



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 365 740**

51 Int. Cl.:
F28F 9/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **05855855 .2**

96 Fecha de presentación : **28.12.2005**

97 Número de publicación de la solicitud: **1844291**

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

54 Título: **Intercambiador de calor con expansión de fluido en etapas múltiples en el colector.**

30 Prioridad: **02.02.2005 US 649268 P**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
10.10.2011

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
10.10.2011

73 Titular/es: **CARRIER CORPORATION**
One Carrier Place
Farmington, Connecticut 06034-4015, US

72 Inventor/es: **Vaisman, Igor B.;**
Sangiovanni, Joseph J. y
Gorbounov, Mikhail B.

74 Agente: **Elzaburu Márquez, Alberto**

ES 2 365 740 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 de etapas múltiples en el colector.

5 Campo de la Invención

Esta invención se refiere, en general, a intercambiadores de calor como se definen en el preámbulo de la reivindicación 1, que tienen al menos un tubo de intercambio de calor que define una pluralidad de trayectorias discretas de circulación de fluido a través del mismo, y que se extienden entre un primer colector y un segundo colector, a los que se hace referencia algunas veces como distribuidores, y, más particularmente para proporcionar expansión de fluido dentro del colector de un intercambiador de calor para mejorar la distribución de flujo en dos fases a través de tubos paralelos del intercambiador de calor, por ejemplo un intercambiador de calor en un sistema de compresión de refrigerante. Un tal intercambiador de calor es conocido por el documento JP 6241682. Se dan a conocer intercambiadores de calor de la técnica anterior en los documentos EP 0228330, US 5632329 y US 4724904.

15 Antecedentes de la Invención

Son bien conocidos en la técnica sistemas de compresión de vapor de refrigerante. Se utilizan corrientemente acondicionadores de aire y bombas de calor que utilizan ciclos de compresión de vapor de refrigerante para enfriar y enfriar/calentar aire suministrado a una zona de comodidad de ambiente controlado dentro de una residencia, edificio de oficinas, hospital, escuela, restaurante u otras instalaciones. Los sistemas de compresión de vapor de refrigeración son usados también comúnmente para enfriar aire u otro fluido secundario para proporcionar un entorno refrigerado para artículos de alimentación y productos de bebidas dentro de, por ejemplo, cajas de presentación en supermercados, almacenes de mercancías, tiendas de comestibles, cafeterías, restaurantes y otros establecimientos de servicios de alimentación.

25 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 o circulación refrigerante. Los componentes del sistema refrigerante básico anteriormente citado están interconectados por tuberías de refrigerante en un circuito de refrigerante cerrado y dispuestos 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 fija, tal como un orificio o un tubo capilar, está dispuesto en la tubería de refrigerante en un lugar aguas arriba del circuito de refrigerante, con respecto al flujo de refrigerante, del evaporador, y aguas abajo del condensador. El dispositivo de expansión funciona para expandir el líquido refrigerante que pasa a través de la tubería de refrigerante que discurre desde el condensador al evaporador hasta una presión y una temperatura inferiores. Al hacerlo así, una parte del líquido refrigerante que atraviesa el dispositivo de expansión se dilata en forma de vapor. Como consecuencia, en 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 líquido refrigerante y de vapor de refrigerante dependen del dispositivo de expansión particular utilizado y del refrigerante en uso, por ejemplo R12, R22, R134a, R404A, R407C, R717, R744 u otro fluido compresible.

45 En algunos sistemas de compresión de vapor refrigerante, el evaporador es un intercambiador de calor de tubos paralelos. Tales intercambiadores de calor tienen una pluralidad de trayectorias paralelas de flujo de refrigerante a través de ellos, proporcionadas por una pluralidad de tubos dispuestos en relación de paralelismo entre un colector de entrada y un colector de salida. El colector de entrada recibe el flujo de refrigerante desde el circuito de refrigerante y lo distribuye entre la pluralidad de trayectorias de flujo a través del intercambiador de calor. El colector de salida sirve para recoger el flujo de refrigerante a medida que abandona las respectivas trayectorias de circulación y para dirigir el flujo recogido de nuevo a la tubería de refrigerante para su retorno al compresor en un intercambiador de calor de pasada única o a través de un grupo adicional de tubos de intercambio de calor en una intercambiador de calor de varias pasadas.

Habitualmente, los intercambiadores de calor de tubos paralelos utilizados en tales sistemas de compresión de refrigerante han utilizado tubos redondos, normalmente con un diámetro de 12,7 mm (1/2 pulgadas), 9,525 mm (3/8 de pulgada) o 7 milímetros. Más recientemente, han estado siendo utilizados tubos de forma plan, rectangular u ovalada, de canales múltiples, en intercambiadores de calor para sistemas de compresión de vapor de refrigerante. Cada tubo de múltiples canales tiene una pluralidad de canales de flujo dispuestos longitudinalmente en relación de paralelismo en la longitud del tubo, proporcionando cada canal una trayectoria de refrigerante de pequeña área de flujo en sección transversal. De ese modo, un intercambiador de calor con tubos de múltiples canales, que se extienden en relación de paralelismo entre los colectores de entrada y salida del intercambiador de calor, tendrá un número relativamente grande de trayectorias de refrigerante de pequeña área de flujo en sección transversal, que se extienden entre los dos colectores. En contraposición, un intercambiador de calor de tubos paralelos con tubos redondos convencionales tendrá un número relativamente pequeño de trayectorias de circulación de área de flujo grande que se extienden entre los colectores de entrada y salida.

65 La distribución no uniforme, a la que se hace referencia también como mala distribución, de flujo de refrigerante de dos fases, es un problema común en intercambiadores de calor de tubos paralelos, que afecta de manera adversa la

eficacia del intercambiador de calor. Entre otros factores, los problemas de mala distribución de dos fases son causados por la diferencia de densidades del refrigerante en fase de vapor y del refrigerante en fase líquida, que existe en el colector de entrada debido a la expansión del refrigerante al atravesar el dispositivo de expansión de aguas arriba.

5 Una solución para controlar la distribución del flujo de refrigeración a través de tubos paralelos en un intercambiador de calor por evaporación se describe en la patente de Estados Unidos No. 6.502.413, de Repice et al. En el sistema de compresión del vapor de refrigerante descrito en ella, el refrigerante líquido a alta presión procedente del condensador es parcialmente expandido en un dispositivo convencional de expansión en línea, aguas arriba del
10 colector de entrada del intercambiador de calor hasta un refrigerante de presión inferior. Adicionalmente, se dispone en cada tubo una restricción, tal como un simple estrechamiento del tubo o una placa interna de orificios, dentro del tubo, conectada al colector de entrada, aguas abajo de la entrada del tubo, para completar la expansión hasta una mezcla de líquido/vapor de refrigerante de baja presión después de entrar en el tubo.

15 Otra solución a la distribución de flujo de refrigeración a través de tubos paralelos en un intercambiador de vapor por evaporación se expone en la patente japonesa No. JP4080575, de Kanzaki et al. En el sistema de compresión de vapor de refrigerante descrito en dicha patente, el refrigerante líquido a alta presión, procedente del condensador, es también expandido parcialmente en un dispositivo convencional de expansión en línea hasta un refrigerante de presión inferior aguas abajo de una cámara de distribución del intercambiador de calor. A través de la cámara se
20 extiende una placa que tiene una pluralidad de orificios en ella. El refrigerante a presión inferior se expande a medida que pasa a través de los orificios hasta una mezcla de líquido/vapor de baja presión, aguas abajo de la placa y aguas arriba de las entradas a los respectivos tubos que desembocan en la cámara.

25 La patente japonesa No. 6241682, de Massaki et al., describe un intercambiador de calor de tubos de circulación paralelos para una bomba de calor en la que el extremo de entrada de cada tubo de canales múltiples que se conecta al colector de entrada está aplastado para formar una restricción de estrangulación parcial en cada tubo, justamente aguas abajo de la entrada del tubo. La patente japonesa No. JP8233409, de Hiroaki et al., da a conocer un intercambiador de calor de tubos de circulación paralelos, en el que una pluralidad de tubos planos, de canales múltiples, se conectan entre un par de colectores, cada uno de los cuales tiene un interior que disminuye de área de
30 flujo en la dirección del flujo de refrigerante como unos medios para distribuir uniformemente el refrigerante hacia los respectivos tubos. La patente japonesa No. JP2002022313, de Yasushi, expone un intercambiador de calor de tubos paralelos en el que el refrigerante es suministrado al colector a través de un tubo de entrada que se extiende a lo largo del eje del colector para terminar a corta distancia del extremo del colector, por lo que el flujo de refrigerante de dos fases no se separa a medida que pasa desde el tubo de entrada a un canal anular entre la superficie exterior del tubo de entrada y la superficie interior del colector. Por lo tanto, el flujo de refrigerante de dos fases pasa a cada uno de los tubos que desembocan en el canal anular.

35 La obtención de distribución uniforme de circulación de refrigerante entre el número relativamente grande de trayectorias de circulación de refrigerante de área de flujo de sección transversal pequeña es todavía más difícil de lo que es en intercambiadores de calor convencionales de tubos redondos y puede reducir significativamente la eficacia del intercambiador de calor.

Sumario de la Invención

45 Es un objeto general de la invención reducir la mala distribución de flujo o circulación de fluido en un intercambiador de calor que tiene una pluralidad de tubos de múltiples canales que se extienden entre un primer colector y un segundo colector.

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

Es un objeto de un aspecto de la invención distribuir refrigerante a los canales individuales de una serie ordenada de tubos de canales múltiples de una manera relativamente uniforme.

55 Es un objeto de otro aspecto de la invención proporcionar la distribución y expansión del refrigerante en un intercambiador de calor del sistema de compresión de vapor de refrigerante que tiene una pluralidad de tubos de canales múltiples, cuando el flujo de refrigerante pasa desde un colector a los canales individuales de una serie ordenada de tubos de canales múltiples.

60 La presente invención proporciona un intercambiador de calor que tiene un colector que define una cámara para recibir un fluido y al menos un tubo de intercambio de calor que tiene una pluralidad de trayectorias de circulación de fluido a través del mismo y que tiene una abertura de entrada a la pluralidad de trayectorias de circulación de fluido. Se proporciona un conectador que tiene un extremo de entrada y un extremo de salida y que define una cámara de entrada en su extremo de entrada en comunicación de circulación de fluido con la cámara de fluido del colector, una cámara de salida en su extremo de salida en comunicación de fluido con la abertura de entrada del al menos un tubo del intercambiador de calor, y una cámara intermedia que define una trayectoria de flujo entre dicha cámara de
65

entrada y dicha cámara de salida. La trayectoria de flujo tiene una pluralidad de lumbreras de restricción de circulación o flujo dispuestas en ella en una disposición en serie separadas. El flujo de fluido que pasa desde el colector a los canales de circulación del al menos un tubo de intercambio de calor sufrirán una serie de expansiones de fluido en su paso a través de las lumbreras de restricción dispuestas en la trayectoria de flujo a través del conector. En una realización, cada lumbrera de restricción de flujo es una abertura cilíndrica de pared recta. En otra realización, cada lumbrera de restricción de flujo es una abertura perfilada.

Breve descripción de los dibujos

Para un mejor entendimiento de estos y otros objetos de la invención, se hará referencia a la siguiente descripción detallada de la invención que se ha de leer en relación con los dibujos que se acompañan, en los cuales:

La figura 1 es una vista en perspectiva de una realización de un intercambiador de calor de acuerdo con la invención;

La figura 2 es una vista en planta, parcialmente seccionada, tomada a lo largo de la línea 2-2 de la figura 3;

La figura 3 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea 3-3 de la figura 1;

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

La figura 5 es una vista en alzado, parcialmente en sección, que muestra una realización alternativa de un intercambiador de calor de acuerdo con la invención;

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

La figura 7 es una vista en alzado, parcialmente seccionada, de otra realización de un intercambiador de calor de acuerdo con la invención;

La figura 8 es una vista seccionada tomada a lo largo de la línea 8-8 de la figura 7;

La figura 9 es una vista seccionada que muestra una realización alternativa del conector de la figura 8;

La figura 10 es una vista seccionada tomada a lo largo de la línea 10-10 de la figura 9;

La figura 11 es una vista seccionada que muestra una realización alternativa del conector de la figura 6;

La figura 12 es una ilustración esquemática de un sistema de compresión de vapor de refrigerante que incorpora el intercambiador de calor de la invención;

La figura 13 es una vista en alzado, parcialmente en sección, de una realización de un evaporador de pasadas múltiples de acuerdo con la invención; y

La figura 14 es una vista en alzado, parcialmente en sección, de una realización de un condensador de múltiples pasadas de acuerdo con la invención.

Descripción detallada de la Invención

El intercambiador de calor 10 de la invención se describirá en esta memoria con referencia a la realización ilustrativa de tubos paralelos de pasada única de un intercambiador de calor de tubos de canales múltiples, como se representa en las figuras 1 y 2. En la realización ilustrativa del presente intercambiador de calor 10, representado en las figuras 1 y 2, los tubos de intercambio de calor 40 están mostrados dispuestos en relación de paralelismo, separados axialmente, extendiéndose en general verticalmente entre un colector de entrada 20 dispuesto en general horizontalmente y un colector de salida 30 que se extiende en general horizontalmente. Sin embargo, la realización representada es ilustrativa y no limita la invención. Se ha de entender que la invención descrita en esta memoria puede ser puesta en práctica en muchas otras configuraciones del intercambiador de calor 10. Por ejemplo, los tubos de intercambio de calor pueden estar dispuestos en relación de paralelismo, extendiéndose en general horizontalmente entre un colector de entrada que se extiende en general verticalmente y un colector de salida que se extiende en general verticalmente. Como un ejemplo más, el intercambiador de calor podría tener un colector de entrada toroidal y un colector de salida toroidal de un diámetro diferente, extendiéndose los tubos de intercambio de calor ya sea algo radialmente hacia dentro o algo radialmente hacia fuera entre los colectores toroidales. Los tubos de intercambio de calor pueden estar también dispuestos en realizaciones de tubos paralelos de varias pasadas, como se explicará con más detalle posteriormente en esta memoria en referencia a las figuras 13 y 14.

El intercambiador de calor 10 incluye un colector de entrada 20, un colector de salida 30 y una pluralidad de tubos de intercambio de calor 40 de canales múltiples dispuestos longitudinalmente, con lo que se proporcionan una pluralidad de trayectorias de circulación de fluido entre el colector de entrada 20 y el colector de salida 30. Cada tubo de intercambio de calor 40 tiene una entrada en un extremo en comunicación de circulación de fluido con el colector de entrada 20, a través de un conector 50, y una salida en su otro extremo en comunicación de circulación de fluido con el colector de salida 30. Cada tubo de intercambio de calor 40 tiene una pluralidad de canales de flujo paralelos 42 que se extienden longitudinalmente, es decir, a lo largo del eje del tubo, proporcionando con ello la longitud del tubo múltiples trayectorias de flujo independientes, paralelas, 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, por ejemplo, rectangular u ovalada, que define un interior que esta subdividido para formar una serie de canales de flujo independientes 42 situados lado a lado. Los tubos planos 40 de canales múltiples pueden tener, por ejemplo, una anchura de cincuenta milímetros o menos, normalmente 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 pulgadas), de 9,525 mm (3/8 de pulgada) o de 7 mm. Los tubos 40 están mostrados en los dibujos de esta memoria, para facilidad y claridad de ilustración, como provistos de doce canales 42 que definen trayectorias de circulación con una sección transversal circular. Sin embargo, se ha de entender que, en aplicaciones comerciales, tales como, por ejemplo, sistemas de compresión de vapor de

refrigerante, cada tubo 40 de canales múltiples tendrá normalmente de diez a veinte canales de circulación 42, aproximadamente, pero pueden tener una multiplicidad mayor o menor de canales, según se desee. Generalmente, cada canal de circulación o flujo 42 tendrá un diámetro hidráulico, definido como cuatro veces el área de flujo dividida por el perímetro, en el intervalo de 200 micrómetros a 3 milímetros, aproximadamente. Aunque están representados con una sección transversal circular en los dibujos, los canales 42 pueden tener una sección transversal rectangular, triangular, trapecial o cualquier otra sección transversal deseada no circular.

Haciendo referencia ahora a las figuras 3 – 8, en particular, 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 un conector 50, en lugar de directamente en la cámara 25 definida dentro del colector de entrada 20. Cada conector 50 está insertado en una ranura correspondiente 26 dispuesta en, y que se extiende a través de, la pared del colector de entrada 20, con el extremo de entrada 52 del conector 50 insertado en su correspondiente ranura. Cada conector puede ser unido mediante soldadura al cobre, soldadura normal, soldadura al estaño y plomo, ser unido mediante adhesivo, unido por difusión o de otro modo asegurado en su respectiva ranura correspondientemente conjugada a la pared del colector 20. Cada conector tiene un extremo de entrada 52 y un extremo de salida 54 y define una trayectoria de circulación de fluido que va desde el extremo de entrada 52 al extremo de salida 54. El extremo de entrada 52 está en comunicación de circulación de fluido con la cámara 25 del colector de entrada 20 a través de una cámara de entrada 51. El extremo de salida 54 está en comunicación de fluido a través de una cámara de salida 53 con las aberturas de entrada 41 de los canales 42 del tubo de transferencia de calor 40 asociado recibo en el mismo.

Cada conector 50 define una trayectoria de circulación que comprende la cámara de entrada 51, la cámara de salida 53 y una sección intermedia que se extiende desde la cámara de entrada 51 en el extremo de entrada 52 del conector hasta la cámara de salida 53 en el extremo de salida 54 del conector. El fluido recogido en la cámara de fluido 25 del colector 20 pasa desde ella a la cámara de entrada 51, y de ahí a través de la sección intermedia y a través de la cámara de salida 53 para ser distribuido a los canales individuales 42 de los tubos de intercambio de calor 40. La sección intermedia de la trayectoria de circulación a través de cada conector 50 está provista de al menos dos lumbreras 56 de restricción de flujo que sirven como orificios de expansión. Las al menos dos lumbreras de restricción de flujo 56 están dispuestas en serie con respecto a la circulación de fluido a través de la sección intermedia. Una cámara de expansión 57 está dispuesta entre cada par de lumbreras 56 de restricción de flujo secuencialmente dispuestas. La cámara de expansión 57 puede tener un área de flujo en sección transversal que sea aproximadamente igual a, o al menos del mismo orden que, el área de flujo en sección transversal de la cámara de entrada 51. Las lumbreras 56 de restricción de flujo tienen, por otra parte, un área de flujo en sección transversal que es relativamente pequeña en comparación con el área de flujo en sección transversal de la cámara de expansión 57.

A medida que el fluido que circula desde la cámara 25 del colector fluye a través de la sección intermedia, el fluido sufre una expansión cuando pasa a través de cada una de las lumbreras 56 de restricción de flujo. De ese modo, el fluido sufre múltiples expansiones en proporción con el número de orificios de restricción de flujo dispuestos en la trayectoria de circulación a través del conector 50 antes de que el fluido pase a la cámara de salida 53 del conector para su distribución a los canales 42 del tubo de intercambio de calor 40 asociado con el conector. Dado que la caída de presión producida en la circulación de fluido por un orificio de restricción es creada como consecuencia del intercambio de cantidad de movimiento en el fluido a la entrada y a la salida del orificio, la caída de presión de fluido creada por el orificio de restricción es inversamente proporcional al tamaño o dimensión del orificio, por lo que una lumbrera mayor producirá una caída de presión menor. Puesto que el fluido sufre múltiples etapas de expansión, al menos dos expansiones de acuerdo con la invención, las lumbreras individuales 56 de restricción de flujo pueden ser dimensionadas algo mayores de lo que sería necesario si se hubiera de obtener el mismo grado de expansión a través de un orificio único. Además, con un conector 50 funcionalmente asociado con cada tubo de transferencia de calor 40, las lumbreras 56 de restricción de flujo proporcionan uniformidad relativa de caída de presión en la circulación de fluido desde la cámara 25 del colector 20 hasta la cámara de salida 53 dentro de cada conector 50, con lo que se asegura una distribución relativamente uniforme de fluido entre los tubos individuales 40 funcionalmente asociados con el colector 20.

En las realizaciones representadas en las figuras 3-6, el colector 20 comprende una tubería extrema hueca, cerrada, alargada longitudinalmente, que tiene una sección transversal circular. En la realización de las figuras 3 y 4, el conector 50 se extiende hasta dentro de la cámara 25 del colector 20 en sólo algo más de la mitad del diámetro del colector, con la cámara de entrada 51 separada de la superficie interior opuesta del colector 20. El fluido que se recoge en el colector 20 circula sin restricción hacia la cámara de entrada 51. En la realización de las figuras 5 y 6, el conector 50 se extiende hasta dentro de la cámara 25 del colector 20 a través de la cámara 25 de tal manera que los lados laterales del extremo de entrada 52 del conector 50 descansan sobre la superficie interior opuesta del colector 20 para soporte adicional. Con los lados laterales del extremo de entrada 52 en contacto con la superficie interior opuesta del colector 20 se crea un espacio 65 entre la cámara de entrada 51 del conector 50 y la superficie interior del colector 20 debido a la curvatura de la pared del colector 20. El fluido que se recoge en el colector 20 circula desde la cámara a través de este espacio 65 con el fin de entrar en la cámara de entrada 51 del colector 20.

En las realizaciones representadas en las figuras 7-8, el colector 20 comprende una tubería hueca, cerrada, alargada longitudinalmente, que tiene una sección transversal rectangular o cuadrada. El conector 50 se extiende hasta dentro de la cámara 25 del colector 20 a través de la cámara 25 de tal manera que el extremo interior 52 del conector 50 establece contacto y descansa sobre la superficie interior opuesta del colector 20. En las paredes laterales del extremo de entrada 52 del conector 50 están dispuestas una o más lumbreras de entrada 58 a través de las cuales el fluido que se recoge en el colector 20 circula desde la cámara 25 para entrar en la cámara de entrada 51 del colector 20. Cada lumbrera de entrada 58 puede estar dimensionada para actuar como un orificio de expansión adicional aguas arriba de las lumbreras 56 de restricción de flujo para proporcionar una expansión inicial del fluido cuando entra en la cámara de entrada 51 del conector 50.

Para proporcionar la disposición en serie alternada de lumbreras 56 de restricción de flujo y cámaras de expansión 57 entre la cámara de entrada 51 y la cámara de salida 53 en las realizaciones del conector 50 representado en las figuras 3 – 8, el conector 50 se forma utilizando procedimientos convencionales de moldeo. En la realización del conector 50 representada en las figuras 9 y 10, el conector 50 se forma mediante un proceso de extrusión para producir un tubo plano rectangular y un proceso de presión o estampación para crear las lumbreras 56 de restricción de flujo espaciadas. Usando un procedimiento de presión o estampación, las lumbreras de restricción 56 son perfiladas, en lugar de ser lumbreras cilíndricas, de paredes rectas.

Haciendo ahora referencia a la figura 12, se representa en ella esquemáticamente un sistema de compresión de vapor de refrigerante que tiene 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 de refrigerante en bucle cerrado de acondicionamiento de aire, en modo de enfriamiento, por tuberías de refrigerante 12, 14 y 16. Como en sistemas convencionales de compresión de vapor de refrigerante, el compresor 60 hace circular vapor de refrigerante caliente a alta presión a través de la tubería de refrigerante 12 hacia el colector 120 del condensador 10A, en el que el vapor de refrigerante caliente se condensa en forma de un líquido a medida que pasa en relación de intercambio de calor con un fluido de enfriamiento, tal como aire ambiente que se hace pasar sobre los tubos de intercambio de calor 40 por un ventilador 70 del condensador. El refrigerante líquido a alta presión es recogido en el colector 130 del condensador 10A y de ahí pasa a través de la tubería de refrigerante 14 al colector 20 del evaporador 10B. Por lo tanto, el refrigerante pasa a través de los tubos 40 de intercambio de calor del evaporador 10B, en el que se calienta el refrigerante a medida que pasa en relación de intercambio de calor con aire a enfriar que es hecho pasar sobre los tubos de intercambio de calor 40 por un ventilador 80 del evaporador. El vapor de refrigerante se recoge en el colector 30 del evaporador 10B 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.

El líquido refrigerante condensado pasa desde el condensador 10A directamente al evaporador 10B sin atravesar un dispositivo de expansión. De ese modo, en esta realización, el refrigerante entra normalmente en el colector 20 del intercambiador de calor por evaporación 10B como un refrigerante de fase líquida solamente, a elevada presión. La expansión del refrigerante ocurrirá sólo dentro del evaporador 10B de la invención a medida que el refrigerante pasa a través de las lumbreras 56 de restricción de flujo y de las lumbreras de entrada 58, si existen, asegurando con ello que la expansión ocurra sólo después de que el refrigerante haya sido distribuido entre los tubos de intercambio de calor 40 que desembocan en el colector 20, de una manera esencialmente uniforme como un líquido de fase única.

Haciendo referencia a la figura 13, el intercambiador de calor 10 de la invención está representado en una realización de evaporador de múltiples pasadas. En la realización ilustrada de varias pasadas, el colector 20 está dividido en una primera cámara 20A y una segunda cámara 20B, estando también el colector 30 dividido en una primera cámara 30A y en una segunda cámara 30B, y los tubos de intercambio de calor 40 están divididos en tres grupos 40A, 40B y 40C. Los tubos de intercambio de calor 40 del primer grupo 40A tienen extremos de entrada insertados en respectivos conectores 50A que desembocan en la primera cámara 20A del colector 20 y extremos de salida que desembocan en la primera cámara 30A del colector 30. Los tubos de intercambio de calor del segundo grupo de tubos 40B tienen extremos de entrada insertados en respectivos conectores 50B que desembocan en la primera cámara 30A del colector 30 y extremos de salida que desembocan en la segunda cámara 20B del colector 20. Los tubos de intercambio de calor del tercer grupo de tubos 40C tienen extremos de entrada insertados en respectivos conectores 50C que desembocan en la segunda cámara 20B del colector 20 y extremos de salida que desembocan en la segunda cámara 30B del colector 30. De esa manera, el refrigerante que entra en el intercambiador de calor desde la tubería de refrigerante 14 pasa en relación de intercambio de calor tres veces con el aire que pasa sobre el exterior de los tubos de intercambio de calor 40, en lugar de una vez como en un intercambiador de calor de pasada única. De acuerdo con la invención, el extremo de entrada 43 de cada uno de los tubos de los grupos primero, segundo y tercero de tubos 40A, 40B y 40C se inserta en el extremo de salida 54 de su conector asociado 50, por lo que los canales 42 de cada uno de los tubos 40 recibirá una distribución relativamente uniforme de mezcla expandida de líquido/vapor de refrigerante. La distribución y expansión del refrigerante ocurre cuando el refrigerante pasa desde el colector a través de los conectores 50, no sólo cuando el refrigerante pasa hacia el segundo grupo de tubos 40B y hacia el tercer grupo de tubos 40C, con lo que se asegura una distribución más uniforme del líquido/vapor refrigerante al entrar en los canales de flujo de los tubos de cada grupo de tubos.

Haciendo referencia ahora a la figura 14, el intercambiador de calor 10 de la invención está representado en una realización de condensador de pasadas múltiples. En la realización ilustrada de varias pasadas, el colector 120 está dividido en una primera cámara 120A y en una segunda cámara 120B, estando también el colector 130 dividido en una primera cámara 130A y en una segunda cámara 130B, y los tubos de intercambio de calor 140 están divididos en tres grupos 140A, 140B y 140C. Los tubos de intercambio de calor del primer grupo de tubos 140A tienen extremos de entrada que desembocan en la primera cámara 120A del colector 120 y extremos de salida que desembocan en la primera cámara 130A del colector 130. Los tubos de intercambio de calor del segundo grupo de tubos 140B tienen extremos de entrada insertados en respectivos conectores 50B que desembocan en la primera cámara 130A del colector 130 y extremos de salida que desembocan en la segunda cámara 120B del colector 120. Los tubos de intercambio de calor del tercer grupo de tubos 140C tienen extremos de entrada insertados en respectivos conectores 50C que desembocan en la segunda cámara 120B del colector 120 y extremos de salida que desembocan en la segunda cámara 130B del colector 130. De esta manera, el refrigerante que entra en el condensador desde la tubería de refrigerante 12 pasa en la relación de intercambio de calor con aire que pasa tres veces sobre el exterior de los tubos de intercambio de calor 140, en lugar de una como en un intercambiador de calor de pasada única. El refrigerante que entra en la primera cámara 120A del colector 120 es totalmente vapor de refrigerante a elevada presión, dirigido desde la salida del compresor a través de la tubería de refrigerante 14. Sin embargo, el refrigerante que entra en el segundo grupo de tubos y el tercer grupo de tubos será normalmente una mezcla de líquido/vapor cuando el refrigerante se condensa parcialmente al pasar a través de los grupos de tubos primero y segundo. De acuerdo con la invención, el extremo de entrada de cada uno de los tubos de los grupos de tubos segundo y tercero 140B, 140C se inserta en los extremos de salida de sus conectores asociados 50B, 50C, por lo que los canales 42 de cada uno de los tubos recibirá una distribución relativamente uniforme de mezcla expandida de líquido/vapor refrigerante. Evidentemente, se ha de observar que la caída de presión a través de las lumbreras 56 de restricción de flujo de cada conector 50 tiene que estar limitada para no exceder un umbral predeterminado para las aplicaciones del condensador, con el fin de no comprometer la eficacia del intercambiador de calor. Además, una persona con experiencia ordinaria en la técnica comprendería que otras realizaciones de pasadas múltiples para condensadores y evaporadores quedan también dentro del alcance de la invención.

Se ha de entender que aunque en las figuras 13 y 14 se muestran un número igual de tubos de intercambio de calor, en cada grupo de tubos del intercambiador de calor 10 de pasadas múltiples este número puede ser variado con dependencia de la cantidad relativa de vapor y líquido refrigerante que circule a través del grupo de tubos particular. Típicamente, cuanto mayor es el contenido de vapor en la mezcla de refrigerante, mayor es el número de tubos de intercambio de calor incluidos en el grupo de tubos particular para asegurar la apropiada caída de presión a través del grupo de tubos.

En las realizaciones del intercambiador de calor de la invención representadas y descritas en esta memoria, el colector de entrada 20 comprende una tubería hueca de extremo cerrado, alargada longitudinalmente, que tiene ya sea una sección transversal circular o una sección transversal rectangular. Sin embargo, ni el colector de entrada ni el colector de salida está limitado a la configuración representada. Por ejemplo, los colectores pueden comprender tuberías huecas de extremo cerrado, alargadas longitudinalmente, que tengan una sección transversal elíptica, una sección transversal hexagonal, una sección transversal octogonal o una sección transversal de otra forma.

Aunque el ejemplo de ciclo de compresión de vapor de refrigerante ilustrado en la figura 12 es un ciclo de acondicionamiento de aire simplificado, en modo de enfriamiento, se ha de entender que el intercambiador de calor de la invención puede ser empleado en sistemas de compresión de vapor de refrigerante de diversos diseños, incluyendo, sin limitación, ciclos de bomba de calor, ciclos economizados y ciclos de refrigeración. Por ejemplo, para uso de los intercambiadores de calor 10A y 10B de la figura 12 en un ciclo de bomba de calor, el intercambiador de calor 10A puede ser diseñado para funcionar como un condensador cuando el ciclo de bomba de calor es hecho funcionar en el modo de enfriamiento y como un evaporador cuando el ciclo de bomba de calor es hecho funcionar en el modo de calentamiento, mientras que el intercambiador de calor 10B debe ser diseñado para funcionar como un evaporador cuando el ciclo de bomba de calor es hecho funcionar en el modo de enfriamiento y como un condensador cuando el ciclo de bomba de calor es hecho funcionar en el modo de calentamiento. Para facilitar el uso del intercambiador de calor de la invención en un ciclo de bomba de calor, las lumbreras 56 de restricción de flujo son perfiladas, como se representa en la figura 1, en lugar de con paredes rectas. Perfilando las lumbreras de restricción de flujo, la magnitud de la caída de presión a través de las lumbreras 56 dependerá del sentido en que el refrigerante está fluyendo a través de las lumbreras.

Con respecto al intercambiador de calor 10A, que sería el intercambiador de calor exterior en una aplicación de bomba de calor, el refrigerante fluirá a través de las lumbreras de restricción de flujo en la dirección 4 cuando el ciclo de bomba de calor está funcionando en el modo de enfriamiento y el intercambiador de calor 10A está funcionando como un condensador, y en la dirección 2 cuando el ciclo de bomba de calor está funcionando en un modo de calentamiento y el intercambiador de calor 10A está funcionando como un evaporador. Inversamente, con respecto al intercambiador de calor 10B, que sería el intercambiador de calor interior en una aplicación de bomba de calor, el refrigerante fluirá a través de las lumbreras de restricción de flujo en la dirección 2 cuando el ciclo de bomba de calor está funcionando en el modo de enfriamiento y el intercambiador de calor 10B está funcionando como un evaporador, y en la dirección 4 cuando el ciclo de bomba de calor está funcionando en un modo de calentamiento y el intercambiador de calor 10B está funcionando como un condensador. Por lo tanto, cuando cualquiera de los

5 intercambiadores de calor 10A, 10B está funcionando como un evaporador, el refrigerante está circulando en la dirección 2 a través de las superficies de restricción de flujo y pasará a través de un par de orificios de borde agudo, que darán lugar a una caída de presión relativamente grande. Sin embargo, cuando cualquiera de los intercambiadores de calor 10A, 10B está funcionando como un condensador, el refrigerante está fluyendo en la dirección 4 a través del orificio de restricción de flujo y pasará a través de un par de orificios perfilados, lo que dará lugar a una caída de presión relativamente pequeña. Además, cuando el intercambiador de calor funciona como un evaporador, la expansión ocurre antes de que el refrigerante pase a través de los tubos de intercambio de calor, mientras que cuando el intercambiador de calor funciona como un condensador, la expansión ocurre después de que el refrigerante haya pasado a través de los tubos de intercambio de calor.

10

REIVINDICACIONES

1. Un intercambiador de calor (10) que comprende:
- 5 un colector (20, 30; 120, 130) que define una cámara de fluido (25, 20A, 20B, 30A, 30B; 120A, 120B, 130A, 130B) para recoger un fluido; y
- 10 al menos un tubo de intercambio de calor (40; 140), definiendo dicho tubo una pluralidad de trayectorias discretas de circulación de fluido a través del mismo y que tiene una abertura de entrada a dicha pluralidad de trayectorias discretas de circulación de fluido; **caracterizado por**
- 15 un conector (50; 50A, 50B, 50C) que tiene un extremo de entrada (52) y un extremo de salida (54) y que define una cámara de entrada (51) en el citado extremo de entrada (52) en comunicación de circulación de fluido con la cámara de fluido del citado colector (20; 120), una cámara de salida (53) en dicho extremo de salida (54) en comunicación de fluido con la abertura de entrada de dicho al menos tubo de intercambio de calor (40; 140), y una cámara intermedia (57) que define una trayectoria de flujo entre dicha cámara de entrada (51) y dicha cámara de salida (53), teniendo dicha trayectoria de circulación una pluralidad de lumbreras (56) de restricción de flujo dispuestas en ella en una disposición en serie separadas.
- 20 2. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1, en el que cada lumbrera (56) de restricción de flujo de la citada pluralidad de lumbreras (56) de restricción de flujo comprende un orificio de expansión.
- 25 3. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 ó la 2, en el que cada lumbrera (56) de restricción de flujo de la citada pluralidad de lumbreras (56) de restricción de flujo comprende una abertura cilíndrica de pared recta.
- 30 4. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 ó la 2, en el que cada lumbrera (56) de restricción de flujo de la citada pluralidad de lumbreras (56) de restricción de flujo comprende una abertura perfilada.
- 35 5. Un intercambiador de calor (10) según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que dicho al menos un tubo de intercambio de calor (40; 140) tiene una sección transversal aplanada, rectangular.
- 40 6. Un intercambiador de calor (10) según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que cada una de la citada pluralidad de trayectorias discretas de circulación de fluido es una trayectoria de circulación que tiene una sección transversa no circular.
- 45 7. Un intercambiador de calor (10) según la reivindicación 6, en el que cada una de la citada pluralidad de trayectorias discretas de circulación de fluido es seleccionada de un grupo de sección transversal rectangular, triangular o trapecial.
- 50 8. Un intercambiador de calor (10) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, en el que cada una de la citada pluralidad de trayectorias discretas de circulación de fluido es una trayectoria de circulación que tiene una sección transversal circular.
- 55 9. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante que comprende:
- 60 un compresor (60), un condensador (10A) y un intercambiador de calor (10B) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, conectados en comunicación de circulación de fluido en un circuito refrigerante, por lo que vapor de refrigerante a elevada presión pasa desde dicho compresor (60) al citado condensador (10A), refrigerante a elevada presión pasa desde dicho condensador (10A) al citado intercambiador de calor (10B), y vapor de refrigerante a baja presión pasa desde el citado intercambiador de calor (10B) a dicho compresor (60); en el que
- 65 dicho colector es un colector de entrada (20) y el intercambiador de calor (10B) comprende además un colector de salida (30), estando cada colector en comunicación de circulación de fluido con el circuito de refrigerante, estando la citada cámara de fluido (25; 25A) definida por el citado colector de entrada (20) y para recibir refrigerante procedente del circuito de refrigerante; y
- dicho al menos un tubo de intercambio de calor (40) incluye además una abertura de salida, extendiéndose la citada pluralidad de trayectorias discretas de circulación de fluido desde la abertura de entrada a la abertura de salida, estando la abertura de salida en comunicación de circulación de fluido con el citado colector de salida (30).
10. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante según la reivindicación 9, en el que dicho intercambiador de calor consiste en un intercambiador de calor de pasada única.
11. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante según la reivindicación 9, en el que el citado intercambiador de calor consiste en un intercambiador de calor de pasadas múltiples.

12. un sistema de compresión de vapor de refrigerante según cualquiera de las reivindicaciones 9 a 11, en el que dicho intercambiador de calor consiste en un condensador.
- 5 13. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante según cualquiera de las reivindicaciones 9 a 11, en el que dicho intercambiador de calor consiste en un evaporador.
14. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante, que comprende:
- 10 un compresor (60), un primer intercambiador de calor (10A) y un segundo intercambiador de calor (10B) según la reivindicación 1, conectados en comunicación de circulación de fluido en un circuito de refrigerante, por lo que un refrigerante circula en un primer sentido en un modo de enfriamiento desde el citado compresor (60) a través de dicho primer intercambiador de calor (10A), de ahí a través de dicho segundo intercambiador de calor (10B) y en retorno al citado compresor (60), y circula en un segundo sentido en un modo de calentamiento desde dicho compresor (60) a través del citado segundo intercambiador de calor (10B), de ahí a través de dicho primer intercambiador de calor (10A) y en retorno al citado compresor (60); en el que:
- 15 dicho colector del citado segundo intercambiador de calor es un primer colector (20) y el segundo intercambiador de calor (10B) comprende además un segundo colector (30), estando cada colector en comunicación de circulación de fluido con el circuito de refrigerante, estando la citada cámara de fluido (25; 20A) definida por el citado primer colector (20) y para recibir refrigerante del circuito de refrigerante que circula en el primer sentido, y definiendo dicho segundo colector (30) una cámara (30B) para recibir refrigerante desde el circuito de refrigerante que circula en un segundo sentido;
- 20 dicho al menos un tubo de intercambio de calor (40) tiene un primer extremo y un segundo extremo, estando la pluralidad de trayectorias discretas de circulación de fluido en comunicación de circulación de fluido entre la cámara de fluido (25; 20A) del citado primer colector (20) y la cámara de fluido (30B) del citado segundo colector (30); y
- 25 dicha cámara de entrada (51) en el citado extremo de entrada (52) del citado conector (50; 50A) está en comunicación de circulación de fluido con la cámara de fluido (25; 20A) del citado primer colector (20), y en el que dicho conector (50; 50A) está adaptado para crear una caída de presión relativamente grande en el flujo de refrigerante que pasa en el primer sentido y una caída de presión relativamente pequeña en el flujo de refrigerante que pasa en el segundo sentido.
- 30 15. Un sistema de compresión de vapor de refrigerante, que comprende:
- 35 un compresor (60), un primer intercambiador de calor (10A) según la reivindicación 1 y un segundo intercambiador de calor (10B), conectados en comunicación de circulación de fluido en un circuito de refrigerante, por lo que un refrigerante circula en un primer sentido en modo de enfriamiento desde dicho compresor (60) a través del citado primer intercambiador de calor (10A), de ahí a través de dicho segundo intercambiador de calor (10B) y de retorno al citado compresor (60), y circula en un segundo sentido en modo de calentamiento desde el citado compresor (60) a través de dicho segundo intercambiador de calor (10B), de ahí a través de dicho primer intercambiador de calor (10A) y en retorno al citado compresor (60); en el que:
- 40 el primer intercambiador de calor (10A) comprende además un primer colector (120), y en el que dicho colector definido en la reivindicación 1 es un segundo colector (130), estando cada colector en comunicación de circulación de fluido con el circuito de refrigerante, definiendo dicho primer colector (120) una cámara de fluido (120A) para recibir refrigerante del circuito de refrigerante que circula en el primer sentido y estando dicha cámara de fluido (130B) definida por el citado segundo colector (130) y para recibir refrigerante del circuito de refrigerante que circula en un segundo sentido;
- 45 dicho al menos un tubo de intercambio de calor (140) tiene un primer extremo y un segundo extremo, estando la pluralidad de trayectorias discretas de circulación de fluido en comunicación de circulación de fluido entre la cámara de fluido (120A) del citado primer colector (120) y la cámara de fluido (130B) del citado segundo colector (130); y
- 50 la citada cámara de entrada (51) en dicho extremo de entrada (52) de dicho conector (50; 50B) está en comunicación de circulación de fluido con la cámara de fluido de dicho segundo colector (130), y en el que dicho conector (50; 50B) está adaptado a crear una caída de presión relativamente pequeña en el flujo de refrigerante que pasa en el primer sentido y una caída de presión relativamente grande en el flujo de refrigerante que pasa en la segunda dirección.
- 55
- 60

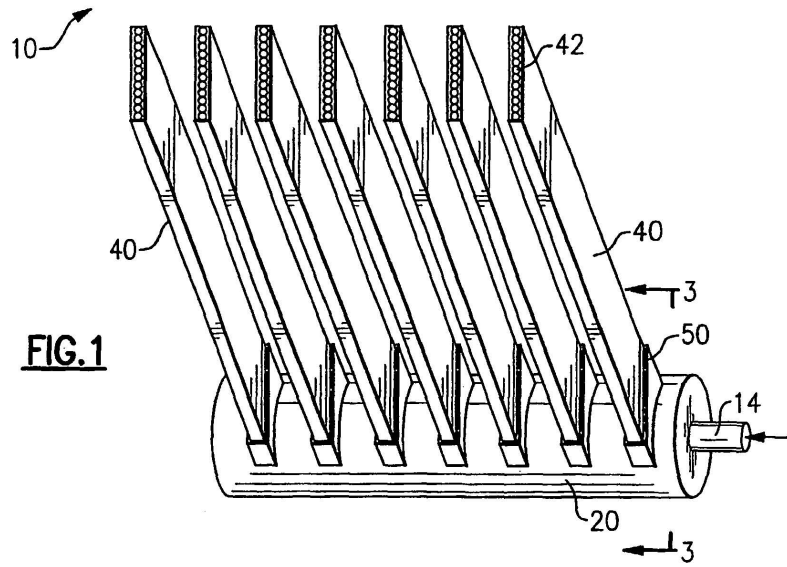
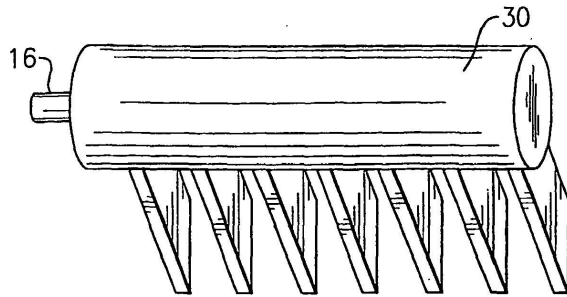


FIG.1

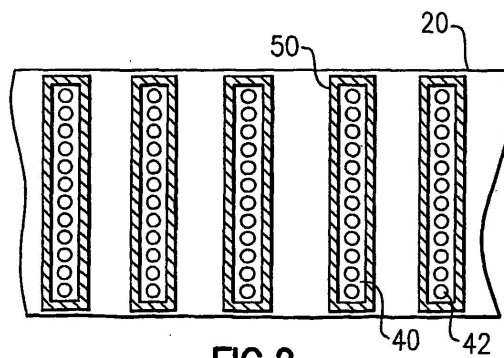
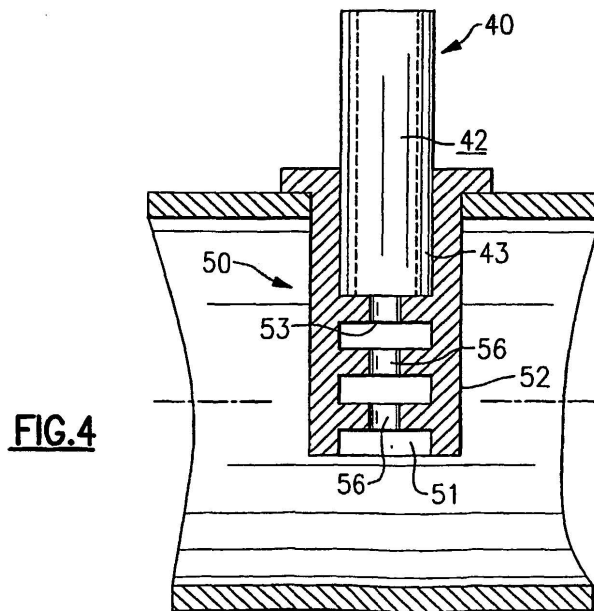
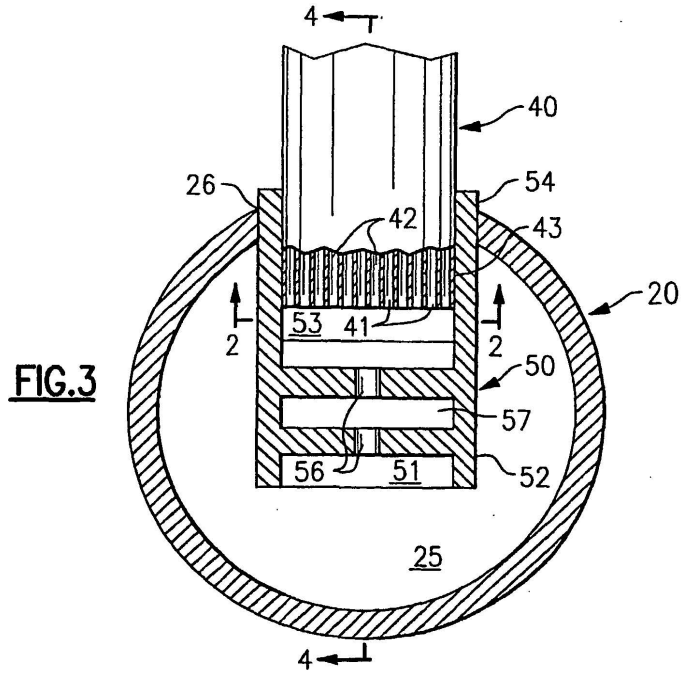
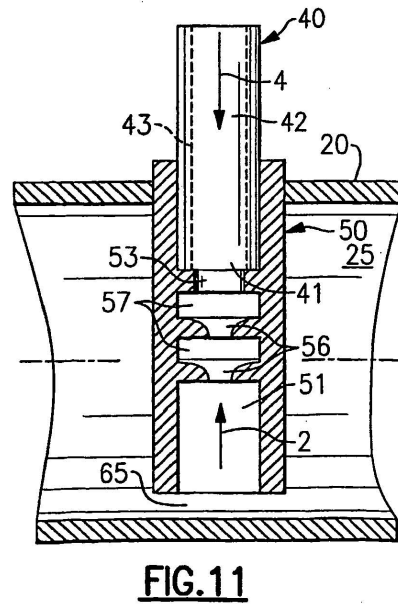
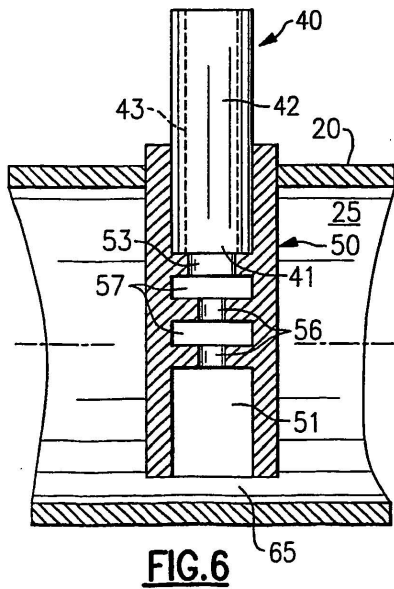
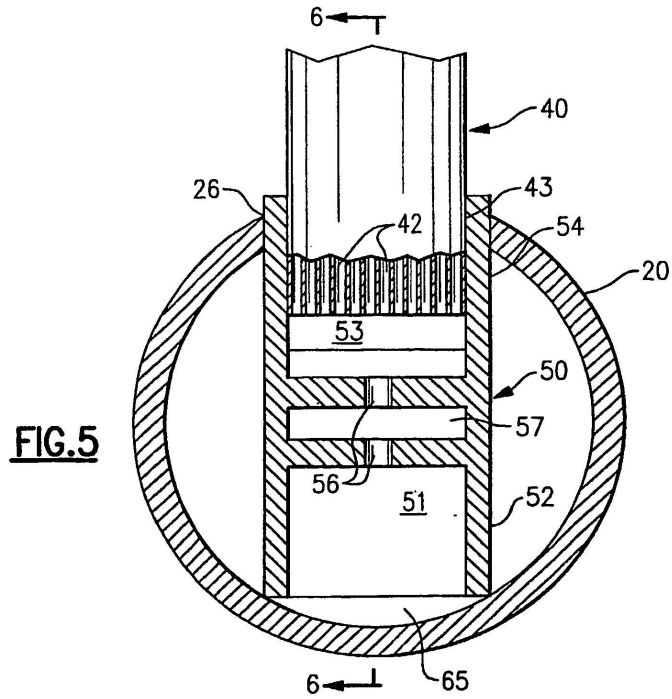
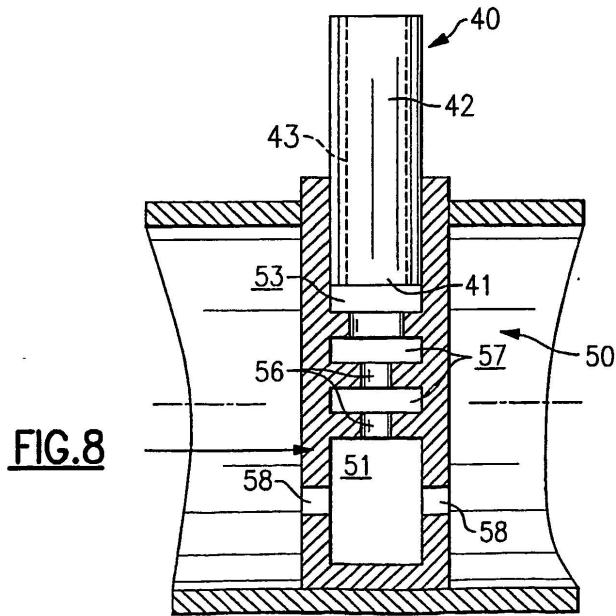
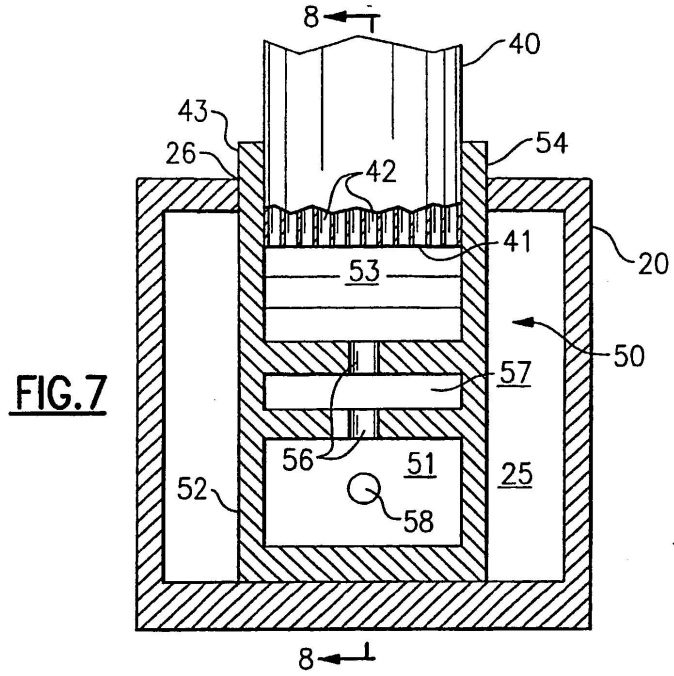


FIG.2







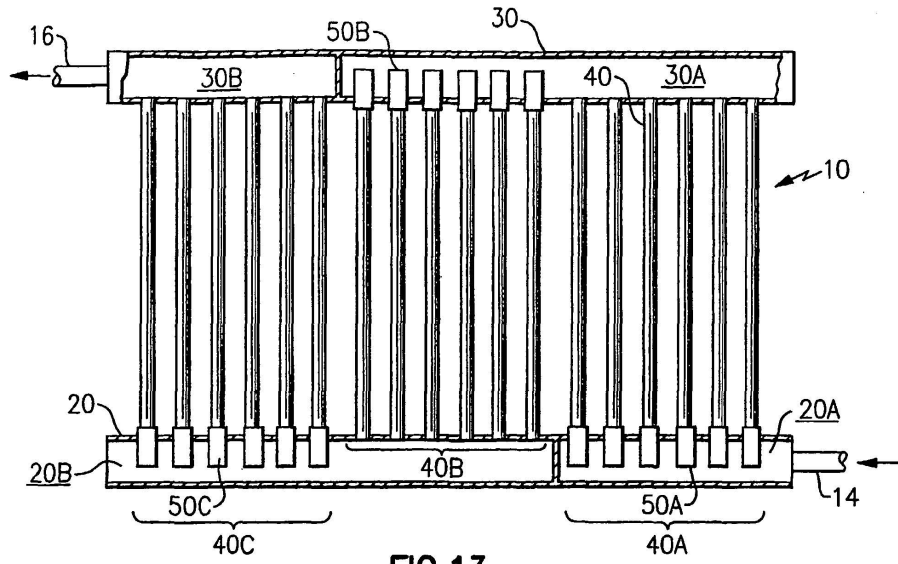


FIG. 13

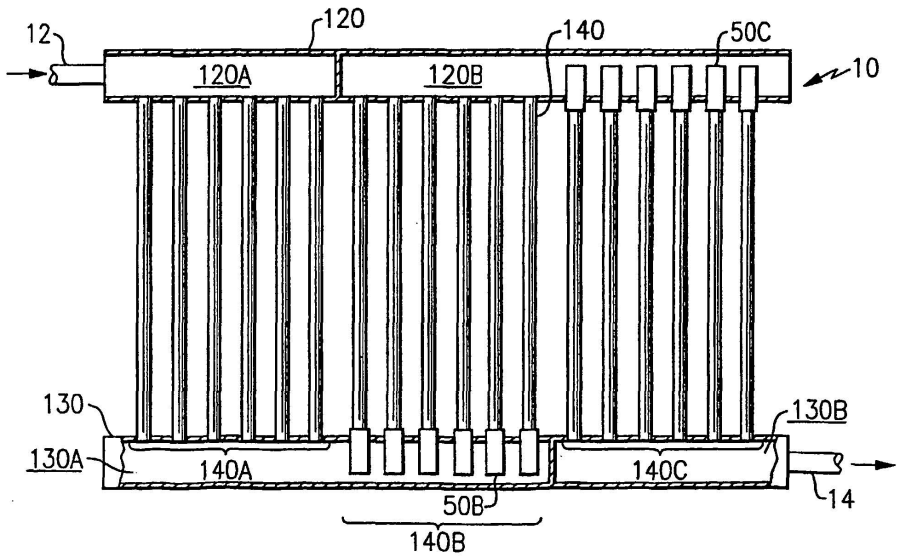


FIG. 14