



República Federativa do Brasil  
Ministério da Economia  
Instituto Nacional da Propriedade Industrial

**(11) PI 1007042-7 B1**



**(22) Data do Depósito: 22/01/2010**

**(45) Data de Concessão: 04/08/2020**

**(54) Título:** TROCADOR DE CALOR

**(51) Int.Cl.:** F25B 39/04.

**(30) Prioridade Unionista:** 25/01/2009 US 61/147,117.

**(73) Titular(es):** ALCOIL USA LLC.

**(72) Inventor(es):** STEVEN M. WAND.

**(86) Pedido PCT:** PCT US2010021730 de 22/01/2010

**(87) Publicação PCT:** WO 2010/085601 de 29/07/2010

**(85) Data do Início da Fase Nacional:** 25/07/2011

**(57) Resumo:** TROCADOR DE CALOR. A presente invenção refere-se a um trocador de calor (8) com um desempenho ótimo e um método de otimização da performance de um trocador de calor (8). O trocador de calor (8) tem um primeiro duto coletor (24a), um segundo duto coletor (24b) e tubos (14) que se estendem entre eles. Os tubos (14) têm pelo menos uma abertura (26) a qual se estende através do comprimento inteiro dos tubos (14). O método pode incluir: o governo da perda de pressão no trocador de calor (8) pela seleção de aberturas de tamanho diferente ou configurações dos tubos (14) dependendo do tipo de refrigerante usado e das propriedades do mesmo; a otimização das dimensões do primeiro duto coletor (24a) e do segundo duto coletor (24b), de modo que a relação de coletor para tamanho de tubo (14) ou coletor para área de seção transversal de abertura (26) de tubo produz baixas perdas de pressão e minimize os efeitos de perda de pressão na combinação de coletor e tubo; e a otimização da relação da capacidade de fluxo em massa dos primeiro e segundo dutos coletores (24a,24b) para a capacidade de fluxo de tubos (14), de modo que o primeiro duto coletor (24a) tenha um efeito de má-distribuição (...).

Relatório Descritivo da Patente de Invenção para **"TROCADOR DE CALOR"**.

CAMPO DA INVENÇÃO

[0001] A presente invenção refere-se a trocadores de calor em sistemas de refrigeração, condicionamento de ar e de água resfriada.

ANTECEDENTES DA INVENÇÃO

[0002] Há numerosos trocadores de calor projetados e fabricados usando-se aletas dobradas e tubos não redondos finos os quais então são dispostos ou "empilhados" e conectados a dutos coletores (também denominados simplesmente coletores). Estes projetos têm sido predominantemente usados para radiadores automotivos de água para ar, condensadores automotivos, trocadores de calor de carga de ar de caminhão, núcleos de aquecedor automotivo, resfriadores de ar para óleo industriais e de caminhão e, mais recentemente, evaporadores de condicionamento de ar automotivos.

[0003] Um condensador como esse é mostrado na Patente U.S. Nº 4.998.580. Um par de coletores espaçados tem uma pluralidade de tubos se estendendo em comunicação paralela hidráulica entre eles, e cada tubo define uma pluralidade de percursos de fluxo de fluido paralelos hidráulicamente entre os coletores. Cada um dos percursos de fluxo de fluido tem um diâmetro hidráulico na faixa de em torno de 0,381 a 1,016 mm (0,015 a em torno de 0,04 polegada). Preferencialmente, cada percurso de fluxo de fluido tem uma fenda alongada que se estende ao longo de seu comprimento para a acumulação de condensado e para ajudar na minimização da espessura de filme em superfícies de troca de calor através da ação da tensão superficial.

[0004] Um outro condensador como esse é mostrado na Patente U.S. Nº 6.223.556. O condensador inclui dois coletores não horizontais, uma pluralidade de tubos se estendendo entre os coletores para o estabelecimento de uma pluralidade de calços de fluxo hidráulicamente paralelos entre os coletores, e pelo menos uma divisória em cada um dos coletores para se fazer com que um refrigerante faça pelo me-

nos dois passes. Um receptor externo também é provido para manutenção do refrigerante.

[0005] A Patente U.S. Nº 5.193.613 descreve um trocador de calor que tem tubos de coletor paralelos opostos tendo ranhuras espaçadas circunferencialmente formadas ao longo do comprimento dos mesmos com lados inclinados e uma base na superfície externa da ranhura e nervuras anulares espaçadas na superfície interna opostas às ranhuras. Cada ranhura tem uma fenda transversal ali para o recebimento de extremidades abertas de um tubo chato alongado. Os tubos chatos são inseridos nos tubos coletores de uma maneira a qual bloqueia parcialmente o percurso de fluxo dentro dos tubos coletores.

[0006] A Patente U.S. Nº 5.372.188 descreve um trocador de calor para troca de calor entre um meio de troca de calor ambiente e um refrigerante que pode estar em uma fase líquida ou de vapor. O mesmo inclui um par de coletores espaçados com um dos coletores tendo uma entrada de refrigerante e o outro dos coletores tendo uma saída de refrigerante. Um tubo de trocador de calor se estende entre os coletores e está em comunicação de fluido com cada um dos coletores. O tubo define uma pluralidade de percursos de fluxo de refrigerante hidráulicamente paralelos entre os coletores e cada um dos percursos de fluxo de refrigerante tem um diâmetro hidráulico na faixa de em torno de 0,381 a 1,778 mm (0,015 a em torno de 0,07 polegada)). Os percursos de fluxo podem ser de configurações variadas.

[0007] A Patente U.S. Nº 4.998.580 descreve um condensador o qual transfere calor através de pequenos percursos de fluxo hidráulicos e pequenos dutos coletores são usados.

[0008] As tentativas de aplicação da tecnologia em aplicações de HVAC&R (aquecimento, ventilação, condicionamento de ar e refrigeração) obtiveram sucesso limitado. O sucesso foi limitado porque muitos dos recursos do produto, objetivos de projeto e problemas de operação de aplicações/equipamento de HVAC&R são significativamente diferentes e mais diversos do que aplicações automotivas. Por exem-

plo, podem existir diferenças significativas nas condições de operação e nos ambientes, tais como, mas não limitando, capacidades de resfriamento, pressões de operação, vazões de ar, eficiência de energia, vazões em massa, tamanho de trocador de calor, relações de altura para largura, retorno de óleo e refrigerante, vários refrigerantes usados, pressões de operação e temperaturas, etc.

[0009] Os trocadores de calor convencionais anteriores, tais como aqueles configurados para aplicações automotivas, os quais usam tubos chatos finos (por exemplo, tubos com microcanal) e uma estrutura de duto coletor soldada exibem deficiências, quando providos para uso na maioria das aplicações de HVAC&R.

[0010] Os projetos de trocador de calor típicos de passe único e múltiplo exibem altas perdas de pressão de refrigerante durante a operação, tipicamente de 34,47 kPa (5 psig) ou maiores. Estas perdas de pressão são requeridas para a compensação das perdas da queda de pressão nos dutos coletores ou coletores. Embora não seja um problema em projetos automotivos compactos, onde uma perda de pressão de duto coletor pode ser baixa, ignorada ou fatorada no projeto de operação única, esta perda de pressão não é aceitável em aplicações de HVAC&R, e pode causar outros problemas de operação do sistema. Estas deficiências não são evidentes até a experiência de operação de campo real ou os dados de teste serem feitos, e a dinâmica e a interação de condições de operação chave serem mais bem conhecidas.

[0011] Uma construção convencional do coletor de duto coletor é usar o menor tamanho de matéria-prima redondo possível (para a formação dos dutos coletores) para combinação com a largura do tubo, por razões de menor custo de material e por razões de fabricação associadas à soldagem integral dos tubos ao duto coletor. Assim, para um tubo que tenha 25,4 mm (1 polegada) de largura, um duto coletor ou coletor de diâmetro interno de 25,4 mm (1 polegada) tipicamente é usado. Embora esta combinação de tamanho em particular geralmente

possa ser usável para aplicações automotivas, permitindo uma boa inserção automatizada do tubo no coletor e um ponto de parada para o tubo, geralmente não é adequada, e muitas vezes não apropriada, para a maioria das aplicações de HVAC&R. Isto é, para um uso de base ampla em aplicações de HVAC&R, este diâmetro ou diâmetros de duto coletor de tamanho similar e, mais especificamente, "uma área de seção transversal interna usável" impõe limitações operacionais significativas com respeito à capacidade e à faixa de capacidade do trocador de calor, e também induz grandes problemas de desempenho e perdas devido à perda de pressão no duto coletor ou coletor, bem como um aprisionamento de refrigerante e óleo na área do duto coletor. Em condensadores, esta combinação de tamanho de tubo/duto coletor corresponde a em torno de 5 por cento a em torno de 20 por cento de perda de capacidade de operação em várias condições de fluxo de refrigerante. Em evaporadores, esta combinação de tamanho de tubo/duto coletor resulta em uma perda de capacidade de operação que pode facilmente exceder a 30 por cento.

[0012] A perda de pressão de refrigerante e fluidos nos dutos coletores ou coletores convencionais é um dos vários fenômenos que podem induzir uma má distribuição de vapor de refrigerante entrando nos tubos. Uma má distribuição pode ocorrer em trocadores de calor funcionando como condensadores ou evaporadores. Em condensadores, um aumento na pressão do duto coletor (ou uma perda de pressão) resulta em menos refrigerante ser provido para os tubos posicionados mais distantes da entrada do duto coletor ou coletor. O efeito pode ser piorado para arranjos de passe múltiplo, dependendo do número de tubos, da vazão em massa de refrigerante, ou por outras razões. A imposição de um aumento adicional na pressão (ou uma perda de pressão) através do uso de passes múltiplos pode ajudar a compensar ou corrigir parcialmente a má distribuição nos condensadores, mas resulta em uma perda de pressão de refrigerante adicional significativa e uma perda de capacidade de transferência de calor do trocador de ca-

lor. Em evaporadores, arranjos de passe múltiplo podem induzir uma má distribuição que ocorre crescentemente em cada passe de fluxo de fluido através dos tubos. Em evaporadores de passe único, uma má distribuição de refrigerante pode ser induzida no duto coletor ou coletor de entrada e no duto coletor ou coletor de saída.

[0013] Uma forma de se evitar uma má distribuição em condensadores (e evaporadores) tem sido prover perdas de pressão de coletor de duto coletor extremamente baixas como uma relação de perdas de queda de pressão de tubo. Em evaporadores, a relação de perda de pressão de saída devido ao duto coletor de saída *versus* a perda de pressão devido aos tubos pode ser uma consideração importante. Isto é, os tubos perto da conexão podem ser submetidos a uma perda de pressão reduzida, quando comparada com a perda de pressão dos tubos posicionados mais distantes da conexão. Por exemplo, se o duto coletor tiver uma perda de pressão de 6,895 kPa (1 psi) por seu comprimento, e os tubos tiverem uma perda de pressão de 13,79 kPa (2 psi), os tubos mais próximos da conexão de saída terão mais fluxo de refrigerante do que os tubos posicionados mais distantes da conexão. Uma vez que a vazão de fluido em massa está relacionada exponencialmente com a perda de pressão induzida, a perda de pressão pelo comprimento do duto coletor pode causar um desequilíbrio da quantidade de fluido sendo evaporada em cada tubo.

[0014] Os trocadores de calor de tubo de microcanal convencionais têm um desempenho imprevisível, devido a uma instabilidade no duto coletor interno. As perdas de queda de pressão de tubo combinadas com as perdas de queda de pressão de duto coletor em projetos de passe múltiplo requerem cálculos extremamente complexos e uma análise de modo a se predizer o desempenho à carga plena e à carga parcial do trocador de calor. Além disso, variações na carga de refrigerante total no sistema de refrigerante ou um "retorno" de refrigerante no condensador à carga plena e/ou parcial, podem tornar toda a análise e predição frágil, até mesmo não confiável. Assim, o nível de carga

de refrigerante pode afetar significativamente a superfície de transferência de calor de condensador (tubo interno) disponível e, assim, a capacidade do sistema de refrigeração e o uso de energia. Em outras palavras, a provisão de uma quantidade predeterminada de refrigerante (*versus* "sobrecarregar" ou "subcarregar" ou perda de refrigerante ao longo do tempo) pode afetar de modo adverso a operação eficiente do trocador de calor e, assim, do sistema de refrigerante.

[0015] Devido à relação relativamente pequena de área de seção transversal de duto coletor ou coletor para a área de seção transversal do tubo e do coletor de duto coletor para a capacidade do sistema geral no estado atual da técnica de trocadores de calor, tipicamente há uma carga de manutenção de refrigerante insuficiente em um condensador convencional tendo tubos de "microcanal". Sem o uso de um componente adicional denominado um receptor de refrigerante, o sistema de refrigeração assim é dito como sendo "carregado de forma cíclica". Isto é, uma adição muito pequena de refrigerante ao sistema pode fazer com que o condensador "retorne" o refrigerante no interior dos tubos de "microcanal", assim reduzindo a quantidade de superfície de transferência de calor, desse modo aumentando a pressão de condensação (causando uma perda de capacidade do sistema e/ou um consumo mais alto de energia). Por outro lado, uma perda de refrigerante ou uma subcarga em um sistema carregado de forma crítica pode fazer com que o evaporador tenha refrigerante insuficiente, resultando em temperaturas reduzidas de evaporador, o que, por sua vez, resulta em uma perda de capacidade de refrigeração e/ou um uso mais alto de energia, e/ou um potencial congelamento de condensado de água na serpentina de ar (ou a água sendo resfriada no interior do evaporador do tipo de refrigerante para água). Em alguns casos, as temperaturas baixas de evaporador resultam em uma parada de segurança do sistema ou uma possível ruptura/falha do evaporador. Assim, nas construções ou nos projetos de trocador de calor do estado da técnica tendo tubos "de microcanal", também referidos como trocado-

res de calor "de microcanal", os usuários descobriram que, quando aplicados a um equipamento típico de HVAC&R e projetos de sistema, existe uma faixa estreita de volume de refrigerante (carga de refrigerante) para um sistema de refrigerante em particular, em que, se o volume de refrigerante estiver fora da faixa de volume de refrigerante, isto é, houver carga de refrigerante demais ou de menos, isso poderá resultar em operações inesperadas ou adversas do sistema ou, possivelmente, em uma falha do sistema.

### SUMÁRIO DA INVENÇÃO

[0016] Um aspecto da invenção é dirigido a um método de otimização do desempenho de um trocador de calor. O trocador de calor tem um primeiro duto coletor, um segundo duto coletor e tubos se estendendo entre eles. Os tubos têm pelo menos uma abertura a qual se estende através do comprimento inteiro dos tubos. O método de otimização inclui a etapa de governo da perda de pressão no trocador de calor pela seleção de aberturas de tamanho diferente ou configurações dos tubos dependendo do tipo de refrigerante usado e das propriedades do mesmo.

[0017] O método também pode incluir a provisão de um defletor de líquido no segundo duto coletor para a criação de uma primeira câmara e uma segunda câmara. O defletor de líquido tem uma abertura próxima dali a qual se estende a partir da primeira câmara para a segunda câmara. A otimização das dimensões do primeiro duto coletor e do segundo duto coletor também é mostrada, de modo que a relação de duto coletor para tamanho de tubo ou duto coletor para área de seção transversal de abertura de tubo produza baixas perdas de pressão e minimize os efeitos de perda de pressão na combinação de duto coletor e tubo. Adicionalmente, o método pode incluir a otimização das dimensões dos primeiro e segundo dutos coletores, de modo que a relação da capacidade de fluxo em massa dos primeiro e segundo dutos coletores para a capacidade de fluxo de tubos seja otimizada, de modo que o primeiro duto coletor tenha um efeito de má-distribuição

mínimo ou desprezível quando provendo refrigerante para os tubos, desse modo se melhorando o desempenho geral do trocador de calor.

[0018] A acumulação de líquido refrigerante condensado no segundo duto coletor também pode ser provida para se evitar que o refrigerante líquido retorne para os tubos. Um defletor pode ser provido no segundo duto coletor, permitindo que o segundo duto coletor se comporte como um receptor em miniatura, desse modo se adicionando capacidade de manutenção de carga de refrigerante ao trocador de calor e permitindo que o nível de carga de refrigerante flutue no interior do segundo duto coletor. Esta capacidade de manutenção de carga de refrigerante adicional aumenta o alcance ou a extensão de carga crítica, por meio do que o aumento ou a diminuição do nível de carga de refrigerante, em uma faixa, não tem substancialmente nenhum efeito sobre o desempenho do trocador de calor. Esta capacidade de manutenção de carga de refrigerante adicional também permite que o refrigerante em excesso se acumule continuamente no segundo duto coletor, desse modo se provendo uma superfície de transferência de calor adicional para condensação, por meio do que um sistema de refrigeração, ao qual o trocador de calor é afixado obtém uma eficiência de energia aumentada em condições parcialmente carregadas. O defletor bloqueia a maior parte do segundo duto coletor, exceto pela abertura no fundo do segundo duto coletor, desse modo se criando duas câmaras no segundo duto coletor, a primeira câmara servindo como um receptor de refrigerante e a segunda câmara servindo como uma câmara de transição e passagem para e a partir de uma conexão de refrigerante.

[0019] O método também pode incluir a etapa de acumulação de líquido refrigerante condensado, o qual é condensado nos tubos, na segunda câmara. Ao se fazê-lo, o nível do líquido refrigerante na segunda câmara flutuará, com base na taxa de uso de refrigerante, devido à carga de refrigeração geral. A segunda câmara atuará como um receptor ou tanque de manutenção para manutenção do excesso de

refrigerante, quando não em uso por um sistema de refrigerante, o qual inclui o trocador de calor.

[0020] O método também emprega o uso de tubos verticais, os quais são afetados pela gravidade e por efeitos capilares. Este recurso, combinado com as relações de duto coletor e a dinâmica relacionada, e combinado com perdas de pressão de refrigerante apropriadas nos tubos com microcanais provê uma transferência de calor consistente e previsível, taxas de transferência de calor mais altas (do que em uma configuração com dutos coletores ou tubos com perdas de pressão mais baixas). Assim, a distribuição de fluxo de refrigerante nos tubos e uma melhor remoção de líquido do tubo para o receptor são melhoradas.

[0021] Um outro aspecto da invenção é dirigido a um trocador de calor o qual otimiza a capacidade do trocador de calor. O trocador de calor tem um primeiro duto coletor, um segundo duto coletor, e um defletor de líquido é proporcionado no segundo duto coletor, o defletor de líquido permitindo o segundo duto coletor se comportar como um receptor miniatura e orifício, permitindo acesso do refrigerante líquido para continuamente acumular no segundo duto coletor. Tubos verticalmente orientados se estendem em comunicação fluida entre o primeiro duto coletor e o segundo duto coletor. Uma relação da largura de tubo para o diâmetro da seção transversal efetiva do primeiro duto e do segundo duto coletor (uma 'relação da seção transversal efetiva') é inferior a 1.20. O trocador de calor é capaz de operar tanto no modo condensador ou no modo evaporador com nenhum efeito virtualmente adverso na performance do sistema.

[0022] O trocador de calor também pode ter uma entrada provida no primeiro duto coletor e uma saída provida no segundo duto coletor. O duto coletor inferior tem um defletor de líquido para a criação de uma primeira câmara e uma segunda câmara. Uma abertura é provida próxima do defletor de líquido, com a abertura se estendendo a partir da primeira câmara para a segunda câmara. O defletor e a abertura

são dimensionados para permitirem que apenas líquido refrigerante passe através da abertura, por meio do que qualquer acumulação de gás na segunda câmara é aprisionada e eventualmente condensada, e não deixada passar através da abertura. O defletor permite que o segundo duto coletor se comporte como um receptor em miniatura, permitindo que refrigerante em excesso se acumule continuamente no segundo duto coletor. Esta acumulação de refrigerante provê uma superfície de transferência de calor adicional para condensação, por meio do que um sistema de refrigeração ao qual o trocador de calor é afixado obtém uma eficiência de energia aumentada em condições parcialmente carregadas. O defletor também bloqueia a maior parte do segundo duto coletor, exceto pela abertura estreita no fundo do segundo duto coletor, desse modo se criando duas câmaras no segundo duto coletor, a primeira câmara servindo como um receptor de refrigerante e a segunda câmara servindo como uma câmara de transição e passagem para e a partir de uma conexão de refrigerante. A abertura de defletor pode ser dimensionada para induzir uma pequena perda de pressão (isto é, de 1,724 kPa (0,25 psig)) até uma alta perda de pressão (103,42 kPa (15 psig)) para se contrabalançarem quaisquer efeitos de tubulação externa de refrigerante, para a garantia da condensação do gás residual no receptor e, em evaporadores, serve como um orifício de entrada para melhor aceleração do refrigerante e mistura de líquido/gás.

[0023] Outros recursos e vantagens da presente invenção serão evidentes a partir da descrição mais detalhada da modalidade preferida, tomada em conjunto com os desenhos associados, os quais ilustram, a título de exemplo, os princípios da invenção.

#### BREVE DESCRIÇÃO DOS DESENHOS

[0024] A figura 1 é uma vista diagramática de um sistema de compressão de vapor de exemplo no qual um trocador de calor da presente invenção é usado.

[0025] A figura 2 é uma vista em perspectiva de um trocador de

calor de exemplo da figura 1.

[0026] A figura 3 é uma vista em seção transversal de um duto coletor com um tubo posicionado ali de um trocador de calor de exemplo da figura 2.

[0027] A figura 4 é uma vista em seção transversal de um tubo do trocador de calor mostrando aberturas as quais se estendem através do comprimento do tubo.

[0028] A figura 5 é uma vista em seção transversal de um duto coletor mostrando um defletor de líquido e uma abertura provida ali.

[0029] A figura 6 é uma vista em seção transversal do duto coletor, tomada ao longo da linha 6-6 da figura 2, mostrando uma primeira câmara e uma segunda câmara.

[0030] A figura 7 é uma vista em seção transversal similar àquela da figura 6, mostrando uma modalidade alternativa na qual um defletor de tubo é posicionado no duto coletor.

#### DESCRIÇÃO DETALHADA DA MODALIDADE MOSTRADA

[0031] Com referência às figuras 1 e 2, um sistema de compressão de vapor 2, tal como um sistema de refrigeração, é ilustrado, no qual o vapor de refrigerante comprimido é transportado para uma entrada 12 de um trocador de calor 8, tal como um trocador de calor de alumínio de construção soldada, também referido como um condensador resfriado a ar. Outros materiais adequados podem ser usados para a construção do trocador de calor. A entrada 12 também é conhecida como o "lado quente" ou "lado de pressão" do sistema de refrigeração. O condensador tipicamente usa ar (provido a uma temperatura que é menor do que a temperatura de condensação de refrigerante) fluindo entre e/ou através de aletas 16 posicionadas entre os tubos 14 para o resfriamento e a condensação do refrigerante contido no interior dos tubos para um estado líquido. O líquido então é transportado para uma válvula de controle 18, a qual regula o fluxo de refrigerante para um evaporador (também conhecido como o "lado frio" ou "lado de baixa pressão") do sistema de refrigeração, por meio do que a pressão de

refrigerante é reduzida através da válvula de controle 18 e transportada para o evaporador para a provisão de uma temperatura reduzida para resfriamento de ar ou fluido, também referido como o fluido de trabalho. Em uma versão de evaporador de um trocador de calor soldado 8, o refrigerante entra no evaporador em um estado predominantemente líquido e é evaporado no interior do trocador de calor 8, conforme o calor é transferido do fluido de trabalho para o refrigerante. O refrigerante em vapor sai do evaporador e é entregue para um compressor 22, o qual então comprime o vapor para um nível de pressão aumentada para ser transportado para o condensador, assim se completando o ciclo de refrigeração.

[0032] Em uma modalidade da presente exposição, tal como mostrado nas figuras 2 a 6, o trocador de calor 8 pode ter tubos 14, às vezes referidos como tubos com "microcanal", e dutos coletores ou coletores 24 conectados aos tubos 14, tal como por soldagem. Este tipo de trocador de calor 8 às vezes é referido como um trocador de calor de "microcanal". Em uma modalidade de exemplo, tal como mostrado na figura 4, cada tubo 14 pode ter uma pluralidade de janelas ou aberturas 26 formadas ali para o transporte de fluido entre dutos coletores ou coletores opostos 24. Conforme mostrado adicionalmente na figura 4, as aberturas 26 podem ser espaçadas de modo substancialmente uniforme em uma única fileira e podem ser de tamanho uniforme, e o tubo 14 que contém as aberturas pode ser substancialmente chato.

[0033] Conforme mostrado na figura 4, por exemplo, os tubos 14 podem ter dimensões transversais externas de em torno de 0,508 mm (0,020 polegada) de espessura por em torno de 10,16 cm (4 polegadas) de largura. Com referência, novamente, às figuras 2 a 6, as aletas 16, tais como aletas dobradas (por exemplo, com ondulações ou venezianas) podem ser providas, as quais se estendem entre os tubos 14. Em uma modalidade, as aletas 16 podem ser soldadas integralmente entre os tubos 14 e, em uma modalidade adicional, as extremidades de tubo podem ser soldadas em um duto coletor ou coletor 24,

em cada extremidade do arranjo de tubos 14. Os dutos coletores ou coletores 24 podem ser configurados para se permitir que um refrigerante ou fluido flua em um ou mais tubos 14 posicionados em paralelo entre os dutos coletores 24. Em uma modalidade alternativa, defletores ou divisórias (não mostrados) podem ser posicionados em pelo menos um dos dutos coletores 24, definindo configurações de passe múltiplo, por meio do que um fluido entrando em um primeiro coletor 24a pode ser dirigido para fluir seletivamente a partir do primeiro coletor através de um número predeterminado de tubos 14 para um segundo coletor 24b, retornando através de ainda um outro número predeterminado de tubos 14 para o primeiro coletor 24a, o padrão de fluxo entre os coletores 24 se repetindo, até o fluido ter sido dirigido através de todos os tubos 14 entre os primeiro e segundo dutos coletores 24a, 24b, antes da saída do trocador de calor 8. Os sistemas de passe múltiplo incluem qualquer um de 2, 3, 4, 5 ou 6 passes de refrigerante/fluido através do arranjo de tubos 14. Por exemplo, em uma modalidade de exemplo de um trocador de calor 8 tendo um agrupamento ou arranjo de 30 tubos 14 e divisórias situadas nos dutos coletores, os dez primeiros tubos do agrupamento de tubos poderiam definir um primeiro passe de fluido, os segundos dez tubos do agrupamento de tubos poderiam definir um segundo passe e os dez tubos restantes do agrupamento de tubos poderiam definir um terceiro passe.

[0034] Em outras modalidades, as aberturas 26 podem ser espaçadas não uniformemente em uma ou mais fileiras, incluindo um arranjo randômico de aberturas, com as aberturas 26 sendo circulares ou não circulares e com as aberturas 26 que podem variar no tamanho e/ou no formato ao longo do comprimento do tubo 14. Em uma modalidade adicional, as aberturas 26 podem ser formadas em tamanhos e formatos diferentes no mesmo tubo 14. Em ainda outras modalidades, a área de seção transversal de um ou mais dos tubos 14 e/ou aberturas 26 pode variar ao longo do comprimento dos tubos 14. Ainda, o tubo 14 não está restrito a uma construção substancialmente chata.

Finalmente, o tamanho relativo das aberturas 26 não está limitado, conforme mostrado na figura 4, isto é, a área de seção transversal das aberturas 26 pode variar de menos do que a área de seção transversal equivalente de uma abertura circular tendo um diâmetro de 25,4  $\mu\text{m}$  (0,001 polegada) a mais do que a área de seção transversal equivalente de uma abertura circular tendo um diâmetro de pelo menos 2,286 mm (0,090 polegada) ou mais dependendo da aplicação e das pressões desejadas, das vazões de fluido, dos fluidos de trabalho e outros parâmetros ou condições de operação.

[0035] Com referência às figuras 1 a 6, o trocador de calor 8 é configurado para uso com um sistema de refrigeração. Conforme discutido, o trocador de calor 8 tem uma entrada 12, um coletor de duto coletor superior 24a, os tubos 14, tais como "tubos com microcanal", aletas 16, um duto coletor ou coletor/receptor inferior 24b, uma saída 29, um defletor de líquido 30 e uma abertura ou um orifício 32 criado pelo defletor entre o defletor de líquido 30 e o duto coletor ou coletor/receptor inferior 24b.

[0036] O trocador de calor 8 pode ser configurado para operar apropriadamente em perdas de pressão de refrigerante baixas ou perdas de pressão altas, dependendo dos tamanhos de abertura 26 de tubo selecionados nos tubos 14. O trocador de calor 8 causa apenas uma perda de pressão baixa no coletor superior 24a. A quantidade de perda de pressão pode ser modificada para a otimização do desempenho. Uma seleção de perda de pressão pode ser realizada pela seleção de um dos vários tubos com microcanal 14 com diferentes tamanhos e configurações de abertura 26. Estas opções e seleções de tubo podem levar em consideração a resposta do dispositivo à gravidade, ou uma não resposta à gravidade, ou uma resposta devido a efeitos capilares, dependendo do tipo de refrigerante usado e de sua tensão superficial, a qual mantém o refrigerante dentro das janelas de tubo.

[0037] Os coletores de duto coletor 24 são aumentados para uma relação de tamanho de duto coletor 24 para tubo 14 e/ou duto coletor

24 para área de seção transversal de abertura de tubo 26 maior do que no estado atual da técnica, uma relação maior demonstrada para a produção de perdas de pressão extremamente baixas e efeitos de perda de pressão na combinação de duto coletor e tubo.

[0038] Quando usados como um condensador e/ou um evaporador, os coletores de duto coletor 24 são aumentados e aplicados a uma relação relacionada à capacidade de fluxo em massa de coletor 24 para a capacidade de fluxo de tubo 14, e uma relação de perda de pressão de duto coletor ou coletor 24 para tubo, de modo que o duto coletor ou coletor 24 tenha um efeito de má distribuição mínimo ou desprezível na alimentação de refrigerante para os tubos 14, e, assim, melhorando o desempenho do trocador de calor em geral. Ainda, quando usados como um condensador ou evaporador, os tubos 14 podem ser configurados como de passe único, verticais, de modo que um fluxo de refrigerante seja influenciado (ou não) pela gravidade e/ou por efeitos capilares nos tubos, conforme declarado previamente. Assim, quando usado como um condensador, o líquido refrigerante condensado pode se acumular no coletor de duto coletor inferior 24b e não retorna para os tubos 14.

[0039] Não há uma deflexão interna para redirecionamento do refrigerante para passes múltiplos e, assim, uma imprevisibilidade geralmente é eliminada ou minimizada, independentemente do tamanho ou da configuração do trocador de calor, como era uma grande preocupação com a técnica anterior. Os limites ou efeitos do coletor de duto coletor superior 24a, dos tubos 14 e do coletor de duto coletor inferior 24b governam a previsibilidade do dispositivo e proveem uma capacidade melhorada para controle e modelagem termodinâmica do resultado final. Mais ainda, um não bloqueio substancial do duto coletor e um posicionamento dos tubos longe do centro do duto coletor reduziram o aprisionamento de óleo de compressor e um retorno de óleo para o compressor.

[0040] Quando usados como um condensador, com os tubos 14

orientados de forma substancialmente vertical, e o coletor de duto coletor superior 24a dimensionado para uma relação maior do que a prática prévia da indústria e/ou para uma capacidade de relação dos tubos 14 para coletor de duto coletor superior 24a maior do que a prática prévia da indústria, o coletor de duto coletor inferior 24b pode ser configurado para se comportar como um receptor em miniatura pela inserção de um defletor 34, tal como um tubo tendo um perfil de tubo em formato de J (mostrado na figura 7) no coletor de duto coletor inferior 24b em uma localização específica e um método. O uso do coletor de duto coletor inferior 24b como um receptor em miniatura adiciona uma capacidade de manutenção de carga de refrigerante significativa e permite que o nível de carga de refrigerante flutue no interior do coletor de duto coletor inferior 24b, devido ao defletor ou tubo 24 na área de saída de líquido, desse modo se aumentando o alcance ou a extensão da carga crítica, por meio do que um nível de carga de refrigerante (carga em excesso ou perda de carga em um alcance) não teria virtualmente nenhum efeito sobre o desempenho do sistema. Ainda, ao se permitir que o refrigerante em excesso se acumule continuamente no coletor de duto coletor inferior 24b, uma superfície de transferência de calor adicional está disponível para condensação e o sistema de refrigerante 2 obtém uma eficiência de energia mais alta em condições de carga parcial.

[0041] Com referência à figura 6, o defletor de líquido 30 no duto coletor inferior 24b tipicamente está localizado em grande proximidade (mas não necessariamente) com a conexão de refrigeração, de modo que duas câmaras 36, 38 sejam criadas, a primeira câmara 36 para servir como um receptor de refrigerante (à esquerda) e a segunda câmara 38 (à direita) para servir como uma câmara de transição e passagem para e a partir da conexão de refrigerante. O defletor de líquido 30 tipicamente está localizado antes do primeiro tubo vertical ou após o primeiro tubo, dependendo da vazão em massa e do efeito de perda de pressão mínimo da câmara de transição. A função do defletor de

líquido 30 é prover um bloqueio quase completo do duto coletor inferior 24b, de modo que o defletor 30 bloqueie a maior parte do duto coletor 24b, exceto por uma localização estreita no fundo do duto coletor. Esta abertura estreita é referida como o orifício 32.

[0042] Quando o trocador de calor é usado como um condensador, o defletor de líquido 30 funciona de modo que um refrigerante líquido, tendo sido condensado nos tubos verticais 14, e ao sair dos tubos se acumule na seção de câmara de receptor 36 do duto coletor 24b. O nível de líquido nesta câmara de receptor 36 flutuará, com base na taxa de uso de refrigerante, devido à carga de refrigeração em geral. Os níveis de líquido aumentarão quando a carga de sistema de refrigeração for menor do que o máximo e não requerendo tanto refrigerante, e diminuirá com uma carga de refrigerante aumentada. Os níveis de líquido também variarão, com base no nível de carga de refrigerante geral para o sistema. Assim, a câmara de receptor 36 atua como um receptor ou tanque de manutenção para manutenção do refrigerante em excesso, quando não em uso pelo sistema 2 em vários momentos.

[0043] O refrigerante na câmara de receptor 36 também está fluindo continuamente para fora da câmara 36, através do orifício 32 e para a segunda câmara de transição 38. Devido à localização do orifício 32 na porção inferior do defletor 30 no duto coletor 24b, apenas um líquido refrigerante pode passar através do orifício 32, e qualquer acumulação de gás na câmara de receptor 36 é aprisionada e não deixada passar. A armadilha de fluido serve para se evitar que o gás deixe o condensador, o que é indesejável e poderia causar problemas operacionais ao sistema.

[0044] Um segundo recurso do orifício 32 é que sua área de seção transversal (tamanho de orifício) é determinada com base na vazão máxima em massa do sistema. O tamanho de orifício também é selecionado com base em uma perda de pressão desejada através do orifício 32. O tamanho de orifício pode ser selecionado para ter uma per-

da de pressão desprezível ou pequena (isto é, de 1,724 kPa (0,25 psig)) até uma alta perda de pressão (103,42 kPa (15 psig)) para se contrabalançarem quaisquer efeitos de tubulação externa de refrigerante, para a garantia da condensação do gás residual no receptor. Em evaporadores, a abertura pode ser dimensionada para servir como um orifício de entrada para melhor aceleração do refrigerante e mistura de líquido/gás.

[0045] Quando o trocador de calor 8 é usado como um evaporador, onde a mistura de refrigerante líquido/gasoso entra no trocador de calor 8 através da conexão inferior e do duto coletor 24b, antes de entrar nos tubos verticais 14. Em uma modalidade de exemplo, o defletor de líquido 30 e o orifício 32 têm pouco ou nenhum efeito sobre a operação do sistema 2, com base em um dimensionamento apropriado de orifício e efeitos de perda de pressão. Em uma modalidade como essa, o trocador de calor permite um fluxo de refrigerante controlado em ambas as direções, de modo que o defletor de líquido 30 e seu orifício 32 possam funcionar em ambos os modos de condensação e de evaporador para sistemas de bomba de calor.

[0046] Em uma modalidade adicional, pela inserção específica do defletor de líquido 30 ou do tubo em J 34 na área de saída do duto coletor inferior 24b, apenas líquido refrigerante localizado perto do ponto mais baixo no coletor inferior 24b é deixado fluir sob o defletor 30 (ou para cima para o tubo 34), criando-se um selo de líquido contínuo, desse modo se bloqueando qualquer gás indesejado o qual de outra forma poderia fluir para a linha de retorno de líquido para o sistema 2. O defletor de combinação 30 e o orifício resultante 32 essencialmente formam a função de uma armadilha em "P" para se garantir apenas fluxo de líquido e sem fluxo de gás para a linha de líquido. A combinação de defletor/orifício 30, 32 também permite que o nível de refrigerante no coletor de duto coletor inferior 24b flutue, suba e desça, com a operação do sistema ou o nível de carga de refrigerante. Este recurso acomoda mudanças típicas na vazão em massa durante uma ope-

ração do sistema e uma mudança de carga de refrigerante ou uma perda de refrigerante, ou uma sobrecarga de refrigerante no sistema. O arranjo de defletor/orifício 30, 32 ou tubo 24 também elimina um uso alternativo de armadilhas em "P" na tubulação de refrigeração, e reduz ou elimina o uso ou a necessidade de um tanque receptor externo no ou abaixo do trocador de calor 8, ou elimina ou reduz o tamanho de um receptor (tanque de armazenamento de refrigerante) que poderia ser empregado em alguns sistemas. Assim, o defletor 30 ou o tubo inserido 34 converte o coletor de duto coletor inferior 24b em um receptor em miniatura, enquanto se permite que uma condensação de refrigerante e um subsequente sub-resfriamento de refrigerante ocorram em pressões e temperaturas mais baixas nos tubos 14 e no coletor inferior 24b. Acredita-se que este aspecto de benefício múltiplo, recurso múltiplo do coletor de duto coletor inferior 24b combinado com as características de propriedade baixa do coletor de duto coletor superior 24a seja novo e único.

[0047] Nas ilustrações, o orifício 32 é mostrado na parte mais baixa do coletor inferior 24b, quando o trocador de calor 8 estiver na vertical. Em uma outra variação desta invenção, o orifício 32 pode ser posicionado e orientado dentro do duto coletor 24b, quando o trocador de calor 8 for operado em outras orientações, isto é, em um ângulo de 30 graus, um ângulo de 45 graus com o plano horizontal; o orifício 32 pode ser posicionado no ponto vertical mais baixo dentro do perímetro do duto coletor inferior 24b, independentemente da orientação do trocador de calor. Se um tubo em J 34 for usado, o tubo 34 poderá ser reposicionado ou rodado, de modo que puxe ou aspire o refrigerante líquido a partir da porção vertical mais baixa do coletor de duto coletor inferior 24b, para a obtenção dos mesmos resultados que o defletor 30.

[0048] As práticas da indústria em sistemas do tipo automotivo convencionais têm uma relação de 1:1 a 1:1,15 de largura de tubo para diâmetro interno de duto coletor. Isto permite a inserção do tubo no duto coletor e o uso do interior do duto coletor como um batente de

tubo. Além disso, há tipicamente um bloqueio de 40 por cento a 50 por cento da área de seção transversal funcional do duto coletor, desse modo se fazendo com que a "relação de seção transversal efetiva" (largura de tubo para diâmetro de seção transversal de duto coletor efetivo) esteja em uma faixa típica de 1,298 a 1,82 de relação de largura de tubo com respeito ao diâmetro de duto coletor efetivo.

[0049] Nesta descrição, a relação de seção transversal efetiva é menor do que 1:1,20 e, tipicamente está em algum lugar entre em torno de 1:0,90 e em torno de 1:1,18, mas poderia ser aplicada efetivamente abaixo da relação de seção transversal efetiva de 1:1,18, e efetivamente aplicada abaixo da relação de seção transversal efetiva de 1:0,90. (Geralmente, quanto mais baixa a relação, melhores os efeitos positivos.) Dito de uma outra forma, para comparação, a área de seção transversal efetiva do coletor de duto coletor nesta descrição está em algum lugar entre em torno de 1,66 a em torno de 3,05 vezes maior do que a prática típica da indústria anterior. A significância dessas relações não é evidente, até vários tamanhos de trocador de calor e uma aplicação típica de trocadores de calor de HVAC serem testados e modelados. Dependendo da aplicação e da vazão em massa nos coletores de duto coletor, o trocador de calor da presente descrição tem uma perda de pressão significativamente mais baixa no duto coletor e o tamanho de janela ou as geometrias de janela e as perdas de pressão dos tubos têm menos efeito sobre a má distribuição, e, assim, reduz-se o efeito do duto coletor sobre o desempenho geral do trocador de calor, e se permite uma variedade mais ampla de diâmetros de janela de tubo e projetos. Mais ainda, conforme o comprimento do duto coletor é aumentado, a importância desta inter-relação com os tubos aumenta e, assim, o tamanho de trocador de calor, a eficiência e a capacidade podem ser aumentados.

[0050] Dependendo das geometrias e do interior (liso ou não liso, isto é, interrupções ou projeções intermitentes de tubo) do duto coletor, para um condensador da técnica anterior, uma regra típica de faixa

para um fluxo de gás refrigerante em um duto coletor é um máximo de 0,63 a 1,16 quilogramas por hora de fluxo em massa por metro quadrado [12 a 22 toneladas por polegada quadrada (36 a 66 libras por minuto de fluxo em massa por polegada quadrada)] de área de seção transversal para R22 a 43,33 °C (110 °F) de temperatura de condensação. Para um evaporador da técnica anterior, esta faixa típica de fluxo de refrigerante em um duto coletor é de no máximo 0,53 a 0,79 quilogramas por hora de fluxo em massa por metro quadrado [10 a 15 toneladas por polegada quadrada (30 a 45 libras por minuto de fluxo em massa por polegada quadrada)] de área de seção transversal para R22 a 1,67 °C (35 °F) de temperatura de evaporação. Esta(s) faixa(s) de vazão máxima em massa é(são) mais alta(s) para refrigerantes à alta pressão, tal como R410a, e muito mais baixa(s) para uma pressão baixa a qual envolveria refrigerantes de operação, tal como R134a, e diretamente relacionada(s) ao peso específico do gás nas pressões de operação de qualquer refrigerante. Uma prática típica da indústria nas recomendações referenciadas acima, um duto coletor de diâmetro interno de 29,21 mm (1,15 polegada) com 50 por cento de bloqueio típico teria uma capacidade efetiva máxima de 6 a 10 tons usando R22 como o condensador, e de 5 a 7,5 tons usando R22 como uma volta-gem. Em contraste, o trocador de calor da presente descrição teria uma capacidade efetiva máxima de algo entre de 16 a 28 tons, quando do uso de R22 como um condensador e algo entre 10 e 20 tons quando do uso de R22 como um evaporador, dependendo do comprimento do duto coletor e das condições de operação de projeto. Uma vez que a perda de pressão é exponencial com respeito à vazão em massa, esta vazão em massa de 1,66 a 2,0 é algo entre em 2,0 e 2,66 vezes mais alta do que os projetos prévios. O trocador de calor da presente descrição se traduz em uma perda de pressão de duto coletor 2,7 a 7,1 vezes mais baixa, dependendo das geometrias internas do duto coletor e das vazões em massa desejadas. Esta perda de pressão mais baixa afeta como os tubos 14 são uniformemente alimentados

com refrigerante sequencialmente em linha, conforme o refrigerante flui através do duto coletor 24 (entre 24a e 24b) e reduz a necessidade de tubos de inserção tendo perdas de pressão mais altas para se contrabalançarem os efeitos da perda de pressão do duto coletor 24a. Assim, a perda de pressão de duto coletor superior do trocador de calor da presente descrição, conforme relacionada aos tubos, às vazões, às condições de operação e às condições de projeto, produz novas características de desempenho para este tipo de trocador de calor, e permite uma faixa muito mais ampla de aplicações de HVAC&R.

[0051] Embora outras relações possam ser usadas para a definição da novidade do trocador de calor 8 da presente descrição, acredita-se que aquela(s) escolhida(s) mais bem reflita(m) as estruturas mecânicas gerais e as diferenças definidas com as práticas da indústria, sem a integração de efeitos complexos de variáveis, tais como vazão em massa, CFM (pés cúbicos por minuto – 1 CFM = 1,699 m<sup>3</sup>/h) de refrigerante, efeitos de projeção de tubo no duto coletor, distribuição de gás, efeitos capilares nos tubos, orientação de tubo de trocador de calor e outras variáveis de operação do sistema.

[0052] Os efeitos de má distribuição de refrigerante em um condensador, induzidos pelo duto coletor superior 24a ou uma configuração de passe múltiplo, podem reduzir a capacidade do trocador de calor e reduzir a eficiência de energia do sistema em geral. Pela redução da quantidade de perda de pressão de duto coletor inferior, bem como as relações de perda de pressão mais baixas com respeito à capacidade de vazão em massa dos tubos 14 e o número de tubos 14 requeridos, o trocador de calor 8 da presente descrição minimiza o efeito do coletor de duto coletor 24 sobre o sistema 2 associado a reduções de desempenho de trocador de calor 8.

[0053] Em uma configuração de evaporador, por meio da qual o refrigerante entra no duto coletor inferior 24b do trocador de calor 8, flui e evapora nos tubos 14 antes de entrar no coletor de duto coletor superior 24a (direção de fluxo oposta do refrigerante, se comparada

com o condensador), as perdas de pressão induzidas pelos tubos 14 e o duto coletor superior 24a são mais significativas em causarem uma má distribuição de refrigerante entrando nos tubos 14 e afetando a temperatura de evaporação nos tubos 14, assim criando problemas maiores e perda da capacidade de trocador de calor de várias formas. A perda de capacidade do sistema e/ou uma temperatura de operação de evaporador apropriada é um problema crítico de projeto, e os tubos 14 também devem ter uma perda de pressão relativamente baixa tipicamente de algo entre em torno de 0,689 kPa (0,1 psi) a em torno de 3,447 kPa (0,5 psi), dependendo do refrigerante e das condições de operação. Assim, o coletor de duto coletor superior 24a afeta a má distribuição nos tubos 14 e as temperaturas de evaporação e o trocador de calor 8 da presente invenção, relacionado às relações de tubo para duto coletor amplia a faixa de aplicação para os evaporadores.

[0054] Além disso, em uma configuração de evaporador, o duto coletor inferior 24b tem um efeito ainda maior de má distribuição ou superalimentação de refrigerante em um tubo 14 ou em grupos de tubos 14. Um fator de superalimentação de algo entre em torno de 1,05 a em torno de 1,10 em um ou múltiplos tubos pode ter uma perda devastadora de capacidade de trocador de calor devido à ebulição incompleta do refrigerante naqueles tubos e a capacidade de transferência de calor limitada de cada tubo. Uma vez que um evaporador é controlado tipicamente por uma válvula de expansão térmica que ajusta um fluxo de refrigerante para o trocador de calor com base na temperatura de saída de gás superaquecido, quando uma má distribuição ocorre (e uma superalimentação de um ou mais tubos ocorre), a válvula de expansão térmica medirá uma temperatura mais baixa de gás superaquecido (devido à evaporação de refrigerante superalimentado no coletor de duto coletor superior, desse modo se reduzindo as temperaturas de superaquecimento deixando o trocador de calor). Quando uma temperatura de superaquecimento mais baixa do que o ponto regulado é medida pela válvula de expansão térmica, os controles de

dispositivo são configurados para o fechamento da válvula, até a temperatura de superaquecimento ser obtida. Este fechamento de válvula essencialmente reduz a taxa de transferência de calor (capacidade) do trocador de calor evaporador. Assim, uma má distribuição (superalimentação) de refrigerante para um ou mais tubos induzirá a válvula a fechar, desse modo se reduzindo o desempenho do trocador de calor. O duto coletor inferior (5) e suas relações pode ter um papel significativo na redução ou eliminação da má distribuição de refrigerante.

[0055] Quando usada em uma aplicação de bomba de calor, por meio do que o trocador de calor 8 opera no modo de condensador e, em outras vezes, no modo de evaporador, esta invenção acomoda todas as questões acima, exceto pela má distribuição de refrigerante no duto coletor inferior no modo de evaporador. Além disso, o defletor de líquido 30 do duto coletor inferior e do recurso de receptor, o qual funciona no modo de condensador, pode ser operado no modo de evaporador da mesma forma. Isto é um recurso muito único e novo; isto é, que um receptor embutido seja capaz de reverter um ciclo virtualmente sem nenhum efeito adverso sobre o desempenho do sistema, enquanto simultaneamente não requer válvulas de *bypass* (anteriormente necessárias para se contornar ou "ramificar" em torno do receptor).

[0056] Esta invenção descrita aqui e mostrada nas figuras 1 a 6 revela componentes novos e existentes, em combinação, funcionando em conjunto com sistemas de refrigeração para a resolução de problemas no uso de trocadores de calor de microcanal soldados em aplicações de HVAC&R. Uma modalidade é dirigida a uma configuração de trocador de calor soldado para ar (ou vapor) para aplicações de refrigerante, tal que i) os tubos de refrigerante podem ser configurados para um único passe, substancialmente de orientação vertical; ii) os tubos de refrigerante podem ter vários tamanhos de janela interna; iii) os coletores de duto coletor de refrigerante são aumentados e irrestritos para a obtenção de uma perda de pressão de entrada baixa e outras características em relação aos tubos, iv) os coletores de duto cole-

tor aumentados proveem uma capacidade de manutenção de refrigerante, e v) um defletor/orifício (ou tubo) pode estar localizado perto da saída de refrigerante para a retenção de uma quantidade suficiente de refrigerante líquido, de modo a se prover um "retorno" evitando que o gás entre na conexão de refrigerante saindo e induza outras características de operação desejáveis. Em modalidades alternativas, diferentes combinações dos recursos i) a v) podem ser empregadas. Independentemente da modalidade em particular, pretende-se que a invenção obtenha novos resultados como um condensador e/ou um evaporador de refrigeração, e/ou um trocador de calor de bomba de calor.

[0057] Pode ser desejável prover um coletor de duto coletor de perda de pressão mais baixa em relação à vazão em massa da aplicação, em conjunto com perdas de pressão nominais induzidas pelos tubos, em conjunto com uma capacidade de manutenção de refrigerante líquido, combinada com um defletor/orifício (ou tubo) para a provisão substancialmente apenas de fluxo de líquido a partir do condensador e, uma contrapressão opcional na saída de condensador. Esta característica geral do dispositivo pode ser aplicada a uma aplicação de alcance amplo de trocadores de calor em sistemas de HVAC&R, tais como trocadores de calor de alumínio soldado, e pode ser usada por uma faixa extremamente ampla de condições de operação de projeto e de mundo real e capaz de ser usada com vários refrigerantes, tal como mencionado previamente, incluindo aplicações como um condensador e/ou um evaporador, com aplicações de bomba de calor em que o trocador de calor opera no modo de condensador (para aquecimento) e, então, em um modo de evaporador (para resfriamento).

[0058] A técnica anterior se concentrou em projetos automotivos menores, onde as perdas de pressão em dutos coletores eram toleradas e as perdas de pressão de tubo eram compensadas pelo passe múltiplo através do trocador de calor. Estes projetos automotivos não teriam descoberto nem precisado de uma relação mais significativa

com as interações de perda de pressão de duto coletor e tubo, até trocadores de calor maiores, 2X a 30X maiores no tamanho físico e na vazão em massa de refrigerante serem necessários para aplicações de HVAC&R.

[0059] Embora a invenção tenha sido descrita com referência a uma modalidade preferida, será entendido por aqueles versados na técnica que várias mudanças podem ser feitas e equivalentes podem ser substituídos por elementos da mesma, sem que se desvie do escopo da invenção. Além disso, muitas modificações podem ser feitas para adaptação de uma situação em particular ou material aos ensinamentos da invenção, sem que se desvie do escopo essencial da mesma. Portanto, pretende-se que a invenção não esteja limitada à modalidade em particular mostrada como o melhor modo contemplado para a realização desta invenção, mas que a invenção incluirá todas as modalidades caindo no escopo das reivindicações em apenso.

## REIVINDICAÇÕES

1. Trocador de calor (8) que otimiza a capacidade do trocador de calor (8) **caracterizado pelo fato de que** compreende:

um primeiro duto coletor (24a);

um segundo duto coletor (24b);

um defletor de líquido (30) é proporcionado no segundo duto coletor (24b), o defletor de líquido (30) permitindo o segundo duto coletor (24b) se comportar como um receptor e orifício (32), permitindo que excesso do refrigerante líquido continuamente acumule no segundo duto coletor (24b);

tubos verticalmente orientados (14) se estendendo em comunicação fluida entre o primeiro duto coletor (24a) e o segundo duto coletor (24b);

uma relação da largura de tubo (14) para o diâmetro da seção transversal efetiva do primeiro duto coletor (24a) e do segundo duto coletor (24b) é inferior a 1.20;

em que o trocador de calor (8) é capaz de operar no modo condensador ou no modo evaporador com nenhum efeito virtualmente adverso na performance do sistema;

em que o trocador de calor possui uma entrada (12) proporcionada no primeiro duto coletor (24a) e uma saída (29) proporcionada no segundo duto coletor (24b), o segundo duto coletor (24b) tendo o defletor de líquido (30) para criar uma primeira câmara (36) e uma segunda câmara (38), e uma abertura (26) próxima ao defletor de líquido (30), a abertura (26) se estendendo a partir da primeira câmara (36) para a segunda câmara (38);

em que o defletor de líquido (30) e uma abertura de orifício (32) são configurados e dispostos para permitir que líquido refrigerante passe através da abertura (32), de modo que gás acumulado na segunda câmara (38) é substancialmente aprisionado e impedido de passar através da abertura (36).

2. Trocador de calor, de acordo com a reivindicação 1, **ca-**

**racterizado pelo fato de que** múltiplas aberturas (26) são providas em cada tubo (14), as aberturas (26) se estendem pelo comprimento dos tubos (14) e são substancialmente espaçadas de forma uniforme em uma fileira única e são de um tamanho uniforme.

3. Trocador de calor, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de que** múltiplas aberturas (26) são providas em cada tubo (14), as aberturas (26) se estendem pelo comprimento dos tubos (14) e são espaçadas desuniformemente em uma ou mais fileiras e são de tamanho ou formato diferente.

4. Trocador de calor (8) que otimiza a capacidade do trocador de calor (8) **caracterizado pelo fato de que** compreende:

um primeiro duto coletor (24a);

um segundo duto coletor (24b);

um defletor de líquido (30) é proporcionado no segundo duto coletor (24b), o defletor de líquido (30) permitindo o segundo duto coletor (24b) se comportar como um receptor e orifício (32), permitindo que excesso do refrigerante líquido continuamente acumule no segundo duto coletor (24b);

tubos verticalmente orientados (14) se estendendo em comunicação fluida entre o primeiro duto coletor (24a) e o segundo duto coletor (24b);

uma relação da largura de tubo (14) para o diâmetro da seção transversal efetiva do primeiro duto coletor (24a) e do segundo duto coletor (24b) é inferior a 1,20;

em que o trocador de calor (8) é capaz de operar no modo condensador ou no modo evaporador com nenhum efeito virtualmente adverso na performance do sistema;

em que o receptor e orifício, permitem que o excesso de refrigerante continuamente acumule no segundo duto coletor (24b), dessa forma provendo superfície de transferência de calor adicional para condensar, em que um sistema de refrigeração no qual o trocador de calor é afixado obtenha eficiência de energia aumentada em condições

parcialmente carregadas.

5. Trocador de calor, de acordo com a reivindicação 4, **caracterizado pelo fato de que** o refrigerante é aspirado para os tubos (14) a partir de uma porção vertical mais baixa do segundo coletor (24b).

6. Trocador de calor, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de que** o defletor de líquido (30) no segundo duto coletor (24b) separa o segundo duto coletor (24b), exceto por uma abertura estreita (32) no fundo do segundo duto coletor (24b), desse modo criando duas câmaras (36, 38) no segundo duto coletor (24b), a primeira câmara (36) servindo como um receptor de refrigerante e a segunda câmara (38) servindo como uma câmara de transição e passagem para e a partir de uma conexão de refrigerante.

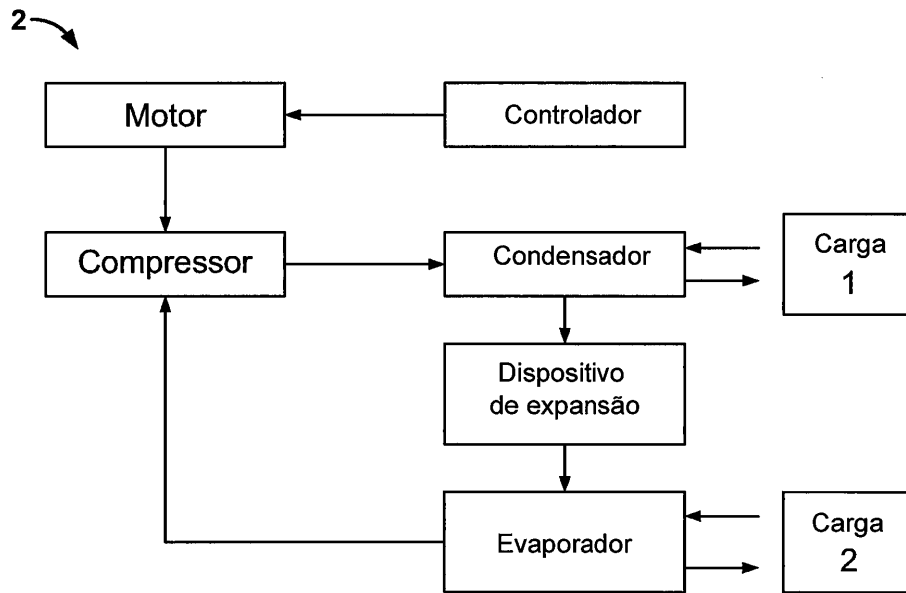
7. Trocador de calor, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de que** os tubos (14) se estendem entre o primeiro duto coletor (24a) e o segundo duto coletor (24b) em uma orientação vertical, de modo que o fluxo de refrigerante seja influenciado por gravidade ou efeitos capilares dentro dos tubos (14).

8. Trocador de calor, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de que** o trocador de calor (8) é capaz de operar no modo condensador ou no modo evaporador com nenhum efeito virtualmente adverso na performance do sistema enquanto simultaneamente requerendo nenhuma válvula de passagem para evitar o receptor.

9. Trocador de calor, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de que** a relação da seção transversal efetiva é entre 0,90 e 1,18.

10. Trocador de calor, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de que** a relação da seção transversal efetiva é menor do que 1,18.

11. Trocador de calor, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de que** a relação da seção transversal efetiva é menor do que 0,90.

**FIG. 1**

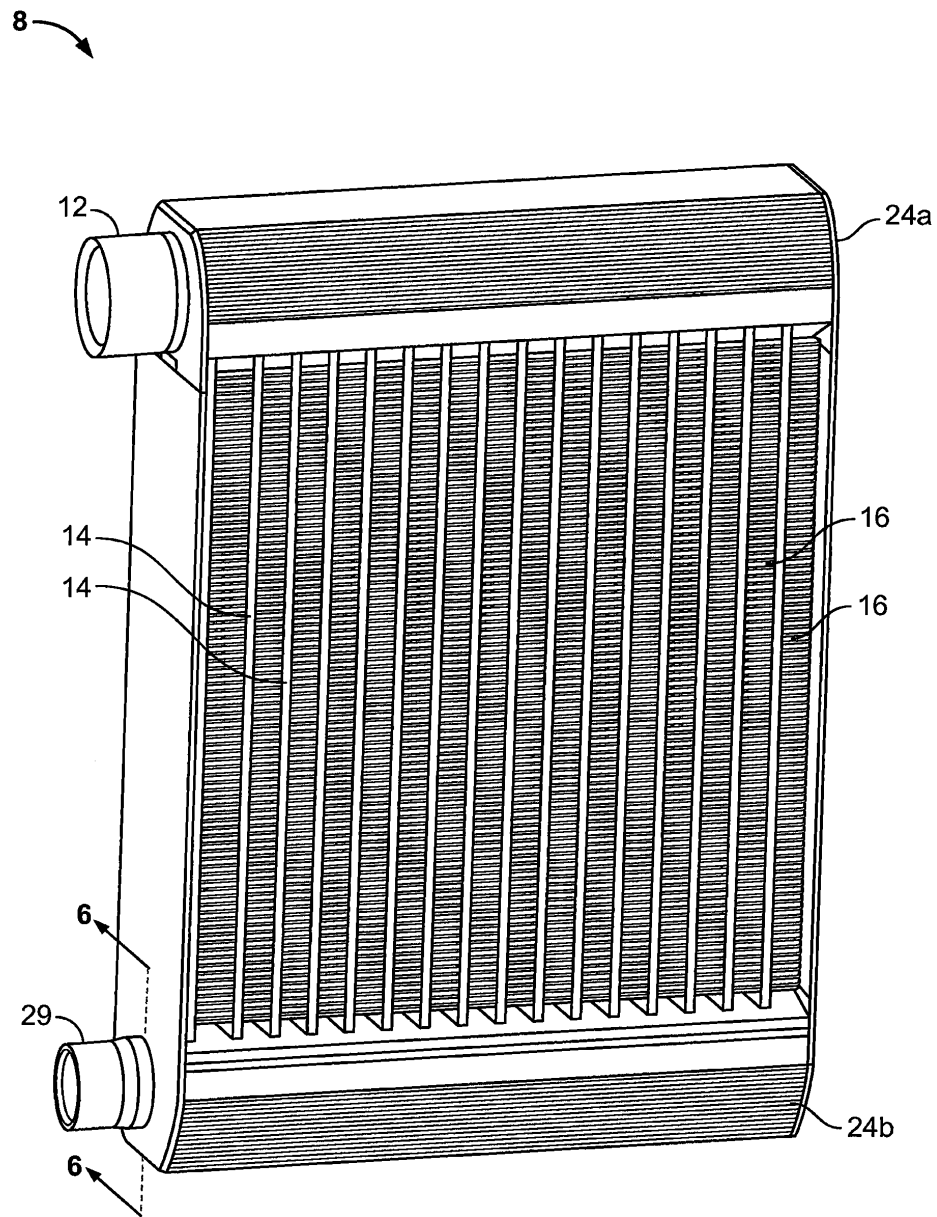


FIG. 2

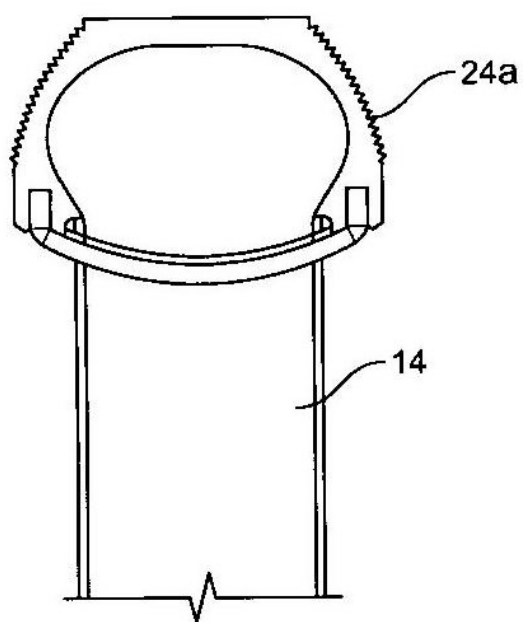


FIG. 3



FIG. 4

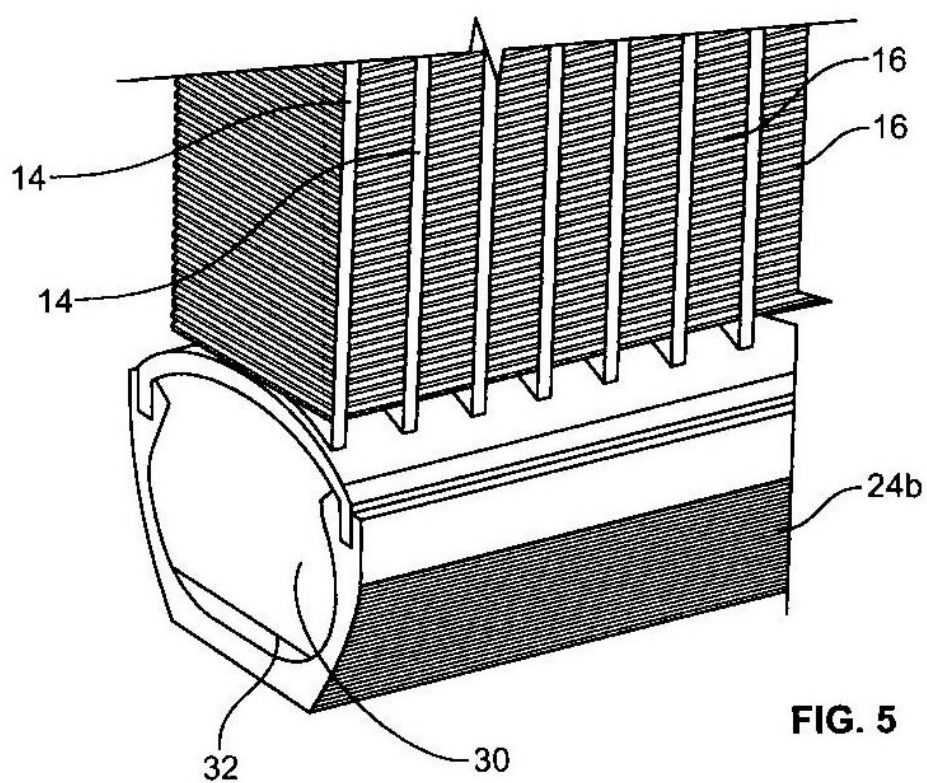


FIG. 5

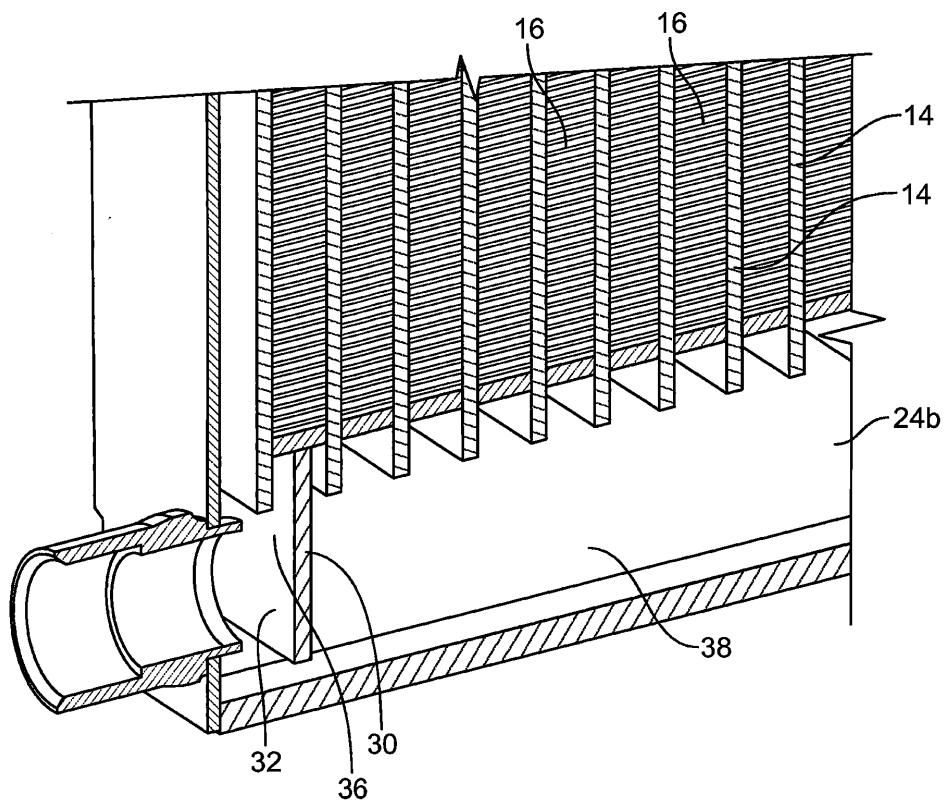


FIG. 6

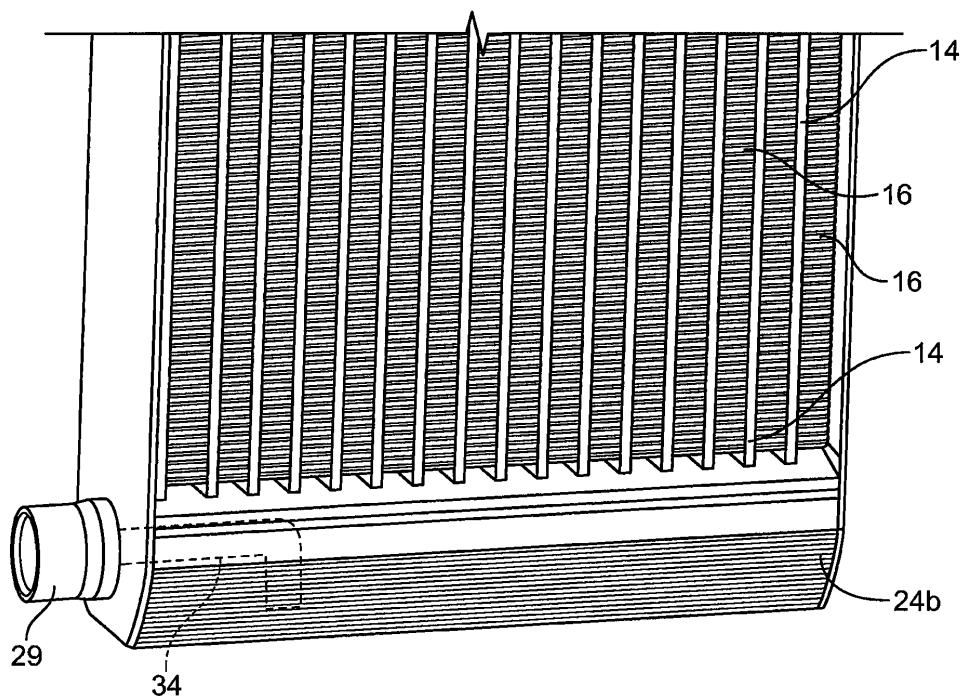


FIG. 7