

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6079397号
(P6079397)

(45) 発行日 平成29年2月15日(2017.2.15)

(24) 登録日 平成29年1月27日(2017.1.27)

(51) Int.Cl. F I
F 2 5 B 41/06 (2006.01) F 2 5 B 41/06 U

請求項の数 13 (全 24 頁)

(21) 出願番号	特願2013-83829 (P2013-83829)	(73) 特許権者	000004260 株式会社デンソー
(22) 出願日	平成25年4月12日(2013.4.12)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(65) 公開番号	特開2013-257130 (P2013-257130A)	(74) 代理人	100099759 弁理士 青木 篤
(43) 公開日	平成25年12月26日(2013.12.26)		
審査請求日	平成27年7月13日(2015.7.13)	(74) 代理人	100102819 弁理士 島田 哲郎
(31) 優先権主張番号	特願2012-110820 (P2012-110820)	(74) 代理人	100123582 弁理士 三橋 真二
(32) 優先日	平成24年5月14日(2012.5.14)	(74) 代理人	100153084 弁理士 大橋 康史
(33) 優先権主張国	日本国(JP)	(74) 代理人	100133008 弁理士 谷光 正晴

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル用流量調整弁

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

室内凝縮器(12)、室外熱交換器(15)、室内蒸発器(20)を有する空調用冷凍サイクル装置に用いられる流量調整弁(19)であって、

該流量調整弁(19)は、前記室内蒸発器(20)の入口側に接続されて、前記冷凍サイクル装置において前記室内蒸発器に流入する冷媒を減圧膨張させる膨張弁として機能する入口流量制御弁(19a)と、前記室内蒸発器(20)の出口側に接続されて、前記室内蒸発器(20)においてフロストが発生しない所定の目標圧力に調整する蒸発圧力調整弁として機能する出口流量調整弁(19b)とから構成され、

前記入口流量制御弁(19a)及び前記出口流量調整弁(19b)が、いずれか一方の弁開度が増加すると、他方の弁開度が減少するよう変位し、

前記入口流量制御弁(19a)、前記出口流量調整弁(19b)のいずれか一方が、膨張弁として機能する制御開度のとき、若しくは蒸発圧力調整弁として機能する制御開度のとき、他方は冷媒流れを実質的に絞らない全開状態である流量調整弁(19)。

【請求項2】

前記入口流量制御弁(19a)、前記出口流量調整弁(19b)が、それぞれ、単一のアクチュエータ(500)により駆動されることを特徴とする請求項1に記載の流量調整弁(19)。

【請求項3】

前記入口流量制御弁(19a)は、ボデー(100)に形成され外部より冷媒を導く導

10

20

入接続孔(206)と前記ボデー(100)に形成され前記室内蒸発器(20)へ冷媒を導出する導出接続孔(205)とを備え、

前記出口流量調整弁(19b)は、前記ボデー(100)に形成され冷媒を外部へ導出する導出接続孔(306)と前記ボデー(100)に形成され前記室内蒸発器(20)から冷媒を導く導入接続孔(305)とを備え、

前記入口流量制御弁(19a)の前記導出接続孔(205)と前記出口流量調整弁(19b)の前記導入接続孔(305)とは、前記ボデー(100)に隣接して形成されていることを特徴とする請求項1又は2に記載の流量調整弁(19)。

【請求項4】

前記入口流量制御弁(19a)は、膨張弁ブロック(102)に形成され外部より冷媒を導く導入接続孔(206)と前記膨張弁ブロック(102)に形成され前記室内蒸発器(20)へ冷媒を導出する導出接続孔(205)とを備え、

前記出口流量調整弁(19b)は、蒸発圧力調整弁ブロック(101)に形成され冷媒を外部へ導出する導出接続孔(306)と前記蒸発圧力調整弁ブロック(101)に形成され前記室内蒸発器(20)から冷媒を導く導入接続孔(305)とを備え、

前記膨張弁ブロック(102)と前記蒸発圧力調整弁ブロック(101)とは、連結されていることを特徴とする請求項1から3のいずれか1項に記載の流量調整弁(19)。

【請求項5】

前記入口流量制御弁(19a)、前記出口流量調整弁(19b)が、それぞれ、弁体と弁体が着座する弁シートからなるポペット弁であり、2個の弁体が、1本のシャフト(400)により連結又は同時作動されることを特徴とする請求項1から4のいずれか1項に記載の流量調整弁(19)。

【請求項6】

前記入口流量制御弁(19a)、前記出口流量調整弁(19b)が、それぞれ、弁体と弁体が着座する弁シートからなるポペット弁であり、2個の弁体のうち、少なくとも一方の弁体は弁体を駆動するシャフト(400、510)と当接可能に分離形成され、他方の弁体はばね(309)により前記シャフト(400、510)方向に付勢されることを特徴とする請求項1から4のいずれか1項に記載の流量調整弁(19)。

【請求項7】

前記入口流量制御弁(19a)、前記出口流量調整弁(19b)が、それぞれ、シリンダとシリンダ内部をスライドするピストンを備えて前記ピストンの変位に応じて開口面積が可変するスライド弁であり、2個のピストンが、1本のシャフト(400)により連結又は同時作動されることを特徴とする請求項1から4のいずれか1項に記載の流量調整弁(19)。

【請求項8】

前記入口流量制御弁(19a)、前記出口流量調整弁(19b)が、それぞれ、シリンダとシリンダ内部で回転するロータを備えて前記ロータの回転角度に応じて開口面積が可変するロータリ弁であり、2個のロータが、1本のシャフト(400)により連結又は同時作動されることを特徴とする請求項1から4のいずれか1項に記載の流量調整弁(19)。

【請求項9】

前記入口流量制御弁(19a)、前記出口流量調整弁(19b)のいずれか一方又は双方が、ポペット弁、スライド弁、又は、ロータリ弁のいずれかであることを特徴とする請求項1から4のいずれか1項に記載の流量調整弁(19)。

【請求項10】

前記出口流量調整弁(19b)には、閉弁時でも所定の流量を流すバイパス流路が設けられていることを特徴とする請求項1から9のいずれか1項に記載の流量調整弁(19)。

【請求項11】

室内凝縮器(12)、室外熱交換器(15)、室内蒸発器(20)を有する空調用冷凍

10

20

30

40

50

サイクル装置に用いられる流量調整弁（１９）であって、

該流量調整弁（１９）は、前記室内蒸発器（２０）の入口側に接続されて、前記冷凍サイクル装置において前記室内蒸発器に流入する冷媒を減圧膨張させる膨張弁として機能する入口流量制御弁（１９ａ）と、前記室内蒸発器（２０）の出口側に接続されて、前記室内蒸発器（２０）においてフロストが発生しない所定の目標圧力に調整する蒸発圧力調整弁として機能する出口流量調整弁（１９ｂ）とから構成され、

前記入口流量制御弁（１９ａ）及び前記出口流量調整弁（１９ｂ）が、いずれか一方の弁開度が増加すると、他方の弁開度が減少するよう変位し、

前記入口流量制御弁（１９ａ）、前記出口流量調整弁（１９ｂ）が、それぞれ、弁体と弁体が着座する弁シートからなるポペット弁であり、２個の弁体が、１本のシャフト（４００）により連結又は同時作動され、

前記入口流量制御弁（１９ａ）、及び、前記出口流量調整弁（１９ｂ）が、ポペット弁であって、前記入口流量制御弁（１９ａ）に、前記入口流量制御弁（１９ａ）の弁体（２０１）が、弁シート（２０２）より所定量以上離れると、前記入口流量制御弁（１９ａ）の開口面積を減少させる、副弁（２０３）を設けた流量調整弁（１９）。

【請求項１２】

室内凝縮器（１２）、室外熱交換器（１５）、室内蒸発器（２０）を有する空調用冷凍サイクル装置に用いられる流量調整弁（１９）であって、

該流量調整弁（１９）は、前記室内蒸発器（２０）の入口側に接続されて、前記冷凍サイクル装置において前記室内蒸発器に流入する冷媒を減圧膨張させる膨張弁として機能する入口流量制御弁（１９ａ）と、前記室内蒸発器（２０）の出口側に接続されて、前記室内蒸発器（２０）においてフロストが発生しない所定の目標圧力に調整する蒸発圧力調整弁として機能する出口流量調整弁（１９ｂ）とから構成され、

前記入口流量制御弁（１９ａ）及び前記出口流量調整弁（１９ｂ）が、いずれか一方の弁開度が増加すると、他方の弁開度が減少し、

前記入口流量制御弁（１９ａ）、前記出口流量調整弁（１９ｂ）が、それぞれ、弁体と弁体が着座する弁シートからなるポペット弁であり、２個の弁体のうち、少なくとも一方の弁体は弁体を駆動するシャフト（４００、５１０）と当接可能に分離形成され、他方の弁体はばね（３０９）により前記シャフト（４００、５１０）方向に付勢され、

前記入口流量制御弁（１９ａ）、及び、前記出口流量調整弁（１９ｂ）が、ポペット弁であって、前記入口流量制御弁（１９ａ）に、前記入口流量制御弁（１９ａ）の弁体（２０１）が、弁シート（２０２）より所定量以上離れると、前記入口流量制御弁（１９ａ）の開口面積を減少させる、副弁（２０３）を設けた流量調整弁（１９）。

【請求項１３】

前記冷凍サイクル装置が、圧縮機（１１）、前記室内凝縮器（１２）、第１膨張弁（１４）、前記室外熱交換器（１５）、前記圧縮機（１１）の順に配置されたメイン冷媒回路と、

前記室内凝縮器（１２）と第１膨張弁（１４）の間で分岐して、前記入口流量制御弁（１９ａ）、前記室内蒸発器（２０）、前記出口流量調整弁（１９ｂ）の順に配置され、前記メイン冷媒回路における前記室外熱交換器（１５）と前記圧縮機（１１）間で、前記メイン冷媒回路に帰還するバイパス冷媒回路と、

前記室外熱交換器（１５）下流から前記バイパス冷媒回路に接続する接続冷媒通路と、から構成されたことを特徴とする請求項１から１２のいずれか１項に記載の流量調整弁（１９）。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、冷凍サイクルの蒸発器に流れる冷媒流量を調整する流量調整弁に関する。

【背景技術】

【０００２】

10

20

30

40

50

特許文献1には、冷房運転モードと次の「暖房除湿モード」を備えて、それぞれ切替え可能にした冷凍サイクルが示されている。冷房運転モードは、室内に配置された室内蒸発器により室内に送風する送風空気を冷却し、車室内を冷房するモードである。この特許文献1の「暖房除湿モード」は、室内凝縮器の下流側において、室内蒸発器と、冷媒を外気と熱交換させる室外熱交換器とを並列に接続するようにした冷媒回路である。これにより、室外熱交換器及び室内蒸発器を吸熱器として機能させ、室内蒸発器にて送風空気から吸熱することにより除湿すると共に、室内凝縮器にて再加熱して送風空気を室内に吹き出すことで、暖房除湿を行う。

【0003】

この特許文献1では、室内蒸発器2の出口側に蒸発圧力調整弁12を用いる実施の形態が示されており、冷房運転モードおよび暖房除湿モードの、どちらの場合でも蒸発圧力調整弁に冷媒が流れるように構成されている。これまでの蒸発圧力調整弁（EPRともいう）は、バネ式の蒸発圧力調整弁（一例として特許第2781064号公報など）が使用されており、蒸発器内の冷媒の蒸発圧力を、一定圧以上に保って室内蒸発器のフロスト（除湿した水分の氷結）を防止するものである。すなわち、蒸発器内の冷媒の蒸発圧力が低下すると、同時に蒸発温度も低下する（モリエル線図上2相域での等圧線では温度も一定）ので、フロストが発生してしまう。そこで、バネ式の蒸発圧力調整弁で、蒸発器内の冷媒の蒸発圧力を一定圧以上に保っている。

10

【0004】

特許文献1では、冷房運転モード、及び、「暖房除湿モード」の、どちらの場合も蒸発圧力調整弁により、蒸発器内の冷媒の蒸発圧力を所定の設定値以上に制御することでフロストを防止している。しかしながら、従来技術では周知のバネ式の蒸発圧力調整弁（EPR）を使用するため、以下のような問題点を有していた。

20

【0005】

(1) 空気側のフィンやチューブは、内部の冷媒温度からの伝熱で冷却されるため、送風される空気の温度が高い場合は、フィンやチューブの温度と内部の冷媒温度との温度差が大きくなる。バネ式の蒸発圧力調整弁では蒸発圧力が一定圧に設定されていて、蒸発圧力（すなわち蒸発温度）を下げる制御ができないので、夏場など送風される空気の温度が高い場合には、フィンやチューブの温度が高くなり、吹出し空気温度も高くなってしまふ。このため、適切に冷房能力を発揮することができない。

30

【0006】

(2) バネ式の蒸発圧力調整弁は、冷媒流量を調整する弁体（ピストン）と弁体を閉止方向に付勢するコイルバネを使用している。冷媒流量が多い場合には、弁体の開度が大きくなっており、このことは、コイルバネを圧縮している（弁体の開度とバネ圧が比例）ことに他ならない。すなわち、冷媒の蒸発圧力が上昇していることとなる。逆に、冷媒流量が少ない場合には、弁体の開度が小さく、蒸発圧力も低くなる。このため、蒸発器のフロストを防止するには、蒸発圧力（蒸発温度）がもっとも低くなる冷媒流量が少ない場合に、設定値を決める必要がある。このようにすると、夏場など冷媒流量が多い場合には、弁体の開度が大きくなって蒸発圧力（蒸発温度）も高くなってしまふ。このため、吹出し空気温度も高くなってしまふ、やはり、適切に冷房能力を発揮することができない。すなわち、流量が多い場合には、本来、より低い冷媒温度の狙い値に持っていければ、適切な冷房能力を発揮することができるはずなのに、それができないのである。

40

【0007】

(3) 蒸発器からの吹出し空気温度を検出して圧縮機の吐出冷媒量を調整する制御を用いる場合に、バネ式の蒸発圧力調整弁があると、蒸発圧力調整弁の設定蒸発圧力（設定蒸発温度）以下には吹出し空気温度が低下しなくなる。このため、冷房負荷が低下しても吹出し空気温度が低下しないため、電動圧縮機の回転数や可変容量圧縮機の吐出容量が低下せず、必要以上に動力が増加し、COPが低下してしまふ。また、送風量も低下することがなく不必要に送風を続けることとなる。

【0008】

50

(4) バネ式の蒸発圧力調整弁は、設定圧力以下(通常はHFC134aの0時の飽和圧力292.8220kPa[abs]以下)の場合には閉弁している。このため、冷凍サイクルの冷媒封入時に内部の空気を排出するため真空引きを行うが、蒸発圧力調整弁が閉弁していると、真空引に長時間かかる問題点がある。

【0009】

(5) ガス洩れ等により冷凍サイクルの冷媒封入量が減少すると、アキュムレータ内の液冷媒がなくなり蒸発器内の圧力も低下して、バネ式の蒸発圧力調整弁の開度が減少し圧縮機入口圧力も低下する。これにより、圧縮機に吸入される冷媒の過熱度上昇、圧縮比の増加により吐出温度が上昇する問題がある。

【0010】

10

(6) 冷房と暖房を切替えるサイクルでは、暖房時に除湿を必要としない場合には、蒸発器入口を電磁弁、膨張弁などにより閉止して蒸発器に冷媒を流さない場合がある。圧縮機入口圧力が低い場合にはバネ式の蒸発圧力調整弁は自動的に閉止するため、蒸発器内部に冷媒が滞留してアキュムレータ内の冷媒量が不足する場合がある。また、蒸発器に送風される空気が外気から内気になり蒸発器が加熱されると、蒸発器内部の冷媒が急激に蒸発して冷媒流量の増加するため、吹出し温度の変動や圧縮機動力の変動が発生する問題がある。

【0011】

さらに、特許文献1の冷房と暖房などの各運転モードを切替えるサイクル構成では、複数の膨張弁、蒸発圧力調整弁を使用しなければならず、部品数増加、搭載性に問題があるばかりでなく、蒸発圧力調整弁と、圧縮機の吐出冷媒量を調整する制御との干渉が生じることがあった。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0012】

【特許文献1】特許第3645324号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0013】

本発明は、上記問題に鑑み、フロスト制御用の電動式蒸発圧力調整弁と、冷凍サイクルの膨張弁の機能を兼用した室内蒸発器用の流量調整弁を提供するものである。

30

【課題を解決するための手段】

【0014】

上記課題を解決するために、請求項1の発明は、室内凝縮器(12)、室外熱交換器(15)、室内蒸発器(20)を有する空調用冷凍サイクル装置に用いられる流量調整弁(19)であって、該流量調整弁(19)は、前記室内蒸発器(20)の入口側に接続されて、前記冷凍サイクル装置において前記室内蒸発器に流入する冷媒を減圧膨張させる膨張弁として機能する入口流量制御弁(19a)と、前記室内蒸発器(20)の出口側に接続されて、前記室内蒸発器(20)においてフロストが発生しない所定の目標圧力に調整する蒸発圧力調整弁として機能する出口流量調整弁(19b)とから構成され、前記入口流量制御弁(19a)及び前記出口流量調整弁(19b)が、いずれか一方の弁開度が増加すると、他方の弁開度が減少するよう変位し、前記入口流量制御弁(19a)、前記出口流量調整弁(19b)のいずれか一方が、膨張弁として機能する制御開度のとき、若しくは蒸発圧力調整弁として機能する制御開度のとき、他方は冷媒流れを実質的に絞らない全開状態である流量調整弁(19)である。

40

【0015】

なお、上記に付した符号は、後述する実施形態に記載の具体的実施態様との対応関係を示す一例である。

【図面の簡単な説明】

【0016】

50

【図 1 A】本発明の第 1 実施形態の流量調整弁の断面図である（入口流量制御弁 19 a が閉弁時）。

【図 1 B】本発明の第 1 実施形態の流量調整弁の断面図である（出口流量調整弁 19 b が閉弁時）。

【図 1 C】本発明の第 1 実施形態において、バイパス流路が設置された流量調整弁の断面図である（出口流量調整弁 19 b が閉弁時）。

【図 2】本発明の第 2 実施形態の冷房モードにおける冷凍サイクルの作動説明図である。

【図 3】本発明の第 2 実施形態の暖房モードにおける冷凍サイクルの作動説明図である。

【図 4】本発明の第 2 実施形態の第 1 除湿暖房モードにおける冷凍サイクルの作動説明図である。

10

【図 5】本発明の第 2 実施形態の第 1 除湿暖房モードにおける冷凍サイクルのモリエル線図上での作動説明図である。

【図 6】本発明の第 2 実施形態の第 2 除湿暖房モードにおける冷凍サイクルの作動説明図である。

【図 7】本発明の第 2 実施形態の第 2 除湿暖房モードにおける冷凍サイクルのモリエル線図である。

【図 8】本発明の第 2 実施形態の各モードの制御フローチャートである。

【図 9】本発明の第 3 実施形態の流量調整弁の断面図である（入口流量制御弁 19 a が閉弁時）。

【図 10 A】本発明の第 4 実施形態の流量調整弁の断面図である（入口流量制御弁 19 a が閉弁時）。

20

【図 10 B】本発明の第 4 実施形態の流量調整弁の断面図である（出口流量調整弁 19 b が閉弁時）。

【図 11】本発明の第 5 実施形態の流量調整弁の断面図である（入口流量制御弁 19 a が閉弁時）。

【図 12 A】本発明の第 6 実施形態の流量調整弁の断面図である（入口流量制御弁 19 a が閉弁時）。

【図 12 B】本発明の第 6 実施形態の流量調整弁の断面図である（出口流量調整弁 19 b が閉弁時）。

【図 13 A】本発明の第 7 実施形態の流量調整弁の断面図である（入口流量制御弁 19 a が閉弁時）。

30

【図 13 B】本発明の第 7 実施形態の流量調整弁の断面図である（出口流量調整弁 19 b が閉弁時）。

【図 14 A】本発明の第 8 実施形態の流量調整弁の断面図である（入口流量制御弁 19 a が閉弁時）。

【図 14 B】本発明の第 8 実施形態の流量調整弁の断面図である（出口流量調整弁 19 b が閉弁時）。

【図 14 C】図 14 B の D - D 線に関する断面図である。

【図 15 A】本発明の第 9 実施形態の流量調整弁の断面図である（出口流量調整弁 19 b が中間開度時）。

40

【図 15 B】本発明の第 9 実施形態の流量調整弁の弁開度特性である。

【図 16】本発明の第 10 実施形態の各運転モードにおける冷凍サイクルの作動説明図である。

【図 17】本発明の第 10 実施形態の冷房モードにおける冷凍サイクルのモリエル線図である。

【図 18】本発明の第 11 実施形態の各運転モードにおける冷凍サイクルの作動説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0017】

以下、図面を参照して、本発明の一実施形態を説明する。各実施態様について、同一構

50

成の部分には、同一の符号を付してその説明を省略する。

(第1実施形態)

本実施形態の流量調整弁は、図1A、Bに示すように、フロスト制御用の電動式蒸発圧力調整弁と、冷凍サイクルの膨張弁の機能を兼用した流量調整弁である。本実施形態でのフロスト制御は、室内蒸発器(エバポレータ)に関するものである。通常、室外熱交換器には、氷結した水分を加熱して融かす除霜装置を有しているが、室内蒸発器の場合には、氷結した水分が加熱されて、一部が水蒸気となって車室内に吹出してしまい、窓ガラスの曇りを引き起こすので、運転時の安全対策上フロスト防止手段が必要である。従来のフロスト防止手段は、パネ式の蒸発圧力調整弁を用いるものや、圧縮機の吐出冷媒量(容量又は回転数)を調整するものがあり、いずれも冷房運転に対するものであった。

10

【0018】

これに対して、本実施形態の流量調整弁により、冷房運転に限定されることなく、後述するように、各モードにおいて膨張弁の機能とフロスト防止を行うことができるものである。すなわち、本実施形態の流量調整弁による制御では、1つの制御モータで電動制御する蒸発圧力調整弁(EPR)方式と、圧縮機の吐出冷媒量調整方式とを切替えることが出来るようにしたものである。以下、図1A、Bにより本実施形態の流量調整弁の構造を説明し、図2~7において、本実施形態の流量調整弁の各運転モードにおいて果たす作用を説明する。

【0019】

図1A、Bを参照すると、ボデー100において、蒸発器入口側に接続される入口流量制御弁19aと、蒸発器出口側に接続される出口流量調整弁19bが設けられている。入口流量制御弁19aの弁体201と、出口流量調整弁19bの弁体301とが、対向する向きに連結シャフト400で結合されている。入口流量制御弁19aの弁体201は、制御モータ(ステップモータ)500により、図1Aの上下方向に任意の位置へ駆動され、連結シャフト400を介して、出口流量調整弁19bの弁体301も、同じ移動量で変位する。

20

【0020】

ボデー100に設けられた、入口流量制御弁19aの弁シート部202と、出口流量調整弁19bの弁シート部302との間の距離aより、弁体201と弁体301の間の距離bの方が大きくなっている。このため、弁体201を閉方向(図1Aの下方向)に駆動すると、弁体301は、弁シート部302から離れて開弁する方向に移動し、弁体201は、弁シート202に接する位置まで移動させて閉弁状態にする。このとき、弁体301と弁シート302は最も離れた状態となり全開となる。

30

【0021】

逆に、弁体201を逆方向(図1Aの上方向)に移動させ、弁体301と弁シート302を閉弁状態とすると、弁体201と弁シート202は全開となる(図1B参照)。連結シャフト400は、入口流量制御弁19aと出口流量調整弁19bを連結しているため、弁間での冷媒洩れを防止するため、Oリング600が装着されている。

図1Cに示すように、本実施形態において、出口流量調整弁19bには、閉弁時でも所定の流量を流すバイパス流路(ブリードポート)311を設けても良い。これは、閉弁あるいは微小開度の時でも必要最小限の冷媒流量を確保し、冷媒中の潤滑油が圧縮機を潤滑できるようにするためである。また、閉弁時や開弁時に起こりやすいハンチングを防止するためのものである。バイパス流路(ブリードポート)311の設置については、本実施形態に限らず、後述の全ての実施形態においても設置してもよい。

40

【0022】

本実施形態の作用効果については、後述する各運転モードにおいて詳説するが、入口流量制御弁19aを膨張弁として使用する場合は、弁体201と弁シート202間の距離(リフト量)を、弁体301と弁シート302間の距離より小さい状態にて、弁体201のリフト量を調整する(これを制御開度という)。この時、弁体301と弁シート302間の距離は十分大きく確保されているため、弁体201のリフト量を調整する範囲では出口

50

流量調整弁 19 b の圧力損失はほとんど変化しない。

【0023】

出口流量調整弁 19 b を蒸発圧力調整弁（電動式 E P R ）として使用する場合は、弁体 301 と弁シート 302 間の距離（リフト量）を、弁体 201 と弁シート 202 間の距離より小さい状態にて、弁体 301 のリフト量を調整する。これにより、入口流量制御弁 19 a （膨張弁）と、出口流量調整弁 19 b （E P R ）を一体にすることができ、かつ、単一のアクチュエータで駆動できるため、コストの低減、部品数の削減、搭載性向上に有効である。また、入口流量制御弁 19 a と出口流量調整弁 19 b の両方が、同時に流量調整（制御）を行うことがないため、圧縮機の吐出冷媒量を調整する制御との干渉を起こすことがない。なお、制御モータ 500 は、ステップモータ以外にサーボモータ、あるいはリニアソレノイドなどのアクチュエータを使用しても良い。

10

【0024】

（第 2 実施形態）

本発明の第 2 実施形態は、次のような冷房モード、暖房モード、第 1 除湿暖房モード、第 2 除湿暖房モードの各運転モードに切替えられる車室内空調用冷凍サイクル装置 10 に適用した実施形態である。以下、図 2 ~ 7 を参照して、冷房モード、暖房モード、第 1 除湿暖房モード、第 2 除湿暖房モードを説明するとともに、それぞれのモードにおける上述の流量調整弁の機能について説明する。なお、第 1 実施形態の流量調整弁は、この冷凍サイクル装置に限定されるものではなく、その他の各運転モードに切替えられる冷凍サイクル装置に適用することができる。また、後述する他の実施形態の流量調整弁も、この冷凍

20

【0025】

本実施形態の冷凍サイクル装置 10 の全体構成は、図 2、3（点線部も含む）に見られるように、次のようなものである。圧縮機 11、室内凝縮器 12、第 1 膨張弁 14、室外熱交換器 15、アキュムレータ 21、圧縮機 11 の順に配置されて冷媒が循環するメイン冷媒回路が構成されている。なお、アキュムレータ 21 はない場合でも良く、凝縮器出口にレシーバタンクを使用しても良い。このメイン冷媒回路は、後述するように暖房モードを構成している。この回路のうち、室内凝縮器 12 と第 1 膨張弁 14 との間に第 1 分岐点 61 を設け、さらに、室外熱交換器 15 とアキュムレータ 21 との間に第 2 分岐点 62 が設けられている。第 2 分岐点 62 の下流でアキュムレータ 21 に至る前に、回路切替えの

30

【0026】

そして、第 2 分岐点 62 から、逆止弁 24、入口流量制御弁 19 a、室内蒸発器 20、出口流量調整弁 19 b を経て、アキュムレータ 21 の上流の第 1 合流点 63 で、メイン冷媒回路に合流する。この第 2 分岐点 62 の下流から逆止弁 24 を経て、第 1 合流点 63 までの通路を、第 3 冷媒通路 18 という。メイン冷媒回路のうち、第 1 分岐点 61 から第 2 分岐点 62 までの通路を第 1 冷媒通路 13 という。第 2 冷媒通路 16 もメイン冷媒回路の一部である。また、第 1 分岐点 61 から、逆止弁 24 の下流の第 2 合流点 64 で、第 3 冷媒通路 18 に連結する通路を、第 4 冷媒通路 22 といい、固定絞り 23 a 付きの第 2 開閉弁 23 が挿入されている。第 4 冷媒通路 22 と、第 2 合流点 64 からの第 3 冷媒通路 18 とを合わせた回路が、メイン冷媒回路に対して、バイパス冷媒回路を構成している。第 2 分岐点 62 から逆止弁 24 を通過して第 2 合流点 64 までは、接続冷媒通路となっている。

40

【0027】

室内凝縮器 12 の入口には、温度センサ T d、出口には、圧力センサ P、温度センサ T h 設けられている。室外熱交換器 15 の出口には、温度センサ T s が設けられている。室内蒸発器 20 の冷却用フィンには、温度センサ T e f i n、出口には、温度センサ T e が設けられている。これらの検出信号のみならず、車両用の空調装置（目標吹出温度 T A O によるオートエアコン制御システム）に必要なセンサが設けられている。

50

【 0 0 2 8 】

本実施形態の冷凍サイクル装置 10 を用いた車両用の空調装置は、室内空調ユニット (HVAC) 1 を備えている。室内空調ユニット 1 は、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空調ケース内に、送風機 2、冷凍サイクル装置 10 の室内蒸発器 20、エアミックスドア 3、冷凍サイクル装置 10 の室内凝縮器 12 を収容したものである。本実施形態では、エンジン冷却水によるヒータコア 34 が、冷凍サイクル装置 10 の室内凝縮器 12 に併設されて、空調風を加熱する。なお、ヒータコア 34 は省略しても良い。

【 0 0 2 9 】

室内空調ユニット 1 内の送風空気流れ最上流側には、内気 (車室内空気)、外気 (車室外空気) をそれぞれ導入させる導入口と、内気と外気を切替える内外気切替ドア 4 が設けられている。室内蒸発器 20 の空気流れ下流側には、室内凝縮器 12 に向う空気を流す加熱用空気通路 36 と、その冷風バイパス通路 35 の 2 つの空気通路が仕切壁によって形成され、エアミックスドア 3 によって風量割合を制御している。さらに、それらの空気通路の下流側には、混合空間を経た後、車室内へ温度調整された吹出空気を吹き出す吹出口が、配置されている。車室内への吹出空気の吹出口としては、車室内の乗員の上半身に向けて吹出空気を吹き出すフェイス吹出口、乗員の足元に向けて吹出空気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に向けて吹出空気を吹き出すデフロスタ吹出口 (図示せず) などが設けられている。室内空調ユニット (HVAC) には様々な配置構造例が良く知られており、上述の室内空調ユニット 1 の配置構造は、本実施形態のものに限定

10

20

【 0 0 3 0 】

本実施形態の冷凍サイクル装置を 10 用いた車両用の空調装置における各運転モードについて、以下に述べる。

〔冷房モード〕

冷房モードでは、空調装置の制御装置が、第 1 開閉弁 17 にて第 2 冷媒通路 16 を閉じると共に、第 2 開閉弁 23 にて第 4 冷媒通路 22 を閉じる。さらに、第 1 膨張弁 14 にて第 1 冷媒通路 13 を全開状態とする。これにより、冷凍サイクル装置 10 では、冷房モードとして、図 2 の矢印で示すような冷媒流路に切り替えられる。この冷媒流路の構成で、制御装置が、目標吹出温度 TAO、センサ群の検出信号等に基づいて、制御装置に接続された各種制御機器の作動状態 (各種制御機器へ出力する制御信号) を決定する。

30

【 0 0 3 1 】

例えば、圧縮機 11 の冷媒吐出能力、すなわち圧縮機 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 20 の目標蒸発器温度 TE0 を決定する。そして、この目標蒸発器温度 TE0 と蒸発器温度センサ Tefin、Te の検出値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 20 を通過した空気の温度が、目標吹出温度 TAO 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。また、第 2 膨張弁としての入口流量制御弁 19a へ出力される制御信号については、入口流量制御弁 19a へ流入する冷媒の過冷却度が、COP (成績係数) を最大値に近づくように予め定められた目標過冷却度に近づくように第 2 膨張弁としての入口流量制御弁 19a の開度を決定する。入口流量制御弁 19a と出口流量調整弁 19b は、一体化されて、第 1 実施形態の流量制御弁 19 を構成している。

40

【 0 0 3 2 】

エアミックスドア 36 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 36 がヒータコア 34 及び室内凝縮器 12 の空気通路 36 を閉塞し、室内蒸発器 20 を通過後の送風空気の全流量が冷風バイパス通路 35 を通過するように決定される。したがって、冷房モード時の冷凍サイクル装置 10 では、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒が室内凝縮器 12 に流入する。この際、エアミックスドア 3 がヒータコア 34 及び室内凝縮器 12 の空気通路を閉塞しているため、室内凝縮器 12 に流入した冷媒は、ほとんど車

50

室内送風空気と熱交換することなく、室内凝縮器 12 から流出する。室内凝縮器 12 から流出した冷媒は、第 1 冷媒通路 13 を介して第 1 膨張弁 14 に流入する。この際、第 1 膨張弁 14 が、第 1 冷媒通路 13 を全開状態としているので、室内凝縮器 12 から流出した冷媒は、第 1 膨張弁 14 にて減圧されることなく、室外熱交換器 15 に流入する。そして、室外熱交換器 15 に流入した冷媒は、室外熱交換器 15 にて送風ファンから送風された外気へ放熱する。

【 0 0 3 3 】

室外熱交換器 15 から流出した冷媒は、第 3 冷媒通路 18 を介して、室内蒸発器 20 の入口側に配置された入口流量制御弁 19 a へ流入して、入口流量制御弁 19 a にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。入口流量制御弁 19 a にて減圧された低圧冷媒は、室内蒸発器 20 に流入し、送風機 2 から送風された車室内送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、車室内送風空気が冷却される。

10

【 0 0 3 4 】

室内蒸発器 20 から流出した冷媒は、室内蒸発器 20 の出口側に配置された、出口流量調整弁 19 b に流入する。この際、出口流量調整弁 19 b は、弁リフト量が大きく全開状態に近い、大開口面積の状態となっているので圧力低下がおきることなく、アキュムレータ 21 へ流入して気液分離される。そして、アキュムレータ 21 にて分離された気相冷媒が圧縮機 11 の吸入側から吸入されて再び圧縮機 11 にて圧縮される。なお、アキュムレータ 21 にて分離された液相冷媒は、サイクルが要求されている冷凍能力を発揮するために必要としない余剰冷媒としてアキュムレータ 21 の内部に蓄えられる。

20

【 0 0 3 5 】

以上のように、冷房モードでは、入口流量制御弁 19 a にて減圧膨張される。一方、機械的に連結された出口流量調整弁 19 b は、弁リフト量が大きく全開状態に近い、大開口面積の状態となっているので圧力低下がおきることなく、目標蒸発器温度 T E O に対する電動圧縮機 11 のフィードバック制御手法に影響を与えることがない。

【 0 0 3 6 】

[暖房モード]

次に、図 3 を参照して暖房モードを説明する。暖房モードでは、制御装置が、第 1 開閉弁 17 にて第 2 冷媒通路 16 を開くと共に、第 2 開閉弁 23 にて第 4 冷媒通路 22 を閉じる（閉鎖する）。さらに、第 2 膨張弁 19 の入口流量制御弁 19 a にて第 3 冷媒通路 18 を閉じる（全閉）。これにより、冷凍サイクル装置 10 では、図 3 の矢印で示すように冷媒が流れる冷媒流路に切り替えられる。この冷媒流路の構成で、制御装置が、目標吹出温度 T A O、センサ群の検出信号等に基づいて、制御装置に接続された各種制御機器の作動状態（各種制御機器へ出力する制御信号）を決定する。例えば、圧縮機 11 の冷媒吐出能力、すなわち電動圧縮機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 T A O 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 の目標凝縮器温度 T C O を決定する。

30

【 0 0 3 7 】

そして、この目標凝縮器温度 T C O と吐出温度センサの検出値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凝縮器 12 を通過した空気の温度が、目標吹出温度 T A O に近づくように電動圧縮機に出力される制御信号が決定される。また、第 1 膨張弁 14 へ出力される制御信号については、第 1 膨張弁 14 へ流入する冷媒の過冷却度が、C O P を最大値に近づくように予め定められた目標過冷却度に近づくように決定される。エアミックスドア 3 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 3 が冷風バイパス通路 35 を閉塞し、室内蒸発器 20 を通過後の送風空気の全流量がヒータコア 34 及び室内凝縮器 12 の空気通路 36 を通過するように決定される。したがって、暖房モード時の冷凍サイクル装置 10 では、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒が室内凝縮器 12 に流入する。室内凝縮器 12 に流入した冷媒は、送風機 2 から送風されて凝縮器 12 を通過した車室内送風空気と熱交換して放熱する。これにより、車室内送風空気が加熱される。

40

50

【 0 0 3 8 】

室内凝縮器 1 2 から流出した冷媒は、第 1 冷媒通路 1 3 を介して第 1 膨張弁 1 4 に流入し、第 1 膨張弁 1 4 にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。そして、第 1 膨張弁 1 4 にて減圧された低圧冷媒は、室外熱交換器 1 5 に流入して、送風ファンから送風された外気から吸熱する。室外熱交換器 1 5 から流出した冷媒は、第 2 冷媒通路 1 6 を介して、アキュムレータ 2 1 へ流入して気液分離される。そして、アキュムレータ 2 1 にて分離された気相冷媒が圧縮機 1 1 の吸入側から吸入されて再び圧縮機 1 1 にて圧縮される。なお、アキュムレータ 2 1 にて分離された液相冷媒は、サイクルが要求されている冷凍能力を発揮するために必要としない余剰冷媒としてアキュムレータ 2 1 の内部に蓄えられる。なお、第 3 冷媒通路 1 8 は、入口流量制御弁 1 9 a にて閉鎖されているため、室内蒸発器 2 0 には冷媒が流入しない。

10

【 0 0 3 9 】

以上の如く、暖房モードでは、入口流量制御弁 1 9 a にて第 3 冷媒通路 1 8 が閉止される。一方、機械的に連結された第 2 膨張弁の出口流量調整弁 1 9 b は、大開口面積の開弁状態となっているので室内蒸発器 2 0 とアキュムレータ 2 1 は常に連通された状態に固定される。

【 0 0 4 0 】

[第 1 除湿暖房モード] (直列除湿)

次に、図 4、5 を参照して第 1 除湿暖房モードを説明する。第 1 除湿暖房モードでは、制御装置が第 1 開閉弁 1 7 にて第 2 冷媒通路 1 6 を閉じると共に、第 2 開閉弁 2 3 にて第 4 冷媒通路 2 2 を閉じる。そして、第 1 膨張弁 1 4、入口流量制御弁 1 9 a を絞り状態または全開状態とする。これにより、冷凍サイクル装置 1 0 は、冷房モードと同様に、図 4 の矢印に示すように冷媒が流れる冷媒流路に切り替えられる。なお、第 1 除湿暖房モードでは、冷媒流れに対して室外熱交換器 1 5 と室内蒸発器 2 0 とが直列に接続されることとなる。この冷媒流路の構成で、制御装置が、目標吹出温度 T A O、センサ群の検出信号等に基づいて、制御装置に接続された各種制御機器の作動状態(各種制御機器へ出力する制御信号)を決定する。例えば、エアミックスドア 3 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 3 が冷風バイパス通路 3 5 を閉塞し、室内蒸発器 2 0 を通過後の送風空気の全流量がヒータコア 3 4 及び室内凝縮器 1 2 の空気通路 3 6 を通過するように決定されたり、エアミックスドア 3 が、適宜開度位置に設定される。また、第 1 膨張弁 1 4 及び入口流量制御弁 1 9 a については、車室内へ吹き出す吹出空気の目標温度である目標吹出温度 T A O に応じて開度変更される。

20

30

【 0 0 4 1 】

具体的には、制御装置は、車室内へ吹き出す吹出空気の目標温度である目標吹出温度 T A O の上昇に伴って、第 1 膨張弁 1 4 にて室内凝縮器 1 2 出口の高圧圧力から室外熱交換器 1 5 が所定の間圧力まで減圧する。入口流量制御弁 1 9 a は、中間圧力から低圧冷媒となるまで減圧膨張する。図 5 に示すように、第 1 膨張弁 1 4 にて減圧される中間圧力は、室外熱交換器 1 5 にて放熱する場合は、外気温度より高い冷媒温度となる圧力に設定し、吸熱する場合は、外気温度より低い冷媒温度となる圧力に設定する。入口流量制御弁 1 9 a は、室内凝縮器 1 2 出口の圧力が目標吹出温度 T A O となる圧力となるように、第 1 膨張弁 1 4 の中間圧力により減圧する圧力を調整する。

40

【 0 0 4 2 】

圧縮機 1 1 から吐出された高圧冷媒は、室内凝縮器 1 2 へ流入して、室内蒸発器 2 0 にて冷却されて除湿された車室内送風空気と熱交換して放熱する。これにより、車室内送風空気が加熱される。室内凝縮器 1 2 から流出した冷媒は、第 1 冷媒通路 1 3 を介して第 1 膨張弁 1 4 に流入する。この際、第 1 膨張弁 1 4 により冷媒を所定圧力まで減圧して、室外熱交換器 1 5 に流入した冷媒は、室外熱交換器 1 5 にて送風ファンから送風された外気と熱交換する。室外熱交換器 1 5 から流出した冷媒は、第 3 冷媒通路 1 8 を介して、入口流量制御弁 1 9 a へ流入して、入口流量制御弁 1 9 a にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。入口流量制御弁 1 9 a にて減圧された低圧冷媒は、室内蒸発器 2 0 に流入し、送風

50

機 2 から送風された車室内送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、車室内送風空気が冷却される。

【 0 0 4 3 】

そして、室内蒸発器 2 0 から流出した冷媒は、室内蒸発器 2 0 の出口側に配置された、出口流量調整弁 1 9 b に流入する。この際、出口流量調整弁 1 9 b は、弁リフト量が大きく全開状態に近い、大開口面積の状態となっているので圧力低下がおきることなく、冷房モードと同様に、アキュムレータ 2 1 から圧縮機 1 1 の吸入側へと流れて、再び圧縮機 1 1 にて圧縮される。以上の如く、第 1 除湿暖房モードにおいても、入口流量制御弁 1 9 a にて減圧膨張される。一方、入口流量制御弁 1 9 a と機械的に連結された出口流量調整弁 1 9 b は、弁リフト量が大きく全開状態に近い、大開口面積の状態となっているので圧力低下がおきることなく、目標蒸発器温度 T E O に対する電動圧縮機 1 1 のフィードバック制御手法に影響を与えることがない。

10

【 0 0 4 4 】

[第 2 除湿暖房モード] (並列除湿)

次に、図 6 を参照して第 2 除湿暖房モードを説明する。これまで、出口流量調整弁 1 9 b は、全開状態とされていたが、このモードでは、フロスト防止のための、1 つの制御モータで電動制御する蒸発圧力調整弁 (E P R) として機能する。

第 2 除湿暖房モードでは、制御装置が第 1 開閉弁 1 7 にて第 2 冷媒通路 1 6 を開くと共に、第 2 開閉弁 2 3 にて第 4 冷媒通路 2 2 を開く。第 2 開閉弁 2 3 は、内部に固定絞り部 2 3 a を内蔵しており、冷媒を減圧膨張させる。そして、第 1 膨張弁 1 4、出口流量調整弁 1 9 b の両方を絞り状態とする。したがって、冷凍サイクル装置 1 0 は、図 6 の矢印に示すように冷媒が流れる冷媒流路に切り替えられる。なお、第 2 除湿暖房モードでは、冷媒流れに対して室外熱交換器 1 5 (メイン冷媒回路) と室内蒸発器 2 0 (バイパス冷媒回路) とが並列に接続されることとなる。

20

【 0 0 4 5 】

この冷媒流路の構成で、制御装置が、目標吹出温度 T A O、センサ群の検出信号等に基づいて、制御装置に接続された各種制御機器の作動状態 (各種制御機器へ出力する制御信号) を決定する。例えば、エアミックスドア 3 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 3 が冷風バイパス通路 3 5 を閉塞し、室内蒸発器 2 0 を通過後の送風空気的全流量がヒータコア 3 4 及び室内凝縮器 1 2 の空気通路 3 6 を通過するように決定される。エアミックスドア 3 が、適宜開度位置に設定され場合もある。また、第 1 膨張弁 1 4 出力される制御信号については、予め定めた第 2 除湿暖房モード用の所定開度となるように決定される。

30

【 0 0 4 6 】

一方、出口流量調整弁 1 9 b に出力される制御信号については、室内蒸発器 2 0 の冷媒蒸発圧力がフロストを発生しない所定の目標圧力となるように出口流量調整弁 1 9 b の開度を決定する。従って、第 2 除湿暖房モード時の冷凍サイクル装置 1 0 では、圧縮機 1 1 から吐出された高圧冷媒は、室内凝縮器 1 2 へ流入して、室内蒸発器 2 0 にて冷却されて除湿された車室内送風空気と熱交換して放熱する。これにより、車室内送風空気が加熱される。

40

【 0 0 4 7 】

室内凝縮器 1 2 から流出した冷媒は、第 1 冷媒通路 1 3 を介して第 1 膨張弁 1 4 に流入すると共に、第 2 開閉弁 2 3 (固定絞り部 2 3 a) から第 4 冷媒通路 2 2 を介して、入口流量制御弁 1 9 a (大開口面積の状態)、出口流量調整弁 1 9 b (フロスト防止制御開度) に流入する。第 1 膨張弁 1 4 に流入した高圧冷媒は、外気温度より低温の低圧冷媒となるまで減圧される。そして、第 1 膨張弁 1 4 にて減圧された低圧冷媒は、室外熱交換器 1 5 に流入して、送風ファンから送風された外気から吸熱する。

【 0 0 4 8 】

一方、入口流量制御弁 1 9 a に流入した低圧冷媒は、弁リフト量が大きく全開状態に近い、大開口面積の状態となっている入口流量制御弁 1 9 a を通過し、室内蒸発器 2 0 に流

50

入して、送風機 2 から送風された車室内送風空気から吸熱して蒸発し、車室内送風空気が冷却される。室内蒸発器 20 から流出した冷媒は、室内蒸発器 20 の出口側に配置された、出口流量調整弁 19 b にて所定の蒸発圧力から減圧されてアキュムレータ 21 に流入する。

【0049】

室外熱交換器 15 から流出した冷媒、及び、室内蒸発器 20 から流出した冷媒は、アキュムレータ 21 から圧縮機 11 の吸入側へと流れて、再び圧縮機 11 にて圧縮される。第 2 除湿暖房モードのモリエル線図は図 7 に示されている。出口流量調整弁 19 b は、フロスト防止のための蒸発圧力調整弁 (EPR) で、蒸発器内の冷媒の蒸発圧力を一定圧 (設定圧) に保っている。出口流量調整弁 19 b の弁体 301 は、モータ (ステップモータ) 500 により、図 1 A の上下方向に任意の位置へ駆動される。このため、従来技術のパネ式の蒸発圧力調整弁について背景技術で述べた (1) ~ (6) の問題点を解決している。

10

【0050】

本実施形態の第 2 除湿暖房モードでは、室外熱交換器 15 から流出した低圧冷媒の圧力、及び、出口流量調整弁 19 b から流出した低圧冷媒の圧力が、アキュムレータ 21 と同等の圧力となる。出口流量調整弁 19 b が全開にして、入口流量制御弁 19 a の方で流量調整しようとしても、室内蒸発器 20 の圧力は、アキュムレータ 21 の圧力に引きずられてしまうので、出口流量調整弁 19 b の方で流量制御せざるを得ないのである。また、第 3 冷媒通路 18 には、逆止弁 24 が設けられているので、第 4 冷媒通路 22 から圧力の低い室外熱交換器 15 の出口側へ冷媒が逆流しない。なお、第 2 開閉弁 23 は、室内蒸発器 20 での吸熱量が少ない場合には、冷媒流量を調整するため間欠的に開閉を行うようにしても良い。

20

【0051】

以上の如く、第 2 除湿暖房モード時には、第 1 除湿暖房モード時と異なり、冷媒流れに対して室外熱交換器 15 と室内蒸発器 20 とが並列接続される冷媒流路となるが、室外熱交換器 15 の出口冷媒圧力が室内蒸発器 20 の冷媒蒸発圧力より低い場合でも、EPR 等の追加部品を使用することなく、出口流量調整弁 19 b によって室内蒸発器 20 の蒸発圧力をフロストが発生しない目標圧力に保持することができる。さらに、各種センサ群の入力値や送風量に応じて、目標圧力を柔軟に変更できるため、吹出し温度や風量が必要以上に過大になることを防止することが出来る。

30

【0052】

第 1 膨張弁 14 に出力される制御信号については、室外熱交換器出口の出口側に温度センサ T_s を設けて、目標過熱度と室外熱交換器出口側の過熱度 (温度センサ T_s の検出値との偏差など) に基づいて、フィードバック制御手法等を用いて、室外熱交換器 15 の出口側の過熱度が目標過熱度に近づくように、第 1 膨張弁 14 へ出力する制御信号を決定してもよい。

【0053】

第 2 除湿暖房モード時には、出口流量調整弁 19 b によって、室内蒸発器 20 のフロスト制御が行われた。一方、冷房モードや第 1 除湿暖房モード時には、入口流量調整弁 19 a を制御開度にして出口流量調整弁 19 b は全開状態なので、これらのモードにおいては、圧縮機吐出冷媒量 (圧縮機回転数、容量) で室内蒸発器 20 のフロスト制御を行うと良い。

40

【0054】

次に、これらのモードの切替制御について、図 8 の制御フローチャートを参照して説明する。ステップ S1000 において、各センサ出力とパネル出力を入力する。目標吹出温度 T_{AO} を算出するためには、外気温度 T_{am} 、内気温度、日射量と設定温度が一般的な入力項目となる。ステップ S2000 において、ステップ S1000 での入力値に基づき T_{AO} を算出する。ステップ S3000 においては、A/C スイッチの ON、OFF を判定する。ここで、A/C スイッチは、現行カーエアコンと同様に、室内蒸発器 20 を冷やす (又は除湿する) 機能を ON、OFF するものとして定義している。A/C スイッチが

50

、OFFの場合は、暖房モードへ移行する。A/Cスイッチが、ONの場合は、次のステップS4000へ移行する。

【0055】

ステップS4000では、TAOが設定値より小さい場合には、冷房モードへと移行する。より高い場合には、除湿モードと判定し、次のステップS5000へ移行する。ステップS5000においては、外気温度Tamが低い場合（例えばT1以下）は、低温域でも高い吹出温度が得られる第2除湿モードへ移行する。T1より高い場合には、次のステップS6000へ移行する。ステップS6000においては、運転モードを設定して運転する際に吹出温度（車室内吹出空気温度）の検出値TAVと目標吹出温度TAOを比較し、所定値以下の場合は、そのまま第1除湿暖房モードで運転する。所定値以上の乖離が発生した場合は、高い吹出温度が得られる第2除湿暖房モードへ移行する。

10

【0056】

室内凝縮器12と室内蒸発器20に冷媒流れがあって、その各々が熱交換するモードが、除湿暖房モードである。第1除湿暖房モードと第2除湿暖房モードの違いは、室外熱交換器15の冷媒流れであり、第1除湿暖房モードの場合は、室外熱交換器15が、室内蒸発器20に対して直列流れとなる。第2除湿暖房モードの場合は、室外熱交換器15が、室内蒸発器20に対して並列流れになる。第1除湿暖房モードと第2除湿暖房モードは、図8に示すように、目標吹出温度TAOや外気温度Tamなどに応じて使い分けされる。

【0057】

次に、他の実施形態の流量調整弁19について説明する。（第1実施形態や先行実施形態と相違する点に付いて述べる。その他、第1実施形態や先行実施形態同様な点は省略する。）

20

（第3実施形態、図9）

第1実施形態の場合、図1Aに見られるように、室外熱交換器15からの接続孔206と室内蒸発器20からの接続孔305が隣接して配置されている。室外熱交換器15からの接続孔206に比べ、接続孔305の圧力は低く、両者の間には圧力差がある。一方、本実施形態では、図9に見られるように、室内蒸発器20への接続孔205、室内蒸発器20からの接続孔305が隣接して配置されている。室内蒸発器20内での圧力損失は小さいため入口と出口間の圧力差は小さく、連結シャフト400の貫通部の洩れ量が少ないため貫通部のOリングを省略することが出来る。その他は、第1実施形態の場合と同様である。

30

【0058】

（第4実施形態、図10A、B）

第3実施形態に対して、出口流量調整弁19bの弁体301、弁ウケ303に設けられた摺動穴に沿って弁リフト方向に移動する。弁体301の内部にはバネ309を内蔵し、弁シート302と接する方向に弁体301を押し付けている。その他は、第1、3実施形態の場合と同様である。図10Bに示すように、本実施形態では、弁体301と、連結シャフト400は結合されていない。モータ500により弁体201を閉弁方向に駆動すると、連結シャフト400も下降する。連結シャフト400の下端が、弁体301に接触すると、弁体301を開弁方向に移動させる。弁体201を開弁方向に駆動すると、連結シャフト400の上昇に応じて、バネ309により閉弁方向に移動する。

40

【0059】

本実施形態では、弁体301が連結シャフト400と結合する組立て作業が不要なため、組み付けが容易になる。また、弁体301が弁シート302に接し閉弁した時、連結シャフト400は、弁体301から離れるため、弁体301に過大な荷重が作用しない利点がある。

【0060】

（第5実施形態、図11）

第1実施形態に対して、ボデー部100を、入口流量制御弁19aのブロック102と出口流量調整弁19bのブロック101に分割している。また、弁体201、301を取

50

り付けた連結シャフト400は、軸ガイド410に挿入されて、サブアッセンブリ450となっている。本実施形態では、ブロック101と102の間に、サブアッセンブリ450を組付け、モータ500内で連結シャフト400とモータが結合される。モータ500とブロック101と102は、スルーボルト601により連結することで組み付けられる。本実施形態では、ボデー側もブロック101と102と分割されているため、ボデーの加工が容易である。また、入口流量制御弁のブロック101のみを用いることで電気膨張弁としても使用でき、部品の共通化が図れる。さらに、弁体201、301が、サブアッセンブリ450となっているため、組付け作業が簡便になる。

【0061】

(第6実施形態、図12A、B)

第5実施形態に対して、第4実施形態と同様に、弁体301を閉弁方向に付勢するパネ309が設けられている。本実施形態では、組付け時に、モータと連結シャフト400を結合する必要がないため、さらに組み付けが容易である。また、閉弁後にはプッシュロッド510が離れるため、弁体301に過大な荷重が作用しない利点は第4実施形態と同様である。

【0062】

(第7実施形態、図13A、B)

第7実施形態は、出口流量調整弁19bをスライド弁構造とした実施形態を示す。シリンダ350の内側を、連結シャフト400に固定されたピストン360がスライドする。シリンダ350には、室内蒸発器20からの接続孔305に連通する開口部307が設けられている。ピストン360には、連結シャフト400が下降すると(図13Bの下方方向)と開口面積が増加する形状の開口孔308が設けられている。すなわち、連結シャフト400が下降すると、出口流量調整弁19bは、ピストン360とシリンダ350で形成される開口部の面積が増加する。一方、弁体201は、弁シート202に接近して弁開度が減少、閉弁に至る。連結シャフト400が上昇する場合は、それぞれ弁開度変化が逆となる。

【0063】

室内蒸発器20では液冷媒が蒸発してガス冷媒になるため、出口流量調整弁19bには体積の大きいガス冷媒が流れる。本実施形態では、スライド弁構造としたことにより、シリンダ径を配管径より大きくすることで弁の開口面積が確保できる。また、スライド弁は弁の上流と下流の圧力差による力が、弁リフト方向に働かないため、モータの駆動力を低減できる。さらに、本実施形態では、シリンダ350を、ボデーに挿入する構造としたことで、弁体201をスライド弁側から挿入することが可能であり、モータ取付け穴から、一方向での組み付けが可能である。さらに、スライド弁の閉弁位置とシリンダ350とピストン360の接触位置に余裕を持たせれば(図13Bの隙間c)、閉弁時に機械的に接触することがないため、モータの停止位置誤差が大きくても許容できる。出口流量調整弁19bには、閉弁時でも所定の流量を流すバイパス流路(ブリードポート)を設けても良い。

【0064】

(第8実施形態、図14A、14B、14C)

第8実施形態は、出口流量調整弁19b、入口流量制御弁19aを、ロータリ弁で構成した実施形態を示す。本実施形態では、出口流量調整弁19bの弁体308'と、入口流量制御弁19aの弁体208'を、連結シャフト400を介して、モータ500により回転させる。弁体の回転に対して、弁体308'と弁体208'の開口部は面積変化が逆になるように設けられている(図14B、14C参照)。本実施形態によれば、出口流量調整弁19bと入口流量制御弁19aを積み重ねても、全高を低くすることで、搭載が容易となる。また、制御モータ500の回転力を、直線運動に変換する必要がないため、制御モータが簡素化できる。さらに、スライド弁同様、閉弁時に機械的に接触することがないため、モータの停止位置誤差が大きくても許容できる。

【0065】

(第9実施形態、図15A)

第9実施形態は、入口流量制御弁19aに、弁体201が弁シート202より所定量以上離れると、入口流量制御弁19aの開口面積を減少させる、副弁203を追加している。出口流量調整弁19bにて蒸発器の蒸発圧力を調整している時、冷媒流量が少ないと、弁体301と弁シート302間の隙間が過度に小さくなり、流量制御が困難になる場合がある。本実施形態によれば、副弁203により、入口流量制御弁19aの開度を減少させることで、図15Bの弁開度特性に示すような特性が得られ、出口流量調整弁19bでの流量制御が容易となる。図15Bの弁開度特性において、C位置は、連結シャフト400が最上位で、弁体201が弁シート201に着座している場合である。CからB、Aと下方に移動させた場合の弁開度特性である。

10

【0066】

本発明の流量調整弁19は、第2実施形態のみならず次の冷凍サイクル装置に適用することも可能である。

(第10実施形態)

図16を参照して、第10実施形態を説明する。圧縮機11の吐出側と、室外熱交換器15との流路を開閉する電磁弁40が設けられている。電磁弁41は、第5冷媒通路16'を開閉する。室内凝縮器12の下流に、冷媒を減圧する固定絞り42が配置されている。固定絞り42をバイパスする通路には、電磁弁43が設置されている。第1膨張弁14は、暖房時に室外熱交換器への冷媒流量を調整し冷媒を減圧する。冷房時には、第1膨張弁14をバイパスする。逆止弁24は、室外熱交換器15から入口流量制御弁19aに向けて流れるように設置されている。流量調整弁19は、第2実施形態と同様に、入口流量制御弁19aと出口流量調整弁19bから構成されている。

20

【0067】

第10実施形態の各運転モードを説明する。

冷房モードにおいて、電磁弁40を開とし、電磁弁41、43を閉とする。冷媒の流れは、圧縮機11 室外熱交換器15 逆止弁24 入口流量制御弁19a 蒸発器20 アキュムレータ21 圧縮機11の流れと、並行して、圧縮機11 室内凝縮器12 固定絞り42 出口流量調整弁19bと流れる。後者の流れは、固定絞り42を経由するため流路抵抗が高く、大部分の冷媒は室外熱交換器15側に流れ、室外熱交換器15より車外に放熱され、室内蒸発器20にて吸熱することで冷房が行われる。

30

【0068】

図17を参照して、冷房モードをモリエル線図上で説明する。圧縮機出口aより室外熱交換器15に流れる冷媒は、外気に放熱し室外熱交換器出口bのポイントに変化する。他方、室内凝縮器12へ流れる冷媒は、エアミックスドア3が閉止されて放熱しないため、固定絞り出口dのポイントへ変化する。理想的には、室内凝縮器12側の圧力損失がなければa点とd点は同一となる。c点とd点の冷媒が合流し、入口流量制御弁19a入口e点のエンタルピとなる。室外熱交換器15側に流れる冷媒が多いため、e点はc点の近くとなる。入口流量制御弁19aで減圧されf点で、低温低圧の冷媒となる。そして、室内蒸発器20に流入し、車室内空気より吸熱して室内蒸発器20出口がg点となる(出口流量調整弁19bは全開状態)。その後、アキュムレータ21を経由して、圧縮器入口hに至る。室内蒸発器20出口から圧縮器入口に至る流路の圧力損失がなければg点とh点は同一となる。

40

【0069】

暖房モードにおいては、電磁弁41を開とし、電磁弁40、43を閉とする。また、入口流量制御弁19aは閉弁状態とし、室内蒸発器20への流路を閉じる。冷媒の流れは、圧縮機11 室内凝縮器12 第1膨張弁14 室外熱交換器15 電磁弁41 アキュムレータ21 圧縮機11の順に流れ、室内凝縮器12より車室内に放熱し、室外熱交換器15より車外から吸熱することで暖房が行われる。

【0070】

第10実施形態には、弱冷房モードが存在する。このモードは、電磁弁40、43を開

50

とし、電磁弁 4 1 を閉とする。冷房運転に対して、固定絞り 4 2 を電磁弁 4 3 によりバイパスする。これにより室内凝縮器 1 2 に流れる冷媒量を増加させ、冷房に加えて室内凝縮器 1 2 により再加熱を行う。

【 0 0 7 1 】

除湿暖房モードにおいては、電磁弁 4 1 を開とし、電磁弁 4 0、4 3 を閉とする。冷媒は、圧縮機 1 1 室内熱交換器 1 2 を経由した後に分岐して、一方の並列回路は、固定絞り 4 2 にて冷媒を減圧して入口流量制御弁 1 9 a を開弁状態とし、冷媒を流し、室内蒸発器 2 0 にて吸熱して車室内の空気を除湿する。出口流量調整弁 1 9 b は、冷媒流量を調整することで所定の蒸発圧力を保ちフロストを防止する。他方の並列回路は、第 1 膨張弁 1 4 室外熱交換器 1 5 電磁弁 4 1 アキュムレータ 2 1 圧縮機 1 1 の順に流れ、室外熱交換器 1 5 にて車室外より吸熱する。第 2 実施形態の第 2 除湿暖房モードと基本的には同じである。

10

【 0 0 7 2 】

(第 1 1 実施形態)

図 1 8 は、第 1 0 実施形態に対して、圧縮機 1 1 の吐出側の電磁弁を三方切替弁 5 0 に変更した場合の第 1 1 実施形態を示している。ここでは、構成を簡素化して「弱冷房モード」運転を省略した例を示す。さらに、電磁弁 4 3 とその流路を廃止している。その他は、第 1 0 実施形態と同じである。作動についても同様である。

【 符号の説明 】

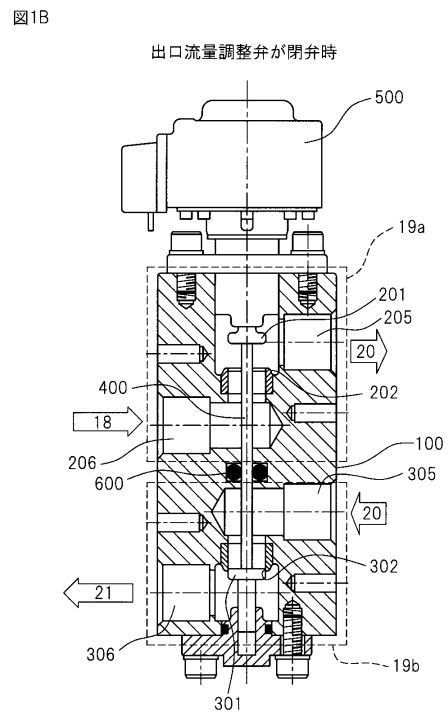
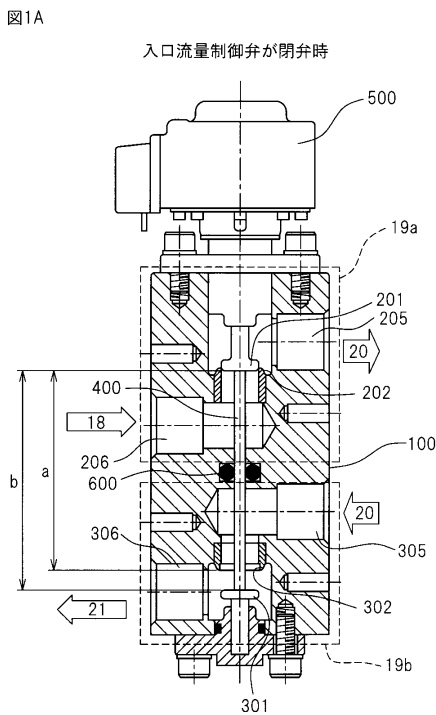
【 0 0 7 3 】

- 1 2 室内凝縮器
- 1 5 室外熱交換器
- 1 9 a 入口流量制御弁
- 1 9 b 出口流量調整弁
- 2 0 室内蒸発器

20

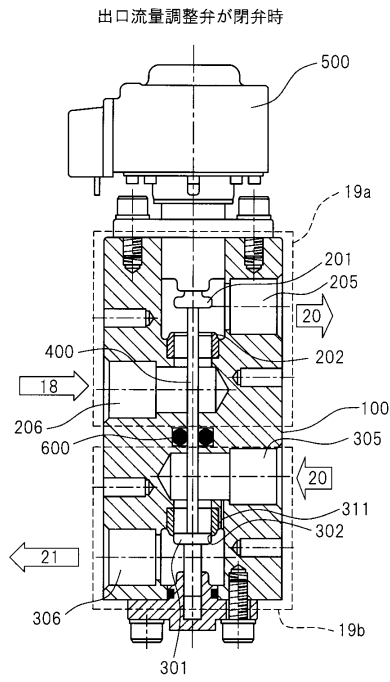
【 図 1 A 】

【 図 1 B 】



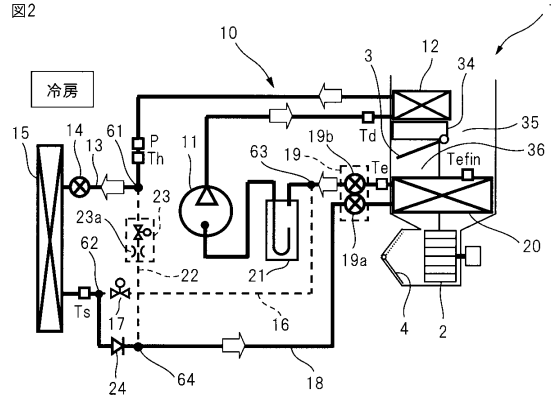
【図1C】

図1C



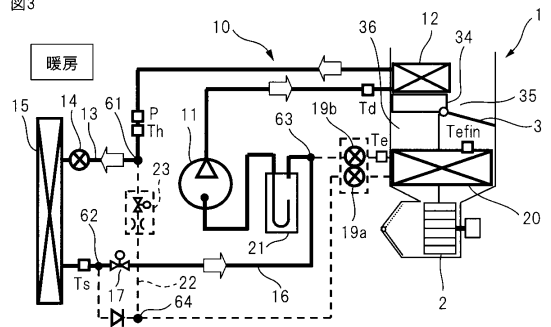
【図2】

図2



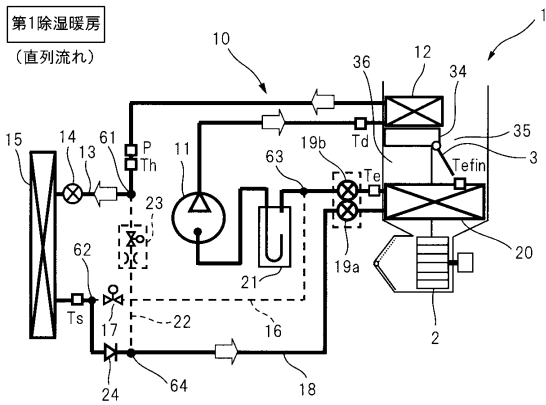
【図3】

図3



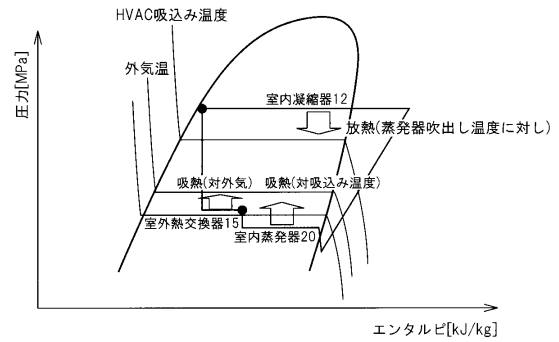
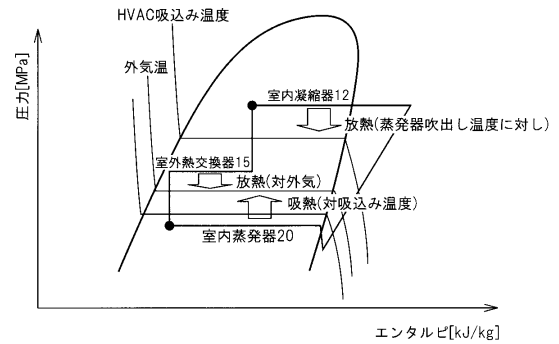
【図4】

図4

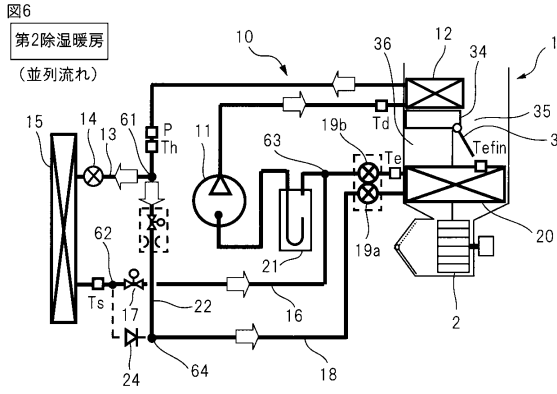


【図5】

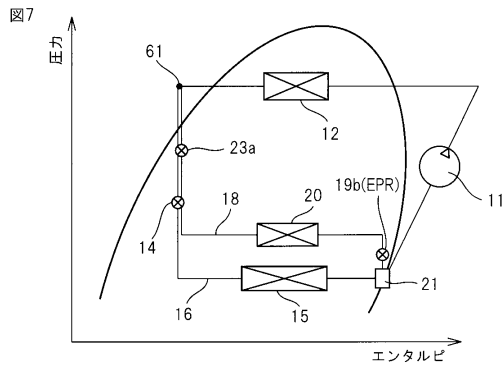
図5



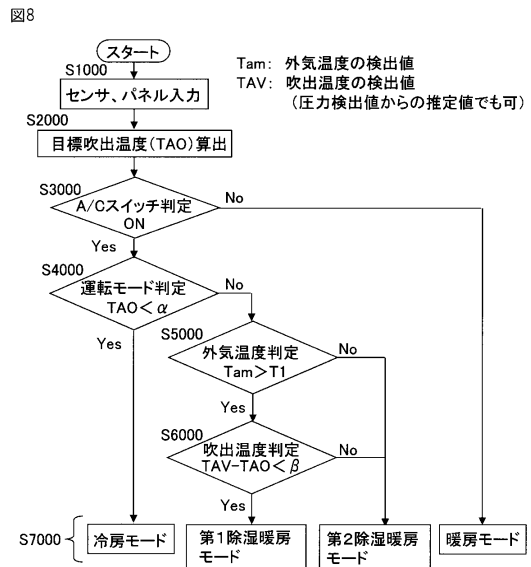
【図6】



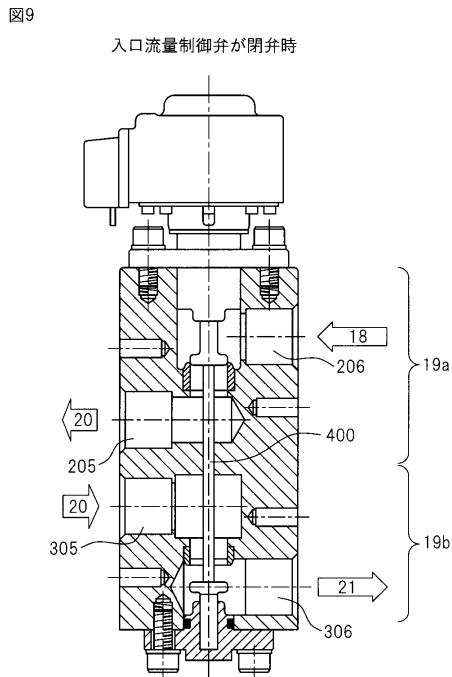
【図7】



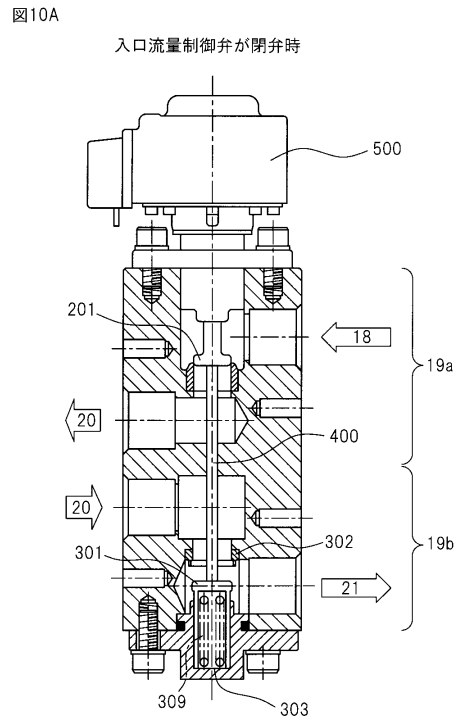
【図8】



【図9】



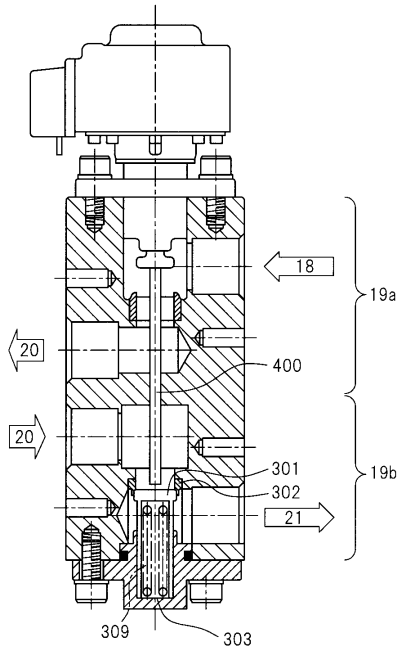
【図10A】



【図10B】

図10B

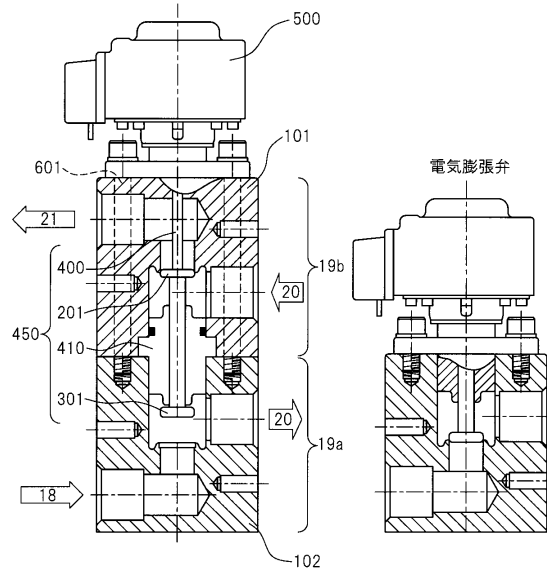
出口流量調整弁が開弁時



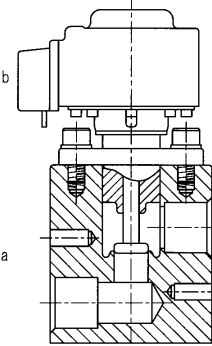
【図11】

図11

入口流量制御弁が開弁時



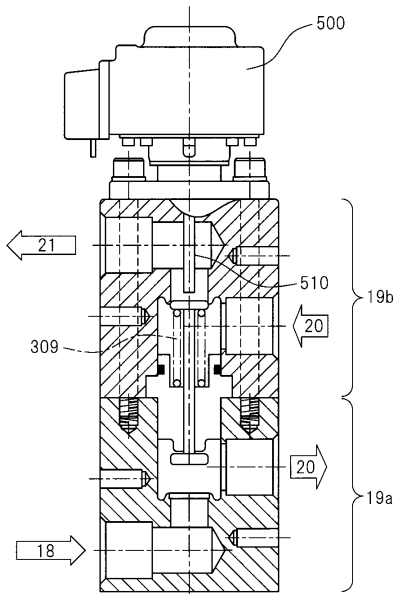
電気膨張弁



【図12A】

図12A

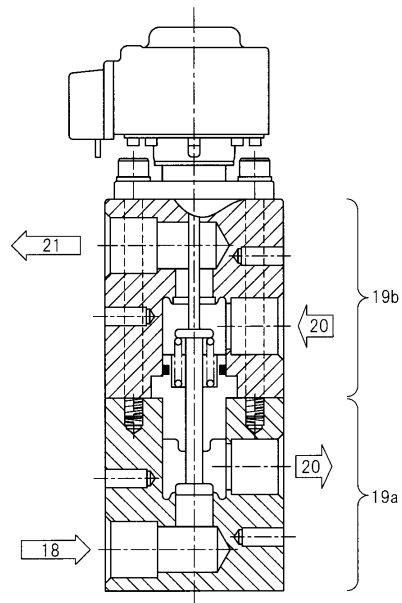
入口流量制御弁が開弁時



【図12B】

図12B

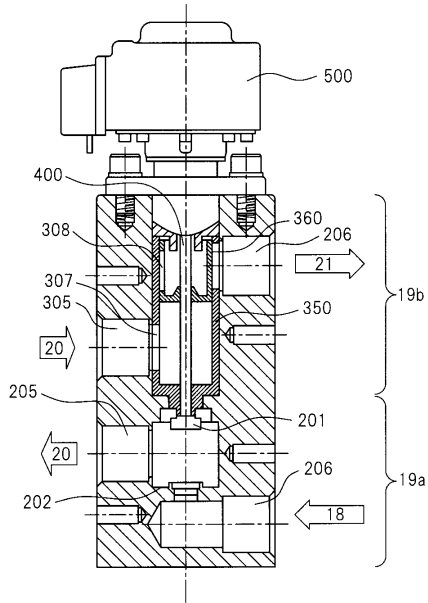
出口流量調整弁が開弁時



【図13A】

図13A

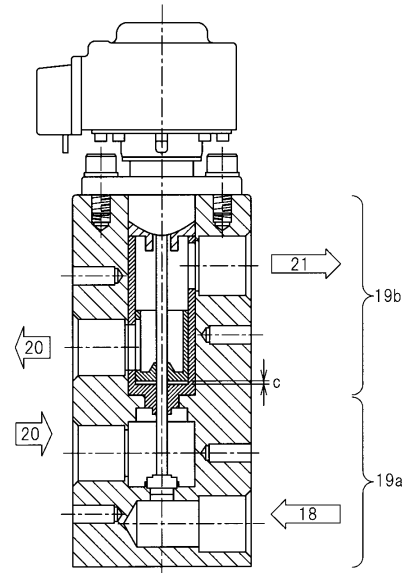
入口流量制御弁が開弁時



【図13B】

図13B

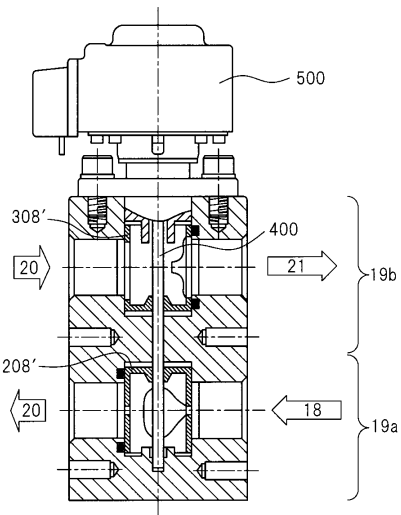
出口流量調整弁が開弁時



【図14A】

図14A

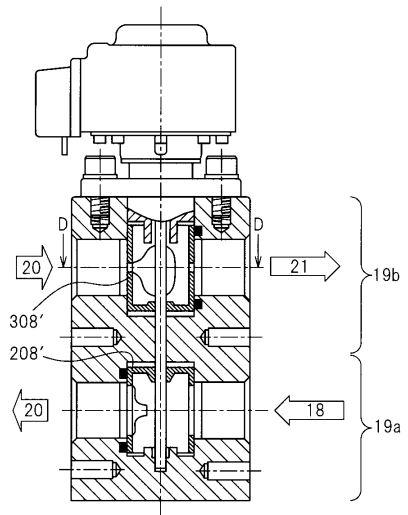
入口流量制御弁が閉弁時



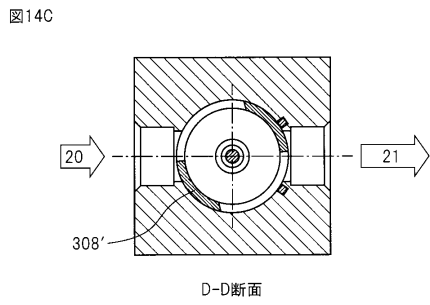
【図14B】

図14B

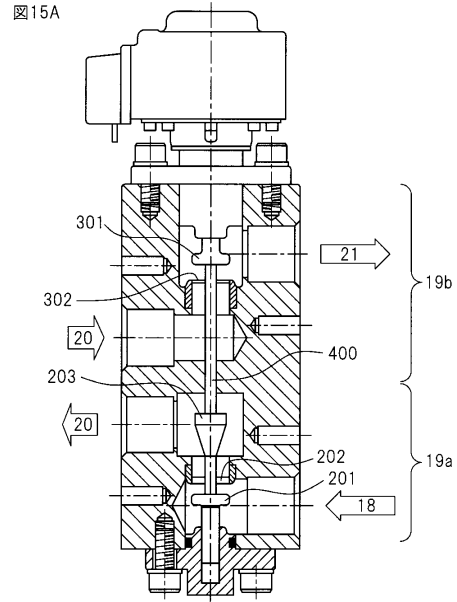
出口流量調整弁が閉弁時



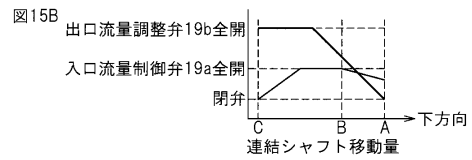
【図14C】



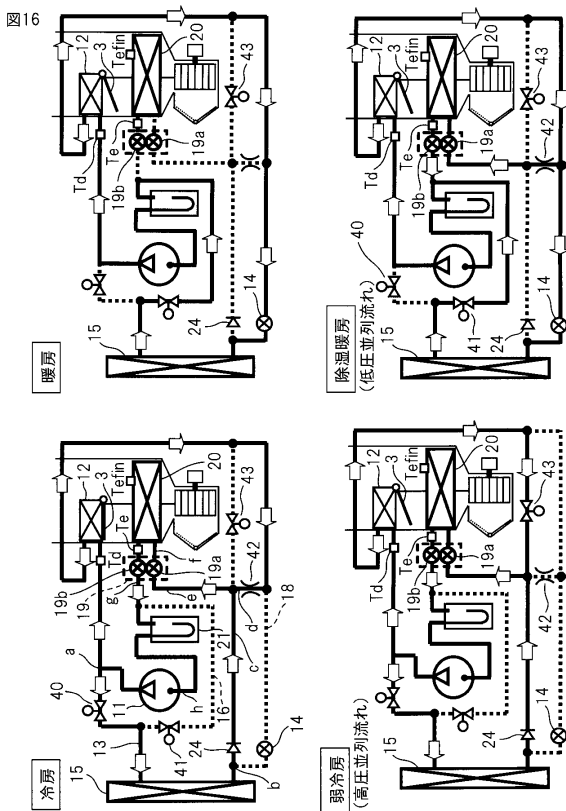
【図15A】



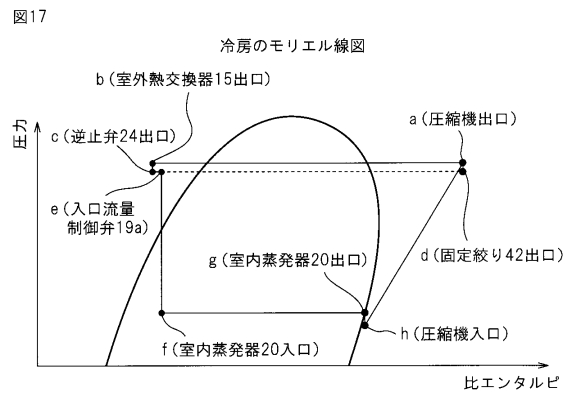
【図15B】



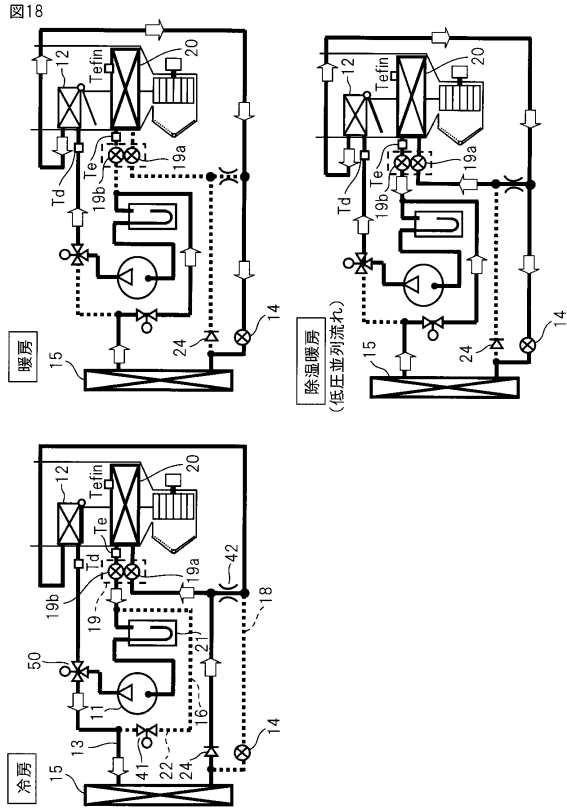
【図16】



【図17】



【 図 18 】



フロントページの続き

(72)発明者 太田 宏已
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 安島 智也

(56)参考文献 特公昭57-040423(JP, B1)
特開平05-026518(JP, A)
特開2003-014153(JP, A)
特開2003-080931(JP, A)
米国特許第3252294(US, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F25B 41/06