

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5957535号
(P5957535)

(45) 発行日 平成28年7月27日 (2016. 7. 27)

(24) 登録日 平成28年6月24日 (2016. 6. 24)

(51) Int. Cl.	F 1
F 2 8 D 1/053 (2006. 01)	F 2 8 D 1/053 A
F 2 8 F 9/02 (2006. 01)	F 2 8 F 9/02 3 0 1 E

請求項の数 6 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2014-544107 (P2014-544107)	(73) 特許権者	000005108
(86) (22) 出願日	平成24年10月31日 (2012. 10. 31)		株式会社日立製作所
(86) 国際出願番号	PCT/JP2012/078090		東京都千代田区丸の内一丁目6番6号
(87) 国際公開番号	W02014/068687	(74) 代理人	100100310
(87) 国際公開日	平成26年5月8日 (2014. 5. 8)		弁理士 井上 学
審査請求日	平成27年3月25日 (2015. 3. 25)	(74) 代理人	100098660
			弁理士 戸田 裕二
		(74) 代理人	100091720
			弁理士 岩崎 重美
		(72) 発明者	吉村 一樹
			日本国東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社日立製作所内
		(72) 発明者	久保田 淳
			日本国東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社日立製作所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 パラレルフロー型熱交換器及びこれを用いた空気調和気

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第1ヘッダ管及び第2ヘッダ管と、前記第1ヘッダ管及び前記第2ヘッダ管を接続する複数の扁平管と、

前記第1ヘッダ管に接続され、冷媒が流入する流入管と、

前記第2ヘッダ管に接続され、冷媒が流出する流出管と、を備え、

前記流入管の中心軸が前記第1ヘッダ管の中心軸に対してオフセットするように前記流入管が配置されるとともに、前記流入管の中心軸が前記ヘッダ管の長手方向に傾斜し、

前記第1ヘッダ管及び前記第2ヘッダ管の中心軸が前記扁平管の中心軸と直交するように、前記第1ヘッダ管、前記扁平管、及び、前記第2ヘッダ管が重力方向下方から順次配置され、

前記流入管から前記第1ヘッダ管に流入した冷媒は、前記第1ヘッダ管の中心軸を旋回中心として、前記第1ヘッダ管の中心軸に沿って前記第1ヘッダ内を下流側に向けて旋回し、

前記第1ヘッダ管の内部に螺旋形状の旋回流ガイド板が配置され、

前記第1ヘッダ管の上流側から下流側に向かって、前記旋回流ガイド板の半径方向の板厚が増大するパラレルフロー型熱交換器。

【請求項 2】

請求項1において、前記流入管の中心軸が前記扁平管の長手方向に傾斜するパラレルフロー型熱交換器。

10

20

【請求項 3】

請求項 1 又は 2 において、
前記流入管は複数の流入管で構成され、
前記ヘッダ管は複数の区画に分割され、
複数の前記区画それぞれに前記流入管を接続するパラレルフロー型熱交換器。

【請求項 4】

請求項 1 乃至 3 の何れかにおいて、前記第 1 ヘッダ管に接続された前記扁平管の前記第 1 ヘッダ管の端面が凹形状に形成されたパラレルフロー型熱交換器。

【請求項 5】

請求項 1 乃至 4 の何れかに記載のパラレルフロー型熱交換器と、
第 3 ヘッダ管及び第 4 ヘッダ管と、前記第 3 ヘッダ管及び前記第 4 ヘッダ管を接続する複数の第 2 扁平管と、前記第 3 ヘッダ管に接続され冷媒が流入する第 2 流入管と、前記第 4 ヘッダ管に接続され冷媒が流出する第 2 流出管と、を有する第 2 パラレルフロー型熱交換器と、を備え、
前記第 2 流出管が前記流入管に接続され、
前記第 2 流出管から流出した冷媒が、前記流入管を介して前記第 1 ヘッダ管に流入するパラレルフロー型熱交換器。

【請求項 6】

圧縮機、四方弁、室内熱交換器、膨張弁、及び、室内熱交換器を接続して構成するとともに、少なくとも前記室内熱交換器又は前記室外熱交換器の何れかを請求項 1 乃至 5 の何れかのパラレルフロー型熱交換器とした冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、パラレルフロー型熱交換器及びこれを用いた空気調和気に関する。

【背景技術】**【0002】**

二本のヘッダ管の間に複数の扁平管を備え、ヘッダ管と扁平管内の冷媒流動により熱交換を行うパラレルフロー型の熱交換器が、自動車のラジエータや冷房専用エアコン等に広く利用されている。

【0003】

パラレルフロー型熱交換器で効率よく熱交換を行うためには、ヘッダ管内で各扁平管に冷媒を均等に分配する必要がある。しかしながら、特に冷媒が気液二相流の場合にはヘッダ管内部は複雑な流れ場となり、均等分配が難しい。例えば、ヘッダ管内に突き出した扁平管に流れが衝突することで圧力分布がばらつく。また、ヘッダ管内の流動形態が層状流の場合には冷媒気液界面の高さに変動が生じる。これらの現象によって、各扁平管への冷媒分配量が偏ってしまう。その結果、熱交換器の性能が低下する。

【0004】

これに対して特許文献 1 では、「各伝熱管に均一に分流させ、冷媒が実際に蒸発する有効伝熱面積を増加させ、性能を向上させる」ために、「冷媒のヘッダー内速度を、上流側のヘッダーから下流側のヘッダーへ順次遅くし」、「ヘッダー内部に設けた螺旋溝の螺旋角度を上流側のヘッダーから下流側のヘッダーへ順次大きくし」、「ヘッダー内部に設けた螺旋溝の溝深さを上流側のヘッダーから下流側のヘッダーへ順次低くした」熱交換器を開示する。

【0005】

しかしながら特許文献 1 に開示の熱交換器のヘッダ内部に設けられた螺旋溝では、冷媒が各伝熱管に均一に分流させるための旋回流が不十分な可能性がある。

【先行技術文献】**【特許文献】****【0006】**

【特許文献1】特開平5-223490号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

本発明においては、簡易な構造で、ヘッダ管内で旋回流を誘起させて、各扁平管に均等に冷媒を分配するパラレルフロー型熱交換器を提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

本発明のパラレルフロー型熱交換器は、第1ヘッダ管及び第2ヘッダ管と、第1ヘッダ管及び第2ヘッダ管を接続する複数の扁平管と、第1ヘッダ管に接続され冷媒が流入する流入管と、第2ヘッダ管に接続され冷媒が流出する流出管と、を備え、流入管の中心軸が第1ヘッダ管の中心軸に対してオフセットするように流入管が配置される。

10

【発明の効果】

【0009】

本発明によれば、簡易な構造で、ヘッダ管内で旋回流を誘起させて、各扁平管に均等に冷媒を分配するパラレルフロー型熱交換器を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】従来のパラレルフロー型熱交換器を示す図。

【図2】実施例1におけるパラレルフロー型熱交換器を示す図。

20

【図3】実施例1における流入管による旋回誘起構造を示す図。

【図4】図1におけるヘッダ管内の冷媒流れ場を示す図。

【図5】実施例1におけるヘッダ管内の冷媒流れ場を示す図。

【図6】実施例2におけるパラレルフロー型熱交換器の三次元図。

【図7】実施例2における流入管とヘッダ管との接続関係を示す図。

【図8】実施例2における流入管とヘッダ管との接続関係を示す図。

【図9】実施例3におけるパラレルフロー型熱交換器を示す図。

【図10】実施例3におけるパラレルフロー型熱交換器を示す図。

【図11】実施例4におけるヘッダ管を示す図。

【図12】実施例4における旋回流ガイド板を示す図。

30

【図13】実施例5におけるパラレルフロー型熱交換器を示す図。

【図14】家庭用空気調和機の冷凍サイクル構成図。

【図15】再熱除湿方式を採用した場合の冷凍サイクルの構成図。

【発明を実施するための形態】

【0011】

本実施例のパラレルフロー型熱交換器は、第1ヘッダ管及び第2ヘッダ管と、第1ヘッダ管及び第2ヘッダ管を接続する複数の扁平管と、第1ヘッダ管に接続され冷媒が流入する流入管と、第2ヘッダ管に接続され冷媒が流出する流出管と、を備え、流入管の中心軸が第1ヘッダ管の中心軸に対してオフセットするように流入管が配置される。本実施例によれば、簡易な構造で、ヘッダ管内でより強い旋回流を誘起させて、より均等に冷媒を各扁平管に分配するパラレルフロー型熱交換器を提供することができる。

40

【0012】

以下、第1の実施例のパラレルフロー型熱交換器について図面を用いて説明する。まず、本実施例のパラレルフロー型熱交換器が適用される冷凍サイクルについて説明する。図14は家庭用空気調和機の冷凍サイクルの構成を示す図である。図14において、101は圧縮機、102は四方弁、103は電動弁等の絞り装置、104は室外熱交換器、106は室内熱交換器である。

【0013】

空気調和機では、四方弁102を切替えることで室外熱交換器104を蒸発器、室内熱交換器106を凝縮器として使う冷房運転（実線矢印）と、室外熱交換器104を凝縮器

50

、室内熱交換器106を蒸発器として使う暖房運転（破線矢印）を行うことができる。例えば、冷房運転では、圧縮機101で圧縮された高温高圧の冷媒は、四方弁102を通過して室外熱交換器104に流入し、空気との熱交換により放熱し凝縮する。そして、電動弁等の絞り装置103により等エンタルピ膨張した後、低温低圧でガスと液が混在した気液二相流となり室内熱交換器106へ流入する。室内熱交換器104では、冷媒管に取り付けられたフィンと冷媒管を通して、空気からの吸熱作用により冷媒は入口から出口にかけて液冷媒がガス冷媒に気化する。そして、室内熱交換器106を出た冷媒は圧縮機101へ戻り、サイクルを構成する。一般的に室外熱交換器104及び室外熱交換器106では、効率よく熱交換を行うために、一本の冷媒管から複数の冷媒管へ分岐させる配管構造が必要となる。

10

【0014】

図15は、室内機の吹き出し温度を下げないようにした再熱除湿方式を採用した場合の冷凍サイクルの構成図を示す。絞り装置105を室内熱交換器107と108の間に設け、絞り装置105で冷媒を減圧することで、室内熱交換器108の部分を凝縮器、室内熱交換器107の部分を蒸発器として作用させて、室内熱交換器107及び室内熱交換器108の出口温度を混合する。

【0015】

一般的な空気調和気では、室外熱交換器104や室内熱交換器106、107、108にはクロスフィンチューブ型の熱交換器が用いられる。しかしながら、熱交換器のさらなる低コスト化を目指して、自動車のラジエータや冷房専用エアコン等で用いられるパラレルフロー型の熱交換器を、凝縮機・蒸発機として使用することが求められている。そこで、パラレルフロー型熱交換器のヘッダ管から複数の扁平管へ冷媒を偏りなく分配することが課題となる。

20

【0016】

図1は従来のパラレルフロー型熱交換器の構造を示す図である。パラレルフロー型熱交換器は、等間隔で配置された扁平管11の両端に冷媒が分岐・合流するヘッダ管21、22を有し、ヘッダ管21、22は冷媒の流入及び流出管31、32を有する。また、扁平管11の内部はさらに細い流路で分割されている。扁平管11の間には熱交換の効率を良くするためのフィン4が設置されている。例えば冷媒が流入管31から流入する場合、ヘッダ管21内で各扁平管11に分配される。そしてヘッダ管22で合流した後、流出管32から流出する。流入管が32、流出管が31となる場合も同様である。

30

【0017】

図2は本実施例のパラレルフロー型熱交換器を示す図である。基本的な構成は図1と同様である。熱交換器は扁平管12、ヘッダ管21、22、ヘッダ管22の端面に設置された流出管32、ヘッダ管21の側面に設置された流入管33、扁平管12の間に設置されたフィン4で構成される。本実施例では、流入管33によって、ヘッダ管21内で旋回流を誘起させる構造について説明するが、ヘッダ管22でも同様の構造で旋回流を誘起することが可能である。ヘッダ管21と流入管33の位置、扁平管12の詳細については図3で説明する。

【0018】

40

図3は図2のヘッダ管21と流入管33の位置関係を説明する図である。図3に示すように、ヘッダ管21の管側面に対し、流入管33の中心軸61とヘッダ管21の長手方向中心軸62が距離 ε オフセットするように流入管33を設置することで、ヘッダ管21内で冷媒の旋回流を誘起させる。後述するように、ヘッダ管21内で冷媒の旋回流を誘起させることにより、ヘッダ管21内の流入管近傍やヘッダ管21下方に液冷媒が偏ることなく、ヘッダ管21内上方（流入管端部）に液冷媒を分布させることができるので、扁平管12に均等に冷媒を分配することができる。また、ヘッダ管21内上方（流入管端部）にも液冷媒が分布するので、ヘッダ管21内下方まで流入管端部をヘッダ管21内深く挿入する必要が無いため、冷媒流動の圧力損失も低減することができる。また、例えば図3に示す扁平管12のように、ヘッダ管21に対する差し込み部分の面積が小さくなるように円

50

弧形状（凹形状）とすることで、扁平管 1 2 の差し込み部分の抵抗による旋回力の減衰を低減することができる。扁平管 1 2 を円弧形状にすることに限らず、ヘッダ管 2 1 に対する扁平管 1 2 の差し込み長さを限りなく小さくすることでも同様の効果が得られる。例えば、扁平管 1 2 の端面は平面のままヘッダ管 2 1 内への差し込み長さを、ヘッダ管 2 1 と扁平管 1 2 が接合可能な加工限界まで短くする、また、扁平管 1 2 の端面に切り欠きを入れる等が挙げられる。

【0019】

次に本実施例において、冷媒が気液二相流の場合の、図 1 の従来構造と図 2 の本実施例構造の気液冷媒流れ場についてそれぞれ説明する。図 4 は従来構造である図 1 のヘッダ管 2 1 内の流れ場を示す図である。図 4 において、熱交換器は扁平管 1 1、ヘッダ管 2 1、流入管 3 1、気液冷媒 5 から構成され、フィンの図示は省略する。従来構造では、流入管から流入した冷媒が上部は気冷媒、下部は液冷媒となる層状流を形成し、ヘッダ管 2 1 内を流れる。流入管入口近傍では冷媒の流速が大きく、ヘッダ管 2 1 内に突き出された扁平管 1 1 に流れが衝突することで冷媒が攪拌される。よって流入管 3 1 近傍の扁平管 1 1 に冷媒が流入しやすく、分配量は多くなる。一方でヘッダ管 2 1 下流の壁端面では層状流として流れてきた液冷媒が壁端面によって跳ね返されるため流れがよどみ、液冷媒の界面が高くなる。このために壁端面付近の扁平管 1 1 にも冷媒は流入しやすい。またヘッダ管 2 1 の中央部に位置する扁平管 1 1 には、ヘッダ管 2 1 の両端と比較して界面が低いことから、扁平管 1 1 の端面（流入口）が液冷媒と接しにくいいため、冷媒の流入量が相対的に少なくなる。以上のように、従来構造では扁平管 1 1 間で分配量のばらつきが生じてしまう。

【0020】

図 5 は本実施例の構造である図 2 のヘッダ管 2 1 内流れ場を示す図である。図 5 において、熱交換器は扁平管 1 2、ヘッダ管 2 1、流入管 3 3、気液冷媒 5 から構成され、フィンの図示は省略する。本実施例の構造では、ヘッダ管 2 1 内部で旋回流が誘起されるように流入管 3 3 を設置するため、液冷媒が気冷媒の旋回流に引っ張られ、ヘッダ管 2 1 の壁面全体を覆うように液冷媒が流れる。扁平管 1 2 はヘッダ管 2 1 内部への差し込み長さを短くするだけでなく、ヘッダ管 2 1 の円弧形状に沿うように端面形状とする。これにより扁平管は旋回流を妨げることがなく、ヘッダ管 2 1 内で均等な圧力分布となる。さらにヘッダ管 2 1 壁面に液膜を形成している液冷媒が扁平管 1 2 に流れ込みやすくなる。ただし、冷媒はヘッダ管 2 1 下流へ流れるに従い、旋回速度が減衰する。従って、ヘッダ管 2 1 全体で旋回流を維持できるように、ヘッダ管 2 1 の長さに応じて流入管 3 3 の管径を縮小して旋回力を調整することもできる。例えば、流入管 3 3 に管径が小さいパイプを用いる、管出口にテーパやオリフィスを設けて流出部に絞りを付ける、等が挙げられる。

【0021】

なお、本実施例では熱交換器の下側に設置されたヘッダ管に設けた流入管から流入し、熱交換器の上側に設置されたヘッダ管で合流後、流出管から流れ出る場合について説明したが、重力方向は限定されず、ヘッダ管の構造が上下逆の場合や、ヘッダ管の長手方向が重力方向となる場合も、冷媒の旋回によって分配のばらつき低減効果を得ることができる。

【0022】

次に、第 2 の実施例について図面を用いて説明する。熱交換器の構成と旋回誘起構造については実施例 1 と同様であるため説明を省略する。本実施例においては、流入管の中心軸をヘッダ管の長手方向に傾斜させる。具体的には、ヘッダ管 2 1 への流入管挿入角度を、ヘッダ管 2 1 の下流側に向けて θ_1 傾ける。

【0023】

図 6 は実施例 2 におけるパラレルフロー型熱交換器の三次元図である。図 6 において、熱交換器は扁平管 1 2、ヘッダ管 2 1、流入管 3 4 から構成され、フィンの図示は省略する。流入管 3 4 をヘッダ管 2 1 に設置する際に、流入管 3 4 をヘッダ管 2 1 に対して流入管 3 4 側に θ_1 傾けることで、流入管 3 4 の出口がヘッダ管 2 1 の下流側へ向くように構

成する。このような構成により、ヘッダ管 2 1 内での冷媒流の長手方向速度がヘッダ管 2 1 の下流に向かって大きくなるので、相対的に旋回流の持続距離も大きくなり、特にヘッダ管 2 1 下流で冷媒の各扁平管 1 2 への分配ばらつきが改善される。

【0024】

本構造の詳細を図 7 に示す。図 7 の熱交換器は、扁平管 1 2、ヘッダ管 2 1、流入管 3 4、冷媒 5、流入管 3 4 の中心軸 6 1、ヘッダ管 2 1 の長手方向中心軸 6 2 から構成され、フィンの図示は省略する。図 7 に示すように、ヘッダ管 2 1 の側面垂直方向に対して θ_1 傾ける。

【0025】

また、流入管の中心軸が扁平管の長手方向に傾斜するように構成することもできる。図 8 はヘッダ管 2 1 への流入管挿入角度を扁平管の流れ方向に θ_2 傾けた熱交換器の例である。図 8 の熱交換器は、扁平管 1 2、ヘッダ管 2 1、流入管 3 4、冷媒 5 から構成され、これにより、気液冷媒がよりヘッダ管 2 1 の側壁面に沿った流れとなり、効率よく旋回流を誘起することができる。

【0026】

以上のように、流入管 3 4 の設置角度 θ_1 、 θ_2 の調整によって旋回流をより効率的に作用させ、冷媒分配のばらつきを低減することができる。

【0027】

次に、第 3 の実施例について図面を用いて説明する。熱交換器の構成と旋回誘起構造については実施例 1 と同様であるため説明を省略する。

【0028】

図 9 はヘッダ管 2 1 への流入管 3 4 の挿入本数を複数にした場合の熱交換器の例である。図 9 の熱交換器は、扁平管 1 2、ヘッダ管 2 1、2 2、4 本の流入管 3 4、流出管 3 2、フィン 4 から構成される。流入管 3 4 は上記各実施例で説明したように、ヘッダ管 2 1 内で旋回流を誘起する構造とする。本実施例では、ヘッダ管 2 1 に対して 4 本の流入管 3 4 が設置される。これにより、1 か所の流入管からヘッダ管 2 1 へ冷媒が流入する場合と比べて、旋回の減衰による冷媒分配のばらつきを 4 か所に分散することができる。結果として各扁平管の冷媒分配のばらつきをさらに低減することができる。また、ヘッダ管 2 1 への流入箇所を複数とすることで、流入管 1 本当たりの冷媒流量低下に伴い旋回力が低下するが、これは流入管 3 4 の出口管径を小さくすることによって対応可能である。例えば、流入管 3 4 に管径が小さいパイプを用いる、管出口にテーパやオリフィスを設ける、等が挙げられる。図 9 では 4 か所に流入管 3 4 を設置するが、より多くの流入管 3 4 を用いることで、さらに冷媒分配のばらつきを低減することができる。また、流入管 3 4 の設置位置はヘッダ管 2 1 に対して等間隔とは限らず不等間隔に設置して各扁平管 1 2 への流入流量を調整することもできる。

【0029】

ここで、ヘッダ管 2 1 を複数の区画に分割し、これら複数の区画それぞれに、本実施例の流入管 2 1 を接続してもよい。図 10 は図 9 の熱交換器に対して、ヘッダ管 2 1 内部に隔壁 7 を設けた熱交換器の例である。流入管 3 4 の本数に応じてヘッダ管を隔壁 7 で区切ることで、ヘッダ管 2 1 内部で小部屋を形成し、各小部屋内で各扁平管 1 2 へ分配される冷媒量を各流入管 3 4 からの冷媒流入量に限定する。これにより、図 9 の構造よりもさらに各扁平管 1 2 への冷媒分配のばらつきを低減することが可能である。図 10 では 4 本の流入管 3 4 に対し、ヘッダ管 2 1 内に等間隔で隔壁 7 を設けることで、ヘッダ管 2 1 をさらに 4 つの小部屋に分割する。これにより各流入管 3 4 から流入した冷媒は各小部屋内ですべて分配されるため、扁平管 1 2 間に部屋をまたいで大きな分配のばらつきが生じることがない。また、隔壁 7 の設置位置はヘッダ管 2 1 に対して等間隔とは限らず不等間隔に設置して各扁平管 1 2 への流入流量を調整することもできる。

【0030】

次に、第 4 の実施例について図面を用いて説明する。熱交換器の構成と旋回誘起構造については実施例 1、2 と同様であるため説明を省略する。本実施例においては、ヘッダ管

10

20

30

40

50

21の内部に螺旋形状の旋回流ガイド板8を配置する。

【0031】

図11は旋回流を維持するために旋回流ガイド板8を設けたヘッダ管を示す図である。上記各実施例において、さらに、ヘッダ管21内の側壁面に沿うように旋回流のガイドとなる旋回流ガイド板8を挿入する。図11の熱交換器は、扁平管12、ヘッダ管21、流入管34、旋回流ガイド板8から構成され、フィンの図示は省略する。図12は図11の旋回流ガイド板8の詳細構造図である。

【0032】

本発明では上記各実施例と同様の構成とすることで、ヘッダ管21内部で旋回流を誘起する。しかしながら、ヘッダ管21の長手方向長さが長いほど、ヘッダ管21内を冷媒が下流へ流れるにつれて、ヘッダ管壁面と冷媒、又は、気冷媒と液冷媒の間で生じるせん断力によって旋回力が減衰し、冷媒分配のばらつき低減効果が低下する。そこで、本実施例においては、ヘッダ管21の内部に螺旋形状の旋回流ガイド板8を配置することにより、冷媒がヘッダ管21内壁を旋回するように誘導するため、旋回力の減少を抑制することができる。また、ヘッダ管21上流で旋回流ガイド板によって速度ベクトルの方向を矯正することにより、冷媒流入直後に強い旋回流によって冷媒が扁平管12へ直接流れ込む現象を抑制することができる。

【0033】

図12は旋回流ガイド板の詳細構造である。本実施例においては、図12に示すように、さらに、ヘッダ管21の上流側から下流側に向かって、旋回流ガイド板8の半径方向の板厚が増大するように構成する。つまり、螺旋形状の旋回流ガイド板8を、ヘッダ管上流から下流にかけての板の幅が $t_1 < t_2 < t_3$ と徐々に厚くなるように構成する。これにより、旋回力が減衰したヘッダ管21下流でもより強制的に冷媒流れの速度ベクトルの方向を旋回方向に矯正し、旋回流の効果をより長く持続させることができる。また、旋回流ガイド板8の厚さを均等に厚くして流れに強制力を与える場合に比べて、流れに応じて板の厚さを変更しているため、圧力損失も最適化することができる。これによって冷媒分配のばらつきをより抑えることが可能である。さらに実施例3で示した複数の流入管34設置や隔壁7設置との組み合わせも冷媒分配のばらつき低減に有効である。

【0034】

次に、第5の実施例について図面を用いて説明する。熱交換器の構成と旋回誘起構造については実施例1と同様であるため説明を省略する。図13は、熱交換器を前後二列に並べた場合のヘッダ管間に設置した流入管35による旋回誘起構造を示す図である。

【0035】

本実施例の熱交換器では、ヘッダ管と扁平管、フィンからなる熱交換器を前後二列に繋げて配置しており、前列のヘッダ管から後列のヘッダ管へ冷媒が流入する際に、上記各実施例で示した旋回誘起構造を設ける（つまり、冷媒流れ下流側の熱交換器を上記各実施例のパラレルフロー型熱交換器で構成する。）。図13の熱交換器は、扁平管12、13、前列のヘッダ管22、後列のヘッダ管23、流入管（流出管）35、流入管35の中心軸61、ヘッダ管23の長手方向中心軸62から構成される。

【0036】

本実施例においては、上記各実施例のパラレルフロー型熱交換器と、他のパラレルフロー型熱交換器（複数のヘッダ管22及びヘッダ管（図示せず）と、ヘッダ管22及びヘッダ管（図示せず）を接続する複数の扁平管12と、ヘッダ管（図示せず）に接続され冷媒が流入する流入管（図示せず）と、ヘッダ管22に接続され冷媒が流出する流出管35と、を有するパラレルフロー型熱交換器）と、が接続される。具体的には、他のパラレルフロー型熱交換器の流出管35が、上記各実施例のパラレルフロー型熱交換器の流入管35に接続され、他のパラレルフロー型熱交換器の流出管35から流出した冷媒が、上記各実施例のパラレルフロー型熱交換器の流入管35を介してヘッダ管23に流入する。

【0037】

本実施例では熱交換器を二列に並べているため、例えば重力方向に対してヘッダ管を上

10

20

30

40

50

下に分けて設置した場合、前列上部のヘッダ管から後列上部のヘッダ管へ冷媒が流れる際には、後列のヘッダ管内に液冷媒が滞留してしまい、各扁平管へ液冷媒が分配されにくくなる。そこで本発明では、図 13 に示すように、上記各実施例に記載の熱交換器を適用して、後列上部のヘッダ管 23 内で旋回流を誘起させることにより、各扁平管 13 に冷媒を均一に分配する。本実施例の冷媒流れ場とその効果について説明する。まず、前列に流入した冷媒 5 は各扁平管 12 に分配された後、扁平管 12 を流れ、ヘッダ管 22 で合流する。次に、冷媒 5 はヘッダ管 22 から流入管（流出管）35 を介して後列の熱交換器に設置されたヘッダ管 23 へ流れる。その際、ヘッダ管 23 内での冷媒の層状流による圧力損失を低減するために、上記各実施例と同様に旋回流を誘起させる。気液冷媒が旋回流となっていることから、ヘッダ管 23 内では液冷媒が滞留しない。このため、ヘッダ管 23 内の圧力分布がより均一になり、扁平管 13 への冷媒分配ばらつきが改善される。扁平管 13 の端面形状がヘッダ管に沿っていること（扁平管 13 の端面形状が凹形状であること）から、冷媒の滞留をさらに抑制することができる。

10

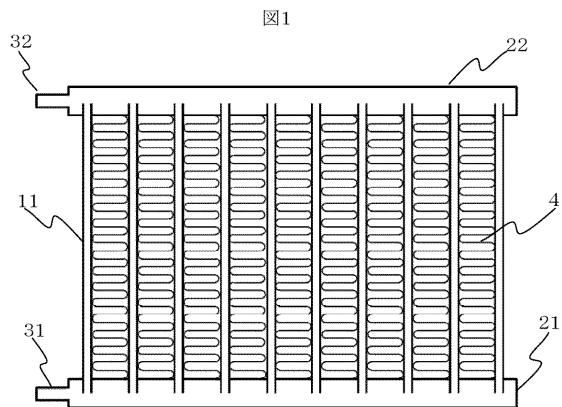
【符号の説明】**【0038】**

- 11：従来の扁平管
- 12、13：端面形状を変更した扁平管
- 21、22、23：ヘッダ管
- 31、32：流入及び流出管
- 33、34、35：旋回誘起構造となる流入管及び流出管
- 4：フィン
- 5：気液冷媒
- 61：流入管の中心軸
- 62：ヘッダ管の長手方向の中心軸
- 7：ヘッダ管内部に設けた隔壁
- 8：螺旋形状をした旋回流ガイド板
- 101：圧縮機
- 102：四方弁
- 103、105：電動弁等の絞り装置
- 104：室外熱交換器
- 106、107、108：室内熱交換器

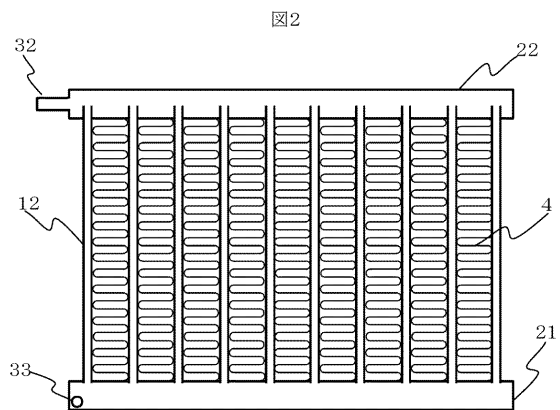
20

30

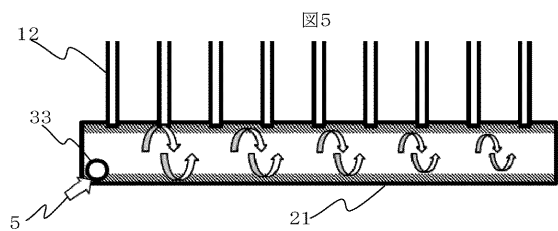
【図 1】



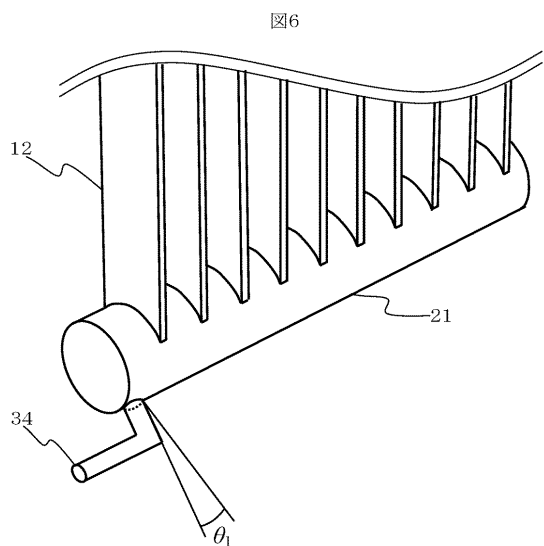
【図 2】



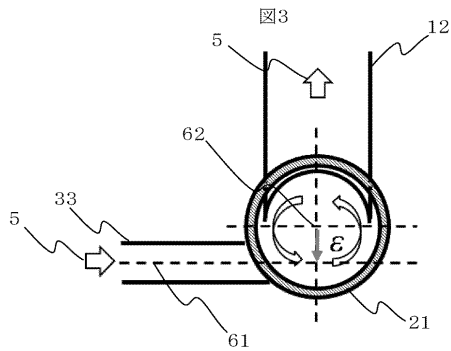
【図 5】



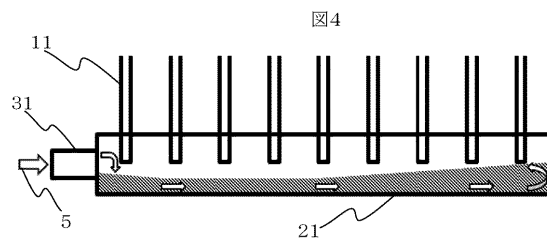
【図 6】



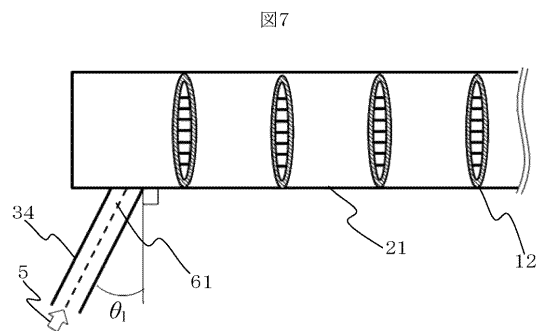
【図 3】



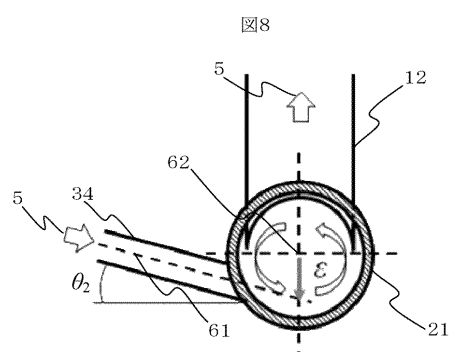
【図 4】



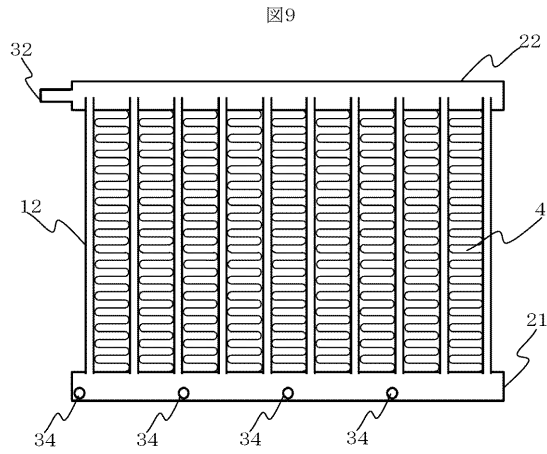
【図 7】



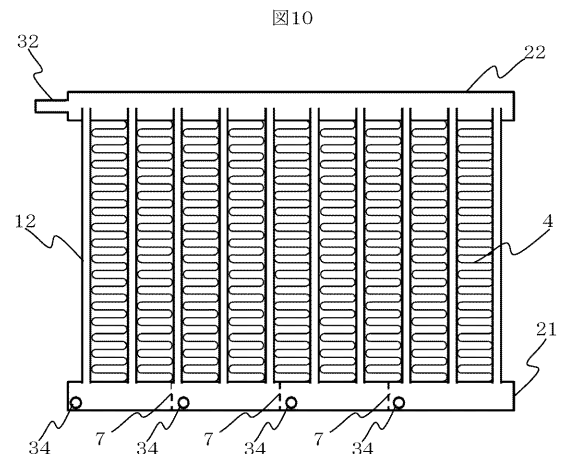
【図 8】



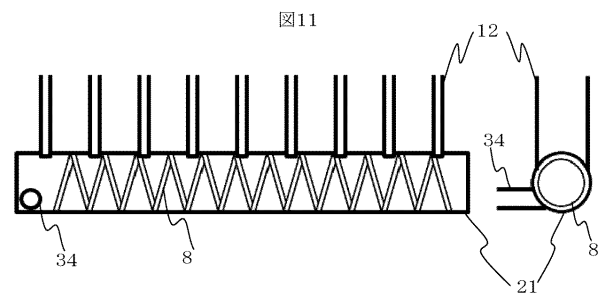
【図 9】



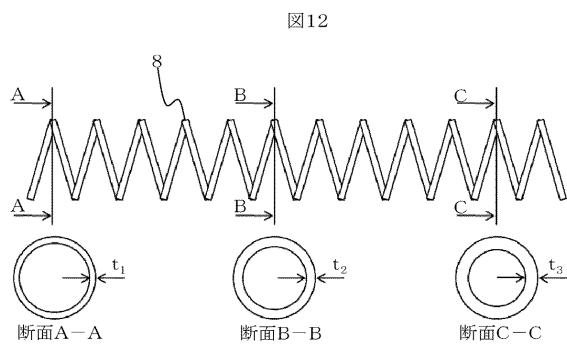
【図 10】



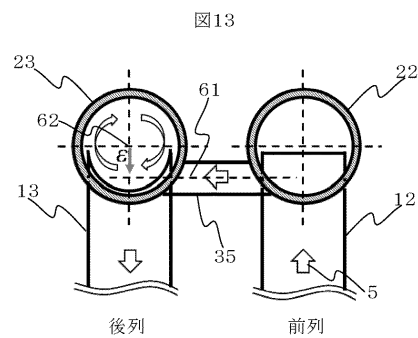
【図 11】



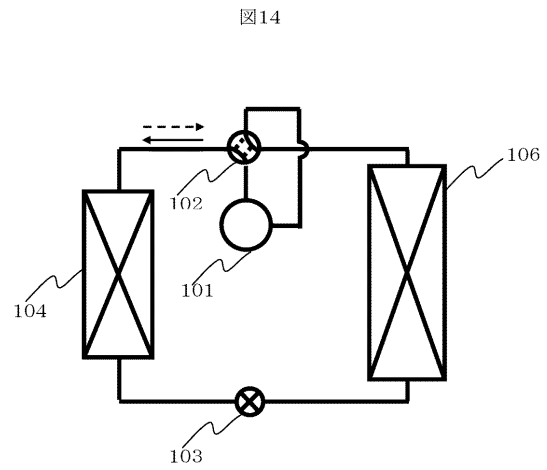
【図 12】



【図 13】

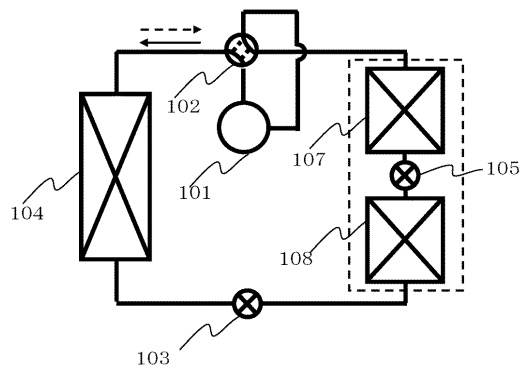


【図 14】



【図 15】

図15



フロントページの続き

(72)発明者 石井 英二

日本国東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社日立製作所内

審査官 鈴木 充

(56)参考文献 特開2011-185549 (JP, A)

特開2008-025897 (JP, A)

特開2010-107102 (JP, A)

特開2012-163313 (JP, A)

特開2002-139292 (JP, A)

特開昭52-046557 (JP, A)

実開平02-028986 (JP, U)

特開平04-295599 (JP, A)

特開2002-062062 (JP, A)

米国特許出願公開第2006/0102331 (US, A1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F28D 1/053

F28F 9/02, 9/22, 9/26