

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 708 210**

51 Int. Cl.:

F28F 13/08 (2006.01)

F25B 39/02 (2006.01)

F28F 1/30 (2006.01)

F28F 9/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **03.04.2013 PCT/JP2013/002327**

87 Fecha y número de publicación internacional: **10.10.2013 WO13150795**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **03.04.2013 E 13772745 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **31.10.2018 EP 2857788**

54 Título: **Intercambiador de calor**

30 Prioridad:

05.04.2012 JP 2012086622

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

09.04.2019

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:

**JINDOU, MASANORI;
ORITANI, YOSHIO;
KIKUCHI, YOSHIMASA;
SASAI, YASUHIRO;
KUBO, HIROHARU;
INOUE, SATOSHI;
KIM, HYUNYOUNG y
FUJINO, HIROKAZU**

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 708 210 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

Campo técnico

5 La presente invención se refiere a un circuito de refrigerante configurado para realizar un ciclo de refrigeración y que comprende un intercambiador de calor que incluye una pluralidad de tubos planos y tuberías de recogida de colector conectadas a la pluralidad de tubos planos.

Antecedentes de la técnica

10 El documento FR 2 664 371 A1 describe un circuito de refrigerante que tiene las características que aparecen en el preámbulo de la reivindicación 1. Los intercambiadores de calor que incluyen una pluralidad de tubos planos y tuberías de recogida de colector conectadas a la pluralidad de tubos planos han sido convencionalmente conocidos. La Solicitud de Patente Japonesa Sin Examinar N° 2006-105545 y la Solicitud de Patente Japonesa Sin Examinar N° 2005-003223 describen cada una un intercambiador de calor de este tipo. Específicamente, el intercambiador de calor de cada uno de los documentos de patente incluye la primera y segunda tuberías de recogida de colector que se instalan en una posición vertical en los lados derecho e izquierdo del intercambiador de calor, respectivamente, y una pluralidad de tubos planos que se extienden desde la primera tubería de recogida de colector hasta la segunda tubería de recogida de colector. El intercambiador de calor de cada uno de los documentos de patente hace que un refrigerante que fluye dentro de los tubos planos intercambie calor con el aire que fluye fuera de los tubos planos.

20 El intercambiador de calor descrito en el documento JP 2006-105545 funciona como un condensador. En este intercambiador de calor, el refrigerante gaseoso que ha fluido hacia una porción de extremo superior de la primera tubería de recogida de colector se distribuye a todos los tubos planos. El refrigerante que ha fluido a través de los tubos planos disipa calor en el aire y se condensa, y luego, fluye hacia la segunda tubería de recogida de colector. Después de ello, el refrigerante fluye hacia fuera desde una porción de extremo inferior de la segunda tubería de recogida de colector al exterior del intercambiador de calor.

25 El intercambiador de calor descrito en el documento JP 2005-003223 también funciona como un condensador. En este intercambiador de calor, el refrigerante que ha fluido hacia una porción de extremo superior de la primera tubería de recogida de colector realiza un recorrido y medio de ida y vuelta entre las dos tuberías de recogida de colector, y luego, fluye hacia fuera desde una porción de extremo inferior de la segunda tubería de recogida de colector. Pueden verse ejemplos adicionales en el documento US 2010/031698 A1.

Compendio de la invención

30 Problema técnico

35 Entretanto, se puede utilizar un intercambiador de calor como el descrito en los documentos de patente como un evaporador. Cuando el intercambiador de calor funciona como un evaporador, el refrigerante que está en estado de dos fases de gas-líquido y que ha sido suministrado al intercambiador de calor fluye hacia una de las tuberías de recogida de colector, y luego, diverge y fluye por separado hacia la pluralidad de tubos planos. En este caso, es deseable hacer caudales a los que el refrigerante fluya hacia los tubos planos de la forma más uniforme posible, por la siguiente razón. Si los caudales a los que el refrigerante fluye hacia los tubos planos no son uniformes, en un punto medio en los tubos planos hacia los que el refrigerante ha fluido a caudales bajos, el refrigerante entra en un estado gaseoso de fase única, que desventajosamente hace que el intercambiador de calor proporcione un rendimiento insuficiente.

40 Convencionalmente, no se ha encontrado en un grado suficiente un requisito previo para distribuir uniformemente un refrigerante que está en un estado de dos fases de gas-líquido desde una tubería de recogida de colector a una pluralidad de tubos planos. Consecuentemente, ha sido difícil hacer que un intercambiador de calor que funciona como un evaporador proporcione un rendimiento suficiente.

45 Es por lo tanto un objetivo de la presente invención hacer que un intercambiador de calor que incluye una pluralidad de tubos planos y tuberías de recogida de colector proporcione el más alto rendimiento cuando el intercambiador de calor funciona como un evaporador.

Solución al problema

50 Un primer aspecto de la presente invención se refiere a un circuito de refrigerante configurado para realizar un ciclo de refrigeración y que comprende un intercambiador de calor, comprendiendo el intercambiador de calor: una pluralidad de tubos planos (31), una primera tubería (60) de recogida de colector que tiene insertada en la misma una porción de extremo de cada uno de los tubos planos (31); una segunda tubería (70) de recogida de colector que tiene insertada en la misma

la otra porción de extremo de cada uno de los tubos planos (31); y una pluralidad de aletas (36) unidas a los tubos planos (31), en donde la segunda tubería (70) de recogida de colector forma espacios (71a-71c) de flujo que se comunican con la pluralidad de tubos planos (31) y en los que un refrigerante que está en un estado de dos fases de gas-líquido fluye hacia arriba cuando el intercambiador de calor funciona como un evaporador, un área de sección transversal efectiva de los espacios (71a-71c) de flujo es un área obtenida restando un área proyectada que corresponde a una porción de cada tubo plano (31) situada en uno correspondiente de los espacios (71a-71c) de flujo y que se proyecta sobre un plano perpendicular a una dirección axial de la segunda tubería (70) de recogida de colector, desde un área de una sección transversal del correspondiente de los espacios (71a-71c) de flujo que es perpendicular a la dirección axial de la segunda tubería (70) de recogida de colector, y el área de sección transversal efectiva de los espacios (71a-71c) de flujo se establece en base a un caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor funciona como el evaporador.

En el intercambiador de calor (23), la segunda tubería (70) de recogida de colector forma los espacios (71a-71c) de flujo. Aquí, se describe un flujo del refrigerante en el intercambiador de calor (23) que funciona como el evaporador. El refrigerante que está en un estado de dos fases de gas-líquido fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo de la segunda tubería (70) de recogida de colector. El refrigerante que ha fluido hacia los espacios (71a-71c) de flujo fluye hacia arriba en los espacios (71a-71c) de flujo. Mientras fluye en los espacios (71a-71c) de flujo, el refrigerante diverge y entra por separado en la pluralidad de tubos planos (31) que se comunican con los espacios (71a-71c) de flujo. El refrigerante que ha fluido desde los espacios (71a-71c) de flujo hacia los tubos planos (31) pasa a través de los tubos planos (31) y entra en la primera tubería (60) de recogida de colector.

Según el primer aspecto, el área A de sección transversal efectiva de los espacios (71a-71c) de flujo de la segunda tubería (70) de recogida de colector es un área obtenida restando un área A_1 proyectada que corresponde a una porción de cada tubo plano (31) situada en uno correspondiente de los espacios (71a-71c) de flujo y que se proyecta sobre un plano perpendicular a una dirección axial de la segunda tubería (70) de recogida de colector desde el área A_0 de una sección transversal de los espacios (71a-71c) de flujo que es perpendicular a la dirección axial de la segunda tubería (70) de recogida de colector ($A = A_0 - A_1$). En el intercambiador de calor (23) de la presente invención, el área A de sección transversal efectiva de los espacios (71a-71c) de flujo se establece en base al caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor (23) funciona como el evaporador.

Según el primer aspecto, un valor incluido en un intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor funciona como el evaporador se determina como un caudal másico de referencia M_R [kg/h], y el área A de sección transversal efectiva [mm²] de los espacios (71a-71c) de flujo es igual o mayor que $(1,91 M_R - 22,7)$ e igual o menor que $(1,96 M_R + 30,8)$.

Según el primer aspecto, un valor incluido en un intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor funciona como el evaporador se determina como un caudal másico de referencia M_R [kg/h], y el área A de sección transversal efectiva [mm²] de los espacios (71a-71c) de flujo es igual o mayor que $(1,96 M_R - 25,0)$ e igual o menor que $(1,96 M_R + 30,0)$.

Según el primer aspecto, un caudal másico al que el refrigerante fluye hacia el intercambiador de calor (23) que funciona como el evaporador varía según los estados operacionales del circuito (20) de refrigerante en el que se proporciona el intercambiador de calor (23). El caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor (23) funciona como el evaporador varía dentro de un intervalo de variación predeterminado. Un valor incluido en el intervalo de variación del caudal másico del refrigerante se determina como el caudal másico de referencia M_R . El caudal másico de referencia M_R puede ser el valor de límite superior, el valor de límite inferior, o un valor medio del intervalo de variación, por ejemplo. En el primer aspecto, el caudal másico de referencia M_R se expresa en unidades de "kg/h" y el área A de sección transversal efectiva se expresa en unidades de "mm²".

Según el primer aspecto, el área A de sección transversal efectiva de los espacios (71a-71c) de flujo de la segunda tubería (70) de recogida de colector es un valor que satisface la siguiente fórmula:

$$1,91M_R - 22,7 \leq A \leq 1,96M_R + 30,8$$

Po otro lado, según el primer aspecto, el área A de sección transversal efectiva de los espacios (71a-71c) de flujo de la segunda tubería (70) de recogida de colector es un valor que satisface la siguiente fórmula:

$$1,96M_R - 25,0 \leq A \leq 1,96M_R + 30,0$$

Un segundo aspecto de la presente invención se refiere al circuito de refrigerante del primer aspecto, en donde el caudal másico de referencia M_R [kg/h] es el valor de límite superior del intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor funciona como el evaporador.

Según el segundo aspecto, el valor de límite superior del intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor (23) funciona como el evaporador se determina como el caudal másico de referencia M_R .

5 Un tercer aspecto de la presente invención se refiere al circuito de refrigerante de cualquiera del primer o segundo aspecto, en donde la primera tubería (60) de recogida de colector y la segunda tubería (70) de recogida de colector están en una posición vertical, y el intercambiador de calor se configura de tal manera que el refrigerante fluye hacia una porción de extremo inferior de cada uno de los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor funciona como el evaporador.

10 Según el tercer aspecto, la primera tubería (60) de recogida de colector y la segunda tubería (70) de recogida de colector están en una posición vertical. Cuando el intercambiador de calor (23) según este aspecto funciona como el evaporador, el refrigerante que ha fluido hacia la porción de extremo inferior de cada uno de los espacios (71a-71c) de flujo de la segunda tubería (70) de recogida de colector fluye hacia arriba en los espacios (71a-71c) de flujo.

Ventajas de la invención

15 Con respecto al intercambiador de calor (23) que funciona como el evaporador, para distribuir uniformemente el refrigerante que está en un estado de dos fases de gas-líquido y que fluye hacia arriba en los espacios (71a-71c) de flujo de la segunda tubería (70) de recogida de colector a la pluralidad de tubos planos (31), se requiere establecer la velocidad de flujo del refrigerante que fluye en los espacios (71a-71c) de flujo a un valor apropiado. Los inventores de la presente invención han hecho este hallazgo mediante el análisis de los resultados de diversos experimentos.

20 Específicamente, cuando la velocidad de flujo a la que el refrigerante fluye hacia arriba en cada uno de los espacios (71a-71c) de flujo es excesivamente baja, dado que casi nada del refrigerante líquido puede alcanzar los superiores de los tubos planos (31), el refrigerante que fluye hacia los superiores de los tubos planos (31) aumenta en fracción de sequedad. Consecuentemente, la cantidad de calor que absorbe el refrigerante que fluye a través de los superiores de los tubos planos (31) que se comunican con los espacios (71a-71c) de flujo se reduce, haciendo así que el intercambiador de calor (23) proporcione un rendimiento insuficiente. Por otro lado, cuando la velocidad de flujo a la que el refrigerante fluye hacia arriba en cada uno de los espacios (71a-71c) de flujo es excesivamente alta, dado que una gran proporción del refrigerante líquido que ha sido elevado con gran fuerza fluye hacia los superiores de los tubos planos (31) y una gran proporción del refrigerante gaseoso fluye hacia los inferiores de los tubos planos (31), el refrigerante que fluye hacia los inferiores de los tubos planos (31) aumenta en grado de sequedad. Por consiguiente, la cantidad de calor que absorbe el refrigerante que fluye a través de los inferiores de los tubos planos (31) que se comunican con los espacios (71a-71c) de flujo se reduce, haciendo así que el intercambiador de calor (23) proporcione un rendimiento insuficiente. Por tanto, el rendimiento proporcionado por el intercambiador de calor (23) se hace insuficiente cuando la velocidad de flujo a la que el refrigerante fluye hacia arriba en los espacios (71a-71c) de flujo es excesivamente baja así como cuando la velocidad de flujo es excesivamente alta.

35 Para abordar este problema, el intercambiador de calor (23) de la presente invención se configura de tal manera que el área A de sección transversal efectiva de los espacios (71a-71c) de flujo de la segunda tubería (70) de recogida de colector se establece en base al caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor (23) funciona como el evaporador. El área A de sección transversal efectiva de los espacios (71a-71c) de flujo y el caudal másico del refrigerante que fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo son cantidades físicas que tienen influencia en la velocidad de flujo a la que el refrigerante fluye en los espacios (71a-71c) de flujo. Por consiguiente, el establecimiento del área A de sección transversal efectiva de los espacios (71a-71c) de flujo en base al caudal másico del refrigerante que fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo hace posible establecer la velocidad de flujo del refrigerante que fluye en los espacios (71a-71c) de flujo a un valor apropiado al que el refrigerante se distribuye uniformemente desde los espacios (71a-71c) de flujo hasta la pluralidad de tubos planos (31). Por tanto, según la presente invención, es posible hacer que el intercambiador de calor (23) proporcione un rendimiento suficiente.

45 Aquí, se asume que el refrigerante en el intercambiador de calor (23) que funciona como el evaporador absorbe una cantidad insuficiente de calor. En tal caso, si el caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo es más pequeño que el valor de límite superior del intervalo de variación, es posible aumentar la cantidad de calor que el refrigerante absorbe aumentando el caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo. Sin embargo, cuando el caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo ya ha alcanzado el valor de límite superior del intervalo de variación, no es posible un aumento adicional del caudal másico del refrigerante.

50 Para abordar esto, según el segundo aspecto de la presente invención, el caudal másico de referencia M_R , en base al que se establece el área A de sección transversal efectiva de los espacios (71a-71c) de flujo, es igual al valor de límite superior del intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor (23) funciona como el evaporador. Por lo tanto, según este aspecto, es posible hacer que el

intercambiador de calor (23) proporcione el más alto rendimiento cuando no es posible un aumento del caudal másico del refrigerante que fluye hacia los espacios (71a~71c) de flujo.

Breve descripción de los dibujos

5 [Figura 1] La Figura 1 es un diagrama de circuito de refrigerante que ilustra esquemáticamente una configuración de un acondicionador de aire que influye un intercambiador de calor exterior según una realización de la presente invención.

[Figura 2] La Figura 2 es una vista frontal que ilustra esquemáticamente una configuración del intercambiador de calor exterior de la realización.

[Figura 3] La Figura 3 es una vista en sección transversal que ilustra una porción del intercambiador de calor exterior de la realización, vista desde el frente.

10 [Figura 4] La Figura 4 es una vista en sección transversal ampliada que ilustra una porción de la sección transversal tomada a lo largo de la línea A-A en la Figura 3.

15 [Figura 5] Las Figuras 5A-5D son vistas en sección transversal ampliadas de una porción principal de la sección transversal tomada a lo largo de la línea B-B en la Figura 3. Específicamente, la Figura 5A ilustra las dimensiones de las partes. La Figura 5B ilustra un área A₀ de sección transversal de un subespacio en una segunda tubería de recogida de colector. La Figura 5C ilustra un área A₁ proyectada de un tubo plano. La Figura 5D ilustra un área A de sección transversal efectiva del subespacio en la segunda tubería de recogida de colector.

[Figura 6] La Figura 6 es un gráfico que ilustra las relaciones entre una velocidad de flujo V de un refrigerante en el subespacio de la segunda tubería de recogida de colector y una tasa de rendimiento del intercambiador de calor exterior.

20 [Figura 7] La Figura 7 es un gráfico que ilustra un intervalo del área A de sección transversal efectiva del intercambiador de calor exterior de la realización.

[Figura 8] La Figura 8 es un gráfico que ilustra un intervalo del área A de sección transversal efectiva del intercambiador de calor exterior de la Variación 2 de la realización.

Descripción de las realizaciones

25 Se describirá a continuación en detalle una realización de la presente invención con referencia a los dibujos. La siguiente realización y variaciones son simplemente ejemplos preferidos en naturaleza, y no pretenden limitar el alcance, aplicaciones, y uso de la presente descripción.

Un intercambiador de calor de esta realización es un intercambiador de calor (23) exterior proporcionado en un acondicionador de aire (10). Se describe primero el acondicionador de aire (10), y después de ello, se dará una descripción detallada del intercambiador de calor (23) exterior.

30 -Acondicionador de aire-

Primero, se describe el acondicionador de aire (10) con referencia a la Figura 1.

<Configuración del acondicionador de aire>

35 El acondicionador de aire (10) incluye una unidad exterior (11) y una unidad interior (12). La unidad exterior (11) y la unidad interior (12) se conectan entre sí a través de una tubería (13) de comunicación de líquido y una tubería (14) de comunicación de gas. En el acondicionador de aire (10), la unidad exterior (11), la unidad interior (12), la tubería (13) de comunicación de líquido, y la tubería (14) de comunicación de gas forman un circuito (20) de refrigerante.

40 El circuito (20) de refrigerante incluye un compresor (21), una válvula (22) de conmutación de cuatro vías, el intercambiador de calor (23) exterior, una válvula de expansión (24), y un intercambiador de calor (25) interior. El compresor (21), la válvula (22) de conmutación de cuatro vías, el intercambiador de calor (23) exterior, y la válvula de expansión (24) se alojan en la unidad exterior (11). La unidad exterior (11) se proporciona con un ventilador exterior (15) configurado para suministrar aire exterior al intercambiador de calor (23) exterior. Por otro lado, el intercambiador de calor (25) interior se aloja en la unidad interior (12). La unidad interior (12) se proporciona con un ventilador interior configurado para suministrar aire interior al intercambiador de calor (25) interior.

45 El circuito (20) de refrigerante es un circuito cerrado llenado con un refrigerante. En el circuito (20) de refrigerante, un lado de descarga y un lado de succión del compresor (21) están en conexión con un primer puerto y un segundo puerto de la válvula (22) de conmutación de cuatro vías, respectivamente. Además, en el circuito (20) de refrigerante, se disponen

secuencialmente un tercer puerto de la válvula (22) de conmutación de cuatro vías, el intercambiador de calor (23) exterior, la válvula de expansión (24), el intercambiador de calor (25) interior, y un cuarto puerto de la válvula (22) de conmutación de cuatro vías.

5 El compresor (21) es un compresor hermético de tipo scroll o de tipo rotativo. La velocidad de rotación del compresor (21) es variable. La variación de la velocidad de rotación del compresor (21) hace que la capacidad de operación del compresor (21) varíe. La válvula (22) de conmutación de cuatro vías es conmutable entre un primer estado y un segundo estado. En el primer estado (indicado por las líneas discontinuas en la Figura 1), el primer puerto se comunica con el tercer puerto y el segundo puerto se comunica con el cuarto puerto. En el segundo estado (indicado por las líneas sólidas en la Figura 1), el primer puerto se comunica con el cuarto puerto y el segundo puerto se comunica con el tercer puerto. La válvula de expansión (24) es una así denominada válvula de expansión electrónica.

10 El intercambiador de calor (23) exterior hace que el aire exterior intercambie calor con el refrigerante. El intercambiador de calor (23) exterior se detallará más adelante. Por otro lado, el intercambiador de calor (25) interior hace que el aire interior intercambie calor con el refrigerante. El intercambiador de calor (25) interior es un así denominado intercambiador de calor de aletas y tubos de tipo de aletas transversales que incluye tubos de transferencia de calor circulares.

15 <Operación del acondicionador de aire>

El acondicionador de aire (10) realiza selectivamente una operación de enfriamiento y una operación de calentamiento.

20 Durante la operación de enfriamiento, el circuito (20) de refrigerante realiza un ciclo de refrigeración con la válvula (22) de conmutación de cuatro vías mantenida en el primer estado. En este estado, el refrigerante circula pasando a través del intercambiador de calor (23) exterior, la válvula de expansión (24), y el intercambiador de calor (25) interior en este orden, y el intercambiador de calor (23) exterior funciona como un condensador mientras que el intercambiador de calor (25) interior funciona como un evaporador. En el intercambiador de calor (23) exterior, el refrigerante gaseoso que ha fluido desde el compresor (21) disipa calor en el aire exterior para condensarse, y el refrigerante condensado fluye fuera del intercambiador de calor (23) hacia la válvula de expansión (24).

25 Durante la operación de calentamiento, el circuito (20) de refrigerante realiza un ciclo de refrigeración con la válvula (22) de conmutación de cuatro vías mantenida en el segundo estado. En este estado, el refrigerante circula pasando a través del intercambiador de calor (25) interior, la válvula de expansión (24), y el intercambiador de calor (23) exterior en este orden, y el intercambiador de calor (25) interior funciona como un condensador mientras que el intercambiador de calor (23) exterior funciona como un evaporador. El refrigerante que se ha expandido al pasar a través de la válvula de expansión (24) y que está en un estado de dos fases de gas-líquido fluye hacia el intercambiador de calor (23) exterior. En el intercambiador de calor (23) exterior, el refrigerante absorbe calor del aire exterior y se evapora, y luego, fluye fuera del intercambiador de calor (23) exterior hacia el compresor (21).

-Intercambiador de calor exterior-

35 Se describe ahora el intercambiador de calor (23) exterior con referencia a las Figuras 2-7 según corresponda. Obsérvese que el número de tubos planos (31, 32), el número de secciones (51a-51c) de intercambio de calor principales, y el número de secciones (52a-52c) de intercambio de calor auxiliares se describirán a continuación como un simple ejemplo.

<Configuración del intercambiador de calor exterior>

40 Como se ilustra en las Figuras 2 y 3, el intercambiador de calor (23) exterior incluye una primera tubería (60) de recogida de colector, una segunda tubería (70) de recogida de colector, y un gran número de los tubos planos (31, 32), y un gran número de aletas (36). La primera tubería (60) de recogida de colector, la segunda tubería (70) de recogida de colector, los tubos planos (31, 32), y las aletas (36) son cada uno un miembro de aleación de aluminio y están soldados entre sí.

Como se detallará más adelante, el intercambiador de calor (23) exterior se divide en una región (51) de intercambio de calor principal y una región (52) de intercambio de calor auxiliar. En el intercambiador (23) de calor exterior, los tubos planos (32) constituyen la región (52) de intercambio de calor auxiliar y los tubos planos (31) constituyen la región (51) de intercambio de calor principal.

45 Cada una de la primera tubería (60) de recogida de colector y la segunda tubería (70) de recogida de colector tiene una forma cilíndrica larga y estrecha con ambos extremos cerrados. En las Figuras 2 y 3, la primera tubería (60) de recogida de colector se mantiene en una posición vertical y forma el borde izquierdo del intercambiador de calor (23) exterior, y la segunda tubería (70) de recogida de colector se mantiene en una posición vertical y forma el borde derecho del intercambiador de calor (23) exterior. Por tanto, la primera y segunda tuberías (60, 70) de recogida de colector se disponen de tal manera que la dirección axial de las tuberías (60, 70) de recogida de colector corresponde a la dirección vertical del intercambiador de calor (23) exterior.

Como se ilustra en la Figura 4, cada uno de los tubos planos (31, 32) es un tubo intercambiador de calor que tiene una sección transversal ovalada plana. Como se ilustra en la Figura 3, en el intercambiador de calor (23) exterior, la dirección en la que se extiende la pluralidad de tubos planos (31, 32) corresponde a la dirección lateral, y los tubos planos (31, 32) se disponen de tal manera que las caras planas de los adyacentes de los tubos planos (31, 32) se enfrentan entre sí. La pluralidad de tubos planos (31, 32) se disponen uno encima de otro a intervalos regulares y sustancialmente en paralelo entre sí. Cada uno de los tubos planos (31, 32) tiene una porción de extremo insertada en la primera tubería (60) de recogida de colector y la otra porción de extremo insertada en la segunda tubería (70) de recogida de colector. La dirección axial de cada uno de los tubos planos (31, 32) es sustancialmente perpendicular a las direcciones axiales de las tuberías (60, 70) de recogida de colector. Las caras planas (en esta realización, las caras superior e inferior) de cada uno de los tubos planos (31, 32) son sustancialmente perpendiculares a la dirección axial de las tuberías (60, 70) de recogida de colector.

Como se ilustra en la Figura 4, una pluralidad de pasos (34) de fluido se extienden en cada uno de los tubos planos (31, 32). Los pasos (34) de fluido se extienden en la dirección en la que se extienden los tubos planos (31, 32). En cada uno de los tubos planos (31, 32), la pluralidad de pasos (34) de fluido están alineados en la dirección de la anchura (i.e., en la dirección perpendicular a la dirección longitudinal) de los tubos planos (31, 32). La pluralidad de pasos (34) de fluido que se extienden en los tubos planos (31, 32) tiene cada uno un extremo que se comunica con el espacio interior de la primera tubería (60) de recogida de colector y el otro extremo que se comunica con el espacio interior de la segunda tubería (70) de recogida de colector. El refrigerante suministrado al intercambiador de calor (23) exterior intercambia calor con el aire mientras fluye a través de los pasos (34) de fluido que se extienden en los tubos planos (31, 32).

Como se ilustra en la Figura 4, cada aleta (36) es una aleta de placa orientada verticalmente hecha sometiendo una placa de metal a trabajo de prensa. Cada aleta (36) tiene múltiples muescas (45) largas y estrechas que se extienden desde el borde frontal (i.e., el borde situado aguas arriba de un flujo de aire) de la aleta (36) en la dirección de la anchura de la aleta (36). En cada aleta (36), las múltiples muescas (45) se disponen a intervalos regulares en la dirección longitudinal (la dirección vertical). Una porción de cada muesca (45) situada aguas abajo del flujo de aire sirve como una sección (46) de inserción de tubo. Cada sección (46) de inserción de tubo tiene una anchura vertical sustancialmente igual al grosor de los tubos planos (31, 32) y una longitud sustancialmente igual a la anchura de los tubos planos (31, 32). Los tubos planos (31, 32) se insertan en las secciones (46) de inserción de tubo de las aletas (36), y se sueldan a las porciones circunferenciales de las secciones (46) de inserción de tubo. Además, se forman en cada aleta (36) rejillas (40) para promover la transferencia de calor. La pluralidad de aletas (36) se disponen transversalmente a la dirección en la que se extienden los tubos planos (31, 32), y dividen así los espacios intercalados entre los adyacentes de los tubos planos (31, 32) en una pluralidad de trayectorias (38) de flujo de aire.

Como se ilustra en las Figuras 2 y 3, el intercambiador de calor (23) exterior se divide en dos regiones situadas una encima de la otra, i.e., las regiones (51, 52) de intercambio de calor. En el intercambiador de calor (23) exterior, la región de intercambio de calor superior sirve como la región (51) de intercambio de calor principal y la región de intercambio de calor inferior sirve como la región (52) de intercambio de calor auxiliar.

Las regiones (51, 52) de intercambio de calor se dividen cada una en tres secciones (51a-51c, 52a-52c) de intercambio de calor situadas una encima de la otra. Es decir, en el intercambiador de calor (23) exterior, la región (51) de intercambio de calor principal y la región (52) de intercambio de calor auxiliar se dividen cada una en el mismo número de secciones (51a-51c, 52a-52c) de intercambio de calor. Las regiones (51, 52) de intercambio de calor se pueden dividir en dos secciones de intercambio de calor o cuatro o más secciones de intercambio de calor.

Específicamente, la región (51) de intercambio de calor principal incluye, en el orden de abajo hacia arriba, la primera sección (51a) de intercambio de calor principal, la segunda sección (51b) de intercambio de calor principal, y la tercera sección (51c) de intercambio de calor principal. La región (52) de intercambio de calor auxiliar incluye, en el orden de abajo hacia arriba, la primera sección (52a) de intercambio de calor auxiliar, la segunda sección (52b) de intercambio de calor auxiliar, y la tercera sección (52c) de intercambio de calor auxiliar. Cada una de las secciones (51a-51c) de intercambio de calor principales y las secciones (52a-52c) de intercambio de calor auxiliares incluyen dos o más de los tubos planos (31 o 32). Como se ilustra en la Figura 3, el número de tubos planos (31) incluidos en cada una de las secciones (51a-51c) de intercambio de calor principales es mayor que el número de tubos planos (32) incluidos en cada una de las secciones (52a-52c) de intercambio de calor auxiliares. Por consiguiente, el número de tubos planos (31) incluidos en la región (51) de intercambio de calor principal es mayor que el número de tubos planos (32) incluidos en la región (52) de intercambio de calor auxiliar.

Como se ilustra en la Figura 3, el espacio interior de la primera tubería (60) de recogida de colector está dividida por una placa de división (39a) en secciones situadas una encima de la otra. Por tanto, la primera tubería (60) de recogida de colector incluye el espacio superior (61) situado encima de la placa de división (39a) y el espacio inferior (62) situado debajo de la placa de división (39a).

El espacio superior (61) sirve como un espacio de comunicación principal correspondiente a la región (51) de intercambio de calor principal. El espacio superior (61) es un espacio continuo que se comunica con todos los tubos planos (31) incluidos en la región (51) de intercambio de calor principal. Es decir, el espacio superior (61) se comunica con los tubos planos (31) de las secciones (51a-51c) de intercambio de calor principales.

- 5 El espacio inferior (62) sirve como un espacio de comunicación auxiliar correspondiente a la región (52) de intercambio de calor auxiliar. El espacio inferior (62) está dividido por dos placas de división (39b) en porciones situadas una encima de la otra. Específicamente, el espacio inferior (62) está dividido en el mismo número (tres, en esta realización) de cámaras de comunicación (62a-62c) que el número de secciones (52a-52c) de intercambio de calor auxiliares. La primera cámara de comunicación (62a) que es la cámara más baja se comunica con todos los tubos planos (32) incluidos en la primera sección (52a) de intercambio de calor auxiliar. La segunda cámara de comunicación (62b) que se sitúa inmediatamente por encima de la primera cámara de comunicación (62a) se comunica con todos los tubos planos (32) incluidos en la segunda sección (52b) de intercambio de calor auxiliar. La tercera cámara de comunicación (62c) que es la cámara más alta se comunica con todos los tubos planos (32) incluidos en la tercera sección (52c) de intercambio de calor auxiliar.

- 10 El espacio interior de la segunda tubería (70) de recogida de colector se divide en un espacio de comunicación (71) principal correspondiente a la región (51) de intercambio de calor principal y un espacio de comunicación (72) auxiliar correspondiente a la región (52) de intercambio de calor auxiliar.

- 15 El espacio de comunicación (71) principal está dividido por dos placas de división (39c) en porciones situadas una encima de la otra. Específicamente, las placas de división (39c) dividen el espacio de comunicación (71) principal en el mismo número (tres, en esta realización) de subespacios (71a-71c) que el número de secciones (51a-51c) de intercambio de calor principales. El primer subespacio (71a) que es el subespacio más bajo se comunica con todos los tubos planos (31) incluidos en la primera sección (51a) de intercambio de calor principal. El segundo subespacio (71b) que se sitúa inmediatamente por encima del primer subespacio (71a) se comunica con todos los tubos planos (31) incluidos en la segunda sección (51b) de intercambio de calor principal. El tercer subespacio (71c) que es el subespacio más alto se comunica con todos los tubos planos (31) incluidos en la tercera sección (51c) de intercambio de calor principal. Los subespacios (71a-71c) sirven como espacios de flujo en los que el refrigerante fluye hacia arriba cuando el intercambiador de calor (23) exterior funciona como un evaporador.

- 20 El espacio de comunicación (72) auxiliar está dividido por dos placas de división (39d) en porciones situadas una encima de la otra. Específicamente, las placas de división (39d) dividen el espacio de comunicación (72) auxiliar en el mismo número (tres, en esta realización) de subespacios (72a-72c) que el número de secciones (52a-52c) de intercambio de calor auxiliares. El cuarto subespacio (72a) que es el subespacio más bajo se comunica con todos los tubos planos (32) incluidos en la primera sección (52a) de intercambio de calor auxiliar. El quinto subespacio (72b) que se sitúa inmediatamente por encima del cuarto subespacio (72a) se comunica con todos los tubos planos (32) incluidos en la segunda sección (52b) de intercambio de calor auxiliar. El sexto subespacio (72c) que es el subespacio más alto se comunica con todos los tubos planos (32) incluidos en la tercera sección (52c) de intercambio de calor auxiliar.

- 25 Dos tuberías de conexión (76, 77) están unidas a la segunda tubería (70) de recogida de colector. Cada una de las tuberías de conexión (76, 77) es una tubería circular.

- 30 La primera tubería de conexión (76) tiene un extremo conectado al segundo subespacio (71b) correspondiente a la segunda sección (51b) de intercambio de calor principal y el otro extremo conectado al cuarto subespacio (72a) correspondiente a la primera sección (52a) de intercambio de calor auxiliar. La segunda tubería de conexión (77) tiene un extremo conectado al tercer subespacio (71c) correspondiente a la tercera sección (51c) de intercambio de calor principal y el otro extremo conectado al quinto subespacio (72b) correspondiente a la segunda sección (52b) de intercambio de calor auxiliar. En la segunda tubería (70) de recogida de colector, el sexto subespacio (72c) correspondiente a la tercera sección (52c) de intercambio de calor auxiliar y el primer subespacio (71a) correspondiente a la primera sección (51a) de intercambio de calor principal se comunican entre sí y juntas forman un espacio continuo.

- 35 Por tanto, en el intercambiador de calor (23) exterior de esta realización, la primera sección (51a) de intercambio de calor principal se conecta en serie a la tercera sección (52c) de intercambio de calor auxiliar, la segunda sección (51b) de intercambio de calor principal se conecta en serie a la primera sección (52a) de intercambio de calor auxiliar, y la tercera sección (51c) de intercambio de calor principal se conecta en serie a la segunda sección (52b) de intercambio de calor auxiliar.

- 40 Como se ilustra en la Figura 2, el intercambiador de calor (23) exterior está equipado con un miembro de conexión (80) de líquido y una tubería de conexión (85) de gas. El miembro de conexión (80) de líquido y la tubería de conexión (85) de gas están unidos a la primera tubería (60) de recogida de colector.

El miembro de conexión (80) de líquido se proporciona con un distribuidor (81) y tres tuberías (82a-82c) de pequeño diámetro. Una tubería (17) que conecta el intercambiador de calor (23) exterior a la válvula de expansión (24) está en

5 conexión con un extremo inferior del distribuidor (81). Un extremo superior del distribuidor (81) está en conexión con un extremo de cada una de las tuberías (82a-82c) de pequeño diámetro. En el distribuidor (81), la tubería conectada al extremo inferior se comunica con las tuberías (82a-82c) de pequeño diámetro. El otro extremo de cada una de las tuberías (82a-82c) de pequeño diámetro está en conexión con la primera tubería (60) de recogida de colector y se comunica con una correspondiente de las cámaras de comunicación (62a-62c).

10 Como se ilustra también en la Figura 3, cada una de las tuberías (82a-82c) de pequeño diámetro se abre en una porción próxima al extremo inferior (i.e., porción situada debajo del centro en la dirección vertical) de la correspondiente de las cámaras de comunicación (62a-62c). Específicamente, la primera tubería (82a) de pequeño diámetro se abre en la porción próxima al extremo inferior de la primera cámara de comunicación (62a). La segunda tubería (82b) de pequeño diámetro se abre en la porción próxima al extremo inferior de la segunda cámara de comunicación (62b). La tercera tubería (82c) de pequeño diámetro se abre en la porción próxima al extremo inferior de la tercera cámara de comunicación (62c). La longitud de cada una de las tuberías (82a-82c) de pequeño diámetro se determina individualmente de manera que las diferencias entre los caudales a los que el refrigerante fluye hacia las secciones (52a-52c) de intercambio de calor se hagan lo más pequeñas posible.

15 La tubería de conexión (85) de gas tiene un extremo conectado a una porción superior de la primera tubería (60) de recogida de colector y se comunica con el espacio superior (61). El otro extremo de la tubería de conexión (85) de gas está en conexión con una tubería 18 que conecta el intercambiador de calor (23) exterior con el tercer puerto de la cuarta válvula (22) de conmutación de cuatro vías.

<Flujo de refrigerante en el intercambiador de calor exterior (cuando funciona como condensador)>

20 Cuando el acondicionador de aire (10) está realizando la operación de enfriamiento, el intercambiador de calor (23) exterior funciona como un condensador. Se describe ahora un flujo del refrigerante a través del intercambiador de calor (23) exterior durante la operación de enfriamiento.

25 El refrigerante gaseoso descargado del compresor (21) se suministra al intercambiador de calor (23) exterior. El refrigerante gaseoso enviado desde el compresor (21) pasa a través de la tubería de conexión (85) de gas y fluye hacia el espacio superior (61) de la primera tubería (60) de recogida de colector, y luego, se distribuye a los tubos planos (31) de la región (51) de intercambio de calor principal. En las secciones (51a-51c) de intercambio de calor principales de la región (51) de intercambio de calor principal, el refrigerante que ha fluido hacia los pasos (34) de fluido de los tubos planos (31) disipa calor en el aire exterior y se condensa mientras fluye a través de los pasos (34) de fluido. Después de ello, el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) correspondientes de la segunda tubería (70) de recogida de colector.

30 El refrigerante que ha fluido hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal se envía a los subespacios (72a-72c) correspondientes del espacio de comunicación (72) auxiliar. Específicamente, el refrigerante que ha fluido hacia el primer subespacio (71a) del espacio de comunicación (71) principal fluye hacia abajo y entra en el sexto subespacio (72c) del espacio de comunicación (72) auxiliar. El refrigerante que ha fluido hacia el segundo subespacio (71b) del espacio de comunicación (71) principal pasa a través de la primera tubería de conexión (76) y entra en el cuarto subespacio (72a) del espacio de comunicación (72) auxiliar. El refrigerante que ha fluido hacia el tercer subespacio (71c) del espacio de comunicación (71) principal pasa a través de la segunda tubería de conexión (77) y entra en el quinto subespacio (72b) del espacio de comunicación (72) auxiliar.

40 El refrigerante que ha fluido hacia los subespacios (72a-72c) del espacio de comunicación (72) auxiliar se distribuye a los tubos planos (32) de las secciones (52a-52c) de intercambio de calor auxiliar. El refrigerante que fluye a través de los pasos (34) de fluido de los tubos planos (32) disipa calor en el aire exterior para ser convertido en líquido subenfriado, y luego, fluye hacia las cámaras de comunicación (62a-62c) correspondientes del espacio inferior (62) de la primera tubería (60) de recogida de colector. El refrigerante fluye luego fuera de las cámaras de comunicación (62a-62c), pasa a través de las tuberías (82a-82c) de pequeño diámetro, y entra en el distribuidor (81), donde los flujos del refrigerante se fusionan entre sí. De esta manera, el refrigerante fluye fuera del intercambiador de calor (23) exterior.

45

<Flujo de refrigerante en el intercambiador de calor exterior (cuando funciona como evaporador)>

Cuando el acondicionador de aire (10) está realizando la operación de calentamiento, el intercambiador de calor (23) exterior funciona como un evaporador. Se describe ahora un flujo del refrigerante a través del intercambiador de calor (23) exterior durante la operación de calentamiento.

5 El refrigerante que se ha expandido al pasar a través de la válvula de expansión (24) y que está en un estado de dos fases de gas-líquido se suministra al intercambiador de calor (23) exterior. El refrigerante enviado desde la válvula de expansión (24) fluye hacia el distribuidor (81) del miembro de conexión (80) de líquido, y después de ello, diverge y fluye hacia las tres tuberías (82a-82c) de pequeño diámetro para ser distribuido a las secciones (52a-52c) de intercambio de calor.

10 Específicamente, el refrigerante que ha fluido desde el distribuidor (81) hacia las tuberías (82a-82c) de pequeño diámetro entra en las cámaras de comunicación (62a-62c) correspondientes de la primera tubería (60) de recogida de colector. En las cámaras de comunicación (62a-62c) de la primera tubería (60) de recogida de colector, el refrigerante se distribuye a los tubos planos (32) de las secciones (52a-52c) de intercambio de calor auxiliares. El refrigerante fluye luego a través de los pasos (34) de fluido de los tubos planos (32). Mientras fluye a través de los pasos (34) de fluido, el refrigerante absorbe calor del aire exterior, y parte del refrigerante líquido se evapora. El refrigerante que ha pasado a través de los pasos (34) de fluido de los tubos planos (32) fluye hacia los subespacios (72a-72c) correspondientes del espacio (72) de comunicación auxiliar de la segunda tubería (70) de recogida de colector. El refrigerante que ha entrado en los subespacios (72a-72c) permanece en el estado de dos fases de gas-líquido.

20 El refrigerante que ha fluido hacia los subespacios (72a-72c) del espacio de comunicación (72) auxiliar se envía a los subespacios (71a-71c) correspondientes del espacio de comunicación (71) principal. Específicamente, el refrigerante que ha fluido hacia el cuarto subespacio (72a) del espacio de comunicación (72) auxiliar pasa a través de la primera tubería de conexión (76) y entra en una porción de extremo inferior del segundo subespacio (71b) del espacio de comunicación (71) principal. El refrigerante que ha fluido hacia el quinto subespacio (72b) del espacio de comunicación (72) auxiliar pasa a través de la segunda tubería de conexión (77) y entra en una porción de extremo inferior del tercer subespacio (71c) del espacio de comunicación (71) principal. El refrigerante que ha fluido hacia el sexto subespacio (72c) del espacio de comunicación (72) auxiliar fluye hacia arriba y entra en una porción de extremo inferior del primer subespacio (71a) del espacio de comunicación (71) principal.

25 En cada uno de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal, el refrigerante fluye hacia arriba. El refrigerante en los subespacios (71a-71c) se distribuye a los tubos planos (31) de las secciones (51a-51c) de intercambio de calor principales correspondientes. El refrigerante que fluye a través de los pasos (34) de fluido de los tubos planos (31) absorbe calor del aire exterior y se evapora, entrando así en un estado gaseoso sustancialmente de fase única. Después de ello, el refrigerante fluye hacia el espacio superior (61) de la primera tubería (60) de recogida de colector. El refrigerante fluye fuera del intercambiador de calor (23) exterior y pasa a través de la tubería de conexión (85) de gas.

<Longitud de inserción L de los tubos planos>

35 En el intercambiador de calor (23) exterior de esta realización, se determina una longitud de inserción L de los tubos planos (31) en la segunda tubería (70) de recogida de colector de tal manera que los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal proporcionado en la segunda tubería (70) de recogida de colector tiene un área A de sección transversal efectiva que es igual a un valor de diseño predeterminado. La longitud de inserción L se expresa en unidades de "mm" y el área A de sección transversal efectiva se expresa en unidades de "mm²". En la Figura 5, no se muestran las aletas (36).

40 Como se ilustra en la Figura 5A, la longitud de inserción L de cada tubo plano (31) en la segunda tubería (70) de recogida de colector se refiere a la longitud de una porción del tubo plano (31) insertado en el correspondiente de los subespacios (71a-71c). Específicamente, la Longitud de inserción L corresponde a la distancia desde la cara de extremo de la porción del tubo plano (31) insertada en uno correspondiente de los subespacios (71a-71c) a la superficie interior de la segunda tubería (70) de recogida de colector.

45 El área A de sección transversal efectiva de cada uno de los subespacios (71a-71c) corresponde al área de la región marcada con puntos en la Figura 5D. El área A de sección transversal efectiva se obtiene restando un área A₁ proyectada de cada tubo plano (31) de un área A₀ de sección transversal de cada uno de los subespacios (71a-71c) (A = A₀-A₁). El área A₀ de sección transversal de cada uno de los subespacios (71a-71c) corresponde al área de la región marcada con puntos en la Figura 5B. Es decir, el área A₀ de sección transversal de cada uno de los subespacios (71a-71c) es el área de una sección transversal de cada uno de los subespacios (71a-71c) que es perpendicular a la dirección axial de la segunda tubería (70) de recogida de colector. Dado que la sección transversal de cada uno de los subespacios (71a-71c) es circular, el área A₀ de sección transversal de cada uno de los subespacios (71a-71c) se escribe como (π/4)d². El área A₁ proyectada de cada tubo plano (31) corresponde al área de la región marcada con puntos en la Figura 5C. Específicamente, el área A₁ proyectada de cada tubo plano (31) es un área correspondiente a una porción del tubo plano

(31) que se sitúa en los subespacios (71a-71c) y que se proyecta sobre un plano perpendicular a la dirección axial de la segunda tubería (70) de recogida de colector.

5 Una anchura W de los tubos planos (31) se determina según el valor de diseño de la capacidad del intercambiador de calor (23) exterior por ejemplo. Un diámetro interior d de la segunda tubería (70) de recogida de colector se determina de tal manera que los tubos planos (31) que tienen la anchura W se puedan insertar en la segunda tubería (70) de recogida de colector. Por tanto, cuando se desarrolla un diseño para el intercambiador de calor (23) exterior, se determinan primero la anchura W de los tubos planos (31) y el diámetro interior d de la segunda tubería (70) de recogida de colector, y luego, se determina la longitud de inserción L de los tubos planos (31) de tal manera que el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) se hace igual al valor predeterminado.

10 Como se describió anteriormente, el compresor (21) del acondicionador de aire (10) tiene la capacidad de operación variable. Cuando la capacidad de operación del compresor (21) varía, el caudal al que el refrigerante circula a través del circuito (20) de refrigerante varía, y consecuentemente, el caudal másico al que el refrigerante fluye hacia el intercambiador de calor (23) exterior varía. En el acondicionador de aire (10) que realiza la operación de calentamiento, el caudal al que el refrigerante circula a través del circuito (20) de refrigerante (i.e., el caudal másico al que el refrigerante fluye hacia el intercambiador de calor (23) exterior) varía dentro del intervalo aproximadamente de 90 kg/h a 270 kg/h inclusive. Por otro lado, el intercambiador de calor (23) exterior incluye las tres secciones (51a-51c) de intercambio de calor principales, y el espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector está dividido en tres subespacios (71a-71c). Por consiguiente, cuando el intercambiador de calor (23) exterior funciona como el evaporador, el caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector varía dentro del intervalo aproximadamente de 30 kg/h a 90 kg/h inclusive.

25 Para el intercambiador de calor (23) exterior de esta realización, el valor de límite superior (i.e., 90 kg/h) del intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal se determina como un caudal másico de referencia M_R . Por otro lado, en el intercambiador de calor (23) exterior de esta realización, el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal se establece a un valor que es igual o mayor que $(1,91M_R - 22,7)$ e igual o menor que $(1,96M_R + 30,8)$. Por consiguiente, en el intercambiador de calor (23) exterior, la longitud de inserción L de cada tubo plano (31) en la segunda tubería (70) de recogida de colector se determina de tal manera que el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal se hace igual o mayor que 149 mm^2 e igual o menor que 207 mm^2 .

30 En el intercambiador de calor (23) exterior de esta realización, es más deseable determinar la longitud de inserción L de cada tubo plano (31) en la segunda tubería (70) de recogida de colector de tal manera que el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal se haga igual a 188 mm^2 . Por ejemplo, si el tubo plano (31) tiene la anchura W de 18 mm y la segunda tubería (70) de recogida de colector tiene el diámetro interior d de 21 mm, el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal se hace 188 mm^2 estableciendo la longitud de inserción L de cada tubo plano (31) en la segunda tubería (70) de recogida de colector a 10 mm.

<Área A de sección transversal efectiva del espacio de comunicación principal>

40 Como se describió anteriormente, en el intercambiador de calor (23) exterior de esta realización, la longitud de inserción L de cada tubo plano (31) en la segunda tubería (70) de recogida de colector se determina de tal manera que el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del espacio (70) de comunicación principal se hace igual al valor predeterminado.

45 En el intercambiador de calor (23) exterior, el área A de sección transversal efectiva [mm^2] de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal se establece a un valor que es igual o mayor que $(1,91M_R - 22,7)$ e igual o menor que $(1,96M_R + 30,8)$. El caudal másico de referencia M_R [kg/h] es un valor deseado dentro del intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal cuando el intercambiador de calor (23) exterior funciona como el evaporador. Cuando el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal está dentro del intervalo anterior y el caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal es igual al caudal másico de referencia M_R , el intercambiador de calor (23) exterior que funciona como un evaporador proporciona un rendimiento suficiente. La razón de esto se describe ahora con referencia a las Figuras 6 y 7.

50 La Figura 6 ilustra las relaciones entre una velocidad de flujo V del refrigerante que fluye en los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector y una tasa de rendimiento del intercambiador de calor (23) exterior que funciona como el evaporador. Específicamente, la Figura 6 ilustra las relaciones mostradas bajo condiciones de calentamiento de baja temperatura, condiciones de calentamiento nominales, y condiciones

de calentamiento intermedias que son las condiciones de la operación de calentamiento del acondicionador de aire (10), y con la variación del área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c). Los datos mostrados en la Figura 6 se obtuvieron de experimentos realizados utilizando varios intercambiadores de calor (23) exteriores y R410A como el refrigerante. Específicamente, los intercambiadores de calor (23) exteriores sometidos a los experimentos incluían cada uno los tubos planos (31) con la anchura W de 18 mm y la segunda tubería (70) de recogida de colector con una sección transversal circular y el diámetro interior d de 21 mm, pero eran diferentes entre sí solo en el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal.

Bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura, la temperatura de evaporación T_e del refrigerante en el intercambiador de calor (23) exterior es de -7°C y un caudal másico M al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector es de 90 kg/h. Bajo las condiciones de calentamiento nominales, la temperatura de evaporación T_e del refrigerante en el intercambiador de calor (23) exterior es de 0°C y el caudal másico M al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector es de 80 kg/h. Bajo las condiciones de calentamiento intermedias, la temperatura de evaporación T_e del refrigerante en el intercambiador de calor (23) exterior es de 2°C y el caudal másico M al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector es de 40 kg/h.

En la Figura 6, el eje horizontal representa la velocidad de flujo V [m/s] a la que el refrigerante fluye en los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector. La velocidad de flujo V se calcula dividiendo un caudal de volumen X [m^3/s] del refrigerante que fluye hacia los subespacios (71a-71c) por el área A de sección transversal efectiva [m^2] de los subespacios (71a-71c) ($V = X/A$). El caudal de volumen X [m^3/s] del refrigerante que fluye hacia los subespacios (71a-71c) se calcula dividiendo el caudal másico M [kg/h] del refrigerante que fluye hacia los subespacios (71a-71c) por una densidad D [kg/m^3] del refrigerante que fluye hacia los subespacios (71a-71c) ($X=M/3600/D$).

En la Figura 6, el eje vertical representa la tasa de rendimiento R de los intercambiadores de calor (23) exteriores bajo las condiciones de operación anteriores. La tasa de rendimiento R es un porcentaje del rendimiento de cada intercambiador de calor (23) exterior con relación al rendimiento de referencia predeterminado. El rendimiento de referencia es el rendimiento del intercambiador de calor (23) exterior incluyendo los subespacios (71a-71c) con el área A de sección transversal efectiva de 188 mm^2 .

La tasa de rendimiento R de cada intercambiador de calor (23) exterior bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura se calcula dividiendo el rendimiento Q_1 de cada intercambiador de calor (23) exterior bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura por el rendimiento del intercambiador de calor (23) exterior incluyendo los subespacios (71a-71c) con el área A de sección transversal efectiva de 188 mm^2 y operando bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura (i.e., por el rendimiento Q_{01} de referencia bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura) ($R=100 (Q_1/Q_{01})$). La tasa de rendimiento R de cada intercambiador de calor (23) exterior bajo las condiciones de calentamiento nominales se calcula dividiendo el rendimiento Q_2 de cada intercambiador de calor (23) exterior bajo las condiciones de calentamiento nominales por el rendimiento del intercambiador de calor (23) exterior incluyendo los subespacios (71a-71c) con el área A de sección transversal efectiva de 188 mm^2 y operando bajo las condiciones de calentamiento nominales (i.e., por el rendimiento Q_{02} de referencia bajo las condiciones de calentamiento nominales) ($R=100 (Q_2/Q_{02})$). La tasa de rendimiento R de cada intercambiador de calor (23) exterior bajo las condiciones de calentamiento intermedias se calcula dividiendo el rendimiento Q_3 de cada intercambiador de calor (23) exterior bajo las condiciones de calentamiento intermedias por el rendimiento del intercambiador de calor (23) exterior incluyendo los subespacios (71a-71c) con el área A de sección transversal efectiva de 188 mm^2 y operando bajo las condiciones de calentamiento intermedias (i.e., por el rendimiento Q_{03} de referencia bajo las condiciones de calentamiento intermedias) ($R=100 (Q_3/Q_{03})$). Como es de esperar, el rendimiento de referencia proporcionado bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura, el proporcionado bajo las condiciones de calentamiento nominales, y el proporcionado bajo las condiciones de calentamiento intermedias son diferentes entre sí ($Q_{01} \neq Q_{02} \neq Q_{03}$).

El rendimiento Q del intercambiador de calor (23) exterior se calcula según la fórmula: $Q = G (h_{\text{out}} - h_{\text{in}})$ en donde G es un caudal másico del refrigerante que pasa a través del intercambiador de calor (23) exterior, h_{in} es la entalpía específica del refrigerante en una entrada del intercambiador de calor (23) exterior, y h_{out} es la entalpía específica del refrigerante en una salida del intercambiador de calor (23) exterior.

Cuatro intercambiadores de calor (23) exteriores que diferían en el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector se sometieron a medición del rendimiento bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura. Específicamente, los cuatro intercambiadores de calor (23) exteriores tenían el área A de sección transversal efectiva de 152 mm^2 , 188 mm^2 , 214 mm^2 , y 240 mm^2 , respectivamente. Como se ilustra en la Figura 6, la medición indicó que el intercambiador de calor

(23) exterior cuyos subespacios (71a-71c) tenían el área A de sección transversal efectiva de 188 mm² proporcionaba el rendimiento más alto.

5 Cuatro intercambiadores de calor (23) exteriores que diferían en el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector se sometieron a medición del rendimiento bajo las condiciones de calentamiento nominales. Específicamente, los cuatro intercambiadores de calor (23) exteriores tenían el área A de sección transversal efectiva de 117 mm², 152 mm², 188 mm², y 214 mm², respectivamente. Como se ilustra en la Figura 6, la medición indicó que el intercambiador de calor (23) exterior cuyos subespacios (71a-71c) tenían el área A de sección transversal efectiva de 152 mm² proporcionaba el rendimiento más alto.

10 Seis intercambiadores de calor (23) exteriores que diferían en el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector se sometieron a medición del rendimiento bajo las condiciones de calentamiento intermedias. Específicamente, los seis intercambiadores de calor (23) exteriores tenían el área A de sección transversal efectiva de 54 mm², 79 mm², 117 mm², 152 mm², 188 mm², y 214 mm², respectivamente. Como se ilustra en la Figura 6, la medición indicó que el intercambiador de calor (23) exterior
15 cuyos subespacios (71a-71c) tenían el área A de sección transversal efectiva de 79 mm² proporcionaba el rendimiento más alto.

20 El área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) con la que el intercambiador de calor (23) exterior proporciona el rendimiento más alto varía dependiendo de las condiciones de calentamiento de baja temperatura, las condiciones de calentamiento nominales, y las condiciones de calentamiento intermedias. La razón de esta variación es la siguiente.

25 Cuando el caudal másico M al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) es constante, la velocidad de flujo V del refrigerante que fluye en los subespacios (71a-71c) disminuye a medida que aumenta la sección transversal efectiva A de los subespacios (71a-71c). En los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector, el refrigerante que está en el estado de dos fases de gas-líquido fluye hacia arriba. Por consiguiente, una disminución en la velocidad de flujo V a la que el refrigerante fluye en los subespacios (71a-71c) hace que una gran proporción del refrigerante líquido que tiene una mayor densidad fluya hacia los inferiores de los tubos planos (31) y una gran proporción del refrigerante gaseoso que tiene una menor densidad fluya hacia los superiores de los tubos planos (31). Es decir, el caudal másico al que el refrigerante fluye desde los subespacios (71a-71c) hacia los tubos planos (31) se hace no uniforme.

30 En los tubos planos (31) superiores hacia los que ha fluido una pequeña proporción del refrigerante líquido, el refrigerante entra en un estado gaseoso de fase única antes de alcanzar la primera tubería (60) de recogida de colector, y la temperatura del refrigerante se aproxima a la temperatura del aire exterior. Esto provoca una disminución en la cantidad de calor que el refrigerante en una porción superior de cada una de las secciones (51a-51c) de intercambio de calor principales intercambia con el aire, y reduce así el rendimiento del intercambiador de calor (23) exterior.

35 Cuando el caudal másico M al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) es constante, la velocidad de flujo V del refrigerante que fluye en los subespacios (71a-71c) aumenta a medida que disminuye la sección transversal efectiva A de los subespacios (71a-71c). Cuando la velocidad de flujo V del refrigerante que fluye en los subespacios (71a-71c) aumenta, la fuerza de inercia que actúa sobre el refrigerante líquido que tiene una densidad mayor aumenta. En los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector, el refrigerante que está en el estado de dos fases de gas-líquido fluye hacia arriba. Consecuentemente, una gran proporción del refrigerante líquido que ha sido elevado con gran fuerza fluye hacia los superiores de los tubos planos (31), y una gran proporción del refrigerante gaseoso que tiene una menor densidad fluye hacia los inferiores de los tubos planos (31). Es decir, el caudal másico al que el refrigerante fluye desde los subespacios (71a-71c) hacia los tubos planos (31) se hace no uniforme.

45 En los tubos planos (31) inferiores hacia los que ha fluido una pequeña proporción del refrigerante líquido, el refrigerante entra en un estado gaseoso de fase única antes de alcanzar la primera tubería (60) de recogida de colector, y la temperatura del refrigerante se aproxima a la temperatura del aire exterior. Esto provoca una disminución en la cantidad de calor que el refrigerante en una porción inferior de cada una de las secciones (51a-51c) de intercambio de calor principales intercambia con el aire, y reduce así el rendimiento del intercambiador de calor (23) exterior.

50 Por tanto, en el intercambiador de calor (23) exterior, cuando la velocidad de flujo V a la que el refrigerante fluye en los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector es excesivamente alta así como cuando la velocidad de flujo V es excesivamente baja, las cantidades del refrigerante distribuidas a los tubos planos (31) que se comunican con los subespacios (71a-71c) se hacen no uniformes, y consecuentemente, el rendimiento del intercambiador de calor (23) exterior disminuye. Por otro lado, cuando el caudal

másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) es constante, la velocidad de flujo V del refrigerante que fluye en los subespacios (71a-71c) es inversamente proporcional al área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c). Por lo tanto, como se describió anteriormente, el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) con los que el intercambiador de calor (23) exterior proporciona el rendimiento más alto varía dependiendo de las condiciones de calentamiento de baja temperatura, las condiciones de calentamiento nominales, y las condiciones de calentamiento intermedias.

La Figura 7 ilustra los resultados experimentales de la Figura 6 de una manera diferente. Específicamente, la Figura 7 ilustra los resultados experimentales reorganizados y mostrados en términos de la relación entre el caudal másico M al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector y el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c).

Una ecuación lineal aproximada para los puntos en los que el intercambiador de calor (23) exterior proporciona el rendimiento más alto bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura, las condiciones de calentamiento nominales, y las condiciones de calentamiento intermedias (i.e., el punto donde $M = 40 \text{ kg/h}$ y $A = 79 \text{ mm}^2$, el punto donde $M = 80 \text{ kg/h}$ y $A = 152 \text{ mm}^2$, y el punto donde $M = 90 \text{ kg/h}$ y $A = 188 \text{ mm}^2$) se expresa como la Ecuación 1 a continuación:

$$\text{[Ecuación 1]} A = 1,96M$$

Una ecuación lineal aproximada para los puntos en los que el rendimiento del intercambiador de calor (23) exterior se hace el 95% del rendimiento más alto y el área A de sección transversal efectiva se hace mayor que el valor calculado según la Ecuación 1, bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura, las condiciones de calentamiento nominales, y las condiciones de calentamiento intermedias (i.e., el punto donde $M = 40 \text{ kg/h}$ y $A = 109 \text{ mm}^2$, el punto donde $M = 80 \text{ kg/h}$ y $A = 187 \text{ mm}^2$, y el punto donde $M = 90 \text{ kg/h}$ y $A = 207 \text{ mm}^2$) se expresa como la Ecuación 2 a continuación:

$$\text{[Ecuación 2]} A = 1,96M + 30,8$$

Una ecuación lineal aproximada para los puntos en los que el rendimiento del intercambiador de calor (23) exterior se hace el 95% del rendimiento más alto y el área A de sección transversal efectiva se hace más pequeña que el valor calculado según la Ecuación 1, bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura, las condiciones de calentamiento nominales, y las condiciones de calentamiento intermedias (i.e., el punto donde $M = 40 \text{ kg/h}$ y $A = 53 \text{ mm}^2$, el punto donde $M = 80 \text{ kg/h}$ y $A = 130 \text{ mm}^2$, y el punto donde $M = 90 \text{ kg/h}$ y $A = 149 \text{ mm}^2$) se expresa como la Ecuación 3 a continuación:

$$\text{[Ecuación 3]} A = 1,91M - 22,7$$

Por lo tanto, según esta realización, hacer que el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) se haga igual o mayor que $(1,91M_R - 22,7)$ e igual o menor que $(1,96M_R + 30,8)$ ajustando la longitud de inserción L de los tubos planos (31) en la segunda tubería (70) de recogida de colector permite que el intercambiador de calor (23) exterior que funciona como el evaporador en un estado operacional donde el caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) es igual al caudal másico de referencia M_R proporcione un rendimiento correspondiente al 95% o más del rendimiento más alto que puede ser proporcionado en el mismo estado operacional.

-Ventajas de la realización-

Como se describió anteriormente, el intercambiador de calor (23) exterior de esta realización se configura de tal manera que el valor de límite superior (i.e., 90 kg/h) del intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal se determina como el caudal másico de referencia M_R , y el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal es igual o mayor que $(1,91M_R - 22,7)$ e igual o menor que $(1,96M_R + 30,8)$. Por lo tanto, según esta realización, bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura donde la capacidad de operación del compresor (21) proporcionado en el circuito (20) de refrigerante se maximiza, es posible hacer que el intercambiador de calor (23) exterior proporcione un rendimiento correspondiente al 95% o más de su rendimiento más alto.

Bajo condiciones de operación donde el caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal es menor que el caudal másico bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura, el rendimiento del intercambiador de calor (23) exterior de esta realización puede llegar a ser inferior al 95% del rendimiento más alto. Bajo tales condiciones de operación, sin embargo, la capacidad de operación del compresor (21) es más pequeña que el máximo. Por lo tanto, bajo las condiciones de operación donde el caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) es menor que el caudal másico bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura, se puede asegurar el rendimiento de calentamiento del acondicionador de aire (10) aumentando la capacidad de operación del compresor (21).

5 Por tanto, como se describe en esta realización, establecer el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal en base al caudal másico de referencia M_R que es el valor de límite superior (i.e., 90kg/h) del intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) permite que el intercambiador de calor (23) exterior proporcione un rendimiento suficiente en un estado donde se maximiza la capacidad de operación del compresor (21). Como resultado, se puede aumentar el rendimiento de calentamiento del acondicionador de aire (10) sin aumentar el tamaño del intercambiador de calor (23) exterior.

-Variación 1 de la realización-

10 En el intercambiador de calor (23) exterior de esta realización, un caudal inferior al valor de límite superior del intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal se puede determinar como el caudal másico de referencia M_R , y la longitud de inserción L de cada tubo plano (31) en la segunda tubería (70) de recogida de colector se puede establecer de tal manera que el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) se haga igual o mayor que $(1,91M_R - 22,7)$ e igual o menor que $(1,96M_R + 30,8)$.

15 Aquí, el periodo durante el cual se maximiza la capacidad de operación del compresor (21) del circuito (20) de refrigerante no es tan largo durante todo el año. En otras palabras, el periodo durante el cual el compresor (21) es operado con una capacidad de operación más pequeña que la capacidad de operación máxima es más largo que el periodo durante el cual el compresor (21) es operado con la capacidad de operación máxima.

20 Por consiguiente, es posible determinar, como el caudal másico de referencia M_R , un caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal en un estado operacional que aparece más frecuentemente durante todo el año. Establecer, en base a este caudal determinado como el caudal másico de referencia M_R , la longitud de inserción L de cada tubo plano (31) en la segunda tubería (70) de recogida de colector de tal manera que el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) se haga igual o mayor que $(1,91M_R - 22,7)$ e igual o menor que $(1,96M_R + 30,8)$ permite que el intercambiador de calor (23) exterior que está bajo el estado operacional que aparece con mayor frecuencia durante todo el año proporcione un rendimiento correspondiente al 95% o más del rendimiento más alto que puede ser proporcionado bajo el mismo estado operacional. Por tanto, según esta variación, es posible mejorar la eficiencia operacional del acondicionador de aire (10) que está en el estado operacional que aparece más frecuentemente a lo largo del año, y consecuentemente, se puede reducir el consumo de energía anual del acondicionador de aire (10).

-Variación 2 de la realización-

30 El área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) del intercambiador de calor (23) exterior de esta realización se puede establecer utilizando solo la Ecuación 1, que es la ecuación lineal aproximada para los puntos en los que el intercambiador de calor (23) exterior proporciona el rendimiento más alto bajo las condiciones de calentamiento de baja temperatura, las condiciones de calentamiento nominales, y las condiciones de calentamiento intermedias.

35 Específicamente, como se ilustra en la Figura 8, cuando un valor dentro del intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal de la segunda tubería (70) de recogida de colector se determina como el caudal másico de referencia M_R , la longitud de inserción L de cada tubo plano (31) en la segunda tubería (70) de recogida de colector se puede establecer de tal manera que el área A de sección transversal efectiva de los subespacios (71a-71c) se haga igual o mayor que $(1,96M_R - b)$ e igual o menor que $(1,96M_R + a)$. Por ejemplo, cuando $a = 30,0$ y $b = 25,0$, el intercambiador de calor (23) exterior en un estado donde el caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los subespacios (71a-71c) del espacio de comunicación (71) principal es igual al caudal másico de referencia M_R proporciona un rendimiento correspondiente a aproximadamente el 95% o más del rendimiento más alto que puede ser proporcionado en el mismo estado.

Aplicabilidad industrial

45 Como se describió anteriormente, la presente invención es útil para intercambiadores de calor que incluyen una pluralidad de tubos planos y tuberías de recogida de colector conectadas a la pluralidad de tubos planos.

Descripción de los caracteres de referencia

- 20 Circuito de refrigerante
- 23 Intercambiador de calor (intercambiador de calor exterior)
- 31 Tubo plano
- 50 36 Aleta

ES 2 708 210 T3

- 60 Primera tubería de recogida de colector
- 70 Segunda tubería de recogida de colector
- 71a Primer subespacio (espacio de flujo)
- 71b Segundo subespacio (espacio de flujo)
- 5 71c Tercer subespacio (espacio de flujo)

REVINDICACIONES

1. Un circuito (20) de refrigerante configurado para realizar un ciclo de refrigeración y que comprende un intercambiador de calor (23), comprendiendo el intercambiador de calor (23):
- 5 una pluralidad de tubos planos (31); una primera tubería (60) de recogida de colector que tiene insertada en la misma una porción de extremo de cada uno de los tubos planos (31); una segunda tubería (70) de recogida de colector que tiene insertada en la misma la otra porción de extremo de cada uno de los tubos planos (31); y una pluralidad de aletas (36) unidas a los tubos planos (31), en donde
- 10 la segunda tubería (70) de recogida de colector forma espacios (71a-71c) de flujo que se comunican con la pluralidad de tubos planos (31) y en los que un refrigerante que está en un estado de dos fases de gas-líquido fluye hacia arriba cuando el intercambiador de calor funciona como un evaporador,
- 15 un área de sección transversal efectiva de los espacios (71a-71c) de flujo es un área obtenida restando un área proyectada que corresponde a una porción de cada tubo plano (31) situada en uno correspondiente de los espacios (71a-71c) de flujo y que se proyecta sobre un plano perpendicular a una dirección axial de la segunda tubería (70) de recogida de colector, desde un área de una sección transversal del correspondiente de los espacios (71a-71c) de flujo que es perpendicular a la dirección axial de la segunda tubería (70) de recogida de colector, caracterizada por que el área de sección transversal efectiva de los espacios (71a-71c) de flujo se establece en base a un caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor funciona como el evaporador, y
- 20 un valor incluido en un intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor funciona como el evaporador se determina como un caudal másico de referencia M_R [kg/h], y
- el área A de sección transversal efectiva [mm^2] de los espacios (71a-71c) de flujo es igual o mayor que $(1,91M_R - 22,7)$ e igual o menor que $(1,96M_R + 30,8)$, o es igual o mayor que $(1,96M_R - 25,0)$ e igual o menor que $(1,96M_R + 30,0)$.
2. El circuito de refrigerante de la reivindicación 1, en donde
- 25 el caudal másico de referencia M_R [kg/h] es un valor de límite superior del intervalo de variación del caudal másico al que el refrigerante fluye hacia los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor funciona como el evaporador.
3. El circuito de refrigerante de cualquiera de las reivindicaciones 1-2, en donde
- la primera tubería (60) de recogida de colector y la segunda tubería (70) de recogida de colector están en una posición vertical, y
- 30 el intercambiador de calor se configura de tal manera que el refrigerante fluye hacia una porción de extremo inferior de cada uno de los espacios (71a-71c) de flujo cuando el intercambiador de calor funciona como el evaporador.

FIG.1

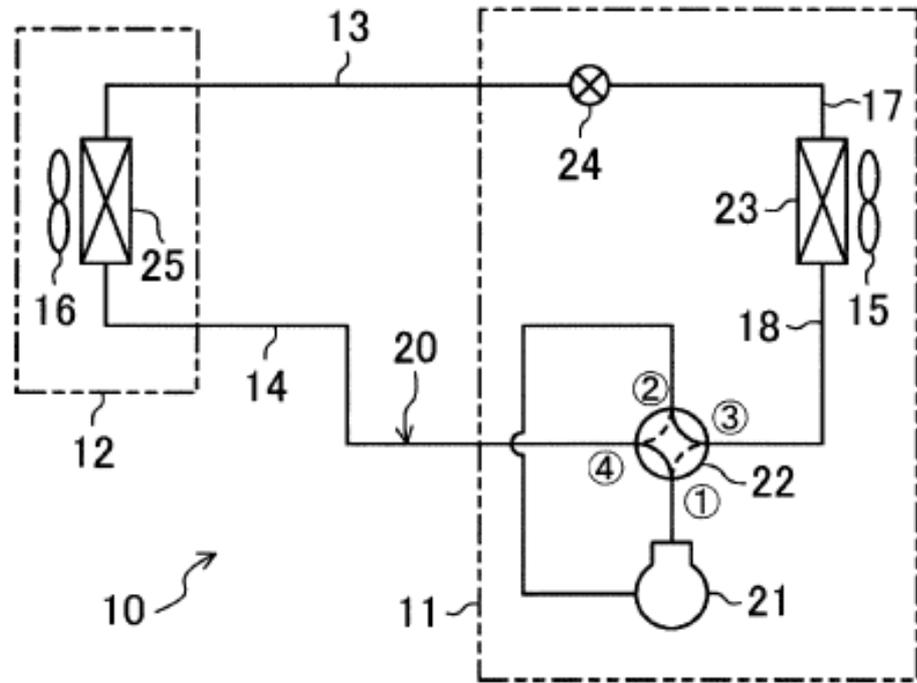


FIG.2

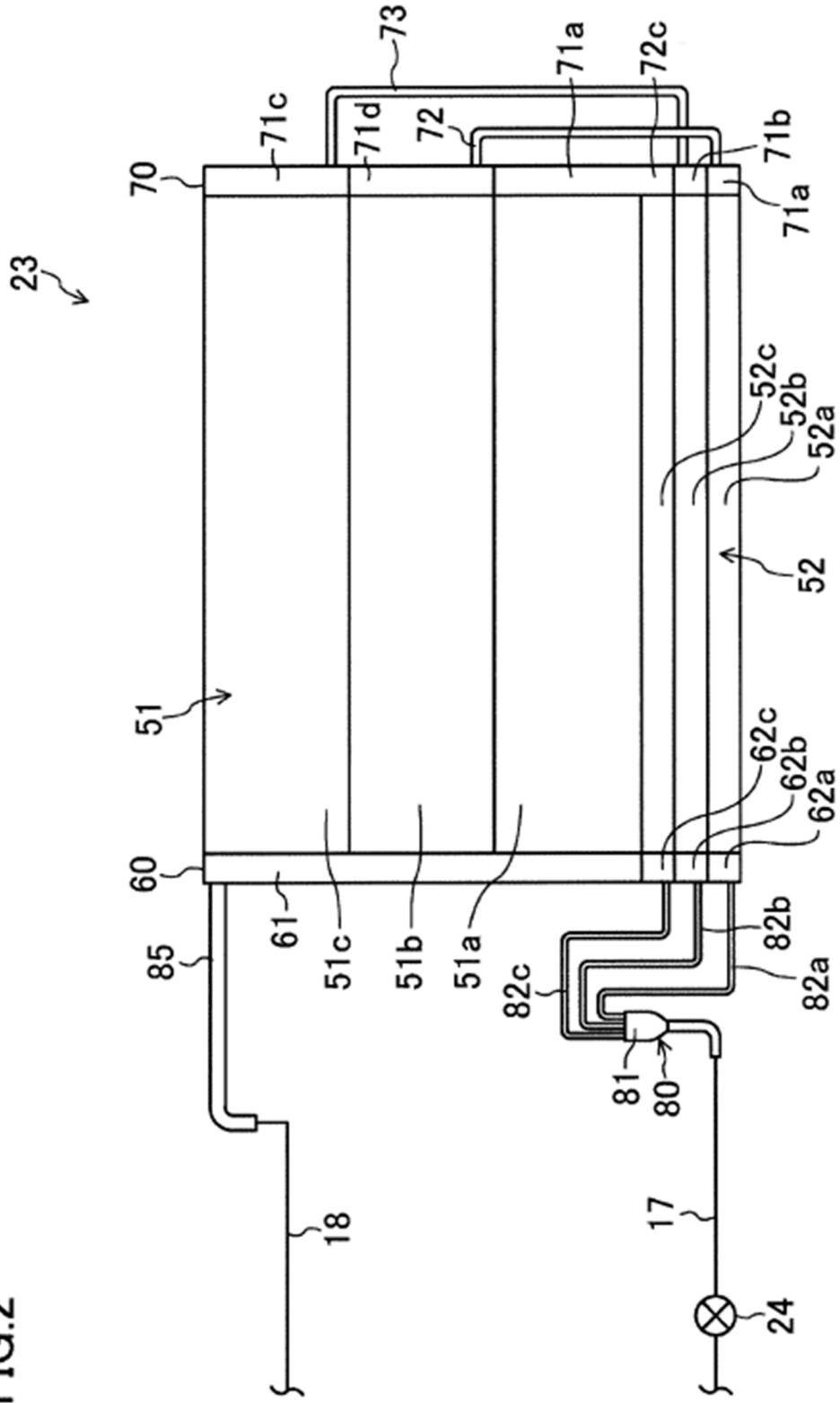


FIG.3

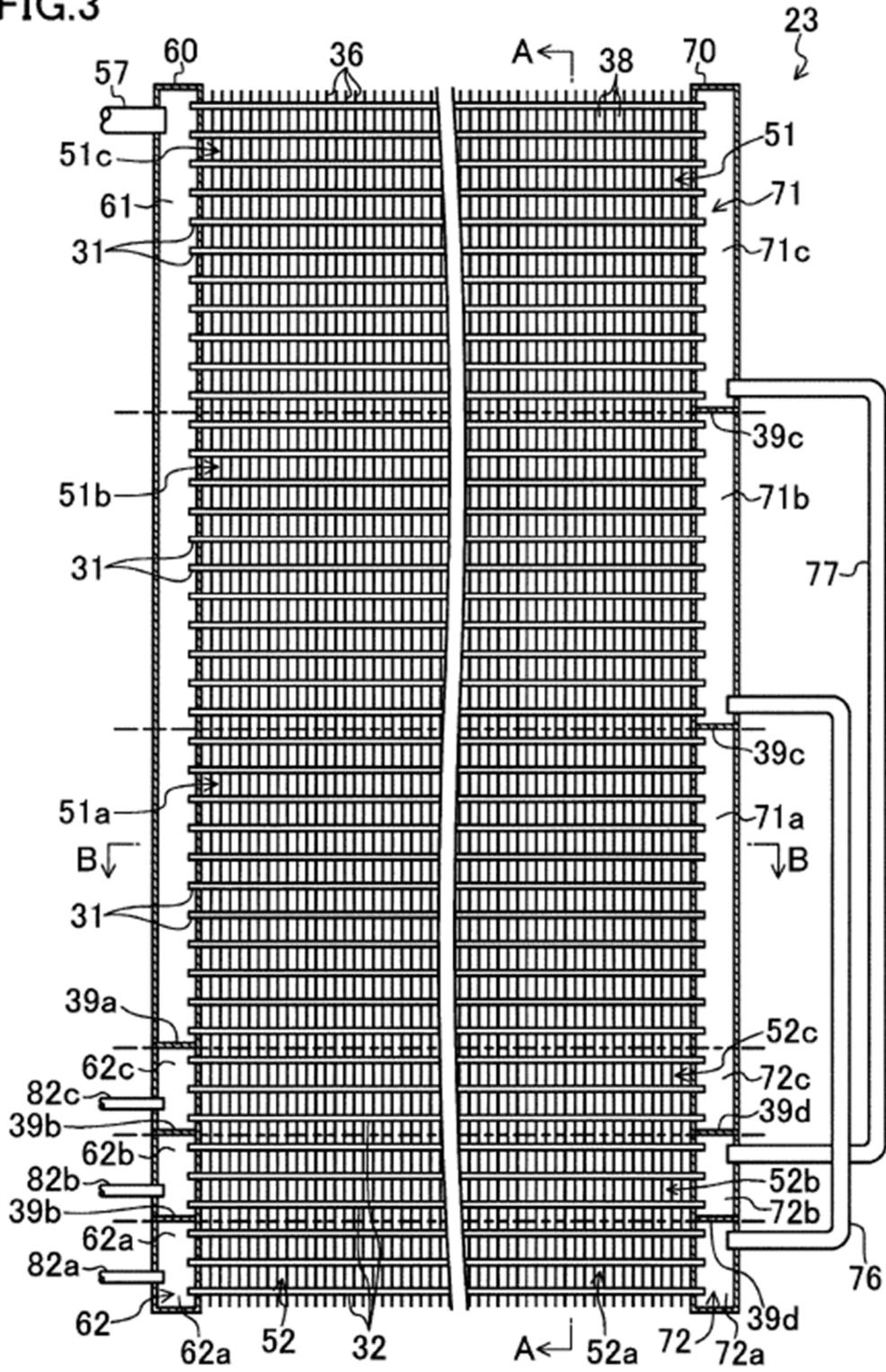


FIG.4

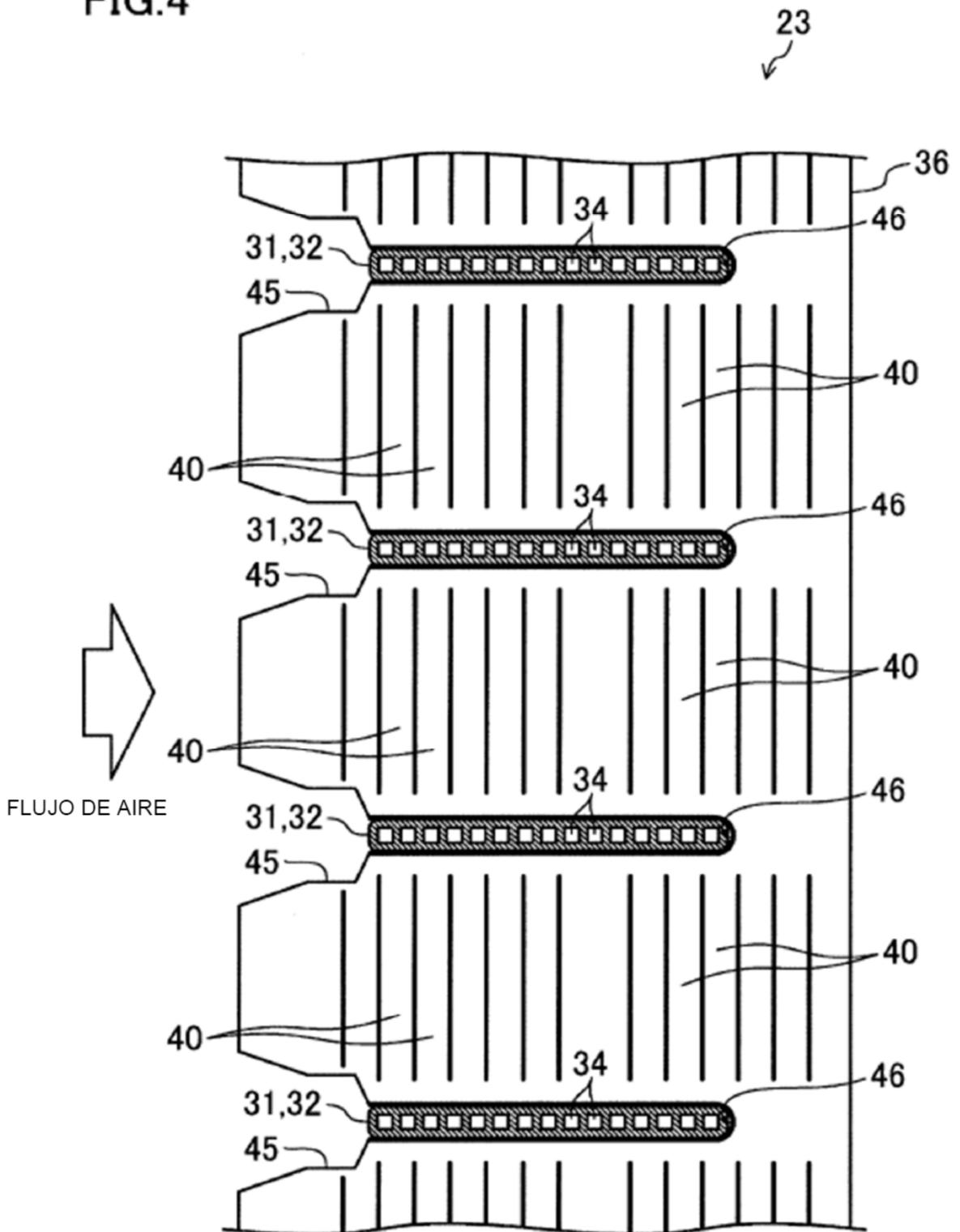


FIG.5A

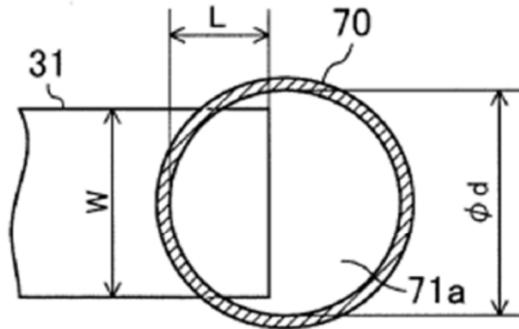


FIG.5B

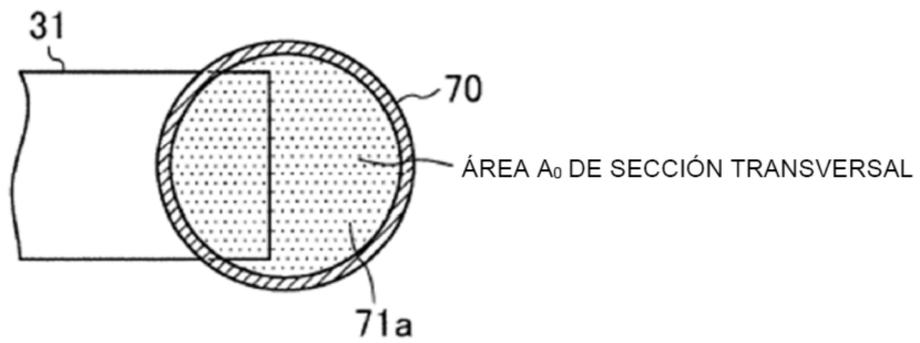


FIG.5C

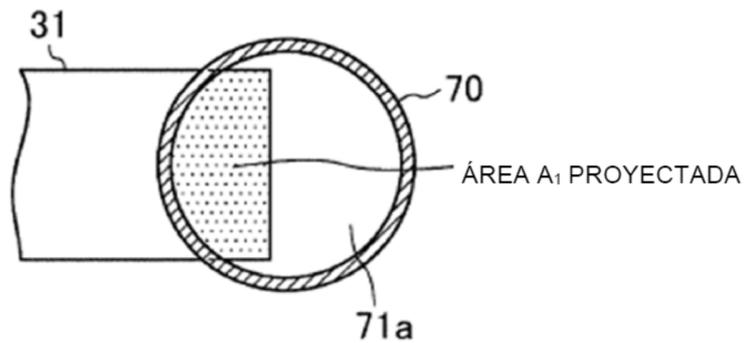


FIG.5D

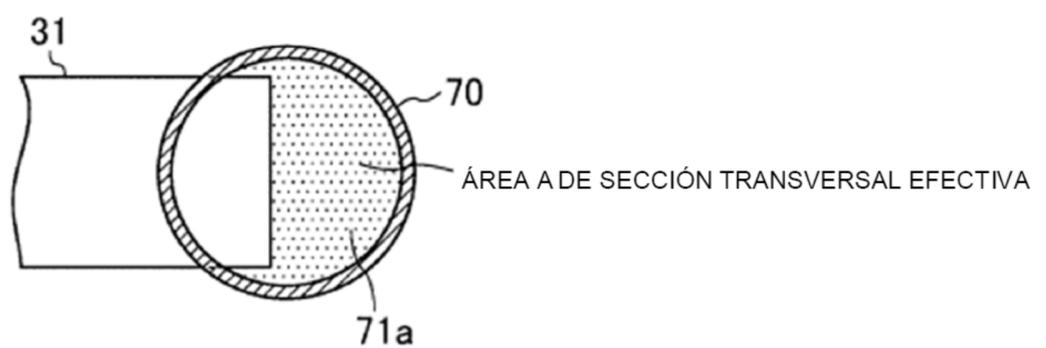


FIG.6

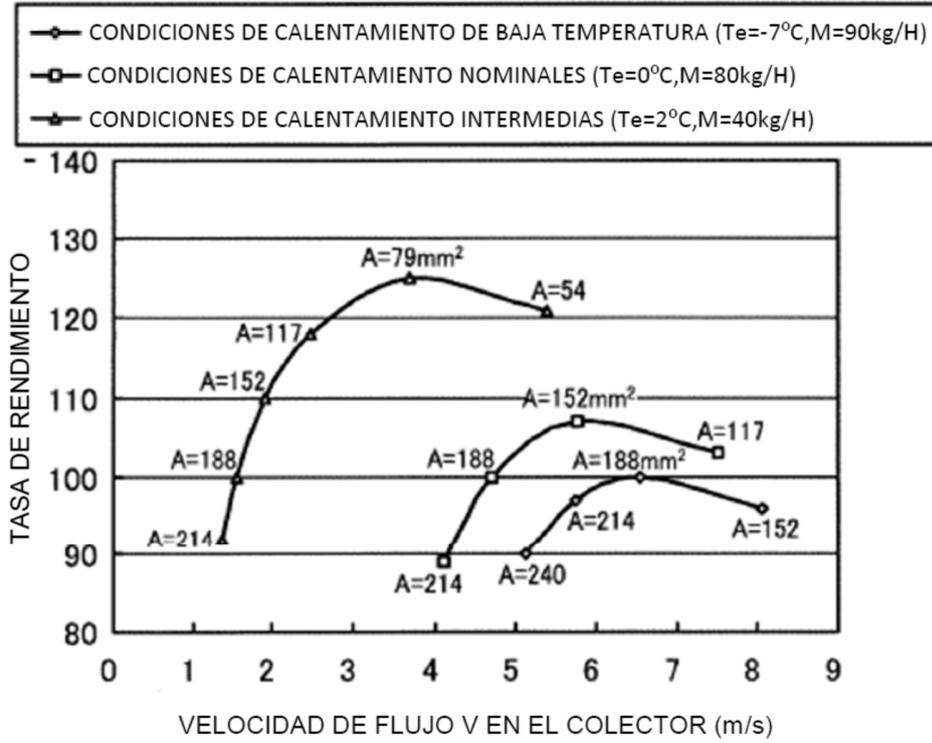


FIG.7

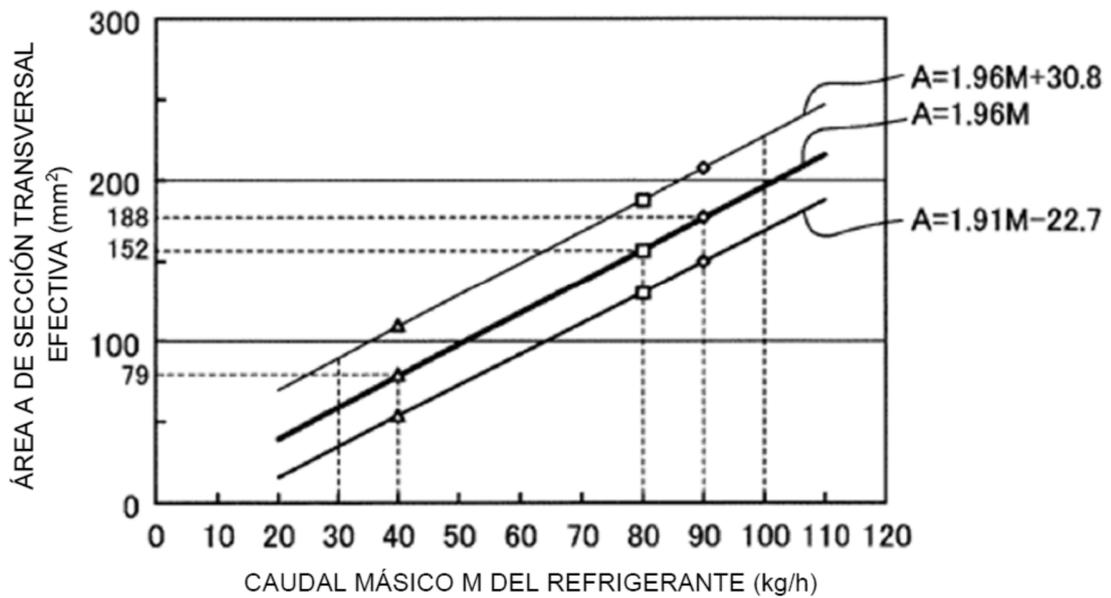


FIG.8

