

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6026956号
(P6026956)

(45) 発行日 平成28年11月16日(2016.11.16)

(24) 登録日 平成28年10月21日(2016.10.21)

(51) Int.Cl.

F 1

F28F 9/02 (2006.01)

F28F 9/02 301Z

F28D 1/053 (2006.01)

F28D 1/053 301D

B60H 1/32 (2006.01)

B60H 1/32 Z

B60H 1/32 613E

請求項の数 4 (全 13 頁)

(21) 出願番号

特願2013-110297 (P2013-110297)

(22) 出願日

平成25年5月24日 (2013.5.24)

(65) 公開番号

特開2014-228242 (P2014-228242A)

(43) 公開日

平成26年12月8日 (2014.12.8)

審査請求日

平成28年5月6日 (2016.5.6)

(73) 特許権者 000001845

サンデンホールディングス株式会社

群馬県伊勢崎市寿町20番地

(74) 代理人 100078330

弁理士 笹島 富二雄

(74) 代理人 100129425

弁理士 小川 譲晃

(72) 発明者 松元 雄一

群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株式会社内

審査官 鈴木 充

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 室内熱交換器

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

上下方向に延びる複数の冷媒流通チューブを互いに平行に配置したチューブ群の上下端部を水平方向に延びる上下のヘッダに連通接続した熱交換器を一对形成し、冷媒流通方向上流側の第1熱交換器を室内への空気送風方向の下流側、冷媒流通方向下流側の第2熱交換器を前記空気送風方向の上流側に並べて配置すると共に、前記第1熱交換器及び第2熱交換器の隣接するヘッダ同志を連通接続し、暖房時に35℃を超える過冷却運転が可能なコンデンサとして機能し、冷房時に冷媒をガス状態で通過させるカウンターフロー型の室内熱交換器であって、

前記第1熱交換器及び第2熱交換器の少なくとも一部のヘッダ内を水平方向複数の空間に仕切り、各熱交換器のチューブ群を、隣接するチューブ群相互間で冷媒流通方向を反転させた複数の熱交換領域に画成すると共に、前記第2熱交換器において、冷媒流通方向最下流側の熱交換領域を、上流側の熱交換領域より大きく設定し、

前記第1熱交換器において、前記各熱交換領域の冷媒通路面積を該第1熱交換器に接続された冷媒導入管の断面積より大きく設定したこと、
を特徴とする室内熱交換器。

【請求項 2】

前記第1熱交換器において、冷媒流通方向最上流側の熱交換領域を、下流側の熱交換領域より大きく設定したこと、
を特徴とする請求項1に記載の室内熱交換器。

10

20

【請求項 3】

前記第1熱交換器及び第2熱交換器のチューブ群をそれぞれ2個に画成し、前記第1熱交換器における冷媒流通方向上流側の熱交換領域と、前記第2熱交換器における冷媒流通方向下流側の熱交換領域の大きさを等しくし、前記第1熱交換器における冷媒流通方向下流側の熱交換領域と、前記第2熱交換器における冷媒流通方向上流側の熱交換領域の大きさを等しくしたことを特徴とする請求項2に記載の室内熱交換器。

【請求項 4】

車両用空調装置の車室への送風路に配設され、暖房時は、通気口を開とされ、冷房時は通気口を閉とされることと特徴とする請求項1～請求項3のいずれか1つに記載の室内熱交換器。10

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、車両用空調装置等のヒートポンプ装置においてコンデンサとして機能する室内熱交換器に関する。20

【背景技術】**【0002】**

車両用のヒートポンプ式空調装置において、特許文献1に示される室内熱交換器（コンデンサ）では、複数の冷媒流通チューブを並列配置したチューブ群の両側にヘッダが連通して接続され、一方のヘッダに冷媒導入管と冷媒導出管とを接続すると共に、このヘッダの内部を冷媒導入管接続側と冷媒導出管接続側との間で仕切っている。そして、冷媒導入管から冷媒導入管接続側空間に導入された冷媒を、該冷媒導入管接続側空間に連通するチューブ群から反対側のヘッダ内に流出させた後、残るチューブ群に流入させて冷媒導出管接続側空間に導き、冷媒導出管から導出させている。20

【0003】

このように、冷媒の流通方向を反転させ、チューブの本数、長さ等の設定により、吹き出し空気の温度バラツキを抑制している。

【先行技術文献】**【特許文献】****【0004】**

【特許文献1】特開2012-172850号30

【発明の概要】**【発明が解決しようとする課題】****【0005】**

しかしながら、特許文献1に開示される室内熱交換器は、過冷却温度が25°C以下の範囲で適用されるものであり、これ以上の過冷却を要する極低温環境下では、吹出し温度（熱交換器から吹出される空気の温度）のバラツキが拡大する（特許文献1の図6参照）。例えば、外気温度が-10°C以下の環境下では、室内熱交換器（コンデンサ）の過冷却温度を増大させることで凝縮圧力を上昇させ、所望の暖房感の得られる凝縮温度まで高める必要があり、吹出し温度が拡大しやすい運転領域には対応しがたいという問題があった。40

【0006】

一方、車両用ヒートポンプで室内送風路に暖房用のコンデンサを配置する場合、冷房時には、該空気導入口を遮断して空気との熱交換を殆ど行わせず、冷媒をガス状態で流通させる方式が考えられる。

【0007】

この方式では、冷房時に冷媒を車室内熱交換器をバイパスさせる構造に比較し、コスト削減を図れる。しかし、冷房時に高温高圧のガスをそのまま流通させるときの圧力損失を低減する必要がある。

【0008】

10

20

30

40

50

本発明は、このような従来の課題に着目してなされたもので、暖房時に室内熱交換器（コンデンサ）の吹出し温度のバラツキを抑制しつつ、冷房時に冷媒をガス状態で通過させる際の圧力損失を抑制して冷房性能を良好に維持できるようにした室内熱交換器を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0009】

かかる課題を解決するため本発明にかかる室内熱交換器は、

上下方向に延びる複数の冷媒流通チューブを互いに平行に配置したチューブ群の上下端部を水平方向に延びる上下のヘッダに連通接続した熱交換器を一対形成し、冷媒流通方向上流側の第1熱交換器を室内への空気送風方向の下流側、冷媒流通方向下流側の第2熱交換器を前記空気送風方向の上流側に並べて配置すると共に、前記第1熱交換器及び第2熱交換器の隣接するヘッダ同志を連通接続し、暖房時に35℃を超える過冷却運転が可能なコンデンサとして機能し、冷房時に冷媒をガス状態で通過させるカウンターフロー型の室内熱交換器であって、

前記第1熱交換器及び第2熱交換器の少なくとも一部のヘッダ内を水平方向複数の空間に仕切り、各熱交換器のチューブ群を、隣接するチューブ群相互間で冷媒流通方向を反転させた複数の熱交換領域に画成すると共に、前記第2熱交換器において、冷媒流通方向最下流側の熱交換領域を、上流側の熱交換領域より大きく設定し、

前記第1熱交換器において、前記各熱交換領域の冷媒通路面積を該第1熱交換器に接続された冷媒導入管の断面積より大きく設定したこと、
を特徴とする。

【発明の効果】

【0010】

本発明にかかる室内熱交換器によれば、以下の効果が得られる。

過冷却温度が35℃を超える高レベルの過冷却運転を行った場合、第2熱交換器において過冷却される低温領域が拡大するが、第1熱交換器及び第2熱交換器の熱交換領域をそれぞれ複数に画成することにより、送風空気との熱交換による温度変化が緩やかとなり、複数に画成しない場合に比較すると過冷却領域の拡大を抑制できる。

【0011】

また、第2熱交換器において、最下流側の熱交換領域を、上流側の熱交換領域より大きく設定することにより、過冷却領域を最下流側の熱交換領域内に留め、若しくは、上流側の熱交換領域まで拡大しても小さい領域に留めることができる。

【0012】

過冷却領域は、該領域を通過する送風空気の温度に与える影響が大きいので、上記のように過冷却領域を低減することにより、吹出し温度のバラツキを低減できる。

一方、冷房運転時は、特に冷媒流通方向上流側の第1熱交換器では高温・高圧のガス冷媒が流通するが、各熱交換領域におけるチューブ群の冷媒通路面積（チューブ群の総断面積）を冷媒導入管の断面積より大きくしたことにより、流通抵抗の増大を抑制してヒートポンプシステムの冷房性能を良好に維持することができる。

【図面の簡単な説明】

【0013】

【図1】本発明に係る車室内熱交換器を備えた車両用空調装置における冷媒回路の暖房時における冷媒の流れを示す図。

【図2】同上車両用空調装置における冷媒回路の冷房時における冷媒の流れを示す図。

【図3】同上車室内熱交換器を空気の送風方向下流側から見た正面図。

【図4】図3のA矢視側面図。

【図5】図3のB-B矢視断面図。

【図6】図3のC矢視側面図。

【図7】同上車室内熱交換器の下端部に配設される一対のヘッダ相互を連通して接続する接続部材の平面図及び正面図。

10

20

30

40

50

【図8】同上車室内熱交換器における冷媒の流れを示す概要斜視図。

【図9】暖房時にコンデンサとして機能する4バス型室内熱交換器の吹出し温度の温度差を、2バス型室内熱交換器と比較して示す図。

【図10】4バス型室内熱交換器の第1バス～第4バスの熱交換領域の大きさが異なる組み合わせの2バス型室内熱交換器に対する暖房COP比率を示す図。

【図11】同じく第1バス～第4バスの熱交換領域の大きさが異なる組み合わせの2バス型室内熱交換器に対する吹出し温度差比率を示す図。

【図12】、同じく第1バス～第4バスの熱交換領域の大きさが異なる組み合わせの2バス型室内熱交換器に対する冷房COP比率を示す図。

【図13】第4バス割合と暖房時の吹出し温度バラツキとの関係を示す線図。

10

【図14】第1熱交換器の冷媒通路面積と暖房時及び冷房時のCOPとの関係を示す線図。

【発明を実施するための形態】

【0014】

以下に本発明の実施の形態を説明する。

図1及び図2は、本発明に係る室内熱交換器（コンデンサ）を備えたヒートポンプ式の車両用空調装置における冷媒回路の概要を示す。なお、本発明に係る車室内熱交換器が適用される冷媒回路は、これに限らない。

【0015】

該空調装置は、コンプレッサ1、車室内の送風路51の下流側に配設された第1車室内熱交換器2、車室外に配設された車室外熱交換器3、車室内の送風路51の上流側に配設された第2車室内熱交換器4を含んで構成される。

20

【0016】

送風路51の上流端部には、ファン52が配設され、第1車室内熱交換器2の通気口には、該通気口を開閉自由なダンパ53が装着されている。

コンプレッサ1の冷媒吐出口から第1車室内熱交換器2を経て車室外熱交換器3に至る第1冷媒配管5の途中には、第1膨張弁6及び第1逆止弁7が介装されている。車室外熱交換器3からコンプレッサ1の冷媒吸入口に至る第2冷媒配管8の途中には、第1開閉弁9及びアキュームレータ10が介装されている。

30

【0017】

また、第1冷媒配管5の第1膨張弁6上流側から車室外熱交換器3と第1開閉弁9との間を結んで第3冷媒配管11が接続され、該第3冷媒配管11には、第2開閉弁12が介装されている。ここで、第1膨張弁6は、第2開閉弁12が開のときは第2開閉弁12に比較して通路抵抗が大きいため実質的に閉となるが、強制的に閉としてもよい。したがつて、第1膨張弁6と第2開閉弁12とは、選択的に開となる。

【0018】

第1冷媒配管5の第1逆止弁7下流側から分岐して第2車室内熱交換器4に至る第4冷媒配管13が配設され、該第4冷媒配管13には、第3開閉弁14、第2逆止弁15、内部熱交換器16の高温部16A及び第2膨張弁17が介装されている。

40

【0019】

第2車室内熱交換器4から第1開閉弁9とアキュームレータ10との間に至る第5冷媒配管18が接続され、該第5冷媒配管18には、第4開閉弁19及び内部熱交換器16の低温部が介装されている。内部熱交換器16は、高温部16Aを流通する高温冷媒と低温部16Bを流通する低温冷媒との間で熱交換がなされる。

【0020】

さらに、第1冷媒配管5の第1膨張弁6の上流側から第4冷媒配管13の逆止弁15下流側に至る第6冷媒配管20が配設され、該第6冷媒配管20には、第5開閉弁21が介装されている。

【0021】

次に、上記空調装置の各運転時の概要を説明する。

50

暖房時には、ダンパ 5 3、第 1 膨張弁 6 及び第 1 開閉弁 9 が開とされ、第 2 開閉弁 1 2、第 3 開閉弁 1 4、第 4 開閉弁 1 9 及び第 5 開閉弁 2 1 が閉とされる。

【 0 0 2 2 】

図 1 に示すように、コンプレッサ 1 で加圧された高温・高圧のガス冷媒は、第 1 車室内熱交換器 2 に流入し、ファン 5 2 から送風された空気と熱交換（放熱）して凝縮・液化される。この熱交換によって、空気は加熱される。加熱された空気は車室内に送風され、車室内を暖房する。

【 0 0 2 3 】

そして、液状冷媒は、第 1 膨張弁 6 を経て減圧されて気液混合状態となり、第 1 逆止弁 7 を介して車室外熱交換器 3 に流入する。車室外熱交換器 3 では、冷媒は外気と熱交換（吸熱）して気化（ガス化）された後、第 1 開閉弁 9 を介してコンプレッサ 1 の吸入口に戻されて加圧されるサイクルが繰り返される。

【 0 0 2 4 】

また、冷房時には、第 2 開閉弁 1 2、第 3 開閉弁 1 4、第 4 開閉弁 1 9 が開とされ、ダンパ 5 3、第 1 膨張弁 6、第 1 開閉弁 9 及び第 5 開閉弁 2 1 が閉とされる。

図 2 に示すように、コンプレッサ 1 で加圧された冷媒は、第 1 車室内熱交換器 2 を流通するが、ダンパ 5 3 が閉とされて第 1 車室内熱交換器 2 への送風が遮断されているため、送風空気との熱交換（冷却）が殆ど行われず、冷媒は高温・高圧のガス状態のまま流出し、第 2 開閉弁 1 2 を介して車室外熱交換器 3 に流入する。

【 0 0 2 5 】

車室外熱交換器 3 は、コンデンサとして機能し、外気と熱交換（放熱）してガス冷媒が凝縮・液化される。この液状冷媒は、第 3 開閉弁 1 4、逆止弁 1 5、内部熱交換器 1 6 の低温部 1 6 A を通って第 2 膨張弁 1 7 に至り、第 2 膨張弁 1 7 で減圧され気液混合状態となって第 2 車室内熱交換器 4 に流入する。第 2 車室内熱交換器 4 では、ファン 5 2 から送風された空気と熱交換（吸熱）して冷媒は、ガス化される。この熱交換によって冷却された空気は車室内に送風され、車室内を冷房する。

【 0 0 2 6 】

また、除湿時には、簡易的には、上記冷房時の状態でダンパ 5 3 を開くことにより、第 2 車室内熱交換器 4 によって冷却・凝縮されて水分が減少した空気を、下流の第 1 車室内熱交換器 2 によって再加熱して相対湿度の低い空気を車室内に送風することができる。また、第 2 車室内熱交換器 4 による冷却除湿機能をより高めるため、第 6 冷媒配管 2 0 に介装した第 5 開閉弁 2 1 を開いて、第 2 車室内熱交換器 4 に供給される冷媒流量を増大するようにもよい。

【 0 0 2 7 】

上記のように、暖房時にコンデンサとして作動し、冷房時には空気と熱交換させることなく流通させる第 1 車室内熱交換器 2 が、以下のように構成されている。

図 3 は、第 2 車室内熱交換器 2 を空気の送風方向下流側からみた正面図、図 4 は、図 3 の A 矢視図、図 5 は、図 3 の B - B 矢視断面図、図 6 は、図 3 の C 矢視側面図である。

【 0 0 2 8 】

扁平な通路断面を有し上下方向に延びる複数の冷媒流通チューブ 1 0 1 を、コルゲートフィン 1 0 2（図では上部のみ示す）を介して並列配置した 1 対のチューブ群 1 0 3 A, 1 0 3 B が形成され、これら 1 対のチューブ群 1 0 3 A, 1 0 3 B を相互に対向させて、送風路 5 1 の送風方向に間隔を開けて上流側と下流側とに 2 列配設している。各冷媒流通チューブ 1 0 1 とコルゲートフィン 1 0 2 とは、ろう付け等により固定されている。

【 0 0 2 9 】

前記 2 列のチューブ群 1 0 3 A, 1 0 3 B の上下両側に、水平方向に延びる円筒状のヘッダが、それぞれ一対ずつ配設されている。

2 列のチューブ群 1 0 3 A, 1 0 3 B の上側に配設される一対のヘッダ 1 0 4 A, 1 0 4 B は、それぞれ各チューブ群の冷媒流通チューブ 1 0 1 の一端部（上端部）を挿入するための複数の孔を有し、各チューブ群 1 0 3 A, 1 0 3 B の上端部は、ヘッダ 1 0 4 A,

10

20

30

40

50

104Bの対応する孔に挿入され、ろう付けして固定される。

【0030】

また、上側のヘッダ104A, 104Bは、両側の開口端が蓋部材105で閉塞され、ろう付けして固定される。

冷媒流通チューブ101の下側に配設される一対のヘッダ106A, 106Bは、ヘッダ104A, 104Bと同様、それぞれ各チューブ群103A, 103Bの冷媒流通チューブ101の下端部を挿入するための複数の孔を有し、各チューブ群103A, 103Bの下端部は、ヘッダ106A, 106Bの対応する複数の孔に挿入され、ろう付けして固定される。

【0031】

下側のヘッダ106A, 106Bの一方(図示右側)の開口端は、蓋部材108で閉塞され、ろう付け固定される。

ヘッダ106A, 106Bの他方(図示左側)の開口端には、中央部を開口した管継手109がろう付けして固定され、ヘッダ106A側の管継手109には冷媒流入管110が接続してろう付け固定され、ヘッダ106B側の管継手109には冷媒流出管111が接続してろう付け固定される。

【0032】

また、ヘッダ106A, 106Bの内部空間が、軸方向中間部において円板状の仕切り部材106bによって2個に仕切られている。仕切り部材106bは、一対のヘッダ106A, 106Bの内壁にろう付けして固定される。

【0033】

ここで、前記2つの仕切り部材106bは、内部空間の中央位置より、冷媒流入管110及び冷媒流出管111から離れた位置に設けられる。

さらに、ヘッダ106A, 106Bの仕切り部材106bで仕切られた、冷媒流入管110及び冷媒流出管111から離れた側(図示右側)の部分には、対向する内壁にそれぞれ複数(図では、9個)のボス貫通孔106cが形成される。

【0034】

そして、図7(A), (B)に示すように、板状部材の平坦部両側に、連通孔107bを内側に有するボス部107aを突出させた接続部材107を形成し、図5に示すように、該接続部材107のボス部107aをヘッダ106A, 106Bのボス貫通孔106cに貫通させてろう付けして固定する。

【0035】

接続板107のボス部107aは、例えば、1枚の板材の片側表面に突出するようにバーリングによって形成したものを一対形成し、これらを逆向きに重ねてろう付け等で固定することにより形成することができる。あるいは、一枚の板材の片側表面に突出させて1回目のバーリングを行った後、逆方向からバーリングを行って反対側に突出させる周知の方式で加工することもできる。

【0036】

また、チューブ群103A, 103B, 106A, 106Bの積層方向両端部には、図3に示すように、それぞれ、補強板112がろう付けして固定される。

以上のように、第1車室内熱交換器2は、送風路の送風方向下流側に配置される冷媒流通方向上流側の熱交換器(第1熱交換器)と送風方向上流側に配置される冷媒流通方向下流側の熱交換器(第2熱交換器)とを、連通孔を介して連通接続して構成される。

【0037】

かかる構成を有した第1車室内熱交換器2の冷媒の流れは、図8の矢印に示すようになる。

冷媒は、冷媒流入管110から第1熱交換器の下側のヘッダ106A内に流入し、仕切り板106bより手前側の第1ヘッダ空間106Auに臨む複数(図3では14本)の冷媒流通チューブ101(第1チューブ群103Au)の下端開口から流入して、第1チューブ群103Auを上方に流動する。

10

20

30

40

50

【0038】

さらに、第1チューブ群103Auの上端開口から上側のヘッダ104A内に流入した後、奥側の複数（図3では10本）の冷媒流通チューブ101（第2チューブ群103Ad）に上端開口から流入し、第2チューブ群103Adを下方に流動する。

【0039】

そして、第2チューブ群103Adの下端開口から仕切り板106bより奥側の第2ヘッダ空間106Ad内に流入する。

次いで、第2ヘッダ空間106Ad内に臨む接続部材7のボス部107a内の連通孔107bを通って、隣接する第2熱交換器のヘッダ106Bの仕切り板106bより奥側の第3ヘッダ空間106Buに流入する。

10

【0040】

第3ヘッダ内空間106Buに臨む複数（図3では10本）の冷媒流通チューブ101（第3チューブ群103Bu）の下端開口から流入し、第3チューブ群103Buを上方に流動する。

【0041】

さらに、第3チューブ群103Buの上端開口からヘッダ104B内に流入した後、手前側の複数（図3では14本）の冷媒流通チューブ101（第4チューブ群103Bd）の上端開口から、第4チューブ群103Bdを下方に流動する。

【0042】

そして、第4チューブ群103Bdの下端開口から仕切り板106bより手前側の第4ヘッダ空間106Bd内に流入し、冷媒流出管111から流出する。

20

暖房時に車室内熱交換器2がコンデンサとして機能する際は、冷媒は、上記のように2つのチューブ群103A, 103Bの各冷媒流通チューブ101を通る間に、これら各チューブ101の外表面に接触しつつ流通する送風空気と熱交換して放熱されると共に、同じく外表面に接触する送風空気によって冷却されるコルゲートフィン102と熱交換して放熱されることにより、効率よく冷却されて凝縮・液化される。

【0043】

ここで、本実施形態のように、冷媒流通方向を反転させつつ第1～第4チューブ群（第1パス～第4パス）で構成される4個の熱交換領域に画成した熱交換器を4パス型の熱交換器と称する。一方、冷媒が冷媒流入管から第1熱交換器の全チューブ群を同時に流通して第2熱交換器に移動し、第2熱交換器の全チューブ群を同時に流通して冷媒流出管から流出する、2個の熱交換領域を有する熱交換器を2パス型の熱交換器と称する。

30

【0044】

図9は、暖房時にコンデンサとして機能する4パス型室内熱交換器の吹出し温度差（全熱交換領域における最高吹出し温度と最低吹出し温度との差）を、2パス型室内熱交換器と比較して示す。ただし、4パス型室内熱交換器は、4個の熱交換領域の大きさ（送風方向と直角方向の断面積）を等しくしたもので確認した。

【0045】

過冷却温度が30°C、35°Cで運転されるときは、下流側の第2熱交換器において凝縮された液状冷媒が存在する過冷却領域は小さいが、過冷却温度が40°C、45°Cの高レベルの過冷却運転を行った場合、過冷却領域が拡大する。ここで、過冷却領域では、冷媒が液状であるため送風空気との熱交換効率が高く、他の領域に比較して、過冷却領域を通過して熱交換された送風空気の吹出し温度に与える影響が大きい。その結果、過冷却領域が大きくなるほど、吹出し温度差が増大する。

40

【0046】

過冷却領域が小さい30°C、35°Cの過冷却温度での運転時は、4パス型室内熱交換器の方が2パス型室内熱交換器より吹出し温度差は大きいものの、15°C以下の良好なレベルに維持される。

【0047】

一方、-10°C以下の冷温環境下で快適な暖房機能を得るために過冷却温度が40

50

° C、45 ° Cの高レベルの過冷却運転を行う必要がある。この場合、2バス型室内熱交換器では、冷媒の流動経路が4バス型室内熱交換器に比較して短いため、冷媒の温度変化が大きく、第2熱交換器の熱交換領域の大部分が過冷却領域となり、これに伴い、吹出し温度差が15 ° Cを大きく超え、人体に不快感を与えることになる。

【0048】

これに対し、4バス型室内熱交換器では冷媒の流動経路が長く、冷媒の温度変化が緩やかとなるため、過冷却領域の拡大を抑制でき第2熱交換器の熱交換領域の半分を少し上回る程度に抑えられる。この結果、吹出し温度差の増大を抑制でき、15 ° C以下の良好なレベルに維持される。

【0049】

また、本実施形態では、4バス型室内熱交換器の第4バス（第4チューブ群）の熱交換領域を第3バス（第3チューブ群）の熱交換領域より、大きく設定している。

図10～図12は、4バス型室内熱交換器の第1バス～第4バスの各熱交換領域の大きさが異なる組み合わせの2バス型室内熱交換器に対する各種状態量の比率、すなわち暖房COP比率、吹出し温度差比率、冷房COP比率を示す。暖房条件、冷房条件については、図に記載の通りであり、暖房時は45 ° Cの過冷却運転の場合を示す。

【0050】

aは、第3バス（第2バス）の熱交換領域を第4バス（第1バス）の熱交換領域より大きく設定したものであり、具体的には、第3バス（及び第2バス）のチューブ本数を14本、第4バス（及び第1バス）のチューブ本数を10本としたものである。

【0051】

bは、第1～第4バスの熱交換領域を等しく設定したものであり、具体的には、各バスのチューブ本数を12本ずつとしたものである。

cは、上記本発明の実施形態に該当し、第4バスの熱交換領域（=第1バスの熱交換領域）を第3バスの熱交換領域（=第2バスの熱交換領域）より大きく設定したものであり、具体的には、第4バス（及び第1バス）のチューブ本数を14本、第3バス（及び第2バス）のチューブ本数を10本としたものである。

【0052】

図10に示すように、暖房COP比率については、4バス型室内熱交換器は、a, b, c共に、2バス型室内熱交換器を5%以上上回る良好な結果を得られている。

図11に示すように、吹出し温度差比率（小さいほど良好）については、4バス型室内熱交換器は、a, b, c共に、2バス型室内熱交換器より大幅に小さくなる（bについては、図9でも示したとおりである）が、特に、c（本実施形態）では吹出し温度差比率をより小さくすることができる。

【0053】

これは、最下流側の熱交換領域である第4バスを第3バスより大きくすることにより、第4バスでの冷媒温度低下を緩やかにして、過冷却領域を第4バス内に留めやすくなり、上流側の第3バスまで拡大した場合でも、トータルの過冷却領域をより小さくすることができるためと考えられる。

【0054】

ここで、図13に示すように、第4バスの熱交換領域を大きくするほど、吹出し温度差を小さくできることになるが、相対的に第3バスの熱交換領域が小さくなるためシステムの冷房運転時に冷媒をガス状態のまま通過させるときの通路抵抗が増大し、冷房COPが低下する。

【0055】

したがって、良好な冷房COPを維持できるように、第4バスと第3バスの熱交換領域割合を配分して、冷媒通路面積を確保する必要がある。さらに、第2熱交換器より高温・高圧の冷媒ガスが流動する冷媒流通方向上流側の第1熱交換器において、冷媒通路面積を良好な冷房COPを維持できる大きさを確保する必要がある。

【0056】

10

20

30

40

50

図14は、第1熱交換器の冷媒通路面積（第1パスと第2パスの小さい方のチューブ群総断面積）とCOPとの関係を示し、暖房時は略一定に維持されるが、冷房時は冷媒通路面積が冷媒導入管の断面積以上において、良好なCOPを得られることが示されている。

【0057】

具体的には、cの本実施形態では、第2パス及び第3パスのチューブ数を10本としていることで、冷媒通路面積（10本のチューブの総断面積）を、冷媒導入管110の断面積以上の大きさとしている。

【0058】

この結果、図12に示すように、冷房COP比率は、c（本実施形態）は、a, bを下回るものの、2パス型室内熱交換器の92.5%を確保することができ、システムの冷房性能を良好に維持できることが明らかである。10

【0059】

なお、第1熱交換器の第1パスと第2パスとの熱交換領域の割合は、上記実施形態の例に限らず、例えば、50%ずつ（チューブ本数12本ずつ）としてもよいが、実施形態のように、第4パスと第1パスとの熱交換領域の割合に一致させる（チューブ本数で14本と10本）ことにより、温度が最も高い第1パスと最も低い第4パスとの全体が重なり合うため、吹出し温度のバラツキをより低減することが可能となる。

【0060】

また、例えば、右ハンドル車と左ハンドル車とで冷媒導入管と冷媒導出管との接続位置が送風方向に対して左右入れかわるような場合でも、共通の熱交換器を左右の向きを変えて取り付けることが可能となり（第1パス～第4パスの熱交換領域割合が変化しない）、汎用性が得られコストを低減できる。20

【0061】

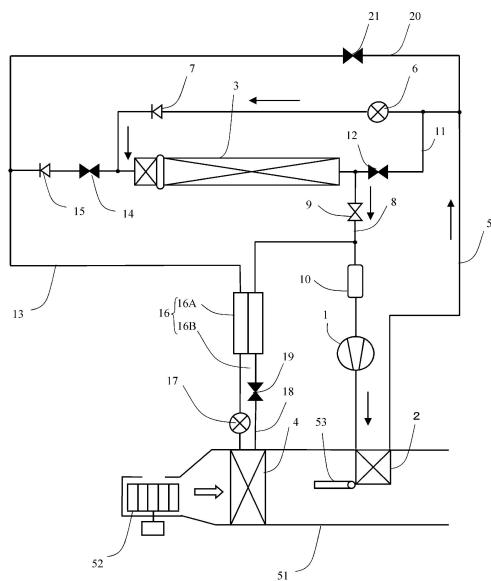
また、熱交換器の形状は通常横長に設定されるため、本実施形態のように冷媒流通チューブ101を上下方向に配設した熱交換器においては、特許文献1のように冷媒流通チューブを水平方向に配設した熱交換器と比較すると、熱交換領域を同一パス数で画成した場合、各パス当たりのチューブ数を多くすることができる。これにより、冷媒流通抵抗を小さくでき、システム効率の低減を抑制できる。

【符号の説明】

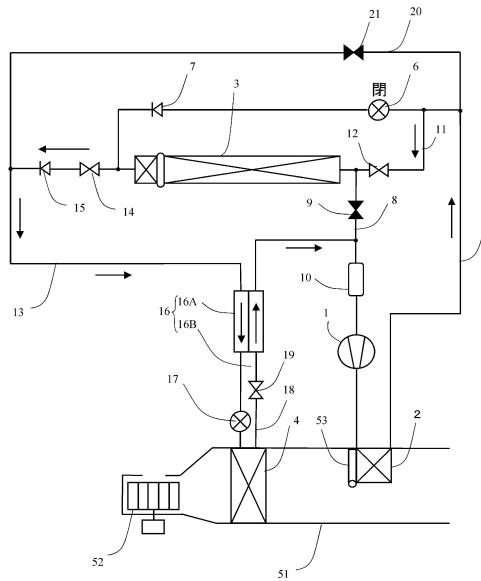
【0062】

2...第1車室内熱交換器、51...送風路、53...ダンパ、101...冷媒流通チューブ、
103A, 103B...チューブ群、103Au...第1チューブ群（第1パス）、103Ad...第2チューブ群（第2パス）、103Bu...第3チューブ群（第3パス）、103Bd...第4チューブ群（第4パス）、104A, 104B...ヘッダ、106A, 106B...ヘッダ、106b...仕切り板、106Au...第1ヘッダ空間、106Bu...第3ヘッダ空間、106Bd...第4ヘッダ空間、106Ad...第2ヘッダ空間、107b...連通孔、110...冷媒導入管、111...冷媒導出管30

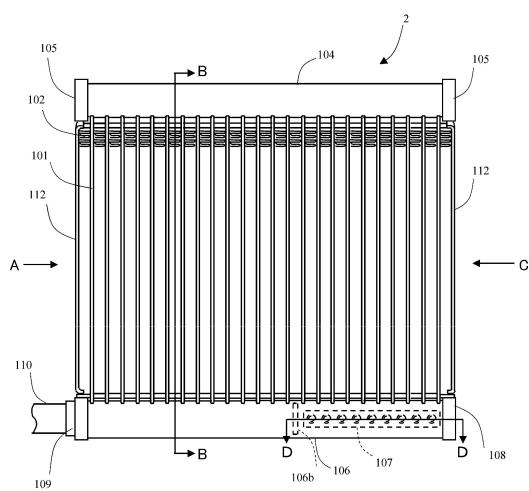
【図1】



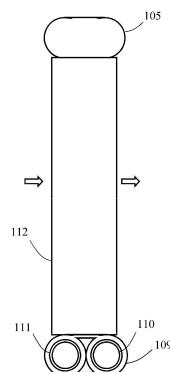
【図2】



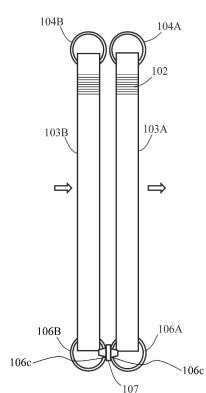
【図3】



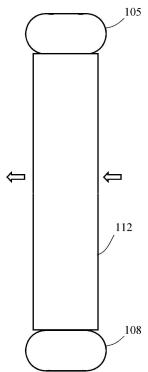
【図4】



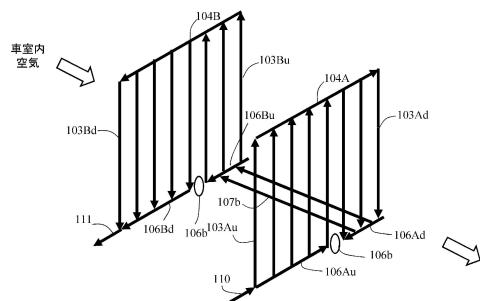
【図5】



【図6】

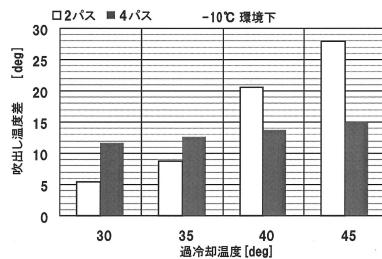
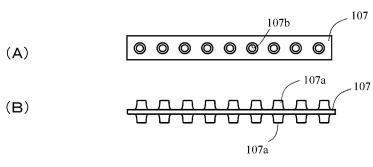


【図8】

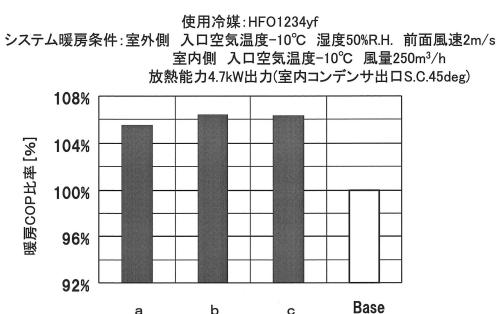


【図9】

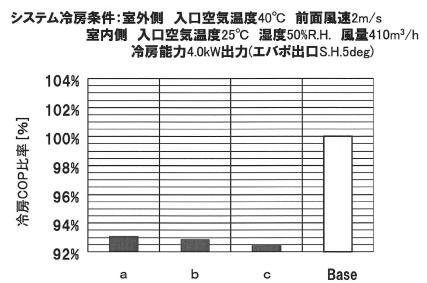
【図7】



【図10】

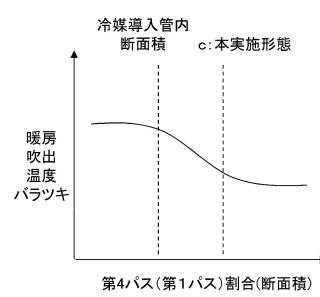
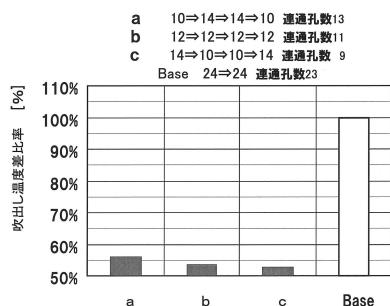


【図12】

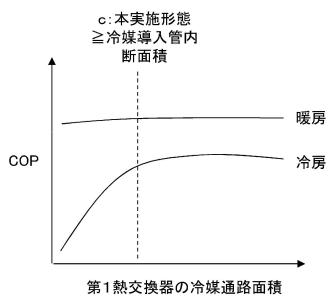


【図13】

【図11】



【図14】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2002-90076(JP,A)
特開2001-304775(JP,A)
特開2009-121728(JP,A)
国際公開第2012/118198(WO,A1)
特開2002-147891(JP,A)
米国特許出願公開第2011/0100614(US,A1)
特開平1-131891(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 28 F	9 / 02
B 60 H	1 / 32
F 28 D	1 / 053