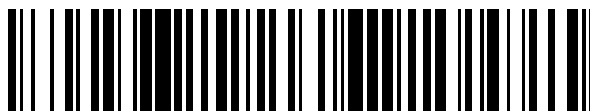


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 731 748**

51 Int. Cl.:

F28F 1/40 (2006.01)

F25B 39/00 (2006.01)

F28F 1/32 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **30.01.2012 PCT/JP2012/000577**

87 Fecha y número de publicación internacional: **04.04.2013 WO13046482**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **30.01.2012 E 12835922 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **22.05.2019 EP 2765383**

54 Título: **Intercambiador de calor y dispositivo de ciclo de refrigeración que incluye el intercambiador de calor**

30 Prioridad:

26.09.2011 JP 2011209165

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

18.11.2019

73 Titular/es:

**mitsubishi electric corporation (100.0%)
7-3 Marunouchi 2-chome, Chiyoda-ku
Tokyo 100-8310, JP**

72 Inventor/es:

**LEE, SANGMU;
ISHIKAWA, MITSUHIRO;
ISHIBASHI, AKIRA y
MATSUDA, TAKUYA**

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 731 748 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 y dispositivo de ciclo de refrigeración que incluye el intercambiador de calor

Campo técnico

5 La presente invención se refiere a un intercambiador de calor que incluye un tubo de transferencia de calor que tiene unos surcos en una superficie interior de él, y también se refiere a un dispositivo de ciclo de refrigeración que incluye el intercambiador de calor. En particular, la invención se refiere a un intercambiador de calor definido en el preámbulo de la reivindicación 1 y descrito en el documento JP 2001 289.585.

Técnica anterior

10 Los intercambiadores de calor incluidos en los dispositivos de refrigeración, dispositivos de acondicionadores de aire, bombas de calor, etc, generalmente incluyen unas aletas que están dispuestas a intervalos predeterminados entre ellos y un tubo de transferencia de calor asegurado de modo que el tubo de transferencia de calor se extiende a través de cada aleta. El tubo de transferencia de calor sirve como una parte del circuito refrigerante en un dispositivo de ciclo de refrigeración y permite que el refrigerante (fluido) fluya a través de él.

15 Los surcos están formados sobre una superficie interior del tubo de transferencia de calor de modo que una pluralidad de porciones de surcos y una pluralidad de proyecciones se extiendan en una dirección circunferencial y en una dirección axial del tubo de transferencia de calor. El refrigerante que fluye a través del tubo de transferencia de calor experimenta un cambio de fase (condensación o evaporación) como resultado del intercambio de calor con el aire o similar fuera del tubo de transferencia de calor. Para aumentar la eficiencia del cambio de fase, el rendimiento de la transferencia de calor del tubo de transferencia de calor ha sido mejorado, por ejemplo, aumentando el área superficial dentro del tubo o utilizando un efecto de agitación del fluido proporcionado por las porciones de surcos o un efecto de mantenimiento de una película líquida entre las porciones de surco proporcionadas por la acción capilar de las porciones de los surcos (véase, por ejemplo, la Bibliografía de la Patente 1).

20

Lista de citas

Bibliografía de la Patente

25 Bibliografía de la Patente 1: Publicación de Solicitud de Patente Japonesa No Examinada N° 2001-289.585 (Resumen, Figura 1)

Compendio de la invención

Problema técnico

30 El tubo de transferencia de calor antes descrito de acuerdo con la técnica relacionada está hecho de un metal de aluminio o de una aleación de aluminio. El intercambiador de calor está fabricado por un método mecánico de expansión del tubo en el que una bola que expande el tubo es empujada dentro del tubo para expandir el tubo de transferencia de calor desde el interior de modo que el tubo de transferencia de calor vaya a un contacto cercano con las aletas y sea unido a las aletas. No obstante, cuando el tubo de transferencia de calor es expandido los salientes altos son aplastados por la bola que expande el tubo, y se reduce la adherencia entre el tubo de transferencia de calor y las aletas. Además, existe el problema de que una reducción en la altura de los salientes altos produce una reducción en el rendimiento de la transferencia del calor de condensación/evaporación en el tubo.

35

Además, como el material de aluminio tiene una resistencia baja, es necesario que la parte inferior de los surcos en el tubo de transferencia de calor tenga un gran espesor de la placa.

40 La presente invención ha sido realizada para resolver los problemas antes descritos, y un primer objeto de la presente invención es proporcionar un intercambiador de calor capaz de mejorar el rendimiento de la transferencia de calor sin aumentar la pérdida de presión en el tubo y un dispositivo de ciclo refrigerante que incluye el intercambiador de calor.

Un segundo objeto es proporcionar un intercambiador de calor capaz de aumentar la adherencia entre un tubo de intercambio de calor y las aletas y un dispositivo de ciclo de refrigeración que incluye el intercambiador de calor.

Solución del problema

45 En la reivindicación 1 está definido un intercambiador de calor de acuerdo con la presente invención.

Efectos ventajosos de la invención

50 De acuerdo con la presente invención, cuando el tubo de transferencia de calor es radialmente expandido por el método de expansión del tubo, la altura de los primeros salientes es mayor o igual que la de los segundos salientes, y la anchura de la porción de la punta de cada primer saliente es mayor que la anchura de la porción de la base del primer saliente. Además, las superficies de los lados opuestos de los salientes primeros y segundos después de la

5 expansión del tubo de transferencia de calor están inclinadas de modo que las prolongaciones de las superficies laterales se cruzan entre sí en la zona interior del tubo de transferencia de calor. Por consiguiente, el rendimiento de la transferencia del calor de condensación/evaporación en el tubo puede ser hecho mayor que el de un tubo de transferencia de calor de acuerdo con la técnica relacionada sin aumentar la pérdida de presión en el tubo. Por lo tanto, se puede proporcionar un intercambiador de calor de una alta eficiencia.

Breve descripción de los dibujos

[Figura 1] La Figura 1 muestra una vista en perspectiva de un intercambiador de acuerdo con la Realización 1 y una vista de la sección ampliada de un tubo de transferencia de calor incluido en el intercambiador de calor.

10 [Figura 2] La Figura 2 muestra unas vistas parciales en perspectiva ampliadas de la parte A del tubo de transferencia de calor ilustrado en la Figura 1.

[Figura 3] La Figura 3 es una vista de la sección que ilustra cómo el tubo de transferencia de calor es expandido por un método mecánico de expansión del tubo.

15 [Figura 4] La Figura 4 es un gráfico que muestra la relación entre el ángulo γ del vértice y la tasa de intercambio de calor, siendo el ángulo γ del vértice un ángulo de cruce entre las superficies del lado opuesto de los salientes altos y cortos después de la expansión del tubo.

[Figura 5] La Figura 5 es un gráfico que muestra la relación entre el número de salientes altos incluidos en un tubo de transferencia de calor y la tasa de intercambio de calor en un intercambiador de calor de acuerdo con la Realización 3.

20 [Figura 6] La Figura 6 es un gráfico que muestra la relación entre la altura de los salientes cortos después de la expansión de un tubo de transferencia de calor y la tasa de intercambio de calor en un intercambiador de calor de acuerdo con la Realización 4.

[Figura 7] La Figura 7 es un diagrama del circuito refrigerante de un dispositivo de acondicionamiento de aire de acuerdo con la Realización 5.

Descripción de las Realizaciones

25 Realización 1

La Figura 1 muestra una vista en perspectiva de un intercambiador de calor de acuerdo con la Realización 1 y una vista de la sección ampliada de un tubo intercambiador de calor incluido en el intercambiador de calor. En esta figura la parte (a) es una vista en perspectiva que ilustra el aspecto externo del intercambiador de calor, y la parte (b) es una vista de la sección ampliada del tubo intercambiador de calor incluido en el intercambiador de calor.

30 Con referencia a la Figura 1(a), un intercambiador de calor 1 es un ejemplo de intercambiadores de calor de un tubo con aletas que tienen un amplio uso como evaporadores y condensadores de, por ejemplo, dispositivos de refrigeración y dispositivos de aire acondicionado. El intercambiador de calor 1 incluye unas aletas 10 dispuestas en una dirección ortogonal a una dirección en la que el aire fluye y un tubo 20 de transferencia de calor que tiene, por ejemplo, una forma redonda y que está asegurado de modo que el tubo 20 de transferencia de calor se prolonga a través de cada aleta 10. Las aletas 10 están hechas de, por ejemplo, un material de aluminio que tiene una baja resistencia a la deformación, y el tubo 20 de transferencia de calor está hecho de, por ejemplo, un material de aluminio que tiene una resistencia a la deformación mayor que la del material de aluminio de las aletas 10.

40 El tubo 20 de transferencia de calor es un componente de un circuito refrigerante de un dispositivo del ciclo de refrigeración. Como se ha descrito antes, el tubo 20 de transferencia de calor tiene una pluralidad de salientes 22 (véase la Figura 1(b)) que sobresalen hacia el centro axial en una superficie interior de él, y permite que el refrigerante fluya a través de él. El refrigerante que fluye a través del tubo 20 de transferencia de calor y el aire que fluye fuera del tubo 20 de transferencia de calor intercambian calor a través de las aletas 10, de modo que se aumenta el área de la transferencia de calor, que es el área de una superficie que está en contacto con el aire, y el calor puede ser eficientemente intercambiado entre el refrigerante y el aire.

45 La Figura 2 muestra unas vistas parciales de la sección de la parte A del tubo de transferencia de calor ilustrado en la Figura 1. En esta figura la parte (a) ilustra el estado antes de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor, y la parte (b) ilustra el estado después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor.

50 En la Realización 1 los surcos están formados sobre la superficie interior del tubo 20 de transferencia de calor de modo que una pluralidad de porciones de surcos 21 y la pluralidad de salientes 22 que se prolongan en una dirección axial del tubo 20 de transferencia de calor están dispuestos en una dirección circunferencial, como está ilustrado en la Figura 2(a). Los salientes 22 salen hacia el centro axial del tubo 20 de transferencia de calor, como se ha discutido antes. Los salientes 22 incluyen dos tipos de salientes que son, por ejemplo, unos primeros salientes 22A que tienen

unas porciones de la punta planas (en adelante denominados "salientes altos 22A") y unos segundos salientes 22B que tienen unas porciones de la punta puntiagudas (en adelante denominadas "salientes cortos 22B").

La altura h de los salientes cortos 22B es menor que la altura H de los salientes altos 22A en, por ejemplo, 0,06 mm o más antes de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor. Cuando la diferencia ($H-h$) entre los salientes altos 22A y los salientes cortos 22B es excesivamente grande, o cuando los salientes cortos 22B son excesivamente cortos, existe la posibilidad de que el rendimiento de la transferencia de calor se reduzca debido, por ejemplo, a una reducción del área superficial dentro del tubo 20 de transferencia de calor. Por lo tanto, en la Realización 1 la diferencia se fija que sea cerca de 0,06 mm. Esta dimensión es un ejemplo y no es limitativa. La dimensión difiere dependiendo del diámetro exterior del tubo 20 de transferencia de calor.

Cada saliente alto 22A tiene la forma de un trapecoide invertido en el que la anchura $W2$ de una porción de la punta es mayor que la anchura $W1$ de una porción de la base. Cada saliente corto 22B tiene una forma triangular de modo que la distancia entre ambas superficies laterales de él disminuye desde una porción de la base hacia una porción de la punta.

La Figura 3 es una vista de la sección que ilustra cómo el tubo de transferencia de calor es expandido por un método mecánico de expansión del tubo.

El tubo 20 de transferencia de calor de acuerdo con la realización 1 está fabricado como sigue. Esto es, una pluralidad de tubos de horquilla usados para formar el tubo 20 de transferencia de calor son fabricados flexionando los tubos en sus zonas centrales en una dirección longitudinal (dirección axial) en un determinado grado de flexión en una forma de horquilla. Los tubos de horquilla son insertados a través de agujeros formados en cada aleta 10, y son después expandidos por el método mecánico de expansión del tubo para formar el tubo 20 de transferencia de calor. De este modo, el tubo 20 de transferencia de calor es llevado a un contacto cercano con y unido a cada aleta 10. El método mecánico de expansión del tubo antes descrito es un método en el que una barra 31 que tiene una bola 30 que expande el tubo en un extremo de ella es insertada en el tubo 20 de transferencia de calor, teniendo la bola 30 de expansión del tubo un diámetro ligeramente mayor que el diámetro interior del tubo 20 de transferencia de calor. Por consiguiente, el diámetro exterior del tubo 20 de transferencia de calor es aumentado, de modo que el tubo 20 de transferencia de calor se pone en un contacto cercano con cada aleta 10. Se puede usar un método hidráulico de expansión del tubo, en el que el tubo 20 de transferencia de calor es expandido empujando la bola 30 de expansión del tubo al interior del tubo por la presión del fluido en lugar del método mecánico de expansión del tubo.

Cada saliente alto 22A tiene la forma de un trapecoide invertido en el que la anchura $W2$ de la porción de la punta es mayor que la anchura $W1$ de la porción de la base. Por lo tanto, cuando el tubo es expandido por el método mecánico de expansión del tubo es grande el área de contacto entre la bola 30 de expansión del tubo y cada uno de los salientes altos 22A. Las porciones de la punta de los salientes altos 22A son aplastados aproximadamente 0,06 mm y aplanadas, y se reduce la altura H de los salientes altos 22A. En este momento un ángulo β del vértice, que es un ángulo de cruce entre ambas superficies laterales de cada saliente alto 22A, se hace menor que la anterior a la expansión del tubo 20 de transferencia de calor.

La altura de los salientes cortos 22B es menor que la cantidad de aplastamiento 0,06 mm, de modo que los salientes cortos 22B no se deforman. En la Realización 1, al contrario que en el caso de la técnica relacionada en la que la presión de inserción de la bola 30 de expansión del tubo se aplica a todos los salientes 22 en el tubo, el tubo es expandido mientras que la presión es aplicada a las porciones de la punta de los salientes altos 22A. Por lo tanto, la superficie exterior del tubo 20 de transferencia de calor que tiene una forma redonda está realizada con una forma poligonal. En consecuencia, la recuperación elástica del tubo 20 de transferencia de calor puede ser suprimida y la adherencia entre el tubo 20 de transferencia de calor y cada aleta 10 puede ser mejorada, de modo que se puede aumentar la eficiencia del intercambio de calor.

Las superficies laterales opuestas de los salientes altos y cortos 22A y 22B después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor están inclinadas de modo que las prolongaciones de las superficies laterales se crucen entre sí en una zona interior del tubo 20 de transferencia de calor. El ángulo de cruce (ángulo γ del vértice) entre las prolongaciones de las superficies laterales está en el intervalo de, por ejemplo, 2 grados a 12 grados. El ángulo γ del vértice después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor es mayor que el ángulo γ del vértice antes de la expansión. Aunque el ángulo γ del vértice antes descrito se fija en el intervalo de, por ejemplo, 2 grados a 12 grados, difiere de acuerdo con el diámetro exterior del tubo 20 de transferencia de calor, y no está limitado.

La Figura 4 es un gráfico que muestra la relación entre el ángulo γ del vértice, que es el ángulo de cruce entre las superficies opuestas de los salientes altos y cortos después de la expansión del tubo, y la tasa de intercambio de calor.

En la superficie interior del tubo 20 de transferencia de calor, como se ha descrito antes, el ángulo γ del vértice, que es el ángulo de cruce entre las superficies opuestas de los salientes altos y cortos 22A y 22B después de la expansión del tubo, está en el intervalo de, por ejemplo, 2 grados a 12 grados (en un intervalo angular predeterminado).

A continuación se describirá la causa por la que el ángulo γ del vértice, que es el ángulo de cruce entre las superficies laterales opuestas de los salientes altos y cortos 22A y 22B después de la expansión del tubo 20 de transferencia de

calor, se fija en el intervalo de 2 grados a 12 grados en el intercambiador de calor 1. Cuando el tubo 20 de transferencia de calor es expandido, la bola 30 de expansión del tubo hace contacto con los salientes altos 22A de modo que las porciones de la punta de los salientes altos 22A son aplastadas 0,06 mm y se reduce la altura H de cada saliente. Aquí, si el ángulo γ del vértice antes descrito es menor de 2 grados, no se puede conseguir el efecto de indicación de ebullición y se reduce el rendimiento de la transferencia del calor de evaporación en el tubo.

Si el ángulo γ del vértice, que es el ángulo de cruce entre las superficies opuestas de los salientes altos y cortos 22A y 22B después de la expansión del tubo, es mayor de 12 grados, el refrigerante no puede fluir fácilmente a los espacios entre los salientes altos 22A y los salientes cortos 22B, y se reduce el rendimiento de la transferencia de calor de condensación/evaporación.

Como se ha descrito antes, de acuerdo con la Reivindicación 1, la diferencia entre la altura H de los salientes altos 22A incluidos en el tubo 20 de transferencia de calor y la altura h de los salientes cortos 22B incluidos en el tubo 20 de transferencia de calor es 0,06 mm de más. Además, cada saliente alto 22A tiene la forma de un trapecoide invertido en el que la anchura W2 de la porción de la punta es mayor que la anchura W1 de la porción de la base, y cada saliente corto 22B tiene una forma triangular. Después de expandido el tubo 20 de transferencia de calor por el método mecánico de expansión del tubo, el ángulo γ del vértice, que es el ángulo de cruce entre las superficies laterales opuestas de los salientes altos y cortos 22A y 22B, está en el intervalo de 2 grados a 12 grados. Por consiguiente, se puede aumentar el rendimiento de la transferencia de calor del tubo 20 de transferencia de calor. Además, como la bola 30 de expansión del tubo hace contacto solamente con las porciones de la punta de los salientes altos 22A para expandir el tubo, la superficie exterior del tubo 20 de transferencia de calor se realiza con una forma poligonal y se puede suprimir la recuperación elástica del tubo 20 de transferencia de calor. Por consiguiente, se puede mejorar la adherencia entre el tubo 20 de transferencia de calor y las aletas 10 y se puede aumentar la tasa de intercambio de calor (relación entre las cantidades de calor de antes y después del paso a través del tubo de transferencia de calor), de forma que se pueda reducir el consumo de energía. Además, se puede reducir la cantidad de refrigerante en el circuito de refrigeración, y se puede conseguir una reducción del tamaño mientras que se mantiene una alta eficiencia.

En la Realización 1, en el tubo 20 de transferencia de calor después de la expansión, el ángulo γ del vértice, que es el ángulo de cruce entre las superficies laterales opuestas de los salientes altos y cortos 22A y 22B, se fija en el intervalo de 2 grados a 12 grados. No obstante, el intervalo del ángulo γ del vértice no está limitado. Por ejemplo, el ángulo γ del vértice antes mencionado puede estar en el intervalo de 3 grados a 10 grados. Cuando el ángulo γ del vértice se fija en el intervalo de 3 grados a 10 grados el rendimiento de la transferencia del calor de evaporación puede ser hecho mayor que el del tubo 20 de transferencia de calor en el cual el ángulo γ del vértice está en el intervalo de 2 grados a 12 grados.

Realización 2

En la Realización 2, con referencia a la Figura 2(b), la anchura W2 de la porción de la punta de cada saliente alto 22A después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor está en el intervalo de 0,28 mm a 0,46 mm, y la relación W2/W1 de la anchura W2 de la porción de la punta con la anchura W1 de la porción de la base está en el intervalo de, por ejemplo, 1,15 a 1,92. Además, un ángulo α del vértice, que es un ángulo de cruce entre ambas superficies laterales de cada saliente corto 22B después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor, está en el intervalo de, por ejemplo, 5 grados a 15 grados.

Cuando cada saliente alto 22A se forma de modo que la relación W2/W1 de la anchura W2 de la porción de la punta con la anchura W1 de la porción de la base después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor esté en el intervalo de 1,15 a 1,92, el refrigerante fluye fácilmente en los espacios entre las porciones de la punta de los salientes altos 22A y las porciones de la punta de los salientes cortos 22B. Como resultado, se puede conseguir el efecto de indicación de ebullición y se aumenta el rendimiento de la transferencia de calor de la evaporación en el tubo.

No obstante, cuando la relación W2/W1 de la anchura W2 de la porción de la punta con la anchura W1 de la porción de la base es menor de 1,15, no se puede conseguir el efecto de indicación de ebullición y se reduce el rendimiento de la transferencia de calor de la evaporación en el tubo. Cuando la relación W2/W1 es mayor de 1,92, el refrigerante no puede fluir fácilmente en los surcos 21 (espacios) entre los salientes altos 22A y los salientes cortos 22B, y se reduce el rendimiento de la transferencia del calor de evaporación en el tubo.

En la Realización 2, como se ha descrito antes, los salientes altos 22A antes de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor están formados de modo que la relación W2/W1 de la anchura W2 de la porción de la punta con la anchura W1 de la porción de la base después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor esté en el intervalo de 1,15 a 1,92 y la anchura W2 de la porción de la punta de cada saliente alto 22A después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor esté en el intervalo de 0,28 mm a 0,46 mm. Por lo tanto, puede aumentarse además el rendimiento de la transferencia del calor de evaporación después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor.

El ángulo α del vértice, que es el ángulo de cruce entre ambas superficies laterales de cada saliente corto 22B, está en el intervalo de 5 a 15 grados después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor. Por consiguiente, se reduce el espesor de las películas de condensado refrigerante formadas en las porciones 21 de los surcos en ambos

lados de cada saliente corto 22B, y se aumenta el rendimiento de la transferencia del calor de condensación en el tubo.

5 Cuando el ángulo α del vértice, que es el ángulo de cruce entre ambas superficies laterales de cada saliente corto 22B, es menor de 5 grados, se aumenta el espesor de las películas de condensado refrigerante y se reduce el rendimiento de la transferencia de calor en el tubo. Cuando el ángulo α del vértice es mayor de 15 grados, se reduce el área de la transferencia de calor de las porciones 21 de los salientes 22A y los salientes cortos 22B, y se reduce el rendimiento de la transferencia de calor de condensación/evaporación en el tubo.

10 En la Realización 2 los salientes cortos 22B antes de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor se forman de modo que el ángulo α del vértice, que es el ángulo de cruce entre ambas superficies laterales de cada saliente corto 22B después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor, esté en el intervalo de 5 grados a 15 grados. El ángulo α del vértice de cada saliente corto 22B está en el intervalo de 5 grados a 15 grados debido a que se aumenta el diámetro del tubo 20 de transferencia de calor como resultado de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor (véanse las Figuras 2(a) y 2(b)).

15 Como se ha descrito anteriormente, de acuerdo con la Realización 2, los salientes altos 22A y los salientes cortos 22B se forman de manera que la anchura W2 de la porción de la punta de cada saliente alto 22A después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor esté en el intervalo de 0,28 mm a 0,46 mm, que la relación W2/W1 de la anchura W2 de la porción de la punta con la anchura W1 de la porción de la base esté en el intervalo de 1,15 a 1,92, y que el ángulo α del vértice, que es el ángulo de cruce entre ambas superficies laterales de cada saliente corto 22B, esté en el intervalo de 5 grados a 15 grados después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor. Por consiguiente, se puede aumentar el rendimiento de la transferencia de calor del tubo 20 de transferencia de calor.

20 En la Realización 2 la anchura W2 de la porción de la punta de cada saliente alto 22A después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor está en el intervalo de 0,28 mm a 0,46 mm, la relación W2/W1 de la anchura W2 de la porción de la punta con la anchura W1 de la porción de la base está en el intervalo de 1,15 a 1,92, y el ángulo α del vértice, que es el ángulo de cruce entre ambas superficies laterales de cada saliente corto 22B, después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor, está en el intervalo de 5 grados a 15 grados. No obstante, esto difiere de acuerdo con el diámetro exterior del tubo 20 de transferencia de calor, y no está limitado.

Realización 3

En la Realización 3 el número de salientes altos 22A dispuestos en la superficie interior del tubo 20 de transferencia de calor está en el intervalo de, por ejemplo, 12 a 18.

30 La Figura 5 es un gráfico que muestra la relación entre el número de salientes altos incluidos en un tubo de transferencia de calor y la tasa de intercambio de calor en un intercambiador de calor de acuerdo con la Realización 3.

35 Como está claro en la Figura 5, cuando el número de salientes altos 22A está en el intervalo de 12 a 18, la tasa de intercambio de calor supera el 100%. Cuando el número de salientes altos 22A está en el intervalo de 13 a 17, la tasa de intercambio de calor se aumenta más. En este caso el número de salientes cortos 22B entre los salientes altos 22A está en el intervalo de 2 a 4.

40 La causa por la que el número de salientes altos 22A del tubo 20 de transferencia de calor está en el intervalo de, por ejemplo, 12 a 18 es porque cuando se expande el tubo 20 de transferencia de calor, la bola 30 de expansión del tubo hace contacto con los salientes altos 22A, de modo que las porciones de la punta son aplastadas 0,06 mm y aplanadas, y se reduce la altura H de los salientes altos 22A. En otras palabras, los salientes cortos 22B, que están dispuestos entre los salientes altos 22A, no son aplastados, y solamente las porciones de la punta de los salientes altos 22A son aplastados 0,06 mm. En este caso la relación W2/W1 de la anchura W2 de la porción de la punta con la anchura W1 de la porción de la base después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor está en el intervalo de 1,15 a 1,92, y la anchura W2 de la porción de la punta de cada saliente alto 22A después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor está en el intervalo de 0,28 mm a 0,46 mm.

45 Cuando el número de salientes altos 22A del tubo 20 de transferencia de calor es menor de 12, las porciones de la punta de los salientes cortos 22B son también aplastadas y aplanadas, y se reduce el rendimiento de la transferencia de calor en el tubo. Cuando el número de los salientes altos 22A es más de 18, se reduce el número de los salientes cortos 22B, y se reduce el rendimiento de la transferencia de calor en el tubo.

50 Como se ha descrito antes, el rendimiento de la transferencia de calor del tubo 20 de transferencia de calor puede ser aumentado fijando el número de salientes altos 22A del tubo 20 de transferencia de calor en el intervalo de 12 a 18.

Aunque el número de salientes altos 22A incluidos en el tubo 20 de transferencia de calor está en el intervalo de 12 a 18 en la Realización 3, éste difiere de acuerdo con el diámetro exterior del tubo 20 de transferencia de calor, y no está limitado.

55 Realización 4

En la Realización 4 la altura h de los salientes cortos 22B dispuestos en la superficie interior del tubo 20 de transferencia de calor está en el intervalo de, por ejemplo, 0,1 mm a 0,3 mm.

5 La Figura 6 es un gráfico que muestra la relación entre la altura de los salientes cortos después de la expansión del tubo de transferencia de calor y la tasa de intercambio de calor en un intercambiador de calor de acuerdo con la Realización 4.

Como está claro en la Figura 6, cuando la altura h de los salientes cortos 22B después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor está en el intervalo de 0,1 mm a 0,3 mm, la tasa de transferencia de calor aumenta a medida que, por ejemplo, aumenta el área superficial en el tubo, y la tasa de intercambio de calor supera el 100%. Además, cuando la altura h de los salientes cortos 22B está en el intervalo de 0,1 mm a 0,3 mm, el ángulo α del vértice, que es el ángulo de cruce entre ambas superficies laterales de cada saliente corto 22B, está en el intervalo de 5 grados a 15 grados. Cuando se estrecha el intervalo antes descrito de la altura h de los salientes cortos 22B a 0,15 mm a 0,25 mm, también se aumenta la tasa de intercambio de calor.

15 Cuando la altura h de los salientes cortos 22B es mayor de 0,3 mm la cantidad de aumento en la pérdida de presión supera la cantidad de aumento en la tasa de transferencia de calor, y por lo tanto se reduce la tasa de intercambio de calor. Cuando la altura h de los salientes cortos 22B es menor de 0,1 mm, la tasa de transferencia de calor no aumenta.

Como se ha descrito antes, los salientes cortos 22B se forman de modo que la altura h de los salientes cortos 22B después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor esté en el intervalo de 0,1 mm a 0,3 mm. Por consiguiente, el rendimiento de la transferencia de calor del tubo 20 de transferencia de calor puede ser aumentado sin aumentar la pérdida de presión.

20 Aunque la altura de los salientes cortos 22B incluidos en el tubo 20 de transferencia de calor está en el intervalo de 0,1 mm a 0,3 mm en la Realización 4, ésta difiere de acuerdo con el diámetro exterior del tubo 20 de transferencia de calor, y no está limitada.

Realización 5

25 La Figura 7 es un diagrama del circuito refrigerante de un dispositivo de aire acondicionado de acuerdo con la Realización 5.

El dispositivo de aire acondicionado de acuerdo con la Realización 5 incluye un dispositivo de ciclo de refrigeración que incluye cualquiera de los intercambiadores de calor antes descritos de acuerdo con las Realizaciones 1 a 4. El dispositivo de aire acondicionado está constituido por una unidad exterior 100, la cual es una unidad lateral de la fuente de calor, y una unidad interior 200, la cual es una unidad lateral de carga y que está conectada a la unidad exterior 100 con los tubos refrigerantes 300 y 400. Uno de los tubos refrigerantes 300 y 400 a través de los cuales fluye el refrigerante en estado gaseoso (gas refrigerante) es denominado como un tubo de gas 300, y el otro tubo a través del cual fluye el refrigerante en estado líquido (líquido refrigerante o refrigerante gas-líquido en dos fases) es denominado como un tubo de líquido 400. Aquí, se usa el R32 como gas refrigerante. Como el material de aluminio tiene una resistencia baja, se aumenta el espesor de la placa en la parte inferior de los surcos en el tubo de transferencia de calor. Por lo tanto, aumenta la pérdida de presión en el tubo de transferencia de calor. Cuando el R32, que produce una pequeña pérdida de presión en el tubo, se usa como refrigerante, se puede aumentar el rendimiento de la transferencia del calor de evaporación en el tubo sin aumentar la pérdida de presión. Por lo tanto, se puede proporcionar un intercambiador de calor de alta eficiencia.

40 La unidad exterior 100 incluye un compresor 101, un separador de aceite 102, una válvula de cuatro vías 103, un intercambiador de calor exterior 104, un ventilador exterior 105, un acumulador 106, un dispositivo regulador (válvula de expansión) 107, un intercambiador 108 de calor del refrigerador, un dispositivo regulador de válvula de desvío 109, y un dispositivo de control exterior 110.

45 El compresor 101 succiona el refrigerante desde el acumulador 106, comprime el refrigerante a una alta temperatura, el gas refrigerante a alta presión, y guía el refrigerante a un tubo refrigerante. Con respecto al control del funcionamiento del compresor 101, el compresor 101 está equipado con, por ejemplo, un circuito inversor, y la frecuencia de la operación se cambia arbitrariamente de modo que la capacidad (cantidad del refrigerante que puede ser descargada por unidad de tiempo) del compresor 101 puede ser cambiada con precisión.

50 El separador de aceite 102 separa el lubricante, el cual está mezclado con el refrigerante descargado del compresor 101, del refrigerante. El lubricante separado es devuelto al compresor 101. La válvula de cuatro vías 103 conmuta el flujo del refrigerante sobre la base de una instrucción del dispositivo de control exterior 110, conmutando así la operación entre enfriamiento y calentamiento. El intercambiador de calor 1 antes descrito en las Realizaciones 1 a 4 se usa como el intercambiador de calor exterior 104. El intercambiador de calor exterior 104 hace que el refrigerante intercambie calor con el aire (aire exterior).

55 El intercambiador de calor exterior 104 funciona como un evaporador durante una operación de calentamiento y hace que el refrigerante a baja presión fluya dentro de él a través del dispositivo regulador 107 para intercambiar calor con el aire, evaporando y gasificando de este modo el refrigerante. El intercambiador de calor exterior 104 funciona como

un condensador durante una operación de enfriamiento y hace que el gas refrigerante a alta temperatura y alta presión fluya dentro de él desde el compresor 101 a través de la válvula 103 de cuatro vías para intercambiar calor con el aire, condensando y licuado de este modo el refrigerante.

5 El ventilador exterior 105 está provisto para aumentar la eficiencia del intercambio de calor con el refrigerante en el intercambiador de calor exterior 104. El ventilador exterior 105 puede ser operado usando un circuito inversor (no mostrado) con el que la frecuencia de operación de un motor del ventilador puede ser arbitrariamente cambiada para controlar con precisión la velocidad de rotación del ventilador.

10 El intercambiador de calor 108 del refrigerante hace que el refrigerante que fluye a través de un canal de flujo principal del circuito refrigerante intercambie calor con el refrigerante que fluye a través de un canal que se ramifica desde el canal principal y cuya tasa de flujo es ajustada por el dispositivo regulador 109 de la válvula de desvío (válvula de expansión). En particular, cuando se requiere el sobreenfriamiento del refrigerante en la operación de enfriamiento, el refrigerante es sobreenfriado y suministrado a la unidad interior 200 por el intercambiador de calor 108. El intercambiador de calor 1 antes descrito en las Realizaciones 1 a 4 también es usado como intercambiador de calor 108 del refrigerante.

15 El líquido que fluye a través del dispositivo regulador 109 de la válvula de desvío es devuelto al acumulador 106 a través del tubo 107 de la válvula de desvío. El acumulador 106 es, por ejemplo, un medio para acumular el líquido refrigerante en exceso. El dispositivo de control exterior 110 incluye, por ejemplo, un microcomputador, y es capaz de comunicar con un dispositivo de control interior 204 a través de una comunicación por cable o inalámbrica. El dispositivo de control exterior 110 realiza, por ejemplo, el control de la operación de todo el dispositivo de
20 acondicionamiento de aire, tal como el control de la frecuencia de operación del compresor 101 basado en el control del circuito inversor, controlando cada medio relacionado con el dispositivo de aire acondicionado sobre la base de los datos relativos a la detección realizada por diversos medios de detección (sensores) dispuestos en el dispositivo de acondicionamiento de aire.

25 La unidad interior 200 incluye un intercambiador de calor interior 201, un dispositivo regulador (válvula de expansión) 202, un ventilador interior 203, y el dispositivo de control interior 204. El intercambiador de calor 1 antes descrito en las Realizaciones 1 a 4 también se usa como el intercambiador de calor interior 201. El intercambiador de calor interior 201 hace que el refrigerante intercambie calor con el aire en el espacio sometido al acondicionamiento de aire.

30 El intercambiador de calor interior 201 funciona como un condensador durante la operación de calentamiento y hace que el refrigerante fluya al interior a través del tubo de gas 300 para intercambiar calor con aire. De este modo, el refrigerante es condensado y licuado (o convertido en un refrigerante gas-líquido en dos fases), y es descargado hacia el tubo de líquido 400. El intercambiador de calor interior 201 funciona como un evaporador durante la operación de enfriamiento y hace que el refrigerante sea fijado en un estado de baja presión por el dispositivo regulador 202 para intercambiar calor con aire. De este modo, se hace que el refrigerante absorba calor del aire de modo que el refrigerante sea evaporado y gasificado, y descargado hacia el tubo de gas 300.

35 El ventilador interior 203 está dispuesto para ajustar el flujo de aire sometido al intercambio de calor, y su velocidad de operación se determina de acuerdo con, por ejemplo, unos ajustes realizados por el usuario. El dispositivo regulador 202 ajusta la presión del refrigerante en el intercambiador de calor interior 201 cambiando su grado de abertura.

40 El dispositivo de control interior 204 incluye, por ejemplo, un microcomputador, y se comunica con el dispositivo de control exterior 110 a través de una comunicación por cable o inalámbrica, como se ha descrito antes. El dispositivo de control interior 204 controla cada dispositivo (medio) de la unidad interior 200 de modo que, por ejemplo, la temperatura de la habitación se aproxime a una temperatura predeterminada en respuesta a una instrucción del dispositivo de control exterior 110, esto es, una operación de control remoto realizada, por ejemplo, por una persona en la habitación. El dispositivo de control interior 204 transmite también unas señales que incluyen datos con respecto a la detección realizada por los medios de detección dispuestos en la unidad interior 200 al dispositivo de control
45 exterior 110.

A continuación se describe la operación del dispositivo de aire acondicionado. Primeramente, se describe la circulación básica del refrigerante en el circuito refrigerante durante la operación de enfriamiento.

50 El gas refrigerante a alta temperatura y alta presión descargado del compresor 101 como resultado de la operación del compresor 101 pasa a través de la válvula de cuatro vías 103 y del intercambiador de calor exterior 104, de modo que el refrigerante es condensado como refrigerante líquido y descargado de la unidad exterior 100. El líquido refrigerante descargado de la unidad exterior 100 pasa a través del tubo de líquido 400, entra en la unidad interior 200, y es convertido en un líquido refrigerante a baja temperatura y baja presión cuya presión es ajustada por medio del ajuste del grado de abertura del dispositivo regulador 202. El refrigerante pasa a través del intercambiador de calor interior 201, de modo que el refrigerante es evaporado y descargado. El gas refrigerante pasa a través del tubo de gas
55 300 y entra en la unidad exterior 100. El gas refrigerante es succionado al compresor 101 a través de la válvula de cuatro vías 103 y el acumulador 106, y es calentado nuevamente y convertido en un refrigerante a alta temperatura y alta presión. De este modo el refrigerante es hecho circular.

A continuación se describe la circulación básica del refrigerante en el circuito refrigerante durante la operación de calentamiento.

- 5 El gas refrigerante a alta temperatura y alta presión descargado del compresor 101 como resultado de la operación del compresor 101 pasa a través de la válvula de cuatro vías 103 y del tubo de gas 300 y entra en la unidad interior 200. En la unidad interior 200 la presión del refrigerante se ajusta mediante el ajuste del grado de abertura del dispositivo regulador 202, y el refrigerante pasa a través del intercambiador de calor interior 201 de modo que el refrigerante es condensado en líquido o refrigerante gas-líquido de dos fases que tiene una presión intermedia. A continuación, el refrigerante es descargado de la unidad exterior 200. El refrigerante descargado de la unidad exterior 200 pasa a través del tubo de líquido 400 y entra en la unidad exterior 100. La presión del refrigerante se ajusta mediante el grado de abertura del dispositivo regulador 107, y el refrigerante pasa a través del intercambiador de calor exterior 104 de modo que el refrigerante es evaporado en gas refrigerante. El gas refrigerante es succionado al compresor 101 a través de la válvula de cuatro vías 103 y el acumulador 106, y es comprimido nuevamente en un gas refrigerante a alta temperatura y alta presión como se ha descrito antes. De este modo, el refrigerante es hecho circular.
- 15 Como se ha descrito antes, en la Realización 5, el intercambiador de calor 1 de acuerdo con las Realizaciones 1 a 4, que tiene una alta tasa de intercambio de calor, se usa como cada uno del intercambiador de calor exterior 104 y del intercambiador de calor 108 de la unidad exterior 100 y el intercambiador de calor interior 201 de la unidad interior 200. Por lo tanto, el coeficiente de rendimiento (COP) (eficiencia del consumo de energía) puede ser aumentado y el consumo de energía puede ser reducido.

20 EJEMPLOS

A continuación se describen unos ejemplos de intercambiadores de calor de acuerdo con la presente invención en comparación con unos ejemplos comparativos que difieren de los intercambiadores de calor de acuerdo con la presente invención.

- 25 En cada tabla W1 y W2 representan las anchuras de la porción de la punta y de la porción de la base de cada saliente alto 22A, α representa el ángulo del vértice que es el ángulo de cruce entre ambas superficies laterales de cada saliente corto 22B, γ representa el ángulo del vértice que es el ángulo de cruce entre las superficies laterales opuestas de los salientes altos y cortos 22A y 22B, y W2/W1 representa la relación de la anchura W2 de la porción de la punta con la anchura W1 de la porción de la base. Las cifras en cada tabla son valores de después de la expansión del tubo 20 de transferencia de calor.
- 30 Con referencia a la Tabla 1, se produjeron unos intercambiadores de calor 1 en los que la anchura W1 de la porción de la base de cada saliente alto 22A formado en la superficie interior del tubo 20 de transferencia de calor era 0,26 mm, el ángulo α del vértice de cada saliente corto 22B era 15 grados, y el ángulo γ del vértice era 2, 7, y 12 (Ejemplos 1, 2, y 3). Como ejemplos comparativos, se produjeron unos intercambiadores de calor en los que la anchura W1 de la porción de la base de cada saliente alto 22A era 0,26 mm, el ángulo α del vértice de cada saliente corto 22B era 15 grados, y el ángulo γ del vértice era 1 y 15 (Ejemplos Comparativos 1 y 2).
- 35

Tabla 1

	Anchura W2 de porción de la punta (mm)	Anchura W1 de porción de la base (mm)	Ángulo α del vértice (grados)	Ángulo γ del vértice (grados)	Tasa de intercambio de calor (%)
Ejemplo comparativo 1	0,26	0,26	15 grados	1	99
Ejemplo 1	0,28	0,26	15 grados	2	102,5
Ejemplo 2	0,36	0,26	15 grados	7	103,5
Ejemplo 3	0,46	0,26	15 grados	12	102
Ejemplo comparativo 2	0,50	0,26	15 grados	15	97

- 40 Como está claro en la Tabla 1, los intercambiadores de calor 1 de acuerdo con los Ejemplos 1, 2, y 3 tenían unas tasas de intercambio mayores que las de los intercambiadores de calor de acuerdo con los Ejemplos Comparativos 1 y 2 y mayores del 100%, y se mejoró el rendimiento de la transferencia de calor.

5 A continuación, con referencia a la Tabla 2, se produjeron unos intercambiadores de calor 1 en los que el ángulo α del vértice de cada saliente corto 22B era 10 grados y la relación W2/W1 de la anchura W2 de la porción de la punta con la anchura W1 de la porción de la base de cada saliente alto 22A era 1,15 y 1,92 (Ejemplos 4 y 5). Como ejemplos comparativos, se produjeron unos intercambiadores de calor en los que el ángulo α del vértice de cada saliente corto 22B era 10 grados y la relación W2/W1 de la anchura W2 de la porción de la punta con la anchura W1 de la porción de la base de cada saliente alto 22A era 1,0 y 2,0 (Ejemplos Comparativos 3 y 4).

Tabla 2

	Anchura W2 de la porción de la punta (mm)	W2/W1 (-)	Ángulo α del vértice (grados)	Tasa de intercambio de calor (%)
Ejemplo comparativo 3	0,2	1	10 grados	99
Ejemplo 4	0,28	1,15	10 grados	101,3
Ejemplo 5	0,46	1,92	10 grados	101
Ejemplo comparativo 4	0,50	2,0	10 grados	99,2

10 Como está claro en la Tabla 2, los intercambiadores de calor 1 de acuerdo con los Ejemplos 4 y 5 tenían unas tasas de intercambio de calor mayores que las de los intercambiadores de calor de acuerdo con los Ejemplos Comparativos 3 y 4 y mayores del 100%, y se mejoró el rendimiento de la transferencia de calor.

15 A continuación, con referencia a la Tabla 3, se produjeron unos intercambiadores de calor 1 en los que la anchura W2 de la porción de la punta y la anchura W1 de la porción de la base en cada saliente alto 22A era 0,28 mm y 0,26 mm, respectivamente, y el ángulo α del vértice de cada saliente corto 22B era 5 grados, 10 grados, y 15 grados (Ejemplos 6, 7, y 8). Como ejemplos comparativos, se produjeron unos intercambiadores de calor en los que la anchura W2 de la porción de la punta y la anchura W1 de la porción de la base en cada saliente alto 22A eran 0,28 mm y 0,26 mm, respectivamente, y el ángulo α del vértice de cada saliente corto 22B era 0 grados y 20 grados (Ejemplos Comparativos 5 y 6).

Tabla 3

	Anchura W2 de la porción de la punta (mm)	Anchura W1 de porción de la base (mm)	Ángulo α del vértice (grados)	Tasa de intercambio de calor (%)
Ejemplo comparativo 5	0,28	0,26	0 grados	99
Ejemplo 6	0,28	0,26	5 grados	102,1
Ejemplo 7	0,28	0,26	10 grados	103,2
Ejemplo 8	0,28	0,26	15 grados	102
Ejemplo comparativo 6	0,28	0,26	20 grados	98

20 Como está claro en la Tabla 3, los intercambiadores de calor 1 de acuerdo con los Ejemplos 6, 7 y 8 tenían unas tasas de intercambio de calor mayores que las de los intercambiadores de calor de acuerdo con los Ejemplos Comparativos 5 y 6 y mayores del 100%, y se mejoró el rendimiento de la transferencia de calor en el tubo.

25 A continuación, con referencia a la Tabla 4, se produjeron unos intercambiadores de calor 1 en los que la anchura W2 de la porción de la punta y la anchura W1 de la porción de la base en cada saliente alto 22A eran 0,28 mm y 0,26 mm, respectivamente, el ángulo α del vértice de cada saliente corto 22B era 15 grados, y el número de salientes altos 22A era 12, 16, y 18 (Ejemplos 9, 10, y 11). Como ejemplos comparativos, se produjeron unos intercambiadores de calor en los que la anchura W2 de la porción de la punta y la anchura W1 de la porción de la base en cada saliente alto 22A eran 0,28 mm y 0,26 mm, respectivamente, el ángulo α de cada saliente corto 22B era 15 grados, y el número de salientes altos 22A era 8 y 22 (Ejemplos comparativos 7 y 8).

30

Tabla 4

	Anchura W2 de porción de la punta (mm)	Anchura W1 de porción de la base (mm)	Ángulo α del vértice (grados)	Número de salientes altos (-)	Tasa de intercambio de calor (%)
Ejemplo comparativo 7	0,28	0,26	15 grados	8	99,1
Ejemplo 9	0,28	0,26	15 grados	12	101,2
Ejemplo 10	0,28	0,26	15 grados	16	101,8
Ejemplo 11	0,28	0,26	15 grados	18	101
Ejemplo comparativo 8	0,28	0,26	15 grados	22	99,2

5 Como está claro en la Tabla 4, los intercambiadores de calor 1 de acuerdo con los ejemplos 9, 10, y 11 tenían unas tasas de intercambio de calor mayores que las de los intercambiadores de calor de acuerdo con los Ejemplos Comparativos 7 y 8 y mayores del 100%, y se mejoró el rendimiento de la transferencia de calor en el tubo.

10 A continuación, con referencia a la Tabla 5, se produjeron unos intercambiadores de calor 1 en los que la anchura W2 de la porción de la punta y la anchura W1 de la porción de la base en cada saliente alto 22A eran 0,28 mm y 0,26 mm, respectivamente, el ángulo α del vértice de cada saliente corto 22B era 15 grados, y la altura h de los salientes cortos 22B era 0,1 mm, 0,2 mm, y 0,3 mm (Ejemplos 12, 13, y 14). Como ejemplos comparativos, se produjeron unos intercambiadores de calor en los que la anchura W2 de la porción de la punta y la anchura W1 de la porción de la base en cada saliente alto 22A eran 0,28 mm y 0,26 mm, respectivamente, el ángulo α de cada saliente corto 22B era 15 grados, y la altura h de los salientes cortos 22B era 0,05 mm y 0,4 mm (Ejemplos Comparativos 9 y 10).

Tabla 5

	Anchura W2 de porción de la punta (mm)	Anchura W1 de porción de la base (mm)	Ángulo α del vértice (grados)	Altura de salientes cortos (mm)	Tasa de intercambio de calor (%)
Ejemplo comparativo 9	0,28	0,26	15 grados	0,05	99
Ejemplo 12	0,28	0,26	15 grados	0,1	101
Ejemplo 13	0,28	0,26	15 grados	0,2	102
Ejemplo 14	0,28	0,26	15 grados	0,3	100,5
Ejemplo comparativo 10	0,28	0,26	15 grados	0,4	99

15 Como está claro en la Tabla 5, los intercambiadores de calor 1 de acuerdo con los Ejemplos 12, 13, y 14 tenían unas tasas de intercambio de calor mayores que las de los intercambiadores de calor de acuerdo con los Ejemplos Comparativos 9 y 10 y mayores del 100%, y se mejoró el rendimiento de la transferencia de calor en el tubo.

Aplicabilidad industrial

20 En la Realización 5 antes descrita, los intercambiadores de calor de acuerdo con la presente invención se aplican a un dispositivo de acondicionamiento de aire. La presente invención no está limitada a estos dispositivos y también puede ser aplicada a otros dispositivos de ciclo de refrigeración tales como dispositivos refrigerantes y dispositivos de bomba de calor, que forman un circuito refrigerante e incluyen un intercambiador de calor que sirve como un evaporador y/o un condensador.

Lista de signos de referencia

ES 2 731 748 T3

5 1 intercambiador de calor, 10 aleta, 20 tubo de transferencia de calor, 21 porción de surco, 22 saliente, 22A saliente alto, 22B saliente corto, 30 bola de expansión del tubo, 31 barra, 100 unidad exterior, 101 compresor, 102 separador de aceite, 103 válvula de cuatro vías, 104 intercambiador de calor exterior, 105 ventilador exterior, 106 acumulador, 107 dispositivo regulador, 108 intercambiador de calor del refrigerante, 109 dispositivo regulador de válvula de desvío, 110 dispositivo de control exterior, 200 unidad interior, 201 intercambiador de calor interior, 202 dispositivo regulador, 203 ventilador interior, 204 dispositivo de control interior, 300 tubo de gas, 400 tubo de líquido, α ángulo del vértice, γ ángulo del vértice, H altura de saliente alto, h altura de saliente corto, W1 anchura de la porción de la base de saliente alto, W2 anchura de porción de la punta de salientes altos.

REIVINDICACIONES

1. Un intercambiador de calor que comprende unas aletas (10) que están dispuestas en una dirección ortogonal a una dirección en la que fluye el aire y un tubo (20) de transferencia de calor que se extiende a través de las aletas (10) y que está unido y fijado a las aletas (10) cuando el tubo (20) es radialmente expandido mediante un método de expansión del tubo,
- 5 en donde los primeros salientes (22A) y los segundos salientes (22B) están dispuestos en una superficie interior del tubo (20) de transferencia de calor, estando los primeros salientes (22A) dispuestos en una dirección circunferencial y extendiéndose en una dirección axial del tubo (20) de transferencia de calor, y estando los segundos salientes (22B) dispuestos entre los primeros salientes (22A), que se extienden en la dirección axial, y que tienen una altura (h) menor que una altura de los primeros salientes (22A),
- 10 en donde cada segundo saliente (22B) tiene una conicidad, de modo que una distancia entre ambas superficies laterales de él disminuye desde una porción de la base hacia una porción de la punta de él, estando el intercambiador de calor caracterizado por que después de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor la altura de los primeros salientes (22A) es mayor que o igual a la altura (h) de los segundos salientes (22B) y una anchura (W2) de una porción de la punta de cada primer saliente (22A) es mayor que una anchura (W1) de la porción de la base del primer saliente (22A), y por que
- 15 las superficies laterales opuestas de los salientes primeros (22A) y segundos (22B) después de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor están tan inclinados que cuando las prolongaciones son extraídas de las superficies laterales, las prolongaciones se cruzan entre sí en una zona interior del tubo (20) de transferencia de calor.
- 20 2. El intercambiador de calor de la Reivindicación 1, en donde una superficie exterior del tubo (20) de transferencia de calor tiene una forma poligonal debido a los primeros salientes (22A) después de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor.
3. El intercambiador de calor de la Reivindicación 1 o 2, en el que el tubo (20) de transferencia de calor está formado por un material de aluminio.
- 25 4. El intercambiador de calor de cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 3, en donde un ángulo de cruce entre las prolongaciones de las superficies laterales opuestas de los salientes primeros (22A) y segundos (22B) después de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor está en un intervalo angular de 2 grados a 12 grados.
5. El intercambiador de calor de la Reivindicación 4, en donde el ángulo de cruce entre ambas superficies laterales de cada segundo saliente (22B) después de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor es tal que el ángulo de cruce entre las superficies laterales opuestas de los salientes primeros (22A) y segundos (22B) está en el intervalo angular.
- 30 6. El intercambiador de calor de la Reivindicación 4 o 5, en donde una relación entre la anchura (W2) de la porción de la punta de cada primer saliente (22A) y la anchura (W1) de la porción de la base del primer saliente (22A) es tal que el ángulo de cruce entre las superficies laterales opuestas de los salientes primeros (22A) y segundos (22B) está en el intervalo angular después de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor.
- 35 7. El intercambiador de calor de cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 6, en donde el número de primeros salientes (22A) se fija de modo que al menos los segundos salientes (22B) no estén aplastados después de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor.
8. El intercambiador de calor de cualquiera de las Reivindicaciones 4 a 7, en donde la altura (h) de los segundos salientes (22B) es tal que el ángulo de cruce entre las superficies laterales opuestas de los salientes primeros (22A) y segundos (22B) está en el intervalo angular después de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor.
- 40 9. El intercambiador de calor de cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 8, en donde una diferencia entre la altura (h) de los primeros salientes (22A) y la altura (h) de los segundos salientes (22B) es 0,06 mm o más antes de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor.
- 45 10. El intercambiador de calor de cualquiera de las Reivindicaciones 4 a 9, en donde un ángulo de cruce entre ambas superficies laterales de cada segundo saliente (22B) está en el intervalo de 5 a 15 grados después de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor.
11. El intercambiador de calor de cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 10, en donde la anchura (W2) de la porción de la punta de cada primer saliente (22A) está en el intervalo de 0,28 mm a 0,46 mm después de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor.
- 50 12. El intercambiador de calor de cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 11, en donde una relación entre la anchura (W2) de la porción de la punta de cada primer saliente (22A) y la anchura (W1) de la porción de la base del primer saliente (22A) están en un intervalo de 1,15 a 1,92 después de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor.

13. El intercambiador de calor de cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 12, en donde el número de primeros salientes (22A) está en el intervalo de 12 a 18, y el número de segundos salientes (22B) está en un intervalo de 2 a 4.

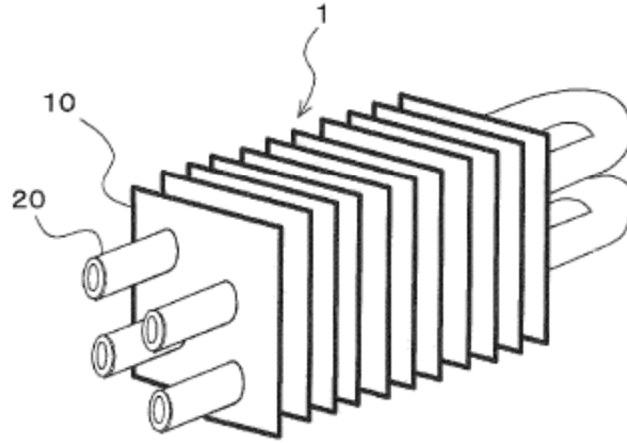
5 14. El intercambiador de calor de cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 13, en donde la altura (h) de los segundos salientes (22B) está en un intervalo de 0,1 mm a 0,3 mm después de la expansión del tubo (20) de transferencia de calor.

15. Un dispositivo de ciclo de refrigeración en el que se usa el R32 como refrigerante y que comprende al menos un compresor (101), un intercambiador de calor exterior (104), y un intercambiador de calor interior (201), en donde el intercambiador de calor de cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 14 se usa como cada uno de los intercambiadores de calor exterior (104) e interior (201) o uno de los intercambiadores de calor exterior (104) e interior (201).

10

FIG. 1

(a)



(b)

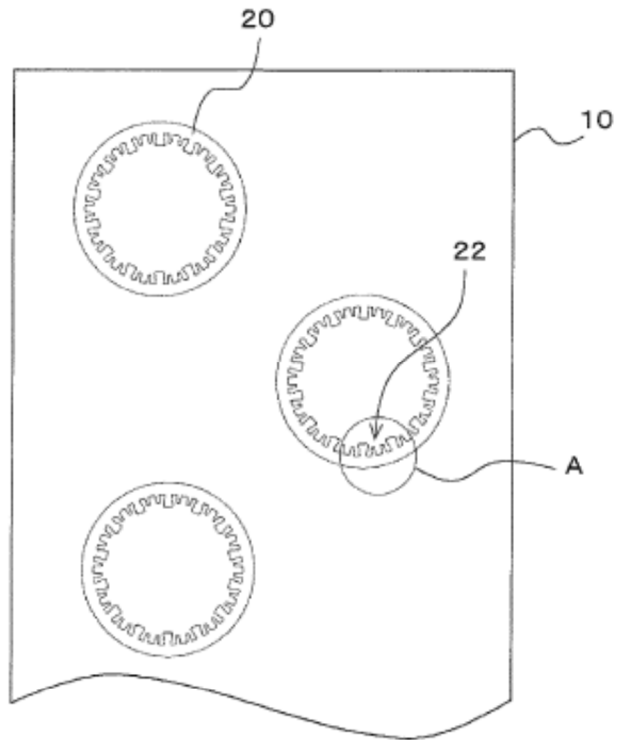
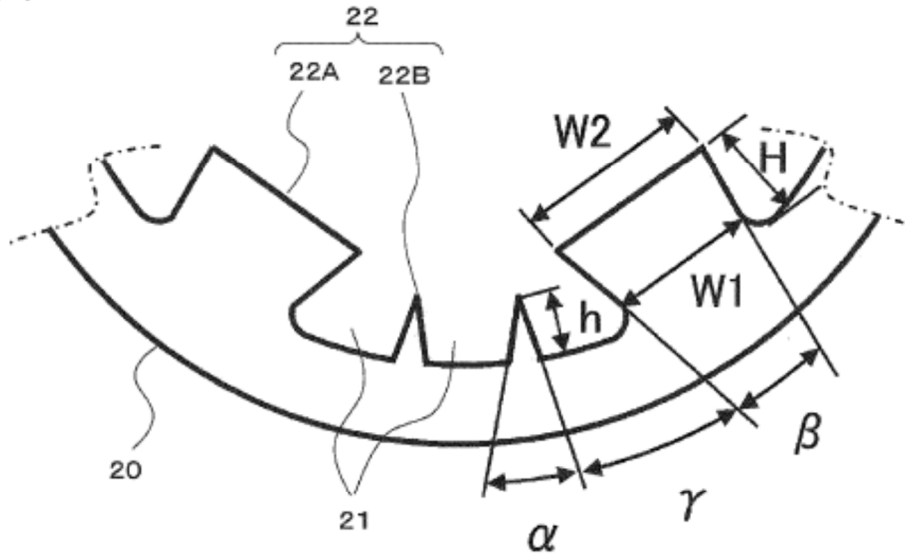


FIG. 2

(a)



(b)

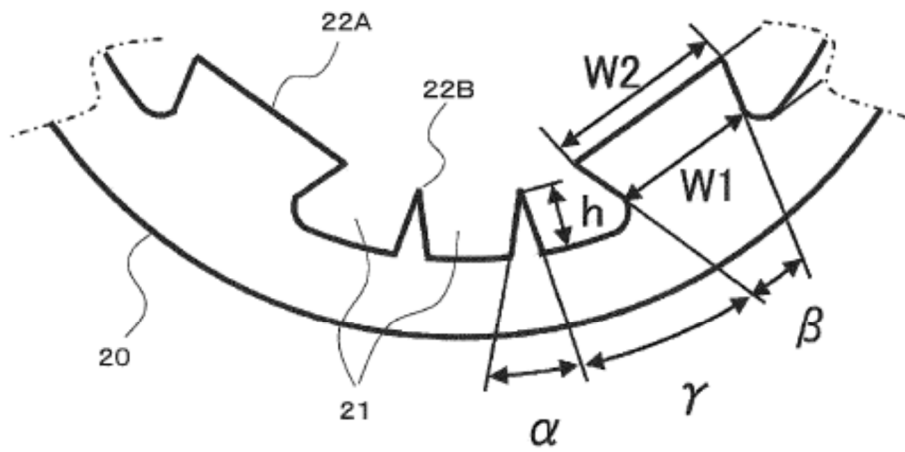


FIG. 3

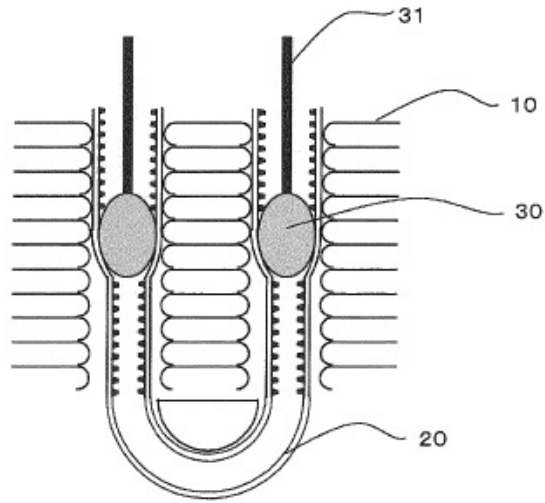


FIG. 4

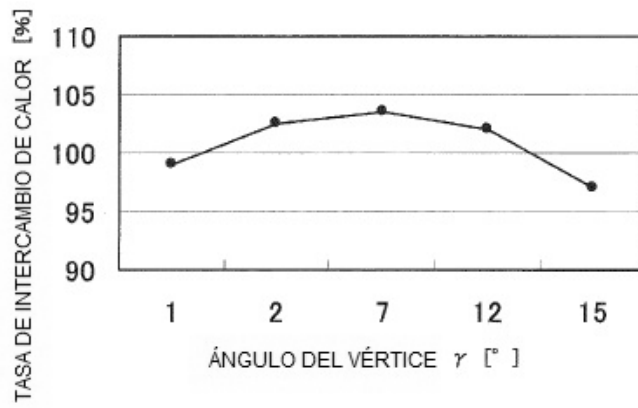


FIG. 5

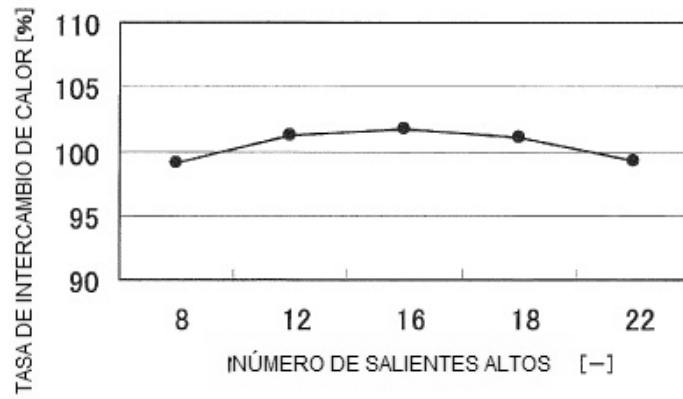


FIG. 6

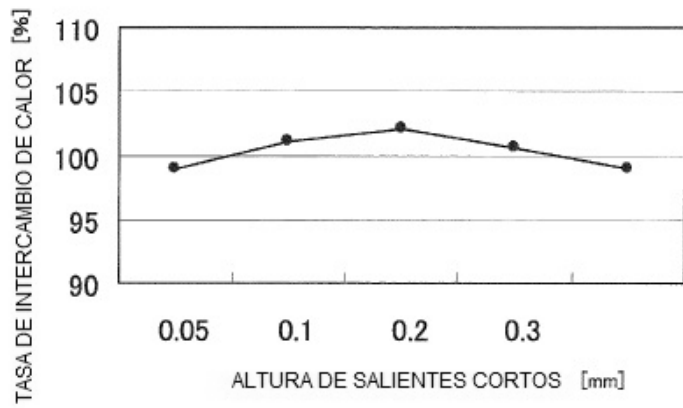


FIG. 7

