



19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 296 645**

51 Int. Cl.:

**F25B 1/00** (2006.01)

**F25B 9/00** (2006.01)

**F25B 13/00** (2006.01)

**C09K 5/04** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Número de solicitud europea: **00966426 .9**

86 Fecha de presentación : **12.10.2000**

87 Número de publicación de la solicitud: **1225400**

87 Fecha de publicación de la solicitud: **24.07.2002**

54 Título: **Dispositivo de refrigeración.**

30 Prioridad: **18.10.1999 JP 11-295258**  
**17.02.2000 JP 2000-39467**  
**24.07.2000 JP 2000-222450**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**01.05.2008**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**01.05.2008**

73 Titular/es: **DAIKIN INDUSTRIES, Ltd.**  
**Umeda Center Building**  
**4-12, Nakazaki-nishi 2-chome**  
**Kita-ku, Osaka-shi, Osaka 530-8323, JP**

72 Inventor/es: **Taira, S.;**  
**Tanaka, J. y**  
**Shibaike, K.**

74 Agente: **Ungría López, Javier**

**ES 2 296 645 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

Dispositivo de refrigeración.

5 **Campo técnico**

La presente invención se refiere a un dispositivo de refrigeración que utiliza un medio de trabajo que contiene un refrigerante R32 (fórmula química:  $\text{CH}_2\text{F}_2$ ) y particularmente a un dispositivo de refrigeración que hace frente a un GWP bajo (potencial de calentamiento global), es económico de energía y poco costoso, y es capaz de proteger la capa de ozono y de conseguir el reciclaje.

**Técnica anterior**

Hasta ahora se conoce un dispositivo de refrigeración del tipo de bomba de calor que utiliza un refrigerante CFC (fluoruro de carbono clorhídrico). El dispositivo de refrigeración tiene un circuito de refrigerante que tiene un compresor, un condensador, una válvula accionada con motor, y un evaporador conectado secuencialmente en la forma de un bucle y tiene un intercambiador de calor super-refrigerador que está dispuesto entre el condensador y la válvula accionada con motor. Un refrigerante de gas es retornado desde el intercambiador de calor super-refrigerador hasta una inyección líquida del compresor y el lado de aspiración del compresor. Sin embargo, el dispositivo de refrigeración tiene el problema de deterioro del COP (coeficiente de actuación) debido a la reducción en la cantidad del refrigerante causada por la desviación del refrigerante. Los refrigerantes de CFC tienen un problema de deterioro del medio ambiente de la tierra, debido a que tienen un alto coeficiente de destrucción de la capa de ozono y un GWP alto (potencial de calentamiento global).

Por lo tanto, es concebible utilizar el refrigerante R32 como un refrigerante HFC de GWP bajo capaz de realizar un COP alto sin destruir la capa de ozono. Sin embargo, en sus propiedades físicas, el refrigerante R32 tiene una temperatura de descarga más alta que los refrigerantes de CFC. Por lo tanto, el refrigerante R32 tiene el problema de que deteriora del aceite para el dispositivo de refrigeración, de manera que deteriora la fiabilidad.

En un aparato convencional que utiliza R32, cuando la sequedad del refrigerante en el lado de aspiración de un compresor de tipo de campana de alta presión es 0,97, la temperatura de descarga alcanza 90°C. En el caso de un compresor del tipo de campana de baja presión, cuando la sequedad del refrigerante en su lado de aspiración es 0,97, la temperatura de descarga alcanza 70°C.

El refrigerante R32 tiene una pérdida de baja presión y se puede mejorar su COP (coeficiente de actuación), mientras que en sus propiedades físicas, su temperatura de descarga se eleva hasta una temperatura mayor que las temperaturas de descarga de R22, R410 y R407 en 15°C en teoría, pero en 1°0-15°C en la medición real. Por lo tanto, en un aparato que utiliza R22, R410 o R407, simplemente sustituyendo tal refrigerante por R32 y cambiando el aceite de refrigeración a un aceite compatible con R32 conduciría a un problema de deterioro de la fiabilidad y la actuación.

Con respecto a la fiabilidad, existe un temor a que cuando el compresor se caliente hasta una temperatura alta, se produce el deterioro del material y del aceite y se reduce su fiabilidad a largo plazo. En particular, debido a un deterioro del motor del compresor (se reduce la fuerza de desmagnetización) en gran medida debido a la temperatura, debería prestarse atención a un motor DC en función del material que se utiliza para el mismo.

Con respecto a la actuación, suponiendo que la temperatura de la tubería de descarga, la manera de controlar el refrigerante utilizando sensores, y la manera de controlar la corriente eléctrica como anteriormente, el refrigerante R32 tiene el problema de deterioro de la actuación del dispositivo de refrigeración y de reducción de su zona de operaciones.

El documento US-A-5.095.712 describe un circuito de refrigeración que proporciona un control económico junto con un control de capacidad variable. Se consigue una refrigeración constante controlando un ciclo económico sensible a una presión de sección de un compresor. Además, la temperatura de descarga del compresor se controla controlando la porción de un refrigerante líquido suministrado a una línea de fase intermedia.

El documento US-A-5.647.224 se refiere a un acondicionador de aire que sigue un cambio en la carga de una manera eficiente utilizando el hecho de que los componentes de un medio mixto de tres componentes, que sirve como un sustituto de freón, tienen diferentes puntos de ebullición. El medio mixto que consta de R32, R25 y R134a, está sellado dentro del circuito del acondicionador de aire y se interponen un intercambiador de calor super-refrigerado y un depósito de líquido-gas entre un intercambiador exterior y una válvula de expansión. El depósito de líquido-gas está conectado a un acumulador a través de una válvula de inyección de líquido. El R32 representa el 30% en peso del medio mixto.

El documento EP 0 811 670 A1 describe un refrigerante mixto ternario que comprende R32/R125/R134a, con una alta eficiencia, que se puede utilizar como un sustituto de R22 y un aparato de bomba de calor que utiliza el mismo. El objeto de la invención es proporcionar un refrigerante mixto ternario que es más adecuado para un fluido de trabajo para el aparato de bomba de calor y tiene substancialmente la misma capacidad de refrigeración y un coeficiente de actuación más alto comparado con R407C. R32 se utiliza siempre en una concentración menor que 60% en peso.

## Descripción de la invención

Por lo tanto, un objeto de la presente invención es proporcionar un dispositivo de refrigeración capaz de optimizar la temperatura de descarga de un compresor sin deterioro de la eficiencia del compresor utilizando un medio de trabajo que contiene un refrigerante R32, de manera que se mejoran el COP y la fiabilidad del dispositivo de refrigeración. Para resolver el problema anterior se reivindica un dispositivo de acuerdo con las reivindicaciones 1 ó 2.

De acuerdo con el dispositivo de refrigeración, después de que el refrigerante R32 (o el refrigerante mixto que contiene R32 al menos en un 70% en peso) descargado desde el compresor es condensado por el condensador, el refrigerante es reducido a presión por los medios principales de reducción de la presión. Luego el refrigerante se evapora en el evaporador y retorna al lado de aspiración del compresor. En este instante, el refrigerante de presión reducida por los medios de reducción de la presión de super-refrigeración fluye desde el lado del líquido del circuito de refrigerante hacia el lado de gas del mismo en el lado de aguas abajo del evaporador por el tubo de derivación a través del intercambiador de calor de super-refrigeración. El intercambiador de calor de super-refrigeración super-refrigera el refrigerante que fluye desde el condensador hasta los medios principales de reducción de la presión. La parte de determinación de la temperatura de descarga determina la temperatura de descarga detectada por el sensor de temperatura de descarga. Sobre la base del resultado de la determinación, la parte de control controla los medios de reducción de la presión de super-refrigeración para ajustar la cantidad del refrigerante que fluye a través de los tubos de derivación hasta una cantidad grande o una cantidad pequeña, de acuerdo con que la temperatura de descarga sea alta o baja. Por lo tanto, cuando la temperatura de descarga es alta, se puede reducir la temperatura de descarga incrementando la cantidad del refrigerante que fluye a través de los tubos de derivación. De acuerdo con ello, incluso si se utiliza el refrigerante R32 (o el refrigerante mixto que contiene R32 al menos en un 70% en peso) que es más alto, debido a su propiedad física, en la temperatura de descarga que los refrigerantes HCFC, es posible optimizar la temperatura de descarga sin deteriorar la eficiencia y, por lo tanto, es posible mejorar el COP y la fiabilidad. Se utiliza una válvula accionada con motor o una válvula accionada por solenoide combinada con una capilaridad, como los medios de reducción de la presión de super-refrigeración. Luego, se controla la apertura de la válvula accionada con motor para controlar la cantidad de refrigerante de derivación. Cuando se combinan la válvula accionada por solenoide y la capilaridad para proporcionar los medios de reducción de la presión de super-refrigeración, la cantidad de refrigerante de derivación es controlada abriendo y cerrando la válvula accionada por solenoide.

En una forma de realización, cuando la parte de determinación de la temperatura de descarga determina que la temperatura de descarga excede un valor límite superior ajustado, la parte de control controla los medios de reducción de la presión de super-refrigeración para incrementar la cantidad del refrigerante que circula a través del tubo de derivación y para reducir la cantidad del refrigerante que fluye a través del tubo de derivación cuando la parte de determinación de la temperatura de descarga determina que la temperatura de descarga es menor que un valor límite inferior ajustado.

De acuerdo con el dispositivo de refrigeración, cuando la parte de determinación de la temperatura de descarga determina que la temperatura de descarga excede un valor límite superior ajustado, la parte de control controla los medios de reducción de la presión de super-refrigeración para incrementar la cantidad del refrigerante que fluye a través del tubo de derivación. Por otra parte, cuando la parte de determinación de la temperatura de descarga determina que la temperatura de descarga es menor que un valor límite superior ajustado, la parte de control controla los medios de reducción de la presión de super-refrigeración para reducir la cantidad del refrigerante que fluye a través del tubo de derivación. De esta manera se puede realizar un control óptimo de la temperatura de descarga sin deterioro de la eficiencia.

De acuerdo con el dispositivo de refrigeración, sobre la base de la temperatura de condensación del condensador detectada por el sensor de temperatura de condensación, la temperatura de evaporación del evaporador detectada por el sensor de temperatura de evaporación y la apertura de la válvula de super-refrigeración accionada con motor, la parte de cálculo de la temperatura de descarga objetiva calcula la temperatura de descarga objetiva adecuada para las condiciones o la situación de funcionamiento (operación de refrigeración/operación de calefacción, frecuencia de operación del compresor, etc.). Sobre la base de la temperatura de descarga objetiva calculada por la parte de cálculo de la temperatura de descarga objetiva, la parte de control controla los medios principales de reducción de presión para controlar la cantidad del refrigerante que fluye a través del circuito de refrigerante, de manera que la temperatura de descarga del compresor alcanza la temperatura de descarga objetiva. Por lo tanto, se puede realizar el control óptimo de la temperatura de descarga de acuerdo con la cantidad del refrigerante que circula a través del tubo de derivación, a saber, el grado de super-refrigeración.

En una forma de realización, el dispositivo de refrigeración comprende, además, un sensor de temperatura de salida del evaporador que detecta la temperatura en una salida del evaporador. La parte de control controla los medios principales de reducción de la presión y la válvula de super-refrigeración accionada con motor, sobre la base de la temperatura de descarga objetiva calculada por la parte de cálculo de la temperatura de descarga objetiva y la temperatura en la salida del evaporador detectada por el sensor de temperatura de salida del evaporador.

De acuerdo con el dispositivo de refrigeración, el sensor de temperatura de salida del evaporador detecta la temperatura en la salida del evaporador. Sobre la base de la temperatura de descarga objetiva calculada por la parte de cálculo de la temperatura de descarga objetiva y la temperatura en la salida del evaporador detectada por el sensor de temperatura de salida del evaporador, la parte de control controla los medios principales de reducción de la presión

## ES 2 296 645 T3

y los medios de reducción de la presión de super-refrigeración. Utilizando la temperatura en la salida del evaporador para controlar la temperatura de descarga del compresor, es posible mejorar la capacidad de control de la cantidad de refrigerante que fluye a través del tubo de derivación, a saber, la capacidad de control del grado de super-refrigeración.

5 Generalmente, como se muestra con un diagrama P-H (presión-entalpía) en la figura 12, una temperatura máxima en un ciclo de refrigeración es una temperatura en el lado de descarga del compresor.

10 Los presentes inventores han probado en experimentos que cuando se utiliza el refrigerante R32, se asegura la fiabilidad del compresor, aunque se reduzca un supercalor SH para incrementar la humedad del refrigerante R32, como se muestra con una línea P-H (Td3-Tcu3) en la figura 13, en comparación con una línea convencional (Td1-Tcu1). Como se muestra en la figura 13, cuando se incrementa la humedad del refrigerante R32 en el lado de aspiración del compresor, se reduce la temperatura Td en el lado de descarga del compresor de Td1 a Td3. Por lo tanto, es posible evitar la reducción de la fiabilidad y el rendimiento.

15 Suponiendo que la humedad es  $x$ , el refrigerante está en un estado gaseoso completo cuando  $x = 1,0$ , en un estado líquido cuando  $x = 0$  y en un estado fluidizado, o un estado de dos fases, cuando  $x = 0,5, 0,6, 0,9$ , etc. Supongamos que la sequedad es  $y$ ,  $y = 1-x$ .

20 Como se muestra en los resultados de la prueba de fiabilidad de la figura 11, en el caso en que se utilizó el refrigerante convencional R22, la fiabilidad del compresor estaba en un nivel inutilizable, a no ser que la sequedad del mismo en el lado de aspiración del compresor fuese 0,90 o más. En el caso del refrigerante R32, se confirmó en experimentos que cuando su sequedad en el lado de aspiración del compresor no era menor que 0,60, la fiabilidad del compresor estaba en un nivel utilizable.

25 De acuerdo con ello, en una forma de realización no cubierta por la invención, un compresor aspira y comprime un refrigerante R32 que tiene una sequedad de 0,65 o más o un refrigerante mixto que contiene R32 al menos en un 70% en peso y que tiene una sequedad de 0,65 o más.

30 En esta forma de realización, el compresor aspira y comprime el refrigerante R32 que tiene la sequedad de 0,65 o más. Por lo tanto, como se deduce a partir de los resultados de prueba mostrados en la figura 11, es posible utilizar el refrigerante R32 sin deteriorar la fiabilidad del compresor y realizar un ahorro de energía y un GWP bajo sin reducir la fiabilidad y la actuación. También en el caso de que el compresor aspire el refrigerante mixto que contiene R32 en un 70% en peso o más y que tiene también la sequedad de 0,65 o más, se pueden obtener efectos similares.

35 En otra forma de realización no cubierta por la invención, un compresor aspira y comprime un refrigerante R32 que tiene una sequedad de 0,70 o más o un refrigerante mixto que contiene R32 el menos en un 70% en peso y que tiene una sequedad de 0,70 o más.

40 En esta forma de realización, puesto que el compresor aspira el refrigerante r32 que tiene la sequedad de 0,70 o más, se puede mejorar adicionalmente la fiabilidad del compresor. En el caso de que el compresor aspire el refrigerante mixto que contiene R32 al menos en un 70% en peso y que tiene la sequedad de 0,70 o más, se pueden obtener efectos similares.

45 Es decir, que un refrigerante mixto que contiene R32 el menos en un 70% en peso proporciona una pseudo-azeotropía, que permite al refrigerante R32 tener ventajas (ahorro de energía y GWP bajo) sobre el refrigerante R22.

50 En una forma de realización no cubierta por la invención, un compresor aspira y comprime un refrigerante R32 que tiene una sequedad de 0,75 o más y un refrigerante mixto que contiene R32 al menos en un 70% en peso y que tiene una sequedad de 0,75 o más.

55 En esta forma de realización, puesto que el compresor aspira el refrigerante R32 que tiene la sequedad de 0,75 o más, se puede mejorar la fiabilidad del compresor hasta un nivel máximo como se deduce a partir de los resultados de prueba mostrados en la figura 11. En el caso de que el compresor aspire el refrigerante mixto que contiene R32 al menos en un 70% en peso y que tiene también la sequedad de 0,75 o más, se pueden obtener efectos similares.

En una forma de realización no cubierta por la invención, el dispositivo de refrigeración comprende un medio de control que detecta la temperatura del tubo de descarga del compresor y que controla la sequedad del refrigerante aspirado por el compresor sobre la base de la temperatura detectada del tubo de descarga.

60 En esta forma de realización, se controla la sequedad del refrigerante aspirado por el compresor sobre la base de la temperatura del tubo de descarga del compresor. Por lo tanto, se puede controlar la sequedad por los medios de control sencillos.

65 En una forma de realización no cubierta por la invención, el dispositivo de refrigeración comprende un medio de control que detecta un supercalor y que controla la sequedad del refrigerante aspirado por el compresor sobre la base del supercalor detectado.

## ES 2 296 645 T3

En esta forma de realización, se controla la sequedad del refrigerante aspirado por el compresor sobre la base del supercalor. Por lo tanto, se puede controlar la sequedad del lado de aspiración con alta precisión y se puede mejorar la fiabilidad del compresor.

5 En otra forma de realización no cubierta por la invención, el dispositivo de refrigeración comprende un medio de control que detecta un grado de sub-refrigeración y que controla la sequedad del refrigerante aspirado por el compresor sobre la base del grado de sub-refrigeración detectado. En esta forma de realización, se controla la sequedad del refrigerante aspirado por el compresor sobre la base del grado de sub-refrigeración. Por lo tanto, se puede controlar la sequedad en el lado de aspiración con alta precisión y se puede mejorar la fiabilidad del compresor.

10 En una forma de realización no cubierta por la invención, el dispositivo de refrigeración comprende un medio de control que controla un grado de super-calor en una salida de un evaporador. En esta forma de realización, se controla el grado de super-calor en la salida del evaporador para incrementar la humedad en la salida del evaporador. De esta manera, es posible prevenir la condensación sobre un rotor de ventilador del evaporador (en una unidad interior).

15 En otra forma de realización no cubierta por la invención, un compresor es de un tipo de campana de alta presión y en una posición de calefacción a baja temperatura (por ejemplo, la temperatura exteriores  $-5^{\circ}\text{C}$  o menos), el compresor aspira y comprime un refrigerante R32 que tiene una sequedad de 0,68 o más y un refrigerante mixto que contiene R32 al menos en un 70% en peso y que tiene una sequedad de 0,68 o más; y se ajusta una temperatura de descarga del compresor a  $80-90^{\circ}\text{C}$ .

20 En esta forma de realización, la sequedad del refrigerante R32 en el lado de aspiración del compresor del tipo de campana de alta presión se ajusta a 0,68 o más, y la temperatura de descarga se ajusta a  $80-90^{\circ}\text{C}$ . De esta manera, es posible utilizar el refrigerante R32 sin deterioro de la fiabilidad del compresor, que consigue ahorro de energía y un GWP bajo y evita el deterioro de la fiabilidad y la actuación.

25 En una forma de realización no cubierta por la invención, un compresor es de un tipo de campana de baja presión, y en una operación de calefacción a baja temperatura (por ejemplo la temperatura exterior es  $-5^{\circ}\text{C}$  o menos), el compresor aspira y comprime un refrigerante R32 que tiene una sequedad de 0,65 o más y un refrigerante mixto R32 al menos en un 70% en peso y que tiene una sequedad de 0,65 o más; y la temperatura de descarga del compresor se ajusta a  $60-70^{\circ}\text{C}$ .

30 En esta forma de realización, la sequedad del refrigerante R32 en el lado de aspiración del compresor del tipo de campana de baja presión se ajusta a 0,65 o más y la temperatura de descarga se ajusta a  $60-70^{\circ}\text{C}$ . Por lo tanto, es posible utilizar el refrigerante R32 sin deterioro de la fiabilidad del compresor, que realiza un ahorro de energía y un GWP bajo y evita el deterioro de la fiabilidad y la actuación.

### Breve descripción de los dibujos

40 La figura 1 es un diagrama de circuitos de un acondicionador de aire, del tipo de bomba de calor, que sirve como un dispositivo de refrigeración de una primera forma de realización de la presente invención.

La figura 2 es un diagrama de flujo para describir el funcionamiento de un dispositivo de control del acondicionador de aire.

45 La figura 3 es un diagrama de Mollier del acondicionador de aire.

La figura 4 es un diagrama de circuitos de un acondicionador de aire de una segunda forma de realización de la presente invención.

50 La figura 5 es un diagrama de flujo para describir el funcionamiento de un dispositivo de control del acondicionador de aire.

La figura 6 es un diagrama de circuitos de un acondicionador de aire que no tiene un circuito de puente.

55 La figura 7 es un diagrama de circuitos de un acondicionador de aire que utiliza una válvula accionada por solenoide y una capilaridad como un medio de reducción de la presión de super-refrigeración.

La figura 8 es un diagrama de circuitos de un acondicionador de aire que utiliza un circuito de inyección.

60 La figura 9 es un circuito de refrigerante de un acondicionador de aire que es una forma de realización del dispositivo de refrigeración de la presente invención.

La figura 10 es un diagrama de flujo para describir el funcionamiento de un dispositivo de control de la forma de realización.

65 La figura 11 es un diagrama que muestra resultados de una prueba para evaluar la fiabilidad de un compresor para cada sequedad de un refrigerante.

## ES 2 296 645 T3

La figura 12 muestra un ejemplo de un diagrama de Mollier en un dispositivo de refrigeración real; y

La figura 13 muestra un grado de supercalor SH y un grado de sub-refrigeración SC en el diagrama de Mollier.

### 5 Mejor modo de realización de la invención

Las formas de realización del acondicionador de aire de la presente invención se describirán en detalle a continuación.

#### 10 Primera forma de realización

La figura 1 es un diagrama de flujo que muestra una construcción esquemática de un acondicionador de aire del tipo de bomba de calor como una primera forma de realización del dispositivo de refrigeración de la presente invención. El número de referencia 1 designa un compresor, 2 designa una válvula selectora de cuatro pasos conectada a un lado de descarga del compresor 1, 3 designa un intercambiador de calor exterior, uno de cuyos extremos está conectado a la válvula electora de cuatro pasos 2, 4 designa un circuito de puente que sirve como un medio de rectificación, 5 designa un intercambiador de calor interior, 6 designa un acumulador 6 conectado al intercambiador de calor interior 5 a través de la válvula selectora de cuatro pasos 2.

El circuito de puente 4 tiene válvulas de retención 4A, 4B, 4C y 4D que permiten el flujo de un refrigerante en una sola dirección, dos orificios de entrada/salida, un orificio de entrada y otro orificio de salida. El intercambiador de calor exterior 3 está conectado a uno de los orificios de entrada/salida de circuito de puente 4. El intercambiador de calor interior 5 está conectado al orificio de entrada/salida del circuito de puente 4. La válvula de retención 4A está conectada a un orificio de entrada/salida en una dirección, en la que se permite el flujo del refrigerante desde el intercambiador de calor exterior 3. La válvula de retención 4B está conectada al otro orificio de entrada/salida en una dirección, en la que está permitido el flujo del refrigerante desde el intercambiador de calor de entrada 5. Las válvulas de retención 4A y 4B están conectadas al orificio de salida, estando ambas válvulas enfrentadas entre sí. La válvula de retención 4C está conectada al orificio de entrada/salida, al que está conectada la válvula de retención 4B, en la dirección en la que se permite el flujo de refrigerante hacia el intercambiador de calor interior 5. La válvula de retención 4D está conectada al orificio de entrada/salida, al que está conectada la válvula de retención 4A, en la dirección en la que se permite el flujo del refrigerante hacia el intercambiador de calor exterior 3. Las válvulas de retención 4C y 4D están conectadas al orificio de entrada, con las dos válvulas enfrentadas entre sí.

Un extremo de un tubo 31 está conectado al orificio de salida del circuito de prueba 4. El otro extremo del tubo 31 está conectado a un extremo de un tubo exterior 11a de un intercambiador de calor de super-refrigeración 11. Un extremo de un tubo 32 está conectado al orificio de entrada del circuito de puente 4. El otro extremo del tubo 32 está conectado al otro extremo del tubo exterior 11a del intercambiador de calor de super-refrigeración 11. Una válvula principal accionada con motor EV1 que sirve como un medio principal de reducción de la presión está dispuesta sobre el tubo 32. El tubo 31 está conectado a un extremo de un tubo interior 11a del intercambiador de calor de super-refrigeración 11 a través de un tubo de derivación 33 sobre el que está dispuesta una válvula de derivación EV2 accionada con motor que sirve como un medio de reducción de la presión de super-refrigeración. El otro extremo del tubo interior 11b del intercambiador de calor de super-refrigeración 11 está conectado a una posición entre la válvula selectora de cuatro pasos 2 y el acumulador 6 a través de un tubo de derivación 34. Como resultado, en cualquier dirección en la que fluya el refrigerante entre el intercambiador de calor exterior 3 y el intercambiador de calor interior 5 por medio de una conmutación desde una operación de refrigeración a una operación de calefacción o viceversa, el circuito de puente 4 permite el flujo del refrigerante en una sola dirección desde el intercambiador de calor de super-refrigeración 11 hacia la válvula principal accionada con motor EV1.

Un circuito de refrigerante está constituido por el compresor 1, la válvula selectora de cuatro pasos 2, el intercambiador de calor exterior 3, la válvula principal accionada con motor EV1, el intercambiador de calor interior 5 y el acumulador 6. Se utiliza un refrigerante R32 como un medio de trabajo.

El acondicionador de aire tiene un sensor de temperatura de descarga 21 que detecta la temperatura de descarga del lado de descarga del compresor 1, un sensor de temperatura 22 previsto sobre el intercambiador de calor exterior 3 y que sirve como un sensor de temperatura de condensación o un sensor de temperatura de evaporación para detectar la temperatura del refrigerante del intercambiador de calor exterior 3, un sensor de temperatura 23 previsto sobre el intercambiador de calor interior 5 y que sirve como un sensor de temperatura de evaporación o un sensor de temperatura de condensación para detectar la temperatura del refrigerante del intercambiador de calor interior 5 y una sección de control 10 que controla la operación de refrigeración y la operación de calefacción después de la recepción de señales desde cada uno de los sensores de temperatura 22, 23 y 24. La sección de control 10 está constituida por un microordenador, un circuito de entrada/salida, y similares y tiene una parte de control 10a que controla el compresor 1, la válvula principal accionada con motor EV1 y la válvula de derivación accionada con motor EV2, una parte de determinación de la temperatura de descarga 10b que determinan la temperatura de descarga detectada por el sensor de temperatura 21, y una parte de cálculo de la temperatura de descarga objetiva 10c que calcula una temperatura de descarga objetiva, sobre la base de la temperatura de descarga, una temperatura de condensación y una temperatura de evaporación detectada por los sensores de temperatura 21-23.

## ES 2 296 645 T3

En el caso de que el acondicionador de aire tenga la construcción que realiza la operación de refrigeración, el compresor 1 es activado con la válvula selectora de cuatro pasos 2 conmutada a una posición mostrada con una línea continua. Como resultado, el refrigerante, que tiene una temperatura alta y una presión alta, descargado desde el compresor 1 fluye a través de la válvula selectora de cuatro pasos 2, el intercambiador de calor exterior 3, la válvula de retención 4A del circuito de puente 4, el intercambiador de calor de super-refrigeración 11, y hasta la válvula accionada con motor EV1. El refrigerante de presión reducida por la válvula accionada con motor EV1 fluye a través de la válvula de retención 4D del circuito de puente 4, el intercambiador de calor interior 5 y hasta la válvula selectora de cuatro pasos 2 y retorna al acumulador 6 desde la válvula selectora de cuatro pasos 2. En este instante, el intercambiador de calor de super-refrigeración 11 super-refrigera el refrigerante que fluye a la válvula accionada con motor EV1, y al intercambiador de calor interno 5 que funciona como un evaporador, un refrigerante líquido, que tiene una temperatura baja y una presión baja, se evapora y entonces sale desde un lado de salida del mismo.

Cuando el acondicionador de aire realiza la operación de calefacción, se activa el compresor 1 con la válvula selectora de cuatro pasos 2 conmutada a una posición mostrada con una línea de trazos. Como resultado, el refrigerante, que tiene una temperatura alta y una presión alta, descargado desde el compresor 1 fluye a través de la válvula selectora de cuatro pasos 2, el intercambiador de calor interno 5, la válvula de retención 4B, el intercambiador de calor de super-refrigeración 11, y la válvula accionada con motor EV1. El refrigerante de presión reducida por la válvula accionada con motor EV1 fluye a través de la válvula de retención 4C del circuito de puente 4, el intercambiador de calor externo 3 y hasta la válvula selectora de cuatro pasos 2 y retorna hasta el acumulador 6 desde la válvula selectora de cuatro pasos 2. En este instante, un refrigerante líquido a alta temperatura y alta presión aguas arriba del intercambiador de calor de super-refrigeración 11 es expandido por la válvula de derivación accionada con motor EV2 y se convierte en un refrigerante gaseoso que tiene una temperatura baja y una presión baja, que fluye al intercambiador de calor de super-refrigeración 11, y super-refrigera el refrigerante que fluye a la válvula accionada con motor EV1.

Como se ha descrito anteriormente, en la operación de refrigeración y en la operación de calefacción, debido a la provisión del circuito de puente 4, el intercambiador de calor de super-refrigeración 11 está dispuesto en el lado de aguas arriba de la válvula accionada con motor EV1, de maneras que el intercambiador de calor de super-refrigeración 11 super-refrigera de una manera creciente el refrigerante que fluye en la válvula accionada con motor EV1. De esta manera, se puede mejorar la eficiencia de la operación.

La operación de la sección de control 10 se describirá a continuación con referencia al diagrama de flujo de la figura 2. La operación de refrigeración solamente se describirá con referencia a la figura 2. En la operación de calefacción, se realiza un cambio entre el condensador y el evaporador y, por lo tanto, entre el sensor de temperatura 22 que detecta la temperatura de condensación Tc y el sensor de temperatura 23 que detecta la temperatura de evaporación Te, y se ejecuta un proceso similar a la operación de refrigeración.

Con referencia a la figura 2, una vez que se ha iniciado la operación de refrigeración, se detecta en la etapa S1 una temperatura de descarga, Td, una temperatura de condensación, Tc, y una temperatura de evaporación, Te. Es decir, que el sensor de temperatura 21 detecta la temperatura de descarga, Td, en el lado de descarga del compresor 1, y el sensor de temperatura 22 detecta la temperatura de condensación, Tc, del intercambiador de calor exterior 3 que sirve como el condensador, y se detecta la temperatura de evaporación, Te, del intercambiador de calor interior 5 que sirve como el evaporador.

Entonces el programa pasa a la etapa S2, en la que la parte de determinación de la temperatura de descarga 10b del dispositivo de control 10 determina si la temperatura de descarga, Td, es mayor que un valor límite superior ajustado. Si se determina que la temperatura de descarga, Td, es mayor que el valor límite superior ajustado, el programa pasa a la etapa S3 en la que se abre la válvula de derivación accionada con motor EV2 a una apertura predeterminada. Luego el programa pasa a la etapa S4.

Por otra parte, si se determina que la temperatura de descarga, Td, no es mayor que el valor límite superior ajustado, el programa pasa a la etapa S11 en la que la parte de determinación de la temperatura de descarga 10b determina si la temperatura de descarga, Td, es menor que un valor límite inferior ajustado. Si la parte de determinación de la temperatura de descarga 10b determina que la temperatura de descarga, Td, es menor que el valor límite inferior ajustado, el programa pasa a la etapa S12. Por otra parte, si la parte de determinación de la temperatura de descarga 10b determina que la temperatura de descarga, Td, no es menor que el valor límite inferior ajustado, el programa pasa a la etapa S4.

En la etapa S12, se determina si se está realizando la operación de derivación. Si se determina que se está realizando la operación de derivación, el programa pasa a la etapa S13, en la que se cierra la válvula de derivación accionada con motor EV2 en un valor predeterminado a partir de una apertura actual. Por otra parte, si se determina que no se está realizando la operación de derivación, el programa pasa a la etapa S4.

Después en la etapa S4, la parte de cálculo de la temperatura de descarga objetiva 10c calcula la temperatura de descarga objetiva, Tk. La temperatura de descarga objetiva, Tk, es calculada sobre la base de la temperatura de condensación, Tc, y la temperatura de evaporación, Te, ambas detectadas en la etapa S1 y la apertura de la válvula de derivación accionada con motor EV2.

## ES 2 296 645 T3

Luego el programa pasa a la etapa S5, en la que se determina si la temperatura de descarga  $T_d$  detectada en la etapa S1 es mayor que la temperatura de descarga objetiva,  $T_k$ . Si se determina que la temperatura de descarga,  $T_d$ , es mayor que la temperatura de descarga objetiva,  $T_k$ , el programa pasa a la etapa S6 en la que se abre la válvula principal accionada con motor EV1. Por otra parte, si se determina que la temperatura de descarga,  $T_d$ , no es mayor que la temperatura de descarga objetiva,  $T_k$ , el programa pasa a la etapa S7, en la que se cierra la válvula principal accionada con motor EV1.

La figura 3 muestra un diagrama de Mollier, en el que el eje de la ordenada indica la presión  $P$  y el eje de la abscisa indica la entalpía  $h$ . Con referencia a la figura 3, para comparación, se describirá a continuación el caso en el que no está previsto el intercambiador de calor de super-refrigeración 11 (no está prevista una derivación) y el caso en el que está previsto el intercambiador de calor de super-refrigeración (está prevista una derivación).

En el caso de que no esté previsto el intercambiador de calor de super-refrigeración 11, un ciclo normal cambia como se muestra con una línea discontinua en la figura 3. Por otra parte, en el caso de que esté previsto el intercambiador de calor de super-refrigeración 11, el ciclo de refrigerante cambia como se muestra con una línea continua (y una línea continua más gruesa) de la figura 3. Es decir, que el refrigerante en un estado A (salida del evaporador) en el lado de entrada del compresor 1 se cambia a un estado de alta presión B por el compresor 1, y debido a la condensación del refrigerante en el intercambiador de calor exterior 3, el estado B se cambia a un estado C (ramal), en el que el refrigerante tiene una entalpía pequeña. El intercambiador de calor de super-refrigeración 11 super-refrigera el refrigerante en el lado de salida del intercambiador de calor exterior 3 para cambiar el estado del refrigerante de C a D.

Luego el refrigerante super-refrigerado por el intercambiador de calor de super-refrigeración 11 es cambiado a un estado de presión reducida E debido a su expansión en la válvula principal accionada con motor EV1. El refrigerante en el estado E es cambiado al estado A, en el que la entalpía se ha elevado debido a la absorción de calor desde el aire exterior, siendo la presión aproximadamente constante debido a la evaporación en el intercambiador de calor interior 5. Luego, el lado de salida del intercambiador de calor interior 5 y el lado de salida del tubo de derivación del intercambiador de calor de super-refrigeración 11 se conectan entre sí para cambiar el estado desde A hasta Y. Como resultado, se reduce la temperatura de descarga del compresor 1.

Como se ha descrito anteriormente, la temperatura de descarga  $T_d$  detectada por el sensor de temperatura de descarga 21 es discriminada o determinada por la parte de determinación de la temperatura de descarga 10b. Luego, sobre la base del resultado de la determinación, la válvula de super-refrigeración accionada con motor EV2 es controlada para ajustar la cantidad del refrigerante que fluye a través de los tubos de derivación 33 y 34 a una cantidad grande o a una cantidad pequeña, de acuerdo con que la temperatura de descarga sea alta o baja. De esta manera, cuando la temperatura de descarga es alta, se reduce la temperatura de descarga incrementando la cantidad del refrigerante que fluye a través de los tubos de derivación. De acuerdo con ello, incluso si se utiliza el refrigerante R32 tiene una temperatura de descarga mayor que los refrigerantes CFC, es posible optimizar la temperatura de descarga del compresor 1 sin deterioro de la eficiencia y mejorar el COP y la fiabilidad.

De acuerdo con el resultado de la comparación, realizada por la parte de determinación de la temperatura de descarga 10b, entre la temperatura de descarga y el valor límite superior ajustado así como el valor límite inferior ajustado, la parte de control 10a controla la válvula de super-refrigeración accionada con motor EV2 para ajustar exactamente la cantidad del refrigerante que fluye a través de los tubos de derivación 33 y 24, de manera que se puede realizar un control óptimo de la temperatura de descarga.

La parte de cálculo de la temperatura de descarga objetiva 10c calcula la temperatura de descarga objetiva,  $T_k$ , adecuada a las condiciones o situación de funcionamiento (operación de refrigeración/operación de calefacción, frecuencia de la operación del compresor, etc.), sobre la base de la temperatura de condensación,  $T_c$ , la temperatura de evaporación, y la apertura de la válvula de super-refrigeración accionada con motor EV2. Luego, sobre la base de la temperatura de descarga objetiva  $T_k$  obtenida, la parte de control 10a controla la apertura de la válvula principal accionada con motor EV1. El control de la válvula principal accionada con motor combinado con el control de la válvula de super-refrigeración accionada con motor EV2 hace posible controlar con exactitud la temperatura de descarga del compresor 1.

### 55 Segunda forma de realización

La figura 4 es un diagrama de circuitos que muestra una construcción esquemática de un acondicionador de aire del tipo de bomba de calor que sirve como un dispositivo de refrigeración de una segunda forma de realización de la presente invención. A excepción de los sensores de temperatura 24, 25 y de la operación del dispositivo de control 10, el acondicionador de aire de la segunda forma de realización tiene la misma construcción que el acondicionador de aire de la primera forma de realización. Por lo tanto, las mismas partes constituyentes del acondicionador de aire de la segunda forma de realización que las partes constituyentes del acondicionador de aire de la primera forma de realización se designan por los mismos números de referencia y se omite su descripción aquí.

Como se muestra en la figura 4, el acondicionador de aire tiene un sensor de temperatura 24 dispuesto sobre el intercambiador de calor exterior 3 y que sirve como un sensor de temperatura de salida del evaporador y un sensor de temperatura 25 dispuesto en el intercambiador de calor interno 5 y que sirve como un sensor de temperatura de salida del evaporador. Los sensores de temperatura 24 y 25 están instalados sobre el intercambiador de calor externo



## ES 2 296 645 T3

3 y el intercambiador de calor interno 5, respectivamente, de tal manera que los sensores de temperatura 24 y 25 están dispuestos dentro de 1/3 de la longitud total de los intercambiadores de calor desde su lado de gas.

La sección de control 10 está constituida por un microordenador, un circuito de entrada/salida, etc., y tiene una parte de control 10a que controla el compresor 1, la válvula principal accionada con motor EV1, y la válvula de derivación accionada con motor EV2, una parte de determinación de la temperatura de descarga 10b que compara la temperatura de descarga detectada por el sensor de temperatura 21 con un valor límite superior ajustado y un valor límite inferior ajustado, una parte de cálculo de la temperatura de descarga objetiva 10c que calcula una temperatura de descarga objetiva, sobre la base de una temperatura de descarga, una temperatura de condensación y una temperatura de evaporación detectada por los sensores de temperatura 21-23, y una parte de cálculo de la temperatura de salida del evaporador objetiva 10d que calcula una temperatura de salida del evaporador objetiva, sobre la base de la temperatura de evaporación detectada por el sensor de temperatura 22 ó 23.

En el acondicionador de aire que tiene la construcción, la operación de la sección de control 10 es similar a la del acondicionador de aire en las etapas S1-S4 y S11-S13 del diagrama de flujo de la figura 2 del acondicionador de aire de la primera forma de realización, pero difiere del acondicionador de aire de la primera forma de realización solamente en las etapas S5-S7. La figura 5 muestra un diagrama de flujo de la operación solamente en las etapas que difieren del acondicionador de aire de la primera forma de realización.

Después de que la temperatura de descarga objetiva,  $T_k$ , ha sido calculada en la etapa S4 de la figura 2, se detecta la temperatura de salida del evaporador,  $T_s$ , en la etapa S21 de la figura 5. En este caso, en la operación de refrigeración, el sensor de temperatura 25 detecta la temperatura del refrigerante en el lado de salida del intercambiador de calor interior 5 que sirve como el evaporador. En la operación de calefacción, el sensor de temperatura 24 detecta la temperatura del refrigerante en el lado de salida del intercambiador de calor exterior 3 que sirve como el evaporador.

Después en la etapa S22, la parte de cálculo de la temperatura de salida del evaporador objetiva 10d calcula una temperatura de salida del evaporador objetiva,  $T_j$ . La temperatura de salida del evaporador objetiva,  $T_j$ , se halla utilizando una ecuación mostrada a continuación:

$$T_j = \text{temperatura de evaporación } T_e + A$$

en la que A se determina por una tabla preparada de acuerdo con las condiciones de operación para la operación de refrigeración/calefacción y la frecuencia de operación del compresor.

Luego en la etapa S23, se determina si la temperatura de descarga,  $T_d$ , es mayor que la temperatura de descarga objetiva,  $T_k$ . Si se determina que la temperatura de descarga,  $T_d$ , es mayor que la temperatura de descarga objetiva,  $T_k$ , el programa pasa a la etapa S24. Por otra parte, si se determina que la temperatura de descarga,  $T_d$ , no es mayor que la temperatura de descarga objetiva  $T_k$ , el programa pasa a la etapa S28.

Después en la etapa S24, se determina si la temperatura de salida del evaporador,  $T_s$ , es mayor que la temperatura de salida del evaporador objetiva,  $T_j$ . Si se determina que la temperatura de salida del evaporador,  $T_s$ , es mayor que la temperatura de salida del evaporador objetiva,  $T_j$ , el programa pasa a la etapa S25, en la que de acuerdo con una instrucción de la parte de control 10a, se abre la válvula principal accionada con motor adicionalmente en una cantidad predeterminada a partir de una apertura actual. Por otra parte, si se determina en la etapa 24 que la temperatura de salida del evaporador,  $T_s$ , no es mayor que la temperatura de salida del evaporador objetiva,  $T_j$ , el programa pasa a la etapa S26, en la que de acuerdo con una instrucción de la parte de control 10a, se cierra la válvula principal accionada con motor EV1 en una cantidad dada desde la apertura actual y en la etapa S27, se abre la válvula de derivación accionada con motor EV2 adicionalmente en una cantidad dada a partir de una apertura actual. Después el programa retorna a la etapa S1 de la figura 2.

Se determina en la etapa S28 si la temperatura de salida del evaporador,  $T_s$ , es mayor que la temperatura de salida del evaporador objetiva,  $T_j$ . Si se determina que la temperatura de salida del evaporador  $T_s$  no es mayor que la temperatura de salida del evaporador objetiva,  $T_j$ , el programa pasa a la etapa S29, en la que de acuerdo con una instrucción de la parte de control 10aa, se cierra la válvula principal accionada con motor EV1 en una cantidad dada a partir de la apertura actual. Por otra parte, si se determina en la etapa S28 que la temperatura de salida del evaporador,  $T_s$ , excede la temperatura de salida del evaporador objetiva,  $T_j$ , el programa pasa a la etapa S39, en la que bajo el control de la parte de control 10aa, se abre la válvula principal accionada con motor EV1 adicionalmente desde la apertura actual en una cantidad dada y en la etapa S31, se cierra la válvula de derivación accionada con motor EV2 en una cantidad dada desde la apertura actual. Después del programa retorna a la etapa S1 de la figura 2.

Como es evidente a partir de lo anterior, el acondicionador de aire tiene ventajas similares a las ventajas del acondicionador de aire de la primera forma de realización. Adicionalmente, debido a la utilización de la temperatura de salida del evaporador para el control de la temperatura de descarga del compresor 1, el acondicionador de aire tiene capacidad de control mejorada de la cantidad del refrigerante que fluye a través del tubo de derivación, es decir, capacidad de control mejorada del grado de super-refrigeración.

## ES 2 296 645 T3

Aunque el acondicionador de aire ha sido descrito como el dispositivo de refrigeración en la primera y segunda formas de realización, la presente invención es aplicable a otros tipos de dispositivos de refrigeración.

5 Aunque el acondicionador de aire que utiliza el refrigerante R32 ha sido descrito en la primera y segunda formas de realización, el refrigerante utilizado para el dispositivo de refrigeración no está limitado al refrigerante R32, sino que se puede utilizar un refrigerante mixto que contiene R32 al menos en un 70% en peso para ello. Por ejemplo, es posible utilizar un refrigerante mixto formado por el refrigerante R32 y CO<sub>2</sub>, siendo el contenido de R32 entre 70% en peso y 90% en peso inclusive, un refrigerante mixto de R32 y R22, siendo el contenido de R32 entre 70% en peso y 90% en peso inclusive o similar.

10 En la primera y segunda formas de realización, los acondicionadores de aire que tienen el circuito de refrigerante y el circuito de super-refrigeración mostrados en las figuras 1 y 4 se han descrito como el dispositivo de refrigeración. Sin embargo, la construcción del dispositivo de refrigeración no está limitada a los acondicionadores de aire mostrados en las figuras 1 y 4. Por ejemplo, se puede utilizar un dispositivo de refrigeración que tiene una construcción como se muestra en la figura 6, en la que el circuito de puente se ha eliminado de la figura 1. En este caso, la válvula de super-refrigeración accionada con motor EV2 se abre solamente en la operación de calefacción para derivar el refrigerante. Además, el dispositivo de refrigeración puede tener una construcción como se muestra en la figura 7, en la que se utilizan una válvula accionada por solenoide 61 y una capilaridad 62 como los medios de reducción de la presión de super-refrigeración, en lugar de la válvula de super-refrigeración accionada con motor de la figura 1. Además, como se muestra en la figura 8, el dispositivo de refrigeración puede tener un circuito de inyección para inyectar un gas refrigerante desde el intercambiador de calor de super-refrigeración 11 dentro de una porción de presión intermedia de un compresor 71 a través de un tubo de derivación 35. En las figuras 6 a 8, las mismas partes constituyente que se muestra en la figura 1 se designan por los mismos números de referencia.

### 25 Tercera forma de realización

La figura 9 muestra un circuito de refrigerante de un acondicionador de aire que es una tercera forma de realización del dispositivo de refrigeración de la presente invención. En la tercera forma de realización, se utiliza el refrigerante R32. La tercera forma de realización tiene un circuito de refrigerante que tiene un compresor 101, una válvula selectora de cuatro pasos 104, un intercambiador de calor externo 102, una válvula de expansión 103, una válvula 126, un intercambiador de calor interior 105, una válvula 125, un separador de gas - líquido 106, y un acumulador 107 conectados de forma secuencial. Una unidad exterior 121 que tiene el intercambiador de calor exterior 102 está conectada a una unidad interior 122 a través de una tubería de conexión.

35 La tercera forma de realización tiene una sección de control 108 proporcionada por un microordenador. La sección de control 108 está conectada a un sensor de temperatura 113 montado sobre una tubería en el lado de aspiración del compresor 101, un sensor de temperatura 112, montado sobre un tubo en el lado de descarga del compresor, un sensor de temperatura 117 montado en el intercambiador de calor exterior 102, un sensor de temperatura 115 montado sobre el intercambiador de calor interior 105, un sensor de temperatura 111 que detecta una temperatura exterior, y un sensor de temperatura 116 que detecta una temperatura interior.

45 La operación de la sección de control 108 de la tercera forma de realización se describirá a continuación con referencia a la figura 10. Inicialmente en la etapa S101, se determina en la etapa S101 si el acondicionador de aire utiliza el refrigerante R32. Si se determina que el acondicionador de aire utiliza el refrigerante R32, el programa pasa a la etapa S102. Si el acondicionador de aire utiliza el refrigerante R32 se puede determinar sobre la base de la información introducida con antelación. Si se determina que el acondicionador de aire no utiliza el refrigerante R32, el programa pasa a la etapa S105, en la que se ejecuta continuamente un control convencional. El "control convencional" significa un control del compresor 101 y de la válvula de expansión 103 sobre la base de una temperatura del tubo de descarga, T<sub>dis</sub>, obtenida a partir del sensor de temperatura 112.

50 En la etapa S102, se determina si la temperatura del tubo de descarga, T<sub>dis</sub>, es igual o mayor que un valor predeterminado dentro del intervalo de 135°C-125°C. Si se determina que la temperatura del tubo de descarga, T<sub>dis</sub>, es igual o mayor que el valor predeterminado, el programa pasa a la etapa S103. Por otra parte, si se determina que la temperatura del tubo de descarga, T<sub>dis</sub>, es menor que el valor predeterminado, el programa pasa a la etapa S105.

55 En la etapa S103, se detecta un supercalor SH (ver la figura 13), de manera que se detecta la sequedad del refrigerante en el lado de aspiración del compresor 101. Es decir, que se detecta el supercalor SH que es la diferencia entre una temperatura, T<sub>suc</sub>, del compresor 101 en su lado de aspiración obtenida a partir del sensor de temperatura 113 y la temperatura del evaporador obtenida a partir del sensor de temperatura 117 ó 115 (temperatura, T<sub>in</sub>, del intercambiador de calor interior 105 en la operación de refrigeración). Entonces se realiza una operación de incremento del número de revoluciones del compresor 101 y/o una operación de apertura de la válvula de expansión 103 para incrementar el supercalor SH para incrementar de esta manera la humedad. Por lo tanto, la temperatura del refrigerante del compresor en su lado de descarga se reduce para evitar el deterioro de la fiabilidad y la actuación.

65 Posteriormente, el programa pasa a la etapa S104 en la que se determina si el supercalor SH es igual o mayor que un valor predeterminado dentro del intervalo de 0,85-0,75. Si se determina que el supercalor SH es igual o mayor que el valor predeterminado, el programa pasa a la etapa S105, en la que se ejerce continuamente el control convencional.

## ES 2 296 645 T3

Por otra parte, si se determina que el supercalor SH es menor que el valor predeterminado (humedad excesiva) dentro del intervalo de 0,85-0,75, el programa pasa a la etapa S106, en la que se reduce el número de revoluciones del compresor 101, de manera que se reduce la cantidad de circulación del refrigerante. Actuando de esta manera, se incrementa el supercalor SH en un valor predeterminado y, por lo tanto, se reduce de acuerdo con ello la humedad, de modo que se mantiene la sequedad del refrigerante en un valor apropiado (0,85-0,75).

Posteriormente, el programa pasa a la etapa S107, en la que se ejecuta el procesamiento de las etapas S103 y S104, y se realiza una operación de reducción de la temperatura del tubo de descarga. Si el supercalor es menor que el valor adecuado (0,85-0,75), el programa retorna a la etapa S106, en la que se incrementa el supercalor. Por otra parte, si se determina en la etapa S107 que el supercalor es mayor que el valor adecuado (0,85-0,75), el programa retorna a la etapa S108, en la que la válvula de expansión 103 es regulada para reducir el supercalor y, por lo tanto, para incrementar la humedad para reducir de esta manera la temperatura del tubo de descarga, Tdis. Después el programa pasa a la etapa S109.

En la etapa S109, se realiza la operación de las etapas S103 y S104. Es decir, que se reduce la temperatura del tubo de descarga realizando la operación de descarga del supercalor SH. Luego el programa pasa a la etapa S105, si el supercalor SH es igual o mayor que el valor predeterminado (en el intervalo de 0,85-0,75, con el que se obtiene una fiabilidad suficiente. Si el supercalor SH no ha alcanzado el valor predeterminado, el programa pasa a la etapa S106, en la que se realiza de nuevo la operación de incremento del supercalor.

Como se ha descrito anteriormente, en la tercera forma de realización, cuando la temperatura del tubo de descarga alcanza el valor predeterminado o más, se reduce el supercalor SH para incrementar la humedad y reducir la temperatura del tubo de descarga (etapas S102, S103). Luego si se determina que el supercalor SH es corto, para incrementar la sequedad, se reduce el número de revoluciones del compresor 101 para incrementar el supercalor SH hasta un valor adecuado (0,85-0,75), en el que la fiabilidad del compresor 101 está suficientemente asegurada.

Debido al control, se puede reducir la temperatura de descarga reduciendo la sequedad (supercalor) del refrigerante R32, aspirado por el compresor 101, para caer dentro del rango en el que la fiabilidad del compresor 101 está suficientemente asegurada. Se realiza de esta manera un ahorro de energía y un GWP bajo evitando al mismo tiempo la reducción de la fiabilidad (reducción de la lubricación del compresor, desgaste, y similares) y del rendimiento (rendimiento a baja temperatura en la operación de calefacción).

En esta tercera forma de realización, aunque el valor adecuado de la sequedad (supercalor) está ajustado al intervalo de 0,85-0,75, su valor adecuado se puede ajustar a un intervalo no menor que 0,65, 0,70 ó 0,75. En la tercera forma de realización, aunque el compresor 101 y la válvula de expansión 103 se controlan sobre la base del supercalor, el compresor y la válvula de expansión se pueden controlar sobre la base de la temperatura del tubo de descarga del compresor o un grado de sub-refrigeración (SC). Aunque en la tercera forma de realización se utiliza el refrigerante que consta solamente de R32, se pueden obtener efectos similares incluso en el caso de que se utilice un refrigerante mixto que contiene R32 al menos 70% en peso.

Es decir, que un refrigerante mixto que contiene R32 al menos en un 70% en peso proporciona una pseudo-zeotropía, que permite al refrigerante R32 mostrar sus ventajas (ahorro de energía y GWP bajo) sobre el refrigerante R22.

Los compresores incluyen compresores del tipo de campana de alta presión y compresores del tipo de campana de baja presión. El “tipo de campana de alta presión” es un tipo de un compresor, en el que un motor compresor está colocado en una atmósfera de alta presión de un gas de descarga o similar, mientras que el “tipo de campana de baja presión” es un tipo de un compresor, en el que un motor compresor está colocado en una atmósfera de baja presión de un gas o un líquido a baja presión. La temperatura de descarga del compresor de tipo de campana de baja presión es entre 15°C y 20°C menor que la temperatura de descarga del compresor de tipo de campana de alta presión. De acuerdo con ello, en el caso de que se adopte el compresor del tipo de campana de baja presión en el acondicionador de aire que adopta el refrigerante R32, la sequedad del refrigerante aspirado por el compresor se ajusta a 0,65-0,95 para controlar la temperatura de descarga del compresor a 60°C-70°C. Actuando de esta manera, es posible realizar un acondicionador de aire de ahorro de energía, de GWP bajo y de bajo coste que evita el deterioro en la fiabilidad y la actuación del compresor.

En la tercera forma de realización, la parte de control 108 puede estar constituida para controlar el grado de sobrecalentamiento en la salida del intercambiador de calor interior 105 que sirve como el evaporador para incrementar de esta manera la humedad del refrigerante en la salida del intercambiador de calor interior 105 y para prevenir la condensación en un rotor de ventilador del intercambiador de calor interior 105. El control de la prevención de la condensación se puede aplicar a un caso en el que se utiliza un refrigerante mixto que contiene 50% en peso de R32 y 50% en peso de R125 así como un caso en el que se utiliza R407C (R32/R125/R134aa: 23/25/52% en peso).

# ES 2 296 645 T3

## REIVINDICACIONES

1. Un dispositivo de refrigeración, que comprende:

5 un circuito de refrigeración que tiene un compresor (1), un condensador (3 ó 5), un medio principal de reducción de la presión (EV1), y un evaporador (5 ó 3) conectados en un circuito;

10 un intercambiador de calor (11) de super-refrigeración dispuesto entre el condensador (3 ó 5) y el medio principal de reducción de la presión (EV1);

un tubo de derivación (33, 34), por el que un lado de gas del circuito de refrigerante y un lado de líquido de mismo se conectan a través del intercambiador de calor (11) de super-refrigeración;

15 un medio reductor de la presión de super-refrigeración que está dispuesto en el tubo de derivación (33, 34) aguas arriba del intercambiador de calor (11) de super-refrigeración;

una sensor de temperatura de descarga (21) que detecta una temperatura de descarga del compresor (1);

20 una parte de determinación de la temperatura de descarga (10b) que determina la temperatura de descarga detectada por el sensor de temperatura de descarga (21); y

25 una parte de control (10a) que controla el medio de reducción de la presión de super-refrigeración sobre la base de un resultado de la determinación realizada por la parte de determinación de la temperatura de descarga (10), para controlar una cantidad del refrigerante que fluye a través del tubo de derivación,

**caracterizado** porque

30 el dispositivo de refrigeración utiliza un refrigerante R32 o un refrigerante mixto que contiene el refrigerante R32 al menos en el 70% en peso;

el medio de reducción de la presión de super-refrigeración comprende una válvula de super-refrigeración (EV2) accionada con motor;

35 el dispositivo de refrigeración comprende, además:

un sensor de temperatura de condensación (22 ó 23) que detecta una temperatura de condensación del condensador (3 ó 5);

40 un sensor de temperatura de evaporación (23 ó 22) que detecta una temperatura de evaporación del evaporador (5 ó 3); y

45 una parte de cálculo de la temperatura de descarga objetiva (10c) que calcula una temperatura de descarga objetiva, sobre la base de la temperatura de condensación detectada por el sensor de temperatura de condensación (22 ó 23), la temperatura de evaporación detectada por el sensor de temperatura de evaporación (23 ó 22) y una apertura de la válvula de super-refrigeración (EV2) accionada con motor; y

la parte de control (10a) controla el medio principal de reducción de la presión (EV1) para permitir que la temperatura de descarga del compresor (1) alcance la temperatura de descarga objetiva.

50 2. Un dispositivo de refrigeración, que comprende:

un circuito de refrigeración que tiene un compresor (1), un condensador (3 ó 5), un medio principal de reducción de la presión (EV1), y un evaporador (5 ó 3) conectados en un circuito;

55 un intercambiador de calor (11) de super-refrigeración dispuesto entre el condensador (3 ó 5) y el medio principal de reducción de la presión (EV1);

60 un tubo de derivación (33, 34), por el que un lado de gas del circuito de refrigerante y un lado de líquido de mismo se conectan a través del intercambiador de calor (11) de super-refrigeración;

un medio reductor de la presión de super-refrigeración que está dispuesto en el tubo de derivación (33, 34) aguas arriba del intercambiador de calor (11) de super-refrigeración;

65 una sensor de temperatura de descarga (21) que detecta una temperatura de descarga del compresor (1);

una parte de determinación de la temperatura de descarga (10b) que determina la temperatura de descarga detectada por el sensor de temperatura de descarga (21); y

## ES 2 296 645 T3

una parte de control (10a) que controla el medio de reducción de la presión de super-refrigeración sobre la base de un resultado de la determinación realizada por la parte de determinación de la temperatura de descarga (10), para controlar una cantidad del refrigerante que fluye a través del tubo de derivación,

5 **caracterizado** porque

el dispositivo de refrigeración utiliza un refrigerante R32 o un refrigerante mixto que contiene el refrigerante R32 al menos en el 70% en peso;

10 el medio de reducción de la presión de super-refrigeración comprende una válvula accionada por solenoide (61) y una capilaridad (62);

el dispositivo de refrigeración comprende, además:

15 un sensor de temperatura de condensación (22 ó 23) que detecta una temperatura de condensación del condensador (3 ó 5);

un sensor de temperatura de evaporación (23 ó 22) que detecta una temperatura de evaporación del evaporador (5 ó 3); y

20 una parte de cálculo de la temperatura de descarga objetiva (10c) que calcula una temperatura de descarga objetiva, sobre la base de la temperatura de condensación detectada por el sensor de temperatura de condensación (22 ó 23), la temperatura de evaporación detectada por el sensor de temperatura de evaporación (23 ó 22) y una apertura de la válvula accionada por solenoide (61); y

25 la parte de control (10a) controla el medio principal de reducción de la presión (EV1) para permitir que la temperatura de descarga del compresor (1) alcance la temperatura de descarga objetiva.

30 3. Un dispositivo de refrigeración de acuerdo con la reivindicación 1 ó 2, en el que la parte de determinación de la temperatura de descarga (10b) determina que la temperatura de descarga excede un valor límite superior ajustado, la parte de control (10a) controla 4 el medio de reducción de la presión de super-refrigeración para incrementar la cantidad de refrigerante que fluye a través del tubo de derivación (33, 34), y para reducir la cantidad del refrigerante que fluye a través del tubo de derivación (33, 34) cuando la parte de determinación de la temperatura de descarga (10b) determina que la temperatura de descarga es menor que un valor límite inferior ajustado.

35 4. Dispositivo de refrigeración de acuerdo con la reivindicación 1 ó 2, que comprende, además, un sensor de temperatura de salida del evaporador (25 ó 24) que detecta una temperatura en una salida del evaporador (5 ó 3),

40 en el que la parte de control (10a) controla el medio principal de reducción de la presión (EV1) y el medio de reducción de la presión de super-refrigeración, sobre la base de la temperatura de descarga objetiva calculada por la parte de cálculo de la temperatura de descarga objetiva (10c) y la temperatura en la salida del evaporador detectada por el sensor de la temperatura de salida (25 ó 24) del evaporador.

45

50

55

60

65

Fig. 1

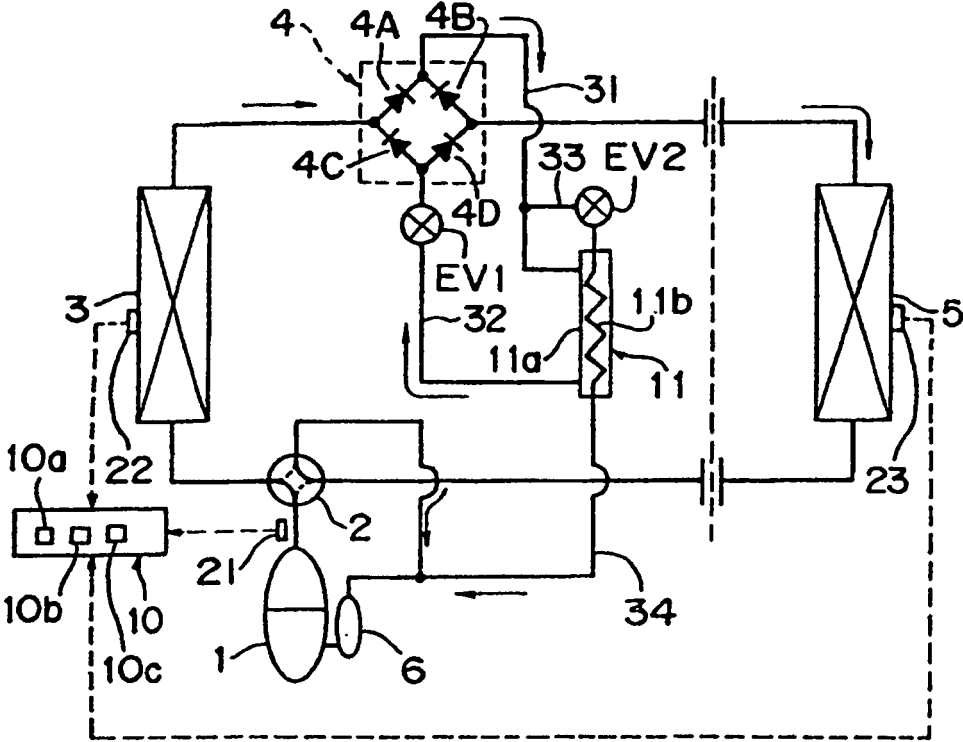


Fig.2

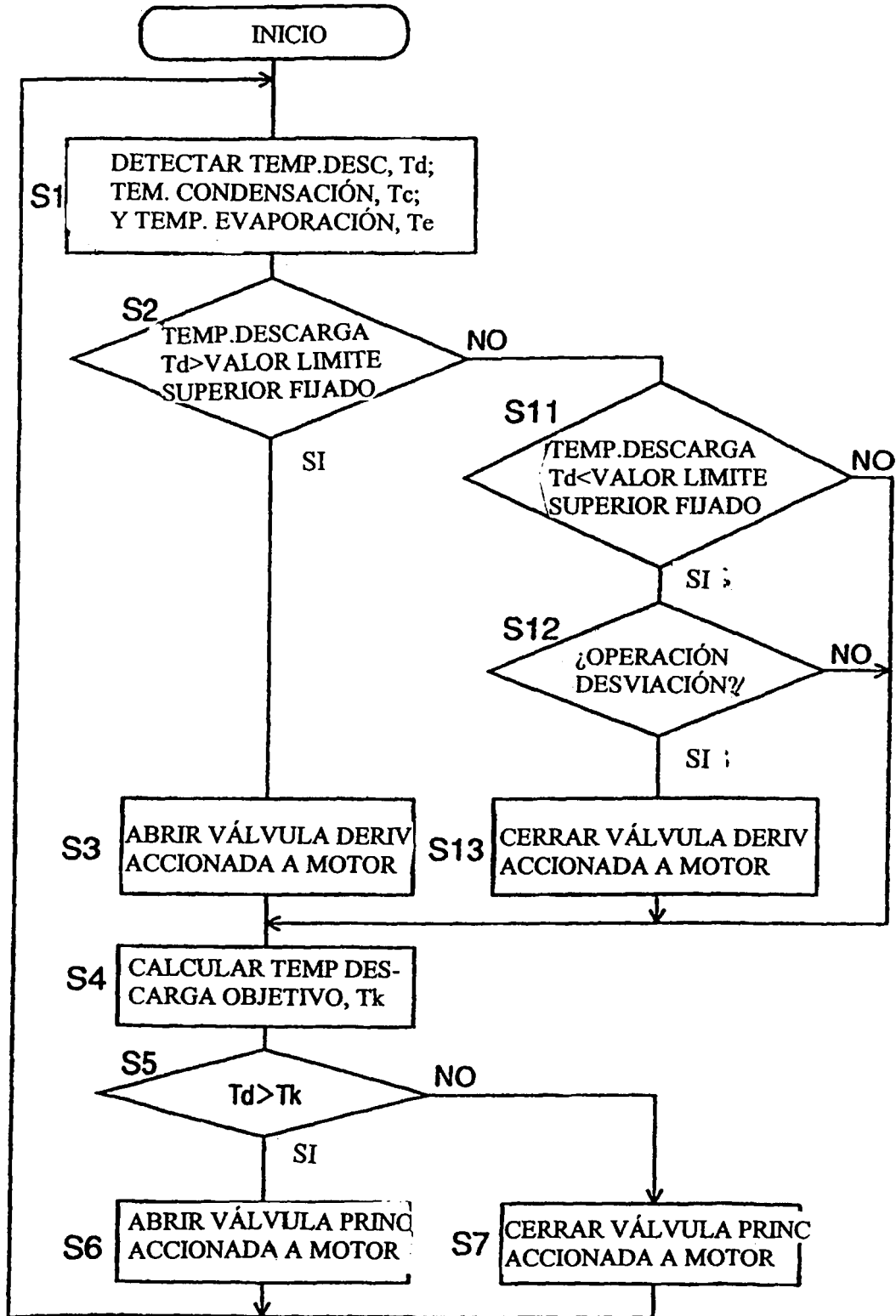


Fig. 3

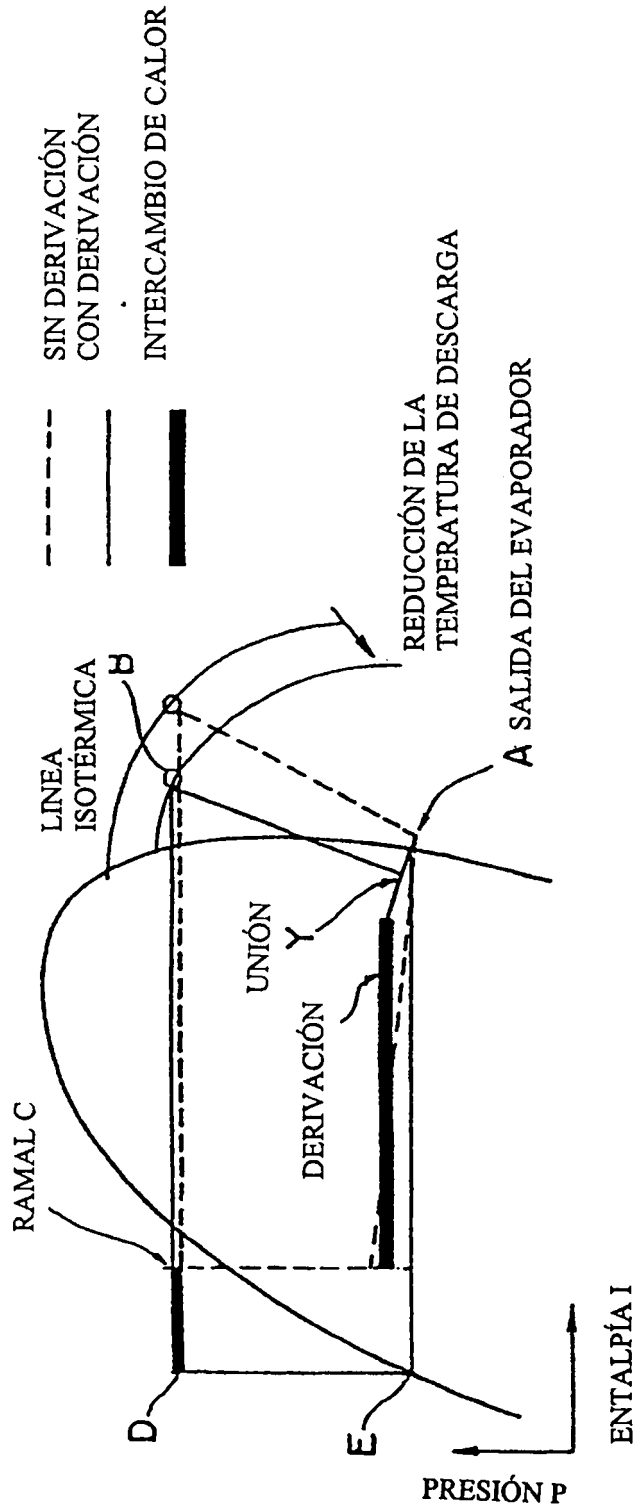




Fig. 4

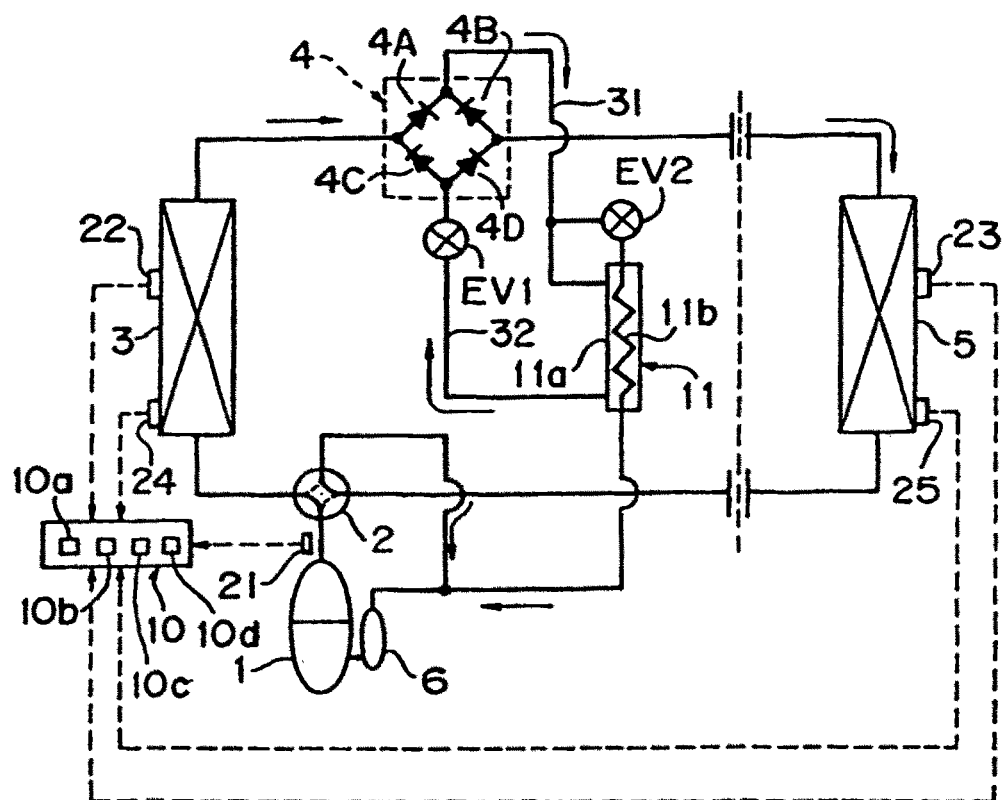


Fig.5

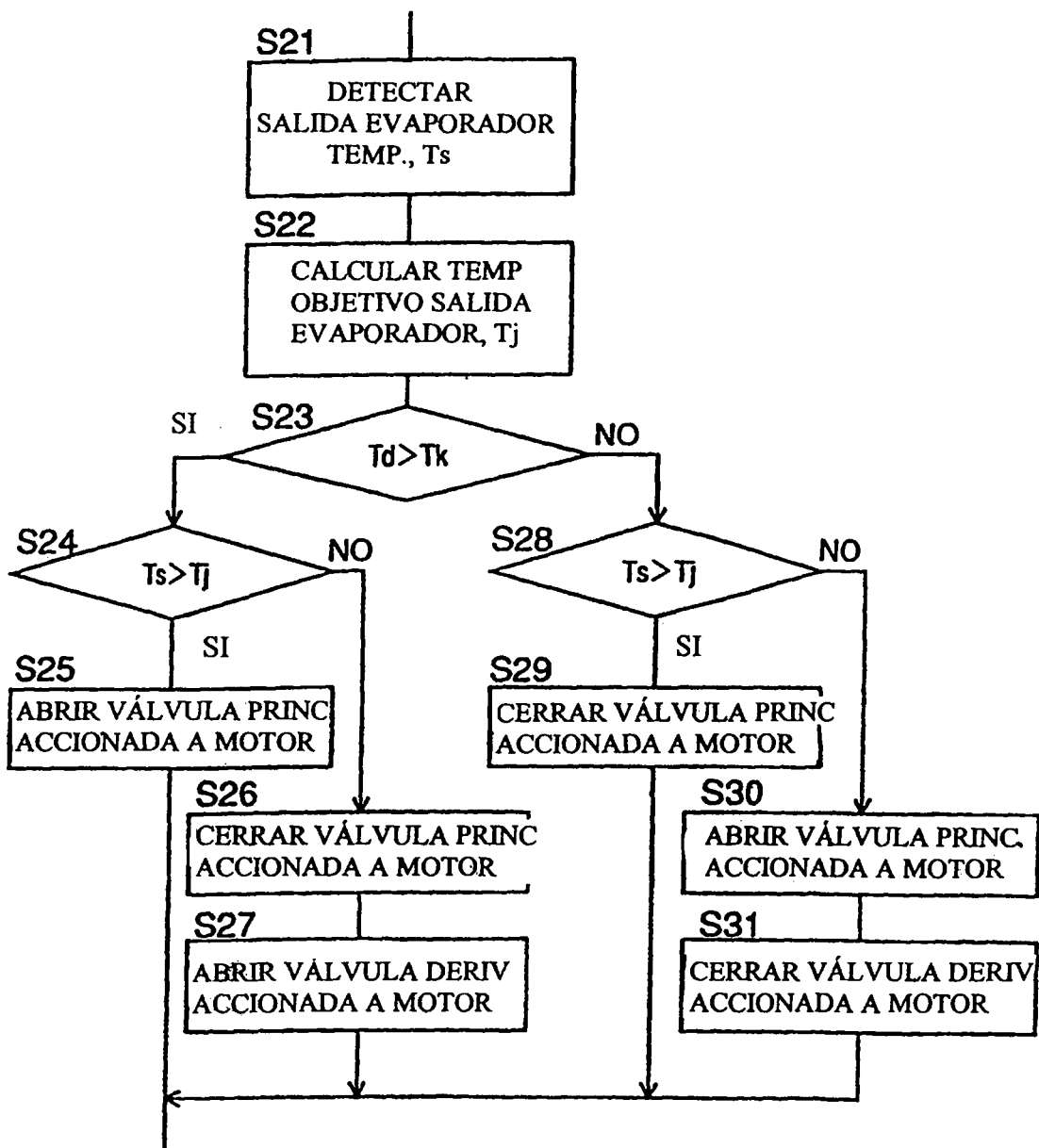


Fig. 6

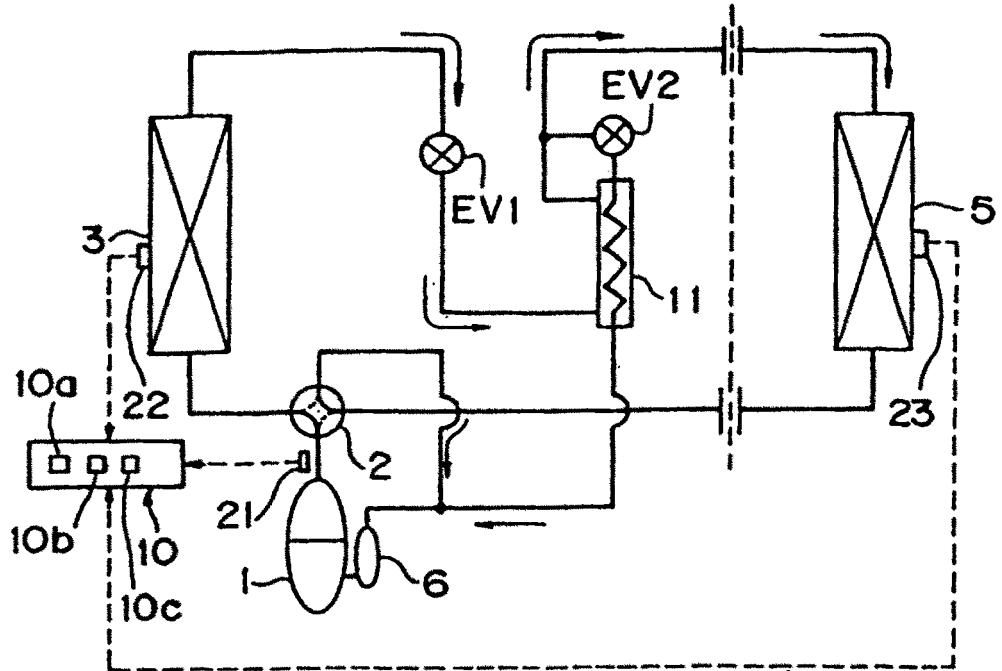


Fig. 7

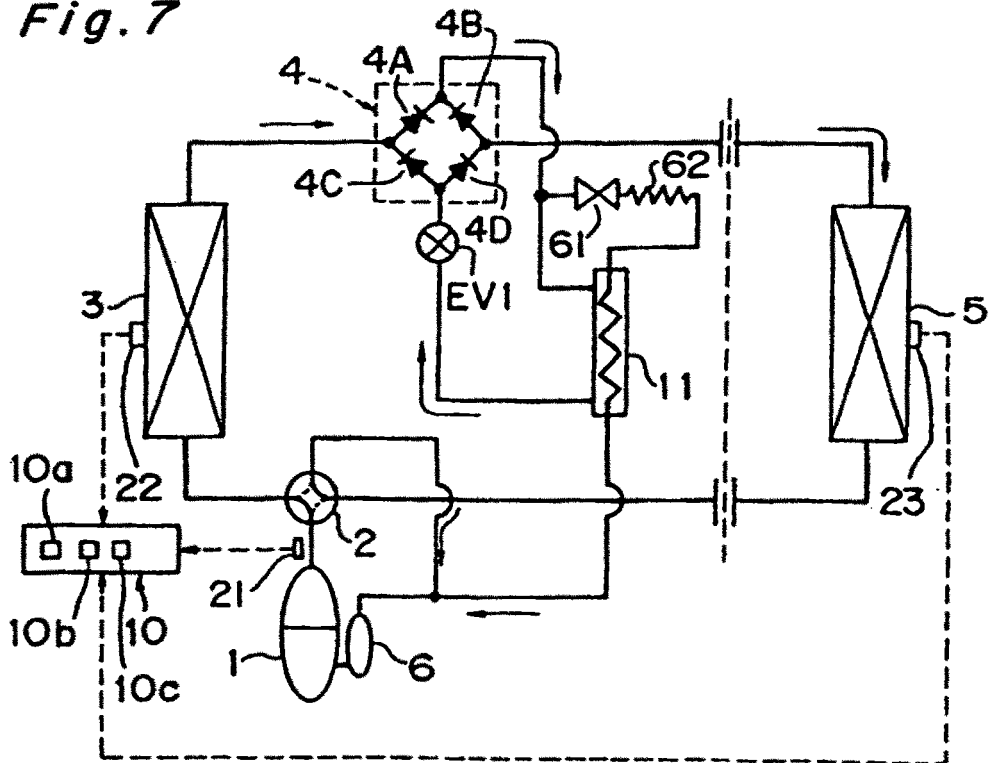
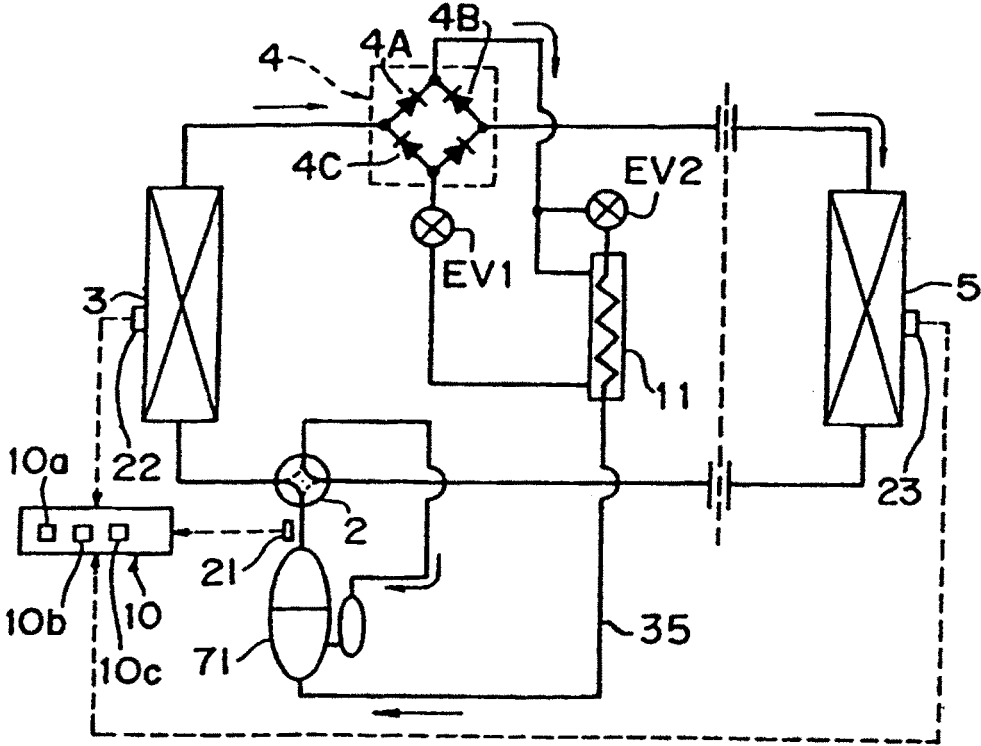


Fig. 8



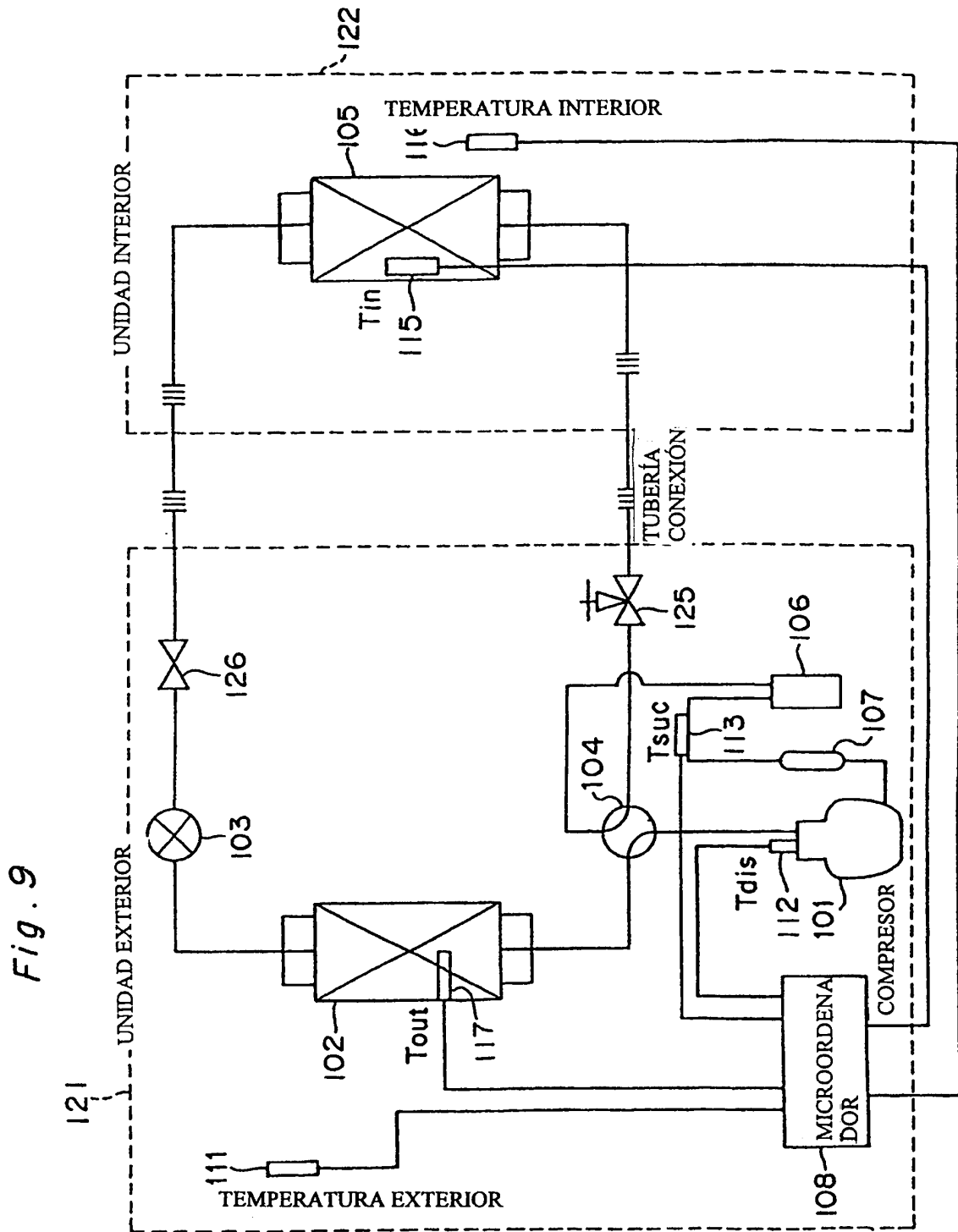
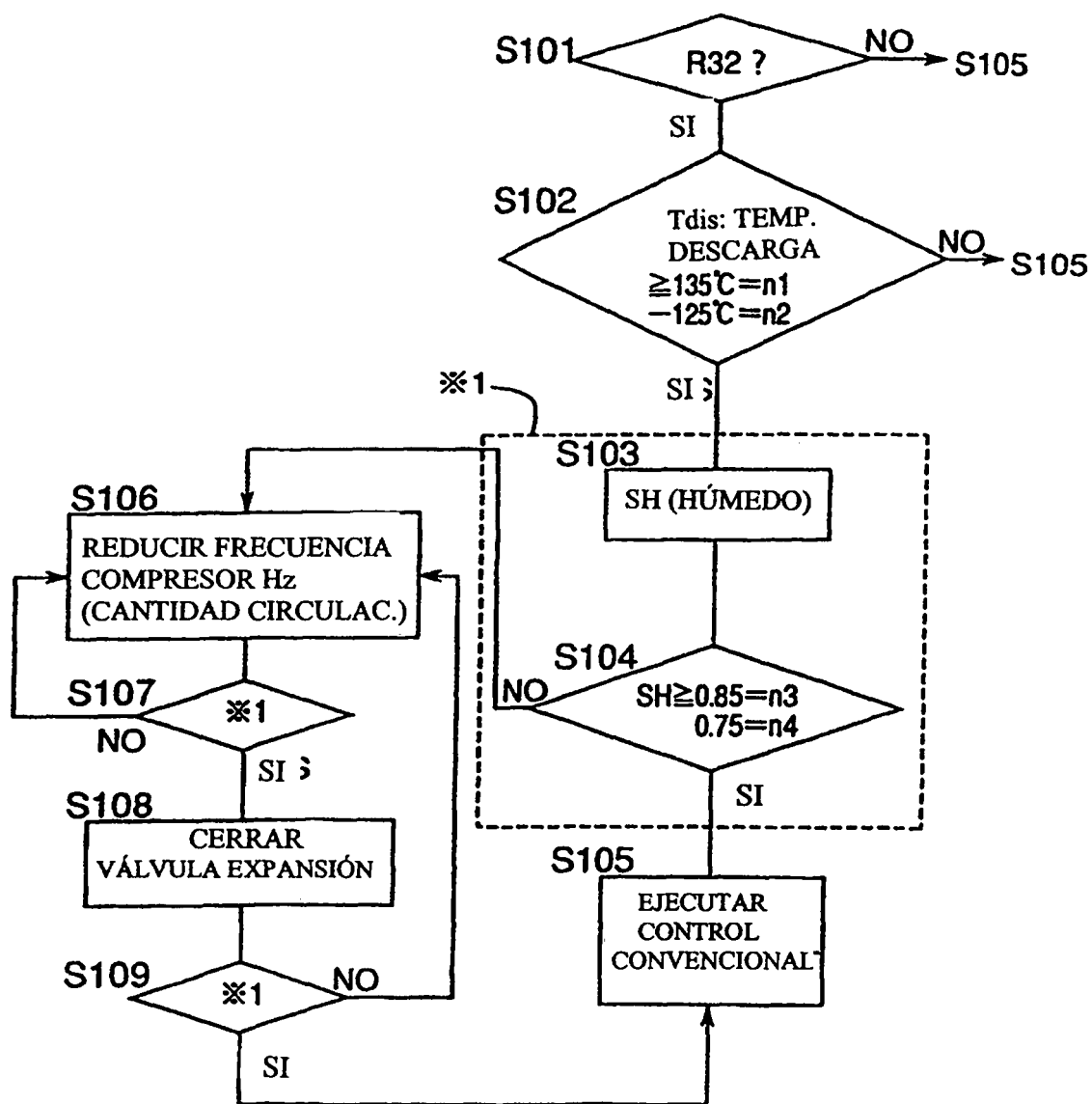


Fig.10



*Fig. 11*

## FIABILIDAD DEL COMPRESOR)R

SEQUEDAD X (1; GAS, 0: LÍQUIDO)	EVALUACIÓN DE FIABILIDAD TY	
	R32	R22
0.95	◎	◎
0.90	◎	○~△
0.85	◎	×
0.80	◎	×
0.75	◎	×
0.70	○	×
0.65	○	×
0.60	○~△	×
0.55	△	×
0.50	×	×

- ◎ : SUFICIENTEMENTE FIABLE (CON MARGEN)  
○ : EL MISMO NIVEL QUE EL COMPRESOR CONVENCIONAL CON R22  
△ : UN POCO INFERIOR  
× : INTILIZABLE

Fig. 12

BALANCE DEL ESTADO DE LA MÁQUINA

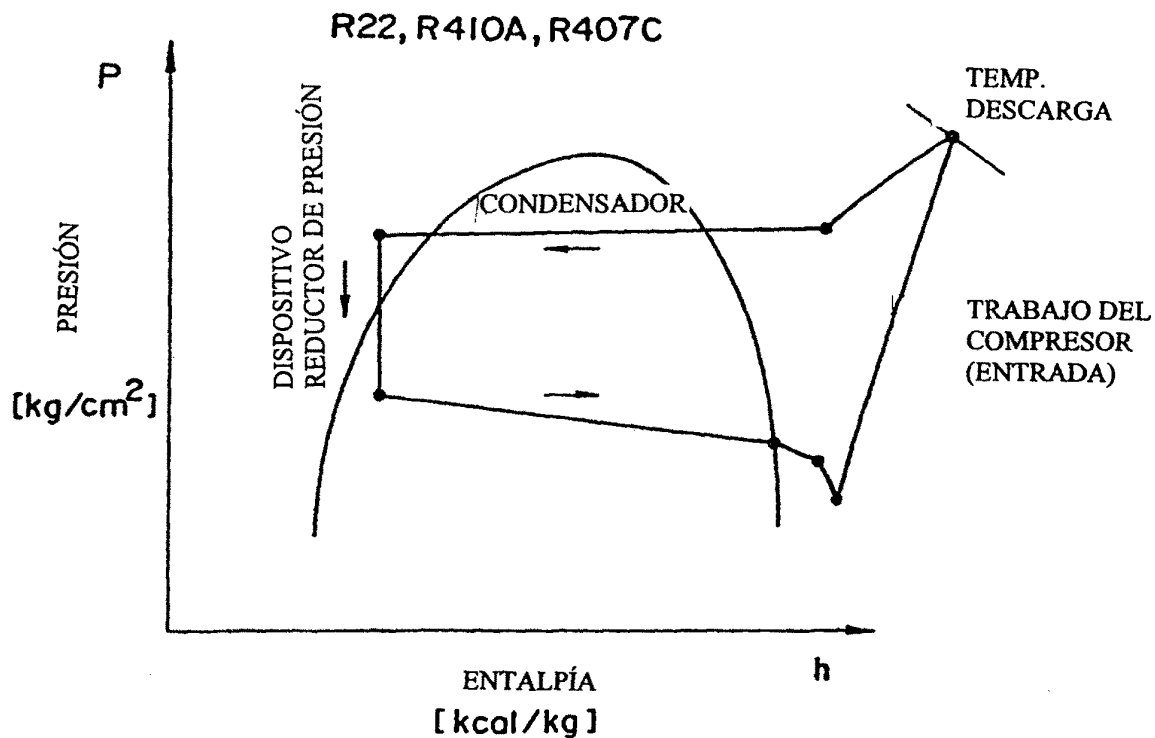


Fig. 13

