

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6760226号
(P6760226)

(45) 発行日 令和2年9月23日 (2020.9.23)

(24) 登録日 令和2年9月7日 (2020.9.7)

(51) Int. Cl.

F I

F 2 8 F 3/06 (2006.01)
F 2 8 F 9/00 (2006.01)
F 2 5 B 5/02 (2006.01)
F 2 5 B 1/00 (2006.01)

F 2 8 F 3/06 Z
F 2 8 F 9/00 3 3 1
F 2 5 B 5/02 C
F 2 5 B 1/00 3 3 1 Z

請求項の数 8 (全 32 頁)

(21) 出願番号 特願2017-148188 (P2017-148188)
(22) 出願日 平成29年7月31日 (2017.7.31)
(65) 公開番号 特開2019-27690 (P2019-27690A)
(43) 公開日 平成31年2月21日 (2019.2.21)
審査請求日 令和1年10月4日 (2019.10.4)

(73) 特許権者 000004260
株式会社デンソー
愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地
(74) 代理人 110001472
特許業務法人かいせい特許事務所
(72) 発明者 鈴木 聡
愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 株式会
社デンソー内
(72) 発明者 加藤 吉毅
愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 株式会
社デンソー内
審査官 藤原 弘

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 複合型熱交換器

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷媒を圧縮して吐出する圧縮機 (1 1)、前記圧縮機から吐出された冷媒を熱源として熱交換対象流体を加熱する加熱部 (3 0)、および冷媒に前記熱交換対象流体の有する熱を吸熱させて蒸発させる冷却用蒸発部 (2 0) を有する蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置 (1 0) に適用される複合型熱交換器であって、

複数の板状部材 (8 1) が互いに積層されて接合されることによって形成される熱交換部 (8 0 0) を備え、

前記熱交換部は、冷媒に熱媒体の有する熱を吸熱させて蒸発させる吸熱用蒸発部 (7 0)、および前記加熱部から流出した冷媒と前記圧縮機へ吸入される冷媒とを熱交換させる内部熱交換部 (6 0) を有しており、

前記吸熱用蒸発部には、冷媒を流通させる吸熱用冷媒流路 (2 4) が形成されており、前記冷却用蒸発部には、冷媒を流通させる冷却用冷媒流路 (2 0 0) が形成されており、

前記内部熱交換部には、前記加熱部から流出した冷媒を流通させる高压側冷媒流路 (1 4)、および前記圧縮機へ吸入される冷媒を流通させる低压側冷媒流路 (2 6) が形成されており、

前記吸熱用冷媒流路および前記冷却用冷媒流路は、互いに並列的に接続されており、さらに、前記高压側冷媒流路から流出した冷媒を前記冷却用冷媒流路へ流出させる高压側冷媒導出口 (6 1)、および前記冷却用冷媒流路から流出した冷媒を前記低压側冷媒流

10

20

路へ流入させる低压側冷媒導入口（６２）の少なくとも一方を有し、

前記低压側冷媒導入口は、前記低压側冷媒流路の最下流部に連通するように配置されている複合型熱交換器。

【請求項２】

さらに、前記加熱部から流出した冷媒を前記高压側冷媒流路へ流入させる高压側冷媒導入口（６３）と、前記低压側冷媒流路から流出した冷媒を前記圧縮機の吸入側へ流出させる低压側冷媒導出口（６４）とを有する請求項１に記載の複合型熱交換器。

【請求項３】

前記高压側冷媒導出口、前記低压側冷媒導入口、前記高压側冷媒導入口、前記低压冷媒導出口の少なくとも一つは、前記熱交換部の積層方向最外側部を形成する前記板状部材の板面に配置されている請求項１または２に記載の複合型熱交換器。

10

【請求項４】

前記吸熱用蒸発部の大きさと前記内部熱交換部の大きさが異なっている請求項１ないし３のいずれか１つに記載の複合型熱交換器。

【請求項５】

前記吸熱用蒸発部および前記内部熱交換部は、前記複数の板状部材の積層方向に垂直な方向に並んで配置されている請求項１ないし４のいずれか１つに記載の複合型熱交換器。

【請求項６】

前記吸熱用蒸発部および前記内部熱交換部は、前記複数の板状部材の積層方向に並んで配置されている請求項１ないし４のいずれか１つに記載の複合型熱交換器。

20

【請求項７】

前記吸熱用冷媒流路の最下流部を形成する前記板状部材と前記低压側冷媒流路の最上流部を形成する前記板状部材が隣接配置されている請求項６に記載の複合型熱交換器。

【請求項８】

前記低压側冷媒導入口は、前記吸熱用冷媒流路の最下流部と前記低压側冷媒流路の最上流部とを接続する接続用冷媒流路（８５）に連通するように配置されている請求項１ないし７のいずれか１つに記載の複合型熱交換器。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

30

本発明は、蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置に適用される複合型熱交換器に関する。

【背景技術】

【０００２】

従来、特許文献１に、空調対象空間の空調および二次電池の温度調整に用いられる蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置が開示されている。特許文献１の冷凍サイクル装置は、冷媒と空調対象空間へ送風される送風空気とを熱交換させる室内凝縮器および室内蒸発器、冷媒と外気とを熱交換させる室外熱交換器、冷媒と二次電池の内部通路へ流入させる熱媒体とを熱交換させる複合型熱交換器を備えている。

【０００３】

そして、特許文献１の冷凍サイクル装置では、空調対象空間の暖房を行う際には、室外熱交換器を蒸発器として機能させて、外気から吸熱した熱を室内凝縮器にて空調対象空間へ送風される送風空気に放熱させる冷媒回路に切り替える。一方、空調対象空間の冷房を行う際には、室外熱交換器を放熱器として機能させて、室内蒸発器にて送風空気から吸熱した熱を外気に放熱させる冷媒回路に切り替える。

40

【０００４】

また、複合型熱交換器は、高压冷媒と熱媒体とを熱交換させて熱媒体を加熱する加熱用熱交換部、および低压冷媒と熱媒体とを熱交換させて熱媒体を冷却する冷却用熱交換部を有している。そして、特許文献１の冷凍サイクル装置では、二次電池を暖機する際には、加熱用熱交換部に高压冷媒を流入させる冷媒回路に切り替える。一方、二次電池を冷却する際には、冷却用熱交換部に低压冷媒を流入させる冷媒回路に切り替える。

50

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2012-207890号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

ところで、冷凍サイクル装置の成績係数（いわゆるCOP）を向上させる手段として、冷凍サイクル装置に内部熱交換器を追加する手段が考えられる。内部熱交換器は、放熱器として機能する熱交換器から流出した高圧冷媒と、蒸発器として機能する熱交換器から流出した低圧冷媒とを熱交換させることによって、蒸発器として機能する熱交換器における冷媒の吸熱量を増大させる機能を果たす熱交換器である。

10

【0007】

しかしながら、特許文献1のように、送風空気や熱媒体といった複数の熱交換対象流体の温度調整を行う冷凍サイクル装置では、既に複数の熱交換器を備えているので、内部熱交換器を追加すると、サイクル構成の一層の複雑化を招いてしまう。

【0008】

本発明は、上記点に鑑み、サイクル構成の複雑化を招くことなく、適用された冷凍サイクル装置の成績係数を向上可能な複合型熱交換器を提供することを目的とする。

20

【課題を解決するための手段】

【0009】

上記目的を達成するため、請求項1に記載の発明は、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機（11）、圧縮機から吐出された冷媒を熱源として熱交換対象流体を加熱する加熱部（30）、および冷媒に熱交換対象流体の有する熱を吸熱させて蒸発させる冷却用蒸発部（20）を有する蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置（10）に適用される複合型熱交換器において、複数の板状部材（81）が互いに積層されて接合されることによって形成される熱交換部（800）を備え、熱交換部は、冷媒に熱媒体の有する熱を吸熱させて蒸発させる吸熱用蒸発部（70）、および加熱部から流出した冷媒と圧縮機へ吸入される冷媒とを熱交換させる内部熱交換部（60）を有しており、吸熱用蒸発部には、冷媒を流通させる吸熱用冷媒流路（24）が形成されており、冷却用蒸発部には、冷媒を流通させる冷却用冷媒流路（200）が形成されており、内部熱交換部には、加熱部から流出した冷媒を流通させる高圧側冷媒流路（14）、および圧縮機へ吸入される冷媒を流通させる低圧側冷媒流路（26）が形成されており、吸熱用冷媒流路および冷却用冷媒流路は、互いに並列的に接続されており、さらに、高圧側冷媒流路から流出した冷媒を冷却用冷媒流路へ流出させる高圧側冷媒導出口（61）、および冷却用冷媒流路から流出した冷媒を低圧側冷媒流路へ流入させる低圧側冷媒導入口（62）の少なくとも一方を有し、低圧側冷媒導入口は、低圧側冷媒流路の最下流部に連通するように配置されている。

30

【0010】

これによれば、熱交換部（800）に、加熱部（30）から流出した冷媒と圧縮機（11）へ吸入される冷媒とを熱交換させる内部熱交換部（60）を設けることで、冷却用蒸発部（20）および吸熱用蒸発部（70）の少なくとも一方における冷媒の吸熱量を増大させ、複合型熱交換器が適用された冷凍サイクル装置（10）の成績係数を向上させることができる。

40

【0011】

このとき、複合型熱交換器は、吸熱用蒸発部（70）および内部熱交換部（60）を有するとともに、高圧側冷媒導出口（61）および低圧側冷媒導入口（62）の少なくとも一方を有しているため、内部熱交換部（60）を備える冷凍サイクル装置（10）であっても、サイクル構成を簡素化できる。

【0012】

したがって、本発明に係る複合型熱交換器によれば、サイクル構成の複雑化を招くこと

50

なく、適用された冷凍サイクル装置（１０）の成績係数を向上することが可能となる。

【００１３】

なお、この欄および特許請求の範囲で記載した各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示すものである。

【図面の簡単な説明】

【００１４】

【図１】第１実施形態における冷凍サイクル装置を示す概略構成図である。

【図２】第１実施形態に係る複合型熱交換器を示す説明図である。

【図３】第１実施形態に係る複合型熱交換器の一部を拡大した拡大断面図である。

【図４】第２実施形態に係る複合型熱交換器を示す説明図である。

10

【図５】第３実施形態における冷凍サイクル装置を示す概略構成図である。

【図６】第３実施形態に係る複合型熱交換器を示す説明図である。

【図７】第４実施形態における冷凍サイクル装置を示す概略構成図である。

【図８】第４実施形態に係る複合型熱交換器を示す説明図である。

【図９】第５実施形態における冷凍サイクル装置を示す概略構成図である。

【図１０】第５実施形態に係る複合型熱交換器を示す説明図である。

【図１１】第６実施形態における冷凍サイクル装置を示す概略構成図である。

【図１２】第６実施形態に係る複合型熱交換器を示す説明図である。

【図１３】第７実施形態に係る複合型熱交換器を示す説明図である。

【図１４】第８実施形態に係る複合型熱交換器を示す説明図である。

20

【発明を実施するための形態】

【００１５】

以下、本発明の実施形態について図に基づいて説明する。なお、以下の各実施形態相互において、互いに同一もしくは均等である部分には、図中、同一符号を付してある。

【００１６】

（第１実施形態）

本発明の第１実施形態について図１～図３に基づいて説明する。第１実施形態における冷凍サイクル装置１０は、走行用電動モータから車両走行用の駆動力を得る電気自動車の車両用空調装置１に適用されている。この冷凍サイクル装置１０は、車両用空調装置１において、空調対象空間である車室内へ送風される送風空気を冷却或いは加熱する機能を果たす。

30

【００１７】

すなわち、第１実施形態に係る冷凍サイクル装置１０は、図１に示すように、車室内を冷房する冷房モードや車室内を暖房する暖房モードを含む複数の運転モードを切替可能に構成されている。

【００１８】

第１実施形態においては、車室内に送風される送風空気が本発明の熱交換対象流体に相当する。なお、図１においては、暖房モードの場合における冷媒の流れを実線矢印で示し、冷房モードの場合における冷媒の流れを破線矢印で示している。

【００１９】

40

また、当該冷凍サイクル装置１０では、冷媒としてＨＦＣ系冷媒（具体的には、Ｒ１３４ａ）を採用しており、高圧側冷媒圧力が冷媒の臨界圧力を超えない蒸気圧縮式の亜臨界冷凍サイクルを構成している。もちろん、ＨＦＯ系冷媒（例えば、Ｒ１２３４ｙｆ）等を採用してもよい。この冷媒には圧縮機１１を潤滑するための冷凍機油が混入されており、冷凍機油の一部は冷媒と共にサイクルを循環している。

【００２０】

第１実施形態に係る冷凍サイクル装置１０は、冷凍サイクルと、加熱部３０と、熱媒体回路４０とを有している。冷凍サイクル装置１０の冷凍サイクルは、圧縮機１１と、冷媒放熱器１２と、貯液部１３と、内部熱交換部６０と、第１膨張弁１７と、冷却用蒸発部２０と、蒸発圧力調整弁２１と、第２膨張弁２３と、吸熱用蒸発部７０とを接続して構成さ

50

れている。

【 0 0 2 1 】

冷凍サイクル装置 1 0 において、圧縮機 1 1 は、電池から供給される電力によって駆動される電動圧縮機であり、冷凍サイクル装置 1 0 の冷媒を吸入して圧縮して吐出する。圧縮機 3 は、吐出容量が固定された固定容量型の圧縮機構を電動モータにて駆動する電動圧縮機として構成されており、シート空調装置 1 の筐体 1 0 内に配置されている。この圧縮機構としては、スクロール型圧縮機構、ペーン型圧縮機構等の各種圧縮機構を採用することができる。

【 0 0 2 2 】

圧縮機 3 を構成する電動モータは、図示しない空調制御装置から出力される制御信号によって、その作動（回転数）が制御される。この電動モータとしては、交流モータ、直流モータの何れの形式を採用してもよい。そして、空調制御装置が電動モータの回転数を制御することによって、圧縮機 3 の冷媒吐出能力が変更される。なお、圧縮機 1 1 は、ベルトによって駆動される可変容量圧縮機であってもよい。

【 0 0 2 3 】

圧縮機 1 1 の吐出口側には、冷媒放熱器 1 2 の冷媒入口側が接続されている。冷媒放熱器 1 2 は、熱媒体回路として構成された加熱部 3 0 の一部を構成しており、加熱部 3 0 を循環する高温側熱媒体である冷却水と、圧縮機 1 1 から吐出された高圧冷媒とを熱交換させる熱交換器である。

【 0 0 2 4 】

すなわち、当該冷媒放熱器 1 2 は、本発明における媒体冷媒熱交換器として機能する。冷媒放熱器 1 2 は、圧縮機 1 1 から吐出された高圧冷媒の有する熱を、加熱部 3 0 を循環する熱媒体に放熱させる。なお、加熱部 3 0 の構成及び加熱部 3 0 における熱媒体の具体的な構成等については、後に詳細に説明する。

【 0 0 2 5 】

冷媒放熱器 1 2 の冷媒出口側には、貯液部 1 3 の冷媒流入口が接続されている。貯液部 1 3 は、冷媒放熱器 1 2 から流出した冷媒の気液を分離して余剰液相冷媒を貯えるレシーバ（すなわち受液器）である。

【 0 0 2 6 】

そして、貯液部 1 3 の冷媒出口には、内部熱交換部 6 0 における高圧側冷媒流路 1 4 の冷媒入口（すなわち、後述する高圧側冷媒導入口 6 3 ）側が接続されている。内部熱交換部 6 0 は、加熱部 3 0 の一部を構成する冷媒放熱器 1 2 から流出した高圧冷媒と、圧縮機 1 1 へ吸入される低圧冷媒とを熱交換させる熱交換部である。換言すると、内部熱交換部 6 0 は、高圧側冷媒流路 1 4 を流通する高圧冷媒と、後述する低圧側冷媒流路 2 6 を流通する低圧冷媒とを熱交換させる熱交換部である。なお、内部熱交換部 6 0 の構成等については、後に詳細に説明する。

【 0 0 2 7 】

内部熱交換部 6 0 における高圧側冷媒流路 1 4 の冷媒出口（すなわち後述する高圧側冷媒導出口 6 1 ）側には、冷媒分岐部 1 5 が配置されている。冷媒分岐部 1 5 は、一つの冷媒流入口と複数の冷媒流出口とを有して構成されており、内部熱交換部 6 0 の高圧側冷媒流路 1 4 から流出した冷媒の流れを複数の流れに分岐させる。

【 0 0 2 8 】

第 1 実施形態に係る冷媒分岐部 1 5 は、二つの冷媒流出口を有している。冷媒分岐部 1 5 における冷媒流出口の一方は第 1 並列流路 1 6 に接続されており、他方は第 2 並列流路 2 2 に接続されている。従って、冷媒分岐部 1 5 は、内部熱交換部 6 0 の高圧側冷媒流路 1 4 から流出した冷媒流れを、第 1 並列流路 1 6 を通過する冷媒流れと、第 2 並列流路 2 2 を通過する冷媒流れとに分岐させる。

【 0 0 2 9 】

第 1 並列流路 1 6 には、第 1 膨張弁 1 7 と、冷却用蒸発部 2 0 と、蒸発圧力調整弁 2 1 とが配置されている。第 1 膨張弁 1 7 は、絞り開度を変更可能に構成された弁体と、この

10

20

30

40

50

弁体の開度を変化させる電動アクチュエータとを有しており、電気式の可変絞り機構として構成されている。

【0030】

第1膨張弁17は、弁開度を中間開度にすることで任意の冷媒減圧作用を実現する絞り機能と、弁開度を全開にすることで流量調整作用及び冷媒減圧作用を殆ど発揮することなく単なる冷媒通路として機能する全開機能と、弁開度を全閉にすることで冷媒通路を閉塞する全閉機能を有している。第1膨張弁17は、図示しない制御装置から出力される制御信号（すなわち制御パルス）によって、その作動が制御される。

【0031】

これにより、第1膨張弁17は、第1並列流路16に流入した冷媒を低圧冷媒となるまで減圧して流出させることができる。また、第1膨張弁17は、冷媒分岐部15にて第1並列流路16へ流れる冷媒流量を調整することができるため、相対的に第2並列流路22へ流れる冷媒流量を調整することができる。

10

【0032】

第1膨張弁17の冷媒流出口には、冷却用蒸発部20の冷媒入口側が第1並列流路16を介して接続されている。図1に示すように、冷却用蒸発部20は、後述する室内空調ユニット50の空調ケース51内に配置された熱交換器である。

【0033】

冷却用蒸発部20は、冷媒を流通させる冷却用冷媒流路200を備えている。冷却用蒸発部20は、冷却用冷媒流路200を流通する低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させることで、空調ケース51内を通過する送風空気を冷却する。換言すると、冷却用蒸発部20は、冷媒に送風空気の有する熱を吸熱させて蒸発させる熱交換部である。

20

【0034】

冷却用蒸発部20の冷媒出口側には、蒸発圧力調整弁21の入口側が第1並列流路16を介して接続されている。蒸発圧力調整弁21は、機械的機構で構成されており、冷却用蒸発部20の着霜を抑制するために、冷却用蒸発部20における冷媒蒸発圧力を着霜を抑制可能な基準圧力以上に調整する機能を果たす。換言すると、蒸発圧力調整弁21は、冷却用蒸発部20における冷媒蒸発温度を着霜を抑制可能な基準温度以上に調整する機能を果たす。

【0035】

30

冷媒分岐部15における冷媒流出口の他方には、第2並列流路22が接続されている。第2並列流路22には、第2膨張弁23と、吸熱用蒸発部70とが配置されている。第2膨張弁23は、第1膨張弁17と同様に、絞り開度を変更可能に構成された弁体と、この弁体の開度を変化させる電動アクチュエータとを有しており、電気式の可変絞り機構として構成されている。

【0036】

第2膨張弁23は、第1膨張弁17と同様に、弁開度を全開状態から全閉状態までの間で適宜調整することで、絞り機能と全開機能と全閉機能を発揮させることができる。当該第2膨張弁23は、制御装置から出力される制御信号（すなわち制御パルス）によって、その作動が制御される。

40

【0037】

これにより、第2膨張弁23は、第2並列流路22に流入した冷媒を低圧冷媒となるまで減圧して流出させることができる。また、第2膨張弁23は、冷媒分岐部15にて第2並列流路22へ流れる冷媒流量を調整することができる為、相対的に第1並列流路16へ流れる冷媒流量を調整することができる。

【0038】

すなわち、第1膨張弁17及び第2膨張弁23は、相互に協働することで、第1並列流路16、第2並列流路22を通過する冷媒流量の調整機能を発揮する。また、第1膨張弁17及び第2膨張弁23は、何れか一方に全閉機能を発揮させることで、流路切替機能を発揮する。

50

【 0 0 3 9 】

そして、第 2 膨張弁 2 3 の冷媒流出口には、吸熱用蒸発部 7 0 の冷媒入口側が第 2 並列流路 2 2 を介して接続されている。図 1 に示すように、吸熱用蒸発部 7 0 は、後述する熱媒体回路 4 0 の一部を構成する熱交換器である。

【 0 0 4 0 】

吸熱用蒸発部 7 0 は、冷媒を流通させる吸熱用冷媒流路 2 4 を備えている。吸熱用蒸発部 7 0 は、吸熱用冷媒流路 2 4 を流通する低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させることで、熱媒体回路 4 0 を循環する低温側熱媒体（すなわち冷却水）の有する熱を吸熱する。換言すると、吸熱用蒸発部 7 0 は、冷媒に低温側熱媒体（すなわち冷却水）の有する熱を吸熱させて蒸発させる熱交換部である。なお、熱媒体回路 4 0 および吸熱用蒸発部 7 0 の構成等については、後に詳細に説明する。

10

【 0 0 4 1 】

図 1 に示すように、冷媒合流部 2 5 は、複数の冷媒流入口と一つの冷媒流出口とを有して構成されており、冷媒分岐部 1 5 によって分岐された複数の冷媒の流れを一つに合流させる。

【 0 0 4 2 】

第 1 実施形態に係る冷媒合流部 2 5 は、2 つの冷媒流入口を有している。冷媒合流部 2 5 における冷媒流入口の一方は蒸発圧力調整弁 2 1 の冷媒流出口側に接続されており、他方は吸熱用蒸発部 7 0 の冷媒出口側に接続されている。従って、冷媒合流部 2 5 は、第 1 並列流路 1 6 を通過した冷媒流れと、第 2 並列流路 2 2 を通過した冷媒流れとを一つの冷媒流れに合流させて流出させる。

20

【 0 0 4 3 】

このように、冷凍サイクルにおいて、第 1 並列流路 1 6 および第 2 並列流路は、互いに並列的に接続されている。このため、冷凍サイクルにおいて、冷却用蒸発部 2 0 および吸熱用蒸発部 7 0 は、互いに並列的に接続されている。換言すると、冷凍サイクルにおいて、冷却用冷媒流路 2 0 0 および吸熱用冷媒流路 2 4 は、互いに並列的に接続されている。

【 0 0 4 4 】

冷媒合流部 2 5 の冷媒流出口には、内部熱交換部 6 0 における低圧側冷媒流路 2 6 の冷媒入口側が接続されている。内部熱交換部 6 0 における低圧側冷媒流路 2 6 の冷媒出口（すなわち、後述する低圧側冷媒導出口 6 4 ）には、圧縮機 1 1 の吸入口側が接続されている。

30

【 0 0 4 5 】

次に、第 1 実施形態に係る加熱部 3 0 の構成について、図 1 を参照しつつ説明する。図 1 に示すように、加熱部 3 0 は、冷凍サイクルの一部を構成する冷媒放熱器 1 2 と、熱媒体流路としての熱媒体循環通路 3 1 と、圧送ポンプ 3 2 と、ヒータコア 3 3 と、第 1 ラジエータ 3 4 と、三方弁 3 5 とを有して構成された高温側熱媒体回路である。

【 0 0 4 6 】

加熱部 3 0 は、冷媒放熱器 1 2 やヒータコア 3 3 等を熱媒体循環通路 3 1 によって接続して構成されており、熱媒体循環通路 3 1 内の熱媒体としての冷却水を、圧送ポンプ 3 2 の作動によって循環させるように構成されている。加熱部 3 0 における冷却水は、高温側熱媒体であり、例えば、少なくともエチレングリコール、ジメチルポリシロキサン若しくはナノ流体を含む液体、又は不凍液体が用いられている。

40

【 0 0 4 7 】

圧送ポンプ 3 2 は、高温側熱媒体としての冷却水を吸入して吐出する熱媒体ポンプであり、電動式ポンプによって構成されている。当該圧送ポンプ 3 2 は、熱媒体循環通路 3 1 内の冷却水を圧送することによって、加熱部 3 0 の熱媒体循環通路 3 1 内において、冷却水を循環させている。

【 0 0 4 8 】

当該圧送ポンプ 3 2 は、制御装置から出力される制御信号によって、その作動が制御される。すなわち、圧送ポンプ 3 2 は、制御装置の制御によって、加熱部 3 0 を循環する冷

50

却水の流量を調整することができ、加熱部 30 における熱媒体流量調整部として機能する。

【0049】

圧送ポンプ 32 の吐出口側には冷媒放熱器 12 が接続されている。従って、冷媒放熱器 12 は、その内部を通過する高圧冷媒と熱媒体循環通路 31 を循環する冷却水との熱交換によって、高圧冷媒の有する熱を冷却水に放熱することができる。

【0050】

そして、冷媒放熱器 12 における冷却水流出口側には、三方弁 35 が接続されている。当該三方弁 35 は、二つの流出口を有しており、一つの流入口から流入した冷却水の流れを何れかの流出口側に切り替えることができる。

10

【0051】

図 1 に示すように、三方弁 35 における一方の流出口には、ヒータコア 33 が接続されており、他方の流出口には、第 1 ラジエータ 34 が接続されている。従って、当該三方弁 35 は、冷媒放熱器 12 を通過した冷却水の流れを、ヒータコア 33 側と、第 1 ラジエータ 34 側の何れかに切り替えることができる。三方弁 35 は、加熱部 30 における熱媒体流路切替部として機能する。

【0052】

ヒータコア 33 は、図 1 に示すように、室内空調ユニット 50 の空調ケース 51 内にて冷却用蒸発部 20 に対して送風空気流れ下流側に配置されている。当該ヒータコア 33 は、加熱部 30 の熱媒体循環通路 31 を循環する冷却水と、車室内へ送風される送風空気とを熱交換させて、送風空気を加熱する高温側熱媒体熱交換器である。換言すると、ヒータコア 33 は、圧縮機 11 から吐出された冷媒と送風空気とを熱媒体循環通路 31 を循環する冷却水を介して間接的に熱交換させて、圧縮機 11 から吐出された冷媒の有する熱により送風空気を加熱する加熱用熱交換器である。

20

【0053】

ヒータコア 33 では、冷却水が顕熱変化にて車室内へ送風される送風空気に放熱する。これにより、電気自動車の車室内に送風される送風空気が加熱される為、冷凍サイクル装置 10 は車室内を暖房することができる。なお、ヒータコア 33 では、冷却水が送風空気に放熱しても冷却水が液相のままで相変化することはない。

【0054】

30

第 1 ラジエータ 34 は、加熱部 30 の熱媒体循環通路 31 を循環する冷却水と電気自動車外部の外気とを熱交換させることで、冷却水の有する熱を外気に放熱させる放熱用熱交換器である。第 1 ラジエータ 34 は、加熱部 30 の熱媒体循環通路 31 にて、ヒータコア 33 に対して並列に接続されている。そして、冷却水の有する熱は第 1 ラジエータ 34 から外気に放熱される為、冷凍サイクル装置 10 は、送風空気を温めることはなく、車室外に排熱することができる。

【0055】

このように構成することで、冷凍サイクル装置 10 の加熱部 30 は、三方弁 35 にて冷却水の流れを切り替えて、高圧冷媒の有する熱の利用態様を変更できる。すなわち、加熱部 30 は、ヒータコア 33 を経由する冷却水流れに切り替えることによって、高圧冷媒の有する熱を送風空気の加熱に利用することができ、車室内を暖房することができる。一方、加熱部 30 は、第 1 ラジエータ 34 を経由する冷却水流れに切り替えることで、高圧冷媒の有する熱を外気に排熱することができる。

40

【0056】

続いて、第 1 実施形態に係る熱媒体回路 40 の構成について、図 1 を参照しつつ説明する。図 1 に示すように、熱媒体回路 40 は、冷凍サイクルの一部を構成する吸熱用蒸発部 70 と、熱媒体流路としての熱媒体循環通路 41 と、圧送ポンプ 42 と、第 2 ラジエータ 43 と、車載機器 44 と、第 1 開閉弁 45 と、第 2 開閉弁 46 とを有して構成された低温側熱媒体回路である。

【0057】

50

熱媒体回路４０は、吸熱用蒸発部７０や第２ラジエータ４３等を熱媒体循環通路４１によって接続して構成されており、熱媒体循環通路４１内の熱媒体としての冷却水を、圧送ポンプ４２の作動によって循環させるように構成されている。当該熱媒体回路４０における冷却水は、低温熱媒体であり、例えば、少なくともエチレングリコール、ジメチルポリシロキサン若しくはナノ流体を含む液体、又は不凍液体が用いられている。

【００５８】

圧送ポンプ４２は、熱媒体としての冷却水を吸入して吐出する熱媒体ポンプであり、電動式ポンプによって構成されている。当該圧送ポンプ４２は、熱媒体循環通路４１内の冷却水を圧送することによって、熱媒体回路４０の熱媒体循環通路４１内において、冷却水を循環させている。

10

【００５９】

当該圧送ポンプ４２は、制御装置から出力される制御信号によって、その作動が制御される。すなわち、圧送ポンプ４２は、制御装置の制御によって、熱媒体回路４０を循環する冷却水の流量を調整することができ、熱媒体回路４０における熱媒体流量調整部として機能する。

【００６０】

吸熱用蒸発部７０は、熱媒体としての冷却水を流通させる冷却水流路４７を備えている。圧送ポンプ４２の吐出口側には、吸熱用蒸発部７０における冷却水流路４７の冷却水流入口（すなわち、後述する冷却水導入口７２）側が接続されている。従って、吸熱用蒸発部７０は、吸熱用冷媒流路２４を流通する低圧冷媒と、冷却水流路４７を流通する冷却水との熱交換によって、冷却水の有する熱を低圧冷媒に吸熱させることができる。

20

【００６１】

そして、吸熱用蒸発部７０における冷却水流出口（すなわち、後述する冷却水導出口７３）側には、第２ラジエータ４３等を有する熱媒体通路と、車載機器４４等を有する熱媒体通路とが接続されている。すなわち、第１実施形態に係る熱媒体回路４０において、第２ラジエータ４３及び第１開閉弁４５と、車載機器４４及び第２開閉弁４６とは並列に接続されている。

【００６２】

第２ラジエータ４３は、熱媒体回路４０の熱媒体循環通路４１を循環する冷却水と電気自動車外部の外気とを熱交換させることで、外気の有する熱を冷却水に吸熱させる吸熱用熱交換器である。すなわち、熱媒体回路４０は、第２ラジエータ４３を介して冷却水を循環させた場合には、外部熱源として電気自動車外部の外気を利用する。

30

【００６３】

そして、第２ラジエータ４３における冷却水流入口の冷却水流れ上流側には、第１開閉弁４５が配置されている。当該第１開閉弁４５は、第２ラジエータ４３の冷却水流入口へ向かう冷却水通路を全閉状態から全開状態の間で開度調整可能に構成されている。第１開閉弁４５は、制御装置から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

【００６４】

すなわち、熱媒体回路４０は、制御装置による第１開閉弁４５の開度を制御することで、第２ラジエータ４３に対する冷却水流れの有無を切り替えることができる。換言すると、冷凍サイクル装置１０は外部熱源として外気を利用するか否かを切り替えることができる。

40

【００６５】

車載機器４４は、当該電気自動車に搭載されており、作動に伴い発熱する機器によって構成されており、例えば、当該電気自動車のバッテリーを充電する為のチャージャー、電動発電機、インバータ等を含んでいる。当該車載機器４４は、本発明における発熱機器として機能する。又、熱媒体回路４０における熱媒体循環通路４１は、これらの車載機器４４の外表面に接触するように配置されており、車載機器４４の有する熱が熱媒体通路を流れる冷却水に熱交換可能に構成されている。

【００６６】

50

そして、車載機器 4 4 における冷却水流入口の冷却水流れ上流側には、第 2 開閉弁 4 6 が配置されている。第 2 開閉弁 4 6 は、車載機器 4 4 の冷却水流入口へ向かう冷却水通路を全閉状態から全開状態の間で開度調整可能に構成されている。第 2 開閉弁 4 6 は、制御装置から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

【 0 0 6 7 】

つまり、熱媒体回路 4 0 は、制御装置による第 2 開閉弁 4 6 の開度制御にて、車載機器 4 4 に対する冷却水流れの有無を切り替えることができる。換言すると、冷凍サイクル装置 1 0 は外部熱源として車載機器 4 4 を利用するか否かを切り替えることができる。

【 0 0 6 8 】

次に、車両用空調装置 1 を構成する室内空調ユニット 5 0 の構成について、図 1 を参照しつつ説明する。室内空調ユニット 5 0 は、車両用空調装置 1 の一部を構成しており、冷凍サイクル装置 1 0 によって温度調整された送風空気を車室内へ吹き出す。

10

【 0 0 6 9 】

室内空調ユニット 5 0 は、電気自動車における車室内最前部の計器盤（すなわちインストールメントパネル）の内側に配置されている。室内空調ユニット 5 0 は、その外殻を形成する空調ケース 5 1 に形成された空気通路内に、送風機 5 2、吸熱用蒸発部 7 0、ヒータコア 3 3 等を収容している。

【 0 0 7 0 】

空調ケース 5 1 は、車室内に送風される送風空気の空気通路を形成するもので、ある程度の弾性を有し、強度的にも優れた樹脂（例えば、ポリプロピレン）によって成形されている。

20

【 0 0 7 1 】

空調ケース 5 1 の送風空気流れ最上流側には、内外気切替装置 5 3 が配置されている。内外気切替装置 5 3 は、空調ケース 5 1 内へ内気（すなわち車室内空気）と外気（すなわち車室外空気）とを切替導入する。

【 0 0 7 2 】

具体的には、内外気切替装置 5 3 は、空調ケース 5 1 内へ内気を導入させる内気導入口及び外気を導入させる外気導入口の開口面積を、内外気切替ドアによって連続的に調整して、内気の導入風量と外気の導入風量との導入割合を変化させる。内外気切替ドアは、内外気切替ドア用の電動アクチュエータによって駆動され、この電動アクチュエータは、制御装置から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

30

【 0 0 7 3 】

内外気切替装置 5 3 の送風空気流れ下流側には、送風機 5 2 が配置されている。送風機 5 2 は、遠心多翼ファンを電動モータにて駆動する電動送風機であり、内外気切替装置 5 3 を介して吸入した空気を車室内へ向けて送風する。送風機 5 2 は、制御装置から出力される制御電圧によって、回転数（すなわち送風能力）が制御される。

【 0 0 7 4 】

送風機 5 2 の送風空気流れ下流側には、冷却用蒸発部 2 0 及びヒータコア 3 3 が送風空気流れに対して、この順に配置されている。つまり、冷却用蒸発部 2 0 は、ヒータコア 3 3 よりも送風空気流れ上流側に配置されている。

40

【 0 0 7 5 】

そして、空調ケース 5 1 内にはバイパス通路 5 5 が設けられている。当該バイパス通路 5 5 は、冷却用蒸発部 2 0 通過後の送風空気を、ヒータコア 3 3 を迂回して流すように構成されている。

【 0 0 7 6 】

また、空調ケース 5 1 内における冷却用蒸発部 2 0 の送風空気流れ下流側であって、且つ、ヒータコア 3 3 の送風空気流れ上流側には、エアミックスドア 5 4 が配置されている。エアミックスドア 5 4 は、冷却用蒸発部 2 0 通過後の送風空気のうち、ヒータコア 3 3 側を通過する送風空気の風量とバイパス通路 5 5 を通過する送風空気の風量との風量割合を調整する風量割合調整部である。

50

【0077】

そして、当該エアミックスドア54は、エアミックスドア用の電動アクチュエータによって駆動される。この電動アクチュエータは、制御装置から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

【0078】

ヒータコア33及びバイパス通路55の送風空気流れ下流側には、合流空間56が形成されている。合流空間56は、ヒータコア33にて熱媒体（すなわち、冷却水）と熱交換して加熱された送風空気と、バイパス通路55を通過して加熱されていない送風空気とが合流するように形成されている。この為、エアミックスドア54が、風量割合を調整することによって、合流空間56にて合流した送風空気の温度が調整される。

10

【0079】

なお、図示は省略するが、空調ケース51の送風空気流れ最下流部には、複数種類の開口穴が配置されている。具体的には、複数種類の開口穴として、デフロスタ開口穴、フェイス開口穴、フット開口穴が設けられており、車室における異なる位置から、合流空間56にて温度調整された送風空気を車室内へ吹き出すように構成されている。

【0080】

また、複数種類の開口穴の送風空気流れ上流側には、それぞれの開口面積を調整する為のドアが配置されている。具体的には、デフロスタ開口穴、フェイス開口穴、フット開口穴に対して、デフロスタドア、フェイスドア、フットドアがそれぞれ対応するように配置されている。各ドアは、制御装置の制御信号によって、その作動が制御され、各開口穴を

20

【0081】

続いて、第1実施形態に係る車両用空調装置1の制御系について説明する。制御装置は、CPU、ROM及びRAM等を含む周知のマイクロコンピュータとその周辺回路から構成されている。そして、制御装置は、そのROM内に記憶された空調制御プログラムに基づいて各種演算、処理を行い、出力側に接続された各種空調制御機器の作動を制御する。

【0082】

制御装置の出力側には、複数種類の空調制御機器や電動アクチュエータが接続されている。複数種類の空調制御機器等は、圧縮機11と、第1膨張弁17と、第2膨張弁23と、送風機52と、内外気切替装置53と、エアミックスドア54と、圧送ポンプ32と、三方弁35と、圧送ポンプ42と、第1開閉弁45と、第2開閉弁46とを含んでいる。

30

【0083】

そして、制御装置の入力側には、種々の入力操作に用いられる図示しない操作パネルが接続されている。操作パネルは、車室内前部の計器盤付近に配置されており、各種操作スイッチを有している。従って、制御装置には、この操作パネルに設けられた各種操作スイッチからの操作信号が入力される。

【0084】

操作パネルの各種操作スイッチには、オートスイッチ、運転モード切替スイッチ、風量設定スイッチ、温度設定スイッチ、吹出モード切替スイッチ等が含まれている。従って、冷凍サイクル装置10は、操作パネルによる入力を受け付けることで、冷凍サイクル装置10の運転モードを適宜切り替えることができる。

40

【0085】

又、制御装置の入力側には、空調制御用の図示しないセンサ群が接続されている。空調制御用のセンサ群には、内気温センサと、外気温センサと、日射センサ等が含まれている。内気温センサは、車室内温度（すなわち内気温）を検出する内気温検出部である。外気温センサは、車室外温度（すなわち外気温）を検出する外気温検出部である。日射センサは、車室内へ照射される日射量を検出する日射量検出部である。

【0086】

従って、制御装置には、これらの空調制御用のセンサ群の検出信号が入力される。これにより、冷凍サイクル装置10は、空調制御用のセンサ群で検出した物理量に対応して、

50

車室内に送風される送風空気の温度等を調整することができ、快適な空調を実現することができる。

【 0 0 8 7 】

次に、上述のように構成された車両用空調装置 1 の作動について説明する。第 1 実施形態に係る車両用空調装置 1 は、運転モードとして、冷房モードと暖房モードとを実行することができる。

【 0 0 8 8 】

冷房モードは、熱交換対象流体である送風空気を冷却して車室内を冷房する運転モードである。暖房モードは、外部熱源としての外気から吸熱し、熱交換対象流体である送風空気を加熱して車室内を暖房する運転モードである。

10

【 0 0 8 9 】

先ず、第 1 実施形態に係る車両用空調装置 1 の冷房モードにおける作動態様について、図面を参照しつつ説明する。冷房モードにおいては、第 1 膨張弁 17 の絞り開度が予め定めた冷房モード用の所定開度となるように決定される。第 2 膨張弁 23 の絞り開度については、全閉状態になるように決定される。これにより、図 1 にて破線矢印で示す冷媒回路に切り替えられる。

【 0 0 9 0 】

エアミックスドア 54 のサーボモータへ出力される制御信号については、エアミックスドア 54 がヒータコア 33 の送風空気流れ上流側を閉塞し、冷却用蒸発部 20 通過後の送風空気の全流量がバイパス通路 55 を通過するように決定される。なお、圧縮機 11、送風機 52、内外気切替装置 53 に対する制御信号については、操作パネルの入力操作やセンサ群の検出信号を用いて適宜決定される。

20

【 0 0 9 1 】

従って、冷凍サイクル装置 10 における冷房モードでは、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒が冷媒放熱器 12 へ流入する。冷媒放熱器 12 へ流入した冷媒は、加熱部 30 の熱媒体循環通路 31 を流れる冷却水に対して放熱する。従って、高圧冷媒の有する熱によって、加熱部 30 における冷却水が加熱され、冷媒放熱器 12 は放熱器として機能している。

【 0 0 9 2 】

冷媒放熱器 12 から流出した冷媒は、貯液部 13 を介して、内部熱交換部 60 の高圧側冷媒流路 14 へ流入する。内部熱交換部 60 の高圧側冷媒流路 14 へ流入した高圧冷媒は、内部熱交換部 60 の低圧側冷媒流路 26 を流通する低圧冷媒と熱交換し、冷媒分岐部 15 に至る。

30

【 0 0 9 3 】

ここで、冷房モードでは、第 1 膨張弁 17 が絞り状態で第 2 膨張弁 23 が全閉状態である。この為、冷媒分岐部 15 から流出した冷媒は、第 1 並列流路 16 に流入し、第 1 膨張弁 17 にて低圧冷媒となるまで等エンタルピ的に減圧される。

【 0 0 9 4 】

第 1 膨張弁 17 から流出した低圧冷媒は、空調ケース 51 内に配置された冷却用蒸発部 20 に流入して、送風機 52 によって送風された送風空気と熱交換して吸熱する。これにより、送風機 52 による送風空気は冷却され、バイパス通路 55 を介して、車室内に送風される。

40

【 0 0 9 5 】

冷却用蒸発部 20 から流出した冷媒は、蒸発圧力調整弁 21、冷媒合流部 25 を介して、内部熱交換部 60 の低圧側冷媒流路 26 へ流入する。内部熱交換部 60 の低圧側冷媒流路 26 へ流入した低圧冷媒は、内部熱交換部 60 の高圧側冷媒流路 14 を流通する高圧冷媒と熱交換し、圧縮機 11 に吸入されて再び圧縮される。

【 0 0 9 6 】

ここで、冷房モードにおける加熱部 30 の作動について説明する。冷房モードにおける三方弁 35 の制御信号は、冷媒放熱器 12 から流出した冷却水の全量を第 1 ラジエータ 3

50

4 に流入させるように決定される。

【0097】

上述したように、冷媒放熱器 12 にて、加熱部 30 の冷却水には高圧冷媒の有する熱が放熱されている。従って、冷媒放熱器 12 から流出した冷却水は、高温状態のまま三方弁 35 を通過して、第 1 ラジエータ 34 に流入する。

【0098】

第 1 ラジエータ 34 に流入した冷却水は、第 1 ラジエータ 34 を介して、電気自動車外部の外気に放熱される。すなわち、当該冷凍サイクル装置 10 によれば、高圧冷媒の有する熱は、加熱部 30 の冷却水を介して、外気に放熱される。

【0099】

そして、第 1 ラジエータ 34 で放熱された冷却水は、圧送ポンプ 32 の作動に伴って循環し、再び圧送ポンプ 32 に吸入され、冷媒放熱器 12 へ圧送される。

【0100】

なお、冷房モードにおいては、冷凍サイクル装置 10 における低圧冷媒が吸熱用蒸発部 70 を通過することはない。この為、吸熱用蒸発部 70 に熱的に接続されている熱媒体回路 40 の作動状態については任意に定めることができる。

【0101】

このように、冷房モードでは、高圧冷媒の有する熱を、加熱部 30 の冷却水を介して外気に放熱すると共に、車室内に送風される送風空気から冷却用蒸発部 20 にて低圧冷媒に吸熱させて冷却することができる。これにより、車室内の冷房を実現することができる。

【0102】

さらに、冷房モードでは、内部熱交換部 60 において、冷媒放熱器 12 から流出した高圧冷媒と、冷却用蒸発部 20 から流出した低圧冷媒とを熱交換させることで、高圧冷媒の有する熱を低圧冷媒に吸熱させて、低圧冷媒を冷却している。このため、冷却用蒸発部 20 の入口側冷媒のエンタルピが低下するので、冷却用蒸発部 20 の出口側冷媒と入口側冷媒とのエンタルピ差（換言すれば冷凍能力）を増大させて、サイクルの成績係数（いわゆる COP）を向上させることができる。

【0103】

次に、第 1 実施形態に係る車両用空調装置 1 の暖房モードにおける作動態様について、図面を参照しつつ説明する。暖房モードにおいては、第 2 膨張弁 23 の絞り開度が予め定めた暖房モード用の所定開度となるように決定される。第 1 膨張弁 17 の絞り開度については、全閉状態になるように決定される。これにより、図 1 にて実線矢印で示す冷媒回路に切り替えられる。

【0104】

また、エアミックスドア 54 のサーボモータへ出力される制御信号については、エアミックスドア 54 がバイパス通路 55 を閉塞し、冷却用蒸発部 20 通過後の送風空気の全流量がヒータコア 33 を通過するように決定される。なお、圧縮機 11、送風機 52、内外気切替装置 53 に対する制御信号については、操作パネルの入力操作やセンサ群の検出信号を用いて適宜決定される。

【0105】

従って、当該冷凍サイクル装置 10 における暖房モードでは、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒が冷媒放熱器 12 へ流入する。冷媒放熱器 12 へ流入した冷媒は、加熱部 30 の熱媒体循環通路 31 を流れる冷却水に対して放熱する。従って、高圧冷媒の有する熱によって、加熱部 30 における冷却水が加熱され、冷媒放熱器 12 は放熱器として機能している。

【0106】

暖房モードにおいても、冷媒放熱器 12 から流出した冷媒は、貯液部 13 を介して、内部熱交換部 60 の高圧側冷媒流路 14 へ流入する。内部熱交換部 60 の高圧側冷媒流路 14 へ流入した高圧冷媒は、内部熱交換部 60 の低圧側冷媒流路 26 を流通する低圧冷媒と熱交換し、冷媒分岐部 15 に至る。

10

20

30

40

50

【 0 1 0 7 】

ここで、暖房モードでは、第2膨張弁23が絞り状態で第1膨張弁17が全閉状態である。この為、冷媒分岐部15から流出した冷媒は、第2並列流路22に流入し、第2膨張弁23にて低圧冷媒となるまで等エンタルピ的に減圧される。

【 0 1 0 8 】

第2膨張弁23から流出した低圧冷媒は、吸熱用蒸発部70に流入して、熱媒体回路40を循環する冷却水と熱交換する。すなわち、吸熱用蒸発部70では、低圧冷媒は、熱媒体回路40の冷却水の有する熱を吸熱して加熱され、熱媒体回路40の冷却水は、低圧冷媒との熱交換によって冷却される。

【 0 1 0 9 】

暖房モードにおいても、吸熱用蒸発部70から流出した冷媒は、冷媒合流部25を介して、内部熱交換部60の低圧側冷媒流路26へ流入する。内部熱交換部60の低圧側冷媒流路26へ流入した低圧冷媒は、内部熱交換部60の高圧側冷媒流路14を流通する高圧冷媒と熱交換し、圧縮機11に吸入されて再び圧縮される。

【 0 1 1 0 】

ここで、暖房モードにおける加熱部30の作動について説明する。暖房モードにおける三方弁35の制御信号は、冷媒放熱器12から流出した冷却水の全量をヒータコア33に流入させるように決定される。

【 0 1 1 1 】

上述したように、冷媒放熱器12にて、加熱部30の冷却水には高圧冷媒の有する熱が放熱されている。従って、冷媒放熱器12から流出した冷却水は、高温状態のまま三方弁35を通過して、ヒータコア33に流入する。

【 0 1 1 2 】

ヒータコア33に流入した冷却水は、ヒータコア33にて、送風機52により送風された送風空気と熱交換を行う。暖房モードでは第1膨張弁19が全閉状態である為、送風空気は、冷却用蒸発部20で冷却されることなく、ヒータコア33に至る。

【 0 1 1 3 】

すなわち、当該冷凍サイクル装置10によれば、高圧冷媒の有する熱は、加熱部30の冷却水を介して、車室内に送風される送風空気に放熱される。これにより、高圧冷媒の有する熱によって暖められた送風空気を車室内に供給することができ、車室内を暖房することができる。

【 0 1 1 4 】

ヒータコア33で放熱された冷却水は、圧送ポンプ32の作動に伴って循環し、再び圧送ポンプ32に吸入され、冷媒放熱器12へ圧送される。

【 0 1 1 5 】

続いて、暖房モードにおける熱媒体回路40の作動について説明する。暖房モードにおける第1開閉弁45、第2開閉弁46の制御信号は、例えば、第1開閉弁45を全開とし、第2開閉弁46を全閉とするように決定される。この場合、熱媒体回路40における冷却水の全量が第2ラジエータ43を通過することになる為、当該冷却水は、第2ラジエータ43にて外気から吸熱する。すなわち、この場合の冷凍サイクル装置10は外気を外部熱源として利用している。

【 0 1 1 6 】

圧送ポンプ42の作動によって、第2ラジエータ43から流出した冷却水は、圧送ポンプ42を介して、吸熱用蒸発部70に流入する。上述したように、吸熱用蒸発部70では、低圧冷媒と熱媒体回路40の冷却水の間で熱交換が行われる。この為、熱媒体回路40における冷却水の熱は、低圧冷媒に吸熱される。これにより、当該冷凍サイクル装置10は、暖房モードに際しての外部熱源として外気を利用することができる。

【 0 1 1 7 】

尚、上述した例においては、第1開閉弁45を全開とし、第2開閉弁46を全閉とした為、冷却水は第2ラジエータ43を通過する。すなわち、暖房モードにおける外部熱源と

10

20

30

40

50

して外気を利用する態様であった。しかしながら、第1開閉弁45、第2開閉弁46の開閉制御によっては、外部熱源の利用態様として種々の態様を採用することができる。

【0118】

例えば、第1開閉弁45を全閉とし、第2開閉弁46を全開とした場合には、冷却水は車載機器44を通過する為、車載機器44の有する熱を吸熱する。この場合、冷凍サイクル装置10は、暖房モードにおける外部熱源として車載機器44を利用することができる。

【0119】

又、第1開閉弁45及び第2開閉弁46を全開とした場合、冷却水は第2ラジエータ43及び車載機器44を通過した後で合流する為、外気及び車載機器44の有する熱を吸熱することができる。この場合、冷凍サイクル装置10は、暖房モードにおける外部熱源として外気及び車載機器44を併用することができる。

10

【0120】

このように、暖房モードでは、外部熱源（すなわち、外気や車載機器44）の有する熱を、熱媒体回路40の冷却水を介して、低压冷媒に吸熱させると共に、加熱部30の冷却水を介して、高压冷媒の有する熱を車室内に送風される送風空気に放熱して加熱することができる。これにより、車室内の暖房を実現することができる。

【0121】

さらに、暖房モードでは、内部熱交換部60において、冷媒放熱器12から流出した高压冷媒と、吸熱用蒸発部70から流出した低压冷媒とを熱交換させることで、高压冷媒の有する熱を低压冷媒に吸熱させて、低压冷媒を冷却している。このため、吸熱用蒸発部70の入口側冷媒のエンタルピが低下するので、吸熱用蒸発部70の出口側冷媒と入口側冷媒とのエンタルピ差（換言すれば冷凍能力）を増大させて、サイクルの成績係数（いわゆるCOP）を向上させることができる。

20

【0122】

続いて、第1実施形態に係る冷凍サイクル装置10における吸熱用蒸発部70および内部熱交換部60の詳細な構成について、図2および図3を参照しつつ説明する。なお、図2においては、高压冷媒の流れを実線矢印で示し、低压冷媒の流れを破線矢印で示し、冷却水の流れを一点鎖線矢印で示している。

【0123】

図2に示すように、冷凍サイクル装置10は、吸熱用蒸発部70および内部熱交換部60が一体に形成された複合型熱交換器80を備えている。換言すると、冷凍サイクル装置10は、吸熱用蒸発部70と内部熱交換部60とを有する複合型熱交換器80を備えている。

30

【0124】

複合型熱交換器80は、複数の板状部材81が互いに積層されて接合されることによって形成される熱交換部800を備えている。熱交換部800は、吸熱用蒸発部70と内部熱交換部60とを有している。つまり、熱交換部800の一部が吸熱用蒸発部70を構成し、熱交換部800の残部が内部熱交換部60を構成している。

【0125】

以下、複数の板状部材81の長手方向（図2の例では上下方向）を板長手方向といい、複数の板状部材81の積層方向（図2の例では左右方向）を板積層方向という。板積層方向の一侧、すなわち板積層方向の一端側（図2の例では左端側）を板積層方向一端側という。板積層方向の他側、すなわち板積層方向の他端側（図2の例では右端側）を板積層方向他端側という。なお、板積層方向は、板状部材81の板面と直交する方向である。

40

【0126】

吸熱用蒸発部70および内部熱交換部60は、板積層方向に垂直な方向に並んで配置されている。具体的には、吸熱用蒸発部70および内部熱交換部60は、板長手方向に並んで配置されている。

【0127】

50

吸熱用蒸発部 7 0 の大きさと内部熱交換部 6 0 の大きさとは異なっている。具体的には、吸熱用蒸発部 7 0 の板長手方向の長さは、内部熱交換部 6 0 の板長手方向の長さよりも長い。

【 0 1 2 8 】

板状部材 8 1 は、細長の四角形状（すなわち長方形状）の板材である。板状部材 8 1 の具体的材質としては、例えば、アルミニウム芯材の両面にろう材をクラッドした両面クラッド材が用いられる。

【 0 1 2 9 】

図 3 に示すように、板状部材 8 1 の外周縁部には、板積層方向に突出する張出部 8 1 1 が形成されている。複数の板状部材 8 1 は、互いに積層された状態で張出部 8 1 1 同士がろう付けにより接合されている。

10

【 0 1 3 0 】

図 2 および図 3 に示すように、吸熱用蒸発部 7 0 には、冷媒を流通させる複数の吸熱用冷媒流路 2 4、および冷却水を流通させる複数の冷却水流路 4 7 が形成されている。吸熱用冷媒流路 2 4 および冷却水流路 4 7 は、それぞれ、複数の板状部材 8 1 同士の間に形成されている。吸熱用冷媒流路 2 4 および冷却水流路 4 7 の長手方向は、板状部材 8 1 の長手方向と一致している。

【 0 1 3 1 】

吸熱用冷媒流路 2 4 および冷却水流路 4 7 は、板積層方向に 1 本ずつ交互に積層配置（すなわち並列配置）されている。板状部材 8 1 は、吸熱用冷媒流路 2 4 と冷却水流路 4 7 とを仕切る隔壁の役割を果たしている。吸熱用冷媒流路 2 4 を流れる冷媒と、冷却水流路 4 7 を流れる冷却水との熱交換は、板状部材 8 1 を介して行われる。吸熱用蒸発部 7 0 は、吸熱用冷媒流路 2 4 を流通する冷媒の流れと、冷却水流路 4 7 を流通する冷却水の流れとが互いに反対方向（いわゆる対向流）になるように構成されている。

20

【 0 1 3 2 】

内部熱交換部 6 0 は、冷媒放熱器 1 2 から流出した冷媒を流通させる複数の高圧側冷媒流路 1 4、および圧縮機 1 1 へ吸入される冷媒を流通させる複数の低圧側冷媒流路 2 6 が形成されている。高圧側冷媒流路 1 4 および低圧側冷媒流路 2 6 は、それぞれ、複数の板状部材 8 1 同士の間に形成されている。高圧側冷媒流路 1 4 および低圧側冷媒流路 2 6 の長手方向は、板状部材 8 1 の長手方向と一致している。

30

【 0 1 3 3 】

高圧側冷媒流路 1 4 および低圧側冷媒流路 2 6 は、板積層方向に 1 本ずつ交互に積層配置（すなわち並列配置）されている。板状部材 8 1 は、高圧側冷媒流路 1 4 と低圧側冷媒流路 2 6 とを仕切る隔壁の役割を果たしている。高圧側冷媒流路 1 4 を流れる冷媒と、低圧側冷媒流路 2 6 を流れる冷媒との熱交換は、板状部材 8 1 を介して行われる。内部熱交換部 6 0 は、低圧側冷媒流路 2 6 を流通する冷媒の流れと、高圧側冷媒流路 1 4 を流通する冷媒の流れとが互いに反対方向（いわゆる対向流）になるように構成されている。

【 0 1 3 4 】

ここで、熱交換部 8 0 0 は、吸熱用冷媒タンク 8 2（図 3 参照）、冷却水タンク、高圧側冷媒タンクおよび低圧側冷媒タンクを備えている。本実施形態では、冷却水タンク、高圧側冷媒タンクおよび低圧側冷媒タンクの図示を省略している。

40

【 0 1 3 5 】

吸熱用冷媒タンク 8 2 は、複数の吸熱用冷媒流路 2 4 に対して冷媒の分配または集合を行う。冷却水用タンクは、複数の冷却水流路 4 7 に対して冷却水の分配または集合を行う。高圧側冷媒タンクは、複数の高圧側冷媒流路 1 4 に対して冷媒の分配または集合を行う。低圧側冷媒タンクは、複数の低圧側冷媒流路 2 6 に対して冷媒の分配または集合を行う。

【 0 1 3 6 】

板状部材 8 1 は、板積層方向の一端側または他端側に向かって突出する略円筒状の突出部 8 3 を複数有している。板積層方向に隣り合う 2 つの板状部材 8 1 のうち、一方の板状

50

部材 8 1 の突出部 8 3 の内面と、他方の板状部材 8 1 の突出部 8 3 の外面とが接合されている。このように接合された突出部 8 3 により、吸熱用冷媒タンク 8 2、冷却水タンク、高圧側冷媒タンクおよび低圧側冷媒タンクがそれぞれ形成されている。

【 0 1 3 7 】

本実施形態では、吸熱用蒸発部 7 0 と内部熱交換部 6 0 とが、板長手方向に並んで配置されている。このため、複数の板状部材 8 1 同士の間には、吸熱用冷媒流路 2 4 または冷却水流路 4 7 と、高圧側冷媒流路 1 4 または低圧側冷媒流路 2 6 とが設けられている。

【 0 1 3 8 】

板状部材 8 1 同士の間には、インナーフィン 8 4 が配置されている。インナーフィン 8 4 は、板状部材 8 1 同士の間を介し、吸熱用冷媒と冷却水との間、および、低圧側冷媒と高圧側冷媒との間での熱交換を促進させる。インナーフィン 8 4 としては、例えばオフセットフィンを採用することができる。

10

【 0 1 3 9 】

図 2 に示すように、複合型熱交換器 8 0 は、高圧側冷媒導出口 6 1、低圧側冷媒導入口 6 2、高圧側冷媒導入口 6 3、低圧側冷媒導出口 6 4、吸熱用冷媒導入口 7 1、冷却水導入口 7 2 および冷却水導出口 7 3 を有している。

【 0 1 4 0 】

高圧側冷媒導出口 6 1 は、内部熱交換部 6 0 の高圧側冷媒流路 1 4 から流出した冷媒を、冷却用蒸発部 2 0 の冷却用冷媒流路 2 0 0 へ流出させる。低圧側冷媒導入口 6 2 は、冷却用蒸発部 2 0 の冷却用冷媒流路 2 0 0 から流出した冷媒を内部熱交換部 6 0 の低圧側冷媒流路 2 6 へ流入させる。

20

【 0 1 4 1 】

高圧側冷媒導入口 6 3 は、冷媒放熱器 1 2 から流出した冷媒を、内部熱交換部 6 0 の高圧側冷媒流路 1 4 へ流入させる。低圧側冷媒導出口 6 4 は、内部熱交換部 6 0 の低圧側冷媒流路 2 6 から流出した冷媒を圧縮機 1 1 の吸入側へ流出させる。

【 0 1 4 2 】

吸熱用冷媒導入口 7 1 は、暖房モード時に、内部熱交換部 6 0 の高圧側冷媒流路 1 4 から流出した冷媒を、吸熱用蒸発部 7 0 の吸熱用冷媒流路 2 4 へ流入させる。冷却水導入口 7 2 は、圧送ポンプ 4 2 から吐出された冷却水を、吸熱用蒸発部 7 0 の冷却水流路 4 7 に流入させる。冷却水導出口 7 3 は、吸熱用蒸発部 7 0 の冷却水流路 4 7 から流出した冷媒を、熱媒体循環通路 4 1 における第 2 ラジエータ 4 3 側または車載機器 4 4 側へ流出させる。

30

【 0 1 4 3 】

ここで、複数の板状部材 8 1 のうち、熱交換部の板積層方向最外側部を形成する板状部材 8 1 を、外側板状部材 8 1 A、1 1 B という。また、外側板状部材 8 1 A、1 1 B のうち、板積層方向一端側に配置されるものを第 1 外側板状部材 8 1 A といい、板積層方向他端側に配置されるものを第 2 外側板状部材 8 1 B という。

【 0 1 4 4 】

高圧側冷媒導出口 6 1、低圧側冷媒導入口 6 2、吸熱用冷媒導入口 7 1 および冷却水導出口 7 3 は、第 1 外側板状部材 8 1 A の板面に配置されている。高圧側冷媒導入口 6 3、低圧側冷媒導出口 および冷却水導入口 7 2 は、第 2 外側板状部材 8 1 の板面に配置されている。

40

【 0 1 4 5 】

第 1 外側板状部材 8 1 A と、当該第 1 外側板状部材 8 1 A に隣り合う板状部材 8 1 との間には、吸熱用蒸発部 7 0 における吸熱用冷媒流路 2 4 の最下流部と、内部熱交換部 6 0 における低圧側冷媒流路 2 6 の最上流部とを接続する接続用冷媒流路 8 5 が形成されている。低圧側冷媒導入口 6 2 は、接続用冷媒流路 8 5 に連通するように配置されている。

【 0 1 4 6 】

このため、接続用冷媒流路 8 5 において、低圧側冷媒導入口 6 2 から流入する冷媒流れ（すなわち冷却用蒸発部 2 0 の冷却用冷媒流路 2 0 0 から流出した冷媒）と、吸熱用冷媒

50

流路 24 から流出した冷媒流れとが一つの冷媒流れに合流される。つまり、複合型熱交換器 80 の内部において、冷却用蒸発部 20 の冷却用冷媒流路 200 から流出した冷媒流れと、吸熱用冷媒流路 24 から流出した冷媒流れとが一つの冷媒流れに合流される。換言すると、冷凍サイクル装置 10 の冷媒合流部 25 は、複合型熱交換器 80 の内部に配置されている。

【0147】

以上説明したように、本実施形態では、冷凍サイクル装置 10（より詳細には複合型熱交換器 80 の熱交換部 800）に、加熱部 30 から流出した低圧冷媒と圧縮機 11 へ吸入される高圧冷媒とを熱交換させる内部熱交換部 60 を設けている。これにより、冷却用蒸発部 20 および吸熱用蒸発部 70 の少なくとも一方における冷媒の吸熱量を増大させ、複

10

【0148】

このとき、冷凍サイクル装置 10 に内部熱交換部 60 を独立して設ける場合、新たな熱交換器や、当該熱交換器を他のサイクル構成機器と接続するための配管等が必要となり、サイクル構成が複雑化してしまう。

【0149】

これに対し、本実施形態の複合型熱交換器 80 は、吸熱用蒸発部 70 および内部熱交換部 60 が一体化された熱交換部 800 を有しているとともに、高圧側冷媒導出口 61 および低圧側冷媒導入口 62 を有している。このため、内部熱交換部 60 を備える冷凍サイク

20

【0150】

ここで、吸熱用蒸発部 70 および内部熱交換部 60 は、空気を介在しない熱交換器という点で共通している。このため、本実施形態のように、吸熱用蒸発部 70 および内部熱交換部 60 の双方を、複数の板状部材 81 が互いに積層されて接合されることによって形成される積層型熱交換器とするという簡素な構成によって、吸熱用蒸発部 70 および内部熱交換部 60 を一体化することができる。

【0151】

また、本実施形態では、複合型熱交換器 80 に、冷却用蒸発部 20 の冷却用冷媒流路 200 から流出した冷媒を内部熱交換部 60 の低圧側冷媒流路 26 へ流入させる低圧側冷媒導入口 62 を設けている。これによれば、冷媒分岐部 15 で吸熱用蒸発部 70 側および冷却用蒸発部 20 側に分流した冷媒を双方とも内部熱交換部 60 の低圧側冷媒流路 26 に流入させることができる。このため、冷凍サイクル装置 10 の運転モードが、冷房モードおよび暖房モードのいずれであったとしても、冷凍サイクル装置 10 の成績係数を向上させることができる。

30

【0152】

また、本実施形態では、高圧側冷媒導出口 61、低圧側冷媒導入口 62、高圧側冷媒導入口 63 および低圧冷媒導出口 64 を、熱交換部 800 の板積層方向最外側部を形成する外側板状部材 81A、81B の板面に配置している。これによれば、複合型熱交換器 80 において、高圧側冷媒導出口 61、低圧側冷媒導入口 62、高圧側冷媒導入口 63 および低圧冷媒導出口 64 を、容易に配置することができる。

40

【0153】

また、本実施形態では、複合型熱交換器 80 において、吸熱用蒸発部 70 の大きさと内部熱交換部 60 の大きさを異ならせている。このとき、これによれば、熱交換部 800 全体における吸熱用蒸発部 70 および内部熱交換部 60 の大きさを最適化することが可能となる。

【0154】

また、本実施形態では、吸熱用蒸発部 70 および内部熱交換部 60 を、板積層方向に垂直な方向に並んで配置している。これによれば、吸熱用冷媒流路 24 の最下流部、接続用冷媒流路 85 および低圧側冷媒流路 26 の最上流部を、同一の板状部材 81 により形成す

50

ることができる。このため、冷媒が接続用冷媒流路 8 5 を通過する際の圧力損失を低減できる。

【 0 1 5 5 】

また、本実施形態では、低压側冷媒導入口 6 2 を、吸熱用冷媒流路 2 4 の最下流部と低压側冷媒流路 2 6 の最上流部とを接続する接続用冷媒流路 8 5 に連通するように配置している。これによれば、接続用冷媒流路 8 5 において、低压側冷媒導入口 6 2 から流入する冷媒流れ（すなわち冷却用蒸発部 2 0 の冷却用冷媒流路 2 0 0 から流出した冷媒）と、吸熱用冷媒流路 2 4 から流出した冷媒流れとが一つの冷媒流れに合流される。

【 0 1 5 6 】

このため、内部熱交換部 6 0 において、冷却用蒸発部 2 0 の冷却用冷媒流路 2 0 0 から流出した冷媒および吸熱用冷媒流路 2 4 から流出した冷媒の双方を、高压冷媒と熱交換させることができる。したがって、冷却用蒸発部 2 0 における冷媒の吸熱量をより増大させることができるので、複合型熱交換器 8 0 が適用された冷凍サイクル装置 1 0 の成績係数をより向上させることができる。

10

【 0 1 5 7 】

（第 2 実施形態）

次に、本発明の第 2 実施形態について図 4 に基づいて説明する。本第 2 実施形態は、上記第 1 実施形態と比較して、複合型熱交換器 8 0 の構成が異なるものである。

【 0 1 5 8 】

図 4 に示すように、本実施形態の接続用冷媒流路 8 5 は、第 2 外側板状部材 8 1 B と、当該第 2 外側板状部材 8 1 B に隣り合う板状部材 8 1 との間に形成されている。

20

【 0 1 5 9 】

熱交換部 8 0 0 は、複数の吸熱用冷媒流路 2 4 に対して冷媒の集合を行う吸熱用冷媒タンク 8 2 を備えている。吸熱用冷媒タンク 8 2 は、接続用冷媒流路 8 5 に連通するように構成されている。

【 0 1 6 0 】

低压側冷媒導入口 6 2 は、吸熱用冷媒タンク 8 2 に連通するように配置されている。つまり、低压側冷媒導入口 6 2 は、吸熱用冷媒タンク 8 2 を介して接続用冷媒流路 8 5 に連通するように配置されている。

【 0 1 6 1 】

このため、吸熱用冷媒タンク 8 2 において、低压側冷媒導入口 6 2 から流入する冷媒流れ（すなわち冷却用蒸発部 2 0 の冷却用冷媒流路 2 0 0 から流出した冷媒流れ）と、吸熱用冷媒流路 2 4 から流出した冷媒流れとが一つの冷媒流れに合流される。すなわち、複合型熱交換器 8 0 の内部において、冷却用蒸発部 2 0 の冷却用冷媒流路 2 0 0 から流出した冷媒流れと、吸熱用冷媒流路 2 4 から流出した冷媒流れとが一つの冷媒流れに合流される。換言すると、冷凍サイクル装置 1 0 の冷媒合流部 2 5 は、複合型熱交換器 8 0 の内部に配置されている

30

その他の複合型熱交換器 8 0 および冷凍サイクル装置 1 0 の構成および作動は、第 1 実施形態と同様である。したがって、本実施形態の複合型熱交換器 8 0 および冷凍サイクル装置 1 0 においても、上記第 1 実施形態と同様の効果を得ることができる。

40

【 0 1 6 2 】

（第 3 実施形態）

次に、本発明の第 3 実施形態について図 5 および図 6 に基づいて説明する。本第 3 実施形態は、上記第 1 実施形態と比較して、内部熱交換部 6 0 の低压側冷媒流路 2 6 の配置および複合型熱交換器 8 0 の構成等が異なるものである。

【 0 1 6 3 】

図 5 に示すように、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 においては、内部熱交換部 6 0 の低压側冷媒流路 2 6 が、第 2 並列流路 2 2 における吸熱用蒸発部 7 0 の冷媒出口側に配置されている。すなわち、内部熱交換部 6 0 の低压側冷媒流路 2 6 が、吸熱用蒸発部 7 0 と冷媒合流部 2 5 との間に配置されている。

50

【 0 1 6 4 】

次に、第 3 実施形態に係る車両用空調装置 1 の冷房モードにおける作動態様について、図面を参照しつつ説明する。冷房モードにおいては、第 1 膨張弁 17 の絞り開度が予め定めた冷房モード用の所定開度となるように決定される。第 2 膨張弁 23 の絞り開度については、全閉状態になるように決定される。これにより、図 5 にて破線矢印で示す冷媒回路に切り替えられる。

【 0 1 6 5 】

このため、冷媒分岐部 15 から流出した冷媒は、第 1 並列流路 16 に流入し、第 2 並列流路 22 に流入することはない。このため、本実施形態においては、内部熱交換部 60 の低圧側冷媒流路 26 に冷媒が流通しない。したがって、内部熱交換部 60 において、冷媒放熱器 12 から流出した高圧冷媒と低圧冷媒との間で熱交換は行われない。

10

【 0 1 6 6 】

また、冷却用蒸発部 20 から流出した冷媒は、蒸発圧力調整弁 21、冷媒合流部 25 を介して、圧縮機 11 の吸入口から吸入されて再び圧縮される。

【 0 1 6 7 】

次に、第 3 実施形態に係る車両用空調装置 1 の暖房モードにおける作動態様について、図面を参照しつつ説明する。暖房モードにおいては、第 2 膨張弁 23 の絞り開度が予め定めた暖房モード用の所定開度となるように決定される。第 1 膨張弁 17 の絞り開度については、全閉状態になるように決定される。これにより、図 5 にて実線矢印で示す冷媒回路に切り替えられる。

20

【 0 1 6 8 】

このため、本実施形態では、冷媒分岐部 15 から流出した冷媒は、第 2 膨張弁 23 および吸熱用蒸発部 70 を介して、内部熱交換部 60 の低圧側冷媒流路 26 へ流入する。内部熱交換部 60 の低圧側冷媒流路 26 へ流入した低圧冷媒は、内部熱交換部 60 の高圧側冷媒流路 14 を流通する高圧冷媒と熱交換し、冷媒合流部 25 へ至る。

【 0 1 6 9 】

続いて、第 3 実施形態に係る冷凍サイクル装置 10 における複合型熱交換器 80 の詳細な構成について、図 6 を参照しつつ説明する。

【 0 1 7 0 】

複合型熱交換器 80 において、吸熱用蒸発部 70 の板積層方向の長さは、内部熱交換部 60 の板積層方向の長さよりも長い。すなわち、吸熱用蒸発部 70 を形成する板状部材 81 の枚数は、内部熱交換部 60 を形成する板状部材 81 の枚数よりも多い。

30

【 0 1 7 1 】

本実施形態では、吸熱用蒸発部 70 および内部熱交換部 60 は、互いに異なる種類の複数の板状部材 81 が互いに積層されて接合されることによってそれぞれ形成されている。以下、吸熱用蒸発部 70 を形成する板状部材 81 を吸熱用板状部材 811 といい、内部熱交換部 60 を形成する板状部材 81 を熱交換部用板状部材 812 という。

【 0 1 7 2 】

吸熱用冷媒導入口 71 および冷却水導出口 73 は、複数の吸熱用板状部材 811 のうち板積層方向一側の最外側部を形成する板状部材 811 の板面に配置されている。冷却水導入口 72 は、複数の吸熱用板状部材 811 のうち板積層方向他側の最外側部を形成する板状部材 811 の板面に配置されている。

40

【 0 1 7 3 】

高圧側冷媒導出口 61 および低圧側冷媒導入口 62 は、複数の熱交換部用板状部材 812 の板積層方向一側の最外側部を形成する板状部材 812 の板面に配置されている。高圧側冷媒導入口 63 および低圧冷媒導出口は、複数の熱交換部用板状部材 812 の板積層方向他側の最外側部を形成する板状部材 812 の板面に配置されている。

【 0 1 7 4 】

内部熱交換部 60 の低圧側冷媒流路 26 の最上流部は、内部熱交換部 60 における板積層方向一側の最外側部を形成する熱交換部用板状部材 812 と、当該熱交換部用板状部材

50

８１２と隣り合う熱交換部用板状部材８１２との間により構成されている。接続用冷媒流路８５は、内部熱交換部６０における板積層方向の一端部側に配置されている。

【０１７５】

熱交換部８００は、低圧側冷媒導出口６４に連通するとともに、複数の低圧側冷媒流路２６から流出した冷媒を集合させる低圧側冷媒タンク８６を備えている。低圧側冷媒タンク８６は、板積層方向の一侧から他側にわたって延びている。

【０１７６】

低圧側冷媒導入口６２は、低圧側冷媒タンク８６に連通するように配置されている。低圧側冷媒導入口６２は、低圧側冷媒タンク８６を介して低圧側冷媒導出口６４に連通するように配置されている。換言すると、低圧側冷媒導入口６２は、低圧側冷媒流路２６の最下流部に連通するように配置されている。

10

【０１７７】

このため、低圧側冷媒タンク８６において、低圧側冷媒導入口６２から流入する冷媒流れ（すなわち、冷却用蒸発部２０の冷却用冷媒流路２００から流出した冷媒流れ）と、低圧側冷媒流路２６から流出した冷媒流れとが一つの冷媒流れに合流される。すなわち、複合型熱交換器８０の内部において、冷却用蒸発部２０の冷却用冷媒流路２００から流出した冷媒流れと、低圧側冷媒流路２６から流出した冷媒流れとが一つの冷媒流れに合流される。

【０１７８】

なお、冷却用蒸発部２０の冷却用冷媒流路２００から流出した冷媒は、複合型熱交換器８０の低圧側冷媒タンク８６内を流通するが、低圧側冷媒流路２６を流通することはない。このため、複合型熱交換器８０において、冷却用蒸発部２０の冷却用冷媒流路２００から流出した冷媒と、高圧側冷媒流路１４を流通する冷媒との間で熱交換は行われない。

20

【０１７９】

その他の複合型熱交換器８０および冷凍サイクル装置１０の構成および作動は、第１実施形態と同様である。したがって、本実施形態の複合型熱交換器８０および冷凍サイクル装置１０においても、上記第１実施形態と同様の効果を得ることができる。

【０１８０】

さらに、本実施形態では、内部熱交換部６０の低圧側冷媒流路２６を、吸熱用蒸発部７０と冷媒合流部２５との間に配置している。このため、内部熱交換部６０を吸熱用蒸発部７０と一体化しつつ、冷却用蒸発部２０および吸熱用蒸発部７０のうちの一方の蒸発部（本実施形態では、吸熱用蒸発部７０）における冷媒の吸熱量を増大させることができる。

30

【０１８１】

（第４実施形態）

次に、本発明の第４実施形態について図７および図８に基づいて説明する。本第４実施形態は、上記第３実施形態と比較して、複合型熱交換器８０の構成等が異なるものである。

【０１８２】

図７に示すように、本実施形態の冷凍サイクル装置１０では、冷媒合流部２５が、複合型熱交換器８０の外部に配置されている。すなわち、冷却用蒸発部２０の冷却用冷媒流路２００から流出した冷媒流れと、低圧側冷媒導出口６４を介して低圧側冷媒流路２６から流出した冷媒流れとは、複合型熱交換器８０の外部である冷媒合流部２５にて一つの冷媒流れに合流される。

40

【０１８３】

図８に示すように、吸熱用蒸発部７０および内部熱交換部６０は、同一種類の複数の板状部材８１が互いに積層されて接合されることによって形成されている。すなわち、隣り合う２つの板状部材８１の間に、吸熱側冷媒流路または冷却水流路４７と、高圧側冷媒流路１４または低圧側冷媒流路２６とが形成されている。

【０１８４】

高圧側冷媒導出口６１、吸熱用冷媒導入口７１および冷却水導出口７３は、第１外側板

50

状部材 8 1 A の板面に配置されている。高圧側冷媒導入口 6 3、低圧側冷媒導出口 6 4 および冷却水導入口 7 2 は、第 2 外側板状部材 8 1 B の板面に配置されている。接続用冷媒流路 8 5 は、第 1 外側板状部材 8 1 A と、当該第 1 外側板状部材 8 1 A に隣り合う板状部材 8 1 との間に形成されている。

【 0 1 8 5 】

冷却用蒸発部 2 0 の冷却用冷媒流路 2 0 0 から流出した冷媒流れと、低圧側冷媒導出口 6 4 を介して低圧側冷媒流路 2 6 から流出した冷媒流れとは、複合型熱交換器 8 0 の外部の冷媒合流部 2 5 にて一つの冷媒流れに合流される。具体的には、冷却用蒸発部 2 0 の冷却用冷媒流路 2 0 0 から流出した冷媒流れと、内部熱交換部 6 0 の低圧側冷媒流路 2 6 から流出した冷媒流れとは、複合型熱交換器 8 0 の下流側の図示しない冷媒配管において 1

10

【 0 1 8 6 】

その他の複合型熱交換器 8 0 および冷凍サイクル装置 1 0 の構成および作動は、第 3 実施形態と同様である。したがって、本実施形態の複合型熱交換器 8 0 および冷凍サイクル装置 1 0 においても、上記第 3 実施形態と同様の効果を得ることができる。

【 0 1 8 7 】

(第 5 実施形態)

次に、本発明の第 5 実施形態について図 9 および図 1 0 に基づいて説明する。本第 5 実施形態は、上記第 3 実施形態と比較して、内部熱交換部 6 0 の低圧側冷媒流路 2 6 の配置および複合型熱交換器 8 0 の構成等が異なるものである。

20

【 0 1 8 8 】

図 9 に示すように、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 0 においては、内部熱交換部 6 0 の低圧側冷媒流路 2 6 が、第 1 並列流路 1 6 における蒸発圧力調整弁 2 1 の冷媒出口側に配置されている。すなわち、内部熱交換部 6 0 の低圧側冷媒流路 2 6 が、冷却用蒸発部 2 0 の冷媒出口側（具体的には、蒸発圧力調整弁 2 1 ）と冷媒合流部 2 5 との間に配置されている。

【 0 1 8 9 】

次に、第 5 実施形態に係る車両用空調装置 1 の冷房モードにおける作動態様について、図面を参照しつつ説明する。冷房モードにおいては、第 1 膨張弁 1 7 の絞り開度が予め定めた冷房モード用の所定開度となるように決定される。第 2 膨張弁 2 3 の絞り開度については、全閉状態になるように決定される。これにより、図 9 にて破線矢印で示す冷媒回路に切り替えられる。

30

【 0 1 9 0 】

このため、本実施形態では、冷媒分岐部 1 5 から流出した冷媒は、第 1 膨張弁 1 7、冷却用蒸発部 2 0 および蒸発圧力調整弁 2 1 を介して、内部熱交換部 6 0 の低圧側冷媒流路 2 6 へ流入する。内部熱交換部 6 0 の低圧側冷媒流路 2 6 へ流入した低圧冷媒は、内部熱交換部 6 0 の高圧側冷媒流路 1 4 を流通する高圧冷媒と熱交換し、冷媒合流部 2 5 へ至る。

【 0 1 9 1 】

次に、第 5 実施形態に係る車両用空調装置 1 の暖房モードにおける作動態様について、図面を参照しつつ説明する。暖房モードにおいては、第 2 膨張弁 2 3 の絞り開度が予め定めた暖房モード用の所定開度となるように決定される。第 1 膨張弁 1 7 の絞り開度については、全閉状態になるように決定される。これにより、図 9 にて実線矢印で示す冷媒回路に切り替えられる。

40

【 0 1 9 2 】

このため、冷媒分岐部 1 5 から流出した冷媒は、第 2 並列流路 2 2 に流入し、第 1 並列流路 1 6 に流入することはない。このため、本実施形態においては、内部熱交換部 6 0 の低圧側冷媒流路 2 6 に冷媒が流通しない。したがって、内部熱交換部 6 0 において、冷媒放熱器 1 2 から流出した高圧冷媒と低圧冷媒との間で熱交換は行われない。

【 0 1 9 3 】

50

続いて、第5実施形態に係る冷凍サイクル装置10における複合型熱交換器80の詳細な構成について、図10を参照しつつ説明する。

【0194】

本実施形態の複合型熱交換器80は、吸熱用冷媒導出口74を有している。吸熱用冷媒導出口74は、吸熱用蒸発部70の吸熱用冷媒流路24から流出した冷媒を、圧縮機11の吸入側へ流出させる。吸熱用冷媒導出口74は、複数の吸熱用板状部材811のうち板積層方向他側の最外側部を形成する吸熱用板状部材811の板面に配置されている。

【0195】

本実施形態の複合型熱交換器80では、吸熱用蒸発部70の吸熱用冷媒流路24の最下流側と、内部熱交換部60の低压側冷媒流路26の最上流部とが連通していない。換言すると、複合型熱交換器80の内部において、吸熱用冷媒流路24と低压側冷媒流路26とが連通していない。

10

【0196】

吸熱用冷媒導出口74を介して吸熱用冷媒流路24から流出した冷媒流れと、低压側冷媒導出口64を介して低压側冷媒流路26から流出した冷媒流れとは、複合型熱交換器80の外部の冷媒合流部25にて一つの冷媒流れに合流される。具体的には、吸熱用冷媒流路24から流出した冷媒流れと、低压側冷媒流路26から流出した冷媒流れとが、複合型熱交換器80の下流側の図示しない冷媒配管において一つの冷媒流れに合流される。

【0197】

その他の複合型熱交換器80および冷凍サイクル装置10の構成および作動は、第3実施形態と同様である。したがって、本実施形態の複合型熱交換器80および冷凍サイクル装置10においても、上記第3実施形態と同様の効果を得ることができる。

20

【0198】

さらに、本実施形態では、内部熱交換部60の低压側冷媒流路26を、冷却用蒸発部20の冷媒出口側と冷媒合流部25との間に配置している。このため、内部熱交換部60を吸熱用蒸発部70と一体化しつつ、冷却用蒸発部20および吸熱用蒸発部70のうち一方の蒸発部（本実施形態では、冷却用蒸発部20）における冷媒の吸熱量を増大させることができる。

【0199】

（第6実施形態）

30

次に、本発明の第6実施形態について図11および図12に基づいて説明する。本第6実施形態は、上記第5実施形態と比較して、複合型熱交換器80の構成等が異なるものである。

【0200】

図11に示すように、本実施形態の冷凍サイクル装置10では、冷媒合流部25が、複合型熱交換器80の内部に配置されている。すなわち、冷却用蒸発部20の冷却用冷媒流路200から流出した冷媒流れと、低压側冷媒導出口64を介して低压側冷媒流路26から流出した冷媒流れとは、複合型熱交換器80の内部にて一つの冷媒流れに合流される。

【0201】

図12に示すように、吸熱用蒸発部70および内部熱交換部60は、同一種類の複数の板状部材81が互いに積層されて接合されることによって形成されている。すなわち、隣り合う2つの板状部材81の間に、吸熱側冷媒流路または冷却水流路47と、高压側冷媒流路14または低压側冷媒流路26とが形成されている。

40

【0202】

複合型熱交換器80は、吸熱用蒸発部70における吸熱用冷媒流路24の最下流部と、内部熱交換部60における低压側冷媒流路26の最下流部とを接続する接続用冷媒流路85を有している。接続用冷媒流路85は、第2外側板状部材81と、当該第2外側板状部材81に隣り合う板状部材81との間に形成されている。

【0203】

熱交換部800は、複数の吸熱用冷媒流路24に対して冷媒の集合を行う吸熱用冷媒タ

50

ンク 8 2 を備えている。吸熱用冷媒タンク 8 2 は、接続用冷媒流路 8 5 に連通するように構成されている。

【 0 2 0 4 】

このため、吸熱用冷媒タンク 8 2 において、接続用冷媒流路 8 5 を介して低圧側冷媒流路 2 6 から流出した冷媒流れと、吸熱用冷媒流路 2 4 から流出した冷媒流れとが一つの冷媒流れに合流される。すなわち、複合型熱交換器 8 0 の内部において、低圧側冷媒流路 2 6 から流出した冷媒流れと、吸熱用冷媒流路 2 4 から流出した冷媒流れとが一つの冷媒流れに合流される。

【 0 2 0 5 】

低圧側冷媒導出口 6 4 は、吸熱用冷媒タンク 8 2 に連通するように配置されている。低圧側冷媒流路 2 6 から流出した冷媒および吸熱用冷媒流路 2 4 から流出した冷媒は、吸熱用冷媒タンク 8 2 および低圧側冷媒導出口 6 4 を介して、圧縮機 1 1 の吸入側へ流出する。

10

【 0 2 0 6 】

その他の複合型熱交換器 8 0 および冷凍サイクル装置 1 0 の構成および作動は、第 5 実施形態と同様である。したがって、本実施形態の複合型熱交換器 8 0 および冷凍サイクル装置 1 0 においても、上記第 5 実施形態と同様の効果を得ることができる。

【 0 2 0 7 】

(第 7 実施形態)

次に、本発明の第 7 実施形態について図 1 3 に基づいて説明する。本第 7 実施形態は、上記第 1 実施形態と比較して、複合型熱交換器 8 0 の構成が異なるものである。

20

【 0 2 0 8 】

図 1 3 に示すように、本実施形態の複合型熱交換器 8 0 では、吸熱用蒸発部 7 0 および内部熱交換部 6 0 が板積層方向に並んで配置されている。吸熱用蒸発部 7 0 の板積層方向の長さと、内部熱交換部 6 0 の板積層方向の長さとは同等である。吸熱用蒸発部 7 0 の板長手方向の長さは、内部熱交換部 6 0 の板長手方向の長さよりも長い。

【 0 2 0 9 】

以下、複数の板状部材 8 1 のうち、吸熱用蒸発部 7 0 を形成する板状部材 8 1 を吸熱用板状部材 8 1 1 といい、内部熱交換部 6 0 を形成する板状部材 8 1 を熱交換部用板状部材 8 1 2 という。複数の吸熱用板状部材 8 1 1 のうち、板積層方向一侧の最外側部を形成する吸熱用板状部材 8 1 1 を第 1 外側吸熱用板状部材 8 1 1 A といい、板積層方向他側の最外側部を形成する吸熱用板状部材 8 1 1 を第 2 外側吸熱用板状部材 8 1 1 B という。

30

【 0 2 1 0 】

内部熱交換部 6 0 は、第 2 外側吸熱用板状部材 8 1 B に接合されている。これにより、吸熱用蒸発部 7 0 と内部熱交換部 6 0 とが一体化されている。

【 0 2 1 1 】

吸熱用冷媒導入口 7 1 および冷却水導出口 7 3 は、第 1 外側吸熱用板状部材 8 1 1 A の板面に配置されている。冷却水導入口 7 2 は、第 2 外側吸熱用板状部材 8 1 1 B の板面に配置されている。冷却水導入口 7 2 は、第 2 外側吸熱用板状部材 8 1 1 B の板面のうち、内部熱交換部 6 0 が接合される部位と異なる部位に配置されている。

40

【 0 2 1 2 】

内部熱交換部 6 0 における板積層方向一侧の最外側部は、第 2 外側吸熱用板状部材 8 1 1 B に接合されている。このため、内部熱交換部 6 0 における板積層方向一侧の最外側部は、第 2 外側吸熱用板状部材 8 1 1 B により形成されている。

【 0 2 1 3 】

高圧側冷媒導入口 6 3、高圧側冷媒導出口 6 1、低圧側冷媒導入口 6 2 および低圧側冷媒導出口 6 4 は、複数の熱交換部用板状部材 8 1 2 のうち、板積層方向他側の最外側部を形成する熱交換部用板状部材 8 1 2 の板面に配置されている。

【 0 2 1 4 】

熱交換部 8 0 0 は、複数の低圧側冷媒流路 2 6 に対して冷媒の分配を行う低圧側冷媒タ

50

ンク 87 を備えている。低圧側冷媒タンク 87 は、低圧側冷媒導入口 62 に連通するように構成されている。

【0215】

複合型熱交換器 80 は、吸熱用蒸発部 70 における吸熱用冷媒流路 24 の最下流部と、低圧側冷媒タンク 87 とを接続する接続用冷媒流路 85 を有している。接続用冷媒流路 85 は、第 2 外側吸熱用板状部材 811B と、当該第 2 外側吸熱用板状部材 811B に隣り合う吸熱用板状部材 811 との間に形成されている。低圧側冷媒導入口 62 は、低圧側冷媒タンク 87 を介して接続用冷媒流路 85 に連通するように配置されている。

【0216】

このため、接続用冷媒流路 85 において、低圧側冷媒導入口 62 から流入する冷媒流れ（すなわち冷却用蒸発部 20 の冷却用冷媒流路 200 から流出した冷媒流れ）と、吸熱用冷媒流路 24 から流出した冷媒流れとが一つの冷媒流れに合流される。すなわち、複合型熱交換器 80 の内部において、冷却用蒸発部 20 の冷却用冷媒流路 200 から流出した冷媒流れと、吸熱用冷媒流路 24 から流出した冷媒流れとが一つの冷媒流れに合流される。

【0217】

ここで、吸熱用冷媒流路 24 の最下流部は、第 2 外側吸熱用板状部材 811B と、当該第 2 外側吸熱用板状部材 811B に隣り合う吸熱用板状部材 81 により形成されている。また、低圧側冷媒流路 26 の最上流部は、第 2 外側吸熱用板状部材 811B と、当該第 2 外側吸熱用板状部材 811B に隣り合う熱交換部用板状部材 812 により形成されている。したがって、本実施形態の複合型熱交換器 80 では、吸熱用冷媒流路 24 の最下流部を形成する板状部材 811 と、低圧側冷媒流路 26 の最上流部を形成する板状部材 812 が隣接配置されている。

【0218】

そして、接続用冷媒流路 85 は、低圧側冷媒タンク 87 と同一直線上に配置されている。より詳細には、低圧側冷媒タンク 87 は板積層方向に延びており、接続用冷媒流路 85 は、低圧側冷媒タンク 87 の板積層方向一端側に接続されている。これによれば、吸熱用冷媒流路 24 から流出した冷媒を、接続用冷媒流路 85 を介して速やかに低圧側冷媒タンク 87 に流入させることができるので、冷媒が接続用冷媒流路 85 を通過する際の圧力損失を低減できる。

【0219】

その他の複合型熱交換器 80 および冷凍サイクル装置 10 の構成および作動は、第 1 実施形態と同様である。したがって、本実施形態の複合型熱交換器 80 および冷凍サイクル装置 10 においても、上記第 1 実施形態と同様の効果を得ることができる。

【0220】

（第 8 実施形態）

次に、本発明の第 8 実施形態について図 14 に基づいて説明する。本第 8 実施形態は、上記第 7 実施形態と比較して、複合型熱交換器 80 の構成等が異なるものである。

【0221】

図 12 に示すように、本実施形態の複合型熱交換器 80 においては、熱交換部 800 は、複数の吸熱用冷媒流路 24 に対して冷媒の集合を行う吸熱用冷媒タンク 82 を備えている。吸熱用冷媒タンク 82 は、接続用冷媒流路 85 に連通するように構成されている。

【0222】

低圧側冷媒導入口 62 は、第 1 外側吸熱用板状部材 811A の板面に配置されている。低圧側冷媒導入口 62 は、吸熱用冷媒タンク 82 に連通するように配置されている。つまり、低圧側冷媒導入口 62 は、吸熱用冷媒タンク 82 を介して接続用冷媒流路 85 に連通するように配置されている。

【0223】

このため、吸熱用冷媒タンク 82 において、低圧側冷媒導入口 62 から流入する冷媒流れ（すなわち冷却用蒸発部 20 の冷却用冷媒流路 200 から流出した冷媒流れ）と、吸熱用冷媒流路 24 から流出した冷媒流れとが一つの冷媒流れに合流される。

【 0 2 2 4 】

その他の複合型熱交換器 8 0 および冷凍サイクル装置 1 0 の構成および作動は、第 1 実施形態と同様である。したがって、本実施形態の複合型熱交換器 8 0 および冷凍サイクル装置 1 0 においても、上記第 1 実施形態と同様の効果を得ることができる。

【 0 2 2 5 】

(他の実施形態)

本発明は上述の実施形態に限定されることなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲内で、例えば以下のように種々変形可能である。また、上記各実施形態に開示された手段は、実施可能な範囲で適宜組み合わせてもよい。

【 0 2 2 6 】

(1) 上述した実施形態においては、吸熱用蒸発部 7 0 により吸熱される外部熱源として、外気や車載機器 4 4 を挙げていたが、この態様に限定されるものではない。例えば、車載機器 4 4 に関しても、上述した機器に限定されるものではなく、車両走行用のバッテリーや車両エンジン等、種々の熱源を利用することができる。

【 0 2 2 7 】

(2) 上述した実施形態においては、加熱部 3 0 は、高温側熱媒体回路として構成されており、熱媒体である冷却水を介して、高圧冷媒の熱を外気や熱交換対象流体である送風空気に放熱していたが、この態様に限定されるものではない。例えば、上述した実施形態における冷媒放熱器 1 2 に替えて室内凝縮器を採用し、当該室内凝縮器を本発明における加熱用熱交換器としてもよい。

【 0 2 2 8 】

(3) 上述した実施形態では、冷媒放熱器 1 2 と内部熱交換部 6 0 との間に貯液部 1 3 を配置していたが、この態様に限定されるものではない。例えば、圧縮機 1 1 の吸入口の下流側であって、内部熱交換部 6 0 の上流側に貯液部 1 3 を配置することも可能である。この場合、貯液部 1 3 は、圧縮機 1 1 に気相冷媒を供給し、液相冷媒の供給を抑制する機能を果たすため、圧縮機 1 1 における冷媒の液圧縮を防止することができる。

【 0 2 2 9 】

(4) 上述した実施形態においては、第 1 並列流路 1 8 において、冷却用蒸発部 2 0 の冷媒流れ下流側に蒸発圧力調整弁 2 1 を配置していたが、この態様に限定されるものではない。採用する運転モードの組み合わせによっては、蒸発圧力調整弁 2 1 を配置することなく、冷凍サイクル装置 1 0 を構成することも可能である。

【 0 2 3 0 】

(5) 上述した実施形態においては、複合型熱交換器 8 0 は、高圧側冷媒導出口 6 1 および低圧側冷媒導入口 6 2 のうち、少なくとも高圧側冷媒導出口 6 1 を有していたが、この態様に限定されるものではない。例えば、内部熱交換部 6 0 の高圧側冷媒流路 1 4 が冷媒分岐部 1 5 の下流側に配置される冷凍サイクル装置 1 0 に適用される複合型熱交換器 8 0 においては、高圧側冷媒導出口 6 1 を廃止することができる。

【 0 2 3 1 】

(6) 上述した実施形態においては、冷却用蒸発部 2 0 および 1 つの吸熱用蒸発部 7 0 を互いに並列的に接続させたが、この態様に限定されるものではない。例えば、冷却用蒸発部 2 0 および複数の吸熱用蒸発部 7 0 を互いに並列的に接続させてもよい。

【 0 2 3 2 】

(7) 上述した実施形態においては、貯液部 1 3 の下流側に内部熱交換部 6 0 の高圧側冷媒流路 1 4 を接続したが、この態様に限定されるものではない。例えば、貯液部 1 3 と内部熱交換部 6 0 の高圧側冷媒流路 1 4 との間に、貯液部 1 3 から流出した液相冷媒と外気とを熱交換させて液相冷媒を過冷却する過冷却用熱交換器を設けてもよい。

【 0 2 3 3 】

(8) 上述した実施形態においては、加熱部 3 0 の第 1 ラジエータ 3 4 と熱媒体回路 4 0 の第 2 ラジエータ 4 3 とを互いに独立した熱交換器として構成したが、この態様に限定されるものではない。

10

20

30

40

50

【 0 2 3 4 】

例えば、第 1 ラジエータ 3 4 および第 2 ラジエータ 4 3 のアウターフィン同士を共通化する等により、第 1 ラジエータ 3 4 および第 2 ラジエータ 4 3 を、熱媒体（すなわち冷却水）同士の熱移動が可能となるように配置してもよい。また、第 1 ラジエータ 3 4 を流通する熱媒体と第 2 ラジエータ 4 3 を流通する熱媒体とが混合するように、冷凍サイクル装置 1 0 を構成してもよい。

【 0 2 3 5 】

（ 9 ） 上述した実施形態では、冷房モードおよび及び暖房モードに切り替え可能な冷凍サイクル装置 1 0 について説明したが、冷凍サイクル装置 1 0 の運転モードの切り替えはこれに限定されない。

10

【 0 2 3 6 】

例えば、上述の第 1 実施形態で説明した冷凍サイクル装置 1 0 において、冷房モードと同様に冷却用蒸発部 2 0 にて送風空気を冷却する。さらに、エアミックスドア 5 4 の開度を変更して、冷却用蒸発部 2 0 にて冷却されて除湿された送風空気を、ヒータコア 3 3 にて再加熱して空調対象空間へ吹き出すようにしてもよい。これによれば、空調対象空間の除湿暖房を実現する除湿暖房モードに切り替えることができる。

【 0 2 3 7 】

また、例えば、上述の第 1 実施形態で説明した冷凍サイクル装置 1 0 において、暖房モードと同様に車載機器 4 4 の有する熱を吸熱する。さらに、暖房モードと同様に、冷媒放熱器 1 2 から流出した冷却水の全量を第 1 ラジエータ 3 4 に流入させてもよい。これによれば、送風空気の温度調整を行うことなく、車載機器 4 4 が発生させた熱を第 1 ラジエータ 3 4 にて外気へ放熱させる機器冷却モードに切り替えることができる。

20

【 0 2 3 8 】

（ 1 0 ） 上述した第 6 実施形態においては、吸熱用蒸発部 7 0 の吸熱用冷媒タンク 8 2 において、低压側冷媒流路 2 6 から流出した冷媒流れと、吸熱用冷媒流路 2 4 から接続用冷媒流路 8 5 を介して流出した冷媒流れとを一つの冷媒流れに合流させたが、この態様に限定されるものではない。

【 0 2 3 9 】

例えば、低压側冷媒導出口 6 4 を低压側冷媒タンクに連通するように配置するとともに、低压側冷媒タンクにおいて、低压側冷媒流路 2 6 から流出した冷媒流れと、吸熱用冷媒流路 2 4 から接続用冷媒流路 8 5 を介して流出した冷媒流れとを一つの冷媒流れに合流させてもよい。

30

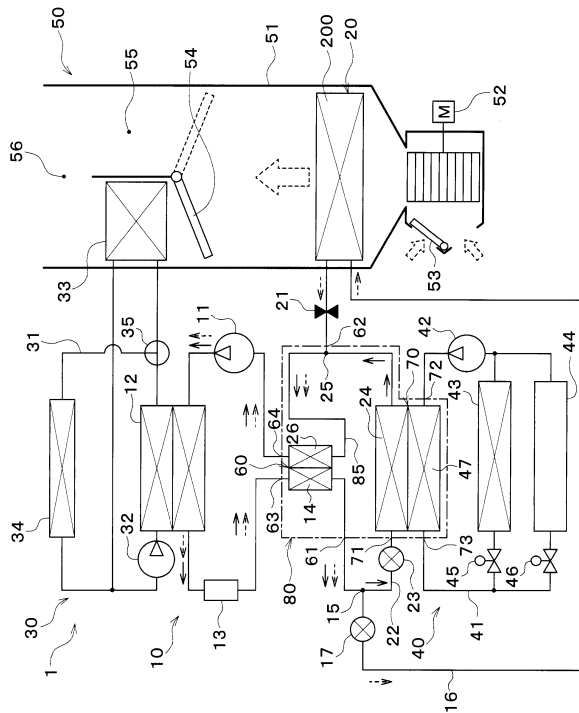
【 符号の説明 】

【 0 2 4 0 】

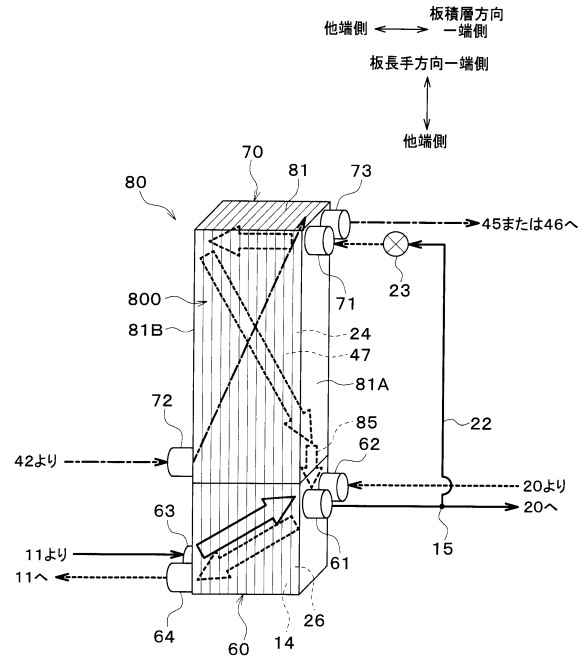
- 1 4 高压側冷媒流路
- 2 4 吸熱用冷媒流路
- 2 6 低压側冷媒流路
- 6 0 内部熱交換部
- 6 1 高压側冷媒導出口
- 6 2 低压側冷媒導入口
- 7 0 吸熱用蒸発部
- 8 1 板状部材
- 2 0 0 冷却用冷媒流路
- 8 0 0 熱交換部

40

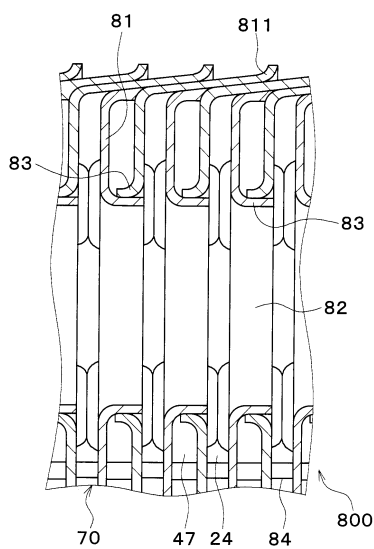
【図 1】



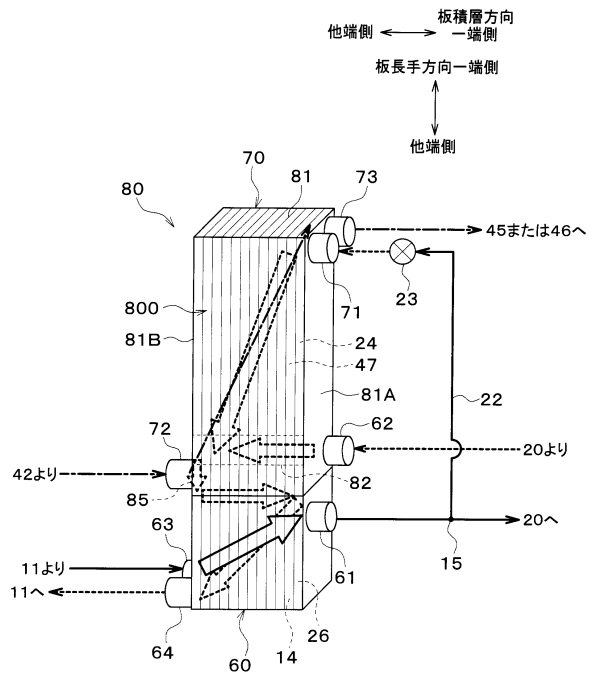
【図 2】



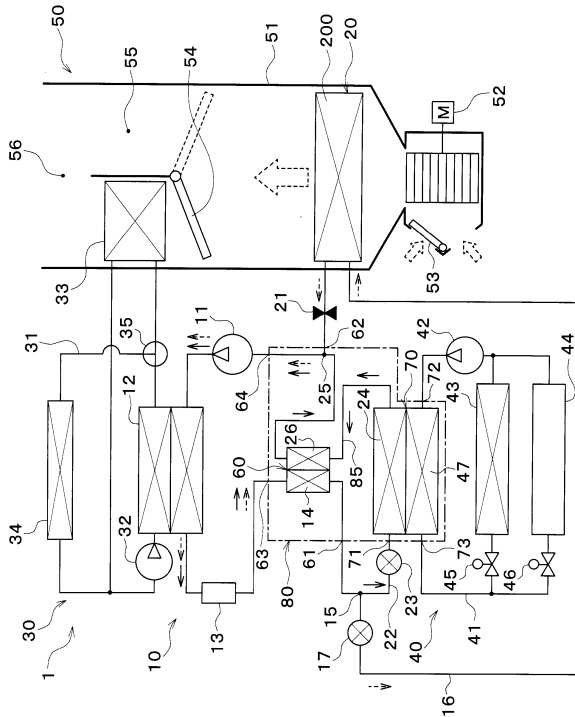
【図 3】



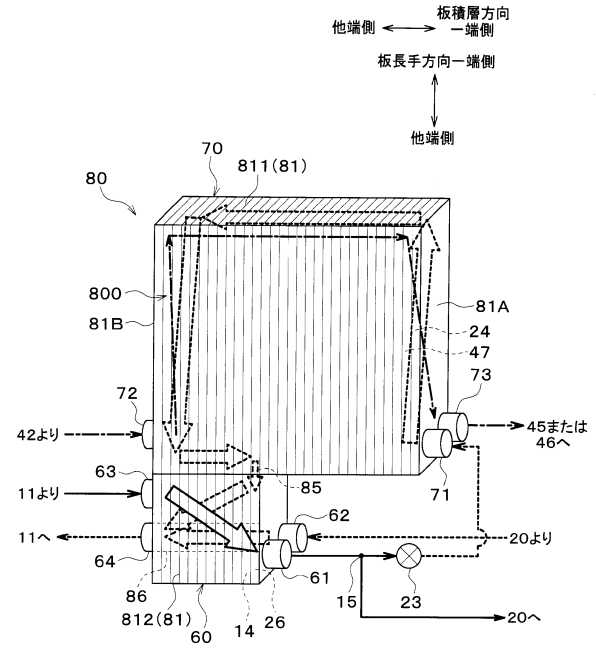
【図 4】



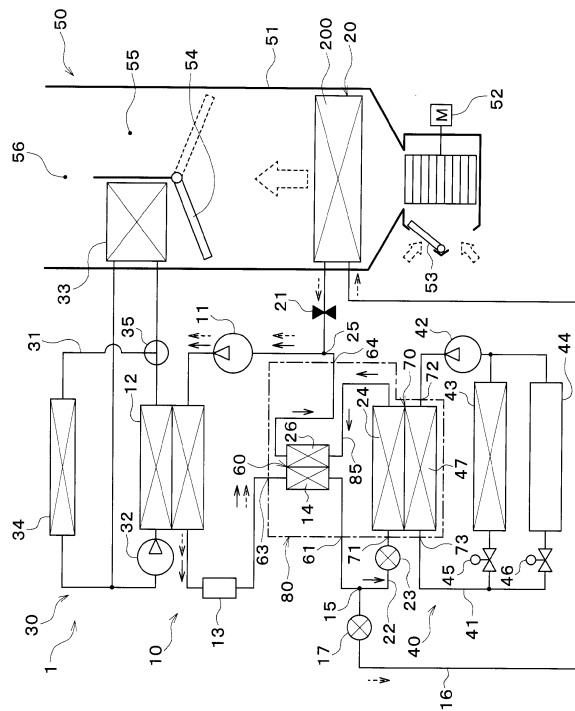
【 図 5 】



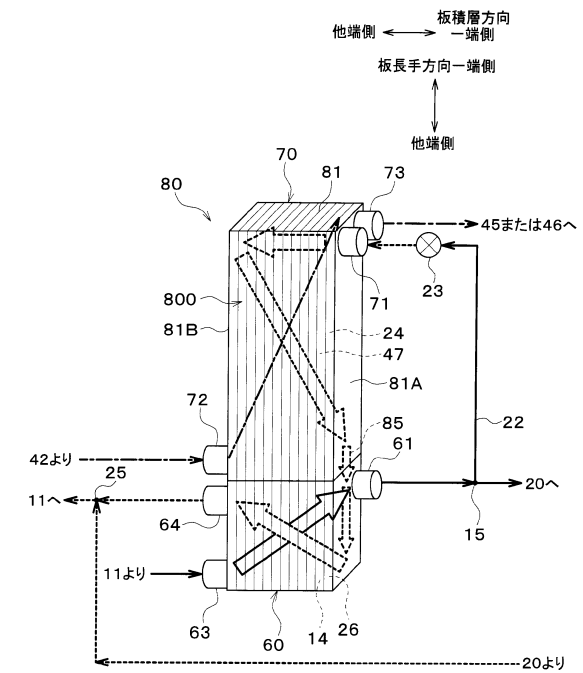
【 図 6 】



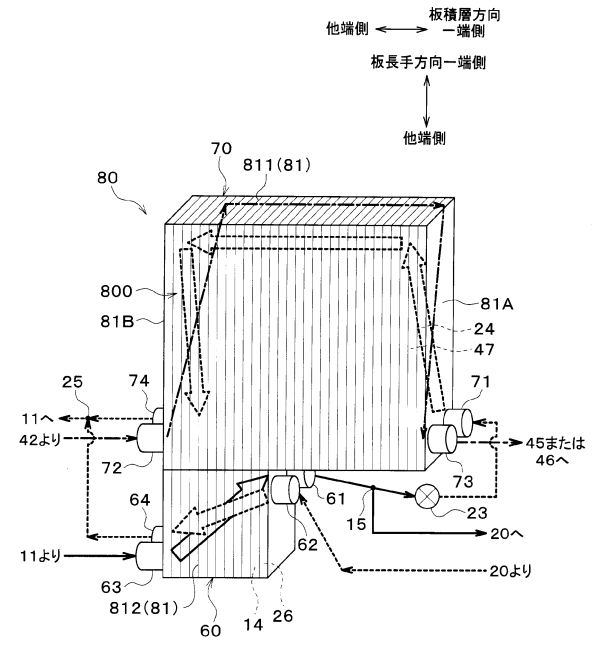
【圖 7】



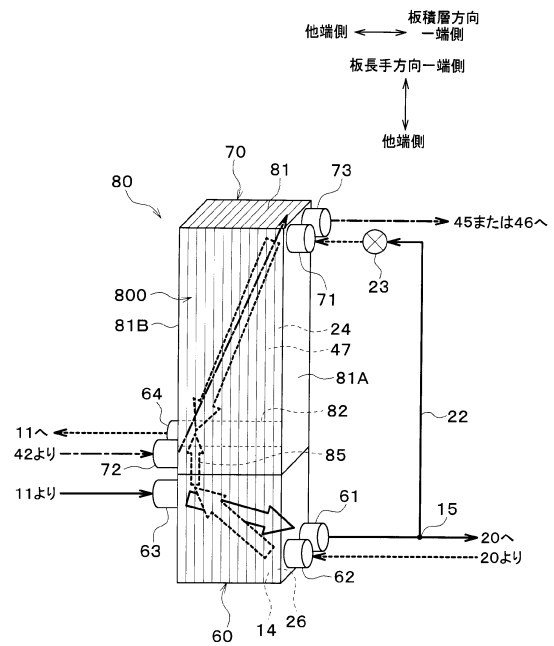
【 図 8 】



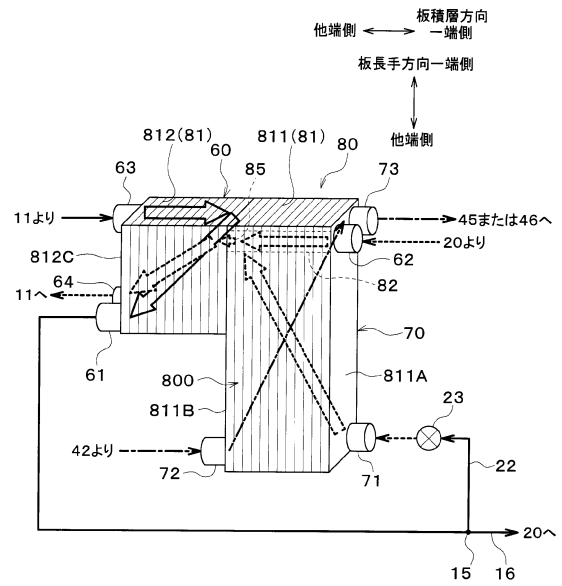
【 図 1 0 】



【圖 12】



【 図 1 4 】



フロントページの続き

(56)参考文献 特表2005-504686(JP,A)
欧州特許出願公開第2174810(EP,A2)
特開2000-18735(JP,A)
特開2014-163639(JP,A)
特開2009-180492(JP,A)
特開2013-200057(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F28F	3/06
F28F	9/00
F25B	1/00
F25B	5/02
F28D	9/00