

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6231337号
(P6231337)

(45) 発行日 平成29年11月15日 (2017.11.15)

(24) 登録日 平成29年10月27日 (2017.10.27)

| | | | | | |
|--------------|--------------|------------------|-------------|--------------|-------------|
| (51) Int.Cl. | | F I | | | |
| B60H | 1/22 | (2006.01) | B60H | 1/22 | 651B |
| B60H | 1/00 | (2006.01) | B60H | 1/00 | 101D |
| F28D | 1/053 | (2006.01) | F28D | 1/053 | A |
| F28F | 9/02 | (2006.01) | F28F | 9/02 | 301Z |

請求項の数 4 外国語出願 (全 20 頁)

| | | | |
|--------------|------------------------------|-----------|---------------------|
| (21) 出願番号 | 特願2013-195620 (P2013-195620) | (73) 特許権者 | 513214000 |
| (22) 出願日 | 平成25年9月20日 (2013.9.20) | | ハノン システムズ |
| (65) 公開番号 | 特開2014-61877 (P2014-61877A) | | 大韓民国 デジョン-シ デドーク シニ |
| (43) 公開日 | 平成26年4月10日 (2014.4.10) | | ルセオーロ 95 |
| 審査請求日 | 平成25年11月18日 (2013.11.18) | (74) 代理人 | 100086771 |
| 審査番号 | 不服2016-6701 (P2016-6701/J1) | | 弁理士 西島 孝喜 |
| 審査請求日 | 平成28年5月6日 (2016.5.6) | (74) 代理人 | 100088694 |
| (31) 優先権主張番号 | 10 2012 108 886.1 | | 弁理士 弟子丸 健 |
| (32) 優先日 | 平成24年9月20日 (2012.9.20) | (74) 代理人 | 100094569 |
| (33) 優先権主張国 | ドイツ (DE) | | 弁理士 田中 伸一郎 |
| | | (74) 代理人 | 100095898 |
| | | | 弁理士 松下 満 |
| | | (74) 代理人 | 100098475 |
| | | | 弁理士 倉澤 伊知郎 |

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動車の熱交換器装置及び空調システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

熱交換器装置を備えた自動車の客室 (9) の空気を調和する空調システム (1) であって、

前記空調システム (1) は、空気を誘導するための第 1 フローチャネル (3) と第 2 フローチャネル (4) とを備えたハウジング (2) を有し、

冷媒回路 (60) は、第 1 熱交換器 (7) と圧縮機 (61) と第 2 熱交換器 (8) と膨張素子 (67) とを有し、前記第 1 熱交換器 (7) は、第 1 フローチャネル (3) のみに配置され、前記第 2 熱交換器 (8) は、前記第 2 フローチャネル (4) に配置されており、

前記空調システム (1) は、前記客室 (9) を冷却及び加熱する冷却設備運転及びヒートポンプ運転、並びに再熱運転のために形成されており、前記第 2 熱交換器 (8) は、前記運転モードに関係なく凝縮器として形成され、且つ作動可能であり、

前記第 2 熱交換器 (8) は、互いに分離して形成された 2 つの構成部品 (8a、8b) を有し、

前記 2 つの構成部品 (8a、8b) のうちの第 1 構成部品 (8a) は、前記第 2 フローチャネル (4) に配置されていると共に、前記第 1 フローチャネル (3) に部分的に配置されており、凝縮面及び放熱面を有し、

前記 2 つの構成部品 (8a、8b) のうちの前記第 2 構成部品 (8b) は、前記第 2 フローチャネル (4) のみに配置されており、過冷却面を有し、

前記第 1 構成部品 (8 a) と前記第 2 構成部品 (8 b) との間には、冷媒相分離要素が配置されており、

前記第 2 熱交換器 (8) は、列で配置された管を有する管型熱交換器として形成されており、前記第 1 構成部品 (8 a) は、少なくとも 2 列に形成されており、前記第 2 構成部品 (8 b) は、少なくとも 1 列に形成され、

前記冷媒の凝縮の温度レベルよりも高い温度レベルへの空気の暖めが可能であり、

前記第 1 フローチャネル (3) は、流路 (1 4) と、バイパスチャネル (1 5) と、を備え、前記流路 (1 4) は、この流路 (1 4) への吸入用の空気ガイド装置 (1 9) と、前記流路 (1 4) から吐出用の空気ガイド装置 (2 2) と、を備えており、前記バイパスチャネル (1 5) は、このバイパスチャネル (1 5) を通過する空気量を制御する空気ガイド装置 (2 4) を備えており、

10

前記第 1 フローチャネル (3) に配置されている第 1 構成部品 (8 a) の一部は、前記流路 (1 4) 内に位置決めされているものであることを特徴とする空調システム。

【請求項 2】

前記第 2 熱交換器 (8) は、交差向流型熱交換器として形成されている請求項 1 記載の空調システム。

【請求項 3】

前記第 2 熱交換器 (8) は、扁平管から形成されており、前記扁平管は、8 mm よりも大きい幅を有する請求項 1 又は 2 に記載の空調システム。

【請求項 4】

20

前記第 2 熱交換器 (8) は、前記第 1 構成部品 (8 a) 及び前記第 2 構成部品 (8 b) に空気が供給可能であるように形成されている請求項 1 乃至 3 の何れか 1 項に記載の空調システム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、冷媒回路に組み込まれ、冷媒及び空気が供給可能である熱交換器を備える、空気を暖める熱交換器装置に関する。熱は、冷媒から空気へ伝達される。

また、本発明は、熱交換器装置を備えた、自動車の客室の空気を調和する空調システムに関する。空調システムは、空気を誘導するための第 1 フローチャネルと第 2 フローチャネルとを備えたハウジング、並びに第 1 熱交換器と、圧縮機と、熱交換器装置の熱交換器に相当する第 2 熱交換器と、膨張素子とを備えた冷媒回路を有し、第 1 熱交換器は第 1 フローチャネルに配置され、第 2 熱交換器は第 2 フローチャネルに配置されている。

30

さらに、本発明は、冷却設備運転及び加熱運転、並びに再熱運転で客室の空気を調和する再熱運転のために空調システムを作動させる方法に関する。

【背景技術】

【0002】

以前から従来技術に属する自動車の空調設備は、慣習的に車両の正面に配置される凝縮器、車両エンジンに接続され車両エンジンによって駆動される圧縮機、客室に配置された蒸発器、及びパイプやコネクタなどの種々異なる個別構成部品を有する冷媒回路を備えている。空調設備が空気を調和し、続いて、空気が客室に導入される。圧縮機は、通例、自動車のエンジンによって、機械的エネルギーを圧縮機シャフトへ入力することにより駆動される。冷却装置送風器とファンとは 12 V の車載電源系統から給電される。

40

【0003】

圧縮機で圧縮された気体の冷媒から、コンデンサにおいて高圧力レベルで熱が取り去られる。未臨界の運転では、過熱された冷媒が凝縮温度にまで冷却され、続いて、一定の温度で液化される。その後、完全に液化された冷媒が凝縮器で引き続き冷却される。冷媒は過冷却され、その場合、過冷却は一定の凝縮温度に関連付けられる。冷媒が過冷却される凝縮器の領域は過冷却領域とも呼ばれる。冷媒は、凝縮器の出口において、通常、凝縮温度よりも約 5 K ~ 10 K 低い温度を有する。

50

【 0 0 0 4 】

自動車の正面領域における取付け位置で、凝縮器は、空気の流れ方向に対して垂直に設けられ、大抵の場合、大きい網面 (N e t z f l a e c h e) を具備しており、小型の自動車では $14\text{ dm}^2 \sim 18\text{ dm}^2$ の範囲の値であり、コンパクトクラスの自動車では $20\text{ dm}^2 \sim 22\text{ dm}^2$ の範囲の値であり、比較的大きい自動車では 24 dm^2 よりも大きい値である。

網面とは、熱交換器の入口若しくは出口における空気の流れ方向に対して実質的に垂直に向けられた面と解され、流面とも呼ばれる。その場合、網面は、熱交換器のリブ付き、若しくはリブが形成された領域を備え、且つ空気側の流断面に相当する。

【 0 0 0 5 】

10

凝縮器の、冷却装置送風器とも呼ばれる従来のファンは、軸流ファンとして設計されており、吸引送風器として冷却モジュールの出口に配置されている。軸流送風器は圧力差が小さい場合に大きい空気体積流を送るように設計されているので、エンジン冷却回路の冷却剤冷却装置、給気冷却装置、又は冷媒回路の凝縮器などの冷却モジュールに配置された熱交換器は、流体抵抗を低減するために、奥行きを可能な限り小さくして形成される。熱交換器には、空気側で連続的に貫流される。

その場合、奥行きとは、空気の流れ方向の熱交換器の厚さ、若しくは空気側の流長さと解される。従来技術から公知の凝縮器の奥行の値は、 $12\text{ mm} \sim 16\text{ mm}$ の範囲である。空気側の流長さが小さく空気量が多いことに基づいて、空気質量流は、凝縮器を貫流する際に、その全体がほんの少しだけ暖められる。その場合、圧縮機の冷媒側入口領域の空気質量流は、凝縮温度よりも高い温度の冷媒の加熱に基づいて、冷媒がすでに凝縮されて場合によっては過冷却された状態になる凝縮器の冷媒側出口領域よりもはるかに強く暖められる。

20

【 0 0 0 6 】

車両駆動装置の効率的な内燃機関の冷却剤回路から熱出力を引き出す冷却剤・空気熱交換器を備えた同種の空調設備は、例えば - 10°C 未満の低い周囲温度では、車室の快適な加熱のために必要な温度レベルに達しなくなる。ハイブリッド駆動装置を有する車両における設備についても同じことが言える。この車両には、補助加熱設計の使用が必要である。

グリコール・空気ヒートポンプも内燃機関の冷却剤を利用するが、それは熱源としてである。その場合、熱は、冷却剤から取り出される。その結果、内燃機関は、低温でより長時間運転され、このことが排ガスの排出及び燃費に悪影響を及ぼす。ハイブリッド車では内燃機関を間欠的に作動させるので、作動時間が比較的長い場合でも冷却剤が十分に高い温度に達しない。その結果として、周囲温度が低いと内燃機関の始動・停止運転が中断される。内燃機関はスイッチオフされない。

30

【 0 0 0 7 】

さらに、例えば、バッテリー又は燃料電池で駆動される車両などのように、駆動装置が完全に電化される傾向がある。その場合、空気を暖めるために考えられる熱源として内燃機関の廃熱を用いることはできなくなる。さらに、自動車のバッテリーに蓄積可能なエネルギー量は、燃料タンク内に液体燃料の形態で貯蔵可能なエネルギー量よりも少ない。従って、電気的に駆動される自動車の客室の空気を調和するために必要な出力は、自動車の走行距離に相当な影響を及ぼす。

40

【 0 0 0 8 】

特許文献 1 (独国特許出願公開第 1 0 2 0 0 9 0 2 8 5 2 2 号明細書) において、蒸発器ユニットと、凝縮器ユニットと、構成部品ユニット、並びに冷媒回路を備えた小型空調設備が記載されている。蒸発器ユニットと凝縮器ユニットとは、それぞれ、ハウジング内に配置された空気流熱交換器とファンとを有する。蒸発器と凝縮器と再熱器とを備えた冷媒回路は、冷却設備運転とヒートポンプ運転との組合せ、並びに再熱運転のために形成されており、再熱運転において、凝縮器 / ガス冷却器として形成された再熱器の熱出力と蒸発器の冷却出力とは、互いに独立して制御可能である。空調設備の運転モードは、冷媒回

50

路により操作される。従って、空調設備は、1つの1次回路と、2つの流路から形成された2次システムとを有する冷媒回路の範囲内で能動的に切り替えることによって実現されるヒートポンプの機能を果たす。しかしながら、切替弁を有する冷媒回路の形成によって複雑度が増し、このこともまたコスト上昇と技術的手間の増加を引き起こす。

【0009】

特許文献2（仏国特許出願公開第2743027号明細書）から、蒸発器と圧縮機と凝縮器と膨張素子とを有しているだけの従来の冷媒回路を備えた車両空調設備が読みとれる。熱交換器は、少なくとも流体技術的に互いに分離して形成された別々のフローチャンネルに配置されている。フローチャンネルは、交差接続又はバイパスを有する。ファンによって吸入された空気質量流は、フラップを閉鎖及び開放することによって、且つ必要及び動作モードに応じて、バイパスを通じて誘導されることによって熱交換器の表面に導かれる。その場合、空気質量流は冷却及び/又は除湿、若しくは加熱され、続いて、客室及び/又は周囲へ導出される。

10

【0010】

従って、従来技術から、客室に給送されるべき、且つ調和されるべき空気を加熱、冷却、及び除湿するための熱源として空気を用いる冷却設備運転とヒートポンプ運転との組合せのための、自動車の空調設備が公知である。これらの空調設備は、冷媒回路側又は空気側で操作される。

【0011】

しかしながら、空気側で操作される空調設備によってでは、リヒートとも呼ばれる再熱モードでの運転が可能でない。付加的再熱運転のために形成された空調設備もまた、熱交換器、切替弁、及び膨張弁などの複数の構成部品を備えた複雑な冷媒回路を有する。

20

「リヒート」若しくは再熱運転において、客室に給送された空気が冷却され、その際に除湿され、続いて、除湿された空気がわずかに加熱される。この運転モードにおいて、必要な再熱出力は、大抵の場合、空気を冷却及び除湿するために必要な冷却出力よりも小さい。

【0012】

公知のヒートポンプ機能を有する空気側で操作される空調設備では、冷却設備運転でもヒートポンプ運転でも蒸発器を蒸発器として、凝縮器を凝縮器として作動させる。その場合、熱流の操作は、すべて空気側の流れガイドを介して実現される。熱交換器を凝縮器としての作動と、蒸発器としての作動とに切り替える必要はない。

30

【0013】

しかし、ヒートポンプ運転用に設計された凝縮器の伝達性能は、冷却設備運転用に設計された凝縮器の伝達性能よりも低い。ヒートポンプ運転用の凝縮器には比較的小さい空気質量流が貫流し、空気の温度の比較的大きい変化を生ぜしめなければならない。

従来技術によれば、ヒートポンプシステムにおいて、エンジン冷却回路の冷却剤が貫流する熱交換器の取付けスペースを有する凝縮器が用いられる。この理由から、凝縮器は約40mmの構造奥行、及び約4dm²の流面を有する多列式、例えば2列の交差向流熱交換器として形成されている。約40mmの構造奥行と約4dm²の流面とを有する凝縮器は、2列式交差向流熱交換器としての運転時に250kg/h～400kg/hの範囲の空気質量流を、冷媒の凝縮温度よりも低い約5K～15Kの温度に暖めることができる。

40

【0014】

熱交換器を、冷却設備運転及びヒートポンプ運転で凝縮器として作動させる場合、自動車の冷却モジュールに凝縮器を配置することは賢明ではない。

従来技術において公知の、冷却設備運転用の凝縮器の構造が大きいために、すなわち、空気側の流断面が大きいために、自動車において冷却モジュール以外の他の領域に配置することはほとんど不可能である。

その一方で、ヒートポンプ運転用に設計された凝縮器の構造では、冷却設備運転のために必要な出力が伝達不可能である。それに加えて、空気質量流は、冷媒の凝縮温度に加熱できず、まして冷媒の凝縮温度よりも高い温度に加熱することなどできない。

50

【先行技術文献】

【特許文献】

【0015】

【特許文献1】独国特許出願公開第102009028522号明細書

【特許文献2】仏国特許出願公開第2743027号明細書

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0016】

本発明の課題は、空気を暖めるための熱交換器装置を提供することであり、その場合、空気は、熱交換器を通して流れる冷媒によって暖められるべきである。その場合、空気は、効率的に最高温度に暖めることができるべきである。

10

本発明のさらに別の課題は、加熱機能を有する、特に自動車において使用するための空調システムを提供することである。空調システムの冷媒回路は、最小限の数の構成部品のみで形成され、従って低コストで、且つ保守の手間がかからないものでなければならない。それに加えて、空調システムは、調和されるべき客室の空気を加熱、冷却、及び除湿する、冷却設備運転とヒートポンプ運転との組合せ、及び再熱運転のために形成されていなければならない。その場合、例えば、エネルギー効率のよい内燃機関、又は内燃機関と電気モータとからなるハイブリッド駆動装置の場合など容量の熱源を有する周囲環境、又は、例えば、電氣的に駆動される自動車の場合など、駆動装置からの熱源が無い場合にも、客室における快適な空調のすべての要求を満たす運転が可能であるべきである。空調システムは、空気に熱を放出するための熱交換器装置を用いて非常に効率的に作動可能であるべきである。本発明は、さらに、特に再熱運転において効率的な運転を可能にする空調システムを作動させる方法を提供することに基づく。

20

【課題を解決するための手段】

【0017】

上記課題は、本発明によると、冷媒回路に組み込んで配置された熱交換器を有する空気を暖めるための熱交換器装置によって解決される。熱交換器は、熱が冷媒から空気へ伝達可能であるように、冷媒が貫流可能である一方で、空気が供給可能に形成されている。冷媒は、熱放出時に抜熱、凝縮、及び過冷却される。

【0018】

30

本発明の概念によれば、熱交換器は互いに分離して形成された2つの構成部品を有する。第1構成部品は、凝縮面と抜熱面とを備えて形成され、第2構成部品は、過冷却面を備えて形成されている。凝縮器として作動される熱交換器の第1構成部品に冷媒が流入した後に、過熱された蒸気として、若しくはガスとして存在する冷媒が抜熱され、すなわち、凝縮温度に達するまで冷却される。熱を冷媒から空気質量流へ引き続き伝達することによって、冷媒が、一定の温度、凝縮温度で液化される。続いて、液化した冷媒は、熱交換器の第1構成部品から第2構成部品に誘導され、第2構成部品内で熱をさらに放出することによって凝縮温度よりも低い温度に冷却される。過冷却は、凝縮温度よりも低い第2構成部品の出口における温度に当てはまる。

【0019】

40

熱交換器の互いに分離して形成された2つの構成部品間には、冷媒側に冷媒・相分離要素が配置されている。相分離によって、過冷却面を備えて形成されている第2構成部品には液体冷媒しか誘導されないことが確保される。全くの液相の冷媒は、有利にも、気体分を有する液体冷媒、若しくは2相冷媒よりも体積が小さい。

冷媒・相分離要素として、液体分離器が組み込まれたコレクタが使用されることが好ましい。

【0020】

本発明では、熱交換器装置の熱交換器は、列で配置された管を有する管型熱交換器として形成されている。その場合、凝縮面及び抜熱面を有する第1構成部品は、少なくとも2列で形成される一方で、過冷却面を有する第2構成部品は、少なくとも1列で形成されて

50

いる。

【0021】

本発明の一実施形態では、第1構成部品は、少なくとも第2構成部品と同じ数の管列を有している。しかし、第1構成部品は、少なくとも第2構成部品の2倍の数の管列を備えて形成されていることが好ましい。その場合、第1構成部品は、4つの管列を備えて形成され、第2構成部品は2つの管列を有することが有利である。

【0022】

第1変形実施形態では、すべての管列がそれぞれ単流式である。その場合、管列は、空気の流れ方向に対して垂直に方向調整されていることが有利である。冷媒は、管列のすべての管を通して一方向に平行に流れ、次に、後続の管列の管を通じて誘導される。このようにして、異なった管列の管に冷媒側で連続的に貫流させる。その場合、1つの管列から後続の管列への冷媒の貫流は、空気側の流れ方向で行われてもよいし、これとは逆の方向で行われてもよい。

10

第2変形実施形態では、凝縮器として作動される熱交換器は、複数の管列の少なくとも1つの列が、複流式であるように形成される。その場合、冷媒は、1つの管列の幾つかの管を通して第1方向に誘導される一方で、同じ管列の別の管を通して第1方向とは逆の第2方向に流れる。その場合、冷媒は、管列の管を通してそれぞれ平行に流れる。

【0023】

本発明では、熱交換器装置の熱交換器を通して流れる空気質量流は、冷媒の凝縮温度レベルよりも高い温度レベルに加熱可能である。

20

【0024】

熱交換器は、交差向流熱交換器として形成されていることが有利である。

【0025】

本発明のさらなる改良の実施形態では、熱交換器の流面積は、 $2\text{ dm}^2 \sim 10\text{ dm}^2$ の範囲であるが、好ましくは $4\text{ dm}^2 \sim 5\text{ dm}^2$ である。この流面積によって、熱交換器は、それぞれ必要な出力を伝達するために、自動車の空調システムの冷却設備運転とヒートポンプ運転の両方において凝縮器として使用可能である。

【0026】

熱交換器は、空気の流れ方向に対して垂直に形成されている扁平管から形成されていることが有利である。扁平管は、 8 mm よりも大きい幅を有している。その場合、扁平管の幅は、 $11.5\text{ mm} \sim 18\text{ mm}$ の範囲であることが好ましい。扁平管を 12.3 mm 又は 16 mm の幅で形成することが有利である。扁平管の幅とは、空気の流れ方向の管の広がりと解される。

30

【0027】

本発明の変形実施形態では、熱交換器は、空気の流れ方向に対して長手方向に所定角度傾斜させた扁平管から形成されている。有利な傾斜の値は、 $30^\circ \sim 60^\circ$ である。それによって、傾斜角度に応じて、扁平管の有効な広がり、若しくは管列の貫流時の空気質量流が流れる有効経路が拡大される

【0028】

本発明のさらなる改良の実施形態では、熱交換器装置の熱交換器には、空気側にリブが形成されている。その場合、リブは、 1 dm 当たり100個のリブよりも少ない密度で配置されていることが好ましい。リブは、 1 dm 当たり65～75個のリブの密度で配置することが有利である。

40

【0029】

本発明の変形実施形態では、冷媒と空気との間の熱交換を最適化するために、熱交換器は空気側に多孔質媒体を備えて形成されており、この多孔質媒体は扁平管間に配置されている。多孔質媒体としては、その優れた熱伝導性ゆえに、開口金属発泡体を使用される。さらに、空気側の圧力損失を低く抑えるために、空孔率が75%～90%、及び細孔密度が $5\text{ ppi} \sim 40\text{ ppi}$ の範囲の金属発泡体を使用することが有利である。

【0030】

50

さらに、本発明のさらに別の有利な実施形態では、熱交換器が、凝縮面及び抜熱面を有する第1構成部品と、過冷却面を有する第2構成部品とに並行して空気が供給可能であるように形成及び配置されている。

【0031】

熱交換器装置は、熱交換器の周囲に、異なった空気質量流が供給可能である少なくとも2つの部分領域に熱交換器面を分割する空気ガイド機構を有していることが好ましい。その場合、第1部分領域は、熱交換器の熱交換面全体の0%~100%の範囲で設定可能であり、第2部分領域は、残りの100%~0%の範囲を有する。

空気ガイド機構による分割は、第1変形実施形態により制御可能である。制御とは、0%~100%の分割の無段調節と解される。第2変形実施形態により、分割は静的であり、従って、制御可能でないか、若しくは調節可能でない。

10

熱交換器の熱交換面は、全面積の0%~30%、若しくは100%~70%に分割されることが好ましい。

【0032】

加熱機能を有するシステムを提供するという課題は、上記の熱交換器装置を備えた自動車の客室の空気を調和する空調システムによって解決される。その場合、空調システムは、空気を誘導するための第1フローチャネル及び第2フローチャネルを備えたハウジング、並びに蒸発器と第1熱交換器と圧縮機と第2熱交換器と膨張素子とを備えた冷媒回路を有し、第1熱交換器は、第1フローチャネルに配置され、第2熱交換器は第2フローチャネルに配置されている。その場合、第2熱交換器は、本発明による熱交換器装置の熱交換器に相当する。

20

【0033】

本発明の概念によれば、空調システムは、客室を冷却及び加熱する冷却設備運転とヒートポンプ運転との組合せ、並びに再熱運転のために形成されている。それぞれの運転モードの設定は、空調システムのハウジング内に配置された空気ガイド装置の操作のみを介して行われ、冷媒回路の制御によっては行われない。

【0034】

本発明では、第2熱交換器は、運転モードに関係なく、空気質量流を暖める凝縮器として、それぞれ運転モードにおいて必要な出力が熱交換面上に誘導される空気質量流に伝達可能であるように、形成されており、且つ作動可能である。凝縮器として形成された第2熱交換器には、冷却設備運転でもヒートポンプ運転でも冷媒側及び空気側でそれぞれ同じ方向に貫流する。

30

【0035】

第1熱交換器は、運転モードに関係なく、蒸発器として形成され、且つ空気質量流を冷却及び/又は除湿するように作動されることが好ましい。

【0036】

特に凝縮器として作動されるべき熱交換器の熱交換構成を用いて、

- ヒートポンプ運転において、有利にも

- +10よりも低い好ましくは0よりも低い凝縮器への空気流入温度の100kg/hを上回る、好ましくは約250kg/hの空気質量流が、冷媒回路内の冷媒の凝縮温度よりも高い、好ましくは凝縮温度より10Kよりも高い温度に暖められ、

40

- 例えば、250kg/h、及び凝縮器への空気流入温度が-20の空気質量流が、冷媒回路内の冷媒の凝縮温度より15K高い温度に加熱され、且つ、

- 1kW~8kWの範囲の出力が伝達され、その場合、例えば、-10の周囲温度で、2kW~6kWの範囲、好ましくは3.5kW~4.5kWの範囲の出力が伝達可能であり、且つ、

- 冷却設備運転において、有利にも

- 凝縮器への空気流入温度が+10を上回る、好ましくは+30°を上回る、2000kg/hよりも小さく、好ましくは約1000kg/hの空気質量流が、凝縮温度よりも高い、好ましくは冷媒回路内の冷媒の凝縮温度よりも10Kよりも高い温度に暖められ

50

、且つ、

- 2 kW よりも高い出力が伝達され、その場合、例えば、+ 30 ° よりも高い周囲温度で、2 kW ~ 15 kW の範囲の出力、好ましくは約 10 kW の出力が伝達可能である。

【0037】

ヒートポンプ機能を備えた、すなわち第1空気質量流を冷却及び/又は除湿すると同時に第2空気質量流を暖める空調システムは、リヒート運転とも呼ばれる再熱運転で作動可能であることが有利である。その場合、再熱運転は、全くの再熱運転として、すなわち調和されていない空気の混入なしに可能である。空気の冷却及び/又は除湿、並びに空気の加熱又は再熱の過程は、空気側でのみ操作される。冷媒回路は、運転モードの種類には関係なく作動される。

10

【0038】

本発明による、自動車の客室の空気を冷却及び加熱する冷却設備運転とヒートポンプ運転との組合せ、並びに空気を調和する再熱運転のために空調システムを作動させる方法は、再熱運転において、

- 第1部分空気質量流と第2部分空気質量流とを空調システムに導入するステップと、
- 蒸発器として形成及び作動される第1熱交換器を流れた後の第2部分空気質量流を、再熱のための部分空気質量流と冷気質量流とに分割するステップと、
- 第1部分空気質量流と再熱のための部分空気質量流とを、凝縮器として形成及び作動される第2熱交換器の熱交換面を流れる際に、冷媒の凝縮温度よりも高い温度に暖めるステップであって、

20

- 第1部分空気質量流が加熱され、
- 再熱のための部分空気質量流が再熱され、且つ
- 熱出力が空気側で制御される、ステップと、
- 第1部分空気質量流を自動車の周囲に導出するステップと、
- 再熱された部分空気質量流を予め調和された冷気質量流と混合するステップであって、
- 冷気質量流が、蒸発器として形成及び作動される第1熱交換器を流れる際に冷却及び/又は除湿され、
- 第2熱交換器を用いて伝達される再熱のための熱出力が第2部分空気質量流の配分比率を介して制御され、
- 混合された空気質量流の温度が、空気質量流中に配置された温度センサによって検出され、且つ凝縮器内の冷媒の圧力レベルを介して制御されるステップと、
- 混合された第2部分空気質量流を客室に導入するステップと、を有する。

30

【0039】

その場合、加熱とは、第1部分空気質量流が、凝縮器として形成及び作動される第2熱交換器が第1領域を流れる際に暖められる過程と解されるべきである。第1部分空気質量流は、空調システムに導入されて暖められる。

再熱とは、第2部分空気質量流の一部分が、凝縮器として形成及び作動される第2熱交換器の第2領域を流れる際に暖められる過程と解されるべきである。第2部分空気質量流は、空調システムに導入され、蒸発器として形成及び作動される第1熱交換器を流れる際に冷却及び/又は除湿され、続いて再び暖められる。再び暖めることを再熱と呼んでいる。

40

【0040】

本発明のさらなる改良の実施形態では、凝縮器の熱交換面上を流れる空気質量流は、2000 kg/h よりも小さい値を有する。空気質量流の値は、約 1000 kg/h であることが好ましい。加熱出力は、2 kW よりも大きい値であることが好ましい。

【0041】

冷却及び加熱する冷却設備運転とヒートポンプ運転との組合せ、並びに自動車の車室の空気を調和する再熱運転のために空調システムを作動させる本発明によるさらに別の方法は、再熱運転において、

- 凝縮器として形成及び作動される第2熱交換器の第1領域に第1部分空気質量流を供給

50

し、第2熱交換器の第2領域に第2部分空気質量流を供給するステップであって、部分空気質量流は、異なった温度及び/又は異なった絶対空気湿度を有する、ステップと、

- 第2熱交換器により伝達された出力を第2熱交換器の領域の面の分割によって、且つ第2熱交換器の第1領域を通じて誘導される第1部分空気質量流によって制御するステップと、

- 第2熱交換器の第1領域を通じて誘導される第1部分空気質量流を自動車の周囲へ排出するステップと、

- 第2熱交換器の第2領域を通じて誘導される第2部分空気質量流の温度を第2熱交換器内の冷媒の圧力レベルを介して制御するステップであって、温度は、空気の流れ方向で第2熱交換器の下流に配置された温度センサによって検出される、ステップと、

10

- 第2熱交換器の第2領域を通じて誘導される第2部分空気質量流を客室に導入するステップと、を有する。

【0042】

冷却及び加熱する冷却設備運転とヒートポンプ運転との組合せ、並びに自動車の客室の空気を調和する再熱運転のために空調システムを作動させる本発明による代替的方法是、再熱運転において、

- 凝縮器として形成及び作動される第2熱交換器の第1領域に第1部分空気質量流を供給するステップと、

- 蒸発器として形成及び作動される第1熱交換器を流れた後の第2部分空気質量流を再熱のための部分空気質量流と冷気質量流とに分割するステップと、

20

- 第2熱交換器の第2領域に再熱のための部分空気質量流を供給するステップと、

- 第2熱交換器の領域の面を分割することによって、且つ第2熱交換器の第1領域を通じて誘導される部分空気質量流とによって、且つ第2部分空気質量流の配分比率によって再熱のための熱出力を制御するステップと、

- 第2熱交換器の第1領域を通じて誘導される部分空気質量流を周囲へ排出するステップと、

- 再熱された部分空気質量流を予め調和された冷気質量流と混合するステップと、

- 第2熱交換器の第2領域を通じて誘導される部分空気質量流の温度を、第2熱交換器内の冷媒の圧力レベルを介して制御するステップであって、温度は、空気の流れ方向で第2熱交換器の下流に配置された温度センサによって検出される、ステップと、

30

- 混合された第2部分空気質量流を客室に導入するステップと、

を有する。

【0043】

第1部分空気質量流と第2部分空気質量流とが第2熱交換器の熱交換面上を流れる際に混ざり合わないか、又は無視できる程度しか混ざり合わないことが有利である。

【0044】

本発明の一実施形態では、凝縮器によって伝達される出力は、空気の流れ方向で圧縮機の上流に配置された空気ガイド装置によって凝縮器の第2領域を通じて誘導される部分空気質量流を介して制御される。

【0045】

40

本発明による解決策の種々の利点は、以下のようにまとめられる。

- 除湿と加熱とを同時に行うことができる効率的な空調システム、

- 周囲温度が低い場合、及び内燃機関を備えた自動車でのエンジン冷却水が低温の場合における暖気の迅速な提供、

- 冷媒回路における最低限の複雑性、すなわち、実質的に切替弁の省略と、膨張弁、熱交換器、及び冷媒管路の数の最小化、

- 冷媒回路内の冷媒の凝縮温度よりも高い可能な限り高い温度への、客室に給送されるべき空気のヒートポンプ運転での、若しくは周囲へ導出されるべき空気の冷却設備運転での加熱、

- 従来の加熱システムと比べて低い高圧レベルでの熱出力の提供、そしてそれにより

50

- 特にヒートポンプモードでの運転時の空調システムの効率の向上、並びに
- 小型の空調設備で適切な空気誘導を行う凝縮器は従来のシステムと比べて、冷媒回路において冷却設備運転で使用される凝縮器に、そしてエンジン冷却回路において加熱熱交換器に代わるので、コスト削減。

【図面の簡単な説明】

【0046】

【図1】閉じた空気ガイド装置を有する空調システムである。

【図2】中央に配置された凝縮器を有する空調システムである。

【図3a】空気質量流を分割するための空気ガイド機構を有する中央に配置された凝縮器の詳細図である。

【図3b】空気ガイド機構を備えたフローチャンネルに割り当てられた凝縮器である。

【図4】完全な冷媒回路を備えた図1による空調システムである。

【図5a】冷媒回路における凝縮器の形態及び配置である。

【図5b】冷媒回路における凝縮器の形態及び配置である。

【発明を実施するための形態】

【0047】

本発明の他の詳細、特徴、及び利点は、添付図面と関連する実施形態の以下の説明から明らかになる。

【0048】

図1は、第1フローチャンネル3と第2フローチャンネル4とを有するハウジング2を備えた空調システム1を示し、各フローチャンネル3、4には、ファン5、6が割り当てられており、周囲からの新気が、客室9からの循環空気が、又はこれら両方からの混合気が供給可能である。

第1フローチャンネル3には蒸発器7が配置され、第2フローチャンネル4に凝縮器8が配置されており、これら両方が空調システム1の冷媒回路の構成部品として、且つ空気供給される熱交換器として形成されている。その場合、蒸発器7は、フローチャンネル3の流断面全体を占める。凝縮器8は、フローチャンネルを跨って延びるように配置され、2つの領域を有している。第1領域は、第2フローチャンネル4内にあって、流断面全体を覆うように配置されており、第2領域と比べて大きい熱交換面を有している。凝縮器8は、その広がり第1フローチャンネル3の中にまで達するため、凝縮器8の第2領域が第1フローチャンネル3の流路14内に配置されている。その場合、凝縮器8の第2領域は、流路14の流断面全体を占める。凝縮器8の各領域は、フローチャンネル3、4間の仕切り壁10によって区切られる。

図1による凝縮器8のフローチャンネルを跨って延びる構成は、2つの領域への熱交換面の制御不可能な分割をもたらす。その場合、凝縮器8は、熱交換面全体の0%~100%、好ましくは0%~30%の領域に区分される。0%若しくは100%の区分では、凝縮器8は、完全にフローチャンネル3、4の1つの中に配置される。熱交換面の30%の分割での熱交換器装置では、面の30%がフローチャンネル3内に配置され、70%がフローチャンネル4内に配置される。

【0049】

別々に制御可能なファン5、6は、空調システム1に有利な動特性をもたらすが、それは、蒸発器7を有する第1フローチャンネル3と凝縮器8を有する第2フローチャンネル4とに異なった速度の空気質量流が供給可能であり、それによって、運転状態の変化に対して迅速な反応が可能になるからである。

第1フローチャンネル3のファン5は、吸入した空気を空気質量流として蒸発器7に導く。空気質量流は、蒸発器7の熱交換面上を流れる際に冷却及び/又は除湿される。

蒸発器7から出た冷気質量流は、部分空気質量流として冷気流路11を介して周囲と、部分空気質量流へ、冷気流路12を介して客室9とに必要な比率で分割されるか、又は、全部が冷気流路11、12の1つに割り当てられる。冷気質量流は、フラップとして形成された空気ガイド装置23、24によって分割される。冷気流路12を通して導かれた空

10

20

30

40

50

気質量流は、流路 1 4 に沿って、従ってバイパス流としてバイパスチャネル 1 5 を通って凝縮器 8 の周囲に誘導される。

【 0 0 5 0 】

ファン 5 と同様に、ファン 6 は、空気を吸入し、吸入した空気を空気質量流として凝縮器 8 に導く。空気質量流は、凝縮器 8 の熱交換面上を流れる際に暖められる。凝縮器 8 から出る暖気質量流は、部分空気質量流として暖気流路 1 6 を介して周囲と、部分空気質量流へ、暖気流路 1 7 を介して客室 9 とに必要な比率で分割されるか、又は、全部が暖気流路 1 6、1 7 の 1 つに割り当てられる。

暖気質量流は、フラップとして形成された空気ガイド装置 2 5、2 6 によって分割される。その場合、それぞれ 2 つのフラップ 2 3、2 4 及び 2 5、2 6 は、それぞれ 1 つの運動装置によって結合されて唯一の駆動装置によって位置調整されてもよい。

10

【 0 0 5 1 】

冷却設備運転時、すなわち客室 9 に給送されるべき空気の冷却時に、空気ガイド装置 1 9、2 2 は閉じている。空気ガイド装置 2 3、2 4 は、冷気流路 1 1 が閉鎖されている間に空気質量流が冷気流路 1 2 から客室 9 に誘導されるように方向調整されている。空気ガイド装置 2 5、2 6 は、客室 9 への暖気流路 1 7 が閉鎖されている間に空気質量流が暖気流路 1 6 を通って周囲へと誘導されるように方向調整されている。

ファン 5 は、空気を第 1 フローチャネル 3 から蒸発器 7 へ送る。空気は、冷却及び除湿され、冷気流路 1 2 を通って客室 9 に流れ込む。ファン 6 は、第 2 フローチャネル 4 内の空気を凝縮器 8 へ送る。空気は暖められ、暖気流路 1 6 を通って周囲へ運ばれる。

20

【 0 0 5 2 】

ヒートポンプ運転時、すなわち客室 9 に給送されるべき空気の暖め時に、空気ガイド装置 2 3、2 4 は、冷気流路 1 2 が閉鎖されている間に空気質量流が冷気流路 1 1 から周囲へ誘導されるように方向調整されている。その場合、空気ガイド装置 2 5、2 6 は、暖気流路 1 6 が閉鎖されている間に空気質量流が暖気流路 1 7 から客室 9 へ誘導されるように方向調整されている。空気ガイド装置 1 9、2 2 は閉鎖されている。

ファン 5 は、空気を第 1 フローチャネル 3 から蒸発器 7 へ送る。空気は冷却され、冷気流路 1 1 を通って周囲へと流れる。ファン 6 は、空気を第 2 フローチャネル 4 から凝縮器 8 へ送る。空気は暖められ、暖気流路 1 7 を通って客室 9 に到達する。

【 0 0 5 3 】

再熱運転時、空気ガイド装置 1 9、2 2、2 3、2 4、2 5、2 6 は、必要に応じて、完全に開いたポジションと完全に閉じたポジションとの間で様々に配置される。空気ガイド装置 2 3、2 4、1 9、2 2 の位置及びファン 5 の回転数によって、加熱されるべき空気質量流が変更される。流路 1 4 に配置された凝縮器 8 の領域は、再熱運転のためにだけ利用可能である。

30

【 0 0 5 4 】

変形例として、2 つの別々のフラップとしてそれぞれ形成された空気ガイド装置 2 3、2 4 及び 2 5、2 6 は、それぞれ 1 つのフラップ 1 3 及び 1 8 として形成されていてもよく、その場合、フラップ 1 3 は冷気流路 1 1、1 2 内に配置され、フラップ 1 8 は暖気流路 1 6、1 7 に配置されており、このことは図 2 から明らかなである。フラップ 1 3 は、冷気流路 1 1 が完全に開き、冷気流路 1 2 が完全に閉じている第 1 最終位置と、冷気流路 1 2 が完全に開き、冷気流路 1 1 が完全に閉じている第 2 最終位置との間で位置調整可能である。同様に、フラップ 1 8 は、暖気流路 1 7 が完全に開き、暖気流路 1 6 が完全に閉じている第 1 最終位置と、暖気流路 1 6 が完全に開き、暖気流路 1 7 が完全に閉じている第 2 最終位置との間で位置決め可能である。

40

【 0 0 5 5 】

図 2 の実施形態では、凝縮器 8 は、フローチャネル 3、4 内の中央に配置されている。その場合、中央配置とは、凝縮器 8 を同じ大きさの 2 つの領域に区分する、仕切り壁 1 0 に対する凝縮器 8 の方向付けと解される。第 1 領域は、第 2 フローチャネル 4 内に配置され、フローチャネル 4 の流断面全体を覆う。凝縮器 8 の第 2 領域は、第 1 フローチャネル

50

3 内に配置され、フローチャネル 3 の部分断面のみを覆う。凝縮器 8 により覆われない流断面は、図 1 の実施形態のバイパスチャネル 15 に相当する。

【0056】

第 1 フローチャネル 3 及び第 2 フローチャネル 4 は、仕切り壁 10 によって、並びに可動フラップとして形成された 2 つの付加的空気ガイド装置 27、28 によって、且つ空気ガイド板として形成された静的空気ガイド装置 29、30 によって互いに分離される。凝縮器 8 を通じて誘導される空気質量流は、ファン 6 の回転数と空気ガイド装置 27、28 の位置とに応じて決定される。

【0057】

互いに適合するように調整された形状を有する空気ガイド装置 27、28 と空気ガイド板 29、30 とは、熱交換器のための空気ガイド機構をなし、第 1 フローチャネル 3 内の蒸発器 7 の貫流時に冷却及び調和された空気質量流が第 2 フローチャネル 4 の調和されていない空気質量流と混ざり合うことを阻止するために利用される。

空気ガイド板 29、30 は、仕切り壁 10 に対して平行に方向調整して配置されているので、仕切り壁 10 に沿って流れる空気質量流は、空気ガイド板 29、30 に当たる際に、且つ通過若しくは貫流する際に、その流れ方向が偏向されない。

両側へ、それぞれフローチャネル 3、4 の中へ、そしてそれにより、仕切り壁 10 から遠く離して配置される空気ガイド板 29、30 の長さ L は大きくなっていく。仕切り壁 10 からの空気ガイド板 29、30 の配置が遠くなるほど空気板 29、30 の長さ L が増加し、その場合、並設された空気ガイド板 29、30 の長さ L は、空気ガイド板 29、30 の構成全体の端部が 2 つの凹状に形成された面 31、32 をなすように大きくなっていく。

面 31、32 は、それぞれ矩形に形成され、それぞれ、面 31、32 に対して平行に方向調整された軸 33、34 を中心に均等に曲げられているので、矩形面 31、32 の第 1 の 2 つの対向する側縁部は、それぞれ直線をなす一方で、第 2 の 2 つの対向する側縁部は円弧を描く。円弧の中心点は、それぞれ軸 33、34 であり、これらの軸を中心に矩形面 31、32 が曲げられている。その場合、軸 33、34 は、可動の空気ガイド装置 27、28 の回転軸 33、34 に相当する。円弧状に曲げられた面 31、32 の半径は、空気ガイド装置 27、28 の長手方向の広がり、すなわち、フローチャネル 3、4 を通る空気質量流の流れ方向の可動空気ガイド装置 27、28 の広がりに対応する。

【0058】

旋回可能な空気ガイド装置 27、28 は、回転軸 33、34 とは反対側の側縁部が、空気ガイド板 29、30 の端部によって形成される凹状に撓曲された面 31、32 に方向調整されている。空気ガイド装置 27、28 の自由な可動性のために、面 31、32 と空気ガイド装置 27、28 の側縁部との間には、空気質量流の流れに影響を及ぼさないか、無視できる程度にしか及ぼさない間隙が残る。

空気ガイド装置 27、28 をそれぞれの回転軸 33、34 を中心に、逆の回転方向 35、36 で同時に回転させることによって、第 1 フローチャネル 3 及び第 2 フローチャネル 4 における凝縮器 8 の領域の配分比率が設定可能である。その場合、凝縮器 8 の領域の分割は、実質的に無段で行うことができる。空気ガイド装置 27、28 の回動の範囲内で段が生じるとすれば、フローチャネル 3、4 を通る空気質量流の流れ方向に対して垂直の空気ガイド板 29、30 の間隔からである。空気ガイド装置 27、28 は、回動後、回転軸 33、34 に対して平行に、且つ回転軸 33、34 とは反対側に配置された側縁部が空気ガイド板 29、30 の一端の対向側に位置し、それによって空気質量流が一続きの面に沿って流れることができるように方向付けられる。空気ガイド装置 27、28 が空気ガイド板 29、30 に対して中間位置にあるときに生じる漏れ流は、無視することができる。中間位置とは、空気ガイド装置 27、28 の側縁部が空気ガイド板 29、30 の縁部と正確に向き合わず、2 つの空気ガイド板 29、30 間に配置されているような空気ガイド装置 27、28 の位置と解される。

【0059】

空気ガイド装置 27、28 が、回転方向 35、36 で空気ガイド板 29、30 の長手方向の最大の広がりまでに、すなわち、第 2 フローチャネル 4 の外側のハウジング壁に達するまで回動した場合、凝縮器 8 全体が第 1 フローチャネル 3 内に配置される。空気ガイド装置 27、28 は第 1 終端位置にある。空気ガイド装置 27、28 が回転方向 35、36 とは逆の方向に空気ガイド板 29、30 の長手方向の最大の広がりまでに、すなわち、第 1 フローチャネル 3 の外側のハウジング壁の方向、若しくはバイパスチャネル 15 の方向に回動した場合、凝縮器 8 全体が第 2 フローチャネル 4 内に配置される。空気ガイド装置 27、28 は第 2 終端位置にある。2 つの終端位置の他に、空気ガイド装置 27、28 は中間ポジションに設定可能である。平均的な中間ポジションが図 2 に示される。空気ガイド装置 27、28 をそれぞれの回転軸 33、34 を中心に逆の回転方向 35、36 に、且つ同じ角度だけ同時に回転させることによって、凝縮器 8 の領域の配分比率を無段で設定することができる。

10

【0060】

全くの冷却設備運転、又は全くの加熱運転時には、空気ガイド装置 27、28 は第 2 終端位置に配置されている。凝縮器 8 は、熱交換面とともに完全に第 2 フローチャネル 4 内に配置されている。

【0061】

冷却設備運転時、空気ガイド装置 13 はバイパスチャネル 15 を開き、周囲への冷気流路 11 を閉鎖するので、ファン 5 によって吸入され蒸発器 7 を流れる際に冷却及び除湿された空気質量流は、バイパスチャネル 15 及び冷気流路 12 を通って客室 9 に誘導される。その一方で、ファン 6 を通じて送られ凝縮器 8 を流れる際に暖められた空気質量流は、空気ガイド装置 18 によって開かれる暖気流路 16 を通って周囲へ運ばれる。暖気流路 17 は閉鎖されている。

20

第 2 フローチャネル 4 において冷媒から熱を取り込む空気質量流の値は、2000 kg/h 未満であり、好ましくは約 1000 kg/h である。その場合、2 kW を上回る出力が伝達され、空気質量流は、冷媒の凝縮温度よりも高い温度に暖められる。

【0062】

加熱運転時、空気ガイド装置 13 は、冷気流路 11 を開き、バイパスチャネル 15 を閉鎖するので、ファン 5 によって吸入され蒸発器 7 を流れる際に冷却された空気質量流は、冷気流路 11 を通って周囲へ運ばれる。その一方で、ファン 6 を通じて送られ凝縮器 8 を流れる際に暖められた空気質量流は、空気ガイド装置 18 によって開かれる暖気流路 17 を通って客室 9 へ送られるが、暖気流路 16 は閉鎖されている。

30

第 2 フローチャネル 4 において冷媒から熱を取り込む空気質量流の値は 100 kg/h よりも大きく、好ましくは約 250 kg/h である。その場合、1 kW よりも多い出力が伝達され、空気質量流は、冷媒の凝縮温度よりも高い温度に暖められる。空気質量流は、客室 9 に入る前には、冷媒の凝縮温度より 10 K よりも高い温度を有する。

【0063】

再熱運転において、第 1 変形実施形態では、2000 kg/h 未満、好ましくは約 1000 kg/h の空気質量流が 2 kW よりも大きい熱出力で冷媒の凝縮温度よりも高い温度に暖められる。空調システムに導入される空気質量流は、加熱後に周囲へ導出される第 1 部分空気質量流と第 2 部分空気質量流とに分割される。第 2 部分空気質量流は、冷却及び除湿され、続いて再熱のための部分空気質量流と冷気質量流とに分割され、その場合、再熱された部分空気質量流は、再熱後にバイパス 15 を通じて送られる冷気質量流と混合される。

40

その場合、再熱のための熱出力は、図 1 のフラップとして形成された空気ガイド装置 19、22、24 によって、且つ、図 2、又は、図 3a 及び図 3b によるそれぞれフラップとして形成された空気ガイド装置 13、24 によって、従って、流路 14 若しくはバイパスチャネル 15 を通る部分空気質量流によって制御される。凝縮器 8 の第 1 領域の貫流時に加熱された部分空気質量流は、図 1 のフラップ 25 が開くことによって、及び暖気流路 16 が開いた場合に図 2 のフラップ 18 の位置によって周囲へ誘導される。

50

【 0 0 6 4 】

従って、最終的に利用される熱出力の配分比率は、冷気質量流と混合される再熱された空気質量流の配分比率によって制御される。空気質量流は、流路 1 4 とバイパス 1 5 とがぶつかる領域において一緒にされて混合される。混合温度とも呼ばれる混合された空気質量流の温度は、混合された空気質量流における温度センサによって検出され、圧縮機 8 における冷媒の圧力レベルによって制御される。混合された空気質量流は、客室 9 に導入される。

【 0 0 6 5 】

第 2 変形実施形態では、再熱運転において、凝縮器 8 には、空気の温度が異なる、及び / 又は絶対空気湿度が異なる 2 つの部分空気質量流から構成される空気質量流が供給される。その場合、凝縮器 8 の第 1 領域に第 1 部分空気質量流が貫流し、凝縮器 8 の第 2 領域に第 2 部分空気質量流が貫流する。熱交換面を流れる際に、部分空気質量流は混ざり合わないか、又は無視できる程度にしか混ざり合わない。凝縮器 8 によって伝達される出力は、第 2 領域を通じて誘導される部分空気質量流によって、若しくは空気ガイド装置 2 7、2 8 の位置調整による凝縮器 8 の領域の面の分割によって制御される。第 1 領域を通じて誘導される部分空気質量流は、凝縮器 8 の貫流後に暖気流路 1 6 を通って周囲へ排出される。客室 9 に給送されるべき、凝縮器 8 の第 2 領域を通じて誘導される空気質量流の温度レベルは、空気の流れ方向で凝縮器 8 の下流に配置された温度センサによって検出され、凝縮器 8 内の冷媒の圧力レベルによって制御される。

【 0 0 6 6 】

第 3 変形実施形態では、図 2、又は、図 3 a 及び図 3 b によると、再熱のための加熱出力は、それぞれ、フラップとして形成された空気ガイド装置 2 7、2 8、2 7'、2 8' によって、並びに、それぞれフラップとして形成された空気ガイド装置 1 3、2 4 によって制御される。従って、再熱のための熱出力は、熱交換面の大きさによって、若しくは凝縮器 8 の領域の面の分割によって、及びバイパスチャネル 1 5 を通る混合されるべき部分空気質量流と流路 1 4 を通る再熱された部分空気質量流との比率によって変更される。凝縮器 8 の第 1 領域を通じて誘導される加熱された部分空気流は、フラップ 1 8 の位置によって暖気流路 1 6 が開かれると周囲へ誘導される。

【 0 0 6 7 】

図 3 a は、図 2 による可動のフラップとして形成された空気ガイド装置 2 7、2 8 と、空気ガイド板として形成された静的空気ガイド装置 2 9、3 0 とを有する中央に配置された凝縮器 8 の詳細図を示す。バイパス 1 5 は、図 1 の空気ガイド装置 2 4 によって開閉される。

空調システム 1 は、全くの冷却設備運転及び全くの加熱運転、並びに混合運転若しくは再熱運転で作動させることができる。図示されないファン 5 は、第 1 フローチャネル 3 を通じて空気質量流を送り、空気質量流の全部が蒸発器 7 を介して流れ、その際に冷却及び除湿される。図示されないファン 6 は、第 2 フローチャネル 4 を通じて空気質量流を送り、空気質量流は、凝縮器 8 の部分領域を介して誘導され、且つ蒸発器 7 において冷媒から取り込まれた熱を再び排出する。

その場合、空気ガイド装置 2 7、2 8 は、凝縮器 8 の第 1 領域が第 2 フローチャネル 4 に配置され、凝縮器 8 の第 2 領域が第 1 フローチャネル 3 に配置されるように方向調整されている。空気ガイド装置 2 4 は、バイパス 1 5 が閉じ、第 1 フローチャネル 3 を通り蒸発器 7 を介して送られる全空気質量流が凝縮器 8 の第 2 領域を通じて誘導されるように方向調整されている。冷却及び除湿された空気からなる空気質量流は、凝縮器 8 の第 2 領域の貫流時に再び暖められる。

第 2 空気質量流は、第 1 フローチャネル 3 において空気質量流に対して平行に、第 2 フローチャネル 4 における凝縮器 8 の第 1 領域を介して送られ、その際に暖められる。第 2 フローチャネル 4 を通って流れる空気質量流は周囲へ排出される。

【 0 0 6 8 】

図 2 及び図 3 a によるフローチャネルに跨る凝縮器 8 の構成は、2 つの領域への熱交換

面の制御可能な分割をもたらす。その場合、凝縮器 8 は、熱交換面全体の 0 % ~ 100 % の領域に区分可能である。0 % 若しくは 100 % の区分では、凝縮器 8 は、完全にフローチャンネル 3、4 の 1 つに配置されている。熱交換面の 0 % 又は 100 % とは異なる分割の熱交換器装置では、領域が比率に応じてフローチャンネル 3 内及びフローチャンネル 4 内に配置されている。

【0069】

図 3 b において、凝縮器 8 は、熱交換面が 0 % から約 30 % の範囲で制御可能に分割され得る構成で示されている。熱交換面の約 70 % の比較的大きい部分領域は、フローチャンネル 4 内に制御不可能に配置されている。制御可能な分割は、空気ガイド装置 27'、28' 及び空気ガイド板 29'、30' を備えた空気ガイド機構によって行われる。

10

凝縮器 8 は、熱交換面全体が仕切り壁 10 の片側に配置されるように方向調整されている。従って、凝縮器 8 は、完全にフローチャンネル 4 の中に入っている。フローチャンネル 3、4 は、仕切り壁 10 によって、空気ガイド装置 27'、28' によって、且つ静的空気ガイド装置 29'、30' によって互いに分離される。

空気ガイド装置 27'、28' 及び空気ガイド板 29'、30' の形状は、図 2 及び図 3 a による形態と類似であり、フローチャンネル 3、4 内での空気質量流の混合が阻止されるように互いに調整されている。空気ガイド板 29'、30' もまた、仕切り壁 10 に対して平行に方向調整されている。空気ガイド板 29'、30' の構成全体の終端は、それぞれ軸 33'、34' を中心に均等に曲げられ凹状に形成された 2 つの面を形成する。円弧の中心点は、凹状に形成された面が曲げられる際の中心となる軸 33'、34' と、可動の空気ガイド装置 27'、28' の回転軸 33'、34' とに相当する。円弧状に曲げられた面の半径は、空気ガイド装置 27'、28' の長手方向の広がり、すなわち、可動の空気ガイド装置 27'、28' の、フローチャンネル 3、4 を通る空気質量流の流れ方向の広がりと同一である。

20

旋回可能な空気ガイド装置 27'、28' は、回転軸 33'、34' とは反対側の側縁部が、空気ガイド板 29'、30' の端部の凹状に撓曲された面に方向調整されている。空気ガイド装置 27'、28' の自由な可動性のために、空気ガイド装置 27'、28' の面と側縁部との間には、空気質量流の流れに影響を及ぼさないか、無視できる程度にしか及ぼさない間隙が残る。

【0070】

30

従って、図 2、図 3 a 及び図 3 b の実施形態の空気ガイド機構は類似である。図 3 b の空気ガイド機構は、凝縮器 8 の横断面のより小さい領域しか含まない。空気質量流の分割の設定の説明については図 2 に関する記載を参照されたい。空気ガイド装置 27'、28' を空気ガイド板 29'、30' の長手方向の最大の広がりまで回動させた場合、凝縮器 8 の熱交換面の約 30 % の領域が第 1 フローチャンネル 3 内に配置される。仕切り壁 10 の方向に空気ガイド装置 27'、28' を方向調整した場合、凝縮器 8 全体が第 2 フローチャンネル 4 内に配置される。図 3 b から明らかなように、空気ガイド装置 27'、28' も同様に無段で中間ポジションに設定可能である。フローチャンネル 3 内のバイパス 15 は、空気ガイド装置 24 によって開閉される。

【0071】

40

凝縮器 8 が、例えば扁平管から形成されており、その扁平側が空気ガイド板 29、29'、30、30' の方向に、従って空気の流れ方向に方向調整されているならば有利である。それに加えて、格子の空気ガイド板 29、29'、30、30' の数が、凝縮器 8 の管の数に相当しているとよく、各管の短辺側が空気の流れ方向に空気ガイド板 29、29'、30、30' と一直線に並んで配置されていることが有利である。凝縮器 8 の管の数と格子の空気ガイド板 29、29'、30、30' の数とが異なる場合も空気ガイド板 29、29'、30、30' と管の短辺側とが向き合うように方向調整されていなければならない。

その場合、凝縮器 8 は、幅が 8 mm よりも大きい扁平管を有し、幅は、11.5 mm ~ 18 mm の範囲であることが好ましい。有利な実施形態では、扁平管は、12.3 mm 又

50

は 16 mm の幅で形成されている。

【0072】

凝縮器 8 として形成された第 2 熱交換器を備えた熱交換器装置を用いて、冷却設備運転及びヒートポンプ運転で、蒸発器 7 の熱交換面を通る際にはすでに調和された空気をモジュール仕切り壁によって周囲空気から分離することが可能になる。

【0073】

図 4 において、空調システム 1 に組み込まれ、閉じた、且つ完全な冷媒回路 60 を備えた図 1 の実施形態による空調システム 1 が示されている。冷媒回路は、R134a、R744、R1234yf 又は他の冷媒用に設計されている。冷媒回路 60 は、蒸発器 7 と圧縮機 61 と凝縮器 8 とコレクタ 64 と膨張素子 67 とを備えている。

10

冷媒回路 60 の構成部品は、冷媒管路 62、63、65、66、68、69 によって接続されている。吸引管 69 は、蒸発器 7 を圧縮機 61 と接続し、圧力管路 62 は、圧縮機 61 を凝縮器 8 と接続する。冷媒は、圧力管路 63 を通って凝縮器 8 の第 1 区間からコレクタ 64 に流れる。圧力管路 65 及び 66 は、コレクタ 64 を凝縮器 8 の第 2 区間の入口と接続し、凝縮器 8 の第 2 区間の出口を膨張素子 67 と接続する。冷媒は、膨張素子 67 から冷媒管路 68 を通って蒸発器 7 に流れる。

圧縮機 61 は、電氣的に駆動可能な圧縮機として形成されていることが好ましいが、変形例として、車両の内燃機関によって駆動されてもよい。膨張素子 67 は、制御可能な膨張素子、若しくは膨張弁として形成されていることが有利であるが、変形例として、感温膨張弁として形成されていてもよい。

20

【0074】

図 4、図 5a、及び図 5b から、凝縮器 8 の種々の形態が明らかである。図 4 において、凝縮器 8 は、1 つの構成部品として形成されている。冷媒は、冷媒管路 62 を通って凝縮器 8 の第 1 区間に流入し、第 1 区間からの流出後に冷媒管路 63 を通ってコレクタ 64 に誘導される。冷媒は、コレクタ 64 から出た後に冷媒管路 65 を通って、例えば冷媒を過冷却するために形成された凝縮器 8 の第 2 区間に流入する。冷媒管路 66 を介して、冷媒は膨張素子 67 へと流れる。

【0075】

図 5a 及び図 5b による実施形態では、凝縮器 8 は、2 つの独立した構成部品 8a、8b から構成されている。冷媒の流れ方向で構成部品 8a、8b 間には、液体分離器と一体化されたコレクタ 64 として形成された冷媒・相分離要素が配置されている。

30

【0076】

冷媒は、冷媒管路 62 を通って、冷媒の抜熱及び凝縮のために設けられた第 1 構成部品 8a に流入し、第 1 構成部品 8a から流出した後に冷媒管路 63 を通ってコレクタ 64 へと誘導される。冷媒は、コレクタ 64 から出た後に冷媒管路 65 を通り、冷媒を過冷却するために形成された第 2 構成部品 8b に流入する。冷媒は、冷媒管路 66 を介して膨張素子 67 へと流れる。

【0077】

冷媒・相分離要素として、液体分離器と一体化されたコレクタ 64 を用いて、冷媒の流れ方向でコレクタ 64 の下流に配置された第 2 構成部品 8b には液体冷媒しか供給されない。気相を分離することによって、構成部品 8b をより小さい体積で、従ってより少ない所要スペースで形成することができる。冷媒のために必要な流断面は、液相中に蒸気分を含む 2 相冷媒が貫流する場合よりも小さい。

40

【0078】

熱交換器装置は、複数列で形成された凝縮面及び抜熱面と、付加的過冷却面とを有する。冷媒の抜熱及び凝縮のための構成部品 8a は、少なくとも 2 列であるが、4 列に形成されていることが好ましい。冷媒の過冷却のための構成部品 8b は、少なくとも 1 列を有するが、2 列を有することが好ましい。

【0079】

図 5a の熱交換器装置では、凝縮器 8 の構成部品 8a、8b が空気質量流に対して直列

50

に相前後して方向調整されており、空気質量流が連続的に貫流する。その場合、空気質量流は、構成部品 8 a の凝縮面及び抜熱面に当たり、続いて、構成部品 8 b の過冷却面を介して誘導される。

【 0 0 8 0 】

図 5 b の熱交換器装置では、凝縮器 8 の構成部品 8 a 、 8 b は、並列に相並べて方向調整されている。その場合、抜熱面及び凝縮面を有する構成部品 8 a は、第 2 フローチャネル 4 内に配置されていてもよいが、構成部品 8 b は、第 1 フローチャネル 3 内に配置されている。その場合、構成部品 8 a 、 8 b 若しくは凝縮面及び抜熱面、並びに過冷却面に、フローチャネル 3 、 4 内で空気質量流が平行に当たる。フローチャネル 3 を通って流れる予め冷却及び除湿された空気質量流は、空調システム 1 の再熱運転において、構成部品 8 b の過冷却面を流れる際に再び暖められる。

10

変形例として、構成部品 8 b は、空調システム 1 のハウジング 2 の外側に配置されていてもよく、その場合、走行中の風が供給される。

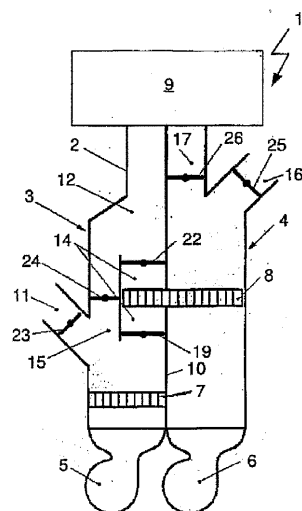
【符号の説明】

【 0 0 8 1 】

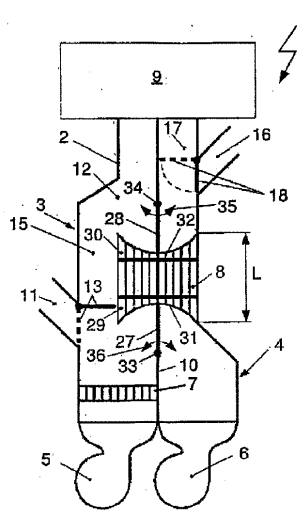
| | | |
|----------|--|----|
| 1 | 空調システム | |
| 2 | ハウジング | |
| 3 | 第 1 フローチャネル | |
| 4 | 第 2 フローチャネル | |
| 5、6 | ファン | 20 |
| 7 | 熱交換器、蒸発器 | |
| 8 | 熱交換器、凝縮器 | |
| 8 a、8 b | 凝縮器の構成部品 | |
| 9 | 客室 | |
| 10 | 仕切り壁 | |
| 11、12 | 冷気流路 | |
| 13 | 冷気流路の空気ガイド装置 / フラップ | |
| 14 | 第 1 フローチャネルの流路 | |
| 15 | 第 1 フローチャネルのバイパスチャネル | |
| 16、17 | 暖気流路 | 30 |
| 18 | 暖気流路の空気ガイド装置 / フラップ | |
| 19 | 流路 14 への吸入用の空気ガイド装置 | |
| 22 | 流路 14 からの吐出用の空気ガイド装置 | |
| 23 | 冷気流路の冷気の空気ガイド装置 / フラップ | |
| 24 | バイパスチャネル用の空気ガイド装置 / フラップ | |
| 25、26 | 暖気流路の空気ガイド装置 / フラップ | |
| 27、27' | 第 1 フローチャネルと第 2 フローチャネル 4 の間で凝縮器に向かって流すための空気ガイド装置 / フラップ | |
| 28、28' | 第 1 フローチャネル 3 と第 2 フローチャネル 4 との間で凝縮器から離れる場合の空気ガイド装置 / フラップ | 40 |
| 29、29' | 静的空気ガイド装置 / 空気ガイド板 | |
| 30、30' | 静的空気ガイド装置 / 空気ガイド板 | |
| 31、32 | 静的空気ガイド装置の面 | |
| 33、34 | 空気ガイド装置の軸、回転軸 | |
| 35、36 | 空気ガイド装置の回転方向 | |
| 60 | 冷媒回路 | |
| 61 | 圧縮機 | |
| 62、63 | 冷媒管路、圧力管路 | |
| 64 | コレクタ | |
| 65、66、68 | 冷媒管路、圧力管路 | 50 |

- 6 7 膨張素子
 6 9 冷媒管路、吸引管路
 L 長さ

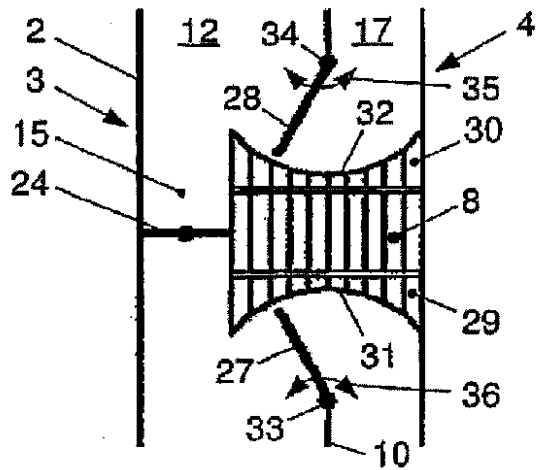
【図 1】



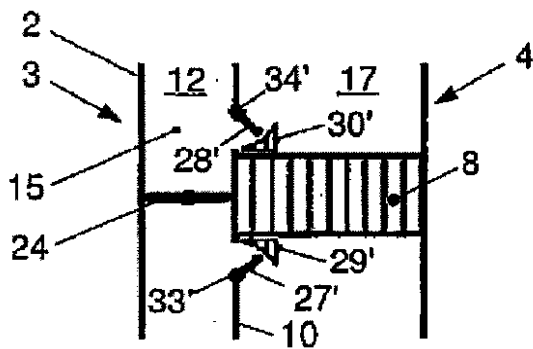
【図 2】



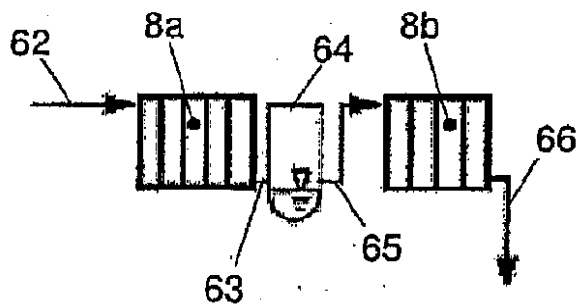
【図 3 a】



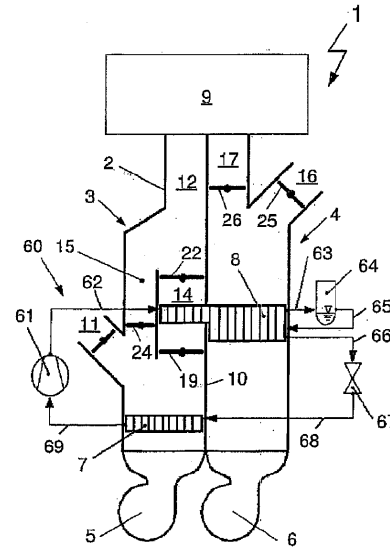
【図 3 b】



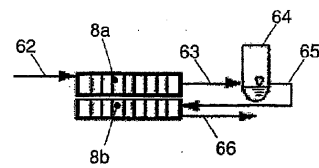
【図 5 b】



【図 4】



【図 5 a】



フロントページの続き

- (72)発明者 マルク グラーフ
ドイツ連邦共和国 4 7 7 9 8 クレーフェルト アドラーシュトラッセ 2 3
- (72)発明者 ロベルト デラ ロヴェル
ドイツ連邦共和国 5 0 1 7 1 ケルペン イム ブンゲルト 1 0
- (72)発明者 ナヴィド ドゥッラーニ
ドイツ連邦共和国 5 0 1 6 9 ケルペン ブーヘンヘーエ 2

合議体

審判長 紀本 孝
審判官 山崎 勝司
審判官 窪田 治彦

- (56)参考文献 特開 2 0 0 9 - 2 3 5 6 4 (J P , A)
特開 2 0 0 0 - 2 0 3 2 5 0 (J P , A)
実開平 6 - 7 1 2 2 0 (J P , U)
特開 2 0 0 2 - 2 2 5 5 3 5 (J P , A)

- (58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

B60H1/22,1/00

F25B1/00