

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 810 865**

51 Int. Cl.:

F25B 39/00 (2006.01)

F28F 9/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **22.01.2010** **PCT/US2010/021730**

87 Fecha y número de publicación internacional: **29.07.2010** **WO10085601**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **22.01.2010** **E 10702567 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **13.05.2020** **EP 2399089**

54 Título: **Intercambiador de calor**

30 Prioridad:

25.01.2009 US 147117 P

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

09.03.2021

73 Titular/es:

EVAPCO ALCOIL, INC. (100.0%)
5151 Allendale Lane
Taneytown, MD 21787, US

72 Inventor/es:

WAND, STEVEN M.

74 Agente/Representante:

PONS ARIÑO, Ángel

ES 2 810 865 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

5 Campo de la invención

La solicitud se refiere, en general, a intercambiadores de calor en sistemas de refrigeración, acondicionamiento de aire y agua refrigerada.

10 Antecedentes de la invención

Hay numerosos intercambiadores de calor diseñados y fabricados usando aletas plegadas y tubos delgados no redondos que, a continuación, se disponen o "apilan" y se conectan a colectores (también llamados distribuidores). Estos diseños se han usado principalmente para radiadores de agua a aire automotrices, condensadores automotrices, intercambiadores de calor de carga de aire de camiones, núcleos de calentadores automotrices, enfriadores de aire a aceite industriales y de camiones y, más recientemente, evaporadores de acondicionamiento de aire automotrices.

Uno de tales condensadores se muestra en la patente de Estados Unidos n.º 4.998.580. Un par de distribuidores espaciados tienen una pluralidad de tubos que se extienden en comunicación hidráulica paralela entre los mismos y cada tubo define una pluralidad de trayectorias de flujo de fluido hidráulicamente paralelas entre los distribuidores. Cada una de las trayectorias de flujo de fluido tiene un diámetro hidráulico en el intervalo de aproximadamente 0,38 mm (0,015 pulgadas) a aproximadamente 1 mm (0,04 pulgadas). Preferentemente, cada trayectoria de flujo de fluido tiene una grieta alargada que se extiende a lo largo de su longitud para acumular la condensación y ayudar a minimizar el espesor de la película en las superficies de intercambio de calor a través de la acción de la tensión superficial.

Otro condensador de este tipo se desvela en la patente de Estados Unidos n.º 6.223.556. El condensador incluye dos distribuidores no horizontales, extendiéndose una pluralidad de tubos entre los distribuidores para establecer una pluralidad de almohadillas de flujo hidráulicamente paralelas entre los distribuidores, y al menos un tabique en cada uno de los distribuidores para hacer que el refrigerante realice al menos dos pasadas. También se proporciona un receptor externo para contener el refrigerante.

La patente de Estados Unidos n.º 5.193.613 desvela un intercambiador de calor que tiene unos tubos de distribuidor paralelos opuestos que tienen unas hendiduras circunferencialmente espaciadas formadas a lo largo de la longitud de los mismos con unos lados inclinados y una base en la superficie externa de la hendidura y unas nervaduras anulares espaciadas en la superficie interna opuesta a las hendiduras. Cada hendidura tiene una ranura transversal en la misma para recibir los extremos abiertos de un tubo plano alargado. Los tubos planos se insertan en los tubos de distribuidor de una manera que bloquea parcialmente la trayectoria de flujo dentro de los tubos de distribuidor.

La patente de Estados Unidos n.º 5.372.188 desvela un intercambiador de calor para intercambiar calor entre un medio de intercambio de calor ambiental y un refrigerante que puede estar en una fase líquida o de vapor. El mismo incluye un par de distribuidores espaciados, teniendo uno de los distribuidores una entrada de refrigerante y teniendo el otro de los distribuidores una salida de refrigerante. Un tubo de intercambiador de calor se extiende entre los distribuidores y está en comunicación de fluidos con cada uno de los distribuidores. El tubo define una pluralidad de trayectorias de flujo de refrigerante hidráulicamente paralelas entre los distribuidores, y cada una de las trayectorias de flujo de refrigerante tiene un diámetro hidráulico en el intervalo de aproximadamente 0,38 mm (0,015 pulgadas) a aproximadamente 1,8 mm (0,07 pulgadas). Las trayectorias de flujo pueden ser de configuraciones variadas.

La patente de Estados Unidos n.º 4.998.580 desvela un condensador que transfiere calor a través de pequeñas trayectorias de flujo hidráulico. El condensador se usa en aplicaciones automotrices en las que se usan tubos horizontales y pequeños colectores.

El documento JP-H 4-139364 revela un intercambiador de calor que comprende unos colectores primero y segundo conectados de manera fluida por tubos verticales. Se proporciona un deflector de líquido en el segundo colector y crea unas cámaras primera y segunda. Se proporciona un orificio en el deflector de líquido en la parte inferior del segundo colector y permite que solo el líquido refrigerante pase a través del orificio.

Los intentos de aplicar la tecnología en aplicaciones de HVAC&R (calentamiento, ventilación, acondicionamiento de aire y refrigeración) han tenido un éxito limitado. El éxito ha sido limitado debido a que muchas de las características del producto, los objetivos de diseño,

y los problemas operativos de las aplicaciones/equipos de HVAC&R son significativamente diferentes y más diversos que las aplicaciones automotrices. Por ejemplo, pueden existir diferencias significativas en las condiciones y entornos operativos, tales como, pero sin limitarse a, las capacidades de enfriamiento, las presiones operativas, los caudales de aire, la eficiencia energética, los caudales másicos, el tamaño del intercambiador de calor, las relaciones de altura y anchura, el retorno de aceite y refrigerante, los diversos refrigerantes usados, las presiones y temperaturas operativas, etc.

Los intercambiadores de calor convencionales anteriores, tal como los configurados para aplicaciones automotrices que usan tubos planos delgados (por ejemplo, los tubos de microcanales) y una estructura de colector soldada muestran deficiencias cuando se proporcionan para su uso en la mayoría de las aplicaciones de HVAC&R.

- 5 Los diseños habituales de intercambiadores de calor de una sola o múltiples pasadas muestran altas caídas de presión de refrigerante durante la operación, habitualmente 0,34 bares (5 psig) o más. Estas caídas de presión son necesarias para compensar las pérdidas por caídas de presión en los colectores o distribuidores. Aunque no es un problema en los diseños automotrices compactos, donde la caída de presión del colector puede ser baja, ignorarse o incluirse en el diseño operativo único, esta caída de presión no es aceptable en las aplicaciones de HVAC&R y puede provocar otros problemas operativos de sistema. Estas deficiencias no son evidentes hasta que se toman los datos de la experiencia de una operación en campo real o los datos de prueba, y se conoce mejor la dinámica e interacción de las condiciones operativas clave.

- 15 La construcción convencional del distribuidor de colector consiste en usar el tamaño de stock de material redondo más pequeño posible (para formar los colectores) para que coincida con la anchura del tubo, por razones de menor coste de material y por razones de fabricación asociadas con la soldadura fuerte integral de los tubos al colector. Por lo tanto, para un tubo que tiene 25,4 mm (1 pulgada) de ancho, habitualmente se usa un colector o distribuidor de 25,4 mm (1 pulgada) de diámetro interior. Aunque esta combinación de tamaños específica puede, en general, usarse para aplicaciones automotrices, permitiendo una buena inserción automatizada del tubo en el distribuidor y el punto de parada del tubo, en general no es adecuada, y muchas veces no es apropiada, para la mayoría de las aplicaciones de HVAC&R. Es decir, para un uso amplio en aplicaciones de HVAC&R, este diámetro o diámetros de colector de tamaño similar, y más específicamente, el "área interna de sección transversal utilizable" impone limitaciones operativas significativas con respecto a la capacidad y el intervalo de capacidad del intercambiador de calor, y también provoca importantes problemas y pérdidas de rendimiento debido a la caída de presión en el colector o distribuidor, así como un atrapamiento de refrigerante y aceite en el área del colector. En los condensadores, esta combinación de tamaños de tubo/colector corresponde a una pérdida de capacidad operativa de aproximadamente un 5 por ciento a aproximadamente un 20 por ciento en diversas condiciones de flujo de refrigerante. En los evaporadores, esta combinación de tamaños de tubo/colector da como resultado una pérdida de capacidad operativa que puede superar fácilmente el 30 por ciento.

- 30 La caída de presión del refrigerante y los fluidos en los colectores o distribuidores convencionales es uno de varios fenómenos que pueden provocar una mala distribución del vapor de refrigerante que entra en los tubos. La mala distribución puede producirse en intercambiadores de calor que funcionan como condensadores o evaporadores. En los condensadores, un aumento en la presión del colector (o caída de presión) da como resultado que se proporcione menos refrigerante a los tubos colocados más lejos de la entrada del colector o distribuidor. El efecto puede empeorar para disposiciones de múltiples pasadas, dependiendo del número de tubos, el caudal másico del refrigerante, o por otros motivos. La imposición de un aumento adicional de la presión (o caída de presión) a través del uso de múltiples pasadas puede ayudar a compensar o corregir parcialmente la mala distribución en los condensadores, pero da como resultado una caída de presión de refrigerante adicional significativa y una pérdida de capacidad de transferencia de calor del intercambiador de calor. En los evaporadores, las disposiciones de múltiples pasadas pueden provocar una mala distribución que se produce de manera incremental en cada pasada de flujo de fluido a través de los tubos. En evaporadores de una sola pasada, puede provocarse una mala distribución del refrigerante tanto en el colector o distribuidor de entrada como en el colector o distribuidor de salida.

- 45 Una manera de evitar una mala distribución en los condensadores (y evaporadores) ha sido proporcionar pérdidas de presión del colector extremadamente bajas como una relación de las pérdidas por caída de presión del tubo. En los evaporadores, puede ser una consideración importante la relación de la caída de presión de salida debida al colector de salida frente a la caída de presión debida a los tubos. Es decir, los tubos cerca de la conexión pueden experimentar una caída de presión reducida en comparación con la caída de presión de los tubos colocados más lejos de la conexión. Por ejemplo, si el colector tiene una caída de presión de 0,07 bares (una psi) a lo largo de su longitud, y los tubos tienen una caída de presión de 0,14 bares (dos psi), los tubos más cercanos a la conexión de salida tendrán más flujo de refrigerante que los tubos colocados más lejos de la conexión. Puesto que el caudal de fluido másico está exponencialmente relacionado con la caída de presión provocada, la caída de presión a lo largo de la longitud del colector puede provocar un desequilibrio en la cantidad de fluido que se evapora en cada tubo.

- 55 Los intercambiadores de calor de tubo de microcanales convencionales tienen un rendimiento impredecible debido a la deflexión interna del colector. Las pérdidas por caída de presión del tubo combinadas con las pérdidas por caída de presión del colector en diseños de múltiples pasadas requieren cálculos y análisis extremadamente complejos con el fin de predecir el rendimiento del intercambiador de calor tanto a carga completa como a carga parcial. Además, las variaciones en la carga de refrigerante total en el sistema de refrigeración, o el "retroceso" del refrigerante en el condensador a carga completa y/o parcial, pueden hacer que todos los análisis y predicciones se vuelvan tenues, si no poco fiables. Por lo tanto, el nivel de carga de refrigerante puede afectar significativamente a la superficie (tubo interno) disponible de transferencia de calor del condensador y, por lo tanto, a la capacidad y uso de energía del sistema de refrigeración. En otras palabras, la provisión de una cantidad predeterminada de refrigerante (frente a la "sobrecarga" o "subcarga" o pérdida de refrigerante con el tiempo) puede afectar negativamente a la operación eficiente del intercambiador de calor y el sistema refrigerante.

Debido a la relación relativamente pequeña del área de sección transversal del colector o distribuidor con respecto al área de sección transversal del tubo y el distribuidor de colector con respecto a la capacidad general del sistema en el estado actual de la técnica de los intercambiadores de calor, habitualmente hay una carga de retención de refrigerante insuficiente en un condensador convencional que tiene tubos de "microcanales". Sin el uso de un componente adicional llamado receptor de refrigerante, se dice, por lo tanto, que el sistema de refrigeración está "críticamente cargado". Es decir, una adición muy pequeña de refrigerante al sistema puede hacer que el condensador haga "retroceder" el refrigerante dentro de los tubos de "microcanales", reduciendo de este modo la cantidad de superficie de transferencia de calor, aumentando así la presión de condensación (provocando una pérdida de capacidad del sistema y/o un mayor consumo de energía). Por otro lado, una pérdida de refrigerante o una subcarga en un sistema críticamente cargado puede hacer que el evaporador no tenga suficiente refrigerante, dando como resultando temperaturas de evaporador reducidas, lo que a su vez da como resultado la pérdida de capacidad de refrigeración y/o un mayor uso de energía, y/o la congelación potencial del condensado de agua en la bobina de aire, (o que el agua se enfríe dentro de un evaporador de tipo refrigerante a agua). En algunos casos, las bajas temperaturas del evaporador dan como resultado el apagado de seguridad del sistema o una posible ruptura/fallo del evaporador. Por lo tanto, en las construcciones o diseños de intercambiadores de calor del estado de la técnica que tienen tubos de "microcanales", también denominados intercambiadores de calor de "microcanales", los usuarios han descubierto, que cuando se aplican a los diseños de equipos y sistemas de HVAC&R, existe un estrecho intervalo de volumen de refrigerante (carga de refrigerante) para un sistema de refrigerante específico, en el que, si el volumen de refrigerante está fuera del intervalo del volumen de refrigerante, es decir, demasiada o muy poca carga de refrigerante, puede dar como resultado operaciones inesperadas o adversas del sistema, o, posiblemente, un fallo del sistema. La invención proporciona un intercambiador de calor como se define en las reivindicaciones adjuntas.

El intercambiador de calor tiene una entrada proporcionada en el primer colector y una salida proporcionada en el segundo colector. El segundo colector tiene un deflector de líquido para crear una primera cámara y una segunda cámara. Se proporciona una abertura cerca del deflector de líquido, extendiéndose la abertura desde la primera cámara a la segunda cámara. El deflector y la abertura están dimensionados para permitir que solo el líquido refrigerante pase a través de la abertura, por lo que cualquier acumulación de gas en la segunda cámara queda atrapada y finalmente condensada, y no se le permite pasar a través de la abertura. El deflector permite que el segundo colector se comporte como un receptor en miniatura, permitiendo que el exceso de refrigerante se acumule continuamente en el segundo colector. Esta acumulación de refrigerante proporciona una superficie de transferencia de calor adicional para la condensación, por lo que un sistema de refrigeración al que está conectado el intercambiador de calor logra una mayor eficiencia energética en condiciones de carga parcial. El deflector también bloquea la mayor parte del segundo colector, excepto la abertura estrecha en la parte inferior del segundo colector, creando de este modo dos cámaras en el segundo colector, sirviendo la primera cámara como receptor de refrigerante y sirviendo la segunda cámara como cámara de transición y paso hacia y desde una conexión de refrigerante. La abertura de deflector puede dimensionarse para provocar desde una caída de presión pequeña (es decir, 1,72 bares (25 psig)), hasta una caída de presión alta (1,03 bares (15 psig)), para contrarrestar cualquier efecto de las tuberías de refrigerante externas, para garantizar la condensación de gas residual en el receptor y en los evaporadores, sirviendo como orificio de entrada para una mejor aceleración de refrigerante y mezcla de líquido/gas.

Otras características y ventajas de la presente invención serán evidentes a partir de la siguiente descripción más detallada de la realización preferida, tomadas junto con los dibujos adjuntos que ilustran, a modo de ejemplo, los principios de la invención.

Breve descripción de los dibujos

La figura 1 es una vista esquemática de un sistema de compresión de vapor a modo de ejemplo en el que se usa un intercambiador de calor de la presente invención.

La figura 2 es una vista en perspectiva de un intercambiador de calor a modo de ejemplo de la figura 1.

La figura 3 es una vista en sección transversal de un colector con un tubo colocado en el mismo de un intercambiador de calor a modo de ejemplo de la figura 2.

La figura 4 es una vista en sección transversal de un tubo del intercambiador de calor que muestra unas aberturas que se extienden a través de la longitud del tubo.

La figura 5 es una vista en sección transversal de un colector que muestra un deflector de líquido y una abertura proporcionada en el mismo.

La figura 6 es una vista en sección transversal del colector, tomada a lo largo de la línea 6-6 de la figura 2, que muestra una primera cámara y una segunda cámara.

Descripción detallada de la realización mostrada

Haciendo referencia a las figuras 1 y 2, se ilustra un sistema de compresión de vapor 2, tal como un sistema de refrigeración, en el que el vapor refrigerante comprimido se transporta a una entrada 12 de un intercambiador de calor 8, tal como un intercambiador de calor de aluminio de construcción soldada, también denominado condensador enfriado por aire. Pueden usarse otros materiales adecuados para construir el intercambiador de calor. La entrada 12 también se conoce como el "lado caliente" o "lado de presión" del sistema de refrigeración. Habitualmente, el condensador usa aire (proporcionado a una temperatura que es menor que la temperatura de condensación de refrigerante) que fluye entre y/o a través de las aletas 16 colocadas entre los tubos 14 para enfriar y condensar el refrigerante contenido dentro de los tubos hasta un estado líquido. A continuación, el líquido se transporta a una válvula de control 18 que regula el flujo de refrigerante hacia un evaporador (también conocido como el "lado frío" o "lado de baja presión") del sistema de refrigeración, por lo que la presión de refrigerante se reduce a través de la válvula de control 18 y se transporta al evaporador para proporcionar una temperatura reducida para enfriar el aire o el fluido, también denominado fluido de trabajo. En una versión de evaporador de un intercambiador de calor soldado 8, el refrigerante entra en el evaporador en un estado predominantemente líquido y se evapora dentro del intercambiador de calor 8 a medida que el calor se transfiere del fluido de trabajo al refrigerante. El vapor de refrigerante sale del evaporador y se suministra a un compresor 22 que, a continuación, comprime el vapor a un nivel de presión aumentado para transportarse al condensador, completando de este modo el ciclo de refrigeración.

En una realización de la presente divulgación, tal como se muestra en las figuras 2-6, el intercambiador de calor 8 puede tener unos tubos 14, a veces denominados tubos de "microcanales", y unos colectores o distribuidores 24 conectados a los tubos 14, tal como mediante soldadura fuerte. Este tipo de intercambiador de calor 8 a veces se denomina intercambiador de calor de "microcanales". En una realización a modo de ejemplo, tal y como se muestra en la figura 4, cada tubo 14 puede tener una pluralidad de puertos o aberturas 26 formados en el mismo para transportar fluido entre los colectores o distribuidores opuestos 24. Tal y como se muestra además en la figura 4, las aberturas 26 pueden estar espaciadas sustancialmente de manera regular en una sola fila y pueden ser de tamaño uniforme, y el tubo 14 que contiene las aberturas puede ser sustancialmente plano.

Tal y como se muestra en la figura 4, por ejemplo, los tubos 14 pueden tener unas dimensiones transversales exteriores de aproximadamente 0,51 mm de espesor por aproximadamente 100 mm de anchura (aproximadamente 0,020 pulgadas de espesor por aproximadamente 4 pulgadas de anchura). Haciendo referencia de nuevo a las figuras 2-6, pueden proporcionarse unas aletas 16, tales como aletas plegadas (por ejemplo, onduladas o con persianas) que se extienden entre los tubos 14. En una realización, las aletas 16 pueden soldarse integralmente entre los tubos 14 y, en una realización adicional, los extremos de tubo pueden soldarse en un colector o distribuidor 24, en cada extremo de la disposición de los tubos 14. Los colectores o distribuidores 24 pueden configurarse para permitir que el refrigerante o fluido fluya hacia uno o más tubos 14 colocados en paralelo entre los colectores 24. En una realización alternativa, pueden colocarse unos deflectores o tabiques (no mostrados) en al menos uno de los colectores 24, definiendo configuraciones de múltiples pasadas, por lo que el fluido que entra en un primer distribuidor 24a puede dirigirse para que fluya selectivamente desde el primer distribuidor a través de un número predeterminado de tubos 14 a un segundo distribuidor 24b, volviendo a través de otro número predeterminado más de tubos 14 al primer distribuidor 24a, repitiéndose el patrón de flujo entre los distribuidores 24, hasta que el fluido se haya dirigido a través de todos los tubos 14 entre los colectores primero y segundo 24a, 24b antes de salir del intercambiador de calor 8. Los sistemas de múltiples pasadas pueden incluir cualquiera de 2, 3, 4, 5, 6 o más pasadas de refrigerante/fluido a través de la disposición de los tubos 14. Por ejemplo, en una realización a modo de ejemplo de un intercambiador de calor 8 que tiene una agrupación o disposición de 30 tubos 14 y tabiques colocados en los colectores, los primeros diez tubos de la agrupación podrían definir una primera pasada de fluido, los segundos diez tubos de la agrupación podrían definir una segunda pasada y los diez tubos restantes de la agrupación podrían definir una tercera pasada.

En otras realizaciones, las aberturas 26 pueden estar espaciadas de manera irregular en una o más filas, incluyendo una disposición aleatoria de aberturas, siendo las aberturas 26 circulares o no circulares y pudiendo las aberturas 26 variar de tamaño y/o forma a lo largo del tubo 14. En una realización adicional, las aberturas 26 pueden formarse en diferentes tamaños y formas dentro del mismo tubo 14. En otras realizaciones más, el área de sección transversal de uno o más de los tubos 14 y/o aberturas 26 puede variar a lo largo de la longitud de los tubos 14. Además, el tubo 14 no está limitado a una construcción sustancialmente plana. Por último, el tamaño relativo de las aberturas 26 no está limitado como se muestra en la figura 4, es decir, el área de sección transversal de las aberturas 26 puede variar de menos que el área de sección transversal equivalente de una abertura circular que tiene un diámetro de 0,03 mm (0,001 pulgadas) a más que el área de sección transversal equivalente de una abertura circular que tiene un diámetro de al menos 2,29 mm (0,090 pulgadas) o más, dependiendo de la aplicación y las presiones deseadas, los caudales de fluido, los fluidos de trabajo y otros parámetros o condiciones operativas.

Haciendo referencia a las figuras 1 a 6, el intercambiador de calor 8 está configurado para su uso con un sistema de refrigeración. Tal y como se ha expuesto, el intercambiador de calor 8 tiene una entrada 12, un distribuidor de colector superior 24a, unos tubos 14, tales como "tubos de microcanales", unas aletas 16, un colector o distribuidor inferior/receptor 24b, una salida 29, un deflector de líquido 30, y una abertura u orificio 32 creado por el deflector entre el deflector de líquido 30 y el colector o distribuidor inferior/receptor 24b.

El intercambiador de calor 8 puede configurarse para operar correctamente a bajas caídas de presión de refrigerante o altas caídas de presión, dependiendo de los tamaños de la abertura de tubo 26 seleccionados en los tubos 14. El

intercambiador de calor 8 provoca solo una baja caída de presión en el distribuidor superior 24a. La cantidad de caída de presión puede modificarse para optimizar el rendimiento. La selección de caída de presión puede lograrse seleccionando uno de varios tubos de microcanales 14 con diferentes tamaños y configuraciones de la abertura 26. Estas opciones y selecciones de tubos pueden tener en cuenta la respuesta del dispositivo a la gravedad, o la no respuesta a la gravedad, o la respuesta debida a los efectos capilares, dependiendo del tipo de refrigerante usado y su tensión superficial que mantiene el refrigerante dentro de los puertos de tubo.

Los distribuidores de colector 24 se agrandan en una relación del tamaño del colector 24 con el tubo 14 y/o del área de sección transversal del colector 24 con la abertura de tubo 26, mayor que el estado actual de la técnica, una relación mayor demostrada para producir caídas de presión extremadamente bajas y efectos de caída de presión en la combinación de colector y tubo.

Cuando se usan como condensador y/o evaporador, los distribuidores de colector 24 se agrandan y se aplican a una relación relacionada con la capacidad de flujo másico del distribuidor 24 con respecto a la capacidad de flujo del tubo 14, y la relación del colector o distribuidor 24 con la caída de presión del tubo, de tal manera que el colector o distribuidor 24 tengan un efecto de mala distribución mínimo o insignificante al alimentar refrigerante a los tubos 14, y mejorando de este modo el rendimiento general del intercambiador de calor. Además, los tubos 14 están configurados como una sola pasada, vertical, de tal manera que el flujo de refrigerante está influenciado (o no) por la gravedad y/o los efectos capilares dentro de los tubos, como se ha expuesto anteriormente. Por lo tanto, cuando se usa como condensador, el líquido refrigerante condensado puede acumularse en el distribuidor de colector inferior 24b, y no retroceder a los tubos 14.

No hay un reflector interno para redirigir el refrigerante en múltiples pasadas y, por lo tanto, en general, se elimina o minimiza la imprevisibilidad, independientemente del tamaño o la configuración del intercambiador de calor, que era un problema importante en la técnica anterior. Los límites o efectos del distribuidor de colector superior 24a, los tubos 14 y el distribuidor de colector inferior 24b regulan la previsibilidad del dispositivo y proporcionan una capacidad mejorada para controlar y modelar termodinámicamente el resultado final. Además, la falta sustancial de bloqueo del colector y la colocación de los tubos lejos del centro del colector reducen el atrapamiento de aceite del compresor y el retorno de aceite al compresor.

Cuando se usa como un condensador, con los tubos 14 orientados sustancialmente en vertical, y el distribuidor de colector superior 24a dimensionado para una relación mayor que la práctica industrial anterior, y/o para una capacidad de relación de los tubos 14 con el distribuidor de colector superior 24a mayor que la práctica industrial anterior, el distribuidor de colector inferior 24b puede configurarse para comportarse como un receptor en miniatura mediante la inserción de un deflector 34, en el distribuidor de colector inferior 24b en una localización y con un método específicos. El uso del distribuidor de colector inferior 24b como un receptor en miniatura añade una capacidad de retención de carga de refrigerante significativa y permite que el nivel de carga de refrigerante fluctúe dentro del distribuidor de colector inferior 24b debido al deflector en el área de salida de líquido, aumentando de este modo el intervalo o la amplitud de la carga crítica, por lo que el nivel de carga de refrigerante (exceso de carga o pérdida de carga dentro de un intervalo) prácticamente no tendría ningún efecto sobre el rendimiento del sistema. Además, al permitir que el exceso de refrigerante se acumule continuamente en el distribuidor de colector inferior 24b, la superficie de transferencia de calor adicional está disponible para la condensación y el sistema de refrigeración 2 alcanza una mayor eficiencia energética en condiciones de carga parcial.

Haciendo referencia a la figura 6, el deflector de líquido 30 en el colector inferior 24b está habitualmente (pero no necesariamente) localizado muy cerca de la conexión de refrigeración, de tal manera que se crean dos cámaras 36, 38, la primera cámara 36 para servir como un receptor de refrigerante (a la izquierda) y la segunda cámara 38 (a la derecha) para servir como una cámara y paso de transición hacia y desde la conexión de refrigerante. El deflector de líquido 30 se localiza habitualmente o bien antes del primer tubo vertical o después del primer tubo, dependiendo del caudal másico y el efecto de caída de presión mínimo de la cámara de transición. La función del deflector de líquido 30 es proporcionar un bloqueo casi completo del colector inferior 24b, de tal manera que el deflector 30 bloquea la mayor parte del colector 24b excepto una localización estrecha en la parte inferior del colector. Esta abertura estrecha se denomina orificio 32.

Cuando el intercambiador de calor se usa como un condensador, el deflector de líquido 30 funciona de tal manera que el refrigerante líquido, que se había condensado en los tubos verticales 14, y tras salir de los tubos, se acumula en la sección de cámara receptora 36 del colector 24b. El nivel de líquido en esta cámara receptora 36 fluctuará, en función de la velocidad de uso de refrigerante, debido a la carga de refrigeración general. Los niveles de líquido aumentarán cuando la carga del sistema de refrigeración sea inferior al máximo y no requiera tanto refrigerante, y disminuirá con el aumento de la carga de refrigeración. Los niveles de líquido también variarán en función del nivel de carga de refrigerante general del sistema. Por lo tanto, la cámara receptora 36 actúa como un receptor o tanque de retención para retener el exceso de refrigerante cuando no está en uso por el sistema 2 en diversos momentos.

El refrigerante en la cámara receptora 36 también fluye continuamente fuera de la cámara 36, a través del orificio 32, y hacia la segunda cámara de transición 38. Debido a la localización del orificio 32 en la parte inferior del deflector 30 en el colector 24b, solo el líquido refrigerante puede pasar a través del orificio 32, y cualquier acumulación de gas en

la cámara receptora 36 queda atrapada y no se le permite pasar. La trampa de fluido sirve para evitar que el gas salga del condensador, lo que no es deseable y podría provocar problemas operativos en el sistema.

Una segunda característica del orificio 32 es que su área de sección transversal (tamaño de orificio) se determina en función del caudal másico máximo del sistema. El tamaño de orificio también se selecciona en función de una caída de presión deseada a través del orificio 32. El tamaño de orificio puede seleccionarse para que tenga una caída de presión insignificante o pequeña (es decir, 1,72 bares (25 psig)), hasta una caída de presión alta (1,03 bares (15 psig)), para contrarrestar cualquier efecto de la tubería de refrigerante externa y garantizar la condensación de gas residual en el receptor. En los evaporadores, la abertura puede dimensionarse para que sirva como un orificio de entrada para una mejor aceleración de refrigerante y una mezcla de líquido/gas.

Cuando el intercambiador de calor 8 se usa como evaporador, la mezcla refrigerante de líquido/gas entra en el intercambiador de calor 8 a través de la conexión inferior y el colector 24b, antes de entrar en los tubos verticales 14. En una realización a modo de ejemplo, el deflector de líquido 30 y el orificio 32 tienen poco o ningún efecto en la operación del sistema 2, basándose en el tamaño de orificio apropiado y los efectos de caída de presión. En una realización de este tipo, el intercambiador de calor permite un flujo de refrigerante controlado en ambas direcciones, de tal manera que el deflector de líquido 30 y su orificio 32 pueden funcionar en los dos modos de condensación y evaporación requeridos para los sistemas de bomba de calor.

En una realización adicional, mediante la inserción específica del deflector de líquido 30 en el área de salida del colector inferior 24b, solo el líquido refrigerante localizado cerca del punto más bajo en el distribuidor inferior 24b puede fluir debajo del deflector 30, creando un sello líquido continuo, bloqueando de este modo cualquier gas no deseado que de otro modo podría fluir en la línea de retorno de líquido hacia el sistema 2. Esta combinación del deflector 30 y el orificio resultante 32 forma esencialmente la función de una trampa "P" para garantizar solo el flujo de líquido, y no el flujo de gas, en la línea de líquido. La combinación deflector/orificio 30, 32 también permite que el nivel de refrigerante en el distribuidor de colector inferior 24b fluctúe, se eleve y caiga, con la operación del sistema o el nivel de carga de refrigerante. Esta característica admite los cambios habituales en el caudal másico durante la operación del sistema y un cambio de carga de refrigeración, o una pérdida de refrigerante, o una sobrecarga de refrigerante en el sistema. La disposición de deflector/orificio 30, 32 o tubo 24 también elimina el uso alternativo de trampas "P" en la tubería de refrigeración, y reduce o elimina el uso o la necesidad de un tanque receptor externo sobre o debajo del intercambiador de calor 8, o elimina o reduce el tamaño de un receptor (tanque de almacenamiento de refrigerante) que podría emplearse en algunos sistemas. Por lo tanto, el deflector 30 convierte el distribuidor de colector inferior 24b en un receptor en miniatura, a la vez que permite que se produzca una condensación de refrigerante y el subenfriamiento de refrigerante subsiguiente a presiones y temperaturas más bajas dentro de los tubos 14 y el distribuidor inferior 24b. Este aspecto de múltiples beneficios y múltiples características del distribuidor de colector inferior 24b, combinado con las características de baja caída de presión del distribuidor de colector superior 24a se cree que es novedoso y único.

Las prácticas industriales en los sistemas de tipo automotriz convencionales tienen una relación habitual de 1:1 a 1:1,15 de la anchura de tubo con el diámetro interno de colector. Esto permite la inserción del tubo en el colector y el uso del interior del colector como tope de tubo. Además, habitualmente hay un bloqueo del 40 por ciento al 50 por ciento del área de sección transversal funcional del colector, haciendo de este modo que la "relación de sección transversal eficaz" (anchura de tubo con diámetro de sección transversal de colector eficaz) esté en un intervalo habitual de una relación de 1,298 a 1,82 de la anchura de tubo con respecto al diámetro de colector eficaz.

En la presente divulgación, la relación de sección transversal eficaz es inferior a 1:1,20 y habitualmente entre aproximadamente 1:0,90 y aproximadamente 1,18, pero podría aplicarse eficazmente por debajo de una relación de sección transversal eficaz de 1,18, y aplicarse eficazmente por debajo de una relación de sección transversal eficaz de 1:0,90. (En general, cuanto menor sea la relación, mejores sean los efectos positivos). Dicho de otra manera, en comparación, el área de sección transversal eficaz del distribuidor de colector en la presente divulgación es entre aproximadamente 1,66 y aproximadamente 3,05 veces mayor que la práctica industrial anterior habitual. La importancia de estas relaciones no es evidente hasta que se prueban y modelan diversos tamaños de intercambiadores de calor y la aplicación habitual de los intercambiadores de calor de HVAC. Dependiendo de la aplicación y el caudal másico en los distribuidores de colector, el intercambiador de calor de la presente divulgación tiene una caída de presión significativamente menor en el colector y el tamaño de puerto o las geometrías de puerto, y las caídas de presión de los tubos tienen menos efecto sobre la mala distribución y, por lo tanto, reduce el efecto del colector sobre el rendimiento general del intercambiador de calor y permite una diversidad más amplia de diámetros y diseños de puerto de tubo. Además, a medida que aumenta la longitud del colector, aumenta la importancia de esta interrelación con los tubos y, por lo tanto, puede aumentarse el tamaño, la eficiencia y la capacidad del intercambiador de calor.

Dependiendo de las geometrías y el interior (liso o no liso, es decir, con interrupciones o protuberancias intermitentes del tubo) del colector, para un condensador de la técnica anterior, una regla de intervalo habitual para el flujo de gas refrigerante en un colector es un máximo de 165 a 303 mPA (12 a 22 toneladas por pulgada cuadrada) (36 a 66 libras por minuto de flujo másico por pulgada cuadrada) (2,53 a 4,64 kg por minuto de caudal másico por cm cuadrado) del área de sección transversal para R22 a una temperatura de condensación de 43 °C (110 grados F). Para un

evaporador de la técnica anterior, este intervalo habitual para el flujo de refrigerante en un colector es un máximo de 138 - 207 mPA (10 a 15 toneladas por pulgada cuadrada) (30 a 45 libras por minuto de caudal másico por pulgada cuadrada) (2,11 a 3,16 kg por minuto de caudal másico por cm cuadrado) del área de sección transversal para R22 a una temperatura de evaporación de 1,7 °C (35 grados F). Este o estos intervalos de caudal másico máximos son más altos para refrigerantes de alta presión, tales como R410a, y mucho más bajos para la baja presión que provocarían refrigerantes operativos, tales como R134a, y están directamente relacionados con la densidad de gas a las presiones operativas de cualquier refrigerante. En la práctica industrial habitual, dentro de las pautas mencionadas anteriormente, un colector de diámetro interno de 2,92 mm (1,15 pulgadas) con un bloqueo habitual del 50 por ciento tendría una capacidad eficaz máxima de 6 a 10 toneladas usando R22 como condensador, y de 5 a 7,5 toneladas usando R22 como evaporador. Por el contrario, el intercambiador de calor de la presente divulgación tendría una capacidad eficaz máxima de entre aproximadamente 16 y aproximadamente 28 toneladas cuando se usa R22 como condensador y entre aproximadamente 10 y aproximadamente 20 toneladas cuando se usa R22 como evaporador, dependiendo de la longitud del colector y las condiciones de diseño operativas. Puesto que la caída de presión es exponencial con respecto al caudal másico, esta relación de flujo másico de entre aproximadamente 1,66 y aproximadamente 2,0 es entre aproximadamente 2,0 y aproximadamente 2,66 veces mayor que los diseños anteriores. El intercambiador de calor de la presente divulgación se traduce en una caída de presión del colector 2,7 a 7,1 veces menor, dependiendo de las geometrías internas del colector y los caudales másicos deseados. Esta caída de presión más baja afecta a la forma en que los tubos 14 se alimentan de manera regular de refrigerante secuencialmente, en línea, a medida que el refrigerante fluye a través del colector 24 (entre 24a y 24b) y reduce la necesidad de insertar tubos que tengan caídas de presión más altas para contrarrestar los efectos de la caída de presión del colector 24a. Por lo tanto, la caída de presión del colector superior del intercambiador de calor de la presente divulgación, en relación con los tubos, caudales másicos, condiciones operativas y condiciones de diseño, produce nuevas características de rendimiento para este tipo de intercambiador de calor y permite una gama mucho más amplia de aplicaciones de HVAC&R.

Aunque pueden usarse otras relaciones para definir la novedad del intercambiador de calor 8 de la presente divulgación, se cree que la o las elegidas reflejan mejor las estructuras mecánicas generales y las diferencias definidas con las prácticas industriales, sin integrar los complejos efectos de variables como el caudal másico, CFM de refrigerante, efectos de protuberancia del tubo en el colector, distribución de gas, efectos capilares dentro de los tubos, orientación del tubo de intercambiador de calor y otras variables operativas del sistema.

Los efectos de la mala distribución del refrigerante en un condensador, provocada por el distribuidor superior 24a o la configuración de pasadas múltiples, puede reducir la capacidad del intercambiador de calor y reducir la eficiencia energética general del sistema. Al reducir la cantidad de caída de presión del colector inferior, así como las relaciones de caída de presión más bajas asociadas con respecto a la capacidad de caudal másico de los tubos 14 y el número de tubos 14 requeridos, el intercambiador de calor 8 de la presente divulgación minimiza el efecto del distribuidor de colector 24 en el sistema 2 asociado con las reducciones del rendimiento del intercambiador de calor 8.

En una configuración de evaporador, el refrigerante entra en el colector inferior 24b del intercambiador de calor 8, fluye y se evapora por los tubos 14 antes de entrar en el distribuidor de colector superior 24a (dirección de flujo opuesta del refrigerante en comparación con el condensador), las caídas de presión provocadas por los tubos 14 y el colector superior 24a son más significativas para provocar la mala distribución del refrigerante que entra en los tubos 14 y afecta a la temperatura de evaporación en los tubos 14, creando de este modo mayores problemas y una pérdida de capacidad del intercambiador de calor de varias maneras. La pérdida de capacidad del sistema y/o la temperatura operativa adecuada del evaporador son problemas de diseño fundamentales, y los tubos 14 también deben tener una caída de presión relativamente baja, habitualmente de entre aproximadamente 0,007 bares (0,1 psi) y aproximadamente 0,34 bares (5 psi), dependiendo del refrigerante y las condiciones operativas. Por lo tanto, el distribuidor de colector superior 24a afecta a la mala distribución en los tubos 14 y a las temperaturas de evaporación, y el intercambiador de calor 8 de la presente invención, relacionado con las relaciones de tubo a colector, amplía el intervalo de aplicación para los evaporadores.

Además, en una configuración de evaporador, el colector inferior 24b tiene un efecto aún mayor de mala distribución o sobrealimentación de refrigerante en un tubo 14 o grupos de tubos 14. Un factor de sobrealimentación de entre aproximadamente 1,05 y aproximadamente 1,10 en uno o múltiples tubos puede tener una pérdida devastadora de la capacidad del intercambiador de calor debido a la ebullición incompleta del refrigerante en esos tubos y la capacidad de transferencia de calor limitada de cada tubo. Puesto que un evaporador se controla habitualmente mediante una válvula de expansión térmica que ajusta el flujo de refrigerante al intercambiador de calor en función de la temperatura de gas sobrecalentado de salida, cuando se produce una mala distribución (y se produce una sobrealimentación de uno o más tubos), la válvula de expansión térmica medirá una temperatura de gas sobrecalentado más baja (debido a que el refrigerante sobrealimentado se evapora en el colector superior, reduciendo de este modo las temperaturas de sobrecalentamiento que salen del intercambiador de calor). Cuando la válvula de expansión térmica mide una temperatura de sobrecalentamiento inferior al punto de ajuste, los controles del dispositivo se configuran para cerrar la válvula hasta alcanzar la temperatura de sobrecalentamiento. Este cierre de válvula reduce esencialmente la velocidad (capacidad) de transferencia de calor del intercambiador de calor de evaporador. Por lo tanto, la mala distribución (sobrealimentación) del refrigerante a uno o más tubos provocará el cierre de la válvula, reduciendo de este modo el rendimiento del intercambiador de calor. El colector inferior (5) y sus relaciones pueden jugar un papel

significativo en la reducción o eliminación de la mala distribución del refrigerante.

Cuando se usa en una aplicación de bomba de calor, por lo que el intercambiador de calor 8 opera en modo de condensador, y en otros momentos en modo de evaporador, la presente invención admite todos los problemas anteriores, a excepción de la mala distribución del refrigerante en el distribuidor inferior en modo de evaporador. Además, el deflector de líquido 30 del colector inferior y la característica del receptor, que funciona en el modo de condensador, también puede operarse en el modo de evaporador. Esta es una característica única y muy novedosa; es decir, que un receptor integrado sea capaz de realizar un ciclo inverso sin prácticamente ningún efecto adverso en el rendimiento del sistema, a la vez que, simultáneamente, no se requieran válvulas de derivación (antes se necesitaba eludir o "canalizar" alrededor del receptor).

La presente invención descrita en el presente documento y mostrada en las figuras 1-6, revela componentes nuevos y existentes, en combinación, trabajando en conjunto con sistemas de refrigeración para resolver problemas en el uso de intercambiadores de calor de microcanales soldados en aplicaciones de HVAC&R. Una realización se refiere a una configuración de intercambiador de calor soldado para aplicaciones de aire (o vapor) a refrigerante, de tal manera que i) los tubos de refrigerante están configurados para una orientación sustancialmente vertical de una sola pasada; ii) los tubos de refrigerante pueden tener puertos internos de diversos tamaños; iii) los distribuidores del colector de refrigerante se agrandan y no tienen restricciones para obtener una baja caída de presión de entrada y otras características en relación con los tubos, iv) los distribuidores de colector agrandados proporcionan capacidad de retención de refrigerante, y v) un deflector/orificio (o tubo) puede localizarse cerca de la salida de refrigerante para retener una cantidad suficiente de refrigerante líquido con el fin de proporcionar un "retroceso" que evite que el gas entre en la conexión de refrigerante saliente y para producir otras características operativas deseables. En realizaciones alternativas, pueden emplearse diferentes combinaciones de las características i) a v). Independientemente de la realización específica, la invención está destinada a lograr nuevos resultados como condensador de refrigeración y/o evaporador, y/o intercambiador de calor de bomba de calor.

Puede ser deseable proporcionar un distribuidor de colector de caída de presión más baja en relación con el caudal másico de la aplicación, junto con las caídas de presión nominal provocadas por los tubos, junto con la capacidad de retención de refrigerante líquido, en combinación con un deflector/orificio (o tubo) para proporcionar sustancialmente solo flujo de líquido desde el condensador, y una contrapresión opcional en la salida de condensador. Esta característica general del dispositivo puede aplicarse a una amplia gama de intercambiadores de calor en sistemas de HVAC&R, tales como los intercambiadores de calor de aluminio soldados, y puede usarse en una gama extremadamente amplia de condiciones operativas de diseño y del mundo real y puede usarse con diversos refrigerantes, tal como se ha mencionado anteriormente, incluyendo aplicaciones como un condensador y/o evaporador, con aplicaciones de bomba de calor donde el intercambiador de calor opera en modo de condensador (para calentar) y, a continuación, en modo de evaporador (para enfriar).

La técnica anterior se ha centrado en diseños automotrices más pequeños, donde se toleraron las caídas de presión en los colectores y las caídas de presión del tubo se compensaron con múltiples pasadas a través del intercambiador de calor. Estos diseños automotrices no habrían descubierto ni necesitado una relación más significativa con las interacciones de caída de presión del colector y del tubo, si no se hubieran necesitado intercambiadores de calor más grandes, de 2X a 5X más grandes tanto en tamaño físico como en caudal másico de refrigerante, para aplicaciones de HVAC/R.

Aunque la invención se ha descrito con referencia a una realización preferida, los expertos en la materia entenderán que pueden realizarse diversos cambios dentro del alcance de la reivindicación independiente adjunta.

REIVINDICACIONES

1. Un intercambiador de calor (8) que optimiza la capacidad de intercambiador de calor, comprendiendo el intercambiador de calor (8):

5 un primer colector (24a) que es un colector superior (24a);
 un segundo colector (24b) que es un colector inferior (24b);
 un deflector de líquido (30) proporcionado en el segundo colector (24b), bloqueando el deflector (30) la mayor parte
 10 del segundo colector (24b) excepto una abertura estrecha (32) en la parte inferior del segundo colector (24b),
 creando de este modo una primera cámara (36) y una segunda cámara (38) en el segundo colector (24b),
 extendiéndose la abertura (32) desde la primera cámara (36) a la segunda cámara (38), permitiendo el deflector
 de líquido que el segundo colector (24b) se comporte como un receptor en miniatura, permitiendo que el exceso
 de refrigerante líquido se acumule continuamente en el segundo colector (24b); y
 15 unos tubos orientados verticalmente (14) que se extienden en comunicación de fluidos entre el primer colector
 (24a) y el segundo colector (24b);
 en el que una relación de sección transversal eficaz, en concreto, una relación de la anchura del tubo con el
 diámetro de sección transversal eficaz del primer colector (24b) es inferior a 1,20;
 siendo el intercambiador de calor (8) capaz de operar o bien en modo de condensador o en modo de evaporador;
 20 teniendo el intercambiador de calor (8) una entrada (12) proporcionada en el primer colector (24a) y una salida (29)
 proporcionada en el segundo colector (24b);
 en el que el deflector de líquido (30) y la abertura (32) están configurados y dispuestos para permitir que solo el
 líquido refrigerante pase a través de la abertura (32), por lo que cualquier acumulación de gas en la segunda
 cámara (38) queda atrapada y no se le permite pasar a través de la abertura (32); **caracterizado por que** los tubos
 25 orientados verticalmente (14) están dispuestos en una configuración de una sola pasada; y **por que** la entrada (12)
 y la salida (29) están en el mismo lado del intercambiador de calor.

2. El intercambiador de calor (8) de la reivindicación 1, en el que se proporcionan múltiples aberturas (26) en cada tubo (14), extendiendo las aberturas (26) la longitud de los tubos (14) y estando:

30 espaciadas sustancialmente de manera regular en una sola fila y siendo de tamaño uniforme; o
 espaciadas de manera irregular en una o más filas y siendo de diferente tamaño o forma.

3. El intercambiador de calor (8) de la reivindicación 1, en el que el refrigerante se introduce en los tubos (14) desde la parte vertical más baja del segundo colector (24b).

4. El intercambiador de calor de la reivindicación 1, siendo el intercambiador de calor (8) capaz de operar o bien en modo de condensador o en modo de evaporador, mientras que, simultáneamente, no requiere válvulas de derivación para eludir el receptor.

5. El intercambiador de calor (8) de la reivindicación 1, en el que la relación de sección transversal eficaz es de entre aproximadamente 0,90 y aproximadamente 1,18.

6. El intercambiador de calor (8) de la reivindicación 1, en el que la relación de sección transversal eficaz es inferior a 1,18.

7. El intercambiador de calor (8) de la reivindicación 1, en el que la relación de sección transversal eficaz es inferior a 0,90.

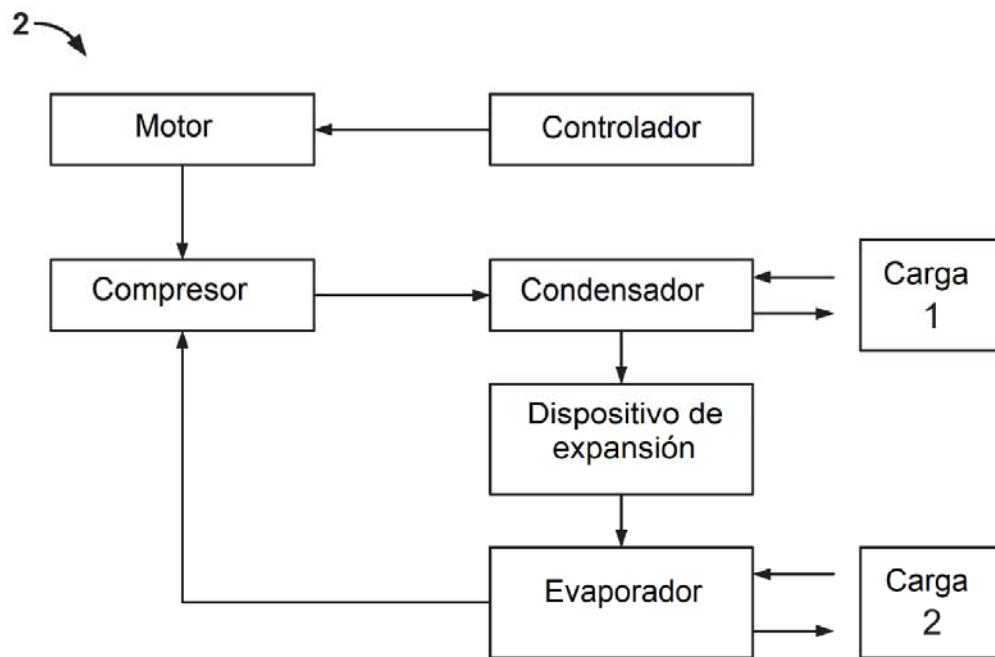


FIG. 1

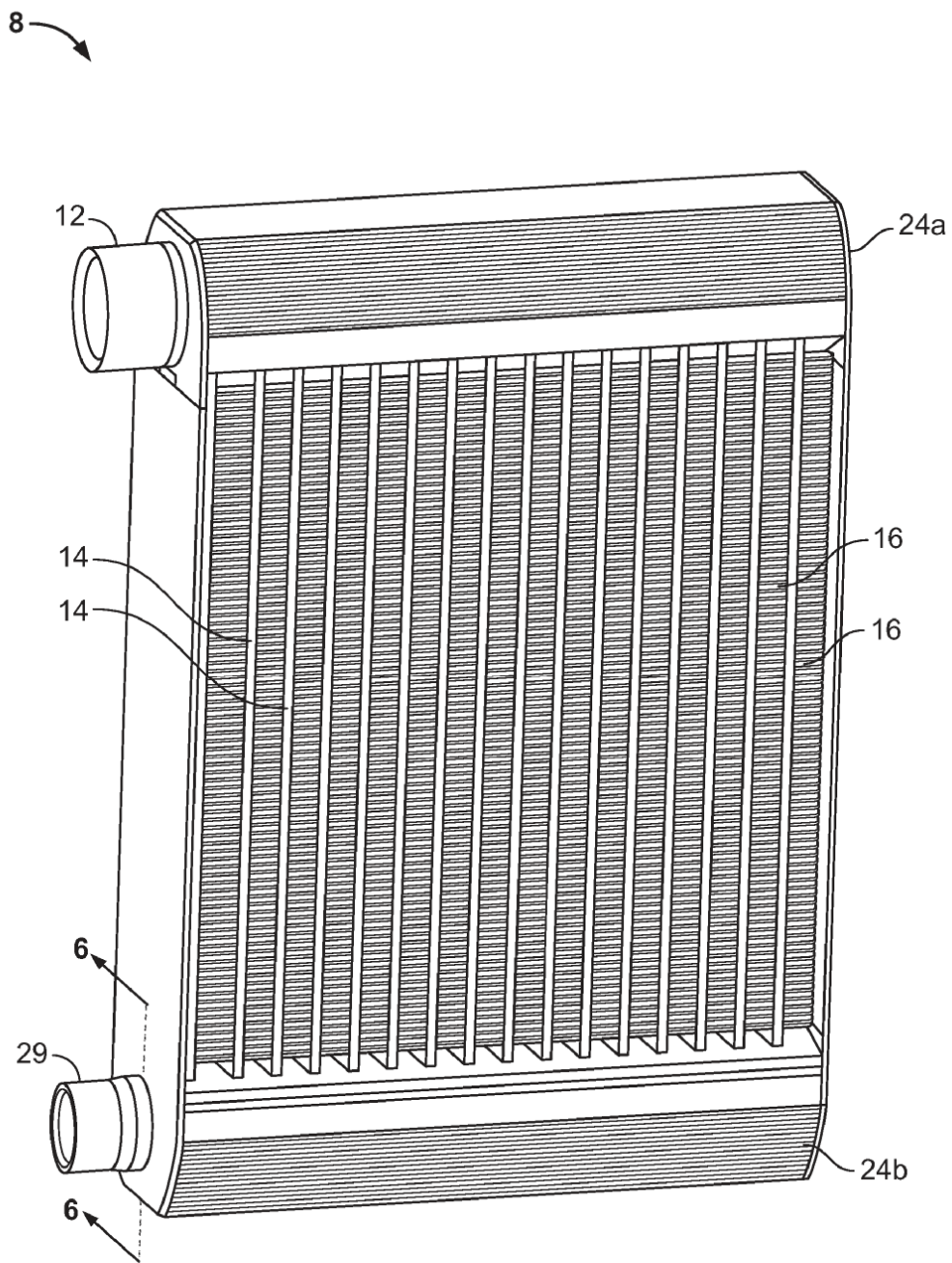


FIG. 2

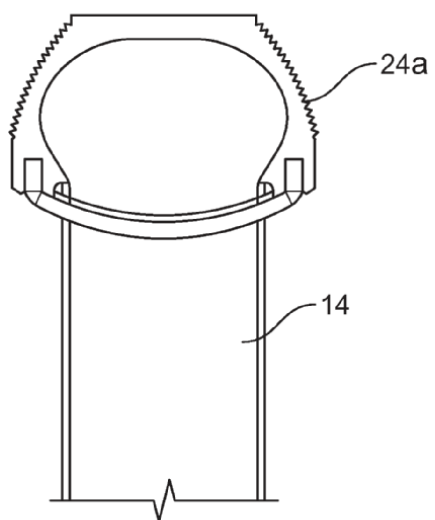


FIG. 3



FIG. 4

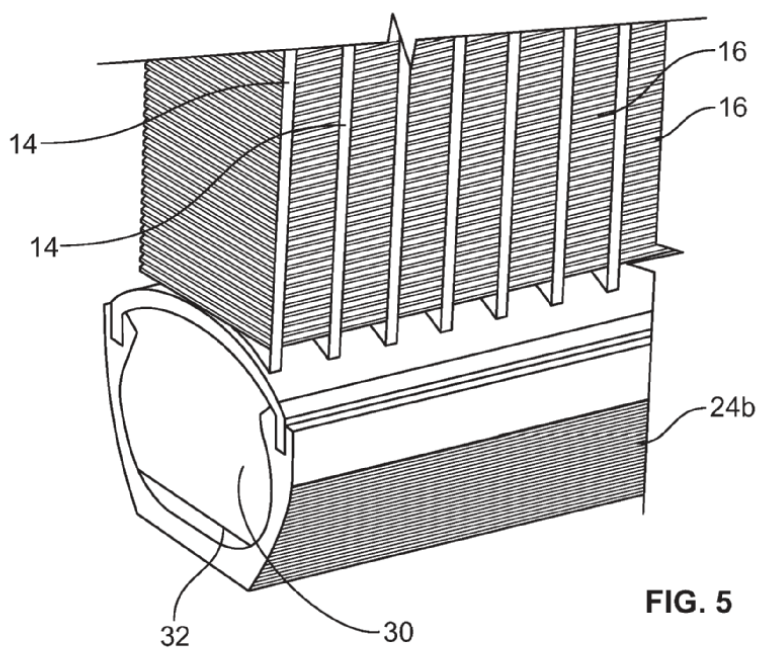


FIG. 5

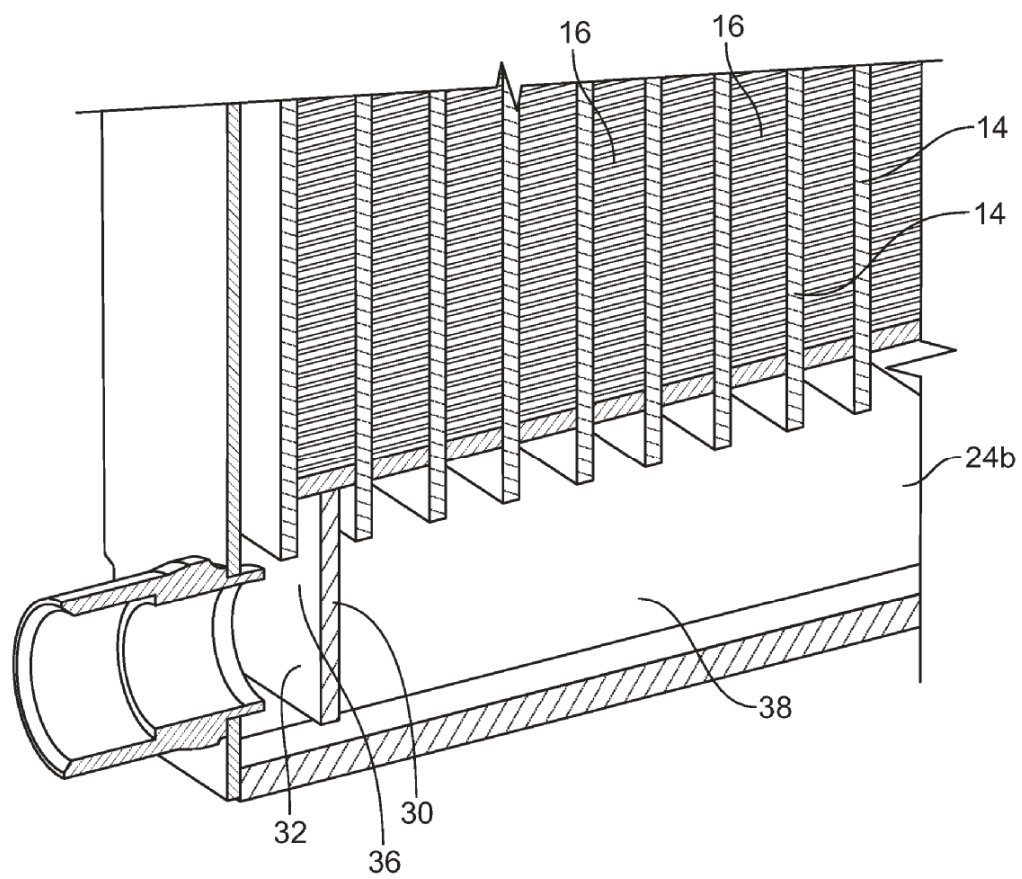


FIG. 6