

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号
特許第5772764号
(P5772764)

(45) 発行日 平成27年9月2日 (2015.9.2)

(24) 登録日 平成27年7月10日 (2015.7.10)

(51) Int.Cl.
F 2 5 B 41/04 (2006.01)

F 1
F 2 5 B 41/04 Z

請求項の数 21 (全 53 頁)

(21) 出願番号	特願2012-185550 (P2012-185550)	(73) 特許権者	000004260
(22) 出願日	平成24年8月24日 (2012.8.24)		株式会社デンソー
(65) 公開番号	特開2013-92355 (P2013-92355A)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(43) 公開日	平成25年5月16日 (2013.5.16)	(74) 代理人	110001128
審査請求日	平成26年11月28日 (2014.11.28)		特許業務法人ゆうあい特許事務所
(31) 優先権主張番号	特願2011-221016 (P2011-221016)	(72) 発明者	伊藤 哲也
(32) 優先日	平成23年10月5日 (2011.10.5)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		社デンソー内
		(72) 発明者	武田 幸彦
			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	堀田 照之
			愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
			社デンソー内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 統合弁およびヒートポンプサイクル

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

冷媒を圧縮して吐出する圧縮機（11）を有するヒートポンプサイクル（10）に適用される統合弁であって、

前記圧縮機（11）から吐出された冷媒を流入させる冷媒流入口（141a）、前記冷媒流入口（141a）から流入した冷媒の気液を分離する気液分離空間（141b）、前記気液分離空間（141b）にて分離された気相冷媒を流出させる気相冷媒流出口（142a）および前記気液分離空間（141b）にて分離された液相冷媒を流出させる液相冷媒流出口（141e）が形成されたボデー（140）を備え、

前記ボデー（140）の内部には、前記気液分離空間（141b）から前記液相冷媒流出口（141e）へ至る液相冷媒通路（141d）を開閉する液相冷媒側弁体（15）、前記液相冷媒側弁体（15）が前記液相冷媒通路（141d）を閉じた際に液相冷媒を減圧させて前記液相冷媒流出口（141e）側へ流出させる固定絞り（17）、および、前記気液分離空間（141b）から前記気相冷媒流出口（142a）へ至る気相冷媒通路（142b）を開閉する気相冷媒側弁体（18）が収容されており、

前記気相冷媒側弁体（18）は、前記液相冷媒流出口（141e）側の冷媒圧力と前記気相冷媒通路（142b）側の冷媒圧力との圧力差によって変位する差圧弁で構成されていることを特徴とする統合弁。

【請求項2】

前記気相冷媒側弁体（18）は、前記液相冷媒流出口（141e）側の冷媒圧力が前記

10

20

気相冷媒通路（１４２ｂ）側の冷媒圧力よりも低くなった際に前記気相冷媒通路（１４２ｂ）を開く差圧弁で構成されていることを特徴とする請求項１に記載の統合弁。

【請求項３】

さらに、前記ボデー（１４０）の内部には、前記液相冷媒流出口（１４１ｅ）側の冷媒の圧力を前記気相冷媒側弁体（１８）に作用させる圧力導入通路（１９）が形成されていることを特徴とする請求項１または２に記載の統合弁。

【請求項４】

さらに、電力を供給されることによって前記液相冷媒側弁体（１５）を変位させる電磁機構（１６）を備えることを特徴とする請求項１ないし３のいずれか１つに記載の統合弁。

10

【請求項５】

前記液相冷媒通路（１４１ｄ）および前記固定絞り（１７）は、前記気液分離空間（１４１ｂ）から気相冷媒を前記気相冷媒通路（１４２ｂ）側へ流出させる分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）よりも、下方側に配置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つに記載の統合弁。

【請求項６】

前記気相冷媒通路（１４２ｂ）は、前記気液分離空間（１４１ｂ）から気相冷媒を前記気相冷媒通路（１４２ｂ）側へ流出させる分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）よりも、上方側に配置されていることを特徴とする請求項１ないし５のいずれか１つに記載の統合弁。

【請求項７】

前記気相冷媒側弁体（１８）が前記気相冷媒通路（１４２ｂ）を開いた際に、前記気相冷媒側弁体（１８）と当接して前記気相冷媒側弁体（１８）の変位を規制する規制部材（１８ｃ）を備え、

20

前記気相冷媒側弁体（１８）と前記規制部材（１８ｃ）との当接部のうち少なくとも一方には、前記気相冷媒側弁体（１８）と前記規制部材（１８ｃ）との当接部から冷媒が漏れることを抑制するシール部材（１８ｅ）が配置されていることを特徴とする請求項１ないし６のいずれか１つに記載の統合弁。

【請求項８】

前記ボデー（１４０）には、前記気液分離空間（１４１ｂ）から液相冷媒を前記液相冷媒通路（１４１ｄ）側へ流出させる分離液相冷媒出口穴（１４１ｃ）が形成され、

30

前記分離液相冷媒出口穴（１４１ｃ）から流出する液相冷媒の流出方向と前記液相冷媒通路（１４１ｄ）を流通する冷媒の流れ方向は、異なる方向になっていることを特徴とする請求項１ないし７のいずれか１つに記載の統合弁。

【請求項９】

前記気液分離空間（１４１ｂ）は、円柱状に形成されており、

さらに、前記気液分離空間（１４１ｂ）では、遠心力の作用によって冷媒の気液が分離されることを特徴とする請求項１ないし８のいずれか１つに記載の統合弁。

【請求項１０】

前記気液分離空間（１４１ｂ）の内部には、前記気液分離空間（１４１ｂ）と同軸上に配置されて、内部に前記気相冷媒通路（１４２ｂ）を形成する円筒状の分離気相冷媒流出パイプ部（１４２ｃ）が配置されており、

40

前記分離気相冷媒流出パイプ部（１４２ｃ）の長手方向一端部には、前記気液分離空間（１４１ｂ）から気相冷媒を前記気相冷媒通路（１４２ｂ）側へ流出させる分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）が形成されていることを特徴とする請求項９に記載の統合弁。

【請求項１１】

前記分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）と前記気液分離空間（１４１ｂ）から液相冷媒を前記液相冷媒通路（１４１ｄ）側へ流出させる分離液相冷媒出口穴（１４１ｃ）との間には、前記気液分離空間（１４１ｂ）にて分離された液相冷媒の前記分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）側への飛散を防止する円盤状のシャッタ部材（２８）が配置されていることを特徴とする請求項１０に記載の統合弁。

50

【請求項 1 2】

前記シャッタ部材(28)の直径を「 D_s 」、前記分離気相冷媒流出パイプ部(142c)の直径を「 D_p 」、前記気液分離空間(141b)の直径を「 D_r 」、前記分離液相冷媒出口穴(141c)の直径を「 D_o 」としたとき、

$$D_p = D_s - (D_x + D_r) / 2$$

$$D_x = (D_r^2 - D_o^2)^{1/2}$$

となっていることを特徴とする請求項 1 1 に記載の統合弁。

【請求項 1 3】

前記シャッタ部材(28)は、前記分離気相冷媒出口穴(142d)側の外周縁部が、前記分離液相冷媒出口穴(141c)側から前記分離気相冷媒出口穴(142d)側に向
10
かって連続的に縮径されていることを特徴とする請求項 1 1 または 1 2 に記載の統合弁。

【請求項 1 4】

前記冷媒流入口(141a)から前記気液分離空間(141b)へ冷媒を導く冷媒導入通路(141h)は、前記気液分離空間(141b)の径方向の壁面に形成された冷媒導入穴(141g)を介して前記気液分離空間(141b)に連通しており、

前記冷媒導入穴(141g)は、前記分離気相冷媒流出パイプ部(142c)の長手方向一端部よりも長手方向他端部側に近い部位に開口し、前記気液分離空間(141b)の軸方向に延びる長穴で構成されていることを特徴とする請求項 1 0 ないし 1 3 のいずれか
20
1 つに記載の統合弁。

【請求項 1 5】

前記冷媒導入穴(141g)における前記分離気相冷媒流出パイプ部(142c)の長手方向一端部側の端部位置から前記分離気相冷媒流出パイプ部(142c)の長手方向一端部までの前記気液分離空間(141b)の軸方向における距離を「 L_v 」、前記冷媒導入穴(141g)における前記気液分離空間(141b)の軸方向に延びる縦幅を「 D_v 」としたとき、

$$L_v = (1/2) \times D_v$$

となっていることを特徴とする請求項 1 4 に記載の統合弁。

【請求項 1 6】

前記ボデー(140)は、前記液相冷媒通路(141d)における前記固定絞り(17)から前記液相冷媒流出口(141e)へ至る冷媒通路を構成する部位、および前記固定絞りを構成する部位の少なくとも一方が、他の部位よりも熱抵抗の高い材料で構成されていることを特徴とする請求項 1 ないし 1 5 のいずれか 1 つに記載の統合弁。
30

【請求項 1 7】

前記固定絞り(17)から流出する冷媒の流出方向と前記液相冷媒通路(141d)における前記固定絞り(17)から前記液相冷媒流出口(141e)に至る冷媒通路を流通する冷媒の流れ方向が同じ方向になっていることを特徴とする請求項 1 ないし 1 6 のいずれか 1 つに記載の統合弁。

【請求項 1 8】

前記ボデー(140)は、前記気液分離空間(141b)から前記固定絞り(17)へ至る冷媒通路を構成する部位、および前記固定絞り(17)から前記液相冷媒流出口(141e)へ至る冷媒通路を構成する部位の少なくとも一部が、他の部位よりも熱抵抗が高くなるように断面積が小さくなっていることを特徴とする請求項 1 ないし 1 7 のいずれか 1 つに記載の統合弁。
40

【請求項 1 9】

吸入ポート(11a)から吸入した低圧冷媒を圧縮して吐出ポート(11c)から高圧冷媒を吐出するとともに、サイクル内の中間圧冷媒を流入させて圧縮過程の冷媒に合流させる中間圧ポート(11b)を有する圧縮機(11)と、

前記吐出ポート(11c)から吐出された高圧冷媒と熱交換対象流体とを熱交換させて、前記熱交換対象流体を加熱する利用側熱交換器(12)と、

前記利用側熱交換器(12)から流出した高圧冷媒を中間圧冷媒となるまで減圧させる
50

高段側減圧手段（１３）と、

少なくとも前記高段側減圧手段（１３）にて減圧された中間圧冷媒の気液を分離する機能を有する統合弁（１４）と、

前記統合弁（１４）から流出した前記低圧冷媒を蒸発させて、前記吸入ポート（１１ａ）側へ流出させる蒸発器（２０）と、を備え、

前記統合弁（１４）は、前記高段側減圧手段（１３）にて減圧された前記中間圧冷媒を流入させる冷媒流入口（１４１ａ）、前記冷媒流入口（１４１ａ）から流入した冷媒の気液を分離する気液分離空間（１４１ｂ）、前記気液分離空間（１４１ｂ）にて分離された気相冷媒を前記中間圧ポート（１１ｂ）側へ流出させる気相冷媒流出口（１４２ａ）および前記気液分離空間（１４１ｂ）にて分離された液相冷媒を前記蒸発器（２０）側へ流出させる液相冷媒流出口（１４１ｅ）が形成されたボデー（１４０）を有し、

10

前記ボデー（１４０）の内部には、前記気液分離空間（１４１ｂ）から前記液相冷媒流出口（１４１ｅ）へ至る液相冷媒通路（１４１ｄ）を開閉する液相冷媒側弁体（１５）、前記液相冷媒側弁体（１５）が前記液相冷媒通路（１４１ｄ）を閉じた際に前記液相冷媒を減圧させて前記液相冷媒流出口（１４１ｅ）側へ流出させる固定絞り（１７）、および、前記気液分離空間（１４１ｂ）から前記気相冷媒流出口（１４２ａ）へ至る気相冷媒通路（１４２ｂ）を開閉する気相冷媒側弁体（１８）が収容されており、

前記気相冷媒側弁体（１８）は、前記液相冷媒流出口（１４１ｅ）側の冷媒圧力と前記気相冷媒通路（１４２ｂ）側の冷媒圧力との圧力差が生じた際に前記気相冷媒通路（１４２ｂ）を開く差圧弁で構成されていることを特徴とするヒートポンプサイクル。

20

【請求項２０】

吸入ポート（１１ａ）から吸入した低圧冷媒を圧縮して吐出ポート（１１ｃ）から高圧冷媒を吐出するとともに、サイクル内の中間圧冷媒を流入させて圧縮過程の冷媒に合流させる中間圧ポート（１１ｂ）を有する圧縮機（１１）と、

前記吐出ポート（１１ｃ）から吐出された高圧冷媒を熱交換対象流体と熱交換させる第１利用側熱交換器（１２）と、

冷媒を前記熱交換対象流体と熱交換させて、前記圧縮機（１１）の吸入ポート（１１ａ）側へ流出させる第２利用側熱交換器（２３）と、

冷媒と外気とを熱交換させる室外熱交換器（２０）と、

前記第１利用側熱交換器（１２）から流出した冷媒を減圧させる第１減圧手段（１３）と、

30

前記第２利用側熱交換器（２３）へ流入する冷媒を減圧させる第２減圧手段（２２）と、

少なくとも前記第１減圧手段（１３）から流出した冷媒の気液を分離して、分離された液相冷媒を流出させる機能を有する統合弁（１４）と、を備え、

前記統合弁（１４）は、前記第１減圧手段（１３）から流出した冷媒を流入させる冷媒流入口（１４１ａ）、前記冷媒流入口（１４１ａ）から流入した冷媒の気液を分離する気液分離空間（１４１ｂ）、前記気液分離空間（１４１ｂ）にて分離された気相冷媒を前記中間圧ポート（１１ｂ）側へ流出させる気相冷媒流出口（１４２ａ）および前記気液分離空間（１４１ｂ）にて分離された液相冷媒を前記室外熱交換器（２０）側へ流出させる液相冷媒流出口（１４１ｅ）が形成されたボデー（１４０）を有し、

40

前記ボデー（１４０）の内部には、前記気液分離空間（１４１ｂ）から前記液相冷媒流出口（１４１ｅ）へ至る液相冷媒通路（１４１ｄ）を開閉する液相冷媒側弁体（１５）、前記液相冷媒側弁体（１５）が前記液相冷媒通路（１４１ｄ）を閉じた際に前記液相冷媒を減圧させて前記液相冷媒流出口（１４１ｅ）側へ流出させる固定絞り（１７）、および、前記気液分離空間（１４１ｂ）から前記気相冷媒流出口（１４２ａ）へ至る気相冷媒通路（１４２ｂ）を開閉する気相冷媒側弁体（１８）が収容されており、

前記気相冷媒側弁体（１８）は、前記液相冷媒流出口（１４１ｅ）側の冷媒圧力と前記気相冷媒通路（１４２ｂ）側の冷媒圧力との圧力差が生じた際に前記液相冷媒通路（１４１ｄ）を開く差圧弁で構成されており、

50

前記液相冷媒側弁体(15)が前記液相冷媒通路(141d)を開いた際には、前記気相冷媒流出口(142a)から冷媒を流出させることなく、前記液相冷媒流出口から流出した冷媒を前記室外熱交換器(20) 前記第2減圧手段(22) 前記第2利用側熱交換器(23)の順に流す冷媒回路に切り替えられ、

前記液相冷媒側弁体(15)が前記液相冷媒通路(141d)を閉じた際には、前記液相冷媒流出口から流出した冷媒を前記室外熱交換器(20)を介して前記吸入ポート(11a)側へ流すとともに、前記気相冷媒流出口(142a)から流出した冷媒を前記中間圧ポート(11b)側へ流す冷媒回路に切り替え可能に構成されていることを特徴とするヒートポンプサイクル。

【請求項21】

10

さらに、前記統合弁(14)にて分離された液相冷媒を、前記第2減圧手段(22)および前記第2利用側熱交換器(23)を迂回させて、前記吸入ポート(11a)側へ導く迂回用通路(25)と、

前記迂回用通路(25)を開閉する迂回通路開閉弁(27)と、

を備えることを特徴とする請求項20に記載のヒートポンプサイクル。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ヒートポンプサイクルに適用される統合弁、および、これを用いたヒートポンプサイクルに関するもので、車両用の冷凍サイクル装置に適用して有効である。

20

【背景技術】

【0002】

従来、電気自動車等のように車室内の暖房用の熱源を確保しにくい車両に適用される車両用空調装置として、ヒートポンプサイクル(蒸気圧縮式の冷凍サイクル)にて、車室内へ送風される送風空気を加熱して、車室内の暖房を行うものが知られている。

【0003】

例えば、特許文献1、2には、この種の車両用空調装置に適用されるヒートポンプサイクルとして、冷房運転時の冷媒回路と暖房運転時の冷媒回路とを切り替え可能に構成されたものが開示されている。より具体的には、特許文献1、2のヒートポンプサイクルでは、暖房運転時には、室外熱交換器にて冷媒が外気から吸熱した熱を室内凝縮器にて送風空気に放熱させる冷媒回路に切り替えて送風空気を加熱している。

30

【0004】

さらに、特許文献2のヒートポンプサイクルでは、暖房運転時に、低段側圧縮機構と高段側圧縮機構との2つの圧縮機構にて冷媒を多段階に昇圧して、サイクルの中間圧気相冷媒を低段側圧縮機構から吐出された冷媒と合流させて高段側圧縮機構へ吸入させる、いわゆるガスインジェクションサイクル(エコノマイザ式冷凍サイクル)に切り替えて、暖房運転時におけるサイクル効率(COP)の向上を図っている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

40

【特許文献1】特許第3331765号公報

【特許文献2】特許第3257361号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、特許文献1、2に開示されたヒートポンプサイクルでは、冷房運転時の冷媒回路と暖房運転時の冷媒回路とを切り替えるために、冷媒回路切替手段として開閉弁や四方弁等の複数の弁体を備える必要があり、サイクル構成や冷媒回路を切り替えるための制御が複雑化するという問題が生じる。

【0007】

50

特に、特許文献2のようにガスインジェクションサイクルとして機能する冷凍サイクルを構成する場合には、通常の冷凍サイクルに対してサイクル構成が複雑化しやすい。さらに、このようなサイクル構成の複雑化に伴ってヒートポンプサイクル全体としての搭載対象物（例えば、車両）への搭載性が悪化するといった問題が生じる。

【0008】

上記点に鑑み、本発明は、ヒートポンプサイクルのサイクル構成の簡素化を図ることのできる統合弁を提供することを第1の目的とする。

【0009】

また、本発明は、ヒートポンプサイクルの搭載対象物への搭載性の向上を図ることを第2の目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0010】

上記目的を達成するため、請求項1に記載の発明では、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機(11)を有するヒートポンプサイクル(10)に適用される統合弁であって、

圧縮機(11)から吐出された冷媒を流入させる冷媒流入口(141a)、冷媒流入口(141a)から流入した冷媒の気液を分離する気液分離空間(141b)、気液分離空間(141b)にて分離された気相冷媒を流出させる気相冷媒流出口(142a)および気液分離空間(141b)にて分離された液相冷媒を流出させる液相冷媒流出口(141e)が形成されたボデー(140)を備え、

ボデー(140)の内部には、気液分離空間(141b)から液相冷媒流出口(141e)へ至る液相冷媒通路(141d)を開閉する液相冷媒側弁体(15)、液相冷媒側弁体(15)が液相冷媒通路(141d)を閉じた際に液相冷媒を減圧させて液相冷媒流出口(141e)側へ流出させる固定絞り(17)、および、気液分離空間(141b)から気相冷媒流出口(142a)へ至る気相冷媒通路(142b)を開閉する気相冷媒側弁体(18)が収容されており、

気相冷媒側弁体(18)は、液相冷媒流出口(141e)側の冷媒圧力と気相冷媒通路(142b)側の冷媒圧力との圧力差によって変位する差圧弁で構成されていることを特徴とする。

【0011】

これによれば、気液分離空間(141b)等が形成されたボデー(140)の内部に、液相冷媒を減圧させる固定絞り(17)、液相冷媒通路(141d)を開閉する液相冷媒側弁体(15)および気相冷媒通路(142b)を開閉する気相冷媒側弁体(18)が収容されて一体化されているので、ガスインジェクションサイクルを構成するヒートポンプサイクルのサイクル構成を簡素化できる。

【0012】

さらに、気相冷媒側弁体(18)が、圧力差によって変位する差圧弁で構成されているので、気相冷媒側弁体(18)を変位させるための専用の変位手段（例えば、電磁機構等）を設ける必要がなく、液相冷媒側弁体(15)の作動に応じて、気相冷媒側弁体(18)を変位させて気相冷媒通路(142b)を開閉することができる。

【0013】

より詳細には、液相冷媒側弁体(15)が液相冷媒通路(141d)を開くことによって、液相冷媒流出口(141e)側の冷媒圧力と気相冷媒通路(142b)側の冷媒圧力とを同等とし、液相冷媒側弁体(15)が液相冷媒通路(141d)を閉じることによって、液相冷媒流出口(141e)側の冷媒圧力を固定絞り(17)によって減圧された圧力として、気相冷媒通路(142b)側の冷媒圧力よりも低くすることができる。

【0014】

そして、この際、生じる液相冷媒流出口(141e)側の冷媒圧力と気相冷媒通路(142b)側の冷媒圧力との圧力差によって気相冷媒側弁体(18)を変位させることができる。従って、液相冷媒側弁体(15)の作動を制御することによって、容易にサイクル構成を切り替えることができ、冷媒回路を切り替え可能に構成されたヒートポンプサイク

10

20

30

40

50

ルのサイクル構成を簡素化できる。なお、請求項における「気相冷媒」とは、気相状態の冷媒（単相の冷媒）だけを意味するわけではなく、気相状態の冷媒を主とする気液混相状態の冷媒も含む意味である。また、「液相冷媒」とは、液相状態の冷媒（単相の冷媒）だけを意味するわけではなく、液相状態の冷媒を主とする気液混相状態の冷媒も含む意味である。

【0015】

請求項2に記載の発明の如く、請求項1に記載の統合弁において、具体的に、気相冷媒側弁体（18）は、液相冷媒流出口（141e）側の冷媒圧力が気相冷媒通路（142b）側の冷媒圧力よりも低くなった際に気相冷媒通路（142b）を開く差圧弁で構成されていることを特徴とする。

10

【0016】

これによれば、具体的に、液相冷媒側弁体（15）が液相冷媒通路（141d）を閉じた際には、気相冷媒流出口（142a）から気液分離空間（141b）にて分離された気相冷媒を流出させ、液相冷媒流出口（141e）から固定絞り（17）にて減圧された冷媒を流出させることができる。

【0017】

一方、液相冷媒側弁体（15）が液相冷媒通路（141d）を開いた際には、気相冷媒流出口（142a）から冷媒を流出させることなく、液相冷媒流出口（141e）から冷媒を流出させることができる。

【0018】

20

請求項3に記載の発明では、請求項1または2に記載の統合弁において、さらに、ポデー（140）の内部には、液相冷媒流出口（141e）側の冷媒の圧力を気相冷媒側弁体（18）に作用させる圧力導入通路（19）が形成されていることを特徴とする。これによれば、液相冷媒流出口（141e）側の冷媒圧力を気相冷媒側弁体（18）に作用させるための冷媒通路を設ける必要がなく、より一層、ヒートポンプサイクルのサイクル構成を簡素化できる。

【0019】

請求項4に記載の発明では、請求項1ないし3のいずれか1つに記載の統合弁において、さらに、電力を供給されることによって液相冷媒側弁体（15）を変位させる電磁機構（16）を備えることを特徴とする。

30

【0020】

これによれば、電磁機構（16）によって容易に液相冷媒側弁体（15）の作動を制御することができる。なお、本請求項に記載された電磁機構（16）には、電力を供給することによって電磁力を発生させて稼働部材を変位させるソレノイドアクチュエータのみならず、電力を供給することによって回転駆動力を発生させるモータ等も含む意味である。

【0021】

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つに記載の統合弁において、液相冷媒通路（141d）および固定絞り（17）は、気液分離空間（141b）から気相冷媒を気相冷媒通路（142b）側へ流出させる分離気相冷媒出口穴（142d）よりも、下方側に配置されていることを特徴とする。これによれば、重力の作用によって気液分離空間（141b）にて分離された液相冷媒を液相冷媒通路（141d）および固定絞り（17）側へ導くことができる。

40

【0022】

請求項6に記載の発明では、請求項1ないし5のいずれか1つに記載の統合弁において、気相冷媒通路（142b）は、気液分離空間（141b）から気相冷媒を気相冷媒通路（142b）側へ流出させる分離気相冷媒出口穴（142d）よりも、上方側に配置されていることを特徴とする。これによれば、重力の作用によって気液分離空間（141b）にて分離された液相冷媒を下方側に落下させることができるので、分離された気相冷媒を確実に気相冷媒通路（142b）側へ導くことができる。

【0023】

50

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 つに記載の統合弁において、気相冷媒側弁体 (1 8) が気相冷媒通路 (1 4 2 b) を開いた際に、気相冷媒側弁体 (1 8) と当接して気相冷媒側弁体 (1 8) の変位を規制する規制部材 (1 8 c) を備え、気相冷媒側弁体 (1 8) と規制部材 (1 8 c) との当接部のうち少なくとも一方には、気相冷媒側弁体 (1 8) と規制部材 (1 8 c) との当接部から冷媒が漏れることを抑制するシール部材 (1 8 e) が配置されていることを特徴とする。

【 0 0 2 4 】

これによれば、シール部材 (1 8 e) が配置されているので、気相冷媒側弁体 (1 8) が気相冷媒通路 (1 4 2 b) を開いた際に、気相冷媒側弁体 (1 8) と規制部材 (1 8 c) との当接部から冷媒が漏れることを抑制して、圧力差の縮小を抑制することができる。

10

【 0 0 2 5 】

従って、例えば、前述の請求項 2 に記載の発明のように、液相冷媒流出口 (1 4 1 e) 側の冷媒圧力が気相冷媒通路 (1 4 2 b) 側の冷媒圧力よりも低くなった際に気相冷媒側弁体 (1 8) が気相冷媒通路 (1 4 2 b) を開く構成であれば、液相冷媒流出口 (1 4 1 e) 側の冷媒圧力と気相冷媒通路 (1 4 2 b) 側の冷媒圧力との圧力差の縮小を抑制して、気相冷媒側弁体 (1 8) が気相冷媒通路 (1 4 2 b) を開いた状態を維持できる。

【 0 0 2 6 】

さらに、シール部材 (1 8 e) を当接部に配置する構成とすることで、後述する実施形態に説明するように、気相冷媒側弁体 (1 8) が変位する際の摺動抵抗を増加させてしまうこともない。

20

【 0 0 2 7 】

請求項 8 に記載の発明では、請求項 1 ないし 7 のいずれか 1 つに記載の統合弁において、ボデー (1 4 0) には、気液分離空間 (1 4 1 b) から液相冷媒を液相冷媒通路 (1 4 1 d) 側へ流出させる分離液相冷媒出口穴 (1 4 1 c) が形成され、分離液相冷媒出口穴 (1 4 1 c) から流出する液相冷媒の流出方向と液相冷媒通路 (1 4 1 d) を流通する冷媒の流れ方向は、異なる方向になっていることを特徴とする。

【 0 0 2 8 】

これによれば、分離液相冷媒出口穴 (1 4 1 c) から流出する液相冷媒の流出方向と液相冷媒通路 (1 4 1 d) を流通する冷媒の流れ方向が異なっていることにより、液相冷媒通路 1 4 1 d を流通する冷媒の気液を攪拌して、液相冷媒の流速と気相冷媒の流速との比を小さくすることができる。従って、固定絞り (1 7) の絞り特性の変化を抑制することができる。

30

【 0 0 2 9 】

さらに、分離液相冷媒出口穴 (1 4 1 c) から流出する液相冷媒の流出方向と液相冷媒通路 (1 4 1 d) を流通する冷媒の流れ方向は、略直角になっていることが望ましい。

【 0 0 3 0 】

請求項 9 に記載の発明のように、請求項 1 ないし 8 のいずれか 1 つに記載の統合弁において、気液分離空間 (1 4 1 b) は、円柱状に形成されており、さらに、気液分離空間 (1 4 1 b) では、遠心力の作用によって冷媒の気液が分離されるようになっていてもよい。

40

【 0 0 3 1 】

このように遠心力の作用によって冷媒の気液を分離する構成では、重力の作用等によって気液分離する構成に対して、気液分離性能が高い。従って、気液分離空間 (1 4 1 b) の省スペース化を図り、統合弁全体としての小型化を図ることができる。延いては、ヒートポンプサイクル (1 0) 全体としての小型化を図り、ヒートポンプサイクル (1 0) の搭載対象物への搭載性を向上させることもできる。

【 0 0 3 2 】

具体的には、請求項 1 0 に記載の発明の如く、請求項 9 に記載の統合弁において、気液分離空間 (1 4 1 b) の内部に、気液分離空間 (1 4 1 b) と同軸上に配置されて、内部に気相冷媒通路 (1 4 2 b) を形成する円筒状の分離気相冷媒流出パイプ部 (1 4 2 c)

50

を配置し、分離気相冷媒流出パイプ部（１４２ｃ）の長手方向一端部に、気液分離空間（１４１ｂ）から気相冷媒を気相冷媒通路（１４２ｂ）側へ流出させる分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）を形成する構成とすることができる。

【００３３】

請求項１１に記載の発明では、請求項１０に記載の統合弁において、分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）と気液分離空間（１４１ｂ）から液相冷媒を液相冷媒通路（１４１ｄ）側へ流出させる分離液相冷媒出口穴（１４１ｃ）との間には、気液分離空間（１４１ｂ）にて分離された液相冷媒の分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）側への飛散を防止する円盤状のシャッタ部材（２８）が配置されていることを特徴とする。

【００３４】

これによれば、シャッタ部材（２８）によって、分離液相冷媒出口穴（１４１ｃ）側から分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）側への液相冷媒の飛散を回避できる。これにより、統合弁の内部における気液分離効率の向上を図ることができる。従って、気液分離空間（１４１ｂ）の省スペース化を図り、統合弁全体としての小型化を図ることができる。延いては、ヒートポンプサイクル（１０）全体としての小型化を図り、ヒートポンプサイクル（１０）の搭載対象物への搭載性を向上させることもできる。

【００３５】

請求項１２に記載の発明では、請求項１１に記載の統合弁において、シャッタ部材（２８）の直径を「 D_s 」、分離気相冷媒流出パイプ部（１４２ｃ）の直径を「 D_p 」、気液分離空間（１４１ｂ）の直径を「 D_r 」、分離液相冷媒出口穴（１４１ｃ）の直径を「 D_o 」としたとき、

$$D_p = D_s - (D_x + D_r) / 2$$

$$D_x = (D_r^2 - D_o^2)^{1/2}$$

となっていることを特徴とする。

【００３６】

このようにシャッタ部材（２８）の直径を規定すれば、シャッタ部材（２８）により生じる圧力損失を抑制しつつ、統合弁の内部における気液分離効率の向上を図ることができる。

【００３７】

請求項１３に記載の発明では、請求項１１または１２に記載の統合弁において、シャッタ部材（２８）は、分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）側の外周縁部が、分離液相冷媒出口穴（１４１ｃ）側から分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）側に向かって連続的に縮径されていることを特徴とする。

【００３８】

これによれば、冷媒がシャッタ部材（２８）の周囲を流れる際に、分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）側から分離液相冷媒出口穴（１４１ｃ）側へ円滑に流れるので、シャッタ部材（２８）により生じる圧力損失の低減を図ることができる。

【００３９】

請求項１４に記載の発明では、請求項１０ないし１３のいずれか１つに記載の統合弁において、冷媒流入口（１４１ａ）から気液分離空間（１４１ｂ）へ冷媒を導く冷媒導入通路（１４１ｈ）は、気液分離空間（１４１ｂ）の径方向外側の壁面に形成された冷媒導入穴（１４１ｇ）を介して気液分離空間（１４１ｂ）に連通しており、冷媒導入穴（１４１ｇ）は、分離気相冷媒流出パイプ部（１４２ｃ）の長手方向一端部よりも長手方向他端部側に近い部位に開口し、気液分離空間（１４１ｂ）の軸方向に延びる長穴で構成されていることを特徴とする。

【００４０】

このように、冷媒導入穴（１４１ｇ）を気液分離空間（１４１ｂ）の軸方向において、分離気相冷媒出口穴（１４２ｄ）から離間させると共に、気液分離空間（１４１ｂ）の軸方向に延びる長穴で構成すれば、気液分離空間（１４１ｂ）における冷媒の助走区間を確保しつつ、気液分離空間（１４１ｂ）の径方向内側への冷媒の拡散を抑えて、気液分離空

10

20

30

40

50

間（１４１ｂ）の径方向外側の壁面に沿って流すことが可能となる。このため、気液分離空間（１４１ｂ）に流入した冷媒に対して効果的に遠心力を作用させることができ、統合弁の内部における気液分離効率の向上を図ることができる。

【００４１】

請求項１５に記載の発明では、請求項１４に記載の統合弁において、冷媒導入穴（１４１ｇ）における分離気相冷媒流出パイプ部（１４２ｃ）の長手方向一端部側の端部位置から分離気相冷媒流出パイプ部（１４２ｃ）の長手方向一端部までの気液分離空間（１４１ｂ）の軸方向における距離を「 L_v 」、冷媒導入穴（１４１ｇ）における気液分離空間（１４１ｂ）の軸方向に延びる縦幅を「 D_v 」としたとき、

$$L_v \quad (1/2) \times D_v$$

となっていることを特徴とする。

10

【００４２】

このように、冷媒導入穴（１４１ｇ）の端部位置から分離気相冷媒流出パイプ部（１４２ｃ）の一端部までの距離を規定すれば、気液分離空間（１４１ｂ）を巡回する冷媒の助走区間を確保して、統合弁の内部における気液分離効率の向上を図ることができる。

【００４３】

請求項１６に記載の発明では、請求項１ないし１５のいずれか１つに記載の統合弁において、ボデー（１４０）は、液相冷媒通路（１４１ｄ）における固定絞り（１７）から液相冷媒流出口（１４１ｅ）へ至る冷媒通路を構成する部位、および固定絞りを構成する部位の少なくとも一方が、他の部位よりも熱抵抗の高い材料で構成されていることを特徴とする。

20

【００４４】

これによれば、ボディー（１４０）や固定絞り（１７）を介した固定絞り（１７）通過後の気液混層状態の冷媒と固定絞り（１７）通過前の液相冷媒との間の間接的な熱移動が抑制される。従って、固定絞り（１７）の減圧特性の変化を抑制できる。

【００４５】

請求項１７に記載の発明では、請求項１ないし１６のいずれか１つに記載の統合弁において、固定絞り（１７）から流出する冷媒の流出方向と液相冷媒通路（１４１ｄ）における固定絞り（１７）から液相冷媒流出口（１４１ｅ）に至る冷媒通路を流通する冷媒の流れ方向が同じ方向になっていることを特徴とする。

30

【００４６】

このように、固定絞り（１７）にて減圧して降温した冷媒を直線的に液相冷媒流出口（１４１ｅ）側へ流出させる構成とすれば、ボディー（１４０）や固定絞り（１７）を介した固定絞り（１７）通過後の冷媒と固定絞り（１７）通過前の液相冷媒との間の間接的な熱移動が抑制される。従って、固定絞り（１７）の減圧特性の変化を抑制できる。

【００４７】

請求項１８に記載の発明では、請求項１ないし１７のいずれか１つに記載の統合弁において、ボデー（１４０）は、気液分離空間（１４１ｂ）から固定絞り（１７）へ至る冷媒通路を構成する部位、および固定絞り（１７）から液相冷媒流出口（１４１ｅ）へ至る冷媒通路を構成する部位との間の少なくとも一部が、他の部位よりも熱抵抗が高くなるように断面積が小さくなっていることを特徴とする。

40

【００４８】

これによれば、ボディー（１４０）を介した固定絞り（１７）通過後の冷媒と固定絞り（１７）通過前の液相冷媒との間の間接的な熱移動が抑制される。従って、固定絞り（１７）の減圧特性の変化を抑制できる。

【００４９】

また、請求項１９に記載の発明では、吸入ポート（１１ａ）から吸入した低圧冷媒を圧縮して吐出ポート（１１ｃ）から高圧冷媒を吐出するとともに、サイクル内の中間圧冷媒を流入させて圧縮過程の冷媒に合流させる中間圧ポート（１１ｂ）を有する圧縮機（１１）と、吐出ポート（１１ｃ）から吐出された高圧冷媒と熱交換対象流体とを熱交換させて

50

、熱交換対象流体を加熱する利用側熱交換器（１２）と、利用側熱交換器（１２）から流出した高圧冷媒を中間圧冷媒となるまで減圧させる高段側減圧手段（１３）と、少なくとも高段側減圧手段（１３）にて減圧された中間圧冷媒の気液を分離する機能を有する統合弁（１４）と、統合弁（１４）から流出した低圧冷媒を蒸発させて、吸入ポート（１１ａ）側へ流出させる蒸発器（２０）とを備え、

統合弁（１４）は、高段側減圧手段（１３）にて減圧された中間圧冷媒を流入させる冷媒流入口（１４１ａ）、冷媒流入口（１４１ａ）から流入した冷媒の気液を分離する気液分離空間（１４１ｂ）、気液分離空間（１４１ｂ）にて分離された気相冷媒を中間圧ポート（１１ｂ）側へ流出させる気相冷媒流出口（１４２ａ）および気液分離空間（１４１ｂ）にて分離された液相冷媒を蒸発器（２０）側へ流出させる液相冷媒流出口（１４１ｅ）が形成されたボデー（１４０）を有し、ボデー（１４０）の内部には、気液分離空間（１４１ｂ）から液相冷媒流出口（１４１ｅ）へ至る液相冷媒通路（１４１ｄ）を開閉する液相冷媒側弁体（１５）、液相冷媒側弁体（１５）が液相冷媒通路（１４１ｄ）を閉じた際に液相冷媒を減圧させて液相冷媒流出口（１４１ｅ）側へ流出させる固定絞り（１７）、および、気液分離空間（１４１ｂ）から気相冷媒流出口（１４２ａ）へ至る気相冷媒通路（１４２ｂ）を開閉する気相冷媒側弁体（１８）が収容されており、

気相冷媒側弁体（１８）は、液相冷媒流出口（１４１ｅ）側の冷媒圧力と気相冷媒通路（１４２ｂ）側の冷媒圧力との圧力差が生じた際に気相冷媒通路（１４２ｂ）を開く差圧弁で構成されているヒートポンプサイクルを特徴とする。

【００５０】

これによれば、気液分離空間（１４１ｂ）等が形成されたボデー（１４０）の内部に、液相冷媒を減圧させる固定絞り（１７）、液相冷媒通路（１４１ｄ）を開閉する液相冷媒側弁体（１５）および気相冷媒通路（１４２ｂ）を開閉する気相冷媒側弁体（１８）が収容されて一体化された統合弁（１４）を採用しているので、サイクル構成を複雑化させることなく、ガスインジェクションサイクルを構成できる。

【００５１】

より詳細には、通常のヒートポンプサイクルに対して、圧縮機（１１）として中間圧ポート（１１ｂ）を有するものを採用し、統合弁（１４）の気相冷媒流出口（１４２ａ）と中間圧ポート（１１ｂ）を接続することによって、極めて容易に、ガスインジェクションサイクルとして機能するヒートポンプサイクルを構成できる。従って、ヒートポンプサイクルの搭載対象物への搭載性の向上を図ることができる。

【００５２】

また、請求項２０に記載の発明では、吸入ポート（１１ａ）から吸入した低圧冷媒を圧縮して吐出ポート（１１ｃ）から高圧冷媒を吐出するとともに、サイクル内の中間圧冷媒を流入させて圧縮過程の冷媒に合流させる中間圧ポート（１１ｂ）を有する圧縮機（１１）と、吐出ポート（１１ｃ）から吐出された高圧冷媒を空調対象空間へ送風される熱交換対象流体と熱交換させる第１利用側熱交換器（１２）と、冷媒を熱交換対象流体と熱交換させて、圧縮機（１１）の吸入ポート（１１ａ）側へ流出させる第２利用側熱交換器（２３）と、冷媒と外気とを熱交換させる室外熱交換器（２０）と、第１利用側熱交換器（１２）から流出した冷媒を減圧させる第１減圧手段（１３）と、第２利用側熱交換器（２３）へ流入する冷媒を減圧させる第２減圧手段（２２）と、少なくとも第１減圧手段（１３）から流出した冷媒の気液を分離して、分離された液相冷媒を流出させる機能を有する統合弁（１４）とを備え、

統合弁（１４）は、第１減圧手段（１３）から流出した冷媒を流入させる冷媒流入口（１４１ａ）、冷媒流入口（１４１ａ）から流入した冷媒の気液を分離する気液分離空間（１４１ｂ）、気液分離空間（１４１ｂ）にて分離された気相冷媒を中間圧ポート（１１ｂ）側へ流出させる気相冷媒流出口（１４２ａ）および気液分離空間（１４１ｂ）にて分離された液相冷媒を室外熱交換器（２０）側へ流出させる液相冷媒流出口（１４１ｅ）が形成されたボデー（１４０）を有し、ボデー（１４０）の内部には、気液分離空間（１４１ｂ）から液相冷媒流出口（１４１ｅ）へ至る液相冷媒通路（１４１ｄ）を開閉する液相冷

媒側弁体(15)、液相冷媒側弁体(15)が液相冷媒通路(141d)を閉じた際に液相冷媒を減圧させて液相冷媒流出口(141e)側へ流出させる固定絞り(17)、および、気液分離空間(141b)から気相冷媒流出口(142a)へ至る気相冷媒通路(142b)を開閉する気相冷媒側弁体(18)が収容されており、気相冷媒側弁体(18)は、液相冷媒流出口(141e)側の冷媒圧力と気相冷媒通路(142b)側の冷媒圧力との圧力差が生じた際に液相冷媒通路(141d)を開く差圧弁で構成されており、

液相冷媒側弁体(15)が液相冷媒通路(141d)を開いた際には、気相冷媒流出口(142a)から冷媒を流出させることなく、液相冷媒流出口から流出した冷媒を室外熱交換器(20) 第2減圧手段(22) 第2利用側熱交換器(23)の順に流す冷媒回路に切り替えられ、液相冷媒側弁体(15)が液相冷媒通路(141d)を閉じた際には、液相冷媒流出口から流出した冷媒を室外熱交換器(20)を介して吸入ポート(11a)側へ流すとともに、気相冷媒流出口(142a)から流出した冷媒を中間圧ポート(11b)側へ流す冷媒回路に切り替え可能に構成されているヒートポンプサイクルを特徴とする。

10

【0053】

これによれば、気液分離空間(141b)等が形成されたボデー(140)の内部に、液相冷媒を減圧させる固定絞り(17)、液相冷媒通路(141d)を開閉する液相冷媒側弁体(15)および気相冷媒通路(142b)を開閉する気相冷媒側弁体(18)が収容されて一体化された統合弁(14)を採用していることで、サイクル構成を複雑化させることなく、冷媒回路を切り替え可能に構成されたヒートポンプサイクルを構成できる。

20

【0054】

より詳細には、液相冷媒側弁体(15)が液相冷媒通路(141d)を開いた際には、第1利用側熱交換器(12)および室外熱交換器(20)のうち少なくとも一方を、冷媒を放熱させる放熱器として機能させるとともに、第2利用側熱交換器(23)を冷媒を蒸発させる蒸発器として機能させるサイクル構成に切り替えることができる。

【0055】

一方、液相冷媒側弁体(15)が液相冷媒通路(141d)を閉じた際には、第1利用側熱交換器(12)を冷媒を放熱させる放熱器として機能させるとともに、室外熱交換器(20)を冷媒を蒸発させる蒸発器として機能させるガスインジェクションサイクルとしてのサイクル構成に切り替えることができる。従って、ヒートポンプサイクルの搭載対象物への搭載性の向上を図ることができる。

30

【0056】

請求項21に記載の発明では、請求項20に記載のヒートポンプサイクルにおいて、さらに、統合弁(14)にて分離された液相冷媒を、第2減圧手段(22)および第2利用側熱交換器(23)を迂回させて、吸入ポート(11a)側へ導く迂回用通路(25)と、迂回用通路(25)を開閉する迂回通路開閉弁(27)とを備えることを特徴とする。

【0057】

これによれば、液相冷媒側弁体(15)が液相冷媒通路(141d)を開いた際に、迂回通路開閉弁(27)が迂回用通路(25)を閉じることによって、第1利用側熱交換器(12)および室外熱交換器(20)のうち少なくとも一方を、冷媒を放熱させる放熱器として機能させるとともに、第2利用側熱交換器(23)を冷媒を蒸発させる蒸発器として機能させるサイクル構成に切り替えることができる。

40

【0058】

一方、液相冷媒側弁体(15)が液相冷媒通路(141d)を開いた際に、迂回通路開閉弁(27)が迂回用通路(25)を開くことによって、第1利用側熱交換器(12)を、冷媒を放熱させる放熱器として機能させるとともに、室外熱交換器(20)を冷媒を蒸発させる蒸発器として機能させるサイクル構成に切り替えることができる。

【0059】

なお、この欄および特許請求の範囲に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一例である。

50

【図面の簡単な説明】

【0060】

【図1】第1実施形態のヒートポンプサイクルの冷房運転モード時および除湿暖房運転モード時の冷媒回路を示す全体構成図である。

【図2】第1実施形態のヒートポンプサイクルの第1暖房モード時の冷媒回路を示す全体構成図である。

【図3】第1実施形態のヒートポンプサイクルの第2暖房モード時の冷媒回路を示す全体構成図である。

【図4】第1実施形態の統合弁の非通電状態における上下方向断面図である。

【図5】第1実施形態の統合弁の通電状態における上下方向断面図である。

10

【図6】図4のV I - V I 断面図である。

【図7】図6のV I I - V I I 断面図である。

【図8】冷媒導入通路の配置の変形例を示す断面図である。

【図9】第1実施形態の固定絞りの流量特性を示すグラフである。

【図10】第1実施形態の固定絞りの流量特性の熱害の影響を示すグラフである。

【図11A】気相冷媒側弁体が開き始める条件を説明するための説明図である。

【図11B】気相冷媒側弁体が開き続ける条件を説明するための説明図である。

【図12】第1実施形態のヒートポンプサイクルの冷房運転モード時の冷媒の状態を示すモリエル線図である。

【図13】第1実施形態のヒートポンプサイクルの第1暖房モード時の冷媒の状態を示すモリエル線図である。

20

【図14】第1実施形態のヒートポンプサイクルの第2暖房モード時の冷媒の状態を示すモリエル線図である。

【図15】第1実施形態のヒートポンプサイクルの第1除湿暖房モード時の冷媒の状態を示すモリエル線図である。

【図16】第1実施形態のヒートポンプサイクルの第2除湿暖房モード時の冷媒の状態を示すモリエル線図である。

【図17】第1実施形態のヒートポンプサイクルの第3除湿暖房モード時の冷媒の状態を示すモリエル線図である。

【図18】第1実施形態のヒートポンプサイクルの第4除湿暖房モード時の冷媒の状態を示すモリエル線図である。

30

【図19】既存のヒートポンプサイクルの全体構成図である。

【図20A】第2実施形態の気相冷媒側弁体が開き始める状態を示す断面図である。

【図20B】第2実施形態の気相冷媒側弁体が開き続ける状態を示す断面図である。

【図21A】第3実施形態の気相冷媒側弁体が開き始める状態を示す断面図である。

【図21B】第3実施形態の気相冷媒側弁体が開き続ける状態を示す断面図である。

40

【図22】第4実施形態の統合弁の非通電状態における上下方向断面図である。

【図23】第4実施形態の統合弁の要部を拡大した上下方向断面図である。

【図24】シャッタ部材の直径を変更した際の気液分離効率および圧力損失を説明するための説明図である。

【図25】シャッタ部材の形状の変形例を示す断面図である。

【図26】シャッタ部材の形状の変形例を示す断面図である。

【図27】シャッタ部材の形状の変形例を示す断面図である。

【図28】シャッタ部材の形状の変形例を示す断面図である。

【図29】第5実施形態の統合弁の上下方向断面図である。

【図30】第6実施形態の統合弁の上下方向断面図である。

50

【図 3 1】第 7 実施形態の統合弁の上下方向断面図である。

【図 3 2】第 8 実施形態の統合弁の上下方向断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0061】

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。

【0062】

(第 1 実施形態)

図 1 ~ 図 1 8 を用いて、本発明の第 1 実施形態について説明する。本実施形態では、本発明の統合弁 1 4 を備えるヒートポンプサイクル (蒸気圧縮式の冷凍サイクル) 1 0 を、走行用電動モータから車両走行用の駆動力を得る電気自動車の車両用空調装置 1 に適用している。このヒートポンプサイクル 1 0 は、車両用空調装置 1 において、空調対象空間である車室内へ送風される送風空気を冷却あるいは加熱する機能を果たす。従って、本実施形態の熱交換対象流体は送風空気である。

【0063】

さらに、ヒートポンプサイクル 1 0 は、図 1 の全体構成図に示すように、車室内を冷房する冷房運転モード (送風空気を冷却する冷却運転モード) あるいは車室内を除湿しながら暖房する除湿暖房運転モード (除湿運転モード) の冷媒回路、および、図 2、図 3 の全体構成図に示すように、車室内を暖房する暖房運転モード (送風空気を加熱する加熱運転モード) の冷媒回路を切替可能に構成されている。

【0064】

より詳細には、このヒートポンプサイクル 1 0 では、後述するように暖房運転モードとして、外気温が極低温時 (例えば、0 以下の時) に実行される第 1 暖房モード (図 2)、通常の暖房が実行される第 2 暖房モード (図 3) を切り替えることができる。なお、図 1 ~ 3 では、それぞれの運転モードにおける冷媒の流れを実線矢印で示している。

【0065】

また、このヒートポンプサイクル 1 0 では、冷媒として H F C 系冷媒 (具体的には、R 1 3 4 a) を採用しており、高圧側冷媒圧力 P_d が冷媒の臨界圧力を超えない蒸気圧縮式の亜臨界冷凍サイクルを構成している。もちろん、H F O 系冷媒 (例えば、R 1 2 3 4 y f) 等を採用してもよい。さらに、冷媒には圧縮機 1 1 を潤滑するための冷凍機油が混入されており、冷凍機油の一部は冷媒とともにサイクルを循環している。

【0066】

ヒートポンプサイクル 1 0 の構成機器のうち、圧縮機 1 1 は、車両のボンネット内に配置され、ヒートポンプサイクル 1 0 において冷媒を吸入し、圧縮して吐出するものである。この圧縮機 1 1 は、その外殻を形成するハウジングの内部に、低段側圧縮機構と高段側圧縮機構との 2 つの圧縮機構、および、双方の圧縮機構を回転駆動する電動モータを収容して構成された二段昇圧式の電動圧縮機である。

【0067】

圧縮機 1 1 のハウジングには、ハウジングの外部から低段側圧縮機構へ低圧冷媒を吸入させる吸入ポート 1 1 a、ハウジングの外部からハウジングの内部へ中間圧冷媒を流入させて低圧から高圧への圧縮過程の冷媒に合流させる中間圧ポート 1 1 b、および、高段側圧縮機構から吐出された高圧冷媒をハウジングの外部へ吐出させる吐出ポート 1 1 c が設けられている。

【0068】

より具体的には、中間圧ポート 1 1 b は、低段側圧縮機構の冷媒吐出口側 (すなわち、高段側圧縮機構の冷媒吸入口側) に接続されている。また、低段側圧縮機構および高段側圧縮機は、スクロール型圧縮機構、ペーン型圧縮機構、ローリングピストン型圧縮機構等の各種形式のものを採用することができる。

【0069】

電動モータは、後述する空調制御装置 4 0 から出力される制御信号によって、その作動

10

20

30

40

50

(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、電動モータが圧縮機 11 の吐出能力変更手段を構成している。

【0070】

なお、本実施形態では、2つの圧縮機構を1つのハウジング内に収容した圧縮機 11 を採用しているが、圧縮機の形式はこれに限定されない。つまり、中間圧ポート 11b から中間圧冷媒を流入させて低圧から高圧への圧縮過程の冷媒に合流させることが可能であれば、ハウジングの内部に、1つの固定容量型の圧縮機構およびこの圧縮機構を回転駆動する電動モータを収容して構成された電動圧縮機であってもよい。

【0071】

さらに、2つの圧縮機を直列に接続して、低段側に配置される低段側圧縮機の吸入口を吸入ポート 11a とし、高段側に配置される高段側圧縮機の吐出口を吐出ポート 11c とし、低段側圧縮機の吐出口と高段側圧縮機との吸入口とを接続する接続部に中間圧ポート 11b を設け、低段側圧縮機と高段側圧縮機との双方によって、1つの二段昇圧式の圧縮機を構成してもよい。

【0072】

圧縮機 11 の吐出ポート 11c には、室内凝縮器 12 の冷媒入口側が接続されている。室内凝縮器 12 は、後述する車両用空調装置 1 の室内空調ユニット 30 の空調ケース 31 内に配置され、圧縮機 11 (具体的には、高段側圧縮機構) から吐出された高温高圧冷媒を放熱させる放熱器として機能し、後述する室内蒸発器 23 を通過した送風空気を加熱する利用側熱交換器 (第 1 利用側熱交換器) である。

【0073】

室内凝縮器 12 の冷媒出口側には、室内凝縮器 12 から流出した高圧冷媒を中間圧冷媒となるまで減圧させる高段側減圧手段 (第 1 減圧手段) としての高段側膨脹弁 13 の入口側が接続されている。この高段側膨脹弁 13 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变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。

【0074】

より具体的には、高段側膨脹弁 13 では、冷媒を減圧させる絞り状態となると、絞り通路面積が相当直径 0.5 ~ 3 mm となる範囲で絞り開度を变化させる。さらに、絞り開度を全開とすると、絞り通路面積を相当直径 10 mm 程度確保して、冷媒減圧作用を発揮させないようにすることもできる。なお、高段側膨脹弁 13 は、空調制御装置 40 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。高段側膨脹弁 13 の出口側には、統合弁 14 の冷媒流入口 141a が接続されている。

【0075】

統合弁 14 は、高段側膨脹弁 13 から流出した冷媒の気液を分離する気液分離手段 (気液分離空間 141b)、この気液分離手段にて分離された気相冷媒を流通させる気相冷媒通路を開閉する弁手段 (気相冷媒側弁体 18)、気液分離手段にて分離された液相冷媒を流通させる液相冷媒通路を開閉する弁手段 (液相冷媒側弁体 15)、さらに、気液分離手段にて分離された液相冷媒を減圧させる減圧手段 (固定絞り 17) 等を一体的に構成したものである。

【0076】

換言すると、この統合弁 14 は、ヒートポンプサイクル 10 をガスインジェクションサイクルとして機能させるために必要な構成機器の一部を一体的に構成したものであり、さらに、サイクルを循環する冷媒の冷媒回路を切り替える冷媒回路切替手段としての機能を果たすものである。

【0077】

統合弁 14 の詳細構成については、図 4 ~ 図 8 を用いて説明する。なお、図 4、図 5 は、本実施形態の統合弁 14 の模式的な上下方向断面図であり、図 4 では、後述するソレノイド 16 に電力が供給されていない状態における断面図を示し、図 5 では、ソレノイド 1

10

20

30

40

50

6に電力が供給されている状態における断面図を示している。また、図4、図5における上下の各矢印は、統合弁14を車両用空調装置1に搭載した状態における上下の各方向を示している。なお、図6が図4のV I - V I断面図を示し、図7が図6のV I I - V I I断面図を示し、図8が統合弁14内部の配置形態の変形例を示している。

【0078】

統合弁14は、その外殻を形成するとともに、内部に気相冷媒側弁体18、液相冷媒側弁体15等を収容するボデー140を有している。ボデー140は、下方側に配置されるロワーボデー141と、ロワーボデー141の上方側に取付固定されるアッパーボデー142とによって構成されている。

【0079】

まず、ロワーボデー141は、その軸方向が上下方向に延びる略有底角筒状の金属ブロック体で形成され、その内部に気液分離空間141bが形成されている。この気液分離空間141bは、その軸線方向が上下方向に延びる略円柱状に形成されている。

【0080】

また、ロワーボデー141は、その外周側壁面に、高段側膨脹弁13から流出した冷媒を気液分離空間141bへ流入させる冷媒流入口141aが形成されている。

【0081】

冷媒流入口141aから気液分離空間141bへ冷媒を導く冷媒導入通路141hは、気液分離空間141bの径方向の壁面に形成された冷媒導入穴141gを介して、気液分離空間141bに連通している。

【0082】

本実施形態の冷媒導入通路141hは、図7の断面図に示すように、気液分離空間141bの軸方向（本実施形態では、上下方向）から見たときに、気液分離空間141bの断面円形状の内周側壁面の接線方向に延びている。

【0083】

従って、冷媒流入口141aから気液分離空間141bへ流入した冷媒は、気液分離空間141bの断面円形状の内周側壁面に沿って旋回するように流れる。

【0084】

そして、この旋回流れによって生じる遠心力の作用によって気液分離空間141b内へ流入した冷媒の気液が分離され、分離された液相冷媒が重力の作用によって気液分離空間141bの下方側へ落下する。換言すると、本実施形態の気液分離空間141bは、遠心分離方式の気液分離手段を構成している。

【0085】

なお、気液分離空間141bの直径は、例えば、冷媒流入口141aへ接続される冷媒配管の直径に対して、1.5倍以上、3倍以下程度の径に設定されており、統合弁14全体としての小型化を図っている。

【0086】

より詳細には、本実施形態の気液分離空間141bの内容積は、サイクルに封入される冷媒量を液相に換算した際の封入冷媒体積から、サイクルが最大能力を発揮するために必要な冷媒量を液相に換算した際の必要最大冷媒体積を減算した余剰冷媒体積よりも小さく設定されている。このため、本実施形態の気液分離空間141bの内容積は、サイクルに負荷変動が生じてサイクルを循環する冷媒循環流量が変動しても、実質的に余剰冷媒を溜めることができない程度の容積になっている。

【0087】

ここで、本実施形態の冷媒導入穴141gは、図6の断面図に示すように、気液分離空間141bの軸方向に延びる長穴で構成されている。換言すれば、冷媒導入穴141gは、気液分離空間141bの軸方向に延びる縦幅Dvが、気液分離空間141bの接線に対して直交方向に延びる横幅Dhよりも長くなっている(Dv > Dh)。

【0088】

これにより、気液分離空間141bに導入された冷媒は、気液分離空間141bを旋回

10

20

30

40

50

する際に、その主流が気液分離空間 1 4 1 b の径方向内側へ拡散することなく、気液分離空間 1 4 1 b の径方向外側の壁面に沿って旋回する。このため、気液分離空間 1 4 1 b に流入した冷媒に対して効果的に遠心力を作用させることができ、統合弁 1 4 の内部における気液分離効率の向上を図ることができる。

【 0 0 8 9 】

さらに、本実施形態の冷媒導入穴 1 4 1 g は、後述する分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の長手方向一端部（下端部）よりも長手方向他端部側（上端部側）に近い位置に開口している。

【 0 0 9 0 】

ここで、冷媒導入穴 1 4 1 g における下端部の位置から後述する分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の長手方向一端部（下端部）までの距離 L_v は、冷媒導入穴 1 4 1 g の縦幅 D_v に応じて設定されている。具体的には、冷媒導入穴 1 4 1 g における下端部の位置から分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の長手方向一端部までの距離 L_v は、以下数式 F 1 に示すように、冷媒導入穴 1 4 1 g の縦幅 D_v の半分以上となるように設定されている。

【 0 0 9 1 】

$$L_v \geq (1/2) \times D_v \dots (F1)$$

なお、冷媒導入穴 1 4 1 g における下端部の位置は、後述する分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の長手方向一端部側の端部位置である。

【 0 0 9 2 】

このように、冷媒導入穴 1 4 1 g の端部位置から分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の一端部までの距離 L_v を、数式 F 1 を満たすように設定すれば、気液分離空間 1 4 1 b を旋回する冷媒の助走区間を十分に確保することができ、統合弁 1 4 の内部における気液分離効率の向上を図ることができる。

【 0 0 9 3 】

また、冷媒導入通路 1 4 1 h の中心線 C 1 と、当該中心線 C 1 に平行となる気液分離空間 1 4 1 b の径方向外側の壁面における接線 T 1 との距離 L_h は、冷媒導入穴 1 4 1 g の横幅 D_h に応じて設定されている。具体的には、中心線 C 1 と接線 T 1 との距離 L_h は、以下数式 F 2 に示すように、冷媒導入穴 1 4 1 g の横幅 D_h の半分以上、1.5 倍以下となるように設定されている。

【 0 0 9 4 】

$$(1/2) \times D_h \leq L_h \leq (3/2) \times D_h \dots (F2)$$

なお、図 7 は、中心線 C 1 と接線 T 1 との距離 L_h を、冷媒導入穴 1 4 1 g の横幅 D_h の半分とした際の図 6 の V I I - V I I 断面を示し、図 8 は、中心線 C 1 と接線 T 1 との距離 L_h を、冷媒導入穴 1 4 1 g の横幅 D_h の 1.5 倍とした際の図 6 の V I I - V I I 断面を示している。

【 0 0 9 5 】

このように、中心線 C 1 と接線 T 1 との距離 L_h を、数式 F 2 を満たすように設定すれば、気液分離空間 1 4 1 b へ流入した冷媒が気液分離空間 1 4 1 b の径方向外側の壁面に沿って旋回する際に、冷媒に大きな遠心力を作用させることができ、統合弁 1 4 の内部における気液分離効率の向上を図ることができる。

【 0 0 9 6 】

ロワーボデー 1 4 1 の気液分離空間 1 4 1 b の最下方側には、分離された液相冷媒を液相冷媒通路 1 4 1 d 側へ流出させる分離液相冷媒出口穴 1 4 1 c が形成されている。液相冷媒通路 1 4 1 d は、気液分離空間 1 4 1 b の下方側に配置されて、気液分離空間 1 4 1 b にて分離された液相冷媒を統合弁 1 4 の外部へ流出させる液相冷媒流出口 1 4 1 e 側へ導く冷媒通路である。

【 0 0 9 7 】

より具体的には、液相冷媒通路 1 4 1 d は、気液分離空間 1 4 1 b の軸方向に垂直な方向（本実施形態では水平方向）に延びて、ロワーボデー 1 4 1 の中心部を通過して側壁面同士を貫通するように形成された断面円形状の貫通穴によって構成されている。

【0098】

従って、液相冷媒通路141dは、気液分離空間141bの軸方向に垂直に延びており、分離液相冷媒出口穴141cから液相冷媒通路141dへ流入した冷媒は、略直角に流れ方向を転換させて液相冷媒流出口141eおよび固定絞り17側へ流れる。さらに、この貫通穴の一端側の開口部が、液相冷媒流出口141eを構成している。

【0099】

また、液相冷媒通路141dの内部には、液相冷媒通路141dを開閉する液相冷媒側弁体15、および、液相冷媒側弁体15に液相冷媒通路141dを閉じる側への荷重をかけるコイルバネからなるスプリング（弾性部材）15a等が収容されている。

【0100】

スプリング15aは、液相冷媒側弁体15に対して、液相冷媒側弁体15の先端部に配置された樹脂性の円環状のシール部材15bを液相冷媒通路141d内に形成された弁座部141fに押しつけてシール性を高める方向への荷重をかけるものである。弁座部141fは、シール部材15bに適合する円環状に形成されている。

【0101】

さらに、液相冷媒側弁体15は、シャフト15cを介してソレノイドアクチュエータ16（以下、単にソレノイドと記載する。）の稼働部材（アーマチュア）に連結されている。ソレノイド16は、電力を供給することによって電磁力を発生させて稼働部材を変位させる電磁機構であって、空調制御装置40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。

【0102】

本実施形態では、空調制御装置40がソレノイド16に電力を供給すると、稼働部材に作用する電磁力によって、シャフト15cを介して液相冷媒側弁体15に液相冷媒通路141dを開く側の荷重がかかる。そして、この電磁力による荷重がスプリング15aによる荷重を超えることによって、図5に示すように、液相冷媒側弁体15が変位して液相冷媒通路141dを開く。

【0103】

つまり、本実施形態のソレノイド16、液相冷媒側弁体15および液相冷媒通路141dの弁座部141f等は、いわゆるノーマルクローズ型の電磁弁を構成している。さらに、ソレノイド16は、上述した液相冷媒通路141dを構成する貫通穴の他端側の開口部を閉塞する閉塞部材としての機能も果たしている。

【0104】

さらに、ローバデー141には、液相冷媒側弁体15が液相冷媒通路141dを閉じた際に、気液分離空間141bにて分離された液相冷媒を減圧させて液相冷媒流出口141e側へ流出させる固定絞り17が形成されている。より詳細には、固定絞り17は、弁座部141fの内部に形成される冷媒通路に並列的に配置されている。

【0105】

この固定絞り17としては、絞り開度が固定されたノズルあるいはオリフィスを採用できる。ここで、ノズル、オリフィス等の固定絞りでは、絞り通路面積が急縮小あるいは急拡大するので、上流側と下流側との圧力差（出入口間差圧）の変化に伴って、固定絞りを通過する冷媒の流量および固定絞り上流側冷媒の乾き度を自己調整（バランス）することができる。

【0106】

具体的には、上流側と下流側との圧力差が比較的大きい場合には、サイクルを循環させる必要のある必要循環冷媒流量が減少するに伴って、固定絞り17上流側冷媒の乾き度が大きくなるようにバランスする。一方、圧力差が比較的小さい場合には、必要循環冷媒流量が増加するに伴って、固定絞り上流側冷媒の乾き度が小さくなるようにバランスする。

【0107】

ところが、固定絞り17上流側冷媒の乾き度が大きくなってしまうと、室外熱交換器20が蒸発器として機能する際に、室外熱交換器20における冷媒の吸熱量（冷凍能力）が

10

20

30

40

50

減ってサイクルの成績係数（COP）が悪化してしまう。そこで、本実施形態では、暖房運転モード（第1暖房モード）時にサイクルの負荷変動によって必要循環冷媒流量が変化しても、固定絞り17上流側冷媒の乾き度 X が0.1以下となるようにして、COPの悪化を抑制している。

【0108】

換言すると、本実施形態の固定絞り17では、ヒートポンプサイクル10に負荷変動が生じた際に想定される範囲で、冷媒循環流量および固定絞り17の出入口間差圧が変化しても、固定絞り17上流側冷媒の乾き度 X が0.1以下に自己調整されるものが採用されている。

【0109】

ここで、気液分離空間141bでは冷媒の気液が分離されるものの、分離された気相冷媒の一部は液相冷媒に混合してしまうため、分離液相冷媒出口穴141cから液相冷媒通路141dへ流入する冷媒は気相冷媒が混合した状態となる。このように気相冷媒が混合してしまうことは固定絞り17における減圧特性を不安定化させる要因となる。

【0110】

これに対して、本実施形態では、分離液相冷媒出口穴141cから液相冷媒通路141dへ流入した冷媒の流れ方向を略直角に転換させるので、液相冷媒通路141dを流れる液相冷媒に気相冷媒が混合していても、固定絞り17の減圧特性を安定化させることができる。

【0111】

この点について、図9を用いて説明する。なお、図9は、固定絞り17の流量特性図（絞り特性図）であり、暖房運転モード（第1暖房モード）時における固定絞り17上流側冷媒の乾き度 X に対する絞り流量 Q の変化を示している。絞り流量 Q は、固定絞り17を通過する冷媒流量（質量流量）である。

【0112】

前述の如く、本実施形態のヒートポンプサイクル10では、サイクルの運転条件が変化しても、固定絞り17上流側冷媒の乾き度 X が0.1以下となっていることが望ましい。その理由は、乾き度 X が増加してしまうと蒸発器として機能する熱交換器における吸熱量（出口側冷媒のエンタルピと入口側冷媒のエンタルピとのエンタルピ差）が小さくなってしまい、COPが悪化してしまうからである。

【0113】

そして、固定絞り17上流側冷媒の乾き度 X が0.1以下とするためには、固定絞り17の流量特性として、ゲイン（乾き度 X の低下に伴って絞り流量 Q が増加する割合）が大きくなっていることが望ましい。つまり、絞り流量 Q の変化に対して乾き度 X の変化が小さい流量特性が望ましい。

【0114】

図9から明らかなように、液相冷媒通路141dへ流入する冷媒が気液混相状態となっており、液相冷媒の流速と気相冷媒の流速との比（以下、スリップ比という。スリップ比は、気相冷媒の流速/液相冷媒の流速で定義される。）が高くなっていると、ゲインが小さくなって絞り流量 Q が上昇してしまう。

【0115】

これに対して、本実施形態では、分離液相冷媒出口穴141cから液相冷媒通路141dへ流入した冷媒の流れ方向を略直角に転換させるので、換言すると、分離液相冷媒出口穴141cから流出する液相冷媒の流出方向と液相冷媒通路141dを流通する冷媒の流れ方向が異なる方向になっているので、気相冷媒と液相冷媒との攪拌を促進させて、スリップ比を低い値に安定化させることができる。

【0116】

その結果、固定絞り17の減圧特性を安定化させることができるとともに、スリップ比を低い値に安定化させることで、ゲインを大きくすることができ、固定絞り17における乾き度 X の自己調整機能を十分に発揮させることができる。

10

20

30

40

50

【 0 1 1 7 】

さらに、本実施形態では、ロワーボデー 1 4 1 の内部に気液分離空間 1 4 1 b、液相冷媒通路 1 4 1 d および固定絞り 1 7 を一体的に構成しているので、気液分離空間 1 4 1 b の分離液相冷媒出口穴 1 4 1 c から固定絞り 1 7 へ至る冷媒通路を別の配管で構成する場合に対して、液相冷媒通路 1 4 1 d を流通する冷媒が統合弁 1 4 の外部から受ける熱を少なくすることができる。

【 0 1 1 8 】

従って、液相冷媒通路 1 4 1 d を流通する冷媒が統合弁 1 4 の外部から受ける熱によって沸騰して気化してしまう現象（以下、熱害という）を抑制できる。この点について図 1 0 を用いて説明する。なお、図 1 0 は、固定絞り 1 7 上流側冷媒圧力と下流側冷媒圧力との圧力差を一定とした時に熱害による影響を示す流量特性図（絞り特性図）である。

10

【 0 1 1 9 】

図 1 0 から明らかなように、熱害によって固定絞り 1 7 上流側冷媒の乾き度 X が増加してしまうと、絞り流量 Q が低下してしまう。さらに、熱害によって液相冷媒通路 1 4 1 d を流通する冷媒の密度が低下してしまうと、冷媒が液相冷媒通路 1 4 1 d を流通する際の圧力損失が増加して乾き度 X が一定であっても絞り流量 Q が低下してしまう。

【 0 1 2 0 】

これに対して、本実施形態では、ロワーボデー 1 4 1 の内部に気液分離空間 1 4 1 b、液相冷媒通路 1 4 1 d および固定絞り 1 7 を一体的に構成しているので、上述した熱害による乾き度 X の増加および圧力損失の増加を抑制して、固定絞り 1 7 における絞り流量 Q の低下を効果的に抑制することができる。

20

【 0 1 2 1 】

なお、液相冷媒側弁体 1 5 が液相冷媒通路 1 4 1 d を開いた状態で、冷媒が液相冷媒通路 1 4 1 d を通過する際に生じる圧力損失は、固定絞り 1 7 を通過する際に生じる圧力損失に対して極めて小さい。従って、液相冷媒側弁体 1 5 が液相冷媒通路 1 4 1 d を開いた状態では、冷媒は固定絞り 1 7 を迂回して、弁座部 1 4 1 f の内周側に形成された冷媒通路を介して、殆ど減圧されることなく液相冷媒流出口 1 4 1 e から統合弁 1 4 の外部へ流出する。

【 0 1 2 2 】

次に、アッパーボデー 1 4 2 は、ロワーボデー 1 4 1 と同等の外径を有する略角柱状の金属ブロック体で形成されている。アッパーボデー 1 4 2 には、気液分離空間 1 4 1 b にて分離された気相冷媒を統合弁 1 4 の外部へ流出させる気相冷媒流出口 1 4 2 a 側へ導く気相冷媒通路 1 4 2 b、気液分離空間 1 4 1 b と気相冷媒通路 1 4 2 b とを連通させる分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c 等が設けられている。

30

【 0 1 2 3 】

分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c は、丸管状に形成されており、アッパーボデー 1 4 2 とロワーボデー 1 4 1 が一体化された際に、気液分離空間 1 4 1 b と同軸上に配置される。従って、気液分離空間 1 4 1 b 内へ流入した冷媒は、分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の周囲を旋回する。

【 0 1 2 4 】

さらに、分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の最下端部は、気液分離空間 1 4 1 b の内部に位置付けられるように延びており、この最下端部には、気液分離空間 1 4 1 b にて分離された気相冷媒を流出させる分離気相冷媒出口穴 1 4 2 d が形成されている。従って、液相冷媒通路 1 4 1 d および固定絞り 1 7 は、分離気相冷媒出口穴 1 4 2 d よりも下方側に位置付けられる。

40

【 0 1 2 5 】

気相冷媒通路 1 4 2 b は、気液分離空間 1 4 1 b および分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の上方側に配置されており、液相冷媒通路 1 4 1 d と同様に、気液分離空間 1 4 1 b の軸方向に垂直な方向（本実施形態では水平方向）に延びて、アッパーボデー 1 4 2 の中心部を通過して側壁面同士を貫通するように形成された断面円形状の貫通穴によって構成

50

されている。

【0126】

さらに、この貫通穴の一端側の開口部が、気相冷媒流出口142aを構成している。また、気相冷媒通路142bの内部には、気相冷媒通路142bを開閉する気相冷媒側弁体18が収容されている。この気相冷媒側弁体18は、液相冷媒流出口141e側の冷媒圧力と気相冷媒通路142b側の冷媒圧力との圧力差によって変位する差圧弁で構成されている。

【0127】

具体的には、気相冷媒通路142bを形成する貫通穴は、気相冷媒側弁体18の胴体部18aによって、気相冷媒通路142b側の空間と背圧室142eを形成する空間に区画されている。そして、背圧室142eには、圧力導入通路19を介して、液相冷媒流出口141e側の冷媒圧力が導かれる。

10

【0128】

なお、胴体部18aは円柱状に形成されており、軸方向一端側（気相冷媒流出口142a側）の端面で気相冷媒通路142b側の冷媒圧力を受け、軸方向他端側の端面で背圧室142e側の冷媒圧力を受ける。さらに、胴体部18aの外径は、気相冷媒通路142bの内径よりも僅かに小さく、両者は隙間バメの関係となっている。これにより、気相冷媒側弁体18は、気相冷媒通路142b内を変位することができる。

【0129】

圧力導入通路19は、アッパーボデー142とロワーボデー141が一体化された際に、ロワーボデー141およびアッパーボデー142の双方に形成された連通路によって形成されている。さらに、圧力導入通路19の長手方向は、気液分離空間141bおよび分離気相冷媒流出パイプ部142cの軸方向と平行に配置されている。これにより、圧力導入通路19を複雑な通路形状とせず、統合弁14全体としての小型化を図っている。

20

【0130】

背圧室142eの内部には、気相冷媒側弁体18に気相冷媒通路142bを閉じる側に荷重をかけるコイルバネからなるスプリング（弾性部材）18b、および、気相冷媒側弁体18が気相冷媒通路142bを開いた際に、気相冷媒側弁体18の変位を規制するストッパ（規制部材）18cが収容されている。

【0131】

30

スプリング18bは、気相冷媒側弁体18に対して、気相冷媒側弁体18の先端部に配置されたリングからなるシール部材18dを、気相冷媒通路142b内に形成されたテーパ形状の弁座部142fに押しつけてシール性を高める方向、すなわち気相冷媒側弁体18が気相冷媒通路142bを閉じる方向の荷重をかける。

【0132】

ストッパ18cは、気相冷媒側弁体18の変位を規制して、気相冷媒側弁体18の胴体部18aが圧力導入通路19を閉じてしまうことを防止する規制部材としての機能、および、気相冷媒通路142bを形成する貫通穴の他端側の開口部を閉塞する閉塞部材としての機能を果たすものである。

【0133】

40

ここで、図5、図11A、および図11Bを用いて、気相冷媒側弁体18の作動について説明する。なお、図11A、および図11Bは、それぞれ気相冷媒側弁体18周辺部位の拡大図であり、図11Aは気相冷媒側弁体18が開き始める条件を説明するためのもので、図11Bは気相冷媒側弁体18が開き続ける条件を説明するためのものである。

【0134】

まず、ソレノイド16に電力が供給されている場合には、図5のP2で示す気相冷媒通路142bは気液分離空間141bにて分離された気相冷媒の圧力の冷媒圧力となり、P3で示す液相冷媒流出口141e側の冷媒圧力（背圧室142e内の冷媒圧力）は、気液分離空間141bにて分離された液相冷媒の圧力となる。

【0135】

50

従って、気相冷媒通路 1 4 2 b 側の冷媒圧力 P 2 と液相冷媒流出口 1 4 1 e 側の冷媒圧力 P 3（背圧室 1 4 2 e 内の冷媒圧力）は、ほぼ同等となる。その結果、ソレノイド 1 6 に電力が供給されている場合には、気相冷媒側弁体 1 8 は、スプリング 1 8 b から受ける荷重 F s p によって気相冷媒通路 1 4 2 b を閉じる。

【 0 1 3 6 】

なお、図 1 ～ 図 3 に示すように、統合弁 1 4 の気相冷媒流出口 1 4 2 a には、圧縮機 1 1 の中間圧ポート 1 1 b が接続されている。このため、圧縮機 1 1 の作動時に気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b を閉じると、気相冷媒流出口 1 4 2 a 側の冷媒圧力 P 1 は、圧縮機 1 1 の吸入圧となる。従って、図 5 において、 $P 1 < P 2$ の関係となる。

【 0 1 3 7 】

このため、圧縮機 1 1 の作動時に気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b を閉じると、気相冷媒通路 1 4 2 b の冷媒圧力 P 2 および液相冷媒流出口 1 4 1 e 側の冷媒圧力 P 3 に多少の変動が生じて、ソレノイド 1 6 に電力が供給されなくなるまで、気相冷媒通路 1 4 2 b が閉じられた状態が維持される。

【 0 1 3 8 】

次に、ソレノイド 1 6 に電力が供給されなくなると、図 1 1 A の P 1 で示す気相冷媒流出口 1 4 2 a 側の冷媒圧力は圧縮機 1 1 の中間圧ポート 1 1 b 側の冷媒圧力となり、P 2 で示す気相冷媒通路 1 4 2 b の冷媒圧力は高段側膨脹弁 1 3 で減圧された中間圧力となり、P 3 で示す液相冷媒流出口 1 4 1 e 側の冷媒圧力（背圧室 1 4 2 e 内の冷媒圧力）は、固定絞り 1 7 にて減圧された後の圧力となる。

【 0 1 3 9 】

従って、気相冷媒通路 1 4 2 b の冷媒圧力 P 2 と液相冷媒流出口 1 4 1 e 側の冷媒圧力 P 3 との圧力差が拡大して、以下数式 F 3 に示す関係となることで、気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b を開き始める。

【 0 1 4 0 】

$$S 2 \times (P 2 - P 3) > S 1 \times (P 3 - P 1) + F s p + F f r \dots (F 3)$$

なお、S 1 は、気相冷媒流出口 1 4 2 a を気相冷媒側弁体 1 8 の軸方向に投影した際の面積であり、S 2 は、気相冷媒側弁体 1 8 の胴体部 1 8 a の軸方向垂直断面の断面積であり、F f r は気相冷媒側弁体 1 8 が変位する際の摩擦係数（フリクション）である。

【 0 1 4 1 】

そして、気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b を開くと、図 1 1 B の P 1 で示す気相冷媒流出口 1 4 2 a 側の冷媒圧力および P 2 で示す気相冷媒通路 1 4 2 b の冷媒圧力は、気液分離空間 1 4 1 b にて分離された気相冷媒の圧力となり、P 3 で示す液相冷媒流出口 1 4 1 e 側の冷媒圧力（背圧室 1 4 2 e 内の冷媒圧力）は、固定絞り 1 7 にて減圧された後の圧力となる。

【 0 1 4 2 】

従って、背圧室 1 4 2 e 内の冷媒圧力 P 3 は気相冷媒通路 1 4 2 b の冷媒圧力 P 2 よりも低くなり、以下数式 F 4 に示す関係となることで、気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b を開いた状態が維持される。

【 0 1 4 3 】

$$S 2 \times (P 2 - P 3) > F s p \dots (F 4)$$

なお、統合弁 1 4 の気相冷媒流出口 1 4 2 a から圧縮機 1 1 の中間圧ポート 1 1 b に至る冷媒配管には、統合弁 1 4 から圧縮機 1 1 の中間圧ポート 1 1 b へ冷媒が流れることのみを許容する図示しない逆止弁が配置されている。これにより、圧縮機 1 1 側から統合弁 1 4 側へ冷媒が逆流することを防止している。もちろん、この逆止弁を統合弁 1 4 あるいは圧縮機 1 1 と一体的に構成してもよい。

【 0 1 4 4 】

また、図 1 ～ 図 3 に示すように、統合弁 1 4 の液相冷媒流出口 1 4 1 e には、室外熱交換器 2 0 の冷媒入口側が接続されている。室外熱交換器 2 0 は、ボンネット内に配置されて、内部を流通する冷媒と送風ファン 2 1 から送風された外気とを熱交換させるものであ

10

20

30

40

50

る。この室外熱交換器 20 は、少なくとも暖房運転モード時（第 1、第 2 暖房モード時）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、冷房運転モード時等には、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。

【0145】

室外熱交換器 20 の冷媒出口側には、第 2 減圧手段としての冷房用膨脹弁 22 の冷媒入口側が接続されている。冷房用膨脹弁 22 は、冷房運転モード時等に室外熱交換器 20 から流出し、室内蒸発器 23 へ流入する冷媒を減圧させるものである。この冷房用膨脹弁 22 の基本的構成は、高段側膨脹弁 13 と同様であり、空調制御装置 40 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。

【0146】

冷房用膨脹弁 22 の出口側には、室内蒸発器 23 の冷媒入口側が接続されている。室内蒸発器 23 は、室内空調ユニット 30 の空調ケース 31 内のうち、室内凝縮器 12 の送風空気流れ上流側に配置され、冷房運転モードおよび除湿暖房運転モード等にその内部を流通する冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させることにより送風空気を冷却する蒸発器（第 2 利用側熱交換器）として機能する熱交換器である。

【0147】

室内蒸発器 23 の出口側には、アキュムレータ 24 の入口側が接続されている。アキュムレータ 24 は、その内部に流入した冷媒の気液を分離して余剰冷媒を蓄える低圧側気液分離器である。さらに、アキュムレータ 24 の気相冷媒出口には、圧縮機 11 の吸入ポート 11a が接続されている。従って、室内蒸発器 23 は、圧縮機 11 の吸入ポート 11a 側へ流出させるように接続されている。

【0148】

さらに、室外熱交換器 20 の冷媒出口側には、室外熱交換器 20 から流出した冷媒を冷房用膨脹弁 22 および室内蒸発器 23 を迂回させてアキュムレータ 24 の入口側へ導く膨脹弁迂回用通路 25 が接続されている。この膨脹弁迂回用通路 25 には、迂回通路開閉弁 27 が配置されている。

【0149】

迂回通路開閉弁 27 は、膨脹弁迂回用通路 25 を開閉する電磁弁であり空調制御装置 40 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。また、冷媒が迂回通路開閉弁 27 を通過する際に生じる圧力損失は、冷房用膨脹弁 22 を通過する際に生じる圧力損失に対して極めて小さい。

【0150】

従って、室外熱交換器 20 から流出した冷媒は、迂回通路開閉弁 27 が開いている場合には膨脹弁迂回用通路 25 を介してアキュムレータ 24 へ流入する。この際、冷房用膨脹弁 22 の絞り開度を全閉としてもよい。

【0151】

また、迂回通路開閉弁 27 が閉じている場合には冷房用膨脹弁 22 を介して室内蒸発器 23 へ流入する。これにより、迂回通路開閉弁 27 は、ヒートポンプサイクル 10 の冷媒回路を切り替えることができる。従って、本実施形態の迂回通路開閉弁 27 は、統合弁 14 とともに、冷媒回路切替手段を構成している。

【0152】

次に、室内空調ユニット 30 について説明する。室内空調ユニット 30 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、室内空調ユニット 30 の外殻を形成するとともに、その内部に車室内に送風される送風空気の空気通路を形成する空調ケース 31 を有している。そして、この空気通路に送風機 32、前述の室内凝縮器 12、室内蒸発器 23 等が収容されている。

【0153】

空調ケース 31 の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。この内外気切替装置 33 は、空調ケース 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の開口面積を、内外気切

10

20

30

40

50

替ドアによって連続的に調整して、内気の風量と外気の風量との風量割合を連続的に変化させるものである。

【 0 1 5 4 】

内外気切替装置 3 3 の空気流れ下流側には、内外気切替装置 3 3 を介して吸入した空気を車室内へ向けて送風する送風機 3 2 が配置されている。この送風機 3 2 は、遠心多翼ファン（シロッコファン）を電動モータにて駆動する電動送風機であって、空調制御装置 4 0 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。

【 0 1 5 5 】

送風機 3 2 の空気流れ下流側には、前述の室内蒸発器 2 3 および室内凝縮器 1 2 が、送風空気の流れに対して、室内蒸発器 2 3 室内凝縮器 1 2 の順に配置されている。換言すると、室内蒸発器 2 3 は、室内凝縮器 1 2 に対して、空気流れ上流側に配置されている。

10

【 0 1 5 6 】

また、空調ケース 3 1 内には、室内蒸発器 2 3 通過後の送風空気を、室内凝縮器 1 2 を迂回して流すバイパス通路 3 5 が設けられており、室内蒸発器 2 3 の空気流れ下流側であって、かつ、室内凝縮器 1 2 の空気流れ上流側には、エアミックスドア 3 4 が配置されている。

【 0 1 5 7 】

本実施形態のエアミックスドア 3 4 は、室内蒸発器 2 3 通過後の送風空気のうち、室内凝縮器 1 2 側を通過する送風空気の風量とバイパス通路 3 5 を通過させる風量との風量割合を調整することによって、室内凝縮器 1 2 へ流入する送風空気の流量（風量）を調整する流量調整手段であり、室内凝縮器 1 2 の熱交換能力を調整する機能を果たす。

20

【 0 1 5 8 】

また、室内凝縮器 1 2 およびバイパス通路 3 5 の空気流れ下流側には、室内凝縮器 1 2 にて冷媒と熱交換して加熱された送風空気とバイパス通路 3 5 を通過して加熱されていない送風空気が合流する合流空間 3 6 が設けられている。

【 0 1 5 9 】

空調ケース 3 1 の空気流れ最下流部には、合流空間 3 6 にて合流した送風空気を、冷却対象空間である車室内へ吹き出す開口穴が配置されている。具体的には、この開口穴としては、車両前面窓ガラス内側面に向けて空調風を吹き出すデフロスタ開口穴 3 7 a、車室内の乗員の上半身に向けて空調風を吹き出すフェイス開口穴 3 7 b、乗員の足元に向けて空調風を吹き出すフット開口穴 3 7 c が設けられている。

30

【 0 1 6 0 】

従って、エアミックスドア 3 4 が、室内凝縮器 1 2 を通過させる風量とバイパス通路 3 5 を通過させる風量との風量割合を調整することによって、合流空間 3 6 内の送風空気の温度が調整される。なお、エアミックスドア 3 4 は、空調制御装置 4 0 から出力される制御信号によって作動が制御される図示しないサーボモータによって駆動される。

【 0 1 6 1 】

さらに、デフロスタ開口穴 3 7 a、フェイス開口穴 3 7 b およびフット開口穴 3 7 c の空気流れ上流側には、それぞれ、デフロスタ開口穴 3 7 a の開口面積を調整するデフロスタドア 3 8 a、フェイス開口穴 3 7 b の開口面積を調整するフェイスドア 3 8 b、フット開口穴 3 7 c の開口面積を調整するフットドア 3 8 c が配置されている。

40

【 0 1 6 2 】

これらのデフロスタドア 3 8 a、フェイスドア 3 8 b およびフットドア 3 8 c は、各開口穴 3 7 a ~ 3 7 c を開閉して、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、空調制御装置 4 0 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図示しないサーボモータによって駆動される。

【 0 1 6 3 】

また、デフロスタ開口穴 3 7 a、フェイス開口穴 3 7 b およびフット開口穴 3 7 c の空気流れ下流側は、それぞれ空気通路を形成するダクトを介して、車室内に設けられたフェイス吹出口、フット吹出口およびデフロスタ吹出口に接続されている。

50

【 0 1 6 4 】

なお、吹出口モードとしては、フェイス開口穴 3 7 b を全開してフェイス吹出口から車室内乗員の上半身に向けて空気を吹き出すフェイスモード、フェイス開口穴 3 7 b とフット開口穴 3 7 c の両方を開口して車室内乗員の上半身と足元に向けて空気を吹き出すパイレベルモード、フット開口穴 3 7 c を全開するとともにデフロスタ開口穴 3 7 a を小開度だけ開口して、フット吹出口から主に空気を吹き出すフットモード等がある。

【 0 1 6 5 】

次に、本実施形態の電気制御部について説明する。空調制御装置 4 0 は、C P U、R O M および R A M 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 R O M 内に記憶された空調制御プログラムに基づいて各種演算、処理を行い、出力側に接

10

【 0 1 6 6 】

また、空調制御装置 4 0 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 2 3 からの吹出空気温度（蒸発器温度）を検出する蒸発器温度センサ、圧縮機 1 1 から吐出された高圧冷媒圧力を検出する吐出圧センサ、室内凝縮器 1 2 から流出した冷媒の温度を検出する凝縮器温度センサ、圧縮機 1 1 へ吸入される吸入冷媒圧力を検出する吸入圧センサ等の種々の空調制御用のセンサ群 4 1 が接続されている。

20

【 0 1 6 7 】

さらに、空調制御装置 4 0 の入力側には、車室内前部の計器盤付近に配置された図示しない操作パネルが接続され、この操作パネルに設けられた各種空調操作スイッチからの操作信号が入力される。操作パネルに設けられた各種空調操作スイッチとしては、具体的に、車両用空調装置 1 の作動スイッチ、車室内温度を設定する車室内温度設定スイッチ、冷房運転モード、除湿暖房運転モードおよび暖房運転モードを選択するモード選択スイッチ等が設けられている。

【 0 1 6 8 】

なお、空調制御装置 4 0 は、その出力側に接続された各種空調制御機器の作動を制御する制御手段が一体に構成されたものであるが、それぞれの制御対象機器の作動を制御する構成（ハードウェアおよびソフトウェア）が、それぞれの制御対象機器の作動を制御する

30

【 0 1 6 9 】

例えば、本実施形態では、圧縮機 1 1 の電動モータの作動を制御する構成ハードウェアおよびソフトウェア）が吐出能力制御手段を構成し、統合弁 1 4 および迂回通路開閉弁 2 7 の作動を制御する構成ハードウェアおよびソフトウェア）が冷媒回路制御手段を構成している。もちろん、吐出能力制御手段、冷媒回路制御手段等を空調制御装置 4 0 に対して別体の制御装置として構成してもよい。

【 0 1 7 0 】

次に、上記構成における本実施形態の車両用空調装置 1 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、前述の如く、車室内を冷房する冷房運転モード、車室内を暖房する暖房運転モード、および、車室内を除湿しながら暖房する除湿暖房モードに切り替えることができる。以下に各運転モードにおける作動を説明する。

40

【 0 1 7 1 】

(a) 冷房運転モード

冷房運転モードは、操作パネルの作動スイッチが投入（O N）された状態で、選択スイッチによって冷房運転モードが選択されると開始される。冷房運転モードでは、空調制御装置 4 0 が、高段側膨脹弁 1 3 を全開状態とし、統合弁 1 4 のソレノイド 1 6 を通電状態とし、冷房用膨脹弁 2 2 を減圧作用を発揮する絞り状態とし、さらに、迂回通路開閉弁 2 7 を閉弁状態とする。

【 0 1 7 2 】

50

これにより、統合弁 14 では、図 5 に示すように、液相冷媒側弁体 15 が液相冷媒通路 141d を開き、気相冷媒側弁体 18 が気相冷媒通路 142b を閉じた状態となり、ヒートポンプサイクル 10 は、図 1 の実線矢印に示すように冷媒が流れる冷媒回路に切り替えられる。

【0173】

この冷媒回路の構成で、空調制御装置 40 が上述の空調制御用のセンサ群 41 の検出信号および操作パネルの操作信号を読み込む。そして、検出信号および操作信号の値に基づい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 を算出する。さらに、算出された目標吹出温度 TAO およびセンサ群の検出信号に基づいて、空調制御装置 40 の出力側に接続された各種空調制御機器の作動状態を決定する。

10

【0174】

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、予め空調制御装置 40 に記憶された制御マップを参照して、室内蒸発器 23 の目標蒸発器吹出温度 TEO を決定する。

【0175】

そして、この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 23 から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 23 から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 の電動モータに出力される制御信号が決定される。

20

【0176】

また、冷房用膨脹弁 22 へ出力される制御信号については、冷房用膨脹弁 22 へ流入する冷媒の過冷却度が、COP を略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。また、エアミックスドア 34 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 34 が室内凝縮器 12 の空気通路を閉塞し、室内蒸発器 23 通過後の送風空気の全流量がバイパス通路 35 を通過するように決定される。

【0177】

そして、上記の如く決定された制御信号等を各種空調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 各種空調制御機器の作動状態決定 制御電圧および制御信号の出力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の繰り返しは、他の運転モード時にも同様に行われる。

30

【0178】

従って、冷房運転モードのヒートポンプサイクル 10 では、図 12 のモリエル線図に示すように、圧縮機 11 の吐出ポート 11c から吐出された高圧冷媒（図 12 の a₁₂ 点）が室内凝縮器 12 へ流入する。この際、エアミックスドア 34 が室内凝縮器 12 の空気通路を閉塞しているため、室内凝縮器 12 へ流入した冷媒は殆ど車室内送風空気へ放熱することなく、室内凝縮器 12 から流出していく。

【0179】

室内凝縮器 12 から流出した冷媒は、高段側膨脹弁 13 が全開状態となっているので、高段側膨脹弁 13 にて殆ど減圧されることなく流出し、統合弁 14 の冷媒流入口 141a から気液分離空間 141b 内へ流入する。

40

【0180】

統合弁 14 へ流入する冷媒は過熱度を有する気相状態となっているので、統合弁 14 の気液分離空間 141b では冷媒の気液が分離されることなく、気相冷媒が液相冷媒通路 141d へ流入する。さらに、液相冷媒通路 141d へ流入した気相冷媒は、液相冷媒側弁体 15 が液相冷媒通路 141d を開いているので、固定絞り 17 にて減圧されることなく液相冷媒流出口 141e から流出する。

【0181】

つまり、統合弁 14 へ流入した冷媒は殆ど圧力損失を生じることなく液相冷媒流出口 1

50

4 1 e から流出していく。この際、液相冷媒流出口 1 4 1 e 側の冷媒圧力が圧力導入通路 1 9 を介して背圧室 1 4 2 e に導かれるので、気相冷媒側弁体 1 8 は気相冷媒通路 1 4 2 b を閉じる。従って、気相冷媒流出口 1 4 2 a から冷媒が流出することはない。

【0182】

統合弁 1 4 の液相冷媒流出口 1 4 1 e から流出した気相冷媒は、室外熱交換器 2 0 へ流入する。室外熱交換器 2 0 へ流入した冷媒は、送風ファン 2 1 から送風された外気と熱交換して放熱する（図 1 2 の a_{12} 点 b_{12} 点）。室外熱交換器 2 0 から流出した冷媒は、迂回通路開閉弁 2 7 が閉弁状態となっているので、絞り状態となっている冷房用膨脹弁 2 2 へ流入して低圧冷媒となるまで、等エンタルピ的に減圧膨脹される（図 1 2 の b_{12} 点 c_{12} 点）。

10

【0183】

そして、冷房用膨脹弁 2 2 にて減圧された低圧冷媒は、室内蒸発器 2 3 へ流入し、送風機 3 2 から送風された室内送風空気から吸熱して蒸発する（図 1 2 の c_{12} 点 d_{12} 点）。これにより、車室内送風空気が冷却される。

【0184】

室内蒸発器 2 3 から流出した冷媒は、アキュムレータ 2 4 へ流入して気液分離される。そして、分離された気相冷媒が圧縮機 1 1 の吸入ポート 1 1 a（図 1 2 の e_{12} 点）から吸入されて低段側圧縮機構 高段側圧縮機構の順に再び圧縮される（図 1 2 の e_{12} 点 a_{12} 点 a_{12} 点）。一方、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ていない余剰冷媒としてアキュムレータ 2 4 内に蓄えられる。

20

【0185】

なお、図 1 2 において d_{12} 点と e_{12} 点が異なっている理由は、アキュムレータ 2 4 から圧縮機 1 1 の吸入ポート 1 1 a へ至る冷媒配管を流通する気相冷媒に生じる圧力損失と、気相冷媒が外部（外気）から吸熱する吸熱量を表したものである。従って、理想的なサイクルでは、 d_{12} 点と e_{12} 点が一致していることが望ましい。このことは、以下のモリエル線図においても同様である。

【0186】

以上の如く、冷房運転モードでは、エアミックスドア 3 4 にて室内凝縮器 1 2 の空気通路を閉塞しているため、室内蒸発器 2 3 にて冷却された送風空気を車室内へ吹き出すことができる。これにより、車室内の冷房を実現することができる。

30

【0187】

（b）暖房運転モード

次に、暖房運転モードについて説明する。前述の如く、本実施形態のヒートポンプサイクル 1 0 では、暖房運転モードとして、第 1 暖房モード、第 2 暖房モードを実行することができる。まず、暖房運転モードは、車両用空調装置の作動スイッチが投入（ON）された状態で、選択スイッチによって暖房運転モードが選択されると開始される。

【0188】

そして、暖房運転モードが開始されると、空調制御装置 4 0 が空調制御用のセンサ群 4 1 の検出信号および操作パネルの操作信号を読み込み、圧縮機 1 1 の冷媒吐出能力（圧縮機 1 1 の回転数）を決定する。さらに、決定された回転数に応じて、第 1 暖房モードあるいは第 2 暖房モード時を実行する。

40

【0189】

（b）- 1：第 1 暖房モード

まず、第 1 暖房モードについて説明する。第 1 暖房モードが実行されると、空調制御装置 4 0 が、高段側膨脹弁 1 3 を絞り状態とし、統合弁 1 4 のソレノイド 1 6 を非通電状態とし、冷房用膨脹弁 2 2 を全閉状態とし、さらに、迂回通路開閉弁 2 7 を閉弁状態とし、迂回通路開閉弁 2 7 を開弁状態とする。

【0190】

これにより、統合弁 1 4 では、図 4 に示すように、液相冷媒側弁体 1 5 が液相冷媒通路

50

141dを閉じ、気相冷媒側弁体18が気相冷媒通路142bを開いた状態となり、ヒートポンプサイクル10は、図2の実線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。

【0191】

この冷媒流路構成（サイクル構成）で、空調制御装置40が、冷房運転モードと同様に、空調制御用のセンサ群41の検出信号および操作パネルの操作信号を読み込み、目標吹出温度TAOおよびセンサ群の検出信号に基づいて、空調制御装置40の出力側に接続された各種空調制御機器の作動状態を決定する。

【0192】

なお、第1暖房モードでは、高段側膨脹弁13へ出力される制御信号については、室内凝縮器12における冷媒圧力が予め定めた目標高圧となるように、あるいは、室内凝縮器12から流出する冷媒の過冷却度が予め定めた目標過冷却度となるように決定される。また、エアミックスドア34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34がバイパス通路35を閉塞し、室内蒸発器23通過後の送風空気的全流量が室内凝縮器12を通過するように決定される

従って、第1暖房モードのヒートポンプサイクル10では、図13のモリエル線図に示すように、圧縮機11の吐出ポート11cから吐出された高圧冷媒（図13のa₁₃点）が室内凝縮器12へ流入する。室内凝縮器12へ流入した冷媒は、送風機32から送風されて室内蒸発器23を通過した車室内送風空気と熱交換して放熱する（図13のa₁₃点b₁₃点）。これにより、車室内送風空気が加熱される。

【0193】

室内凝縮器12から流出した冷媒は、絞り状態となっている高段側膨脹弁13にて中間圧冷媒となるまで等エンタルピ的に減圧膨脹される（図13のb₁₃点c₁₃点）。そして、高段側膨脹弁13にて減圧された中間圧冷媒は、統合弁14の冷媒流入口141aから気液分離空間141b内へ流入して気液分離される（図13のc₁₃点c₂₃点、c₁₃点c₃₃点）。

【0194】

気液分離空間141bにて分離された液相冷媒は、液相冷媒通路141dへ流入する。液相冷媒通路141dへ流入した液相冷媒は、液相冷媒側弁体15が液相冷媒通路141dを閉じているので、固定絞り17にて低圧冷媒となるまで等エンタルピ的に減圧膨脹されて（図13のc₃₃点c₄₃点）、液相冷媒流出口141eから流出する。

【0195】

この際、固定絞り17にて減圧された後の液相冷媒流出口141e側の冷媒圧力が圧力導入通路19を介して、背圧室142eに導かれるので、気相冷媒側弁体18が気相冷媒通路142bを開く。従って、気液分離空間141bにて分離された気相冷媒は、統合弁14の気相冷媒流出口142aから流出して圧縮機11の中間圧ポート11b側へ流入する（図13のc₂₃点a₂₃点）。

【0196】

中間圧ポート11bへ流入した中間圧気相冷媒は、低段側圧縮機構吐出冷媒（図13のa₁₃点）と合流して、高段側圧縮機構へ吸入される。一方、統合弁14の液相冷媒流出口141eから流出した固定絞り17から流出した冷媒は、室外熱交換器20へ流入して、送風ファン21から送風された外気と熱交換して吸熱する（図13のc₄₃点d₁₃点）。

【0197】

室外熱交換器20から流出した冷媒は、迂回通路開閉弁27が開弁状態となっているので、膨脹弁迂回用通路25を介して、アキュムレータ24へ流入して気液分離される。そして、分離された気相冷媒が圧縮機11の吸入ポート11a（図13のe₁₃点）から吸入されて再び圧縮される。一方、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24内に蓄えられる。

10

20

30

40

50

【0198】

以上の如く、第1暖房モードでは、室内凝縮器12にて圧縮機11から吐出された冷媒の有する熱を車室内送風空気に放熱させて、加熱された室内送風空気を車室内へ吹き出すことができる。これにより、車室内の暖房を実現することができる。

【0199】

さらに、第1暖房モードでは、固定絞り17にて減圧された低圧冷媒を圧縮機11の吸入ポート11aから吸入させ、高段側膨脹弁13にて減圧された中間圧冷媒を中間圧ポート11bへ流入させて昇圧過程の冷媒と合流させる、ガスインジェクションサイクル（エコノマイザ式冷凍サイクル）を構成することができる。

【0200】

これにより、高段側圧縮機構に、温度の低い混合冷媒を吸入させることができ、高段側圧縮機構の圧縮効率を向上させることができるとともに、低段側圧縮機構および高段側圧縮機構の双方の吸入冷媒圧力と吐出冷媒圧力との圧力差を縮小させて、双方の圧縮機構の圧縮効率を向上させることができる。その結果、ヒートポンプサイクル10全体としてのCOPを向上させることができる。

【0201】

(b) - 2 : 第2暖房モード

次に、第2暖房モードについて説明する。第2暖房モードが実行されると、空調制御装置40が、高段側膨脹弁13を絞り状態とし、統合弁14のソレノイド16を通電状態とし、冷房用膨脹弁22を全閉状態とし、さらに、迂回通路開閉弁27を開弁状態とする。これにより、統合弁14では、冷房運転モードと同様に、図5に示す状態となり、ヒートポンプサイクル10は、図3の実線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。

【0202】

この冷媒流路構成（サイクル構成）で、空調制御装置40が、冷房運転モードと同様に、空調制御用のセンサ群41の検出信号および操作パネルの操作信号を読み込み、目標吹出温度TAOおよびセンサ群の検出信号に基づいて、空調制御装置40の出力側に接続された各種空調制御機器の作動状態を決定する。

【0203】

なお、第2暖房モード時では、高段側膨脹弁13へ出力される制御信号については、室内凝縮器12における冷媒圧力が予め定めた目標高圧となるように、あるいは、室内凝縮器12から流出する冷媒の過冷却度が予め定めた目標過冷却度となるように決定される。また、エアミックスドア34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34がバイパス通路35を閉塞し、室内蒸発器23通過後の送風空気の全流量が室内凝縮器12を通過するように決定される。

【0204】

従って、第2暖房モード時のヒートポンプサイクル10では、図14のモリエル線図に示すように、圧縮機11の吐出ポート11cから吐出された高圧冷媒（図14のa₁₄点）が室内凝縮器12へ流入し、第1暖房モード時と同様に、車室内送風空気と熱交換して放熱する（図14のa₁₄点 b₁₄点）。これにより、車室内送風空気が加熱される。

【0205】

室内凝縮器12から流出した冷媒は、絞り状態となっている高段側膨脹弁13にて低圧冷媒となるまで等エンタルピ的に減圧膨脹されて（図14のb₁₄点 c₁₄点）、統合弁14の気液分離空間141b内へ流入する。気液分離空間141bへ流入した冷媒は、冷房運転モードと同様に、気相冷媒流出口142aから流出することなく、液相冷媒流出口141eから減圧されることなく流出する。

【0206】

液相冷媒流出口141eから流出した低圧冷媒は、室外熱交換器20へ流入し、送風ファン21から送風された外気と熱交換して吸熱する（図14のc₁₄点 d₁₄点）。室外熱交換器20から流出した冷媒は、迂回通路開閉弁27が開弁状態となっているので、

10

20

30

40

50

膨脹弁迂回用通路 25 を介して、アキュムレータ 24 へ流入して気液分離される。そして、分離された気相冷媒が圧縮機 11 の吸入ポート 11a (図 14 の e_{14} 点) から吸入される。

【0207】

以上の如く、第 2 暖房モードでは、室内凝縮器 12 にて圧縮機 11 から吐出された冷媒の有する熱を車室内送風空気に放熱させて、加熱された室内送風空気を車室内へ吹き出すことができる。これにより、車室内の暖房を実現することができる。

【0208】

ここで、第 2 暖房モード時を、第 1 暖房モードに対して、外気温が高い場合等のように暖房負荷が比較的低い場合に実行することの効果を説明する。第 1 暖房モードでは、上述の如く、ガスインジェクションサイクルを構成することができるので、ヒートポンプサイクル 10 全体としての COP を向上させることができる。

10

【0209】

つまり、理論的には、圧縮機 11 の回転数が同一であれば、第 1 暖房モードは、第 2 暖房モード時よりも高い暖房性能を発揮することができる。換言すると、同一の暖房性能を発揮させるために必要な圧縮機 11 の回転数 (冷媒吐出能力) は、第 2 暖房モードよりも第 1 暖房モード時の方が低くなる。

【0210】

ところが、圧縮機構には、圧縮効率が最大 (ピーク) となる最大効率回転数があり、最大効率回転数よりも回転数が低くなると、圧縮効率が大きく低下してしまうという特性がある。このため、暖房負荷が比較的低い場合に圧縮機 11 を最大効率回転数よりも低い回転数で作動させると、第 1 暖房モードでは、却って COP が低下してしまうことがある。

20

【0211】

そこで、本実施形態では、上述の最大効率回転数を基準回転数として、第 1 暖房モードの実行中に、圧縮機 11 の回転数が基準回転数以下となってしまう場合に第 2 暖房モードへ切り替え、第 2 暖房モードの実行中に基準回転数に対して予め定めた所定量を加えた回転数以上となった際に第 1 暖房モードへ切り替えるようにしている。

【0212】

これにより、第 1 暖房モードおよび第 2 暖房モードのうち高い COP を発揮できる運転モードを選択することができる。従って、第 1 暖房モードの実行中に、圧縮機 11 の回転数が基準回転数以下となってしまう場合であっても、第 2 暖房モードへ切り替えることにより、ヒートポンプサイクル 10 全体としての COP を向上させることができる。

30

【0213】

(c) 除湿暖房運転モード

次に、除湿暖房運転モードについて説明する。除湿暖房運転モードは、冷房運転モード時に車室内温度設定スイッチによって設定された設定温度が外気温よりも高い温度に設定された際に実行される。

【0214】

除湿暖房モードが実行されると、空調制御装置 40 が、高段側膨脹弁 13 を全開状態あるいは絞り状態とし、統合弁 14 のソレノイド 16 を通電状態とし、冷房用膨脹弁 22 を全開状態あるいは絞り状態とし、さらに、迂回通路開閉弁 27 を閉弁状態とする。これにより、ヒートポンプサイクル 10 は、冷房運転モードと同様の図 1 の実線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。

40

【0215】

この冷媒流路構成 (サイクル構成) で、空調制御装置 40 が、冷房運転モードと同様に、空調制御用のセンサ群 41 の検出信号および操作パネルの操作信号を読み込み、目標吐出温度 TAO およびセンサ群の検出信号に基づいて、空調制御装置 40 の出力側に接続された各種空調制御機器の作動状態を決定する。

【0216】

例えば、エアミックスドア 34 のサーボモータへ出力される制御信号については、エア

50

ミックストア 3 4 がバイパス通路 3 5 を閉塞し、室内蒸発器 2 3 通過後の送風空気的全流量が室内凝縮器 1 2 を通過するように決定される。さらに、本実施形態の除湿暖房モードでは、設定温度と外気温との温度差に応じて、高段側膨脹弁 1 3 および冷房用膨脹弁 2 2 の絞り開度を変化させている。具体的には、前述した目標吹出温度 T_{AO} の上昇に伴って、第 1 除湿暖房モードから第 4 除湿暖房モードの 4 段階の除湿暖房モードを実行する。

【0217】

(c) - 1 : 第 1 除湿暖房モード

第 1 除湿暖房モードでは、高段側膨脹弁 1 3 を全開状態とし、冷房用膨脹弁 2 2 を絞り状態とする。従って、サイクル構成（冷媒流路）については、冷房運転モードと全く同様となるものの、エアミックストア 3 4 が室内凝縮器 1 2 の空気通路を全開しているので、

10

【0218】

すなわち、図 1 5 に示すように、圧縮機 1 1 の吐出ポート 1 1 c から吐出された高圧冷媒（図 1 5 の a_{15} 点）は、室内凝縮器 1 2 へ流入して、室内蒸発器 2 3 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（図 1 5 の a_{15} 点 b_{115} 点）。これにより、車室内送風空気が加熱される。

【0219】

室内凝縮器 1 2 から流出した冷媒は、冷房運転モードと同様に、高段側膨脹弁 1 3 統合弁 1 4 の順に流れて室外熱交換器 2 0 へ流入する。そして、室外熱交換器 2 0 へ流入した高圧冷媒は、送風ファン 2 1 から送風された外気と熱交換して放熱する（図 1 5 の b_{115} 点 b_{215} 点）。以降の作動は冷房運転モードと同様である。

20

【0220】

以上の如く、第 1 除湿暖房モード時には、室内蒸発器 2 3 にて冷却され除湿された車室内送風空気を、室内凝縮器 1 2 にて加熱して車室内へ吹き出すことができる。これにより、車室内の除湿暖房を実現することができる。

【0221】

(c) - 2 : 第 2 除湿暖房モード

次に、第 1 除湿暖房モードの実行中に、目標吹出温度 T_{AO} 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 除湿暖房モードが実行される。第 2 除湿暖房モードでは、高段側膨脹弁 1 3 を絞り状態とし、冷房用膨脹弁 2 2 の絞り開度を第 1 除湿暖房モードよりも増加させた絞り状態とする。従って、第 2 除湿暖房モードでは、サイクルを循環する冷媒の状態については図 1 6 のモリエル線図に示すように変化する。

30

【0222】

すなわち、図 1 6 に示すように、圧縮機 1 1 の吐出ポート 1 1 c から吐出された高圧冷媒（図 1 6 の a_{16} 点）は、第 1 除湿暖房モードと同様に、室内凝縮器 1 2 へ流入して、室内蒸発器 2 3 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（図 1 6 の a_{16} 点 b_{116} 点）。これにより、車室内送風空気が加熱される。

【0223】

室内凝縮器 1 2 から流出した冷媒は、絞り状態となっている高段側膨脹弁 1 3 によって外気温よりも温度の高い中間圧冷媒となるまで等エンタルピ的に減圧される（図 1 6 の b_{116} 点 b_{216} 点）。高段側膨脹弁 1 3 にて減圧された中間圧冷媒は、冷房運転モードと同様に、統合弁 1 4 を介して室外熱交換器 2 0 へ流入する。

40

【0224】

そして、室外熱交換器 2 0 へ流入した中間圧冷媒は、送風ファン 2 1 から送風された外気と熱交換して放熱する（図 1 6 の b_{216} 点 b_{316} 点）。以降の作動は冷房運転モードと同様である。

【0225】

以上の如く、第 2 除湿暖房モードでは、第 1 除湿暖房モード時と同様に、室内蒸発器 2 3 にて冷却され除湿された車室内送風空気を、室内凝縮器 1 2 にて加熱して車室内へ吹き出すことができる。これにより、車室内の除湿暖房を実現することができる。

50

【 0 2 2 6 】

この際、第2除湿暖房モードでは、高段側膨脹弁13を絞り状態としているので、第1除湿暖房モードに対して、室外熱交換器20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20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20における冷媒の放熱量を低減できる。

【 0 2 2 7 】

その結果、第1除湿暖房モード時に対してサイクルを循環する冷媒循環流量を増加させることなく、室内凝縮器12における冷媒圧力を上昇させることができ、第1除湿暖房モードよりも室内凝縮器12から吹き出される温度を上昇させることができる。

【 0 2 2 8 】

(c) - 3 : 第3除湿暖房モード

次に、第2除湿暖房モードの実行中に、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除湿暖房モードが実行される。第3除湿暖房モードでは、高段側膨脹弁13の絞り開度を第2除湿暖房モードよりも縮小させた絞り状態とし、冷房用膨脹弁22の絞り開度を第2除湿暖房モードよりも増加させる。従って、第3除湿暖房モードでは、サイクルを循環する冷媒の状態については図17のモリエル線図に示すように変化する。

【 0 2 2 9 】

すなわち、図17に示すように、圧縮機11の吐出ポート11cから吐出された高圧冷媒(図17のa₁₇点)は、第1、第2除湿暖房モードと同様に、室内凝縮器12へ流入して、室内蒸発器23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(図17のa₁₇点 b₁₇点)。これにより、車室内送風空気が加熱される。

【 0 2 3 0 】

室内凝縮器12から流出した冷媒は、絞り状態となっている高段側膨脹弁13によって外気温よりも温度の低い中間圧冷媒となるまで等エンタルピ的に減圧される(図17のb₁₇点 c₁₇点)。高段側膨脹弁13にて減圧された中間圧冷媒は、冷房運転モードと同様に、統合弁14を介して室外熱交換器20へ流入する。

【 0 2 3 1 】

そして、室外熱交換器20へ流入した中間圧冷媒は、送風ファン21から送風された外気と熱交換して吸熱する(図17のc₁₇点 c₂₇点)。さらに、室外熱交換器20から流出した冷媒は、冷房用膨脹弁22にて等エンタルピ的に減圧されて(図17のc₂₇点 c₃₇点)、室内蒸発器23へ流入する。以降の作動は冷房運転モードと同様である。

【 0 2 3 2 】

以上の如く、第3除湿暖房モードでは、第1、第2除湿暖房モード時と同様に、室内蒸発器23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へ吹き出すことができる。これにより、車室内の除湿暖房を実現することができる。

【 0 2 3 3 】

この際、第3除湿暖房モードでは、高段側膨脹弁13の絞り開度を縮小させることによって、室外熱交換器20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、室外熱交換器20における冷媒の吸熱量を増加させることができる。

【 0 2 3 4 】

その結果、第2除湿暖房モード時に対して、圧縮機11の吸入冷媒密度を上昇させることができ、コンプレッサ回転数を増加させることなく、室内凝縮器12における冷媒圧力を上昇させることができ、第2除湿暖房モードよりも室内凝縮器12から吹き出される温度を上昇させることができる。

【 0 2 3 5 】

(c) - 4 : 第4除湿暖房モード

次に、第3除湿暖房モードの実行中に、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除湿暖房モードが実行される。第4除湿暖房モードでは、

10

20

30

40

50

高段側膨脹弁 13 の絞り開度を第 3 除湿暖房モードよりも縮小させた絞り状態とし、冷房用膨脹弁 22 を全開状態とする。従って、第 4 除湿暖房モードでは、サイクルを循環する冷媒の状態については図 18 のモリエル線図に示すように変化する。

【0236】

すなわち、図 18 に示すように、圧縮機 11 の吐出ポート 11c から吐出された高圧冷媒（図 18 の a_{18} 点）は、第 1、第 2 除湿暖房モードと同様に、室内凝縮器 12 へ流入して、室内蒸発器 23 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（図 18 の a_{18} 点 b_{18} 点）。これにより、車室内送風空気が加熱される。

【0237】

室内凝縮器 12 から流出した冷媒は、絞り状態となっている高段側膨脹弁 13 によって外気温よりも温度の低い低圧冷媒となるまで等エンタルピ的に減圧される（図 18 の b_{18} 点 c_{18} 点）。高段側膨脹弁 13 にて減圧された低圧冷媒は、冷房運転モードと同様に、統合弁 14 を介して室外熱交換器 20 へ流入する。

【0238】

そして、室外熱交換器 20 へ流入した低圧冷媒は、送風ファン 21 から送風された外気と熱交換して吸熱する（図 18 の c_{18} 点 d_{18} 点）。さらに、室外熱交換器 20 から流出した冷媒は、冷房用膨脹弁 22 が全開状態となっているので、減圧されることなく室内蒸発器 23 へ流入する。以降の作動は冷房運転モードと同様である。

【0239】

以上の如く、第 4 除湿暖房モードでは、第 1～第 3 除湿暖房モード時と同様に、室内蒸発器 23 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へ吹き出すことができる。これにより、車室内の除湿暖房を実現することができる。

【0240】

この際、第 4 除湿暖房モードでは、第 3 除湿暖房モードと同様に、室外熱交換器 20 を蒸発器として作用させるとともに、第 3 除湿暖房モードよりも高段側膨脹弁 13 の絞り開度を縮小させているので、室外熱交換器 20 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 3 除湿暖房モードよりも室外熱交換器 20 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 における冷媒の吸熱量を増加させることができる。

【0241】

その結果、第 3 除湿暖房モード時に対して、圧縮機 11 の吸入冷媒密度を上昇させることができ、コンプレッサ回転数を増加させることなく、室内凝縮器 12 における冷媒圧力を上昇させることができ、第 3 除湿暖房モードよりも室内凝縮器 12 から吹き出される温度を上昇させることができる。

【0242】

本実施形態の車両用空調装置 1 では、上記の如く、ヒートポンプサイクル 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、車室内の適切な冷房、暖房および除湿暖房を実現できる。

【0243】

さらに、本実施形態のように電気自動車に適用される車両用空調装置 1 では、内燃機関（エンジン）を搭載する車両のようにエンジンの廃熱を車室内の暖房のために利用できない。従って、本実施形態のヒートポンプサイクル 10 のように、暖房運転モード時に暖房負荷によらず高い COP を発揮できることは、極めて有効である。

【0244】

また、本実施形態では、ヒートポンプサイクル 10 をガスインジェクションサイクルとして機能させるために必要な構成機器の一部を一体的に構成した統合弁 14 を採用しているので、ガスインジェクションサイクルを構成するヒートポンプサイクルのサイクル構成を簡素化できる。延いては、ヒートポンプサイクルの搭載対象物への搭載性の向上を図ることができる。

【0245】

10

20

30

40

50

さらに、気相冷媒側弁体 18 として、圧力差によって変位する差圧弁を採用しているの
で、気相冷媒側弁体 18 を変位させるための電磁機構等を設ける必要がなく、液相冷媒側
弁体 15 の作動を制御することによって、容易に気相冷媒側弁体 18 を変位させて気相冷
媒通路 142b を開閉することができる。

【0246】

従って、例えば、図 19 に示すような既存の冷媒流路の切替可能型のヒートポンプサイ
クル 10 に対して、圧縮機 11' を二段昇圧式の圧縮機に変更し、破線で囲んだ部位に本
実施形態の統合弁 14 を配置し、統合弁 14 の気相冷媒流出口 142a と中間圧ポート 1
1b とを接続することで、少なくともガスインジェクションサイクルとして機能するヒ
ートポンプサイクルを容易に構成できる。

10

【0247】

より詳細には、液相冷媒側弁体 15 が液相冷媒通路 141d を開いた際には、室内凝縮
器 12 および室外熱交換器 20 のうち少なくとも一方を、冷媒を放熱させる放熱器として
機能させるとともに、室内蒸発器 23 を冷媒を蒸発させる蒸発器として機能させるサイ
クル構成に切り替えることができる。

【0248】

一方、液相冷媒側弁体 15 が液相冷媒通路 141d を閉じた際には、室内凝縮器 12 を
冷媒を放熱させる放熱器として機能させるとともに、室外熱交換器 20 を冷媒を蒸発さ
せる蒸発器として機能させるガスインジェクションサイクルとしてのサイクル構成に切替
可能に構成されたヒートポンプサイクルを容易に構成できる。

20

【0249】

なお、図 19 の既存のヒートポンプサイクル 10 は、迂回通路開閉弁 27 を閉弁状態と
した際に、室内凝縮器 12 および室外熱交換器 20 を放熱器として機能させ、室内蒸発器
23 を蒸発器として機能させるサイクル構成とすることができ、迂回通路開閉弁 27 を開
弁状態とした際に、室内凝縮器 12 を放熱器として機能させ、室外熱交換器 20 を蒸発器
として機能させるサイクル構成とするものである。

【0250】

また、図 19 では、本実施形態と同一もしくは均等部分には同一の符号を付している。
このことは、以下の図面でも同様である。さらに、図 19 では、図示の明確化のため、空
調制御装置 40 および空調制御装置 40 と各構成機器を接続する電力配線および信号配線
等の図示を省略している。

30

【0251】

また、本実施形態の統合弁 14 では、圧力導入通路 19 がボデー 140 の内部に形成さ
れているので、液相冷媒流出口 141e 側の冷媒圧力を気相冷媒側弁体 18 に作用させる
ための冷媒通路を設ける必要がなく、より一層、ヒートポンプサイクルのサイクル構成を
簡素化できる。

【0252】

また、本実施形態の統合弁 14 では、気液分離空間 141b が遠心分離方式の気液分離
手段を構成しているので、重力の作用や表面張力の作用等によって気液分離する構成に
対して高い気液分離性能が発揮できる。従って、気液分離空間 141b の省スペース化を図
り、統合弁全体としての小型化を図ることができる。もちろん、要求される気液分離性能
に応じて、重力の作用や表面張力の作用等によって気液分離する構成を採用してもよい。

40

【0253】

さらに、液相冷媒通路 141d および固定絞り 17 が分離気相冷媒出口穴 142d より
も、下方側に配置され、気相冷媒通路 142b が分離気相冷媒出口穴 142d よりも、上
方側に配置されているので、重力の作用によって気液分離空間 141b にて分離された液
相冷媒を確実に液相冷媒通路 141d および固定絞り 17 側へ導くことができるとともに
、分離された気相冷媒を確実に気相冷媒通路 142b 側へ導くことができる。

【0254】

また、本実施形態の統合弁 14 では、分離液相冷媒出口穴 141c から液相冷媒通路 1

50

4 1 d へ流入した冷媒の流れ方向を略直角に転換させるので、気相冷媒と液相冷媒との攪拌を促進させて、スリップ比を低下させることができる。従って、固定絞り 1 7 の減圧特性を安定化させることができる。延いては、第 1 暖房モード時に、ヒートポンプサイクル 1 0 に安定した性能を発揮させることができる。

【 0 2 5 5 】

これらに加えて、本実施形態の統合弁 1 4 では、冷媒導入穴 1 4 1 g を、分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の長手方向一端部側よりも長手方向他端部側に近い部位に開口して、気液分離空間 1 4 1 b の軸方向に延びる長穴で構成している。

【 0 2 5 6 】

これによれば、気液分離空間 1 4 1 b における冷媒の助走区間を確保しつつ、気液分離空間 1 4 1 b の径方向内側への冷媒の拡散を抑えて、気液分離空間 1 4 1 b の径方向外側の壁面に沿って流すことが可能となる。このため、気液分離空間 1 4 1 b に流入した冷媒に対して効果的に遠心力を作用させることができ、統合弁 1 4 の内部における気液分離効率の向上を図ることができる。この結果、気液分離空間 1 4 1 b の省スペース化を図り、統合弁 1 4 全体としての小型化を図ることができる。延いては、ヒートポンプサイクル 1 0 全体としての小型化を図り、ヒートポンプサイクル 1 0 の搭載対象物への搭載性を向上させることもできる。

【 0 2 5 7 】

(第 2 実施形態)

第 1 実施形態では、気相冷媒側弁体 1 8 として、胴体部 1 8 a の外径と気相冷媒通路 1 4 2 b の内径との寸法関係が隙間バメの関係となっているものを採用したが、胴体部 1 8 a と気相冷媒通路 1 4 2 b との間に隙間が生じていると、気相冷媒通路 1 4 2 b 側の冷媒圧力が背圧室 1 4 2 e 側に漏れてしまうことが懸念される。

【 0 2 5 8 】

このような漏れは、気相冷媒側弁体 1 8 の作動不良や液相冷媒流出口 1 4 1 e 側の冷媒圧力の上昇を招いて固定絞り 1 7 上流側冷媒の乾き度を変化させてしまうおそれがある。これに対して、胴体部 1 8 a の外周側にシール部材 (例えば、リングあるいはピストンリング) を設ける構成が考えられるものの、このようなシール部材は、気相冷媒側弁体 1 8 が変位する際の摺動抵抗を増加させてしまう。

【 0 2 5 9 】

そこで、本実施形態では、図 2 0 に示すように、ストッパ 1 8 c として、気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b を開いた際に、気相冷媒側弁体 1 8 のうち胴体部 1 8 a の軸方向他端側の外周部が当接するストッパ 1 8 c を採用している。そして、このストッパ 1 8 c のうち気相冷媒側弁体 1 8 と当接する部位に樹脂性の円環状のシール部材 1 8 e を設けている。

【 0 2 6 0 】

なお、図 2 0 A は、気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b を閉じた状態を示す拡大断面図であり、図 2 0 B は、気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b を開いた状態を示す拡大断面図である。その他の車両用空調装置 1 の構成および作動は第 1 実施形態と同様である。従って、本実施形態の統合弁 1 4 およびヒートポンプサイクル 1 0 では、第 1 実施形態と全く同様の効果を得ることができる。

【 0 2 6 1 】

さらに、上述のストッパ 1 8 c を採用していることにより、気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b を開いた際に、気相冷媒側弁体 1 8 とストッパ 1 8 c との当接部からの冷媒の漏れを抑制することができる。すなわち、気相冷媒通路 1 4 2 b 側から液相冷媒流出口 1 4 1 e 側への冷媒の漏れを抑制することができ、気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b を開いた状態を維持できる。

【 0 2 6 2 】

また、気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b を閉じた際には、気相冷媒通路 1 4 2 b 側の冷媒圧力と液相冷媒流出口 1 4 1 e 側の冷媒圧力 (背圧室 1 4 2 e 内の冷媒圧力

10

20

30

40

50

）との圧力差が同等となるので、気相冷媒通路 1 4 2 b 側から液相冷媒流出口 1 4 1 e 側への冷媒漏れは問題とならない。

【 0 2 6 3 】

さらに、第 1 実施形態と同様に、気相冷媒側弁体 1 8 の胴体部 1 8 a の外径と気相冷媒通路 1 4 2 b の内径との寸法関係が隙間バメの関係となっているものを採用することができるので、気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b 内を変位する際の摺動抵抗を増加させることもない。

【 0 2 6 4 】

（第 3 実施形態）

第 2 実施形態では、規制部材をストッパ 1 8 c で構成するとともに、ストッパ 1 8 c 側にシール部材 1 8 e を配置した例を説明したが、本実施形態では、図 2 1 に示すように、規制部材を気相冷媒通路 1 4 2 b の内径を縮径化して形成したテーパ状の当接部 1 4 2 g で構成するとともに、気相冷媒側弁体 1 8 側にシール部材 1 8 e を配置した例を説明する。なお、図 2 1 A、図 2 1 B は、それぞれ、図 2 0 A、図 2 0 B に対応する図面である。

【 0 2 6 5 】

具体的には、本実施形態の気相冷媒側弁体 1 8 の軸方向他端側には、当接部 1 4 2 g の形状に適合する形状の先端部が形成されており、この先端部の外周側に O リングからなる円環状のシール部材 1 8 e を配置している。その他の構成および作動は第 1 実施形態と全く同様である。従って、本実施形態の統合弁 1 4 およびヒートポンプサイクル 1 0 では、第 1 実施形態と全く同様の効果を得ることができる。

【 0 2 6 6 】

さらに、上述の当接部 1 4 2 g および気相冷媒側弁体 1 8 を採用していることにより、気相冷媒側弁体 1 8 が気相冷媒通路 1 4 2 b を開いた際に、気相冷媒通路 1 4 2 b 側から液相冷媒流出口 1 4 1 e 側への冷媒の漏れを抑制することができ、第 2 実施形態と同様の効果を得ることもできる。

【 0 2 6 7 】

（第 4 実施形態）

本実施形態では、第 1 実施形態の統合弁 1 4 に対して、図 2 2 の断面図、および図 2 3 の断面図に示すように、ボデー 1 4 0 の気液分離空間 1 4 1 b 内に分離された液相冷媒の飛散を防止するためのシャッタ部材 2 8 を追加している。なお、図 2 2 は、第 1 実施形態の図 4 に対応する図面であって、ソレノイド 1 6 に電力が供給されていない状態における断面図を示し、図 2 3 は、図 2 2 に示す気液分離空間 1 4 1 b を拡大した断面図を示している。

【 0 2 6 8 】

シャッタ部材 2 8 は、分離気相冷媒出口穴 1 4 2 d と分離液相冷媒出口穴 1 4 1 c との間に配置されて、気液分離空間 1 4 1 b の軸方向に垂直に広がる円盤状の板状部材 2 8 a と、この板状部材 2 8 a を気液分離空間 1 4 1 b の下方側面に固定するための複数の脚部 2 8 b とを有して構成されている。その他の構成および作動は第 1 実施形態と全く同様である。従って、第 1 実施形態と同様の効果を得ることができる。

【 0 2 6 9 】

さらに、本実施形態の統合弁 1 4 では、シャッタ部材 2 8 を備えているので、気液分離空間 1 4 1 b にて分離された液相冷媒を、複数の脚部 2 8 b および円盤状の板状部材 2 8 a の隙間から分離液相冷媒出口穴 1 4 1 c へ流れ込ませ、この際、分離液相冷媒出口穴 1 4 1 c にて巻き上げられた液相冷媒が飛散して、分離気相冷媒出口穴 1 4 2 d 内へ液相冷媒が流入してしまうことを防止できる。

【 0 2 7 0 】

その結果、中間圧ポート 1 1 b から液相冷媒が圧縮機 1 1（具体的には、高段側圧縮機構）に吸入されることを抑制して、圧縮機 1 1 の液圧縮の問題を回避できる。なお、本実施形態の統合弁 1 4 に、第 2、第 3 実施形態で説明した気相冷媒側弁体 1 8 および規制部材を採用してもよい。

【 0 2 7 1 】

ここで、本実施形態では、統合弁 1 4 における気液分離効率、およびシャッタ部材 2 8 の追加による統合弁 1 4 内部の圧力損失 P を考慮して、シャッタ部材 2 8 (板状部材 2 8 a) の直径 D_s を以下の関係式 F 5、F 6 が成立する範囲に設定している。

【 0 2 7 2 】

$$D_p - D_s - (D_x + D_r) / 2 \dots F 5$$

$$\times (D_r / 2)^2 - \times (D_x / 2)^2 = \times (D_o / 2)^2 \dots F 6$$

但し、 D_p が分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の直径 (外径)、 D_r が気液分離空間 1 4 1 b の直径、 D_o が分離液相冷媒出口穴 1 4 1 c の直径を示している。「 D_x 」は、軸方向から見たときに気液分離空間 1 4 1 b とシャッタ部材 2 8 との間に形成されるリング状部分の面積 (F 6 の左辺に相当) が、分離液相冷媒出口穴 1 4 1 c の径方向の断面積 (F 6 の右辺に相当) と等しくなる際のシャッタ部材 2 8 の外径 (相当直径) を示している。なお、数式 F 6 を整理すると、「 $D_x = (D_r^2 - D_o^2)^{1/2}$ 」となる。

【 0 2 7 3 】

この点について図 2 4 を用いて説明する。図 2 4 は、図 2 3 に示す統合弁 1 4 において、シャッタ部材 2 8 の直径 D_s を変化させた際の統合弁 1 4 内部の圧力損失 P 、および気液分離空間 1 4 1 b における気液分離効率 (%) の変化を示す特性図である。なお、圧力損失 P は、統合弁 1 4 の各弁体 1 5、1 8 にて液相冷媒通路 1 4 1 d を開き、気相冷媒通路 1 4 2 b を閉じる運転モード時における計測値であり、気液分離効率は、統合弁 1 4 の各弁体 1 5、1 8 にて液相冷媒通路 1 4 1 d を閉じ、気相冷媒通路 1 4 2 b を開く運転モード時における計測値である。

【 0 2 7 4 】

図 2 4 に示すように、シャッタ部材 2 8 の直径 D_s を小さくしていく程、気液分離効率が低下する傾向があるが、シャッタ部材 2 8 の直径 D_s が、分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の直径 D_p を下回ると、急激に気液分離効率が低下することが分かる。逆の観点から見れば、シャッタ部材 2 8 の直径 D_s が、分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の直径 D_p 以上となると、安定して高い気液分離効率が維持されることが分かる。

【 0 2 7 5 】

このため、本実施形態では、統合弁 1 4 内部の気液分離効率を考慮して、シャッタ部材 2 8 の直径 D_s の下限を分離気相冷媒流出パイプ部 1 4 2 c の直径 D_p に設定している ($D_p \leq D_s$)。

【 0 2 7 6 】

ところで、シャッタ部材 2 8 の直径 D_s を大きくし過ぎると、統合弁 1 4 の各弁体 1 5、1 8 にて液相冷媒通路 1 4 1 d を開き、気相冷媒通路 1 4 2 b を閉じる運転モード時 (冷房運転モード時等) に、シャッタ部材 2 8 自身が、シャッタ部材 2 8 の外周側と気液分離空間 1 4 1 b との間の通路抵抗となり、冷媒がシャッタ部材 2 8 の外周側と気液分離空間 1 4 1 b との間を通過する際の圧力損失が大きくなってしまったといった背反がある。

【 0 2 7 7 】

具体的には、図 2 4 に示すように、シャッタ部材 2 8 の直径 D_s が、 D_x を上回ると、急激に圧力損失 P が高くなることが分かる。このような統合弁 1 4 内部の圧力損失 P の増大は、システム性能低下を要因となってしまう。

【 0 2 7 8 】

このため、本発明者らは、圧力損失 P によるシステム性能低下の許容範囲を考慮して、シャッタ部材 2 8 の直径 D_s の上限を、 D_x および気液分離空間 1 4 1 b の直径 D_r の中間値 ($= (D_x + D_r) / 2$) に設定している。

【 0 2 7 9 】

なお、統合弁 1 4 内部の圧力損失 P を抑制する観点からは、シャッタ部材 2 8 の直径 D_s の上限を、 D_x に設定することがより好ましい。この場合、気液分離空間 1 4 1 b とシャッタ部材 2 8 との間に形成されるリング状部分の面積が、分離液相冷媒出口穴 1 4 1 c の径方向の断面積以上となるので、シャッタ部材 2 8 の追加に伴う統合弁 1 4 内部の圧

10

20

30

40

50

力損失 P の増加を効果的に抑制できる。

【0280】

以上の如く、本実施形態の統合弁14によれば、統合弁14における気液分離効率、およびシャッタ部材28の追加による統合弁14内部の圧力損失 P を考慮して、シャッタ部材28の直径 D_s を規定している。このため、シャッタ部材28により生じる圧力損失を抑制しつつ、統合弁14の内部における気液分離効率の向上を図ることができる。

【0281】

なお、本実施形態では、シャッタ部材28の板状部材28aを単に円盤状の部材で構成する例を説明したが、シャッタ部材28（板状部材28a）の分離気相冷媒出口穴142d側の外周縁部を、分離液相冷媒出口穴141c側から分離気相冷媒出口穴142d側に向かって連続的に縮径することが好ましい。例えば、シャッタ部材28（板状部材28a）の分離気相冷媒出口穴142d側の外周縁部を、図25の断面図に示すようにテーパ形状とすればよい。また、図26の断面図に示すように、シャッタ部材28（板状部材28a）の分離気相冷媒出口穴142d側の外周縁部をR形状としてもよい。

【0282】

これによれば、冷媒がシャッタ部材28（板状部材28a）の周囲を流れる際に、分離気相冷媒出口穴142d側から分離液相冷媒出口穴141c側へ円滑に流れるので、シャッタ部材28により生じる圧力損失 P の低減を図ることができる。

【0283】

また、本実施形態では、シャッタ部材28を、円盤状の板状部材28a、および当該板状部材28aを気液分離空間141bの下方側面に固定する複数の脚部28bで構成する例について説明したが、これに限定されない。

【0284】

例えば、図27に示すように、分離液相冷媒出口穴141cを、気液分離空間141bの径方向中心から外側にずれた位置に形成すると共に、円盤状の板状部材28a、および当該板状部材28aを気液分離空間141bの径方向中心の下方側面に固定する単一の脚部28bで構成するようにしてもよい。このように、単一の脚部28bにて板状部材28aを固定する構成とすれば、シャッタ部材28の組付性の向上を図ることができる。

【0285】

さらに、本実施形態では、シャッタ部材28を、円盤状の板状部材28a、および当該板状部材28aを気液分離空間141bの下方側面に固定する複数の脚部28bで構成する例について説明したが、これに限定されない。

【0286】

例えば、図28に示すように、シャッタ部材28を、円盤状の板状部材28a、および当該板状部材28aを分離気相冷媒流出パイプ部142cの長手方向一端部（下端部）に固定する複数の脚部28bで構成するようにしてもよい。

【0287】

これによれば、分離気相冷媒流出パイプ部142cの長手方向一端部にシャッタ部材28を固定するだけでよく、シャッタ部材28を気液分離空間141bの奥まった部位（軸方向の底面部位）に固定する場合に比べて、シャッタ部材28の組付性の向上を図ることができる。

【0288】

（第5実施形態）

上述の各実施形態では、金属ブロックで構成されるローボデー141およびアップボデー142の内部に、液相冷媒や気相冷媒が流通する冷媒通路を構成する例を説明したが、固定絞り17通過後の冷媒の温度と、固定絞り17通過前の冷媒の温度との温度差が大きく（30 前後）、固定絞り17通過後の低温の冷媒（気液混相状態の冷媒）によって、各ボデー141、142を介して固定絞り17通過前の液相冷媒が冷却されてしまう可能性がある。つまり、各ボデー141、142を比較的熱伝導率の高い金属材料で構成すると、固定絞り17通過前後の冷媒が、各ボデー141、142を介して間接的に熱交

10

20

30

40

50

換して、固定絞り１７の減圧特性（固定絞り１７前後の冷媒の流量特性）が変化してしまう可能性がある。このような固定絞り１７の減圧特性の変化は、ヒートポンプサイクル１０のサイクルバランスに影響することから好ましくない。

【０２８９】

そこで、本実施形態では、ボデー１４０において、液相冷媒通路１４１ｄにおける固定絞り１７から液相冷媒流出口１４１ｅへ至る冷媒通路を構成する部位、および固定絞り１７を構成する部位の双方を、他の部位よりも熱抵抗の高い材料（熱伝導率の低い材料）で構成している。

【０２９０】

本実施形態の統合弁１４の具体例について図２９の断面図を用いて説明する。図２９に示すように、本実施形態の統合弁１４は、アッパーボデー１４２の外周側壁面に冷媒流入口１４１ａが形成されると共に、アッパーボデー１４２内部に気液分離空間１４１ｂが形成されている。なお、本実施形態の冷媒流入口１４１ａの形態や気液分離空間１４１ｂの容積等については、第１実施形態と同様である。

【０２９１】

ロワーボデー１４１には、気液分離空間１４１ｂの軸方向に垂直な方向（本実施形態では水平方向）に延びる２つの有底穴が、互いに直交するように形成されている。なお、各有底穴は、それぞれ底面側で連通するように構成されている。

【０２９２】

各有底穴のうち、一方の有底穴は、その径方向に形成された連通穴を介して気液分離空間１４１ｂに連通すると共に、その内部の底部側に筒状体１４３が収容されている。また、他方の有底穴は、ロワーボデー１４１の外周壁面に開口する開口部を有しており、当該開口部が液相冷媒流出口１４１ｅを構成している。

【０２９３】

筒状体１４３は、その軸方向が、気液分離空間１４１ｂの軸方向に直交するように配置される有底円筒状の部材で形成されており、ロワーボデー１４１の有底穴内部に収容されている。本実施形態の筒状体１４３は、金属部材よりも熱抵抗の高い部材（熱伝導率の低い部材）である樹脂部材で構成されている。

【０２９４】

筒状体１４３の内周側には、液相冷媒通路１４１ｄが形成され、他方の有底穴を介して液相冷媒流出口１４１ｅに連通している。また、筒状体１４３の冷媒流れ上流側の開口部には、気液分離空間１４１ｂの軸方向に垂直な方向に吐出する円環状の突出部が形成されている。

【０２９５】

筒状体１４３の突出部の上端面には、液相冷媒側弁体１５が液相冷媒通路１４１ｄを閉じた際に、液相冷媒側弁体１５のシール部材１５ｂが当接する弁座部１４１ｆが形成されている。弁座部１４１ｆは、シール部材１５ｂに適合するように円環状に形成されている。

【０２９６】

また、筒状体１４３の突出部の外周側には、液相冷媒側弁体１５が液相冷媒通路１４１ｄを閉じた際に、気液分離空間１４１ｂにて分離された液相冷媒を減圧させて液相冷媒流出口１４１ｅ側へ流出させる固定絞り１７が形成されている。つまり、本実施形態の統合弁１４は、液相冷媒通路１４１ｄにおける固定絞り１７から液相冷媒流出口１４１ｅへ至る冷媒通路を構成する部位、および固定絞り１７を構成する部位の双方が、他の部位よりも熱抵抗の高い材料で構成された筒状体１４３に形成されている。

【０２９７】

ロワーボデー１４１の一方の有底穴には、筒状体１４３内部に形成された液相冷媒通路１４１ｄを開閉する液相冷媒側弁体１５、および液相冷媒側弁体１５に液相冷媒通路１４１ｄを開く側への荷重をかけるコイルバネからなるスプリング（弾性部材）１５ａ等が収容されている。

10

20

30

40

50

【0298】

液相冷媒側弁体15は、シャフト15cを介してソレノイド16の稼動部材に連結されており、ソレノイド16に電力が供給されることで変位するように構成されている。スプリング15aは、液相冷媒側弁体15に対して、液相冷媒側弁体15の先端部に配置された樹脂性のシール部材15bが筒状体143に形成された弁座部141fから離間する方向への荷重をかけるものである。

【0299】

本実施形態では、空調制御装置40がソレノイド16に電力を供給すると、稼動部材に作用する電磁力によって、液相冷媒側弁体15に液相冷媒通路141dを閉じる側の荷重がかかる。そして、この電磁力による荷重がスプリング15aによる荷重を超えることによ

10

【0300】

つまり、本実施形態のソレノイド16、液相冷媒側弁体15、および筒状体143の弁座部141f等は、いわゆるノーマルオープン型の電磁弁を構成している。なお、ソレノイド16は、ロワーボデー141の一方の有底穴の開口部を閉塞する閉塞部材としての機能も果たしている。

【0301】

なお、本実施形態では、第1実施形態で説明した第1暖房運転モード時に、ソレノイド16を通電状態として、液相冷媒側弁体15が液相冷媒通路141dを閉じ、気相冷媒側弁体18が気相冷媒通路142bを開くように統合弁14の作動を制御する。また、第1

20

【0302】

その他の構成および作動は、第1実施形態と同様であり、本実施形態の統合弁14によれば、第1実施形態で説明した効果に加えて、以下の効果を得ることができる。

【0303】

本実施形態の統合弁14では、液相冷媒通路141dにおける固定絞り17から液相冷媒流出口141eへ至る冷媒通路を構成する部位、および固定絞り17を構成する部位の双方を、他の部位よりも熱抵抗の高い材料で構成された筒状体143に形成している。

30

【0304】

これによれば、ボデー140や固定絞り17を介した固定絞り17通過後の冷媒と固定絞り17通過前の液相冷媒との間接的な熱移動が抑制される。従って、固定絞り17の減圧特性の変化を効果的に抑制できる。その結果、統合弁14の冷媒流れ下流側に位置する熱交換器の吸熱量の低下を抑制できる。さらに、固定絞り17にて減圧された液相冷媒によって、気相冷媒通路142bを介して流出する気相冷媒の降温が抑制されることから、ヒートポンプサイクル10をガスインジェクションサイクルとして機能させる際の暖房能力の低下を抑制できる。

【0305】

40

なお、本実施形態の如く、液相冷媒通路141dにおける固定絞り17から液相冷媒流出口141eへ至る冷媒通路を構成する部位、および固定絞り17を構成する部位の双方を、他の部位よりも熱抵抗の高い材料で構成することが望ましいが、これに限定されない。例えば、液相冷媒通路141dにおける固定絞り17から液相冷媒流出口141eへ至る冷媒通路を構成する部位、および固定絞り17を構成する部位を別部材で構成し、いずれか一方を他の部位よりも熱抵抗の高い材料で構成するようにしてもよい。

【0306】

(第6実施形態)

本実施形態では、上述の第5実施形態に対して、統合弁14の構成を変更した例を説明する。なお、本実施形態では、第1～第5実施形態と同様または均等な部分についての説

50

明を省略、または簡略化して説明する。

【0307】

本実施形態では、固定絞り17から流出した冷媒が、統合弁14の液相冷媒流出口141eに、室外熱交換器20の冷媒入口側に接続された冷媒配管を連結する配管連結部材144の内部に直接的に流れる構成としている。

【0308】

本実施形態の統合弁14の具体例について図30の断面図を用いて説明する。図30に示すように、本実施形態の統合弁14は、ロワーボデー141に、気液分離空間141bの軸方向に垂直な方向に延びる第1の有底穴、および気液分離空間141bの軸方向に延びる第2の有底穴が形成されている。なお、各有底穴は、それぞれ底面側で連通するよう

10

【0309】

第1の有底穴は、その径方向に形成された連通穴を介して気液分離空間141bに連通している。第1の有底穴には、その内部に形成された液相冷媒通路141dを開閉する液相冷媒側弁体15、およびスプリング（弾性部材）15a等が収容されている。また、第1の有底穴の下方側には、液相冷媒側弁体15が液相冷媒通路141dを閉じた際に、気液分離空間141bにて分離された液相冷媒を減圧させて液相冷媒流出口141e側へ流出させる固定絞り17が形成されている。本実施形態の固定絞り17は、気液分離空間141bの軸方向に垂直な方向に延びる貫通穴によって構成されている。なお、本実施形態では、第5実施形態の筒状体143を廃しており、液相冷媒通路141dおよび固定絞り17をロワーボデー141に形成している。

20

【0310】

第2の有底穴は、室外熱交換器20の冷媒入口側に接続された冷媒配管を連結する配管連結部材144が接続されている。

【0311】

配管連結部材144は、気液分離空間141bの軸方向に延びる円筒状の金属部材で形成されており、ボデー140の最下端部に位置する液相冷媒流出口141eに樹脂性のシール部材（Oリング）144aを介して締結固定されている。

【0312】

配管連結部材144は、シール部材144aよりも上方側部位が、ロワーボデー141と当接しないように、その外径が縮径されている。つまり、配管連結部材144における縮径された縮径部144bとロワーボデー141との間には、隙間があいており直接的な熱移動が抑制される構造となっている。

30

【0313】

また、配管連結部材144の縮径部144bには、固定絞り17から流出した冷媒が、直接的に配管連結部材144の内部に流入するように、固定絞り17と対向する位置に連通穴144cが形成されている。

【0314】

その他の構成および作動は、第1実施形態と同様であり、本実施形態の統合弁14によれば、第1実施形態で説明した効果に加えて、以下の効果を得ることができる。

40

【0315】

本実施形態の統合弁14では、固定絞り17から流出した冷媒が、ロワーボデー141と当接しない配管連結部材144の縮径部144bに設けた連通穴144aを介して、配管連結部材144の内部に直接的に流れる構成としている。

【0316】

これによれば、ボデー140や固定絞り17を介した固定絞り17通過後の冷媒と固定絞り17通過前の液相冷媒との間接的な熱移動が抑制される。従って、固定絞り17の減圧特性の変化を効果的に抑制できる。その結果、統合弁14の冷媒流れ下流側に位置する熱交換器の吸熱量の低下を抑制できる。さらに、固定絞り17にて減圧された液相冷媒によって、気相冷媒通路142bを介して流出する気相冷媒の降温が抑制されることから、

50

ヒートポンプサイクル 10 をガスインジェクションサイクルとして機能させる際の暖房能力の低下を抑制できる。

【0317】

(第7実施形態)

本実施形態では、上述の第6実施形態に対して、統合弁 14 の構成を変更した例を説明する。なお、本実施形態では、第1～第6実施形態と同様または均等な部分についての説明を省略、または簡略化して説明する。

【0318】

本実施形態では、固定絞り 17 から流出する冷媒の流出方向と液相冷媒通路 141d における固定絞り 17 から液相冷媒流出口 141e に至る冷媒通路を流通する冷媒の流れ方向とを同じ方向とすることで、固定絞り 17 から流出した冷媒が、配管連結部材 144 の内部に直接的に流れる構成としている。

10

【0319】

本実施形態の統合弁 14 の具体例について図 31 の断面図を用いて説明する。図 31 に示すように、本実施形態の統合弁 14 は、ロワーボデー 141 に、気液分離空間 141b の軸方向に垂直な方向に延びる貫通穴が形成されている。この貫通穴は、その径方向に形成された連通穴を介して気液分離空間 141b に連通しており、液相冷媒通路 141d として機能する。貫通穴の内部には、液相冷媒通路 141d を開閉する液相冷媒側弁体 15、およびスプリング（弾性部材）15a 等が収容されている。また、貫通穴の軸中心部には、液相冷媒側弁体 15 が液相冷媒通路 141d を閉じた際に、気液分離空間 141b にて分離された液相冷媒を減圧させて液相冷媒流出口 141e 側へ流出させる固定絞り 17 が形成されている。

20

【0320】

貫通穴における一端側には、配管連結部材 144 が接続されている。本実施形態の配管連結部材 144 は、気液分離空間 141b の軸方向に垂直な方向に延びる円筒状の金属材料で形成されている。また、配管連結部材 144 は、その軸中心部が、固定絞り 17 の軸方向と同軸上となるように配置されると共に、その軸方向において、固定絞り 17 の穴および液相冷媒通路 141d の双方と重合するように、内径が拡大されている。

【0321】

その他の構成および作動は、第1実施形態と同様であり、本実施形態の統合弁 14 によれば、第1実施形態で説明した効果に加えて、以下の効果を得ることができる。

30

【0322】

本実施形態の統合弁 14 では、固定絞り 17 から流出する冷媒の流出方向と液相冷媒通路 141d における固定絞り 17 から液相冷媒流出口 141e に至る冷媒通路を流通する冷媒の流れ方向とを同方向としている。

【0323】

これによれば、固定絞り 17 から流出した冷媒が、ロワーボデー 141 と当接しない配管連結部材 144 の縮径部 144b に設けた連通穴 144a を介して、配管連結部材 144 の内部に直接的に流れる。このため、ボデー 140 や固定絞り 17 を介した固定絞り 17 通過後の冷媒と固定絞り 17 通過前の液相冷媒との間接的な熱移動が抑制される。従って、固定絞り 17 の減圧特性の変化を効果的に抑制できる。その結果、統合弁 14 の冷媒流れ下流側に位置する熱交換器の吸熱量の低下を抑制できる。さらに、固定絞り 17 にて減圧された液相冷媒によって、気相冷媒通路 142b を介して流出する気相冷媒の降温が抑制されることから、ヒートポンプサイクル 10 をガスインジェクションサイクルとして機能させる際の暖房能力の低下を抑制できる。

40

【0324】

(第8実施形態)

本実施形態では、上述の第5実施形態に対して、統合弁 14 の構成を変更した例を説明する。なお、本実施形態では、第1～第7実施形態と同様または均等な部分についての説明を省略、または簡略化して説明する。

50

【 0 3 2 5 】

本実施形態では、統合弁 1 4 のボデー 1 4 0 における気液分離空間 1 4 1 b から固定絞り 1 7 へ至る冷媒通路を構成する部位、および固定絞り 1 7 から液相冷媒流出口 1 4 1 e へ至る冷媒通路を構成する部位を、他の部位よりも熱抵抗が高くなるように断面積を小さくしている。

【 0 3 2 6 】

本実施形態の統合弁 1 4 の具体例について図 3 2 の断面図を用いて説明する。図 3 2 に示すように、本実施形態の統合弁 1 4 は、アッパーボデー 1 4 2 における気液分離空間 1 4 1 b を構成する部位の外周側壁に、径方向内側に凹ませた凹部 1 4 2 h が形成されている。この凹部 1 4 2 h によって、アッパーボデー 1 4 2 における気液分離空間 1 4 1 b から固定絞り 1 7 へ至る冷媒通路を構成する部位の厚み（断面積）がその周囲に比べて小さくなっている。すなわち、アッパーボデー 1 4 2 の外壁に形成した凹部 1 4 2 h によって、気液分離空間 1 4 1 b から固定絞り 1 7 へ至る冷媒通路を構成する部位の熱抵抗が高くなっている。

10

【 0 3 2 7 】

また、本実施形態のロワーボデー 1 4 1 には、気液分離空間 1 4 1 b の軸方向に垂直な方向に延びる第 1 の有底穴、および気液分離空間 1 4 1 b の軸方向に延びる第 2 の有底穴が形成されている。なお、各有底穴は、それぞれ底面側で連通するように構成されており、液相冷媒通路 1 4 1 d として機能する。

【 0 3 2 8 】

20

第 1 の有底穴は、その径方向に形成された連通穴を介して気液分離空間 1 4 1 b に連通している。第 1 の有底穴には、その内部に形成された液相冷媒通路 1 4 1 d を開閉する液相冷媒側弁体 1 5、スプリング（弾性部材） 1 5 a、液相冷媒通路 1 4 1 d や固定絞り 1 7 が形成された筒状体 1 4 3 等が収容されている。

【 0 3 2 9 】

また、第 2 の有底穴には、その底面側に円筒状のインサート部材 1 4 5 が収容されると共に、開口部側に室外熱交換器 2 0 の冷媒入口側に接続された冷媒配管を連結する配管連結部材 1 4 4 が接続されている。

【 0 3 3 0 】

インサート部材 1 4 5 の内部は、冷媒が流通する液相冷媒通路 1 4 1 d の一部を構成しており、ロワーボデー 1 4 1 と固定絞り 1 7 通過後の冷媒とロワーボデー 1 4 1 との間で熱移動しないように、熱抵抗の高い樹脂部材で構成されている。

30

【 0 3 3 1 】

配管連結部材 1 4 4 は、気液分離空間 1 4 1 b の軸方向に延びる円筒状の金属部材で形成されており、ボデー 1 4 0 の最下端部に位置する液相冷媒流出口 1 4 1 e に樹脂性のシール部材（オリング） 1 4 4 a を介して締結固定されている。

【 0 3 3 2 】

本実施形態の配管連結部材 1 4 4 は、固定絞り 1 7 通過後の冷媒とロワーボデー 1 4 1 との間で熱移動しないように、熱抵抗の高い樹脂性のパッキン 1 4 4 b を介して、液相冷媒流出口 1 4 1 e の周縁部に当接するように締結固定されている。

40

【 0 3 3 3 】

本実施形態のロワーボデー 1 4 1 には、筒状体 1 4 3 を収容する部位の底面部に、軸方向内側に凹ませた凹部 1 4 1 i が形成されている。さらに、ロワーボデー 1 4 1 には、内部に液相冷媒通路 1 4 1 d が形成されたインサート部材 1 4 5 および配管連結部材 1 4 4 を収容する部位に、径方向内側に凹ませた凹部 1 4 1 j が形成されている。

【 0 3 3 4 】

これら凹部 1 4 1 i、1 4 1 j によってロワーボデー 1 4 1 における固定絞り 1 7 から液相冷媒流出口 1 4 1 e へ至る冷媒通路を構成する部位の厚み（断面積）がその周囲に比べて小さくなっている。すなわち、ロワーボデー 1 4 1 の外壁に形成した凹部 1 4 1 i、1 4 1 j によって、気液分離空間 1 4 1 b から固定絞り 1 7 へ至る冷媒通路を構成する部

50

位の熱抵抗が高くなっている。

【0335】

その他の構成および作動は、第1実施形態と同様であり、本実施形態の統合弁14によれば、第1実施形態で説明した効果に加えて、以下の効果を得ることができる。

【0336】

本実施形態の統合弁14では、液相冷媒通路141dにおける固定絞り17から液相冷媒流出口141eへ至る冷媒通路を構成する部位、および固定絞り17を構成する部位の双方を、他の部位よりも熱抵抗の高い樹脂性の筒状体143およびインサート部材145に形成している。

【0337】

さらに、ボデー140に形成した凹部141i、141j、142hによって、統合弁14のボデー140における気液分離空間141bから固定絞り17へ至る冷媒通路を構成する部位、および固定絞り17から液相冷媒流出口141eへ至る冷媒通路を構成する部位を、他の部位よりも熱抵抗が高くなるように断面積を小さくしている。

【0338】

これらによれば、ボデー140や固定絞り17を介した固定絞り17通過後の冷媒と固定絞り17通過前の液相冷媒との間接的な熱移動が抑制される。従って、固定絞り17の減圧特性の変化を効果的に抑制できる。その結果、統合弁14の冷媒流れ下流側に位置する熱交換器の吸熱量の低下を抑制できる。さらに、固定絞り17にて減圧された液相冷媒によって、気相冷媒通路142bを介して流出する気相冷媒の降温が抑制されることから、ヒートポンプサイクル10をガスインジェクションサイクルとして機能させる際の暖房能力の低下を抑制できる。

【0339】

なお、本実施形態の如く、アッパーボデー142およびロワーボデー141の外壁の双方に凹部141i、141j、142hを形成することが望ましいが、これに限らず、アッパーボデー142およびロワーボデー141の外壁のいずれか一方に凹部141i、141j、142hを形成するようにしてもよい。

【0340】

(他の実施形態)

本発明は上述の実施形態に限定されることなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲内で、以下のように種々変形可能である。

【0341】

(1) 上述の実施形態では、本発明のヒートポンプサイクル10を電気自動車用の車両用空調装置1に適用した例を説明したが、本発明のヒートポンプサイクル10は、例えば、エンジン(内燃機関)および走行用電動モータから走行用の駆動力を得るハイブリッド車両のように、エンジン廃熱が暖房用熱源として不十分となることのある車両に適用して有効である。

【0342】

さらに、本発明のヒートポンプサイクル10は、例えば、据置型空調装置、冷温保存庫、液体加熱装置等に適用してもよい。さらに、液体加熱装置に適用する場合は、利用側熱交換器として液体-冷媒熱交換器を採用し、流量調整手段として液体-冷媒熱交換器へ流入する液体流量を調整する液体ポンプあるいは流量調整弁を採用してもよい。

【0343】

また、上述の実施形態では、冷媒回路を切り替えることによって、種々の運転モードを実現可能なヒートポンプサイクル10について説明したが、例えば、第1~第4実施形態の統合弁14を採用した場合には、ソレノイド16に通電しないことで、専らガスインジェクションサイクルとして機能するヒートポンプサイクルを容易に構成できる。

【0344】

(2) 上述の実施形態における液相冷媒側弁体15、および気相冷媒側弁体18は、金属で形成されたものを採用できるが、さらに、樹脂で形成されたものを採用してもよい。

特に、差圧弁を構成する気相冷媒側弁体 18 を樹脂で形成することによって、気相冷媒側弁体 18 の軽量化を図り、作動不良を抑制することができる。さらに、ストッパ 18c、シャッタ部材 28、筒状体 143 等も金属あるいは樹脂にて形成されたものを採用してもよい。

【0345】

(3) 上述の実施形態では、ボデー 140 の形状として外観略円柱状のものを採用した例を説明したが、ボデー 140 の形状はこれに限定されない。角柱状のものを採用してもよい。さらに、搭載対象物に搭載される際の搭載スペースに適合する形状のものを採用すれば、ヒートポンプサイクル全体としての搭載対象物への搭載性をより一層向上させることができる。

10

【0346】

(4) 上述の実施形態では、ボデー 140 の気液分離空間 141b の軸方向を鉛直方向に配置した例を説明したが、気液分離空間 141b の軸方向は鉛直方向と一致していなくてもよい。例えば、車両等に搭載されるヒートポンプサイクル 10 では、車両走行時の車両全体の傾き等によって、気液分離空間 141b の軸方向が鉛直方向と一致しなくなってしまうことがある。

【0347】

この場合、車両全体の傾き等から想定される範囲の統合弁 14 の搭載状態において、液相冷媒通路 141d および固定絞り 17 が、分離気相冷媒出口穴 142d よりも、下方側に配置され、さらに、気相冷媒通路 142b が、分離気相冷媒出口穴 142d よりも、上方側に配置されるように搭載すればよい。

20

【0348】

(5) 上述の第 1 ～ 第 4 実施形態では、ソレノイド 16、液相冷媒側弁体 15 および液相冷媒通路 141d の弁座部 141f 等によって、ノーマルクローズ型の電磁弁を構成した例を説明したが、ソレノイド 16 に非通電時に、液相冷媒側弁体 15 が液相冷媒通路 141d を開くノーマルオープン型の電磁弁を構成してもよい。

【0349】

また、上述の第 5 ～ 第 8 実施形態では、ソレノイド 16、液相冷媒側弁体 15 等によって、ノーマルオープン型の電磁弁を構成した例を説明したが、ソレノイド 16 に通電した時に、液相冷媒側弁体 15 が液相冷媒通路 141d を閉じるノーマルクローズ型の電磁弁で構成してもよい。

30

【0350】

さらに、この電磁弁を、比較的小さな電力で作動するソレノイドアクチュエータにて、小型の弁体を変位させ、この小型の弁体（パイロット弁）の変位によって生じる圧力差によってメインバルブ（上述の実施形態では、液相冷媒側弁体 15）を作動させる、いわゆるパイロット方式の電磁弁によって構成してもよい。

【0351】

(6) 上述の第 5 ～ 第 8 実施形態では、気液分離空間 141b 内部にシャッタ部材 28 を配置する例について説明したが、シャッタ部材 28 については必須ではなく、省略してもよい。

40

【0352】

(7) 上述の各実施形態において、少なくとも統合弁 14 の説明に用いた図面は、統合弁 14 の具体例を示すものであり、これに限定されず、各図面で示す統合弁 14 の各種構成を可能な範囲で適宜組み合わせることができる。

【符号の説明】

【0353】

- 10 ヒートポンプサイクル
- 11 圧縮機
- 11a 吸入ポート
- 11b 中間圧ポート

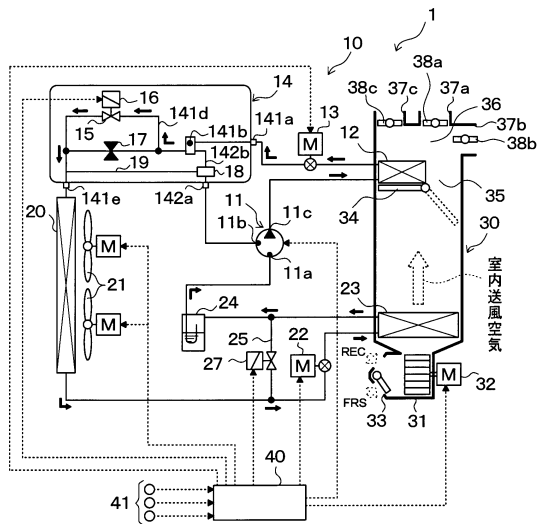
50

- 1 1 c 吐出ポート
- 1 2 室内凝縮器（利用側熱交換器、第1利用側熱交換器）
- 1 3 高段側膨脹弁（高段側減圧手段、第1減圧手段）
- 1 4 統合弁
- 1 5 液相冷媒側弁体
- 1 6 ソレノイドアクチュエータ
- 1 7 固定絞り
- 1 8 気相冷媒側弁体
- 1 8 c ストップ
- 1 8 d シール部材
- 1 9 圧力導入通路
- 2 0 室外熱交換器
- 1 4 0 ボデー
- 1 4 1 a 冷媒流入口
- 1 4 1 b 気液分離空間
- 1 4 1 d 液相冷媒通路
- 1 4 1 e 液相冷媒流出口
- 1 4 2 a 気相冷媒流出口
- 1 4 2 b 気相冷媒通路
- 1 4 2 d 分離気相冷媒出口穴

10

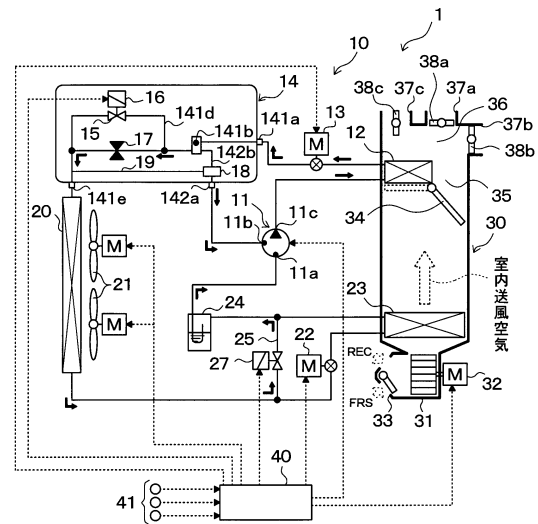
20

【図1】



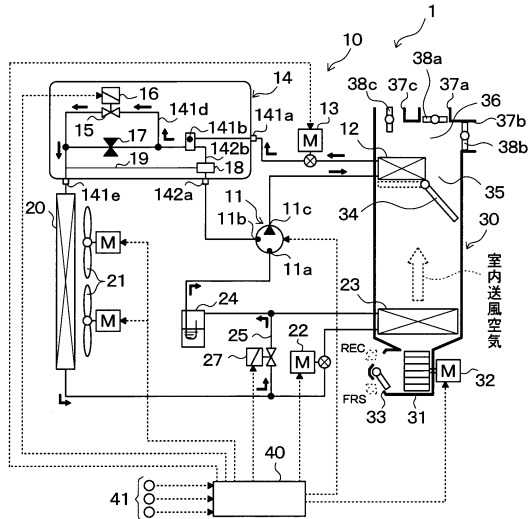
冷房運転モード／除湿暖房運転モード

【図2】



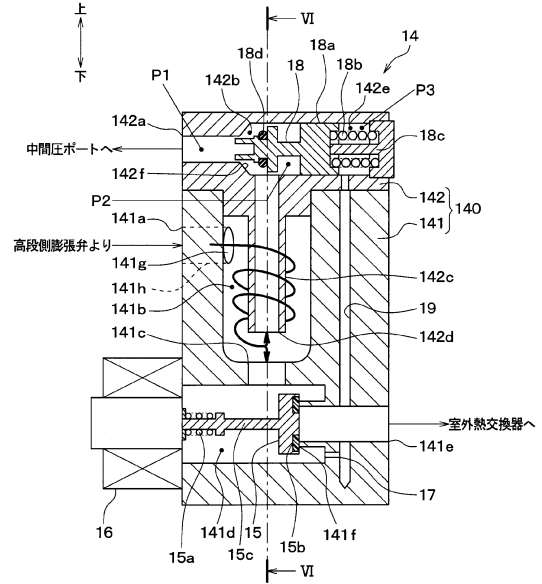
暖房運転モード（第1暖房モード）

【図 3】



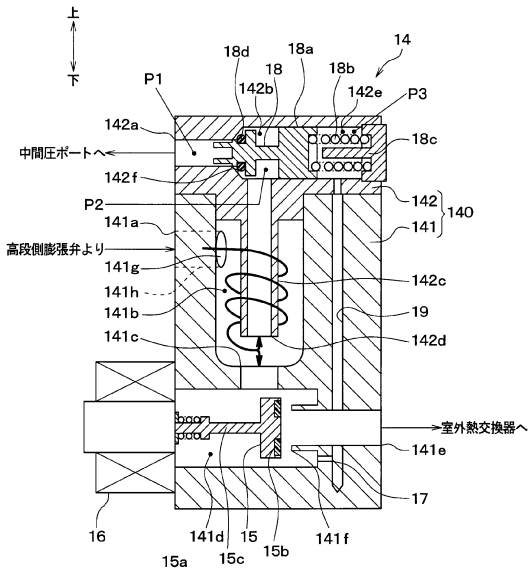
暖房運転モード（第2暖房モード）

【図 4】

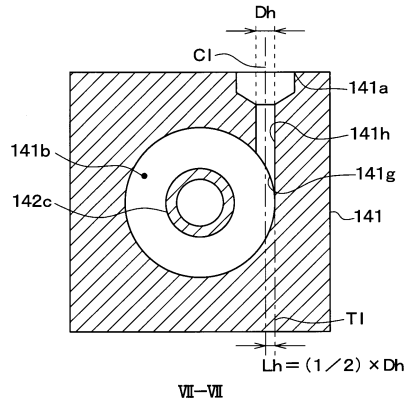


- | | |
|-------------|----------------|
| 14: 統合弁 | 140: ボデー |
| 15: 液相冷媒側弁体 | 141b: 気液分離空間 |
| 16: ソレノイド | 141d: 液相冷媒通路 |
| 17: 固定絞り | 141e: 液相冷媒流出口 |
| 19: 圧力導入通路 | 142a: 気相冷媒導入通路 |
| | 142b: 気相冷媒通路 |

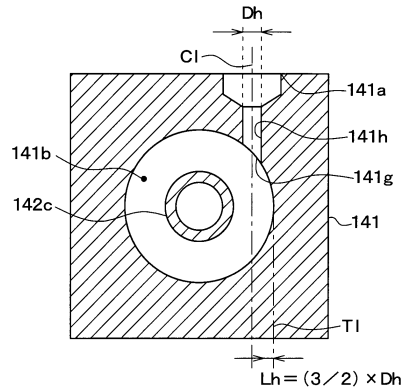
【図 5】



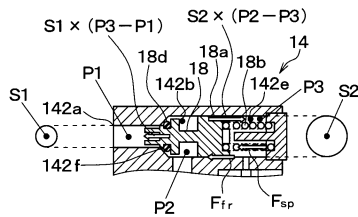
【図 7】



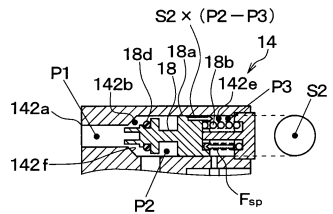
【図 8】



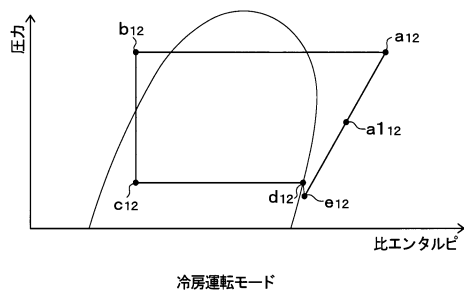
【図 11 A】



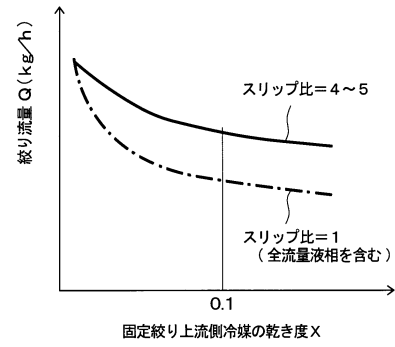
【図 11 B】



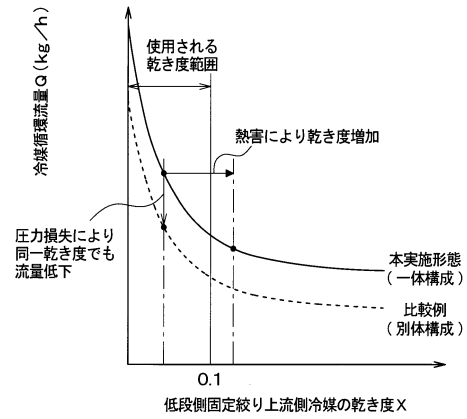
【図 12】



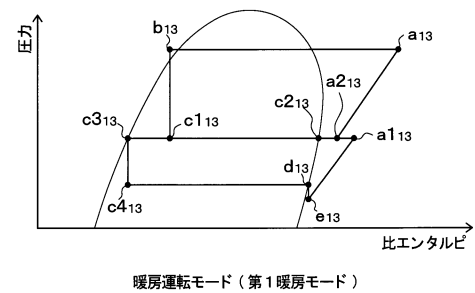
【図 9】



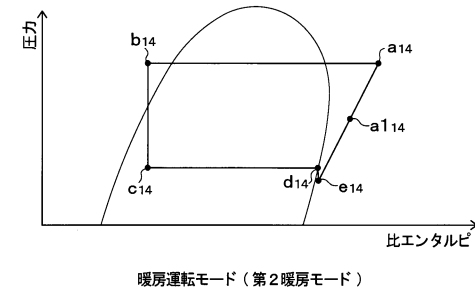
【図 10】



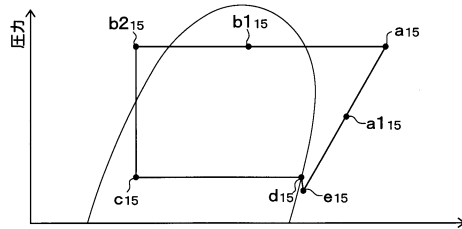
【図 13】



【図 14】

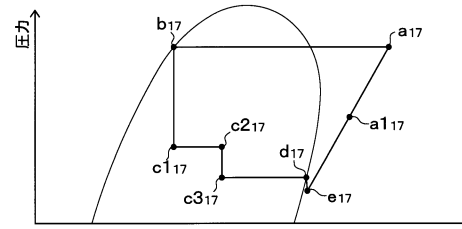


【図 15】



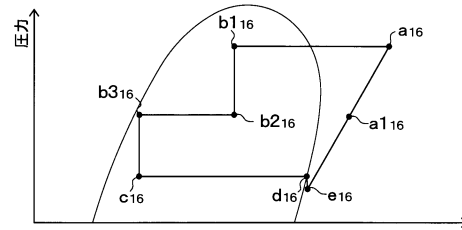
除湿暖房運転モード（第1除湿暖房モード）

【図 17】



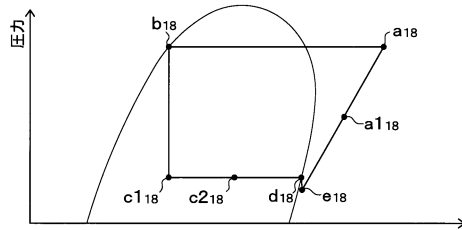
除湿暖房運転モード（第3除湿暖房モード）

【図 16】



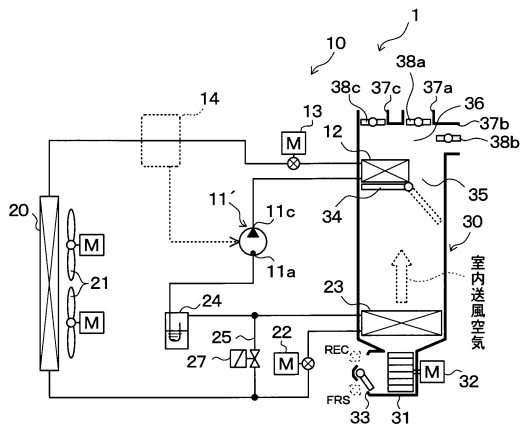
除湿暖房運転モード（第2除湿暖房モード）

【図 18】

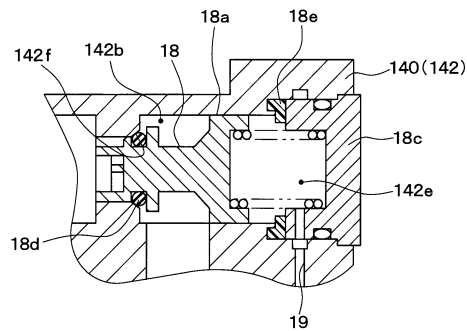


除湿暖房運転モード（第4除湿暖房モード）

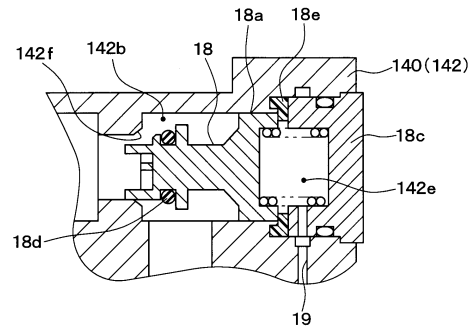
【図 19】



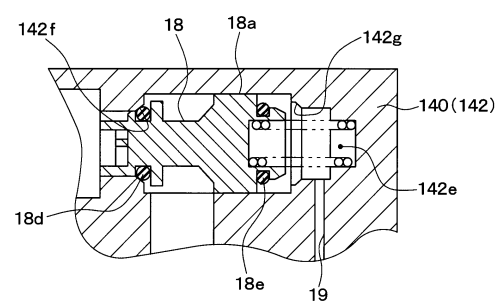
【図 20 A】



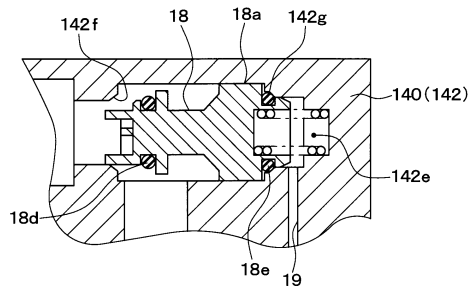
【図 20 B】



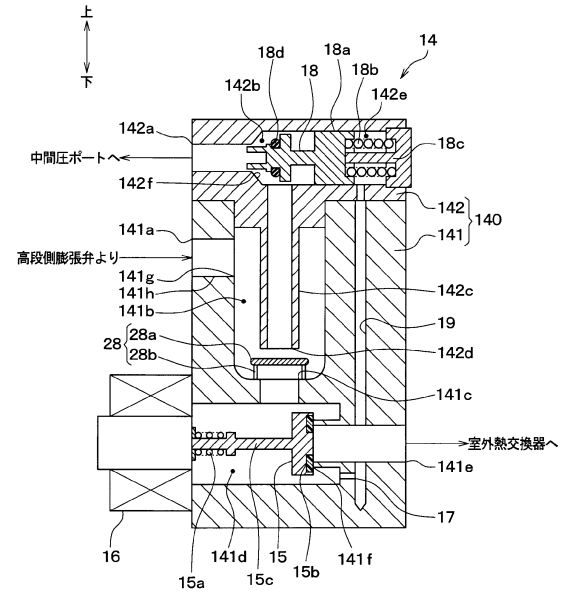
【図 21 A】



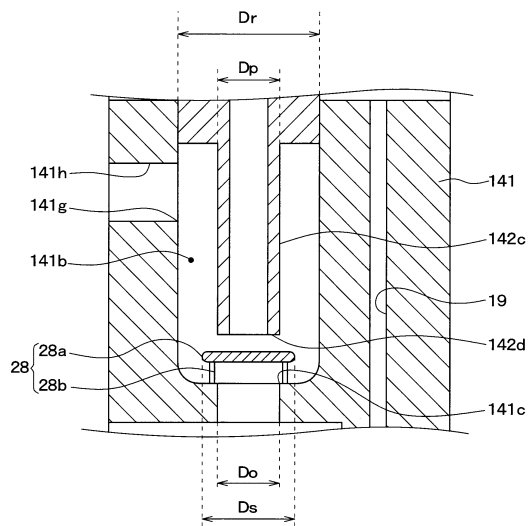
【図 2 1 B】



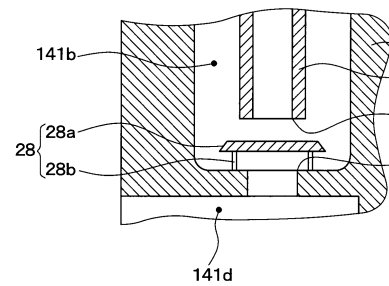
【図 2 2】



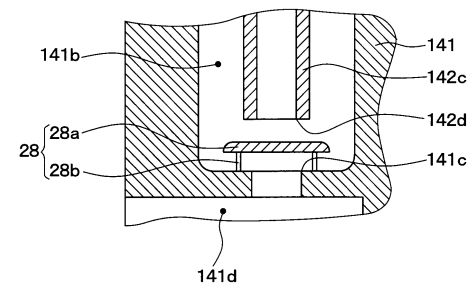
【図 2 3】



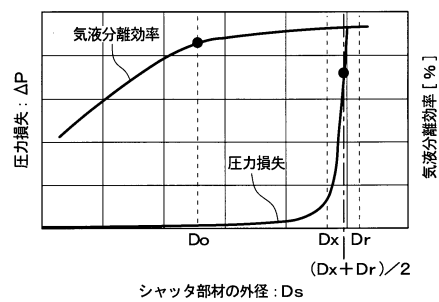
【図 2 5】



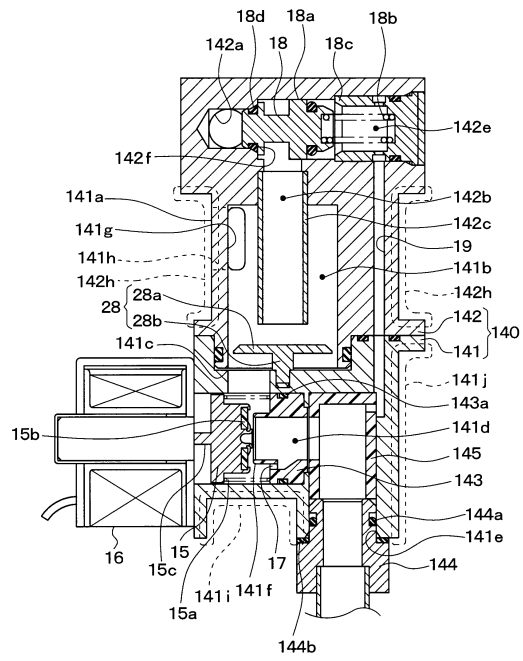
【図 2 6】



【図 2 4】



【図 32】



フロントページの続き

- (72)発明者 稲葉 淳
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 吉井 桂一
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 大石 繁次
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 仲村 靖

- (56)参考文献 特公平5-36704(JP,B2)
実開昭62-76876(JP,U)
特開2005-37114(JP,A)
特開平11-157327(JP,A)
特開2010-133606(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F25B 41/04