

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 715 928**

51 Int. Cl.:

**F25B 13/00** (2006.01)

**F25B 40/02** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **25.11.2010** **E 10252001 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **23.01.2019** **EP 2339269**

54 Título: **Acondicionador de aire**

30 Prioridad:

**25.12.2009 JP 2009293650**

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

**07.06.2019**

73 Titular/es:

**FUJITSU GENERAL LIMITED (100.0%)  
1116, Suenaga, Takatsu-ku Kawasaki-shi  
Kanagawa-ken, JP**

72 Inventor/es:

**ITAKURA, SHUNJI**

74 Agente/Representante:

**IZQUIERDO BLANCO, María Alicia**

**ES 2 715 928 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

## 5 CAMPO TÉCNICO

10 [0001] La presente invención está relacionada con un acondicionador de aire (también llamado 'climatizador' o 'sistema de aire acondicionado') que tiene un ciclo de refrigeración reversible. Más particularmente, la presente invención está relacionada con un acondicionador de aire que tiene un intercambiador de calor de doble tubo en un tubo de refrigerante del lado del líquido que conecta entre sí un intercambiador de calor exterior y un intercambiador de calor interior.

## TÉCNICA ANTERIOR

15 [0002] Como uno de los ciclos de refrigeración que se aplican a un acondicionador de aire, se conoce un ciclo de refrigeración que tiene un intercambiador de calor de doble tubo para aumentar el nivel de superenfriamiento (también denominado 'sobrefusión' o 'sobreenfriamiento'). En un ciclo de refrigeración de este tipo, una parte del líquido refrigerante de alta presión condensado por un condensador se separa y se descomprime y se 'intercambia mediante calor' ('heat-exchanged', en inglés) con un refrigerante líquido de alta presión de la corriente o flujo principal. Un ejemplo de esto se explica en referencia a la Figura 3. El documento US 2006/196225 A1 desvela un sistema para mejorar la eficiencia energética de un ciclo de refrigeración que comprende una unidad auxiliar de intercambio de calor para el intercambio de calor entre el líquido refrigerante que tiene una presión alta y el vapor refrigerante que tiene una presión baja, y una caja que aloja una válvula de soporte de presión situada en la entrada de un tubo o tubería interior de la unidad auxiliar de intercambio de calor. La presión del líquido refrigerante de alta presión condensada en el intercambiador de calor exterior se reduce mediante la válvula de soporte de presión, y se mantiene la presión condensada del intercambiador de calor exterior.

30 [0003] Un ciclo de refrigeración 1B de este ejemplo convencional incluye, en su configuración básica, un compresor 10, una válvula de cuatro vías 20, un intercambiador de calor exterior 30 y un intercambiador de calor interior 40, y el lado de descarga del compresor 10 está conectado al intercambiador de calor exterior 30 o al intercambiador de calor interior 40 mediante la válvula de cuatro vías 20.

35 [0004] Es decir, durante la operación de enfriamiento o refrigeración, el lado de descarga del compresor 10 está conectado al intercambiador de calor exterior 30, el intercambiador de calor exterior 30 funciona como un condensador y el intercambiador de calor interior 40 funciona como un evaporador o vaporizador. En cambio, durante la operación de calentamiento, el lado de descarga del compresor 10 está conectado al intercambiador de calor interior 40, el intercambiador de calor interior 40 funciona como un condensador y el intercambiador de calor exterior 30 funciona como un evaporador o vaporizador.

40 [0005] En ambos casos, se hace fluir un refrigerante gaseoso por un tubo que va desde la válvula de cuatro vías 20 hasta el intercambiador de calor exterior 30 y el intercambiador de calor interior 40, y también se hace fluir el refrigerante gaseoso por un tubo de refrigeración 11 que va desde la válvula de cuatro vías 20 hasta un acumulador 12. Por consiguiente, estos tubos se denominan tubos refrigerantes del lado del gas.

45 [0006] Por el contrario, se hace fluir un refrigerante líquido condensado por un tubo refrigerante que conecta entre sí el intercambiador de calor exterior 30 y el intercambiador de calor interior 40. Por consiguiente, el tubo refrigerante que conecta entre sí el intercambiador de calor exterior 30 y el intercambiador de calor interior 40 normalmente se denomina tubo refrigerante del lado del líquido 50.

50 [0007] El tubo refrigerante del lado del líquido 50 se proporciona con un intercambiador de calor de doble tubo 60. Además, entre el intercambiador de calor de doble tubo 60 y el intercambiador de calor exterior 30, se proporciona una válvula de expansión de calentamiento 51 y, entre el intercambiador de calor de doble tubo 60 y el intercambiador de calor interior 40, se proporciona una válvula de expansión de enfriamiento 52.

55 [0008] Por ejemplo, el intercambiador de calor de doble tubo 60 está compuesto de un tubo interior y un tubo exterior dispuestos coaxialmente, y se hace fluir un refrigerante líquido de alta presión por el tubo interior. Al tubo exterior se conecta un tubo de derivación 61 que sale del tubo refrigerante del lado del líquido 50, y el tubo de derivación 61 se proporciona con una válvula de expansión de derivación 62.

60 [0009] Una válvula de dos vías 53 y una válvula de tres vías 54, que se proporcionan en ambos lados del intercambiador de calor interior 40, son tubos de conexión que conectan el intercambiador de calor interior 40 con el ciclo de refrigeración cuando se instala el acondicionador de aire.

65 [0010] Durante la operación de enfriamiento, la válvula de expansión de calentamiento 51 se abre completamente, y la válvula de expansión de enfriamiento 52 se regula hasta un nivel predeterminado de apertura, de manera que el refrigerante fluye tal y como indican las flechas continuas de la Figura 3. Durante la operación de calentamiento, la

válvula de expansión de enfriamiento 52 se abre completamente, y la válvula de expansión de calentamiento 51 se regula hasta un nivel predeterminado de apertura, de manera que el refrigerante fluye tal y como indican las flechas discontinuas de la Figura 3.

5 **[0011]** En ambas operaciones, en el tubo interior del intercambiador de calor de doble tubo 60, se hace fluir el refrigerante líquido de alta presión (corriente o flujo principal) condensado por el intercambiador de calor exterior 30 o el intercambiador de calor interior 40. Por su parte, en el tubo exterior, se hace fluir un refrigerante de dos fases de baja presión que se separa del refrigerante líquido de alta presión de la corriente principal y se descomprime por medio de la válvula de expansión de derivación 62. El refrigerante de dos fases de baja presión se intercambia mediante calor con el refrigerante líquido de alta presión de la corriente principal y se evapora, y el refrigerante líquido de alta presión de la corriente principal se enfría. En este caso, el grado o nivel de apertura de la válvula de expansión de derivación 62 se controla de tal manera que el nivel de superenfriamiento del refrigerante líquido de alta presión se convierte en el nivel objetivo (o nivel diana) de superenfriamiento.

15 **[0012]** Tal y como se ha explicado previamente, el refrigerante de dos fases de baja presión se evapora debido al intercambio de calor con el refrigerante líquido de alta presión, y vuelve a un tubo de succión 11 del compresor 10 en forma de refrigerante gaseoso de baja presión (por ejemplo, consultar la Publicación de Solicitud de Patente Japonesa nº 2006-23073).

20 **[0013]** Desafortunadamente, en el ejemplo convencional descrito previamente, puesto que el refrigerante gaseoso que se evapora mediante el intercambio de calor con el refrigerante líquido de alta presión en el intercambiador de calor de doble tubo 60 vuelve al lado del tubo de succión 11 del compresor 10, surgen los problemas descritos más adelante a la hora de controlar la válvula de expansión de derivación 62, de manera que el grado o nivel de superenfriamiento del refrigerante líquido de alta presión se convierte en el grado o nivel objetivo de superenfriamiento.

30 **[0014]** En referencia al diagrama de Mollier de la Figura 4, se explica la operación de enfriamiento. En la Figura 4, las líneas continuas indican la corriente o flujo principal del refrigerante líquido de alta presión que fluye por el tubo refrigerante del lado del líquido 50, y las líneas discontinuas indican el flujo o corriente de derivación que fluye por el tubo de derivación 61.

35 **[0015]** Más particularmente, en el caso de que sea necesario alargar un tubo para conectar entre sí una unidad exterior y una unidad interior debido a circunstancias relacionadas con el lugar en el que se instala el acondicionador de aire, a fin de optimizar el estado en el que el refrigerante alcanza el intercambiador de calor interior 40 (para demostrar la capacidad de la unidad interior al máximo), se necesita un superenfriamiento como el que se muestra en la Figura 4A.

40 **[0016]** La Figura 4A muestra un ciclo de refrigeración en el que el refrigerante circula en el estado óptimo. Aunque el refrigerante llegue al intercambiador de calor interior 40 en el estado óptimo con un grado de superenfriamiento de A, y el flujo o corriente principal y el flujo de derivación se mezclen, se establece un estado de fase gaseosa.

45 **[0017]** Es decir, el refrigerante de dos fases de baja presión que se separa del flujo principal y se descomprime mediante la válvula de expansión de derivación 62 se evapora en el intercambiador de calor de doble tubo 60 y pasa a un estado sobrecalentado (c1). La corriente o flujo principal se evapora en el intercambiador de calor interior 40 y regresa al compresor 10 en el estado de (a1) y, en el lado de succión del compresor 10, (a1) y (c1) se mezclan y se forma el estado de (b1).

50 **[0018]** Por otra parte, tal y como se muestra en la Figura 4B, en caso de que se aumente la cantidad de desviación o derivación al intercambiador de calor de doble tubo 60 para cambiar el grado de superenfriamiento de A a A' (hacia la izquierda en la Figura 4B) porque el refrigerante que llega a la unidad interior no es óptimo, el flujo principal se intercambia mediante calor lo suficiente mediante el intercambiador de calor interior 40 y se forma una fase gaseosa (a2).

55 **[0019]** Sin embargo, si resulta imposible evaporar todo el refrigerante de derivación, el refrigerante vuelve al estado de dos fases (c2), en el que el grado o nivel de sobrecalentamiento es cero. Así, el refrigerante mezclado en el lado de succión del compresor 10 se convierte en el estado de dos fases (b2) que contiene el refrigerante líquido, y se produce una vuelta de líquido.

60 **[0020]** Por lo tanto, para hacer que (b2) sea un estado de fase gaseosa y evitar la vuelta de líquido, el grado de superenfriamiento debe ser superficial (de A' a A, hacia la derecha en la Figura 4B). En este caso, el refrigerante no llega al intercambiador de calor interior 40 en el estado óptimo, y el rendimiento (COP) empeora.

65 **[0021]** Así, en el ejemplo anterior, puesto que existe el riesgo de que el líquido regrese al compresor 10, se monitoriza la temperatura del flujo de derivación en la salida del intercambiador de calor de doble tubo 60 a fin de contener o suprimir la tasa de flujo del flujo de derivación. Como resultado de ello, puede darse el caso de que no se alcance el grado objetivo de superenfriamiento. Además, la cantidad de circulación del refrigerante en el evaporador

(por ejemplo, el intercambiador de calor interior 40) sólo es la cantidad del flujo principal, de manera que a veces el intercambio de calor no es suficiente.

5 [0022] Como método para convertir el flujo de derivación en un refrigerante gaseoso evaporando todo el flujo de derivación, hay un método disponible en el que se aumenta el tamaño del intercambiador de calor de doble tubo 60. Sin embargo, este método no es recomendable, ya que el sistema de tubos se hace demasiado grande.

10 [0023] Por consiguiente, un objetivo de la presente invención es proporcionar un acondicionador de aire que tiene un intercambiador de calor de doble tubo en un ciclo de refrigeración, de manera que el grado de apertura de una válvula de expansión de derivación puede controlarse fácilmente sin que el líquido vuelva al compresor y sin tener que tomar en cuenta el estado de un refrigerante de dos fases de baja presión en el intercambiador de calor de doble tubo.

## 15 RESUMEN DE LA INVENCION

[0024] Para alcanzar el objetivo mencionado anteriormente, la presente invención proporciona un acondicionador de aire que incluye un ciclo de refrigeración en el que un intercambiador de calor de doble tubo se proporciona en un tubo de refrigerante del lado del líquido entre un intercambiador de calor exterior y un intercambiador de calor interior que están conectados de forma selectiva al lado de descarga de un compresor mediante una válvula de cuatro vías; se proporciona una válvula de expansión de calentamiento entre el intercambiador de calor exterior y el intercambiador de calor de doble tubo; se proporciona una válvula de expansión de enfriamiento entre el intercambiador de calor interior y el intercambiador de calor de doble tubo; y, en el intercambiador de calor de doble tubo, un refrigerante líquido de alta presión que fluye por el tubo de refrigeración del lado del líquido se intercambia mediante calor con un refrigerante de dos fases de baja presión líquido-gaseoso que se forma descomprimiendo una parte del refrigerante líquido de alta presión mediante una válvula de expansión de derivación, de manera que una parte del flujo de salida del refrigerante de baja presión del intercambiador de calor de doble tubo se bifurca o ramifica en forma de horquilla o tenedor; una rama o bifurcación se conecta al tubo de refrigeración entre el intercambiador de calor exterior y la válvula de expansión de calentamiento mediante una primera válvula; y la otra rama o bifurcación se conecta al tubo de refrigeración entre el intercambiador de calor interior y la válvula de expansión de enfriamiento mediante una segunda válvula.

35 [0025] En la presente invención, durante la operación de enfriamiento del ciclo de refrigeración, la válvula de expansión de calentamiento se abre completamente, y la válvula de expansión de enfriamiento se regula hasta un nivel predeterminado de apertura; y el refrigerante de baja presión intercambiado mediante calor mediante el intercambiador de calor de doble tubo se suministra al intercambiador de calor interior del lado del evaporador a través de la segunda válvula junto con el refrigerante descomprimido mediante la válvula de expansión de enfriamiento.

40 [0026] Además, durante la operación de calentamiento del ciclo de refrigeración, la válvula de expansión de enfriamiento se abre completamente, y la válvula de expansión de calentamiento se regula hasta un nivel predeterminado de apertura; y el refrigerante de baja presión intercambiado mediante calor mediante el intercambiador de calor de doble tubo se suministra al intercambiador de calor exterior del lado del evaporador a través de la primera válvula junto con el refrigerante descomprimido mediante la válvula de expansión de calentamiento.

45 [0027] En la presente invención, como primera y segunda válvula, pueden usarse válvulas de retención que se abren cuando la parte del flujo de salida del refrigerante de baja presión está en el lado de alta presión o válvulas solenoides que se abren y cierran mediante una señal externa.

50 [0028] De acuerdo con la presente invención, puesto que el refrigerante de baja presión que sale del intercambiador de calor de doble tubo se hace fluir hacia el lado del evaporador, el evaporador evapora el refrigerante y este regresa al compresor aunque no se evapore por completo mediante el intercambiador de calor de doble tubo. De este modo, puede eliminarse el regreso de líquido al compresor.

55 [0029] Además, al controlar la válvula de expansión de derivación, no es necesario tener en cuenta el estado del refrigerante de baja presión en el intercambiador de calor de doble tubo, y sólo hay que controlar que el grado de superenfriamiento del refrigerante líquido de alta presión se convierta en un grado o nivel objetivo de superenfriamiento. De este modo, la válvula de expansión de derivación puede controlarse fácilmente.

60 [0030] Asimismo, puesto que puede hacerse que una gran cantidad de refrigerante de baja presión fluya por el intercambiador de calor de doble tubo, puede establecerse un grado o nivel alto de superenfriamiento del refrigerante líquido de alta presión, de manera que se puede esperar la correspondiente mejora de rendimiento del ciclo de refrigeración.

65 **BREVE DESCRIPCION DE LAS ILUSTRACIONES**

**[0031]**

La Figura 1 (FIG. 1) es un diagrama de un circuito de refrigeración que muestra una realización de un ciclo de refrigeración que se aplica a un acondicionador de aire de la presente invención;

La Figura 2 es un diagrama de Mollier del ciclo de refrigeración que se muestra en la Figura 1;

La Figura 3 es un diagrama de un circuito de refrigeración que muestra un ciclo de refrigeración convencional;

La Figura 4A es un diagrama de Mollier en un supuesto en el que el grado de sobrecalentamiento se establece en un intercambiador de calor de doble tubo del ciclo de refrigeración convencional que se muestra en la Figura 3; y

La Figura 4B es un diagrama de Mollier en un supuesto en el que el grado de sobrecalentamiento no se establece en un intercambiador de calor de doble tubo del ciclo de refrigeración convencional que se muestra en la Figura 3.

**DESCRIPCIÓN DETALLADA**

**[0032]** Ahora se describirá una realización de la presente invención tomando como referencia las Figuras 1 y 2. La presente invención no se limita a esta realización. En la explicación de esta realización, se aplican los mismos números de referencia a elementos que básicamente son iguales que los elementos del ejemplo convencional explicado en referencia a la Figura 3.

**[0033]** Tal y como se muestra en la Figura 1, un ciclo de refrigeración 1A de acuerdo con la presente invención incluye, en su configuración básica, un compresor 10, una válvula de cuatro vías 20, un intercambiador de calor exterior 30 y un intercambiador de calor interior 40. El compresor 10 puede ser un compresor giratorio o un compresor de desplazamiento.

**[0034]** El lado de descarga del compresor 10 está conectado al intercambiador de calor exterior 30 o al intercambiador de calor interior 40 mediante la válvula de cuatro vías 20 y, en el tubo refrigerante del lado líquido 50 que conecta entre sí el intercambiador de calor exterior 30 y el intercambiador de calor interior 40, se interpone un intercambiador de calor de doble tubo 60.

**[0035]** Además, entre el intercambiador de calor de doble tubo 60 y el intercambiador de calor exterior 30, se proporciona una válvula de expansión de calentamiento 51 y, entre el intercambiador de calor de doble tubo 60 y el intercambiador de calor interior 40, se proporciona una válvula de expansión de enfriamiento 52.

**[0036]** El intercambiador de calor de doble tubo 60 está compuesto, por ejemplo, de un tubo interior y un tubo exterior dispuestos coaxialmente, y por el tubo interior se hace fluir un refrigerante líquido de alta presión condensado mediante el intercambiador de calor exterior 30 o el intercambiador de calor interior 40. Este refrigerante líquido de alta presión que se hace fluir por el tubo interior es el flujo o corriente principal.

**[0037]** Al tubo exterior del intercambiador de calor de doble tubo 60 se conecta un tubo de derivación 61 que sale del tubo refrigerante del lado del líquido 50, y el tubo de derivación 61 se proporciona con una válvula de expansión de derivación 62. Una parte del refrigerante líquido de alta presión separado del tubo de derivación 61 se descomprime, y fluye por el tubo exterior en forma de refrigerante de dos fases de baja presión. El refrigerante líquido de alta presión puede hacerse fluir por el lado del tubo exterior y el refrigerante de dos fases de baja presión puede hacerse fluir por el lado del tubo interior.

**[0038]** De acuerdo con la presente invención, una parte del flujo de salida del refrigerante de baja presión 60a del intercambiador de calor de doble tubo 60 está conectada a una parte del tubo refrigerante 50a entre el intercambiador de calor exterior 30 y la válvula de expansión de calentamiento 51 mediante una primera válvula de retención 71, y también está conectada a una parte del tubo refrigerante 50b entre el intercambiador de calor interior 40 y la válvula de expansión de enfriamiento 52 mediante una segunda válvula de retención 72.

**[0039]** En ambas válvulas de retención 71 y 72, la dirección hacia adelante del flujo es una dirección que va desde la parte del flujo de salida del refrigerante de baja presión 60a hasta las partes del tubo refrigerante 50a y 50b. En lugar de la válvula de retención, puede usarse una válvula solenoide que se abre y cierra mediante una señal externa.

**[0040]** Durante la operación de enfriamiento o refrigeración, la válvula de cuatro vías 20 se cambia al estado que indican las líneas continuas de la Figura 1. En este estado, la válvula de expansión de calentamiento 51 se abre completamente, y la válvula de expansión de enfriamiento 52 se regula hasta un nivel predeterminado de apertura, de manera que el refrigerante circula tal y como indican las flechas continuas de la Figura 1.

**[0041]** Es decir, el refrigerante gaseoso de alta presión descargado del compresor 10 llega al intercambiador de calor exterior 30 a través de la válvula de cuatro vías 20, de manera que el intercambiador de calor exterior 30 lo condensa y se convierte en el refrigerante líquido de alta presión, y el intercambiador de calor de doble tubo 60 lo enfría aún más.

5 [0042] El refrigerante líquido de alta presión, del que el intercambiador de calor de doble tubo 60 extrae el grado o nivel de superenfriamiento, se separa en una parte o porción del tubo de derivación 61. Un flujo o corriente (el flujo o corriente principal) se envía a la válvula de expansión de enfriamiento 52, y el otro flujo (el flujo de derivación) se envía a la válvula de expansión de derivación 62.

[0043] El flujo de derivación se descomprime mediante la válvula de expansión de derivación 62 para formar el refrigerante de dos fases de baja presión líquido-gaseoso, y se intercambia mediante calor con el refrigerante líquido de alta presión mediante el intercambiador de calor de doble tubo 60 y se evapora.

10 [0044] Durante la operación de enfriamiento, el refrigerante en la porción del tubo de refrigeración 50a del lado del intercambiador de calor exterior 30 tiene una presión mayor que la presión del refrigerante en la parte o porción del flujo de salida del refrigerante de baja presión 60a, y el refrigerante en la porción del tubo de refrigeración 50b del lado del intercambiador de calor interior 40 tiene una presión menor que la presión del refrigerante en la parte o porción del flujo de salida del refrigerante de baja presión 60a.

15 [0045] Así, el refrigerante gaseoso evaporado llega hasta la porción del tubo de refrigeración 50b a través de la segunda válvula de retención 72, de manera que se une al refrigerante del lado del flujo principal descomprimido mediante la válvula de expansión de enfriamiento 52, y se envía al intercambiador de calor interior 40 en el lado del evaporador. En el intercambiador de calor interior 40, el refrigerante se intercambia mediante calor con el aire interior y se evapora, y el refrigerante gaseoso regresa al compresor 10 a través del tubo de succión 11 y el acumulador 12.

20 [0046] Durante la operación de enfriamiento, la tasa de flujo del refrigerante en el ciclo de refrigeración se regula mediante la válvula de expansión de enfriamiento 52, y el grado o nivel de apertura de la válvula de expansión de derivación 62 se controla de modo que el grado o nivel de superenfriamiento del refrigerante líquido de alta presión se convierte en el grado objetivo de superenfriamiento.

25 [0047] Durante la operación de calentamiento, la válvula de cuatro vías 20 se cambia al estado que indican las líneas discontinuas de la Figura 1. En este estado, la válvula de expansión de enfriamiento 52 se abre completamente, y la válvula de expansión de calentamiento 51 se regula hasta un nivel predeterminado de apertura, de manera que el refrigerante circula tal y como indican las flechas discontinuas de la Figura 1.

30 [0048] Es decir, el refrigerante gaseoso de alta presión descargado del compresor 10 llega al intercambiador de calor interior 40 a través de la válvula de cuatro vías 20, de manera que el intercambiador de calor interior 40 lo condensa y se convierte en el refrigerante líquido de alta presión.

35 [0049] Después, el refrigerante líquido de alta presión se separa en una parte o porción del tubo de derivación 61 enfrente del intercambiador de calor de doble tubo 60. Un flujo o corriente (el flujo o corriente principal) fluye por el tubo interior del intercambiador de calor de doble tubo 60 y llega a la válvula de expansión de calentamiento 51, y el otro flujo (el flujo de derivación) se envía a la válvula de expansión de derivación 62.

40 [0050] El flujo de derivación se descomprime mediante la válvula de expansión de derivación 62 para formar el refrigerante de dos fases de baja presión líquido-gaseoso, y se intercambia mediante calor con el refrigerante líquido de alta presión en el lado del flujo principal mediante el intercambiador de calor de doble tubo 60 y se evapora.

45 [0051] Durante la operación de calentamiento, el refrigerante en la porción del tubo de refrigeración 50b del lado del intercambiador de calor interior 40 tiene una presión mayor que la presión del refrigerante en la parte o porción del flujo de salida del refrigerante de baja presión 60a, y el refrigerante en la porción del tubo de refrigeración 50b del lado del intercambiador de calor exterior 30 tiene una presión menor que la presión del refrigerante en la parte o porción del flujo de salida del refrigerante de baja presión 60a.

50 [0052] Así, el refrigerante gaseoso evaporado llega hasta la porción del tubo de refrigeración 50a a través de la primera válvula de retención 71, de manera que se une al refrigerante del lado del flujo principal descomprimido mediante la válvula de expansión de calentamiento 51, y se envía al intercambiador de calor exterior 30 en el lado del evaporador. En el intercambiador de calor exterior 30, el refrigerante se intercambia mediante calor con el aire exterior y se evapora, y el refrigerante gaseoso regresa al compresor 10 a través del tubo de succión 11 y el acumulador 12.

55 [0053] También durante la operación de calentamiento, la tasa de flujo del refrigerante en el ciclo de refrigeración se regula mediante la válvula de expansión de calentamiento 51, y el grado o nivel de apertura de la válvula de expansión de derivación 62 se controla de modo que el grado o nivel de superenfriamiento del refrigerante líquido de alta presión se convierte en el grado objetivo de superenfriamiento.

60 [0054] Tal y como se ha explicado previamente, de acuerdo con la presente invención, tanto durante la operación de enfriamiento como durante la operación de calentamiento, puesto que el refrigerante de baja presión que sale del intercambiador de calor de doble tubo 60 se hace fluir desde el lado 'corriente abajo' de la válvula de expansión de enfriamiento 52 o la válvula de expansión de calentamiento 51 hacia el evaporador, no es necesario evaporar

completamente el refrigerante de dos fases de baja presión líquido-gaseoso en el el intercambiador de calor de doble tubo 60. Por lo tanto, puede hacerse que una gran cantidad de refrigerante de dos fases de baja presión fluya por el intercambiador de calor de doble tubo 60 aumentando el grado objetivo de superenfriamiento del refrigerante líquido de alta presión.

5 **[0055]** En referencia al diagrama de Mollier de la Figura 2, se explica el ciclo de refrigeración de la presente invención (en el supuesto de una operación de enfriamiento). En la Figura 2, las líneas continuas indican la corriente o flujo principal del refrigerante líquido de alta presión que fluye por el tubo refrigerante del lado del líquido 50, y las líneas discontinuas indican el flujo o corriente de derivación que fluye por el tubo de derivación 61.

10 **[0056]** En el punto D, el compresor 10 absorbe el refrigerante y el refrigerante comprimido se transforma a una alta temperatura y presión (punto x) y lo condensa el intercambiador de calor exterior 30 (punto a). El refrigerante se intercambia mediante calor con el flujo de derivación descrito anteriormente (g-f) mediante el intercambiador de calor de doble tubo 60 y pasa a estar en un estado sobreenfriado (punto b), y la válvula de expansión de enfriamiento 52 lo descomprime (punto d).

15 **[0057]** Por otra parte, en el circuito de derivación, una parte del flujo principal intercambiado por calor mediante el intercambiador de calor de doble tubo 60 se separa en el tubo de derivación 61, y lo descomprime la válvula de expansión de derivación 62 (punto g). Posteriormente, el refrigerante se intercambia mediante calor con el flujo principal (a-b) (punto f). El flujo principal y el flujo de derivación se juntan (punto e) y fluyen hasta el intercambiador de calor interior 30. El intercambiador de calor interior 30 evapora el refrigerante y el compresor 10 lo absorbe (punto d).

20 **[0058]** En la presente invención, tal y como se ha descrito previamente, el flujo de derivación usado en el intercambiador de calor de doble tubo 60 no regresa directamente al lado de succión del compresor 10, y el intercambiador de calor interior 30 lo intercambia mediante calor, de manera que no se genera ningún refrigerante sobrante. Por consiguiente, se mejora el rendimiento (COP). Además, puesto que no hay peligro de vuelta del líquido, se puede realizar el superenfriamiento hasta que pueda suministrarse el refrigerante al intercambiador de calor interior 30 en estado óptimo.

25 **[0059]** Además, normalmente, suele ser necesario controlar con precisión tanto la válvula de expansión electrónica para el intercambiador de calor de doble tubo como las válvulas de expansión electrónicas de todo el ciclo de refrigeración. Sin embargo, de acuerdo con la presente invención, puesto que no se produce una vuelta del líquido, el programa de control para estas válvulas de expansión electrónicas puede simplificarse en gran medida.

35

40

45

50

55

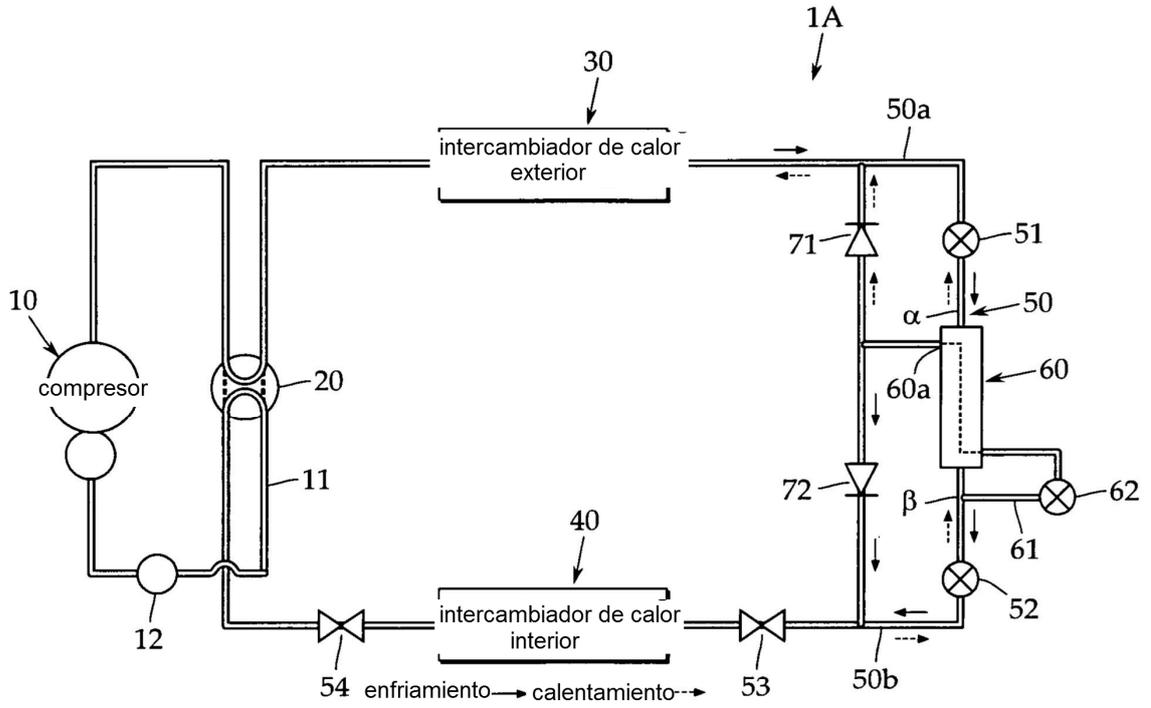
60

65

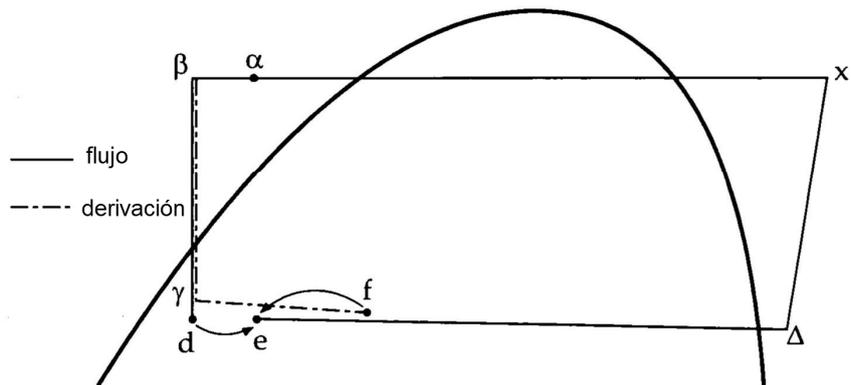
REIVINDICACIONES

- 5 1. Un acondicionador de aire (también llamado 'climatizador' o 'sistema de aire acondicionado') que incluye un ciclo de refrigeración en el que un intercambiador de calor de doble tubo (60) se proporciona en un tubo de refrigeración del lado del líquido (50) entre un intercambiador de calor exterior (30) y un intercambiador de calor interior (40) que están conectados de foma selectiva al lado de descarga de un compresor (10) mediante una válvula de cuatro vías (20); se proporciona una válvula de expansión de calentamiento (51) entre el intercambiador de calor exterior (30) y el intercambiador de calor de doble tubo (60); se proporciona una válvula de expansión de enfriamiento (52) entre el intercambiador de calor interior (40) y el intercambiador de calor de doble tubo (60); y, en el intercambiador de calor de doble tubo (60), un refrigerante líquido de alta presión que fluye por el tubo de refrigeración del lado del líquido (50) se 'intercambia mediante calor' con un refrigerante de dos fases de baja presión líquido-gaseoso que se forma descomprimiendo una parte del refrigerante líquido de alta presión mediante una válvula de expansión de derivación (62), de manera que
- 10 una parte o porción del flujo de salida del refrigerante de baja presión (60a) del intercambiador de calor de doble tubo (60) se bifurca o ramifica en forma de horquilla o tenedor;
- 15 **que se caracteriza por el hecho de que** una rama o bifurcación está conectada al tubo de refrigeración (50) entre el intercambiador de calor exterior (30) y la válvula de expansión de calentamiento (51) mediante una primera válvula (71); y la otra rama o bifurcación está conectada al tubo de refrigeración (50) entre el intercambiador de calor interior (40) y la válvula de expansión de enfriamiento (52) mediante una segunda válvula (72).
- 20
2. El acondicionador de aire de acuerdo con la reivindicación 1, de manera que, durante la operación de enfriamiento del ciclo de refrigeración, la válvula de expansión de calentamiento (51) se abre completamente, y la válvula de expansión de enfriamiento (52) se regula hasta un nivel predeterminado de apertura; y el refrigerante de baja presión intercambiado mediante calor mediante el intercambiador de calor de doble tubo (60) se suministra al intercambiador de calor interior (40) del lado del evaporador a través de la segunda válvula (72) junto con el refrigerante descomprimido mediante la válvula de expansión de enfriamiento (52).
- 25
3. El acondicionador de aire de acuerdo con la reivindicación 1, de manera que, durante la operación de calentamiento del ciclo de refrigeración, la válvula de expansión de enfriamiento (52) se abre completamente, y la válvula de expansión de calentamiento (51) se regula hasta un nivel predeterminado de apertura; y el refrigerante de baja presión intercambiado mediante calor mediante el intercambiador de calor de doble tubo (60) se suministra al intercambiador de calor exterior (30) del lado del evaporador a través de la primera válvula (71) junto con el refrigerante descomprimido mediante la válvula de expansión de calentamiento (51).
- 30
4. El acondicionador de aire de acuerdo con la reivindicación 1, de manera que la primera válvula (71) y la segunda válvula (72) son válvulas de retención que se abren cuando la parte o porción del flujo de salida del refrigerante de baja presión (60a) está en el lado de alta presión.
- 35
5. El acondicionador de aire de acuerdo con la reivindicación 1, de manera que la primera válvula (71) y la segunda válvula (72) son válvulas solenoides que se abren y cierran mediante una señal externa.
- 40
- 45
- 50
- 55
- 60
- 65

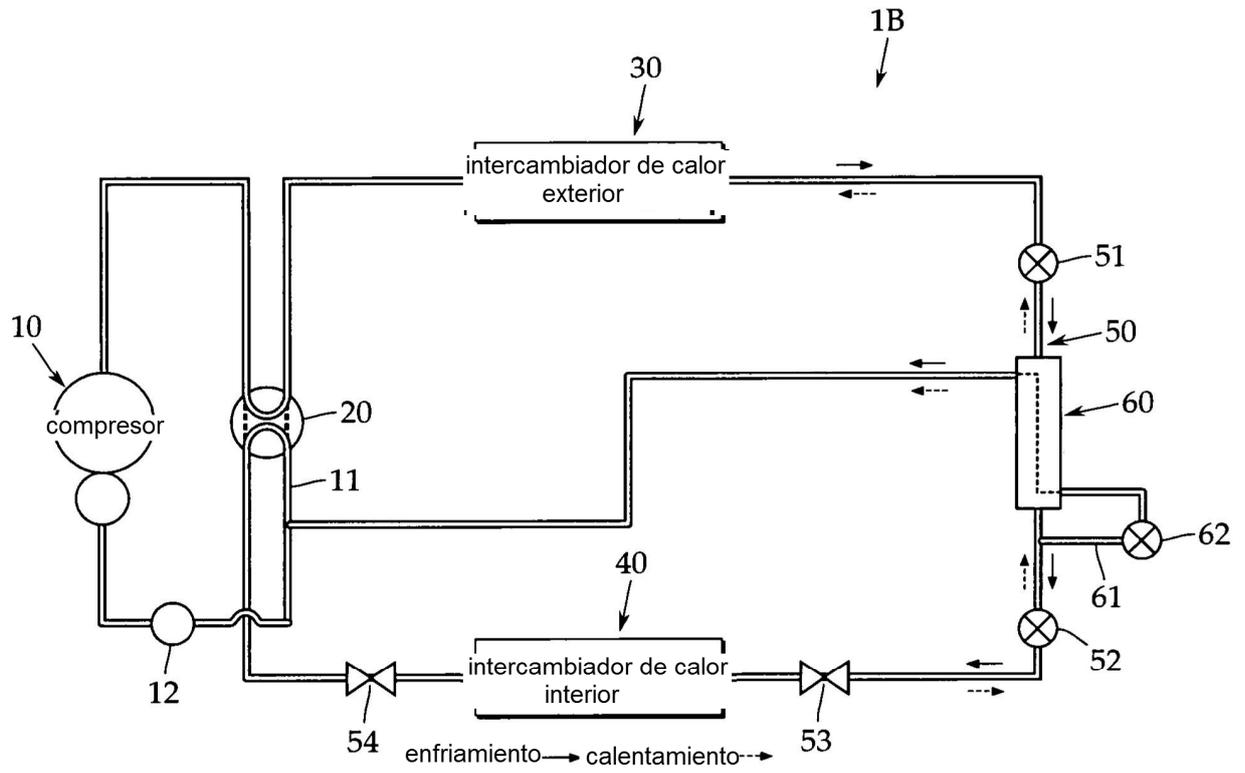
**FIG. 1**



**FIG. 2**

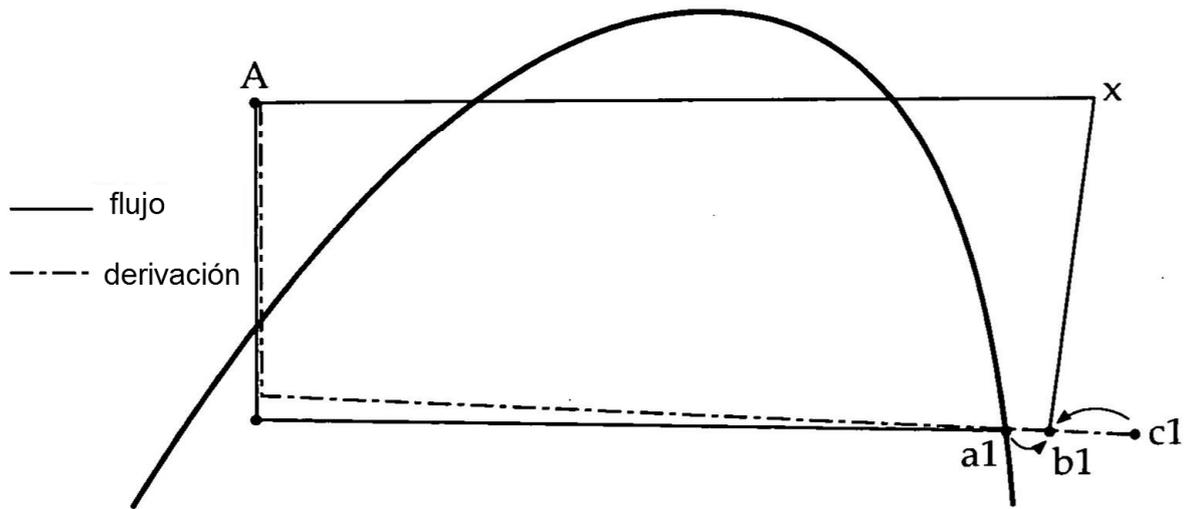


**FIG. 3**



# FIG. 4A

Estado de la Técnica



# FIG. 4B

Estado de la Técnica

