(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2012-243982
(P2012-243982A)
(43)公開日　平成24年12月10日(2012.12.10)

(51)Int.Cl.		F I		テーマコード（参考）
H05K 7/20	(2006.01)	H05K 7/20	Q	5E322

審査請求 未請求　請求項の数 6　ＯＬ　（全 20 頁）

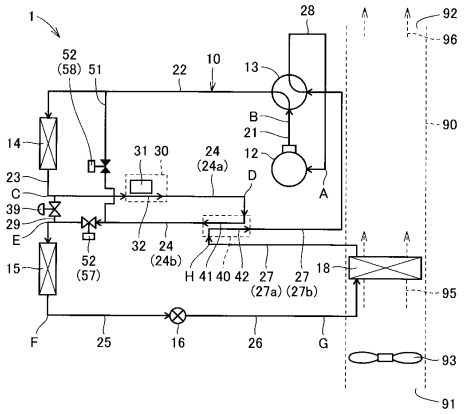
(21)出願番号　特願2011-113372 (P2011-113372)
(22)出願日　平成23年5月20日 (2011.5.20)

(71)出願人　000004695
株式会社日本自動車部品総合研究所
愛知県西尾市下羽角町岩谷１４番地
(71)出願人　000003207
トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町１番地
(74)代理人　110001195
特許業務法人深見特許事務所
(72)発明者　大野　雄一
愛知県西尾市下羽角町岩谷１４番地　株式会社日本自動車部品総合研究所内
(72)発明者　内田　和秀
愛知県西尾市下羽角町岩谷１４番地　株式会社日本自動車部品総合研究所内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】冷却装置

(57)【要約】
【課題】冷房能力を確保しつつ発熱源を確実に冷却でき、圧縮機の消費動力を低減できる冷却装置を提供する。
【解決手段】冷却装置１は、冷媒を循環させるための圧縮機１２と、冷媒と外気との間で熱交換する熱交換器１４および熱交換器１５と、冷媒を減圧する膨張弁１６と、冷媒と空調用空気との間で熱交換する熱交換器１８と、熱交換器１４と熱交換器１５との間を流通する冷媒の経路上に設けられ、冷媒を用いてＨＶ機器３１を冷却する冷却部３０と、冷却部３０と熱交換器１５との間を冷媒が流通する冷媒通路２４と、熱交換器１８と圧縮機１２との間を冷媒が流通する冷媒通路２７と、冷媒通路２４を流通する冷媒と冷媒通路２７を流通する冷媒とが熱交換する内部熱交換器４０と、を備える。
【選択図】図１



【特許請求の範囲】
【請求項１】
発熱源を冷却する冷却装置であって、
冷媒を循環させるための圧縮機と、
前記冷媒と外気との間で熱交換する第一熱交換器および第二熱交換器と、
前記冷媒を減圧する減圧器と、
前記冷媒と空調用空気との間で熱交換する第三熱交換器と、
前記第一熱交換器と前記第二熱交換器との間を流通する前記冷媒の経路上に設けられ、前記冷媒を用いて前記発熱源を冷却する冷却部と、
前記冷却部と前記第二熱交換器との間を前記冷媒が流通する第一通路と、
前記第三熱交換器と前記圧縮機との間を前記冷媒が流通する第二通路と、
前記第一通路を流通する前記冷媒と前記第二通路を流通する前記冷媒とが熱交換する内部熱交換器と、を備える、冷却装置。
【請求項２】
前記圧縮機と前記第一熱交換器との間を前記冷媒が流通する第三通路と、
前記第二通路と前記第三通路とを連通する連通路と、を備える、請求項１に記載の冷却装置。
【請求項３】
前記連通路と、前記第二通路および前記第三通路と、の連通状態を切り換える切換弁を備える、請求項２に記載の冷却装置。
【請求項４】
前記冷却部は、前記第一熱交換器よりも下方に配置されている、請求項２または請求項３に記載の冷却装置。
【請求項５】
前記圧縮機から前記第一熱交換器へ向かう前記冷媒の流れと、前記圧縮機から前記第三熱交換器へ向かう前記冷媒の流れと、を切り換える四方弁を備える、請求項１から請求項４のいずれかに記載の冷却装置。
【請求項６】
前記第一熱交換器と前記第二熱交換器とは、一体的に配置される、請求項１から請求項５のいずれかに記載の冷却装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、冷却装置に関し、特に、蒸気圧縮式冷凍サイクルを利用して発熱源を冷却する冷却装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
近年、環境問題対策の一つとして、モータの駆動力により走行するハイブリッド車、燃料電池車、電気自動車などが注目されている。このような車両において、モータ、ジェネレータ、インバータ、コンバータおよびバッテリなどの電気機器は、電力の授受によって発熱する。そのため、これらの電気機器を冷却する必要がある。そこで、車両用空調装置として使用される蒸気圧縮式冷凍サイクルを利用して、発熱体を冷却する技術が提案されている。
【０００３】
たとえば特開２００６－２９０２５４号公報（特許文献１）には、ガス冷媒を吸入圧縮可能なコンプレッサと、高圧のガス冷媒を凝縮させるための周囲空気で冷却可能なるメインコンデンサと、低温の液冷媒を蒸発させて被冷媒物を冷却可能なるエバポレータと、減圧手段とを含み、モータから吸熱可能な熱交換器及び第２減圧手段を減圧手段とエバポレータとに並列に接続してなる、ハイブリッド車両の冷却システムが開示されている。特開２００７－６９７３３号公報（特許文献２）には、膨張弁から圧縮機へ至る冷媒通路に、

空調用の空気と熱交換する熱交換器と、発熱体と熱交換する熱交換器と、を並列に配置し、空調装置用の冷媒を利用して発熱体を冷却するシステムが開示されている。

【０００４】

特開２００５－９０８６２号公報（特許文献３）には、空調用の冷凍サイクルの減圧器、蒸発器および圧縮機をバイパスするバイパス通路に、発熱体を冷却するための発熱体冷却手段を設けた、冷却システムが開示されている。特開２００１－３０９５０６号公報（特許文献４）には、車両走行モータを駆動制御するインバータ回路部の冷却部材に車両空調用冷凍サイクル装置の冷媒を還流させ、空調空気流の冷却が不要な場合に車両空調用冷凍サイクル装置のエバポレータによる空調空気流の冷却を抑止する、冷却システムが開示されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００５】

【特許文献１】特開２００６－２９０２５４号公報
【特許文献２】特開２００７－６９７３３号公報
【特許文献３】特開２００５－９０８６２号公報
【特許文献４】特開２００１－３０９５０６号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【０００６】

特許文献１に開示されている冷却装置では、モータ、ＤＣ／ＤＣコンバータおよびインバータに代表される電気機器などの発熱源を冷却するために、常時コンプレッサを運転する必要がある。そのため、コンプレッサの消費動力が増大し、車両の燃費が悪化する問題があった。また、発熱源と熱交換する熱交換器がエバポレータと並列に接続されるので、発熱源を冷却するための冷媒は冷房に使用されず、冷房能力が犠牲になる問題があった。

【０００７】

本発明は上記の課題に鑑みてなされたものであり、その主たる目的は、冷房能力を確保しつつ発熱源を確実に冷却でき、圧縮機の消費動力の低減を可能とする、冷却装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【０００８】

本発明に係る冷却装置は、発熱源を冷却する冷却装置であって、冷媒を循環させるための圧縮機と、冷媒と外気との間で熱交換する第一熱交換器および第二熱交換器と、冷媒を減圧する減圧器と、冷媒と空調用空気との間で熱交換する第三熱交換器と、第一熱交換器と第二熱交換器との間を流通する冷媒の経路上に設けられ、冷媒を用いて発熱源を冷却する冷却部と、冷却部と第二熱交換器との間を冷媒が流通する第一通路と、第三熱交換器と圧縮機との間を冷媒が流通する第二通路と、第一通路を流通する冷媒と第二通路を流通する冷媒とが熱交換する内部熱交換器と、を備える。

【０００９】

上記冷却装置において好ましくは、圧縮機と第一熱交換器との間を冷媒が流通する第三通路と、第二通路と第三通路とを連通する連通路と、を備える。好ましくは、連通路と、第二通路および第三通路と、の連通状態を切り換える切換弁を備える。好ましくは、冷却部は、第一熱交換器よりも下方に配置されている。

【００１０】

上記冷却装置において好ましくは、圧縮機から第一熱交換器へ向かう冷媒の流れと、圧縮機から第三熱交換器へ向かう冷媒の流れと、を切り換える四方弁を備える。

【００１１】

上記冷却装置において好ましくは、第一熱交換器と第二熱交換器とは、一体的に配置される。

【発明の効果】

【００１２】
本発明の冷却装置によると、冷房能力を確保しながら発熱源を確実に冷却することができ、かつ、圧縮機の消費動力を低減することができる。
【図面の簡単な説明】
【００１３】
【図１】実施の形態１の冷却装置の構成を示す模式図である。
【図２】実施の形態１の蒸気圧縮式冷凍サイクルの冷房運転時の冷媒の状態を示すモリエル線図である。
【図３】流量調整弁の開度制御の概略を示す図である。
【図４】四方弁を切り換えた状態の冷却装置を示す模式図である。
【図５】実施の形態１の蒸気圧縮式冷凍サイクルの暖房運転時の冷媒の状態を示すモリエル線図である。
【図６】蒸気圧縮式冷凍サイクルの運転中の、ＨＶ機器を冷却する冷媒の流れを示す模式図である。
【図７】蒸気圧縮式冷凍サイクルの停止中の、ＨＶ機器を冷却する冷媒の流れを示す模式図である。
【図８】実施の形態２の冷却装置の構成を示す模式図である。
【図９】実施の形態２の熱交換器の内部構造の一例を示す模式図である。
【発明を実施するための形態】
【００１４】
以下、図面に基づいてこの発明の実施の形態を説明する。なお、以下の図面において、同一または相当する部分には同一の参照番号を付し、その説明は繰返さない。
【００１５】
（実施の形態１）
図１は、実施の形態１の冷却装置１の構成を示す模式図である。図１に示すように、冷却装置１は、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０を備える。蒸気圧縮式冷凍サイクル１０は、たとえば、車両の車内の冷暖房を行なうために、車両に搭載される。蒸気圧縮式冷凍サイクル１０を用いた冷房は、たとえば、冷房を行なうためのスイッチがオンされた場合、または、自動的に車両の室内の温度を設定温度になるように調整する自動制御モードが選択されており、かつ、車室内の温度が設定温度よりも高い場合に行なわれる。蒸気圧縮式冷凍サイクル１０を用いた暖房は、たとえば、暖房を行なうためのスイッチがオンされた場合、または、自動制御モードが選択されており、かつ、車室内の温度が設定温度よりも低い場合に行なわれる。
【００１６】
蒸気圧縮式冷凍サイクル１０は、圧縮機１２と、第一熱交換器としての熱交換器１４と、第二熱交換器としての熱交換器１５と、減圧器の一例としての膨張弁１６と、第三熱交換器としての熱交換器１８と、を含む。蒸気圧縮式冷凍サイクル１０はまた、四方弁１３を含む。四方弁１３は、圧縮機１２から熱交換器１４へ向かう冷媒の流れと、圧縮機１２から熱交換器１８へ向かう冷媒の流れと、を切り換え可能に配置されている。
【００１７】
圧縮機１２は、車両に搭載されたモータまたはエンジンを動力源として作動し、冷媒ガスを断熱的に圧縮して過熱状態冷媒ガスとする。圧縮機１２は、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の作動時に流通する気相冷媒を吸入圧縮して、高温高圧の気相冷媒を吐出する。圧縮機１２は、冷媒を吐出することで、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０に冷媒を循環させる。
【００１８】
熱交換器１４，１５，１８は、冷媒を流通するチューブと、チューブ内を流通する冷媒と熱交換器１４，１５，１８の周囲の空気との間で熱交換するためのフィンと、を含む。熱交換器１４，１５，１８は、車両の走行によって発生する自然の通風によって供給された空気流れ、またはファンによって供給された空気流れと、冷媒と、の間で熱交換を行なう。

【００１９】
膨張弁１６は、高圧の液相冷媒を小さな孔から噴射させることにより膨張させて、低温・低圧の霧状冷媒に変化させる。膨張弁１６は、凝縮された冷媒液を減圧して、気液混合状態の湿り蒸気とする。なお、冷媒液を減圧するための減圧器は、絞り膨張する膨張弁１６に限られず、毛細管であってもよい。
【００２０】
蒸気圧縮式冷凍サイクル１０はまた、冷媒通路２１～２８を含む。冷媒通路２１は、圧縮機１２と四方弁１３とを連通する。冷媒は、冷媒通路２１を経由して、圧縮機１２から四方弁１３へ向かって流通する。冷媒通路２２は、四方弁１３と熱交換器１４とを連通する。冷媒は、冷媒通路２２を経由して、四方弁１３と熱交換器１４との一方から他方へ向かって流通する。冷媒通路２３は、熱交換器１４と後述する冷却部３０とを連通する。冷媒は、冷媒通路２３を経由して、熱交換器１４と冷却部３０との一方から他方へ向かって流通する。冷媒通路２４は、冷却部３０と熱交換器１５とを連通する。冷媒は、冷媒通路２４を経由して、冷却部３０と熱交換器１５との一方から他方へ向かって流通する。
【００２１】
冷媒通路２５は、熱交換器１５と膨張弁１６とを連通する。冷媒は、冷媒通路２５を経由して、熱交換器１５と膨張弁１６との一方から他方へ向かって流通する。冷媒通路２６は、膨張弁１６と熱交換器１８とを連通する。冷媒は、冷媒通路２６を経由して、膨張弁１６と熱交換器１８との一方から他方へ向かって流通する。冷媒通路２７は、熱交換器１８と四方弁１３とを連通する。冷媒は、冷媒通路２７を経由して、熱交換器１８と四方弁１３との一方から他方へ向かって流通する。冷媒通路２８は、四方弁１３と圧縮機１２とを連通する。冷媒は、冷媒通路２８を経由して、四方弁１３から圧縮機１２へ向かって流通する。
【００２２】
蒸気圧縮式冷凍サイクル１０は、圧縮機１２、熱交換器１４，１５、膨張弁１６および熱交換器１８が、冷媒通路２１～２８によって連結されて構成される。なお、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の冷媒としては、たとえば二酸化炭素、プロパンやイソブタンなどの炭化水素、アンモニアまたは水などを用いることができる。
【００２３】
熱交換器１４と熱交換器１５との間を流通する冷媒の経路上には、冷却部３０が設けられている。冷却部３０が設けられるので、熱交換器１４と熱交換器１５との間の冷媒の経路は、冷却部３０よりも熱交換器１４に近接する側の冷媒通路２３と、冷却部３０よりも膨張弁１６に近接する側の冷媒通路２４と、に二分割されている。冷却部３０は、車両に搭載される電気機器であるＨＶ（Hybrid Vehicle）機器３１と、冷媒が流通する配管である冷却通路３２とを含む。ＨＶ機器３１は、発熱源の一例である。冷却通路３２の一方の端部は、冷媒通路２３に接続される。冷却通路３２の他方の端部は、冷媒通路２４に接続される。
【００２４】
熱交換器１４と膨張弁１６との間を流通する冷媒は、冷却通路３２を経由して流れる。冷媒は、冷却通路３２内を流通するとき、ＨＶ機器３１から熱を奪って、ＨＶ機器３１を冷却させる。冷却部３０は、冷却通路３２によってＨＶ機器３１と冷媒との間で熱交換が可能な構造を有するように設けられる。本実施の形態においては、冷却部３０は、たとえば、ＨＶ機器３１の筐体に冷却通路３２の外周面が直接接触するように形成された冷却通路３２を有する。冷却通路３２は、ＨＶ機器３１の筐体と隣接する部分を有する。当該部分において、冷却通路３２を流通する冷媒と、ＨＶ機器３１との間で、熱交換が可能となる。
【００２５】
ＨＶ機器３１は、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の熱交換器１４から熱交換器１５に至る冷媒の経路の一部を形成する冷却通路３２の外周面に直接接続されて、冷却される。冷却通路３２の外部にＨＶ機器３１が配置されるので、冷却通路３２の内部を流通する冷媒の

流れにＨＶ機器３１が干渉することはない。そのため、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の圧力損失は増大しないので、圧縮機１２の動力を増大させることなく、ＨＶ機器３１を冷却することができる。

【００２６】

代替的には、冷却部３０は、ＨＶ機器３１と冷却通路３２との間に介在して配置された任意の公知のヒートパイプを備えてもよい。この場合ＨＶ機器３１は、冷却通路３２の外周面にヒートパイプを介して接続され、ＨＶ機器３１から冷却通路３２へヒートパイプを経由して熱伝達することにより、冷却される。ＨＶ機器３１をヒートパイプの加熱部とし冷却通路３２をヒートパイプの冷却部とすることで、冷却通路３２とＨＶ機器３１との間の熱伝達効率が高められるので、ＨＶ機器３１の冷却効率を向上できる。たとえばウィック式のヒートパイプを使用することができる。

【００２７】

ヒートパイプによってＨＶ機器３１から冷却通路３２へ確実に熱伝達することができるので、ＨＶ機器３１と冷却通路３２との間に距離があってもよく、ＨＶ機器３１に冷却通路３２を接触させるために冷却通路３２を複雑に配置する必要がない。その結果、ＨＶ機器３１の配置の自由度を向上することができる。

【００２８】

ＨＶ機器３１は、電力の授受によって発熱する電気機器を含む。電気機器は、たとえば、直流電力を交流電力に変換するためのインバータ、回転電機であるモータジェネレータ、蓄電装置であるバッテリ、バッテリの電圧を昇圧させるためのコンバータ、バッテリの電圧を降圧するためのＤＣ／ＤＣコンバータなどの、少なくともいずれか一つを含む。バッテリは、リチウムイオン電池あるいはニッケル水素電池等の二次電池である。バッテリに代えてキャパシタが用いられてもよい。

【００２９】

熱交換器１８は、空気が流通するダクト９０の内部に配置されている。熱交換器１８は、冷媒とダクト９０内を流通する空調用空気との間で熱交換して、空調用空気の温度を調節する。ダクト９０は、ダクト９０に空調用空気が流入する入口であるダクト入口９１と、ダクト９０から空調用空気が流出する出口であるダクト出口９２と、を有する。ダクト９０の内部の、ダクト入口９１の近傍には、ファン９３が配置されている。

【００３０】

ファン９３が駆動することにより、ダクト９０内に空気が流通する。ファン９３が稼働すると、ダクト入口９１を経由してダクト９０の内部へ空調用空気が流入する。ダクト９０へ流入する空気は、外気であってもよく、車両の室内の空気であってもよい。図１，４中の矢印９５は、熱交換器１８を経由して流通し、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の冷媒と熱交換する空調用空気の流れを示す。冷房運転時には、熱交換器１８において空調用空気が冷却され、冷媒は空調用空気からの熱伝達を受けて加熱される。暖房運転時には、熱交換器１８において空調用空気が加熱され、冷媒は空調用空気へ熱伝達することにより冷却される。矢印９６は、熱交換器１８で温度調節され、ダクト出口９２を経由してダクト９０から流出する、空調用空気の流れを示す。

【００３１】

冷却部３０と熱交換器１５との間の第一通路としての冷媒通路２４を流通する冷媒と、熱交換器１８と四方弁１３との間の第二通路としての冷媒通路２７を流通する冷媒とは、内部熱交換器４０において熱交換する。冷却装置１は、冷媒通路２４を流通する冷媒と冷媒通路２７を流通する冷媒とが熱交換する内部熱交換器４０を備える。内部熱交換器４０が設けられることにより、冷媒通路２４は、内部熱交換器４０よりも冷却部３０に近接する側の冷媒通路２４ａと、内部熱交換器４０よりも熱交換器１５に近接する側の冷媒通路２４ｂと、に二分割されている。冷媒通路２７は、内部熱交換器４０よりも熱交換器１８に近接する側の冷媒通路２７ａと、内部熱交換器４０よりも四方弁１３に近接する側の冷媒通路２７ｂと、に二分割されている。

【００３２】

内部熱交換器４０は、冷媒通路２４に連通する熱交換通路４１と、冷媒通路２７に連通する熱交換通路４２と、を有する。熱交換通路４１の一方の端部は、冷媒通路２４ａに接続され、他方の端部は、冷媒通路２４ｂに接続される。図１に示す冷房運転時には、冷媒は、冷却部３０から冷媒通路２４ａを経由して内部熱交換器４０へ流れ、熱交換通路４１内を流通し、冷媒通路２４ｂを経由して熱交換器１５へ至る。熱交換通路４２の一方の端部は、冷媒通路２７ａに接続され、他方の端部は、冷媒通路２７ｂに接続される。図１に示す冷房運転時には、冷媒は、熱交換器１８から冷媒通路２７ａを経由して内部熱交換器４０へ流れ、熱交換通路４２内を流通し、冷媒通路２７ｂを経由して四方弁１３へ至り、さらに冷媒通路２８を経由して圧縮機１２へ流入する。

【００３３】

内部熱交換器４０は、熱交換通路４１を流通する冷媒と熱交換通路４２を流通する冷媒との間で熱交換が可能な、任意の構造を有するように設けられる。たとえば、熱交換通路４１を形成する配管と熱交換通路４２を形成する配管とが、それぞれの外周面を直接接触するように配置されてもよく、または、それらの間に高熱伝導性の部材もしくはヒートパイプを介在させて配置されてもよい。またたとえば、熱伝導性の良好な金属製のブロック状の部材に二つの貫通孔を形成し、一方の貫通孔を熱交換通路４１とし他方の貫通孔を熱交換通路４２としてもよい。

【００３４】

冷房運転時には、図１に示すＡ点、Ｂ点、Ｃ点、Ｄ点、Ｅ点、Ｆ点、Ｇ点およびＨ点を順に通過するように蒸気圧縮式冷凍サイクル１０内を冷媒が流れ、圧縮機１２と熱交換器１４，１５と膨張弁１６と熱交換器１８とに冷媒が循環する。冷媒は、圧縮機１２と熱交換器１４，１５と膨張弁１６と熱交換器１８とが冷媒通路２１～２８によって順次接続された冷媒循環流路を通って、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０内を循環する。

【００３５】

図２は、実施の形態１の蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の冷房運転時の冷媒の状態を示すモリエル線図である。図２中の横軸は、冷媒の比エンタルピー（単位：ｋＪ／ｋｇ）を示し、縦軸は、冷媒の絶対圧力（単位：ＭＰａ）を示す。図中の曲線は、冷媒の飽和蒸気線および飽和液線である。図２中には、圧縮機１２から熱交換器１４を経由して冷媒通路２３へ流入し、ＨＶ機器３１を冷却し、冷媒通路２４から熱交換器１５、膨張弁１６、熱交換器１８を経由して圧縮機１２へ戻る、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０中の各点（すなわちＡ，Ｂ，Ｃ，Ｄ，Ｅ，Ｆ，ＧおよびＨ点）における冷媒の熱力学状態が示される。

【００３６】

図２に示すように、圧縮機１２に吸入された過熱蒸気状態の冷媒（Ａ点）は、圧縮機１２において等比エントロピー線に沿って断熱圧縮される。圧縮するに従って冷媒の圧力と温度とが上昇し、高温高圧の過熱度の大きい過熱蒸気になって（Ｂ点）、冷媒は熱交換器１４へと流れる。

【００３７】

熱交換器１４へ入った高圧の冷媒蒸気は、熱交換器１４において外気と熱交換して冷却される。冷媒は、等圧のまま過熱蒸気から乾き飽和蒸気になり、凝縮潜熱を放出し徐々に液化して気液混合状態の湿り蒸気になり、冷媒の全部が凝縮すると飽和液になる（Ｃ点）。熱交換器１４は、圧縮機１２において圧縮された過熱状態冷媒ガスを、外部媒体へ等圧的に放熱させて冷媒液とする。圧縮機１２から吐出された気相冷媒は、熱交換器１４において周囲に放熱し冷却されることによって、凝縮（液化）する。熱交換器１４における熱交換によって、冷媒の温度は低下し冷媒は液化する。

【００３８】

熱交換器１４で液化した高圧の液相冷媒は、冷媒通路２３を経由して冷却部３０へ流れ、ＨＶ機器３１を冷却する。冷却部３０において、熱交換器１４を通過して凝縮された液冷媒に熱を放出することで、ＨＶ機器３１が冷却される。ＨＶ機器３１との熱交換により、冷媒が加熱され、冷媒の乾き度が増大する。冷媒は、ＨＶ機器３１から潜熱を受け取って一部気化することにより、飽和液と飽和蒸気とが混合した湿り蒸気となる（Ｄ点）。

【００３９】
冷却部３０から流出した冷媒は、冷媒通路２４ａを経由して内部熱交換器４０へ流れる。内部熱交換器４０の内部で、熱交換通路４１を流通する冷媒から熱交換通路４２を流通する冷媒へ熱伝達されることにより、熱交換通路４１を流通する冷媒は冷却され、熱交換通路４２を流通する冷媒は加熱される。内部熱交換器４０における熱交換により、熱交換通路４１を流通する冷媒のうち飽和液の割合が増加し飽和蒸気の割合が減少するために、熱交換通路４１を流通する湿り蒸気状態の冷媒の乾き度が減少（湿り度が増大）する（Ｅ点）。
【００４０】
その後冷媒は、熱交換器１５に流入する。冷媒の湿り蒸気は、熱交換器１５において外気と熱交換して冷却されることにより再度凝縮され、冷媒の全部が凝縮すると飽和液になり、さらに顕熱を放出して過冷却された過冷却液になる（Ｆ点）。その後冷媒は、冷媒通路２５を経由して膨張弁１６に流入する。膨張弁１６において、過冷却液状態の冷媒は絞り膨張され、比エンタルピーは変化せず温度と圧力とが低下して、低温低圧の気液混合状態の湿り蒸気となる（Ｇ点）。
【００４１】
膨張弁１６から出た湿り蒸気状態の冷媒は、冷媒通路２６を経由して熱交換器１８へ流入する。熱交換器１８のチューブ内には、湿り蒸気状態の冷媒が流入する。冷媒は、熱交換器１８のチューブ内を流通する際に、フィンを経由して車両の室内の空気の熱を蒸発潜熱として吸収することによって、等圧のまま蒸発する。全ての冷媒が乾き飽和蒸気になると、さらに顕熱によって冷媒蒸気は温度上昇して、過熱蒸気となる（Ｈ点）。冷媒は、熱交換器１８において周囲から吸熱し加熱される。
【００４２】
熱交換器１８から流出した冷媒は、冷媒通路２７ａを経由して内部熱交換器４０へ流れ、熱交換通路４２を流通する。上述した内部熱交換器４０における熱交換により、熱交換通路４２を流通する冷媒は加熱され、熱交換通路４２を流通する過熱蒸気状態の冷媒の過熱度が増大する（Ａ点）。その後冷媒は、冷媒通路２７ｂ、四方弁１３および冷媒通路２８を経由して圧縮機１２に吸入される。圧縮機１２は、内部熱交換器４０から流通する冷媒を圧縮する。冷媒はこのようなサイクルに従って、圧縮、凝縮、絞り膨張、蒸発の状態変化を連続的に繰り返す。
【００４３】
なお、上述した蒸気圧縮式冷凍サイクルの説明では、理論冷凍サイクルについて説明しているが、実際の蒸気圧縮式冷凍サイクル１０では、圧縮機１２における損失、冷媒の圧力損失および熱損失を考慮する必要があるのは勿論である。
【００４４】
冷房運転時に、熱交換器１８は、その内部を流通する霧状冷媒が気化することによって、熱交換器１８に接触するように導入された周囲の空気の熱を吸収する。熱交換器１８は、膨張弁１６によって減圧された冷媒を用いて、冷媒の湿り蒸気が蒸発して冷媒ガスとなる際の気化熱を、車両の室内へ流通する空調用空気から吸収して、車両の室内の冷房を行なう。熱が熱交換器１８に吸収されることによって温度が低下した空調用空気が車両の室内に流入することによって、車両の室内の冷房が行なわれる。
【００４５】
蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の運転中に、冷媒は、熱交換器１８において気化熱を車両の室内の空気から吸収して、車室内の冷房を行なう。加えて、熱交換器１４から出た高圧の液冷媒が冷却部３０へ流通し、ＨＶ機器３１と熱交換することでＨＶ機器３１を冷却する。冷却装置１は、車両に搭載された発熱源であるＨＶ機器３１を、車両の室内の空調用の蒸気圧縮式冷凍サイクル１０を利用して、冷却する。なお、ＨＶ機器３１を冷却するために必要とされる温度は、少なくともＨＶ機器３１の温度範囲として目標となる温度範囲の上限値よりも低い温度であることが望ましい。
【００４６】

冷房運転時に冷媒は、熱交換器１４において飽和液の状態にまで冷却され、ＨＶ機器３１から蒸発潜熱を受け取り一部気化した湿り蒸気の状態の冷媒は、熱交換器１５で再度冷却される。湿り蒸気状態の冷媒を凝縮させ完全に飽和液にするまで、冷媒は一定の温度で状態変化する。熱交換器１５はさらに、車両の室内の冷房のために必要な程度の過冷却度にまで、液相冷媒を過冷却する。冷媒の過冷却度を過度に大きくする必要がないので、熱交換器１４，１５の容量を低減することができる。したがって、車室用の冷房能力を確保でき、かつ、熱交換器１４，１５のサイズを低減することができるので小型化され車載用に有利な、冷却装置１を得ることができる。

【００４７】

膨張弁１６を通過した後の低温低圧の冷媒をＨＶ機器３１の冷却に使用すると、熱交換器１８における車室内の空気の冷却能力が減少して、車室用の冷房能力が低下する。これに対し、本実施の形態の冷却装置１では、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０において、圧縮機１２から吐出された高圧の冷媒は、第一の凝縮器としての熱交換器１４と、第二の凝縮器としての熱交換器１５と、の両方によって凝縮される。圧縮機１２と膨張弁１６との間に二段の熱交換器１４，１５を配置し、ＨＶ機器３１を冷却する冷却部３０は、熱交換器１４と熱交換器１５との間に設けられている。熱交換器１５は、冷却部３０から膨張弁１６に向けて流通する冷媒の経路上に設けられている。

【００４８】

ＨＶ機器３１から蒸発潜熱を受けて加熱された冷媒を熱交換器１５において十分に冷却することにより、膨張弁１６の出口において、冷媒は、車両の室内の冷房のために本来必要とされる温度および圧力を有する。そのため、熱交換器１８において冷媒が蒸発するときに外部から受け取る熱量を十分に大きくすることができる。このように、冷媒を十分に冷却できる熱交換器１５の放熱能力を定めることにより、車室内の空気を冷却する冷房の能力に影響を与えることなく、ＨＶ機器３１を冷却することができる。したがって、ＨＶ機器３１の冷却能力と、車室用の冷房能力との両方を、確実に確保することができる。

【００４９】

熱交換器１４から冷却部３０へ流れる冷媒は、ＨＶ機器３１を冷却するときに、ＨＶ機器３１から熱を受け取り加熱される。冷却部３０において冷媒が飽和蒸気温度以上に加熱され冷媒の全量が気化すると、冷媒とＨＶ機器３１との熱交換量が減少してＨＶ機器３１を効率よく冷却できなくなり、また冷媒が配管内を流れる際の圧力損失が増大する。そのため、ＨＶ機器３１を冷却した後に冷媒の全量が気化しない程度に、熱交換器１４において十分に冷媒を冷却するのが望ましい。

【００５０】

具体的には、熱交換器１４の出口における冷媒の状態を飽和液に近づけ、典型的には熱交換器１４の出口において冷媒が飽和液線上にある状態にする。このように冷媒を十分に冷却できる能力を熱交換器１４が有する結果、熱交換器１４の冷媒から熱を放出させる放熱能力は、熱交換器１５の放熱能力よりも高くなる。放熱能力が相対的に大きい熱交換器１４において冷媒を十分に冷却することにより、ＨＶ機器３１から熱を受け取った冷媒を湿り蒸気の状態に留めることができ、冷媒とＨＶ機器３１との熱交換量の減少を回避できるので、ＨＶ機器３１を十分に効率よく冷却することができる。ＨＶ機器３１を冷却した後の湿り蒸気の状態の冷媒は、熱交換器１５において効率よく再度冷却され、飽和温度を下回る過冷却液の状態にまで冷却される。したがって、車室用の冷房能力とＨＶ機器３１の冷却能力との両方を確保した、冷却装置１を提供することができる。

【００５１】

図１に戻って、熱交換器１４と熱交換器１５との間を流通する冷媒の経路には、冷媒通路２３，２４と、冷媒通路２３および冷媒通路２４を直に連通する冷媒通路２９と、が並列に接続されて設けられている。冷媒通路２９は、熱交換器１４と熱交換器１５との間を流通する冷媒の経路の一部を形成する。冷却装置１は、冷却部３０を経由しない経路である冷媒通路２９と、冷却部３０を通過する経路である冷媒通路２３，２４および冷却通路３２と、を含む。熱交換器１４と熱交換器１５との間の冷媒の経路が分岐して、冷媒の一

部が冷却部３０へ流通する。

【００５２】

熱交換器１４と熱交換器１５との間を冷媒が流通する経路として、冷却部３０を通過する経路である冷媒通路２３，２４および冷却通路３２と、冷却部３０を通過しない経路である冷媒通路２９と、が並列に設けられる。冷媒通路２３，２４を含むＨＶ機器３１の冷却系は、冷媒通路２９と並列に接続されている。熱交換器１４と熱交換器１５との間を冷却部３０を経由せずに流れる冷媒の経路と冷却部３０を経由して流れる冷媒の経路とを並列に設け、一部の冷媒のみを冷媒通路２３，２４へ流通させることで、熱交換器１４と熱交換器１５との間を流れる冷媒の一部のみが冷却部３０へ流れる。

【００５３】

冷却部３０においてＨＶ機器３１を冷却するために必要な量の冷媒を冷媒通路２３，２４へ流通させ、全ての冷媒が冷却部３０に流れない。したがって、ＨＶ機器３１は適切に冷却され、ＨＶ機器３１が過冷却されることを防止できる。また、冷媒通路２３，２４および冷却通路３２を含むＨＶ機器３１の冷却系への冷媒の流通に係る、圧力損失を低減することができる。それに伴い、冷媒を循環させるための圧縮機１２の運転に必要な消費電力を低減することができる。

【００５４】

冷媒通路２９には、流量調整弁３９が設けられている。流量調整弁３９は、熱交換器１４と熱交換器１５との間を流通する冷媒の経路の一部を形成する冷媒通路２９に配置されている。流量調整弁３９は、その弁開度を変動させ、冷媒通路２９を流れる冷媒の圧力損失を増減させることにより、冷媒通路２９を流れる冷媒の流量と、冷却通路３２を含むＨＶ機器３１の冷却系を流れる冷媒の流量と、を任意に調節する。

【００５５】

たとえば、流量調整弁３９を全閉にして弁開度を０％にすると、熱交換器１４を出た冷媒の全量が冷却部３０へ流入する。流量調整弁３９の弁開度を大きくすれば、熱交換器１４から冷媒通路２３へ流れる冷媒のうち、冷媒通路２９を経由して熱交換器１５へ直接流れる流量が大きくなり、冷却部３０へ流れＨＶ機器３１を冷却する冷媒の流量が小さくなる。流量調整弁３９の弁開度を小さくすれば、熱交換器１４から冷媒通路２３へ流れる冷媒のうち、冷媒通路２９を経由して熱交換器１５へ直接流れる流量が小さくなり、冷却部３０へ流れＨＶ機器３１を冷却する冷媒の流量が大きくなる。

【００５６】

流量調整弁３９の弁開度を大きくするとＨＶ機器３１を冷却する冷媒の流量が小さくなり、ＨＶ機器３１の冷却能力が低下する。流量調整弁３９の弁開度を小さくするとＨＶ機器３１を冷却する冷媒の流量が大きくなり、ＨＶ機器３１の冷却能力が向上する。流量調整弁３９を使用して、ＨＶ機器３１に流れる冷媒の量を最適に調節できるので、ＨＶ機器３１の過冷却を確実に防止することができ、加えて、ＨＶ機器３１の冷却系の冷媒の流通に係る圧力損失および冷媒を循環させるための圧縮機１２の消費電力を、確実に低減することができる。

【００５７】

流量調整弁３９の弁開度調整に係る制御の一例について、以下に説明する。図３は、流量調整弁３９の開度制御の概略を示す図である。図３のグラフ（Ａ）～（Ｄ）に示す横軸は、時間を示す。グラフ（Ａ）の縦軸は、流量調整弁３９がステッピングモータを用いた電気式膨張弁である場合の弁開度を示す。グラフ（Ｂ）の縦軸は、流量調整弁３９が温度の変動により開閉動作する温度式膨張弁である場合の弁開度を示す。グラフ（Ｃ）の縦軸は、ＨＶ機器３１の温度を示す。グラフ（Ｄ）の縦軸は、ＨＶ機器３１の出入口温度差を示す。

【００５８】

冷媒が冷却部３０を経由して流通することで、ＨＶ機器３１は冷却される。流量調整弁３９の弁開度調整は、たとえば、ＨＶ機器３１の温度、またはＨＶ機器３１の出口温度と入口温度との温度差を監視することにより、行なわれる。たとえばグラフ（Ｃ）を参照し

て、ＨＶ機器３１の温度を継続的に計測する温度センサを設け、ＨＶ機器３１の温度を監視する。またたとえば、グラフ（Ｄ）を参照して、ＨＶ機器３１の入口温度と出口温度とを計測する温度センサを設け、ＨＶ機器３１の出入口の温度差を監視する。

【００５９】

ＨＶ機器３１の温度が目標温度を上回る、または、ＨＶ機器３１の出入口温度差が目標温度差（たとえば３～５℃）を上回ると、グラフ（Ａ）およびグラフ（Ｂ）に示すように、流量調整弁３９の開度を小さくする。流量調整弁３９の開度を絞ることにより、上述した通り、冷却部３０へ流れる冷媒の流量が大きくなるので、ＨＶ機器３１をより効果的に冷却できる。その結果、グラフ（Ｃ）に示すようにＨＶ機器３１の温度を低下させて目標温度以下にすることができ、または、グラフ（Ｄ）に示すようにＨＶ機器３１の出入口温度差を小さくして目標温度差以下にすることができる。

【００６０】

このように、流量調整弁３９の弁開度を最適に調整することで、ＨＶ機器３１を適切な温度範囲に保つために必要な放熱能力を得られる量の冷媒を確保し、ＨＶ機器３１を適切に冷却することができる。したがって、ＨＶ機器３１が過熱して損傷する不具合の発生を、確実に抑制することができる。

【００６１】

図４は、四方弁１３を切り換えた状態の冷却装置１を示す模式図である。図１と図４とを比較して、四方弁１３が９０°回転することにより、圧縮機１２出口から四方弁１３へ流入した冷媒が四方弁１３を出る経路が切り換えられている。図１に示す冷房運転時には、圧縮機１２において圧縮された冷媒は、圧縮機１２から熱交換器１４へ向かって流れる。一方、図４に示す暖房運転時には、圧縮機１２において圧縮された冷媒は、圧縮機１２から熱交換器１８へ向かって流れる。

【００６２】

暖房運転時には、図４に示すＡ点、Ｂ点、Ｈ点、Ｇ点、Ｆ点、Ｅ点、Ｄ点およびＣ点を順に通過するように蒸気圧縮式冷凍サイクル１０内を冷媒が流れ、圧縮機１２と熱交換器１８と膨張弁１６と熱交換器１５，１４とに冷媒が循環する。冷媒は、圧縮機１２と熱交換器１８と膨張弁１６と熱交換器１５，１４とが冷媒通路２１～２８によって順次接続された冷媒循環流路を通って、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０内を循環する。

【００６３】

図５は、実施の形態１の蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の暖房運転時の冷媒の状態を示すモリエル線図である。図５中の横軸は、冷媒の比エンタルピー（単位：ｋＪ／ｋｇ）を示し、縦軸は、冷媒の絶対圧力（単位：ＭＰａ）を示す。図中の曲線は、冷媒の飽和蒸気線および飽和液線である。図５中には、圧縮機１２から熱交換器１８、膨張弁１６および熱交換器１５を経由して冷媒通路２４へ流入し、ＨＶ機器３１を冷却し、冷媒通路２３から熱交換器１４を経由して圧縮機１２へ戻る、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０中の各点（すなわちＡ，Ｂ，Ｈ，Ｇ，Ｆ，Ｅ，ＤおよびＣ点）における冷媒の熱力学状態が示される。

【００６４】

図５に示すように、圧縮機１２に吸入された過熱蒸気状態の冷媒（Ａ点）は、圧縮機１２において等比エントロピー線に沿って断熱圧縮される。圧縮するに従って冷媒の圧力と温度とが上昇し、高温高圧の過熱度の大きい過熱蒸気になる（Ｂ点）。圧縮機１２から流出した冷媒は、内部熱交換器４０へ流れる。内部熱交換器４０の内部で、熱交換通路４２を流通する冷媒から熱交換通路４１を流通する冷媒へ熱伝達されることにより、熱交換通路４２を流通する冷媒は冷却され、熱交換通路４１を流通する冷媒は加熱される。内部熱交換器４０における熱交換により、熱交換通路４２を流通する冷媒の過熱度が減少する。つまり、過熱蒸気状態の冷媒の温度が低下し、冷媒蒸気の飽和温度に近づく（Ｈ点）。

【００６５】

その後冷媒は熱交換器１８へと流れる。熱交換器１８へ入った高圧の冷媒蒸気は、熱交換器１８において冷却され、等圧のまま過熱蒸気から乾き飽和蒸気になり、凝縮潜熱を放出し徐々に液化して気液混合状態の湿り蒸気になり、冷媒の全部が凝縮すると飽和液にな

り、さらに顕熱を放出して過冷却液になる（Ｇ点）。熱交換器１８は、圧縮機１２において圧縮された過熱状態冷媒ガスを、外部媒体へ等圧的に放熱させて冷媒液とする。圧縮機１２から吐出された気相冷媒は、熱交換器１８において周囲に放熱し冷却されることによって、凝縮（液化）する。熱交換器１８における熱交換によって、冷媒の温度は低下し冷媒は液化する。冷媒は、熱交換器１８において周囲へ放熱し冷却される。

【００６６】

熱交換器１８で液化した高圧の液相冷媒は、冷媒通路２６を経由して膨張弁１６に流入する。膨張弁１６において、過冷却液状態の冷媒は絞り膨張され、冷媒の比エンタルピーは変化せず温度と圧力とが低下して、低温低圧の気液混合状態の湿り蒸気となる（Ｆ点）。膨張弁１６において温度が下げられた冷媒は、冷媒通路２５を経由して熱交換器１５へ流入する。熱交換器１５のチューブ内には、湿り蒸気状態の冷媒が流入する。冷媒は、チューブ内を流通する際に、フィンを経由して外気の熱を蒸発潜熱として吸収することによって等圧のまま蒸発する。熱交換器１５における外気との熱交換により、冷媒が加熱され、冷媒の乾き度が増大する。熱交換器１５において潜熱を受け取って一部の冷媒が気化することにより、湿り蒸気状態の冷媒中に含まれる飽和蒸気の割合が増加する（Ｅ点）。

【００６７】

熱交換器１５から出た湿り蒸気状態の冷媒は、冷媒通路２４ｂを経由して内部熱交換器４０へ流れ、熱交換通路４１を流通する。上述した内部熱交換器４０における熱交換により、熱交換通路４１を流通する冷媒は加熱され、熱交換通路４１を流通する湿り蒸気状態の冷媒の乾き度が増大する（Ｄ点）。次に冷媒は、冷却部３０の冷却通路３２へ流れ、ＨＶ機器３１を冷却する。ＨＶ機器３１との熱交換により、冷媒が加熱され、冷媒の乾き度が増大する。ＨＶ機器３１から潜熱を受け取って一部の冷媒が気化することにより、湿り蒸気状態の冷媒中に含まれる飽和蒸気の割合がさらに増加する（Ｃ点）。

【００６８】

冷却部３０から出た湿り蒸気状態の冷媒は、冷媒通路２３を経由して熱交換器１４へ流入する。熱交換器１４のチューブ内には、湿り蒸気状態の冷媒が流入する。冷媒は、チューブ内を流通する際に、フィンを経由して外気の熱を蒸発潜熱として吸収することによって等圧のまま蒸発する。全ての冷媒が乾き飽和蒸気になると、さらに顕熱によって冷媒蒸気は温度上昇して、過熱蒸気となる（Ａ点）。気化した冷媒は、冷媒通路２２を経由して圧縮機１２に吸入される。圧縮機１２は、熱交換器１４から流通する冷媒を圧縮する。冷媒はこのようなサイクルに従って、圧縮、凝縮、絞り膨張、蒸発の状態変化を連続的に繰り返す。

【００６９】

暖房運転時に、熱交換器１８は、その内部を流通する冷媒蒸気が凝縮することによって、熱交換器１８に接触するように導入された周囲の空気へ熱を加える。熱交換器１８は、圧縮機１２で断熱圧縮された高温高圧の冷媒を用いて、冷媒ガスが凝縮して冷媒の湿り蒸気となる際の凝縮熱を、車両の室内へ流通する空調用空気へ放出して、車両の室内の暖房を行なう。熱交換器１８から熱を受け取ることによって温度が上昇した空調用空気が車両の室内に流入することによって、車両の室内の暖房が行なわれる。

【００７０】

蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の運転中に、冷媒は、熱交換器１８において凝縮熱を車両の室内の空気へ放熱して、車室内の暖房を行なう。加えて、熱交換器１５から出た湿り蒸気状態の冷媒が冷却部３０へ流通し、ＨＶ機器３１と熱交換することでＨＶ機器３１を冷却する。冷却装置１は、冷房時と同様に暖房時においても、車両の室内の空調用の蒸気圧縮式冷凍サイクル１０を利用して、ＨＶ機器３１を冷却する。

【００７１】

四方弁１３を使用して、冷房運転時と暖房運転時とで蒸気圧縮式冷凍サイクル１０内の冷媒の流れる方向が切り換えられる。冷房運転中に、熱交換器１８において、膨張弁１６で絞り膨張された低温低圧の冷媒が空調用空気から熱を吸収して、車室内の冷房を行なう。暖房運転中に、熱交換器１８において、圧縮機１２で断熱圧縮された高温高圧の冷媒が

空調用空気に熱を放出して、車室内の暖房を行なう。冷却装置１は、一台の熱交換器１８を使用して、冷房運転時と暖房運転時との両方の場合に、車両の室内へ流通する空調用空気の温度を適切に調節できる。したがって、空調用空気と熱交換する熱交換器を二台配置する必要がないので、冷却装置１のコストを低減することができ、加えて、冷却装置１を小型化することができる。

【００７２】

冷房運転時と暖房運転時との両方において、冷媒が冷却部３０へ流通しＨＶ機器３１と熱交換することで、ＨＶ機器３１を冷却する。冷却装置１は、車両に搭載された発熱源であるＨＶ機器３１を、車両の室内の空調用の蒸気圧縮式冷凍サイクル１０を利用して、冷却する。熱交換器１８において空調用空気と熱交換することで車両の室内の冷暖房を行なうために設けられた蒸気圧縮式冷凍サイクル１０を利用して、ＨＶ機器３１の冷却が行なわれる。

【００７３】

ＨＶ機器３１の冷却のために、専用の水循環ポンプまたは冷却ファンなどの機器を設ける必要はない。そのため、ＨＶ機器３１の冷却装置１のために必要な構成を低減でき、装置構成を単純にできるので、冷却装置１の製造コストを低減することができる。加えて、ＨＶ機器３１の冷却のためにポンプや冷却ファンなどの動力源を運転する必要がなく、動力源を運転するための消費動力を必要としない。したがって、ＨＶ機器３１の冷却のための消費動力を低減することができる。

【００７４】

図１および図４を参照して、本実施の形態の冷却装置１はさらに、連通路５１を備える。連通路５１は、圧縮機１２と熱交換器１４との間を冷媒が流通する第三通路としての冷媒通路２２と、第一通路としての冷媒通路２４（２４ｂ）とを連通する。冷媒通路２４および連通路５１には、連通路５１と冷媒通路２４，２２との連通状態を切り換える切換弁５２が設けられている。切換弁５２は、その開閉を切り換えることにより、連通路５１を経由する冷媒の流通を可能または不可能にする。切換弁５２を使用して冷媒の経路を切り換えることにより、ＨＶ機器３１を冷却した後の冷媒を、冷媒通路２４を経由させて熱交換器１５へ、または、連通路５１および冷媒通路２２を経由して熱交換器１４へ、のいずれかの経路を任意に選択して、流通させることができる。

【００７５】

より具体的には、切換弁５２として二つの弁５７，５８が設けられている。蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の冷房運転中には、弁５７を全開（弁開度１００％）とし弁５８を全閉（弁開度０％）とし、流量調整弁３９の弁開度を冷却部３０に十分な冷媒が流れるように調整する。これにより、ＨＶ機器３１を冷却した後の冷媒を冷媒通路２４を経由させて、確実に熱交換器１５へ流通させることができる。一方、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の停止中には、弁５８を全開とし弁５７を全閉とし、さらに流量調整弁３９を全閉とする。これにより、冷却部３０と熱交換器１４との間に冷媒を循環させる環状の経路を形成することができる。

【００７６】

図６は、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の冷房運転中の、ＨＶ機器３１を冷却する冷媒の流れを示す模式図である。圧縮機１２を駆動させ蒸気圧縮式冷凍サイクル１０が運転しているときには、流量調整弁３９は、冷却部３０に十分な冷媒が流れるように、弁開度を調整される。切換弁５２は、冷媒を冷却部３０から熱交換器１５を経由して膨張弁１６へ流通させるように操作される。すなわち、弁５７を全開にし弁５８を全閉にすることで、冷媒が冷却装置１の全体を流れるように冷媒の経路が選択される。そのため、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の冷却能力を確保できるとともに、ＨＶ機器３１を効率よく冷却することができる。

【００７７】

図７は、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の停止中の、ＨＶ機器３１を冷却する冷媒の流れを示す模式図である。図７に示すように、圧縮機１２を停止させ蒸気圧縮式冷凍サイクル

１０が停止しているときには、冷媒を冷却部３０から熱交換器１４へ循環させるように切換弁５２を操作する。すなわち、弁５７を全閉にし弁５８を全開にし、さらに流量調整弁３９を全閉にすることで、冷媒は連通路５１を経由して流通する。これにより、熱交換器１４から、冷媒通路２３を経由して冷却部３０へ至り、さらに冷媒通路２４、連通路５１、冷媒通路２２を順に経由して熱交換器１４へ戻る、閉じられた環状の経路が形成される。

【００７８】

この環状の経路を経由して、圧縮機１２を動作することなく、熱交換器１４と冷却部３０との間に冷媒を循環させることができる。冷媒は、ＨＶ機器３１を冷却するとき、ＨＶ機器３１から蒸発潜熱を受けて蒸発する。ＨＶ機器３１との熱交換により気化された冷媒蒸気は、冷媒通路２４、連通路５１および冷媒通路２２を順に経由して、熱交換器１４へ流れる。熱交換器１４において、車両の走行風またはエンジン冷却用のラジエータファンからの通風により、冷媒蒸気は冷却されて凝縮する。熱交換器１４で液化した冷媒液は、冷媒通路２３を経由して、冷却部３０へ戻る。

【００７９】

このように、冷却部３０と熱交換器１４とを経由する環状の経路によって、ＨＶ機器３１を加熱部とし熱交換器１４を冷却部とする、ヒートパイプが形成される。したがって、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０が停止しているとき、すなわち車両用の冷房が停止しているときにも、圧縮機１２を起動する必要なく、ＨＶ機器３１を確実に冷却することができる。ＨＶ機器３１の冷却のために圧縮機１２を常時運転する必要がないことにより、圧縮機１２の消費動力を低減して車両の燃費を向上することができ、加えて、圧縮機１２を長寿命化できるので圧縮機１２の信頼性を向上することができる。

【００８０】

図６および図７には、地面６０が図示されている。地面６０に対して垂直な鉛直方向において、冷却部３０は、熱交換器１４よりも下方に配置されている。熱交換器１４と冷却部３０との間に冷媒を循環させる環状の経路において、冷却部３０が下方に配置され、熱交換器１４が上方に配置される。熱交換器１４は、冷却部３０よりも高い位置に配置される。

【００８１】

この場合、冷却部３０で加熱され気化した冷媒蒸気は、環状の経路内を上昇して熱交換器１４へ到達し、熱交換器１４において冷却され、凝縮されて液冷媒となり、重力の作用により環状の経路内を下降して冷却部３０へ戻る。つまり、冷却部３０と、熱交換器１４と、これらを連結する冷媒の経路とによって、サーモサイフォン式のヒートパイプが形成される。ヒートパイプを形成することでＨＶ機器３１から熱交換器１４への熱伝達効率を向上することができるので、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０が停止しているときにも、動力を加えることなく、ＨＶ機器３１をより効率よく冷却することができる。

【００８２】

連通路５１と冷媒通路２４，２２との連通状態を切り換える切換弁５２としては、上述した一対の弁５７，５８を使用してもよく、または、冷媒通路２４と連通路５１との分岐に配置された三方弁を使用してもよい。いずれの場合でも、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の運転時および停止時の両方において、ＨＶ機器３１を効率よく冷却することができる。弁５７，５８は、冷媒通路の開閉ができる単純な構造であればよいので安価であり、二つの弁５７，５８を使用することにより、より低コストな冷却装置１を提供することができる。一方、二つの弁５７，５８を配置するよりも三方弁の配置に要する空間はより小さくてよいと考えられ、三方弁を使用することにより、より小型化され車両搭載性に優れた冷却装置１を提供することができる。

【００８３】

以上のように、本実施の形態の冷却装置１では、冷却部３０でＨＶ機器３１を冷却した後の冷媒と、熱交換器１８で車室用空気と熱交換した後の冷媒とが、内部熱交換器４０にて熱交換する。これにより、冷房運転時には、ＨＶ機器３１との熱交換により加熱された

冷媒が、内部熱交換器４０において冷却される。そのため、熱交換器１５の容量を増大させることなく、熱交換器１５を通過した後の冷媒を過冷却液の状態にまで冷却できるので、熱交換器１５を小型化することができる。ＨＶ機器３１の発熱量が少ないときは冷媒の過冷却度が増大するため冷房能力を向上することができ、この場合、圧縮機１２の動力を低減することもできるので冷却装置１を省動力化できる。ＨＶ機器３１の発熱量が大きいときにも冷媒が確実に過冷却液の状態にまで冷却されるように制御することで、冷房運転の制御性を向上することができる。

【００８４】

暖房運転時には、冷媒は、熱交換器１５，１４において外気から吸熱することにより加熱される。冷媒はまた、内部熱交換器４０においても加熱され、冷却部３０においてＨＶ機器３１から吸熱することによりさらに加熱される。熱交換器１５，１４に加えて内部熱交換器４０および冷却部３０においても冷媒が加熱されることにより、熱交換器１４の出口において冷媒を十分な過熱蒸気の状態にまで加熱できるので、車両の室内の優れた暖房性能を維持しつつ、ＨＶ機器３１を適切に冷却できる。

【００８５】

そのため、熱交換器１５，１４の容量を増大させることなく、熱交換器１４を通過した後の冷媒を過熱蒸気の状態にまで加熱できるので、熱交換器１４，１５を小型化することができる。冷却部３０で冷媒が加熱され、ＨＶ機器３１の廃熱を室内の暖房に有効利用できるので、成績係数が向上し、暖房運転時の圧縮機１２での冷媒の断熱圧縮のための消費動力を低減することができる。

【００８６】

（実施の形態２）

図８は、実施の形態２の冷却装置１の構成を示す模式図である。実施の形態２の冷却装置１は、熱交換器１４と熱交換器１５とが一体の熱交換器として製作されている点で、実施の形態１と異なっている。

【００８７】

図９は、実施の形態２の熱交換器１４，１５の内部構造の一例を示す模式図である。図９に示すように、熱交換器１４と、熱交換器１５とは、一体的に配置される。一体的に配置された熱交換器１４および熱交換器１５は、たとえば、車両に搭載されたエンジン冷却用ラジエータに隣接して設けられ、車両の走行風または冷却ファンによって供給された冷却風と冷媒との間で熱交換を行なう。

【００８８】

熱交換器１４は、冷媒を流通する複数のチューブ１４６、および、複数のチューブ１４６内の冷媒と熱交換器１４の周囲の空気との間で熱交換するための複数のフィン１４８を含む。複数のチューブ１４６は、冷媒通路２２に接続され圧縮機１２から冷媒を導入する入口部１４２と、冷却部３０に至る冷媒通路２３に接続される出口部１４４との間に並列に配置される。入口部１４２から導入された冷媒は、複数のチューブ１４６の各々に分散して流通する。

【００８９】

複数のフィン１４８は、入口部１４２と、出口部１４４との間であって、複数のチューブ１４６の各々の間に隣接して配置される。複数のチューブ１４６の各々において冷媒はフィン１４８を経由した熱交換器１４の周囲の空気との熱交換によって凝縮される。熱交換器１４内で凝縮された後の冷媒は、出口部１４４から冷却部３０に流通する。

【００９０】

熱交換器１５は、冷媒を流通する複数のチューブ１５６、および、複数のチューブ１５６内の冷媒と熱交換器１５の周囲の空気との間で熱交換するためのフィン１５８を含む。複数のチューブ１５６は、冷媒通路２４に接続され冷却部３０から冷媒を導入する入口部１５２と、膨張弁１６に至る冷媒通路２５に接続される出口部１５４との間に並列に配置される。入口部１５２から導入された冷媒は、複数のチューブ１５６の各々に分散して流通する。

【００９１】
複数のフィン１５８は、入口部１５２と、出口部１５４との間であって、複数のチューブ１５６の各々の間に隣接して配置される。複数のチューブ１５６の各々において冷媒はフィン１５８を経由した熱交換器１５の周囲の空気との熱交換によって冷却される。熱交換器１５内で冷却された後の冷媒は、出口部１５４から膨張弁１６を経由して熱交換器１８に流通する。
【００９２】
図９に示すように、一体の熱交換器に仕切りと個別の出入口とを設けることにより、一体の熱交換器を熱交換器１４，１５の２つに分けることができるので、熱交換器１４，１５の製造コストを低減することができる。
【００９３】
実施の形態２の冷却装置１はまた、逆止弁５４を備える。逆止弁５４は、圧縮機１２と熱交換器１４との間の冷媒通路２２の、冷媒通路２２と連通路５１との接続箇所よりも圧縮機１２に近接する側に、配置されている。逆止弁５４は、圧縮機１２から熱交換器１４へ向かう冷媒の流れを許容するとともに、その逆向きの冷媒の流れを禁止する。
【００９４】
このようにすれば、流量調整弁３９を全閉（弁開度０％）にし、冷媒通路２４から連通路５１へ冷媒が流れ熱交換器１５へは流れないように切換弁５２を調整したとき、熱交換器１４と冷却部３０との間に冷媒を循環させる閉ループ状の冷媒の経路を、確実に形成することができる。
【００９５】
逆止弁５４がない場合、冷媒が連通路５１から圧縮機１２側の冷媒通路２２へ流れる虞がある。逆止弁５４を備えることによって、連通路５１から圧縮機１２側へ向かう冷媒の流れを確実に禁止できるので、環状の冷媒経路で形成するヒートパイプを使用した、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の停止時のＨＶ機器３１の冷却能力の低下を防止できる。したがって、車両の車室用の冷房が停止しているときにも、ＨＶ機器３１を効率よく冷却することができる。
【００９６】
また、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の停止中に、閉ループ状の冷媒の経路内の冷媒の量が不足する場合には、圧縮機１２を短時間のみ運転することで、逆止弁５４を経由して閉ループ経路に冷媒を供給できる。これにより、閉ループ内の冷媒量を増加させ、ヒートパイプの熱交換処理量を増大させることができる。したがって、ヒートパイプの冷媒量を確保することができるので、冷媒量の不足のためにＨＶ機器３１の冷却が不十分となることを回避することができる。
【００９７】
実施の形態２の冷却装置１はさらに、気液分離器７０を備える。熱交換器１４から流出した冷媒は、気液分離器７０内において、気相と液相とに分離される。気液分離器７０で分離された液相冷媒は、冷媒通路２３を経由して流通し、冷却部３０に供給されてＨＶ機器３１を冷却する。この液相冷媒は、過不足の全くない真に飽和液状態の冷媒である。気液分離器７０から液相の冷媒のみを取り出し冷却部３０へ流すことにより、熱交換器１４の能力を最大限に活用してＨＶ機器３１を冷却することができるので、ＨＶ機器３１の冷却能力を向上させた冷却装置１を提供することができる。
【００９８】
気液分離器７０の出口で飽和液の状態にある冷媒をＨＶ機器３１を冷却する冷却通路３２に導入することにより、冷媒通路２３，２４および冷却通路３２を含むＨＶ機器３１の冷却系を流れる冷媒のうち、気相状態の冷媒を最小限に抑えることができる。そのため、ＨＶ機器３１の冷却系を流れる冷媒蒸気の流速が早くなり圧力損失が増大することを抑制でき、冷媒を流通させるための圧縮機１２の消費電力を低減できるので、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の性能の悪化を回避することができる。
【００９９】

気液分離器７０の内部には、図８に示すように、飽和液状態の冷媒液が貯留されている。気液分離器７０は、その内部に冷媒液を一時的に溜める蓄液器として機能する。気液分離器７０内に所定量の冷媒液が溜められることにより、負荷変動時にも気液分離器７０から冷却部３０へ流れる冷媒の流量を維持できる。気液分離器７０が液だめ機能を有し、負荷変動に対するバッファとなり負荷変動を吸収できるので、ＨＶ機器３１の冷却性能を安定させることができる。

【０１００】

なお、これまでの実施の形態においては、ＨＶ機器３１を例として車両に搭載された電気機器を冷却する冷却装置１について説明した。電気機器としては、少なくとも作動によって熱を発生させる電気機器であれば、インバータ、モータジェネレータなどの例示された電気機器に限定されるものではなく、任意の電気機器であってもよい。冷却の対象となる電気機器が複数個ある場合においては、複数の電気機器は、冷却の目標となる温度範囲が共通していることが望ましい。冷却の目標となる温度範囲は、電気機器を作動させる温度環境として適切な温度範囲である。

【０１０１】

さらに、本発明の冷却装置１により冷却される発熱源は、車両に搭載された電気機器に限られず、熱を発生する任意の機器、または任意の機器の発熱する一部分であってもよい。

【０１０２】

以上のように本発明の実施の形態について説明を行なったが、各実施の形態の構成を適宜組合せてもよい。また、今回開示された実施の形態はすべての点で例示であって、制限的なものではないと考えられるべきである。この発明の範囲は上記した説明ではなくて特許請求の範囲によって示され、特許請求の範囲と均等の意味、および範囲内でのすべての変更が含まれることが意図される。

【産業上の利用可能性】

【０１０３】

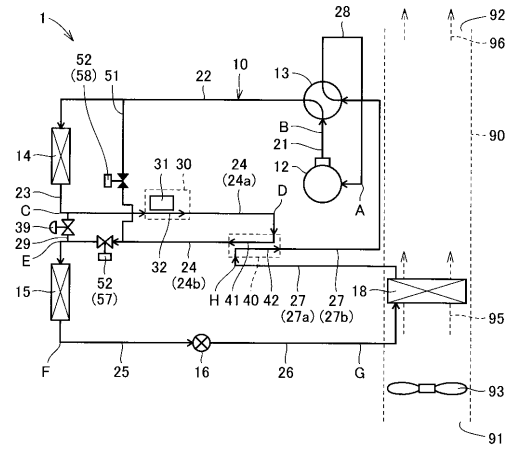
本発明の冷却装置は、モータジェネレータおよびインバータなどの電気機器を搭載するハイブリッド車、燃料電池車、電気自動車などの車両における、車内の冷暖房を行なうための蒸気圧縮式冷凍サイクルを使用した電気機器の冷却に、特に有利に適用され得る。

【符号の説明】

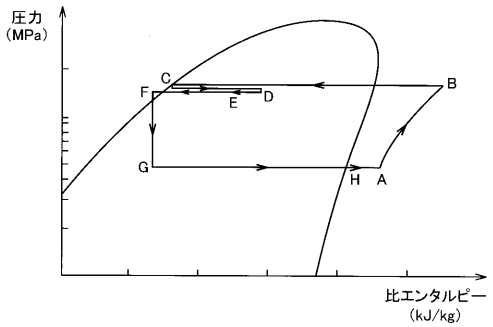
【０１０４】

１　冷却装置、１０　蒸気圧縮式冷凍サイクル、１２　圧縮機、１３　四方弁、１４，１５，１８　熱交換器、１６　膨張弁、２１，２２，２３，２４，２４ａ，２４ｂ，２５，２６，２７，２７ａ，２７ｂ，２８，２９　冷媒通路、３０　冷却部、３１　ＨＶ機器、３２　冷却通路、３９　流量調整弁、４０　内部熱交換器、４１，４２　熱交換通路、５１　連通路、５２　切換弁、５４　逆止弁、５７，５８　弁、６０　地面、７０　気液分離器。

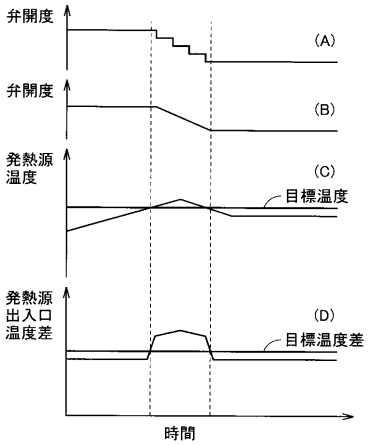
【図１】



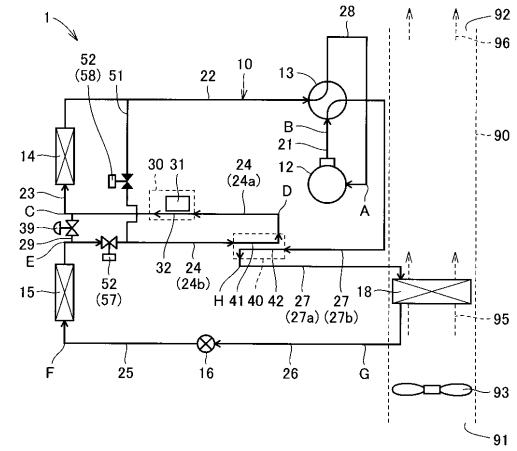
【図２】



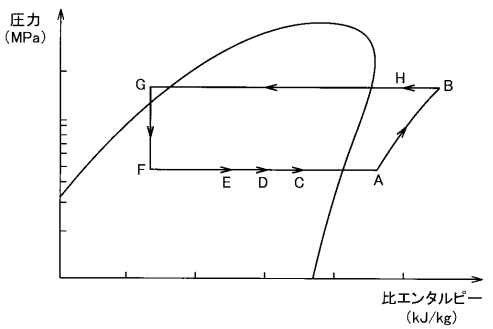
【図３】



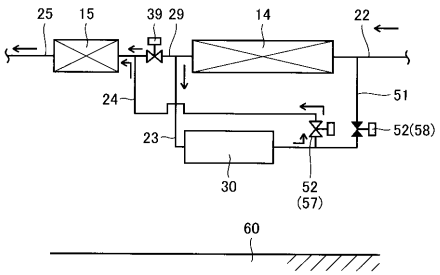
【図４】



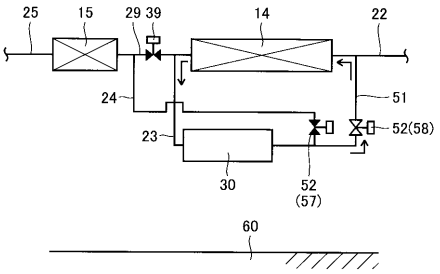
【図５】



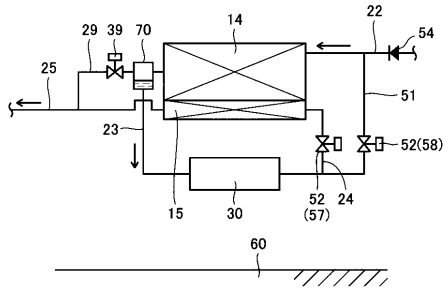
【図６】



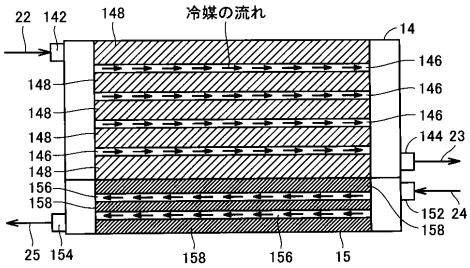
【図７】



【図８】


14
22
29
39
70
54
25
51
23
52(58)
15
30
52
(57)
24
60

【図９】


22
142
148
冷媒の流れ
14
146
148
146
148
146
148
144
23
146
148
156
158
152
24
158
25
154
158
156
15

フロントページの続き

(72)発明者　城島　悠樹
愛知県豊田市トヨタ町１番地　トヨタ自動車株式会社内
(72)発明者　川上　芳昭
愛知県豊田市トヨタ町１番地　トヨタ自動車株式会社内
(72)発明者　高橋　栄三
愛知県豊田市トヨタ町１番地　トヨタ自動車株式会社内
(72)発明者　佐藤　幸介
愛知県豊田市トヨタ町１番地　トヨタ自動車株式会社内

Ｆターム(参考) 5E322 AA01　AA05　BA03　DB01　DB06　DB08　EA10