refrigerante, y que detecta si hay o no una fuga de refrigerante mediante la determinación de la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante al mismo tiempo que lleva a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante en el modo de operación de detección de fugas de refrigerante.

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 determinación de cantidad de refrigerante, el medio de cálculo de cantidad de refrigerante, el medio de determinación de cantidad de refrigerante, el medio de operación de determinación de volumen de tubería, el medio de cálculo de volumen de tubería, el medio de determinación de idoneidad, y el medio de almacenamiento de cantidad de estado, y de ese modo configura el sistema de determinación de cantidad de refrigerante para determinar la idoneidad de la cantidad de refrigerante cargado en el circuito 10 de refrigerante.

(3) Características del acondicionador de aire

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

(A)

En el acondicionador 1 de aire de la presente realización, el subenfriador 25 se dispone como el mecanismo de ajuste de temperatura capaz de ajustar la temperatura del refrigerante enviado desde el intercambiador 23 de calor exterior como un condensador a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores como mecanismos de expansión. El rendimiento del subenfriador 25 es controlado de modo que la temperatura T_{lp} del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores como mecanismos de expansión se mantiene constante durante la operación de determinación de cantidad de refrigerante, evitando así un cambio en la densidad plp del refrigerante en las tuberías de refrigerante desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores. Por tanto, incluso cuando la temperatura T_{co} del refrigerante en la salida del intercambiador 23 de calor exterior como un condensador es diferente cada vez que se lleva a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante, el efecto de la diferencia de temperatura del refrigerante según se ha descrito anteriormente permanecerá solo en las tuberías de refrigerante desde la salida del intercambiador 23 de calor exterior al subenfriador 25, y el error en la determinación debido a la diferencia en la temperatura T_{co} del refrigerante en la salida del intercambiador 23 de calor exterior (es decir, la diferencia en la densidad del refrigerante) puede reducirse cuando se determina la cantidad de refrigerante.

En particular, como es el caso con la presente realización donde la unidad 2 exterior como unidad de fuente de calor y las unidades 4 y 5 interiores como unidades de utilización están interconectadas a través de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y la tubería 6 de comunicación de refrigerante gaseoso, las longitudes, diámetros de tubería y similar de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante que interconectan la unidad 2 exterior y las unidades 4 y 5 interiores son diferentes dependiendo de condiciones tales como la ubicación de la instalación. Por tanto, cuando los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante son grandes, la diferencia en la temperatura de refrigerante T_{co} en la salida del intercambiador 23 de calor exterior será la diferencia en la temperatura del refrigerante en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido que configura una porción grande de las tuberías de refrigerante desde la salida del intercambiador 23 de calor exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores y por tanto el error en la determinación tiende a aumentar. Sin embargo, como se ha descrito anteriormente, junto con la disposición del subenfriador 25, el funcionamiento del subenfriador 25 es controlado de modo que la temperatura T_{lp} del refrigerante en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido es constante durante la operación de determinación de cantidad de refrigerante, evitando así un cambio en la densidad plp del refrigerante en las tuberías de refrigerante desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores. Como resultado, cuando se determina la cantidad de refrigerante puede reducirse el error en la determinación debido a la diferencia de temperatura T_{co} del refrigerante en la salida del intercambiador 23 de calor exterior (es decir, la diferencia en la densidad del refrigerante).

Por ejemplo, durante la operación de carga de refrigerante automática en la que el refrigerante es cargado en el circuito 10 de refrigerante, es posible determinar con una gran precisión si la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante ha alcanzado o no el valor M_i de carga objetivo. Además, durante la operación de detección de cantidad de refrigerante inicial en la que se detecta la cantidad de refrigerante inicial después de la instalación del equipamiento constituyente o después de la carga del refrigerante en el circuito 10 de refrigerante, puede detectarse la cantidad de refrigerante inicial con una gran precisión. Además, durante la operación de detección de fugas de refrigerante en la que se determina si el refrigerante está fugando o no del circuito 10 de refrigerante, puede determinarse con una gran precisión si el refrigerante está fugando o no del circuito 10 de refrigerante.

(B)

En el acondicionador 1 de aire de la presente realización, se evita un cambio en la densidad p_{gp} del refrigerante enviado desde los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores al compresor 21 mediante el control del equipamiento constituyente de modo que la presión (por ejemplo, la presión de succión P_s y la presión de evaporación P_e) del refrigerante enviado desde los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores como evaporadores al compresor 21 o la cantidad de estado de operación (por ejemplo, la temperatura de evaporación T_e) equivalente a la presión

anteriormente mencionada se haga constante durante la operación de determinación de cantidad de refrigerante. Como resultado, el error en la determinación debido a la diferencia (es decir, la diferencia en la densidad del refrigerante) en la presión del refrigerante en las salidas de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores o en la cantidad de estado de operación equivalente a la presión anteriormente mencionada puede reducirse cuando se determina la cantidad de refrigerante.

(C)

El acondicionador 1 de aire en esta realización está dotado de un compresor de capacidad variable como compresor 21. La capacidad de operación del compresor 21 está controlada (específicamente, la frecuencia de rotación del motor 21a está controlada por el inversor) de modo que la presión del refrigerante enviado desde los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores como evaporadores al compresor 21 (por ejemplo, la presión de succión Ps y la presión de evaporación Pe) o la cantidad de estado de operación equivalente a la presión anteriormente mencionada (por ejemplo, la temperatura de evaporación y similar) se hace constante. Por tanto, es posible llevar a cabo un control estable y altamente controlable.

(D)

En el acondicionador 1 de aire de esta realización, como el subenfriador 25 utiliza el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante como fuente de enfriamiento, es posible controlar la temperatura del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores como mecanismos de expansión para que sea constante sin añadir una fuente de enfriamiento externa.

Más específicamente, el circuito 10 de refrigerante del acondicionador 1 de aire está dotado del circuito 61 de refrigerante de bypass en el que una porción del refrigerante enviado desde el intercambiador 23 de calor exterior como condensador a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores como los mecanismos de expansión es bifurcada, la presión del refrigerante bifurcado es reducida por la válvula 62 de expansión de bypass, luego el refrigerante bifurcado se introduce en el subenfriador 25 para intercambiar calor con el refrigerante enviado desde el intercambiador 23 de calor exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores, y a continuación la porción es devuelta al lado de succión del compresor 21. Además, el rendimiento del subenfriador 25 es controlado por la válvula 62 de expansión de bypass, y de ese modo puede disponerse la fuente de enfriamiento cuya temperatura es suficientemente más baja que la temperatura del refrigerante enviado desde el intercambiador 23 de calor exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores. Por tanto, la temperatura del refrigerante enviado desde el intercambiador 23 de calor exterior a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores puede controlarse de modo fiable para que sea constante.

(E)

En el acondicionador 1 de aire de esta realización, el medio de control de operación es capaz de conmutar entre la operación normal en la que el equipamiento constituyente es controlado de acuerdo con la carga de operación de los intercambiadores 42 y 52 de calor interiores y la operación de determinación de cantidad de refrigerante. En la operación normal, la válvula 62 de expansión de bypass es controlada de manera que el grado de sobrecalentamiento SHb del refrigerante devuelto desde el subenfriador 25 al lado de succión del compresor 21 a través del circuito 61 de refrigerante de bypass se hace constante, y en la operación de determinación de cantidad de refrigerante, la válvula 62 de expansión de bypass es controlada de manera que la temperatura T1p del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores como mecanismos de expansión se hace constante. Por tanto, en la operación normal, es posible incrementar el rendimiento haciendo que el refrigerante se subenfrie lo más posible y enviando dicho refrigerante a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores. En la operación de determinación de cantidad de refrigerante, es posible controlar la temperatura T1p del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores para que sea constante de manera fiable. En otras palabras, en este acondicionador 1 de aire, puede controlarse el funcionamiento del subenfriador 25 de un modo adecuado para cada una de entre la operación normal y la operación de determinación de cantidad de refrigerante.

(F)

En el acondicionador 1 de aire de la presente realización, el circuito 10 de refrigerante se divide en una pluralidad de porciones, y se establece para cada porción la expresión relacional entre la cantidad de refrigerante y la cantidad de estado de operación. En consecuencia, en comparación con el caso convencional donde se lleva a cabo una simulación de las características de un ciclo de refrigeración, se puede reducir la carga de cálculo, y la cantidad de estado de operación que es importante para el cálculo de la cantidad de refrigerante en cada porción puede incorporarse de manera selectiva como una variable de la expresión relacional, mejorando así la precisión del cálculo de la cantidad de refrigerante en cada porción. Como resultado, puede determinarse con una gran precisión la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante.

Por ejemplo, utilizando las expresiones relacionales, el controlador 8 como el medio de cálculo de cantidad de refrigerante puede calcular rápidamente la cantidad de refrigerante en cada porción 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 carga de refrigerante automática en la que el refrigerante es cargado en el circuito 10 de refrigerante. Además, utilizando la cantidad de refrigerante calculada en cada porción, el controlador 8 como el medio de determinación de

cantidad de refrigerante puede determinar con una gran precisión si la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante (específicamente, un valor obtenido añadiendo la cantidad de refrigerante M_o a la unidad 2 exterior y la cantidad de refrigerante M_r a las unidades 4 y 5 interiores) ha alcanzado o no el valor de carga M_s objetivo.

5 Además, utilizando las expresiones relacionales, el controlador 8 puede calcular rápidamente la cantidad de refrigerante inicial como la cantidad de refrigerante M_i de referencia mediante el cálculo de la cantidad de refrigerante en cada porción a partir de la cantidad del estado de operación del equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación de detección de cantidad de refrigerante inicial donde está instalada la cantidad de refrigerante inicial después de la instalación del equipamiento constituyente o después de la detección de la carga del refrigerante en el circuito 10 de refrigerante. Además, es posible detectar la cantidad de refrigerante inicial con una gran precisión.

10 Además, utilizando las expresiones relacionales, el controlador 8 puede calcular rápidamente la cantidad de refrigerante en cada porción a partir de la cantidad del estado de operación del equipamiento constituyente o del refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante en la operación de detección de fugas de refrigerante donde se determina si hay fugas de refrigerante o no del circuito 10 de refrigerante. Además, el controlador 8 puede determinar con una gran precisión si el refrigerante tiene fugas o no del circuito 10 de refrigerante mediante la comparación entre la cantidad de refrigerante calculada en cada porción y la cantidad de refrigerante M_i de referencia que sirve como referencia para determinar si hay o no fugas de refrigerante.

(G)

20 En el acondicionador 1 de aire de la presente realización, se lleva a cabo la operación de determinación de volumen de refrigerante donde se crean dos estados donde la densidad del refrigerante que fluye en las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante es diferente entre los dos estados. Entonces, se calcula la magnitud de aumento/disminución del refrigerante entre estos dos estados a partir de la cantidad de refrigerante en las porciones excepto las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, y la magnitud de aumento/disminución de refrigerante se divide por la cantidad de cambio de densidad del refrigerante en las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante entre el primer estado y el segundo estado, de ese modo se calculan los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante. Por tanto, por ejemplo, incluso cuando los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante son desconocidas en el momento o después de la instalación del equipamiento constituyente, pueden detectarse los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante. En consecuencia, pueden obtenerse los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante al mismo tiempo que se reduce la tarea de introducir información en las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante.

25 También, en el acondicionador 1 de aire, puede determinarse la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante utilizando los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante calculadas por el medio de cálculo de volumen de tuberías y la cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito 10 de refrigerante. Por tanto, incluso cuando los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante son desconocidos en el momento o después de la instalación del equipamiento constituyente, puede determinarse con una gran precisión la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante.

30 Por ejemplo, incluso cuando los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante son desconocidas en el momento o después de la instalación del equipamiento constituyente, puede calcularse la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante en la operación de determinación de cantidad de refrigerante utilizando los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante calculados por el medio de cálculo de volumen de tuberías. Además, incluso cuando los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante son desconocidas en el momento o después de la instalación del equipamiento constituyente, puede calcularse la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante en la operación de detección de fugas de refrigerante utilizando los volúmenes de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante calculados por el medio de cálculo de volumen de tubería. En consecuencia, es posible detectar la cantidad de refrigerante inicial necesaria para detectar una fuga de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante y determinar con una gran precisión si hay o no fugas de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante al mismo tiempo que se reduce la tarea de introducir información sobre las tuberías de comunicación de refrigerante.

35 (H)

40 En el acondicionador 1 de aire de la presente realización, se calcula el volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y el volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso a partir de la información relativa a la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso (por ejemplo, resultados de la operación de la operación de determinación de volumen de tubería e información relativa a las longitudes, diámetros de tubería y similar de las tuberías 6 y 7 de comunicación de refrigerante, que es introducida por el operador y similar). Entonces, basándose en los resultados obtenidos mediante el cálculo del volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y el volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso, se determina si la información relativa a la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso utilizada para el cálculo es adecuada o no.

Por tanto, cuando se determina que es adecuada, pueden obtenerse de manera precisa el volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y el volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso; mientras que, si se determina que es inadecuada, es posible manejar la situación mediante, por ejemplo, introduciendo de nuevo información apropiada relativa a la tubería 6 de comunicación de refrigerante y la tubería 7 de comunicación de refrigerante, llevando a cabo de nuevo la operación de determinación de volumen de tubería, y similar. Además, dicho método de determinación no determina la idoneidad mediante la comprobación individual del volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y el volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso obtenidos mediante el cálculo, sino que determina la idoneidad comprobando si el volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y el volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso satisfacen o no una relación predeterminada. Por tanto, puede llevarse a cabo una determinación adecuada que también tiene en consideración una relación relativa entre el volumen V_p de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y el volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso.

El volumen V_{lp} de la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y el volumen V_{gp} de la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso pueden obtenerse utilizando la información adecuada en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido y la tubería 7 de comunicación de refrigerante gaseoso que se determina adecuada mediante el medio de determinación de idoneidad. Además, puede determinarse la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante con una gran precisión por parte del medio de determinación de cantidad de refrigerante.

(4) Realización alternativa 1

En la operación de carga de refrigerante automática de la realización descrita anteriormente, durante la operación de determinación de cantidad d refrigerante, se lleva a cabo el control de temperatura de tubería de líquido mediante el control del funcionamiento del subenfriador 25. En otras palabras, se controla la válvula 62 de expansión de bypass de modo que la temperatura T_{lp} del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores (es decir, la temperatura T_{lp} del refrigerante en la tubería 6 de comunicación de refrigerante líquido) se hace constante.

Sin embargo, en la etapa inicial de la carga de refrigerante, la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante es baja y el refrigerante en la salida del intercambiador 23 de calor exterior está en un estado bifásico gas-líquido. Por tanto, incluso cuando se intenta controlar la válvula 62 de expansión de modo que la temperatura T_{lp} del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores se haga constante, la temperatura T_{lp} del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores no cae hasta la temperatura T_{lps} de la tubería de líquido objetivo, y el grado de apertura de la válvula 62 de expansión de bypass pasa a un estado excesivamente abierto. Entonces, cuando el grado de apertura de la válvula 62 de expansión de bypass se hace excesivamente alto, puede provocarse un problema en que la operación de determinación de cantidad de refrigerante en la operación de carga de refrigerante automática no puede llevarse a cabo de manera estable. Más específicamente, cuando el grado de apertura de la válvula 62 de expansión de bypass se hace excesivamente alto, la presión de succión P_s del compresor 21 en consecuencia tiende a elevarse. En consecuencia, la tasa de flujo de circulación de refrigerante W_c tiende a aumentar debido al control de presión de evaporación que controla la capacidad del compresor 21, es decir, llevando a cabo un control para hacer que la presión de evaporación P_e sea constante. Por tanto, se crea un problema en que la temperatura T_{lp} del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores se hace incluso mayor.

Por tanto, en la operación de carga de refrigerante automática en la realización alternativa 1, se lleva a cabo el control de supresión de grado de apertura que evita que la válvula 62 de expansión de bypass se abra excesivamente en la etapa inicial de la carga del refrigerante durante la operación de determinación de cantidad de refrigerante.

Dicho control de supresión de grado de apertura es un control para fijar el grado de apertura de la válvula 62 de expansión de bypass en un grado de apertura predeterminado solo durante un período de tiempo predeterminado desde el inicio de la operación de carga de refrigerante automática. En consecuencia, puede evitarse la realización en la etapa inicial de la carga de refrigerante del control de funcionamiento del subenfriador 25 para provocar que la temperatura del refrigerante desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores se haga constante. De este modo, es posible evitar que la válvula 62 de expansión de bypass se abra excesivamente y estabilizar de manera fiable la operación de carga de refrigerante automática.

Aquí, el grado de apertura predeterminado de la válvula 62 de expansión de bypass en el control de supresión de grado de apertura se establece en un grado de apertura más pequeño (por ejemplo, completamente cerrado) que el grado de apertura durante el funcionamiento estable de la operación de carga de refrigerante automática.

Además, en lugar de llevar a cabo el control de supresión de grado de apertura solo durante un período de tiempo predeterminado desde el inicio de la operación de carga de refrigerante automática, el control de supresión de grado de apertura puede llevarse a cabo hasta que la cantidad de refrigerante calculada en el Paso S12 de la operación de carga de refrigerante automática anteriormente descrita alcanza una relación de carga predeterminada. Aquí, la relación de carga se refiere a una relación de la cantidad de refrigerante en la operación de carga de refrigerante automática con el valor de carga objetivo, y aquí, es un valor obtenido mediante la adición de la cantidad de refrigerante

Mo en la unidad 2 exterior y la cantidad de refrigerante Mr en cada una de las unidades 4 y 5 en la operación de carga de refrigerante automática y la división del valor de las cantidades de refrigerante añadidas por el valor de carga objetivo. De este modo, definiendo el período en el cual se lleva a cabo el control de supresión de grado de apertura según el radio de carga, por ejemplo, incluso cuando la velocidad de carga y similar son significativamente diferentes dependiendo de las condiciones de operación para la operación de carga de refrigerante automática, es posible llevar a cabo de manera fiable el control de supresión de grado de apertura hasta que la cantidad de refrigerante alcanza un punto donde no es necesario el control de supresión de grado de apertura.

(5) Realización alternativa 2

En la realización alternativa 1 anteriormente descrita, como control de supresión de grado de apertura en la operación de carga de refrigerante, se utiliza un tipo de control en el que el grado de apertura de la válvula 62 de expansión de bypass se fija en un grado de apertura predeterminado solo durante un período de tiempo predeterminado desde el inicio de la operación de carga automática o hasta que se alcanza una determinada relación de carga. Sin embargo, en lugar de esto, puede establecerse un límite superior para el grado de apertura de la válvula 62 de expansión de bypass al controlar el funcionamiento del subenfriador 25 de modo que la temperatura Tlp del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores se hace constante (es decir, el control de temperatura de tubería de líquido). De este modo, es posible estabilizar de manera fiable la operación de carga de refrigerante automática al mismo tiempo que se lleva a cabo el control de temperatura de tubería de líquido desde el inicio de la operación de carga de refrigerante automática.

Aquí, es preferido que el grado de apertura límite superior de la válvula 62 de expansión de bypass en el control de supresión de grado de apertura se establezca en un valor variable basado en la temperatura exterior Ta. Esto es debido a que, por ejemplo, cuando la temperatura exterior Ta es elevada, existe una tendencia a que la temperatura de condensación Tc del refrigerante en el intercambiador 23 e calor exterior sea elevada y la desviación entre la temperatura de condensación Tc y la temperatura de la tubería de líquido Tlps objetivo en el control de temperatura de tubería de líquido sea alta, y también el grado de apertura de la válvula 62 de expansión de bypass en el control de temperatura de tubería de líquido se estabilizará en un grado de apertura relativamente alto, de modo que el valor del grado de apertura del límite superior de la válvula 62 de expansión debería establecerse en un valor alto. En consecuencia, es preferido que el grado de apertura del límite superior de la válvula 62 de expansión de bypass sea un valor variable que aumenta a medida que la temperatura exterior Ta se eleva.

Nótese que dicho control de supresión de grado de apertura puede llevarse a cabo desde el inicio hasta el final de la operación de carga de refrigerante automática o, como es el caso con la realización 1 alternativa anteriormente descrita, puede llevarse a cabo solo durante un período de tiempo predeterminado desde el inicio de la operación de carga de refrigerante automática o hasta que se alcanza una relación de carga predeterminada.

(6) Realización alternativa 3

En la realización anteriormente descrita, en la operación de detección de fugas de refrigerante, se lleva a cabo la operación de determinación de cantidad de refrigerante, incluyendo la operación de todas las unidades interiores, 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 la presión de evaporación. Entonces, se calcula la cantidad de refrigerante en el circuito 10 de refrigerante (específicamente, la cantidad M de refrigerante en todo el circuito 10 de refrigerante) 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 determinación de cantidad de refrigerante, y se determina si hay fugas de refrigerante o no mediante la comparación entre la cantidad M de refrigerante y la cantidad de refrigerante Mi de referencia. En otras palabras, una realización estable de la operación de determinación de cantidad de refrigerante es la premisa para dicha determinación acerca de si existen o no fugas de refrigerante.

Sin embargo, cuando la magnitud de las fugas de refrigerante es alta, la tendencia a una disminución en el grado de subenfriamiento SC_o en la salida del intercambiador 23 de calor exterior se vuelve significativa. En consecuencia, existe un caso en el que no puede llevarse a cabo un enfriamiento suficiente a través del control de temperatura de tubería de líquido mediante el control del funcionamiento del subenfriador 25, y la temperatura Tlp del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores no puede caer hasta la temperatura de la tubería Tlps de líquido objetivo. En dicho caso, con el método para detectar una fuga de refrigerante en la realización anteriormente descrita, solo conducirá a una situación donde la operación de detección de fugas de refrigerante no puede ejecutarse adecuadamente, y no se puede detectar la presencia de una fuga de refrigerante.

Por tanto, en la operación de detección de fugas de refrigerante en la realización alternativa 3, en la operación de determinación de cantidad de refrigerante (ver el Paso S41 en la Fig. 10) de la operación de detección de fugas de refrigerante, como se muestra en la Fig. 11, después de que ha transcurrido un período de tiempo predeterminado desde el inicio de la operación de determinación de cantidad de refrigerante (Paso S46), se determina si la temperatura Tlp del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores ha caído o no hasta la temperatura Tlps de tubería de líquido objetivo (Paso S47). Además, en este Paso S47, cuando la temperatura Tlp del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores ha caído hasta la temperatura Tlps de tubería de líquido objetivo, el procedimiento pasa al proceso (Paso S42) donde se calcula la

5 cantidad de refrigerante. Cuando la temperatura T_{lp} del refrigerante enviado desde el subenfriador 25 a las válvulas 41 y 51 de expansión interiores no ha caído hasta la temperatura T_{lps} de tubería de líquido objetivo, se considera que el refrigerante tiene fugas, y el procedimiento continua al proceso (Paso S45) donde se muestra una alarma que indica que se ha detectado una fuga de refrigerante en la pantalla 9 de alarma. De este modo, en la operación de detección de fugas de refrigerante, incluso cuando la cantidad de fugas de refrigerante es alta y la operación de detección de fugas de refrigerante no se ejecuta adecuadamente, es posible determinar de manera fiable si hay o no fugas de refrigerante.

(7) Otra realización

10 Aunque se han descrito realizaciones preferidas de la invención haciendo referencia a las figuras, el alcance de la presente invención no está limitado a las realizaciones anteriores, y pueden realizarse varios cambios y modificaciones sin apartarse del alcance de la presente invención.

15 Por ejemplo, en la realización anteriormente descrita, se describe un ejemplo en el que la presente invención se aplica a un acondicionador de aire capaz de conmutar y llevar a cabo la operación de enfriamiento y la operación de calentamiento Sin embargo, no está limitada a esto, y la presente invención puede aplicarse a diferentes tipos de acondicionadores de aire tales como un acondicionador de aire solo de enfriamiento. Además, en la realización anteriormente descrita, se describe un ejemplo en el que la presente invención se aplica a un acondicionador de aire que incluye solo una unidad exterior. Sin embargo, no está limitada a esto, y la presente invención puede aplicarse a un acondicionador de aire que incluye una pluralidad de unidades exteriores.

Aplicabilidad industrial

20 Cuando se utiliza la presente invención, es posible reducir un error en la determinación debido a la diferencia de temperatura del refrigerante en la salida del condensador cuando se determina la idoneidad de la cantidad de refrigerante.

REIVINDICACIONES

1. Acondicionador (1) de aire, que comprende:
un circuito (10) de refrigerante configurado por la interconexión de un compresor (21), un condensador (23), un mecanismo (41, 51) de expansión, y un evaporador (42, 52);
- 5 un mecanismo de ajuste de temperatura capaz de ajustar la temperatura del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión, siendo el mecanismo de ajuste de temperatura un subenfriador (25) conectado entre el condensador (23) y el mecanismo (41, 51) de expansión, caracterizado por que además comprende:
un medio de control de operación capaz de llevar a cabo una operación de determinación de cantidad de refrigerante
10 en el que el funcionamiento del mecanismo de ajuste de la temperatura se controla de modo que la temperatura del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión se hace constante; y
un medio de determinación de cantidad de refrigerante configurado para determinar la idoneidad de la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigerante utilizando una cantidad de estado de operación del equipamiento constituyente o el refrigerante que fluye en el circuito de refrigerante en la operación de determinación de cantidad de refrigerante.
- 15 2. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con la reivindicación 1, donde
en la operación de determinación de cantidad de refrigerante, el medio de control de operación controla el equipamiento constituyente de modo que la presión del refrigerante enviado desde el evaporador (42, 52) al compresor (21) o una cantidad de estado de operación equivalente a la presión se hace constante.
- 20 3. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con la reivindicación 2, donde
el compresor (21) es un compresor de capacidad de operación variable, y
en la operación de determinación de cantidad de refrigerante, el medio de control de operación controla la capacidad de operación del compresor de modo que la presión del refrigerante enviado desde el evaporador (42, 52) al compresor o una cantidad de estado de operación equivalente a la presión se hace constante.
- 25 4. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, donde
el subenfriador (25) es un intercambiador de calor que utiliza el refrigerante que fluye en el circuito (10) de refrigerante como una fuente de enfriamiento.
5. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con la reivindicación 4, donde
el circuito (10) de refrigerante está dotado de un circuito (61) de refrigerante de bypass que tiene una válvula (62) de expansión de bypass para ajustar la tasa de flujo del refrigerante, donde una porción del refrigerante enviado desde
30 el condensador (23) al mecanismo (41, 51) de expansión es desviado, la presión del refrigerante desviado es reducida mediante la válvula de expansión de bypass, luego el refrigerante desviado es introducido en el subenfriador (25) para intercambiar calor con el refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión, y a continuación la porción es devuelta a un lado de succión del compresor (21), y
35 el funcionamiento del subenfriador es controlado por la válvula de expansión de bypass.
6. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con la reivindicación 5, donde
el medio de control de operación es capaz de conmutar entre una normal en el que el equipamiento constituyente es controlado de acuerdo con la carga de operación del evaporador (42, 52) y la operación de determinación de cantidad de refrigerante,
40 en la operación normal, la válvula (62) de expansión de bypass es controlada de manera que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante devuelto por el subenfriador (25) al lado de succión del compresor (21) a través del circuito (61) de refrigerante de bypass se hace constante; y en la operación de determinación de cantidad de refrigerante, la válvula (62) de expansión de bypass es controlada de modo que la temperatura del refrigerante enviado desde el subenfriador al mecanismo (41, 51) de expansión se hace constante.
- 45 7. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, donde
la operación de determinación de cantidad de refrigerante se lleva a cabo durante una operación de carga de refrigerante automática en la que el refrigerante es cargado en el circuito (10) de refrigerante.
8. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7, donde

la operación de determinación de cantidad de refrigerante se lleva a cabo durante una operación de detección de cantidad de refrigerante inicial donde se detecta la cantidad de refrigerante inicial después de la instalación del equipamiento constituyente o después de la carga del refrigerante en el circuito (10) de refrigerante.

9. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8, donde
- 5 la operación de determinación de cantidad de refrigerante se lleva a cabo durante una operación de detección de fugas de refrigerante donde se determina si el refrigerante fuga o no del circuito (10) de refrigerante.
10. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con la reivindicación 5 y 6, donde
- la operación de determinación de cantidad de refrigerante se lleva a cabo durante una operación de carga de refrigerante automática donde el refrigerante es cargado en el circuito (10) de refrigerante, y
- 10 el medio de control de operación lleva a cabo un control de supresión de grado de apertura para evitar que la válvula (62) de expansión de bypass se abra excesivamente en la etapa inicial de la carga de refrigerante durante la operación de carga de refrigerante automática.
11. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con la reivindicación 10, donde
- 15 el control de supresión de grado de apertura se lleva a cabo durante un período de tiempo predeterminado desde el inicio de la operación de carga de refrigerante automática.
12. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con la reivindicación 10, donde
- el control de supresión de grado de apertura se lleva a cabo desde el inicio de la operación de carga de refrigerante automática hasta que la cantidad de refrigerante en el circuito (10) de refrigerante alcanza una relación de carga predeterminada.
- 20 13. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con la reivindicación 11 o 12, donde
- el control de supresión de grado de apertura es un control para fijar el grado de apertura de la válvula (62) de expansión de bypass en un grado de apertura predeterminado.
14. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 10 a 12, donde
- 25 el control de supresión de grado de apertura es un control para establecer un límite superior al grado de apertura de la válvula (62) de expansión de bypass.
15. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con la reivindicación 14, donde
- el grado de apertura de límite superior de la válvula de expansión de bypass es un valor variable basado en la temperatura exterior.
16. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con la reivindicación 9, donde
- 30 en la operación de determinación de cantidad de refrigerante, el medio de control de operación controla el funcionamiento del mecanismo de ajuste de temperatura de modo que la temperatura del refrigerante enviado desde el condensador (23) al mecanismo (41, 51) de expansión se hace constante en una temperatura de tubería de líquido objetivo, y
- 35 en la operación de detección de fugas de refrigerante, el medio de determinación de cantidad de refrigerante determina que el refrigerante está fugando cuando la temperatura del refrigerante enviado desde el condensador al mecanismo de expansión no cae hasta la temperatura de tubería de líquido objetivo incluso después del transcurso de un período de tiempo predeterminado.
17. El acondicionador (1) de aire de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 16, donde
- 40 el circuito (10) de refrigerante está configurado por una unidad (2) de fuente de calor que incluye el compresor (21), el condensador (23), y el mecanismo de ajuste de temperatura; una unidad (4, 5) de utilización que incluye el mecanismo (41, 51) de expansión y el evaporador (42, 52); y una tubería (6) de comunicación de refrigerante líquido y una tubería (7) de comunicación de refrigerante gaseoso que interconectan la unidad de fuente de calor y la unidad de utilización.

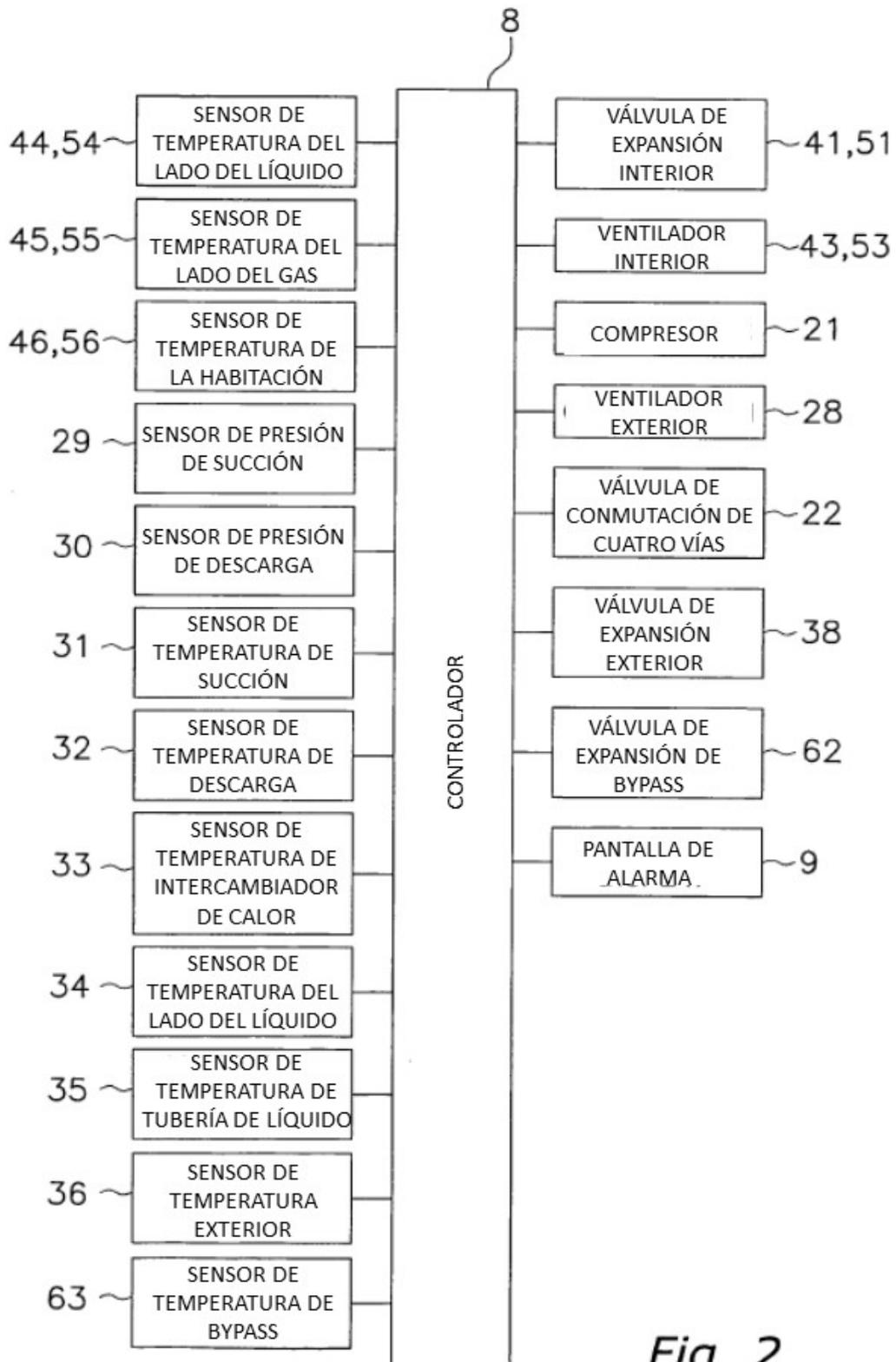


Fig. 2

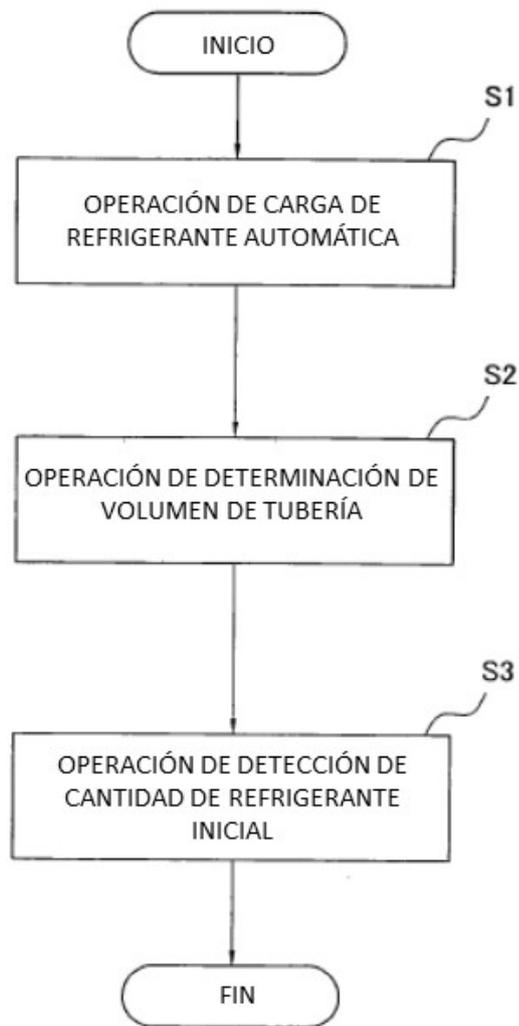


Fig. 3

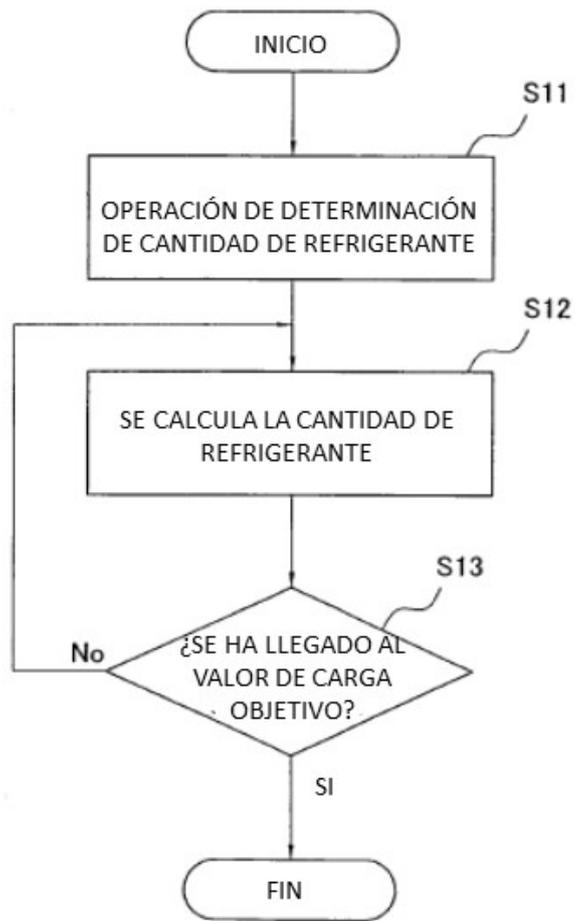


Fig. 4

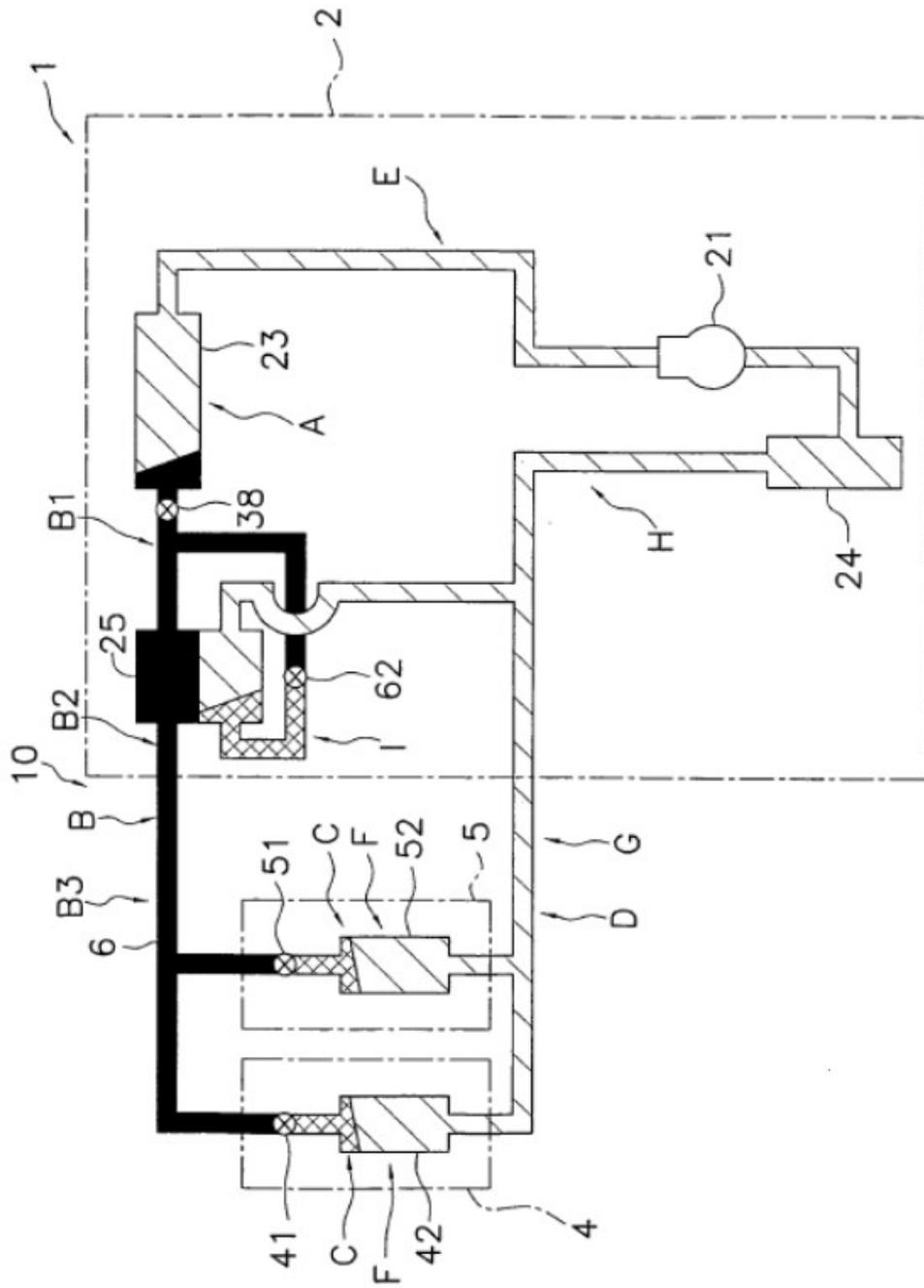


Fig. 5

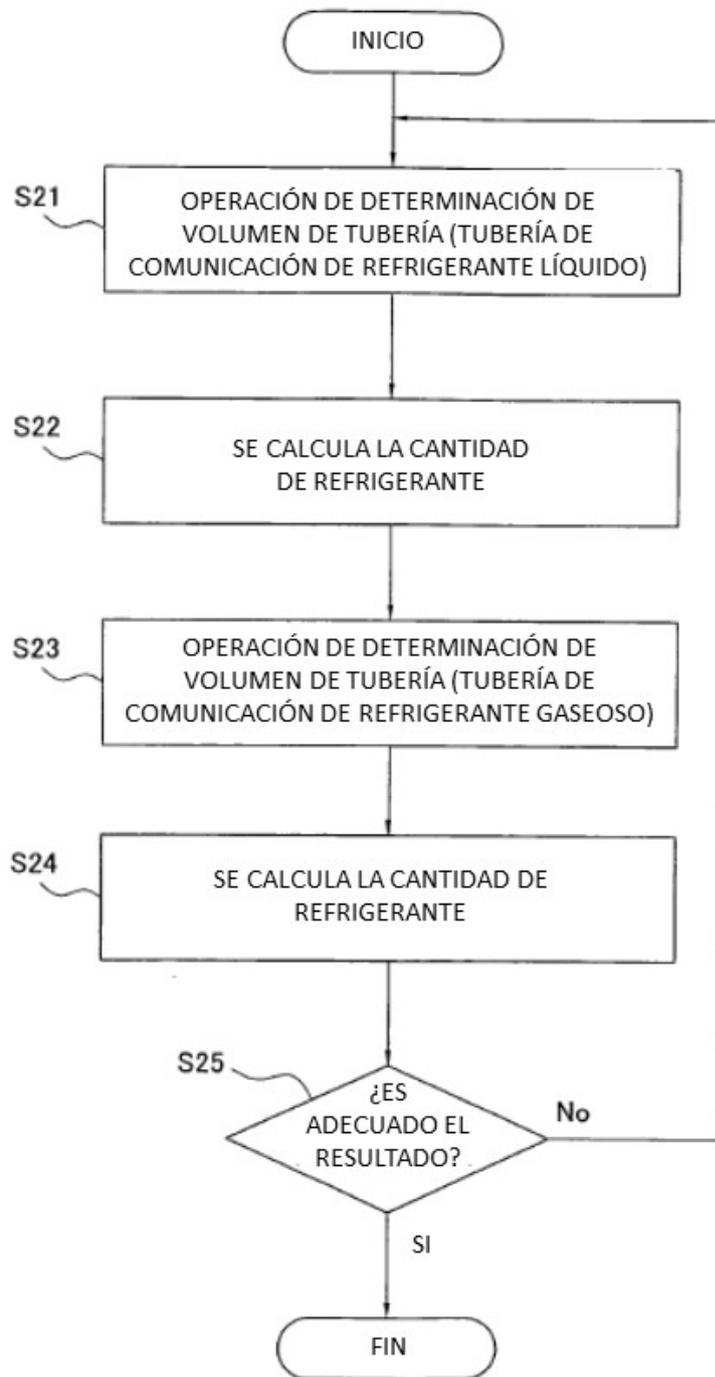


Fig. 6

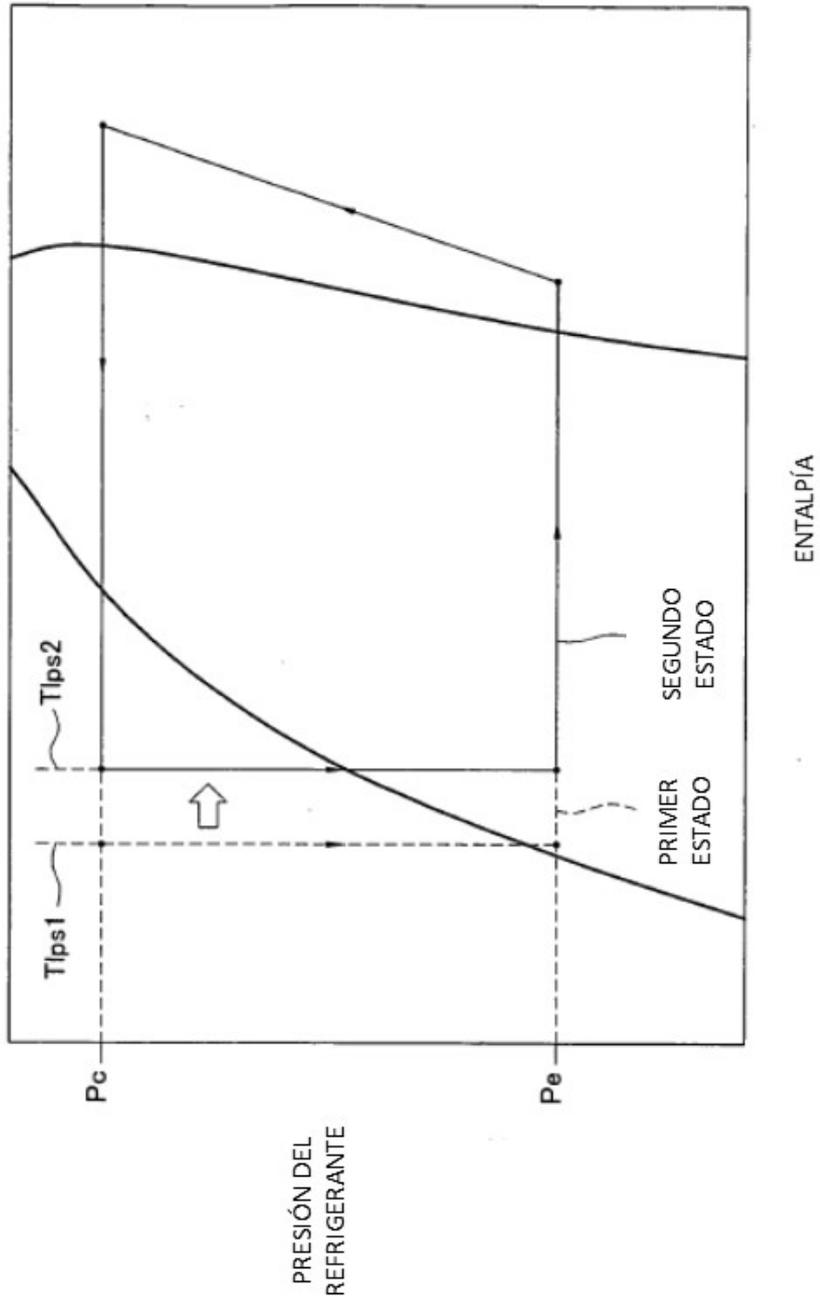


Fig. 7

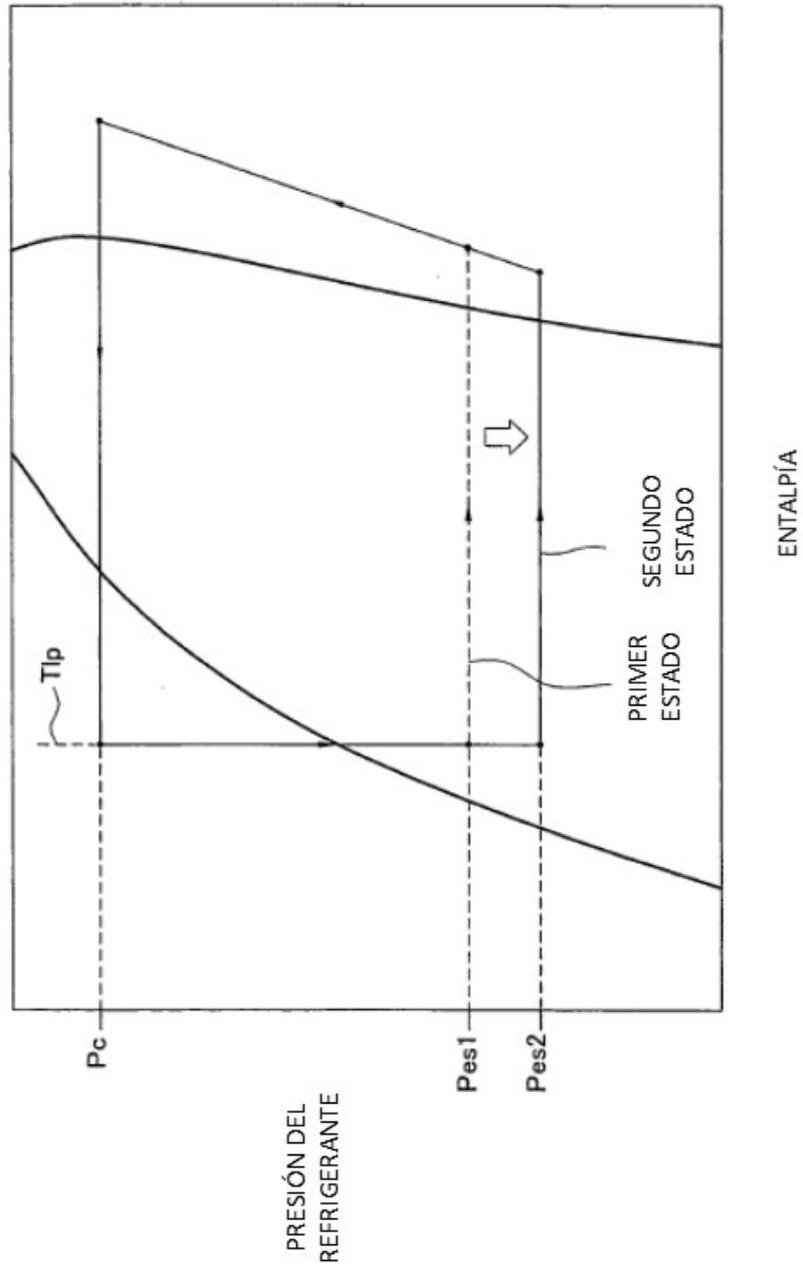


Fig. 8

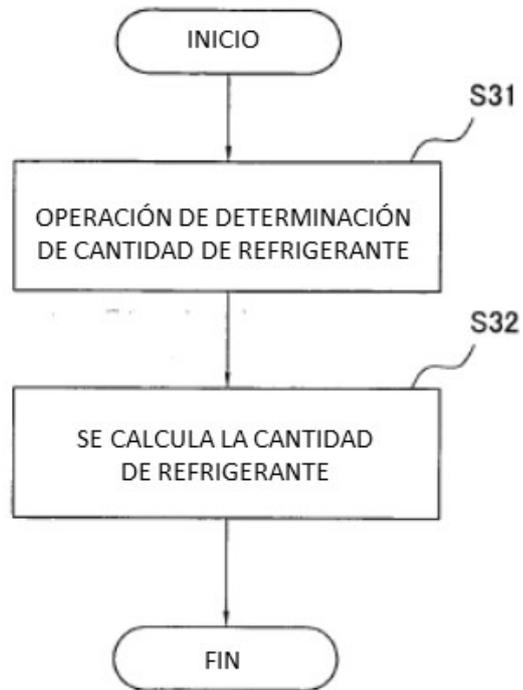


Fig. 9

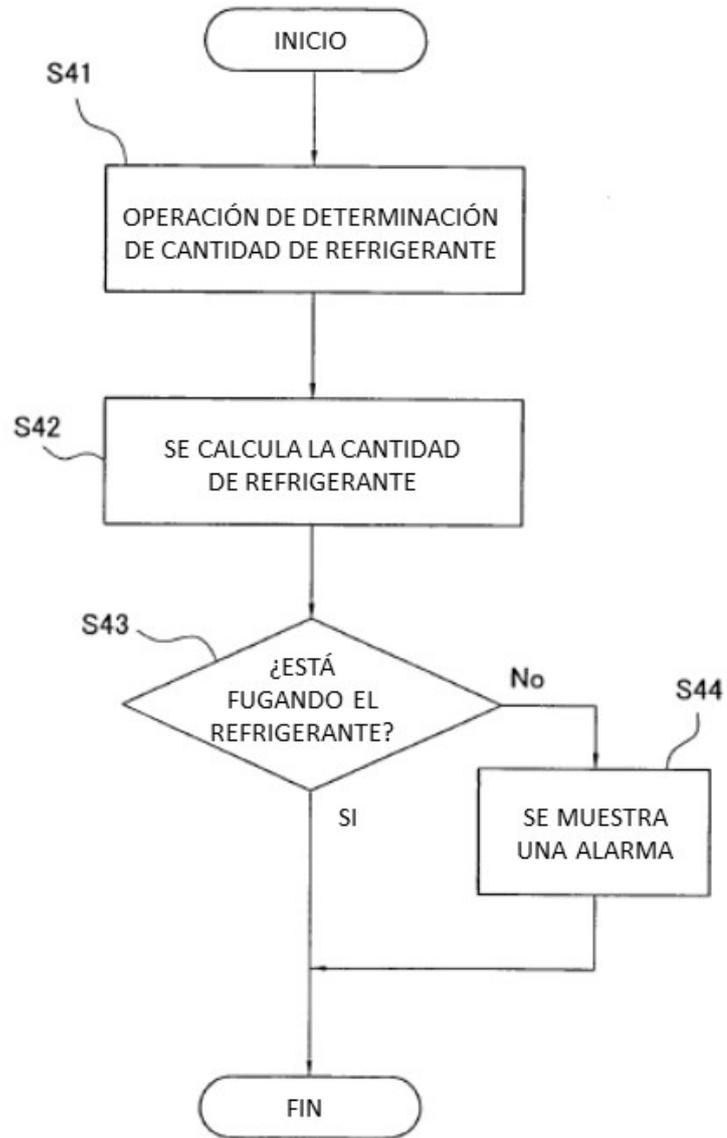


Fig. 10

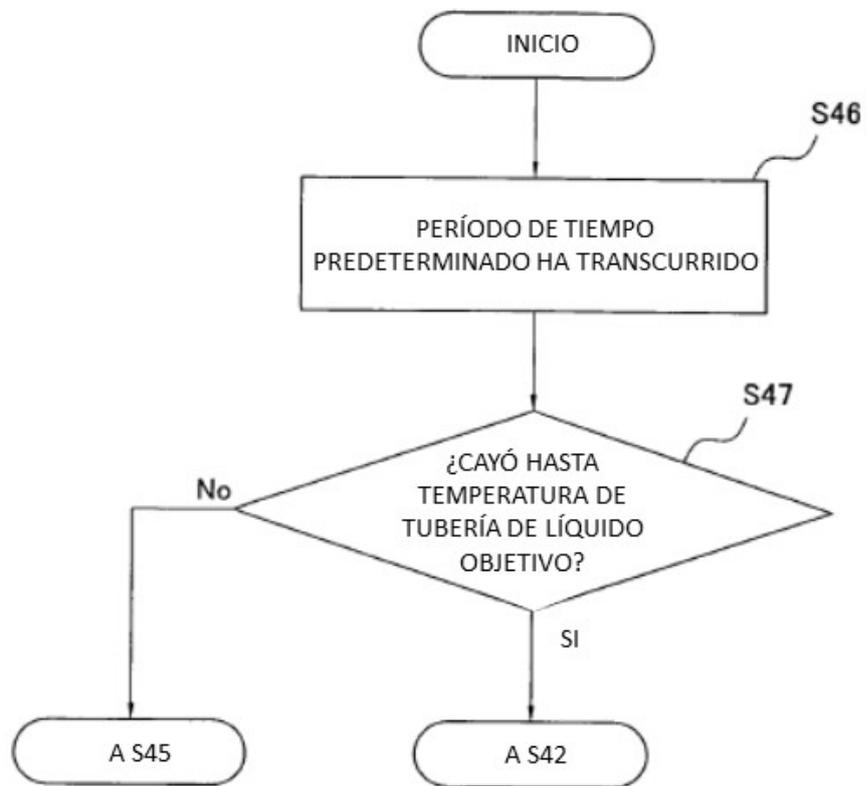


Fig. 11