(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 526 403**

(51) Int. Cl.:
F25B 41/06 (2006.01)

(12) TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA T3

(96) Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **28.12.2005 E 05855853 (7)**

(97) Fecha y número de publicación de la concesión europea: **26.11.2014 EP 1844286**

(54) Título: **Intercambiador de calor con expansión de fluido en tubo colector**

(30) Prioridad:

02.02.2005 US 649422 P

(45) Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
12.01.2015

(73) Titular/es:

CARRIER CORPORATION (100.0%)
ONE CARRIER PLACE
FARMINGTON, CONNECTICUT 06034-4015, US

(72) Inventor/es:

GORBOUNOV, MIKHAIL B.;
VERMA, PARMESH;
TARAS, MICHAEL F.;
CHOPKO, ROBERT A. y
KIRKWOOD, ALLEN C.

(74) Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 526 403 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 con expansión de fluido en tubo colector

Campo de la invención

Esta invención está relacionada generalmente con intercambiadores de calor de sistema de compresión de vapor de refrigerante que tienen una pluralidad de tubos paralelos que se extiende entre un primer tubo colector y un segundo tubo colector y, más particularmente, con proporcionar expansión de refrigerante dentro del tubo colector de entrada para mejorar la distribución de flujo de refrigerante en dos fases a través de los tubos paralelos del intercambiador de calor.

Antecedentes de la invención

Los sistemas de compresión de vapor de refrigerante son bien conocidos en la técnica. Los aparatos de aire acondicionado y las bombas de calor que emplean ciclos de compresión de vapor de refrigerante se utilizan habitualmente para el enfriamiento o enfriamiento/calentamiento de aire suministrado a una zona de confort de clima controlado dentro de una residencia, edificio de oficinas, hospital, escuela, restaurante u otra instalación. Los sistemas de compresión de vapor de refrigerante también se utilizan habitualmente para el enfriamiento de aire, u otros medios secundarios, tales como agua o solución de glicol, para proporcionar un ambiente refrigerado para alimentos y bebidas con cabinas de visualización en los supermercados, tiendas de conveniencia, tiendas de comestibles, cafeterías, restaurantes y demás establecimientos de servicio de alimentos.

Convencionalmente, estos sistemas de compresión de vapor de refrigerante incluyen un compresor, un condensador, un dispositivo de expansión y un evaporador conectados en comunicación de flujo de refrigerante. Los susodichos componentes básicos del sistema de refrigerante se interconectan mediante tuberías de refrigerante en un circuito cerrado de refrigerante y se disponen de acuerdo con el ciclo de compresión de vapor empleado. En la tubería de refrigerante se dispone un dispositivo de expansión, habitualmente una válvula de expansión o un dispositivo de medición de calibre fijo, tal como un orificio o un tubo capilar, en una ubicación en el circuito de refrigerante aguas arriba con respecto al flujo de refrigerante del evaporador y aguas abajo del condensador. El dispositivo de expansión funciona para expandir el refrigerante líquido que pasa a través de la tubería de refrigerante que va desde el condensador al evaporador a una presión y la temperatura más bajas. De este modo, una parte del refrigerante líquido que atraviesa el dispositivo de expansión se expande a vapor. Como resultado, en los sistemas convencionales de compresión de vapor de refrigerante de este tipo, el flujo de refrigerante que entra en el evaporador constituye una mezcla de dos fases. Los porcentajes particulares de refrigerante líquido y de refrigerante vapor dependen del dispositivo de expansión particular empleado, de las condiciones de funcionamiento y del refrigerante en uso, por ejemplo, R-12, R-22, R-134a, R-404A, R-410A, R-407C, R-717, R-744 u otro fluido compresible.

En algunos sistemas de compresión de vapor de refrigerante, el evaporador es un intercambiador de calor de tubos paralelos. Tales intercambiadores de calor tienen una pluralidad de recorridos paralelos de flujo de refrigerante a través de los mismos proporcionados por una pluralidad de tubos que se extienden con una relación paralela entre un tubo colector de entrada o colector de entrada y un tubo colector de salida o colector de salida. El tubo colector de entrada recibe el flujo de refrigerante del circuito de refrigerante y distribuye el flujo de refrigerante entre la pluralidad de recorridos de flujo a través del intercambiador de calor. El tubo colector de salida sirve para recoger el flujo de refrigerante a medida que sale de los respectivos recorridos de flujo y para dirigir el flujo recogido de nuevo a la tubería de refrigerante para retorna al compresor en un intercambiador de calor monopaso o a un banco adicional de tubos de intercambio de calor en un intercambiador de calor multipaso. En este último caso, el tubo colector de salida es un colector intermedio o una cámara de colector y sirve como un tubo colector de entrada al siguiente banco de tubos aguas abajo.

Históricamente, los intercambiadores de calor de tubos paralelos utilizados en estos sistemas de compresión de vapor de refrigerante han utilizado tubos redondos, típicamente con un diámetro de 9,525 mm (3/8 pulgadas) o 7 milímetros. Más recientemente, se están utilizando típicamente tubos planos multicanal de sección transversal rectangular u oval en intercambiadores de calor para los sistemas de compresión de vapor de refrigerante. Cada tubo multicanal tiene muy a menudo una pluralidad de canales de flujo que se extienden longitudinalmente con una relación paralela a la longitud del tubo, cada canal proporciona un recorrido de flujo de refrigerante de área de flujo relativamente pequeña. De este modo, un intercambiador de calor con tubos multicanal que se extienden con una relación paralela entre los tubos colectores de entrada y salida del intercambiador de calor tendrá un número relativamente grande de recorridos de flujo de refrigerante de área de flujo pequeña que se extienden entre los dos tubos colectores. Por el contrario, un intercambiador de calor convencional con tubos redondos convencionales tendrá un número relativamente pequeño de recorridos de flujo de área de flujo grande que se extienden entre los tubos colectores de entrada y salida.

En los intercambiadores de calor de tubos paralelos, un problema común es una distribución no uniforme, también conocida como mala distribución, de flujo de refrigerante en dos fases que afecta negativamente a la eficiencia del intercambiador de calor. Los problemas por mala distribución de dos fases son causados a menudo por la diferencia

de densidad del refrigerante en fase de vapor y el refrigerante en fase líquida presente en el tubo colector de entrada debido a la expansión del refrigerante a medida que atraviesa el dispositivo de expansión aguas arriba.

Una solución para controlar la distribución de flujo de refrigeración a través de tubos paralelos en un intercambiador de calor evaporador se describe en la patente de EE.UU. nº 6.502.413, Repice et al. En el sistema de compresión de vapor de refrigerante descrito en la misma, el refrigerante líquido a alta presión desde el condensador se expande parcialmente en una válvula convencional de expansión en línea aguas arriba del tubo colector de entrada de intercambiador de calor evaporador hasta un refrigerante líquido de presión más baja. En cada tubo conectado al tubo colector de entrada aguas abajo de la entrada del tubo se proporciona una restricción, tal como un simple estrechamiento en el tubo o una placa interna de orificios dispuesta dentro del tubo, para completar la expansión hasta una mezcla de refrigerante a baja presión de líquido/vapor después de entrar en el tubo.

Otra solución para controlar la distribución de flujo de refrigerante a través de unos tubos paralelos en un intercambiador de calor evaporador se describe en la patente japonesa nº JP4080575, Kanzaki et al. En el sistema de compresión de vapor de refrigerante descrito en la misma, el refrigerante líquido a alta presión desde el condensador también se expande parcialmente en una válvula convencional de expansión en línea hasta un refrigerante líquido a presión más baja, aguas arriba de una cámara de distribución del intercambiador de calor. A través de la cámara se extiende una placa que tiene una pluralidad de orificios en ella. El refrigerante líquido a menor presión se expande a medida que pasa a través de los orificios a una mezcla a baja presión de líquido/vapor aguas abajo de la placa y aguas arriba de las entradas a los tubos respectivos que se abren en la cámara.

La patente japonesa nº 6241682, Massaki et al., describe un intercambiador de calor de tubos de flujo paralelo para una bomba de calor, en donde el extremo de entrada de cada tubo multicanal que se conecta al tubo colector de entrada se aplasta para formar una restricción estranguladora parcial en cada tubo justo aguas abajo de la entrada de tubos. La patente japonesa nº JP8233409, Hiroki et al, describe un intercambiador de calor de tubos de flujo paralelo en donde una pluralidad de tubos planos multicanal se conectan entre un par de tubos colectores, cada uno de ellos tiene un interior que disminuye en área de flujo en el sentido del flujo de refrigerante como medio para distribuir uniformemente el refrigerante a los tubos respectivos. La patente japonesa nº JP2002022313, Yasushi, describe un intercambiador de calor de tubos paralelos, en donde el refrigerante se suministra al tubo colector a través de un tubo de entrada que se extiende a lo largo del eje del tubo colector para terminar cerca del extremo del tubo colector, por lo que el flujo de refrigerante en dos fases no se separa a medida que pasa desde el tubo de entrada a un canal anular entre la superficie externa del tubo de entrada y la superficie interior del tubo colector. El flujo de refrigerante en dos fases pasa de ahí a cada uno de los tubos que se abre en el canal anular.

Obtener una distribución uniforme del flujo de refrigerante entre el número relativamente grande de recorridos de flujo de refrigerante de área de flujo pequeña es aún más difícil de lo que es en los intercambiadores de calor convencionales de tubo redondo y puede reducir significativamente la eficiencia del intercambiador de calor, así como causar serios problemas de fiabilidad debido a inundaciones del compresor.

En los documentos US-A-4382468 y US-A-5743329 se describen unos intercambiadores de calor que tienen las características del preámbulo de la reivindicación 1.

Compendio de la invención

Un objeto general de la invención es reducir la mala distribución de un flujo de refrigerante en un intercambiador de calor de sistema de compresión de vapor de refrigerante que tiene una pluralidad de tubos multicanal que se extienden entre un primer tubo colector y un segundo tubo colector.

Un objeto de un aspecto de la invención es distribuir refrigerante a los canales individuales de una distribución de tubos multicanal en una única fase como refrigerante líquido.

Un objeto de otro aspecto de la invención es retrasar la expansión del refrigerante en un intercambiador de calor de sistema de compresión de vapor de refrigerante que tiene una pluralidad de tubos multicanal hasta después de que el flujo de refrigerante ha sido distribuido a los canales individuales de una distribución de tubos multicanal en una única fase como refrigerante líquido.

En un aspecto de la invención, se proporciona un intercambiador de calor según la reivindicación 1.

La holgura puede tener una amplitud en el intervalo de 0,01 - 0,5 milímetros. En una realización, la holgura tiene una amplitud del orden de 0,1 milímetros. En una realización del intercambiador de calor, por lo menos un tubo de intercambio de calor tiene una pluralidad de canales que se extienden longitudinalmente con una relación paralela a través del recorrido de flujo de refrigerante del mismo, cada canal define un recorrido discreto de flujo de refrigerante a través del por lo menos un tubo de intercambio de calor. Los recorridos de flujo definidos por la pluralidad de canales pueden tener una sección transversal circular, una sección transversal rectangular, una sección transversal triangular, una sección transversal trapezoidal u otra sección transversal no circular. El intercambiador de calor de la invención puede plasmarse en disposiciones monopaso o de varios pasos.

En una realización particular, el intercambiador de calor tiene un primer tubo colector, un segundo tubo colector y una pluralidad de tubos de intercambio de calor que se extienden entre el primer y el segundo tubo colector. Cada tubo colector define una cámara para recoger refrigerante. Cada tubo de la pluralidad de tubos de intercambio de calor tiene una abertura extrema de entrada a la cámara de uno de los tubos colectores y una abertura extrema de salida al otro de los tubos colectores. Cada tubo de la pluralidad de tubos de intercambio de calor tiene una pluralidad de canales que se extienden longitudinalmente con una relación paralela desde el extremo de entrada al extremo de salida del mismo, cada canal define un recorrido discreto de flujo de refrigerante. El extremo de entrada de cada tubo de intercambio de calor se extiende adentro de la cámara de por lo menos uno de los tubos colectores y se coloca con la entrada que se abre a los canales dispuesta con una relación espaciada con y enfrente de la superficie interior del tubo colector, definiendo de ese modo una holgura relativamente estrecha entre la entrada que se abre a los canales y la superficie interior de enfrente del tubo colector.

En otro aspecto de la invención, un sistema de compresión de vapor de refrigerante incluye un compresor, un condensador y un intercambiador de calor evaporador según la invención conectados en comunicación de flujo de refrigerante, por lo que el vapor de refrigerante a alta presión pasa desde el compresor al condensador, el líquido de refrigerante a alta presión pasa desde el condensador al intercambiador de calor evaporador, y el vapor de refrigerante a baja presión pasa desde el intercambiador de calor evaporador al compresor. El intercambiador de calor evaporador incluye por lo menos un tubo colector de entrada y un tubo colector de salida, y por lo menos un tubo de intercambio de calor que se extiende entre los tubos colectores de entrada y de salida. El tubo colector de entrada define una cámara para recibir el refrigerante líquido desde un circuito de refrigerante. Cada tubo de intercambio de calor tiene una abertura extrema de entrada a la cámara del tubo colector de entrada y una abertura extrema de salida al tubo colector de salida. Cada tubo de intercambio de calor tiene una pluralidad de canales que se extienden longitudinalmente con una relación paralela desde el extremo de entrada al extremo de salida del mismo, cada canal define un recorrido discreto de flujo de refrigerante. El extremo de entrada de cada tubo de intercambio de calor se extiende adentro de la cámara del tubo colector y se coloca con la entrada que se abre a los canales dispuesta con una relación espaciada con y enfrente de la superficie interior del tubo colector, definiendo de ese modo una holgura de expansión entre la entrada que se abre a los canales y la superficie interior de enfrente del tubo colector. En un sistema de compresión de vapor de refrigerante que incorpora un intercambiador de calor según la invención como evaporador, la expansión puede utilizarse como el único dispositivo de expansión en el sistema o un dispositivo primario de expansión o dispositivo secundario de expansión en serie con un dispositivo de expansión aguas arriba en la línea de refrigerante que lleva al evaporador del sistema.

En un aspecto adicional de la invención, se proporciona un método según la reivindicación 26.

Breve descripción de los dibujos

Para un entendimiento adicional de estos y otros objetos de la invención, se hará referencia a la siguiente descripción detallada de la invención que debe leerse en relación con los dibujos acompañantes, en los que:

La Figura 1 es una vista en perspectiva de una realización de un intercambiador de calor según la invención;

La Figura 2 es una vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea 2-2 de la Figura 1;

La Figura 3 es una vista en perspectiva de otra realización del tubo de intercambiador de calor y una disposición de tubo colector de entrada;

La Figura 4 es una vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea 4-4 de la Figura 3;

La Figura 5 es una vista en perspectiva de otra realización del tubo de intercambiador de calor y una disposición de tubo colector de entrada;

La Figura 6 es una vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea 6-6 de la Figura 5;

La Figura 7 es una vista en perspectiva de otra realización del tubo de intercambiador de calor y una disposición de tubo colector de entrada;

La Figura 8 es una vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea 8-8 de la Figura 7;

La Figura 9 es una ilustración esquemática de un sistema de compresión de vapor de refrigerante que incorpora el intercambiador de calor de la invención;

La Figura 10 es una ilustración esquemática de un sistema de compresión de vapor de refrigerante que incorpora el intercambiador de calor de la invención;

La Figura 11 es una vista en alzado, en parte en sección, de una realización de un evaporador multipaso según la invención; y

La Figura 12 es una vista en alzado, en parte en sección, de una realización de un condensador multipaso según la invención.

Descripción detallada de la invención

En esta memoria el intercambiador de calor 10 de tubos paralelos de la invención se describirá en general haciendo referencia a las diversas realizaciones monopaso ilustrativas de un intercambiador de calor de tubo multicanal como se representa en las Figuras 1-8. El intercambiador de calor 10 incluye un tubo colector de entrada 20, un tubo colector de salida 30 y una pluralidad de tubos multicanal de intercambio de calor 40 que se extienden longitudinalmente entre el tubo colector de entrada 20 y el tubo colector de salida 30 proporcionando de ese modo una pluralidad de recorridos de flujo de refrigerante entre el tubo colector de entrada 20 y el tubo colector de salida 30. Cada tubo de intercambio de calor 40 tiene una entrada 43 en un extremo en comunicación de flujo de refrigerante con el tubo colector de entrada 20 y una salida en su otro extremo en comunicación de flujo de refrigerante con el tubo colector de salida 30.

En las realizaciones ilustrativas del intercambiador de calor 10 representado en las Figuras 1, 3, 5 y 7, los tubos de intercambio de calor 40 se muestran dispuestos con una relación paralela extendiéndose generalmente verticales entre un tubo colector de entrada que se extiende generalmente en horizontal 20 y un tubo colector de salida que se extiende generalmente en horizontal 30. Sin embargo, las realizaciones representadas son ilustrativas y no limitativas de la invención. Debe entenderse que la invención descrita en esta memoria puede ponerse en práctica con otras diversas configuraciones del intercambiador de calor 10. Por ejemplo, los tubos de intercambio de calor se pueden disponer con una relación paralela extendiéndose generalmente en horizontal entre un tubo colector de entrada que se extiende generalmente en vertical y un tubo colector de salida que se extiende generalmente en vertical. Como ejemplo adicional, el intercambiador de calor podría tener un tubo colector de entrada toroidal y un tubo colector de salida toroidal de diámetro diferente con los tubos de intercambio de calor extendiéndose de alguna manera radial hacia dentro o de alguna manera radial hacia fuera entre los tubos colectores toroidales. Los tubos de intercambio de calor también pueden disponerse en realizaciones multipaso, como se mencionará con detalle adicional más adelante en esta memoria.

Cada tubo de intercambio de calor multicanal 40 tiene una pluralidad de canales de flujo paralelo 42 que se extienden longitudinalmente, es decir, a lo largo del eje del tubo, la longitud del tubo proporciona de ese modo múltiples recorridos, independientes, de flujo paralelo entre la entrada y la salida del tubo. Cada tubo de intercambio de calor multicanal 40 es un tubo “plano” de sección transversal, por ejemplo, rectangular, que define un interior que se subdivide para formar una distribución de lado con lado de los canales independientes de flujo 42. Los tubos planos multicanal 40 pueden tener, por ejemplo, una anchura de cincuenta milímetros o menos, típicamente de doce a veinticinco milímetros, y una altura de aproximadamente dos milímetros o menos, en comparación con los tubos redondos convencionales de la técnica anterior que tienen un diámetro de 12,7 mm (1/2 pulgada), 9,525 mm (3/8 pulgada) o 7 mm. Los tubos 40 se muestran en las Figuras 1-8, para facilitar y clarificar la ilustración, como que tienen doce canales 42 que definen unos recorridos de flujo que tienen una sección transversal circular. Sin embargo, se ha de entender que en unas aplicaciones cada tubo multicanal 40 típicamente tendrá aproximadamente de diez a veinte canales de flujo 42. Generalmente, cada canal de flujo 42 tendrá un diámetro hidráulico, definido como cuatro veces el área de flujo en sección transversal, dividida por el perímetro, en el intervalo de aproximadamente 200 micrómetros a aproximadamente 3 milímetros. Aunque en los dibujos se representan como si tuvieran una sección circular, los canales 42 pueden tener una sección transversal rectangular, triangular o trapezoidal o cualquier otra sección transversal no circular que se desee.

Haciendo referencia ahora a las Figuras 2, 4, 6 y 8, en particular, cada tubo de intercambio de calor 40 del intercambiador de calor 10 se inserta en un lado del tubo colector de entrada 20 con el extremo de entrada 43 del tubo extendiéndose adentro del interior 25 de tubo colector de entrada 20. Cada tubo de intercambio de calor 40 se inserta para que una longitud suficiente se yuxtaponga a las respectivas bocas 41 de los canales 42 en el extremo de entrada 43 del tubo de intercambio de calor 40 con una relación adyacente de cerca con la superficie interior 22 del lado opuesto del tubo colector 20 para proporcionar una holgura relativamente estrecha, G, entre las bocas 41 en el extremo de entrada 43 del tubo de intercambio de calor 40 y la superficie interior 22 del tubo colector 20. La holgura, G, debe ser suficientemente pequeña en relación con el área de flujo en la boca 41 de cada uno de los canales 42 del tubo de intercambio de calor 40 para asegurar que se produce el nivel deseado de expansión de refrigerante líquido a alta presión a una mezcla de refrigerante vapor y líquido a baja presión cuando el refrigerante fluye a través de la holgura, G, para entrar en la boca 41 de cada canal 42. Típicamente, la holgura, G, tendría una amplitud, medida desde la boca 41 del extremo de entrada 43 del tubo 40 a la a superficie interior de enfrente del tubo colector, del orden de un décimo de un milímetro (0,1 milímetros) para un tubo de intercambio de calor 40 que tiene unos canales con un área nominal en sección transversal de flujo interno de 1 milímetro cuadrado. Por supuesto, como reconocerán los expertos en la técnica, el grado de expansión puede ajustarse colocando selectivamente el extremo de entrada del tubo 40 con respecto a la superficie interior 22 del tubo colector 20 para cambiar la amplitud de la holgura, G.

En la realización representada en las Figuras 1 y 2, los tubos colectores 20 y 30 comprenden unos cilindros extremos cerrados y huecos, longitudinalmente alargados, que tienen una sección transversal circular. En la realización representada en las Figuras 3 y 4, los tubos colectores 20 y 30 comprenden unos cilindros extremos cerrados y huecos, longitudinalmente alargados, que tienen una sección transversal elíptica. En la realización representada en las Figuras 5 y 6, los tubos colectores 20 y 30 comprenden un vaso extremo cerrado y hueco,

longitudinalmente alargado, que tienen una sección transversal con forma de D. En la realización representada en las Figuras 7 y 8, los tubos colectores 20 y 30 comprenden unos vasos extremos cerrados y huecos, longitudinalmente alargados, que tienen una sección transversal con forma rectangular. En cada realización, el refrigerante líquido a alta presión que entra en el tubo colector de entrada 20 a través de la línea de refrigerante 14 fluye a lo largo del interior 25 del tubo colector 20 y se autodistribuye, debido a su densidad uniforme y a la alta presión, entre cada uno de los tubos de transferencia de calor 40 y se expande a medida que pasa a través de las holguras, G, entre las respectivas bocas 41 de los canales 42 y la superficie interior 22 del tubo colector 20, para entrar en la boca de cada canal.

Haciendo referencia ahora a las Figuras 9 y 10, se representa esquemáticamente un sistema 100 de compresión de vapor de refrigerante que incluye un compresor 60, el intercambiador de calor 10A, que funciona como un condensador, y el intercambiador de calor 10B, que funciona como un evaporador, conectados en un circuito cerrado de refrigerante por unas líneas de refrigerante 12, 14 y 16. Como en los sistemas convencionales de compresión de vapor de refrigerante, el compresor 60 hace circular vapor de refrigerante caliente a alta presión a través de una línea de refrigerante 12 al tubo colector de entrada 120 del condensador 10A, y de ahí a través de los tubos de intercambiador de calor 140 del condensador 10A en donde el vapor de refrigerante caliente se condensa hasta líquido a medida que entra con una relación de intercambio de calor con un fluido enfriador, tal como el aire ambiente que el ventilador de condensador 70 hace pasar por encima de los tubos de intercambio de calor 140. El refrigerante líquido a alta presión se recoge en el tubo colector de salida 130 del condensador 10A y de ahí pasa a través de la línea de refrigerante 14 al tubo colector de la entrada 20 del evaporador 10B. El refrigerante pasa de ahí a través de los tubos de intercambiador de calor 40 del evaporador 10B en donde el refrigerante se calienta a medida que pasa con una relación de intercambio de calor con aire que va a enfriarse que el ventilador de evaporador 80 hace pasar por encima de los tubos de intercambio de calor 40. El vapor de refrigerante se recoge en el tubo colector de salida 30 del evaporador 10B y pasa desde allí a través de la línea de refrigerante 16 para retornar al compresor 60 a través de la entrada de succión al mismo. Aunque los ejemplos de ciclos de compresión de vapor de refrigerante ilustrados en las Figuras 9 y 10 son unos ciclos simplificados de aire acondicionado, se ha de entender que el intercambiador de calor de la invención puede emplearse en sistemas de compresión de vapor de refrigerante con diversos diseños, incluidos, sin limitación, ciclos de bomba de calor, ciclos economizados, ciclos con componentes en tándem, tal como compresores e intercambiadores de calor, ciclos de enfriador y muchos otros ciclos que incluyen diversas opciones y características.

En la realización representada en la Figura 9, el líquido refrigerante condensado pasa desde el condensador 10A directamente al evaporador 10B sin atravesar un dispositivo de expansión. De este modo, en esta realización, el refrigerante entra al tubo colector de entrada 20 del intercambiador de calor evaporador 10B como un refrigerante líquido a alta presión, no como una mezcla completamente expandida de líquido/vapor de refrigerante a baja presión, como en los sistemas convencionales de compresión de vapor de refrigerante. De este modo, en esta realización, la expansión del refrigerante se produce dentro del evaporador 10B de la invención en la holgura, G, asegurando de ese modo que la expansión se produce sólo después de que se haya conseguido la distribución de una manera substancialmente uniforme.

En la realización representada en la Figura 10, el líquido refrigerante condensado pasa a través de un dispositivo de expansión 90 asociado funcionalmente con la línea de refrigerante 14 a medida que pasa desde el condensador 10A al evaporador 10B. En el dispositivo de expansión 90, el refrigerante líquido a alta presión se expande parcialmente hasta un refrigerante líquido a presión más baja, o una mezcla de refrigerante líquido/vapor. En esta realización, la expansión del refrigerante se completa dentro del evaporador 10B de la invención en la holgura, G. La expansión parcial del refrigerante en un dispositivo de expansión 90 aguas arriba del tubo colector de entrada 20 del evaporador 10B puede ser ventajosa cuando la holgura, G, no puede hacerse suficientemente pequeña como para asegurar una expansión completa a medida que el líquido pasa a través de la holgura, G, o cuando como dispositivo de control de flujo se utiliza una válvula termostática de expansión o válvula electrónica de expansión 90.

Las realizaciones del intercambiador de calor de la invención ilustrada en las Figuras 1, 3, 5 y 7 se representan como intercambiadores de calor monopaso. Sin embargo, el intercambiador de calor de la invención también puede ser un intercambiador de calor multipaso. Haciendo referencia ahora a la Figura 11, el intercambiador de calor 10 se representa en una realización de evaporador multipaso. En la realización multipaso ilustrada, el tubo colector de entrada se divide en una primera cámara 20A y una segunda cámara 20B, el tubo colector de salida también se divide en una primera cámara 30A y una segunda cámara 30B, y los tubos de intercambio de calor 40 se dividen en tres bancos 40A, 40B y 40C. Los tubos de intercambio de calor del primer banco 40A de tubos tienen unas entradas que se abren en la primera cámara 20A del tubo colector de entrada 20 y unas salidas que se abren en la primera cámara 30A del tubo colector de salida 30. Los tubos de intercambio de calor del segundo banco 40B de tubos tienen unas entradas que se abren en la primera cámara 30A del tubo colector de salida 30 y unas salidas que se abren en la segunda cámara 20B del tubo colector de entrada 20. Los tubos de intercambio de calor del tercer banco 40C de tubos tienen unas entradas que se abren en la segunda cámara 20B del tubo colector de entrada 20 y unas salidas que se abren en la segunda cámara 30B del tubo colector de salida 30. De esta manera, el refrigerante que entra al intercambiador de calor desde la línea de refrigerante 14 pasa con una relación de intercambio de calor con el aire que pasa sobre el exterior de los tubos de intercambio de calor 40 tres veces, en lugar de una vez como en un intercambiador de calor monopaso. Según la invención, el extremo de entrada de cada uno de los tubos de

intercambio de calor de los bancos primero, segundo y tercero de tubos se coloca dentro de su cámara asociada de tubo colector con la entrada que se abre a los múltiples canales de flujo del mismo dispuesta con una relación espaciada con y enfrente de la superficie interior opuesta del respectivo tubo colector para definir una holgura de expansión, G, entre la entrada que se abre a los canales y la superficie interior opuesta del respectivo tubo colector. De este modo, la expansión también se produce en los tubos colectores entre pasos, asegurando de ese modo una distribución más uniforme del líquido/vapor de refrigerante al entrar en los canales de flujo de los tubos de cada paso de tubo.

El refrigerante, ya sea como un líquido a alta presión, o una mezcla parcialmente expandida de líquido/vapor, pasa desde la línea de refrigerante 14 a la primera cámara 20A del tubo colector 20 del intercambiador de calor 10. El refrigerante de ahí pasa desde la cámara 20A a través de la holgura, G, adentro de cada uno de los canales de flujo 42 asociados con los tubos de intercambio de calor del primer banco 40A de tubos, que constituye los cuatro tubos más a la derecha representados en la Figura 11. A medida que el refrigerante pasa a través de la holgura, G, el refrigerante se expande como se ha mencionado antes en esta memoria. La mezcla de líquido/vapor de refrigerante pasa desde los canales de flujo del primer banco 40A de tubos a la primera cámara 30A del tubo colector de salida 30 y se distribuye desde allí a los tubos de intercambio de calor del segundo banco 40B de tubos, que constituye los cuatro tubos centrales representados en la Figura 11. Para entrar a los canales de flujo de los tubos de intercambio de calor del segundo banco 40B de tubos desde la primera cámara 30A del tubo colector de salida 30, el refrigerante debe pasar otra vez a través de una holgura estrecha, G, que tiene como resultado una expansión adicional del refrigerante. La mezcla de líquido/vapor de refrigerante pasa desde los canales de flujo del segundo banco 40B de tubos a la segunda cámara 20B del tubo colector de entrada 20 y se distribuye desde allí a los tubos de intercambio de calor del tercer banco 40C de tubos, que constituye los cuatro tubos más a la izquierda representados en la Figura 11. Para entrar a los canales de flujo de los tubos de intercambio de calor del tercer banco 40C de tubos desde la segunda cámara 20B del tubo colector de entrada 20B, el refrigerante debe pasar otra vez a través de una holgura estrecha, G, que tiene como resultado una expansión adicional del refrigerante. La mezcla de líquido/vapor de refrigerante pasa desde los canales de flujo del tercer banco 40C de tubos a la segunda cámara 30B del tubo colector de salida 30 y pasa desde allí a la línea de refrigerante 16.

Haciendo referencia ahora a la Figura 12, el intercambiador de calor 10 se representa en una realización de condensador multipaso. En la realización multipaso ilustrada, el tubo colector de entrada 120 se divide en una primera cámara 120A y una segunda cámara 120B, el tubo colector de salida 130 también se divide en una primera cámara 130A y una segunda cámara 130B, y los tubos de intercambio de calor 140 se dividen en tres bancos de tubos 140A, 140B y 140C. Los tubos de intercambio de calor del primer banco 140A de tubos tienen unas entradas que se abren en la primera cámara 120A del tubo colector de entrada 120 y unas salidas que se abren en la primera cámara 130A del tubo colector de salida 130. Los tubos de intercambio de calor del segundo banco 140B de tubos tienen unas entradas que se abren en la primera cámara 130A del tubo colector de salida 130 y unas salidas que se abren en la segunda cámara 120B del tubo colector de entrada 120. Los tubos de intercambio de calor del tercer banco 140C de tubos tienen unas entradas que se abren en la segunda cámara 120B del tubo colector de entrada 120 y unas salidas que se abren en la segunda cámara 130B del tubo colector de salida 130. De esta manera, el refrigerante que entra al condensador desde la línea de refrigerante 12 pasa con una relación de intercambio de calor con el aire que pasa sobre el exterior de los tubos de intercambio de calor 140 tres veces, en lugar de una vez como en un intercambiador de calor monopaso. El refrigerante que entra a la primera cámara 120A del tubo colector de entrada 120 es enteramente vapor de refrigerante a alta presión, dirigido desde la salida de compresor a través de la línea de refrigerante 14. Sin embargo, el refrigerante que entra al segundo banco de tubos y al tercer banco de tubos será una mezcla de líquido/vapor ya que el refrigerante se condensa parcialmente al pasar a través del primer y el segundo banco de tubos. Según la invención, el extremo de entrada de cada uno de los tubos de intercambio de calor de los bancos segundo y tercero de tubos se coloca dentro de su cámara asociada de tubo colector con la entrada que se abre a los múltiples canales de flujo del mismo dispuesta con una relación espaciada con y enfrente de la superficie interior opuesta del respectivo tubo colector para definir una holgura relativamente estrecha, G, entre la entrada que se abre a los canales y la superficie interior opuesta del respectivo tubo colector. La holgura, G, proporciona una restricción de flujo que asegura una distribución más uniforme de la mezcla de líquido/vapor de refrigerante al entrar a los canales de flujo de los tubos de intercambio de calor de cada paso subsiguiente.

El vapor de refrigerante caliente a alta presión desde el compresor 60 pasa desde la línea de refrigerante 12 a la primera cámara 120A del tubo colector de entrada 120 del intercambiador de calor 10. El refrigerante de ahí pasa desde la cámara 120A adentro de cada uno de los canales de flujo 42 asociados con los tubos de intercambio de calor del primer banco 140A de tubos, que constituye los cuatro tubos más a la izquierda representados en la Figura 12. A medida que el refrigerante pasa a través de los canales de flujo del primer banco 140A de tubos, una parte del vapor de refrigerante se condensa hasta líquido. La mezcla de líquido/vapor de refrigerante pasa desde los canales de flujo del primer banco 140A de tubos a la primera cámara 130A del tubo colector de salida 130 y se distribuye desde allí a los tubos de del segundo banco 140B de tubos, que constituye los cuatro tubos centrales representados en la Figura 12. Para entrar en los canales de flujo de los tubos de intercambio de calor del segundo banco 140B de tubos de la primera cámara 130A del tubo colector de salida 130, el líquido/vapor de refrigerante debe pasar ahora a través de una holgura estrecha, G. La mezcla de líquido/vapor de refrigerante pasa desde los canales de flujo del segundo banco 140B de tubos a la segunda cámara 120B del tubo colector de entrada 120 y de allí se distribuye a los tubos del tercer banco 140C de tubos, que constituye los cuatro tubos más de la derecha representados en la

Figura 12. Para entrar en los canales de flujo de los tubos de intercambio de calor del tercer banco 140C de tubos de la segunda cámara 120B del tubo colector de entrada 120, el refrigerante debe pasar otra vez a través de una holgura estrecha, G. La mezcla de líquido/vapor de refrigerante pasa desde los canales de flujo del tercer banco 140C de tubos a la segunda cámara 130B del tubo colector de salida 130 y de allí pasa a la línea de refrigerante 14.

Se ha de entender que aunque en las Figuras 11 y 12 se muestra un número igual de tubos de intercambio de calor en cada banco de tubos del intercambiador de calor multipaso 10, este número puede variarse dependiendo de una cantidad relativa de refrigerante vapor y líquido que fluyen a través del respectivo banco de tubos. Típicamente, cuanto mayor contenido de vapor hay en la mezcla de refrigerante, más tubos de intercambio de calor se incluyen en un banco pertinente de tubos de refrigerante para asegurar una caída apropiada de presión a través del banco. Además, como saben los expertos en la técnica, los tubos de intercambio de calor que se extienden dentro del colector no deben crear una excesiva impedancia hidráulica para un refrigerante que fluye alrededor de los tubos dentro del tubo colector, que puede manejarse fácilmente con un diseño relativo de tubo colector y de tubo de intercambio de calor.

Cabe señalar que aunque la invención se ha descrito en relación con los extremos de entrada, de los tubos de intercambio de calor, también puede aplicarse a los extremos de salida, aunque con menores beneficios de igualamiento de caída de presión sólo entre los tubos de intercambio de calor en el paso pertinente. Además, la amplitud de la holgura, G, puede variarse entre los tubos de intercambio de calor o los bancos de tubos de intercambiador de calor para mejorar aún más la distribución de refrigerante con holguras típicamente más grandes asociadas con los tubos de transferencia de calor situados más cerca de la entrada del tubo colector mientras las holguras más pequeñas están asociadas con los tubos de transferencia de calor ubicados más lejos de la entrada de tubo colector.

Adicionalmente, la amplitud de la holgura, G, puede variarse a lo largo de la extensión de un tubo individual de intercambio de calor 40, ya sea para asegurar una distribución uniforme entre los múltiples canales 42 del tubo o para variar la distribución de flujo entre los canales 42 del tubo. Típicamente, las holguras de dimensiones más grandes se utilizan asociadas con los canales 42 situados más cerca de las orillas exteriores del tubo de intercambio de calor 40 mientras que las holguras de dimensiones algo más pequeñas se utilizan asociadas con los canales 42 ubicados más cerca hacia el centro del tubo de intercambio de calor 40. Sin embargo, en algunas aplicaciones de intercambiador de calor, puede ser deseable variar la holgura entre la orilla adelantada y los canales de orilla atrasada para distribuir selectivamente el flujo entre los canales 42 del tubo de intercambio de calor 40. Por ejemplo, en algunos intercambiadores de calor, puede ser deseable mejorar la eficiencia del intercambiador de calor para proporcionar una holgura algo más pequeña en relación con los canales en la orilla adelantada del tubo de intercambio de calor, que es la orilla del tubo enfrente del interior del flujo de aire, y una holgura algo más grande en relación a los canales en la orilla atrasada en el tubo de intercambio de calor. Variando la amplitud de la holgura, G, a lo largo de la extensión entre la orilla adelantada y la orilla atrasada de un tubo de intercambio de calor 40, el flujo de fluido puede distribuirse selectivamente a los canales individuales 42 del tubo de intercambio de calor 40 como se desee.

Aunque la presente invención se ha mostrado y descrito particularmente haciendo referencia al modo preferido como se ilustra en los dibujos, un experto en la técnica entenderá que se pueden efectuar diversos cambios en los detalles de la misma sin salirse del alcance de la invención tal como se define en las reivindicaciones.

REIVINDICACIONES

1. Un intercambiador de calor (10) que comprende:

un tubo colector (20, 120) que tiene una superficie interior (22) que define una cámara (25, 20A, 20B, 120A, 120B) para recoger refrigerante; y

por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140) que define un recorrido de flujo de refrigerante a través del mismo y que tiene una entrada que se abre (41) a dicho recorrido de flujo de refrigerante en un extremo de entrada de dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor, el extremo de entrada (43) de dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor se extiende adentro de dicha cámara de dicho tubo colector y se coloca con la entrada que se abre a dicho recorrido de flujo de refrigerante dispuesta con una relación espaciada con y enfrente de la superficie interior opuesta (22) de dicho tubo colector; caracterizado por definir de ese modo una holgura relativamente estrecha (G) entre la entrada que se abre a dicho recorrido de flujo de refrigerante de dicho tubo de intercambio de calor (40, 140) y la superficie interior opuesta (22) de dicho tubo colector, dicha holgura (G) funciona como una holgura de expansión.

2. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 en donde dicha holgura (G) tiene una amplitud, la amplitud de la holgura es variable con respecto al extremo de entrada (43) del por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140).

3. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 en donde dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140) tiene una pluralidad de canales (42) que se extienden longitudinalmente con una relación paralela a través del recorrido de flujo de refrigerante de los mismos, cada uno de dicha pluralidad de canales define un recorrido discreto de flujo de refrigerante a través de dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140).

4. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 en donde dicho intercambiador de calor es un evaporador.

5. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 en donde dicho intercambiador de calor es un condensador.

6. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 en donde dicho intercambiador de calor es un intercambiador de calor monopaso.

7. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 en donde dicho intercambiador de calor es un intercambiador de calor multipaso.

8. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 en donde dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140) tiene una sección transversal generalmente rectangular.

9. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 en donde dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140) tiene una sección transversal generalmente ovalada.

10. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 y que comprende:

un primer tubo colector (20, 120) y un segundo tubo colector (30, 130), cada tubo colector define una cámara (25, 20A, 20B, 120A, 120B, 130A, 130B) que recoge refrigerante; y

una pluralidad de tubos de intercambio de calor (40, 140) que se extienden entre dicho primer y dicho segundo tubo colector, cada uno de dicha pluralidad de tubos de intercambio de calor tiene dicho extremo de entrada (48) que se abre a uno (20, 120) de dicho primer y dicho segundo tubo colector y un extremo de salida que se abre al otro (30, 130) de dicho primer y dicho segundo tubo colector, cada uno de dicha pluralidad de tubos de intercambio de calor (40, 140) tiene una pluralidad de canales (42) que se extienden longitudinalmente con una relación paralela desde el extremo de entrada al extremo de salida de los mismos, cada uno de dichos canales define un recorrido discreto de flujo de refrigerante, el extremo de entrada (43) de cada uno de dicha pluralidad de tubos de intercambio de calor (40, 140) se extiende adentro de dicha cámara (25, 20A, 20B, 120A, 120B) de dicho uno de dicho primer y dicho segundo tubo colector y se coloca con la entrada que se abre a dichos canales (42) dispuesta con una relación espaciada con y enfrente de una superficie interior opuesta (22) de dicho uno de dicho primer y dicho segundo tubo colector, que define de ese modo dicha holgura relativamente estrecha (G) entre la entrada que se abre (43) a dichos canales (42) y la superficie interior enfrente (22) de dicho uno de dicho primer y dicho segundo tubo colector.

11. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 o 10 en donde cada holgura (G) tiene una amplitud del orden de 0,1 milímetros.

12. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 10 en donde la, o cada, holgura (G) tiene una amplitud, la amplitud de las holguras son variables con respecto a los respectivos extremos de entrada (43) de la pluralidad de tubos de intercambio de calor (40, 140).

13. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 10 en donde cada holgura (G) tiene una amplitud, la amplitud de las holguras es variable con respecto a los respectivos canales (42) de por lo menos uno de la pluralidad de tubos de intercambio de calor (40, 140).

14. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 3 o 10 en donde cada uno de dicha pluralidad de canales (42) define un recorrido de flujo que tiene una sección transversal no circular.

15. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 14 en donde cada uno de dicha pluralidad de canales (42) define un recorrido de flujo tiene una sección transversal rectangular, triangular o trapezoidal.

16. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 3 o 10 en donde cada uno de dicha pluralidad de canales (42) define un recorrido de flujo que tiene una sección transversal circular.

17. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 10 en donde la pluralidad de tubos de intercambio de calor (40, 140) tienen una sección transversal generalmente rectangular.

18. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 10 en donde la pluralidad de tubos de intercambio de calor (40, 140) tienen una sección transversal generalmente ovalada.

19. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante que comprende:

un compresor (60), un condensador (10A) y un intercambiador de calor evaporador (10B) conectados en comunicación de flujo de refrigerante por lo que el vapor de refrigerante a alta presión pasa desde dicho compresor (60) a dicho condensador (10A), el líquido de refrigerante a alta presión pasa desde dicho condensador (10A) a dicho intercambiador de calor evaporador (10B), y de vapor de refrigerante a baja presión pasa desde dicho intercambiador de calor evaporador (10B) a dicho compresor (60); en donde dicho intercambiador de calor evaporador (10B) es un intercambiador de calor según la reivindicación 1 e incluye

un tubo colector de entrada (20, 120) y un tubo colector de salida (30, 130), dicho tubo colector de entrada tiene dicha superficie interior (22) que define una cámara (25, 20A, 20B, 120A, 120B) para recibir refrigerante desde un circuito de refrigerante; y

por lo menos un dicho tubo de intercambio de calor (40, 140) se extiende entre dichos tubos colectores de entrada y de salida (20, 120, 30, 130), dicho por lo menos que un tubo de intercambio de calor tiene dicho extremo de entrada (43) que se abre a dicho tubo colector de entrada y un extremo de salida que se abre a dicho tubo colector de salida, dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140) tiene una pluralidad de canales (42) que se extienden longitudinalmente con una relación paralela desde el extremo de entrada el extremo de salida del mismo, cada uno de dichos canales define un recorrido discreto de flujo de refrigerante, el extremo de entrada (43) de dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140) pasa adentro de dichas cámaras (25, 20A, 20B, 120A, 120B) de dicho tubo colector de entrada (20) y se coloca con la entrada que se abre a dichos canales dispuesta con una relación espaciada con y enfrente de la superficie interior opuesta (22) de dicho tubo colector que define de ese modo dicha holgura de expansión (G) entre la entrada que se abre a dichos canales y la superficie interior opuesta enfrente de dicho tubo colector de entrada.

20. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante según la reivindicación 19 en donde la holgura de expansión (G) tiene una amplitud del orden de 0,1 milímetros.

21. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante según la reivindicación 19 en donde dicha holgura (G) tiene una amplitud, la amplitud de la holgura es variable con respecto al extremo de entrada (43) de dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140).

22. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante según la reivindicación 19 en donde dicha holgura de expansión (G) es un dispositivo primario de expansión en dicho sistema de compresión de vapor de refrigerante.

23. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante según la reivindicación 19 en donde dicha holgura de expansión (G) es un dispositivo secundario de expansión en dicho sistema de compresión de vapor de refrigerante.

24. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante según la reivindicación 19 en donde dicho intercambiador de calor evaporador (10B) es un intercambiador de calor monopaso.

25. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante según la reivindicación 19 en donde dicho intercambiador de calor evaporador (10B) es un intercambiador de calor multipaso.

26. Un método de funcionamiento de un ciclo de compresión de vapor de refrigerante que comprende las etapas de:

proporcionar un compresor (60), un condensador (10A) y un intercambiador de calor evaporador (10B) conectados en un circuito de refrigerante;

pasar vapor de refrigerante a alta presión desde dicho compresor (60) a dicho condensador (10A);

pasar líquido de refrigerante a alta presión desde dicho condensador (10A) a un tubo colector de entrada (20, 120) de dicho intercambiador de calor evaporador;

proporcionar por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140) que tiene una pluralidad de canales de flujo (42) que definen una pluralidad de recorridos de flujo de refrigerante para pasar refrigerante desde el tubo colector de entrada (20, 120) a un tubo colector de salida (30, 130) de dicho intercambiador de calor evaporador (10B); caracterizado por que:

distribuir el líquido a alta presión recibido en el tubo colector de entrada (20, 120) hacia y a través de cada uno de dicha pluralidad de recorridos de flujo de refrigerante al hacer pasar el refrigerante líquido a alta presión a través de una holgura de expansión (G) formada entre una superficie interior (22) del tubo colector de entrada (20, 120) y una entrada (43) a dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140), dicha holgura de expansión (G) tiene una amplitud medida entre la superficie interior (28) del tubo colector de entrada y una entrada a dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140); y

pasar vapor de refrigerante a baja presión desde el tubo colector de salida (30, 130) de dicho intercambiador de calor evaporador (10B) de regreso a dicho compresor (60).

27. Un método según la reivindicación 26 en donde dicha holgura de expansión (G) se proporciona como un dispositivo primario de expansión en dicho ciclo de compresión de vapor de refrigerante.

28. Un método según la reivindicación 26 en donde dicha holgura de expansión (G) se proporciona como un dispositivo secundario de expansión en dicho ciclo de compresión de vapor de refrigerante.

29. Un método según la reivindicación 26 que comprende además la etapa de variar la amplitud de dicha holgura de expansión (G) con respecto al extremo de entrada (43) de dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140) por lo que el refrigerante líquido se distribuye de manera substancialmente uniforme a la pluralidad de recorridos de flujo de refrigerante de dicho un tubo de intercambio de calor (40, 140) y se expande hasta una mezcla a baja presión de refrigerante líquido y refrigerante vapor.

30. Un método según la reivindicación 26 que comprende además la etapa de variar la amplitud de dicha holgura de expansión (G) con respecto al extremo de entrada de dicho por lo menos un tubo de intercambio de calor (40, 140) entre un canal de flujo en la orilla adelantada y un canal de flujo en la orilla atrasada del tubo de intercambio de calor (40, 140) por lo que el refrigerante líquido se distribuye selectivamente entre la pluralidad de recorridos de flujo de refrigerante de dicho un tubo de intercambio de calor (40, 140).

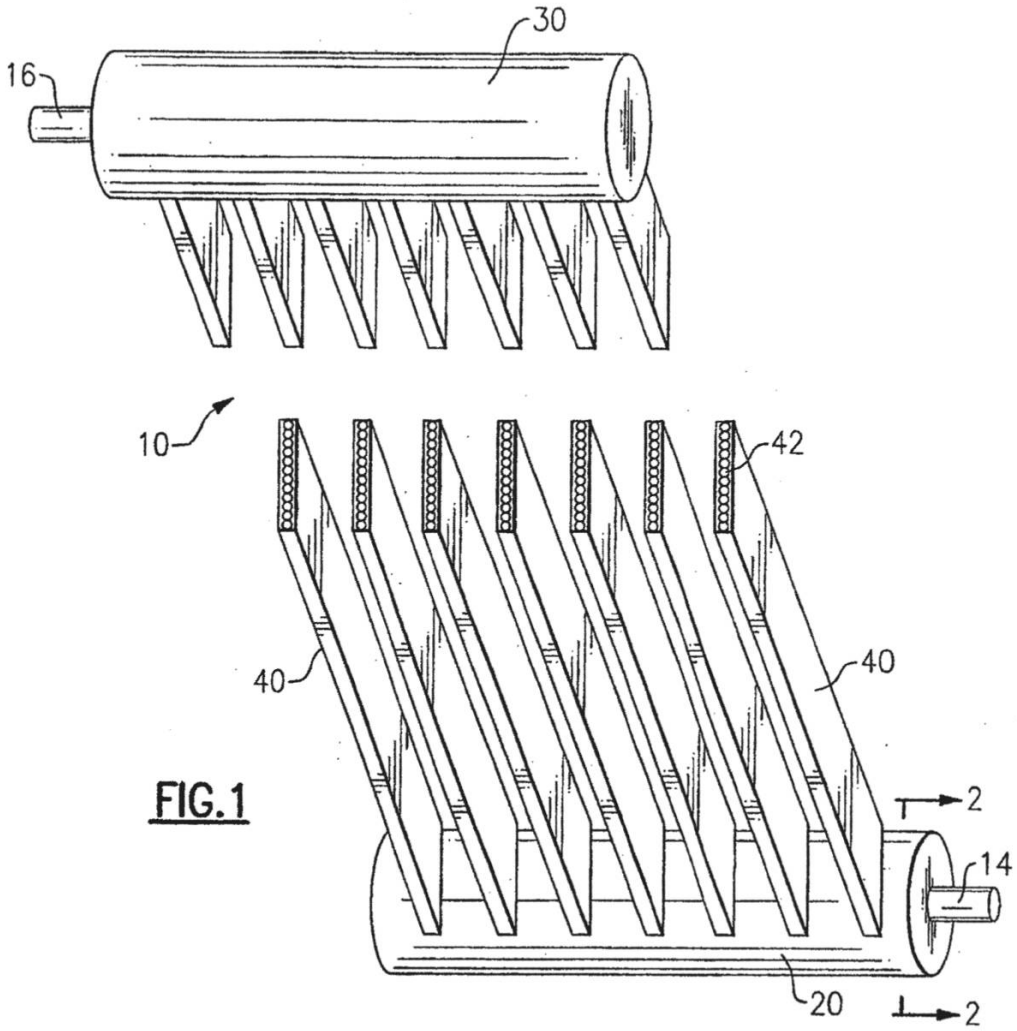


FIG.1

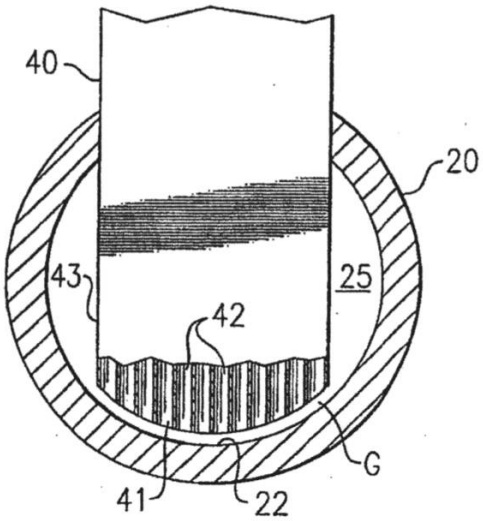


FIG.2

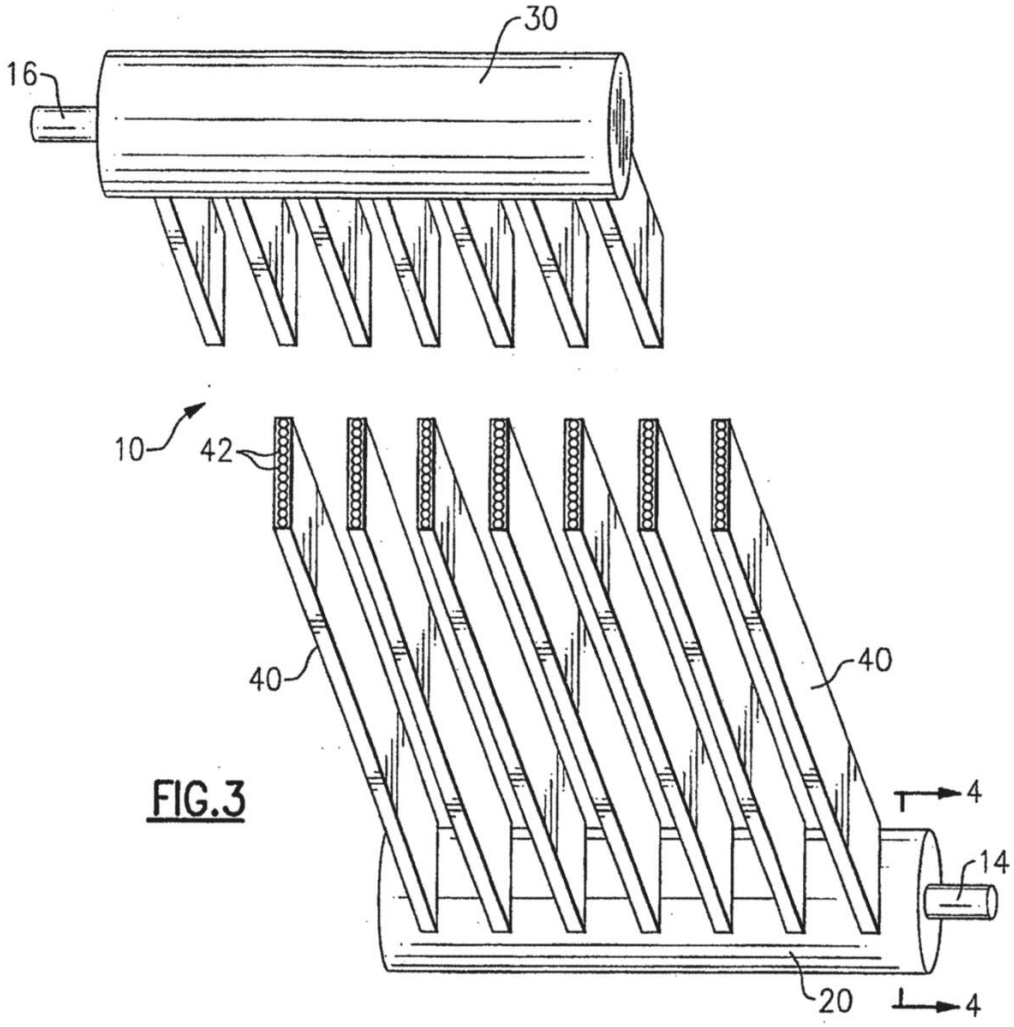


FIG.3

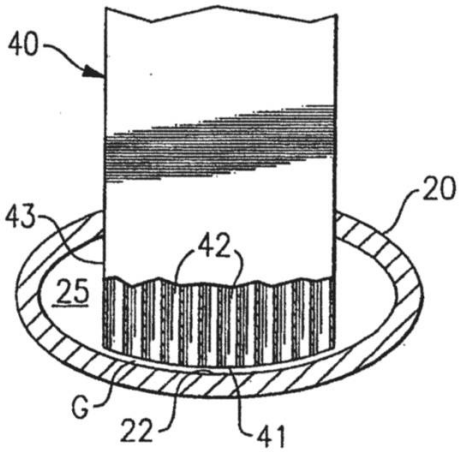


FIG.4

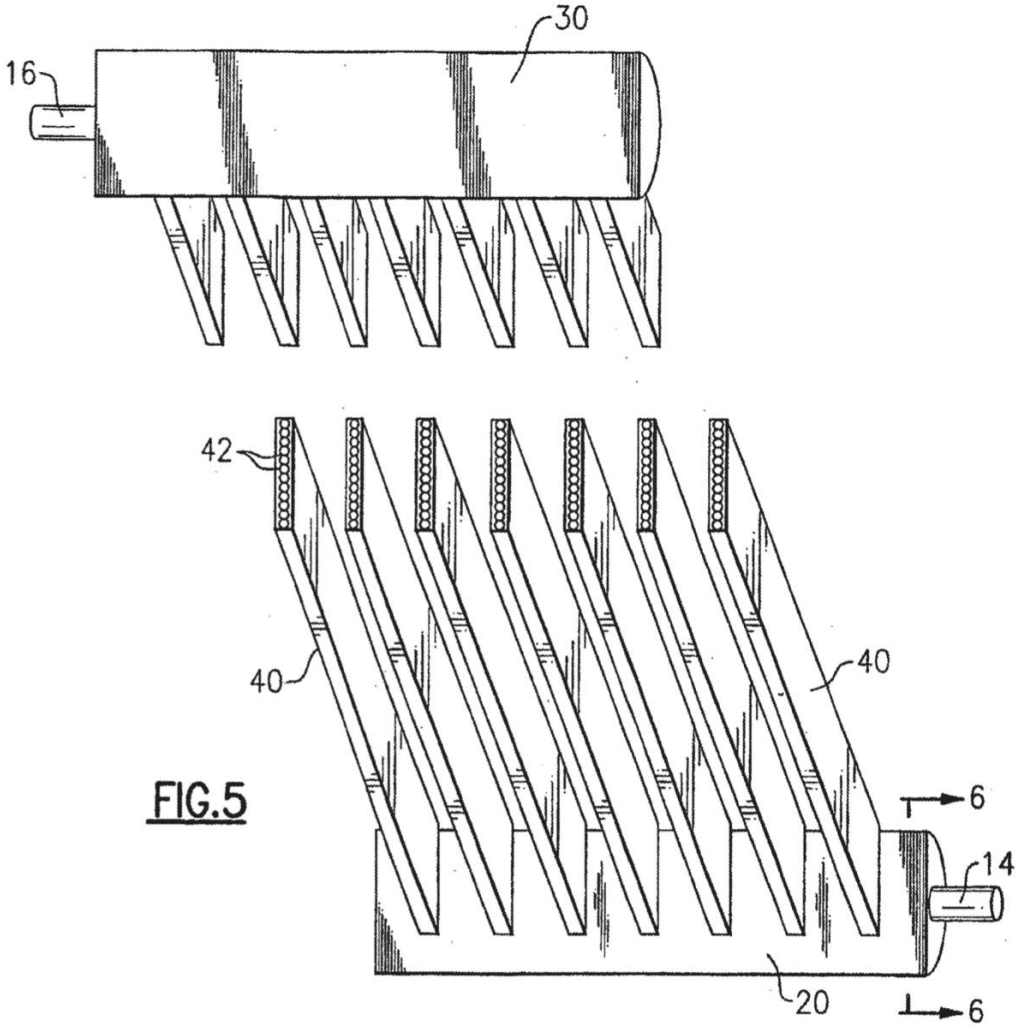


FIG.5

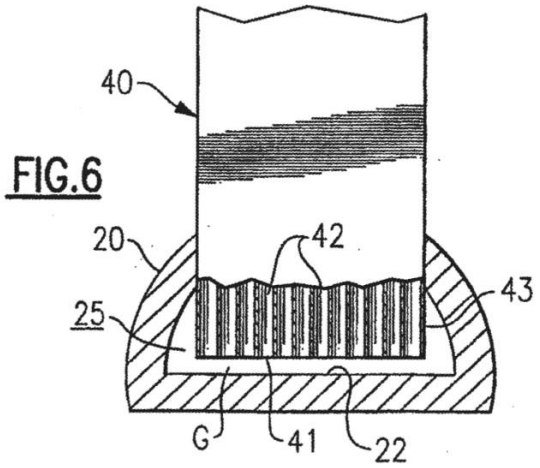
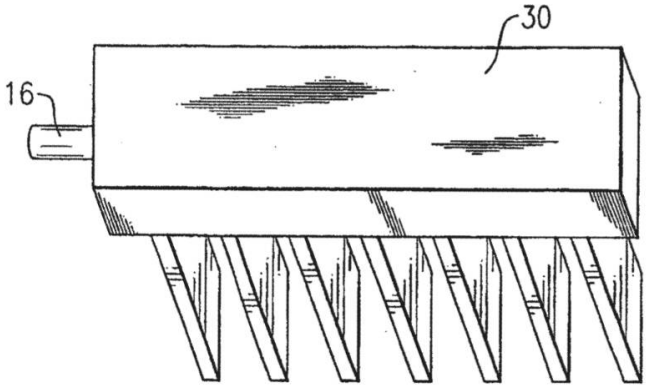


FIG.6



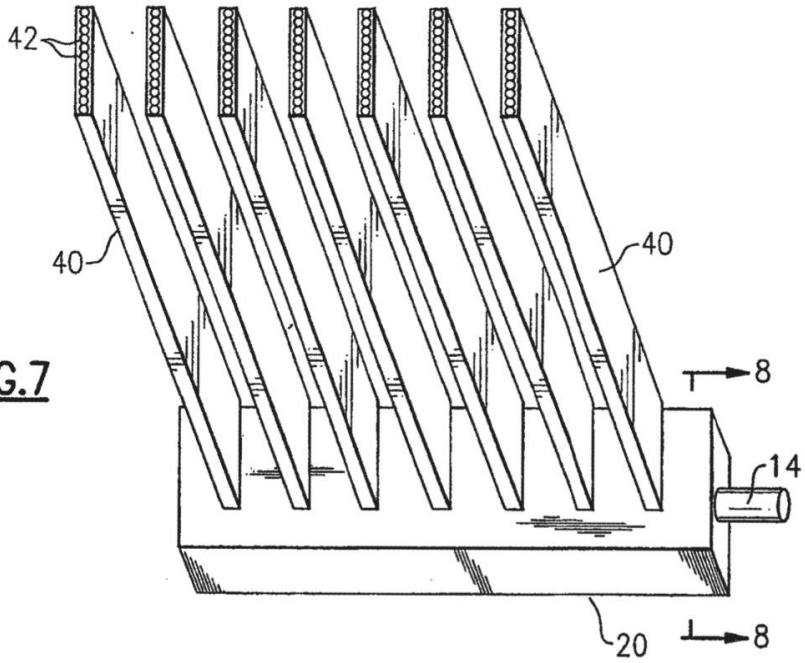


FIG.7

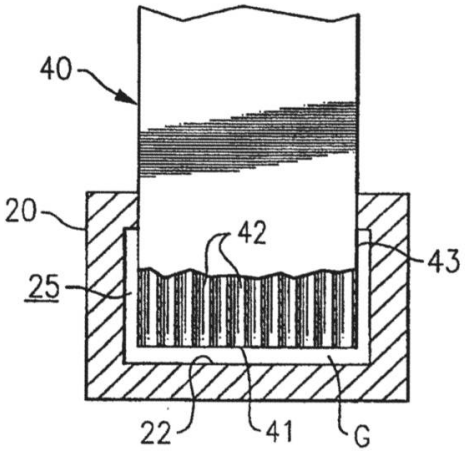


FIG.8

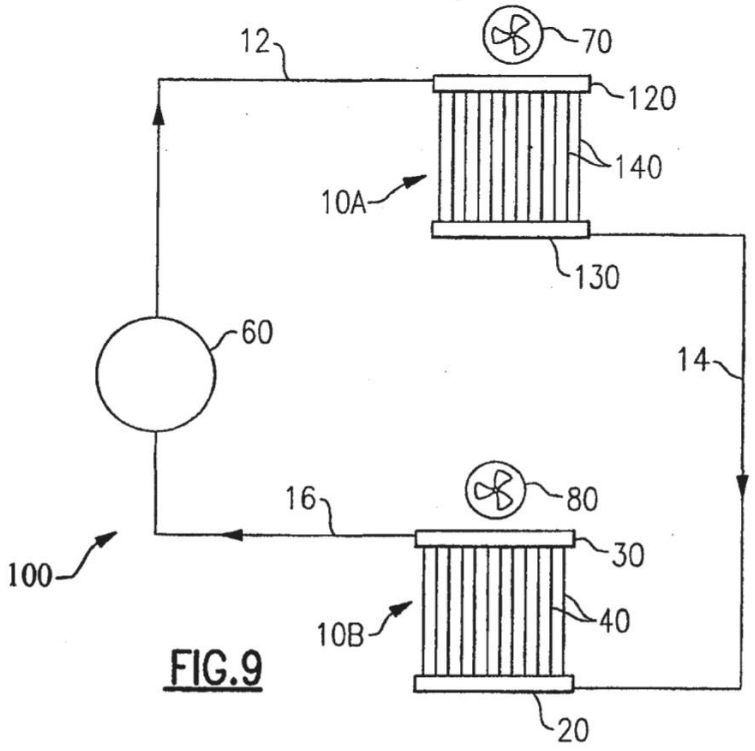

12
70
120
140
10A
130
60
14
16
80
30
100
40
10B
20

FIG.9

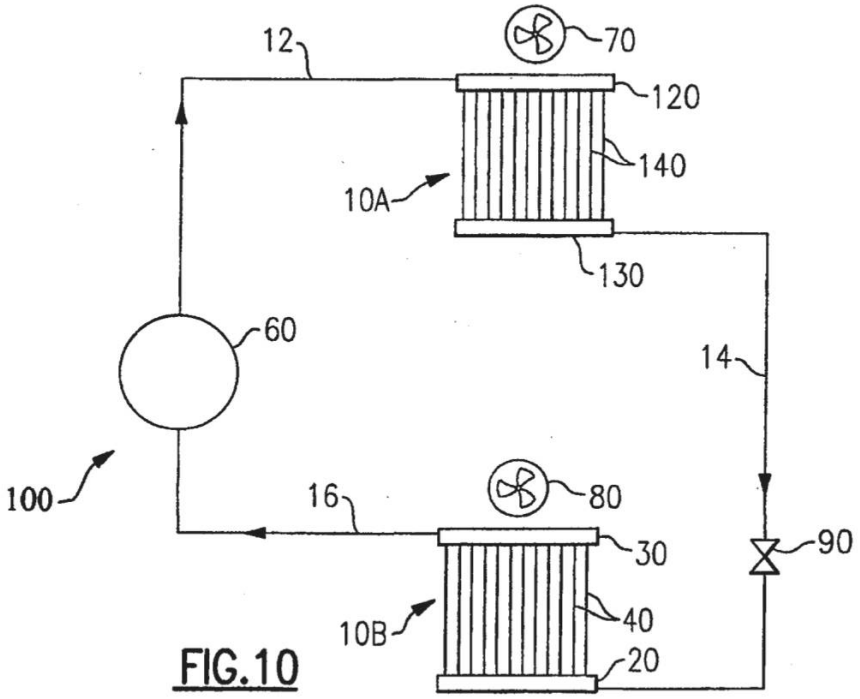

12
70
120
140
10A
130
60
14
100
16
80
30
90
40
10B
20

FIG.10

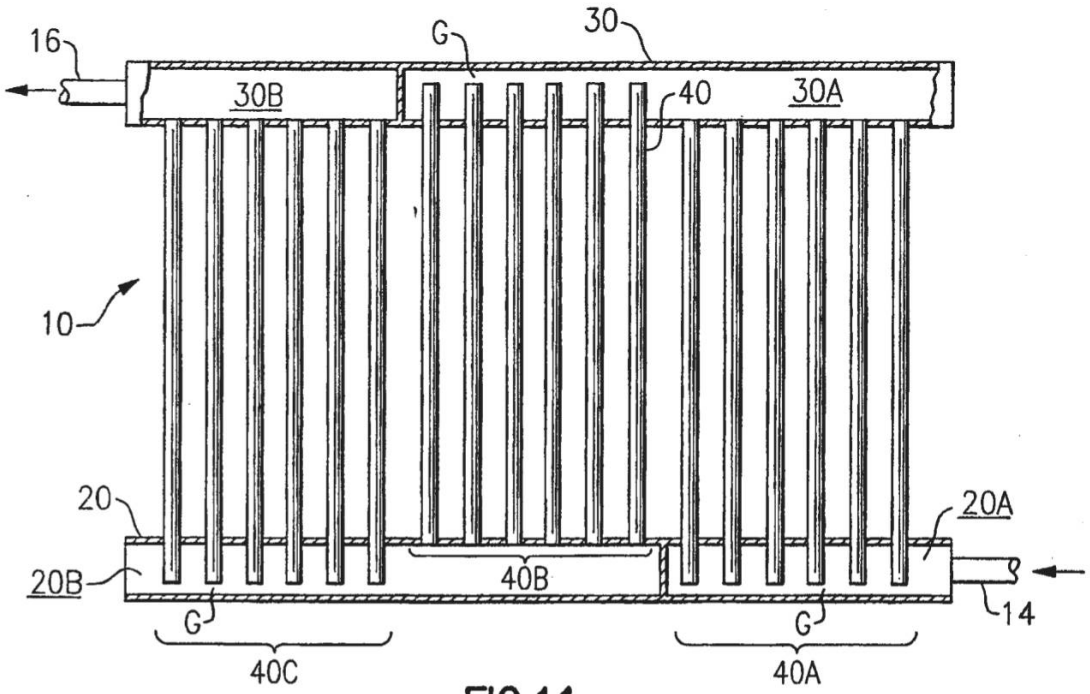

16
G
30
30B
40
30A
10
20
20A
20B
40B
G
G
14
40C
40A

FIG.11

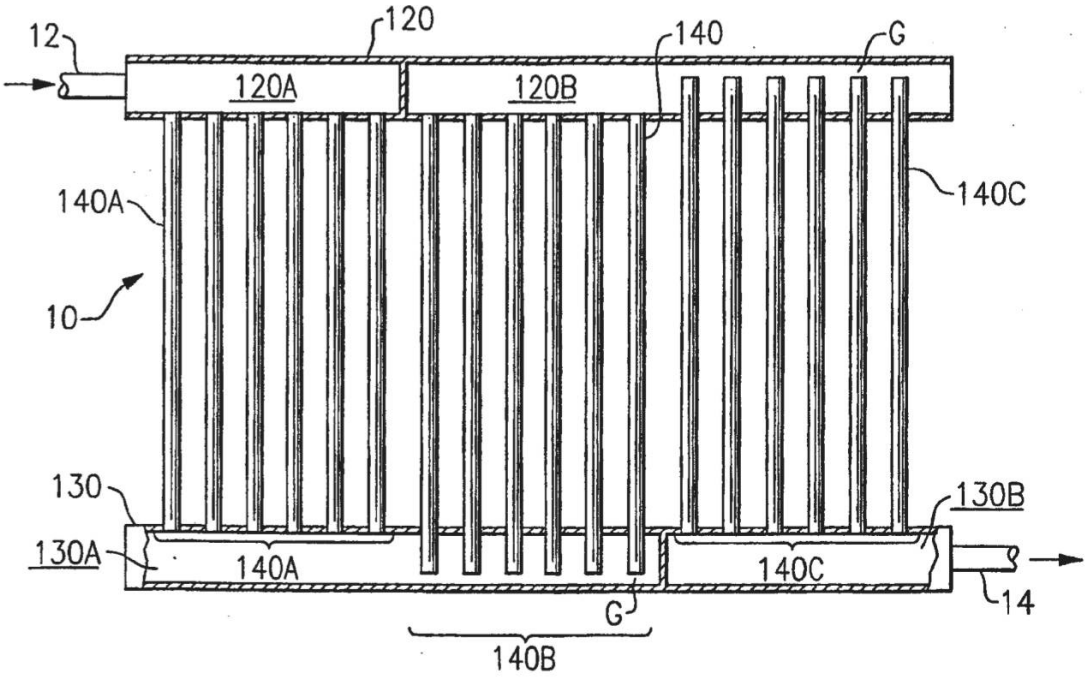

12
120
140
G
120A
120B
140A
140C
10
130
130B
130A
140A
140C
G
14
140B

FIG.12