(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)特許出願公開番号
特開2012-207890
(P2012-207890A)
(43)公開日　平成24年10月25日(2012.10.25)

(51)Int.Cl.			F I			テーマコード（参考）
F25B	5/02	(2006.01)	F25B	5/02	C	3L211
B60H	1/00	(2006.01)	B60H	1/00	102C	
B60H	1/32	(2006.01)	B60H	1/32	613D	
B60H	1/22	(2006.01)	B60H	1/32	613F	
F25B	6/02	(2006.01)	B60H	1/22	651B	

審査請求 未請求　請求項の数 7　ＯＬ　（全 33 頁）　最終頁に続く

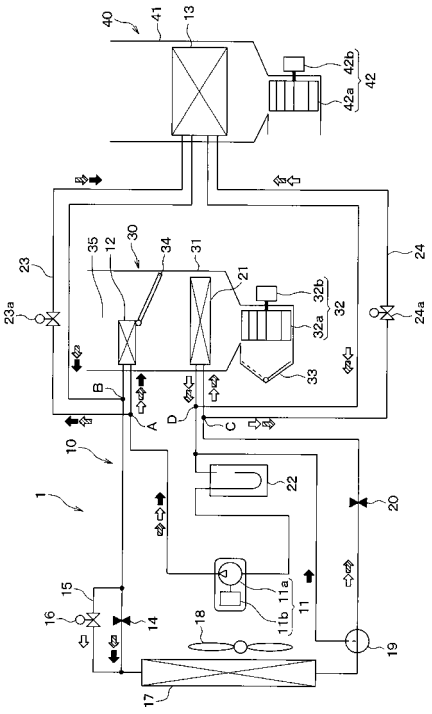
(21)出願番号　特願2011-75534(P2011-75534)
(22)出願日　平成23年3月30日(2011.3.30)

(71)出願人　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　110001128
特許業務法人ゆうあい特許事務所
(72)発明者　伊藤　誠司
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

Ｆターム(参考)　3L211 AA10 AA11 BA08 BA52 BA55 CA05 CA16 DA10 DA95

(54)【発明の名称】車両用冷凍サイクル装置

(57)【要約】
【課題】車両における第１、第２温度調整対象の温度調整に用いる第１、第２熱交換対象流体それぞれの温度を調整する車両用冷凍サイクル装置において、車両搭載性の向上を図ることを目的とする。
【解決手段】車両における前席側空間に吹き出す前席側送風空気、および後席側空間に吹き出す後席側送風空気それぞれの温度を調整する車両用冷凍サイクル装置であって、高圧冷媒を前席側送風空気と熱交換させる室内凝縮器１２と、低圧冷媒を前席側送風空気と熱交換させる室内蒸発器２１と、高圧冷媒を後席側送風空気と熱交換させる第１熱交換部１３１、および低圧冷媒を前席側送風空気と熱交換させる第２熱交換部１３２を有する複合型熱交換器１３とを含んで構成され、複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１および第２熱交換部１３１は、後席側送風空気が高圧冷媒および低圧冷媒の双方と熱交換可能なように一体化されている。
【選択図】図１



【特許請求の範囲】
【請求項１】
車両における第１、第２温度調整対象の温度調整に用いる第１、第２熱交換対象流体それぞれの温度を調整する車両用冷凍サイクル装置であって、
冷媒を圧縮して吐出する圧縮機（１１）と、
前記圧縮機（１１）から吐出された冷媒を放熱させる放熱器（１２）と、
前記放熱器（１２）から流出した冷媒を減圧させる減圧手段（１４、２０）と、
前記減圧手段（１４、２０）にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器（２１）と、
冷媒が流入する第１、第２熱交換部（１３１、１３２）を有する複合型熱交換器（１３）と、
前記放熱器（１２）および前記蒸発器（２１）のうち少なくとも一方は、前記第１熱交換対象流体の温度を調整するために用いられ、
前記複合型熱交換器（１３）は、前記第２熱交換対象流体の温度を調整するために用いられ、
前記第１熱交換部（１３１）は、サイクルにおける高圧冷媒を前記第２熱交換対象流体と熱交換可能に構成され、
前記第２熱交換部（１３２）は、サイクルにおける低圧冷媒を前記第２熱交換対象流体と熱交換可能に構成され、
さらに、前記第１熱交換部（１３１）および前記第２熱交換部（１３２）は、前記第２熱交換対象流体が前記高圧冷媒および前記低圧冷媒の双方と熱交換可能に一体化されていることを特徴とする車両用冷凍サイクル装置。
【請求項２】
車両における第１、第２温度調整対象の温度調整に用いる第１、第２熱交換対象流体それぞれの温度を調整する車両用冷凍サイクル装置であって、
冷媒を圧縮して吐出する圧縮機（１１）と、
冷媒と前記第１熱交換対象流体とを熱交換させる第１利用側熱交換器（１２）と、
冷媒と外気とを熱交換させる室外熱交換器（１７）と、
冷媒を減圧する減圧手段（１４、２０）と、
冷媒を前記第１熱交換対象流体と熱交換させる第２利用側熱交換器（２１）と、
サイクルにおける冷媒流路を、前記第１利用側熱交換器（１２）へ前記圧縮機（１１）から吐出された高圧冷媒を流入させる冷媒流路、および前記第２利用側熱交換器（２１）へ前記減圧手段（２０）にて減圧された低圧冷媒を流入させる冷媒流路に切り替える冷媒流路切替手段（１６、１９、２３ａ、２４ａ）と、
冷媒が流入する第１、第２熱交換部（１３１、１３２）を有する複合型熱交換器（１３）と、を備え、
前記複合型熱交換器（１３）は、前記第２熱交換対象流体の温度を調整するために用いられ、
前記第１熱交換部（１３１）は、前記高圧冷媒を前記第２熱交換対象流体と熱交換可能に構成され、
前記第２熱交換部（１３２）は、前記低圧冷媒を前記第２熱交換対象流体と熱交換可能に構成され、
さらに、前記第１熱交換部（１３１）および前記第２熱交換部（１３１）は、前記第２熱交換対象流体が前記高圧冷媒および前記低圧冷媒の双方と熱交換可能に一体化されていることを特徴とする車両用冷凍サイクル装置。
【請求項３】
前記複合型熱交換器（１３）は、サイクル内において前記第１熱交換部（１３１）が前記第１利用側熱交換器（１２）に対して並列に接続され、前記第２熱交換部（１３２）が前記第２利用側熱交換器（２１）に対して並列に接続されていることを特徴とする請求項２に記載の車両用冷凍サイクル装置。
【請求項４】

前記冷媒流路切替手段（１６、１９、２３ａ、２４ａ）は、
第１運転モード時に、前記低圧冷媒を前記第２利用側熱交換器（２１）および前記第２熱交換部（１３２）に流し、
第２運転モード時に、前記高圧冷媒を前記第１利用側熱交換器（１２）および前記第１熱交換部（１３１）に流し、
第３運転モード時に、前記高圧冷媒を前記第１利用側熱交換器（１２）および前記第１熱交換部（１３１）に流すと共に、前記低圧冷媒を前記第２利用側熱交換器（２１）および前記第２熱交換部（１３２）に流すことを特徴とする請求項２または３に記載の車両用冷凍サイクル装置。
【請求項５】
前記複合型熱交換器（１３）は、前記第２熱交換対象流体に放熱させる伝熱促進部材（１３４）を有し、
前記伝熱促進部材（１３４）は、前記第１熱交換部（１３１）および前記第２熱交換部（１３２）で共用されていることを特徴とする請求項１ないし４のいずれか１つに記載の車両用冷凍サイクル装置。
【請求項６】
前記第１熱交換部（１３１）は、前記高圧冷媒が流れる複数の高圧チューブ（１３１ａ）を有し、
前記第２熱交換部（１３２）は、前記低圧冷媒が流れる複数の低圧チューブ（１３２ａ）を有し、
前記複数の高圧チューブ（１３１ａ）のうち少なくとも１つは、前記複数の低圧チューブ（１３２ａ）の間に配置され、
前記複数の高圧チューブ（１３１ａ）のうち少なくとも１つは、前記複数の低圧チューブ（１３２ａ）の間に配置され、
前記複数の低圧チューブ（１３２ａ）のうち少なくとも１つは、前記複数の高圧チューブ（１３１ａ）の間に配置され、
前記高圧チューブ（１３１ａ）および前記低圧チューブ（１３２ａ）は、互いに離間して配置され、前記高圧チューブ（１３１ａ）および前記低圧チューブ（１３２ａ）の間に、前記第２熱交換対象流体が流れる熱交換対象流体用通路（１３３）が形成され、
前記伝熱促進部材（１３４）は、前記熱交換対象流体用通路（１３３）に配置されていることを特徴とする請求項５に記載の車両用冷凍サイクル装置。
【請求項７】
前記第１熱交換部（１３１）に流入する前記高圧冷媒の流入量および前記第２熱交換部（１３２）に流入する前記低圧冷媒の流入量のうち少なくとも一方を調整する冷媒流量調整手段（２３ａ、２４ａ）を備えることを特徴とする請求項１ないし６のいずれか１つに記載の車両用冷凍サイクル装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、冷媒と車両における温度調整対象の温度調整に用いる熱交換対象流体とを熱交換させて、温度調整対象の温度を調整可能な車両用冷凍サイクル装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
従来、暖房専用の熱源を有していない、或いは暖房専用の熱源が不足する車両（例えば、電気自動車やハイブリッド車両）に適用される車両用冷凍サイクル装置では、サイクル中の冷媒の流れを切り替えることで、室内熱交換器を、冷房運転時に車室内に送風する車室内送風空気を冷却する蒸発器として機能させ、暖房運転時に車室内送風空気を加熱する放熱器として機能させる構成が提案されている。
【０００３】
ところが、冷房運転から暖房運転へ切り替える際（室内熱交換器を蒸発器の機能から放

熱器の機能へ切り替える際）、室内熱交換器の外表面に付着した水分が蒸発して、高い湿度の送風空気が車室内へ吹き出され、車室内の窓曇り等が発生し易くなるといった問題がある。

【０００４】

これに対して、特許文献１では、サイクルにおける低圧冷媒を蒸発させる蒸発器、および高圧冷媒の熱を放熱する放熱器を、それぞれ車室内に送風する送風空気が流れるケーシング内に配置し、放熱器にて送風空気を加熱し、蒸発器にて送風空気を冷却するようにしている。つまり、特許文献１では、ケーシング内に送風空気を加熱する放熱器および送風空気を冷却する蒸発器を独立して設ける構成とすることで、冷房運転から暖房運転への切り替え時に、高い湿度の送風空気が車室内へ吹き出されることを抑制する構成としている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００５】

【特許文献１】特許３５３８８４５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、車両用冷凍サイクル装置にて、車両における第１温度調整対象の温度調整に用いる第１熱交換対象流体の温度、および第１温度調整対象と異なる第２温度調整対象の温度調整に用いる第２熱交換対象流体の温度を調整する場合がある。

【０００７】

例えば、車両用冷凍サイクル装置にて、車室内の前席側空間に送風する前席側送風空気の温度、および後席側空間に送風する後席側送風空気の温度を調整したり、車室内空間に送風する送風空気、および車両における作動機器を温度調整する熱媒体の温度を調整したりすることがある。

【０００８】

この場合、車両用冷凍サイクル装置には、第１熱交換対象流体の温度を調整する第１の熱交換手段（蒸発器や放熱器）の他に、第２熱交換対象流体の温度を調整する第２の熱交換手段を設けることが必要となる。

【０００９】

しかし、このような構成に対して特許文献１に記載の車両用空調装置を適用すると、第１の熱交換手段および第２の熱交換手段それぞれに対して、蒸発器および放熱器を独立して設ける必要があるため、車両用冷凍サイクル装置の配置スペースの確保が困難となり、車両搭載性が著しく悪化するといった問題がある。

【００１０】

本発明は上記点に鑑みて、車両における第１、第２温度調整対象の温度調整に用いる第１、第２熱交換対象流体それぞれの温度を調整する車両用冷凍サイクル装置において、車両搭載性の向上を図ることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【００１１】

上記目的を達成するため、請求項１に記載の発明では、車両における第１、第２温度調整対象の温度調整に用いる第１、第２熱交換対象流体それぞれの温度を調整する車両用冷凍サイクル装置であって、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機（１１）と、圧縮機（１１）から吐出された冷媒を放熱させる放熱器（１２）と、放熱器（１２）から流出した冷媒を減圧させる減圧手段（１４、２０）と、減圧手段（１４、２０）にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器（２１）と、冷媒が流入する第１、第２熱交換部（１３１、１３２）を有する複合型熱交換器（１３）と、放熱器（１２）および蒸発器（２１）のうち少なくとも一方は、第１熱交換対象流体の温度を調整するために用いられ、複合型熱交換器（１３）は、第２熱交換対象流体の温度を調整するために用いられ、第１熱交換部（１３１）は、サ

イクルにおける高圧冷媒を第２熱交換対象流体と熱交換可能に構成され、第２熱交換部（１３２）は、サイクルにおける低圧冷媒を第２熱交換対象流体と熱交換可能に構成され、さらに、第１熱交換部（１３１）および第２熱交換部（１３２）は、第２熱交換対象流体が高圧冷媒および低圧冷媒の双方と熱交換可能に一体化されていることを特徴とする。

【００１２】

これによれば、第２熱交換対象流体の温度を加熱するための熱交換器、および冷却するための熱交換器を独立して設けることなく、第１熱交換部（１３１）および第２熱交換部（１３２）が一体化された複合型熱交換器（１３）にて第２熱交換対象流体の温度を調整することができるので、車両への搭載性の向上を図ることが可能となる。

【００１３】

また、請求項２に記載の発明では、車両における第１、第２温度調整対象の温度調整に用いる第１、第２熱交換対象流体それぞれの温度を調整する車両用冷凍サイクル装置であって、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機（１１）と、冷媒と第１熱交換対象流体とを熱交換させる第１利用側熱交換器（１２）と、冷媒と外気とを熱交換させる室外熱交換器（１７）と、冷媒を減圧する減圧手段（１４、２０）と、冷媒を第１熱交換対象流体と熱交換させる第２利用側熱交換器（２１）と、サイクルにおける冷媒流路を、第１利用側熱交換器（１２）へ圧縮機（１１）から吐出された高圧冷媒を流入させる冷媒流路、および第２利用側熱交換器（２１）へ減圧手段（２０）にて減圧された低圧冷媒を流入させる冷媒流路に切り替える冷媒流路切替手段（１６、１９、２３ａ、２４ａ）と、冷媒が流入する第１、第２熱交換部（１３１、１３２）を有する複合型熱交換器（１３）と、を備え、複合型熱交換器（１３）は、第２熱交換対象流体の温度を調整するために用いられ、第１熱交換部（１３１）は、高圧冷媒を第２熱交換対象流体と熱交換可能に構成され、第２熱交換部（１３２）は、低圧冷媒を第２熱交換対象流体と熱交換可能に構成され、さらに、第１熱交換部（１３１）および第２熱交換部（１３１）は、第２熱交換対象流体が高圧冷媒および低圧冷媒の双方と熱交換可能に一体化されていることを特徴とする。

【００１４】

これによれば、第２熱交換対象流体の温度を加熱するための熱交換器、および冷却するための熱交換器を独立して設けることなく、第１熱交換部（１３１）および第２熱交換部（１３２）が一体化された複合型熱交換器（１３）にて第２熱交換対象流体の温度を調整することができるので、車両への搭載性の向上を図ることが可能となる。

【００１５】

また、請求項３に記載の発明では、請求項２に記載の車両用冷凍サイクル装置において、複合型熱交換器（１３）は、サイクル内において第１熱交換部（１３１）が第１利用側熱交換器（１２）に対して並列に接続され、第２熱交換部（１３２）が第２利用側熱交換器（２１）に対して並列に接続されていることを特徴とする

これによれば、第１熱交換部（１２）にてサイクルにおける高圧冷媒と第２熱交換対象流体とを熱交換させると共に、第２熱交換部（２１）にてサイクルにおける低圧冷媒と第２熱交換対象流体とを熱交換させる構成を具体的かつ容易に実現することができる。

【００１６】

また、請求項４に記載の発明では、請求項２または３に記載の車両用冷凍サイクル装置において、冷媒流路切替手段（１６、１９、２３ａ、２４ａ）は、第１運転モード時に、低圧冷媒を第２利用側熱交換器（２１）および第２熱交換部（１３２）に流し、第２運転モード時に、高圧冷媒を第１利用側熱交換器（１２）および第１熱交換部（１３１）に流し、第３運転モード時に、高圧冷媒を第１利用側熱交換器（１２）および第１熱交換部（１３１）に流すと共に、低圧冷媒を第２利用側熱交換器（２１）および第２熱交換部（１３２）に流すことを特徴とする。

【００１７】

これによれば、冷媒流路切替手段（１６、１９、２３ａ、２４ａ）にて各運転モード時の冷媒流路を切り替えることで、第１、第２熱交換対象流体の温度を所望の温度に調整することが可能となる。

【００１８】
また、請求項５に記載の発明では、請求項１ないし４のいずれか１つに記載の車両用冷凍サイクル装置において、複合型熱交換器（１３）は、第２熱交換対象流体に放熱させる伝熱促進部材（１３４）を有し、伝熱促進部材（１３４）は、第１熱交換部（１３１）および第２熱交換部（１３２）で共用されていることを特徴とする。
【００１９】
これによれば、複合型熱交換器（１３）における高温冷媒と第２熱交換対象流体との熱交換、および低温冷媒と第２熱交換対象流体との熱交換の熱交換効率を向上させることができる。
【００２０】
さらに、第１熱交換部（１３１）および第２熱交換部（１３２）で伝熱促進部材（１３４）を共用する構成としているので、第１熱交換部（１３１）および第２熱交換部（１３２）の一方で冷媒と第２熱交換対象流体と熱交換させる場合における伝熱面積を拡大させることができる。このため、同等の熱交換能力を有する複合型の熱交換器に比べて、複合型熱交換器（１３）の体格を小型化することができ、車両搭載性を一層向上させることができる。
【００２１】
また、請求項６に記載の発明では、請求項５に記載の車両用冷凍サイクル装置において、第１熱交換部（１３１）は、高圧冷媒が流れる複数の高圧チューブ（１３１ａ）を有し、第２熱交換部（１３２）は、低圧冷媒が流れる複数の低圧チューブ（１３２ａ）を有し、複数の高圧チューブ（１３１ａ）のうち少なくとも１つは、複数の低圧チューブ（１３２ａ）の間に配置され、複数の高圧チューブ（１３１ａ）のうち少なくとも１つは、複数の低圧チューブ（１３２ａ）の間に配置され、複数の低圧チューブ（１３２ａ）のうち少なくとも１つは、複数の高圧チューブ（１３１ａ）の間に配置され、高圧チューブ（１３１ａ）および低圧チューブ（１３２ａ）は、互いに離間して配置され、高圧チューブ（１３１ａ）および低圧チューブ（１３２ａ）の間に、第２熱交換対象流体が流れる熱交換対象流体用通路（１３３）が形成され、伝熱促進部材（１３４）は、熱交換対象流体用通路（１３３）に配置されていることを特徴とする。
【００２２】
これによれば、第１熱交換部（１３１）および第２熱交換部（１３２）とで伝熱促進部材（１３４）を共有する構成を具体的かつ容易に実現することができる。
【００２３】
また、請求項７に記載の発明では、請求項１ないし６のいずれか１つに記載の車両用冷凍サイクル装置において、第１熱交換部（１３１）に流入する高圧冷媒の流入量および第２熱交換部（１３２）に流入する低圧冷媒の流入量のうち少なくとも一方を調整する冷媒流量調整手段（２３ａ、２４ａ）を備えることを特徴とする。
【００２４】
これによれば、冷媒流量調整手段（２３ａ、２４ａ）にて第１熱交換部（１３１）における高圧冷媒と第２熱交換対象流体との熱交換量、および第２熱交換部（１３２）における低圧冷媒と第２熱交換対象流体との熱交換量の少なくとも一方を調整することができるので、複合型熱交換器（１３）において第２熱交換対象流体の温度を所望の温度に調整することが可能となる。
【００２５】
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】
【００２６】
【図１】第１実施形態に係る車両用空調装置の全体構成図である。
【図２】第１実施形態に係る複合型熱交換器の外観斜視図である。
【図３】第１実施形態に係る複合型熱交換器の分解斜視図である。

【図４】第１実施形態に係る複合型熱交換器における高圧冷媒および低圧冷媒の流れを説明するための模式的な斜視図である。
【図５】アウターフィン周囲を流れる送風空気の温度分布を説明するための説明図である。
【図６】第２実施形態に係る車両用空調装置の全体構成図である。
【図７】第３実施形態に係る車両用空調装置の全体構成図である。
【発明を実施するための形態】
【００２７】
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。
【００２８】
（第１実施形態）
本発明の第１実施形態について図１～図５に基づいて説明する。本実施形態では、本発明の車両用冷凍サイクル装置１０を、車室内に温度調整された空調風を吹き出す室内空調ユニットとして、車室内の前席側空間（第１温度調整対象）に向けて空調風を吹き出す前席側空調ユニット３０および車室内の後席側空間（第２温度調整対象）に向けて空調風を吹き出す後席側空調ユニット４０を備える車両用空調装置１に適用している。図１は、本実施形態の車両用空調装置１の全体構成図である。
【００２９】
本実施形態の車両用空調装置１に適用される車両用冷凍サイクル装置１０は、蒸気圧縮式の冷凍サイクル（ヒートポンプサイクル）で構成されている。
【００３０】
本実施形態の車両用冷凍サイクル装置１０は、車室内における前席側空間および後席側空間に送風する空気を冷却および加熱する機能を果たす。つまり、車両用冷凍サイクル装置１０は、冷媒流路を切り替えて、前席側空間および後席側空間に送風する送風空気（前席側送風空気および後席側送風空気）を加熱して車室内を暖房する暖房運転、および送風空気を冷却して車室内を冷房する冷房運転を実行できる。
【００３１】
また、本実施形態の車両用冷凍サイクル装置１０では、送風空気の除湿および温度調整する除湿暖房運転を実行することもできる。
【００３２】
さらに、車両用冷凍サイクル装置１０は、冷媒流路の切り替え等によって、前席側空間だけの空調を行うシングル運転（シングルモード）、および前席側空間および後席側空間の双方の空調を行うデュアル運転（デュアルモード）を実行できる。なお、図１では、デュアル運転にて冷房運転を実行した際の冷媒の流れを白抜き矢印、デュアル運転にて暖房運転を実行した際の冷媒の流れを黒矢印、およびデュアル運転にて除湿暖房運転を実行した際の冷媒の流れを白斜線矢印で示している。
【００３３】
また、本実施形態の車両用冷凍サイクル装置１０では、冷媒として通常のフロン系冷媒を採用しており、高圧冷媒の圧力が冷媒の臨界圧力を越えない亜臨界冷凍サイクルを構成している。この冷媒には、後述する圧縮機１１を循環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。
【００３４】
圧縮機１１は、エンジンルーム（図示略）内に配置されて、車両用冷凍サイクル装置１０において冷媒を吸入し、圧縮して吐出するもので、吐出容量が固定された固定容量型圧縮機１１ａを電動モータ１１ｂにて駆動する電動圧縮機である。固定容量型圧縮機１１ａとしては、具体的に、スクロール型圧縮機構、ベ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。
【００３５】
電動モータ１１ｂは、後述する制御装置（図示略）から出力される制御信号によって、

その作動（回転数）が制御されるもので、交流モータ、直流モータのいずれの形式を採用してもよい。そして、この回転数制御によって、圧縮機１１の冷媒吐出能力が変更される。従って、本実施形態では、電動モータ１１ｂが圧縮機１１の吐出能力変更手段を構成する。

【００３６】

圧縮機１１の吐出口側には、分岐部Ａを介して室内凝縮器１２の入口側、および後述する複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１の入口側に接続されている。すなわち、複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１は、サイクル内において室内凝縮器１２と並列に接続されている。このため、室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１には、圧縮機１１から吐出された冷媒が流入する。

【００３７】

室内凝縮器１２は、前席側空調ユニット３０のケーシング３１内に配置されて、その内部を流通する圧縮機吐出冷媒（高圧冷媒）と前席側送風空気とを熱交換させて、前席側送風空気を加熱する加熱用熱交換器（放熱器、第１利用側熱交換器）である。本実施形態では、前席側送風空気が第１熱交換対象流体に対応している。

【００３８】

また、複合型熱交換器１３は、後席側空調ユニット４０のケーシング４１内に配置されて、その内部を流通する冷媒と後席側送風空気とを熱交換させるものである。複合型熱交換器１３は、車両用冷凍サイクル装置１０の高圧冷媒を後席側送風空気と熱交換させる第１熱交換部１３１、および低圧冷媒と後席側送風空気とを熱交換させる第２熱交換部１３２を有する。本実施形態では、後席側送風空気が第２熱交換対象流体に対応している。なお、複合型熱交換器１３の詳細構成については後述する。

【００３９】

室内凝縮器１２の出口側および複合型熱交換器１３の出口側には、合流部Ｂを介して暖房運転時および除湿暖房運転時に複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１から流出した冷媒を減圧膨張させる第１減圧手段としての暖房用膨張弁１４が接続されている。そして、暖房用膨張弁１４の出口側には、後述する室外熱交換器１７の入口側が接続されている。

【００４０】

暖房用膨張弁１４は、絞り開度を変更可能に構成された弁体と、この弁体の絞り開度を変化させるステッピングモータからなる電動アクチュエータとを有して構成される電気式の可変絞り機構である。なお、暖房用膨張弁１４は、後述する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。

【００４１】

また、室内凝縮器１２の出口側および複合型熱交換器１３の出口側には、合流部Ｂを介して冷媒を暖房用膨張弁１４を迂回させて室外熱交換器１７側へ導くための膨張弁用迂回通路１５が接続されている。

【００４２】

この膨張弁用迂回通路１５には、膨張弁用迂回通路１５を開閉する開閉弁１６が配置されている。開閉弁１６は、後述する制御装置から出力される制御電圧によって、その開閉作動が制御される電磁弁である。

【００４３】

また、冷媒が開閉弁１６を通過する際に生ずる圧力損失は、暖房用膨張弁１４を通過する際に生ずる圧力損失に対して極めて小さい。従って、室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１から流出した冷媒は、開閉弁１６が開いている場合には膨張弁用迂回通路１５を介して室外熱交換器１７の入口側へ流入し、開閉弁１６が閉じている場合には暖房用膨張弁１４を介して室外熱交換器１７の入口側へ流入する。

【００４４】

このように、開閉弁１６は、車両用冷凍サイクル装置１０の冷媒流路を切り替えることができる。従って、本実施形態の開閉弁１６は、冷媒流路切替手段としての機能を果たす

。なお、開閉弁１６に変えて、室内凝縮器１２の出口側および複合型熱交換器１３の出口側と暖房用膨張弁１４入口側とを接続する冷媒流路、および室内凝縮器１２の出口側および複合型熱交換器１３の出口側と膨張弁用迂回通路１５入口側とを接続する冷媒流路を切り替える電気式の三方弁等を設ける構成としてもよい。

【００４５】

室外熱交換器１７は、内部を流通する冷媒と送風ファン１８から送風された外気とを熱交換させるものである。この室外熱交換器１７は、エンジンルーム内に配置されて、暖房運転時には、低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる蒸発器として機能し、冷房運転時には、高圧冷媒を放熱させる放熱器として機能する熱交換器である。なお、室外熱交換器１７は、除湿暖房運転時に、暖房用膨張弁１４の絞り開度に応じて蒸発器として機能したり、放熱器として機能したりする。

【００４６】

送風ファン１８は、後述する制御装置から出力される制御電圧によって回転数（外気の送風空気量）が制御される電動式送風機である。なお、送風ファン１８は、室外熱交換器１７に向けて外気を送風する外気送風手段を構成している。

【００４７】

室外熱交換器１７の出口側には、電気式の三方弁１９が接続されている。この三方弁１９は、後述する制御装置から出力される制御電圧によって、その作動が制御されるものである。

【００４８】

より具体的には、三方弁１９は、冷房運転時および除湿暖房運転時に室外熱交換器１７出口側と後述する冷房用膨張弁２０入口側とを接続する冷媒流路に切り替え、暖房運転時に室外熱交換器１７出口側と後述するアキュムレータ２２とを接続する冷媒流路に切り替える。なお、三方弁１９は、上述の開閉弁１６と共に冷媒流路切替手段としての機能を果たす。

【００４９】

冷房用膨張弁２０は、冷媒運転時および除湿暖房運転時に室外熱交換器１７から流出した冷媒を減圧膨張させる第２減圧手段であり、その基本構成は、上述の暖房用膨張弁１４と同様である。

【００５０】

冷房用膨張弁２０の出口側には、分岐部Ｃを介して室内蒸発器２１の入口側および複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２の入口側に接続されている。すなわち、複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２は、サイクル内において室内蒸発器２１と並列に接続されている。このため、室内蒸発器２１および複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２には、冷房用膨張弁２０にて減圧膨張された低圧冷媒が流入する。

【００５１】

室内蒸発器２１は、前席側空調ユニット３０のケーシング３１内に配置されて、その内部を流通する低圧冷媒と送風機３２から送風された車室内送風空気とを熱交換させて、車室内送風空気を冷却する冷却用熱交換器（蒸発器、第２利用側熱交換器）である。なお、室内蒸発器２１は、ケーシング３１内において室内凝縮器１２の空気流れ上流側に配置されている。

【００５２】

室内蒸発器２１の出口側および複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２の出口側には、合流部Ｄを介してアキュムレータ２２の入口側が接続されている。アキュムレータ２２は、その内部に流入した冷媒の気液を分離して、サイクル内の余剰冷媒を蓄える気液分離器である。アキュムレータ２２の気相冷媒出口には、圧縮機１１の吸入口側が接続されている。従って、アキュムレータ２２は、圧縮機１１に液相冷媒が吸入されることを抑制し、圧縮機１１における液圧縮を防止する機能を果たす。

【００５３】

ここで、車両用冷凍サイクル装置１０における分岐部Ａから複合型熱交換器１３の第１

熱交換部１３１の入口側へ至る冷媒通路２３には、第１熱交換部１３１に流入する高圧冷媒の流入量を調整する第１流量調整弁２３ａが配置されている。この第１流量調整弁２３ａは、第１熱交換部１３１に流入する高圧冷媒の流入量を調整する冷媒流量調整手段として機能する。なお、第１流量調整弁２３ａは、後述する制御装置から出力される制御信号（制御電圧）によって、その作動が制御される。

【００５４】

また、本実施形態の第１流量調整弁２３ａは、分岐部Ａから複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１の入口側に至る冷媒通路２３を全閉する全閉機能を有している。このため、第１流量調整弁２３ａが冷媒通路２３を開いている場合には、分岐部Ａを流れる冷媒が複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１に流れ、第１流量調整弁２３ａが冷媒通路２３を閉じている場合には、分岐部Ａを流れる冷媒が第１熱交換部１３１を迂回して流れる。

【００５５】

このように、第１流量調整弁２３ａは、車両用冷凍サイクル装置１０の冷媒流路を切り替えることができる。従って、本実施形態の第１流量調整弁２３ａは、冷媒流路切替手段としての機能を果たす。

【００５６】

また、車両用冷凍サイクル装置１０における分岐部Ｃから複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２の入口側に至る冷媒通路２４には、第２熱交換部１３２に流入する低圧冷媒の流入量を調整する第２流量調整弁２４ａが配置されている。

【００５７】

この第２流量調整弁２４ａは、第２熱交換部１３２に流入する低圧冷媒の流入量を調整する冷媒流量調整手段として機能する。なお、第２流量調整弁２４ａは、後述する制御装置から出力される制御信号（制御電圧）によって、その作動が制御される。

【００５８】

また、本実施形態の第２流量調整弁２４ａは、分岐部Ｃから複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２の入口側に至る冷媒通路２４を全閉する全閉機能を有している。このため、第２流量調整弁２４ａが冷媒通路２４を開いている場合には、分岐部Ｃを流れる冷媒が複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２に流れ、第２流量調整弁２４ａが冷媒通路２４を閉じている場合には、分岐部Ｃを流れる冷媒が第２熱交換部１３２を迂回して流れる。

【００５９】

このように、第２流量調整弁２４ａは、車両用冷凍サイクル装置１０の冷媒流路を切り替えることができる。従って、本実施形態の第２流量調整弁２４ａは、冷媒流路切替手段としての機能を果たす。

【００６０】

次に、前席側空調ユニット３０、および後席側空調ユニット４０について説明する。まず、前席側空調ユニット３０は、車室内の前席側を空調するように車室内最前部の計器盤（インストルメントパネル）の内側に配置されて、その外殻を形成するケーシング３１内に送風機３２、上述の室内蒸発器２１および室内凝縮器１２等を収容したものである。

【００６１】

ケーシング３１は、前席側送風空気の空気通路を形成しており、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）にて成形されている。ケーシング３１内の送風空気流れ最上流側には、車室内空気（内気）と外気とを切替導入する内外気切替装置３３が配置されている。

【００６２】

内外気切替装置３３には、ケーシング３１内に内気を導入させる内気導入口および外気を導入させる外気導入口が形成されている。さらに、内外気切替装置３３の内部には、内気導入口および外気導入口の開口面積を連続的に調整して、内気の風量と外気の風量との風量割合を変化させる内外気切替ドアが配置されている。

【００６３】

内外気切替装置３３の空気流れ下流側には、内外気切替装置３３を介して導入された空

気を車室内に向けて送風する送風機３２が配置されている。この送風機３２は、遠心多翼ファン（シロッコファン）３２ａを電動モータ３２ｂにて駆動する電動送風機であって、後述する制御装置から出力される制御電圧によって回転数（送風量）が制御される。

【００６４】

送風機３２の空気流れ下流側には、車室内送風空気を冷却する室内蒸発器２１が配置されている。そして、室内蒸発器２１の空気流れ下流側には、車室内送風空気を加熱する室内凝縮器１２が配置されている。

【００６５】

さらに、室内蒸発器２１の空気流れ下流側であって、かつ、室内凝縮器１２の空気流れ上流側には、室内蒸発器２１通過後の送風空気のうち、室内凝縮器１２を通過させる風量割合を調整するエアミックスドア３４が配置されている。また、室内凝縮器１２の空気流れ下流側には、室内凝縮器１２にて高圧冷媒によって加熱された車室内送風空気と、室内凝縮器１２を迂回して加熱されていない車室内送風空気とを混合させる混合空間３５が設けられている。

【００６６】

従って、冷房運転時において、エアミックスドア３４が室内凝縮器１２を通過させる風量の割合を調整することによって、混合空間３５にて混合された空調風の温度が調整される。つまり、エアミックスドア３４は、車室内へ送風される空調風の温度を調整する温度調整手段を構成している。なお、エアミックスドア３４は、制御装置から出力される制御信号によって作動が制御されるサーボモータ（図示略）によって駆動される。

【００６７】

また、ケーシング３１の送風空気流れ最下流側には、エアミックスドア３４にて温度調整された空調風を、第１温度調整対象である前席側空間に吹き出す吹出口（図示略）が配置されている。具体的には、吹出口としては、前席側乗員の上半身へ空調風を吹き出すフェイス吹出口、前席側乗員の足元へ空調風を吹き出すフット吹出口、および車両前面窓ガラス内側面へ空調風を吹き出すデフロスタ吹出口が設けられている。

【００６８】

さらに、フェイス吹出口、フット吹出口、およびデフロスタ吹出口の送風空気流れ上流側には、フェイス吹出口の開口面積を調整するフェイスドア（図示略）、フット吹出口の開口面積を調整するフットドア（図示略）、およびデフロスタ吹出口の開口面積を調整するデフロスタドア（図示略）が配置されている。

【００６９】

これらのフェイスドア、フットドア、およびデフロスタドアは、吹出口モードを切り替える吹出口モード切替手段を構成するものであって、リンク機構等を介して、後述する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サーボモータ（図示略）によって駆動される。

【００７０】

次に、後席側空調ユニット４０について説明する。この後席側空調ユニット４０は車室内の後席側を空調するように車室内の後部側等に配置されている。後席側空調ユニット４０は、外殻を形成するケーシング４１内に、上述の複合型熱交換器１３等を収容したものである。

【００７１】

ケーシング４１は、後席側送風空気の空気通路を形成しており、その基本構成は、前席側空調ユニット３０のケーシング３１と同様である。

【００７２】

ケーシング４１内の送風空気流れ最上流側には、車室内空気（内気）を吸入して送風する送風機４２が配置されている。この送風機４２は、遠心多翼ファン（シロッコファン）４２ａを電動モータ４２ｂにて駆動する電動送風機であって、後述する制御装置から出力される制御電圧によって回転数（送風量）が制御される。

【００７３】

送風機４２の空気流れ下流側には、複合型熱交換器１３が配置されている。そして、ケーシング４１の送風空気流れ最下流側には、複合型熱交換器１３にて温度調整された空調風を、第２温度対象である後席側空間へ吹き出す吹出口（図示略）が配置されている。具体的には、吹出口としては、後席側乗員の上半身へ空調風を吹き出すフェイス吹出口、後席側乗員の足元へ空調風を吹き出すフット吹出口が設けられている。

【００７４】

そして、フェイス吹出口、およびフット吹出口の送風空気流れ上流側には、フェイス吹出口の開口面積を調整するフェイスドア（図示略）、およびフット吹出口の開口面積を調整するフットドア（図示略）が配置されている。これらのフェイスドア、およびフットドアは、吹出口モードを切り替える吹出口モード切替手段を構成するものであって、リンク機構等を介して、後述する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サーボモータ（図示略）によって駆動される。

【００７５】

ここで、本実施形態の複合型熱交換器１３の詳細構成について図２～図４に基づいて説明する。図２は、本実施形態に係る複合型熱交換器１３の外観斜視図であり、図３は、本実施形態に係る複合型熱交換器１３の分解斜視図である。また、図４は、本実施形態に係る複合型熱交換器１３における高圧冷媒および低圧冷媒の流れを説明するための模式的な斜視図である。

【００７６】

本実施形態の複合型熱交換器１３は、第２熱交換対象流体である後席側送風空気が高圧冷媒および低圧冷媒の双方と熱交換可能なように、第１熱交換部１３１および第２熱交換部１３２が一体化されたものである。

【００７７】

第１熱交換部１３１および第２熱交換部１３２それぞれは、内部に冷媒を流通させる複数のチューブ１３１ａ、１３２ａ、当該複数のチューブ１３１ａ、１３２ａの両端側に配置されて冷媒の集合あるいは分配を行う一対の集合分配用のタンク１３１ｂ、１３２ｂ等を有する、いわゆるタンクアンドチューブ型の熱交換器として構成されている。

【００７８】

より具体的には、第１熱交換部１３１は、高圧冷媒が流れる複数の高圧チューブ１３１ａ、および高圧チューブ１３１ａの長手方向に対して直交する方向に延びて高圧チューブ１３１ａ内を流れる高圧冷媒の集合あるいは分配を行う高圧側ヘッダタンク部１３１ｂを有し、高圧チューブ１３１ａを流れる高圧冷媒と高圧チューブ１３１ａの周囲を流れる車室内送風空気とを熱交換させて、車室内送風空気を加熱する加熱用の熱交換部である。

【００７９】

一方、第２熱交換部１３２は、高圧冷媒よりも温度の低い低圧冷媒が流れる複数の低圧チューブ１３２ａ、および低圧チューブ１３２ａの長手方向に対して直交する方向に延びて低圧チューブ１３２ａ内を流れる低圧冷媒の集合あるいは分配を行う低圧側ヘッダタンク部１３２ｂを有し、低圧チューブ１３２ａを流れる低圧冷媒と低圧チューブ１３２ａの周囲を流れる車室内送風空気とを熱交換させて、車室内送風空気を冷却（除湿）する冷却用の熱交換部である。

【００８０】

高圧チューブ１３１ａおよび低圧チューブ１３２ａは、その長手方向に直交する断面形状が扁平形状となる扁平チューブで構成されて、伝熱性に優れる金属（アルミニウム合金等）で形成されている。

【００８１】

本実施形態の高圧チューブ１３１ａおよび低圧チューブ１３２ａは、それぞれ送風機３２からの送風空気の流れ方向Ｘに沿って２列配置されている。そして、本実施形態の高圧チューブ１３１ａおよび低圧チューブ１３２ａは、その外表面の平坦面同士が互いに平行、かつ、所定の間隔をあけて離間した状態で交互に配置されている。すなわち、高圧チューブ１３１ａは、低圧チューブ１３２ａの間に配置され、逆に、低圧チューブ１３２ａは

、高圧チューブ１３１ａの間に配置されている。

【００８２】

そして、高圧チューブ１３１ａと低圧チューブ１３２ａとの間に形成される空間は、車室内送風空気が流通する送風空気通路（熱交換対象流体用通路）１３３を構成している。つまり、高圧チューブ１３１ａの外周および低圧チューブ１３２ａの外周には、車室内送風空気が流通する送風空気通路１３３が形成されている。

【００８３】

さらに、送風空気通路１３３には、第１熱交換部１３１における高圧冷媒と車室内送風空気との熱交換、および第２熱交換部１３２における低圧冷媒と車室内送風空気との熱交換を促進する伝熱促進手段としてアウターフィン１３４が配置されている。アウターフィン１３４は、対向する高圧チューブ１３１ａの外表面および低圧チューブ１３２ａの外表面に接合された状態で配置されている。

【００８４】

なお、本実施形態の複合型熱交換器１３は、第１熱交換部１３１における高圧冷媒と車室内送風空気との熱交換面積と、第２熱交換部１３２における低圧冷媒と車室内送風空気との熱交換面積とが同等となるように構成されている。

【００８５】

また、高圧チューブ１３１ａおよび低圧チューブ１３２ａは、高圧側ヘッダタンク部１３１ｂと低圧側ヘッダタンク部１３２ｂとの間に配置されている。具体的には、高圧チューブ１３１ａおよび低圧チューブ１３２ａの長手方向一端側に高圧側ヘッダタンク部１３１ｂが配置され、高圧チューブ１３１ａおよび低圧チューブ１３２ａの長手方向他端側に低圧側ヘッダタンク部１３２ｂが配置されている。

【００８６】

図３に示すように、高圧側ヘッダタンク１３１ｂは、２列に配置された各チューブ１３１ａ、１３２ａに接続される高圧側接続プレート１３１ｃ、高圧側接続プレート１３１ｃに固定された高圧側中間プレート１３１ｄ、および高圧側タンク形成部材１３１ｅを有している。

【００８７】

高圧側中間プレート１３１ｄには、高圧側接続プレート１３１ｃが固定されることによって、高圧側接続プレート１３１ｃとの間に、２列の低圧チューブ１３２ａ同士を互いに連通する複数の空間を有する複数の凹み部１３１ｆが形成されている。

【００８８】

また、高圧側中間プレート１３１ｄにおける高圧チューブ１３１ａに対応する部位には、その表裏を貫通する貫通穴が形成され、当該貫通穴に高圧チューブ１３１ａが嵌挿されている。なお、高圧チューブ１３１ａおよび低圧チューブ１３２ａの高圧側ヘッダタンク部１３１ｂ側の端部では、高圧チューブ１３１ａが、低圧チューブ１３２ａよりも高圧側タンク形成部材１３１ｅ側に突出している。

【００８９】

高圧側タンク形成部材１３１ｅは、高圧側接続プレート１３１ｃおよび高圧側中間プレート１３１ｄに固定されることによって、その内部に高圧冷媒を集合させる集合空間１３１ｇ、および高圧冷媒を分配する分配空間１３１ｈを形成する。具体的には、高圧側タンク形成部材１３１ｅは、平板金属にプレス加工を施すことにより、その長手方向から見たときに二山状（Ｗ字状）に形成される。

【００９０】

そして、高圧側タンク形成部材１３１ｅの二山状の中央部が、高圧側中間プレート１３１ｄに接合されることで、集合空間１３１ｇおよび分配空間１３１ｈが区画されている。なお、本実施形態では、送風空気の流れ方向Ｘの風下側に集合空間１３１ｇが配置され、風下側に分配空間１３１ｈが配置されている。

【００９１】

また、高圧側タンク形成部材１３１ｅの長手方向一端側には、分配空間１３１ｈへ高圧

冷媒を流入させる高圧側流入配管１３ａが接続されると共に、集合空間１３１ｇから高圧冷媒を流出させる高圧側流出配管１３ｂが接続されている。さらに、高圧側タンク形成部材１３１ｅの長手方向他端側は、閉塞部材により閉塞されている。

【００９２】

一方、低圧側ヘッダタンク部１３２ｂは、高圧側ヘッダタンク部１３１ｂと基本的構成が同様であり、各チューブ１３１ａ、１３２ａに接続される低圧側接続プレート１３２ｃ、低圧側接続プレート１３２ｃに固定された低圧側中間プレート１３２ｄ、および低圧側タンク形成部材１３２ｅを有している。

【００９３】

そして、低圧側中間プレート１３２ｄには、低圧側接続プレート１３２ｃが固定されることによって、低圧側接続プレート１３２ｃとの間に、２列の高圧チューブ１３１ａ同士を互いに連通する複数の空間を有する複数の凹み部１３２ｆが形成されている。

【００９４】

また、低圧側中間プレート１３２ｄにおける低圧チューブ１３２ａに対応する部位には、その表裏を貫通する貫通穴が形成され、当該貫通穴に低圧チューブ１３２ａが嵌挿されている。なお、高圧チューブ１３１ａおよび低圧チューブ１３２ａの低圧側ヘッダタンク部１３２ｂ側の端部では、低圧チューブ１３２ａが、高圧チューブ１３１ａよりも低圧側タンク形成部材１３２ｅ側に突出している。

【００９５】

低圧側タンク形成部材１３２ｅは、低圧側接続プレート１３２ｃおよび低圧側中間プレート１３２ｄに固定されることによって、その内部に低圧冷媒を集合させる集合空間１３２ｇ、および低圧冷媒を分配する分配空間１３２ｈを形成する。具体的には、低圧側タンク形成部材１３２ｅは、高圧側タンク形成部材１３１ｅと同様に、その長手方向から見たときに二山状（Ｗ字状）に形成される。

【００９６】

そして、低圧側タンク形成部材１３２ｅの二山状の中央部が、低圧側中間プレート１３２ｄに接合されることで、集合空間１３２ｇおよび分配空間１３２ｈが区画されている。なお、本実施形態では、送風空気の流れ方向Ｘの風上側に集合空間１３２ｇが配置され、風下側に分配空間１３２ｈが配置されている。

【００９７】

また、低圧側タンク形成部材１３２ｅの長手方向一端側には、分配空間１３２ｈへ低圧冷媒を流入させる低圧側流入配管１３ｃが接続されると共に、集合空間１３２ｇから低圧冷媒を流出させる低圧側流出配管１３ｄが接続されている。さらに、低圧側タンク形成部材１３２ｅの長手方向他端側は、閉塞部材により閉塞されている。

【００９８】

このように構成される本実施形態の複合型熱交換器１３では、図４の実線矢印で示すように、高圧側流入配管１３ａを介して高圧側ヘッダタンク部１３１ｂの分配空間１３１ｈから流入した高圧冷媒が、２列に並べられた高圧チューブ１３１ａのうち、外気流れ方向の風上側の各高圧チューブ１３１ａへ流入する。

【００９９】

そして、外気流れ方向の風上側の各高圧チューブ１３１ａから流出した高圧冷媒が、低圧側ヘッダタンク部１３２ｂの低圧側接続プレート１３２ｃと低圧側中間プレート１３２ｄとの間に形成された空間を介して、外気流れ方向の風下側の各高圧チューブ１３１ａへ流入する。

【０１００】

さらに、外気流れ方向の風下側に配置された各高圧チューブ１３１ａから流出した高圧冷媒が、高圧側ヘッダタンク部１３１ｂの集合空間１３１ｇにて集合し、高圧側流出配管１３ｂから流出する。つまり、本実施形態の複合型熱交換器１３では、高圧側流入配管１３ａから流入した高圧冷媒が、風上側の各高圧チューブ１３１ａ→低圧側ヘッダタンク部１３２ｂ→風下側の各高圧チューブ１３１ａの順にＵターンして、高圧側流出配管１３ｂ

へ流出する。
【０１０１】
同様に、低圧側流入配管１３ｃから流入した低圧冷媒は、図４の破線矢印で示すように、風下側の各低圧チューブ１３２ａ→高圧側ヘッダタンク部１３１ｂ→風上側の各低圧チューブ１３２ａの順にＵターンして、低圧側流出配管１３ｄへ流出する。
【０１０２】
次に、本実施形態の電気制御部について説明する。本実施形態の制御装置（図示略）は、ＣＰＵ、ＲＯＭ、および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、そのＲＯＭ内に記憶された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圧縮機１１等の各種制御機器の作動を制御する。
【０１０３】
また、制御装置の入力側には、車室内温度を検出する内気センサ、外気温を検出する外気センサ、車室内の日射量を検出する日射センサ、室内蒸発器２１の吹出空気温度を検出する蒸発器温度センサ、室内凝縮器１２に流入する高圧冷媒の温度を検出する高圧側温度センサ、高圧冷媒の圧力を検出する高圧側圧力センサ、室内蒸発器２１に流入する低圧冷媒の温度を検出する低圧側温度センサ、低圧冷媒の圧力を検出する低圧側圧力センサ等のセンサ群が接続されている。
【０１０４】
さらに、制御装置の入力側には、車室内前部の計器盤付近に配置された操作パネル（図示略）に接続され、この操作パネルに設けられた各種操作スイッチの操作信号が入力される。操作パネルに設けられた操作スイッチとしては、車両用空調装置の作動スイッチ、前席側空間の目標温度を設定する車室内温度設定スイッチ、冷房運転、暖房運転、および除湿運転を選択する運転モード設定スイッチ、前席側空間の空調だけを行うシングルモード、および前席側空間および後席側空間の双方の空調を行うデュアルモードを選択する空調空間設定スイッチ等が設けられている。
【０１０５】
なお、制御装置は、圧縮機１１の電動モータ１１ｂ等の制御機器を制御する制御手段が一体に構成され、これらを制御するものであるが、本実施形態では、制御装置のうち、各制御機器の作動を制御するための構成（ハードウェアおよびソフトウェア）が各制御機器の制御手段として機能する。
【０１０６】
例えば、冷媒流路切替手段を構成する開閉弁１６、三方弁１９、および第１、第２流量調整弁２３ａ、２４ａの作動を制御する構成が切替制御手段として機能し、冷媒流量調整手段を構成する第１、第２流量調整弁２３ａ、２４ａの作動を制御する構成が冷媒流量制御手段として機能する。
【０１０７】
次に、上述のように構成される本実施形態の作動について説明する。本実施形態の車両用空調装置１では、暖房運転、冷房運転に加えて、除湿暖房運転を実行することができる。なお、暖房運転、冷房運転、および除湿暖房運転のいずれの運転を実行するかは、操作パネルの運転モード設定スイッチの操作信号に応じて決定される。また、本実施形態の車両用空調装置１では、操作パネルの空調空間設定スイッチの操作信号に応じてシングル運転（シングルモード）、およびデュアル運転（デュアルモード）のいずれかを実行することができる。
（ａ）冷房運転（第１運転モード時）
冷房運転は、操作パネルの作動スイッチが投入（ＯＮ）された状態で、操作パネルの運転モード設定スイッチにて冷房運転モードが選択されると開始される。
【０１０８】
冷房運転時には、制御装置が、開閉弁１６を開くと共に、三方弁１９を室外熱交換器１７の出口側と冷房用膨張弁２０の入口側とを接続する冷媒流路に切り替え、さらに、第１流量調整弁２３ａにて冷媒通路２３を閉じる（全閉）。また、シングルモード時には、第

２流量調整弁２４ａにて冷媒通路２４を閉じ（全閉）、デュアルモード時には、第２流量調整弁２４ａにて冷媒通路２４を開く（絞り状態）。これにより、車両用冷凍サイクル装置１０では、圧縮機１１から吐出された冷媒（高圧冷媒）が、図１の白抜き矢印に示すように流れる（デュアルモード）。

【０１０９】

冷房運転時の冷媒流路に切り替えた後、制御装置が、上述のセンサ群の検出信号や操作パネルの操作信号を読み込む。そして、読み込んだ検出信号や操作信号に応じて、車室内へ吹き出す空気の目標温度である目標吹出温度ＴＡＯを算出し、当該目標吹出温度ＴＡＯ、各センサの検出信号、操作パネルの各スイッチの操作信号に基づいて、制御装置の出力側に接続された各制御機器の作動状態（例えば、制御信号）を決定する。

【０１１０】

例えば、圧縮機１１の電動モータ１１ｂに出力される制御信号については、以下のように決定される。まず、目標吹出温度ＴＡＯに基づいて、予め制御装置に記憶された制御マップを参照して、室内蒸発器２１の目標蒸発器吹出温度ＴＥＯを決定する。そして、目標蒸発器吹出温度ＴＥＯと蒸発器温度センサによって検出された室内蒸発器２１の吹出空気温度との偏差に基づいて、フィードバック制御手法を用いて室内蒸発器２１の吹出空気温度が目標蒸発器吹出温度ＴＥＯに近づくように圧縮機１１の電動モータ１１ｂに出力される制御信号が決定される。

【０１１１】

また、冷房用膨張弁２０に出力される制御信号については、冷房用膨張弁２０に流入する冷媒の過冷却度が、ＣＯＰを最大値に近づくように予め決定された目標過冷却度に近づくように決定される。

【０１１２】

また、前席側空調ユニット３０のエアミックスドア３４のサーボモータに出力される制御信号については、エアミックスドア３４が室内凝縮器１２の空気通路を閉塞するように決定される。

【０１１３】

また、後席側空調ユニット４０の送風機４２に出力される制御信号については、空調空間設定スイッチにてシングルモードが設定されている場合に、送風機４２の送風量がゼロ（作動停止）になるように決定され、デュアルモードが設定されている場合に、送風機４２の送風量が目標吹出温度ＴＡＯに応じた目標送風量となるように決定される。なお、後席側空調ユニット４０の送風機４２に出力される制御信号については、他の運転（暖房運転および除湿暖房運転）でも同様である。

【０１１４】

また、デュアルモード時における後席側空調ユニット４０の第２流量調整弁２４ａに出力される制御信号については、目標吹出温度ＴＡＯに基づいて、予め制御装置に記憶された制御マップを参照して、複合型熱交換器１３からの吹出空気の温度が、乗員が所望する温度となるように決定される。

【０１１５】

そして、目標吹出温度ＴＡＯ等により決定された制御信号等を各種制御機器へ出力する。その後、操作パネルによって車両用空調装置１の作動停止が要求されるまで、所定の制御周期毎に、上述の検出信号および操作信号の読み込み→目標吹出温度ＴＡＯの算出→各制御機器の作動状態の決定→各制御機器の制御といった制御ルーチンが繰り返される。なお、このような制御ルーチンは、基本的には他の運転モード（暖房および除湿暖房）が設定された場合にも同様に行われる。

【０１１６】

これにより、車両用冷凍サイクル装置１０では、圧縮機１１から吐出された冷媒（高圧冷媒）が、室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１に流入する。この際、エアミックスドア３４にて室内凝縮器１２の空気通路が閉鎖されているので、室内凝縮器１２に流入した高圧冷媒は、送風機３２から送風された前席側送風空気に放熱す

ることなく流出する。

【０１１７】

室内凝縮器１２から流出した高圧冷媒は、暖房用膨張弁１４を迂回して膨張弁用迂回通路１５に流れ、当該膨張弁用迂回通路１５を介して、室外熱交換器１７に流入する。室外熱交換器１７へ流入した高圧冷媒は、送風ファン１８から送風された外気に放熱する。

【０１１８】

室外熱交換器１７から流出した高圧冷媒は、三方弁１９を介して冷房用膨張弁２０に流入して低圧冷媒となるまで減圧膨張される。そして、冷房用膨張弁２０にて減圧された低圧冷媒は、シングルモード時に室内蒸発器２１に流入し、デュアルモード時に分岐部Ｃを介して室内蒸発器２１および複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２の双方に流入する。なお、シングルモード時には、第２流量調整弁２４ａにて冷媒通路２４を閉じているので、冷房用膨張弁２０にて減圧された低圧冷媒は、複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２に流入することなく室内蒸発器２１だけに流入する。

【０１１９】

室内蒸発器２１に流入した低圧冷媒は、送風機３２から送風される前席側送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、前席側送風空気が冷却される。

【０１２０】

また、デュアルモード時において複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２に流入した低圧冷媒は、送風機４２から送風される後席側送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、デュアルモード時には後席側送風空気が冷却される。

【０１２１】

室内蒸発器２１から流出した冷媒および複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２から流出した冷媒は、合流部Ｄにて合流してアキュムレータ２２に流入して気液分離される。そして、アキュムレータ２２にて分離された気相冷媒が圧縮機１１に吸入されて、再び圧縮される。

【０１２２】

以上の如く、冷房運転時には、室内蒸発器２１にて所望の温度に冷却された前席側送風空気を前席側空間に吹き出すことで、車室内の前席側空間の冷房を実現することができる。さらに、デュアルモード時には、複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２にて所望の温度に冷却された後席側送風空気を後席側空間に吹き出すことで、車室内の後席側空間の冷房を実現することができる。

【０１２３】

ここで、冷房運転時における「高圧冷媒」は、圧縮機１１の吐出口側から冷房用膨張弁２０の入口側に至る冷媒流路に存する冷媒を意味し、「低圧冷媒」は、冷房用膨張弁２０の出口側から圧縮機１１の吸入口側に至る冷媒流路に存する冷媒を意味する。

（ｂ）暖房運転（第２運転モード時）

暖房運転は、操作パネルの運転モード設定スイッチにて暖房運転モードが選択されると開始される。

【０１２４】

暖房運転時には、制御装置が、開閉弁１６を閉じると共に、三方弁１９を室外熱交換器１７の出口側とアキュムレータ２２の入口側とを接続する冷媒流路に切り替え、さらに、第２流量調整弁２４ａにて冷媒通路２４を閉じる（全閉）。また、シングルモード時には、第１流量調整弁２３ａにて冷媒通路２３を閉じ（全閉）、デュアルモード時には、第１流量調整弁２３ａにて冷媒通路２３を開く（絞り状態）。これにより、車両用冷凍サイクル装置１０では、圧縮機１１から吐出された冷媒（高圧冷媒）が、図１の黒矢印に示すように流れる（デュアルモード）。

【０１２５】

暖房運転時の冷媒流路に切り替えた後、制御装置が、その出力側に接続された各制御機器の作動状態（例えば、制御信号）を決定し、決定した制御信号等を各種制御機器へ出力する。

【０１２６】
例えば、圧縮機１１の電動モータ１１ｂに出力される制御信号については、以下のように決定される。まず、目標吹出温度ＴＡＯに基づいて、予め制御装置に記憶された制御マップを参照して、室内凝縮器１２の目標凝縮器吹出温度ＴＣＯを決定する。そして、目標凝縮器吹出温度ＴＣＯと高圧側温度センサによって検出された室内凝縮器１２に流入する高圧冷媒の温度との偏差に基づいて、フィードバック制御手法を用いて室内蒸発器２１の吹出空気温度が目標凝縮器吹出温度ＴＣＯに近づくように圧縮機１１の電動モータ１１ｂに出力される制御信号が決定される。
【０１２７】
また、暖房用膨張弁１４に出力される制御信号については、暖房用膨張弁１４に流入する冷媒の過冷却度が、ＣＯＰを最大値に近づくように予め決定された目標過冷却度に近づくように決定される。
【０１２８】
また、前席側空調ユニット３０のエアミックスドア３４のサーボモータに出力される制御信号については、エアミックスドア３４が室内凝縮器１２の空気通路を全開するように決定される。
【０１２９】
また、デュアルモード時における後席側空調ユニット４０の第１流量調整弁２３ａに出力される制御信号については、目標吹出温度ＴＡＯに基づいて、予め制御装置に記憶された制御マップを参照して、複合型熱交換器１３からの吹出空気の温度が、乗員が所望する温度となるように決定される。
【０１３０】
これにより、車両用冷凍サイクル装置１０では、圧縮機１１から吐出された冷媒（高圧冷媒）が、シングルモード時に室内凝縮器１２に流入し、デュアルモード時に分岐部Ａを介して室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１の双方に流入する。この際、エアミックスドア３４にて室内凝縮器１２の空気通路が開放されているので、室内凝縮器１２に流入した高圧冷媒は、送風機３２から送風された前席側送風空気と熱交換して放熱する。これにより、前席側送風空気が加熱される。
【０１３１】
また、デュアルモード時において複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１に流入した高圧冷媒は、送風機４２から送風される後席側送風空気と熱交換して放熱する。これにより、デュアルモード時には後席側送風空気が加熱される。
【０１３２】
室内凝縮器１２から流出した高圧冷媒および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１から流出した高圧冷媒は、合流部Ｂにて合流して暖房用膨張弁１４に流入し、低圧冷媒となるまで減圧膨張される。そして、暖房用膨張弁１４にて減圧された低圧冷媒は、室外熱交換器１７に流入する。室外熱交換器１７へ流入した低圧冷媒は、送風ファン１８から送風された外気から吸熱して蒸発する。
【０１３３】
室外熱交換器１７から流出した低圧冷媒は、三方弁１９を介してアキュムレータ２２に流入して気液分離される。そして、アキュムレータ２２にて分離された気相冷媒が圧縮機１１に吸入されて、再び圧縮される。
【０１３４】
以上の如く、暖房運転時には、室内凝縮器１２にて所望の温度に加熱された前席側送風空気を前席側空間に吹き出すことで、車室内の前席側空間の暖房を実現することができる。さらに、デュアルモード時には、複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１にて所望の温度に加熱された後席側送風空気を後席側空間に吹き出すことで、車室内の後席側空間の暖房を実現することができる。
【０１３５】
ここで、暖房運転時における「高圧冷媒」は、圧縮機１１の吐出口側から暖房用膨張弁

１４の入口側に至る冷媒流路に存する冷媒を意味し、「低圧冷媒」は、暖房用膨張弁１４の出口側から圧縮機１１の吸入口側に至る冷媒流路に存する冷媒を意味する。

（ｃ）除湿暖房運転（第３運転モード時）

除湿暖房運転は、操作パネルの運転モード設定スイッチにて除湿暖房運転モードが選択されると開始される。なお、除湿暖房運転は、運転モード設定スイッチによる除湿暖房運転モードの選択以外に限らず、暖房運転時に車室内の相対湿度に基づいて除湿の要否を判定し、当該判定結果に応じて自動的に開始するようにしてもよい。

【０１３６】

除湿暖房運転時には、制御装置が、開閉弁１６を閉じると共に、三方弁１９を室外熱交換器１７の出口側と冷房用膨張弁２０の入口側とを接続する冷媒流路に切り替える。さらに、シングルモード時には、第１、第２流量調整弁２３ａ、２４ａにて各冷媒通路２３、２４を閉じ（全閉）、デュアルモード時には、第１、第２流量調整弁２３ａ、２４ａにて各冷媒通路２３、２４を開く（絞り状態）。これにより、車両用冷凍サイクル装置１０では、圧縮機１１から吐出された冷媒（高圧冷媒）が、図１の白斜線矢印に示すように流れる（デュアルモード）。

【０１３７】

除湿暖房運転時の冷媒流路に切り替えた後、制御装置が、その出力側に接続された各制御機器の作動状態（例えば、制御信号）を決定し、決定した制御信号等を各種制御機器へ出力する。

【０１３８】

例えば、前席側空調ユニット３０のエアミックスドア３４のサーボモータに出力される制御信号については、エアミックスドア３４が室内凝縮器１２の空気通路を全開するように決定される。

【０１３９】

また、デュアルモード時における後席側空調ユニット４０の第１、第２流量調整弁２３ａ、２４ａに出力される制御信号については、目標吹出温度ＴＡＯに基づいて、予め制御装置に記憶された制御マップを参照して、複合型熱交換器１３からの吹出空気の温度が、乗員が所望する温度となるように決定される。

【０１４０】

また、暖房用膨張弁１４および冷房用膨張弁２０に出力される制御信号については、車室内設定温度と外気温との温度差に応じて、暖房用膨張弁１４および冷房用膨張弁２０の絞り開度が決定される。例えば、暖房用膨張弁１４および冷房用膨張弁２０に出力される制御信号は、目標吹出温度ＴＡＯの上昇に応じて、以下に示す第１～第４除湿暖房運転といった４段階の運転モードとなるように決定される。

（ｃ－１）第１除湿暖房運転

第１除湿暖房運転では、暖房用膨張弁１４を全開状態とし、冷房用膨張弁２０を絞り状態とする。従って、サイクル構成としては、上述の冷房運転と全く同様となるものの、エアミックスドア３４が室内凝縮器１２の空気通路を全開にしているため、圧縮機１１から吐出された冷媒は、サイクル内を以下のように循環する。

【０１４１】

すなわち、圧縮機１１から吐出された高圧冷媒は、シングルモード時に室内凝縮器１２に流入し、デュアルモード時に分岐部Ａを介して室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１へ流入する。なお、シングルモード時には、第１流量調整弁２３ａにて冷媒通路２３を閉じているので、圧縮機１１から吐出された高圧冷媒は、複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１に流入することなく室内凝縮器１２だけに流入する。

【０１４２】

室内凝縮器１２に流入した高圧冷媒は、室内蒸発器２１にて冷却された除湿された前席側送風空気と熱交換して放熱する。これにより、前席側送風空気が加熱される。

【０１４３】

また、デュアルモード時において複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１に流入した

高圧冷媒は、送風機４２から送風される後席側送風空気と熱交換して放熱する。これにより、デュアルモード時には後席側送風空気が加熱される。

【０１４４】

室内凝縮器１２から流出した高圧冷媒および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１から流出した高圧冷媒は、暖房用膨張弁１４にて減圧されることなく、室外熱交換器１７に流入する。そして、室外熱交換器１７に流入した冷媒は、冷房用膨張弁２０にて減圧膨張される。

【０１４５】

冷房用膨張弁２０にて減圧された低圧冷媒は、シングルモード時に室内蒸発器２１に流入し、デュアルモード時に分岐部Ｃを介して室内蒸発器２１および複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２の双方に流入する。なお、シングルモード時には、第２流量調整弁２４ａにて冷媒通路２４を閉じているので、冷房用膨張弁２０にて減圧された低圧冷媒は、複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２に流入することなく室内蒸発器２１だけに流入する。

【０１４６】

室内蒸発器２１に流入した低圧冷媒は、送風機３２から送風される前席側送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、前席側送風空気が冷却される。

【０１４７】

また、デュアルモード時において複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２に流入した低圧冷媒は、送風機４２から送風される後席側送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、デュアルモード時には後席側送風空気が冷却される。

【０１４８】

以上の如く、第１除湿暖房運転時には、前席側空調ユニット３０の室内蒸発器２１にて冷却され除湿された前席側送風空気を、室内凝縮器１２にて加熱して車室内の前席側空間に吹き出すことができる。これにより、車室内における前席側空間の除湿暖房を実現することができる。

【０１４９】

また、デュアルモード時には、複合型熱交換器１３において、第１熱交換部１３１にて高圧冷媒と後席側送風空気との熱交換により後席側送風空気が加熱されると共に、第２熱交換部１３２にて低圧冷媒と後席側送風空気との熱交換により後席側送風空気が冷却されて除湿される。

【０１５０】

ここで、図５は、アウターフィン１３４周囲を流れる送風空気の温度分布を説明するための説明図である。図５の（ａ）は、複合型熱交換器１３の各チューブ１３１ａ、１３２ａの長手方向断面図であり、（ｂ）は、アウターフィン１３４周囲を流れる送風空気の温度分布を示す温度分布図である。

【０１５１】

図５に示すように、複合型熱交換器１３における送風空気通路１３３を流れる空気は、高圧チューブ１３１ａの外表面付近（放熱領域）で高圧チューブ１３１ａを流れる高圧冷媒により加熱されて昇温し、低圧チューブ１３２ａの外表面付近（吸熱領域）で低圧チューブ１３２ａを流れる低圧冷媒により冷却されて除湿される。つまり、複合型熱交換器１３では、高温冷媒により加熱されると共に低圧冷媒により除湿された空気が流出する。

【０１５２】

このように、デュアルモード時において、除湿暖房運転を実行した場合、後席側送風空気を後席側空調ユニット４０の複合型熱交換器１３にて加熱すると共に除湿して、車室内の後席側空間に吹き出すことができる。これにより、車室内における後席側空間の除湿暖房を実現することができる。

（ｃ－２）第２除湿暖房運転

次に、第１除湿暖房運転の実行中に、目標吹出温度ＴＡＯが予め定めた第１基準温度よりも高くなった際には、第２除湿暖房運転が実行される。

【０１５３】
第２除湿暖房運転では、暖房用膨張弁１４を絞り状態とし、冷房用膨張弁２０の絞り開度を第１除湿暖房運転よりも増加させた絞り状態とする。これにより、圧縮機１１から吐出された冷媒は、サイクル内を以下のように循環する。
【０１５４】
すなわち、圧縮機１１から吐出された高圧冷媒は、第１除湿暖房運転時と同様に、シングルモード時に室内凝縮器１２に流入し、デュアルモード時に分岐部Ａを介して室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１へ流入する。室内凝縮器１２に流入した高圧冷媒は、室内蒸発器２１にて冷却された除湿された前席側送風空気と熱交換して放熱する。また、デュアルモード時において複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１に流入した高圧冷媒は、送風機４２から送風される後席側送風空気と熱交換して放熱する。
【０１５５】
室内凝縮器１２から流出した高圧冷媒および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１から流出した高圧冷媒は、絞り状態となっている暖房用膨張弁１４にて中間圧冷媒となるまで減圧膨張される。暖房用膨張弁１４にて減圧された中間圧冷媒は、室外熱交換器１７に流入して、送風ファン１８から送風された外気と熱交換して放熱する。以降の冷媒の流れは第１除湿暖房と同様である。
【０１５６】
以上の如く、第２除湿暖房運転では、第１除湿暖房運転時と同様に、室内蒸発器２１にて冷却され除湿された車室内送風空気を、室内凝縮器１２にて加熱して車室内の前席側空間へ吹き出すことができる。これにより、車室内の前席側空間の除湿暖房を実現することができる。
【０１５７】
また、デュアルモード時には、第１除湿暖房運転時と同様に、後席側送風空気を後席側空調ユニット４０の複合型熱交換器１３にて加熱すると共に除湿して、車室内の後席側空間に吹き出すことができる。これにより、車室内の後席側空間の除湿暖房を実現することができる。
【０１５８】
この際、第２除湿暖房運転では、暖房用膨張弁１４を絞り状態としているので、第１除湿暖房運転時に対して、室外熱交換器１７へ流入する冷媒の温度を低下させることができる。従って、室外熱交換器１７における冷媒の温度と外気温との温度差を縮小して、室外熱交換器１７における冷媒の放熱量を低減できる。その結果、室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１における冷媒の放熱量を増加させることができるので、第１除湿暖房モードよりも室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３から吹き出される温度を上昇させることができる。
（ｃ－３）第３除湿暖房運転
次に、第２除湿暖房運転の実行中に、目標吹出温度ＴＡＯが予め定めた第２基準温度よりも高くなった際には、第３除湿暖房運転が実行される。
【０１５９】
第３除湿暖房運転では、暖房用膨張弁１４の絞り開度を第２除湿暖房時よりも縮小させた絞り状態とし、冷房用膨張弁２０の絞り開度を第２除湿暖房運転時よりも増加させる。これにより、圧縮機１１から吐出された冷媒は、サイクル内を以下のように循環する。
【０１６０】
すなわち、圧縮機１１から吐出された高圧冷媒は、第１、第２除湿暖房運転時と同様に、シングルモード時に室内凝縮器１２に流入し、デュアルモード時に分岐部Ａを介して室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１へ流入する。室内凝縮器１２に流入した高圧冷媒は、室内蒸発器２１にて冷却された除湿された前席側送風空気と熱交換して放熱する。また、デュアルモード時において複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１に流入した高圧冷媒は、送風機４２から送風される後席側送風空気と熱交換して放

熱する。

【０１６１】

室内凝縮器１２から流出した高圧冷媒および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１から流出した高圧冷媒は、絞り状態となっている暖房用膨張弁１４にて外気温よりも低い中間圧冷媒となるまで減圧膨張される。暖房用膨張弁１４にて減圧された中間圧冷媒は、室外熱交換器１７に流入して、送風ファン１８から送風された外気と熱交換して吸熱する。さらに、室外熱交換器１７から流出した冷媒は、冷房用膨張弁２０にて減圧される。以降の冷媒の流れは第１除湿暖房運転時と同様である。

【０１６２】

以上の如く、第３除湿暖房運転では、第１、第２除湿暖房運転時と同様に、室内蒸発器２１にて冷却され除湿された車室内送風空気を、室内凝縮器１２にて加熱して車室内の前席側空間へ吹き出すことができる。これにより、車室内の前席側空間の除湿暖房を実現することができる。

【０１６３】

また、デュアルモード時には、第１、第２除湿暖房運転時と同様に、後席側送風空気を後席側空調ユニット４０の複合型熱交換器１３にて加熱すると共に除湿して、車室内の後席側空間に吹き出すことができる。これにより、車室内の後席側空間の除湿暖房を実現することができる。

【０１６４】

この際、第３除湿暖房モードでは、暖房用膨張弁１４の絞り開度を縮小させることによって、室外熱交換器１７を蒸発器として作用させているので、第２除湿暖房モードに対して、室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１における冷媒の放熱量を増加させることができる。その結果、第２除湿暖房モードよりも室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３から吹き出される温度を上昇させることができる。

（ｃ－４）第４除湿暖房運転

次に、第３除湿暖房運転の実行中に、目標吹出温度ＴＡＯが予め定めた第３基準温度よりも高くなった際には、第４除湿暖房運転が実行される。第４除湿暖房運転では、暖房用膨張弁１４の絞り開度を第３除湿暖房運転時よりも縮小させた絞り状態とし、冷房用膨張弁２０を全開状態とする。これにより、圧縮機１１から吐出された冷媒は、サイクル内を以下のように循環する。

【０１６５】

すなわち、圧縮機１１から吐出された高圧冷媒は、第１～第３除湿暖房運転時と同様に、シングルモード時に室内凝縮器１２に流入し、デュアルモード時に分岐部Ａを介して室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１へ流入する。室内凝縮器１２に流入した高圧冷媒は、室内蒸発器２１にて冷却された除湿された前席側送風空気と熱交換して放熱する。また、デュアルモード時において複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１に流入した高圧冷媒は、送風機４２から送風される後席側送風空気と熱交換して放熱する。

【０１６６】

室内凝縮器１２から流出した高圧冷媒および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１から流出した高圧冷媒は、絞り状態となっている暖房用膨張弁１４にて外気温よりも低い低圧冷媒となるまで減圧膨張される。暖房用膨張弁１４にて減圧された低圧冷媒は、室外熱交換器１７に流入して、送風ファン１８から送風された外気と熱交換して吸熱する。

【０１６７】

そして、室外熱交換器１７から流出した低圧冷媒は、冷房用膨張弁２０が全開状態となっているので、減圧されることなくシングルモード時に室内蒸発器２１に流入し、デュアルモード時に分岐部Ｃを介して室内蒸発器２１および複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２に流入する。以降の流れは第１除湿暖房運転時と同様である。

【０１６８】

以上の如く、第４除湿暖房運転では、第１～第３除湿暖房運転時と同様に、第１、第２

除湿暖房運転時と同様に、室内蒸発器２１にて冷却され除湿された車室内送風空気を、室内凝縮器１２にて加熱して車室内の前席側空間へ吹き出すことができる。これにより、車室内の前席側空間の除湿暖房を実現することができる。

【０１６９】

また、デュアルモード時には、第１～第３除湿暖房運転時と同様に、後席側送風空気を後席側空調ユニット４０の複合型熱交換器１３にて加熱すると共に除湿して、車室内の後席側空間に吹き出すことができる。これにより、車室内の後席側空間の除湿暖房を実現することができる。

【０１７０】

この際、第４除湿暖房運転では、第３除湿暖房運転と同様に、室外熱交換器１７を蒸発器として作用させるとともに、第３除湿暖房運転よりも暖房用膨張弁１４の絞り開度を縮小させているので、室外熱交換器１７における冷媒蒸発温度を低下させることができる。従って、第４除湿暖房モードよりも室外熱交換器１７における冷媒の温度と外気温との温度差を拡大させて、室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１における冷媒の放熱量を増加させることができる。その結果、第３除湿暖房運転時よりも室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３から吹き出される温度を上昇させることができる。

【０１７１】

ここで、除湿暖房運転時における「高圧冷媒」は、圧縮機１１の吐出口側から暖房用膨張弁１４の入口側に至る冷媒流路に存する冷媒を意味し、「低圧冷媒」は、冷房用膨張弁２０の出口側から圧縮機１１の吸入口側に至る冷媒流路に存する冷媒を意味する。

【０１７２】

以上説明した本実施形態の車両用空調装置１では、上述の如く、車両用冷凍サイクル装置１０の冷媒流路を切り替えることによって、種々のサイクル構成を実現して、車室内の前席側空間および後席側空間の適切な冷房、暖房および除湿暖房を実現できる。

【０１７３】

特に、本実施形態の後席側空調ユニット４０では、複合型熱交換器１３といった単一の熱交換器にて、後席側空間（第２温度調整対象）に吹き出す後席側送風空気（第２熱交換対象流体）を温度調整することができるので、車両用冷凍サイクル装置１０の車両への搭載性の向上を図ることが可能となる。

【０１７４】

加えて、複合型熱交換器１３では、エアミックスドア等を備えることなく、後席側送風空気の温度を調整することができるため、車両への搭載性の更なる向上を図ることが可能となる。

【０１７５】

また、本実施形態の複合型熱交換器１３は、サイクル内において第１熱交換部１３１を室内凝縮器１２に対して並列に接続すると共に、第２熱交換部１３２を室内蒸発器２１に対して並列に接続するといった具体的かつ容易な構成によって実現することができる。

【０１７６】

また、本実施形態の複合型熱交換器１３は、伝熱促進部材であるアウターフィン１３４を第１熱交換部１３１の高圧チューブ１３１ａと第２熱交換部１３２の高圧チューブ１３２ａとの間の送風空気通路１３３に配置することで、アウターフィン１３４を各熱交換部１３１、１３２で共用する構成としている。

【０１７７】

このため、複合型熱交換器１３における高温冷媒と後席側送風空気との熱交換、および低温冷媒と後席側送風空間との熱交換の熱交換効率を向上させることができる。

【０１７８】

例えば、暖房運転時のように、複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１にて高圧冷媒と後席側送風空気と熱交換させる場合、アウターフィン１３４の全域を高圧冷媒の有する熱量を放熱するために利用することができるので、実質的に放熱可能面積を拡大させることができる。

【０１７９】
また、冷房運転時のように、複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２にて低圧冷媒と後席側送風空気と熱交換させる場合、アウターフィン１３４の全域を後席側送風空気の有する熱量を低圧冷媒に吸熱するために利用することができるので、実質的に吸熱可能面積を拡大させることができる。
【０１８０】
このように、本実施形態の複合型熱交換器１３は、冷房運転時および暖房運転時における伝熱面積を実質的に拡大させることができるので、同等の熱交換能力を有する熱交換器に比べて、複合型熱交換器１３の体格を小型化することができ、車両搭載性を一層向上させることができる。
【０１８１】
また、除湿暖房運転時のように、複合型熱交換器１３の各熱交換部１３１、１３２にて高圧冷媒および低圧冷媒と後席側送風空気と熱交換させる場合、高圧チューブ１３１ａを流れる高圧冷媒の温度および低圧チューブ１３２ａを流れる低圧冷媒の温度の変化に応じて、アウターフィン１３４における放熱に利用できる放熱領域（有効面積）が変化する。
【０１８２】
例えば、第１除湿暖房運転時のように高圧チューブ１３１ａに比較的温度の低い高圧冷媒が流れる場合、アウターフィン１３４における放熱に利用できる放熱領域（有効面積）が小さくなる。一方、第４除湿暖房運転時のように高圧チューブ１３１ａに比較的温度の高い高圧冷媒が流れる場合、アウターフィン１３４における放熱に利用できる放熱領域（有効面積）が大きくなる。
【０１８３】
このように、各チューブ１３１ａ、１３２ａを流れる冷媒の温度に応じて、アウターフィン１３４における放熱に利用できる放熱領域が適切に変化することになるので、高圧冷媒と後席側送風空気との間の適切な熱交換、および低圧冷媒と後席側送風空気との間の適切な熱交換を実現することが可能となる。
【０１８４】
（第２実施形態）
次に、本発明の第２実施形態について図６に基づいて説明する。図６は、本実施形態の車両用空調装置１の全体構成図である。なお、本実施形態を含む以下の実施形態では、第１実施形態と同等または均等な構成については同一符号を付し、その説明を省略あるいは簡略化して説明する。
【０１８５】
本実施形態では、第１実施形態における後席側空調ユニット４０を、車載バッテリ５の温度を調整するバッテリ温度調整ユニット６０に変更している。なお、車両用冷凍サイクル１０の基本構成は第１実施形態と同様である。
【０１８６】
バッテリ温度調整ユニット６０は、バッテリ温度調整ユニット６０は車室内の後席の背面側やトランクルーム内等に配置されている。バッテリ温度調整ユニット６０は、外殻を形成するケーシング６１内に、第１実施形態と同様の複合型熱交換器１３、および車載バッテリ５等を収容したものである。
【０１８７】
ケーシング６１は、車載バッテリ５を配置したバッテリ配置空間（第２温度調整対象）に送風する送風空気（バッテリ送風空気）の空気通路を形成しており、その基本構成は、第１実施形態の後席側空調ユニット４０のケーシング４１と同様である。なお、本実施形態では、バッテリ送風空気が第２熱交換対象流体に対応している。
【０１８８】
ケーシング６１内の送風空気流れ最上流側には、車室内空気（内気）を吸入して送風する送風機６２が配置されている。この送風機６２は、第１実施形態の後席側空調ユニット４０の送風機４２と同様に、遠心多翼ファン６２ａを電動モータ６２ｂにて駆動する電動

送風機である。そして、送風機６２の空気流れ下流側には、複合型熱交換器１３が配置されている。そして、複合型熱交換器１３の送風空気流れ下流側には、車載バッテリ５が配置されている。

【０１８９】

車載バッテリ５は、車載された各種電気機器に供給する電力を蓄える蓄電手段であり、所定の温度帯にて作動（充放電）させる必要がある。例えば、車載バッテリ５は、バッテリ温度が所定の下限温度以下となる際に作動（充放電）させると本来の機能が発揮できず、バッテリ温度が所定の上限温度以上となる際に作動させると急速に劣化することがある。なお、車載バッテリ５には、バッテリ温度を検出するバッテリ温度センサ（図示略）が設けられ、バッテリ温度センサの検出信号が制御装置に出力される。

【０１９０】

次に、上述のように構成される本実施形態の作動について説明する。本実施形態の車両用空調装置１では、室内空調ユニット３０による冷房運転時に車載バッテリ５を冷却するバッテリ冷却運転を実行することができ、暖房運転時にバッテリ加熱運転を実行することができる。なお、室内空調ユニット３０における冷房運転、暖房運転、および除湿暖房運転については、第１実施形態の作動と同様であるため、その説明を省略する。

（ａ）バッテリ冷却運転

バッテリ冷却運転は、例えば、バッテリ温度センサにより検出された車載バッテリ５の温度が所定の第１基準温度よりも高い温度である場合に実行される。

【０１９１】

バッテリ冷却運転では、車両用冷凍サイクル装置１０を第１実施形態で説明した冷房運転時と同様の冷媒流路に切り替えると共に、さらに、第１流量調整弁２３ａにて冷媒通路２３を閉じる（全閉）と共に、第２流量調整弁２４ａにて冷媒通路２４を開く（絞り状態）。これにより、車両用冷凍サイクル装置１０では、圧縮機１１から吐出された冷媒が、図６の白抜き矢印に示すように流れる。

【０１９２】

冷媒流路を切り替えた後、制御装置が、上述のセンサ群の検出信号や操作パネルの操作信号に応じて、車載バッテリ５に吹き出すバッテリ送風空気のバッテリ目標温度を算出し、当該バッテリ目標温度、各センサの検出信号、操作パネルの各スイッチの操作信号に基づいて、制御装置の出力側に接続された各制御機器の作動状態を決定する。

【０１９３】

例えば、第２流量調整弁２４ａに出力される制御信号については、複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２へ流入する冷媒の流入量が、複合型熱交換器１３からの吹出空気温度がバッテリ目標温度に近づくように決定される。具体的には、複合型熱交換器１３からの吹出空気温度とバッテリ目標温度との偏差の増大に伴って、複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２へ流入する冷媒の流入量が増加するように決定される。

【０１９４】

これにより、車両用冷凍サイクル装置１０では、圧縮機１１から吐出された冷媒（高圧冷媒）が、室内凝縮器１２→膨張弁用迂回通路１５→室外熱交換器１７→冷房用膨張弁２０へと流れる。そして、冷房用膨張弁２０にて減圧された低圧冷媒は、室内蒸発器２１および複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２の双方に流入する。

【０１９５】

そして、複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２に流入した低圧冷媒は、送風機６２から送風されるバッテリ送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、バッテリ送風空気が冷却される。

【０１９６】

室内蒸発器２１から流出した冷媒および複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２から流出した冷媒は、合流部Ｄにて合流してアキュムレータ２２に流入して気液分離される。そして、アキュムレータ２２にて分離された気相冷媒が圧縮機１１に吸入されて、再び圧縮される。

【０１９７】
以上の如く、バッテリ冷却運転時には、複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２にて冷却されたバッテリ送風空気をバッテリ配置空間に吹き出し、車載バッテリ５の周囲の温度を低下させることで、車載バッテリ５の冷却を実現することができる。
（ｂ）バッテリ加熱運転
バッテリ加熱運転は、例えば、バッテリ温度センサにより検出された車載バッテリ５の温度が所定の第２基準温度（＜第１基準温度）よりも低い温度である場合に実行される。
【０１９８】
バッテリ加熱運転では、車両用冷凍サイクル装置１０を第１実施形態で説明した暖房運転時と同様の冷媒流路に切り替えると共に、さらに、第１流量調整弁２３ａにて冷媒通路２３を開く（絞り状態）と共に、第２流量調整弁２４ａにて冷媒通路２４を閉じる（全閉）。これにより、車両用冷凍サイクル装置１０では、圧縮機１１から吐出された冷媒（高圧冷媒）が、図６の黒矢印に示すように流れる。
【０１９９】
そして、第１流量調整弁２３ａに出力される制御信号については、複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１へ流入する冷媒の流入量が、複合型熱交換器１３からの吹出空気温度がバッテリ目標温度に近づくように決定される。例えば、複合型熱交換器１３からの吹出空気温度とバッテリ目標温度との偏差の増大に伴って、複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１へ流入する冷媒の流入量が増加するように決定される。
【０２００】
これにより、車両用冷凍サイクル装置１０では、圧縮機１１から吐出された冷媒が、室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１の双方に流入する。そして、複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１に流入した高圧冷媒は、送風機６２から送風されるバッテリ送風空気に放熱する。これにより、バッテリ送風空気が加熱される。
【０２０１】
室内凝縮器１２および複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１から流出した冷媒は、合流部Ｂを介して、暖房用膨張弁１４→室外熱交換器１７→アキュムレータ２２へと流れる。そして、アキュムレータ２２にて分離された気相冷媒が圧縮機１１に吸入されて、再び圧縮される。
【０２０２】
以上の如く、バッテリ加熱運転時には、複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１にて加熱されたバッテリ送風空気をバッテリ配置空間に吹き出し、車載バッテリ５の周囲の温度を上昇させることで、車載バッテリ５の加熱を実現することができる。
【０２０３】
以上説明した本実施形態の車両用空調装置１によれば、上述の如く、車両用冷凍サイクル装置１０の冷媒流路を切り替えることによって、種々のサイクル構成を実現して、車室内空間（第１温度調整対象）の適切な温度調整および車載バッテリ５の適切な温度調整を実現できる。
【０２０４】
特に、本実施形態のバッテリ温度調整ユニット６０では、複合型熱交換器１３といった単一の熱交換器にて、車載バッテリ５に吹き出すバッテリ送風空気（第２熱交換対象流体）を温度調整することができるので、車両用冷凍サイクル装置１０の車両への搭載性の向上を図ることが可能となる。
【０２０５】
（第３実施形態）
次に、本発明の第３実施形態について図７に基づいて説明する。図７は、本実施形態の車両用空調装置１の全体構成図である。
【０２０６】
上述の第２実施形態では、バッテリ温度調整ユニット６０にてバッテリ配置空間に送風するバッテリ送風空気の温度を調整することで、車載バッテリ５の温度を調整する構成と

している。

【０２０７】

これに対して、本実施形態では、ブラインを循環させるブライン循環回路７０を設け、複合型熱交換器１３にてブラインを温度調整し、温度調整されたブラインを用いて車載バッテリ５の温度調整を行う。本実施形態では、車載バッテリ５が第２温度調整対象に対応し、ブラインが第２熱交換対象流体に対応している。なお、ブラインとしては、エチレングリコール水溶液等を採用することができる。

【０２０８】

本実施形態の複合型熱交換器１３としては、第１熱交換部１３１の高圧チューブ１３１ａと第２熱交換部１３２の低圧チューブ１３２ａとの間にブラインが流通するブライン通路を設け、当該ブライン通路にブラインを流すことで、高圧チューブ１３１ａおよび低圧チューブ１３２ａの双方に流れる冷媒とブラインとを熱交換させる構成とする。

【０２０９】

ブライン循環回路７０は、車載バッテリ５の内部に形成されたブライン通路に、ブラインを流通させて車載バッテリ５の温度を調整する熱媒体循環回路である。このブライン循環回路７０には、ブラインポンプ７１、ブラインの温度を検出するブライン温度センサ７２、電気式の三方弁７３、ブラインと送風ファン（図示略）から送風された外気とを熱交換させて、ブラインの有する熱を外気に放熱させる放熱器７５、放熱器７５を迂回させてブラインを流すバイパス通路７４等が配置されている。

【０２１０】

ブラインポンプ７１は、ブライン循環回路７０において、ブラインを車載バッテリ５の内部に形成されたブライン通路へ圧送する電動式のポンプであり、制御装置から出力される制御信号によって回転数（流量）が制御される。

【０２１１】

ブライン温度センサ７２は、車載バッテリ５のブライン通路の出口側に配置され、車載バッテリ５から流出したブラインの温度を検出する温度検出手段であり、その検出信号を制御装置に出力する。なお、ブライン循環回路７０におけるブライン温度センサ７２のブライン流れ下流側には、分岐部Ｅを介して複合型熱交換器１３のブライン通路の入口側、および三方弁７３の入口側の双方に接続されている。

【０２１２】

三方弁７３は、分岐部Ｅの一方の出口側と放熱器７５の入口側とを接続するブライン流路、および分岐部Ｅの一方の出口側とバイパス通路７４とを接続するブライン流路を切り替えるブライン流路切替手段としての機能を果たす。

【０２１３】

つまり、本実施形態のブライン循環回路７０では、ブラインポンプ７１→車載バッテリ５→複合型熱交換器１３のブライン通路および放熱器７５→ブラインポンプ７１の順にブラインを循環させるブライン流路と、ブラインポンプ７１→車載バッテリ５→複合型熱交換器１３のブライン通路およびバイパス通路７４→ブラインポンプ７１の順にブラインを循環させるブライン流路とを切り替えることができる。なお、ブライン循環回路７０の三方弁７３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。

【０２１４】

次に、上述のように構成される本実施形態の作動について説明する。本実施形態の車両用空調装置１では、第２実施形態と同様に、車載バッテリ５を冷却するバッテリ冷却運転、およびバッテリ加熱運転を実行することができる。

（ａ）バッテリ冷却運転

バッテリ冷却運転は、例えば、バッテリ温度センサにより検出された車載バッテリ５の温度が所定の第１基準温度より高い温度である場合に実行される。

【０２１５】

本実施形態のバッテリ冷却運転では、車載バッテリ５のバッテリ目標温度が外気温よりも高い場合、車両用冷凍サイクル装置１０を作動させず、ブライン循環回路７０の三方弁

７３を分岐部Ｅの出口側と放熱器７５の入口側とを接続するブライン流路に切り替える。
【０２１６】
これにより、ブライン循環回路７０では、図７の実線矢印で示すように、ブラインポンプ７１から圧送されたブラインが、車載バッテリ５→複合型熱交換器１３のブライン通路および放熱器７５→ブラインポンプ７１の順に循環する。
【０２１７】
この際、車載バッテリ５の内部に形成されたブライン通路には、放熱器７５にて冷却されたブラインが流通し、当該ブラインが車載バッテリ５から吸熱することで、車載バッテリ５が冷却される。
【０２１８】
また、バッテリ冷却運転では、車載バッテリ５のバッテリ目標温度が外気温以下の場合、車両用冷凍サイクル装置１０を第２実施形態のバッテリ冷却運転時と同様の冷媒流路に切り替えると共に、ブライン循環回路７０の三方弁７３を分岐部Ｅの出口側と放熱器７５の入口側とを接続するブライン流路に切り替える。
【０２１９】
そして、第２流量調整弁２４ａに出力される制御信号については、複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２へ流入する冷媒の流入量が、ブライン温度センサ７２の検出値に応じて決定される。例えば、ブライン温度センサ７２の検出値とバッテリ目標温度との偏差の増大に応じて複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２へ流入する冷媒の流入量が増加するように決定される。
【０２２０】
これにより、ブライン循環回路７０では、図７の実線矢印で示すように、ブラインポンプ７１から圧送されたブラインが、車載バッテリ５→複合型熱交換器１３のブライン通路および放熱器７５→ブラインポンプ７１の順に循環する。
【０２２１】
この際、車載バッテリ５の内部に形成されたブライン通路には、複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２にて冷却されたブラインが流通し、当該ブラインが車載バッテリ５から吸熱することで、車載バッテリ５が冷却される。
【０２２２】
以上の如く、バッテリ冷却運転時には、放熱器７５にて冷却されたブライン、または、複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１にて冷却されたブラインを車載バッテリ５の内部に形成されたブライン通路へ流入させることで、車載バッテリ５の冷却を実現することができる。
（ｂ）バッテリ加熱運転
バッテリ加熱運転は、例えば、バッテリ温度センサにより検出された車載バッテリ５の温度が所定の第２基準温度（＜第１基準温度）よりも低い温度である場合に実行される。
【０２２３】
本実施形態のバッテリ加熱運転では、車両用冷凍サイクル装置１０を第２実施形態で説明したバッテリ加熱運転時と同様の冷媒流路に切り替えると共に、ブライン循環回路７０の三方弁７３を分岐部Ｅの出口側とバイパス通路７４の入口側とを接続するブライン流路に切り替える。
【０２２４】
これにより、ブライン循環回路７０では、図７の破線矢印で示すように、ブラインポンプ７１から圧送されたブラインが、車載バッテリ５→複合型熱交換器１３のブライン通路およびバイパス通路７４→ブラインポンプ７１の順に循環する。
【０２２５】
この際、車載バッテリ５の内部に形成されたブライン通路には、複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１にて加熱されたブラインが流通し、当該ブラインの有する熱が車載バッテリ５に放熱されることで、車載バッテリ５が加熱される。
【０２２６】

以上の如く、バッテリ加熱運転時には、複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１にて加熱されたブラインを車載バッテリ５の内部に形成されたブライン通路へ流入させることで、車載バッテリ５の加熱を実現することができる。

【０２２７】

以上説明した本実施形態の車両用空調装置１では、上述した第２実施形態の車両用空調装置１と同様の作用効果を奏することができる。

【０２２８】

（他の実施形態）

以上、本発明の実施形態について説明したが、本発明はこれに限定されるものではなく、各請求項に記載した範囲を逸脱しない限り、各請求項の記載文言に限定されず、当業者がそれらから容易に置き換えられる範囲にも及び、かつ、当業者が通常有する知識に基づく改良を適宜付加することができる。例えば、以下のように種々変形可能である。

【０２２９】

（１）上述の各実施形態では、分岐部Ａと複合型熱交換器１３の第１熱交換部１３１との間の冷媒通路２３、および分岐部Ｃと複合型熱交換器１３の第２熱交換部１３２との間の冷媒通路２４に第１、第２流量調整弁２３ａ、２４ａを設ける構成としているが、これに限定されない。例えば、第１温度調整対象と第２温度調整対象との目標温度が同様の温度帯となる場合、第１、第２流量調整弁２３ａ、２４ａを廃したり、第１、第２流量調整弁２３ａ、２４ａを単なる開閉弁に変更したりしてもよい。

【０２３０】

（２）上述の各実施形態では、複合型熱交換器１３の具体的な構成を詳述したが、複合型熱交換器１３は、少なくとも、冷凍サイクルの高圧冷媒および低圧冷媒と第２熱交換対象流体とが熱交換可能に一体化されている構成であれば、他の熱交換器を採用してもよい。

【０２３１】

（３）上述の各実施形態で説明したように、複合型熱交換器１３に伝熱促進部材としてのアウターフィン１３４を設けることが好ましいが、これに限定されず、複合型熱交換器１３にアウターフィン１３４を設けない構成としてもよい。

【０２３２】

（４）上述の実施形態では、複合型熱交換器１３全域において高圧チューブ１３１ａおよび低圧チューブ１３２ａを交互に配置する構成としているが、これに限定されず、複合型熱交換器１３の一部において高圧チューブ１３１ａおよび低圧チューブ１３２ａを交互に配置する構成としてもよい。

【０２３３】

（５）上述の実施形態では、第１実施形態にて車室内の前席側空間（第１温度調整対象）と後席側空間（第２温度調整対象）の温度を調整し、第２、第３実施形態にて車室内空間（第１温度調整対象）と車載バッテリ（第２温度調整対象）５等の温度を調整する例につて説明したが、これに限定されず、温度調整が必要な他の空間や作動機器を第１、第２温度調整対象としてもよい。

【０２３４】

（６）上述の実施形態では、冷媒として通常のフロン系冷媒を採用した例を説明したが冷媒の種類はこれに限定されない。例えば、二酸化炭素等の自然冷媒や炭化水素系冷媒等を採用してもよい。

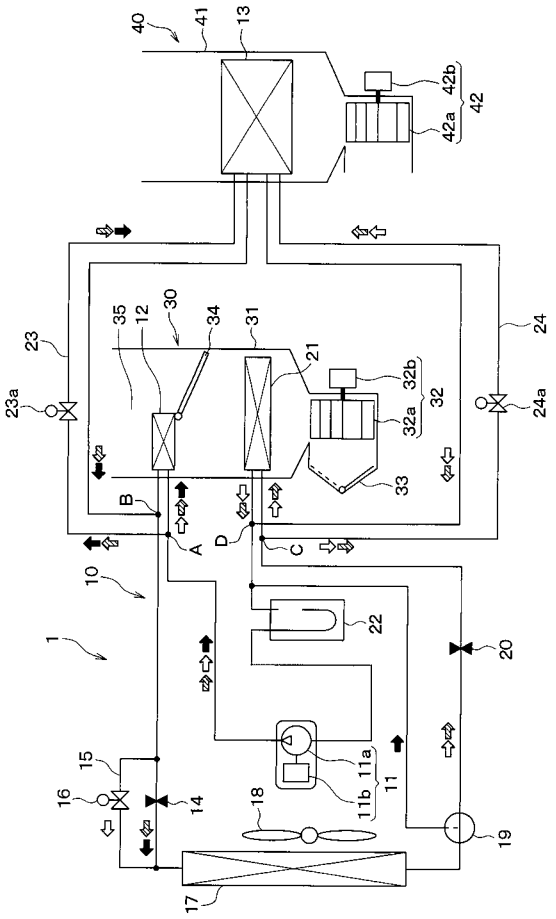
【符号の説明】

【０２３５】

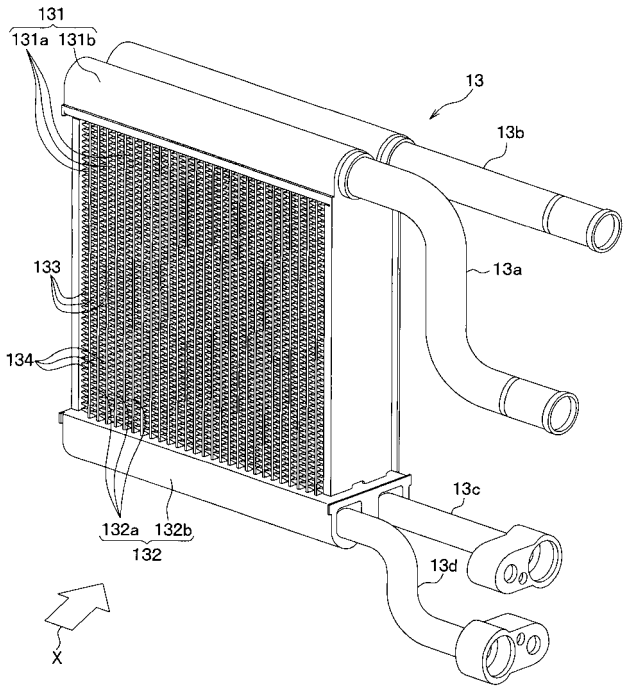
１１　圧縮機
１２　室内凝縮器（放熱器、第１利用側熱交換器）
１３　複合型熱交換器
１３１　第１熱交換部
１３１ａ　高圧チューブ

１３２　第２熱交換部
１３２ａ　低圧チューブ
１３３　送風空気通路（熱交換対象流体用通路）
１３４　アウターフィン（伝熱促進部材）
１４　暖房用膨張弁（減圧手段）
１６　開閉弁（冷媒流路切替手段）
１７　室外熱交換器
１９　三方弁（冷媒流路切替手段）
２０　冷房用膨張弁（減圧手段）
２１　室内蒸発器（蒸発器、第２利用側熱交換器）
２３ａ　第１流量調整弁（冷媒流路切替手段、冷媒流量調整手段）
２４ａ　第２流量調整弁（冷媒流路切替手段、冷媒流量調整手段）

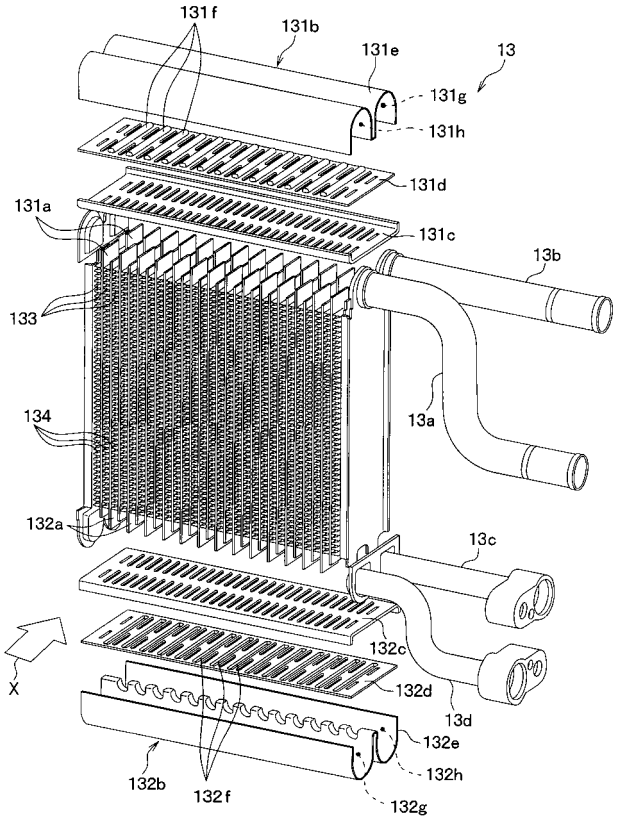
【図１】



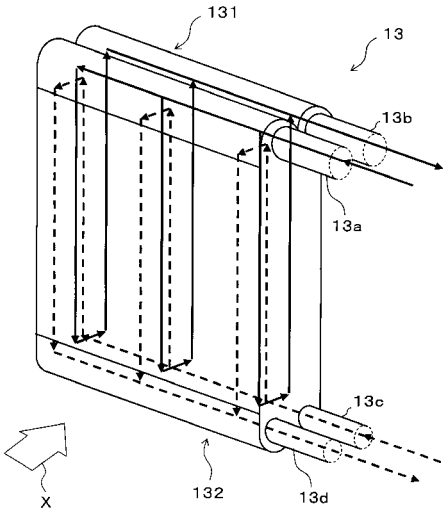
【図２】



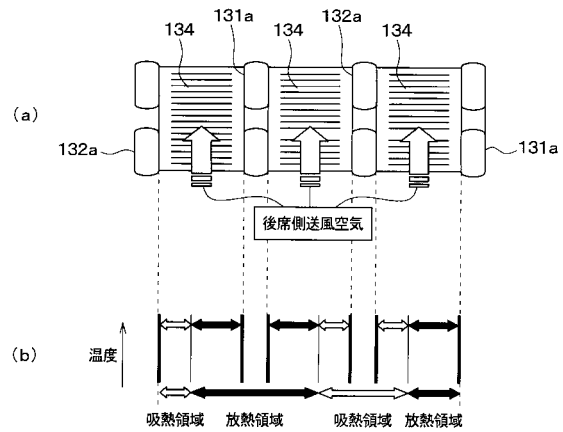
【図３】


131f
131b
131e
13
131g
131h
131d
131a
131c
13b
133
13a
134
132a
13c
132c
X
132d
13d
132e
132h
132b
132f
132g

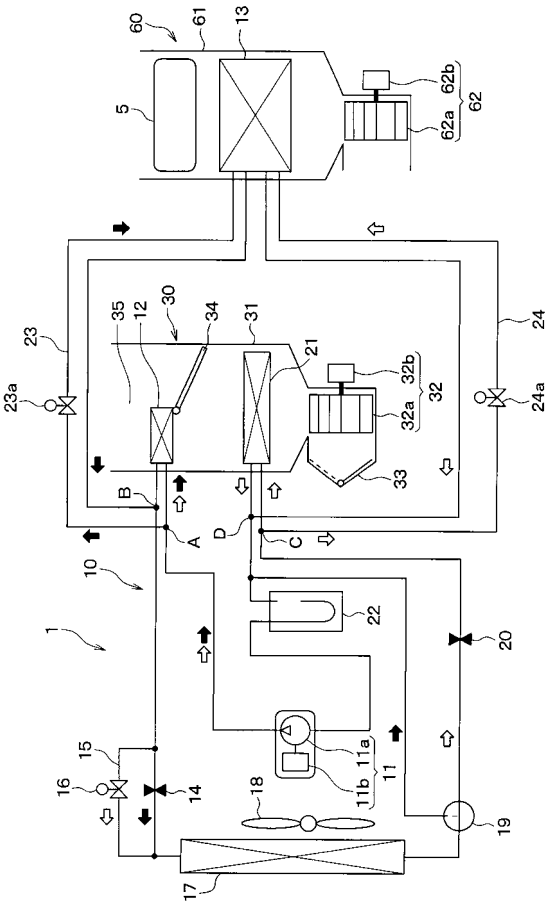
【図４】


131
13
13b
13a
13c
X
132
13d

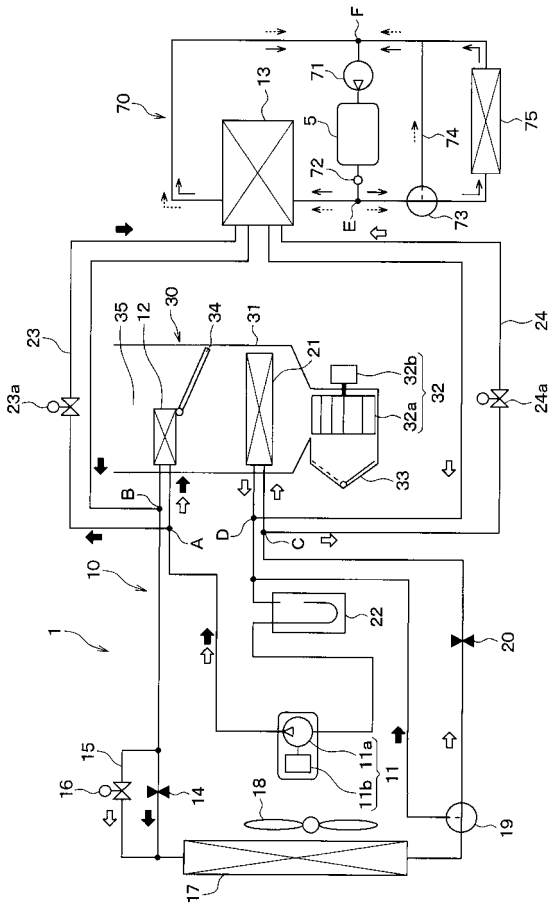
【図５】


134
131a
134
132a
134
(a)
132a
131a
後席側送風空気
(b)
温度
吸熱領域
放熱領域
吸熱領域
放熱領域

【図６】


60
61
13
5
62b
62a
62
23
35
12
30
34
31
21
24
32b
32
23a
32a
24a
33
B
A
D
C
10
22
1
20
15
11a
11
16
14
11b
18
19
17

【図７】


F
71
13
70
5
74
75
72
E
73
1
24
23
35
12
30
34
31
21
32b
32
23a
24a
32a
33
B
A
D
C
10
22
20
1
15
16
14
18
11a
11b
11
19
17

フロントページの続き

(51)Int.Cl.	FI		テーマコード（参考）
	Ｆ２５Ｂ	6/02	Ｚ