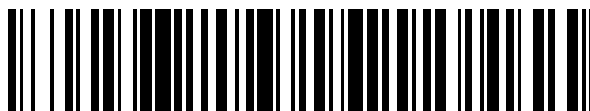


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 698 226**

51 Int. Cl.:

F25B 1/10 (2006.01)

F25B 1/00 (2006.01)

F25B 13/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **25.02.2009 PCT/JP2009/053318**

87 Fecha y número de publicación internacional: **03.09.2009 WO09107617**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **25.02.2009 E 09715946 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **22.08.2018 EP 2261581**

54 Título: **Aparato de refrigeración**

30 Prioridad:

29.02.2008 JP 2008048903

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

01.02.2019

73 Titular/es:

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

72 Inventor/es:

**FUJIMOTO, SHUJI y
YOSHIMI, ATSUSHI**

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 698 226 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Aparato de refrigeración

Campo técnico

5 La presente invención se refiere a un aparato de refrigeración, y en particular se refiere a un aparato de refrigeración que lleva a cabo un ciclo de refrigeración de compresión en varias etapas.

Antecedentes de la técnica

10 Como ejemplo convencional de un aparato de refrigeración que lleva a cabo un ciclo de refrigeración de compresión en varias etapas, el documento de patente 1 describe un aparato de aire acondicionado que lleva a cabo un ciclo de refrigeración de compresión en dos etapas. Este aparato de aire acondicionado tiene fundamentalmente un compresor que tiene dos elementos de compresión conectados en serie, un intercambiador de calor exterior y un intercambiador de calor interior.

<Documento de patente 1>

Publicación de patente japonesa puesta a disposición del público nº 2007-232263.

15 Se puede encontrar técnica anterior relevante adicional en el documento de patente de Japón JP 2007 183044 A, el cual describe un aparato de enfriamiento con las características del preámbulo de la reivindicación 1 y una máquina expendedora en la que un líquido refrigerante de la primera etapa comprimido por medio de una parte de compresión de la primera etapa de un compresor de dos etapas se suministra a una parte de compresión de la segunda etapa, y un líquido refrigerante de la segunda etapa comprimido por medio de la parte de compresión de la segunda etapa se suministra a un evaporador de un lado de uso de calor. El líquido refrigerante de la segunda etapa que ha pasado a través del evaporador del lado de uso de calor se suministra a un lado situado aguas arriba de un sistema de conducciones de presión alta de un intercambiador de calor interno a través del enfriador de gas, el líquido refrigerante de la segunda etapa que ha pasado a través del intercambiador de calor interno se suministra a una válvula de expansión electrónica para convertirse en un líquido refrigerante de temperatura baja y de presión baja. El líquido refrigerante de temperatura baja y de presión baja se suministra a un lado situado aguas arriba del sistema de conducciones de presión baja del intercambiador de calor interno a través del intercambiador de calor intermedio, y se suministra a continuación desde el intercambiador de calor interno hasta la parte de compresión de la primera etapa del compresor de dos etapas. De esta forma, el evaporador del lado de uso de calor se calienta por medio del calor del líquido refrigerante de la segunda etapa, y el frío del líquido refrigerante de temperatura baja y de presión baja se expulsa al exterior por medio del intercambiador de calor intermedio.

30 Descripción de la invención

Un aparato de refrigeración según un primer aspecto de la presente invención comprende un mecanismo de compresión, un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, un intercambiador de calor del lado de uso, un intercooler, un tubo de bypass del intercooler y un tubo de retorno de admisión. El mecanismo de compresión tiene una pluralidad de elementos de compresión y está configurado de tal manera que el refrigerante que se descarga desde un elemento de compresión de la primera etapa, el cual es uno de entre la pluralidad de elementos de compresión, se comprime de forma secuencial por medio de un elemento de compresión de la segunda etapa. Tal y como se utiliza en la presente memoria, el término "mecanismo de compresión" hace referencia a un compresor en el que una pluralidad de elementos de compresión están incorporados de forma integral, o a una configuración en la que un mecanismo de compresión en el que un único elemento de compresión está incorporado y/o en la que una pluralidad de mecanismos de compresión en los que se ha incorporado una pluralidad de elementos de compresión están conectados entre sí. La expresión "el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa, el cual es uno de entre la pluralidad de elementos de compresión, se comprime de forma secuencial por medio del elemento de compresión de la segunda etapa" no se refiere solamente a que se incluyen dos elementos de compresión conectados en serie, en concreto, el "elemento de compresión de la primera etapa" y el "elemento de compresión de la segunda etapa", sino que se refiere a que una pluralidad de elementos de compresión están conectados en serie, y la relación entre los elementos de compresión es la misma que la relación entre el "elemento de compresión de la primera etapa" y el "elemento de compresión de la segunda etapa" mencionados con anterioridad. El intercooler está dispuesto en un tubo de refrigerante intermedio para la aspiración del refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa, y el intercooler se comporta como un enfriador del refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa y que se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa. El tubo de bypass del intercooler está conectado al tubo de refrigerante intermedio al objeto de evitar pasar por el intercooler. El tubo de retorno de admisión es un tubo de refrigerante para la conexión del intercooler y el lado de admisión del mecanismo de compresión durante un estado en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de bypass del intercooler.

En el aparato de aire acondicionado convencional, dado que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa y se comprime de forma adicional, aumenta la temperatura del refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la segunda etapa del compresor, y en el intercambiador de calor exterior que se comporta como un radiador de refrigerante, por ejemplo, hay una gran diferencia de temperatura entre el refrigerante y el aire y/o el agua utilizados como la fuente de calor, y el aumento de las pérdidas por radiación de calor en el intercambiador de calor exterior reducen el rendimiento de funcionamiento.

Como medida de respuesta a dichos problemas, el intercooler que se comporta como un enfriador del refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa y que se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa está dispuesto en el tubo de refrigerante intermedio para la aspiración del refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa, reduciendo de esta forma la temperatura del refrigerante que se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa. Como consecuencia, es posible reducir la temperatura del refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la segunda etapa, y se pueden reducir las pérdidas por radiación de calor en el intercambiador de calor exterior.

No obstante, existe el riesgo de que se acumule refrigerante líquido en este intercooler en algunas ocasiones como cuando el aparato de refrigeración se para, y como cuando el funcionamiento se hace arrancar en un estado en el que se ha acumulado refrigerante líquido en el intercooler, dado que el refrigerante líquido acumulado en el intercooler se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa, tiene lugar la compresión del líquido en el elemento de compresión de la segunda etapa, y se reduce la fiabilidad del compresor.

Por lo tanto, en el aparato de refrigeración de la presente invención, el tubo de bypass del intercooler hace que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa circule al objeto de ser aspirado hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa sin pasar a través del intercooler, el intercooler y el lado de admisión del mecanismo de compresión están conectados por medio del tubo de retorno de admisión, y la presión del refrigerante en el intercooler se reduce a un valor próximo a la presión baja del ciclo de refrigeración, de manera que el refrigerante en el intercooler se puede extraer hasta el lado de admisión del mecanismo de compresión. Por lo tanto, en algunas ocasiones como cuando el aparato de refrigeración se para, incluso cuando el refrigerante líquido se ha acumulado en el interior del intercooler, el refrigerante líquido acumulado en el intercooler se puede extraer al exterior del intercooler sin que sea aspirado hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa. Cuando el aparato de refrigeración se hace funcionar en un estado en el que el tubo de bypass del intercooler hace que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspire hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa sin pasar a través del intercooler, la conexión del intercooler y el lado de admisión del mecanismo de compresión por medio de la utilización del tubo de retorno de admisión genera un estado en el que el refrigerante líquido no se acumula con facilidad en el intercooler. Por medio de esta configuración, la compresión de líquido en el elemento de compresión de la segunda etapa que era originada por la acumulación de refrigerante líquido en el intercooler no tiene lugar en el aparato de refrigeración, y se puede mejorar la fiabilidad del mecanismo de compresión.

Un aparato de refrigeración según un segundo aspecto de la presente invención es el aparato de refrigeración según el primer aspecto de la presente invención, que comprende además un mecanismo de conmutación para el cambio entre un estado de funcionamiento de enfriamiento en el que el refrigerante se hace circular en secuencia a través del mecanismo de compresión, el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, y el intercambiador de calor del lado de uso, y un estado de funcionamiento de calentamiento en el que el refrigerante se hace circular en secuencia a través del mecanismo de compresión, el intercambiador de calor del lado de uso, y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor; en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de bypass del intercooler, y el intercooler y el lado de admisión del mecanismo de compresión están conectados a través del tubo de retorno de admisión al arrancar el funcionamiento en el que el mecanismo de conmutación está en el estado de funcionamiento de enfriamiento.

Este aparato de refrigeración está configurado de manera que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de bypass del intercooler, y el intercooler y el lado de admisión del mecanismo de compresión están conectados a través del tubo de retorno de admisión al arrancar el funcionamiento en el que el mecanismo de conmutación está en el estado de funcionamiento de enfriamiento. Por lo tanto, incluso cuando el refrigerante líquido se ha acumulado en el intercooler antes del arranque del funcionamiento en el que el mecanismo de conmutación está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, el refrigerante líquido se puede extraer al exterior del intercooler. Es posible de esta forma evitar que se llegue a un estado en el que el refrigerante líquido se haya acumulado en el intercooler en el arranque del funcionamiento en el que el mecanismo de conmutación está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, y el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se puede aspirar hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del intercooler sin que tenga lugar la compresión de líquido en el elemento de compresión de la segunda etapa debida a la acumulación de refrigerante líquido en el intercooler.

Un aparato de refrigeración según un tercer aspecto de la presente invención es el aparato de refrigeración según el primer o el segundo aspecto de la presente invención, que comprende además un mecanismo de conmutación para el cambio entre un estado de funcionamiento de enfriamiento en el que el refrigerante se hace circular en secuencia a través del mecanismo de compresión, el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, y el intercambiador de calor del lado de uso, y un estado de funcionamiento de calentamiento en el que el refrigerante se hace circular en secuencia a través del mecanismo de compresión, el intercambiador de calor del lado de uso, y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor; en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de bypass del intercooler, y el intercooler y el lado de admisión del mecanismo de compresión están conectados a través del tubo de retorno de admisión cuando el mecanismo de conmutación está en el estado de funcionamiento de calentamiento.

Este aparato de refrigeración está configurado de manera que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de bypass del intercooler, y el intercooler y el lado de admisión del mecanismo de compresión están conectados a través del tubo de retorno de admisión cuando el mecanismo de conmutación está en el estado de funcionamiento de calentamiento. Es posible de esta forma evitar las pérdidas por radiación de calor al exterior en el intercooler cuando el mecanismo de conmutación está en el estado de funcionamiento de calentamiento, y se puede generar un estado en el que el refrigerante líquido no se acumula con facilidad en el intercooler. Se puede esta forma eliminar una reducción del rendimiento de calentamiento en el intercambiador de calor del lado de uso, se puede evitar que se acumule refrigerante líquido en el intercooler en el arranque del funcionamiento en el que el mecanismo de conmutación está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, y el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se puede aspirar hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del intercooler sin que se produzca una compresión de líquido en el elemento de compresión de la segunda etapa debida a la acumulación de refrigerante líquido en el intercooler.

Un aparato de refrigeración según un cuarto aspecto de la presente invención es el aparato de refrigeración según cualquiera de los aspectos primero a tercero de la presente invención, que comprende además una válvula de conmutación de intercooler que es capaz de cambiar entre un estado de no retorno de refrigerante en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del intercooler, y el intercooler y el lado de admisión del mecanismo de compresión no están conectados a través del tubo de retorno de admisión; y un estado de retorno de refrigerante en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de bypass del intercooler, y el intercooler y el lado de admisión del mecanismo de compresión están conectados a través del tubo de retorno de admisión.

En este aparato de refrigeración, dado que la válvula de conmutación de intercooler es capaz de cambiar entre un estado de no retorno de refrigerante y un estado de retorno de refrigerante, se puede reducir el número de válvulas en comparación con una configuración en la que se conmuta entre un estado de no retorno de refrigerante y un estado de retorno de refrigerante por medio de una pluralidad de válvulas.

Breve descripción de los dibujos

La figura 1 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado como una realización del aparato de refrigeración según la presente invención.

La figura 2 es una gráfica presión – entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire.

La figura 3 es una gráfica temperatura – entropía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire.

La figura 4 es un diagrama de flujo del control del arranque del enfriamiento por aire.

La figura 5 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante en el interior del aparato de aire acondicionado durante el control del arranque del enfriamiento por aire.

La figura 6 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 1.

La figura 7 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 2.

La figura 8 es un diagrama que muestra la circulación del refrigerante por el interior del aparato de aire acondicionado durante el control del arranque del enfriamiento por aire.

La figura 9 es una gráfica presión – entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 2.

La figura 10 es una gráfica temperatura – entropía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 2.

5 La figura 11 es un diagrama que muestra la circulación del refrigerante por el interior del aparato de aire acondicionado durante el funcionamiento de calentamiento por aire.

La figura 12 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 3.

10 La figura 13 es una gráfica presión – entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 3.

La figura 14 es una gráfica temperatura – entropía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 3.

La figura 15 es una gráfica presión – entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 3.

15 La figura 16 es una gráfica temperatura – entropía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 3.

La figura 17 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 4.

20 La figura 18 es una gráfica presión – entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 4.

La figura 19 es una gráfica temperatura – entropía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 4.

La figura 20 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 5.

25 La figura 21 es una gráfica presión – entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 5.

La figura 22 es una gráfica temperatura – entropía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 5.

30 La figura 23 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado de acuerdo a la modificación 6.

Explicación de los números de referencia

- | | | |
|----|--------|--|
| | 1 | Aparato de aire acondicionado (aparato de refrigeración) |
| | 2, 102 | Mecanismos de compresión |
| | 3 | Mecanismo de conmutación |
| 35 | 4 | Intercambiador de calor del lado de la fuente de calor |
| | 6 | Intercambiador de calor del lado de uso |
| | 7 | Intercooler |
| | 8 | Tubo de refrigerante intermedio |
| | 9 | Tubo de bypass del intercooler |
| 40 | 92 | Primer tubo de retorno de admisión |
| | 93 | Válvula de conmutación de intercooler |

Mejor modo de realización de la invención

Se describen a continuación realizaciones del aparato de refrigeración según la invención, haciendo referencia a los dibujos.

(1) Configuración básica del aparato de aire acondicionado

La figura 1 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado 1 como una realización del aparato de refrigeración según la presente invención. El aparato de aire acondicionado 1 tiene un circuito refrigerante 10 configurado al objeto de ser capaz de realizar una operación de enfriamiento por aire, y el aparato ejecuta un ciclo de refrigeración de compresión en dos etapas por medio de la utilización de un refrigerante (dióxido de carbono en este caso) para el funcionamiento en un rango supercrítico.

El circuito refrigerante 10 del aparato de aire acondicionado 1 tiene fundamentalmente un mecanismo de compresión 2, un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, un mecanismo de expansión 5, un intercambiador de calor del lado de uso 6, y un intercooler 7.

En la presente realización, el mecanismo de compresión 2 está configurado a partir de un compresor 21 que utiliza dos elementos de compresión al objeto de someter a un refrigerante a una compresión de dos etapas. El compresor 21 tiene una estructura hermética en la que un motor de accionamiento del compresor 21b, un eje de accionamiento 21c y unos elementos de compresión 2c, 2d quedan alojados en el interior de una carcasa 21a. El motor de accionamiento del compresor 21b está unido al eje de accionamiento 21c. El eje de accionamiento 21c está unido a los dos elementos de compresión 2c, 2d. En concreto, el compresor 21 tiene una estructura denominada de eje único de compresión en dos etapas en la que los dos elementos de compresión 2c, 2d están unidos al eje de accionamiento 21c único, y los dos elementos de compresión 2c, 2d están accionados de forma giratoria por medio del motor de accionamiento del compresor 21b. En la presente realización, los elementos de compresión 2c, 2d son elementos giratorios, elementos de espiral u otro tipo de elementos de compresión de desplazamiento positivo. El compresor 21 está configurado al objeto de aspirar el refrigerante a través de un tubo de admisión 2a, de descargar este refrigerante a un tubo de refrigerante intermedio 8 después de que el refrigerante haya sido comprimido por medio del elemento de compresión 2c, de aspirar el refrigerante descargado al tubo de refrigerante intermedio 8 hasta el interior del elemento de compresión 2d, y de descargar el refrigerante a un tubo de descarga 2b después de que el refrigerante haya sido comprimido de forma adicional. El tubo de refrigerante intermedio 8 es un tubo de refrigerante para llevar el refrigerante hasta el interior del elemento de compresión 2d que está conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c después de que el refrigerante se haya descargado a una presión intermedia en el ciclo de refrigeración desde el elemento de compresión 2c que está conectado al lado de la primera etapa del elemento de compresión 2d. El tubo de descarga 2b es un tubo de refrigerante para el suministro del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión 2 hasta el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 como radiador, y el tubo de descarga 2b está provisto de un mecanismo de separación de aceite 41 y de un mecanismo de no retorno 42. El mecanismo de separación de aceite 41 es un mecanismo para la separación del aceite del refrigerador que acompaña al refrigerante del refrigerante que se descarga desde el mecanismo de compresión 2 y para devolver el aceite al lado de admisión del mecanismo de compresión 2, y el mecanismo de separación de aceite 41 tiene fundamentalmente un separador de aceite 41a para la separación del aceite del refrigerador que acompaña al refrigerante del refrigerante que se descarga desde el mecanismo de compresión 2, y un tubo de retorno de aceite 41b conectado al separador de aceite 41a para devolver el aceite del refrigerador que se ha separado del refrigerante hasta el tubo de admisión 2a del mecanismo de compresión 2. El tubo de retorno de aceite 41b está provisto de un mecanismo de reducción de presión 41c para la despresurización del aceite del refrigerador que circula a través del tubo de retorno de aceite 41b. Se utiliza un tubo capilar en el mecanismo de reducción de presión 41c de la presente realización. El mecanismo de no retorno 42 es un mecanismo para permitir la circulación del refrigerante desde el lado de descarga del mecanismo de compresión 2 hasta el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 como radiador y para bloquear la circulación del refrigerante desde el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 como radiador hasta el lado de descarga del mecanismo de compresión 2, y se utiliza una válvula de no retorno en la presente realización.

Por lo tanto, en la presente realización, el mecanismo de compresión 2 tiene dos elementos de compresión 2c, 2d y está configurado de manera que dentro de estos elementos de compresión 2c, 2d, el refrigerante descargado por el elemento de compresión de la primera etapa se comprime a continuación por medio del elemento de compresión de la segunda etapa.

El intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 es un intercambiador de calor que se comporta como un radiador de refrigerante. Un extremo del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 está conectado al mecanismo de compresión 2, y el otro extremo está conectado al mecanismo de expansión 5. Aunque no se muestra en los dibujos, se suministra al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 agua o aire como fuente de enfriamiento para la realización del intercambio de calor con el refrigerante que circula a través del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4.

El mecanismo de expansión 5 es un mecanismo para la despresurización del refrigerante que se envía al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como el evaporador del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como el radiador, y en la presente realización se utiliza una válvula de expansión accionada eléctricamente. Un extremo del mecanismo de expansión 5 está conectado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, y el otro extremo está conectado al intercambiador de calor del lado de uso 6. En la presente realización, el refrigerante de presión alta que se ha enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se despresuriza por medio del mecanismo de expansión 5 hasta una presión próxima a la

presión baja del ciclo de refrigeración, antes de ser enviado al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como el evaporador.

5 El intercambiador de calor del lado de uso 6 es un intercambiador de calor que se comporta como un evaporador de refrigerante. Un extremo del intercambiador de calor del lado de uso 6 está conectado al mecanismo de expansión 5, y el otro extremo está conectado al mecanismo de compresión 2. Aunque no se muestra en los dibujos, se suministra al intercambiador de calor del lado de uso 6 agua o aire como fuente de calor para la realización del intercambio de calor con el refrigerante que circula a través del intercambiador de calor del lado de uso 6.

10 El intercooler 7 está provisto de un tubo de refrigerante intermedio 8, y es un intercambiador de calor que se comporta como un enfriador del refrigerante que se ha descargado desde el elemento de compresión 2c del lado de la primera etapa y que se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d. Aunque no se muestra en los dibujos, se suministra al intercooler 7 agua o aire como fuente de enfriamiento para la realización del intercambio de calor con el refrigerante que circula a través del intercooler 7. Por lo tanto, es aceptable decir que el intercooler 7 es un enfriador que utiliza una fuente de calor externa, lo que significa que el intercooler no utiliza el refrigerante que circula a través del circuito refrigerante 10.

15 Un tubo de bypass 9 del intercooler está conectado al tubo de refrigerante intermedio 8 al objeto de evitar pasar por el intercooler 7. El tubo de bypass 9 del intercooler es un tubo de refrigerante para la limitación del caudal de refrigerante que circula a través del intercooler 7. El tubo de bypass 9 del intercooler está provisto de una válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler. La válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler es una válvula electromagnética en la presente realización. Excluyendo los casos en los que se llevan a cabo operaciones transitorias, tales como el control del arranque del enfriamiento por aire descrito más adelante, en la presente realización la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler está básicamente cerrada.

20 Se dispone una válvula de activación/desactivación 12 del intercooler en el tubo de refrigerante intermedio 8, en la parte que se extiende desde la conexión con el extremo del tubo de bypass 9 del intercooler del lado del elemento de compresión 2c de la primera etapa hasta la entrada al intercooler 7. La válvula de activación/desactivación 12 del intercooler es un mecanismo para la limitación del caudal de refrigerante que circula a través del intercooler 7. La válvula de activación/desactivación 12 del intercooler es una válvula electromagnética en la presente realización. Excluyendo los casos en los que se llevan a cabo operaciones transitorias, tales como el control del arranque del enfriamiento por aire descrito más adelante, en la presente realización la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler está básicamente abierta.

30 El tubo de refrigerante intermedio 8 está provisto además de un mecanismo de no retorno 15 para permitir que el refrigerante circule desde el lado de descarga del elemento de compresión 2c de la primera etapa hasta el lado de admisión del elemento de compresión 2d de la segunda etapa y para impedir que el refrigerante circule desde el lado de admisión del elemento de compresión 2d de la segunda etapa hasta el lado de descarga del elemento de compresión 2c de la primera etapa. El mecanismo de no retorno 15 es una válvula de no retorno en la presente realización. En la presente realización, el mecanismo de no retorno 15 está dispuesto en el tubo de refrigerante intermedio 8 en la parte que se aleja de la salida del intercooler 7 hacia la parte que conecta con el extremo del tubo de bypass 9 del intercooler que va hacia el elemento de compresión 2d de la segunda etapa.

35 También está conectado un primer tubo de retorno de admisión 92 a un extremo (al de entrada en este caso) del tubo de refrigerante intermedio 8 o del intercooler 7. El primer tubo de retorno de admisión 92 es un tubo de refrigerante para la conexión del intercooler 7 y el lado de admisión (el tubo de admisión 2a en este caso) del mecanismo de compresión 2 en un estado en el que el refrigerante que se descarga por el elemento de compresión 2c de la primera etapa se aspira hacia el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del tubo de bypass 9 del intercooler. En la presente realización, un extremo del primer tubo de retorno de admisión 92 está conectado a la parte que se extiende desde la conexión del extremo del tubo de bypass 9 del intercooler del tubo de refrigerante intermedio 8 del lado del elemento de compresión 2c de la primera etapa hasta la entrada del intercooler 7, y el otro extremo del primer tubo de retorno de admisión 92 está conectado al lado de admisión (al tubo de admisión 2a en este caso) del mecanismo de compresión 2. Una primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión está dispuesta en el primer tubo de retorno de admisión 92. La primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión es una válvula electromagnética en la presente realización. Excluyendo los casos en los que se llevan a cabo operaciones transitorias, tales como el control del arranque del enfriamiento por aire descrito a continuación, en la presente realización la primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión está básicamente cerrada.

40 Aunque no se muestra en los dibujos, el aparato de aire acondicionado 1 tiene una unidad de control para el control del funcionamiento del mecanismo de compresión 2, del mecanismo de expansión 5, de la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler, de la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler, de la válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión y de otros componentes del aparato de aire acondicionado 1.

(2) Funcionamiento del aparato de aire acondicionado

A continuación, se describirá el funcionamiento del aparato de aire acondicionado 1 de la presente realización utilizando las figuras 1 a 5. La figura 2 es una gráfica presión – entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, y la figura 3 es una gráfica temperatura – entropía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire. La figura 4 es un diagrama de flujo del control del arranque del enfriamiento por aire. La figura 5 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante en el interior del aparato de aire acondicionado 1 durante el control del arranque del enfriamiento por aire. El control del funcionamiento y el control del arranque del enfriamiento por aire durante el siguiente funcionamiento de enfriamiento por aire se llevan a cabo por medio del controlador mencionado con anterioridad (no mostrado). En la siguiente descripción, el término “presión alta” se refiere a una presión alta en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos D, D', y E de las figuras 2 y 3), el término “presión baja” se refiere a una presión baja en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos A y F de las figuras 2 y 3), y el término “presión intermedia” se refiere a una presión intermedia en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos B1 y C1 de las figuras 2 y 3).

<Funcionamiento de enfriamiento por aire>

Durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, se ajusta el grado de apertura del mecanismo de expansión 5. La válvula de activación/desactivación 12 del intercooler del tubo de refrigerante intermedio 8 está abierta, y la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler del tubo de bypass 9 del intercooler está cerrada, por medio de lo cual se hace que el intercooler 7 se comporte como un enfriador. La primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión del primer tubo de retorno de admisión 92 está cerrada, generando de esta forma un estado en el que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 no están conectados (excepto durante el control del arranque del enfriamiento por aire descrito más adelante).

Cuando el circuito refrigerante 10 está en este estado, se aspira refrigerante de presión baja (véase el punto A de las figuras 1 a 3) hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del tubo de admisión 2a, y después de que el refrigerante se haya comprimido inicialmente hasta una presión intermedia por medio del elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga hasta el tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B1 de las figuras 1 a 3). El refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se enfría por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento en el intercooler 7 (véase el punto C1 de las figuras 1 a 3). El refrigerante enfriado en el intercooler 7 se conduce a continuación y se comprime adicionalmente en el elemento de compresión 2d que está conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga después desde el mecanismo de compresión 2 hasta el tubo de descarga 2b (véase el punto D de las figuras 1 a 3). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 está comprimido por medio de la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d hasta una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica P_{cp} del punto crítico CP mostrado en la figura 2). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 circula hasta el interior del separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y se separa el aceite de refrigeración que viene adjunto. El aceite de refrigeración que se separa del refrigerante de presión alta en el separador de aceite 41a circula hasta el interior del tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, en el que se despresuriza por medio del mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el tubo de retorno de aceite 41b, y se hace retornar a continuación el aceite hasta el tubo de admisión 2a del mecanismo de compresión 2 y se le conduce de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2. A continuación, una vez que ha sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, se hace pasar el refrigerante de presión alta a través del mecanismo de no retorno 42 y se suministra al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un radiador de refrigerante. El refrigerante de presión alta suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se enfría en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto E de las figuras 1 a 3). El refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se despresuriza a continuación por medio del mecanismo de expansión 5 hasta que se convierte en un refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja, el cual se suministra al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un evaporador de refrigerante (véase el punto F de las figuras 1 a 3). El refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 se calienta por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de calor en el intercambiador de calor del lado de uso 6, y como consecuencia el refrigerante se evapora (véase el punto A de las figuras 1 a 3). El refrigerante de presión baja calentado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 se conduce a continuación de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2. De esta forma se lleva a cabo el funcionamiento de enfriamiento por aire.

Por lo tanto, en el aparato de aire acondicionado 1, el intercooler 7 está dispuesto en el tubo de refrigerante intermedio 8 para permitir que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c llegue hasta el interior de elemento de compresión 2d, y la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler está abierta y la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler del tubo de bypass 9 del intercooler está cerrada durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, poniendo de esta forma el intercooler 7 en un estado de comportamiento como enfriador. Por lo tanto, el refrigerante que se aspira hasta el interior del elemento de

compresión 2d en el lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c reduce su temperatura (véanse los puntos B1 y C1 de la figura 3) y el refrigerante descargado desde el elemento de compresión 2d también reduce su temperatura (véanse los puntos D y D' de la figura 3) en comparación con los casos en los que no se dispone ningún intercooler 7 (en este caso, el ciclo de refrigeración se lleva a cabo siguiendo la secuencia de las figuras 2 y 3: punto A → punto B1 → punto D' → punto E → punto F). Por lo tanto, en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un radiador de refrigerante de presión alta de este aparato de aire acondicionado 1, se puede mejorar el rendimiento de funcionamiento con respecto a los casos en los que no se dispone ningún intercooler 7, debido a que se puede reducir la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el agua o aire que se comporta como fuente de enfriamiento, y se pueden reducir las pérdidas por radiación de calor en una cantidad equivalente al área encerrada por la conexión de los puntos B1, D', D y C1 de la figura 3.

<Control del arranque del enfriamiento por aire>

En el intercooler 7, en uno tal como el descrito con anterioridad, existe un riesgo de acumulación de refrigerante líquido en algunas ocasiones como cuando el aparato de aire acondicionado 1 se para, y como cuando el funcionamiento de enfriamiento por aire descrito con anterioridad se hace arrancar en un estado en el que se ha acumulado refrigerante líquido en el intercooler 7, dado que el refrigerante líquido acumulado en el intercooler 7 se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa, tiene lugar la compresión del líquido en el elemento de compresión 2d de la segunda etapa, y se reduce la fiabilidad del mecanismo de compresión 2.

Por lo tanto, en la presente realización, se lleva a cabo un control del arranque del enfriamiento por aire de tal manera que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se aspire hacia el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del tubo de bypass 9 del intercooler, y de tal manera que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 estén conectados por medio del primer tubo de retorno de admisión 92 en el arranque del funcionamiento de enfriamiento por aire descrito con anterioridad.

El control del arranque del enfriamiento por aire de la presente realización se describe en detalle de aquí en adelante utilizando las figuras 4 y 5.

En primer lugar, cuando se emite un comando en la etapa S1 para arrancar el funcionamiento de enfriamiento por aire, el proceso pasa a la etapa S2, en la cual se accionan diferentes válvulas.

A continuación, en la etapa S2, los estados de activación/desactivación de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a se ponen en el estado de retorno de refrigerante en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa es aspirado hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del tubo de bypass 9 del intercooler, y el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 quedan conectados a través del primer tubo de retorno de admisión 92. En concreto, la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler está abierta, y la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler está cerrada. El tubo de bypass 9 del intercooler hace entonces que se produzca un flujo, por medio del cual el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa es aspirado hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa sin pasar a través del intercooler 7. En concreto, se llega a un estado en el que el intercooler 7 no se comporta como un enfriador, y el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa es aspirado hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del tubo de bypass 9 del intercooler (véase la figura 5). En este estado, la primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión se abre a continuación. El intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 quedan conectados entonces por medio del primer tubo de retorno de admisión 92, y la presión del refrigerante en el intercooler 7 (más en concreto, en la parte entre la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler y el mecanismo de no retorno 15 que incluye el intercooler 7) se reduce a cerca de la presión baja del ciclo de refrigeración, de manera que el refrigerante en el intercooler 7 se puede extraer hasta el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 (véase la figura 5).

A continuación, en la etapa S3, los estados de activación/desactivación de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a de la etapa S2 (es decir, el estado de retorno de refrigerante) se mantienen durante un intervalo de tiempo predeterminado. El refrigerante líquido acumulado en el intercooler 7 se puede evaporar de esta forma por despresurización, se puede extraer al exterior del intercooler 7 (más en concreto, al lado de admisión del mecanismo de compresión 2), y se puede aspirar hasta el interior del mecanismo de compresión 2 (en este caso, hasta el elemento de compresión 2c de la primera etapa) sin ser aspirado hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa, incluso cuando el refrigerante líquido se ha acumulado en el interior del intercooler 7 en algunas ocasiones como cuando el aparato de aire acondicionado 1 se para. El tiempo predeterminado en este caso se fija en un intervalo de tiempo suficiente para que el refrigerante líquido acumulado en el intercooler 7 se extraiga al exterior del intercooler 7.

A continuación, en la etapa S4, los estados de activación/desactivación de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a se ponen en el estado de no retorno de refrigerante, en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del intercooler 7, y el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 no

están conectados a través del primer tubo de retorno de admisión 92. En concreto, el proceso evoluciona a los estados de activación/desactivación de las válvulas 11, 12, 92a correspondientes al funcionamiento de enfriamiento por aire descrito con anterioridad, y se termina el control del arranque del enfriamiento por aire. En concreto, la primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión se cierra. Surge entonces un estado en el que el refrigerante del intercooler 7 no circula hasta el lado de admisión del mecanismo de compresión 2. En dicho estado, la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler está abierta, y la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler está cerrada. El intercooler 7 se comporta entonces como un enfriador.

Por medio de esta configuración, la compresión de líquido en el elemento de compresión 2d de la segunda etapa que era originada por la acumulación de refrigerante líquido en el intercooler 7 ya no tiene lugar en el aparato de aire acondicionado 1 en el momento del arranque del funcionamiento de enfriamiento por aire, y se puede mejorar así la fiabilidad del mecanismo de compresión 2.

(3) Modificación 1

En la realización descrita con anterioridad, el cambio entre el funcionamiento de enfriamiento por aire y el control del arranque del enfriamiento por aire, es decir, el cambio entre el estado de no retorno de refrigerante y el estado de retorno de refrigerante, se lleva a cabo por medio de los estados de activación/desactivación de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a. No obstante, se puede utilizar un circuito refrigerante 110 que esté provisto de una válvula de conmutación de intercooler 93 que sea capaz de cambiar entre un estado de no retorno de refrigerante y un estado de retorno de refrigerante, en lugar de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a, tal y como se muestra en la figura 6.

En este caso, la válvula de conmutación de intercooler 93 es una válvula que es capaz de cambiar entre un estado de no retorno de refrigerante y un estado de retorno de refrigerante, y en la presente modificación, la válvula de conmutación de intercooler 93 es una válvula de conmutación de cuatro vías que está conectada al tubo de refrigerante intermedio 8 en el lado de descarga del elemento de compresión 2c de la primera etapa, al tubo de refrigerante intermedio 8 en el lado de entrada del intercooler 7, al extremo del tubo de bypass 9 del intercooler en el lado del elemento de compresión 2c de la primera etapa, y al extremo del primer tubo de retorno de admisión 92 en el lado del intercooler 7. El tubo de bypass 9 del intercooler también está provisto de un mecanismo de no retorno 9 para permitir que el refrigerante circule desde el lado de descarga del elemento de compresión 2c de la primera etapa hasta el lado de admisión del elemento de compresión 2d de la segunda etapa y para impedir que el refrigerante circule desde el lado de admisión del elemento de compresión 2d de la segunda etapa hasta el lado de descarga del elemento de compresión 2c de la primera etapa y hacia el lado de admisión del mecanismo de compresión 2. El mecanismo de no retorno 9a es una válvula de no retorno en la presente modificación.

Aunque no está descrito en detalle en la presente modificación, al poner la válvula de conmutación de intercooler 93 en el estado de no retorno de refrigerante (indicado por medio de líneas continuas en la válvula de conmutación de intercooler 93 mostrada en la figura 6) en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del intercooler 7, y en el que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 no quedan conectados a través del primer tubo de retorno de admisión 92, se lleva a cabo el mismo funcionamiento de enfriamiento por aire que el de la realización descrita con anterioridad. Al poner la válvula de conmutación de intercooler 93 en el estado de retorno de refrigerante (indicado por medio de líneas discontinuas en la válvula de conmutación de intercooler 93 mostrada en la figura 6) en el que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 están conectados a través del primer tubo de retorno de admisión 92, y en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del tubo de bypass 9 del intercooler, se puede llevar a cabo también el mismo control del arranque del funcionamiento de enfriamiento por aire que el descrito en la realización anterior.

Se pueden obtener también los mismos efectos relativos al funcionamiento que los de la realización descrita con anterioridad con la configuración de la presente modificación. En la presente modificación, dado que es posible cambiar entre el estado de no retorno de refrigerante y el estado de retorno de refrigerante por medio de la utilización de la válvula de conmutación de intercooler 93, se puede reducir el número de válvulas en comparación con una configuración en la que se cambia entre un estado de no retorno de refrigerante y un estado de retorno de refrigerante por medio de la pluralidad de válvulas 11, 12, 92a, tal y como se ha descrito en la realización anterior. Dado que la caída de presión también se reduce con respecto a un caso en el que se utiliza una válvula electromagnética, se puede evitar que la presión intermedia del ciclo de refrigeración se reduzca, y se puede evitar que se reduzca también el rendimiento de funcionamiento.

(4) Modificación 2

En la realización y la modificación de la misma descrita con anterioridad, el aparato de aire acondicionado 1 que realiza el ciclo de refrigeración de compresión en dos etapas y que es capaz de realizar el funcionamiento de enfriamiento por aire está provisto del intercooler 7 para su comportamiento como un enfriador del refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa y que se aspira hasta el interior del elemento

de compresión 2d de la segunda etapa; del tubo de bypass 9 del intercooler conectado al tubo de refrigerante intermedio 8 al objeto de evitar pasar por el intercooler 7; y del primer tubo de retorno de admisión 92 para la conexión del intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 durante un estado en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del tubo de bypass 9 del intercooler. No obstante, esta configuración puede estar configurada además para ser capaz de cambiar entre el funcionamiento de enfriamiento por aire y el funcionamiento de calentamiento por aire.

Por ejemplo, el circuito refrigerante 10 (véase la figura 1) de la realización descrita con anterioridad que emplea un mecanismo de compresión 2 de tipo de compresión en dos etapas se puede modificar para generar un circuito refrigerante 210 en el que se dispone un mecanismo de conmutación 3 para hacer posible el cambio entre el funcionamiento de enfriamiento por aire y el funcionamiento de calentamiento por aire, se dispone un primer mecanismo de expansión 5a y un segundo mecanismo de expansión 5b en lugar del mecanismo de expansión 5, y se dispone un circuito en puente 17 y un receptor 18, tal y como se muestra en la figura 7.

El mecanismo de conmutación 3 es un mecanismo para el cambio de la dirección de circulación del refrigerante en el circuito refrigerante 210. Al objeto de hacer posible que el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se comporte como un radiador del refrigerante que se descarga desde el mecanismo de compresión 2 y de hacer posible que el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, el mecanismo de conmutación 3 es capaz de conectar el lado de descarga del mecanismo de compresión 2 y un extremo del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y también de conectar el lado de admisión del compresor 21 y el intercambiador de calor del lado de uso 6 (véanse las líneas continuas del mecanismo de conmutación 3 de la figura 7, se hace referencia a este estado del mecanismo de conmutación 3 de aquí en adelante como "estado de funcionamiento de enfriamiento"). Al objeto de hacer posible que el intercambiador de calor del lado de uso 6 se comporte como un radiador del refrigerante que se descarga desde el mecanismo de compresión 2 y de hacer posible que el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se comporte como un evaporador del refrigerante enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 durante el funcionamiento de calentamiento por aire, el mecanismo de conmutación 3 es capaz de conectar el lado de descarga del mecanismo de compresión 2 y el intercambiador de calor del lado de uso 6 y también de conectar el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 y un extremo del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 (véanse las líneas discontinuas del mecanismo de conmutación 3 de la figura 7, se hace referencia a este estado del mecanismo de conmutación 3 de aquí en adelante como "estado de funcionamiento de calentamiento"). En la presente modificación, el mecanismo de conmutación 3 es una válvula de conmutación de cuatro vías que está conectada al lado de admisión del mecanismo de compresión 2, al lado de descarga del mecanismo de compresión 2, al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y al intercambiador de calor del lado de uso 6. El mecanismo de conmutación 3 no queda limitado a una válvula de conmutación de cuatro vías, y se puede configurar al objeto de tener una función de cambio de la dirección de la circulación del refrigerante de la misma manera que la descrita con anterioridad por medio de la utilización, por ejemplo, de una combinación de una pluralidad de válvulas electromagnéticas.

Por lo tanto, el mecanismo de conmutación 3 está configurado al objeto de ser capaz de cambiar entre el estado de funcionamiento de enfriamiento en el que el refrigerante se hace circular de forma secuencial a través del mecanismo de compresión 2, del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, del primer mecanismo de expansión 5a, del receptor 18, del segundo mecanismo de expansión 5b, y del intercambiador de calor del lado de uso 6; y el estado de funcionamiento de calentamiento en el que el refrigerante se hace circular de forma secuencial a través del mecanismo de compresión 2, del intercambiador de calor del lado de uso 6, del primer mecanismo de expansión 5a, del receptor 18, del segundo mecanismo de expansión 5b, y del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4.

El circuito en puente 17 está dispuesto entre el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y el intercambiador de calor del lado de uso 6, y está conectado a un tubo de entrada de receptor 18a que está conectado a la entrada del receptor 18, y a un tubo de salida de receptor 18b que está conectado a la salida del receptor 18. El circuito en puente 17 tiene cuatro válvulas de no retorno 17a, 17b, 17c y 17d en la presente modificación. La válvula de no retorno de entrada 17a es una válvula de no retorno que permite únicamente la circulación de refrigerante desde el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 hasta el tubo de entrada de receptor 18a. La válvula de no retorno de entrada 17b es una válvula de no retorno que permite únicamente la circulación de refrigerante desde el intercambiador de calor del lado de uso 6 hasta el tubo de entrada de receptor 18a. Dicho de otro modo, las válvulas de no retorno de entrada 17a, 17b tienen la función de permitir que el refrigerante circule desde el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 o desde el intercambiador de calor del lado de uso 6 hasta el tubo de entrada de receptor 18a. La válvula de no retorno de salida 17c es una válvula de no retorno que permite únicamente la circulación de refrigerante desde el tubo de salida de receptor 18b hasta el intercambiador de calor del lado de uso 6. La válvula de no retorno de salida 17d es una válvula de no retorno que permite únicamente la circulación de refrigerante desde el tubo de salida de receptor 18b hasta el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4. Dicho de otro modo, las válvulas de no retorno de salida 17c, 17d tienen la función de permitir que el refrigerante circule desde el tubo de salida de receptor 18b hasta el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 o hasta el intercambiador de calor del lado de uso 6.

El primer mecanismo de expansión 5a es un mecanismo para la despresurización del refrigerante, está dispuesto en el tubo de entrada de receptor 18a, y es una válvula de expansión accionada eléctricamente en la presente modificación. En la presente modificación, durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, el refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se despresuriza en el primer mecanismo de expansión 5a hasta cerca de la presión de saturación del refrigerante antes de ser enviado al intercambiador de calor del lado de uso 6 a través del receptor 18, y durante el funcionamiento de calentamiento, el refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 se despresuriza en el primer mecanismo de expansión 5a hasta cerca de la presión de saturación del refrigerante antes de ser enviado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 a través del receptor 18.

El receptor 18 es un receptáculo dispuesto al objeto de retener temporalmente el refrigerante que ha sido despresurizado por medio del primer mecanismo de expansión 5a, de manera que es posible retener el refrigerante en exceso que se forma de acuerdo a las condiciones de funcionamiento, tales como diferencias en el caudal de refrigerante circulado en el circuito refrigerante 210 entre el funcionamiento de enfriamiento por aire y el funcionamiento de calentamiento por aire. La entrada del receptor 18 está conectada al tubo de entrada de receptor 18a, y la salida del receptor 18 está conectada al tubo de salida de receptor 18b. También está conectado al receptor 18 un segundo tubo de retorno de admisión 18f que es capaz de retirar refrigerante del interior del receptor 18 y de devolver el refrigerante al tubo de admisión 2a del mecanismo de compresión 2 (es decir, al lado de admisión del elemento de compresión 2c del lado de la primera etapa del mecanismo de compresión 2). Una segunda válvula de activación/desactivación 18g del retorno de la admisión está dispuesta en el segundo tubo de retorno de admisión 18f. La segunda válvula de activación/desactivación 18g del retorno de la admisión es una válvula electromagnética en la presente modificación.

El segundo mecanismo de expansión 5b es un mecanismo dispuesto en el tubo de salida de receptor 18b y utilizado para la despresurización del refrigerante, y es una válvula de expansión accionada eléctricamente en la presente modificación. En la presente modificación, durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, el refrigerante despresurizado por medio del primer mecanismo de expansión 5a se despresuriza más por medio del segundo mecanismo de expansión 5b hasta la presión baja del ciclo refrigeración antes de ser enviado al intercambiador de calor del lado de uso 6 a través del receptor 18, y durante el funcionamiento de calentamiento, el refrigerante despresurizado por medio del primer mecanismo de expansión 5a se despresuriza más por medio del segundo mecanismo de expansión 5b hasta la presión baja del ciclo refrigeración antes de ser enviado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 a través del receptor 18.

Por medio de la utilización del circuito en puente 17, el receptor 18, el tubo de entrada de receptor 18a y el tubo de salida de receptor 18b en la presente modificación, cuando el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de enfriamiento, el refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se puede suministrar al intercambiador de calor del lado de uso 6 a través de la válvula de no retorno de entrada 17a del circuito en puente 17, del primer mecanismo de expansión 5a del tubo de entrada de receptor 18a, del receptor 18, del segundo mecanismo de expansión 5b del tubo de salida de receptor 18b, y de la válvula de no retorno de salida 17c del circuito en puente 17. Cuando el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de calentamiento, el refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 se puede suministrar al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 a través de la válvula de no retorno de entrada 17b del circuito en puente 17, del primer mecanismo de expansión 5a del tubo de entrada de receptor 18a, del receptor 18, del segundo mecanismo de expansión 5b del tubo de salida de receptor 18b, y de la válvula de no retorno de salida 17d del circuito en puente 17.

Durante el funcionamiento de enfriamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler del tubo de bypass 9 del intercooler se controla al objeto de que se cierre (excepto durante el control del arranque del enfriamiento por aire), al igual que en la realización y la modificación de la misma descritas con anterioridad, y durante el funcionamiento de calentamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler del tubo de bypass 9 del intercooler se controla al objeto de que se abra. Durante el funcionamiento de enfriamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler del tubo de refrigerante intermedio 8 se controla al objeto de que se abra (excepto durante el control del arranque del enfriamiento por aire), al igual que en la realización y la modificación de la misma descritas con anterioridad, y durante el funcionamiento de calentamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler del tubo de refrigerante intermedio 8 se controla al objeto de que se cierre. Además, la primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión del primer tubo de retorno de admisión 92 se controla al objeto de que abra no sólo durante el control del arranque del enfriamiento por aire, sino durante el funcionamiento de calentamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento.

A continuación, se describirá el funcionamiento del aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación utilizando las figuras 7, 2 a 4, y 8 a 11. La figura 8 es un diagrama que muestra la circulación del refrigerante por el interior del aparato de aire acondicionado 1 durante el control del arranque del enfriamiento por aire, la figura 9 es

una gráfica presión – entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire, la figura 10 es una gráfica temperatura – entropía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire, y la figura 11 es un diagrama que muestra la circulación del refrigerante por el interior del aparato de aire acondicionado 1 durante el funcionamiento de calentamiento por aire. El control del arranque del enfriamiento por aire y el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire se describirán utilizando las figuras 2 a 4. El control operacional del funcionamiento de enfriamiento por aire, del control del arranque del enfriamiento por aire y del funcionamiento de calentamiento por aire que se describen a continuación se lleva a cabo por medio de la unidad de control (no mostrada) de la realización descrita con anterioridad. En la siguiente descripción, el término “presión alta” se refiere a una presión alta en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos D, D', y E de las figuras 2 y 3, y a la presión en los puntos D, D', y F de las figuras 9 y 10), el término “presión baja” se refiere a una presión baja en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos A y F de las figuras 2 y 3, y a la presión en los puntos A y E de las figuras 9 y 10), y el término “presión intermedia” se refiere a una presión intermedia en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos B1, C1 y C1' de las figuras 2, 3, 9 y 10).

15 <Funcionamiento de enfriamiento por aire>

Durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de enfriamiento mostrado por las líneas continuas de la figura 7. Se ajustan además los grados de apertura del primer mecanismo de expansión 5a y del segundo mecanismo de expansión 5b. Dado que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler del tubo de refrigerante intermedio 8 está abierta, y la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler del tubo de bypass 9 del intercooler está cerrada, por medio de lo cual se hace que el intercooler 7 se comporte como un enfriador. La primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión del primer tubo de retorno de admisión 92 está cerrada también, generando de esta forma un estado en el que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 no están conectados (excepto durante el control del arranque del enfriamiento por aire descrito más adelante).

Cuando el circuito refrigerante 210 está en este estado, se aspira refrigerante de presión baja (véase el punto A de las figuras 7, 2 y 3) hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del tubo de admisión 2a, y después de que el refrigerante se haya comprimido inicialmente hasta una presión intermedia por medio del elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga hasta el tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B1 de las figuras 7, 2, 3). El refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se enfría por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento en el intercooler 7 (véase el punto C1 de las figuras 7, 2 y 3). El refrigerante enfriado en el intercooler 7 se conduce a continuación y se comprime adicionalmente en el elemento de compresión 2d que está conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga después desde el mecanismo de compresión 2 hasta el tubo de descarga 2b (véase el punto D de las figuras 7, 2 y 3). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 está comprimido por medio de la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d hasta una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica P_{cp} del punto crítico CP mostrado en la figura 2). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 circula hasta el interior del separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y se separa el aceite de refrigeración que viene adjunto. El aceite de refrigeración que se separa del refrigerante de presión alta en el separador de aceite 41a circula hasta el interior del tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, en el que se despresuriza por medio del mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el tubo de retorno de aceite 41b, y se hace retornar a continuación el aceite hasta el tubo de admisión 2a del mecanismo de compresión 2 y se le conduce de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2. A continuación, una vez que ha sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, se hace pasar el refrigerante de presión alta a través del mecanismo de no retorno 42 y del mecanismo de conmutación 3, y se suministra al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un radiador de refrigerante. El refrigerante de presión alta suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se enfría en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto E de las figuras 7, 2 y 3). El refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 circula a continuación hacia el interior del tubo de entrada de receptor 18a a través de la válvula de no retorno de entrada 17a del circuito en puente 17, y se despresuriza hasta una presión próxima a la presión de saturación por medio del primer mecanismo de expansión 5a y es retenido temporalmente en el receptor 18 (véase el punto I de la figura 7). El refrigerante retenido en el receptor 18 se suministra al tubo de salida de receptor 18b y se despresuriza por medio del segundo mecanismo de expansión 5b hasta que se convierte en un refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja, y se suministra a continuación a través de la válvula de no retorno de salida 17c del circuito en puente 17 al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un evaporador de refrigerante (véase el punto F de las figuras 7, 2 y 3). El refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 se calienta por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de calor, y como consecuencia el refrigerante se evapora (véase el punto A de las figuras 7, 2 y 3). El refrigerante de presión baja calentado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 se conduce a continuación de nuevo hasta el interior del

mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta forma se lleva a cabo el funcionamiento de enfriamiento por aire.

5 De esta manera, en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un radiador de refrigerante de presión alta en este aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación, se puede mejorar el rendimiento de funcionamiento con respecto a los casos en los que no se dispone ningún intercooler 7, debido a que se puede reducir la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el agua o aire que se comporta como fuente de enfriamiento, al igual que en la realización descrita con anterioridad.

<Control del arranque del enfriamiento por aire>

10 También en el intercooler 7 de la presente modificación, existe un riesgo de acumulación de refrigerante líquido en este intercooler 7 en algunas ocasiones, como cuando el aparato de aire acondicionado 1 se para, y como cuando el funcionamiento de enfriamiento por aire descrito con anterioridad se hace arrancar en un estado en el que se ha acumulado refrigerante líquido en el intercooler 7, dado que el refrigerante líquido acumulado en el intercooler 7 se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa, tiene lugar la compresión del líquido en el elemento de compresión 2d de la segunda etapa, y se reduce la fiabilidad del mecanismo de compresión 2.

15 Por lo tanto, también en la presente modificación, se lleva a cabo un control del arranque del enfriamiento por aire de tal manera que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se aspire hacia el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del tubo de bypass 9 del intercooler, y de tal manera que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 estén conectados por medio del primer tubo de retorno de admisión 92 en el arranque del funcionamiento de enfriamiento por aire descrito con anterioridad, al igual que en la realización descrita con anterioridad.

20 El control del arranque del enfriamiento por aire de la presente modificación es el mismo que el control del arranque del enfriamiento por aire de la realización descrita con anterioridad (véanse las figuras 4 a 8), excepto por el hecho de que el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de enfriamiento de acuerdo con un comando de arranque del funcionamiento de enfriamiento por aire. Por lo tanto, el control del arranque del enfriamiento por aire de la presente modificación no se describirá en detalle.

25 Por lo tanto, también en la presente modificación, dado que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del tubo de bypass 9 del intercooler, y el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 están conectados a través del primer tubo de retorno de admisión 92 en el arranque del funcionamiento de enfriamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, incluso cuando el refrigerante líquido se ha acumulado en el intercooler 7 antes del arranque del funcionamiento con el mecanismo de conmutación 3 en el estado de funcionamiento de enfriamiento, este refrigerante líquido se puede extraer al exterior del intercooler 7, al igual que en la realización descrita con anterioridad. Es posible de esta forma evitar que se llegue a un estado en el que el refrigerante líquido se haya acumulado en el intercooler 7 en el arranque del funcionamiento con el mecanismo de conmutación 3 en el estado de funcionamiento de enfriamiento, no hay compresión de líquido en el elemento de compresión 2d de la segunda etapa debida a la acumulación de refrigerante líquido en el intercooler 7, y se puede mejorar la fiabilidad del mecanismo de compresión 2.

<Funcionamiento de calentamiento por aire>

30 Durante el funcionamiento de calentamiento por aire, el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de calentamiento mostrado por las líneas discontinuas de las figuras 7 y 11. Se ajustan además los grados de apertura del primer mecanismo de expansión 5a y del segundo mecanismo de expansión 5b. Dado que el mecanismo de conmutación 3 se fija en un estado de funcionamiento de calentamiento, la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler del tubo de refrigerante intermedio 8 está cerrada y la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler del tubo de bypass 9 del intercooler está abierta, poniendo de esta manera el intercooler 7 en un estado en el que no se comporta como enfriador. Además, dado que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, la primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión del primer tubo de retorno de admisión 92 está abierta, haciendo de esta forma que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 estén conectados.

35 Cuando el circuito refrigerante 210 está en este estado, se aspira refrigerante de presión baja (véase el punto A de la figura 7 y de las figuras 9 a 11) hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del tubo de admisión 2a, y después de que el refrigerante se haya comprimido inicialmente hasta una presión intermedia por medio del elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga hasta el tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B1 de la figura 7 y de las figuras 9 a 11). El refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa pasa a través del tubo de bypass 9 del intercooler (véase el punto C1 de las figuras 7 y 9 a 11) sin pasar a través del intercooler 7 (es decir, sin ser enfriado), a diferencia de lo que ocurre en el funcionamiento de enfriamiento por aire. El refrigerante se aspira y se comprime adicionalmente en el interior del

elemento de compresión 2d que está conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y se descarga desde el mecanismo de compresión 2 hasta el tubo de descarga 2b (véase el punto D de las figuras 7 y 9 a 11). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 está comprimido por medio de la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d hasta una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica P_{cp} del punto crítico CP mostrado en la figura 9), de forma similar a lo que ocurre en el funcionamiento de enfriamiento por aire. El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 circula hasta el interior del separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y se separa el aceite de refrigeración que viene adjunto. El aceite de refrigeración que se separa del refrigerante de presión alta en el separador de aceite 41a circula hasta el interior del tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, en el que se despresuriza por medio del mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el tubo de retorno de aceite 41b, y se hace retornar a continuación el aceite hasta el tubo de admisión 2a del mecanismo de compresión 2 y se le conduce de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2. A continuación, una vez que ha sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, se hace pasar el refrigerante de presión alta a través del mecanismo de no retorno 42 y del mecanismo de conmutación 3, y se suministra al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un radiador de refrigerante, y se enfría por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto F de las figuras 7 y 9 a 11). El refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 circula a continuación hacia el interior del tubo de entrada de receptor 18a a través de la válvula de no retorno de entrada 17b del circuito en puente 17, y se despresuriza por medio del primer mecanismo de expansión 5a hasta una presión próxima a la presión de saturación, y es retenido temporalmente en el receptor 18 (véase el punto I de las figuras 7 y 11). El refrigerante retenido en el receptor 18 se suministra al tubo de salida de receptor 18b y se despresuriza por medio del segundo mecanismo de expansión 5b hasta que se convierte en un refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja, y se suministra a continuación a través de la válvula de no retorno de salida 17d del circuito en puente 17 al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un evaporador de refrigerante (véase el punto E de las figuras 7 y 9 a 11). El refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se calienta por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de calor, y como consecuencia el refrigerante se evapora (véase el punto A de las figuras 7, 9 a 11). El refrigerante de presión baja calentado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se conduce a continuación de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta forma se lleva a cabo el funcionamiento de calentamiento por aire.

En el funcionamiento de calentamiento por aire, en el cual el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento en el aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación, la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler está cerrada, y la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler está abierta, poniendo de esta forma el intercooler 7 en un estado en el que no se comporta como enfriador. Los descensos de temperatura se minimizan de esta forma en el refrigerante que se descarga desde el mecanismo de compresión 2 (véanse los puntos D, D' de la figura 10) en comparación con un caso en el que únicamente se disponga del intercooler 7, o con un caso en el que se haga que el intercooler 7 se comporte como un enfriador de la misma manera que durante el funcionamiento de enfriamiento por aire descrito con anterioridad (en este caso, el ciclo de refrigeración se lleva a cabo siguiendo la secuencia de las figuras 9 y 10: punto A → punto B1 → punto C1' → punto D' → punto F → punto E). Por lo tanto, en el aparato de aire acondicionado 1, se puede minimizar la radiación de calor al exterior, se pueden minimizar los descensos de temperatura en el refrigerante que se suministra al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un radiador de refrigerante, se puede minimizar la reducción del rendimiento de calentamiento en proporción a la diferencia entre la diferencia de entalpía de los puntos D y F y la diferencia de entalpía de los puntos D' y F de la figura 9, y se puede evitar la reducción del rendimiento de funcionamiento, en comparación con los casos en los que únicamente se dispone del intercooler 7 o con los casos en los que se hace que el intercooler 7 se comporte como un enfriador, de forma similar a lo que ocurre en el funcionamiento de enfriamiento por aire descrito con anterioridad.

Además, el aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación está configurado de modo que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del tubo de bypass 9 del intercooler, y el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 están conectados a través del primer tubo de retorno de admisión 92 durante el funcionamiento de calentamiento por aire también, en el cual el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, al igual que en el arranque del funcionamiento de enfriamiento por aire. Es posible de esta forma evitar la pérdida de radiación de calor al exterior desde el intercooler 7 cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, y se puede generar un estado en el que el refrigerante líquido no se acumula con facilidad en el intercooler 7. En el aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación, se puede de esta forma eliminar una reducción del rendimiento de calentamiento en el intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un radiador de refrigerante cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, se puede evitar que se acumule refrigerante líquido en el intercooler 7 en el arranque del funcionamiento en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, y el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se puede aspirar hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del intercooler 7 sin que se produzca una compresión de líquido en el elemento de compresión 2d de la segunda etapa debida a la acumulación de refrigerante líquido en el intercooler 7.

En la presente modificación, el cambio entre el funcionamiento de enfriamiento por aire y el control del arranque del enfriamiento por aire, es decir, el cambio entre el estado de no retorno de refrigerante y el estado de retorno de refrigerante, se lleva a cabo por medio de los estados de activación/desactivación de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a. No obstante, se puede disponer también una válvula de conmutación de intercooler 93 que sea capaz de cambiar entre un estado de no retorno de refrigerante y un estado de retorno de refrigerante, en lugar de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a, como en la modificación 1 descrita con anterioridad.

(5) Modificación 3

En la modificación 2 descrita con anterioridad, el aparato de aire acondicionado 1 que realiza el ciclo de refrigeración de compresión en dos etapas y que está configurado para ser capaz de cambiar entre el funcionamiento de enfriamiento por aire y el funcionamiento de calentamiento por aire por medio de la utilización del mecanismo de conmutación 3, está provisto del intercooler 7 para su comportamiento como un enfriador del refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa y que se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa; del tubo de bypass 9 del intercooler conectado al tubo de refrigerante intermedio 8 al objeto de evitar pasar por el intercooler 7; y del primer tubo de retorno de admisión 92 para la conexión del intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 durante un estado en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del tubo de bypass 9 del intercooler. No obstante, esta configuración se puede modificar al objeto de realizar una inyección de presión intermedia por medio de un primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa y de un intercambiador de calor economizador 20.

Por ejemplo, tal y como se muestra en la figura 12, el circuito refrigerante 210 (véase la figura 7) según la modificación 2 que emplea el mecanismo de compresión 2 de tipo de compresión en dos etapas se puede modificar para generar un circuito refrigerante 310 en el que se dispongan el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa y el intercambiador de calor economizador 20.

El primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa tiene una función de desviar y devolver el refrigerante que circula entre el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y el intercambiador de calor del lado de uso 6 hacia el elemento de compresión 2d de la segunda etapa del mecanismo de compresión 2. En la presente modificación, el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa está dispuesto al objeto de desviar el refrigerante que circula a través del tubo de entrada de receptor 18a y de devolver el refrigerante al lado de admisión del elemento de compresión 2d de la segunda etapa. Más en concreto, el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa está dispuesto al objeto de desviar el refrigerante desde una posición situada aguas arriba con respecto al primer mecanismo de expansión 5a del tubo de entrada de receptor 18a (es decir, una posición entre el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y el primer mecanismo de expansión 5a cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento) y al objeto de devolver el refrigerante a una posición situada aguas abajo con respecto al intercooler 7 del tubo de refrigerante intermedio 8. El primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa está provisto de una primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa cuyo grado de apertura se puede controlar. La primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa es una válvula de expansión accionada eléctricamente en la presente modificación.

El intercambiador de calor economizador 20 es un intercambiador de calor para llevar a cabo un intercambio de calor entre el refrigerante que circula entre el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y el intercambiador de calor del lado de uso 6 y el refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa (más en concreto, el refrigerante que ha sido despresurizado hasta cerca de la presión intermedia en la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa). En la presente modificación, el intercambiador de calor economizador 20 está dispuesto al objeto de intercambiar calor entre el refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa y el refrigerante que circula a través de una posición situada aguas arriba con respecto al primer mecanismo de expansión 5a del tubo de entrada de receptor 18a (es decir, una posición entre el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y el primer mecanismo de expansión 5a cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento), y tiene unos canales de flujo por medio de los cuales el refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa y el refrigerante que circula a través de una posición situada aguas arriba con respecto al primer mecanismo de expansión 5a del tubo de entrada de receptor 18a circulan de tal manera que son opuestos entre sí. En la presente modificación, el intercambiador de calor economizador 20 está situado en una posición situada aguas abajo con respecto a la posición en la que el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa se desvía del tubo de entrada de receptor 18a. Por lo tanto, el refrigerante que circula entre el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y el intercambiador de calor del lado de uso 6 se desvía en el tubo de entrada de receptor 18a hacia el interior del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa antes de ser sometido al intercambio de calor en el intercambiador de calor economizador 20, y se lleva a cabo entonces el intercambio de calor en el intercambiador de calor economizador 20 con el refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa.

En la presente modificación, cuando el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de enfriamiento, el refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se puede suministrar al intercambiador de calor del lado de uso 6 a través de la válvula de no retorno de entrada 17a

del circuito en puente 17, del intercambiador de calor economizador 20, del primer mecanismo de expansión 5a del tubo de entrada de receptor 18a, del receptor 18, del segundo mecanismo de expansión 5b del tubo de salida de receptor 18b, y de la válvula de no retorno de salida 17c del circuito en puente 17. Cuando el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de calentamiento, el refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 se puede suministrar al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 a través de la válvula de no retorno de entrada 17b del circuito en puente 17, del intercambiador de calor economizador 20, del primer mecanismo de expansión 5a del tubo de entrada de receptor 18a, del receptor 18, del segundo mecanismo de expansión 5b del tubo de salida de receptor 18b, y de la válvula de no retorno de salida 17d del circuito en puente 17.

Además, en la presente modificación, el tubo de refrigerante intermedio 8 o el mecanismo de compresión 2 está provisto de un sensor de presión intermedia 54 para la detección de la presión del refrigerante que circula a través del tubo de refrigerante intermedio 8. La salida del lado del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa del intercambiador de calor economizador 20 está provista de un sensor de temperatura de salida del economizador 55 para la detección de la presión del refrigerante en la salida del lado del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa del intercambiador de calor economizador 20.

A continuación, se describirá el funcionamiento del aparato de aire acondicionado 1 de la presente realización utilizando las figuras 12 a 16. La figura 13 es una gráfica presión – entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, la figura 14 es una gráfica temperatura – entropía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, la figura 15 es una gráfica presión – entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire, y la figura 16 es una gráfica temperatura – entropía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire. El control del arranque del enfriamiento por aire es el mismo que el de la modificación 2 descrita con anterioridad, y por lo tanto no se describe aquí. El control operacional del funcionamiento de enfriamiento por aire y del funcionamiento de calentamiento por aire (incluyendo además el del control del arranque del enfriamiento por aire no descrito aquí) descritos con anterioridad se lleva a cabo por medio de la unidad de control (no mostrada) de la realización descrita con anterioridad. En la siguiente descripción, el término “presión alta” se refiere a una presión alta en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos D, D', E y H de las figuras 13 y 14, y a la presión de los puntos D, D', F y H de las figuras 15 y 16), el término “presión baja” se refiere a una presión baja en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos A y F de las figuras 13 y 14, y a la presión de los puntos A y E de las figuras 15 y 16), y el término “presión intermedia” se refiere a una presión intermedia en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos B1, C1, G, J y K de las figuras 13 a 16).

<Funcionamiento de enfriamiento por aire>

Durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de enfriamiento mostrado por las líneas continuas de la figura 12. Se ajustan además los grados de apertura del primer mecanismo de expansión 5a y del segundo mecanismo de expansión 5b. Además, el grado de apertura de la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa se ajusta también. Más en concreto, en la presente realización, se lleva a cabo el denominado control del grado de sobrecalentamiento, en el que el grado de apertura de la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa se ajusta de tal forma que se alcanza un valor objetivo en el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del lado del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa del intercambiador de calor economizador 20. En la presente modificación, el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del lado del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa del intercambiador de calor economizador 20 se obtiene por medio de la conversión de la presión intermedia medida por el sensor de presión intermedia 54 en una temperatura de saturación y por la resta de este valor de temperatura de saturación de refrigerante de la temperatura del refrigerante medida por el sensor de temperatura de salida del economizador 55. Aunque no se utiliza en la presente modificación, otra opción posible es la provisión de un sensor de temperatura en la entrada del lado del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa del intercambiador de calor economizador 20, y la obtención del grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del lado del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa del intercambiador de calor economizador 20 por medio de la resta de la temperatura del refrigerante medida por este sensor de temperatura de la temperatura del refrigerante medida por el sensor de temperatura de salida del economizador 55. El ajuste del grado de apertura de la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa no queda limitado tampoco a que sea realizado por el control del grado de sobrecalentamiento, y la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa se puede abrir hasta un grado de apertura predeterminado de acuerdo a factores tales como el caudal de refrigerante que se hace circular en el circuito refrigerante 10, por ejemplo. Dado que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler del tubo de refrigerante intermedio 8 está abierta, y la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler del tubo de bypass 9 del intercooler está cerrada, generando de esta forma un estado en el que el intercooler 7 se comporta como un enfriador. La primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión del primer tubo de retorno de admisión 92 está cerrada también, generando de esta manera un estado en el que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 no están conectados (excepto durante el control del arranque del enfriamiento por aire).

Cuando el circuito refrigerante 310 está en este estado, se aspira refrigerante de presión baja (véase el punto A de las figuras 12 a 14) hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del tubo de admisión 2a, y después de que el refrigerante se haya comprimido inicialmente hasta una presión intermedia por medio del elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga hasta el tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B1 de las figuras 12 a 14). El refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se enfría por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento en el intercooler 7 (véase el punto C1 de las figuras 12 a 14). El refrigerante enfriado en el intercooler 7 se enfría de forma adicional (véase el punto G de las figuras 12 a 14) al ser mezclado con el refrigerante que se devuelve desde el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa hasta el elemento de compresión 2d de la segunda etapa (véase el punto K de las figuras 12 a 14). A continuación, una vez que se ha mezclado con el refrigerante que vuelve desde el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa (es decir, la inyección de presión intermedia se lleva a cabo por medio del intercambiador de calor economizador 20), el refrigerante de presión intermedia se conduce y se comprime adicionalmente en el elemento de compresión 2d que está conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga desde el mecanismo de compresión 2 hasta el tubo de descarga 2b (véase el punto D de las figuras 12 a 14). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 está comprimido por medio de la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d hasta una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica P_{cp} del punto crítico CP mostrado en la figura 13). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 circula hasta el interior del separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y se separa el aceite de refrigeración que viene adjunto. El aceite de refrigeración que se separa del refrigerante de presión alta en el separador de aceite 41a circula hasta el interior del tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, en el que se despresuriza por medio del mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el tubo de retorno de aceite 41b, y se hace retornar a continuación el aceite hasta el tubo de admisión 2a del mecanismo de compresión 2 y se le conduce de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2. A continuación, una vez que ha sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, se hace pasar el refrigerante de presión alta a través del mecanismo de no retorno 42 y del mecanismo de conmutación 3, y se suministra al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un radiador de refrigerante. El refrigerante de presión alta suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se enfría en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto E de las figuras 12 a 14). El refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 circula a través de la válvula de no retorno de entrada 17a del circuito en puente 17 hacia el interior del tubo de entrada de receptor 18a, y se desvía una parte del refrigerante hacia el interior del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa. El refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa se despresuriza hasta casi la presión intermedia en la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa y se suministra a continuación al intercambiador de calor economizador 20 (véase el punto J de las figuras 12 a 14). El refrigerante del que se ha desviado una parte al primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa circula a continuación hacia el interior del intercambiador de calor economizador 20, en el que se enfría por intercambio de calor con el refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa (véase el punto H de las figuras 12 a 14). El refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa intercambia calor con el refrigerante de presión alta que es enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, que se comporta como un radiador, y se calienta (véase el punto K de las figuras 12 a 14), y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa, tal y como se ha descrito con anterioridad. El refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor economizador 20 se despresuriza hasta una presión casi saturada por medio del primer mecanismo de expansión 5a y es retenido temporalmente en el receptor 18 (véase el punto I de la figura 12). El refrigerante retenido en el receptor 18 se suministra al tubo de salida de receptor 18b y se despresuriza por medio del segundo mecanismo de expansión 5b hasta que se convierte en un refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja, y se suministra a continuación a través de la válvula de no retorno de salida 17c del circuito en puente 17 al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un evaporador de refrigerante (véase el punto F de las figuras 12 a 14). El refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 se calienta por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de calor, y como consecuencia el refrigerante se evapora (véase el punto A de las figuras 12 a 14). El refrigerante de presión baja calentado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 se conduce a continuación de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta forma se lleva a cabo el funcionamiento de enfriamiento por aire.

En la configuración de la presente modificación, como en la modificación 2 descrita con anterioridad, dado que el intercooler 7 está en un estado de comportamiento como enfriador durante el funcionamiento de enfriamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está puesto en el estado de funcionamiento de enfriamiento, se pueden reducir las pérdidas por radiación de calor en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 en comparación con los casos en los que no se dispone ningún intercooler 7.

Además, en la configuración de la presente modificación, dado que el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa y el intercambiador de calor economizador 20 están dispuestos al objeto de desviar refrigerante suministrado desde el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 a los mecanismos de expansión 5a, 5b y de devolver el refrigerante al elemento de compresión 2d de la segunda etapa, la temperatura del refrigerante que se

aspira al interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa se puede hacer que sea incluso menor (véanse los puntos C1 y G de la figura 14) sin que se produzca radiación de calor al exterior, tal como se hace con el intercooler 7. La temperatura del refrigerante que se descarga desde el mecanismo de compresión 2 se hace de esta forma que sea incluso menor (véanse los puntos D y D' de la figura 14), y el rendimiento de funcionamiento se puede mejorar adicionalmente debido a que las pérdidas por radiación de calor se pueden reducir de forma adicional en proporción al área encerrada por la conexión de los puntos C1, D', D y G de la figura 14, en comparación con los casos en los que no se dispone ningún primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa.

Además, también en la presente modificación, dado que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del tubo de bypass 9 del intercooler, y el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 están conectados a través del primer tubo de retorno de admisión 92 en el arranque del funcionamiento de enfriamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, incluso cuando el refrigerante líquido se ha acumulado en el intercooler 7 antes del arranque del funcionamiento con el mecanismo de conmutación 3 en el estado de funcionamiento de enfriamiento, este refrigerante líquido se puede extraer al exterior del intercooler 7, al igual que en la modificación 2 descrita con anterioridad. Es posible de esta forma evitar que se llegue a un estado en el que el refrigerante líquido se haya acumulado en el intercooler 7 en el arranque del funcionamiento con el mecanismo de conmutación 3 en el estado de funcionamiento de enfriamiento, no hay compresión de líquido en el elemento de compresión 2d de la segunda etapa debida a la acumulación de refrigerante líquido en el intercooler 7, y se puede mejorar la fiabilidad del mecanismo de compresión 2.

<Funcionamiento de calentamiento por aire>

Durante el funcionamiento de calentamiento por aire, el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de calentamiento mostrado por las líneas discontinuas de la figura 12. Se ajustan además los grados de apertura del primer mecanismo de expansión 5a y del segundo mecanismo de expansión 5b. Además, el grado de apertura de la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa se ajusta de la misma forma que en el funcionamiento de enfriamiento por aire descrito con anterioridad. Dado que el mecanismo de conmutación 3 se fija en un estado de funcionamiento de calentamiento, la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler del tubo de refrigerante intermedio 8 está cerrada y la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler del tubo de bypass 9 del intercooler está abierta, poniendo de esta manera el intercooler 7 en un estado en el que no se comporta como enfriador. Además, dado que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, la primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión del primer tubo de retorno de admisión 92 está abierta, haciendo de esta forma que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 estén conectados.

Cuando el circuito refrigerante 310 está en este estado, se aspira refrigerante de presión baja (véase el punto A de la figura 12 y de las figuras 15 a 16) hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del tubo de admisión 2a, y después de que el refrigerante se haya comprimido inicialmente hasta una presión intermedia por medio del elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga hasta el tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B1 de la figura 12, figuras 15, 16). A diferencia del funcionamiento de enfriamiento por aire, el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa pasa a través del tubo de bypass 9 del intercooler (véase el punto C1 de las figuras 12, 15 y 16) sin pasar a través del intercooler 7 (es decir, sin ser enfriado), y el refrigerante se enfría (véase el punto G de las figuras 12, 15 y 16) al ser mezclado con el refrigerante que se devuelve desde el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa hasta el elemento de compresión 2d de la segunda etapa (véase el punto K de las figuras 12, 15 y 16). A continuación, una vez que se ha mezclado con el refrigerante que vuelve desde el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa, el refrigerante de presión intermedia se conduce y se comprime adicionalmente en el elemento de compresión 2d que está conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y se descarga desde el mecanismo de compresión 2 hasta el tubo de descarga 2b (véase el punto D de las figuras 12, 15 y 16). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 está comprimido por medio de la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d hasta una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica Pcp del punto crítico CP mostrado en la figura 15), de forma similar a lo que ocurre en el funcionamiento de enfriamiento por aire. El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 circula hasta el interior del separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y se separa el aceite de refrigeración que viene adjunto. El aceite de refrigeración que se separa del refrigerante de presión alta en el separador de aceite 41a circula hasta el interior del tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, en el que se despresuriza por medio del mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el tubo de retorno de aceite 41b, y se hace retornar a continuación el aceite hasta el tubo de admisión 2a del mecanismo de compresión 2 y se le conduce de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2. A continuación, una vez que ha sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, se hace pasar el refrigerante de presión alta a través del mecanismo de no retorno 42 y del mecanismo de conmutación 3, y se suministra al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un radiador de refrigerante, y se enfría por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto F de las figuras 12, 15 y 16). El refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 circula a través de la válvula de no retorno de entrada 17b del circuito en puente 17 hacia el interior del tubo

de entrada de receptor 18a, y se desvía una parte del refrigerante hacia el interior del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa. El refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa se despresuriza hasta casi la presión intermedia en la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa y se suministra a continuación al intercambiador de calor economizador 20 (véase el punto J de las figuras 12, 15 y 16).

5 El refrigerante del que se ha desviado una parte al primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa circula a continuación hacia el interior del intercambiador de calor economizador 20, en el que se enfría por intercambio de calor con el refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa (véase el punto H de las figuras 12, 15 y 16). El refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa intercambia calor con el refrigerante de presión alta que es enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, que se comporta como un radiador, y se calienta (véase el punto K de las figuras 12, 15 y 16); y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa, tal y como se ha descrito con anterioridad. El refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor economizador 20 se despresuriza hasta una presión casi saturada por medio del primer mecanismo de expansión 5a y es retenido temporalmente en el receptor 18 (véase el punto I de la figura 12). El refrigerante retenido en el receptor 18 se suministra al tubo de salida de receptor 18b y se despresuriza por medio del segundo mecanismo de expansión 5b hasta que se convierte en un refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja, y se suministra a continuación a través de la válvula de no retorno de salida 17d del circuito en puente 17 al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un evaporador de refrigerante (véase el punto E de las figuras 12, 15 y 16). El refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se calienta por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de calor, y como consecuencia el refrigerante se evapora (véase el punto A de las figuras 12, 15 y 16). El refrigerante de presión baja calentado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se conduce a continuación de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta forma se lleva a cabo el funcionamiento de calentamiento por aire.

25 Al igual que en la modificación 2 descrita con anterioridad, en el funcionamiento de calentamiento por aire, en el cual el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento en la configuración de la presente modificación, se minimiza la radiación de calor al exterior, se eliminan las reducciones en el rendimiento de calentamiento, y se pueden evitar las reducciones del rendimiento de funcionamiento en comparación con un caso en el que únicamente se dispone del intercooler 7, o con un caso en el que se hace que el intercooler 7 se comporte como un enfriador de la misma forma que durante el funcionamiento de enfriamiento por aire descrito con anterioridad.

Además, en la configuración de la presente modificación, dado que el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa y el intercambiador de calor economizador 20 están dispuestos al objeto de desviar refrigerante suministrado desde el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 a los mecanismos de expansión 5a, 5b y de devolver el refrigerante al elemento de compresión 2d de la segunda etapa, la temperatura del refrigerante que se aspira al interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa se puede hacer que sea incluso menor (véanse los puntos B1 y G de la figura 16) sin que se produzca radiación de calor al exterior, tal como se hace con el intercooler 7. La temperatura del refrigerante que se descarga desde el mecanismo de compresión 2 se hace de esta forma que sea incluso menor (véanse los puntos D y D' de la figura 16), y el rendimiento de funcionamiento se puede mejorar adicionalmente debido a que las pérdidas por radiación de calor se pueden reducir en proporción al área encerrada por la conexión de los puntos B1, D', D y G de la figura 16, en comparación con los casos en los no se dispone ningún primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa.

Las ventajas del funcionamiento de enfriamiento por aire y del funcionamiento de calentamiento por aire de la configuración de la presente modificación son que el intercambiador de calor economizador 20 es un intercambiador de calor que tiene unos canales de flujo a través de los cuales el refrigerante que se suministra desde el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 o desde el intercambiador de calor del lado de uso 6 a los mecanismos de expansión 5a, 5b y el refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa circulan de tal manera que son opuestos entre sí; por lo tanto, es posible reducir la diferencia de temperatura entre el refrigerante que se suministra a los mecanismos de expansión 5a, 5b desde el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 o desde el intercambiador de calor del lado de uso 6 en el intercambiador de calor economizador 20 y el refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa, y se puede obtener un elevado rendimiento del intercambio de calor.

También en la presente modificación, el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del tubo de bypass 9 del intercooler, y el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 están conectados a través del primer tubo de retorno de admisión 92 durante el funcionamiento de calentamiento por aire también, en el cual el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, al igual que en la modificación 2 descrita con anterioridad. Es posible de esta forma evitar la pérdida de radiación de calor al exterior desde el intercooler 7 cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, y se puede generar un estado en el que el refrigerante líquido no se acumula con facilidad en el intercooler 7. Se puede de esta forma eliminar una reducción del rendimiento de calentamiento en el intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un radiador de refrigerante durante el funcionamiento de calentamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de

calentamiento, se puede evitar que se acumule refrigerante líquido en el intercooler 7 en el arranque del funcionamiento en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, y el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se puede aspirar hasta el interior del elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del intercooler 7 sin que se produzca una compresión de líquido en el elemento de compresión 2d de la segunda etapa debida a la acumulación de refrigerante líquido en el intercooler 7.

En la presente modificación, el cambio entre el funcionamiento de enfriamiento por aire y el control del arranque del enfriamiento por aire, es decir, el cambio entre el estado de no retorno de refrigerante y el estado de retorno de refrigerante, se lleva a cabo por medio de los estados de activación/desactivación de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a. No obstante, se puede disponer también una válvula de conmutación de intercooler 93 que sea capaz de cambiar entre un estado de no retorno de refrigerante y un estado de retorno de refrigerante, en lugar de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a, como en la modificación 1 descrita con anterioridad.

(6) Modificación 4

En el circuito refrigerante 310 (véase la figura 12) de la modificación 3 descrita con anterioridad, tanto en el funcionamiento de enfriamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, como en el funcionamiento de calentamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, se reduce la temperatura del refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 2d de la segunda etapa, se reduce el consumo de potencia del mecanismo de compresión 2, y se mejora el rendimiento de funcionamiento mediante la realización de la inyección de presión intermedia por medio de la utilización del intercambiador de calor economizador 20, tal y como se ha descrito con anterioridad. Dado que la inyección de presión intermedia por parte del intercambiador de calor economizador 20 se puede utilizar también en condiciones en las que la presión intermedia del ciclo de refrigeración se incrementa hasta cerca de la presión crítica, una configuración que tenga un único intercambiador de calor del lado de uso 6, tal como el de los circuitos refrigerantes 10, 110, 210, 310 (véanse las figuras 1, 6, 7 y 12) de la realización y modificaciones de la misma descritas con anterioridad, se considera que es particularmente ventajosa en los casos en los que se utiliza un refrigerante para funcionamiento en un intervalo supercrítico.

No obstante, a veces se da el caso de que se adopta una configuración en la que se dispone una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso 6 conectados entre sí en paralelo con la finalidad de la realización de un enfriamiento por aire y /o un calentamiento por aire de acuerdo con las cargas de aire acondicionado de una pluralidad de espacios de aire acondicionado, y se dispone un mecanismo de expansión del lado de uso 5c correspondiente a cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 entre cada intercambiador de calor del lado de uso 6 y el receptor 18 que se comporta como un separador de gas – líquido, al objeto de controlar el caudal de refrigerante que llega a cada intercambiador de calor del lado de uso 6 y de hacer posible la obtención de la carga de refrigeración necesaria en cada intercambiador de calor del lado de uso 6.

Por ejemplo, aunque no se muestra en detalle en los dibujos, el circuito refrigerante 310 (véase la figura 12) que tiene el circuito en puente 17 de acuerdo a la modificación 3 descrita con anterioridad puede tener una configuración en la que se dispone una pluralidad (dos en este caso) de intercambiadores de calor del lado de uso 6 conectados entre sí en paralelo, se dispone un mecanismo de expansión del lado de uso 5c correspondiente a cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 entre cada intercambiador de calor del lado de uso 6 y el receptor 18 (más en concreto, el circuito en puente 17) que se comporta como un separador de gas – líquido (véase la figura 17), se omite el segundo mecanismo de expansión 5b dispuesto en el tubo de salida de receptor 18b, y se dispone un tercer mecanismo de expansión para la despresurización del refrigerante hasta la presión baja del ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire, en lugar de la válvula de no retorno de salida 17d del circuito en puente 17.

Al igual que en la modificación 2 descrita con anterioridad, la inyección de presión intermedia por parte del intercambiador de calor economizador 20 es ventajosa también en la configuración descrita con anterioridad en condiciones en las que la diferencia de presión entre la presión alta del ciclo de refrigeración y un valor próximo a la presión intermedia del ciclo de refrigeración se puede utilizar sin una despresurización significativa distinta de la del primer mecanismo de expansión 5a como mecanismo de expansión del lado de la fuente de calor, después de que el refrigerante se haya enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un radiador, al igual que en el caso del funcionamiento de enfriamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento.

No obstante, en condiciones en las que los mecanismos de expansión del lado de uso 5c están controlando el caudal de refrigerante que circula a través de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 como radiadores de manera que se obtenga la carga de refrigeración necesaria en los intercambiadores de calor del lado de uso 6 como radiadores, y en las que el caudal de refrigerante que pasa a través de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 como radiadores queda determinado aproximadamente por medio de la despresurización de refrigerante a través del control del grado de apertura de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c dispuestos aguas abajo con respecto a los intercambiadores de calor del lado de uso 6 como radiadores y aguas arriba con respecto al

intercambiador de calor economizador 20, tal como durante el funcionamiento de calentamiento por aire en el que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, el grado hasta el que se despresuriza el refrigerante por medio del control del grado de apertura de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c varía no sólo de acuerdo al caudal de refrigerante que circula a través de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 como radiadores, sino también de acuerdo al estado de la distribución del caudal entre los pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso 6 como radiadores; se produce un estado en el que el grado de despresurización varía de forma significativa entre la pluralidad de mecanismos de expansión del lado de uso 5c, y el grado de despresurización en cada mecanismo de expansión del lado de uso 5c es relativamente grande. Existe, en consecuencia, el riesgo de que haya una presión reducida de refrigerante en la entrada del intercambiador de calor economizador 20, en este caso se intercambia muy poco calor en el intercambiador de calor economizador 20 (es decir, el caudal de refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa), y es difícil utilizar el calor. Especialmente en un caso en el que un aparato de aire acondicionado 1 de este tipo está configurado como un aparato de aire acondicionado de tipo separado en el que una unidad de fuente de calor que incluye fundamentalmente el mecanismo de compresión 2, el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, y el receptor 18, y una unidad de uso que incluye fundamentalmente el intercambiador de calor del lado de uso 6 están conectadas por medio de unos conductos de conexión, dependiendo de la colocación de la unidad de uso y de la unidad de fuente de calor, dado que los conductos de conexión pueden resultar extremadamente largos, los efectos de la caída de presión resultante se combinan para reducir aún más la presión de refrigerante en la entrada del intercambiador de calor economizador 20. En los casos en los que existe un riesgo de presión reducida de refrigerante en la entrada del intercambiador de calor economizador 20, la inyección de presión intermedia por parte de un separador de gas – líquido es ventajosa en el sentido de que se puede utilizar incluso en condiciones en las que la diferencia de presión entre la presión del separador de gas – líquido y la presión intermedia (en este caso, la presión del refrigerante que circula a través del tubo de refrigerante intermedio 8) del ciclo de refrigeración es pequeña cuando la presión del separador de gas – líquido es menor que la presión crítica.

Por lo tanto, en la presente modificación, tal y como se muestra en la figura 17, al objeto de hacer que el receptor 18 se comporte como un separador de gas – líquido y de permitir la inyección de presión intermedia, se conecta un segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa al receptor 18, y se configura un circuito refrigerante 410 de manera que la inyección de presión intermedia por parte del intercambiador de calor economizador 20 se pueda llevar a cabo durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, y la inyección de presión intermedia por parte del receptor 18 se puede llevar a cabo durante el funcionamiento de calentamiento por aire.

El segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa es un tubo de refrigerante con la capacidad de realizar una inyección de presión intermedia para la extracción de refrigerante del receptor 18 y la devolución del refrigerante al elemento de compresión 2d de la segunda etapa del mecanismo de compresión 2, y en la presente modificación, el segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa está dispuesto al objeto de conectar la parte superior del receptor 18 con el tubo de refrigerante intermedio 8 (es decir, con el lado de admisión del elemento de compresión 2d de la segunda etapa del mecanismo de compresión 2). El segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa está provisto de una segunda válvula de activación/desactivación de la inyección de la segunda etapa 18d y de un segundo mecanismo de no retorno de la inyección de la segunda etapa 18e. La segunda válvula de activación/desactivación de la inyección de la segunda etapa 18d es una válvula con capacidad de apertura y cierre, y es una válvula electromagnética en la presente modificación. El segundo mecanismo de no retorno de la inyección de la segunda etapa 18e es un mecanismo para permitir que el refrigerante circule desde el receptor 18 hasta el elemento de compresión 2d de la segunda etapa y para bloquear la circulación del refrigerante desde el elemento de compresión 2d de la segunda etapa hasta el receptor 18, y es una válvula de no retorno en la presente realización. Las partes del segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa y del segundo tubo de retorno de admisión 18f hacia el receptor 18 están integradas. Las partes del segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa y del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa hacia el tubo de refrigerante intermedio 8 también están integradas. El mecanismo de expansión del lado de uso 5c es una válvula de expansión accionada eléctricamente en la presente modificación. Dado que la presente modificación está configurada de tal forma que el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa y el intercambiador de calor economizador 20 se utilizan durante el funcionamiento de enfriamiento por aire y el segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa se utiliza durante el funcionamiento de calentamiento por aire, tal y como se ha descrito con anterioridad, no hay necesidad de que la dirección de la circulación del refrigerante hacia el intercambiador de calor economizador 20 sea constante con independencia de que se opere en funcionamiento de enfriamiento por aire o en funcionamiento de calentamiento por aire. Por lo tanto se omite el circuito en puente 17, y se simplifica la estructura del circuito refrigerante 410.

A continuación, se describirá el funcionamiento del aparato de aire acondicionado 1 utilizando las figuras 17, 13, 14, 18 y 19. La figura 18 es una gráfica presión – entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire, y la figura 19 es una gráfica temperatura – entropía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire. En este caso, el control del arranque del enfriamiento por aire es el mismo que el de la modificación 2 descrita con anterioridad, y por lo tanto no se describe aquí. El ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire en la presente modificación se describe utilizando las figuras 13 y 14. Los controles operacionales durante el funcionamiento de enfriamiento por aire y el funcionamiento de calentamiento por aire se llevan a cabo por medio del controlador (no mostrado) descrito en la realización anterior. En la siguiente descripción, el término “presión alta” se refiere a una presión alta en el ciclo

de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos D, D', E y H de las figuras 13 y 14, y a la presión de los puntos D, D' y F de las figuras 18 y 19), el término "presión baja" se refiere a una presión baja en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos A y F de las figuras 13 y 14, y a la presión de los puntos A y E de las figuras 18 y 19), y el término "presión intermedia" se refiere a una presión intermedia en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos B1, C1, G, J y K de las figuras 13 a 14, y a la presión de los puntos B1, C1, G, I, L y M de las figuras 18 y 19).

<Funcionamiento de enfriamiento por aire>

Durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de enfriamiento mostrado por las líneas continuas de la figura 17. Se ajustan los grados de apertura de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c y del primer mecanismo de expansión 5a como mecanismo de expansión del lado de la fuente de calor. Dado que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler del tubo de refrigerante intermedio 8 está abierta, y la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler del tubo de bypass 9 del intercooler está cerrada, por medio de lo cual se hace que el intercooler 7 se comporte como un enfriador. La primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión del primer tubo de retorno de admisión 92 está cerrada también, dando lugar de esta manera a un estado en el que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 no están conectados (excepto durante el control del arranque del enfriamiento por aire). Cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, no se lleva a cabo la inyección de presión intermedia por parte del receptor 18 como separador de gas – líquido, y se realiza una inyección de presión intermedia por parte del intercambiador de calor economizador 20 al objeto de devolver el refrigerante calentado en el intercambiador de calor economizador 20 al elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa. Más en concreto, la segunda válvula de activación/desactivación de la inyección de la segunda etapa 18d está cerrada, y el grado de apertura de la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa se ajusta de la misma forma que en la modificación 3 descrita con anterioridad.

Cuando el circuito refrigerante 410 está en este estado, se aspira refrigerante de presión baja (véase el punto A de la figura 17 y de las figuras 13 a 14) hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del tubo de admisión 2a, y después de que el refrigerante se haya comprimido inicialmente hasta una presión intermedia por medio del elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga hasta el tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B1 de la figura 17, figuras 13 y 14). El refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se enfría por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento en el intercooler 7 (véase el punto C1 de las figuras 17, 13 y 14). El refrigerante enfriado en el intercooler 7 se enfría de forma adicional (véase el punto G de las figuras 17, 13 y 14) al ser mezclado con el refrigerante que se devuelve desde el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa hasta el elemento de compresión 2d de la segunda etapa (véase el punto K de las figuras 17, 13 y 14). A continuación, una vez que se ha mezclado con el refrigerante que vuelve desde el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa (es decir, la inyección de presión intermedia se lleva a cabo por medio del intercambiador de calor economizador 20), el refrigerante de presión intermedia se conduce y se comprime adicionalmente en el elemento de compresión 2d que está conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga desde el mecanismo de compresión 2 hasta el tubo de descarga 2b (véase el punto D de las figuras 17, 13 y 14). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 está comprimido por medio de la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d hasta una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica P_{cp} del punto crítico CP mostrado en la figura 13). El refrigerante de presión alta descargado desde el mecanismo de compresión 2 se suministra, a través del mecanismo de conmutación 3, al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un radiador de refrigerante, y el refrigerante se enfría por intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto E de las figuras 17, 13 y 14). Una parte del refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un radiador de refrigerante se desvía hacia el interior del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa. El refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa se despresuriza hasta casi la presión intermedia en la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa y se suministra a continuación al intercambiador de calor economizador 20 (véase el punto J de las figuras 17, 13 y 14). El refrigerante del que se ha desviado una parte al primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa circula a continuación hacia el interior del intercambiador de calor economizador 20, en el que se enfría por intercambio de calor con el refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa (véase el punto H de las figuras 17, 13 y 14). El refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa intercambia calor con el refrigerante de presión alta que es enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, que se comporta como un radiador, y se calienta (véase el punto K de las figuras 17, 13 y 14), y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa, tal y como se ha descrito con anterioridad. El refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor economizador 20 se despresuriza hasta una presión casi saturada por medio del primer mecanismo de expansión 5a y es retenido temporalmente en el receptor 18 (véase el punto I de las figuras 17, 13 y 14). El refrigerante retenido en el receptor 18 se suministra al mecanismo de expansión del lado de uso 5c y se despresuriza por medio de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c hasta que se convierte en un refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja, el cual

se suministra al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un evaporador de refrigerante (véase el punto F de las figuras 17, 13 y 14). El refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un evaporador se calienta por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de calor, y como consecuencia el refrigerante se evapora (véase el punto A de las figuras 17, 13 y 14). El refrigerante de presión baja calentado y evaporado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un evaporador se conduce a continuación de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta forma se lleva a cabo el funcionamiento de enfriamiento por aire.

<Funcionamiento de calentamiento por aire>

10 Durante el funcionamiento de calentamiento por aire, el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de calentamiento mostrado por las líneas discontinuas de la figura 17. Se ajustan los grados de apertura de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c y del primer mecanismo de expansión 5a que se comporta como mecanismo de expansión del lado de la fuente de calor. Dado que el mecanismo de conmutación 3 se fija en un estado de funcionamiento de calentamiento, la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler del tubo de refrigerante intermedio 8 está cerrada y la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler del tubo de bypass 9 del intercooler está abierta, poniendo de esta manera el intercooler 7 en un estado en el que no se comporta como enfriador. Además, dado que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, la primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión del primer tubo de retorno de admisión 92 está abierta, haciendo de esta forma que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 estén conectados. Cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, no se lleva a cabo la inyección de presión intermedia por parte del intercambiador de calor economizador 20, y se realiza una inyección de presión intermedia por parte del receptor 18 al objeto de devolver el refrigerante desde el receptor 18, que se comporta como un separador de gas – líquido, al elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa. Más en concreto, la segunda válvula de activación/desactivación de la inyección de la segunda etapa 18d está abierta, y la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa está completamente cerrada.

30 Cuando el circuito refrigerante 410 está en este estado, se aspira refrigerante de presión baja (véase el punto A de las figuras 17 a 19) hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del tubo de admisión 2a, y después de que el refrigerante se haya comprimido inicialmente hasta una presión intermedia por medio del elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga hasta el tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B1 de las figuras 17 a 19). A diferencia del funcionamiento de enfriamiento por aire, el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa pasa a través del tubo de bypass 9 del intercooler (véase el punto C1 de las figuras 17 a 19) sin pasar a través del intercooler 7 (es decir, sin ser enfriado), y el refrigerante se enfría (véase el punto G de las figuras 17 a 19) al ser mezclado con el refrigerante que se devuelve desde el receptor 18 a través del segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa hasta el elemento de compresión 2d de la segunda etapa (véase el punto M de las figuras 17 a 19). A continuación, una vez que se ha mezclado con el refrigerante que vuelve desde el segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa (es decir, la inyección de presión intermedia se lleva a cabo por medio del receptor 18, que se comporta como un separador de gas - líquido), el refrigerante de presión intermedia se conduce y se comprime adicionalmente en el elemento de compresión 2d que está conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga desde el mecanismo de compresión 2 hasta el tubo de descarga 2b (véase el punto D de las figuras 17 a 19). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 está comprimido por medio de la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d hasta una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica Pcp del punto crítico CP mostrado en la figura 18), de forma similar a lo que ocurre en el funcionamiento de enfriamiento por aire. El refrigerante de presión alta descargado desde el mecanismo de compresión 2 se suministra, a través del mecanismo de conmutación 3, al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un radiador de refrigerante, y el refrigerante se enfría por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto F de las figuras 17 a 19). El refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un radiador se despresuriza hasta casi la presión intermedia por medio de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c, y es retenido temporalmente a continuación en el receptor 18 y separado en gas y líquido (véanse los puntos I, L y M de las figuras 17 a 19). El refrigerante gas separado en el receptor 18 es extraído de la parte superior del receptor 18 por medio del segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa, y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa, tal y como se ha descrito con anterioridad. El refrigerante líquido retenido en el receptor 18 se despresuriza por medio del primer mecanismo de expansión 5a hasta que se convierte en un refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja, el cual se suministra al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, que se comporta como un evaporador de refrigerante (véase el punto E de las figuras 17 a 19). El refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un evaporador se calienta por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de calentamiento, y como consecuencia el refrigerante se evapora (véase el punto A de las figuras 17 a 19). El refrigerante de presión baja calentado y evaporado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un evaporador se

conduce a continuación de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta forma se lleva a cabo el funcionamiento de calentamiento por aire.

La configuración de la presente modificación difiere de la modificación 3 en que, durante el funcionamiento de calentamiento por aire, se lleva a cabo la inyección de presión intermedia por parte del receptor 18 como separador de gas – líquido en lugar de la inyección de presión intermedia por parte del intercambiador de calor economizador 20, pero la presente modificación, por lo demás, produce los mismos efectos operacionales que la modificación 3.

En la presente modificación, el cambio entre el funcionamiento de enfriamiento por aire y el control del arranque del enfriamiento por aire, es decir, el cambio entre el estado de no retorno de refrigerante y el estado de retorno de refrigerante, se lleva a cabo por medio de los estados de activación/desactivación de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a. No obstante, se puede disponer también una válvula de conmutación de intercooler 93 que sea capaz de cambiar entre un estado de no retorno de refrigerante y un estado de retorno de refrigerante, en lugar de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a, como en la modificación 1 descrita con anterioridad.

(7) Modificación 5

En el circuito refrigerante 410 (véase la figura 17) de la modificación 4 descrita con anterioridad, se adopta una configuración en la que la pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso 6 conectados entre sí en paralelo están dispuestos con la finalidad de la realización de un enfriamiento por aire y /o un calentamiento por aire de acuerdo con las cargas de aire acondicionado de una pluralidad de espacios de aire acondicionado, y se dispone el mecanismo de expansión del lado de uso 5c correspondiente a cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 entre cada intercambiador de calor del lado de uso 6 y el receptor 18, al objeto de controlar el caudal de refrigerante que llega a cada intercambiador de calor del lado de uso 6 y de hacer posible la obtención de la carga de refrigeración necesaria en cada intercambiador de calor del lado de uso 6. En una configuración de este tipo, el refrigerante despresurizado por medio del primer mecanismo de expansión 5a hasta casi la presión de saturación y retenido temporalmente en el receptor 18 (véase el punto I de la figura 17) se distribuye a cada mecanismo de expansión del lado de uso 5c durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, pero cuando el refrigerante suministrado desde el receptor 18 a cada mecanismo de expansión del lado de uso 5c está en un estado bifásico gas – líquido, existe un riesgo de deriva durante la distribución a cada mecanismo de expansión del lado de uso 5c. El refrigerante suministrado desde el receptor 18 hasta cada mecanismo de expansión del lado de uso 5c se lleva preferiblemente, por lo tanto, a un estado subenfriado tanto como sea posible.

El circuito refrigerante 410 de la modificación 4 descrita con anterioridad se configura por lo tanto en la presente modificación como un circuito refrigerante 510 en el que se dispone un intercambiador de calor de subenfriamiento 96 y un tercer tubo de retorno de admisión 95 entre el receptor 18 y los mecanismos de expansión del lado de uso 5c, tal y como se muestra en la figura 20.

El intercambiador de calor de subenfriamiento 96 es un intercambiador de calor para el enfriamiento del refrigerante suministrado desde el receptor 18 hasta los mecanismos de expansión del lado de uso 5c. Más en concreto, el intercambiador de calor de subenfriamiento 96 es un intercambiador de calor para llevar a cabo un intercambio de calor con el refrigerante que circula a través del tercer tubo de retorno de admisión 95 de desvío de una parte del refrigerante suministrado desde el receptor 18 a los mecanismos de expansión del lado de uso 5c y para la devolución del refrigerante al lado de admisión del mecanismo de compresión 2 (es decir, al tubo de admisión 2a del mecanismo de compresión 2 situado entre el mecanismo de compresión 2 y el intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un evaporador) durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, y el intercambiador de calor de subenfriamiento 96 tiene unos canales de flujo a través de los cuales circulan ambos refrigerantes de tal manera que son opuestos entre sí. El tercer tubo de retorno de admisión 95 es un tubo de refrigerante para el desvío del refrigerante suministrado al mecanismo de expansión 5 desde el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un radiador y para la devolución del refrigerante al lado de admisión del mecanismo de compresión 2 (es decir, al tubo de admisión 2a). El tercer tubo de retorno de admisión 95 está provisto de una tercera válvula de retorno de la admisión 95a, cuya apertura se puede controlar, y el intercambio de calor entre el refrigerante suministrado desde el receptor 18 a los mecanismos de expansión del lado de uso 5c y el refrigerante que circula a través del tercer tubo de retorno de admisión 95, tras haber sido despresurizado hasta casi la presión baja en la tercera válvula de retorno de la admisión 95a, se lleva a cabo en el intercambiador de calor de subenfriamiento 96. La tercera válvula de retorno de la admisión 95a es una válvula electromagnética en la presente modificación. El tubo de admisión 2a o el mecanismo de compresión 2 están provistos además de un sensor de presión de admisión 60 para la detección de la presión del refrigerante que circula a través del lado de admisión del mecanismo de compresión 2. Un sensor de temperatura de salida 59 del intercambiador de calor de subenfriamiento para la detección de la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor de subenfriamiento 96 en el lado del tercer tubo de retorno de admisión 95 está dispuesto en la salida del intercambiador de calor de subenfriamiento 96 en el lado del tercer tubo de retorno de admisión 95.

A continuación, se describirá el funcionamiento del aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación utilizando las figuras 20 a 22, 18 y 19. La figura 21 es una gráfica presión – entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, y la figura 22 es una gráfica temperatura – entropía

que representa el ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de enfriamiento por aire. Este control del arranque del enfriamiento por aire es el mismo que el de la modificación 2 descrita con anterioridad, y por lo tanto no se describe aquí. El ciclo de refrigeración durante el funcionamiento de calentamiento por aire en la presente modificación se describe utilizando las figuras 18 y 19. Los controles operacionales durante el siguiente funcionamiento de enfriamiento por aire y funcionamiento de calentamiento por aire se llevan a cabo por medio del controlador (no mostrado) descrito en la realización anterior. En la siguiente descripción, el término “presión alta” se refiere a una presión alta en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos D, E, I y R de las figuras 21 y 22, y a la presión de los puntos D, D’ y F de las figuras 18 y 19), el término “presión baja” se refiere a una presión baja en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos A, F, F’, S’ y U de las figuras 21 y 22, y a la presión de los puntos A y E de las figuras 18 y 19), y el término “presión intermedia” se refiere a una presión intermedia en el ciclo de refrigeración (en concreto, a la presión en los puntos B1, C1, G, J y K de las figuras 21 y 22, y a la presión de los puntos B1, C1, G, I, L y M de las figuras 18 y 19).

<Funcionamiento de enfriamiento por aire>

Durante el funcionamiento de enfriamiento por aire, el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de enfriamiento mostrado por las líneas continuas de la figura 20. Se ajustan los grados de apertura de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c y del primer mecanismo de expansión 5a como mecanismo de expansión del lado de la fuente de calor. Dado que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler del tubo de refrigerante intermedio 8 está abierta, y la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler del tubo de bypass 9 del intercooler está cerrada, por medio de lo cual se hace que el intercooler 7 se comporte como un enfriador. La primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión del primer tubo de retorno de admisión 92 está cerrada también, dando lugar de esta manera a un estado en el que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 no están conectados (excepto durante el control del arranque del enfriamiento por aire). Cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, no se lleva a cabo la inyección de presión intermedia por parte del receptor 18 como separador de gas – líquido, y se realiza una inyección de presión intermedia por parte del intercambiador de calor economizador 20 al objeto de devolver el refrigerante calentado en el intercambiador de calor economizador 20 al elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa. Más en concreto, la segunda válvula de activación/desactivación de la inyección de la segunda etapa 18d está cerrada, y el grado de apertura de la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa se ajusta de la misma forma que en la modificación 3 descrita con anterioridad. Dado que el intercambiador de calor de subenfriamiento 96 se utiliza cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de enfriamiento, también se ajusta el grado de apertura de la tercera válvula de retorno de la admisión 95a. Más en concreto, en la presente modificación, se lleva a cabo el denominado control del grado de sobrecalentamiento, en el que el grado de apertura de la tercera válvula de retorno de la admisión 95a se ajusta de tal forma que se alcanza un valor objetivo en el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del lado del tercer tubo de retorno de admisión 95 del intercambiador de calor de subenfriamiento 96. En la presente modificación, el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del lado del tercer tubo de retorno de admisión 95 del intercambiador de calor de subenfriamiento 96 se obtiene por medio de la conversión de la presión baja medida por el sensor de presión de admisión 60 en una temperatura de saturación y por la resta de este valor de temperatura de saturación de refrigerante de la temperatura del refrigerante medida por el sensor de temperatura de salida 59 del intercambiador de calor de subenfriamiento. Aunque no se utiliza en la presente modificación, otra opción posible es la provisión de un sensor de temperatura en la entrada del lado del tercer tubo de retorno de admisión 95 del intercambiador de calor de subenfriamiento 96, y la obtención del grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del lado del tercer tubo de retorno de admisión 95 del intercambiador de calor de subenfriamiento 96 por medio de la resta de la temperatura del refrigerante medida por este sensor de temperatura de la temperatura del refrigerante medida por el sensor de temperatura de salida 59 del intercambiador de calor de subenfriamiento. El grado de apertura de la tercera válvula de retorno de la admisión 95a no queda limitado a su ajuste por medio del control del grado de sobrecalentamiento; la tercera válvula de retorno de la admisión 95a se puede abrir también hasta un grado de apertura predeterminado de acuerdo a factores tales como el caudal de circulación de refrigerante en el circuito refrigerante 510, por ejemplo.

Cuando el circuito refrigerante 510 está en este estado, se aspira refrigerante de presión baja (véase el punto A de las figuras 20 a 22) hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del tubo de admisión 2a, y después de que el refrigerante se haya comprimido inicialmente hasta una presión intermedia por medio del elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga hasta el tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B1 de las figuras 20 a 22). El refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se enfría por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento en el intercooler 7 (véase el punto C1 de las figuras 20 a 22). El refrigerante enfriado en el intercooler 7 se enfría de forma adicional (véase el punto G de las figuras 20 a 22) al ser mezclado con el refrigerante que se devuelve desde el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa hasta el elemento de compresión 2d de la segunda etapa (véase el punto K de las figuras 20 a 22). A continuación, una vez que se ha mezclado con el refrigerante que vuelve desde el primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa (es decir, la inyección de presión intermedia se lleva a cabo por medio del intercambiador de calor economizador 20), el refrigerante de presión intermedia se conduce y se comprime adicionalmente en el elemento de compresión 2d que está conectado al lado de la segunda etapa del elemento de

compresión 2c, y el refrigerante se descarga desde el mecanismo de compresión 2 hasta el tubo de descarga 2b (véase el punto D de las figuras 20 a 22). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 está comprimido por medio de la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d hasta una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica P_{cp} del punto crítico CP mostrado en la figura 21). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 se suministra, a través del mecanismo de conmutación 3, al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un radiador de refrigerante, y el refrigerante se enfría por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto E de las figuras 20 a 22). Una parte del refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un radiador se desvía hacia el interior del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa. El refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa se despresuriza hasta casi la presión intermedia en la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa y se suministra a continuación al intercambiador de calor economizador 20 (véase el punto J de las figuras 20 a 22). El refrigerante del que se ha desviado una parte al primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa circula a continuación hacia el interior del intercambiador de calor economizador 20, en el que se enfría por intercambio de calor con el refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa (véase el punto H de las figuras 20 a 22). El refrigerante que circula a través del primer tubo de inyección 19 de la segunda etapa intercambia calor con el refrigerante de presión alta que es enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, que se comporta como un radiador, y se calienta (véase el punto K de las figuras 20 a 22), y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa, tal y como se ha descrito con anterioridad. El refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor economizador 20 se despresuriza hasta una presión casi saturada por medio del primer mecanismo de expansión 5a y es retenido temporalmente en el receptor 18 (véase el punto I de las figuras 20 a 22). Una parte del refrigerante retenido en el receptor 18 se desvía a continuación hacia el interior del tercer tubo de retorno de admisión 95. El refrigerante que circula a través del tercer tubo de retorno de admisión 95 se despresuriza hasta casi la presión baja en la tercera válvula de retorno de la admisión 95a y se suministra a continuación al intercambiador de calor de subenfriamiento 96 (véase el punto S de las figuras 20 a 22). El refrigerante del que se ha desviado una parte al tercer tubo de retorno de admisión 95 circula a continuación hacia el interior del intercambiador de calor de subenfriamiento 96, en el que se enfría adicionalmente por intercambio de calor con el refrigerante que circula a través del tercer tubo de retorno de admisión 95 (véase el punto R de las figuras 20 a 22). El refrigerante que circula a través del tercer tubo de retorno de admisión 95 intercambia calor con el refrigerante de presión alta que es enfriado en el intercambiador de calor economizador 20, y se calienta (véase el punto U de las figuras 20 a 22), y se mezcla con el refrigerante que circula a través del lado de admisión del mecanismo de compresión 2 (en este caso, el tubo de admisión 2a). El refrigerante enfriado en el intercambiador de calor de subenfriamiento 96 se suministra a los mecanismos de expansión del lado de uso 5c y se despresuriza por medio de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c hasta que se convierte en un refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja, el cual se suministra al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un evaporador de refrigerante (véase el punto F de las figuras 20 a 22). El refrigerante bifásico gas – líquido de presión baja suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un evaporador se calienta por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de calor, y como consecuencia el refrigerante se evapora (véase el punto A de las figuras 20 a 22). El refrigerante de presión baja calentado y evaporado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un evaporador se conduce a continuación de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta forma se lleva a cabo el funcionamiento de enfriamiento por aire.

<Funcionamiento de calentamiento por aire>

Durante el funcionamiento de calentamiento por aire, el mecanismo de conmutación 3 se pone en el estado de funcionamiento de calentamiento mostrado por las líneas discontinuas de la figura 20. Se ajustan los grados de apertura de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c y del primer mecanismo de expansión 5a que se comporta como mecanismo de expansión del lado de la fuente de calor. Dado que el mecanismo de conmutación 3 se fija en un estado de funcionamiento de calentamiento, la válvula de activación/desactivación 12 del intercooler del tubo de refrigerante intermedio 8 está cerrada y la válvula de activación/desactivación 11 del bypass del intercooler del tubo de bypass 9 del intercooler está abierta, poniendo de esta manera el intercooler 7 en un estado en el que no se comporta como enfriador. Además, dado que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, la primera válvula de activación/desactivación 92a del retorno de la admisión del primer tubo de retorno de admisión 92 está abierta, haciendo de esta forma que el intercooler 7 y el lado de admisión del mecanismo de compresión 2 estén conectados. Cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, no se lleva a cabo la inyección de presión intermedia por parte del intercambiador de calor economizador 20, y se realiza una inyección de presión intermedia por parte del receptor 18 al objeto de devolver el refrigerante desde el receptor 18, que se comporta como un separador de gas – líquido, al elemento de compresión 2d de la segunda etapa a través del segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa. Más en concreto, la segunda válvula de activación/desactivación de la inyección de la segunda etapa 18d está abierta, y la primera válvula de inyección 19a de la segunda etapa está completamente cerrada. Dado que el intercambiador de calor de subenfriamiento 96 no se utiliza cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de funcionamiento de calentamiento, la tercera válvula de retorno de la admisión 95a también está completamente cerrada.

Cuando el circuito refrigerante 510 está en este estado, se aspira refrigerante de presión baja (véase el punto A de la figura 20 y de las figuras 18 a 19) hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del tubo de admisión 2a, y después de que el refrigerante se haya comprimido inicialmente hasta una presión intermedia por medio del elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga hasta el tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B1 de la figura 20, figuras 18 y 19). A diferencia del funcionamiento de enfriamiento por aire, el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa pasa a través del tubo de bypass 9 del intercooler (véase el punto C1 de las figuras 20, 18 y 19) sin pasar a través del intercooler 7 (es decir, sin ser enfriado), y el refrigerante se enfría (véase el punto G de las figuras 20, 18 y 19) al ser mezclado con el refrigerante que se devuelve desde el receptor 18 a través del segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa hasta el elemento de compresión 2d de la segunda etapa (véase el punto M de las figuras 20, 18 y 19). A continuación, una vez que se ha mezclado con el refrigerante que vuelve desde el segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa (es decir, la inyección de presión intermedia se lleva a cabo por medio del receptor 18, que se comporta como un separador de gas - líquido), el refrigerante de presión intermedia se conduce y se comprime adicionalmente en el elemento de compresión 2d que está conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga desde el mecanismo de compresión 2 hasta el tubo de descarga 2b (véase el punto D de las figuras 20, 18 y 19). El refrigerante de presión alta descargado por el mecanismo de compresión 2 está comprimido por medio de la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d hasta una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica P_{cp} del punto crítico CP mostrado en la figura 18), de forma similar a lo que ocurre en el funcionamiento de enfriamiento por aire. El refrigerante de presión alta descargado desde el mecanismo de compresión 2 se suministra, a través del mecanismo de conmutación 3, al intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un radiador de refrigerante, y el refrigerante se enfría por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto F de las figuras 20, 18 y 19). El refrigerante de presión alta enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 que se comporta como un radiador se despresuriza hasta casi la presión intermedia por medio de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c, y es retenido temporalmente a continuación en el receptor 18 y separado en gas y líquido (véanse los puntos I, L y M de las figuras 20, 18 y 19). El refrigerante gas separado en el receptor 18 es extraído de la parte superior del receptor 18 por medio del segundo tubo de inyección 18c de la segunda etapa, y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa, tal y como se ha descrito con anterioridad. El refrigerante líquido retenido en el receptor 18 se despresuriza por medio del primer mecanismo de expansión 5a hasta que se convierte en un refrigerante bifásico gas - líquido de presión baja, el cual se suministra al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, que se comporta como un evaporador de refrigerante (véase el punto E de las figuras 20, 18 y 19). El refrigerante bifásico gas - líquido de presión baja suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un evaporador se calienta por medio de un intercambio de calor con agua o aire como fuente de calentamiento, y como consecuencia el refrigerante se evapora (véase el punto A de las figuras 20, 18 y 19). El refrigerante de presión baja calentado y evaporado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que se comporta como un evaporador se conduce a continuación de nuevo hasta el interior del mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta forma se lleva a cabo el funcionamiento de calentamiento por aire.

En la configuración de la presente modificación se obtienen los mismos efectos operacionales que en la modificación 4 descrita con anterioridad, y dado que el refrigerante suministrado a los mecanismos de expansión del lado de uso 5c desde el receptor 18 durante el funcionamiento de enfriamiento por aire (véase el punto I de las figuras 20 a 22) se puede enfriar hasta el estado subenfriado por medio del intercambiador de calor de subenfriamiento 96 (véanse los puntos I y R de las figuras 21 y 22), se puede reducir el riesgo de deriva durante la distribución a los mecanismos de expansión del lado de uso 5c.

En la presente modificación, el cambio entre el funcionamiento de enfriamiento por aire y el control del arranque del enfriamiento por aire, es decir, el cambio entre el estado de no retorno de refrigerante y el estado de retorno de refrigerante, se lleva a cabo por medio de los estados de activación/desactivación de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a. No obstante, se puede disponer también una válvula de conmutación de intercooler 93 que sea capaz de cambiar entre un estado de no retorno de refrigerante y un estado de retorno de refrigerante, en lugar de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a, como en la modificación 1 descrita con anterioridad.

(8) Modificación 6

En la realización y modificaciones de la misma descritas con anterioridad, el mecanismo de compresión 2 de tipo de compresión en dos etapas, por medio del cual el refrigerante que se descarga desde un elemento de compresión de la primera etapa de los dos elementos de compresión 2c, 2d se comprime de forma secuencial en un elemento de compresión de la segunda etapa, está configurado por medio de un solo compresor 21 que tiene una estructura de compresión en dos etapas de eje único. No obstante, también se puede utilizar un mecanismo de compresión de varias etapas que tenga más de dos etapas de compresión, tal como un mecanismo de compresión de tres etapas o similar, y un mecanismo de compresión de varias etapas se puede configurar por medio de la conexión, en serie, de una pluralidad de compresores que tengan un solo elemento de compresión y/o compresores que tengan una pluralidad de elementos de compresión. En los casos en los que se debe aumentar la capacidad del mecanismo de compresión, tal como cuando se conectan numerosos intercambiadores de calor del lado de uso 6, se puede

emplear un mecanismo de compresión de tipo de compresión en varias etapas paralelas, en el cual dos o más mecanismos de compresión de varias etapas están conectados en paralelo.

Por ejemplo, tal y como se muestra en la figura 23, el circuito refrigerante 510 de la modificación 5 descrita con anterioridad (véase la figura 20) puede estar configurado como un circuito refrigerante 610 que emplea un mecanismo de compresión 102 en el que los mecanismos de compresión de tipo de compresión en dos etapas 103, 104 están conectados en paralelo, en lugar del mecanismo de compresión 2 de tipo de compresión en dos etapas.

En la presente modificación, el primer mecanismo de compresión 103 está configurado por un compresor 29 que somete al refrigerante a la compresión de dos etapas a través de dos elementos de compresión 103c, 103d, y está conectado a un primer tubo de ramificación de admisión 103a, el cual se ramifica desde un tubo de admisión de cabecera 102a del mecanismo de compresión 102, y además a un primer tubo de ramificación de descarga 103b cuyo flujo se incorpora a un tubo de descarga de cabecera 102b del mecanismo de compresión 102. En la presente modificación, el segundo mecanismo de compresión 104 está configurado por un compresor 30 que somete al refrigerante a la compresión de dos etapas a través de dos elementos de compresión 104c, 104d, y está conectado a un segundo tubo de ramificación de admisión 104a, el cual se ramifica desde el tubo de admisión de cabecera 102a del mecanismo de compresión 102, y además a un segundo tubo de ramificación de descarga 104b cuyo flujo se incorpora al tubo de descarga de cabecera 102b del mecanismo de compresión 102. Dado que los compresores 29, 30 tienen la misma configuración que el compresor 21 de la realización y modificaciones de la misma descritas con anterioridad, los símbolos que se refieren a componentes distintos a los elementos de compresión 103c, 103d, 104c, 104d se sustituyen por símbolos que comienzan con 29 o 30, y no se describen estos componentes. El compresor 29 está configurado de tal manera que el refrigerante se aspira desde el primer tubo de ramificación de admisión 103a, el refrigerante así aspirado se comprime por medio del elemento de compresión 103c y se descarga a continuación a un primer tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 81 que forma parte del tubo de refrigerante intermedio 8, el refrigerante descargado al primer tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 81 se hace que sea aspirado hasta el interior del elemento de compresión 103d por medio de un tubo de cabecera intermedio 82 y de un primer tubo de ramificación intermedio del lado de descarga 83 que forma parte del tubo de refrigerante intermedio 8, y el refrigerante se comprime de forma adicional y se descarga a continuación al primer tubo de ramificación de descarga 103b. El compresor 30 está configurado de tal manera que el refrigerante se aspira a través del segundo tubo de ramificación de admisión 104a, el refrigerante aspirado se comprime por medio del elemento de compresión 104c y se descarga a continuación a un segundo tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 84 que forma parte del tubo de refrigerante intermedio 8, el refrigerante descargado al segundo tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 84 se aspira hasta el interior del elemento de compresión 104d por medio del tubo de cabecera intermedio 82 y de un segundo tubo de ramificación intermedio del lado de descarga 85 que forma parte del tubo de refrigerante intermedio 8, y el refrigerante se comprime de forma adicional y se descarga a continuación al segundo tubo de ramificación de descarga 104b. En la presente modificación, el tubo de refrigerante intermedio 8 es un tubo de refrigerante para la aspiración del refrigerante descargado desde los elementos de compresión 103c, 104c conectados a los lados de la primera etapa de los elementos de compresión 103d, 104d hasta el interior de los elementos de compresión 103d, 104d conectados a los lados de la segunda etapa de los elementos de compresión 103c, 104c, y el tubo de refrigerante intermedio 8 comprende fundamentalmente el primer tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 81 que está conectado al lado de descarga del elemento de compresión 103c de la primera etapa del primer mecanismo de compresión 103, el segundo tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 84 que está conectado al lado de descarga del elemento de compresión 104c de la primera etapa del segundo mecanismo de compresión 104, el tubo de cabecera intermedio 82 a cuyo flujo se incorporan ambos tubos de ramificación intermedios del lado de entrada 81, 84, el primer tubo de ramificación intermedio del lado de descarga 83, que es una ramificación del tubo de cabecera intermedio 82 y que está conectado al lado de admisión del elemento de compresión 103d de la segunda etapa del primer mecanismo de compresión 103, y el segundo tubo de ramificación intermedio del lado de descarga 85, que es una ramificación del tubo de cabecera intermedio 82 y que está conectado al lado de admisión del elemento de compresión 104d de la segunda etapa del segundo mecanismo de compresión 104. El tubo de descarga de cabecera 102b es un tubo de refrigerante para el suministro del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión 102 al mecanismo de conmutación 3. En el primer tubo de ramificación de descarga 103b que está conectado al tubo de descarga de cabecera 102b están dispuestos un primer mecanismo de separación de aceite 141 y un primer mecanismo de no retorno 142. En el segundo tubo de ramificación de descarga 104b que está conectado al tubo de descarga de cabecera 102b están dispuestos un segundo mecanismo de separación de aceite 143 y un segundo mecanismo de no retorno 144. El primer mecanismo de separación de aceite 141 es un mecanismo por medio del cual se separa el aceite de refrigeración que acompaña al refrigerante que se descarga desde el primer mecanismo de compresión 103 del refrigerante y por el que se devuelve al lado de admisión del mecanismo de compresión 102. El primer mecanismo de separación de aceite 141 tiene fundamentalmente un primer separador de aceite 141a para separar del refrigerante el aceite de refrigeración que acompaña al refrigerante que se descarga desde el primer mecanismo de compresión 103, y un primer tubo de retorno de aceite 141b que está conectado al primer separador de aceite 141a y que se utiliza para devolver el aceite de refrigeración que se ha separado del refrigerante hasta el lado de admisión del mecanismo de compresión 102. El segundo mecanismo de separación de aceite 143 es un mecanismo por medio del cual se separa el aceite de refrigeración que acompaña al refrigerante que se descarga desde el segundo mecanismo de compresión 104 del refrigerante y por el que se devuelve al lado de admisión del mecanismo de compresión 102. El segundo mecanismo de separación de aceite 143 tiene fundamentalmente un

segundo separador de aceite 143a para separar del refrigerante el aceite de refrigeración que acompaña al refrigerante que se descarga desde el segundo mecanismo de compresión 104, y un segundo tubo de retorno de aceite 143b que está conectado al segundo separador de aceite 143a y que se utiliza para devolver el aceite de refrigeración que se ha separado del refrigerante hasta el lado de admisión del mecanismo de compresión 102. En la presente modificación, el primer tubo de retorno de aceite 141b está conectado al segundo tubo de ramificación de admisión 104a, y el segundo tubo de retorno de aceite 143c está conectado al primer tubo de ramificación de admisión 103a. En consecuencia, vuelve una mayor cantidad de aceite de refrigeración al mecanismo de compresión 103, 104 que tiene la menor cantidad de aceite de refrigeración incluso cuando hay un desequilibrio entre la cantidad de aceite de refrigeración que acompaña al refrigerante descargado desde el primer mecanismo de compresión 103 y la cantidad de aceite de refrigeración que acompaña al refrigerante descargado desde el segundo mecanismo de compresión 104, lo cual es debido al desequilibrio entre la cantidad de aceite de refrigeración que se retiene en el primer mecanismo de compresión 103 y la cantidad de aceite de refrigeración que se retiene en el segundo mecanismo de compresión 104. Por lo tanto, se resuelve el desequilibrio entre la cantidad de aceite de refrigeración que se retiene en el primer mecanismo de compresión 103 y la cantidad de aceite de refrigeración que se retiene en el segundo mecanismo de compresión 104. En la presente modificación, el primer tubo de ramificación de admisión 103a está configurado de tal manera que la parte que conduce desde la unión de flujo con el segundo tubo de retorno de aceite 143b hasta la unión de flujo con el tubo de admisión de cabecera 102a está inclinada hacia abajo en dirección hacia la unión de flujo con el tubo de admisión de cabecera 102a, mientras que el segundo tubo de ramificación de admisión 104a está configurado de tal manera que la parte que conduce desde la unión de flujo con el primer tubo de retorno de aceite 141b hasta la unión de flujo con el tubo de admisión de cabecera 102a está inclinada hacia abajo en dirección hacia la unión de flujo con el tubo de admisión de cabecera 102a. Por lo tanto, incluso si uno cualquiera de los mecanismos de compresión 103, 104 se para, el aceite de refrigeración que se está devolviendo desde el tubo de retorno de aceite correspondiente al mecanismo de compresión en funcionamiento hasta el tubo de ramificación de admisión correspondiente al mecanismo de compresión detenido se devuelve al tubo de admisión de cabecera 102a, y habrá poca probabilidad de falta de suministro de aceite al mecanismo de compresión en funcionamiento. Los tubos de retorno de aceite 141b, 143b están provistos de unos mecanismos de despresurización 141c, 143c para la despresurización del aceite de refrigeración que circula a través de los tubos de retorno de aceite 141b, 143b. Los mecanismos de no retorno 142, 144 son mecanismos para permitir que el refrigerante circule desde el lado de descarga de los mecanismos de compresión 103, 104 hasta el mecanismo de conmutación 3, y para cortar la circulación de refrigerante desde el mecanismo de conmutación 3 hasta el lado de descarga de los mecanismos de compresión 103, 104.

Por lo tanto, en la presente modificación, el mecanismo de compresión 102 está configurado por medio de la conexión de dos mecanismos de compresión en paralelo; en concreto, el primer mecanismo de compresión 103 que tiene dos elementos de compresión 103c, 103d y que está configurado de manera que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa de estos elementos de compresión 103c, 103d se comprime de forma secuencial por el elemento de compresión de la segunda etapa, y el segundo mecanismo de compresión 104 que tiene dos elementos de compresión 104c, 104d y que está configurado de manera que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa de estos elementos de compresión 104c, 104d se comprime de forma secuencial por el elemento de compresión de la segunda etapa.

En la presente modificación, el intercooler 7 está dispuesto en el tubo de cabecera intermedio 82 que constituye el tubo de refrigerante intermedio 8, y el intercooler 7 es un intercambiador de calor para el enfriamiento del flujo conjunto del refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 103c de la primera etapa del primer mecanismo de compresión 103 y del refrigerante que se descarga desde elemento de compresión 104c de la primera etapa del segundo mecanismo de compresión 104. En concreto, el intercooler 7 se comporta como un enfriador compartido por dos mecanismos de compresión 103, 104. En consecuencia, se simplifica la configuración del circuito alrededor del mecanismo de compresión 102 cuando el intercooler 7 se dispone en el mecanismo de compresión de tipo de compresión en varias etapas paralelas 102 en el que una pluralidad de mecanismos de compresión de tipo de compresión en varias etapas 103, 104 se conectan en paralelo.

El primer tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 81 que constituye el tubo de refrigerante intermedio 8 está provisto de un mecanismo de no retorno 81a para permitir la circulación de refrigerante desde el lado de descarga del elemento de compresión 103c de la primera etapa del primer mecanismo de compresión 103 hacia el tubo de cabecera intermedio 82, y para bloquear la circulación de refrigerante desde el tubo de cabecera intermedio 82 hacia el lado de descarga del elemento de compresión 103c de la primera etapa, mientras que el segundo tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 84 que constituye el tubo de refrigerante intermedio 8 está provisto de un mecanismo de no retorno 84a para permitir la circulación de refrigerante desde el lado de descarga del elemento de compresión 104c de la primera etapa del segundo mecanismo de compresión 104 hacia el tubo de cabecera intermedio 82, y para bloquear la circulación de refrigerante desde el tubo de cabecera intermedio 82 hacia el lado de descarga del elemento de compresión 104c de la primera etapa. En la presente modificación, se utilizan válvulas de no retorno como los mecanismos de no retorno 81a, 84a. Por lo tanto, incluso si uno cualquiera de los mecanismos de compresión 103, 104 se ha parado, no se da ningún caso en el que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa del mecanismo de compresión en funcionamiento pase a través del tubo de refrigerante intermedio 8 y vaya hasta el lado de descarga del elemento de compresión de la primera etapa del mecanismo de compresión detenido. Por lo tanto, no hay ningún caso en el que el refrigerante

descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa del mecanismo de compresión en funcionamiento pase a través de interior del elemento de compresión de la primera etapa del mecanismo de compresión detenido y salga a través del lado de admisión del mecanismo de compresión 102, lo cual daría lugar a que el aceite de refrigeración del mecanismo de compresión detenido fluyera hacia afuera, y por lo tanto es poco probable que no haya suficiente aceite de refrigeración para poner en marcha el mecanismo de compresión detenido. En caso de que los mecanismos de compresión 103, 104 se hagan operar en orden de prioridad (por ejemplo, en el caso de un mecanismo de compresión detenido descrito con anterioridad siempre será el segundo mecanismo de compresión 104, y por lo tanto, en este caso, únicamente se necesita disponer del mecanismo de no retorno 84a correspondiente al segundo mecanismo de compresión 104.

En los casos de un mecanismo de compresión que prioriza el funcionamiento del primer mecanismo de compresión 103, tal y como se ha descrito con anterioridad, dado que se dispone un tubo de refrigerante intermedio 8 compartido para ambos mecanismos de compresión 103, 104, el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 103c de la primera etapa correspondiente al primer mecanismo de compresión 103 en funcionamiento pasa a través del segundo tubo de ramificación intermedio del lado de descarga 85 del tubo de refrigerante intermedio 8 y va hasta el lado de admisión del elemento de compresión 104d de la segunda etapa del segundo mecanismo de compresión 104 detenido, por medio de lo cual existe el peligro de que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 103c de la primera etapa del primer mecanismo de compresión 103 en funcionamiento pase a través del interior del elemento de compresión 104d de la segunda etapa del segundo mecanismo de compresión 104 detenido, y salga a través del lado de descarga del mecanismo de compresión 102, haciendo que el aceite de refrigeración del segundo mecanismo de compresión 104 detenido fluya hacia afuera, dando lugar a que haya insuficiente aceite de refrigeración para la puesta en marcha del segundo mecanismo de compresión 104 detenido. En vista de esto, en la presente modificación se dispone una válvula de activación/desactivación 85a en el segundo tubo de ramificación intermedio del lado de descarga 85, y cuando se detiene el segundo mecanismo de compresión 104, la circulación de refrigerante a través del segundo tubo de ramificación intermedio del lado de descarga 85 queda bloqueada por medio de la válvula de activación/desactivación 85a. El refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 103c de la primera etapa del primer mecanismo de compresión 103 en funcionamiento deja de pasar de esta forma a través del segundo tubo de ramificación intermedio del lado de descarga 85 del tubo de refrigerante intermedio 8 y de ir hasta el lado de admisión del elemento de compresión 104d de la segunda etapa del segundo mecanismo de compresión 104 detenido; por lo tanto, deja de ocurrir todo caso en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 103c de la primera etapa del primer mecanismo de compresión 103 en funcionamiento pasa a través del interior del elemento de compresión 104d de la segunda etapa del segundo mecanismo de compresión 104 detenido y sale a través del lado de descarga del mecanismo de compresión 102, lo cual da lugar a que el aceite de refrigeración del segundo mecanismo de compresión 104 detenido fluya hacia afuera, y de esta forma es incluso menos probable todavía que no haya suficiente aceite de refrigeración para poner en marcha el mecanismo de compresión detenido 104. Se utiliza una válvula electromagnética como la válvula de activación/desactivación 85a en la presente modificación.

En el caso de un mecanismo de compresión que prioriza el funcionamiento del primer mecanismo de compresión 103, el segundo mecanismo de compresión 104 se pone en marcha después de la puesta en marcha del primer mecanismo de compresión 103, pero en este caso, dado que se dispone un tubo de refrigerante intermedio 8 compartido para ambos mecanismos de compresión 103, 104, la puesta en marcha tiene lugar desde un estado en el que la presión en el lado de descarga del elemento de compresión 103c de la primera etapa del segundo mecanismo de compresión 104 y la presión en el lado de admisión del elemento de compresión 103d de la segunda etapa son mayores que la presión en el lado de admisión del elemento de compresión 103c de la primera etapa y que la presión en el lado de descarga del elemento de compresión 103d de la segunda etapa, y resulta difícil poner en marcha el segundo mecanismo de compresión 104 de una forma estable. En vista de esto, en la presente modificación, se dispone un tubo de bypass de puesta en marcha 86 para la conexión del lado de descarga del elemento de compresión 104c de la primera etapa del segundo mecanismo de compresión 104 y el lado de admisión del elemento de compresión 104d de la segunda etapa, y se dispone una válvula de activación/desactivación 86a en este tubo de bypass de puesta en marcha 86. En los casos en los que el segundo mecanismo de compresión 104 se ha parado, la circulación de refrigerante a través del tubo de bypass de puesta en marcha 86 queda bloqueada por medio de la válvula de activación/desactivación 86a y la circulación de refrigerante a través del segundo tubo de ramificación intermedio del lado de descarga 85 queda bloqueada por medio de la válvula de activación/desactivación 85a. Cuando se pone en marcha el segundo mecanismo de compresión 104, se puede recuperar un estado en el que se permite al refrigerante que circule a través del tubo de bypass de puesta en marcha 86 por medio de la válvula de activación/desactivación 86a, por medio de lo cual el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 104c de la primera etapa del segundo mecanismo de compresión 104 se aspira hasta el interior del elemento de compresión 104d de la segunda etapa a través del tubo de bypass de puesta en marcha 86 sin que sea mezclado con el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión 103c de la primera etapa del primer mecanismo de compresión 103, se puede recuperar un estado en el que se permite al refrigerante que circule a través del segundo tubo de ramificación intermedio del lado de descarga 85 por medio de la válvula de activación/desactivación 85a a partir del instante en el que el estado de funcionamiento del mecanismo de compresión 102 se haya estabilizado (por ejemplo, en el momento en el que la presión de admisión,

la presión de descarga, y la presión intermedia del mecanismo de compresión 102 se hayan estabilizado), la circulación de refrigerante a través del tubo de bypass de puesta en marcha 86 se puede bloquear por medio de la válvula de activación/desactivación 86a, y el funcionamiento puede evolucionar hasta el funcionamiento de enfriamiento por aire normal. En la presente modificación, un extremo del tubo de bypass de puesta en marcha 86 está conectado entre la válvula de activación/desactivación 85a del segundo tubo de ramificación intermedio del lado de descarga 85 y el lado de admisión del elemento de compresión 104d de la segunda etapa del segundo mecanismo de compresión 104, mientras que el otro extremo está conectado entre el lado de descarga del elemento de compresión 104c de la primera etapa del segundo mecanismo de compresión 104 y el mecanismo de no retorno 84a del segundo tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 84, y cuando se pone en marcha el segundo mecanismo de compresión 104, el tubo de bypass de puesta en marcha 86 se puede mantener en un estado en el que no se ve substancialmente afectado por la parte de presión intermedia del primer mecanismo de compresión 103. Se utiliza una válvula electromagnética como la válvula de activación/desactivación 86a en la presente modificación.

Las actuaciones del aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación durante el funcionamiento de enfriamiento por aire y el funcionamiento de calentamiento por aire y similares, son esencialmente las mismas que las actuaciones en la modificación 5 descrita con anterioridad (figuras 20 a 22, 18 y 19 y descripciones pertinentes), excepto que los puntos modificados por parte de la configuración del circuito que rodea al mecanismo de compresión 102 son algo más complejos debido al mecanismo de compresión 102 que se dispone en lugar del mecanismo de compresión 2, razón por la que las actuaciones no se describen aquí.

Con la configuración de la presente modificación se pueden alcanzar también los mismos efectos operacionales que los de la modificación 5 descrita con anterioridad.

En la presente modificación, el cambio entre el funcionamiento de enfriamiento por aire y el control del arranque del enfriamiento por aire, es decir, el cambio entre el estado de no retorno de refrigerante y el estado de retorno de refrigerante, se lleva a cabo por medio de los estados de activación/desactivación de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a. No obstante, se puede disponer también una válvula de conmutación de intercooler 93 que sea capaz de cambiar entre un estado de no retorno de refrigerante y un estado de retorno de refrigerante, en lugar de las válvulas de activación/desactivación 11, 12, 92a, como en la modificación 1 descrita con anterioridad.

(9) Otras realizaciones

Las realizaciones de la presente invención y modificaciones de las mismas están descritas con anterioridad haciendo referencia a los dibujos, pero la configuración específica no queda limitada a estas realizaciones o a sus modificaciones, y se puede cambiar dentro de un rango que no se desvíe del alcance de la invención, tal y como se define por medio de las reivindicaciones adjuntas. Por ejemplo, en la realización descrita con anterioridad y en las modificaciones de la misma, la presente invención se puede aplicar a un aparato de aire acondicionado denominado de tipo enfriador en el que se utiliza agua o salmuera como fuente de calentamiento o fuente de enfriamiento para la realización del intercambio de calor con el refrigerante que circula a través del intercambiador de calor del lado de uso 6, y en el que se dispone un intercambiador de calor secundario para la realización del intercambio de calor entre el aire del interior y el agua o salmuera que ha sido sometida a intercambio de calor en el intercambiador de calor del lado de uso 6.

La presente invención también se puede aplicar a otro tipos de aparatos de refrigeración además de al aparato de aire acondicionado de tipo enfriador descrito con anterioridad, siempre que el aparato realice un ciclo de refrigeración de compresión en varias etapas utilizando un refrigerante que opere en un rango supercrítico como su refrigerante.

El refrigerante que opera en un rango supercrítico no queda limitado al dióxido de carbono; también se puede utilizar etileno, etano, óxido nítrico y otros gases.

Aplicabilidad industrial

La presente invención hace posible evitar la compresión de líquido en el elemento de compresión de la segunda etapa, y mejorar la fiabilidad del mecanismo de compresión de un aparato de refrigeración que realiza un ciclo de refrigeración de compresión en varias etapas.

50

REIVINDICACIONES

1. Un aparato de refrigeración (1), que comprende

un mecanismo de compresión (2, 102) que tiene una pluralidad de elementos de compresión y que está configurado de tal manera que el refrigerante que se descarga desde un elemento de compresión de la primera etapa de la pluralidad de elementos de compresión se comprime de forma secuencial por un elemento de compresión de la segunda etapa;

un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (4);

un intercambiador de calor del lado de uso (6);

un intercooler (7) que está dispuesto en un tubo de refrigerante intermedio (8) para la aspiración del refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa, y que se comporta como un enfriador del refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa y que se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa;

un tubo de bypass (9) del intercooler que está conectado al tubo de refrigerante intermedio al objeto de evitar pasar por el intercooler; caracterizado por que el aparato de refrigeración comprende además

un tubo de retorno de admisión (92) para la conexión de la entrada del intercooler y el lado de admisión del mecanismo de compresión durante un estado en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de bypass del intercooler y en el que el intercooler no se comporta como un enfriador.

2. El aparato de refrigeración (1) según la reivindicación 1, que comprende además

un mecanismo de conmutación (3) para el cambio entre un estado de funcionamiento de enfriamiento en el que el refrigerante se hace circular en secuencia a través del mecanismo de compresión (2, 102), el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (4), y el intercambiador de calor del lado de uso (6), y un estado de funcionamiento de calentamiento en el que el refrigerante se hace circular en secuencia a través del mecanismo de compresión, el intercambiador de calor del lado de uso, y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor; en el que

el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de bypass (9) del intercooler, y el intercooler (7) y el lado de admisión del mecanismo de compresión están conectados a través del tubo de retorno de admisión (92) al arrancar el funcionamiento en el que el mecanismo de conmutación está en el estado de funcionamiento de enfriamiento.

3. El aparato de refrigeración (1) según la reivindicación 1 o 2, que comprende además

un mecanismo de conmutación (3) para el cambio entre un estado de funcionamiento de enfriamiento en el que el refrigerante se hace circular en secuencia a través del mecanismo de compresión (2, 102), el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (4), y el intercambiador de calor del lado de uso (6), y un estado de funcionamiento de calentamiento en el que el refrigerante se hace circular en secuencia a través del mecanismo de compresión, el intercambiador de calor del lado de uso, y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor; en el que

el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de bypass (9) del intercooler, y el intercooler (7) y el lado de admisión del mecanismo de compresión están conectados a través del tubo de retorno de admisión (92) cuando el mecanismo de conmutación está en el estado de funcionamiento de calentamiento.

4. El aparato de refrigeración según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, que comprende además

una válvula de conmutación de intercooler (93) que es capaz de cambiar entre un estado de no retorno de refrigerante en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del intercooler (7), y el intercooler (7) y el lado de admisión del mecanismo de compresión (2, 102) no están conectados a través del tubo de retorno de admisión (92); y un estado de retorno de refrigerante en el que el refrigerante que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa se aspira hasta el interior del elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de bypass (9) del intercooler, y el intercooler y el lado de admisión del mecanismo de compresión están conectados a través del tubo de retorno de admisión.

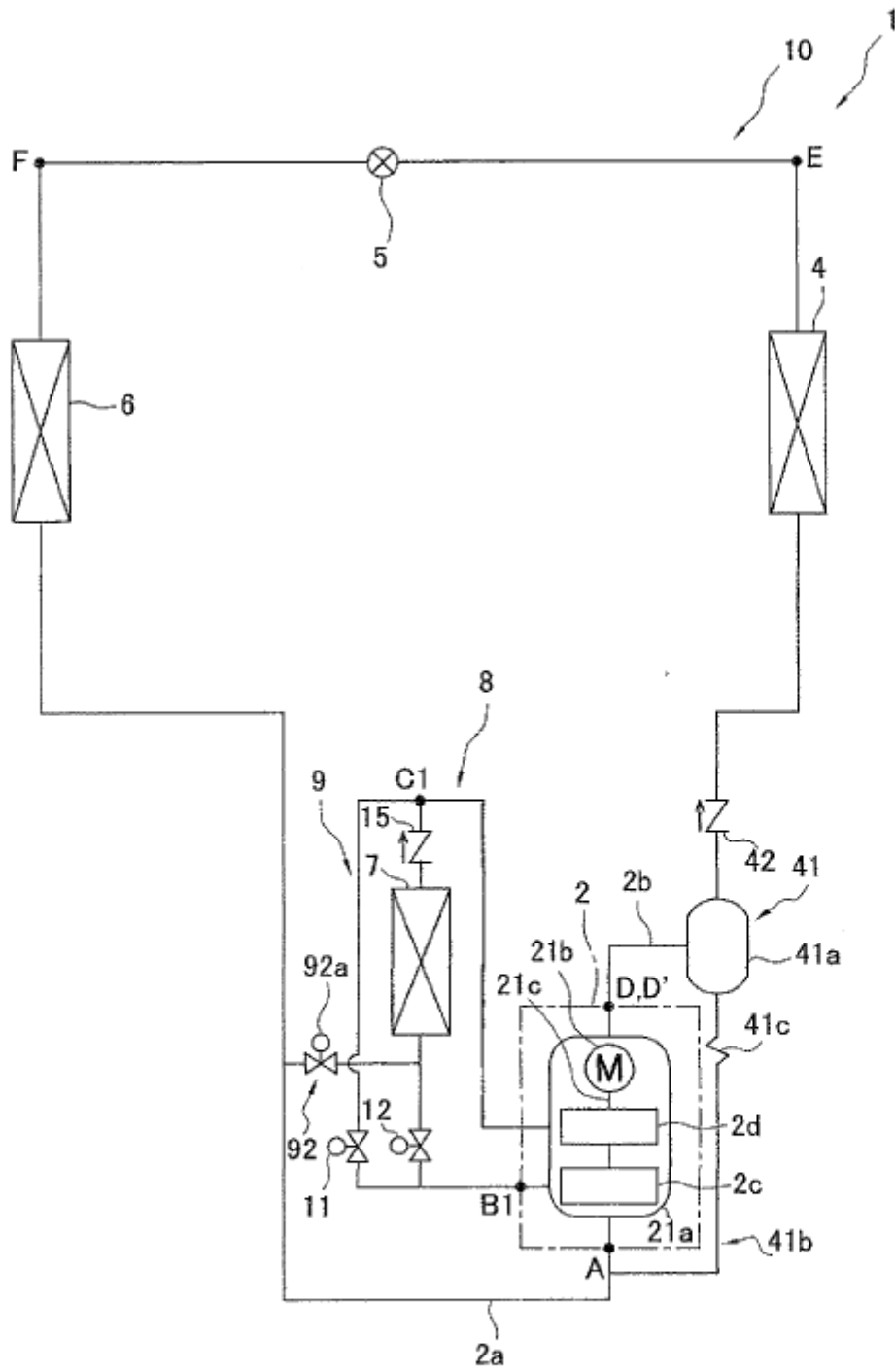


FIG. 1

FIG. 2

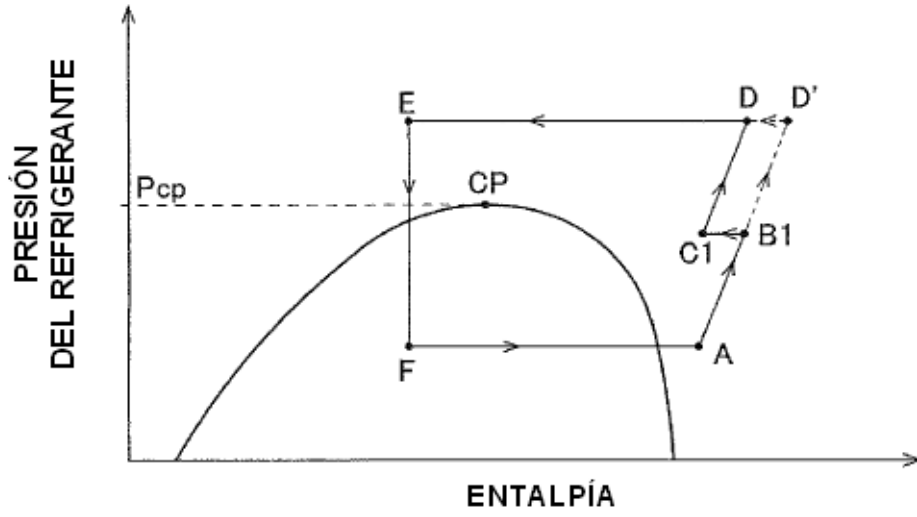
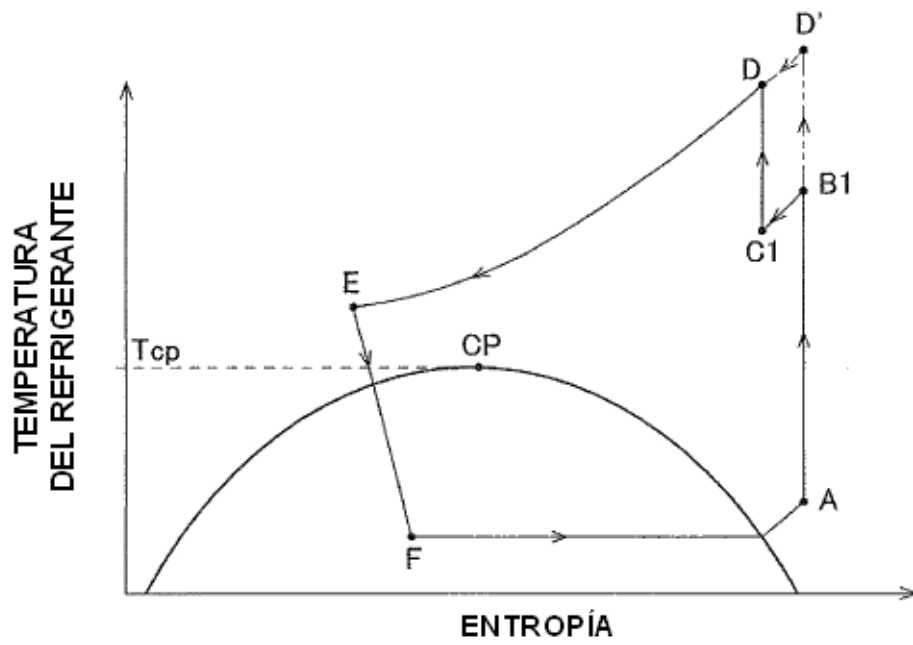


FIG. 3



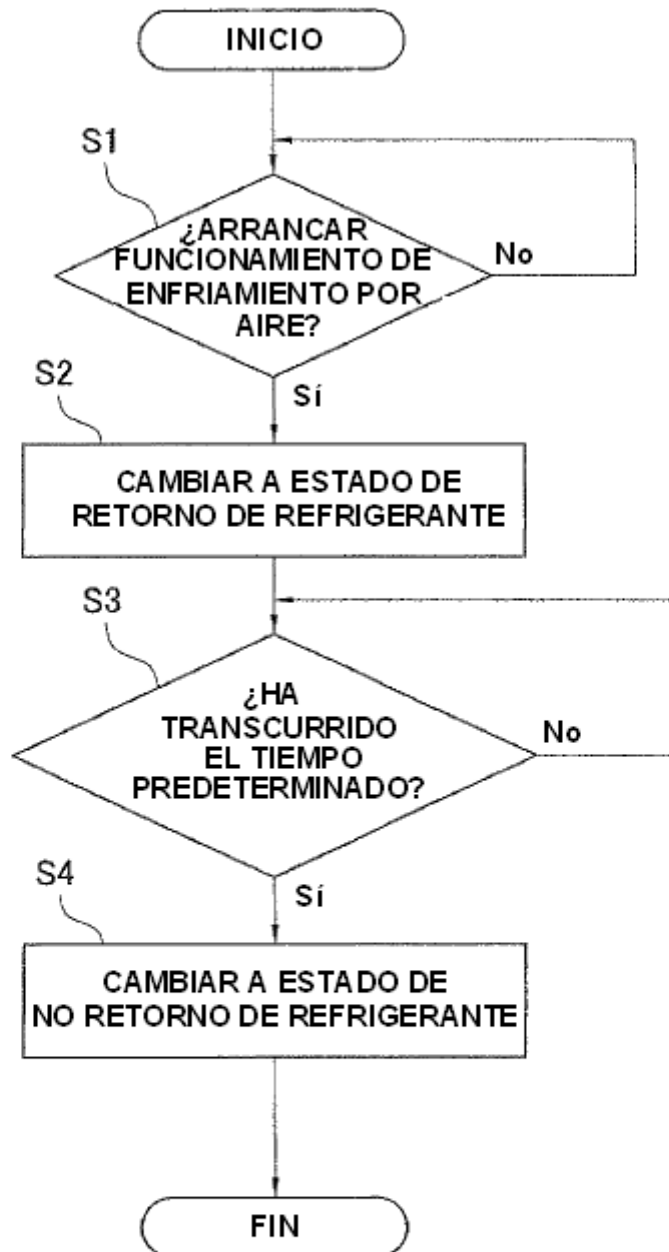


FIG. 4

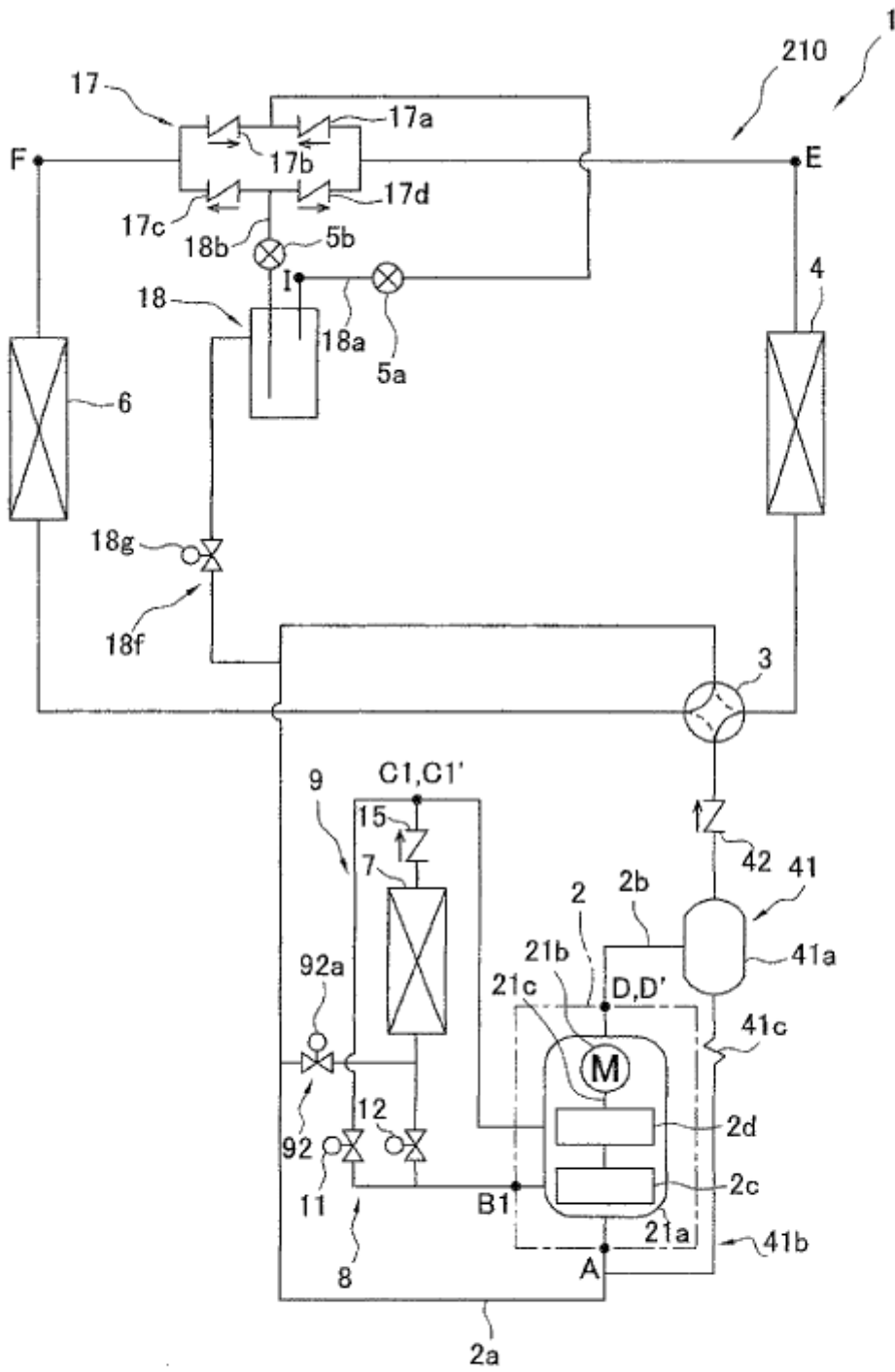


FIG. 7

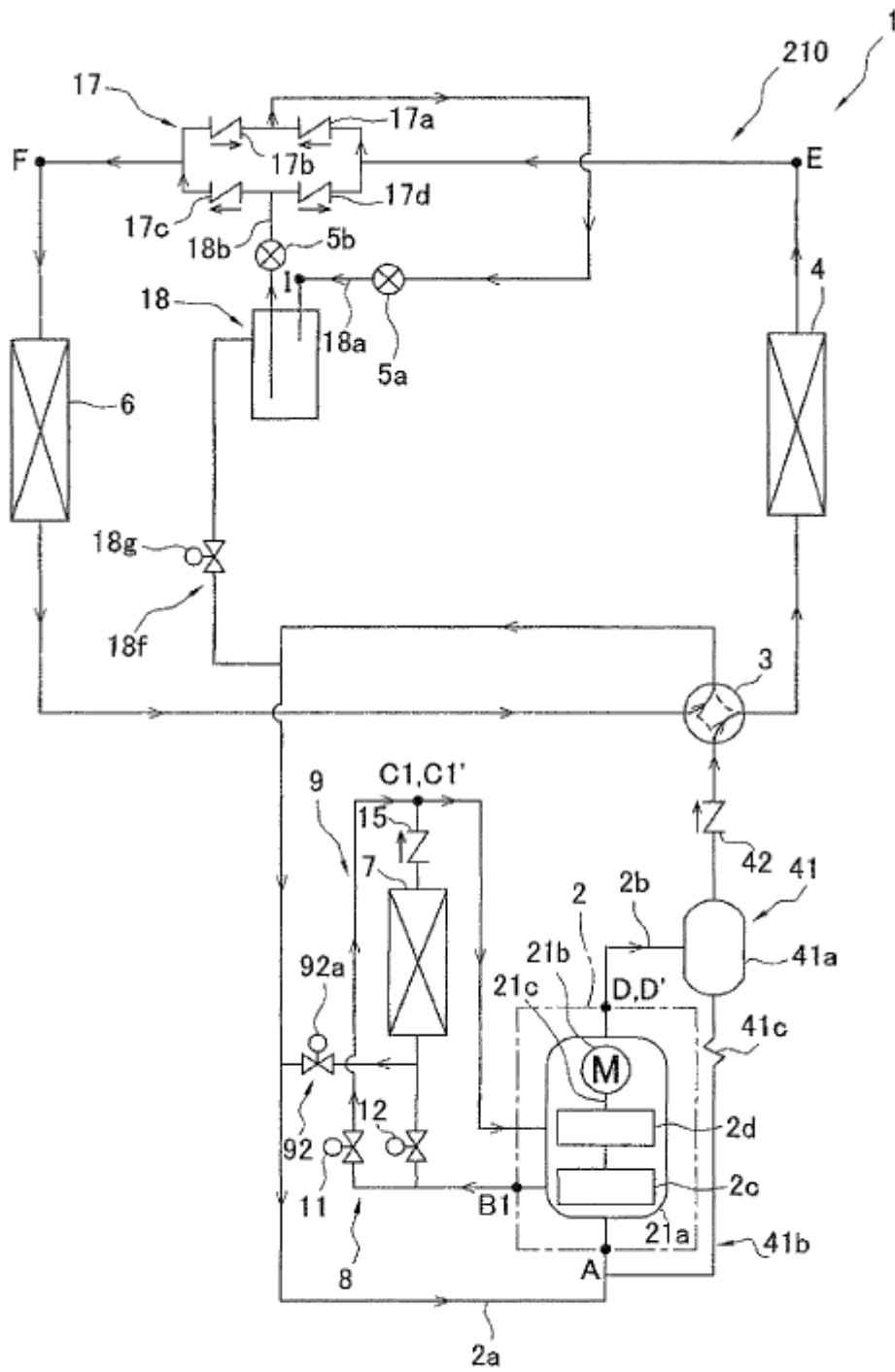


FIG. 8

FIG. 9

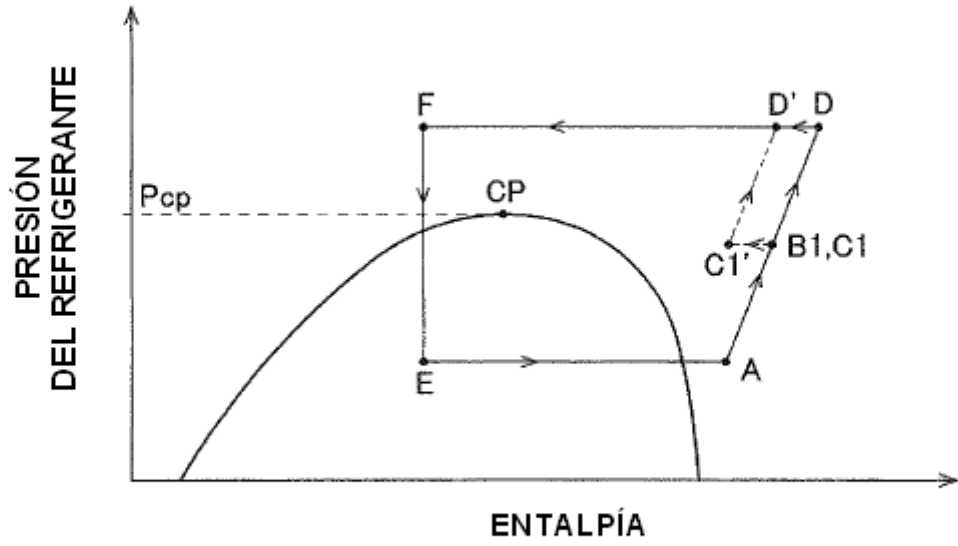
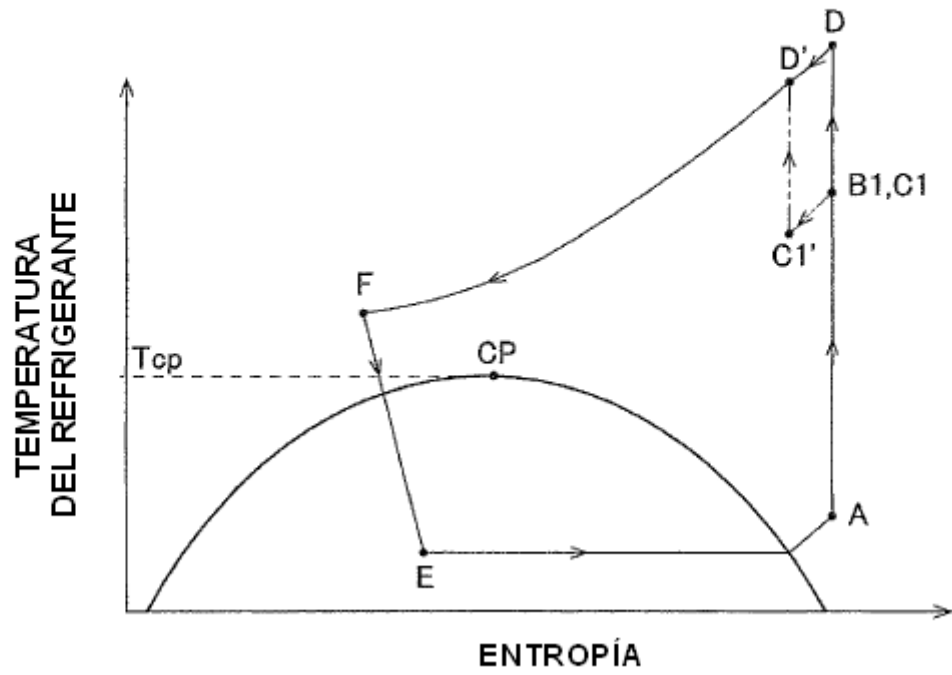


FIG. 10



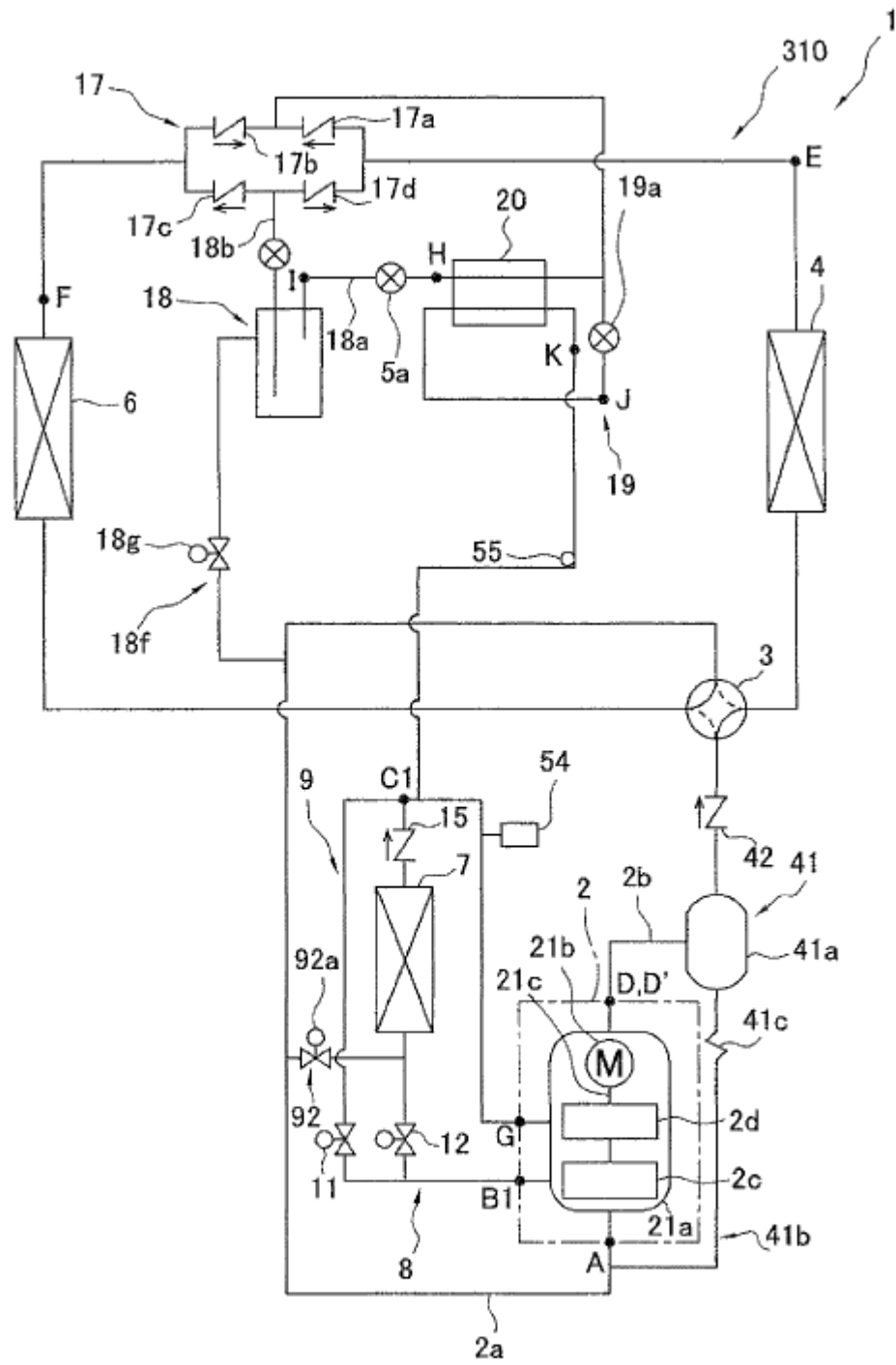


FIG. 12

FIG. 15

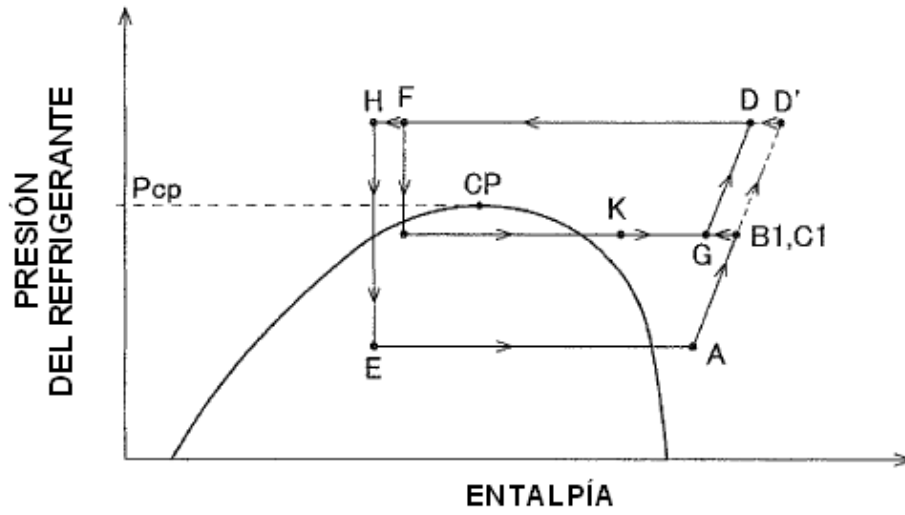
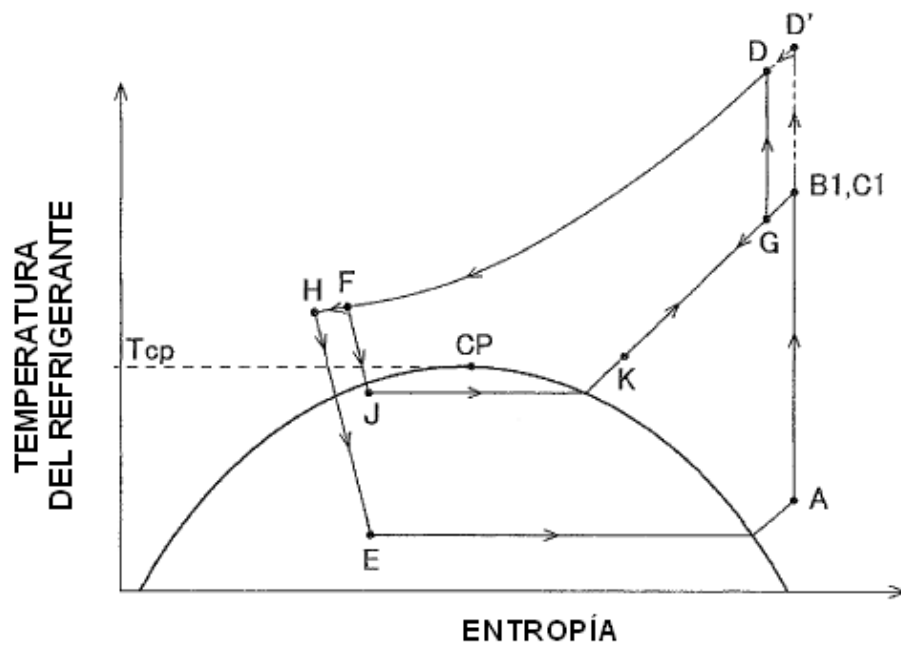


FIG. 16



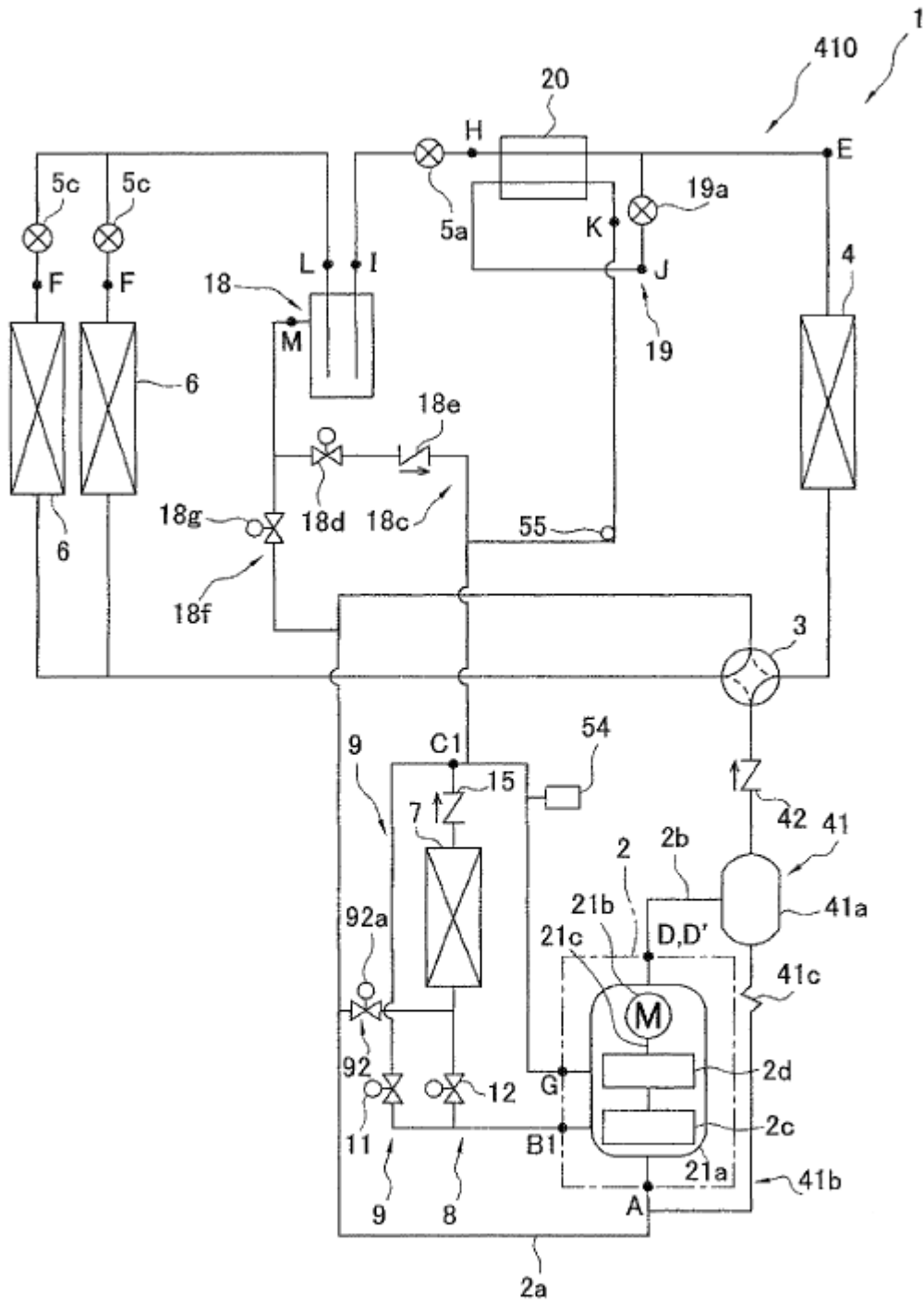


FIG. 17

FIG. 18

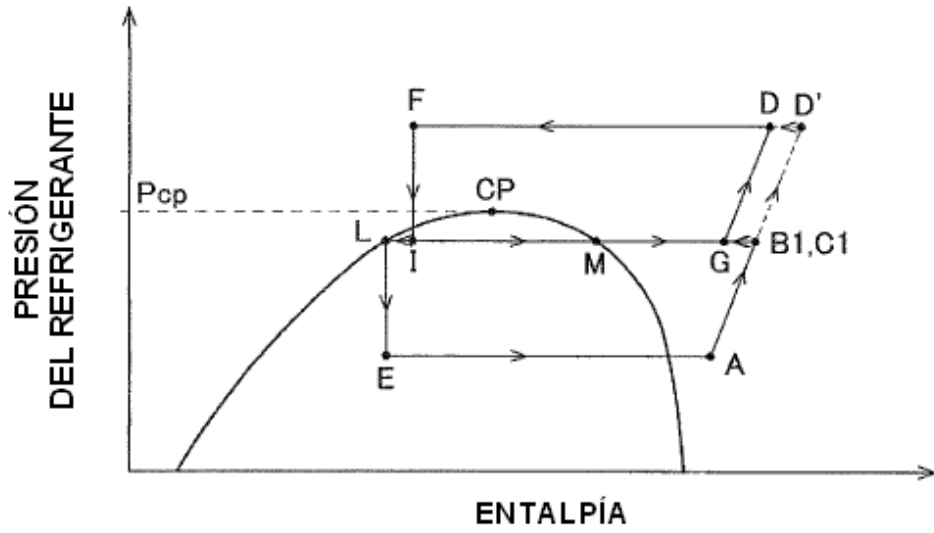
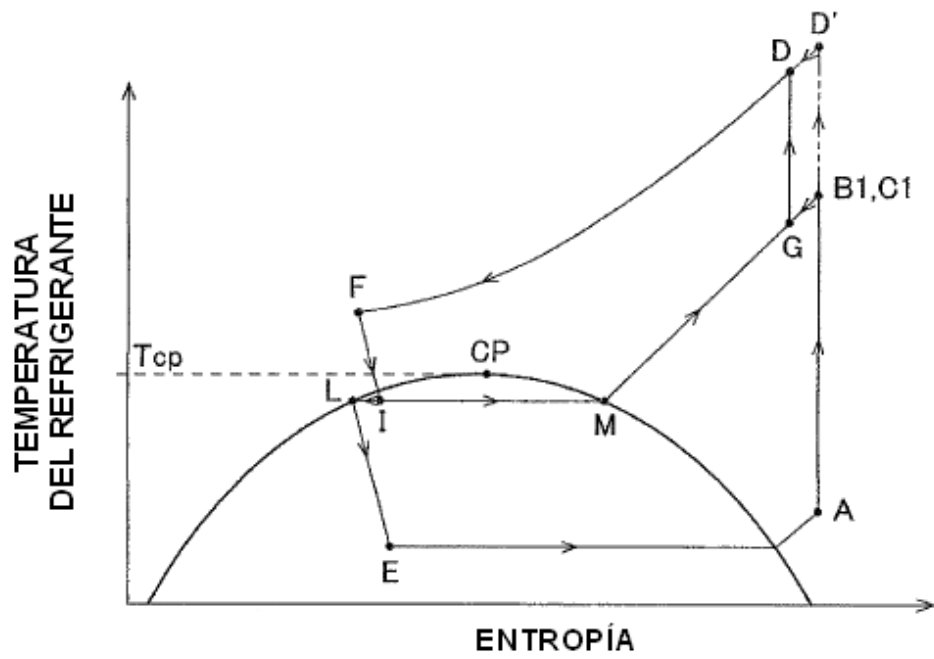


FIG. 19



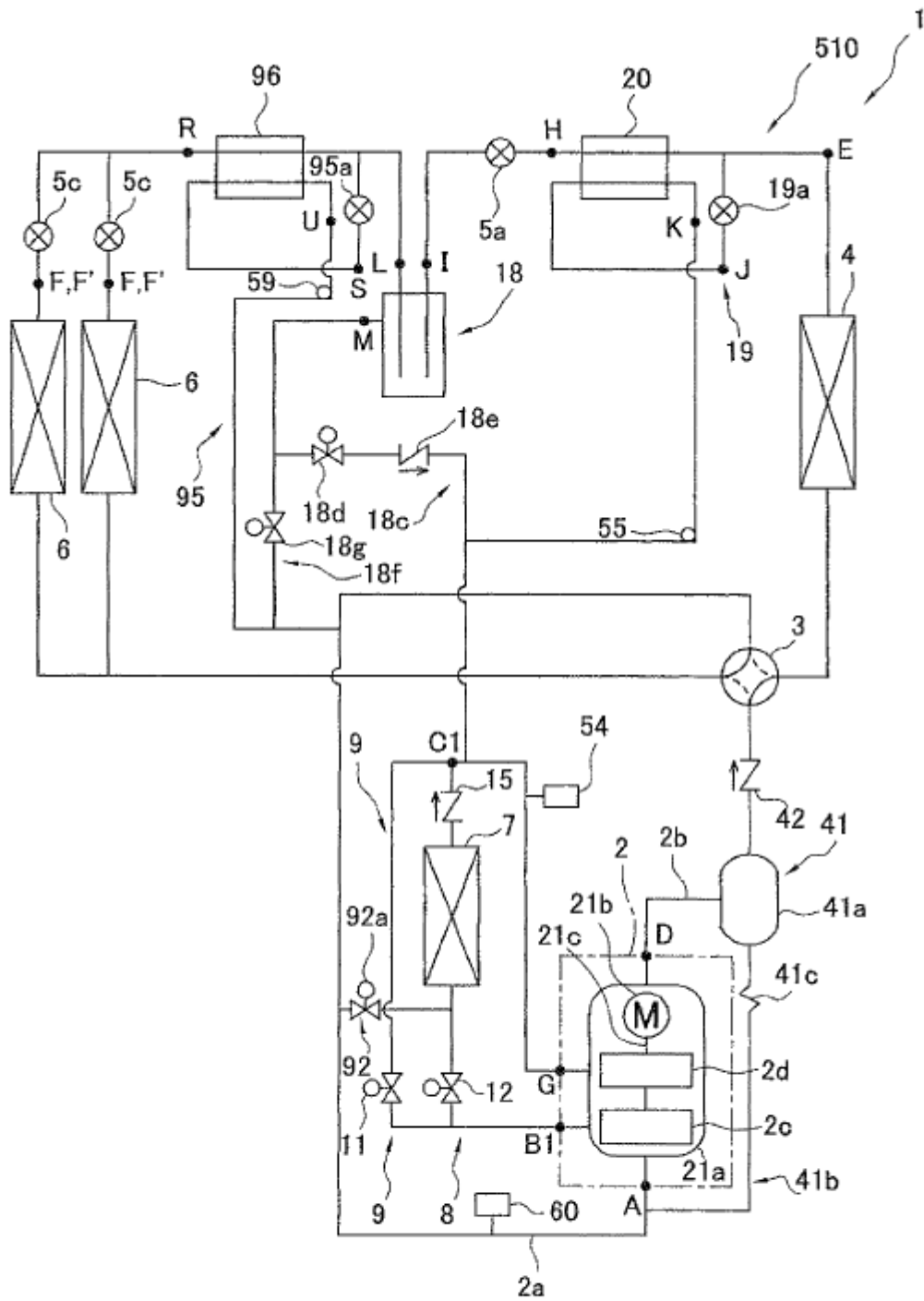


FIG. 20

FIG. 21

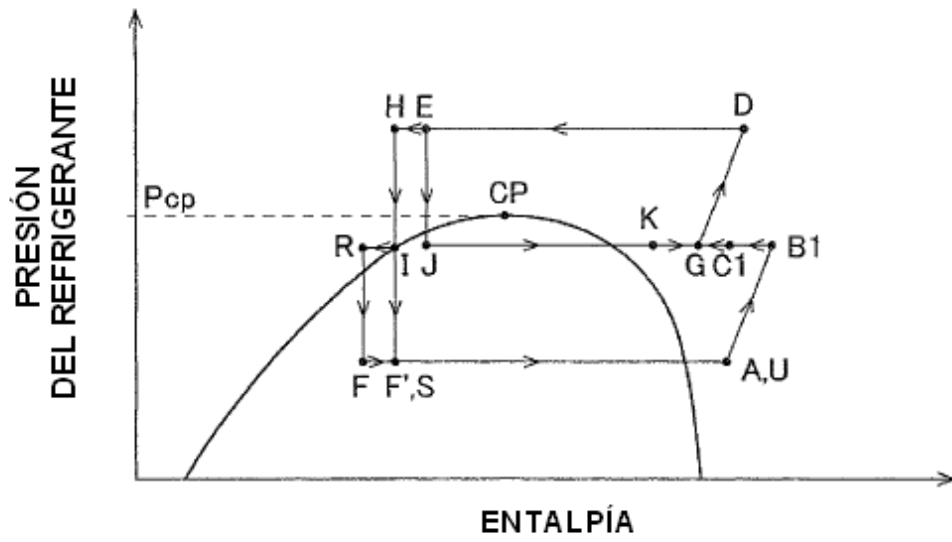
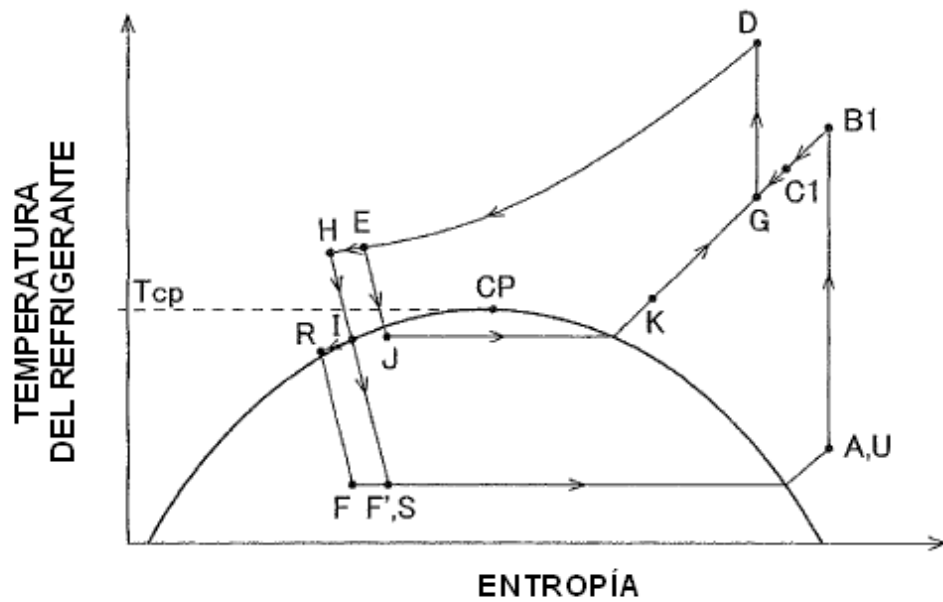


FIG. 22



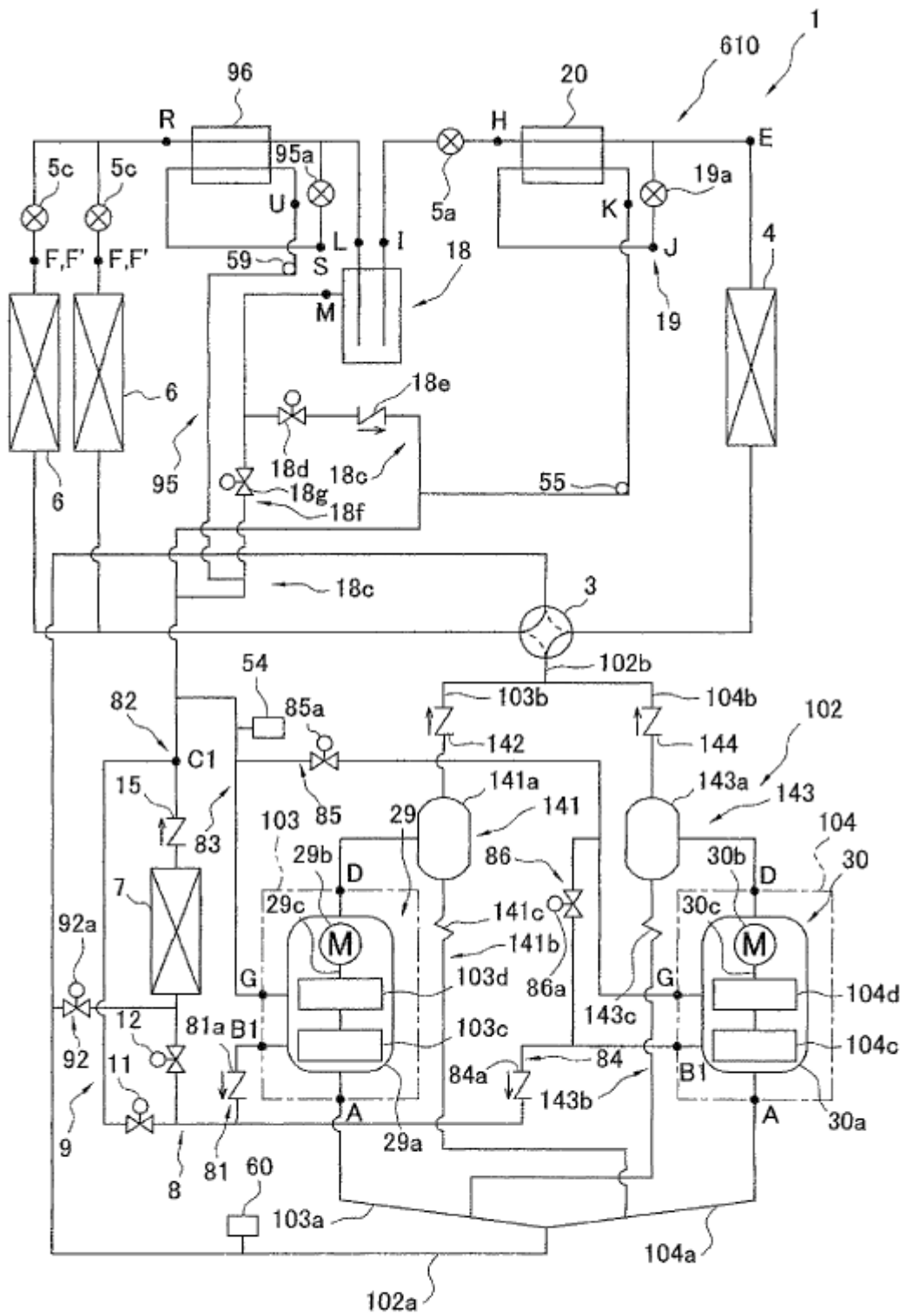


FIG. 23