

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 696 606**

51 Int. Cl.:

F28F 25/04 (2006.01)

F25B 39/02 (2006.01)

F28D 3/02 (2006.01)

F28D 3/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **15.03.2013 PCT/US2013/032048**

87 Fecha y número de publicación internacional: **31.10.2013 WO13162758**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **15.03.2013 E 13713658 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **17.10.2018 EP 2841868**

54 Título: **Intercambiador de calor**

30 Prioridad:

23.04.2012 US 201213453352

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

17.01.2019

73 Titular/es:

**DAIKIN APPLIED AMERICAS INC. (100.0%)
13600 Industrial Park Boulevard
Minneapolis, MN 55441, US**

72 Inventor/es:

**NUMATA, MITSU HARU y
KASAI, KAZUSHIGE**

74 Agente/Representante:

MARTÍN BADAJOZ, Irene

ES 2 696 606 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

Intercambiador de calor

5 Campo técnico

Esta invención generalmente se refiere a un intercambiador de calor adaptado para su uso en un sistema de compresión de vapor. Más específicamente, esta invención se refiere a un intercambiador de calor que incluye un distribuidor de refrigerante que tiene una primera parte de bandeja y una pluralidad de segundas partes de bandeja. El documento US 2009 178790 A1 divulga un intercambiador de calor que tiene las características del preámbulo de la reivindicación 1.

Antecedentes de la técnica

La refrigeración por compresión de vapor ha sido el método usado más comúnmente para acondicionar el aire de grandes edificios o similares. Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor convencionales están habitualmente dotados de un evaporador, que es un intercambiador de calor que permite que el refrigerante se evapore de líquido a vapor mientras absorbe el calor de un líquido que va a enfriarse cuando pasa a través del evaporador. Un tipo de evaporador incluye un haz de tubos que tiene una pluralidad de tubos de transferencia de calor que se extienden de manera horizontal a través de los cuales circula el líquido que va a enfriarse, y el haz de tubos está alojado dentro de una carcasa cilíndrica. Hay varios métodos conocidos para evaporar el refrigerante en este tipo de evaporador. En un evaporador inundado, la carcasa se rellena con refrigerante líquido y los tubos de transferencia de calor están sumergidos en un baño de refrigerante líquido de modo que el refrigerante líquido hierve y/o se evapora como vapor. En un evaporador de película descendente, el refrigerante líquido se deposita sobre superficies externas de los tubos de transferencia de calor desde arriba de modo que se forma una capa o una película delgada del refrigerante líquido a lo largo de las superficies externas de los tubos de transferencia de calor. El calor de las paredes de los tubos de transferencia de calor se transfiere mediante convección y/o conducción a través de la película de líquido a una superficie de contacto de vapor-líquido en la que parte del refrigerante líquido se evapora, y por tanto se elimina calor del agua que fluye dentro de los tubos de transferencia de calor. El refrigerante líquido que no se evapora desciende verticalmente desde el tubo de transferencia de calor en una posición superior hacia el tubo de transferencia de calor en una posición inferior debido a la fuerza de la gravedad. También existe un evaporador híbrido de película descendente, en el que el refrigerante líquido se deposita en las superficies externas de algunos de los tubos de transferencia de calor en el haz de tubos y los otros tubos de transferencia de calor en el haz de tubos están sumergidos en el refrigerante líquido que se ha acumulado en la parte de fondo de la carcasa.

A pesar de que los evaporadores inundados muestran un alto rendimiento de transferencia de calor, los evaporadores inundados requieren una cantidad considerable de refrigerante porque los tubos de transferencia de calor están sumergidos en un baño del refrigerante líquido. Con el desarrollo reciente de refrigerante nuevo y de alto coste que tiene un potencial de calentamiento global mucho más bajo (tal como R1234ze o R1234yf), es deseable reducir la carga de refrigerante en el evaporador. La ventaja principal de los evaporadores de película descendente es que se puede reducir la carga de refrigerante a la vez que se garantiza un buen rendimiento de transferencia de calor. Por tanto, los evaporadores de película descendente tienen un potencial significativo para reemplazar a los evaporadores inundados en sistemas de refrigeración grandes.

En general, la velocidad de transferencia de calor entre una superficie (por ejemplo, una superficie de un tubo de transferencia de calor) y una sustancia (por ejemplo, un refrigerante) en estado líquido es mucho mayor que la velocidad de transferencia de calor entre la superficie y la misma sustancia en estado gaseoso. Por tanto, mantener los tubos en el evaporador cubiertos, o humedecidos, con refrigerante líquido durante el funcionamiento es importante para un rendimiento de transferencia de calor efectivo y eficiente. Con un evaporador inundado en el que los tubos están sumergidos en un baño del refrigerante líquido, el rendimiento del evaporador puede mantenerse sin una degradación significativa controlando el nivel de líquido dentro de la carcasa de evaporador incluso cuando fluctúa la condición de circulación de refrigerante. Sin embargo, en un evaporador de película descendente, si se evapora todo el refrigerante en una región superior del haz de tubos antes de que alcance una región inferior, los tubos inferiores se dejan sin humedecer, incapaces de ese modo de afectar a la transferencia de calor. Por tanto, es especialmente importante en un evaporador de película descendente que haya un flujo de refrigerante líquido suficiente por el haz de tubos incluso cuando fluctúa la condición de circulación de refrigerante.

La publicación de solicitud de patente estadounidense n.º 2009/0178790 divulga un evaporador de película descendente que incluye un conjunto de distribución de refrigerante que tiene un distribuidor externo y un distribuidor interno dispuesto dentro del distribuidor externo. En primer lugar, fluye refrigerante bifásico de vapor-líquido desde un condensador en el distribuidor interno. El componente de vapor del refrigerante bifásico se descarga desde el distribuidor interno al interior del distribuidor externo a través de una pluralidad de aberturas formadas en una parte superior del distribuidor interno. Una parte inferior del distribuidor interno incluye una pluralidad de aberturas a través de las que el componente líquido del refrigerante bifásico se descarga al interior del distribuidor externo. El distribuidor externo tiene una pluralidad de aberturas formadas en paredes laterales del distribuidor externo para

5 permitir que fluya refrigerante de vapor desde el distribuidor externo al interior de un espacio dentro de una cubierta que encierra el conjunto de distribución de refrigerante. Se acumula refrigerante líquido en una parte inferior del distribuidor externo y fluye a través de dispositivos de distribución, tales como boquillas, orificios, aberturas, válvulas, etc., sobre un haz de tubos dispuesto por debajo del conjunto de distribución de refrigerante. Por tanto, con el conjunto de distribución de refrigerante divulgado en esta publicación, se separa el refrigerante de vapor del refrigerante líquido, y sólo se descarga el refrigerante líquido desde los dispositivos de distribución hacia el haz de tubos.

10 La patente estadounidense n. ° 5.588.596 divulga un evaporador de película descendente que incluye un separador de vapor-líquido y un sistema de distribución por árbol pulverizador. El refrigerante bifásico entra desde una válvula de expansión en el separador de vapor-líquido donde se separa el refrigerante en vapor y líquido. El drenaje del separador de vapor-líquido está en comunicación de fluido con y situado encima del sistema de distribución por árbol pulverizador que, a su vez, está ubicado encima de un haz de tubos. El sistema de distribución por árbol pulverizador incluye un colector y una serie de tubos de distribución horizontales, cada uno de los cuales se encuentra paralelo a, en proximidad cercana a, y directamente encima de un tubo más superior del haz de tubos.

15 Además, el documento US 2008/0149311 A1 divulga un dispositivo de intercambiador de calor de tipo pulverizador que incluye una unidad de pulverización, un primer conjunto de grupo de tubos de transferencia de calor, al menos una unidad de distribución y un segundo conjunto de grupo de tubos de transferencia de calor. La unidad de distribución redistribuye el refrigerante líquido restante que se pulveriza desde la unidad de pulverización y se hace fluir a través del primer conjunto de grupo de tubos de transferencia de calor, y el refrigerante líquido restante se hace gotear hacia el segundo conjunto de grupo de tubos de transferencia de calor. Mediante este método divulgado, el espacio interno del dispositivo de intercambiador de calor puede utilizarse en su totalidad para configurar y alojar más tubos de transferencia de calor en el mismo.

20 El documento US 2009/0178790 A1 divulga un evaporador para su uso en un sistema de compresión de vapor. El evaporador puede incluir un receptáculo que cubra una parte sustancial de un haz de tubos en el evaporador. El receptáculo impide sustancialmente que vapor de refrigerante, generado como resultado de la transferencia de calor con el haz de tubos, fluya lateralmente entre los tubos del haz de tubos. Diversas configuraciones de un distribuidor para distribuir refrigerante a al menos una parte de un haz de tubos en el evaporador proporcionan un rendimiento aumentado del evaporador.

25 **Sumario de la invención**

35 En un sistema de distribución de refrigerante que separa el refrigerante de vapor del refrigerante líquido y distribuye sólo el refrigerante líquido hacia el haz de tubos, se requiere una cantidad copiosa de carga de refrigerante con el fin de garantizar un flujo de refrigerante líquido suficiente por el haz de tubos de modo que todos los tubos permanecen humedecidos durante el funcionamiento. Por ejemplo, en el conjunto de distribución de refrigerante divulgado en la publicación de solicitud de patente estadounidense n. ° 2009/0178790, los niveles (alturas) del refrigerante líquido acumulado tanto en el distribuidor interno como en el distribuidor externo son relativamente altos. Por tanto, un sistema de distribución de este tipo requiere una cantidad relativamente grande de carga de refrigerante. Por otro lado, en el sistema de distribución que utiliza el sistema de distribución por árbol pulverizador divulgado en la patente estadounidense n. ° 5.588.596, es necesario que el número y el tamaño de orificios de pulverización formados en los tubos de distribución se controlen de manera precisa en vista de una cantidad de flujo de distribución y pérdida de presión debido a la longitud de tubería de los tubos de distribución, y por tanto la complejidad estructural del sistema de distribución por pulverización aumenta el coste de fabricación. Además, el uso de tubos de distribución provoca una pérdida de presión más alta en el sistema de distribución. Además, la distribución del refrigerante líquido puede pasar a ser desigual debido a una velocidad de flujo de refrigerante reducida cuando funcione el evaporador en un estado de carga parcial.

40 Más específicamente, la carga del sistema de compresión de vapor fluctúa entre, por ejemplo, el 25 % y el 100 %, y por tanto la cantidad de circulación del refrigerante en el sistema de compresión de vapor fluctúa también dependiendo de las condiciones de funcionamiento. En los últimos años, ha aumentado la demanda de un mejor rendimiento durante el estado de carga parcial así como durante el estado de carga nominal. Con el evaporador inundado, puede mantenerse el rendimiento del evaporador sin degradación significativa controlando el nivel de líquido dentro de la carcasa de evaporador incluso cuando la cantidad de circulación del refrigerante disminuye en un estado de carga parcial. Sin embargo, con el evaporador de película descendente, cuando el refrigerante distribuido por el haz de tubos disminuye debido a la disminución en la cantidad de circulación del refrigerante, la distribución del refrigerante dentro del sistema distribuidor puede pasar a ser desigual, lo que puede provocar la formación de zonas secas en el haz de tubos. Además, el evaporador puede que no esté instalado de manera completamente nivelada, lo que puede agravar la distribución desigual del refrigerante por el haz de tubos.

50 En vista de lo anterior, un objeto de la presente invención es proporcionar un intercambiador de calor que tenga un sistema de distribución de refrigerante que pueda reducir la cantidad de carga de refrigerante al tiempo que garantiza una distribución uniforme del refrigerante por una unidad de transferencia de calor.

Un intercambiador de calor según la presente invención se define mediante la reivindicación 1. Las reivindicaciones dependientes están relacionadas con las realizaciones preferidas.

5 Un intercambiador de calor según un aspecto de la presente invención está adaptado para su uso en un sistema de compresión de vapor, e incluye una carcasa, un conjunto de distribución de refrigerante y una unidad de transferencia de calor. La carcasa tiene un eje central longitudinal que se extiende generalmente paralelo a un plano horizontal. El conjunto de distribución de refrigerante incluye una parte de entrada, una primera parte de bandeja y una pluralidad de segundas partes de bandeja. La parte de entrada está dispuesta en el interior de la carcasa y tiene al menos una abertura para descargar un refrigerante. La primera parte de bandeja está dispuesta en el interior de la carcasa y se extiende de manera continua generalmente paralela al eje central longitudinal de la carcasa para recibir el refrigerante descargado desde la abertura de la parte de entrada. La primera parte de bandeja tiene una pluralidad de primeras aberturas de descarga. Las segundas partes de bandeja están dispuestas en el interior de la carcasa por debajo de la primera parte de bandeja para recibir el refrigerante descargado desde las primeras aberturas de descarga de manera que el refrigerante acumulado en las segundas partes de bandeja no se comunica entre las segundas partes de bandeja. Las segundas partes de bandeja están alineadas a lo largo de una dirección generalmente paralela al eje central longitudinal de la carcasa, teniendo cada una de las segundas partes de bandeja una pluralidad de segundas aberturas de descarga. La unidad de transferencia de calor está dispuesta en el interior de la carcasa por debajo de las segundas partes de bandeja de modo que el refrigerante descargado desde las segundas aberturas de descarga de las segundas partes de bandeja se suministra a la unidad de transferencia de calor.

Estos y otros objetivos, características, aspectos y ventajas de la presente invención resultarán evidentes para los expertos en la técnica a partir de la siguiente descripción detallada, la cual, tomada junto con los dibujos adjuntos, divulga realizaciones preferidas.

25 **Breve descripción de los dibujos**

Haciendo ahora referencia a los dibujos adjuntos que forman parte de esta divulgación original:

30 la figura 1 es una vista en perspectiva global simplificada de un sistema de compresión de vapor que incluye un intercambiador de calor según una primera realización de la presente invención;

la figura 2 es un diagrama de bloques que ilustra un circuito de refrigeración del sistema de compresión de vapor que incluye el intercambiador de calor según la primera realización de la presente invención;

35 la figura 3 es una vista en perspectiva simplificada del intercambiador de calor según la primera realización de la presente invención;

40 la figura 4 es una vista en perspectiva simplificada de una estructura interior del intercambiador de calor según la primera realización de la presente invención;

la figura 5 es una vista en despiece ordenado de la estructura interior del intercambiador de calor según la primera realización de la presente invención;

45 la figura 6 es una vista en sección longitudinal simplificada del intercambiador de calor según la primera realización de la presente invención tomada según una línea de sección 6-6' en la figura 3;

la figura 7 es una vista en sección transversal simplificada del intercambiador de calor según la primera realización de la presente invención tomada según una línea de sección 7-7' en la figura 3;

50 la figura 8 es una vista en planta desde arriba de una primera parte de bandeja de un conjunto de distribución de refrigerante del intercambiador de calor según la primera realización de la presente invención;

la figura 9 es una vista en planta desde arriba de segundas partes de bandeja del conjunto de distribución de refrigerante del intercambiador de calor según la primera realización de la presente invención;

la figura 10 es una vista en sección longitudinal de la primera parte de bandeja que ilustra cuándo el evaporador no está completamente nivelado según la primera realización de la presente invención;

60 la figura 11 es un gráfico de la altura del refrigerante líquido acumulado en la primera parte de bandeja y de la velocidad de flujo del refrigerante líquido descargado desde la primera parte de bandeja con diversas áreas en sección transversal totales de primeras aberturas de descarga según la primera realización de la presente invención;

65 la figura 12 es una ilustración esquemática para explicar cambios de altura del refrigerante líquido acumulado en cada una de las segundas partes de bandeja a medida que cambia el número de las segundas partes de bandeja según la primera realización de la presente invención;

la figura 13 es un gráfico del número de las segundas partes de bandeja y la altura del refrigerante líquido acumulado en cada una de las segundas partes de bandeja;

5 la figura 14 es un gráfico del número de las segundas partes de bandeja y volúmenes de refrigerante líquido acumulado en la primera parte de bandeja y cada una de las segundas partes de bandeja según la primera realización de la presente invención;

10 la figura 15 es un gráfico del número de segundas partes de bandeja y de la relación del área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga con respecto al área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga según la primera realización de la presente invención;

15 la figura 16 es una vista en sección longitudinal simplificada del intercambiador de calor que ilustra un ejemplo modificado de una disposición de las segundas partes de bandeja según la primera realización de la presente invención;

la figura 17 es una vista en planta desde arriba de las segundas partes de bandeja del ejemplo modificado mostrado en la figura 16 según la primera realización de la presente invención;

20 la figura 18 es una vista en sección transversal simplificada del intercambiador de calor que ilustra un ejemplo modificado en el que el intercambiador de calor está dotado de un sistema de recirculación de refrigerante según la primera realización de la presente invención;

25 la figura 19 es una vista en sección transversal simplificada del intercambiador de calor que ilustra un ejemplo modificado en el que el intercambiador de calor está dotado de una sección inundada según la primera realización de la presente invención;

la figura 20 es una vista en sección transversal simplificada de un intercambiador de calor según una segunda realización de la presente invención;

30 la figura 21 es una vista en sección longitudinal simplificada del intercambiador de calor según la segunda realización de la presente invención;

35 la figura 22 es una vista en sección longitudinal simplificada que ilustra un ejemplo modificado en el que el intercambiador de calor incluye una pluralidad de partes de bandeja intermedias según la segunda realización de la presente invención;

40 la figura 23 es una vista en sección transversal simplificada del intercambiador de calor que ilustra un ejemplo modificado en el que el refrigerante se suministra directamente a la parte de bandeja intermedia desde el circuito de refrigeración según la segunda realización de la presente invención;

45 la figura 24 es una vista en sección transversal simplificada del intercambiador de calor que ilustra un ejemplo modificado en el que el intercambiador de calor está dotado de un sistema de recirculación de refrigerante según la segunda realización de la presente invención;

50 la figura 25 es una vista en sección transversal simplificada del intercambiador de calor que ilustra un ejemplo modificado en el que el intercambiador de calor está dotado de un sistema de recirculación de refrigerante y el refrigerante recirculado se suministra a la parte de bandeja intermedia según la segunda realización de la presente invención;

55 la figura 26 es una vista en sección transversal simplificada del intercambiador de calor que ilustra un ejemplo modificado en el que el intercambiador de calor está dotado de un sistema de recirculación de refrigerante y el refrigerante recirculado se suministra a un conjunto de distribución de refrigerante y la parte de bandeja intermedia según la segunda realización de la presente invención; y

la figura 27 es una vista en sección transversal simplificada del intercambiador de calor que ilustra un ejemplo modificado en el que el intercambiador de calor está dotado de un sistema de recirculación de refrigerante que incluye un dispositivo eyector según la segunda realización de la presente invención.

60 Descripción de realizaciones

Ahora se explicarán realizaciones seleccionadas de la presente invención con referencia a los dibujos. Resultará evidente para los expertos en la técnica a partir de la presente divulgación que las siguientes descripciones de las realizaciones de la presente invención se proporcionan con fines únicamente ilustrativos y no con el fin de limitar la invención tal como se define en las reivindicaciones adjuntas y sus equivalentes.

Haciendo inicialmente referencia a las figuras 1 y 2, se explicará un sistema de compresión de vapor que incluye un intercambiador de calor según una primera realización. Tal como se observa en la figura 1, el sistema de compresión de vapor según la primera realización es un enfriador que puede usarse en un sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) para acondicionar el aire de grandes edificios y similares. El sistema de compresión de vapor de la primera realización está configurado y dispuesto para eliminar calor del líquido que va a enfriarse (por ejemplo, agua, etileno, etilenglicol, salmuera con cloruro de calcio, etc.) mediante un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Tal como se muestra en las figuras 1 y 2, el sistema de compresión de vapor incluye los cuatro componentes principales siguientes: un evaporador 1, un compresor 2, un condensador 3 y un dispositivo de expansión 4.

El evaporador 1 es un intercambiador de calor que elimina calor del líquido que va a enfriarse (en este ejemplo, agua) que pasa a través del evaporador 1 para reducir la temperatura del agua a medida que un refrigerante en circulación se evapora en el evaporador 1. El refrigerante que entra en el evaporador 1 está en un estado bifásico de gas/líquido. El refrigerante líquido se evapora como el refrigerante de vapor en el evaporador 1 a medida que absorbe calor del agua.

El refrigerante de vapor a baja presión y a baja temperatura se descarga del evaporador 1 y entra en el compresor 2 mediante succión. En el compresor 2, el refrigerante de vapor se comprime para dar vapor a mayor presión y mayor temperatura. El compresor 2 puede ser cualquier tipo de compresor convencional, por ejemplo, compresor centrífugo, compresor de espiral, compresor alternante, compresor de tornillo, etc.

Después, el refrigerante de vapor a alta temperatura y a alta tensión entra en el condensador 3, que es otro intercambiador de calor que elimina calor del refrigerante de vapor causando que se condense de estado gaseoso a estado líquido. El condensador 3 puede ser un condensador de tipo enfriado por aire, de tipo enfriado por agua, o cualquier tipo de condensador adecuado. El calor aumenta la temperatura del agua o aire de enfriamiento que pasa a través del condensador 3, y el calor se expulsa al exterior del sistema al transportarse por el agua o aire de enfriamiento.

El refrigerante líquido condensado entra entonces a través del dispositivo de expansión 4 donde el refrigerante experimenta una reducción brusca de presión. El dispositivo de expansión 4 puede ser tan simple como una placa con orificios o tan complicado como una válvula de expansión térmica de modulación electrónica. La reducción brusca de presión da como resultado una evaporación parcial del refrigerante líquido, y por tanto el refrigerante que entra en el evaporador 1 está en un estado bifásico de gas/líquido.

Algunos ejemplos de refrigerantes usados en el sistema de compresión de vapor son refrigerantes a base de hidrofluorocarbono (HFC), por ejemplo, R-410A, R-407C, y R-134a, hidrofluoro-olefina (HFO), refrigerante a base de HFC insaturado, por ejemplo, R-1234ze, y R-1234yf, refrigerantes naturales, por ejemplo, R-717 y R-718, o cualquier otro tipo de refrigerante adecuado.

El sistema de compresión de vapor incluye una unidad de control 5 que está acoplada de manera operativa a un mecanismo accionador del compresor 2 para controlar el funcionamiento del sistema de compresión de vapor.

Resultará evidente para los expertos en la técnica a partir de esta divulgación que puede usarse un compresor, un condensador y un dispositivo de expansión convencionales respectivamente como el compresor 2, el condensador 3 y el dispositivo de expansión 4 para llevar a cabo la presente invención. En otras palabras, el compresor 2, el condensador 3 y el dispositivo de expansión 4 son componentes convencionales que se conocen bien en la técnica. Dado que el compresor 2, el condensador 3 y el dispositivo de expansión 4 se conocen bien en la técnica, estas estructuras no se analizarán o ilustrarán en detalle en el presente documento. El sistema de compresión de vapor puede incluir una pluralidad de evaporadores 1, compresores 2 y/o condensadores 3.

Haciendo ahora referencia a las figuras 3 a 5, se explicará la estructura detallada del evaporador 1, que es el intercambiador de calor según la primera realización. Tal como se muestra en las figuras 3 y 6, el evaporador 1 incluye una carcasa 10 que tiene una forma generalmente cilíndrica con un eje central longitudinal C (figura 6) que se extiende generalmente en dirección horizontal. La carcasa 10 incluye un elemento de cabezal de conexión 13 que define una cámara de agua de entrada 13a y una cámara de agua de salida 13b, y un elemento de cabezal de retorno 14 que define la cámara de agua 14a. El elemento de cabezal de conexión 13 y el elemento de cabezal de retorno 14 están acoplados de manera fija a los extremos longitudinales de un cuerpo cilíndrico de la carcasa 10. La cámara de agua de entrada 13a y la cámara de agua de salida 13b están divididas por un deflector de agua 13c. El elemento de cabezal de conexión 13 incluye una tubería de entrada de agua 15 a través de la cual entra agua en la carcasa 10 y una tubería de salida de agua 16 a través de la cual se descarga agua de la carcasa 10. Tal como se muestra en las figuras 3 y 6, la carcasa 10 incluye además una tubería de entrada de refrigerante 11 y una tubería de salida de refrigerante 12. La tubería de entrada de refrigerante 11 está en conexión de fluido con el dispositivo de expansión 4 mediante un conducto de suministro 6 (figura 7) para introducir refrigerante bifásico en la carcasa 10. El dispositivo de expansión 4 puede acoplarse directamente a la tubería de entrada de refrigerante 11. El componente líquido en el refrigerante bifásico hierve y/o se evapora en el evaporador 1 y experimenta un cambio de fase de

líquido a vapor a medida que absorbe calor del agua que pasa a través del evaporador 1. El refrigerante de vapor se conduce desde la tubería de salida de refrigerante 12 al compresor 2 mediante succión.

La figura 4 es una vista en perspectiva simplificada que ilustra una estructura interior alojada en la carcasa 10. La figura 5 es una vista en despiece ordenado de la estructura interior mostrada en la figura 4. Tal como se muestra en las figuras 4 y 5, el evaporador 1 incluye básicamente un conjunto de distribución de refrigerante 20, un haz de tubos 30 y una parte en depresión 40. El evaporador 1 incluye preferiblemente además un elemento deflector 50 tal como se muestra en la figura 7 aunque la ilustración del elemento deflector 50 se omite en las figuras 4-6 por motivos de brevedad.

El conjunto de distribución de refrigerante 20 está configurado y dispuesto para servir como tanto un separador de gas-líquido como un distribuidor de refrigerante. Tal como se muestra en la figura 5, el conjunto de distribución de refrigerante 20 incluye una parte de tubería de entrada 21 (un ejemplo de una parte de entrada), una primera parte de bandeja 22 y una pluralidad de segundas partes de bandeja 23. La parte de tubería de entrada 21, la primera parte de bandeja 22 y las segundas partes de bandeja 23 pueden estar hechas de una variedad de materiales tales como metal, aleación, resina, etc. En la primera realización, la parte de tubería de entrada 21, la primera parte de bandeja 22 y las segundas partes de bandeja 23 están hechas de materiales metálicos.

Tal como se muestra en la figura 6, la parte de tubería de entrada 21 se extiende generalmente paralela al eje central longitudinal C de la carcasa 10. La parte de tubería de entrada 21 está en conexión de fluido con la tubería de entrada de refrigerante 11 de la carcasa 10 de modo que el refrigerante bifásico se introduce en la parte de tubería de entrada 21 mediante la tubería de entrada de refrigerante 11. La parte de tubería de entrada 21 incluye una pluralidad de aberturas 21a dispuestas a lo largo de la longitud longitudinal de la parte de tubería de entrada 21 para descargar el refrigerante bifásico. Cuando el refrigerante bifásico se descarga desde las aberturas 21a de la parte de tubería de entrada 21, la primera parte de bandeja 22 recibe el componente líquido del refrigerante bifásico descargado desde las aberturas 21a de la parte de tubería de entrada 21. Por otro lado, el componente de vapor del refrigerante bifásico fluye hacia arriba e impacta contra el elemento deflector 50 mostrado en la figura 7, de modo que las gotitas de líquido arrastradas en el vapor se capturan por el elemento deflector 50. Las gotitas de líquido capturadas por el elemento deflector 50 se guían a lo largo de una superficie inclinada del elemento deflector 50 hacia la primera parte de bandeja 22. El elemento deflector 50 puede configurarse como un elemento de placa, un tamiz de malla, o similares. El componente de vapor fluye hacia abajo a lo largo del elemento deflector 50 y después cambia su dirección hacia arriba hacia la tubería de salida 12. El refrigerante de vapor se descarga hacia el compresor 2 a través de la tubería de salida 12.

Tal como se muestra en las figuras 5 y 6, la primera parte de bandeja 22 se extiende generalmente paralela al eje central longitudinal C de la carcasa 10. Tal como se muestra en la figura 7, una superficie inferior de la primera parte de bandeja 22 está dispuesta debajo de la parte de tubería de entrada 21 para recibir el refrigerante líquido descargado desde las aberturas 21a de la parte de tubería de entrada 21. En la primera realización, la parte de tubería de entrada 21 está dispuesta dentro de la primera parte de bandeja 22 de modo que no se forma ningún hueco vertical entre la superficie inferior de la primera parte de bandeja 22 y la parte de tubería de entrada 21 tal como se muestra en la figura 7. En otras palabras, en la primera realización, una mayoría de la parte de tubería de entrada 21 se solapa con la primera parte de bandeja 22 cuando se observa a lo largo de una dirección horizontal perpendicular al eje central longitudinal C de la carcasa 10 tal como se muestra en la figura 6. Esta disposición es ventajosa debido a que un volumen total del refrigerante líquido acumulado en la primera parte de bandeja 22 puede reducirse al tiempo que mantener un nivel (altura) del refrigerante líquido acumulado en la primera parte de bandeja 22 relativamente alta. Alternativamente, la parte de tubería de entrada 21 y la primera parte de bandeja 22 pueden disponerse de manera que se forme un hueco vertical más grande entre la superficie inferior de la primera parte de bandeja 22 y la parte de tubería de entrada 21. La parte de tubería de entrada 21, la primera parte de bandeja 22 y el elemento deflector 50 están preferiblemente unidos entre sí y suspendidos desde arriba en una parte superior de la carcasa 10 de una forma adecuada.

Tal como se muestra en la figura 8, la primera parte de bandeja 22 tiene una pluralidad de primeras aberturas de descarga 22a desde las que el refrigerante líquido acumulado en las mismas se descarga hacia abajo. El refrigerante líquido descargado desde las primeras aberturas de descarga 22a de la primera parte de bandeja 22 se recibe por una de las segundas partes de bandeja 23 dispuestas debajo de la primera parte de bandeja 22.

Tal como se muestra en las figuras 5 y 9, el conjunto de distribución de refrigerante 20 de la primera realización incluye tres segundas partes de bandeja 23 idénticas. Las segundas partes de bandeja 23 están alineadas una al lado de la otra a lo largo del eje central longitudinal C de la carcasa 10. Tal como se muestra en las figuras 8 y 9, una longitud longitudinal global L2 de las tres segundas partes de bandeja 23 es sustancialmente la misma que una longitud longitudinal L1 de la primera parte de bandeja 22 tal como se muestra en la figura 6. Se establece una anchura transversal de la segunda parte de bandeja 23 para que sea mayor que una anchura transversal de la primera parte de bandeja 22 de modo que la segunda parte de bandeja 23 se extiende sustancialmente a lo largo de la anchura total del haz de tubos 30 tal como se muestra en la figura 7. Las segundas partes de bandeja 23 están dispuestas de modo que el refrigerante líquido acumulado en las segundas partes de bandeja 23 no se comunica entre las segundas partes de bandeja 23. Tal como se muestra en la figura 9, cada una de las segundas partes de

bandeja 23 tiene una pluralidad de segundas aberturas de descarga 23a desde las que se descarga hacia abajo el refrigerante líquido hacia el haz de tubos 30. Cada una de las primeras aberturas de descarga 22a de la primera parte de bandeja 22 está preferiblemente dimensionada más grande que las segundas aberturas de descarga 23a de las segundas partes de bandeja 23. De este modo, el número de aberturas que van a formarse en la primera parte de bandeja 22 puede reducirse, reduciendo de ese modo el coste de fabricación.

La figura 7 ilustra esquemáticamente el flujo de refrigerante en el circuito de refrigeración, y la tubería de entrada 11 se omite por motivos de brevedad. El componente de vapor del refrigerante suministrado a la parte de distribución 20 se separa del componente líquido en la primera sección de bandeja 22 de la parte de distribución 20 y sale del evaporador 1 a través de la tubería de salida 12. Por otro lado, el componente líquido del refrigerante bifásico se acumula en la primera parte de bandeja 22 y luego en las segundas partes de bandeja 23, y se descarga hacia abajo desde las aberturas de descarga 23a de la segunda parte de bandeja 23 hacia el haz de tubos 30.

Tal como se muestra en la figura 7, el haz de tubos 30 se dispone debajo del conjunto de distribución de refrigerante 20 de modo que el refrigerante líquido descargado del conjunto de distribución de refrigerante 20 se suministra al haz de tubos 30. El haz de tubos 30 incluye una pluralidad de tubos de transferencia de calor 31 que se extienden generalmente paralelos al eje central longitudinal C de la carcasa 10 tal como se muestra en la figura 6. Los tubos de transferencia de calor 31 están hechos de materiales que tienen alta conductividad térmica, tales como metal, y están preferiblemente dotados de ranuras internas y externas para promover de manera adicional el intercambio de calor entre el refrigerante y el agua que fluye dentro de los tubos de transferencia de calor 31. Dichos tubos de transferencia de calor que incluyen las ranuras internas y externas se conocen bien en la técnica. Por ejemplo, pueden usarse los tubos Thermoexel-E de Hitachi Cable Ltd. como los tubos de transferencia de calor 31 de esta realización. Tal como se muestra en la figura 5, los tubos de transferencia de calor 31 se soportan en una pluralidad de placas de soporte 32 que se extienden de manera vertical, que están acopladas de manera fija a la carcasa 10. Las placas de soporte 32 también soportan preferiblemente las segundas partes de bandeja 23 en las mismas. En la primera realización, el haz de tubos 30 se dispone para formar un sistema de dos pases, en el que los tubos de transferencia de calor 31 se dividen en un grupo de línea de suministro dispuesto en una parte inferior del haz de tubos 30 y en un grupo de línea de retorno dispuesto en una parte superior del haz de tubos 30. Tal como se muestra en la figura 6, los extremos de entrada de los tubos de transferencia de calor 31 en el grupo de línea de suministro están en conexión de fluido con la tubería de entrada de agua 15 mediante la cámara de agua de entrada 13a del elemento de cabezal de conexión 13 de modo que el agua que entra en el evaporador 1 se distribuye a los tubos de transferencia de calor 31 en el grupo de línea de suministro. Los extremos de salida de los tubos de transferencia de calor 31 en el grupo de línea de suministro y los extremos de entrada de los tubos de transferencia de calor 31 de los tubos de línea de retorno están en comunicación de fluido con una cámara de agua 14a del elemento de cabezal de retorno 14. Por tanto, el agua que fluye dentro los tubos de transferencia de calor 31 en el grupo de línea de suministro se descarga en la cámara de agua 14a, y se redistribuye a los tubos de transferencia de calor 31 en el grupo de línea de retorno. Los extremos de salida de los tubos de transferencia de calor 31 en el grupo de línea de retorno están en comunicación de fluido con la tubería de salida de agua 16 mediante la cámara de agua de salida 13b del elemento de cabezal de conexión 13. Por tanto, el agua que fluye dentro los tubos de transferencia de calor 31 en el grupo de línea de retorno sale del evaporador 1 a través de la tubería de salida de agua 16. En un evaporador de dos pases típico, la temperatura del agua que entra en la tubería de entrada de agua 15 puede ser de aproximadamente 54 grados F (aproximadamente 12 °C), y el agua se enfría hasta aproximadamente 44 grados F (aproximadamente 7 °C) cuando sale de la tubería de salida de agua 16. A pesar de que, en esta realización, el evaporador 1 se dispone para formar un sistema de dos pases en el que el agua entra y sale por el mismo lado del evaporador 1, resultará evidente para los expertos en la técnica a partir de esta divulgación que puede usarse otro sistema convencional tal como un sistema de un pase o de tres pases. Además, en el sistema de dos pases, el grupo de línea de retorno puede disponerse debajo o junto al grupo de línea de suministro en lugar de en la disposición ilustrada en el presente documento.

Los tubos de transferencia de calor 31 están configurados y dispuestos para realizar evaporación de película descendente del refrigerante líquido. Más específicamente, los tubos de transferencia de calor 31 están dispuestos de manera que el refrigerante líquido descargado desde el conjunto de distribución de refrigerante 20 forma una capa (o una película) a lo largo de una pared exterior de cada uno de los tubos de transferencia de calor 31, donde se evapora el refrigerante líquido como refrigerante de vapor al tiempo que absorbe calor del agua que fluye en el interior de los tubos de transferencia de calor 31. Tal como se muestra en la figura 7, los tubos de transferencia de calor 31 están dispuestos en una pluralidad de columnas verticales que se extienden paralelas entre sí cuando se observan en una dirección paralela al eje central longitudinal C de la carcasa 10 (tal como se muestra en la figura 7). Por tanto, el refrigerante cae hacia abajo desde un tubo de transferencia de calor hasta otro debido a la fuerza de la gravedad. Las columnas de los tubos de transferencia de calor 31 están dispuestas con respecto a las segundas aberturas de descarga 23a de la segunda sección de bandeja 23 de modo que el refrigerante líquido descargado desde las segundas aberturas de descarga 23a se deposita sobre un tubo más superior de los tubos de transferencia de calor 31 en cada una de las columnas. En la primera realización, las columnas de los tubos de transferencia de calor 31 están dispuestas en un patrón escalonado tal como se muestra en la figura 7. Además, en la primera realización, un paso vertical entre dos tubos adyacentes de los tubos de transferencia de calor 31 es sustancialmente constante. Asimismo, un paso horizontal entre dos columnas adyacentes de las columnas de los tubos de transferencia de calor 31 es sustancialmente constante.

Haciendo referencia ahora a las figuras 10 a 15, se explicarán en más detalle las estructuras de la primera parte de bandeja 22 y de las segundas partes de bandeja 23 del conjunto de distribución de refrigerante 20 según la primera realización.

5 En la primera realización, la primera parte de bandeja 22 y las segundas partes de bandeja 23 están dispuestas preferiblemente de manera que la altura del refrigerante líquido acumulado en la primera parte de bandeja 22 es más grande que la altura del refrigerante líquido acumulado en las segundas partes de bandeja 23 cuando el evaporador 1 está en uso. Dicho de otro modo, el tamaño y el número de las primeras aberturas de descarga 22a de la primera parte de bandeja 22 y de las segundas aberturas de descarga 23a de la segunda parte de bandeja 23 se ajustan para lograr las alturas deseadas del refrigerante líquido en la primera parte de bandeja 22 y en la segunda parte de bandeja 23. Más específicamente, un área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a de la primera parte de bandeja 22 y el área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a de la segunda parte de bandeja 23 se establecen de modo que la altura del refrigerante líquido acumulado en la primera parte de bandeja 22 es más grande que la altura del refrigerante líquido acumulado en las segundas partes de bandeja 23 mientras se mantienen generalmente iguales la velocidad de flujo del refrigerante líquido descargado desde las primeras aberturas de descarga 22a y la velocidad de flujo del refrigerante líquido descargado desde las segundas aberturas de descarga 23a. Dado que el volumen del refrigerante líquido acumulado en las segundas partes de bandeja 23 puede reducirse según la primera realización, una carga total de refrigerante puede reducirse sin degradar el rendimiento de transferencia de calor del evaporador 1. Además, con la disposición según la primera realización, incluso cuando el evaporador 1 no está completamente nivelado, el refrigerante líquido puede distribuirse sustancialmente de manera uniforme desde el conjunto de distribución de refrigerante 20 sobre el haz de tubos 30 tal como se describe en más detalle a continuación.

25 Un ejemplo de un método para determinar el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a de la primera parte de bandeja 22 y el área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a de la segunda parte de bandeja 23 se explicarán con referencia a las figuras 10 a 15.

30 Cuando se descarga líquido en un recipiente desde una abertura formada en el recipiente, una velocidad de flujo del líquido descargado desde la abertura se expresa mediante las siguientes ecuaciones (1) y (2).

$$Q = AV \quad \text{Ecuación (1)}$$

$$V = C\sqrt{2gh} \quad \text{Ecuación (2)}$$

35 En las ecuaciones (1) y (2), "Q" representa la velocidad de flujo del líquido descargado desde la abertura, "A" representa un área en sección transversal de la abertura, "V" representa una velocidad de flujo del líquido descargado desde la abertura, "h" representa una altura del líquido en el recipiente, y "C" representa un coeficiente de corrección prescrito. Por tanto, la velocidad de flujo Q del líquido descargado desde la abertura es una función del área en sección transversal A de la abertura y la altura h del líquido en el recipiente.

40 Por tanto, al ajustar el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a y el área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a, la altura del refrigerante líquido en la primera parte de bandeja 22 y la altura del refrigerante líquido en cada una de las segundas partes de bandeja 23 pueden ajustarse al tiempo que mantienen sustancialmente la misma velocidad de flujo de descarga desde la primera parte de bandeja 22 y las segundas partes de bandeja 23. En general, es preferible establecer la altura del refrigerante líquido en la primera parte de bandeja 22 y la altura del refrigerante líquido en las segundas partes de bandeja 23 al valor más bajo posible que logra la velocidad de flujo deseada en todas las diversas condiciones de funcionamiento, reduciendo de ese modo la carga de refrigerante tanto como sea posible. Por tanto, si el evaporador 1 se instala en una superficie completamente nivelada, y si la distribución del refrigerante líquido desde la parte de tubería de entrada 21 es sustancialmente uniforme, es preferible establecer cada una del área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a y el área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a al mayor valor posible para lograr la velocidad de flujo deseada en todas las diversas condiciones de funcionamiento de modo que la altura del refrigerante líquido en la primera parte de bandeja 22 y la altura del refrigerante líquido de la segunda parte de bandeja 23 se mantienen pequeñas.

55 Sin embargo, dado que el refrigerante que entra al interior de la parte de tubería de entrada 21 está en un estado bifásico, es difícil distribuir el refrigerante bifásico de manera uniforme a lo largo de la dirección longitudinal desde la parte de tubería de entrada 21 hasta la primera parte de bandeja 22. Además, es muy difícil instalar el evaporador 1 de manera que se queda completamente nivelado, y el eje central longitudinal C del evaporador 1 puede inclinarse ligeramente con respecto al plano horizontal. Cuando el evaporador 1 está ligeramente inclinado, se crea una diferencia de altura entre los extremos longitudinales del evaporador 1. Por ejemplo, si el evaporador 1 tiene una longitud longitudinal global de aproximadamente 3 metros, y se instala de manera que el eje central longitudinal C

está inclinado con respecto al plano horizontal en una inclinación de 3/1000 rad (que es habitualmente la inclinación máxima permisible para la instalación), una diferencia de altura entre los extremos longitudinales del evaporador es de aproximadamente 9 mm. En un caso de este tipo, tal como se muestra en la figura 10, una diferencia entre una altura h1 del refrigerante líquido en un lado de la primera parte de bandeja 22 y una altura h2 en el otro lado de la primera parte de bandeja 22 es también de aproximadamente 9 mm. Dado que la velocidad de flujo del refrigerante líquido desde la primera sección de bandeja 22 es una función de la altura del refrigerante líquido acumulado en la primera parte de bandeja 22 tal como se describe en las ecuaciones (1) y (2), una diferencia de este tipo entre las alturas h1 y h2 del refrigerante líquido dentro de la primera parte de bandeja 22 provoca una variación en la velocidad de flujo de descarga del refrigerante líquido desde un área de la primera parte de bandeja 22 hasta otro. En un caso de este tipo, la distribución del refrigerante líquido desde la primera parte de bandeja 22 se volverá desigual, y habrá un riesgo mayor de formación de zonas secas en el haz de tubos 30. Por consiguiente, en la primera realización, el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a de la primera parte de bandeja 22 se determina de modo que el refrigerante líquido se distribuye sustancialmente de manera uniforme hacia las segundas partes de bandeja 23 incluso cuando el evaporador 1 se instala en una superficie ligeramente inclinada.

La figura 11 muestra gráficos de la velocidad de flujo Q (kg/h) del refrigerante líquido desde las primeras aberturas de descarga 22a y la altura h (mm) del refrigerante líquido en la primera parte de bandeja 22 con diversas áreas en sección transversal totales de las primeras aberturas de descarga 22a. En este ejemplo, el evaporador 1 tiene una capacidad de 150 ton con una velocidad de flujo máxima de 9000 kg/h, y la longitud longitudinal del evaporador 1 es de aproximadamente 3 metros. Tal como se muestra en la figura 11, la altura h del refrigerante líquido en la primera parte de bandeja 22 para lograr una velocidad de flujo Q determinada se vuelve más grande a medida que el área en sección transversal total se vuelve más pequeña. Por ejemplo, para lograr la velocidad de flujo de aproximadamente 9000 kg/h, la altura h del refrigerante líquido en la primera parte de bandeja 22 es de aproximadamente 10 mm cuando el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a es de $5,89 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, aproximadamente de 40 mm cuando el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a es de $2,95 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, y aproximadamente de 60 mm cuando el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a es de $2,41 \times 10^{-3} \text{ m}^2$. En general, es preferible establecer el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a de la primera parte de bandeja 22 a un valor mayor de modo que la altura del refrigerante líquido en la primera parte de bandeja 22 se mantiene pequeña.

Sin embargo, cuando hay una diferencia de altura en el refrigerante líquido acumulado en la primera parte de bandeja 22 debido a la inclinación del evaporador 1 tal como se muestra en la figura 10 o debido a la distribución desigual del refrigerante desde la parte de tubería de entrada 21, la velocidad de flujo Q también varía desde un valor correspondiente a la altura h1 en un lado y hasta un valor correspondiente a la altura h2 en el otro lado de la primera parte de bandeja 22. Asumiendo que hay una diferencia de altura de 9 mm en el refrigerante líquido acumulado en la primera parte de bandeja 22 desde un lado hasta el otro y la altura promedio h del refrigerante líquido es de 40 mm, la altura del refrigerante líquido varía desde 35,5 mm (h1) en un lado hasta 44,5 mm (h2) en el otro lado. Por tanto, cuando el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a es de $2,95 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, la variación entre la velocidad de flujo Q correspondiente a la altura h1 y la velocidad de flujo Q correspondiente a la altura h2 es de aproximadamente el 10 % tal como se muestra en la figura 11. Esta variación en la velocidad de flujo Q es mucho mayor cuando la altura h es más pequeña. Por ejemplo, cuando el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a es de $5,89 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ y la altura promedio del refrigerante líquido es de aproximadamente 10 mm, la variación entre la velocidad de flujo Q correspondiente a la altura h1 y la velocidad de flujo Q correspondiente a la altura h2 es de aproximadamente el 37 %. Tal variación grande en la velocidad de flujo Q provocará una distribución desigual del refrigerante líquido desde la primera parte de bandeja 22. Por otro lado, cuando el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a es de $2,41 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, la variación en la velocidad de flujo Q es más pequeña en aproximadamente el 7 %. Sin embargo, en un caso de este tipo, la altura del refrigerante líquido requerida para lograr la velocidad de flujo de 9000 kg/h es más grande, lo que provoca un aumento indeseado en la cantidad de carga de refrigerante.

Por consiguiente, el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a se establece preferiblemente para conseguir un equilibrio entre suprimir la variación en la velocidad de flujo Q y mantener la altura h del refrigerante líquido lo más pequeña posible. En la primera realización de la presente invención, el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a se establece de modo que la variación en la velocidad de flujo Q no excede más del 10 % cuando haya una diferencia de altura en el refrigerante líquido acumulado en la primera parte de bandeja 22, mientras que la altura promedio del refrigerante líquido se mantiene lo más pequeña posible. Será aparente para los expertos en la técnica a partir de esta divulgación que el área en sección transversal total óptima de las primeras aberturas de descarga 22a varía según el tamaño y la capacidad (es decir, velocidad de flujo máxima) del evaporador individual. Por ejemplo, en el ejemplo mostrado en la figura 11 para el evaporador 1 que tiene una capacidad de 150 ton con una velocidad de flujo máxima de 9000 kg/h y una longitud longitudinal de aproximadamente 3 metros, el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a se establece preferiblemente en aproximadamente $2,95 \times 10^{-3} \text{ m}^2$. En un caso de este tipo, la altura promedio h del refrigerante líquido acumulado en la primera parte de bandeja 22 es de aproximadamente 40 mm cuando el evaporador 1 está en uso.

El mismo principio que se explicó anteriormente se aplica cuando se determina el área en sección transversal total de las segundas aberturas 23a de la segunda parte de bandeja 23. Sin embargo, dado que la longitud longitudinal de cada una de las segundas partes de bandeja 23 es más corta que la primera parte de bandeja 22, una diferencia de altura en el refrigerante líquido acumulado en cada una de las segundas partes de bandeja 23 desde un lado hasta el otro es más pequeña que la de la primera parte de bandeja 22. Por tanto, la altura del refrigerante líquido acumulado en cada una de las segundas partes de bandeja 23 puede mantenerse más pequeña que la de la primera parte de bandeja 22. La figura 12 es una ilustración esquemática para explicar este concepto. Si sólo hay una segunda parte de bandeja 23 que tiene la misma longitud longitudinal que la primera parte de bandeja 22, se establece el área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a de modo que la altura promedio es de aproximadamente 40 mm, y la altura h1 en un lado es de 35,5 mm y la altura h2 en el otro lado es de 44,5 mm cuando existe una diferencia de altura de 9 mm en el refrigerante líquido acumulado en la segunda parte de bandeja 23 tal como se explicó anteriormente. Sin embargo, cuando se proporcionan dos segundas partes de bandeja 23, teniendo cada una de las segundas partes de bandeja 23 una longitud longitudinal que es aproximadamente la mitad de la longitud longitudinal de la primera parte de bandeja 22, una diferencia de altura en el refrigerante líquido acumulado en cada una de las segundas partes de bandeja 23 desde un lado hasta el otro se reduce a 4,5 mm. En un caso de este tipo, la variación en la velocidad de flujo Q del refrigerante líquido descargado desde cada una de las segundas partes de bandeja 23 debido a la diferencia de altura también se reduce. Por tanto, el área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a puede hacerse mayor para reducir la altura del refrigerante líquido en las segundas partes de bandeja 23 al tiempo que se mantiene la variación en la velocidad de flujo en aproximadamente el 10 %. Por ejemplo, cuando hay dos segundas partes de bandeja 23, el área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a puede agrandarse de modo que una altura promedio del refrigerante líquido en cada una de las segundas secciones de bandeja 23 es aproximadamente de 22 mm tal como se muestra en la figura 12, al tiempo que se mantiene la variación en la velocidad de flujo Q en aproximadamente el 10 %.

De manera similar, cuando se proporcionan tres segundas partes de bandeja 23, teniendo cada una de las segundas partes de bandeja 23 una longitud longitudinal que es aproximadamente un tercio de la longitud longitudinal de la primera parte de bandeja 22, una diferencia de altura en el refrigerante líquido acumulado en cada una de las segundas partes de bandeja 23 desde un lado hasta el otro se reduce a 3 mm. Por tanto, el área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a puede agrandarse adicionalmente de modo que una altura promedio del refrigerante líquido en cada una de las segundas secciones de bandeja 23 es de aproximadamente 14 mm, al tiempo que se mantiene la variación en la velocidad de flujo Q en aproximadamente el 10 %. Cuando se proporcionan cuatro segundas partes de bandeja 23, teniendo cada una de las segundas partes de bandeja 23 una longitud longitudinal que es aproximadamente un cuarto de la longitud longitudinal de la primera parte de bandeja 22, una diferencia de altura en el refrigerante líquido acumulado en cada una de las segundas partes de bandeja 23 desde un lado hasta el otro se reduce a 2,25 mm. Por tanto, el área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a puede agrandarse adicionalmente de modo que una altura promedio del refrigerante líquido en cada una de las segundas secciones de bandeja 23 es de aproximadamente 11 mm, al tiempo que se mantiene la variación en la velocidad de flujo Q en aproximadamente el 10%. Cuando se proporcionan cinco segundas partes de bandeja 23, teniendo cada una de las segundas partes de bandeja 23 una longitud longitudinal que es aproximadamente un quinto de la longitud longitudinal de la primera parte de bandeja 22, una diferencia de altura en el refrigerante líquido acumulado en cada una de las segundas partes de bandeja 23 desde un lado hasta el otro se reduce a 3 mm. Por tanto, el área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a puede agrandarse de modo que una altura promedio del refrigerante líquido en cada una de las segundas secciones de bandeja 23 es de aproximadamente 9 mm, al tiempo que se mantiene la variación en la velocidad de flujo Q en aproximadamente el 10 %.

La figura 13 es un gráfico de la altura h del refrigerante líquido en cada una de las segundas partes de bandeja 23 y del número de las segundas partes de bandeja 23 tal como se muestra en la figura 12. Tal como se muestra en la figura 13, la altura del refrigerante líquido acumulado en cada una de las segundas partes de bandeja 23 puede hacerse más pequeña a medida que aumenta el número de las segundas partes de bandeja 23, y por tanto, a medida que disminuye la longitud longitudinal de cada una de las segundas partes de bandeja 23. La altura del refrigerante líquido en cada una de las segundas partes de bandeja 23 pasa a ser drásticamente más pequeña cuando el número de las segundas partes de bandeja 23 es igual a o mayor de tres. Por tanto, en la primera realización, es preferible proporcionar tres o más segundas partes de bandeja 23 en el evaporador 1. Sin embargo, será evidente para los expertos en la técnica a partir de esta divulgación que el número óptimo de las segundas partes de bandeja 23 varía dependiendo del tamaño y de la capacidad reales del evaporador 1.

La figura 14 muestra un gráfico del volumen acumulado del refrigerante en la primera parte de bandeja 22 y en la segunda parte de bandeja 23 y del número de las segundas partes de bandeja 23. La figura 15 muestra un gráfico de una relación entre el área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a y de las segundas aberturas de descarga 23a y el número de las segundas partes de bandeja 23.

Tal como se muestra en la figura 14, el volumen acumulado del refrigerante líquido en la segunda parte de bandeja 23 disminuye a medida que el número de las segundas partes de bandeja 23 aumenta puesto que la altura del refrigerante líquido acumulado disminuye tal como se muestra en la figura 13. Además, el área en sección

transversal total de las segundas aberturas 23a puede aumentarse al tiempo que se mantiene la variación en la velocidad de flujo en aproximadamente el 10 % cuando el número de las segundas partes de bandeja 23 aumenta tal como se explicó anteriormente. Por tanto, tal como se muestra en la figura 15, la relación del área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a con respecto al área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a aumenta a medida que aumenta el número de las segundas partes de bandeja 23. Tal como se muestra en las figuras 14 y 15, el volumen acumulado del refrigerante líquido en la segunda parte de bandeja 23 pasa a ser más pequeño cuando la relación del área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a con respecto al área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a es igual a o mayor de 1,2. Por tanto, en la primera realización, la primera parte de bandeja 22 y la segunda parte de bandeja 23 están dispuestas preferiblemente de modo que la relación del área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga 23a con respecto al área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga 22a es igual a o mayor de 1,2, o más preferiblemente igual a o mayor de 1,5.

Por consiguiente, con el conjunto de distribución de refrigerante 20 según la primera realización, incluso cuando la distribución del refrigerante bifásico desde la parte de tubería de entrada 21 hasta la primera parte de bandeja 22 no es uniforme, el refrigerante líquido se acumula en la primera parte de bandeja 22, que se extiende de manera continua en la dirección longitudinal. Por tanto, la desigualdad en la distribución del refrigerante líquido desde la parte de tubería de entrada 21 se mitiga por la primera parte de bandeja 22. Además, dado que se acumula una cantidad relativamente grande del refrigerante líquido en la primera parte de bandeja 22, la variación en la velocidad de flujo del refrigerante líquido descargado desde la primera parte de bandeja 22 puede suprimirse incluso cuando el evaporador 1 no está nivelado. Además, dado que se proporciona una pluralidad de las segundas partes de bandeja 23, la altura del refrigerante líquido acumulado en cada una de las segundas partes de bandeja 23 puede reducirse al tiempo que se mantiene la variación en la velocidad de flujo del refrigerante líquido desde las segundas partes de bandeja 23 a o por debajo de un nivel prescrito (por ejemplo, el 10 %). Por consiguiente, la carga de refrigerante puede reducirse al tiempo que garantiza un buen rendimiento de transferencia de calor. Además, la pérdida de presión en el conjunto de distribución de refrigerante 20 puede reducirse usando la primera sección de bandeja 22 y las segundas secciones de bandeja 23 en lugar de tuberías o tubos para distribuir el refrigerante líquido.

En la realización descrita anteriormente, las segundas partes de bandeja 23 están dispuestas como cuerpos independientes que están espaciados entre sí. Se establece una distancia longitudinal entre las segundas partes de bandeja 23 para que sea lo suficientemente pequeña para no formar un hueco en distribución continua del refrigerante líquido con respecto a la dirección longitudinal. Alternativamente, las segundas partes de bandeja 23 pueden estar formadas de manera solidaria tal como se muestra en las figuras 16 y 17. También en este caso, las segundas partes de bandeja 23 están dispuestas de modo que el refrigerante líquido acumulado en las segundas partes de bandeja 23 no se comunica entre las segundas partes de bandeja 23.

Además, en la primera realización, las primeras aberturas de descarga 22a y las segundas aberturas de descarga 23a están ilustradas como orificios circulares. Sin embargo, la forma y la configuración de las primeras aberturas de descarga 22a y las segundas aberturas de descarga 23a no están limitadas a un simple orificio circular, y puede utilizarse cualquier abertura adecuada como las primeras aberturas de descarga 22a y las segundas aberturas de descarga 23a.

Puede proporcionarse un evaporador 1A según un ejemplo modificado de la primera realización con un sistema de recirculación de refrigerante. Más específicamente, tal como se muestra en la figura 18, la carcasa 10 puede incluir una tubería de salida inferior 17 en comunicación de fluido con un conducto 7 que está acoplado a un dispositivo de bomba 7a. El dispositivo de bomba 7a se hace funcionar de manera selectiva de modo que el refrigerante líquido acumulado en la parte inferior de la carcasa 10 se hace recircular de vuelta a la parte de distribución 20 del evaporador 10 a través de la tubería de entrada 11 (la figura 1). La tubería de salida inferior 16 puede colocarse en cualquier posición longitudinal de la carcasa 10. Alternativamente, puede reemplazarse el dispositivo de bomba 7a por un dispositivo eyector que funciona según el principio de Bernoulli para extraer el refrigerante líquido acumulado en la parte inferior de la carcasa 10 usando el refrigerante presurizado desde el condensador 2. Un dispositivo eyector de este tipo combina las funciones de un dispositivo de expansión y una bomba.

Además, un evaporador 1B según otro ejemplo modificado de la primera realización puede disponerse como un evaporador híbrido que incluye una sección de película descendente y una sección inundada tal como se muestra en la figura 19. En un caso de este tipo, un haz de tubos 30B incluye además una pluralidad de tubos inundados de transferencia de calor 31f que están dispuestos adyacentes a la parte inferior de la carcasa 10. Los tubos inundados de transferencia de calor 31f se sumergen en un baño del refrigerante líquido acumulado en la parte inferior de la carcasa cuando el evaporador 1 está en uso.

Segunda realización

Haciendo referencia ahora a las figuras 20 a 27, se describirá ahora un evaporador 101 según una segunda realización. En vista de la similitud entre las primera y segunda realizaciones, se darán los mismos números de referencia que las partes de la primera realización a las partes de la segunda realización que son idénticas a las partes de la primera realización. Además, las descripciones de las partes de la segunda realización que son

idénticas a las partes de la primera realización se omitirán por motivos de brevedad.

El evaporador 101 de la segunda realización es básicamente igual que el evaporador 1 de la primera realización excepto porque se proporciona una parte de bandeja intermedia 60 entre los tubos de transferencia de calor 31 en el grupo de línea de suministro de un haz de tubos 130 y los tubos de transferencia de calor 31 en el grupo de línea de retorno del haz de tubos 130. La parte de bandeja intermedia 60 incluye una pluralidad de aberturas de descarga 60a a través de las que se descarga hacia abajo el refrigerante líquido. Las aberturas de descarga 60a pueden acoplarse a boquillas de pulverización o similares que aplican refrigerante en un patrón predeterminado, tal como un patrón de chorro, sobre los tubos de transferencia de calor 31 dispuestos por debajo de las aberturas de descarga 60a.

Tal como se comentó anteriormente, el evaporador 101 incorpora un sistema de dos pases en el que fluye el agua en primer lugar en el interior de los tubos de transferencia de calor 31 en el grupo de línea de suministro, que está dispuesto en una región inferior del haz de tubos 130, y luego se dirige para fluir en el interior de los tubos de transferencia de calor 31 en el grupo de línea de retorno, que está dispuesto en una región superior del haz de tubos 130. Por tanto, el agua que fluye en el interior de los tubos de transferencia de calor 31 en el grupo de línea de suministro cerca de la cámara de agua de entrada 13a tiene la temperatura más alta, y por tanto, se requiere una cantidad mayor de transferencia de calor. Por ejemplo, tal como se muestra en la figura 21, la temperatura del agua que fluye en el interior de los tubos de transferencia de calor 31 cerca de la cámara de agua de entrada 13a es la más alta. Por tanto, se requiere una cantidad mayor de transferencia de calor en los tubos de transferencia de calor 31 cerca de la cámara de agua de entrada 13a. Una vez que esta región de los tubos de transferencia de calor 31 se seca debido a una distribución desigual del refrigerante desde el conjunto de distribución de refrigerante 20, el evaporador 301 se fuerza a realizar transferencia de calor usando áreas de superficie limitadas de los tubos de transferencia de calor 31 que no están secas, y el evaporador 301 se mantiene en equilibrio con la presión en el momento. En un caso de este tipo, con el fin de humedecer de nuevo las partes secas de los tubos de transferencia de calor 31, se requerirá más de la cantidad considerada (por ejemplo, el doble como mucho) de la carga de refrigerante.

Por tanto, en la segunda realización, la parte de bandeja intermedia 60 se dispone en una ubicación encima de los tubos de transferencia de calor 31 que requiere una cantidad mayor de transferencia de calor. El refrigerante líquido que cae desde arriba se recibe una vez por la parte de bandeja intermedia 60, y se redistribuye de manera uniforme hacia los tubos de transferencia de calor 31 dispuestos por debajo de la parte de bandeja intermedia 60, lo que requiere una cantidad mayor de transferencia de calor. Por consiguiente, se impide que estas partes de los tubos de transferencia de calor 31 se sequen, y la transferencia de calor puede realizarse de manera eficiente usando sustancialmente todas las áreas de superficie de las paredes de exterior de los tubos de transferencia de calor 31 en el haz de tubos 130.

El área en sección transversal total de las aberturas de descarga 60a de la parte de bandeja intermedia 60 se determina preferiblemente tal como se explicó anteriormente para conseguir un equilibrio entre suprimir la variación en la velocidad de flujo y mantener la altura del refrigerante líquido lo más pequeña posible.

Aunque, en la figura 21, la parte de bandeja intermedia 60 se proporciona sólo parcialmente con respecto a la dirección longitudinal del haz de tubos 130, la parte de bandeja intermedia 60 o una pluralidad de partes de bandeja intermedias 60 puede proporcionarse para extenderse sustancialmente a lo largo de toda la longitud longitudinal del haz de tubos 130. Además, tal como se muestra en la figura 22, puede proporcionarse una pluralidad de las partes de bandeja intermedias 60 en un evaporador 101' de modo que estén espaciadas entre sí en la dirección longitudinal. Con la disposición mostrada en la figura 22, incluso cuando se cambian las posiciones del elemento de cabezal de conexión 13 y el elemento de cabezal de retorno 14, al menos una de las partes de bandeja intermedias 60 se dispone sobre una ubicación del haz de tubos 130, lo que requiere una cantidad mayor de transferencia de calor.

En la segunda realización, el refrigerante puede suministrarse directamente a la parte de bandeja intermedia 60. En un caso de este tipo, las partes de los tubos de transferencia de calor 31 dispuestas por debajo de la parte de bandeja intermedia 60 pueden humedecerse de manera fiable asegurando que se suministra una cantidad suficiente del refrigerante a la parte de bandeja intermedia.

Por ejemplo, tal como se muestra en la figura 23, un evaporador 101A puede incluir un circuito de refrigerante que tiene un conducto 6' que se ramifica a partir del conducto 6. El conducto 6' está conectado en comunicación de fluido a la parte de bandeja intermedia 60 de modo que el refrigerante se suministra directamente a la parte de bandeja intermedia 60 desde la válvula de expansión 4.

Además, tal como se muestra en la figura 24, puede proporcionarse un evaporador 101B con un sistema de recirculación de refrigerante. Más específicamente, una carcasa 110 puede incluir una tubería de salida inferior 16 en comunicación de fluido con un conducto 7 que está acoplado a un dispositivo de bomba 7a. El dispositivo de bomba 7a se hace funcionar de manera selectiva de modo que el refrigerante líquido acumulado en la parte inferior de la carcasa 10 se hace recircular de vuelta a la parte de distribución 20 del evaporador 10 a través del conducto 6

y a la parte de bandeja intermedia 60 a través del conducto 6'. La tubería de salida inferior 17 puede colocarse en cualquier posición longitudinal de la carcasa 110.

5 Además, un evaporador 101C puede incluir el sistema de recirculación de refrigerante que suministra directamente el refrigerante recirculado sólo a la parte de bandeja intermedia 60 tal como se muestra en la figura 25. Alternativamente, un evaporador 101D puede incluir el sistema de recirculación de refrigerante en el que una parte del refrigerante recirculado se suministra directamente a la parte de bandeja intermedia 60 tal como se muestra en la figura 26. En los ejemplos mostrados en las figuras 25 y 26, el refrigerante en estado líquido se suministra a la parte de bandeja intermedia 60. Por tanto, en comparación con el ejemplo mostrado en la figura 24, en el que el refrigerante en estado bifásico se suministra a la parte de bandeja intermedia 60, el refrigerante líquido puede suministrarse de manera estable a la parte de bandeja intermedia 60 en los ejemplos mostrados en las figuras 25 y 26.

15 Además, tal como se muestra en la figura 27, un evaporador 101E puede incluir un dispositivo eyector 8, que funciona según el principio de Bernoulli para extraer el refrigerante líquido acumulado en la parte inferior de la carcasa 10 usando el refrigerante presurizado desde el condensador 2. El dispositivo eyector 8 combina las funciones de un dispositivo de expansión y una bomba, y por tanto, el dispositivo de expansión 4 puede omitirse cuando se usa un dispositivo eyector. En un caso de este tipo, el refrigerante presurizado desde el compresor 2 entra en el dispositivo eyector, y el refrigerante despresurizado desde el dispositivo eyector se suministra al conducto 6. Cuando se usa el dispositivo eyector 8, es deseable que la pérdida de presión en el evaporador sea lo más pequeña posible puesto que la presión diferencial a lo largo del dispositivo eyector 8 no es grande. Con el conjunto de distribución de refrigerante 20 de las realizaciones ilustradas, la pérdida de presión puede suprimirse usando la primera parte de bandeja 22 y las segundas partes de bandeja 23. Por tanto, el conjunto de distribución de refrigerante 20 según las realizaciones ilustradas se usa de manera adecuada en un sistema que utiliza el dispositivo eyector 8 tal como se muestra en la figura 27.

Interpretación general de los términos

30 Para entender el alcance de la presente invención, el término "que comprende" y sus derivados, tal como se usan en el presente documento, pretenden ser términos de significado abierto que especifican la presencia de las características, elementos, componentes, grupos, números enteros y/o etapas declarados, pero no excluyen la presencia de otras características, elementos, componentes, grupos, números enteros y/o etapas no declarados. Lo anterior se aplica también a palabras que tienen significados similares como los términos "que incluye", "que tiene" y sus derivados. Además, los términos "parte", "sección", "porción", "miembro" o "elemento" cuando se usan en singular pueden tener el significado doble de una única parte o una pluralidad de partes. Tal como se usa en el presente documento para describir las realizaciones anteriores, los siguientes términos direccionales "superior", "inferior", "encima", "hacia abajo", "vertical", "horizontal", "debajo" y "transversal" así como cualquier otro término direccional similar se refieren a las direcciones de un evaporador cuando un eje central longitudinal del mismo está orientado de manera sustancialmente horizontal tal como se muestra en las figuras 6 y 7. Por consiguiente, estos términos, tal como se utilizan para describir la presente invención, deben interpretarse en relación con un evaporador tal como se usa en la posición de funcionamiento normal. Por último, términos de grado tales como "sustancialmente" y "aproximadamente" tal como se usan en el presente documento significan una cantidad razonable de desviación del término modificado de manera que el resultado final no se cambia de manera significativa.

45 Aunque sólo se han elegido las realizaciones seleccionadas para ilustrar la presente invención, será evidente para los expertos en la técnica a partir de esta divulgación que pueden hacerse diversos cambios y modificaciones en el presente documento sin apartarse del alcance de la invención tal como se defina en las reivindicaciones adjuntas. Por ejemplo, el tamaño, la forma, la ubicación u la orientación de los diversos componentes puede cambiarse según sea necesario y/o se desee. Los componentes que se muestran directamente conectados o en contacto entre sí pueden tener estructuras intermedias dispuestas entre ellos. Las funciones de un elemento pueden realizarse por dos y viceversa. Las estructuras y funciones de una realización pueden adoptarse en otra realización. No es necesario que todas las ventajas estén presentes en una realización particular al mismo tiempo. Cada característica que sea única a partir de la técnica anterior, sola o en combinación con otras características, también deben considerarse una descripción independiente de invenciones adicionales por el solicitante, incluyendo los conceptos estructurales y/o funcionales implementados por tal(es) característica(s). Por tanto, las descripciones anteriores de las realizaciones según la presente invención se proporcionan solamente para ilustración y no con el propósito de limitar la invención tal como se define mediante las reivindicaciones adjuntas y sus equivalentes.

REIVINDICACIONES

1. Intercambiador de calor adaptado para su uso en un sistema de compresión de vapor, que comprende:
- 5 una carcasa (10) con un eje central longitudinal (C) que se extiende generalmente paralelo a un plano horizontal;
- un conjunto de distribución de refrigerante (20) que incluye
- 10 una primera parte de bandeja (22) dispuesta en el interior de la carcasa (10) y que se extiende de manera continua generalmente paralela al eje central longitudinal (C) de la carcasa (10) para recibir un refrigerante que entra en la carcasa (10), teniendo la primera parte de bandeja (22) una pluralidad de primeras aberturas de descarga (22a);
- 15 una unidad de transferencia de calor dispuesta en el interior de la carcasa (10);
- una segunda parte de bandeja que tiene segundas aberturas de descarga (23a) dispuestas en el interior de la carcasa por debajo de la primera parte de bandeja (22) para recibir el refrigerante descargado desde las primeras aberturas de descarga (22a),
- 20 la unidad de transferencia de calor está dispuesta por debajo de la segunda parte de bandeja de modo que el refrigerante descargado desde las segundas aberturas de descarga de la segunda parte de bandeja se suministra a la unidad de transferencia de calor; caracterizado porque la segunda parte de bandeja consiste en una pluralidad de segundas partes de bandeja (23) de manera que el refrigerante acumulado en las segundas partes de bandeja (23) no se comunica entre las segundas partes de bandeja (23), estando alineadas las segundas partes de bandeja a lo largo de una dirección generalmente paralela al eje central longitudinal de la carcasa (10), teniendo cada una de las segundas partes de bandeja (23) una pluralidad de las segundas aberturas de descarga (23a).
- 25
- 30 2. Intercambiador de calor según la reivindicación 1, en el que
- un área en sección transversal total de las segundas aberturas de descarga (23a) de las segundas partes de bandeja (23) es más grande que un área en sección transversal total de las primeras aberturas de descarga (22a) de la primera parte de bandeja (22).
- 35
3. Intercambiador de calor según una cualquiera de las reivindicaciones 1 y 2, en el que
- una longitud longitudinal de la primera parte de bandeja (22) es sustancialmente la misma que una longitud longitudinal global de las segundas partes de bandeja (23).
- 40
4. Intercambiador de calor según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en el que
- un número de las segundas partes de bandeja (23) es tres o más.
- 45
5. Intercambiador de calor según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, en el que
- una anchura transversal de la primera parte de bandeja (22) es más pequeña que una anchura transversal de cada una de las segundas partes de bandeja (23).
- 50
6. Intercambiador de calor según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, en el que
- el conjunto de distribución de refrigerante (20) incluye además una parte de entrada que tiene una parte de tubería de entrada (21) que se extiende generalmente paralela al eje central longitudinal de la carcasa (10),
- 55 y
- al menos una superficie inferior de la primera parte de bandeja se describe por debajo de la parte de tubería de entrada (21).
- 60
7. Intercambiador de calor según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, en el que
- la unidad de transferencia de calor tiene un haz de tubos (30) que incluye una pluralidad de tubos de transferencia de calor (31) que se extienden generalmente paralelos al eje central longitudinal de la carcasa (10).
- 65
8. Intercambiador de calor según la reivindicación 7, en el que

las segundas aberturas de descarga (23a) de las segundas partes de bandeja (23) están dispuestas en posiciones correspondientes a posiciones de los tubos de transferencia de calor (31).

- 5 9. Intercambiador de calor según la reivindicación 7 u 8, que comprende además
una tercera parte de bandeja dispuesta en un hueco formado entre una parte superior y una parte inferior del haz de tubos (30) para recibir el refrigerante que gotea desde los tubos de transferencia de calor (31) en la parte superior del haz de tubos (30).
- 10 10. Intercambiador de calor según la reivindicación 9, que comprende además
una longitud longitudinal de la tercera parte de bandeja es más pequeña que una longitud longitudinal de la primera parte de bandeja (22).
- 15 11. Intercambiador de calor según la reivindicación 9, que comprende además
una tercera parte de bandeja adicional dispuesta en el hueco formado entre la parte superior y la parte inferior del haz de tubos (30) para recibir el refrigerante que gotea desde los tubos de transferencia de calor (31) en la parte superior del haz de tubos, estando espaciadas la tercera parte de bandeja y la tercera parte de bandeja adicional entre sí en la dirección paralela al eje central longitudinal de la carcasa (10) de modo que la tercera parte de bandeja y la tercera parte de bandeja adicional están dispuestas respectivamente adyacentes a partes de extremo longitudinales del haz de tubos (30).
- 20
- 25 12. Intercambiador de calor según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 11, que comprende además
un conducto de suministro (6) configurado y dispuesto para suministrar el refrigerante a la carcasa (10), y
un conducto de recirculación conectado en comunicación de fluido a una abertura formada en una superficie inferior de la carcasa (10) para hacer recircular el refrigerante acumulado en una parte inferior de la carcasa (10) al interior del conducto de suministro (6).
- 30
- 35 13. Intercambiador de calor según una cualquiera de las reivindicaciones 7 a 12, en el que
el haz de tubos (30) incluye una pluralidad de tubos inundados de transferencia de calor (31) dispuestos adyacentes a una parte inferior de la carcasa (10) de modo que los tubos inundados de transferencia de calor (31) están completamente sumergidos en el refrigerante durante el funcionamiento del intercambiador de calor.
- 40 14. Intercambiador de calor según una cualquiera de las reivindicaciones 9 a 13, que comprende además
un conducto de suministro (6) configurado y dispuesto para suministrar el refrigerante a la carcasa (10), y
un conducto de ramificación que se ramifica a partir del conducto de suministro (6) y conectado en comunicación de fluido a la tercera parte de bandeja para suministrar el refrigerante a la tercera parte de bandeja.
- 45

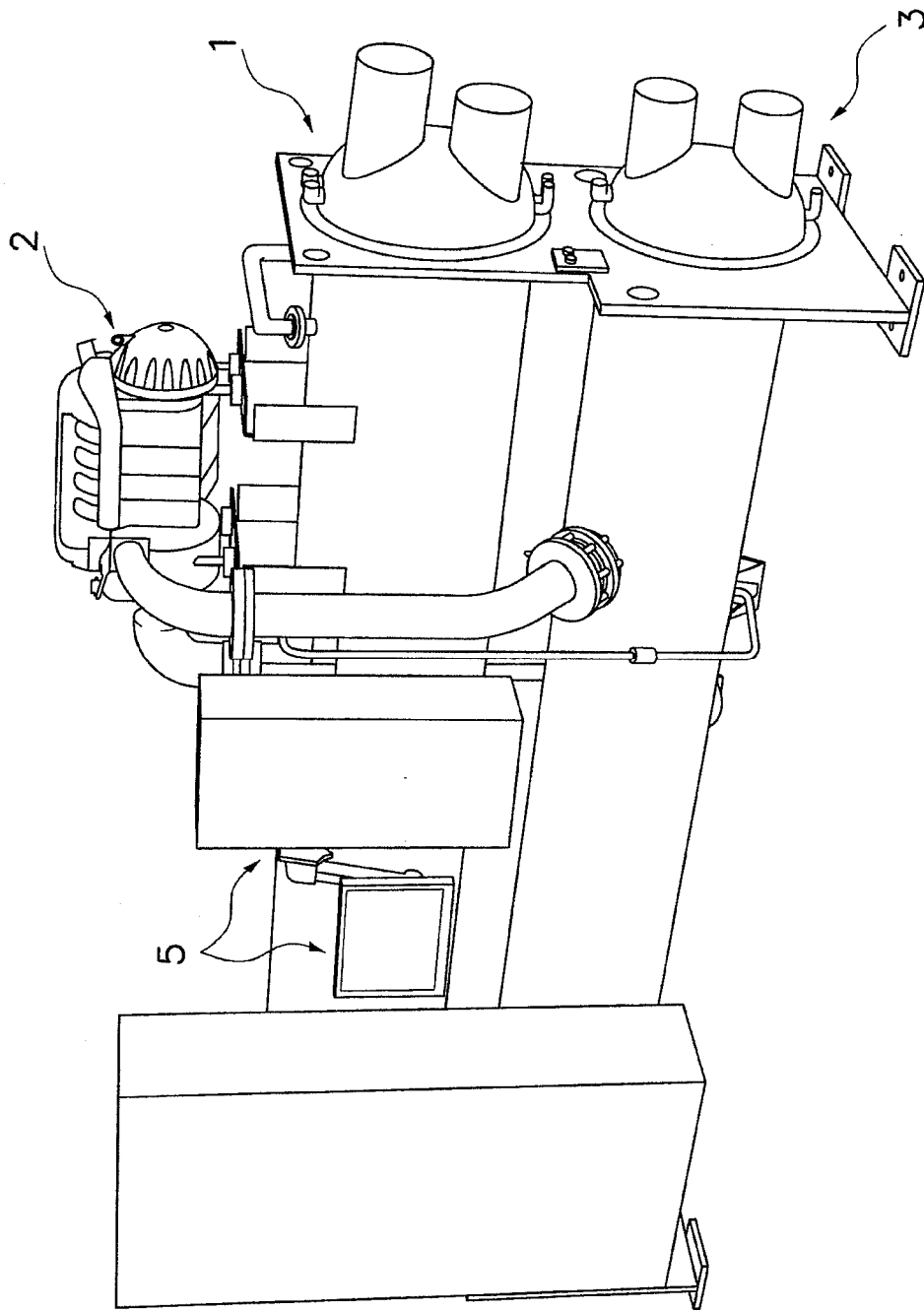


FIG. 1

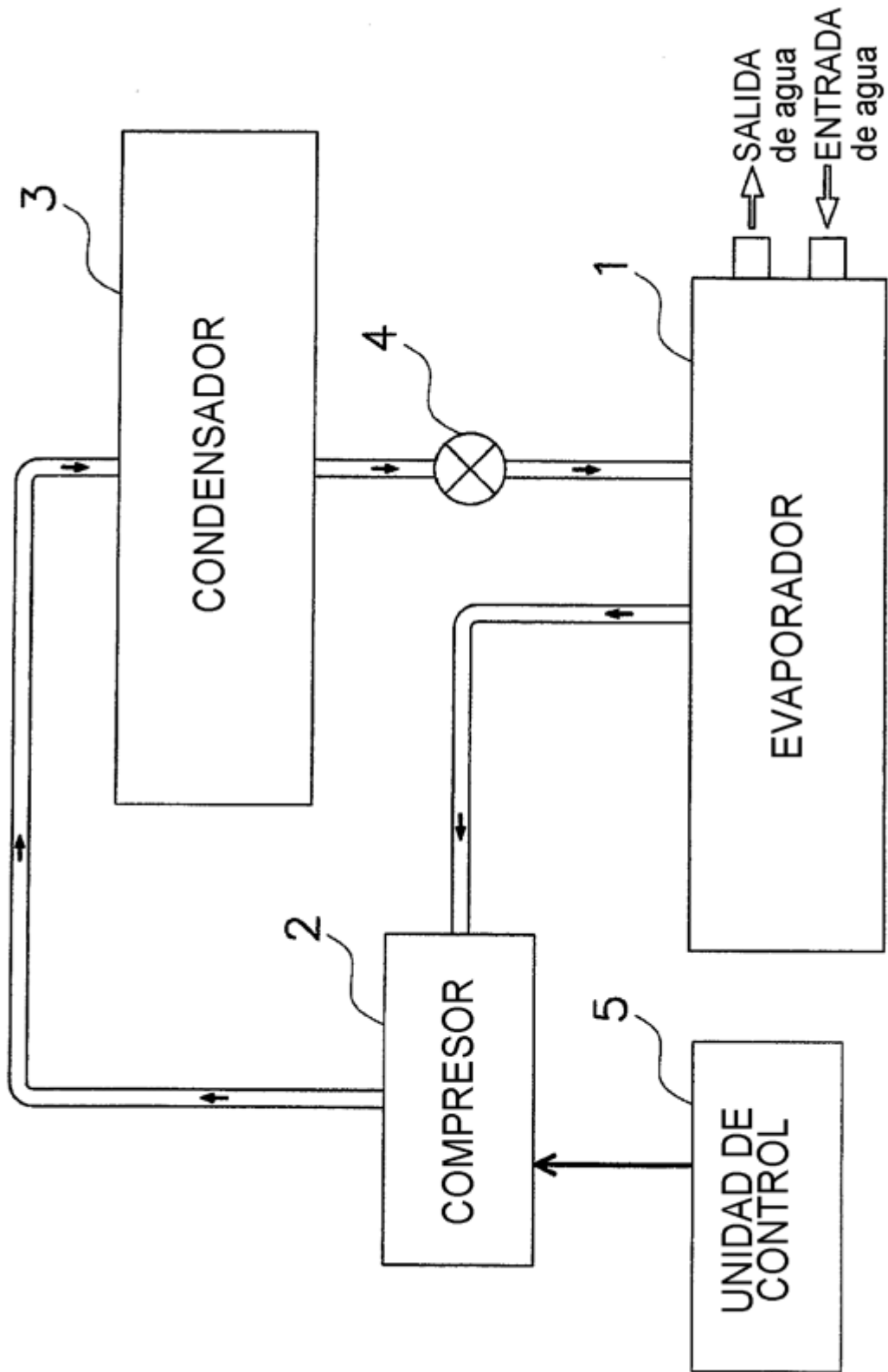


FIG. 2

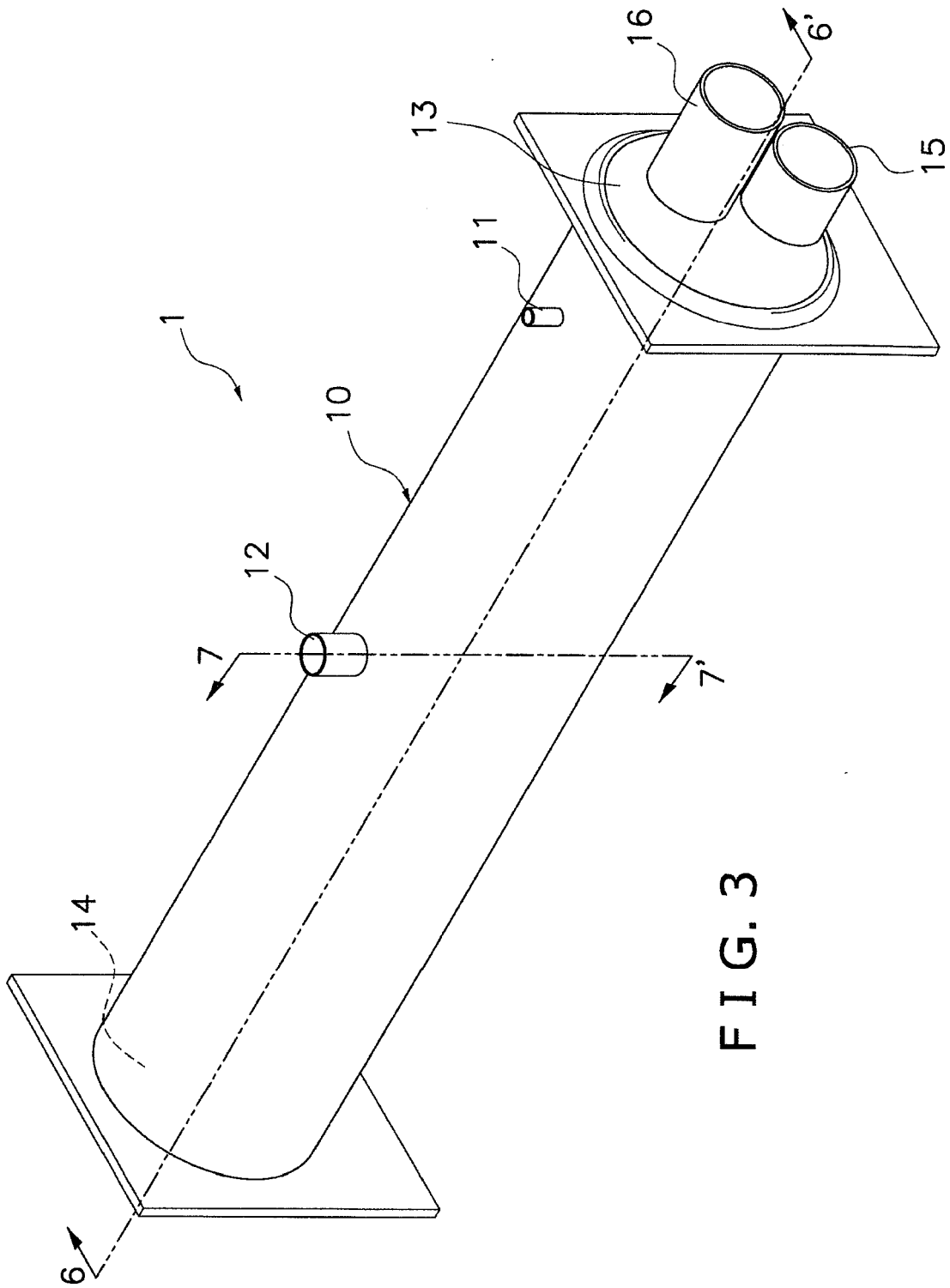


FIG. 3

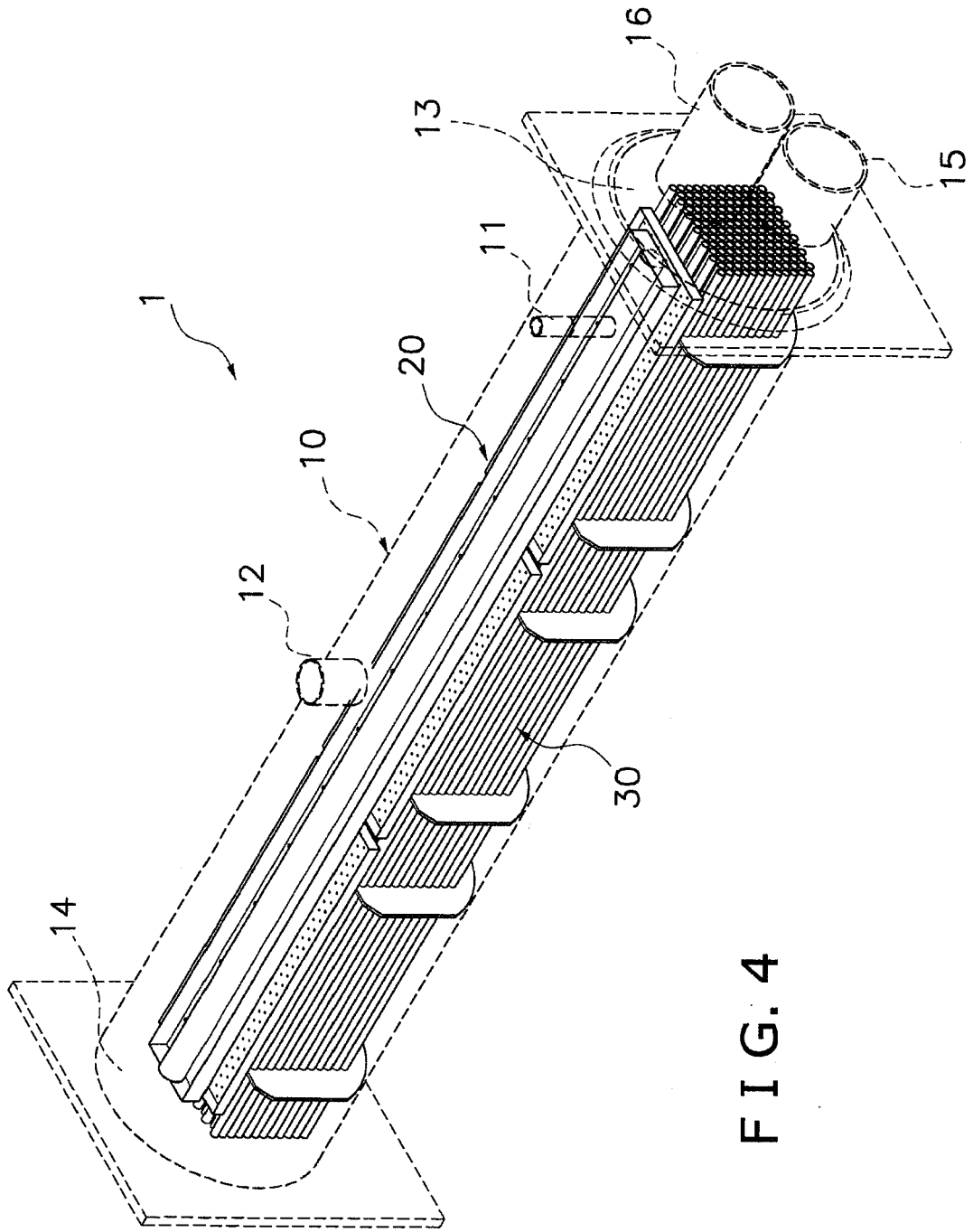


FIG. 4

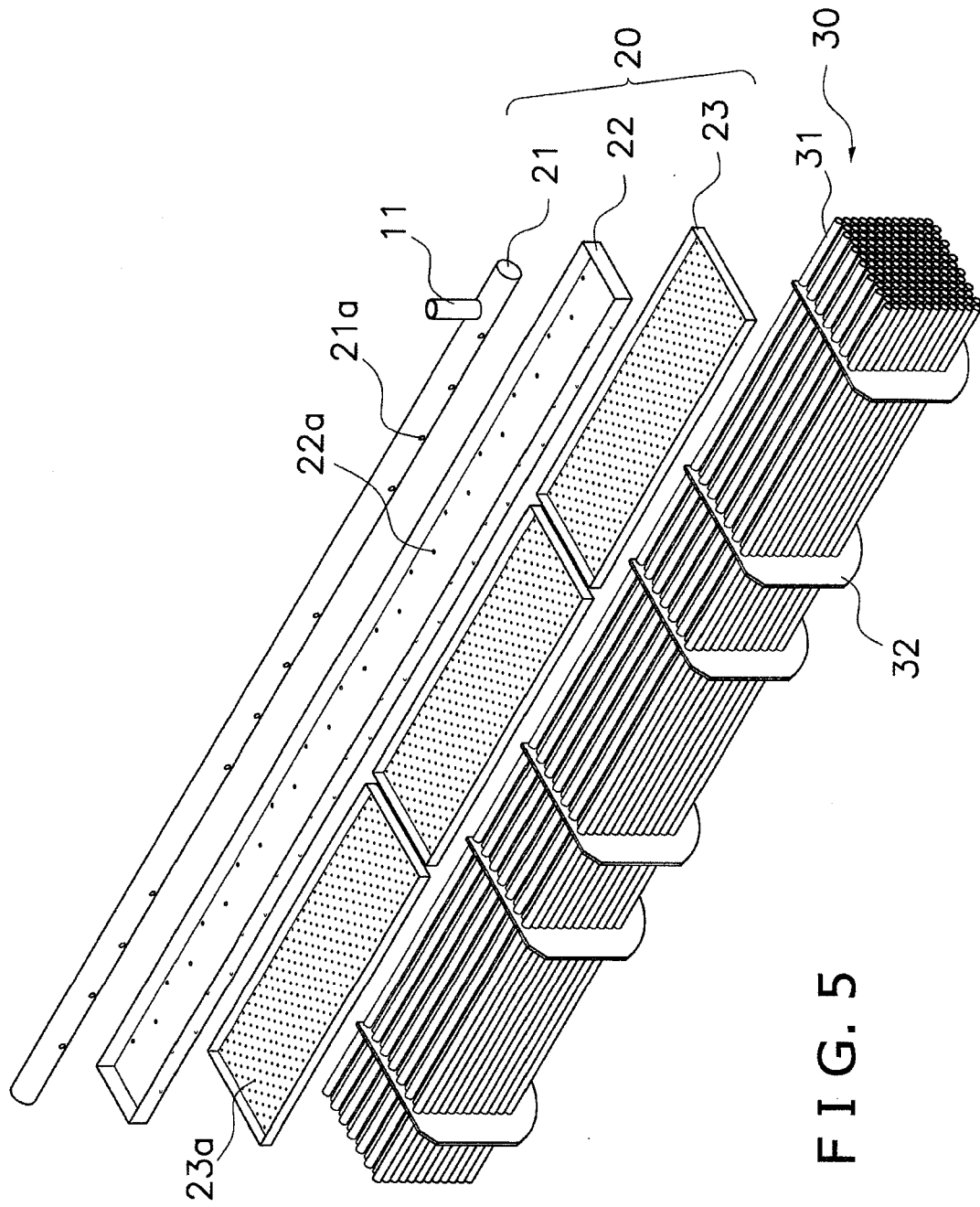


FIG. 5

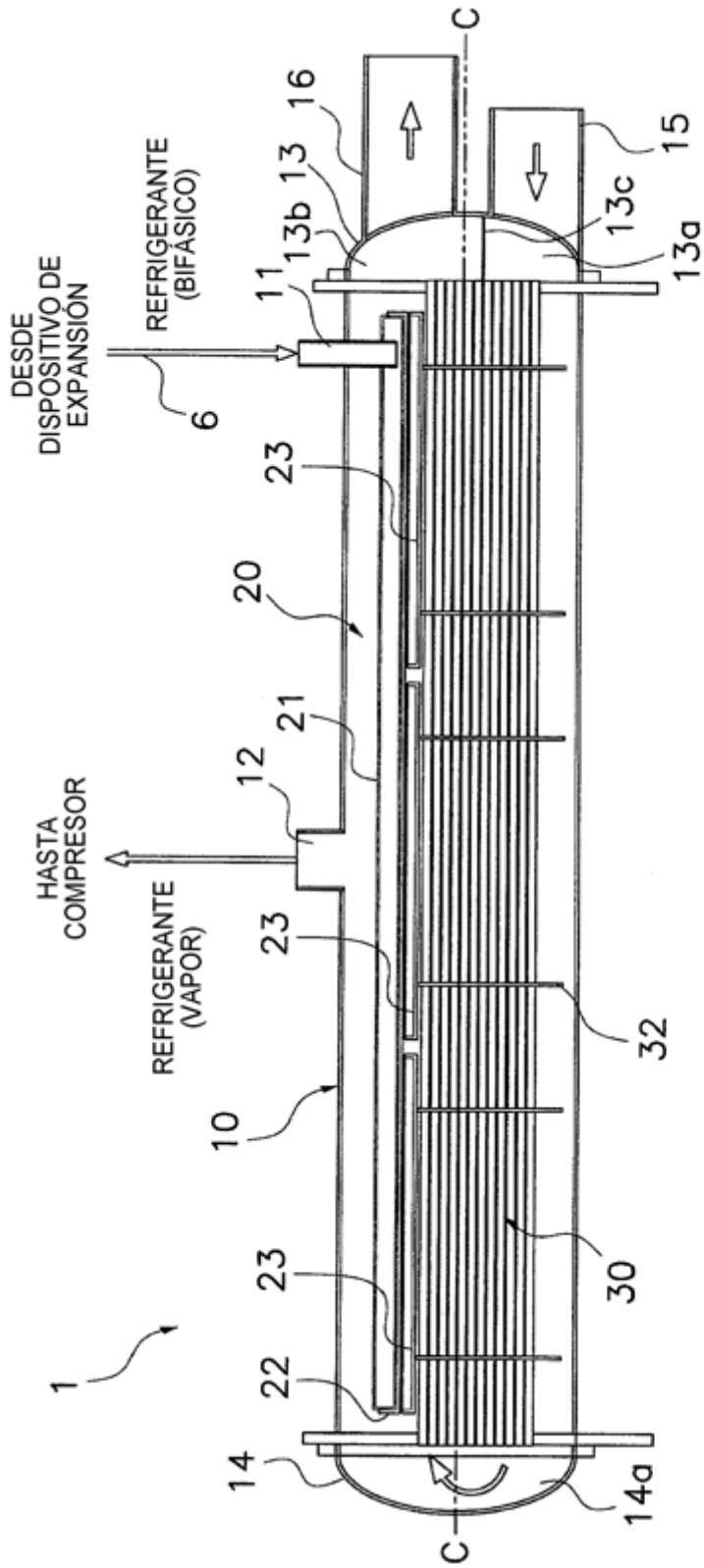


FIG. 6

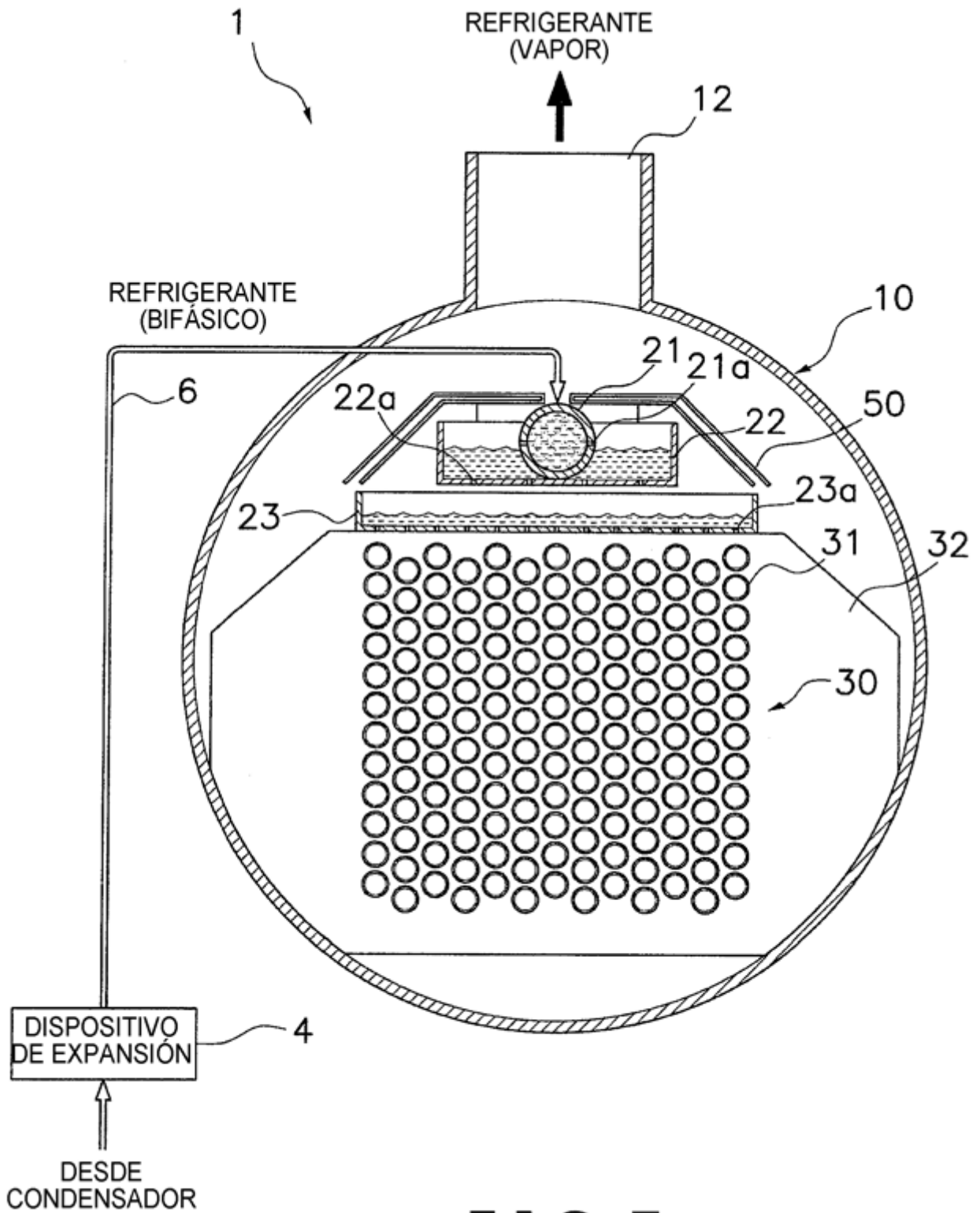


FIG. 7

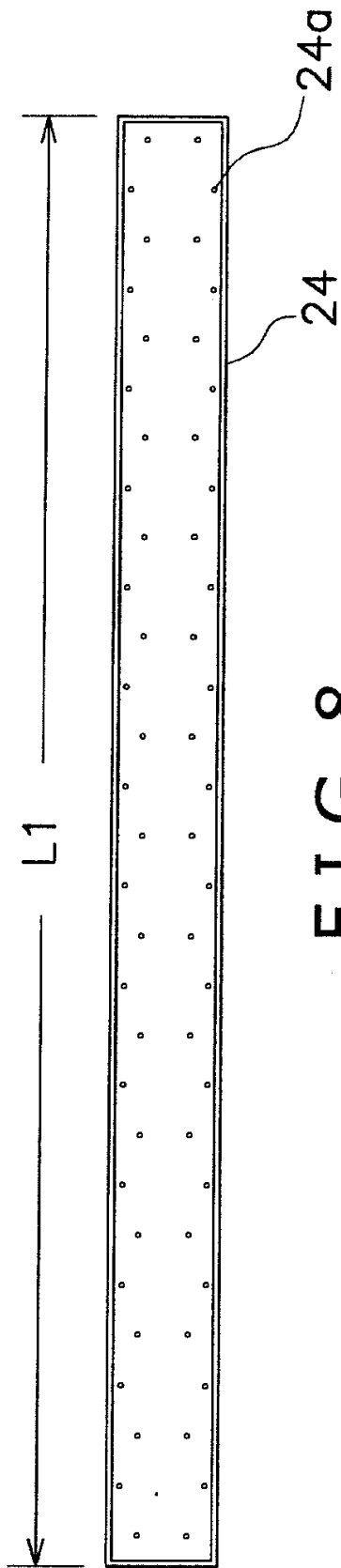


FIG. 8

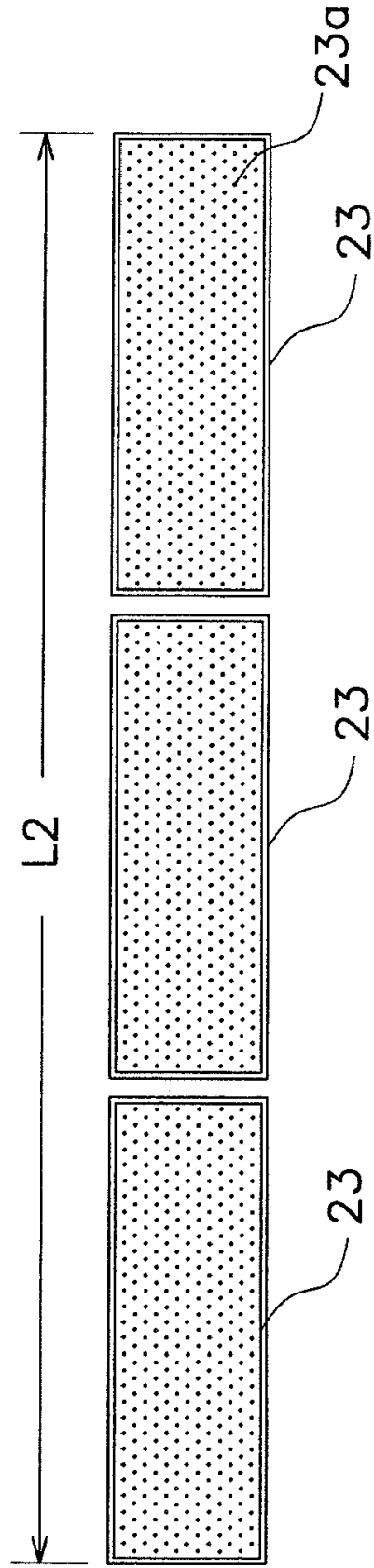


FIG. 9

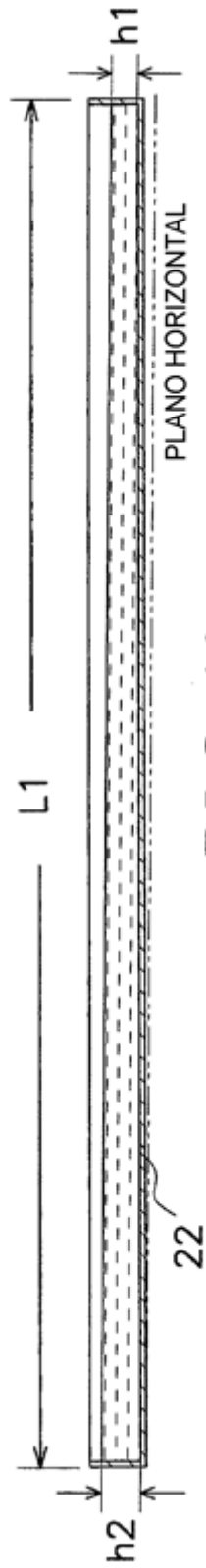
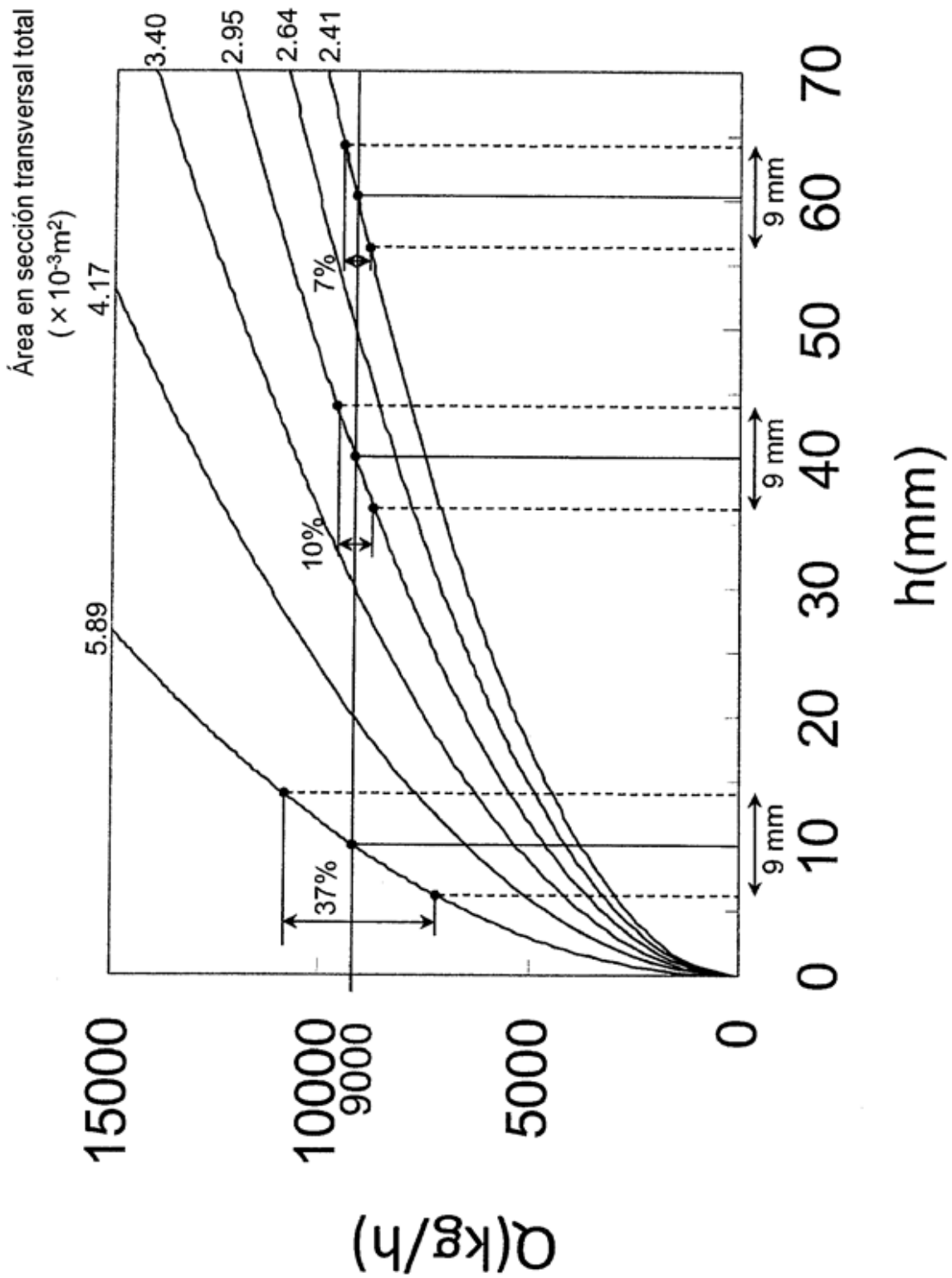


FIG. 10



F I G. 11

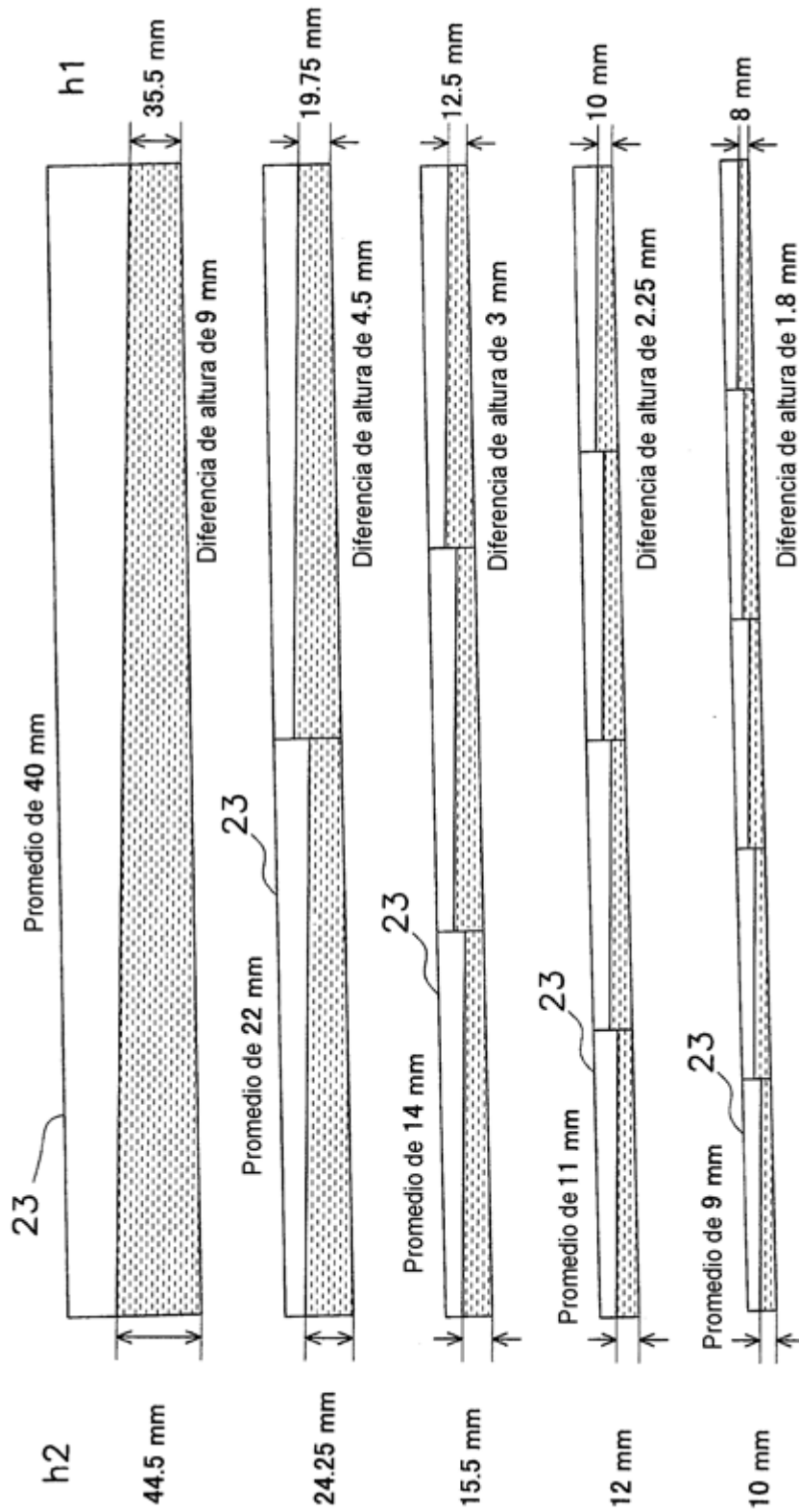
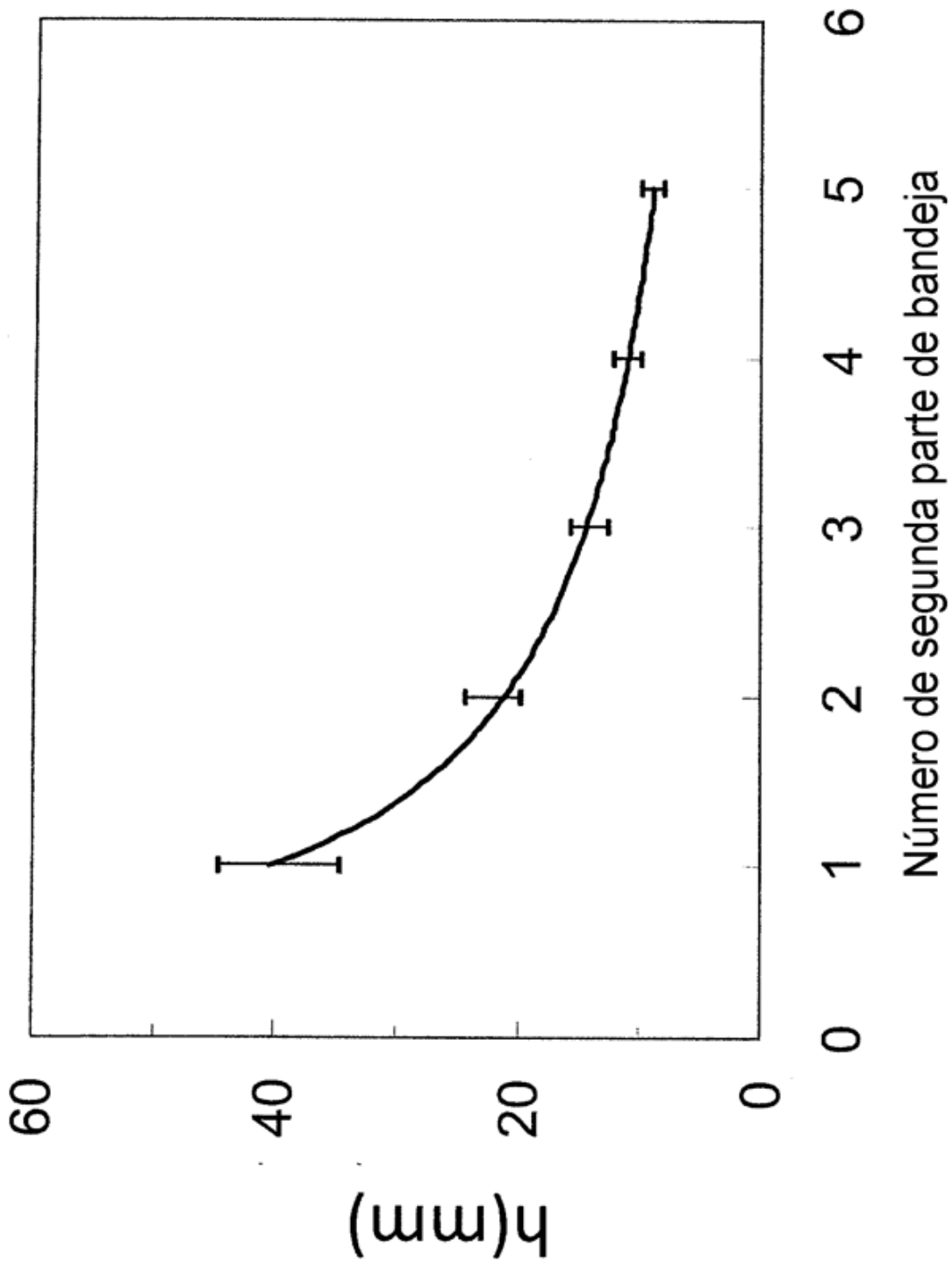
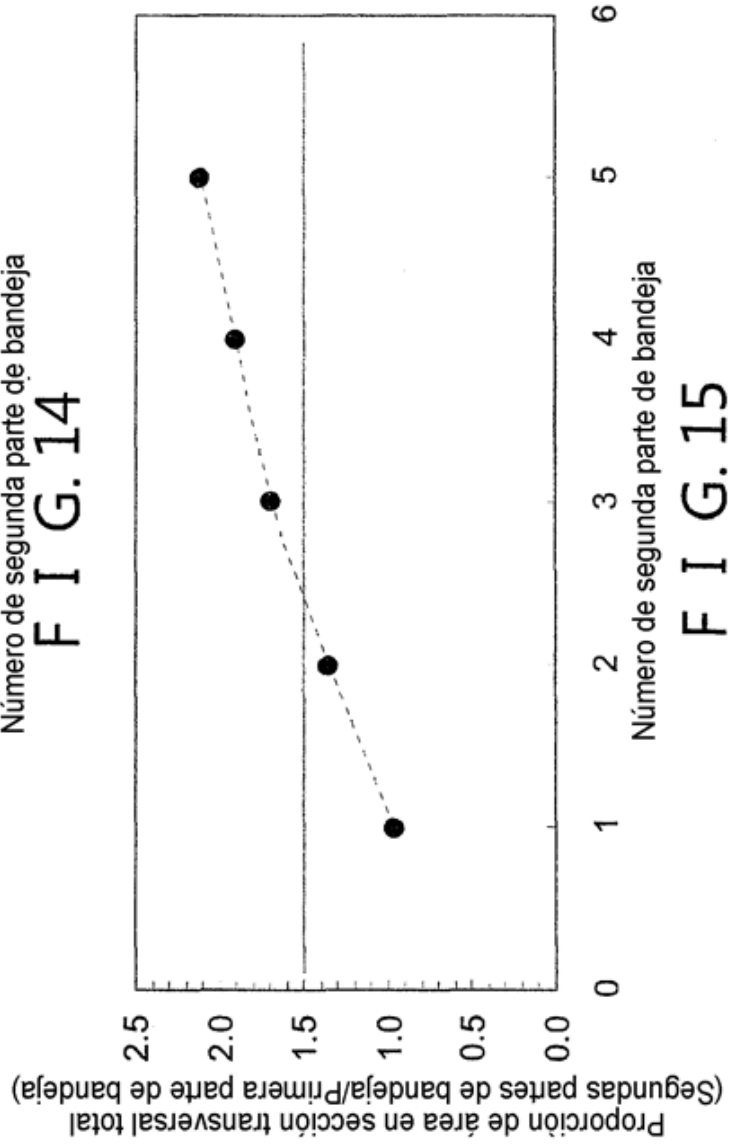
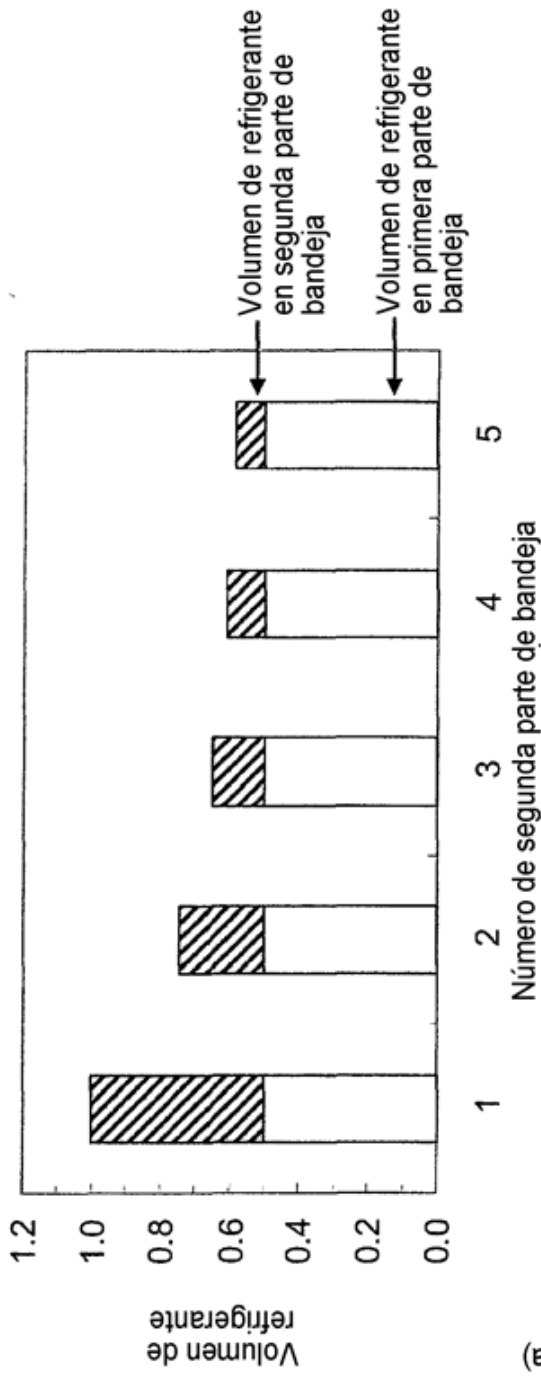


FIG. 12



F I G. 13



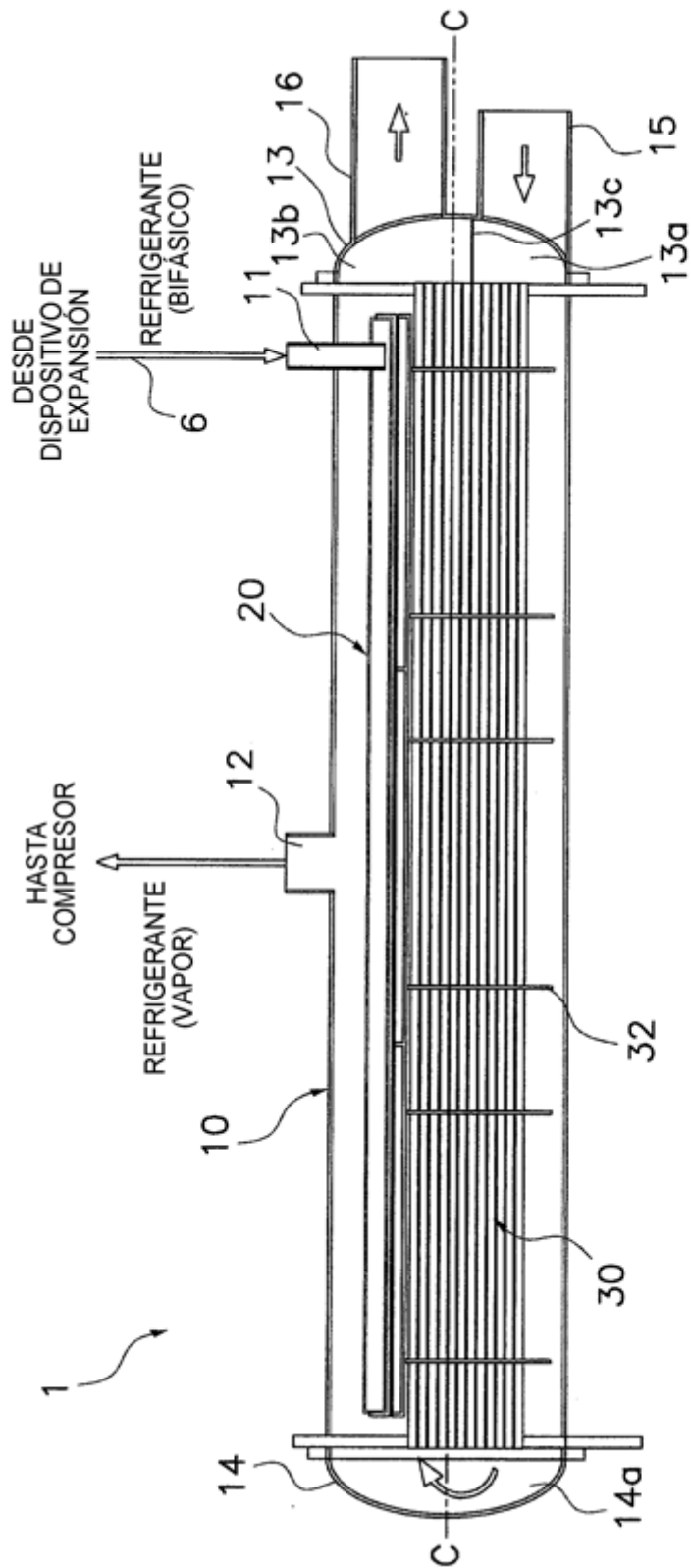


FIG. 16

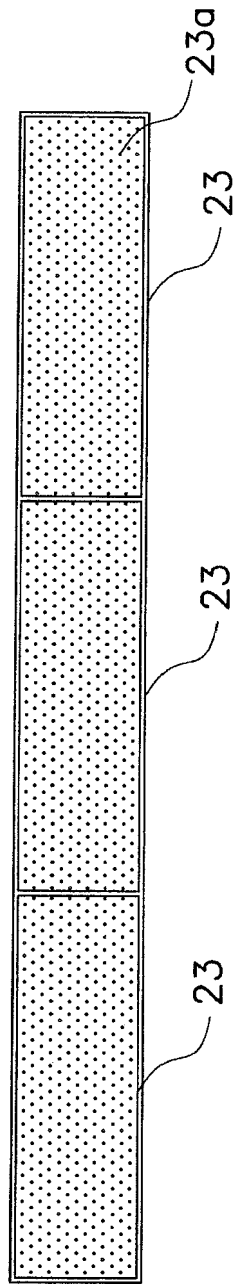


FIG. 17

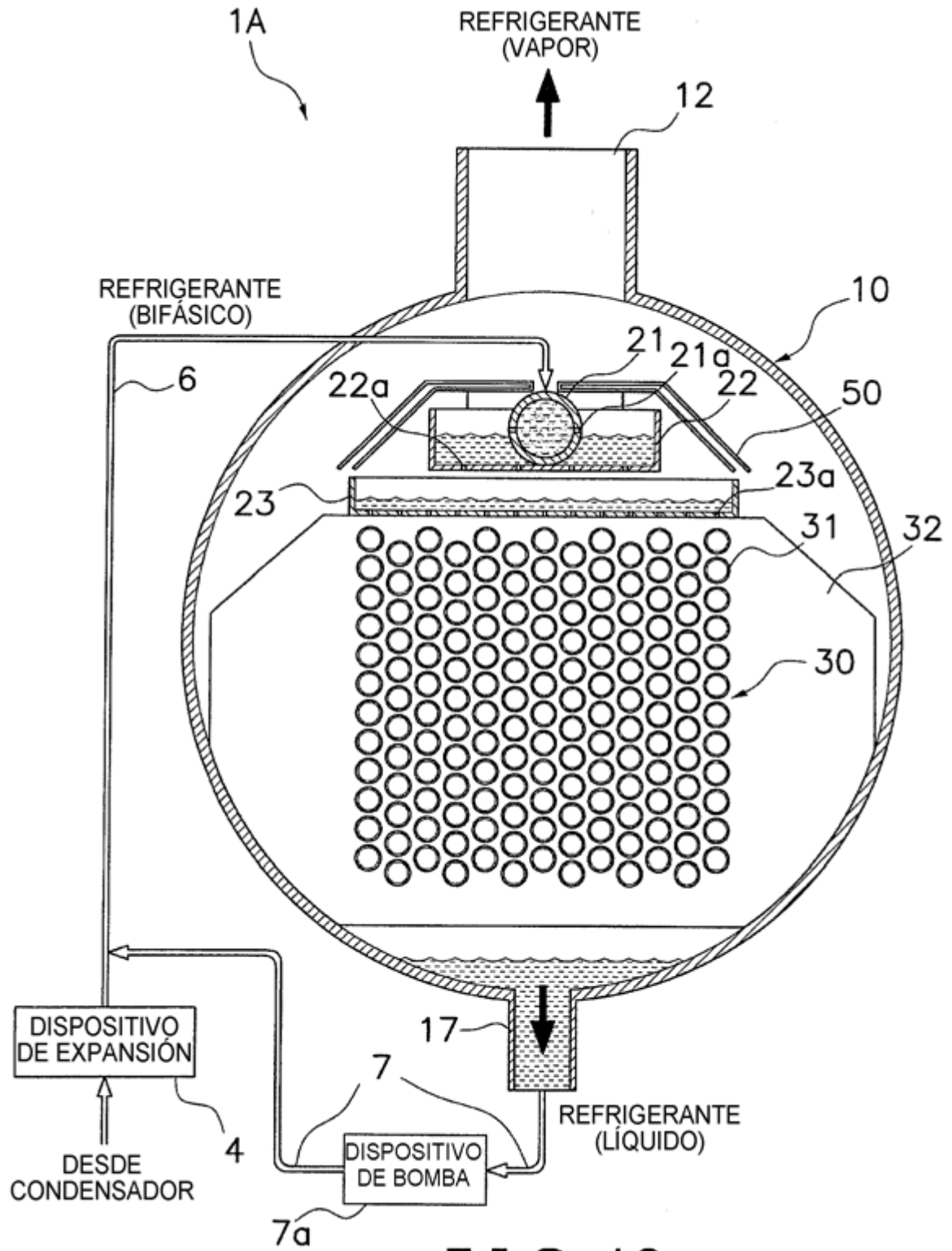


FIG. 18

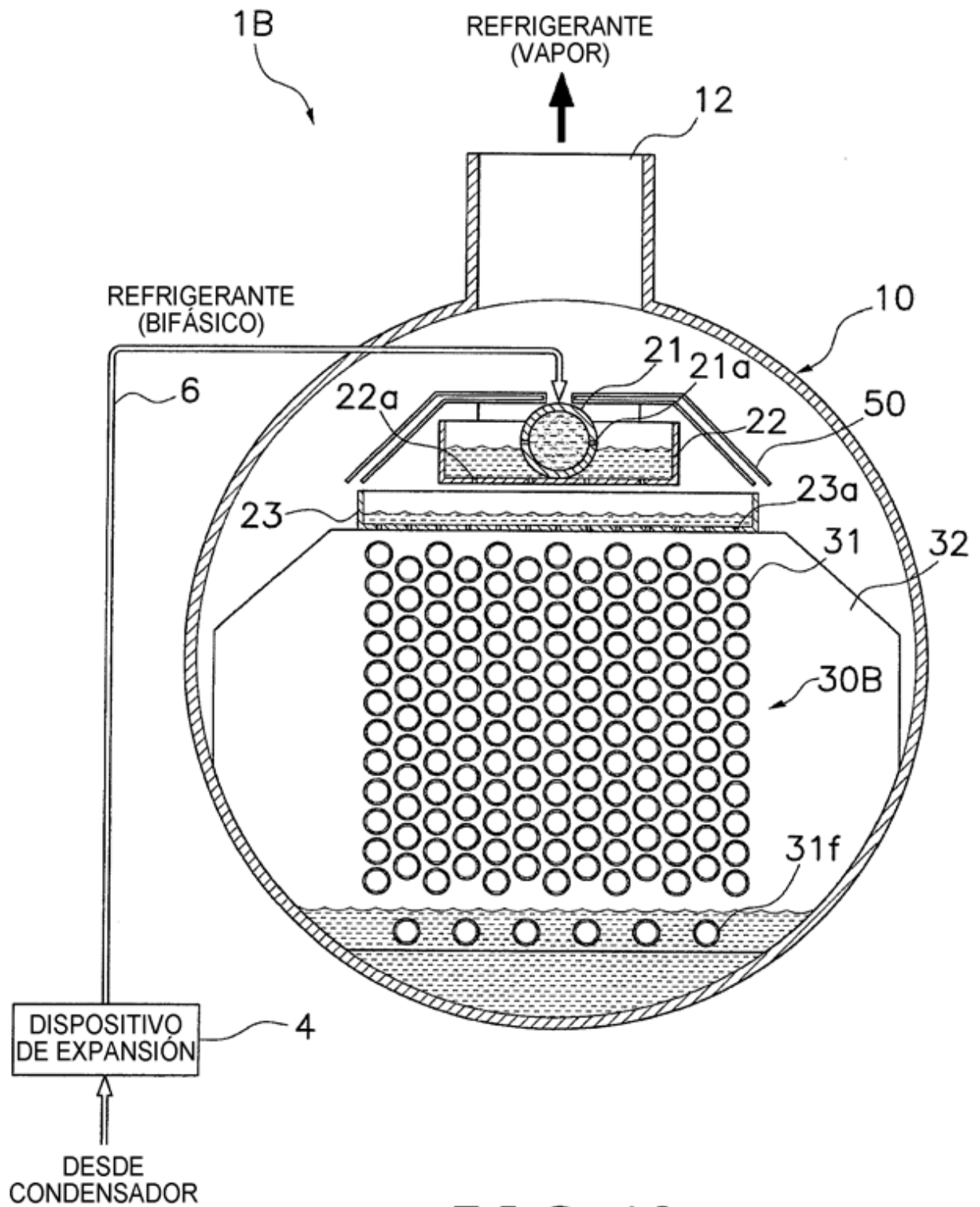


FIG. 19

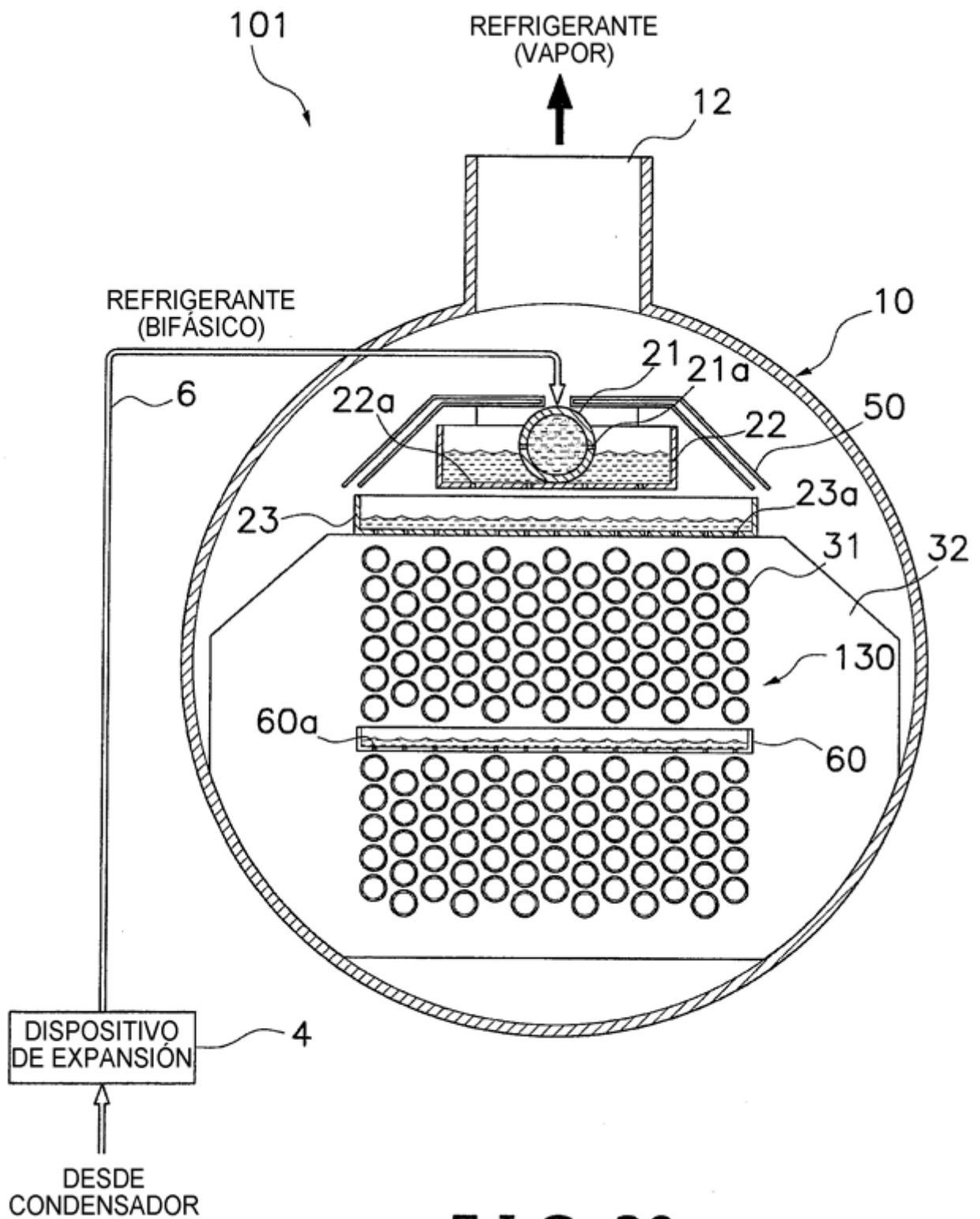


FIG. 20

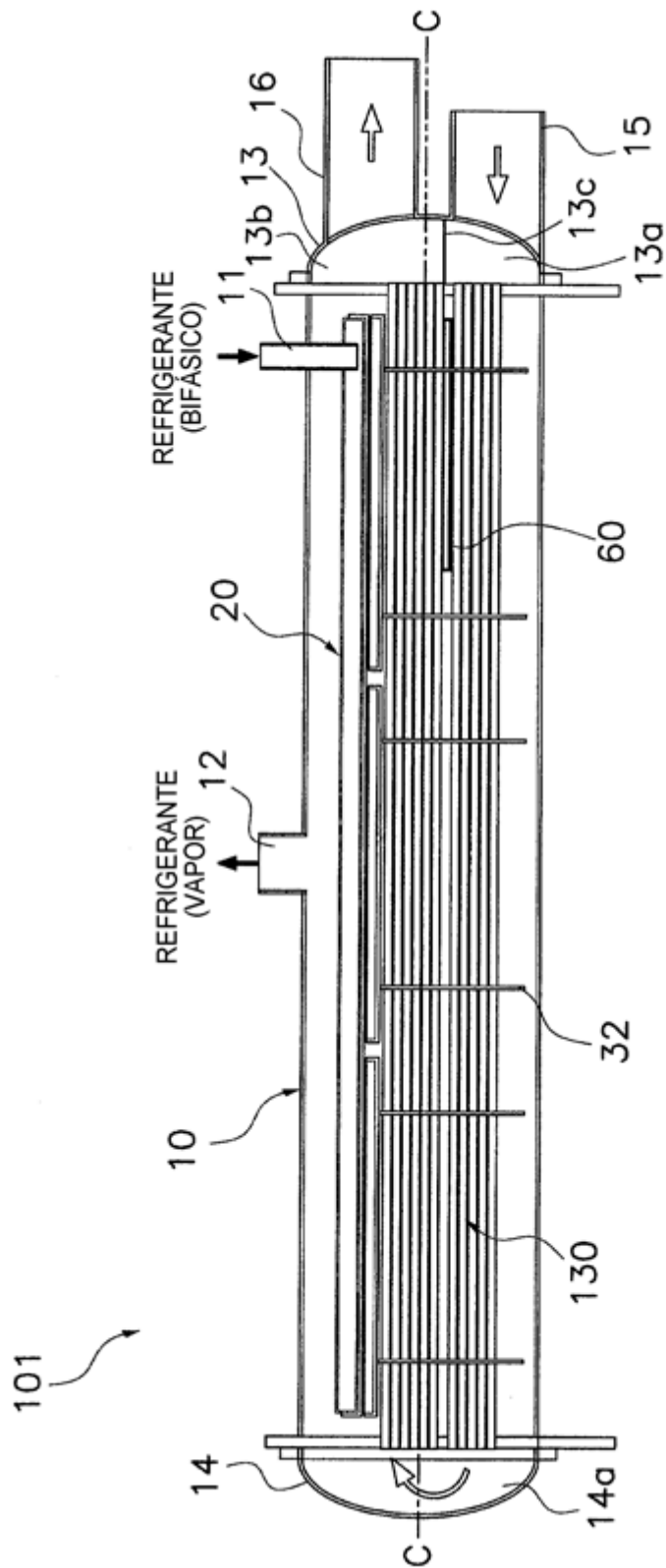


FIG. 21

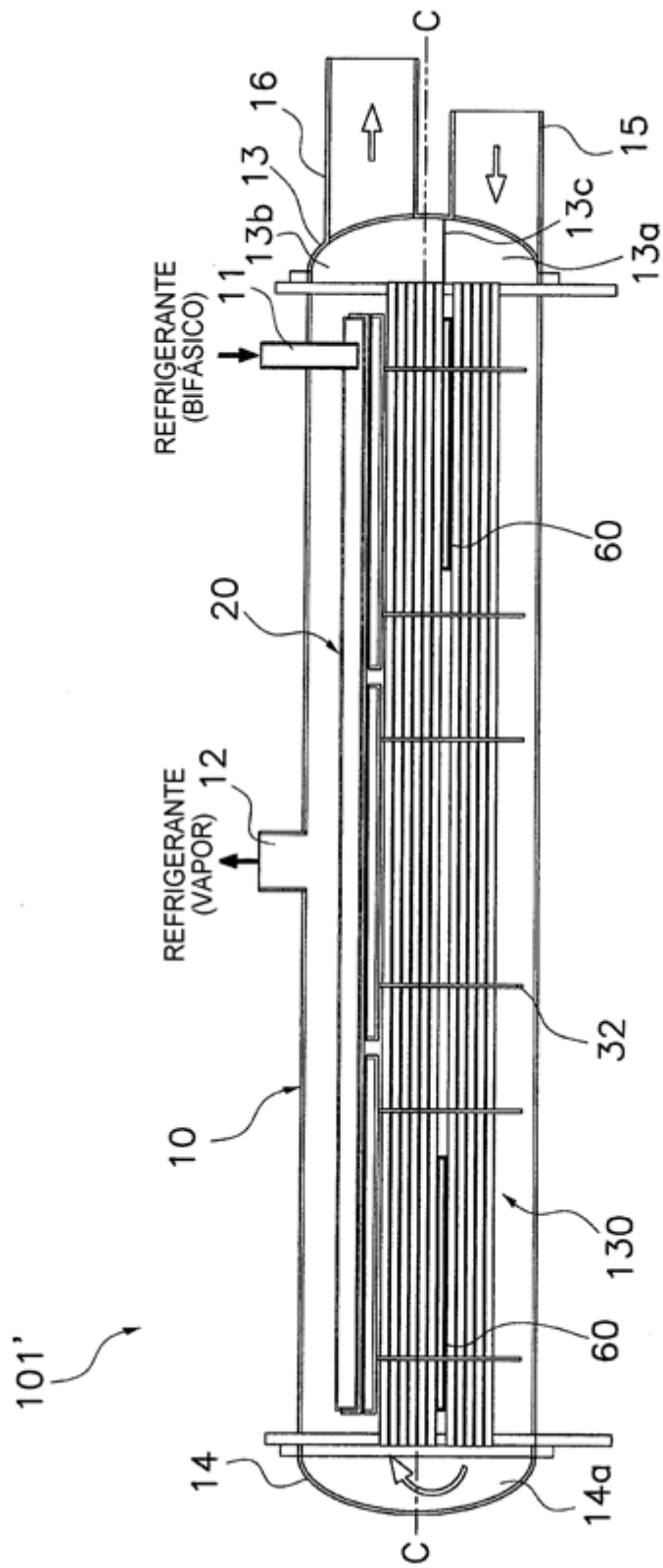


FIG. 22

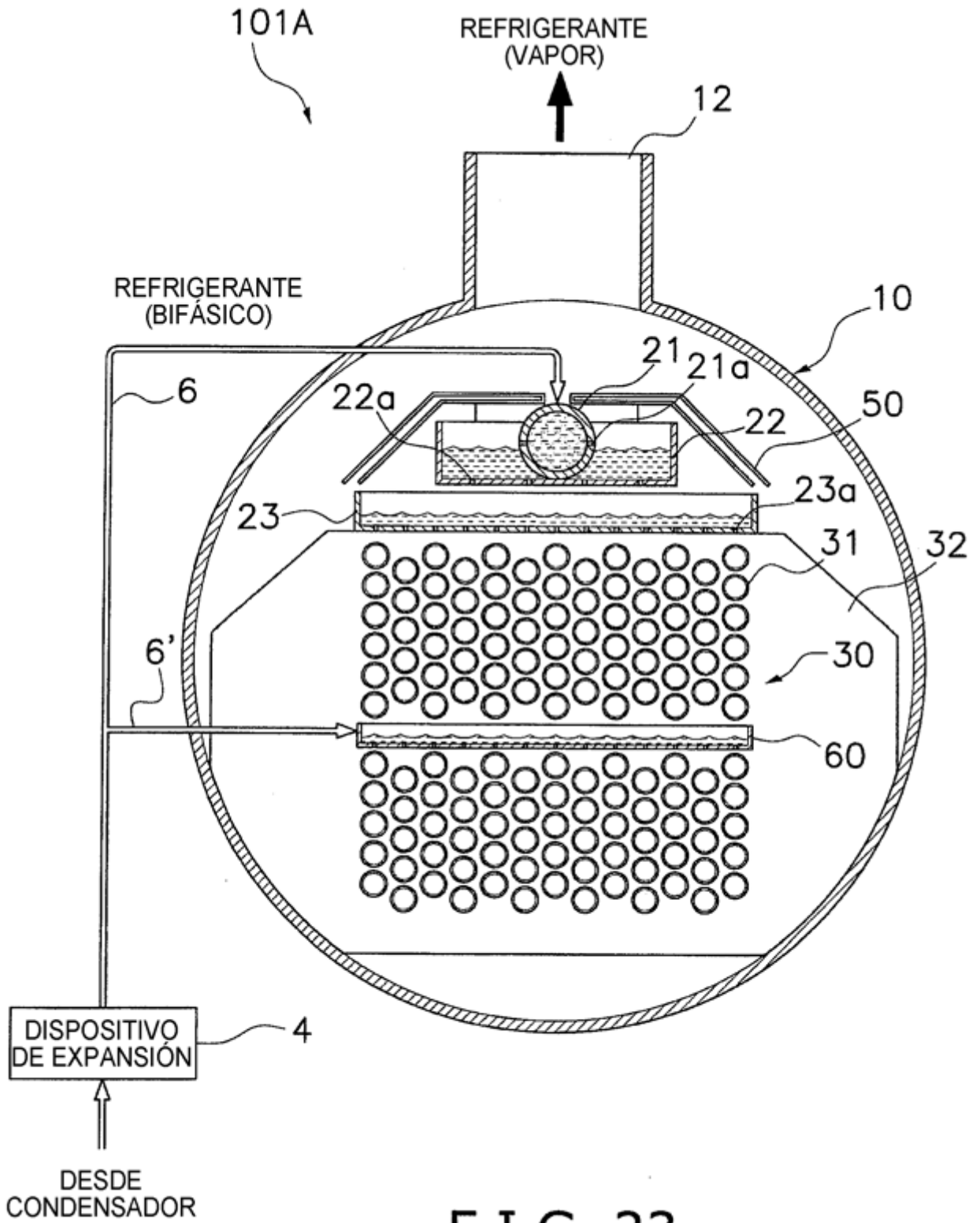


FIG. 23

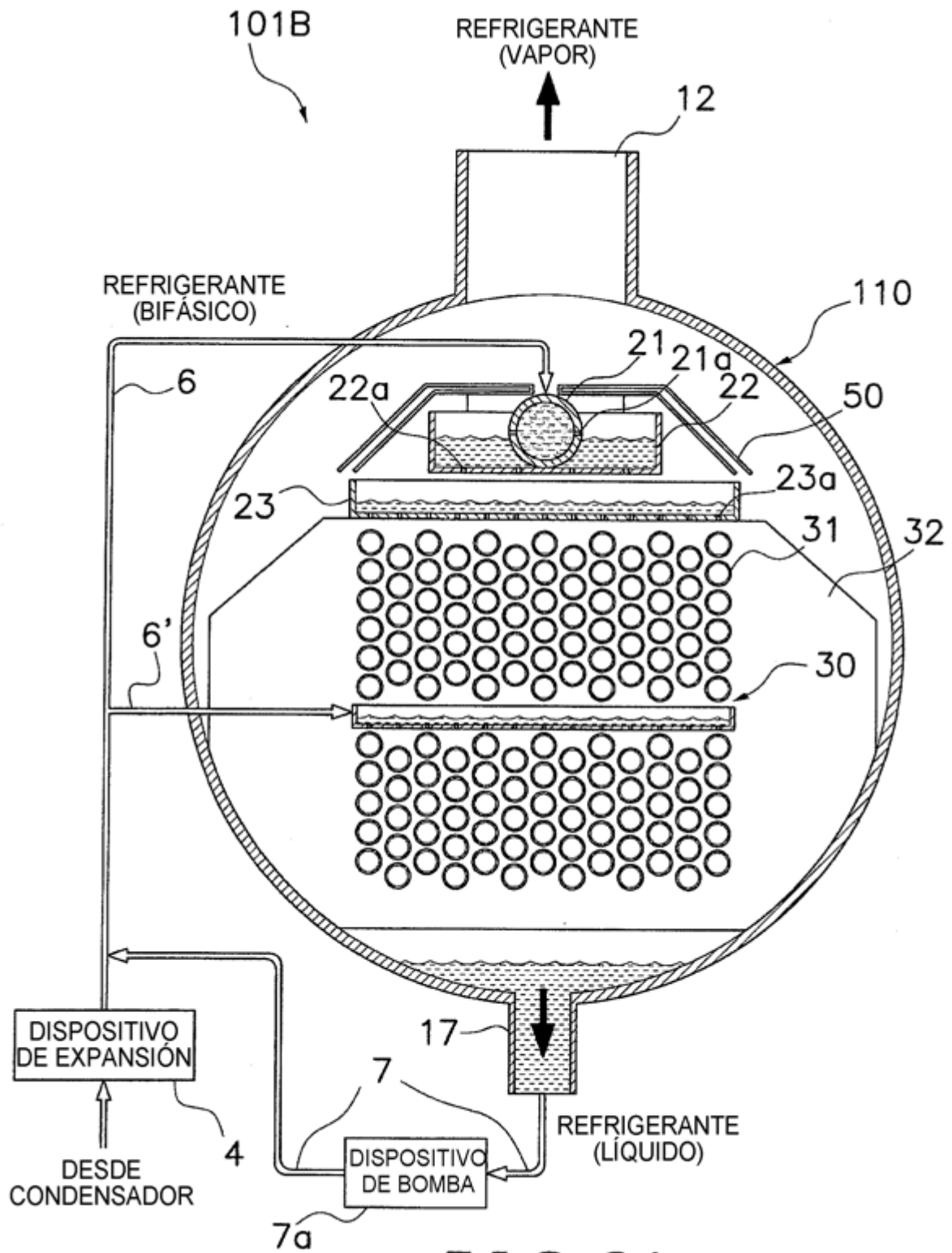


FIG. 24

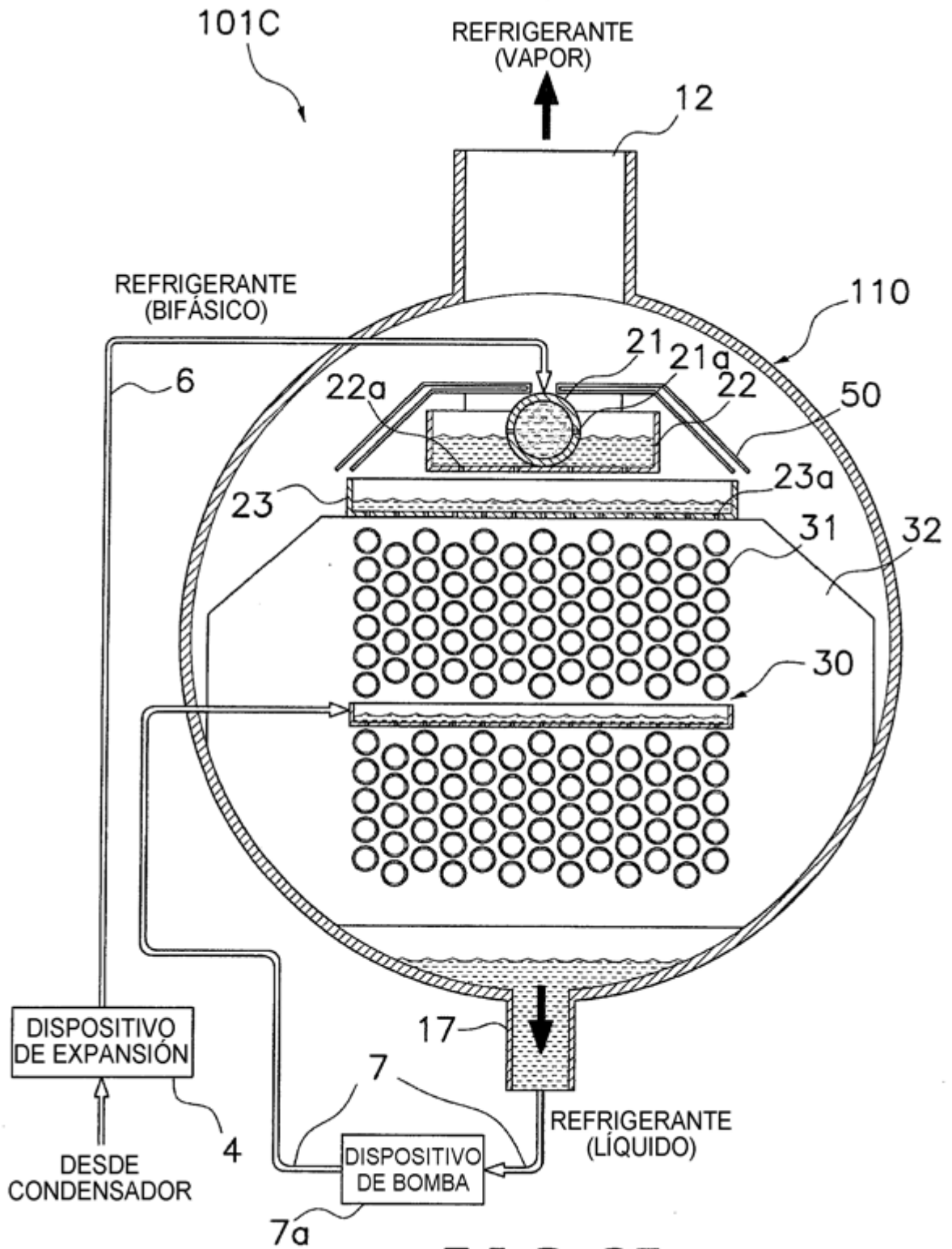


FIG. 25

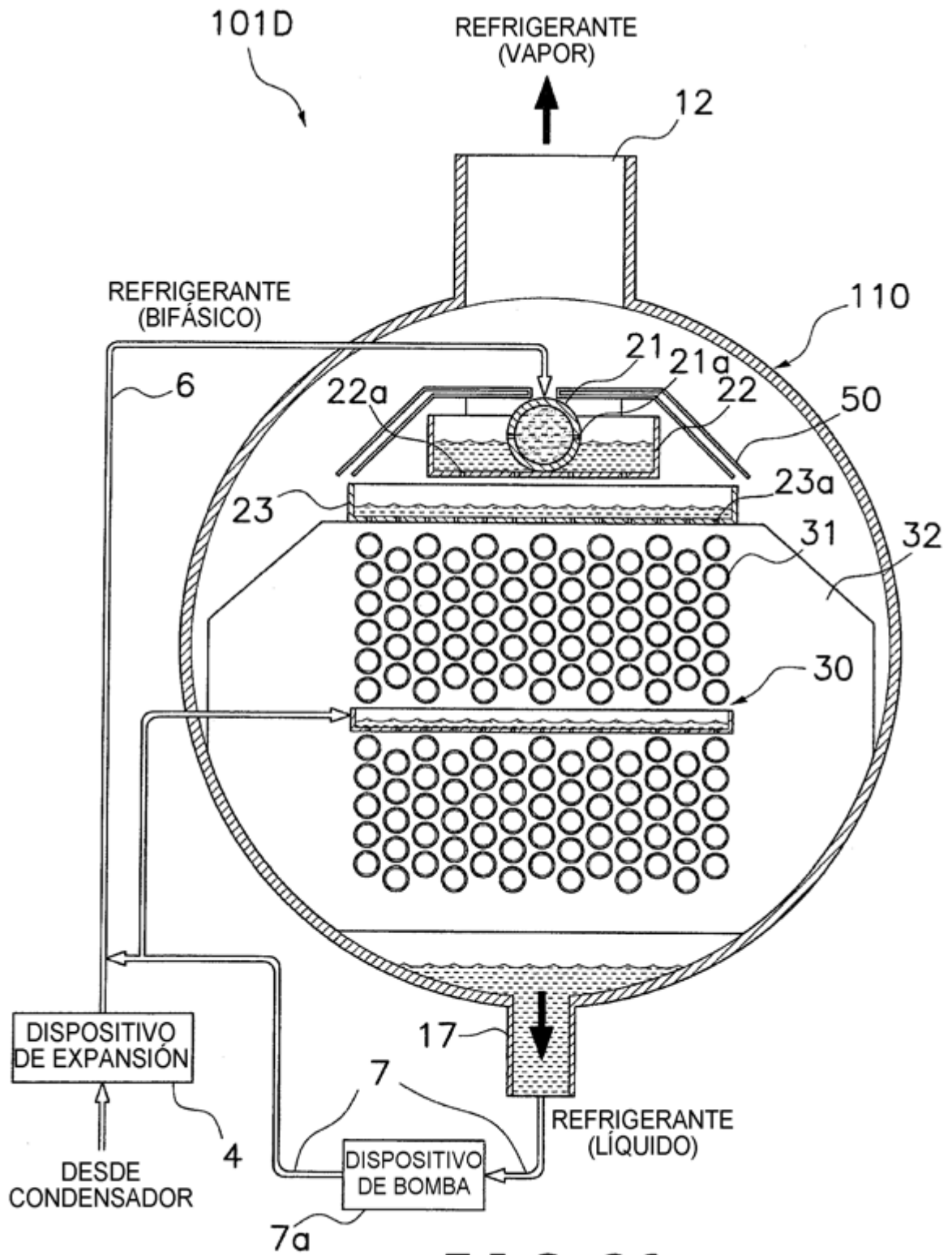


FIG. 26

