

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5777622号
(P5777622)

(45) 発行日 平成27年9月9日(2015.9.9)

(24) 登録日 平成27年7月17日(2015.7.17)

(51) Int.Cl.		F 1			
F 2 8 D	7/00	(2006.01)	F 2 8 D	7/00	A
F 2 8 D	1/053	(2006.01)	F 2 8 D	1/053	A

請求項の数 9 (全 20 頁)

(21) 出願番号	特願2012-527610 (P2012-527610)	(73) 特許権者	000006013
(86) (22) 出願日	平成23年8月5日(2011.8.5)		三菱電機株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2011/004459		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(87) 国際公開番号	W02012/017681	(74) 代理人	100085198
(87) 国際公開日	平成24年2月9日(2012.2.9)		弁理士 小林 久夫
審査請求日	平成26年6月9日(2014.6.9)	(74) 代理人	100098604
(31) 優先権主張番号	特願2010-176044 (P2010-176044)		弁理士 安島 清
(32) 優先日	平成22年8月5日(2010.8.5)	(74) 代理人	100087620
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		弁理士 高梨 範夫
		(74) 代理人	100125494
			弁理士 山東 元希
		(74) 代理人	100141324
			弁理士 小河 卓
		(74) 代理人	100153936
			弁理士 村田 健誠

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換器、熱交換方法及び冷凍空調装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

複数の貫通穴が第1流路部として並設され、前記第1流路部に並ぶ複数の貫通穴が第2流路部として並設された一体の材料からなる本体を備えた熱交換器であって、

前記本体には前記第2流路部の複数の貫通穴と連通し、その一端が前記本体から外部に連通するように開口された穴として第2入口ヘッダーが形成され、

前記第2入口ヘッダーは、前記第2入口ヘッダーと前記第2流路部の貫通穴との接続位置よりも前記第1流路部に並ぶ複数の貫通穴から離れた位置にずれて形成されていることを特徴とする熱交換器。

【請求項 2】

前記第2入口ヘッダーの穴は中心軸を有し、該中心軸方向に観察した場合、前記第2入口ヘッダーの穴の中心軸の位置が前記第2入口ヘッダーと前記第2流路部の貫通穴との接続位置よりも前記第1流路部に並ぶ複数の貫通穴から離れた位置にある請求項1に記載の熱交換器。

【請求項 3】

前記本体には前記第1流路部の複数の貫通穴に連通する穴として第1入口ヘッダーおよび第1出口ヘッダーが形成され、前記第2流路部の複数の貫通穴と連通する穴として第2出口ヘッダーが形成されている請求項1または2に記載の熱交換器。

【請求項 4】

前記第1入口ヘッダーの穴、前記第2入口ヘッダーの穴、前記第1出口ヘッダーの穴お

よび前記第 2 出口ヘッダーの穴はそれぞれ前記第 1 流路部または前記第 2 流路部の貫通穴の貫通方向にずれた位置にある請求項 3 に記載の熱交換器。

【請求項 5】

請求項 1 から 4 のいずれか一項に記載の熱交換器を用いた熱交換方法であって、前記第 2 流路部には前記第 1 流路部に流入させる流体よりも低温の気液二相状の流体を流入させる熱交換方法。

【請求項 6】

前記第 2 流路部の複数の貫通穴の貫通方向を上下方向に設置し、前記第 2 入口ヘッダーの穴の連通する方向を水平に設置する請求項 5 に記載の熱交換方法。

【請求項 7】

前記第 2 入口ヘッダーから前記第 2 流路部に上向きに流体を流入させる請求項 6 に記載の熱交換方法。

【請求項 8】

前記第 2 流路部の複数の貫通穴の貫通方向を水平に設置し、前記第 2 入口ヘッダーの中心軸方向に観察した場合、前記第 2 入口ヘッダーの穴の中心軸の位置から前記第 2 入口ヘッダーと前記第 2 流路部の貫通穴との接続位置への方向が水平方向よりも上向きとなるように設置される請求項 5 に記載の熱交換方法。

【請求項 9】

請求項 1 ~ 請求項 4 のいずれか一項に記載の熱交換器を搭載したことを特徴とする冷凍空調装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、低温流体と高温流体とを熱交換させて高温流体から低温流体に熱を伝える熱交換器及び熱交換方法に関するものである。また、この熱交換器を用いた冷凍空調装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来の熱交換器は、低温流体が流れる複数の貫通穴を有する第 1 流路部と、高温流体が流れる複数の貫通穴を有する第 2 流路部と、第 1 流路部の両端に接続された第 1 ヘッダーと、第 2 流路部の両端に接続された第 2 ヘッダーとを備え、第 1 流路部と第 2 流路部とを長手方向（流体の流れ方向）が並行になるようにして、それぞれの面同士を接触積層させるとともに、高温流体及び低温流体の少なくとも一方は、気液二相状態の流体であり、気液二相状態の流体が流れる入口ヘッダーの内直径は、他のヘッダーの内直径より小さくすることにより、ガス流速の増加により管内での気液のミキシングにより、気液を均一化させ、気液比率が等しく各貫通穴へ低温流体を分配することによって、流体の温度効率を最大化し、高い熱交換性能を得ている（例えば、特許文献 1 参照。）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開 2008 - 101852 号公報（段落 0036、図 1）

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

上記のような従来の熱交換器を用いた冷凍空調装置は、圧縮機、放熱器、流量制御手段及び蒸発器が冷媒配管で接続された冷媒回路を有し、HFC（ハイドロフルオロカーボン）系冷媒、炭化水素又は二酸化酸素等の冷媒がこの冷媒回路を循環するように構成されている。冷凍空調装置の効率を上げるためには、熱交換器の熱交換性能を上げることが重要となる。

【0005】

10

20

30

40

50

しかしながら、上記のような従来の熱交換器は、気液二相状態の冷媒が入口ヘッダーを低流量域で流れると、気液の混合が不十分となり、気液が分離した流れとなる。そして、流路部の各貫通穴に分配される気液の比率が不均等となってしまう。このため、流路部の貫通穴毎で有効に熱交換できる流体の流量に過不足が生じてしまう。したがって、上記のような従来の熱交換器は、温度効率が著しく低下して、熱交換性能が低下するという問題点があった。また、この熱交換性能の低下を補うために熱交換器を必要以上に大きくしなければならぬという問題点があった。一方、低流量域に合わせてヘッダー径を細くしすぎると、気液二相状態の冷媒が入口ヘッダーを高流量域で流れた場合、圧力損失が上昇し、流体を熱交換器に送る駆動装置の動力増加を招くという問題点があった。このように、上記のような従来の熱交換器は、幅広い運転範囲で、気液の均等分配を実現し、熱交換器を効率よく動作させることが困難であった。

10

【0006】

本発明は、上記のような問題点を解決するためになされたものであり、コンパクトで高性能な熱交換器、該熱交換器を用いた熱交換方法、及び、該熱交換器を搭載した冷凍空調装置を得ることを目的としている。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明の熱交換器は、複数の貫通穴が第1流路部として並設され、前記第1流路部に並ぶ複数の貫通穴が第2流路部として並設された一体の材料からなる本体を備えた熱交換器であって、前記本体には前記第2流路部の複数の貫通穴と連通し、その一端が前記本体から外部に連通するように開口された穴として第2入口ヘッダーが形成され、前記第2入口ヘッダーは、前記第2入口ヘッダーと前記第2流路部の貫通穴との接続位置よりも前記第1流路部に並ぶ複数の貫通穴から離れた位置にずれて形成されているものである。

20

【0008】

また、本発明の熱交換方法は、本発明の熱交換器を用いた熱交換方法であって、前記第2流路部には前記第1流路部に流入させる流体よりも低温の気液二相状の流体を流入させるものである。

また、本発明の冷凍空調装置は、本発明の熱交換器を搭載したものである。

【発明の効果】

【0009】

本発明によれば、コンパクトで高性能な熱交換器を提供することができる。また、本発明によれば、コンパクトで高性能な冷凍空調装置を提供することができる。

30

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】本発明の実施の形態1による熱交換器を示す図である。

【図2】本発明の実施の形態1による第2扁平管の別の一例を示す縦断面図である。

【図3】本発明の実施の形態1による熱交換器の伝熱特性を示す図である。

【図4】本発明の実施の形態1による熱交換器の別の伝熱特性を示す図である。

【図5】本発明の実施の形態1による熱交換器の別の伝熱特性を示す図である。

【図6】本発明の実施の形態2による熱交換器の一例を示す側面図である。

40

【図7】本発明の実施の形態3による冷凍空調装置の一例を示す冷媒回路図である。

【図8】本発明の実施の形態3による冷凍空調装置の別の一例を示す冷媒回路図である。

【図9】本発明の実施の形態3による冷凍空調装置のさらに別の一例を示す冷媒回路図である。

【図10】本発明の実施の形態4による熱交換器の構造図である。

【図11】本発明の実施の形態4による熱交換器の別の一例を示す構造図である。

【発明を実施するための形態】

【0011】

実施の形態1.

図1は本発明の実施の形態1による熱交換器を示す図であり、図1(a)は斜視図、図

50

1 (b) は側面図、図 1 (c) は第 2 入口ヘッダーと第 2 扁平管との接続部近傍の断面図を示す。なお、図 1 (a) に示す F H は高温流体の流れを示し、図 1 (a) に示す F C は低温流体の流れを示す。また、本実施の形態 1 では、低温流体が気液二相状態で第 2 ヘッダーへ流入する場合について説明する。また、以下の図において、同一の符号を付したものは、同一又はこれに相当するものであり、このことは、明細書の全文において共通することである。

【 0 0 1 2 】

本実施の形態 1 では、図 3 ~ 図 5 に示す実験により得られた知見、即ち、伝熱特性に優れた後述する姿勢角 θ の範囲に基づき、図 1 に示す第 2 扁平管 2 の端部に略水平となる流入部 2 a を設けることにより、優れた伝熱特性を有する熱交換器 1 0 を実現している。即ち、図 1 では、第 2 扁平管 2 を姿勢角 $\theta = 90^\circ$ にて第 2 入口ヘッダー 5 に接続している。

10

【 0 0 1 3 】

第 1 扁平管 1 のそれぞれは、長手方向 (図 1 (b) の左右方向) に沿って、高温流体が流れる複数の貫通穴を有している。この貫通穴は、第 1 扁平管 1 の幅方向 (図 1 (b) の紙面直交方向) に併設されている。また、第 2 扁平管 2 のそれぞれは、長手方向 (図 1 (b) の左右方向) に沿って、低温流体が流れる複数の貫通穴 2 1 を有している。この貫通穴 2 1 は、第 2 扁平管 2 の幅方向 (図 1 (b) の紙面直交方向) に併設されている。第 1 扁平管 1 と第 2 扁平管 2 とは、第 1 扁平管 1 の扁平な面と第 2 扁平管 2 における熱交換部 2 c の扁平な面とが互いに接触するように積層されている。また、第 1 扁平管 1 及び第 2 扁平管 2 は、扁平管 1 , 2 内を流れる流体の流れ方向が並行するように積層されている。第 1 扁平管 1 及び第 2 扁平管 2 は、例えばロウ付け、接着等で接合されている。例えば、第 1 扁平管 1 及び第 2 扁平管 2 がいずれもアルミニウム又はアルミニウム合金の場合、ロウ付けに用いられるロウ材やフラックスは、アルミニウム / シリコン系やフッ化物系等のものが用いられる。また例えば、第 1 扁平管 1 又は第 2 扁平管 2 の一方がアルミニウムまたはアルミニウム合金で、第 1 扁平管 1 又は第 2 扁平管 2 の他方が銅の場合、ロウ付けに用いられるロウ材やフラックスは、亜鉛 / アルミニウム系やアルミニウム / セシウム / フッ化物系等のものが用いられる。なお、ロウ材とフラックスの組み合わせは、前者の融点及び後者の活性化温度が近い組み合わせほど、ロウ材の流れ性が良くなる等によってロウ付け性が向上するため好適である。

20

30

【 0 0 1 4 】

第 1 扁平管 1 は、長手方向の一方の端部が管状の第 1 入口ヘッダー 3 の側面に接続されており、他方の端部が管状の第 1 出口ヘッダー 4 の側面に接続されている。つまり、第 1 扁平管 1 に形成された貫通穴は、高温流体が流れる並列流路を構成する。第 2 扁平管 2 の長手方向の一方の端部である流入部 2 a は、管状の第 2 入口ヘッダー 5 の側面に接続されている。第 2 扁平管 2 の長手方向の他方の端部である流出部 2 d は、管状の第 2 出口ヘッダー 6 の側面に接続されている。また、流入部 2 a 及び流出部 2 d は、屈曲部 2 b を介して熱交換部 2 c と接続されている。つまり、第 2 扁平管 2 に形成された貫通穴 2 1 は、低温流体が流れる並列流路を構成する。

【 0 0 1 5 】

また、第 1 入口ヘッダー 3、第 1 出口ヘッダー 4、第 2 入口ヘッダー 5 及び第 2 出口ヘッダー 6 は、それぞれの管軸方向と扁平管 1 , 2 の扁平な面 (つまり、扁平管 1 , 2 に形成された貫通穴の並列方向) とが並行になるように配置されている。

40

さらに、低温流体が気液二相状態となって流れる第 2 入口ヘッダー 5 に接続された第 2 扁平管 2 の流入部 2 a は、略水平になっている。つまり、第 2 入口ヘッダー 5 から第 2 扁平管 2 へ流入する気液二相状態の低温流体の流路 (換言すると、流入部 2 a の貫通穴 2 1) は、略水平になっている。

なお、第 1 扁平管 1 が本発明の「第 1 流路部」に相当し、第 2 扁平管 2 が本発明の「第 2 流路部」に相当する。

【 0 0 1 6 】

50

高温流体は第1入口ヘッダー3、第1扁平管1、第1出口ヘッダー4の順に流れ、低温流体は第2入口ヘッダー5、第2扁平管2、第2出口ヘッダー6の順に流れ、第1扁平管1と第2扁平管2（より詳しくは、熱交換部2c）との接触部を介して両流体が熱交換される。つまり、第1扁平管1の貫通穴を流れる高温流体と第2扁平管2の貫通穴を流れる低温流体とは、両貫通穴の間の隔壁となる第1扁平管1及び第2扁平管2の外郭部を介して熱交換される。

【0017】

なお、本実施の形態1では、それぞれ数本の第1扁平管1及び第2扁平管2により熱交換器10を構成したが、各扁平管1,2の数は本実施の形態1の数に限らない。1本の第1の扁平管1と1本の第2の扁平管2とを扁平面に沿って交互に並べ、並列流路を構成するようにしてもよい。また、本実施の形態1では、第1扁平管1と第2扁平管2とは、それぞれの管内を流れる流体の流れ方向が並行となるように接触させているが、直交となるように接触させてもよい。また、第1扁平管1や第2扁平管2を折り返して、第1扁平管1と第2扁平管2とを積層してもよい。また、図1(c)では第2扁平管2の流入部2aの端部が第2入口ヘッダー5の内面にほぼ一致しているが、第2扁平管2の流入部2aの端部が第2入口ヘッダー5の内部に突き出して構成してもよい。

【0018】

本実施の形態1に示す熱交換器10においては、気液二相流体が流れる第2入口ヘッダー5に接続する第2扁平管2の端部が略水平となっている。つまり、第2入口ヘッダー5から各貫通穴21へ流出する気液二相流体の流出方向（換言すると、各貫通穴21へ流入する気液二相流体の流入方向）が略水平となっている。より詳しくは、本実施の形態1の場合、第2入口ヘッダー5内で冷媒の流速が低下して気液が上下に分離した流れとなっても、第2入口ヘッダー5の底部から第2扁平管2への流入部付近まで液がたまり、気液境界面がちょうど第2扁平管2への流入部付近に形成されるため、気液の分配が良好となる。つまり、例えば、水平に配置された第2入口ヘッダー5から冷媒が鉛直下向きに各第2扁平管2に流出する場合、第2入口ヘッダー5内で液面が形成される前に、上流側の第2扁平管2に選択的に液だけが流出しやすくなるため気液の分配が悪化してしまう。しかしながら、本実施の形態1に係る熱交換器10は、第2入口ヘッダー5に接続する第2扁平管2の端部が略水平となっているのでそういったことがない。このため、第2扁平管2の各貫通穴21へ気液比率が均等になるように低温流体を分配することができ、流体の温度効率を最大化でき、さらには圧力損失を最小化することができるので、熱交換器10の熱交換性能を向上することができる。したがって、本実施の形態1に示す熱交換器10においては、コンパクトで高性能な熱交換器を得ることができる。

【0019】

なお、他のヘッダー3,4,6に接続される扁平管の端部については、気液二相流体が流入しない限り、特に、水平にする必要はない。

また、本実施の形態1では、第2入口ヘッダー5の外部で第2扁平管2を屈曲させて流入部2aを形成したが、図2に示すように、第2入口ヘッダー5内の気液の流れを乱さない程度に第2入口ヘッダー5の内部で第2扁平管2を屈曲させて流入部2aを形成してもよい。

【0020】

本実施の形態1の熱交換器10は、熱交換器10の向きが上下逆転しても、第2入口ヘッダー5に接続される第2扁平管2の流入部2aは略水平に保たれる。このため、気液の分配が悪化することがない。したがって、本実施の形態1の熱交換器10は、設置上の自由度や配管の接続取り回しの自由度が増加するという効果も奏する。

【0021】

一般に、扁平管の各貫通穴への気液二相流体の分配特性は、ヘッダーから各貫通穴へ流出する流体の流出方向（換言すると、各貫通穴へ流入する流体の流入方向）によって大きく変化する。このため、この方向が熱交換器10の伝熱特性（すなわち、気液二相流体の分配特性）に与える影響を実験で調べた（図3～図5）。図3～図5に示す実験では、第

10

20

30

40

50

1 扁平管 1 に高温流体として温水を流し、第 2 扁平管 2 に低温流体として気液二相状態の低温フロン冷媒を流した。そして、各流体の出入口温度、数 1 及び数 2 の式を用いて、熱交換器 10 の伝熱特性 KA (W/K) を測定した。

【 0 0 2 2 】

【 数 1 】

$$KA = \frac{M_h C_{p_h} (T_{hi} - T_{ho})}{3600 [LMTD]} \quad 10$$

【 0 0 2 3 】

【 数 2 】

$$[LMTD] = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}} \quad 20$$

ここで、 M_h : 高温流体の質量流量 (kg/h)、 C_{p_h} : 高温流体の定圧比熱 (J/kgK)、 T_{hi} : 高温流体の入口温度、 T_{ho} : 高温流体の出口温度、 T_{co} : 低温流体の出口温度、 T_{ci} : 低温流体の入口温度である。

【 0 0 2 4 】

また、図 3 ~ 図 5 に示す実験では、熱交換器 10 の構成を以下のように設定した。

第 2 入口ヘッダー 5 の内直径 D は 6 mm とした。第 1 扁平管 1 に形成された貫通穴は約 1 mm 角の矩形穴とし、各第 1 扁平管 1 に形成された貫通穴は合計で 60 個とした。また、これら貫通穴を第 1 扁平管 1 の幅方向に並べて形成する構成とした。第 2 扁平管 2 に形成された貫通穴 2 1 も約 1 mm 角の矩形穴とし、各第 2 扁平管 2 に形成された貫通穴 2 1 は合計で 60 個とした。また、これら貫通穴 2 1 を第 2 扁平管 2 の幅方向に並べて形成する構成とした。

なお、第 1 扁平管 1 の端部のヘッダー内面からの突き出し長さは 2 mm とした。

【 0 0 2 5 】

また、図 3 ~ 図 5 に示す実験では、以下の条件で伝熱特性 KA (W/K) を測定した。

高温流体の質量流量 M_h は 600 kg/h とした。低温流体の質量流量 M_c は 80 ~ 100 kg/h の範囲とした。低温流体の気液の全質量流量に対するガスの質量流量の割合 (すなわち乾き度 X) は 0.1 ~ 0.2 に調節した。この乾き度 X の範囲は、一般の冷凍空調装置に用いる熱交換器 10 の入口乾き度としては一般的な使用範囲である。

なお、以下の図 3 (c)、図 4 (c) 及び図 5 (c) に示した、三角、四角及び丸は、以下の条件での伝熱特性を表している。四角は、低温流体の質量流量 M_c が 80 kg/h の場合の伝熱特性を表している。三角は、低温流体の質量流量 M_c が 90 kg/h の場合の伝熱特性を表している。丸は、低温流体の質量流量 M_c が 100 kg/h の場合の伝熱特性を表している。

【 0 0 2 6 】

なお、図 3 ~ 図 5 において、第 2 入口ヘッダー 5 が水平に近い状態においては、第 2 入口ヘッダー 5 内での冷媒の流れは、質量速度により気液が上下に分離した流れとなりやす

い。また、第2入口ヘッダー5が垂直に近い状態においては、第2入口ヘッダー5内での冷媒の流れは、質量速度により気液が環状に分離しやすい。例えば、このようなヘッダーが水平の場合と垂直の場合の性質の違いは、姿勢角 θ 又は θ で表すと、 45° 付近を境に生じる。

【0027】

図3は、第2入口ヘッダー5を水平方向に配置し、気液二相状態の低温流体が第2扁平管2の貫通穴21へ流出する際の流出方向（換言すると、貫通穴21へ流入する低温流体の流入方向）である姿勢角 θ を変化させた場合の伝熱特性を示す。ここで、図3(a)は、姿勢角 θ の説明図である。図3(b)は、主な姿勢角 θ における熱交換器10の配置図である。図3(c)は、実験結果であり、姿勢角 θ と伝熱特性（相対値）との関係を示す図である。図3(c)の縦軸に示す熱交換器10の伝熱特性（相対値）は、第2扁平管2の各貫通穴21へ気液比率が均等になるように低温流体を分配させた条件における伝熱特性を1として相対値で表した。

10

【0028】

なお、図3に示す第2扁平管2の端部は、図1に示す熱交換器10とは異なり、折れ曲り部が1箇所になっている。つまり、図3に示す第2扁平管2は、流入部2a及び流出部2dが直接（屈曲部2bを介さず）熱交換部2cに接続される構成となっている。また、姿勢角 $\theta = 0^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が垂直上向きとなっている。 $0^\circ < \theta < 90^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が水平方向よりも上向きとなっている。姿勢角 $\theta = 90^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が水平方向となっている。 $90^\circ < \theta < 180^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が水平方向よりも下向きとなっている。姿勢角 $\theta = 180^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が垂直下向きの方向となっている。

20

【0029】

図3(c)に示すように、 $-110^\circ < \theta < 110^\circ$ のとき（より好ましくは、 $80^\circ < \theta < 100^\circ$ 又は $-80^\circ < \theta < -100^\circ$ において）伝熱特性を高く維持できることがわかった。特に、伝熱特性は、姿勢角 θ が 90° 付近（ $85^\circ < \theta < 95^\circ$ 又は $-85^\circ < \theta < -95^\circ$ ）が最も高いことがわかった。また、姿勢角 θ が 110° 以下となると、伝熱特性が急激に低下することがわかった。つまり、この結果から、 $-110^\circ < \theta < 110^\circ$ のとき、各貫通穴21に分配される低温流体の気液比率が概ね等しくなることがわかった。また、姿勢角 θ を略 -90° 又は略 90° にすると、各貫通穴21に分配される低温流体の気液比率をより等しくできることがわかった。このように、姿勢角 θ を略 -90° 又は略 90° にすると、第2入口ヘッダー5内で流速が低下して気液が上下に分離した流れとなっても、第2入口ヘッダー5から第2扁平管2への流入部が常に液相に満たされていることなく、上流側の第2扁平管2に選択的に液だけが流出して気液の分配が悪化するようなことはない。なお、姿勢角 θ が 0° 付近では、液の慣性等により液が第2ヘッダー5の入口側から見て奥側の第2扁平管2へ流入しやすいが、液に作用する重力により流れが抑制されるため分配の悪化がある程度抑えられる。

30

40

【0030】

図4は、気液二相状態の低温流体が第2扁平管2の貫通穴21へ流出する際の流出方向を水平にして、第2入口ヘッダー5の姿勢角 θ を変化させた場合の伝熱特性を示す。ここで、図4(a)は、姿勢角 θ の説明図である。図4(b)は、主な姿勢角 θ における熱交換器10の配置図である。図4(c)は、実験結果であり、姿勢角 θ と伝熱特性（相対値）との関係を示す図である。図4(c)の縦軸に示す熱交換器10の伝熱特性（相対値）は、第2扁平管2の各貫通穴21へ気液比率が均等になるように低温流体を分配させた条件における伝熱特性を1として相対値で表した。

【0031】

50

なお、図4に示す第2扁平管2の端部は、図1に示す熱交換器10とは異なり、折れ曲り部がない構成となっている。つまり、図4に示す第2扁平管2は、流入部2a及び流出部2dと熱交換部2cとが平行になった構成となっている。また、姿勢角 $\theta = 0^\circ$ のとき、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が水平方向となっている。0° < 姿勢角 $\theta < 90^\circ$ のとき、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が水平方向よりも下向きとなっている。姿勢角 $\theta = 90^\circ$ のとき、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が垂直下向きの方向となっている。-90° < 姿勢角 $\theta < 0^\circ$ のとき、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が水平方向よりも上向きとなっている。姿勢角 $\theta = -90^\circ$ のとき、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が垂直上向きの方向となっている。

10

【0032】

図4(c)に示すように、熱交換器10の伝熱特性は、第2入口ヘッダー5を垂直にした方がやや高い傾向があるが、姿勢角 θ は第2入口ヘッダー5の姿勢に対する影響が比較的少ないことがわかった。

【0033】

図5は、第2入口ヘッダー5の姿勢、及び気液二相状態の低温流体が第2扁平管2の貫通穴21へ流出する際の流出方向の双方を変化させた場合の伝熱特性を示す。ここで、図5(a)は、姿勢角 θ の説明図である。図5(b)は、主な姿勢角 θ における熱交換器10の配置図である。図5(c)は、実験結果であり、姿勢角 θ と伝熱特性（相対値）との関係を示す図である。図5(c)の縦軸に示す熱交換器10の伝熱特性（相対値）は、第2扁平管2の各貫通穴21へ気液比率が均等になるように低温流体を分配させた条件における伝熱特性を1として相対値で表した。

20

【0034】

なお、図5に示す第2扁平管2の端部は、図1に示す熱交換器10とは異なり、折れ曲り部が1箇所になっている。つまり、図5に示す第2扁平管2は、流入部2a及び流出部2dが直接（屈曲部2bを介さず）熱交換部2cに接続される構成となっている。

【0035】

また、姿勢角 $\theta = 0^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が水平方向となり、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が垂直下向きの方向となっている。0° < 姿勢角 $\theta < 90^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が水平方向よりも上向きとなり、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が水平方向よりも下向きとなっている。姿勢角 $\theta = 90^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が垂直上向きの方向となっており、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が水平方向となっている。90° < 姿勢角 $\theta < 180^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が水平方向よりも上向きとなっており、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が水平方向よりも上向きとなっている。姿勢角 $\theta = 180^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が水平方向となり、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が垂直上向きの方向となっている。

30

40

【0036】

また、-90° < 姿勢角 $\theta < 0^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が水平方向よりも下向きとなり、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が水平方向よりも下向きとなっている。姿勢角 $\theta = -90^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が垂直下向きの方向となっており、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が水平方向となっている。-180° < 姿勢角 $\theta < -90^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が水平

50

方向よりも下向きとなっており、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が水平方向よりも下向きとなっている。姿勢角 $= -180^\circ$ のとき、第2扁平管2の貫通穴21へ流出する低温流体（気液二相状態）の流出方向が水平方向となり、第2入口ヘッダー5へ流入する低温流体（気液二相状態）の流入方向が垂直下向きの方向となっている。

【0037】

図5(c)に示すように、 0° 姿勢角 180° のとき、伝熱特性を高く維持できることがわかった。特に、伝熱特性は、姿勢角 が 90° 付近及び 180° 付近が最も高いことがわかった。また、姿勢角 が 0° よりも小さくなると、伝熱特性が急激に低下することがわかった。つまり、この結果から、 0° 姿勢角 180° のとき、各貫通穴21に分配される低温流体の気液比率が概ね等しくなることがわかった。また、姿勢角を 90° 付近及び 180° 付近にすると、各貫通穴21に分配される低温流体の気液比率をより等しくできることがわかった。

【0038】

(効果)

以上のように、本発明の実施の形態1に示す熱交換器10は、第1入口ヘッダー3から第1扁平管1の貫通穴へ流入する高温流体及び第2入口ヘッダー4から第2扁平管2の貫通穴21へ流入する低温流体の少なくとも一方は、気液二相状態の流体となる。そして、気液二相状態の流体の入口ヘッダーから扁平管への流入方向が、略水平方向又は略水平方向よりも上方向となっている。このため、第2入口ヘッダー5内で流速が低下して気液が上下に分離した流れとなっても、第2入口ヘッダー5から第2扁平管2への流入部が常に液相に満たされていることなく、上流側の第2扁平管2に選択的に液だけが流出して気液の分配が悪化するようなことはない。したがって、各貫通穴へ気液比率が均等になるように気液二相流体を分配することができ、流体の温度効率を最大化でき、さらには圧力損失を最小化することができる。つまり、熱交換器10の熱交換性能を向上することができる。

このように、本実施の形態1に示す熱交換器10においては、コンパクトで高性能な熱交換器を得ることができる。

【0039】

なお、本実施の形態1においては、第2入口ヘッダー5を流れる低温流体が気液二相状態となる場合について説明した。第1入口ヘッダー3を流れる高温流体が気液二相状態となる場合には、第1入口ヘッダー3から第1扁平管1の貫通穴へ流入する高温流体の流入方向を略水平にすることによって、同様の効果を得ることができる。

【0040】

実施の形態2

実施の形態1で示した熱交換器10の構成はあくまでも一例であり、例えば以下のように熱交換器10を構成してもよい。なお、以下では、実施の形態1に係る熱交換器10との差異点を主に説明する。

【0041】

図6は、本発明の実施の形態2による熱交換器の一例を示す側面図である。

図6(a)に示す熱交換器10は、第2扁平管2の屈曲部2bが横断面略コの字形状となっている。つまり、第2扁平管2の流入部2aと熱交換部2cとを接続する屈曲部2bは、高温流体が流れる第1出口ヘッダー4を乗り越えるように配置されてる。また、第2扁平管2の熱交換部2cと流出部2dとを接続する屈曲部2bは、高温流体が流れる第1入口ヘッダー3を乗り越えるように配置されてる。

【0042】

このように構成された熱交換器10においては、実施の形態1の効果に加えて、扁平管1, 2の積層方向の高さを抑制することができるためコンパクトとなる。

【0043】

また、図6(b)に示す熱交換器10の第2扁平管2は、第2入口ヘッダー5側の端部

と第2出口ヘッダー6側の端部とで、その屈曲方向が逆となっている。また、第1扁平管1は、流入部1a、熱交換部1c、流出部1d及び屈曲部1bを備えている。流入部1aは、第1入口ヘッダー3と接続され、流路が略水平となっている。流出部1dは、第1出口ヘッダー4と接続され、流路が略水平となっている。熱交換部1cと第2扁平管2の熱交換部2cとは、互いの扁平な面が接触するように積層されている。屈曲部1bは、流入部1aと熱交換部1cとの間、及び熱交換部1cと流出部1dとの間を接続する。第1扁平管1の第1入口ヘッダー3側端部の屈曲方向は、第2扁平管2の第2出口ヘッダー6側端部の屈曲方向と同じになっている。第1扁平管1の第1出口ヘッダー4側端部の屈曲方向は、第2扁平管2の第2入口ヘッダー5側端部の屈曲方向と同じになっている。

【0044】

10

このように構成された熱交換器10においては、実施の形態1の効果に加え、複数台の熱交換器10を設置する場合、高さ方向の設置スペースをコンパクトにできるという効果を奏する。つまり、熱交換能力を大きくするため、複数台の熱交換器10を扁平管1, 2の積層方向に積上げて設置する場合、各ヘッダー3, 4, 5, 6の干渉を防止しながら、各熱交換器10の高さ方向すきまを小さくすることができる。

【0045】

また、図6(c)に示す熱交換器10は、第1扁平管1の上方に加え、第1扁平管1の下方にも第2扁平管が設けられている。第1扁平管1の上方に配置される第2扁平管2Aは、流入部2Aa、熱交換部2Ac、流出部2Ad及び屈曲部2Abを備えている。流入部2Aaは、第2入口ヘッダー5Aと接続され、流路が略水平となっている。流出部2Adは、第2出口ヘッダー6Aと接続され、流路が略水平となっている。熱交換部2Acと第1扁平管1とは、互いの扁平な面が接触するように積層されている。屈曲部2Abは、流入部2Aaと熱交換部2Acとの間、及び熱交換部2Acと流出部2Adとの間を接続する。第2扁平管2Aの端部は、第1入口ヘッダー3及び第1出口ヘッダー4を乗り上げるように屈曲している。

20

【0046】

第1扁平管1の下方に配置される第2扁平管2Bは、流入部2Ba、熱交換部2Bc、流出部2Bd及び屈曲部2Bbを備えている。流入部2Baは、第2入口ヘッダー5Bと接続され、流路が略水平となっている。流出部2Bdは、第2出口ヘッダー6Bと接続され、流路が略水平となっている。熱交換部2Bcと第1扁平管1とは、互いの扁平な面が接触するように積層されている。屈曲部2Bbは、流入部2Baと熱交換部2Bcとの間、及び熱交換部2Bcと流出部2Bdとの間を接続する。第2扁平管2Bの端部は、第1入口ヘッダー3及び第1出口ヘッダー4の下方へもぐり込むように屈曲している。

30

【0047】

熱交換能力を大きくしたり、第2扁平管2の伝熱・流動特性を最適化するとき等、1本の第1扁平管1に対して2本の第2扁平管2A, 2Bを配置する場合がある。このように構成された熱交換器10においては、気液二相状態の低温流体が第2扁平管2Aの貫通穴21へ流出する際の流出方向が略水平となっている。また、このように構成された熱交換器10においては、気液二相状態の低温流体が第2扁平管2Bの貫通穴21へ流出する際の流出方向が略水平となっている。このため、実施の形態1と同様、各貫通穴21に分配される低温流体の気液比率を等しくでき、コンパクトで高性能な熱交換器10を得ることができる。

40

【0048】

実施の形態3.

実施の形態1や実施の形態2の熱交換器10は、例えば空気調和装置、貯湯装置及び冷凍機等の冷凍空調装置に搭載される。以下に、実施の形態1や実施の形態2の熱交換器10を搭載した冷凍空調装置の一例について説明する。

【0049】

図7は、本発明の実施の形態3による冷凍空調装置の一例を示す冷媒回路図である。

図7に示す冷凍空調装置は、第1圧縮機30、第1放熱器31、第1減圧装置32、第

50

1 冷却器 33 が順に配管で接続された第 1 冷媒回路を有している。第 1 冷媒回路は、高温流体である第 1 冷媒が循環し、蒸気圧縮式冷凍サイクルで動作するように構成されている。また、第 1 冷媒回路の第 1 放熱器 31 と第 1 減圧装置 32 との間に熱交換器 10 が配置されており、熱交換器 10 の第 1 入口ヘッダー 3 は第 1 放熱器 31 と接続され、第 1 出口ヘッダー 4 は第 1 減圧装置 32 と接続されている。

【0050】

また、この冷凍空調装置は、熱交換器 10、第 2 圧縮機 40、第 2 放熱器 41、第 2 減圧装置 42 が順に配管で接続された第 2 冷媒回路を有している。熱交換器 10 の第 2 出口ヘッダー 6 は第 2 圧縮機 40 と接続され、第 2 入口ヘッダー 5 は第 2 減圧装置 42 と接続されている。第 2 冷媒回路は、低温流体である第 2 冷媒が循環し、蒸気圧縮式冷凍サイクルで動作するように構成されている。第 1 冷媒、第 2 冷媒ともに、二酸化炭素、HFC 系冷媒、HC 系冷媒、HFO 系冷媒、アンモニア等の冷媒が用いられる。本実施の形態 3 では、第 1 冷媒に二酸化炭素が用いられている。

10

【0051】

第 1 冷媒は、第 1 圧縮機 30 によって圧縮され、高温高圧の超臨界流体となって吐出される。高温高圧の超臨界流体となった第 1 冷媒は、第 1 放熱器 31 に送られ、第 1 放熱器 31 で空気等と熱交換して温度が低下し、高圧の超臨界流体になる。高圧の超臨界流体となった第 1 冷媒は、熱交換器 10 によって冷却されて温度が低下した後、第 1 減圧装置 32 に流入して減圧され、低温低圧の気液二相流状態に変化し、第 1 冷却器 33 に送られる。低温低圧の気液二相流状態となった第 1 冷媒は、第 1 冷却器 33 で空気等と熱交換して蒸発し、第 1 圧縮機 30 に戻る。

20

【0052】

一方、第 2 冷媒は、第 2 圧縮機 40 によって圧縮され、高温高圧の蒸気となって吐出される。高温高圧の蒸気となった第 2 冷媒は、第 2 放熱器 41 に送られ、第 2 放熱器 41 で空気等と熱交換して温度が低下し、高圧の液体になる。高圧の液体となった第 2 冷媒は、第 2 減圧装置 42 で減圧され、低温の気液二相流状態に変化し、熱交換器 10 に送られる。低温の気液二相流状態となった第 2 冷媒は、熱交換器 10 で加熱され蒸気となり、第 2 圧縮機 40 に戻る。

【0053】

このように構成された冷凍空調装置においては、第 1 放熱器 31 を流出した冷媒の過冷却度を大きく確保することができ、冷凍空調装置の効率を大幅に向上することができる。

30

なお、第 1 冷媒回路を流れる第 1 冷媒として、HFC 系冷媒、HC 系冷媒、HFO 系冷媒又はアンモニアを用いた場合においても、第 1 放熱器 31 を流出した冷媒の過冷却度を大きく確保することで、冷凍空調装置の効率が向上する。第 1 冷媒回路の第 1 冷媒が二酸化炭素であって、臨界点以上で放熱する場合、冷凍空調装置の効率が特に向上する。

なお、本実施の形態 3 では、第 2 冷媒回路は、蒸気圧縮式冷凍サイクルの場合を示したが、第 2 冷媒を水やエチレングリコール水溶液等のブライン（不凍液）、第 2 圧縮機 40 をポンプで構成してもよい。

【0054】

図 8 は、本発明の実施の形態 3 による冷凍空調装置の別の一例を示す冷媒回路図である

40

図 8 に示す冷凍空調装置は、図 7 に示す冷凍空調装置の構成から第 1 放熱器 31 を省略し、第 1 圧縮機 30 から吐出された高温高圧の蒸気である第 1 冷媒を全て熱交換器 10 で冷却している。つまり、図 8 に示す冷凍空調装置は、いわゆる二次ループ形冷凍空調装置となっている。この場合、熱交換器 10 は第 1 放熱器 31 として用いられる。図 8 に示す冷凍空調装置では、熱交換器 10 において必要熱交換量が大きくなり、冷凍空調装置全体に占める容積割合が第 1 放熱器 31 を設けた場合よりも大きくなる。熱交換器 10 がコンパクトとなることによって、冷凍空調装置全体がコンパクトとなる効果が一層高まる。

【0055】

図 9 は、本発明の実施の形態 3 による冷凍空調装置のさらに別の一例を示す冷媒回路図

50

である。

図9に示す冷凍空調装置は、第1圧縮機30、第1放熱器31、第1減圧装置32及び第1冷却器33が順に接続された冷媒回路を備えている。また、図9に示す冷凍空調装置は、バイパス配管52を備えている。バイパス配管52は、一端が第1放熱器31と第1減圧装置32との間に接続され、他端が第1圧縮機30における冷媒の圧縮工程の途中に設けられたインジェクションポート53、又はここでは図示しないが圧縮機30と第1冷却器33との間に接続されている。熱交換器10は、冷媒回路における第1放熱器31と第1減圧装置32との間であり、バイパス配管52の途中となる位置に配置されている。熱交換器10は、第1入口ヘッダー3と第1放熱器31とが接続され、第1出口ヘッダー4と第1減圧装置32とが接続されている。また、熱交換器10は、第2入口ヘッダー5とバイパス減圧装置51とが接続され、第2出口ヘッダー6とインジェクションポート53、又はここでは図示しないが圧縮機30と第1冷却器33との間とが接続されている。

【0056】

バイパス減圧装置51で減圧された冷媒（低温流体）は、低温の気液二相流状態に変化し、熱交換器10で第1放熱器31から流出した冷媒（高温流体）と熱交換し、第1圧縮機30のインジェクションポート53に送られる。なお、図9に示す冷凍空調装置においては、HFC系冷媒、HC冷媒、HFO系冷媒、アンモニア、二酸化炭素等の冷媒が用いられる。

【0057】

このように構成された冷凍空調装置においても、第1放熱器31を流出した冷媒の過冷却度を大きく確保することができ、冷凍空調装置の効率を大幅に向上することができる。

【0058】

また、図9に示す冷凍空調装置においては、熱交換器10からインジェクションポート53に流入する低温流体の飽和温度（気液平衡温度）が高いほど、第1圧縮機30の効率が高くなり、所要動力も小さくできる。図9に示すように第1放熱器31の出口を冷却すると、特に外気温度が高く第1放熱器31出口における高温流体の温度が比較的高い場合、熱交換器10において高温流体と低温流体との温度差を十分大きくとれる。このため、インジェクションポート53に流入する低温流体の温度を高め維持でき、第1圧縮機30の高い効率を確保することができる。

【0059】

なお、バイパス配管52の他端が第1圧縮機30と第1冷却器33との間に接続される場合、熱交換器10を用いない場合に比べ、冷凍効果を低下させることなく、第1冷却器33を流れる冷媒流量を低下させることができる。特に、第1圧縮機30と第1冷却器33の間の配管長が長い場合、圧力損失の増加に伴う性能の低下を抑制することができ、有用である。

【0060】

以上のように、コンパクトで高性能な熱交換器10を搭載することにより、上述のような効果を有しつつ、コンパクトな冷凍空調装置を得ることができる。

【0061】

実施の形態4

実施の形態1及び実施の形態2においては、高温流体が流通する第1扁平管1及び低温流体が流通する第2扁平管2をそれぞれ別体で構成し、第1扁平管1及び第2扁平管2の扁平な面同士をろう付け等で接合して両者を積層した熱交換器10について説明した。つまり、実施の形態1及び実施の形態2においては、高温流体が流通する冷媒流路及び低温流体が流通する冷媒流路をそれぞれ別部品に形成した熱交換器10について説明した。これに限らず、高温流体が流通する冷媒流路及び低温流体が流通する冷媒流路を同一部品に形成して熱交換器10を構成してもよい（つまり、本発明に係る第1流路部及び第2流路部を一体で形成してもよい）。そして、このように構成された熱交換器10を実施の形態3で示したような冷凍空調装置に搭載してもよい。なお、本実施の形態4において、特に記述しない項目については実施の形態1～実施の形態3と同様とする。

10

20

30

40

50

【0062】

図10は、本発明の実施の形態4による熱交換器の構造図である。このうち、図10(a)は、同熱交換器10の斜視図であり、図10(b)は、図10(a)のA矢視図である。

図10で示されるように、本実施の形態4に係る熱交換器10の本体110には、第1冷媒(例えば、高温流体)が流通する複数の第1冷媒流路101aが例えば長手方向(図10の上下方向)に貫通して形成されている。そして、これら第1冷媒流路101aが並列配置されて、第1冷媒パス101を構成している。また、本体110には、第2冷媒(例えば、低温流体)が流通する複数の第2冷媒流路102aが例えば長手方向(図10の上下方向)に貫通して形成されている。そして、これら第2冷媒流路102aが並列配置されて第2冷媒パス102を構成している。これら第1冷媒パス101及び第2冷媒102は、第1冷媒流路101aの並設方向と第2冷媒流路102aの並設方向を揃えて配置されている。なお、図10に示す熱交換器10では、第1冷媒パス101(つまり、第1冷媒流路101a)及び第2冷媒パス102(つまり、第2冷媒流路102a)が垂直に配置されている。

なお、ここでいう「揃えて」とは、第1冷媒流路101aの並設方向と第2冷媒流路102aの並設方向とが厳密に平行となっているものではなく、両者の並設方向が実質的に揃っていることを示している。このため、第1冷媒流路101aの並設方向と第2冷媒流路102aの並設方向とが多少傾いていても、本実施の形態4では、両者の並設方向を「揃えて」と表現する。

【0063】

つまり、本実施の形態4においては、第1冷媒パス101と第2冷媒パス102とが一体で形成されている。この第1冷媒パス101及び第2冷媒パス102が形成された本体110は、例えば、アルミニウム若しくはアルミニウム合金、銅若しくは銅合金、鉄鋼、又はステンレス合金によって形成されており、押し出し又は引き抜き成形等によって製造される。

【0064】

また、本体110の冷媒流通方向の両端のうち一方には、各第2冷媒流路102aの並設方向に沿って、全ての第2冷媒流路102aに連通する第2入口連通穴105aが形成されている。また、他方には、各第2冷媒流路102aの並設方向に沿って、全ての第2冷媒流路102aに連通する第2出口連通穴106aが形成されている。つまり、図10に示す熱交換器10では、第2入口連通穴105a及び第2出口連通穴106aが水平に配置されている。

【0065】

同様に、本体110の冷媒流通方向の両端のうち第2出口連通穴106aが形成された側には、各第1冷媒流路101aの並設方向に沿って、全ての第1冷媒流路101aに連通する第1入口連通穴103aが形成されている。また、本体110の冷媒流通方向の両端のうち第2入口連通穴105aが形成された側には、各第1冷媒流路101aの並設方向に沿って、全ての第1冷媒流路101aに連通する第1出口連通穴104aが形成されている。つまり、図10に示す熱交換器10では、第1入口連通穴103a及び第1出口連通穴104aが水平に配置されている。

【0066】

さらに、第1入口連通穴103aと第2出口連通穴106aとは、第1冷媒流路101a(換言すると、第2冷媒流路102a)の冷媒流通方向に少しずらして形成されている。また、第1出口連通穴104aと第2入口連通穴105aとは、第1冷媒流路101a(換言すると、第2冷媒流路102a)の冷媒流通方向に少しずらして形成されている。

【0067】

なお、第1入口連通穴103a及び第1出口連通穴104aの貫通方向は、必ずしも各第1冷媒流路101aの方向と垂直になっている必要はない。また、第2入口連通穴105a及び第2出口連通穴106aの貫通方向についても、必ずしも第2冷媒流路102a

の方向と垂直になっている必要もない。

【0068】

また、第1入口連通穴103a、第1出口連通穴104a、第2入口連通穴105a及び第2出口連通穴106aの一端は開口されており、それぞれ、外部に連通するように、第1入口接続管103、第1出口接続管104、第2入口接続管105及び第2出口接続管106が接続されている。また、第1入口連通穴103a、第1出口連通穴104a、第2入口連通穴105a及び第2出口連通穴106aの他端は、封止部材等によって閉口されている。

なお、図10では、第1入口連通穴103a、第1出口連通穴104a、第2入口連通穴105a及び第2出口連通穴106aの開口（又は閉口）側端部が、すべて同じ側になっている。しかしながら、第1入口連通穴103a、第1出口連通穴104a、第2入口連通穴105a及び第2出口連通穴106aの開口（又は閉口）側端部は、図10に示す位置に限定されるものではなく、各連通穴において一端が開口され、他端が閉口されている構成であれば、それぞれ同じ側である必要はない。

10

【0069】

また、本体110の長手方向に貫通して形成された複数の第1冷媒流路101a及び第2冷媒流路102aの両端部は、ピンチ加工等による封止加工、又は、封止部材によって封止（図示せず）されている。

【0070】

ここで、本実施の形態4に係る熱交換器10は、図10に示すような低温流体及び高温流体が上下方向に流れる姿勢で用いられることを想定したものである。また、本実施の形態4に係る熱交換器10は、気液二相状態の低温流体が第2入口接続管105及び第2入口連通穴105aを介して第2冷媒パスの各第2冷媒流路102aに流入することを想定したものである。このため、本実施の形態4に係る熱交換器10は、実施の形態1の図3～図5に示す実験により得られた知見、即ち、伝熱特性に優れた前述した姿勢角、の範囲に基づき、第2入口連通穴105aを次のような位置に配置している。

20

【0071】

つまり、第2入口連通穴105aを当該第2入口連通穴105aの中心軸方向に観察した場合、第2入口連通穴105aの中心軸は、第2入口連通穴105aと第2冷媒パス102（つまり、各第2冷媒流路102a）との接続部と一致する位置、又は、当該接続部よりも第1冷媒パス101（つまり、各第1冷媒流路101a）から離れた位置となっている。

30

これにより、本実施の形態4に係る熱交換器10においては、第2流路部102と第2入口ヘッダー5とを、姿勢角として $0^\circ < \theta < 110^\circ$ （図3と同じ方向を正とした場合は $-110^\circ < \theta < 0^\circ$ ）で接続している。

【0072】

なお、第1冷媒パス101、第2冷媒パス102、第1入口連通穴103a、第1出口連通穴104a、第2入口連通穴105a及び第2出口連通穴106aが、本発明の「第1流路部」、「第2流路部」、「第1入口ヘッダー」、「第1出口ヘッダー」、「第2入口ヘッダー」及び「第2出口ヘッダー」に相当する。

40

【0073】

次に、図10を参照しながら、本実施の形態4に係る熱交換器10における高温流体と低温流体との熱交換動作について説明する。

【0074】

高温流体は、第1入口接続管103を介して第1入口連通穴103aへ流入し、第1冷媒パス101、そして、第1出口連通穴104aの順に流通して、第1出口接続管104から流出する。一方、低温流体は、気液二相状態で、第2入口接続管105を介して第2入口連通穴105aへ流入し、第2冷媒パス102、そして、第2出口連通穴106aの順に流通して、第2出口接続管106から流出する。その際、第1冷媒パス101を流通する高温流体と、第2冷媒パス102を流通する低温流体とは、各冷媒パス同士の隔壁

50

を介して対向流で熱交換が実施される。

【0075】

以上、本実施の形態4のように構成された熱交換器10においては、第2入口連通穴105aを当該第2入口連通穴105aの中心軸方向に観察した場合、第2入口連通穴105aの中心軸は、第2入口連通穴105aと第2冷媒パス102（つまり、各第2冷媒流路102a）との接続部と一致する位置、又は、当該接続部よりも第1冷媒パス101（つまり、各第1冷媒流路101a）から離れた位置となっている。これにより、気液二相状態の低温冷媒が第2入口連通穴105aから第2冷媒パス102へ流入する際の姿勢角が、 $0^\circ < 110^\circ$ となっている。このため、気液二相状態の低温冷媒は、第2冷媒パス102の各第2冷媒流路102aへほぼ等しい気液比率で分配されやすくなり、安定した性能の熱交換器10が得られる。

10

【0076】

なお、実施の形態1からもわかるように、図10(b)の矢印方向を正方向とした場合、 $80^\circ < < 100^\circ$ のとき、低温流体の気相成分と液相成分の分配特性が最も好適となる。そして、隣り合う第1冷媒パス101と第2冷媒パス102との距離を近づけることができる。このため、図10(b)の矢印方向を正方向とした場合、 $80^\circ < < 100^\circ$ となるように第2入口連通穴105aを形成することにより、本体110において熱伝導による熱抵抗をより抑制でき、熱交換器10の性能向上をより図ることができる。

【0077】

また、第1冷媒パス101と第2冷媒パス102とが本体110において一体として構成することにより、以下の種々の効果を得ることもできる。

20

【0078】

まず、高温流体が流通する流路と低温冷媒が流通する流路とが別部品に形成された場合、これら部品の接合面で発生する熱抵抗が抑制され、熱交換器10の熱交換性能を向上させることができる。

【0079】

また、熱交換器10の本体110内部に第1入口連通穴103a及び第1出口連通穴104aを設けたため、第1冷媒パス101に接続するための別体のヘッダー管を備える必要がないので、熱交換器10のコンパクト化が図れると共に、製造工程を簡素化することができる。これについては、第2冷媒パス102についての第2入口連通穴105a及び第2出口連通穴106aについても同様である。

30

【0080】

さらに、第1入口連通穴103a及び第2出口連通穴106a、並びに、第1出口連通穴104a及び第2入口連通穴105aは、それぞれ、各流体の流通方向に少しずらして形成されているので、ずらさない場合と比較して、隣り合う第1冷媒パス101と第2冷媒パス102との距離を近づけることができ、熱交換器10のコンパクト化を図ることができる。

【0081】

なお、本実施の形態4に係る熱交換器10では、図10で示されるように第1冷媒流路101a及び第2冷媒流路102aの流路断面の形状を矩形としているが、これら流路断面の形状は矩形に限定されるものではない。第1冷媒流路101a及び第2冷媒流路102aの流路断面は、例えば多角形に形成してもよいし、耐圧性能を高めるために円形にしてもよい。第1冷媒流路101a及び第2冷媒流路102aの流路断面を長穴又は楕円等としても勿論よい。この場合、第1冷媒流路101aの流路断面と、第2冷媒流路102aの流路断面とを同形状にする必要もないことは言うまでもない。さらに、伝熱性能を高めるために、第1冷媒流路101aや第2冷媒流路102aの内面に溝を設けて伝熱面積を大きくしてもよい。この場合、本体10の押し出し成形時や引き抜き成形時に、同時にこの溝を加工するものとするれば、製造作業を簡素化することができる。

40

【0082】

また、本実施の形態4に係る熱交換器10では、図10で示されるように第1冷媒パス

50

101の第1冷媒流路101aと第2冷媒パス102の第2冷媒流路102aの数を同数としているが、これに限定されるものではない。すなわち、熱交換器10における高温流体及び低温流体の動作条件又は流動物性値に合わせて、伝熱性能が高く、圧力損失が低く、かつ、好適な熱交換器10となるように、それぞれ異なる数としてもよい。

【0083】

また、第1冷媒パス101を流通する高温流体と、第2冷媒パス102を流通する低温流体とは、対向流で熱交換が実施されるものとしたが、これに限定されるものではなく、並行流として熱交換を実施するものとしてもよい。例えば、高温流体が第1入口接続管103から流入し、かつ、低温流体が第2出口接続管106から流入するようにすれば、高温流体及び低温流体が並行流となる。

10

【0084】

また、図10では、低温流体及び高温流体が上下方向に流れる姿勢で用いられる熱交換器10について説明したが、第1冷媒パス101及び第2冷媒パス102を一体形成した本実施の形態4に係る熱交換器10の設置姿勢は、図10に示す姿勢に限定されるものではない。

【0085】

図11は、本発明の実施の形態4による熱交換器の別の一例を示す構造図である。このうち、図11(a)は、同熱交換器10の斜視図であり、図11(b)は、図11(a)のA矢視図である。

図11に示した熱交換器10は、低温流体及び高温流体が左右方向(略水平方向)に流れる姿勢で用いられることを想定したものである。つまり、図11に示した熱交換器10は、第1冷媒パス101(つまり、第1冷媒流路101a)及び第2冷媒パス102(つまり、第2冷媒流路102a)を水平に配置したものである。なお、その他の構成は、図10で示した熱交換器10と同様の構成となっており、同様の効果を奏する。図10と図11で示した同じ記号の部位は、同じ機能、動作を有するため、機能、動作の説明を省略する。

20

【0086】

図11のように構成された熱交換器10においても、第2入口連通穴105aを当該第2入口連通穴105aの中心軸方向に観察した場合、第2入口連通穴105aの中心軸を、第2入口連通穴105aと第2冷媒パス102(つまり、各第2冷媒流路102a)との接続部と一致する位置、又は、当該接続部よりも第1冷媒パス101(つまり、各第1冷媒流路101a)から離れた位置とすればよい。これにより、気液二相状態の低温冷媒が第2入口連通穴105aから第2冷媒パス102へ流入する際の姿勢角 θ を、 $0 < \theta < 90^\circ$ に設定できる。このため、気液二相状態の低温冷媒は、第2冷媒パス102の各第2冷媒流路102aへほぼ等しい気液比率で分配されやすくなり、安定した性能の熱交換器10が得られる。ただし、 $80^\circ < \theta < 100^\circ$ が分配特性としてはもっとも好適であるが、本実施の形態4の場合、 θ が 90° から 0° に近づくほど(すなわち、第2入口連通穴105aの中心軸を第1冷媒パス101から離れた位置に配置させるほど)、隣り合う第1冷媒パス101と第2冷媒パス102との距離を近づけることができる。このため、熱伝導による熱抵抗を抑制でき、性能向上を図ることができる姿勢角 θ としては、少なくとも $0 < \theta < 90^\circ$ の間になっていればよい。

30

40

【0087】

なお、図10及び図11に示すように、本実施の形態4に係る熱交換器10においては、第2出口接続管106から気液二相状態の低温流体を流入させて第2入口接続管105から低温流体を流出させる使用形態も想定している。このため、第2出口連通穴106aを当該第2出口連通穴106aの中心軸方向に観察した場合、第2出口連通穴106aの中心軸を、第2出口連通穴106aと第2冷媒パス102(つまり、各第2冷媒流路102a)との接続部と一致する位置、又は、当該接続部よりも第1冷媒パス101(つまり、各第1冷媒流路101a)から離れた位置としている。

【符号の説明】

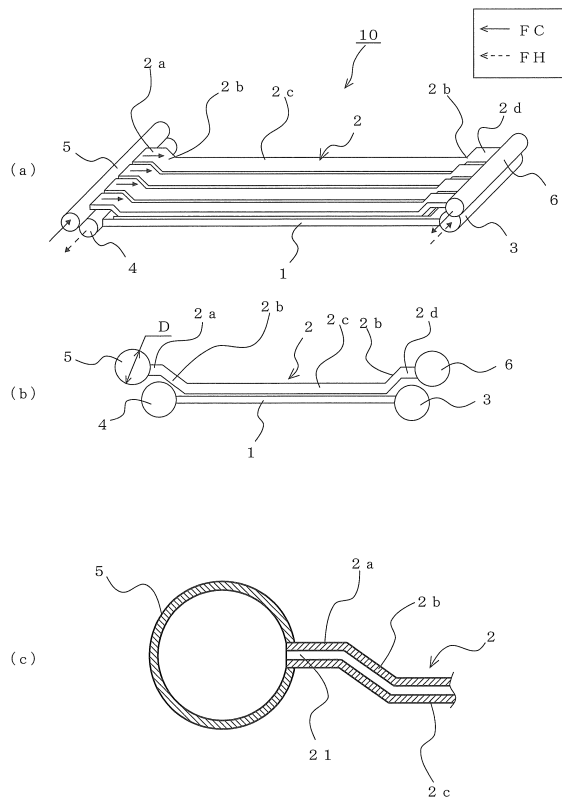
50

【0088】

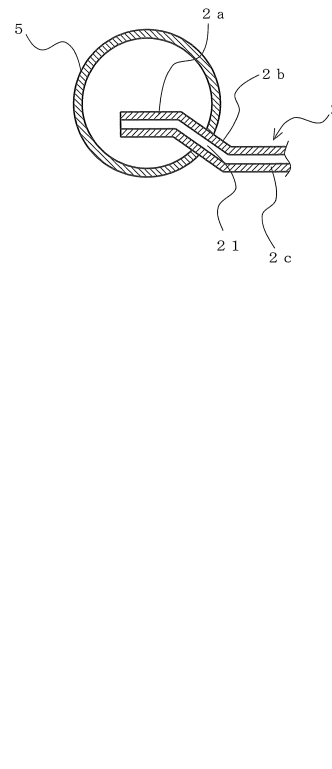
1 第1扁平管、1 a 流入部、1 b 屈曲部、1 c 熱交換部、1 d 流出部、2 第2扁平管、2 a 流入部、2 b 屈曲部、2 c 熱交換部、2 d 流出部、2 A 第2扁平管、2 A a 流入部、2 A b 屈曲部、2 A c 熱交換部、2 A d 流出部、2 B 第2扁平管、2 B a 流入部、2 B b 屈曲部、2 B c 熱交換部、2 B d 流出部、3 第1入口ヘッダー、4 第1出口ヘッダー、5 第2入口ヘッダー、5 A 第2入口ヘッダー、5 B 第2入口ヘッダー、6 第2出口ヘッダー、6 A 第2出口ヘッダー、6 B 第2出口ヘッダー、10 熱交換器、21 貫通穴、30 第1圧縮機、31 第1放熱器、32 第1減圧装置、33 第1冷却器、40 第2圧縮機、41 第2放熱器、42 第2減圧装置、52 バイパス配管、53 インジェクションポート、101 第1冷媒パス、101 a 第1冷媒流路、102 第2冷媒パス、102 a 第2冷媒流路、103 第1入口接続管、103 a 第1入口連通穴、104 第1出口接続管、104 a 第1出口連通穴、105 第2入口接続管、105 a 第2入口連通穴、106 第2出口接続管、106 a 第2出口連通穴、110 本体。

10

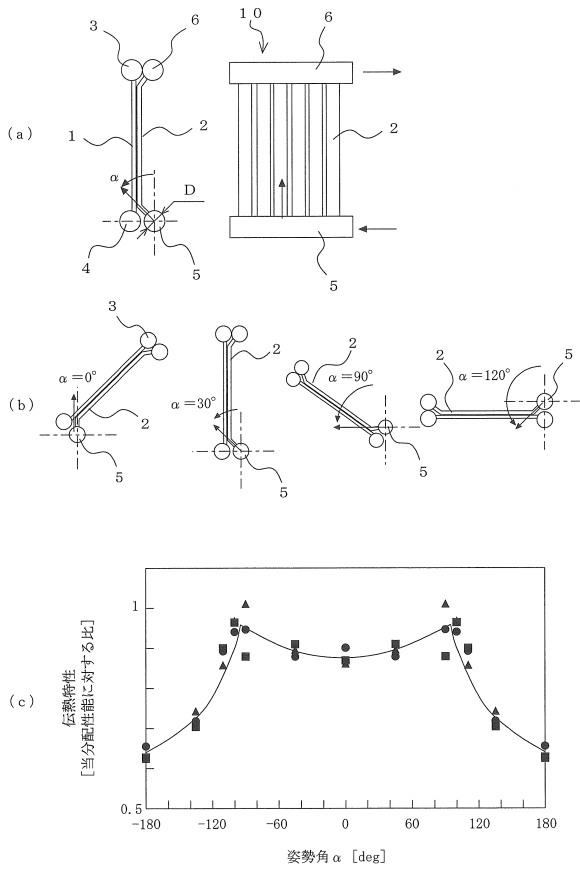
【図1】



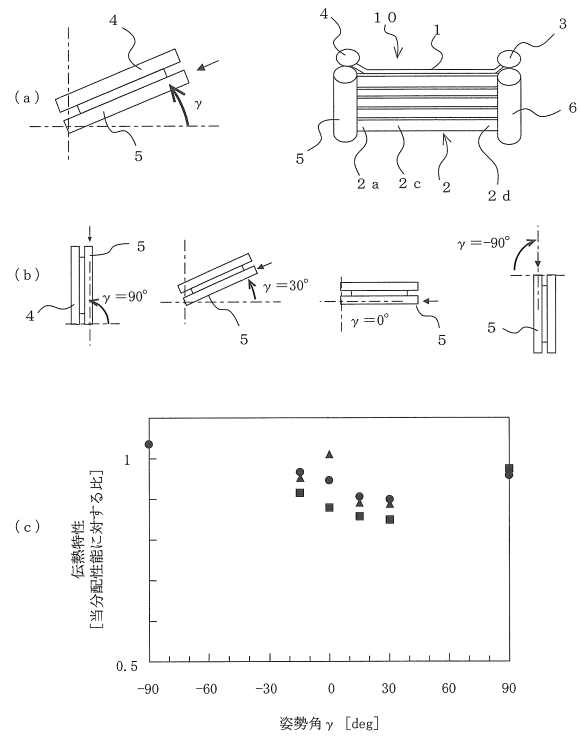
【図2】



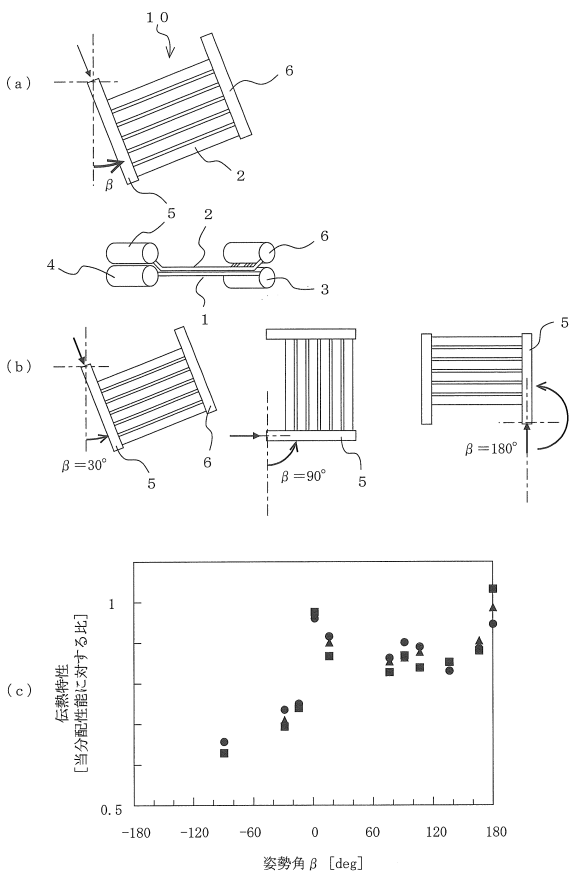
【図3】



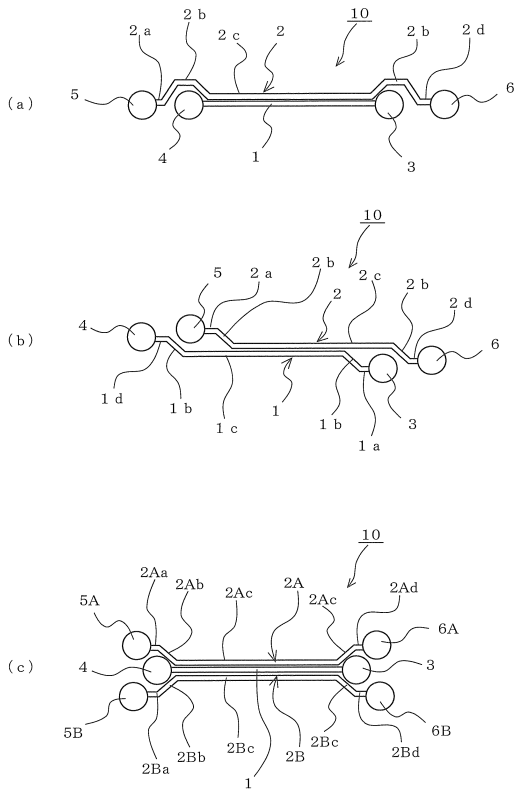
【図4】



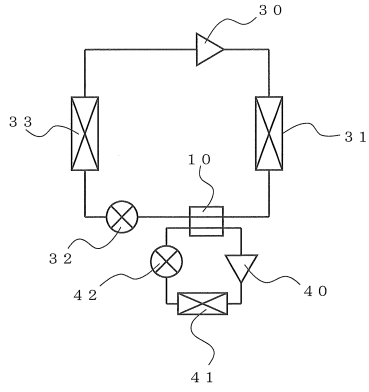
【図5】



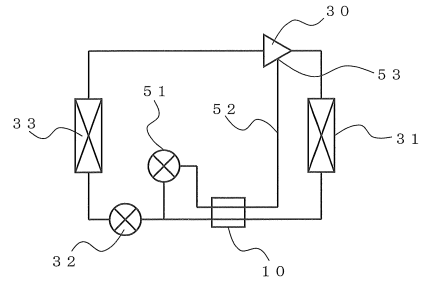
【図6】



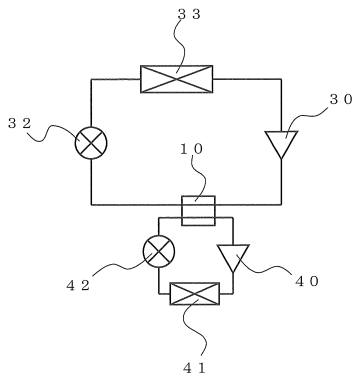
【図7】



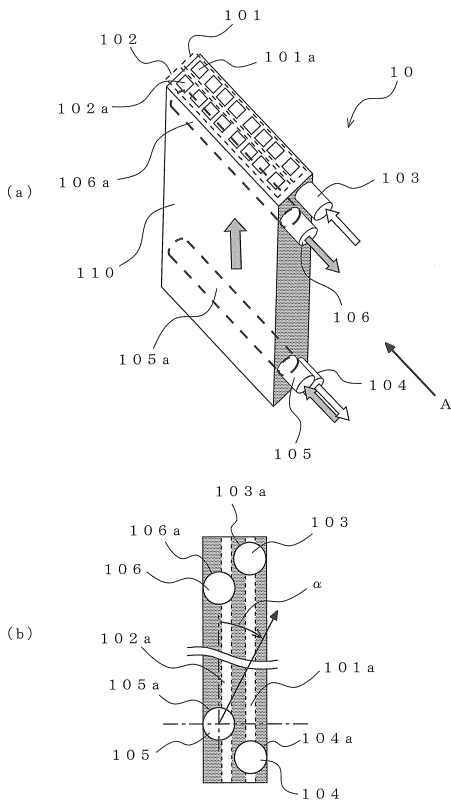
【図9】



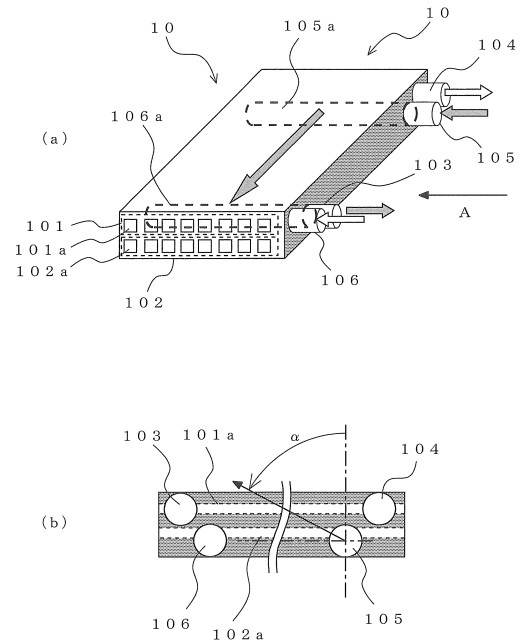
【図8】



【図10】



【図11】



フロントページの続き

- (74)代理人 100160831
弁理士 大谷 元
- (72)発明者 吉村 寿守務
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 中宗 浩昭
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 酒井 瑞朗
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 池田 宗史
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

審査官 柿沼 善一

- (56)参考文献 実開昭61-181210(JP,U)
特開2006-112756(JP,A)
特開2003-202197(JP,A)
特開2009-121758(JP,A)
特開2008-122070(JP,A)
特開平08-320192(JP,A)
特開2003-279276(JP,A)
特開2008-101852(JP,A)
特開2002-340485(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F28D 7/00
F28D 1/053