

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 372 962**

51 Int. Cl.:
F28F 9/04

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **05855857 .8**

96 Fecha de presentación: **28.12.2005**

97 Número de publicación de la solicitud: **1844292**

97 Fecha de publicación de la solicitud: **17.10.2007**

54 Título: **MINI CANAL INTERCAMBIADOR DE CALOR CON CABEZAL DE DIMENSIÓN REDUCIDA.**

30 Prioridad:
02.02.2005 US 649421 P

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
30.01.2012

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
30.01.2012

73 Titular/es:
**CARRIER CORPORATION
ONE CARRIER PLACE
FARMINGTON, CONNECTICUT 06034-4015, US**

72 Inventor/es:
**GORNOUNOV, Mikhail B. y
VERMA, Parmesh**

74 Agente: **de Elzaburu Márquez, Alberto**

ES 2 372 962 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

Mini canal intercambiador de calor con cabezal de dimensión reducida.

Campo del invento

5 Este invento se refiere en general a intercambiadores de calor que tienen una pluralidad de tubos paralelos que se extienden entre un primer cabezal y un segundo cabezal como se ha definido en el preámbulo de la reivindicación 1 y, más particularmente, para mejorar la distribución del flujo del fluido entre los tubos que reciben el flujo del fluido desde el cabezal de un intercambiador de calor, por ejemplo un intercambiador de calor en un sistema de compresión de vapor refrigerante. El documento US-B1- 6.340.055 define tal intercambiador de calor.

Antecedentes del invento

10 Los sistemas de compresión de vapor refrigerante son bien conocidos en la técnica. Los acondicionadores de aire y bombas de calor que emplean ciclos de compresión de vapor refrigerante son comúnmente utilizados para enfriar o enfriar/calentar aire suministrado a una zona de confort de clima controlado dentro de una residencia, edificio de oficinas, hospital, colegio, restaurante u otras instalaciones. Los sistemas de compresión de vapor refrigerante son también comúnmente utilizados para enfriar aire para proporcionar un ambiente refrigerado para artículos alimenticios y productos
15 de bebida dentro de vitrinas de supermercados, tiendas 24 horas, tiendas de ultramarinos, cafeterías, restaurantes y otros establecimientos de servicio de comida.

De manera convencional, estos sistemas de compresión de vapor refrigerante incluyen un compresor, un condensador, un dispositivo de expansión, y un evaporador conectados en comunicación de flujo refrigerante. Los componentes del sistema refrigerante básico antes mencionado están interconectados por tuberías de refrigerante en un circuito refrigerante cerrado y dispuesto de acuerdo con el ciclo de compresión de vapor empleado. Un dispositivo de expansión, comúnmente una válvula de expansión o un dispositivo de dosificación de ánima fijo, tal como un orificio o un tubo capilar, está
20 dispuesto en la tubería de refrigerante en una posición aguas arriba del circuito refrigerante con respecto al flujo 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 recorriendo desde el condensador al evaporador a una presión y temperatura inferior. Al hacerlo, una parte del refrigerante líquido que atraviesa el dispositivo de expansión se expande a vapor. Como resultado, en sistemas de compresión de vapor refrigerante convencional de este tipo, el flujo refrigerante que entra en el vapor constituye una mezcla de dos fases. Los porcentajes particulares de refrigerante líquido y refrigerante vapor dependen del dispositivo de expansión particular empleado y del refrigerante en uso, por ejemplo R-12, R-22, R-134a, R-404A, R-410A, R407C, amoníaco, dióxido de carbono u otro fluido comprimible.

30 En algunos sistemas de compresión de vapor refrigerante, el evaporado es un intercambiador de calor de tubos paralelos. Tales intercambiadores de calor tienen una pluralidad de trayectos de flujo refrigerante paralelo a su través proporcionados por una pluralidad de tubos que se extienden en relación paralela entre un cabezal de entrada y un cabezal de salida. El cabezal de entrada recibe el flujo de refrigerante desde el circuito refrigerante y distribuye el flujo refrigerante entre la pluralidad de trayectos de flujo a través del intercambiador de calor. El cabezal de salida sirve para recoger el flujo de refrigerante cuando deja los trayectos de flujo respectivos y para dirigir el flujo recogido de nuevo a la tubería de refrigerante para volver al compresor en un intercambiador de calor de paso único o a través de un banco
35 adicional de tubos de intercambio de calor en un intercambiador de calor de múltiples pasos.

Históricamente, los intercambiadores de calor de tubos paralelos utilizados en tales sistemas de compresión de vapor refrigerante han utilizado tubos redondos, que tienen típicamente un diámetro de 7 mm. Más recientemente, se están
40 utilizando tubos planos, de dimensión rectangular, de múltiples canales en intercambiadores de calor para sistemas de compresión de vapor refrigerante. Cada tubo de múltiples canales tiene una pluralidad de canales de flujo que se extienden longitudinalmente en relación paralela a la longitud del tubo, proporcionando cada canal un trayecto de flujo refrigerante de pequeña área de flujo. Así, un intercambiador de calor con tubos de múltiples canales que se extienden en relación paralela entre los cabezales interior y exterior del intercambiador de calor tendrán un número relativamente mayor de trayectos de flujo refrigerante de área pequeña de flujo que se extienden entre los dos encabezamientos. En contraste,
45 un intercambiador de calor de tubos paralelos con tubos redondos convencionales tendrá un número relativamente pequeño de trayectos de flujo de área grande de flujo que se extienden entre los cabezales de entrada y de salida.

Un problema asociado con intercambiadores de calor que tienen tubos planos, rectangulares que se extienden entre un cabezal de entrada y un cabezal de salida frente a intercambiadores de calor que tienen tubos redondos es la conexión de
50 los extremos de entrada de los tubos al cabezal de entrada. Convencionalmente, el cabezal de entrada es un cilindro axialmente alargado de sección transversal circular provisto con una pluralidad de ranuras rectangulares cortadas en su pared a intervalos axialmente espaciados a lo largo de la longitud del cabezal. Cada ranura está adaptada para recibir el extremo de entrada de uno de los tubos de intercambio de calor planos, rectangulares con las entradas a los distintos canales de flujo abiertos a la cámara del cabezal, por lo que el fluido dentro de la cámara del cabezal de entrada puede
55 fluir a los múltiples canales de flujo de las distintos tubos de intercambio de calor abiertos a la cámara. Como los tubos de

intercambio de calor planos, rectangulares tienen una dimensión lateral significativamente mayor que el diámetro de los tubos redondos convencionales, los diámetros de los cabezales cilíndricos redondos asociados con intercambiadores de calor de tubos planos convencionales son significativamente mayores que los diámetros de los cabezales asociados con intercambiadores de calor de tubo redondo para una tasa de flujo de fluido volumétrica comparable.

5 Una distribución no uniforme, también denominada como una mala distribución, del flujo refrigerante de dos fases es un problema común en intercambiadores de calor de tubos paralelos que impactan de manera adversa a la eficiencia del intercambiador de calor. Los problemas de la mala distribución de dos fases son provocados por la diferencia de densidad del refrigerante de fase vapor y del refrigerante de fase líquida presentes en el cabezal de entrada debido a la expansión del refrigerante cuando ha atravesado el dispositivo de expansión de aguas arriba.

10 Una solución para controlar la distribución del flujo de refrigeración a través de tubos paralelos en un intercambiador de calor por evaporación está descrita en el documento US nº 6.502.413, de Repice y col. En el sistema de compresión de vapor refrigerante descrito ahí, el refrigerante líquido a alta presión procedente del condensador es parcialmente expandido en un valor de expansión en línea convencional aguas arriba del cabezal de entrada del intercambiador de calor a un refrigerante líquido a presión inferior. Una restricción, tal como un simple estrechamiento en el tubo o una placa de orificio interna dispuesta dentro del tubo, está prevista en cada tubo conectado al cabezal de entrada aguas abajo de la entrada del tubo para completar la expansión a una mezcla de refrigerante líquido/vapor a baja presión después de entrar en el tubo.

15 Otra solución para controlar la distribución de flujo de refrigeración a través de tubos paralelos en un intercambiador de calor por evaporación está descrita en la patente japonesa nº JP 4080575, Kanzaki y col. EN el sistema de compresión de vapor refrigerante descrito en ella, el refrigerante líquido a alta presión procedente del condensador es también parcialmente expandido en un valor de expansión en línea convencional a un refrigerante líquido a presión inferior aguas arriba de una cámara de distribución del intercambiador de calor. Una placa que tiene una pluralidad de orificios se extiende a través de la cámara. El refrigerante líquido de presión inferior se expande cuando pasa a través de los orificios a una mezcla líquido/vapor a presión baja aguas abajo de la placa y aguas arriba de las entradas a los tubos respectivos que se abren a la cámara.

20 La patente japonesa nº JP 2002022313, de Yasushi, describe un intercambiador de calor de tubos paralelos en que el refrigerante es suministrado al cabezal a través de un tubo de entrada que se extiende a lo largo del eje del cabezal para terminar cerca del extremo del cabezal por lo que el flujo refrigerante de dos fases no se separa cuando pasa desde el tubo de entrada a un canal anular entre la superficie exterior del tubo de entrada y la superficie interior del cabezal. El flujo refrigerante de dos fases pasa por tanto a cada uno de los tubos que se abren al canal anular.

25 Obtener una distribución de flujo refrigerante uniforme entre el número relativamente grande de trayectos de flujo refrigerante de área pequeña de flujo es incluso más difícil de lo que lo es en intercambiadores de calor de tubos redondos convencionales y puede reducir de manera significativa la eficiencia del intercambiador de calor. Los problemas de la mala distribución de dos fases pueden ser exacerbados en cabezales de entrada asociados con intercambiadores de calor de tubos planos convencionales debido a las velocidades de flujo de fluido inferiores que asisten al diámetro mayor de tales cabezales. A velocidades de flujo de fluido inferiores, el fluido en fase vapor se separa más fácilmente del fluido en fase líquida. Así, en vez de ser una mezcla relativamente uniforme del fluido en fase vapor y en fase líquida, el flujo dentro del cabezal de entrada será estratificado a un grado mayor con un componente en fase vapor separado del componente en fase líquida. Como consecuencia, la mezcla de fluido será distribuida indeseablemente de manera no uniforme entre los distintos tubos, recibiendo cada tubo diferentes mezclas de fluido en fase vapor y en fase líquida.

30 En el documento norteamericano nº 6.688.138, DiFlora describe un intercambiador de calor de tubos paralelos, planos, que tiene un cabezal de entrada formado de un cilindro exterior alargado y un cilindro interior alargado dispuesto excéntricamente dentro del cilindro exterior definiendo por ello una cámara de fluido entre los cilindros interior y exterior. El extremo de entrada de cada uno de los tubos de intercambio de calor planos, rectangulares se extiende a través de la pared del cilindro exterior para abrirse a la cámara de fluido definida entre los cilindros interior y exterior.

35 La patente japonesa nº 6241682, de Massaki y col., describe un intercambiador de calor de tubos de flujo paralelo para una bomba de calor en que el extremo de entrada de cada tubo de múltiples canales, plano que se conectan al cabezal de entrada es aplastado para formar una restricción de estrangulación parcial en cada tubo justo aguas abajo del tubo de entrada. La patente japonesa nº JP8233409, de Hiroaki y col., describe un intercambiador de calor de tubos de flujo paralelo en que una pluralidad de tubos de múltiples canales, planos conectan entre un par de cabezales, cada uno de los cuales tiene un interior que disminuye en área de flujo en la dirección del flujo de refrigerante como un medio para distribuir de manera uniforme refrigerante a los tubos respectivos.

Resumen del invento

40 Es un objeto general del invento reducir la mala distribución del flujo de fluido en un intercambiador de calor que tiene una pluralidad de tubos de múltiples canales que se extienden entre un primer cabezal y el segundo cabezal.

Es un objeto de un aspecto del invento reducir la mala distribución del flujo refrigerante en un intercambiador de calor de sistema de compresión de vapor refrigerante que tiene una pluralidad de tubos de múltiples canales que se extienden entre un primer cabezal y un segundo cabezal.

5 Es un objeto de un aspecto del invento distribuir flujo refrigerante de dos fases de una manera relativamente uniforme en un intercambiador de calor de sistema de compresión de vapor refrigerante que tiene una pluralidad de tubos de múltiples canales que se extienden entre un primer cabezal y un segundo cabezal.

10 En un aspecto del invento, un intercambiador de calor es proporcionado que tiene un cabezal que define una cámara de dimensión reducida para recibir un fluido, y una pluralidad de tubos de intercambio de calor que tienen una pluralidad de trayectos de flujo de fluido a su través desde un extremo de entrada a un extremo de salida del tubo, teniendo cada tubo una entrada en comunicación fluida con el cabezal de dimensión reducida a través de un conector de transición. Cada conector de transición tiene un extremo de entrada en comunicación de flujo de fluido con la cámara del cabezal a través de una primera abertura y un extremo de salida en comunicación de fluido con la abertura de entrada de uno respectivo de la pluralidad de tubos de intercambio de calor. Cada conector de transición define un trayecto de flujo de fluido divergente que se extiende desde su extremo de entrada a su extremo de salida. El cabezal de dimensión reducida define una cámara que tiene un volumen reducido y un área de flujo reducida por lo que una turbulencia mayor está presente en el flujo de fluido que pasa a través del cabezal. La abertura de entrada de cada conector de transición tiene un pequeño área de flujo menor en comparación con el área de flujo de la cámara del cabezal de modo que proporcione una restricción de flujo a través de la cual pasa el fluido circulando desde la cámara del cabezal al trayecto de flujo divergente del conector. La restricción de flujo da como resultado una caída de presión a través de cada conector que promueve la distribución uniforme entre los tubos de intercambio de calor respectivos y puede proporcionar también una expansión parcial del fluido que pasa a través del conector.

Breve descripción de los dibujos

Para una comprensión adicional de estos y los objetos del invento, se hará referencia a la siguiente descripción detallada del invento que ha de ser leída en conexión con los dibujos adjuntos, donde:

25 La fig. 1 es una vista en perspectiva de una realización de un intercambiador de calor de acuerdo con el invento;

La fig. 2 es una vista en alzado, parcialmente seccionada, tomada a lo largo de la línea 2-2 de la fig. 1;

La fig. 3 es una vista en alzado seccionada del conector de transición de la fig. 2;

La fig. 4 es una vista seccionada tomada a lo largo de la línea 4-4 de la fig. 3;

La fig. 5 es una vista seccionada tomada a lo largo de la línea 5-5 de la fig. 2; y

30 La fig. 6 es una ilustración esquemática de un sistema de compresión de vapor refrigerante que incorpora el intercambiador de calor del invento como un evaporador.

Descripción detallada del invento

35 El intercambiador de calor 10 del invento será descrito en general aquí con referencia a la realización ilustrativa de tubos paralelos, de paso único, de un intercambiador de calor de tubos de múltiples canales como se ha representado en la fig. 1. En las realizaciones ilustrativas del intercambiador de calor 10 representado en la fig. 1, los tubos de intercambio de calor 40 están mostrados dispuestos en relación paralela extendiéndose en general verticalmente entre un cabezal de entrada 20 que se extiende en general horizontalmente y un cabezal de salida 30 que se extiende en general horizontalmente. Sin embargo, la realización representada es ilustrativa y no limitativa del invento. Ha de entenderse que el invento descrito aquí puede ser puesto en práctica con otras configuraciones del intercambiador de calor 10. Por ejemplo, los tubos de intercambio de calor pueden estar dispuestos en relación paralela extendiéndose en general horizontalmente entre un cabezal de entrada que se extiende en general verticalmente y un cabezal de salida que se extiende en general verticalmente. Como otro ejemplo, el intercambiador de calor podría tener un cabezal de entrada toroidal y un cabezal de salida toroidal de un diámetro diferente con los tubos de intercambio de calor que se extienden bien algo radialmente hacia adentro o bien algo radialmente hacia afuera entre los cabezales toroidales. En tal disposición, aunque no físicamente paralelos entre sí, los tubos están en una disposición "de flujo paralelo" en que esos tubos se extienden entre cabezales de entrada y de salida comunes.

40 Con referencia ahora a las figs. 1-5 en particular, el intercambiador de calor 10 incluye un cabezal de entrada 20, un cabezal de salida 30, y una pluralidad de tubos 40 de intercambiador de calor de múltiples canales que se extienden longitudinalmente proporcionando por ello una pluralidad de trayectos de flujo de fluido entre el cabezal de entrada 20 y el cabezal de salida 30. Cada tubo de intercambio de calor 40 tiene una entrada en su extremo de entrada 43 en comunicación de flujo de fluido con el cabezal de entrada 20 a través de un conector de transición 50 y una salida en su otro extremo en comunicación de flujo de fluido con el cabezal de salida 30.

Cada tubo de intercambio de calor 40 tiene una pluralidad de canales 42 de flujo paralelo que se extienden longitudinalmente, es decir a lo largo del eje del tubo, proporcionando por ello la longitud del tubo trayectos de flujo paralelo, múltiples, independientes entre la entrada del tubo y la salida del tubo. Cada tubo de intercambio de calor 40 de múltiples canales es un tubo "plano" de sección transversal rectangular aplanada, u ovalada que define un interior que es subdividido para formar una agrupación lado a lado de canales 42 de flujo independiente. Los tubos 40 de múltiples canales, planos pueden, por ejemplo, tener una anchura de cincuenta milímetros o menos, típicamente de doce a veinticinco milímetros, y una profundidad de aproximadamente dos milímetros o menos, cuando se compara con los tubos redondos de la técnica anterior convencional que tienen un diámetro de entre 25,4 mm o 7 mm. Los tubos 40 están mostrados en los dibujos aquí, para facilidad y claridad de ilustración, como que tienen doce canales 42 que definen trayectos de flujo que tienen una sección transversal circular. Sin embargo, ha de entenderse que en aplicaciones comerciales, tales como por ejemplo sistemas de compresión de vapor refrigerante, cada tubo 40 de múltiples canales tendrá típicamente aproximadamente de diez a veinte canales de flujo 42, pero puede tener una mayor o menor multiplicidad de canales, como se desee. Generalmente, cada canal de flujo 42 tendrá un diámetro hidráulico, definido como cuatro veces el área de flujo dividida por el perímetro, del orden de aproximadamente 200 micras a aproximadamente 3 mm, y comúnmente de aproximadamente 1 mm. Aunque se han representado como teniendo una sección transversal circular en los dibujos, los canales 42 pueden tener una sección transversal rectangular o cualquier otra sección transversal no circular deseada.

Cada uno de la pluralidad de tubos de intercambio de calor 40 del intercambiador de calor 10 tiene su extremo de entrada 43 insertado en el extremo de salida de un conector de transición 50, en vez de directamente en la cámara 25 definida dentro del cabezal de entrada 20. Cada conector de transición 50 tiene un cuerpo que tiene un extremo de entrada y un extremo de salida y que define un trayecto de flujo de fluido 55 que se extiende desde una entrada de flujo 51 en el extremo de entrada del mismo y una salida de flujo 59 en el extremo de salida del mismo, y una boquilla tubular, longitudinalmente alargada 56 que se extiende axialmente hacia afuera desde la entrada de flujo 51. La boquilla 56 define un canal de flujo 53 que se extiende longitudinalmente desde una entrada de flujo 57 en el extremo distal de la boquilla 56 a una salida de flujo en su extremo proximal abierto a la entrada de flujo 51 para el trayecto de flujo de fluido 55. La sección transversal de la boquilla 56 y su canal de flujo 53 puede ser circular, elíptica, hexagonal, rectangular u otra configuración en sección transversal deseada. El extremo distal de la boquilla 56 de cada conector de transición 50 se extiende a través de la pared del cabezal 20 y es asegurado al mismo de una manera convencional, típicamente por soldadura, soldadura dura u otra técnica de unión. Con el extremo distal de la boquilla 56 extendiéndose a la cámara 25 del cabezal 20, el flujo de fluido puede pasar desde la cámara 25 a través de la entrada 57 al canal de flujo 53, por tanto a través del canal de flujo 53 y la entrada 51 al trayecto de flujo 55, y por tanto a los distintos canales de flujo 42 del tubo 40 de múltiples canales.

Con referencia ahora a la fig. 6, se ha representado esquemáticamente un sistema de compresión de vapor refrigerante que tiene un compresor 60, el intercambiador de calor 100, funcionando como un condensador, y el intercambiador de calor 10, funcionando como un evaporador, conectado en un circuito refrigerante de bucle cerrado por tuberías de refrigerante 12, 14, 16. Como en sistemas de compresión de vapor refrigerante convencionales, el compresor 60 hace circular vapor refrigerante caliente, a alta presión a través de la tubería de refrigerante 12 al cabezal de entrada 120 del condensador 100, y por tanto a través de los tubos de intercambio de calor 140 del condensador 100 en que el vapor refrigerante caliente se condensa a un líquido cuando pasa en relación de intercambio de calor con un fluido frío, tal como aire ambiente que es hecho pasar sobre los tubos 140 de intercambio calor por el ventilador 70 del condensador. El refrigerante líquido, a alta presión se recoge en el cabezal de salida 130 del condensador 100 y luego pasa a través de la tubería de refrigerante 14 al cabezal de entrada 20 del evaporador 10.

El líquido refrigerante condensado pasa a través de una válvula de expansión 50 asociada de manera operativa con la tubería de refrigerante 14 cuando pasa desde el condensador 100 al evaporador 10. En la válvula de expansión 90, el refrigerante líquido, a alta presión es expandido parcialmente a refrigerante líquido, a baja presión o a una mezcla refrigerante líquido/vapor. El refrigerante de pasa luego a través de los tubos 40 de intercambio de calor del evaporador 10 en que el refrigerante es calentado cuando pasa en relación de intercambio de calor con aire que ha de ser enfriado que es hecho pasar sobre los tubos 40 de intercambio de calor por el ventilador 80 del evaporador. El vapor refrigerante se recoge en el cabezal de salida 30 del evaporador 10 y pasa desde ahí a través de la tubería de refrigerante 16 para volver al compresor 60 a través de la entrada de succión al mismo.

Como se ha ilustrado mejor en las figs. 2 y 3, la boquilla 56 del conector de transición 50 tiene una dimensión lateral que es sustancialmente menor que la anchura del tubo rectangular "plano" 40. Debido a que el extremo distal de la boquilla 56, que tiene una dimensión lateral relativamente pequeña, d, y puede ser de sección transversal circular, es recibido por el cabezal 20, en oposición al extremo del tubo plano 40, que tiene una dimensión lateral relativamente amplia, W, la dimensión lateral, D, del cabezal 20 puede ser hecha sustancialmente menor que la anchura del tubo 40. Por ello, el área de flujo en sección transversal de la cámara 25 del cabezal 20 será significativamente reducida cuando es comparada con un cabezal diseñado para recibir el extremo de entrada 43 de un tubo 40. Consiguientemente, el flujo de fluido que fluye a través de la cámara 25 del cabezal 20 tendrá una velocidad mayor y será significativamente más turbulento. La turbulencia aumentada inducirá un mezclado más cuidadoso dentro del fluido que fluye a través del cabezal 20 y da como

5 resultado una distribución más uniforme del flujo de fluido entre los tubos 40. Esto es particularmente cierto para el flujo de líquido/vapor mezclado, tal como una mezcla de líquido/vapor refrigerante que es el estado típico del flujo entregado al cabezal de entrada de un intercambiador de calor de evaporador en un sistema de compresión de vapor que funciona en un ciclo de refrigeración, de acondicionamiento de aire o de bomba de calor. La turbulencia incrementada dentro del cabezal de dimensión reducida inducirá un mezclado uniforme del refrigerante en fase líquida y del refrigerante en fase vapor y reduce la estratificación potencial de la fase de vapor y de la fase líquida dentro del refrigerante que pasa través del cabezal.

10 Adicionalmente, debido a que el extremo distal de la boquilla 56 tiene una dimensión lateral relativamente pequeña, d , en oposición al extremo del tubo plano 40, que tiene una dimensión lateral relativamente amplia, W , la dimensión lateral, D , del cabezal 20 tendrá un diámetro sustancialmente menor que el diámetro de un cabezal diseñado para recibir el extremo de entrada 43 de un tubo 40. Teniendo un diámetro menor, el cabezal puede también tener un espesor menor. Por ello, el cabezal de diámetro reducido del intercambiador de calor del invento requerirá significativamente menor material para fabricar y será menos caro de fabricar.

15 Como se ha resaltado previamente, los tubos 40 de múltiples canales, planos pueden tener una anchura de cincuenta milímetros o menos, típicamente doce a veinticinco milímetros, comparado con los tubos redondos de la técnica anterior convencional que tienen un diámetro de entre 25,4 mm, 9,5 mm o 7 mm. En sistemas de refrigeración que tienen un intercambiador de calor de condensador y un intercambiador de calor de evaporador, la boquilla 56 tendrá generalmente una dimensión lateral, que suponiendo que la boquilla es un cilindro circular, un diámetro exterior, del orden de un tubo refrigerante redondo convencional o menor, típicamente del orden de tres milímetros a ocho milímetros.

20 A modo de ejemplo, se supone que la boquilla 56 es un cilindro que tiene un diámetro exterior, d , de 6 mm, y que el tubo plano es un tubo rectangular 40 que tiene una dimensión lateral, W de 15 mm. Si el cabezal 20 fue diseñado para recibir directamente el extremo 43 del tubo 40, la dimensión lateral, D , del cabezal 20 necesitaría ser mayor de 15 mm, por ejemplo 18 mm. Sin embargo, si el cabezal 20 solo ha recibido el extremo distal de la boquilla 56, la dimensión lateral, D del cabezal 20 necesitaría solamente ser mayor de 6 mm, por ejemplo 9 mm. Para cabezal cilíndricos, el área de flujo del último cabezal sería solamente una cuarta parte del área de flujo del cabezal anterior, y la velocidad dentro del último cabezal sería cuatro veces mayor que la velocidad del flujo dentro del cabezal anterior, suponiendo tasas de flujo de volumen iguales.

25 En la realización representada, el cabezal de entrada 20 comprende un cilindro de extremo cerrado, hueco, longitudinalmente alargado que tiene una sección transversal circular. El extremo distal 57 de la boquilla 56 de cada conector de transición 50 es hecho coincidir con una abertura 26 correspondiente prevista en la pared del cabezal de entrada 20 y que se extiende a través de ella. Cada conector puede ser soldado con soldadura dura, soldado, unido de manera adhesiva o asegurado de otro modo en una ranura coincidente correspondiente en la pared del cabezal 20. Sin embargo, el cabezal de entrada 20 no está limitado a la configuración representada. Por ejemplo, el cabezal 20 podría comprender un cilindro de extremo cerrado, hueco, longitudinalmente alargado que tiene una sección transversal elíptica o un cuerpo de extremo cerrado, hueco, longitudinalmente alargado que tiene una sección transversal cuadrada, rectangular, hexagonal, octogonal o cualquier otra deseada. Independientemente de la configuración del cabezal de entrada 20, su dimensión lateral, D , necesita solo ser lo bastante grande para acomodar la boquilla 52, ni tan amplia como un cabezal similarmente formado dimensionado para recibir directamente el extremo de entrada 43 de un tubo 40 de intercambio de calor plano, rectangular.

40 Aunque el ciclo de compresión de vapor refrigerante ejemplar ilustrado en la fig. 6 es un ciclo de acondicionamiento de aire simplificado, ha de entenderse que el intercambiador de calor del invento puede ser empleado en sistemas de compresión de vapor refrigerante de distintos diseños, incluyendo, sin limitación, ciclos de bomba de calor, ciclos económicos y ciclos de refrigeración comercial. Además, los expertos en la técnica reconocerán que el intercambiador de calor del invento no está limitado a las realizaciones de paso único ilustradas, sino que también puede estar dispuesto en distintas realizaciones de paso único y en realizaciones de múltiples pasos. Adicionalmente, el intercambiador de calor del presente invento puede ser utilizado como un condensador de múltiples pasos, así como un evaporador de múltiples pasos en tales sistemas de compresión de vapor refrigerante.

45 Además, la realización representada del intercambiador de calor 10 es ilustrativa y no está limitativa del invento. Ha de comprenderse que el invento descrito aquí puede ser puesto en práctica en otras configuraciones distintas del intercambiador de calor 10. Por ejemplo, los tubos de intercambio de calor pueden estar dispuestos en relación paralela extendiéndose en general horizontalmente entre un cabezal de entrada que se extiende en general verticalmente y un cabezal de salida que se extiende en general verticalmente.

55 Aunque el presente invento ha sido mostrado y descrito particularmente con referencia al modo preferido como se ha ilustrado en los dibujos, un experto en la técnica comprenderá que se pueden efectuar distintos cambios en detalle sin salirse del marco del invento según se ha definido por las reivindicaciones.

REIVINDICACIONES

1. Un intercambiador de calor (10) que comprende:
- 5 al menos un tubo (40) de intercambio de calor que define una pluralidad de trayectos (42) de flujo de fluido discreto a su través y que tiene una abertura de entrada (43) para dicha pluralidad de trayectos de flujo de fluido, siendo dicho al menos un tubo (40) de intercambio de calor de forma plana generalmente rectangular, y con una dimensión lateral, W;
- un cabezal (20) que define una cámara (25) para recoger un fluido, siendo dicha cabezal un miembro tubular alargado que tiene una dimensión lateral, D, en que la dimensión lateral D es menor que la dimensión lateral W; y caracterizado por
- 10 un conector de transición (50) que tiene un cuerpo que tiene un extremo de entrada (51) y un extremo exterior (59) y que define un trayecto (55) de flujo de fluido divergente que se extiende entre ellos expandiéndose en sección transversal en la dirección del flujo de fluido a su través, y una boquilla tubular (56) que se extiende hacia afuera de dicho cuerpo y que define un paso (53) de flujo de fluido entre la cámara (25) de dicha cabezal (20) y el trayecto (55) de flujo de fluido a través de dicho cuerpo de dicho conector de transición (50).
2. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1, en el que el extremo exterior (59) del cuerpo de dicho conector de transición (50) está adaptado para recibir al menos dicho tubo (40) de intercambio de calor, y dicha boquilla (56) se extiende hacia fuera desde el extremo de entrada (51) de dicho cuerpo.
- 15 3. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 o la reivindicación 2, en el que dicha boquilla tubular (56) de dicho conector de transición (50) tiene una salida que se abre a dicho trayecto (55) de flujo de fluido a su través en un extremo distal de dicha boquilla (56) y en comunicación de flujo con el extremo de entrada (51) de dicho cuerpo de dicho conector de transición (50) y una entrada (57) que se abre a dicho trayecto (55) de flujo de fluido a su través en un
- 20 extremo proximal de dicha boquilla (56) y en comunicación de flujo de fluido con la cámara (25) de dicha cabezal (20).
4. Un intercambiador de calor (10) según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que dicha boquilla tubular (56) es un miembro tubular cilíndrico que tiene un diámetro, d, relativamente pequeño.
5. El intercambiador de calor según la reivindicación 1, la reivindicación 2 o la reivindicación 3, en el que dicha boquilla tubular (56) tiene una dimensión lateral d, siendo la dimensión lateral d menor que la dimensión lateral W.
- 25 6. El intercambiador de calor según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que al menos dicho tubo (40) de intercambio de calor tiene una sección transversal rectangular.
7. El intercambiador del calor según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, en el que al menos dicho tubo (40) de intercambio de calor tiene una sección transversal ovalada.

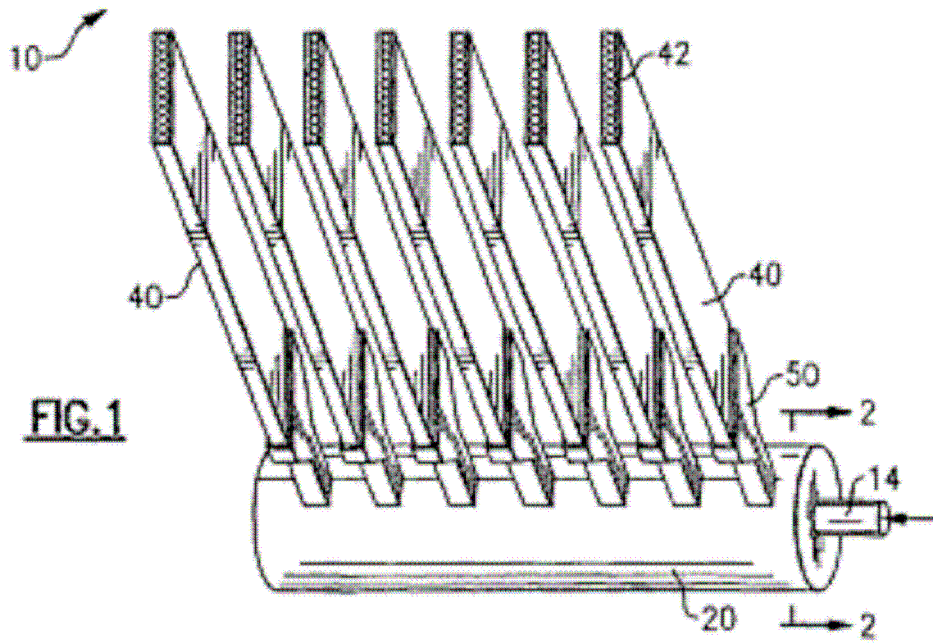
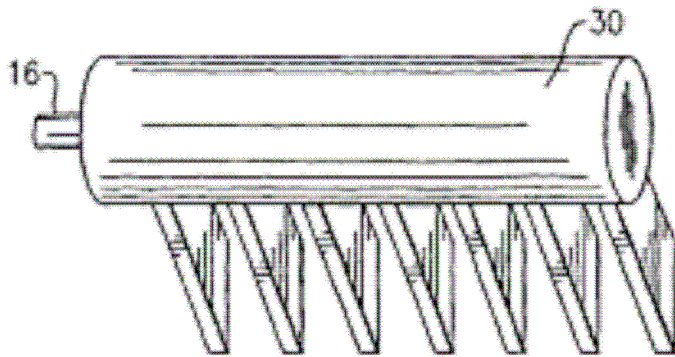


FIG.1

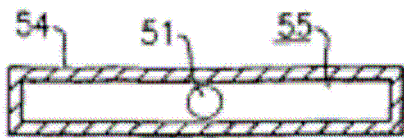


FIG.4

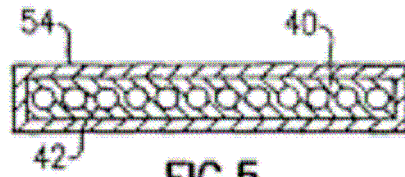


FIG.5

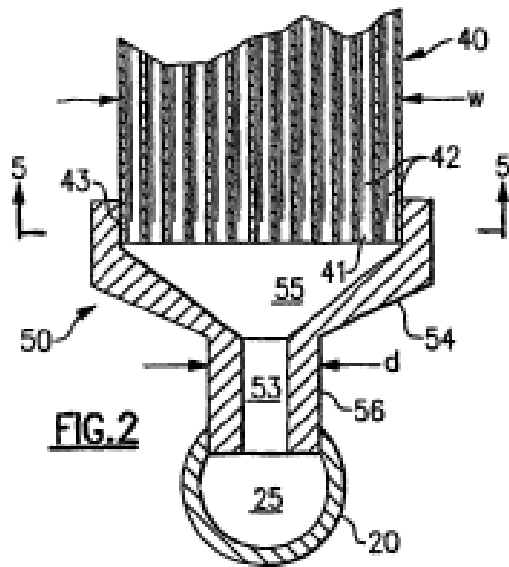


FIG. 2

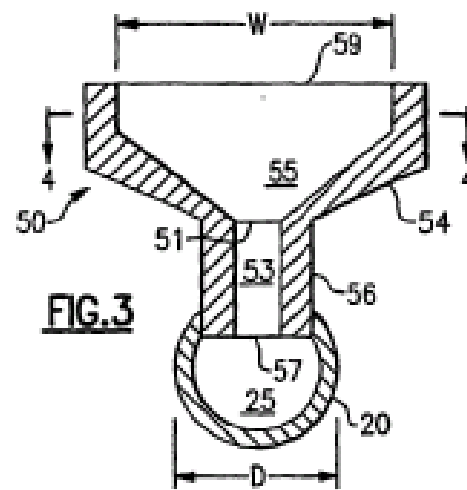


FIG. 3

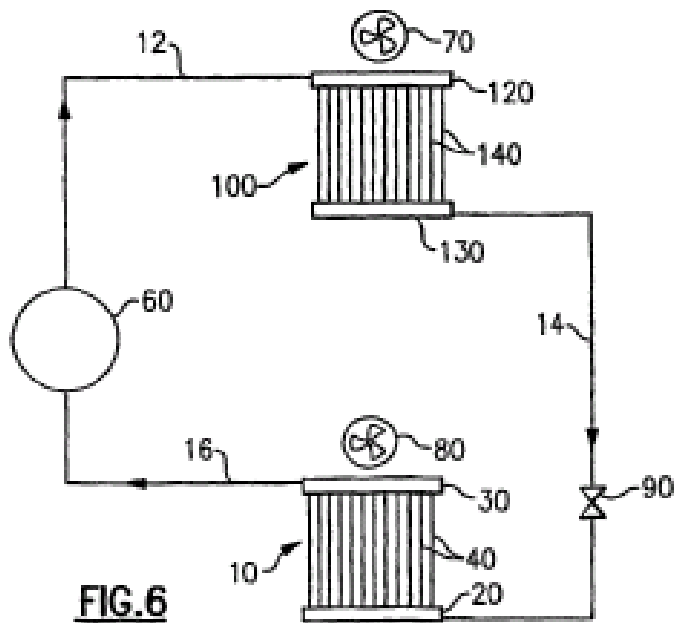


FIG. 6