

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2016 年 12 月 22 日(22.12.2016)



(10) 国際公開番号
WO 2016/203903 A1

- (51) 国際特許分類:
B60H 1/22 (2006.01) *B60H 1/00* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/065150
- (22) 国際出願日: 2016 年 5 月 23 日(23.05.2016)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2015-121102 2015 年 6 月 16 日(16.06.2015) JP
- (71) 出願人: 株式会社デンソー(DENSO CORPORATION) [JP/JP]; 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 加見 祐一(KAMI Yuuichi); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人ゆうあい特許事務所(YOUI PATENT FIRM); 〒4600003 愛知県名古屋市中区錦一丁目 6 番 5 号 名古屋錦シティビル 4 階 Aichi (JP).

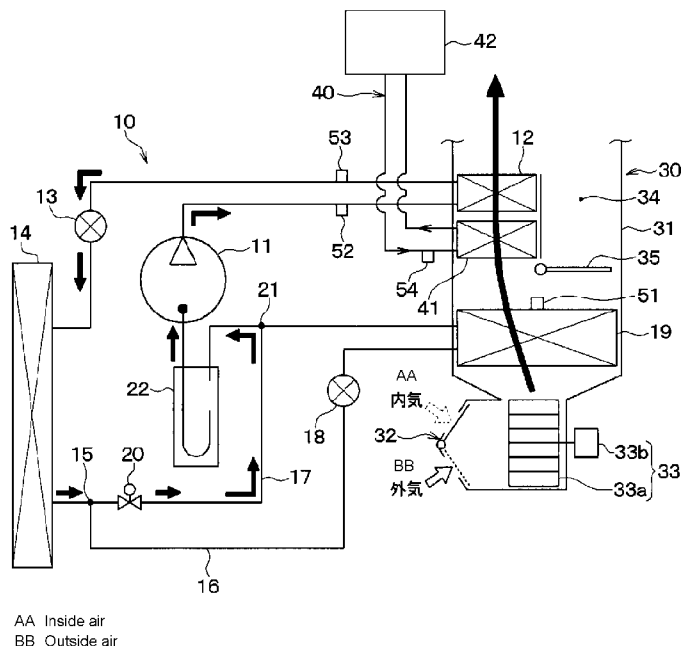
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: AIR CONDITIONER FOR VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両用空調装置



(57) Abstract: An air conditioner (1) for a vehicle is provided with an air-heating switching unit (50a) for switches between a first air-heating mode in which blown air is heated in a heating-specific heat exchanger (41), and a second air-heating mode in which blown air is heated in a condenser (12). The air conditioner (1) for a vehicle is provided with a heat-exchange adjusting unit (80, 26, 27, 35B) for adjusting the amount of heat exchanged between blown air and a high-pressure refrigerant in the condenser (12), and a heat-exchange control unit (50b, 50c, 50d) for controlling the heat-exchange adjusting unit (80, 26, 27, 35B). When the air-heating switching unit (50a) switches from the first air-heating mode to the second air-heating mode, the heat-exchange control unit (50b, 50c, 50d) controls the heat-exchange adjusting unit (80, 26, 27, 35B) so that, upon the criterion being met that the refrigerant temperature of the condenser (12) be no greater than the temperature of blown air that has been heated by the heating-specific heat exchanger (41) but has not yet passed through the condenser (12), the amount of heat exchanged between the blown air and the high-pressure refrigerant in the condenser (12) decreases.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2016/203903 A1



車両用空調装置（１）は、加熱用熱交換器（４１）にて送風空気を加熱する第１の暖房モードと凝縮器（１２）にて送風空気を加熱する第２の暖房モードとを切り替える暖房切替部（５０ａ）を備える。車両用空調装置（１）は、凝縮器（１２）での高圧冷媒と送風空気との熱交換量を調整する熱交換調整部（８０、２６、２７、３５Ｂ）と、熱交換調整部（８０、２６、２７、３５Ｂ）を制御する熱交換制御部（５０ｂ、５０ｃ、５０ｄ）とを備える。熱交換制御部（５０ｂ、５０ｃ、５０ｄ）は、暖房切替部（５０ａ）が第１の暖房モードから第２の暖房モードに切り替える際に、凝縮器（１２）の冷媒温度が加熱用熱交換器（４１）で加熱されて凝縮器（１２）を通過する前の送風空気の空気温度以下となる条件が成立すると、凝縮器（１２）での高圧冷媒と送風空気との熱交換量が少なくなるように、熱交換調整部（５０ｂ、５０ｃ、５０ｄ）を制御する。

明 細 書

発明の名称：車両用空調装置

関連出願への相互参照

[0001] 本出願は、2015年6月16日に提出された日本出願番号2015-121102号に基づくものであって、ここにその記載内容を援用する。

技術分野

[0002] 本開示は、車室内を暖房可能な車両用空調装置に関する。

背景技術

[0003] 従来、蒸気圧縮式の冷凍サイクルの高圧冷媒を利用して室内の暖房と、冷凍サイクルとは別の熱源（例えば、内燃機関の排熱）を利用して室内の暖房とを切替可能な車両用空調装置が知られている（例えば、特許文献1参照）。

[0004] 特許文献1に記載の車両用空調装置は、内燃機関の冷却水が高温となる場合に、当該冷却水を利用した車室内の暖房を行い、冷却水が低温となる場合に、冷凍サイクルの高圧冷媒を利用した車室内の暖房に切り替えるようになっている。なお、特許文献1では、冷却水を室内への送風空気へ放熱させるヒータコアが、高圧冷媒を送風空気へ放熱させる凝縮器に対して、空気流れ上流側に配置されている。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開平05-221233号公報

発明の概要

[0006] ところで、冷凍サイクルとは別の熱源を利用した室内暖房から冷凍サイクルの高圧冷媒を利用した室内暖房へ切り替える際には、室内へ吹き出す空気の温度が低下することがある。

[0007] この点について、本発明者らが鋭意検討した。この結果、冷凍サイクルの起動直後は、凝縮器を流れる冷媒の温度がヒータコアを通過した送風空気よ

りも温度が低くなることがあり、凝縮器を流れる冷媒が送風空気から吸熱してしまうことが要因であることを見出した。

[0008] 本開示は、冷凍サイクルとは別の熱源を利用した暖房から冷凍サイクルの高圧冷媒を利用した暖房に切り替える際に、空調対象空間へ吹き出す空気の温度低下を抑制可能な車両用空調装置を提供することを目的とする。

[0009] 本開示の1つの観点において、車両用空調装置は、

冷媒を圧縮して吐出する圧縮機、圧縮機から吐出された高圧冷媒を空調対象空間へ送風される送風空気と熱交換させる凝縮器を含んで構成される蒸気圧縮式の冷凍サイクルと、

冷凍サイクルとは別の熱源を利用して、凝縮器を通過する前の送風空気を加熱する加熱用熱交換器と、

圧縮機を停止して加熱用熱交換器により送風空気を加熱する第1の暖房モード、および圧縮機を稼働して少なくとも凝縮器により送風空気を加熱する第2の暖房モードを切り替える暖房切替部と、

凝縮器における高圧冷媒と送風空気との熱交換量を調整する熱交換調整部と、

熱交換調整部を制御する熱交換制御部と、を備える。

[0010] そして、車両用空調装置の熱交換制御部は、

暖房切替部が第1の暖房モードから第2の暖房モードに切り替える際に、

凝縮器の冷媒温度が加熱用熱交換器で加熱されて凝縮器を通過する前の送風空気の空気温度以下となる条件が成立すると、凝縮器の冷媒温度が加熱用熱交換器で加熱されて凝縮器を通過する前の送風空気の空気温度を上回る場合に比べて、凝縮器における高圧冷媒と送風空気との熱交換量が少なくなるように、熱交換調整部を制御する。

[0011] このように、凝縮器の冷媒温度が加熱用熱交換器で加熱された送風空気の空気温度以下となる条件が成立する場合に、高圧冷媒と送風空気との熱交換量が少なくなる構成とすれば、高圧冷媒が送風空気から吸熱することを抑えることができる。これにより、冷凍サイクルとは別の熱源を利用した暖房か

ら冷凍サイクルの高圧冷媒を利用した暖房に切り替える際の空調対象空間への吹き出す空気の温度低下を抑えることが可能となる。この結果、車両用空調装置を利用するユーザの快適性を確保することが可能となる。

[0012] 本開示の別の観点において、車両用空調装置は、

空調対象空間へ送風される送風空気と加熱媒体とを熱交換させて送風空気を加熱する加熱用熱交換器と、

冷媒を圧縮して吐出する圧縮機、圧縮機から吐出された高圧冷媒を加熱用熱交換器に流入する前の加熱媒体と熱交換させる凝縮器を含んで構成される蒸気圧縮式の冷凍サイクルと、

圧縮機を停止して冷凍サイクルとは別の加熱源により凝縮器に流入する前の加熱媒体を加熱する第1の暖房モード、および圧縮機を稼働して少なくとも凝縮器により加熱媒体を加熱する第2の暖房モードを切り替える暖房切替部と、

凝縮器における高圧冷媒と加熱媒体との熱交換量を調整する熱交換調整部と、

熱交換調整部を制御する熱交換制御部と、を備える。

[0013] そして、車両用空調装置の熱交換制御部は、

暖房切替部が第1の暖房モードから第2の暖房モードに切り替える際に、

凝縮器の冷媒温度が加熱源で加熱されて凝縮器に流入する前の加熱媒体の温度以下となる条件が成立すると、凝縮器の冷媒温度が加熱源で加熱されて凝縮器に流入する前の加熱媒体の温度を上回る場合に比べて、凝縮器における高圧冷媒と加熱媒体との熱交換量が少なくなるように、熱交換調整部を制御する。

[0014] このように、凝縮器の冷媒温度が凝縮器に流入する加熱媒体の温度以下となる条件が成立する場合に、高圧冷媒と加熱媒体との熱交換量が少なくなる構成とすれば、高圧冷媒が加熱媒体から吸熱することを抑えることができる。これにより、冷凍サイクルとは別の熱源を利用した暖房から冷凍サイクルの高圧冷媒を利用した暖房に切り替える際の空調対象空間への吹き出す空気

の温度低下を抑えることが可能となる。この結果、車両用空調装置を利用するユーザの快適性を確保することが可能となる。

図面の簡単な説明

[0015] [図1]第1実施形態に係る車両用空調装置の概略構成図である。

[図2]第1実施形態に係る車両用空調装置の空調制御装置のブロック図である。

[図3]第1実施形態に係る空調制御装置が実行する制御処理を示すフローチャートである。

[図4]第1実施形態に係る車両用空調装置の各運転モードにおける低圧側開閉弁の開閉状態を示す図表である。

[図5]第1実施形態に係る空調制御装置が実行する暖房モード時の制御処理を示すフローチャートである。

[図6]温水暖房からHP暖房に切り替えた際の吹出空気温度の変化を示す図表である。

[図7]室内凝縮器における冷媒流量と吹出空気温度の温度低下量との関係を示す図表である。

[図8]第1実施形態に係る車両用空調装置の各運転モードにおける各膨張弁の開度を示す図表である。

[図9]第1実施形態に係る車両用空調装置の冷房時モード時、および除湿暖房モード時における冷媒の流れを示す模式的な構成図である。

[図10]第1実施形態に係る車両用空調装置のHP暖房時における冷媒の流れを示す模式的な構成図である。

[図11]第2実施形態に係る車両用空調装置の概略構成図である。

[図12]第2実施形態に係る車両用空調装置の空調制御装置のブロック図である。

[図13]第2実施形態に係る空調制御装置が実行する暖房モード時の制御処理を示すフローチャートである。

[図14]第3実施形態に係る車両用空調装置の概略構成図である。

[図15]第3実施形態に係る車両用空調装置の空調制御装置のブロック図である。

[図16]第3実施形態に係る空調制御装置が実行する暖房モード時の制御処理を示すフローチャートである。

[図17]第3実施形態に係る車両用空調装置のH P 暖房時に吐出冷媒温度が低い際の冷媒の流れを示す模式的な構成図である。

[図18]第3実施形態に係る車両用空調装置のH P 暖房時に吐出冷媒温度が低い際の冷媒の状態を示すモリエル線図である。

[図19]第3実施形態に係る車両用空調装置のH P 暖房時に吐出冷媒温度が高い際の冷媒の流れを示す模式的な構成図である。

[図20]第4実施形態に係る車両用空調装置の概略構成図である。

[図21]第4実施形態に係る車両用空調装置の空調制御装置のブロック図である。

[図22]第4実施形態に係る空調制御装置が実行する暖房モード時の制御処理を示すフローチャートである。

[図23]第4実施形態に係る車両用空調装置のH P 暖房時に吐出冷媒温度が低い際の送風空気の流れを示す模式的な構成図である。

[図24]第4実施形態に係る車両用空調装置のH P 暖房時に吐出冷媒温度が高い際の送風空気の流れを示す模式的な構成図である。

[図25]第5実施形態に係る車両用空調装置の概略構成図である。

[図26]第5実施形態に係る車両用空調装置の空調制御装置のブロック図である。

[図27]第5実施形態に係る空調制御装置が実行する暖房モード時の制御処理を示すフローチャートである。

[図28]第5実施形態に係る車両用空調装置のH P 暖房時に冷媒温度が低い際の冷却水の流れを示す模式的な構成図である。

[図29]第5実施形態に係る車両用空調装置のH P 暖房時に冷媒温度が高い際の冷却水の流れを示す模式的な構成図である。

発明を実施するための形態

[0016] 以下、本開示の実施形態について図面を参照して説明する。なお、以下の各実施形態において、先行する実施形態で説明した事項と同一もしくは均等である部分には、同一の参照符号を付し、その説明を省略する場合がある。

[0017] また、各実施形態において、構成要素の一部だけを説明している場合、構成要素の他の部分に関しては、先行する実施形態において説明した構成要素を適用することができる。

[0018] さらに、以下の実施形態は、特に組み合わせに支障が生じない範囲であれば、特に明示していない場合であっても、各実施形態同士を部分的に組み合わせることができる。

[0019] (第1実施形態)

本実施形態について、図1～図10を参照して説明する。本実施形態では、本開示の車両用空調装置1を内燃機関（例えば、エンジン）42および図示しない走行用電動モータから車両走行用の駆動力を得るハイブリッド自動車に適用した例について説明する。

[0020] 本実施形態の車両用空調装置1は、空調対象空間である車室内を冷房する冷房モード、車室内を除湿しながら暖房する除湿暖房モード、車室内を暖房する暖房モードに切替可能に構成されている。

[0021] また、本実施形態の車両用空調装置1は、暖房モードとして、温水暖房およびヒートポンプ暖房を切替可能となっている。温水暖房は、加熱源である内燃機関42を利用して室内への送風空気を加熱する暖房モードである。また、ヒートポンプ暖房は、後述するヒートポンプサイクル10の室内凝縮器12により送風空気を加熱する暖房モードである。本実施形態では、温水暖房が第1の暖房モードを構成し、ヒートポンプ暖房が第2の暖房モードを構成している。なお、説明の便宜上、以下、ヒートポンプ暖房をHP暖房と呼ぶことがある。

[0022] 本実施形態の車両用空調装置1は、図1に示すように、主たる構成要素として、ヒートポンプサイクル10、および室内空調ユニット30を備えてい

る。

[0023] ヒートポンプサイクル１０は、圧縮機１１、室内凝縮器１２、第１膨張弁１３、室外熱交換器１４、第２膨張弁１８、室内蒸発器１９、アキュムレータ２２を備える蒸気圧縮式の冷凍サイクルで構成されている。

[0024] 本実施形態のヒートポンプサイクル１０では、冷媒としてＨＦＣ系冷媒（例えば、Ｒ１３４ａ）を採用しており、サイクル内の高圧側の冷媒圧力が冷媒の臨界圧力を超えない蒸気圧縮式の亜臨界冷凍サイクルを構成している。なお、勿論、ＨＦＯ系冷媒（例えば、Ｒ１２３４ｙｆ）等が採用されていてもよい。

[0025] ヒートポンプサイクル１０の冷媒には、圧縮機１１内部の各種構成要素を潤滑するための潤滑油である冷凍機油が混入されている。潤滑油は、その一部が冷媒とともにサイクルを循環する。

[0026] ヒートポンプサイクル１０の構成機器である圧縮機１１は、車両のエンジンルーム内に配置されている。圧縮機１１は、ヒートポンプサイクル１０において、吸入した冷媒を圧縮して吐出する機能を果たす。

[0027] 圧縮機１１は、図示しない圧縮機構を図示しない電動モータにて駆動する電動圧縮機で構成されている。圧縮機構としては、スクロール型圧縮機構、ベーン型圧縮機構等の各種圧縮機構を採用することができる。電動モータは、インバータ８０から出力される交流電流によってその作動が制御される交流モータである。

[0028] 本実施形態の圧縮機１１は、図２に示すように、インバータ８０を介して空調制御装置５０に接続されている。インバータ８０は、空調制御装置５０からの制御信号に応じて圧縮機１１を制御する装置である。インバータ８０は、圧縮機１１を制御することで、室内凝縮器１２へ流入する高圧冷媒の流量を調整可能に構成されている。そして、インバータ８０は、室内凝縮器１２へ流入する高圧冷媒の流量を変化させることで、室内凝縮器１２における高圧冷媒と送風空気との熱交換量を調整することが可能となっている。従って、本実施形態では、インバータ８０が室内凝縮器１２へ流入する高圧冷媒

の流量を調整する冷媒流量調整部、および熱交換調整部を構成している。

[0029] 図 1 に戻り、圧縮機 11 の冷媒吐出口側には、室内凝縮器 12 が接続されている。室内凝縮器 12 は、後述する室内空調ユニット 30 の空調ケース 31 内に配置されている。室内凝縮器 12 は、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒を送風空気と熱交換させて、室内蒸発器 19 を通過した後の送風空気を加熱する凝縮器である。

[0030] 室内凝縮器 12 の冷媒出口側には、第 1 膨張弁 13 が接続されている。第 1 膨張弁 13 は、室内凝縮器 12 から流出した冷媒を減圧する減圧機構である。第 1 膨張弁 13 は、絞り開度の変更可能に構成された弁体、および弁体を駆動するアクチュエータを有する。

[0031] 本実施形態の第 1 膨張弁 13 は、減圧作用を発揮する絞り状態と減圧作用を発揮しない全開状態とに設定可能な可変絞り機構で構成されている。また、第 1 膨張弁 13 は、空調制御装置 50 から出力される制御信号によって制御される電気式の可変絞り機構で構成されている。

[0032] 第 1 膨張弁 13 の冷媒出口側には、室外熱交換器 14 が接続されている。室外熱交換器 14 は、エンジンルーム内に配置されて、第 1 膨張弁 13 を通過した冷媒と車室外空気（すなわち、外気）とを熱交換させる熱交換器である。

[0033] 室外熱交換器 14 は、暖房モード時に低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる吸熱用熱交換器として機能する。また、室外熱交換器 14 は、少なくとも冷房モード時に、高圧冷媒を放熱させる放熱用熱交換器として機能する。

[0034] 室外熱交換器 14 の冷媒出口側には、室外熱交換器 14 から流出した冷媒の流れを分岐する低圧側分岐部 15 が接続されている。低圧側分岐部 15 は、3つの出入口のうち、1つを冷媒流入口とし、残りの2つを冷媒流出口とする三方継手で構成されている。

[0035] 低圧側分岐部 15 には、一方の冷媒流出口に低圧冷媒通路 16 が接続され、他方の冷媒流出口に低圧バイパス通路 17 が接続されている。低圧冷媒通

路 16 は、第 2 膨張弁 18、および室内蒸発器 19 を介して後述するアキュムレータ 22 へ冷媒を導く冷媒通路である。

[0036] 第 2 膨張弁 18 は、室外熱交換器 14 から流出した冷媒を減圧する減圧機構である。本実施形態の第 2 膨張弁 18 は、減圧作用を発揮する絞り状態と、冷媒の流れを遮断する全閉状態とに設定可能な可変絞り機構で構成されている。また、第 2 膨張弁 18 は、第 1 膨張弁 13 と同様に、空調制御装置 50 から出力される制御信号によって制御される電気式の可変絞り機構で構成されている。

[0037] 室内蒸発器 19 は、後述する室内空調ユニット 30 の空調ケース 31 内のうち、室内凝縮器 12 の空気流れ上流側に配置されている。室内蒸発器 19 は、第 2 膨張弁 18 を通過した低压冷媒を、室内凝縮器 12 を通過する前の送風空気と熱交換させ、低压冷媒を蒸発させることにより、送風空気を冷却する蒸発器である。

[0038] 一方、低压バイパス通路 17 は、第 2 膨張弁 18、および室内蒸発器 19 を迂回して後述するアキュムレータ 22 へ冷媒を導く冷媒通路である。低压バイパス通路 17 には、低压バイパス通路 17 を開閉する低压側開閉弁 20 が設けられている。

[0039] ここで、室外熱交換器 14 から流出した冷媒は、低压側開閉弁 20 が開き、第 2 膨張弁 18 が全閉状態となっている場合に、低压バイパス通路 17 へ流れる。また、室外熱交換器 14 から流出した冷媒は、低压側開閉弁 20 が閉じ、第 2 膨張弁 18 が絞り状態となっている場合に、低压冷媒通路 16 へ流れる。従って、本実施形態では、低压側開閉弁 20 および第 2 膨張弁 18 が、室外熱交換器 14 から流出した冷媒の冷媒通路を、低压冷媒通路 16 および低压バイパス通路 17 のいずれかに切り替える通路切替部として機能する。なお、低压側開閉弁 20 は、流路切替弁で構成してもよい。低压側開閉弁 20 を流路切替弁で構成する場合、当該流路切替弁を低压側分岐部 15 や低压側合流部 21 に配置すればよい。

[0040] 室内蒸発器 19 および低压側開閉弁 20 の冷媒流れ下流側には、低压冷媒

通路 1 6 と低圧バイパス通路 1 7 との低圧側合流部 2 1 が接続されている。

低圧側合流部 2 1 は、3 つの出入口のうち、1 つを冷媒流出口とし、残りの 2 つを冷媒流入口とする三方継手で構成されている。

[0041] 低圧側合流部 2 1 の冷媒流出口側には、アキュムレータ 2 2 が接続されている。アキュムレータ 2 2 は、その内部に流入した冷媒の気液を分離して、分離された気相冷媒、および冷媒中に含まれる潤滑油を圧縮機 1 1 の冷媒吸入口側に流出させるものである。

[0042] また、アキュムレータ 2 2 は、その内部で分離された液相冷媒を、サイクル内の余剰冷媒を一時的に貯留する貯留部としても機能する。従って、アキュムレータ 2 2 は、圧縮機 1 1 に液相冷媒が吸入されることを抑制して、圧縮機 1 1 における液圧縮を防止する機能を果たす。

[0043] 次に、室内空調ユニット 3 0 について説明する。室内空調ユニット 3 0 は、車室内最前部の計器盤（すなわち、インストルメントパネル）の内側に配置されている。室内空調ユニット 3 0 は、その外殻を形成するとともに、車室内への送風空気の空気通路を形成する空調ケース 3 1 を有する。

[0044] 空調ケース 3 1 の空気流れ最上流側には、車室内空気（すなわち、内気）と外気とを切替導入する内外気切替装置 3 2 が配置されている。内外気切替装置 3 2 は、内気の導入口および外気の導入口の開口面積を、内外気切替ドアで調整することで、空調ケース 3 1 内への内気の風量と外気の風量との風量割合を変化させる装置である。

[0045] 内外気切替装置 3 2 の空気流れ下流側には、内外気切替装置 3 2 から導入される空気を車室内へ向けて送風する送風機 3 3 が配置されている。送風機 3 3 は、シロッコファン等の遠心ファン 3 3 a を電動モータ 3 3 b にて駆動する電動送風機である。送風機 3 3 は、空調制御装置 5 0 から出力される制御電圧によって送風能力（例えば、回転数）が制御される。

[0046] 送風機 3 3 の空気流れ下流側には、室内蒸発器 1 9、ヒータコア 4 1、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 1 9、ヒータコア 4 1、および室内凝縮器 1 2 の順に配置されている。換言すると、室内

蒸発器 19 は、ヒータコア 41 および室内凝縮器 12 に対して空気流れ上流側に配置されている。また、ヒータコア 41 は、室内凝縮器 12 に対して空気流れ上流側に配置されている。

[0047] ここで、ヒータコア 41 は、車両走行用の駆動力を出力する内燃機関 42 の冷却水が循環する温水回路 40 に配置されている。なお、ヒータコア 41 には、内燃機関 42 を通過した後の温水が流入するように、温水回路 40 における内燃機関 42 の冷却水流れ下流側に配置されている。

[0048] ヒータコア 41 は、内燃機関 42 から流出した冷却水を送風空気と熱交換させて、送風空気を加熱する熱交換器である。本実施形態では、ヒータコア 41 が、ヒートポンプサイクル 10 とは別の熱源を利用して、室内凝縮器 12 を通過する前の送風空気を加熱する加熱用熱交換器を構成している。

[0049] 空調ケース 31 内には、室内蒸発器 19 通過後の送風空気を、ヒータコア 41、および室内凝縮器 12 を迂回して流す冷風バイパス通路 34 が設けられている。また、空調ケース 31 内には、室内蒸発器 19 の空気流れ下流側であって、かつ、ヒータコア 41 および室内凝縮器 12 の空気流れ上流側にエアミックスドア 35 が配置されている。

[0050] エアミックスドア 35 は、室内蒸発器 19 通過後の送風空気のうち、ヒータコア 41 および室内凝縮器 12 を通過させる風量と冷風バイパス通路 34 を通過させる風量との風量割合を調整して、車室内へ吹き出す空気の温度を調整する温度調整部として機能する。エアミックスドア 35 は、空調制御装置 50 から出力される制御信号によって作動が制御される。

[0051] また、室内凝縮器 12 および冷風バイパス通路 34 の空気流れ下流側には、ヒータコア 41 および室内凝縮器 12 を通過した温風、並びに、冷風バイパス通路 34 を通過した冷風を合流させる図示しない合流空間が形成されている。

[0052] 空調ケース 31 の空気流れ最下流部には、合流空間にて合流した送風空気を、車室内へ吹き出す複数の開口穴が形成されている。図示しないが、空調ケース 31 には、開口穴として、車両前面の窓ガラスの内面に向けて空気を

吹き出すデフロスタ開口穴、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、乗員の足元に向けて空調風を吹き出すフット開口穴が形成されている。

[0053] また、図示しないが、各開口穴の空気流れ上流側には、各開口穴の開口面積を調整する吹出モードドアとして、デフロスタドア、フェイスドア、フットドアが配置されている。これら吹出モードドアは、図示しないリンク機構等を介して、空調制御装置50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アクチュエータにより駆動される。

[0054] さらに、図示しないが、各開口穴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。

[0055] 次に、本実施形態の電気制御部について、図2を参照して説明する。空調制御装置50は、CPU、ROM、およびRAM等の記憶部を含むマイクロコンピュータとその周辺回路から構成される。空調制御装置50は、記憶部に記憶された制御プログラムに基づいて各種演算、処理を行い、出力側に接続された各種空調用の制御機器の作動を制御する。なお、空調制御装置50の記憶部は、非遷移的実体的記憶媒体で構成される。

[0056] 空調制御装置50の入力側には、空調制御用のセンサ群が接続されている。具体的には、空調制御装置50には、車両内外における環境の状態を検出するセンサとして、内気温を検出する内気センサ、外気温を検出する外気センサ、車室内への日射量を検出する日射センサ等が接続されている。

[0057] また、空調制御装置50には、ヒートポンプサイクル10の作動状態を検出するセンサが接続されている。具体的には、空調制御装置50には、室内蒸発器19通過後の空気温度を検出する第1温度センサ51、室内凝縮器12に流入する高圧冷媒の温度を検出する第2温度センサ52、室内凝縮器12通過後の冷媒圧力を検出する冷媒圧力センサ53等が接続されている。

[0058] 説明の便宜上、本実施形態では、室内蒸発器19を通過した後の空気温度を蒸発器温度 T_e と呼ぶことがある。また、本実施形態では、圧縮機11か

ら吐出されて室内凝縮器 12 に流入する高圧冷媒の温度を吐出冷媒温度 T_h と呼ぶことがある。さらに、本実施形態では、室内凝縮器 12 通過後の冷媒圧力を高圧冷媒圧力 P_h と呼ぶことがある。なお、吐出冷媒温度 T_h は、室内凝縮器 12 の冷媒温度として解釈することができる。

[0059] 第 1 温度センサ 51 としては、室内蒸発器 19 の熱交換フィンの温度を蒸発器温度 T_e として直接的に検出するセンサや、室内蒸発器 19 を流れる冷媒の温度を蒸発器温度 T_e として間接的に検出するセンサ等が考えられるが、いずれのセンサを用いてもよい。

[0060] また、第 2 温度センサ 52 としては、圧縮機 11 の吐出冷媒温度 T_h を直接的に検出するセンサや、室内凝縮器 12 の熱交換フィンの温度を吐出冷媒温度 T_h として間接的に検出するセンサ等が考えられるが、いずれのセンサを用いてもよい。

[0061] さらに、空調制御装置 50 には、ヒータコア 41 に流入する冷却水の温度を検出する第 3 温度センサ 54 が接続されている。第 3 温度センサ 54 は、ヒータコア 41 に流入する冷却水の温度からヒータコア 41 で加熱されて室内凝縮器 12 を通過する前の送風空気の温度を算出するためのセンサである。説明の便宜上、本実施形態では、ヒータコア 41 に流入する冷却水の温度をヒータコア水温度 T_{wh} と呼ぶことがある。また、本実施形態では、ヒータコア 41 で加熱されて室内凝縮器 12 を通過する前の送風空気の温度をヒータコア吹出温度 T_{ca} と呼ぶことがある。

[0062] ここで、ヒータコア吹出温度 T_{ca} は、室内凝縮器 12 の熱交換効率に従って、ヒータコア 41 に流入するヒータコア水温度 T_{wh} よりも若干低い温度となる。このため、本実施形態の空調制御装置 50 は、ヒータコア水温度 T_{wh} から所定の補正温度を減算した温度をヒータコア吹出温度 T_{ca} として算出する。

[0063] 空調制御装置 50 には、各種空調操作スイッチが配置された操作パネル 60 が接続されている。空調制御装置 50 には、操作パネル 60 の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 60 には、各種空調操

作スイッチとして、車両用空調装置 1 の作動スイッチ、車室内の目標温度を設定する温度設定スイッチ、室内蒸発器 19 で送風空気を冷却するか否かを設定する A/C スイッチ等が設けられている。

[0064] また、空調制御装置 50 には、車両全体の制御を司る車両制御装置 70 に対して双方向通信可能に接続されている。空調制御装置 50 には、車両制御装置 70 から内燃機関 42 の作動状態や、車両の走行状態等の各種車両情報が入力される。

[0065] 本実施形態の空調制御装置 50 は、出力側に接続された各種制御機器の作動を制御する制御部（例えば、ハードウェアやソフトウェア）を集約した装置である。空調制御装置 50 に集約される制御部としては、例えば、各種制御機器の作動を制御してヒートポンプサイクル 10 の運転モードを切り替える運転モード切替部 50 a、インバータ 80 の作動を制御する圧縮機制御部 50 b 等がある。

[0066] 本実施形態では、運転モード切替部 50 a が、圧縮機 11 を停止してヒータコア 41 により送風空気を加熱する温水暖房、および圧縮機 11 を稼働して少なくとも室内凝縮器 12 により送風空気を加熱する HP 暖房を切り替える暖房切替部を構成している。また、本実施形態では、圧縮機制御部 50 b が、熱交換調整部として機能するインバータ 80 を制御する熱交換制御部を構成している。

[0067] 次に、上記構成における車両用空調装置 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 は、冷房モード、暖房モード、および除湿暖房モードに切り替え可能となっている。これら運転モードは、空調制御装置 50 が実行する空調制御処理により切り替え可能となっている。

[0068] 空調制御装置 50 が実行する空調制御処理については、図 3 に示すフローチャートを参照して説明する。空調制御処理は、操作パネルの車両用空調装置 1 の作動スイッチが投入されることで開始される。なお、図 3 に示すフローチャートの各ステップは、空調制御装置 50 により実現されるものであり、各ステップで実現される機能それぞれを機能実現部として解釈することが

できる。

[0069] まず、空調制御処理では、図3に示すように、空調制御装置50が、車両用空調装置1の作動スイッチが投入（すなわち、空調ON）されたか否かを判定する（S1）。この結果、車両用空調装置1の作動スイッチが投入されたと判定されると、空調制御装置50は、記憶部に記憶されたフラグ、タイマ等の初期化や、各種制御機器の初期位置を合わせる初期化処理を行う（S2）。この初期化処理では、前回の車両用空調装置1の運転停止時に記憶部に記憶された値に合わせることもある。

[0070] 続いて、空調制御装置50は、操作パネル60の操作信号を読み込む（S3）。また、空調制御装置50は、空調制御用のセンサ群の各センサ信号を読み込む（S4）。そして、空調制御装置50は、ステップS3、S4の処理で読み込んだ各種信号に基づいて、車室内へ吹き出す送風空気の目標吹出温度TAOを算出する（S5）。

[0071] 具体的には、ステップS5の処理では、以下の数式F1を用いて目標吹出温度TAOを算出する。

[0072]
$$TAO = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times A_s + C \dots (F1)$$
 ここで、 T_{set} は温度設定スイッチで設定された車室内の目標温度、 T_r は内気センサで検出された検出信号、 T_{am} は外気センサで検出された検出信号、 A_s は日射センサで検出された検出信号を示している。なお、 K_{set} 、 K_r 、 K_{am} 、および K_s は、制御ゲインであり、 C は、補正用の定数である。

[0073] 続いて、空調制御装置50は、送風機33の送風能力を決定する（S6）。ステップS6の処理では、ステップS5で算出した目標吹出温度TAOに基づいて、予め記憶部に記憶された制御マップを参照して、送風機33の送風能力を決定する。

[0074] 本実施形態の空調制御装置50は、目標吹出温度TAOが極低温域、および極高温域となる場合に、送風機33の送風量が多くなるように、送風能力を最大能力付近に決定する。また、本実施形態の空調制御装置50は、目標

吹出温度 T A O が極低温域から中間温度域へ上昇したり、極高温域から中間温度域へ低下したりする場合に、送風機 3 3 の送風量が減少するように、送風能力を最大付近よりも低い能力に決定する。

[0075] 続いて、空調制御装置 5 0 は、内外気切替装置 3 2 の切替状態を示す吸入口モードを決定する (S 7)。ステップ S 7 の処理では、目標吹出温度 T A O に基づいて、予め記憶部に記憶された制御マップを参照して吸入口モードを決定する。本実施形態の空調制御装置 5 0 は、基本的には、外気を導入する外気モードに吸入口モードを決定する。本実施形態の空調制御装置 5 0 は、目標吹出温度 T A O が極低温域となって高い冷房性能が要求される状況や、目標吹出温度 T A O が極高温域となって高い暖房性能が要求される状況等に内気を導入する内気モードに吸入口モードを決定する。

[0076] 続いて、空調制御装置 5 0 は、吹出口モードを決定する (S 8)。ステップ S 8 の処理では、目標吹出温度 T A O に基づいて、予め記憶部に記憶された制御マップを参照して吹出口モードを決定する。本実施形態の空調制御装置 5 0 は、目標吹出温度 T A O が高温域から低温域へと低下するに伴って、フットモード→バイレベルモード→フェイスモードへと移行するように吹出口モードを決定する。

[0077] 続いて、空調制御装置 5 0 は、ステップ S 3、S 4 で読み込んだ各種信号、およびステップ S 5 で算出した目標吹出温度 T A O に基づいて、車両用空調装置 1 の運転モードを決定する (S 9)。

[0078] 例えば、ステップ S 9 の処理では、A / C スイッチがオンされ、且つ、目標吹出温度 T A O が予め定めた冷房基準値よりも低くなっている場合に、室内冷房を行う冷房モードに決定する。また、ステップ S 9 の処理では、A / C スイッチがオンされ、且つ、目標吹出温度 T A O が冷房基準値以上となっている場合に、室内の除湿暖房を行う除湿暖房モードに決定する。さらに、ステップ S 9 の処理では、A / C スイッチがオフされ、且つ、目標吹出温度 T A O が暖房基準値以上となっている場合に、室内暖房を行う暖房モードに決定する。

- [0079] 続いて、空調制御装置 50 は、ステップ S 9 で決定した運転モードに基づいて、低圧側開閉弁 20 の開閉状態を決定する (S 10)。ステップ S 10 の処理では、図 4 に示すように、ステップ S 9 の処理で冷房モードおよび除湿暖房モードに決定された場合に、低圧側開閉弁 20 を閉状態に決定する。また、ステップ S 10 の処理では、ステップ S 9 の処理で暖房モードに決定された場合に、低圧側開閉弁 20 を開状態に決定する。
- [0080] 続いて、空調制御装置 50 は、ステップ S 3、S 4 で読み込んだ各種信号、ステップ S 5 で算出した目標吹出温度 T_{AO} 、およびステップ S 9 で決定した運転モードに基づいて、圧縮機 11 の回転数を決定する (S 11)。
- [0081] ステップ S 11 の処理では、ステップ S 9 の処理で冷房モードおよび除湿暖房モードに決定された場合、圧縮機 11 の回転数を以下のように決定する。ステップ S 11 の処理では、まず、目標吹出温度 T_{AO} に基づいて、予め記憶部に記憶された制御マップを参照して、室内蒸発器 19 の目標蒸発器温度 T_{EO} を決定する。目標蒸発器温度 T_{EO} は、室内蒸発器 19 の着霜 (すなわち、フロスト) を防止するため、着霜温度 (例えば、 0°C) よりも高い温度 (例えば、 1°C) 以上となるように決定される。
- [0082] そして、ステップ S 11 の処理では、目標蒸発器温度 T_{EO} と第 1 温度センサ 51 で検出した蒸発器温度 T_e との偏差に基づいて、蒸発器温度 T_e が目標蒸発器温度 T_{EO} に近づくように、圧縮機 11 の回転数を決定する。
- [0083] また、ステップ S 11 の処理では、ステップ S 9 の処理で暖房モードに決定された場合、ヒータコア吹出温度 T_{ca} 、高圧冷媒圧力 P_d 、目標吹出温度 T_{AO} 、吐出冷媒温度 T_h に基づいて、圧縮機 11 の回転数を決定する。
- [0084] 以下、ステップ S 9 の処理で暖房モードに決定された場合におけるステップ S 11 の処理の詳細について、図 5 のフローチャートを用いて説明する。なお、図 5 に示す制御ルーチンは、ステップ S 9 の処理で暖房モードに決定された場合に、ステップ S 11 にて空調制御装置 50 が処理する処理内容を示している。
- [0085] 図 5 に示すように、空調制御装置 50 は、まず、第 3 温度センサ 54 で検

出したヒータコア水温度 T_{wh} からヒータ吹出温度 T_{ca} を算出し、算出したヒータ吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} 以上であるか否かを判定する (S110)。

[0086] この結果、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} 以上であると判定された場合、内燃機関42を利用した温水暖房により車室内の暖房を実施することが可能である。このため、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} 以上であると判定された場合には、空調制御装置50が圧縮機11の回転数をゼロに決定する。すなわち、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} よりも高い温度となる条件が成立した場合、空調制御装置50は、圧縮機11を停止して、内燃機関42を熱源として送風空気を加熱する温水暖房に決定する (S111)。

[0087] 一方、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} よりも低い温度であると判定された場合、内燃機関42を利用した温水暖房では、車室内の暖房を充分に実施することができない。このため、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} よりも低い温度であると判定された場合、空調制御装置50は、圧縮機11を稼働して、室内凝縮器12により送風空気を加熱するHP暖房に切り替える。

[0088] ここで、温水暖房からHP暖房に切り替える際には、室内空調ユニット30から車室内へ吹き出す空気の温度である吹出空気温度 T_{AV} が低下することがある。この点について、図6を参照して説明する。図6は、温水暖房からHP暖房に切り替えた際の吹出空気温度 T_{AV} 、目標吹出温度 T_{AO} 、ヒータコア吹出温度 T_{ca} 、吐出冷媒温度 T_h の変化の一例を示している。

[0089] 図6に示すように、温水暖房からHP暖房に切り替えると、ヒートポンプサイクル10の圧縮機11が稼働することで、吐出冷媒温度 T_h が目標吹出温度 T_{AO} に近づくように、徐々に上昇する。

[0090] 本実施形態の暖房モードでは、冷媒を放熱させる放熱器として機能する熱交換器が室内凝縮器12だけである。このため、ヒートポンプサイクル10では、圧縮機11の回転数が安定した定常状態において、吐出冷媒温度 T_h

が、ヒータコア吹出温度 T_{ca} よりも高くなるようにバランスする。

[0091] しかしながら、ヒートポンプサイクル 10 の起動時には、サイクル内の冷媒が、その周囲の雰囲気温度相当の温度や圧力となっている。このため、吐出冷媒温度 T_h が、ヒータコア吹出温度 T_{ca} よりも低い温度になることがある。

[0092] サイクル内の冷媒の温度がヒータコア吹出温度 T_{ca} よりも低い状態で圧縮機 11 が稼働すると、ヒータコア吹出温度 T_{ca} よりも低温の冷媒がサイクル内を循環する。この際、室内凝縮器 12 には、ヒータコア吹出温度 T_{ca} よりも低温の冷媒が流入し続けることになる。このため、室内凝縮器 12 では、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} よりも高くなるまでの期間、室内凝縮器 12 を流れる冷媒がヒータコア 41 通過後の空気から吸熱する状態が継続される。これにより、吹出空気温度 T_{AV} が目標吹出温度 T_{AO} よりも低い温度に低下してしまう。

[0093] ここで、図 7 は、室内凝縮器 12 における冷媒流量 G_r の変化に対する吹出空気温度 T_{AV} の温度低下量を試算した試算結果である。なお、図 7 は、ヒータコア吹出温度 T_{ca} と吐出冷媒温度 T_h との温度差 ΔT ($\Delta T = T_{ca} - T_h$) を 30°C 、ヒータコア 41 および室内凝縮器 12 を通過する送風空気の風量を $200\text{ m}^3/\text{h}$ にした条件での試算結果を示している。

[0094] 図 7 に示すように、室内凝縮器 12 を流れる冷媒の冷媒流量 G_r が多くなる程、室内凝縮器 12 における送風空気からの吸熱量が増えるで、吹出空気温度 T_{AV} の温度低下量が増加する傾向となる。

[0095] そこで、本実施形態の空調制御装置 50 は、温水暖房から HP 暖房に切り替える際に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立すると、室内凝縮器 12 における高圧冷媒と送風空気との熱交換量を減少させる処理を実施する。

[0096] 具体的には、図 5 に示すように、空調制御装置 50 は、第 2 温度センサ 52 で検出した吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下であるか否かを判定する (S112)。この結果、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出

温度 T_a 以下と判定された場合、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 の回転数を最小回転数に決定する (S113)。

[0097] このように、圧縮機 11 の回転数を最小回転数に決定すれば、室内凝縮器 12 へ流入する冷媒の流量が減少する。これにより、室内凝縮器 12 における送風空気からの吸熱量が減少するので、吹出空気温度 T_{AV} の温度低下を抑えることが可能となる。

[0098] 一方、ステップ S112 の判定処理にて、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_a を上回っていると判定された場合、室内凝縮器 12 にて冷媒が送風空気から吸熱することがない。このため、ステップ S112 の判定処理にて、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_a を上回っていると判定された場合、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 の回転数を通常回転数に決定する (S114)。

[0099] 具体的には、ステップ S114 の処理では、冷媒圧力センサ 53 で検出した高圧冷媒圧力 P_h および目標吹出温度 T_{AO} に基づいて、予め記憶部に記憶された制御マップを参照して、高圧冷媒圧力 P_h の目標圧力 P_{hd} を決定する。そして、ステップ S114 の処理では、目標圧力 P_{hd} と高圧冷媒圧力 P_h との偏差に基づいて、高圧冷媒圧力 P_h が目標圧力 P_{hd} に近づくように、圧縮機 11 の回転数を決定する。

[0100] 図 3 に戻り、ステップ S11 にて圧縮機 11 の回転数を決定した後、各膨張弁 13 の開度を決定する (S12)。ステップ S12 の処理では、ステップ S9 の処理で冷房モードおよび除湿暖房モードに決定された場合、図 8 に示すように、第 1 膨張弁 13 を全開状態とし、第 2 膨張弁 18 を絞り状態に決定する。第 2 膨張弁 18 の絞り開度は、第 2 膨張弁 18 へ流入する冷媒の過冷却度が、目標過冷却温度に近づくように決定される。目標過冷却度は、外気センサで検出した外気温等に基づいて、予め記憶部に記憶された制御マップを参照して決定される。

[0101] また、ステップ S12 の処理では、ステップ S9 の処理で暖房モードに決定された場合、第 1 膨張弁 13 を絞り状態とし、第 2 膨張弁 18 を全閉状態

に決定する。第1膨張弁13の絞り開度は、第1膨張弁13へ流入する冷媒の過冷却度が、目標過冷却温度に近づくように決定される。目標過冷却度は、冷房モード等と同様に、外気温センサの検出値等に基づいて、予め記憶部に記憶された制御マップを参照して決定される。

[0102] 続いて、空調制御装置50は、エアミックスドア35の開度を決定する（S13）。ステップS13の処理では、冷房モード時に、エアミックスドア35がヒータコア41および室内凝縮器12の空気通路を閉塞し、室内蒸発器19を通過後の送風空気的全流量が冷風バイパス通路34を通過するように決定する。

[0103] また、ステップS13の処理では、除湿暖房モード時や暖房モード時に、エアミックスドア35が冷風バイパス通路34を閉塞し、室内蒸発器19を通過後の送風空気的全流量がヒータコア41および室内凝縮器12を通過するように決定する。

[0104] ここで、暖房モードとして温水暖房を実施する際には、目標吹出温度 T_{AO} 、蒸発器温度 T_e 、ヒータコア水温度 T_{wh} に応じて、エアミックスドア35のドア開度 SW を決定してもよい。具体的には、ドア開度 SW は、以下の数式F2を用いて算出すればよい。 $SW = \{ (T_{AO} - T_e) / (T_{wh} - T_e) \} \times 100 [\%] \cdots (F2)$

なお、 $SW \leq 0 [\%]$ は、冷風バイパス通路34を全開状態にするエアミックスドア35の最大冷房位置である。これに対して、 $SW \geq 100 [\%]$ は、ヒータコア41および室内凝縮器12の空気通路を全開状態にするエアミックスドア35の最大暖房位置である。

[0105] 続いて、空調制御装置50は、ステップS6～S13にて決定された制御信号等を各種制御機器へ出力する（S14）。その後、空調制御装置50は、操作パネル60により車両用空調装置1の作動停止が要求されるまで、所定の周期でステップS3～S13の制御処理を繰り返す。

[0106] ここで、圧縮機11の回転数に関する制御信号については、空調制御装置50がインバータ80へ出力する。インバータ80は、空調制御装置50か

ら出力された制御信号に応じて、圧縮機 11 の回転数を制御する。

[0107] 本実施形態の車両用空調装置 1 は、以上の如く制御される。このため、車両用空調装置 1 は、ステップ S 9 で選択された運転モードに応じて、以下のように作動する。

[0108] (A) 冷房モード

冷房モードでは、空調制御装置 50 が、低圧側開閉弁 20 を閉状態、第 1 膨張弁 13 を全開状態、および第 2 膨張弁 18 を絞り状態とした状態で、圧縮機 11 を稼働させる。このため、冷房モード時には、図 9 の矢印で示すように、圧縮機 11 からの吐出冷媒が、室内凝縮器 12 → 第 1 膨張弁 13 → 室外熱交換器 14 → 第 2 膨張弁 18 → 室内蒸発器 19 → アクムレータ 22 の順に流れ、再び圧縮機 11 に吸入される。

[0109] 具体的には、冷房モード時には、圧縮機 11 からの吐出冷媒が室内凝縮器 12 へ流入する。この際、エアミックスドア 35 がヒータコア 41 および室内凝縮器 12 の空気通路を閉塞しているので、室内凝縮器 12 へ流入した冷媒は殆ど送風空気へ放熱することなく、室内凝縮器 12 から流出する。

[0110] 室内凝縮器 12 から流出した冷媒は、第 1 膨張弁 13 が全開状態となっているので、第 1 膨張弁 13 にて殆ど減圧されることなく、室外熱交換器 14 へ流入する。室外熱交換器 14 へ流入した冷媒は、外気と熱交換して放熱し、目標過冷却度となるまで冷却される。

[0111] 室外熱交換器 14 から流出した冷媒は、低圧側開閉弁 20 が閉じ、かつ、第 2 膨張弁 18 が絞り状態となっているので、第 2 膨張弁 18 に流入して低圧冷媒となるまで減圧される。そして、第 2 膨張弁 18 から流出した低圧冷媒は、室内蒸発器 19 へ流入し、送風機 33 から送風された送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、送風空気が冷却および除湿される。

[0112] 室内蒸発器 19 から流出した冷媒は、アクムレータ 22 へ流入して気液分離される。そして、アクムレータ 22 にて分離された気相冷媒が圧縮機 11 に吸入されて再び圧縮される。

[0113] ここで、アクムレータ 22 で分離された液相冷媒は、ヒートポンプサイ

クル１０が要求される冷凍能力を発揮するために不要な余剰冷媒として、アキュムレータ２２の内部に貯留される。このことは、除湿暖房モードや暖房モードにおいても同様である。

[0114] 以上の如く、冷房モードでは、室外熱交換器１４にて冷媒を放熱させ、室内蒸発器１９にて冷媒を蒸発させることで、車室内へ送風する送風空気が冷却される。これにより、車室内の冷房を実現することができる。

[0115] (Ｂ) 除湿暖房モード

除湿暖房モードでは、空調制御装置５０が、低圧側開閉弁２０を閉状態、第１膨張弁１３を全開状態、および第２膨張弁１８を絞り状態とした状態で、圧縮機１１を稼働させる。このため、除湿暖房モード時には、冷房モード時と同様に、図９の矢印で示すように冷媒が流れる。

[0116] 具体的には、除湿暖房モード時には、圧縮機１１から吐出された高圧冷媒が室内凝縮器１２へ流入する。この際、エアミックスドア３５がヒータコア４１および室内凝縮器１２の空気通路を全開しているので、室内凝縮器１２に流入した冷媒が、ヒータコア４１を通過した送風空気と熱交換して放熱する。これにより、送風空気が目標吹出温度ＴＡＯに近づくように加熱される。

[0117] 室内凝縮器１２から流出した冷媒は、冷房モードと同様に、第１膨張弁１３を介して室外熱交換器１４へ流入する。そして、室外熱交換器１４に流入した冷媒は、外気と熱交換して放熱し、目標過冷却度となるまで冷却される。さらに、室外熱交換器１４を流出した冷媒は、冷房モードと同様に、第２膨張弁１８→室内蒸発器１９→アキュムレータ２２→圧縮機１１の順に流れる。

[0118] 以上の如く、除湿暖房モードでは、室内凝縮器１２および室外熱交換器１４にて冷媒を放熱させ、室内蒸発器１９にて冷媒を蒸発させることで、室内蒸発器１９にて冷却および除湿された送風空気が、室内凝縮器１２にて加熱される。これにより、車室内の除湿暖房を実現することができる。

[0119] (Ｃ) 暖房モード

暖房モードでは、空調制御装置 50 が、低圧側開閉弁 20 を開状態、第 1 膨張弁 13 を絞り状態、および第 2 膨張弁 18 を全閉状態とする。この状態で、空調制御装置 50 は、ヒータコア吹出温度 T_{ca} および目標吹出温度 T_{AO} に応じて、内燃機関 42 を熱源として送風空気を加熱する温水暖房と、室内凝縮器 12 により送風空気を加熱する HP 暖房とを切り替える。

[0120] (温水暖房)

ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} 以上となる条件が成立すると、空調制御装置 50 が、圧縮機 11 を停止して、内燃機関 42 を熱源とする温水暖房を実施する。この温水暖房では、ヒータコア 41 にて内燃機関 42 の冷却水を送風空気と熱交換させて、送風空気が加熱される。これにより、車室内の暖房を実現することができる。

[0121] (HP 暖房)

ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} を下回る条件が成立すると、空調制御装置 50 が、圧縮機 11 を稼働して温水暖房から HP 暖房に切り替える。HP 暖房時には、図 10 の矢印で示すように、圧縮機 11 からの吐出冷媒が、室内凝縮器 12 → 第 1 膨張弁 13 → 室外熱交換器 14 → アキュムレータ 22 の順に流れ、再び圧縮機 11 に吸入される。

[0122] 具体的には、HP 暖房時には、圧縮機 11 からの吐出冷媒が室内凝縮器 12 へ流入して、送風空気と熱交換する。この際、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下であると、空調制御装置 50 が、室内凝縮器 12 における冷媒と送風空気との熱交換量が減少するように、圧縮機 11 を最小回転数に設定する。この場合、室内凝縮器 12 へ流入した冷媒は殆ど送風空気から吸熱することなく、室内凝縮器 12 から流出する。

[0123] 一方、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} を上回っていると、空調制御装置 50 が、圧縮機 11 の回転数を通常回転数に設定する。この場合、室内凝縮器 12 へ流入した高圧冷媒が送風空気へ放熱する。これにより、室内凝縮器 12 において送風空気が目標吹出温度 T_{AO} に近づくように加熱される。

- [0124] 室内凝縮器 12 から流出した冷媒は、第 1 膨張弁 13 が絞り状態となっているので、第 1 膨張弁 13 に流入して低圧冷媒となるまで減圧される。第 1 膨張弁 13 から流出した低圧冷媒は、室外熱交換器 14 へ流入する。室外熱交換器 14 へ流入した冷媒は、外気と熱交換して吸熱して蒸発する。
- [0125] 室外熱交換器 14 から流出した冷媒は、低圧側開閉弁 20 が開き、かつ、第 2 膨張弁 18 が全閉状態となっているので、アキュムレータ 22 へ流入して気液分離される。そして、アキュムレータ 22 にて分離された気相冷媒が圧縮機 11 に吸入されて再び圧縮される。
- [0126] 以上の如く、本実施形態の暖房モードでは、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下でなければ、ヒータコア 41 および室内凝縮器 12 の少なくとも一方により、送風空気が加熱される。これにより、車室内の暖房を実現することができる。
- [0127] 一方、本実施形態の暖房モードでは、HP 暖房時において、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{co} 以下となる条件が成立すると、圧縮機 11 の回転数を低下させて、室内凝縮器 12 へ流入する冷媒流量を減少させる。これによれば、室内凝縮器 12 における送風空気からの吸熱量を抑えて、室内空調ユニット 30 からの吹出空気温度 T_{AV} の低下を抑制可能となる。
- [0128] 以上説明した本実施形態の車両用空調装置 1 は、HP 暖房を実施する際、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立する場合に、室内凝縮器 12 における冷媒と送風空気との熱交換量を減少させる構成としている。
- [0129] これによれば、室内凝縮器 12 を流れる高圧冷媒が送風空気から吸熱することを抑えることができる。これにより、ヒートポンプサイクル 10 とは別の熱源を利用した温水暖房からヒートポンプサイクル 10 の高圧冷媒を利用した HP 暖房に切り替える際の車室内への吹出空気温度 T_{AV} の低下を抑えることができる。この結果、車両用空調装置 1 を利用するユーザの快適性を確保することができる。
- [0130] また、本実施形態では、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以

下となる場合に、圧縮機 11 の回転数を低下させることにより、室内凝縮器 12 における高圧冷媒と送風空気との熱交換量を減少させる構成としている。これによれば、室内凝縮器 12 における高圧冷媒と送風空気との不必要な熱交換を抑えつつ、圧縮機 11 における電力消費を低減することができる。

[0131] さらに、本実施形態では、HP 暖房を実施する際、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} を上回ると、室内凝縮器 12 における冷媒と送風空気との熱交換量を増加させる構成としている。これによれば、HP 暖房時における車室内への吹出空気温度 T_{AV} を目標吹出温度 T_{AO} に近づけることができる。

[0132] ここで、本実施形態では、第 3 温度センサ 54 で検出したヒータコア水温度 T_{wh} からヒータコア吹出温度 T_{ca} を算出する例について説明したが、これに限定されない。例えば、ヒータコア 41 の熱交換フィンの温度を検出する温度センサを設け、当該温度センサにより、ヒータコア吹出温度 T_{ca} を直接的に検出してもよい。また、第 3 温度センサ 54 で検出したヒータコア水温度 T_{wh} を、ヒータコア吹出温度 T_{ca} として検出してもよい。このことは、以下の実施形態においても同様である。

[0133] また、本実施形態では、第 2 温度センサ 52 により吐出冷媒温度 T_h を検出する例について説明したが、これに限定されない。例えば、冷媒圧力センサ 53 で検出した高圧冷媒圧力 P_h に基づいて、室内凝縮器 12 における飽和冷媒温度を算出し、当該飽和冷媒温度を吐出冷媒温度 T_h として用いてもよい。このことは、以下の実施形態においても同様である。

[0134] 本実施形態の如く、HP 暖房時に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立した際、圧縮機 11 の回転数を最小回転数にすることが望ましいが、これに限定されない。

[0135] HP 暖房時に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立した際、圧縮機 11 の回転数を、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} を上回る場合の圧縮機 11 の通常回転数に比べて、低い回転数にしてもよい。例えば、HP 暖房時に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹

出温度 T_{ca} 以下である場合、圧縮機 11 の回転数を、圧縮機 11 の通常回転数に対して所定値を減算した回転数にしてもよい。

[0136] また、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる否かを、実際の吐出冷媒温度 T_h とヒータコア吹出温度 T_{ca} とを比較して判定する例について説明したが、これに限定されない。ヒートポンプサイクル 10 の起動時における吐出冷媒温度 T_h は、周囲の雰囲気温度（例えば、外気）に近い温度となる。このため、例えば、空調制御装置 50 が外気温とヒータコア吹出温度 T_{ca} とを比較して、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立したか否かを判定してもよい。

[0137] （第 2 実施形態）

次に、第 2 実施形態について、図 11～図 13 を参照して説明する。本実施形態では、車両用空調装置 1 のヒートポンプサイクル 10 における凝縮器を水冷媒熱交換器 23 で構成している点が第 1 実施形態と相違している。

[0138] 図 11 に示すように、本実施形態のヒートポンプサイクル 10 は、圧縮機 11 の冷媒吐出口側に、水冷媒熱交換器 23 が接続されている。水冷媒熱交換器 23 は、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒を内燃機関 42 の冷却水と熱交換させる熱交換器である。

[0139] 本実施形態では、内燃機関 42 の冷却水が、空調対象空間である車室内へ送風される送風空気を加熱する加熱媒体に相当する。従って、本実施形態では、水冷媒熱交換器 23 が、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒と冷却水とを熱交換させる凝縮器として機能する。

[0140] 本実施形態の水冷媒熱交換器 23 は、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒が流通する冷媒側通路 23a と、加熱源を構成する内燃機関 42 を通過した後の冷却水が流通する冷却水側通路 23b とを有する。

[0141] 冷媒側通路 23a は、ヒートポンプサイクル 10 における圧縮機 11 と第 1 膨張弁 13 との間に設けられている。具体的には、冷媒側通路 23a は、冷媒入口側が圧縮機 11 の冷媒吐出口側に接続され、冷媒出口側が第 1 膨張弁 13 の冷媒入口側に接続されている。

- [0142] 冷却水側通路 23b は、温水回路 40 における内燃機関 42 とヒータコア 41 との間に設けられている。具体的には、冷却水側通路 23b は、冷却水入口側が内燃機関 42 の冷却水出口側に接続され、冷却水出口側がヒータコア 41 の冷却水入口側に接続されている。
- [0143] また、本実施形態の温水回路 40 には、水冷媒熱交換器 23 に流入する冷却水の温度（すなわち、加熱媒体の温度）を検出する第 4 温度センサ 55 が設けられている。説明の便宜上、水冷媒熱交換器 23 に流入する冷却水の温度を冷却水温度 T_{we} と呼ぶことがある。
- [0144] 第 4 温度センサ 55 は、図 12 に示すように、空調制御装置 50 に接続されている。空調制御装置 50 は、第 4 温度センサ 55 の検出値を読み込むことが可能に構成されている。
- [0145] また、本実施形態の室内空調ユニット 30 は、空調ケース 31 内に室内蒸発器 19 およびヒータコア 41 が配置され、空調ケース 31 の外部に水冷媒熱交換器 23 が配置されている。
- [0146] その他の構成は、第 1 実施形態と同様である。以下、本実施形態の暖房モード時の制御処理について、図 13 を参照して説明する。図 13 に示す制御ルーチンは、空調制御装置 50 が運転モードを暖房モードに決定した場合の処理内容を示している。
- [0147] 図 13 に示すように、空調制御装置 50 は、まず、第 4 温度センサ 55 で検出した冷却水温度 T_{we} が目標吹出温度 T_{AO} 以上であるか否かを判定する（S110A）。この結果、冷却水温度 T_{we} が目標吹出温度 T_{AO} 以上であると判定された場合、内燃機関 42 を利用した温水暖房により車室内の暖房を実施することが可能である。このため、冷却水温度 T_{we} が目標吹出温度 T_{AO} 以上であると判定された場合、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 の回転数をゼロに決定する。すなわち、冷却水温度 T_{we} が目標吹出温度 T_{AO} 以上となる条件が成立した場合、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 を停止して、内燃機関 42 を熱源として送風空気を加熱する温水暖房に決定する（S111A）。

- [0148] 一方、冷却水温度 T_{we} が目標吹出温度 T_{AO} よりも低い温度であると判定された場合、内燃機関 42 を利用した温水暖房により車室内の暖房を充分に実施することができない。このため、冷却水温度 T_{we} が目標吹出温度 T_{AO} よりも低い温度であると判定された場合、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 を稼働して、水冷媒熱交換器 23 を流通する冷媒により冷却水を加熱する HP 暖房に切り替える。
- [0149] ここで、ヒートポンプサイクル 10 の起動時には、サイクル内の冷媒の温度が冷却水温度 T_{we} よりも低くなることがある。サイクル内の冷媒の温度が冷却水温度 T_{we} よりも低い状態で圧縮機 11 が稼働すると、冷却水温度 T_{we} よりも低温の冷媒がサイクル内を循環する。この際、水冷媒熱交換器 23 には、冷却水温度 T_{we} よりも低温の冷媒が流入し続けることになる。このため、水冷媒熱交換器 23 では、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} よりも高くなるまでの期間、水冷媒熱交換器 23 を流れる冷媒が冷却水から吸熱する状態が継続される。この場合、ヒータコア 41 に流入する冷却水の温度が下がることで、吹出空気温度 T_{AV} が低下してしまう。
- [0150] そこで、本実施形態では、温水暖房から HP 暖房に切り替える際に、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下となる条件が成立すると、水冷媒熱交換器 23 における高圧冷媒と冷却水との熱交換量を減少させる処理を実施する。
- [0151] 具体的には、図 13 に示すように、空調制御装置 50 は、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下であるか否かを判定する (S112A)。この結果、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下と判定された場合、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 の回転数を最小回転数に決定する (S113A)。
- [0152] このように、圧縮機 11 の回転数を最小回転数に決定すれば、水冷媒熱交換器 23 へ流入する冷媒の流量が減少する。これによれば、水冷媒熱交換器 23 における冷却水からの吸熱量が減少するので、ヒータコア 41 に流入する冷却水の温度低下を抑えることができる。この結果、吹出空気温度 T_{AV} の温度低下を抑制することが可能となる。

- [0153] 一方、ステップS 1 1 2 Aの判定処理にて、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} を上回っていると判定された場合、水冷媒熱交換器23にて高压冷媒が冷却水から吸熱することがない。このため、ステップS 1 1 2 Aの判定処理にて、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} を上回っていると判定された場合、空調制御装置50は、圧縮機11の回転数を通常回転数に決定する(S 1 1 4 A)。
- [0154] 具体的には、ステップS 1 1 4 Aの処理では、冷媒圧力センサ53で検出した高压冷媒圧力 P_h 、および目標吹出温度 T_{AO} に基づいて、予め記憶部に記憶された制御マップを参照して、高压冷媒圧力 P_h の目標圧力 P_{hd} を決定する。そして、ステップS 1 1 4 Aの処理では、目標圧力 P_{hd} と高压冷媒圧力 P_h との偏差に基づいて、高压冷媒圧力 P_h が目標圧力 P_{hd} に近づくように、圧縮機11の回転数を決定する。
- [0155] その他の制御処理は、第1実施形態と同様である。本実施形態の車両用空調装置1では、HP暖房を実施する際、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下となる条件が成立すると、水冷媒熱交換器23における冷媒と冷却水との熱交換量を減少させる構成としている。
- [0156] これによれば、水冷媒熱交換器23を流れる高压冷媒が冷却水から吸熱することを抑えることができる。これにより、ヒートポンプサイクル10とは別の熱源を利用した温水暖房からヒートポンプサイクル10の高压冷媒を利用したHP暖房に切り替える際の車室内への吹出空気温度 T_{AV} の低下を抑えることができる。この結果、車両用空調装置1を利用するユーザの快適性を確保することができる。
- [0157] また、本実施形態では、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下となる場合に、圧縮機11の回転数を低下させることにより、水冷媒熱交換器23における高压冷媒と冷却水との熱交換量を減少させる構成としている。これによれば、水冷媒熱交換器23における高压冷媒と冷却水との不必要な熱交換を抑えつつ、圧縮機11における電力消費を低減することができる。
- [0158] さらに、本実施形態では、HP暖房を実施する際、吐出冷媒温度 T_h が冷

却水温度 T_{we} を上回ると、水冷媒熱交換器 23 における冷媒と冷却水との熱交換量を増加させる構成としている。これによれば、HP 暖房時における車室内への吹出空気温度 T_{AV} を目標吹出温度 T_{AO} に近づけることができる。

[0159] 本実施形態の如く、HP 暖房時に、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下となる条件が成立した際、圧縮機 11 の回転数を最小回転数にすることが望ましいが、これに限定されない。

[0160] HP 暖房時に、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下となる条件が成立した際、圧縮機 11 の回転数を、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} を上回る場合の圧縮機 11 の通常回転数に比べて、低い回転数にしてもよい。例えば、HP 暖房時に、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下である場合、圧縮機 11 の回転数を、圧縮機 11 の通常回転数に対して所定値を減算した回転数にしてもよい。

[0161] また、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下となる否かを、実際の吐出冷媒温度 T_h と冷却水温度 T_{we} とを比較して判定する例について説明したが、これに限定されない。ヒートポンプサイクル 10 の起動時における吐出冷媒温度 T_h は、周囲の雰囲気温度（例えば、外気）に近い温度となる。このため、例えば、空調制御装置 50 が外気温と冷却水温度 T_{we} とを比較して、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下となる条件が成立したか否かを判定してもよい。

[0162] （第 3 実施形態）

次に、第 3 実施形態について、図 14～図 19 を参照して説明する。本実施形態では、室内凝縮器 12 へ冷媒を流す冷媒通路と室内凝縮器 12 を迂回して冷媒を流す冷媒通路を切替可能である点が第 1 実施形態と相違している。

[0163] 図 14 に示すように、本実施形態のヒートポンプサイクル 10 には、圧縮機 11 の冷媒吐出口側に高圧側分岐部 24 が設けられている。高圧側分岐部 24 は、圧縮機 11 から吐出された冷媒の流れを分岐する分岐部である。高

圧側分岐部 24 は、低圧側分岐部 15 と同様の三方継手で構成されている。

[0164] 高圧側分岐部 24 には、一方の冷媒流出口に高圧冷媒通路 25 が接続され、他方の冷媒流出口に高圧バイパス通路 26 が接続されている。高圧冷媒通路 25 は、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒を、室内凝縮器 12 を介して第 1 膨張弁 13 に導く冷媒通路である。高圧バイパス通路 26 は、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒を、室内凝縮器 12 を迂回して第 1 膨張弁 13 に導く冷媒通路である。

[0165] 室内凝縮器 12 の冷媒出口側には、高圧冷媒通路 25 と高圧バイパス通路 26 との合流部として機能する高圧側切替弁 27 が設けられている。高圧側切替弁 27 は、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒の冷媒通路を、高圧冷媒通路 25 および高圧バイパス通路 26 のいずれかに切り替える通路切替部である。

[0166] 本実施形態の高圧側切替弁 27 は、図 15 に示すように、空調制御装置 50 に接続されている。本実施形態の高圧側切替弁 27 は、空調制御装置 50 から出力される制御信号によって制御される電気式の流路切替弁で構成されている。

[0167] 本実施形態の高圧側切替弁 27 は、空調制御装置 50 からの制御信号により室内凝縮器 12 へ流入する高圧冷媒の流量を調整可能に構成されている。そして、高圧側切替弁 27 は、室内凝縮器 12 へ流入する高圧冷媒の流量を変化させることで、室内凝縮器 12 における高圧冷媒と送風空気との熱交換量を調整することが可能となっている。すなわち、本実施形態の高圧側切替弁 27 は、室内凝縮器 12 に流す高圧冷媒と高圧バイパス通路 26 に流す高圧冷媒との流量割合を調整可能に構成されている。従って、本実施形態では、高圧バイパス通路 26 および高圧側切替弁 27 が室内凝縮器 12 へ流入する高圧冷媒の流量を調整する冷媒流量調整部、および熱交換調整部を構成している。

[0168] 空調制御装置 50 は、室内凝縮器 12 にて高圧冷媒と送風空気とを熱交換させない冷房モード時等に、圧縮機 11 から吐出された冷媒が、高圧バイパ

ス通路 26 に流れるように、高圧側切替弁 27 を制御する。

[0169] また、空調制御装置 50 は、室内凝縮器 12 にて高圧冷媒と送風空気とを熱交換させる運転モード時に、圧縮機 11 から吐出された冷媒が、高圧冷媒通路 25 を介して室内凝縮器 12 に流れるように、高圧側切替弁 27 を制御する。

[0170] 本実施形態の空調制御装置 50 に集約される制御部としては、運転モード切替部 50a、圧縮機制御部 50b に加えて、高圧側切替弁 27 を制御する切替制御部 50c がある。本実施形態では、切替制御部 50c が、熱交換調整部として機能する高圧側切替弁 27 を制御する熱交換制御部を構成している。

[0171] その他の構成は、第 1 実施形態と同様である。以下、本実施形態の暖房モード時の制御処理について、図 16 を参照して説明する。図 16 に示す制御ルーチンは、空調制御装置 50 が運転モードを暖房モードに決定した場合の処理内容を示している。

[0172] 図 16 に示すように、空調制御装置 50 は、第 3 温度センサ 54 で検出したヒータコア水温度 T_{wh} からヒータ吹出温度 T_{ca} を算出し、算出したヒータ吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} 以上であるか否かを判定する (S110B)。この結果、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} 以上であると判定された場合、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 の回転数をゼロに決定する。すなわち、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} 以上となる条件が成立した場合、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 を停止して、内燃機関 42 を熱源として送風空気を加熱する温水暖房に決定する (S111B)。

[0173] 一方、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} よりも低い温度であると判定された場合、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 を稼働して、室内凝縮器 12 を流通する冷媒により送風空気を加熱する HP 暖房に切り替える。

[0174] 本実施形態では、温水暖房から HP 暖房に切り替える際、吐出冷媒温度 T

hがヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立すると、空調制御装置50は、室内凝縮器12における高圧冷媒と送風空気との熱交換量を減少させる処理を実施する。

[0175] 具体的には、空調制御装置50は、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下であるか否かを判定する(S112B)。この結果、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下と判定された場合、空調制御装置50は、圧縮機11からの吐出冷媒が高圧バイパス通路26に流れるように、高圧側切替弁27を制御する(S113B)。この際、圧縮機11については、高圧冷媒圧力 P_h が目標圧力 P_{hd} に近づくように、圧縮機11の回転数を通常回転数に決定される。

[0176] このように、圧縮機11からの吐出冷媒の冷媒通路を高圧バイパス通路26に設定すれば、室内凝縮器12へ冷媒が流入しなくなる。これによれば、室内凝縮器12にて高圧冷媒と送風空気とが熱交換しないので、吹出空気温度 T_{AV} の温度低下を抑制することが可能となる。

[0177] 一方、ステップS112Bの判定処理にて、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} を上回っていると判定された場合、室内凝縮器12にて高圧冷媒が送風空気から吸熱することがない。このため、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} を上回っていると判定された場合、空調制御装置50は、圧縮機11からの吐出冷媒が高圧冷媒通路25に流れるように、高圧側切替弁27を制御する(S114B)。この際、圧縮機11については、高圧冷媒圧力 P_h が目標圧力 P_{hd} に近づくように、圧縮機11の回転数を通常回転数に決定される。

[0178] 本実施形態の車両用空調装置1は、以上の如く制御される。このため、車両用空調装置1は、HP暖房時に以下のように作動する。

[0179] HP暖房時において、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} よりも低い温度となる条件が成立すると、空調制御装置50が、圧縮機11を稼働して温水暖房からHP暖房に切り替える。

[0180] この際、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下であると、空

調制御装置 50 が、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒の冷媒通路を高圧バイパス通路 26 に設定する。これにより、圧縮機 11 からの吐出冷媒は、図 17 の矢印で示すように、第 1 膨張弁 13 → 室外熱交換器 14 → アキュムレータ 22 の順に流れ、再び圧縮機 11 に吸入される。そして、ヒートポンプサイクル 10 は、図 18 のモリエル線図に示すように、圧縮機 11 の仕事量を室外熱交換器 14 で放熱するホットガス運転となる。このように、本実施形態では、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる場合、室内凝縮器 12 にて冷媒と送風空気とが熱交換しないサイクル構成となる。

[0181] 一方、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} を上回っていると、空調制御装置 50 が、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒の冷媒通路を高圧冷媒通路 25 に設定する。これにより、圧縮機 11 からの吐出冷媒は、図 19 の矢印で示すように、室内凝縮器 12 → 第 1 膨張弁 13 → 室外熱交換器 14 → アキュムレータ 22 の順に流れ、再び圧縮機 11 に吸入される。この場合、室内凝縮器 12 へ流入した冷媒が送風空気へ放熱する。この結果、室内凝縮器 12 によって送風空気が目標吹出温度 T_{AO} に近づくように加熱される。

[0182] 以上説明した本実施形態の車両用空調装置 1 では、HP 暖房を実施する際に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立する場合に、室内凝縮器 12 における冷媒と送風空気との熱交換量を減少させる構成としている。

[0183] これによれば、室内凝縮器 12 における送風空気からの吸熱量を抑えて、室内空調ユニット 30 からの吹出空気温度 T_{AV} の低下を抑制可能となる。この結果、車両用空調装置 1 を利用するユーザの快適性を確保することができる。

[0184] 特に、本実施形態では、HP 暖房を実施する際に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立する場合に、室内凝縮器 12 を迂回して冷媒を流すことにより、室内凝縮器 12 にて高圧冷媒と冷却水とを熱交換させない構成としている。これによれば、室内凝縮器 12 における

高压冷媒と送風空気との不必要な熱交換を防止して、吹出空気温度 T_{AV} の低下を効果的に抑制することが可能となる。

[0185] さらに、本実施形態では、HP暖房を実施する際、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} を上回ると、室内凝縮器12に高压冷媒を流す構成としている。これによれば、HP暖房時における車室内への吹出空気温度 T_{AV} を目標吹出温度 T_{AO} に近づけることができる。

[0186] ここで、本実施形態では、室内凝縮器12を備えるヒートポンプサイクル10を例示したが、これに限定されない。例えば、第2実施形態で説明した水冷媒熱交換器23を備えるヒートポンプサイクル10において、水冷媒熱交換器23へ冷媒を流す冷媒通路と水冷媒熱交換器23を迂回して冷媒を流す冷媒通路を切替可能に構成してもよい。この場合、HP暖房を実施する際に、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下となる条件が成立している場合に、水冷媒熱交換器23を迂回して冷媒を流すことで、水冷媒熱交換器23にて高压冷媒と冷却水とを熱交換させない構成とすればよい。

[0187] また、本実施形態では、高压側切替弁27を高压冷媒通路25と高压バイパス通路26との合流部に設ける例について説明したが、これに限定されない。例えば、高压側切替弁27を高压冷媒通路25と高压バイパス通路26との分岐部に設ける構成としてもよい。

[0188] (第4実施形態)

次に、第4実施形態について、図20～図24を参照して説明する。本実施形態では、ヒータコア41および室内凝縮器12それぞれに対応してエアミックスドア35A、35Bを設けている点が第1実施形態と相違している。

[0189] 図20に示すように、本実施形態の室内空調ユニット30には、空調ケース31内において、室内蒸発器19の空気流れ下流側であって、かつ、ヒータコア41の空気流れ上流側に第1エアミックスドア35Aが配置されている。

[0190] 第1エアミックスドア35Aは、室内蒸発器19通過後の送風空気のうち

、ヒータコア４１を通過させる風量と冷風バイパス通路３４を通過させる風量とを調整して、ヒータコア４１下流側の空気の温度を調整する温度調整部として機能する。

[0191] また、本実施形態の室内空調ユニット３０には、空調ケース３１内において、ヒータコア４１の空気流れ下流側であって、かつ、室内凝縮器１２の空気流れ上流側に第２エアミックスドア３５Ｂが配置されている。

[0192] 第２エアミックスドア３５Ｂは、ヒータコア４１下流側の送風空気のうち、室内凝縮器１２を通過させる風量と冷風バイパス通路３４を通過させる風量とを調整して、室内凝縮器１２下流側の空気の温度を調整する温度調整部として機能する。

[0193] 本実施形態の第２エアミックスドア３５Ｂは、室内凝縮器１２へ流入する送風空気の流量を調整可能に構成されている。そして、第２エアミックスドア３５Ｂは、室内凝縮器１２へ流入する送風空気の流量を変化させることで、室内凝縮器１２における高圧冷媒と送風空気との熱交換量を調整することが可能となっている。従って、本実施形態では、第２エアミックスドア３５Ｂが室内凝縮器１２へ流入する送風空気の流量を調整する空気流量調整部、および熱交換調整部を構成している。

[0194] 本実施形態の各エアミックスドア３５Ａ、３５Ｂは、図２１に示すように、空調制御装置５０に接続されている。各エアミックスドア３５Ａ、３５Ｂそれぞれは、空調制御装置５０からの制御信号により個別に作動が制御される。

[0195] 空調制御装置５０は、ヒータコア４１や室内凝縮器１２で送風空気を加熱しない冷房モード時等に、室内蒸発器１９を通過した送風空気が、冷風バイパス通路３４に流れるように、各エアミックスドア３５Ａ、３５Ｂを制御する。

[0196] また、空調制御装置５０は、ヒータコア４１や室内凝縮器１２で送風空気を加熱する運転モード時に、室内蒸発器１９を通過した送風空気が、ヒータコア４１および室内凝縮器１２の少なくとも一方に流れるように、各エアミ

ックスドア 35 A、35 B を制御する。

[0197] 本実施形態の空調制御装置 50 に集約される制御部としては、運転モード切替部 50 a、圧縮機制御部 50 b に加えて、各エアミックスドア 35 A、35 B を制御するドア制御部 50 d がある。本実施形態では、ドア制御部 50 d が、熱交換調整部として機能する第 2 エアミックスドア 35 B を制御する熱交換制御部を構成している。

[0198] その他の構成は、第 1 実施形態と同様である。以下、本実施形態の暖房モード時の制御処理について、図 22 を参照して説明する。図 22 に示す制御ルーチンは、空調制御装置 50 が運転モードを暖房モードに決定した場合の処理内容を示している。

[0199] 図 22 に示すように、空調制御装置 50 は、第 3 温度センサ 54 で検出したヒータコア水温度 T_{wh} からヒータ吹出温度 T_{ca} を算出し、算出したヒータ吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} よりも高い温度であるか否かを判定する (S110C)。この結果、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} 以上であると判定された場合、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 の回転数をゼロに決定する。すなわち、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} よりも高い温度となる条件が成立した場合には、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 を停止して、内燃機関 42 を熱源として送風空気を加熱する温水暖房に決定する (S111C)。

[0200] 一方、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} よりも低い温度であると判定された場合、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 を稼働して、室内凝縮器 12 を流通する冷媒により送風空気を加熱する HP 暖房に切り替える。

[0201] 本実施形態では、温水暖房から HP 暖房に切り替える際に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立すると、空調制御装置 50 が、室内凝縮器 12 における高圧冷媒と送風空気との熱交換量を減少させる処理を実施する。

[0202] 具体的には、空調制御装置 50 は、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温

度 T_{ca} 以下であるか否かを判定する (S 1 1 2 C)。この結果、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下と判定された場合、空調制御装置 50 は、ヒータコア 41 を通過した空気が、冷風バイパス通路 34 に流れるように、第 2 エアミックスドア 35 B を制御する (S 1 1 3 C)。

[0203] この際、第 1 エアミックスドア 35 A については、室内蒸発器 19 を通過した空気が、ヒータコア 41 に流れるように、ドア開度を制御される。また、圧縮機 11 については、高圧冷媒圧力 P_h が目標圧力 P_{hd} に近づくように、圧縮機 11 の回転数を通常回転数に決定される。

[0204] このように、第 2 エアミックスドア 35 B を冷風バイパス通路 34 に送風空気が流れる設定にすれば、室内凝縮器 12 へ送風空気が流入しなくなる。これによれば、室内凝縮器 12 にて高圧冷媒と送風空気とが熱交換しないので、吹出空気温度 T_{AV} の温度低下を抑制することが可能となる。

[0205] 一方、ステップ S 1 1 2 C の判定処理にて、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} を上回っていると判定された場合、室内凝縮器 12 にて高圧冷媒が送風空気から吸熱することがない。このため、空調制御装置 50 は、室内蒸発器 19 通過後の空気が、ヒータコア 41 および室内凝縮器 12 の双方に流れるように、各エアミックスドア 35 A、35 B を制御する (S 1 1 4 C)。この際、圧縮機 11 については、高圧冷媒圧力 P_h が目標圧力 P_{hd} に近づくように、圧縮機 11 の回転数を通常回転数に決定される。

[0206] 本実施形態の車両用空調装置 1 は、以上の如く制御される。このため、車両用空調装置 1 は、HP 暖房時に以下のように作動する。

[0207] HP 暖房時において、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} を下回る条件が成立すると、空調制御装置 50 が、圧縮機 11 を稼働して温水暖房から HP 暖房に切り替える。

[0208] この際、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下であると、第 2 エアミックスドア 35 B が冷風バイパス通路 34 を全開する位置に設定される。これにより、送風機 33 から送風された送風空気は、図 23 の矢印で示すように、室内蒸発器 19 → ヒータコア 41 → 冷風バイパス通路 34 の順

に流れ、車室内へ吹き出される。この際、送風空気は、ヒータコア41により目標吹出温度 T_{AO} に近づくように加熱される。

[0209] 一方、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} を上回っていると、第2エアミックスドア35Bが冷風バイパス通路34を全閉する位置に設定される。これにより、送風機33から送風された送風空気は、図24の矢印で示すように、室内蒸発器19→ヒータコア41→室内凝縮器12の順に流れ、車室内へ吹き出される。この際、送風空気は、ヒータコア41および室内凝縮器12の双方により目標吹出温度 T_{AO} に近づくように加熱される。

[0210] 以上説明した本実施形態の車両用空調装置1では、HP暖房を実施する際に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立する場合に、室内凝縮器12における冷媒と送風空気との熱交換量を減少させる構成としている。

[0211] これによれば、室内凝縮器12における送風空気からの吸熱量を抑えて、室内空調ユニット30からの吹出空気温度 T_{AV} の低下を抑制可能となる。この結果、車両用空調装置1を利用するユーザの快適性を確保することができる。

[0212] 特に、本実施形態では、HP暖房を実施する際、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立する場合に、室内凝縮器12を迂回して送風空気を流す構成としている。これによれば、室内凝縮器12における高圧冷媒と送風空気との不必要な熱交換を防止して、吹出空気温度 T_{AV} の低下を効果的に抑制することが可能となる。

[0213] さらに、本実施形態では、HP暖房を実施する際、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} を上回ると、室内凝縮器12に送風空気を流す構成としている。これによれば、HP暖房時における車室内への吹出空気温度 T_{AV} を目標吹出温度 T_{AO} に近づけることができる。

[0214] ここで、本実施形態では、HP暖房を実施する際、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} を上回ると、ヒータコア41および室内凝縮器12の双方に送風空気を流す例について説明したが、これに限定されない。例え

ば、HP暖房を実施する際、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} を上回った場合に、ヒータコア41を迂回して室内凝縮器12に送風空気を流すようにしてもよい。

[0215] また、本実施形態では、HP暖房を実施する際に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立する場合に、室内凝縮器12を迂回して送風空気を流す例について説明した。

[0216] これに対して、HP暖房を実施する際に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立する場合に、送風機33の送風能力（例えば、回転数）を低下させることで、室内凝縮器12に流入する送風空気の流量を減少させることが考えられる。

[0217] ところが、送風機33の送風能力を低下させることで、室内凝縮器12に流入する送風空気の流量を減少させると、室内凝縮器12における送風空気の温度変化量が大きくなってしまう。このため、HP暖房を実施する際に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立する場合に、送風機33の送風能力を低下させると、却って車室内への吹出空気温度 T_{AV} が低下してしまうことが懸念される。

[0218] このため、本実施形態の如く、HP暖房を実施する際に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立する場合に、室内凝縮器12を迂回して送風空気を流す構成とすることが望ましい。

[0219] 但し、送風機33の送風能力を低下させると、車室内へ吹き出す空気の流量が減少する。このため、HP暖房を実施する際に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立する場合に、送風機33の送風能力を低下させたとしても、車室内への吹出空気温度 T_{AV} の低下に伴うユーザの快適性への影響は小さい。

[0220] 従って、ユーザの快適性の悪化を抑える観点では、HP暖房を実施する際に、吐出冷媒温度 T_h がヒータコア吹出温度 T_{ca} 以下となる条件が成立する場合に、送風機33の送風能力を低下させるようにしてもよい。

[0221] （第5実施形態）

次に、第5実施形態について、図25～図29を参照して説明する。本実施形態では、温水回路40に対して、水冷媒熱交換器23を迂回して冷却水を流す温水バイパス通路45を設けている点が第2実施形態と相違している。

[0222] 図25に示すように、本実施形態の温水回路40には、内燃機関42の冷却水出口側に、温水側熱交換通路44と温水バイパス通路45との分岐部として機能する温水側切替弁43が設けられている。温水側切替弁43は、内燃機関42から流出した冷却水の流通路を、温水側熱交換通路44および温水バイパス通路45のいずれかに切り替える通路切替部である。

[0223] 温水側熱交換通路44は、内燃機関42側から流出した冷却水を、水冷媒熱交換器23を介してヒータコア41に導く温水通路である。温水バイパス通路45は、内燃機関42側から流出した冷却水を、水冷媒熱交換器23を迂回してヒータコア41に導く温水通路である。

[0224] また、水冷媒熱交換器23の冷却水出口側には、温水側熱交換通路44と温水バイパス通路45とを合流させる温水側合流部46が設けられている。温水側合流部46は、低圧側合流部21と同様の三方継手で構成されている。

[0225] 本実施形態の温水側切替弁43は、図26に示すように、空調制御装置50に接続されている。本実施形態の温水側切替弁43は、空調制御装置50から出力される制御信号によって制御される電気式の流路切替弁で構成されている。

[0226] 本実施形態の温水側切替弁43は、空調制御装置50からの制御信号により水冷媒熱交換器23へ流入する冷却水の流量を調整可能に構成されている。そして、温水側切替弁43は、水冷媒熱交換器23へ流入する冷却水の流量を変化させることで、水冷媒熱交換器23における高圧冷媒と冷却水との熱交換量を調整することが可能となっている。従って、本実施形態では、温水側切替弁43が水冷媒熱交換器23へ流入する冷却水の流量を調整する媒体流量調整部、および熱交換調整部を構成している。

- [0227] 空調制御装置 50 は、水冷媒熱交換器 23 にて高圧冷媒と冷却水とを熱交換させない冷房モード時等に、内燃機関 42 から流出した冷却水が、温水バイパス通路 45 に流れるように、温水側切替弁 43 を制御する。
- [0228] また、空調制御装置 50 は、水冷媒熱交換器 23 にて高圧冷媒と冷却水とを熱交換させる運転モード時に、内燃機関 42 から流出した冷却水が、温水側熱交換通路 44 を介して水冷媒熱交換器 23 に流れるように、温水側切替弁 43 を制御する。
- [0229] 本実施形態の空調制御装置 50 に集約される制御部としては、運転モード切替部 50a、圧縮機制御部 50bに加えて、温水側切替弁 43 を制御する切替制御部 50eがある。本実施形態では、切替制御部 50eが、熱交換調整部として機能する温水側切替弁 43 を制御する熱交換制御部を構成している。
- [0230] その他の構成は、第2実施形態と同様である。以下、本実施形態の暖房モード時の制御処理について、図27を参照して説明する。図27に示す制御ルーチンは、空調制御装置 50 が運転モードを暖房モードに決定した場合の処理内容を示している。
- [0231] 図27に示すように、空調制御装置 50 は、まず、第4温度センサ 55 で検出した冷却水温度 T_{we} が目標吹出温度 T_{AO} 以上であるか否かを判定する (S110D)。この結果、冷却水温度 T_{we} が目標吹出温度 T_{AO} 以上であると判定された場合、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 の回転数をゼロに決定する。すなわち、冷却水温度 T_{we} が目標吹出温度 T_{AO} よりも高い温度となる条件が成立した場合には、空調制御装置 50 は、圧縮機 11 を停止して、内燃機関 42 を熱源として送風空気を加熱する温水暖房に決定する (S111D)。
- [0232] 一方、冷却水温度 T_{we} が目標吹出温度 T_{AO} よりも低い温度であると判定された場合、内燃機関 42 を利用した温水暖房により車室内の暖房を充分に実施することができない。このため、冷却水温度 T_{we} が目標吹出温度 T_{AO} よりも低い温度であると判定された場合、空調制御装置 50 は、圧縮機

１１を稼働して、水冷媒熱交換器２３を流通する冷媒により冷却水を加熱するＨＰ暖房に切り替える。

[0233] 本実施形態では、温水暖房からＨＰ暖房に切り替える際に、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下となる条件が成立すると、水冷媒熱交換器２３における高圧冷媒と冷却水との熱交換量を減少させる処理を実施する。

[0234] 具体的には、図２７に示すように、空調制御装置５０は、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下であるか否かを判定する（Ｓ１１２Ｄ）。この結果、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下と判定された場合、空調制御装置５０は、内燃機関４２から流出した冷却水が水冷媒熱交換器２３を迂回して流れるように、温水側切替弁４３を制御する（Ｓ１１３Ｄ）。この際、圧縮機１１については、高圧冷媒圧力 P_h が目標圧力 P_{hd} に近づくように、圧縮機１１の回転数を通常回転数に決定される。

[0235] このように、内燃機関４２から流出した冷却水の流通路を温水バイパス通路４５に設定すれば、水冷媒熱交換器２３へ冷却水が流入しなくなる。これによれば、水冷媒熱交換器２３における送風空気からの吸熱量が減少するので、ヒータコア４１に流入する冷却水の温度低下を抑えることができる。この結果、吹出空気温度 T_{AV} の温度低下を抑制することが可能となる。

[0236] 一方、ステップＳ１１２Ｄの判定処理にて、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} を上回っていると判定された場合、水冷媒熱交換器２３にて高圧冷媒が冷却水から吸熱することがない。このため、ステップＳ１１２Ｄの判定処理にて、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} を上回っていると判定された場合、空調制御装置５０は、内燃機関４２から流出した冷却水が水冷媒熱交換器２３に流れるように、温水側切替弁４３を制御する（Ｓ１１４Ｄ）。この際、圧縮機１１については、高圧冷媒圧力 P_h が目標圧力 P_{hd} に近づくように、圧縮機１１の回転数を通常回転数に決定される。

[0237] 本実施形態の車両用空調装置１は、以上の如く制御される。このため、車両用空調装置１は、ＨＰ暖房時に以下のように作動する。

[0238] ＨＰ暖房時において、ヒータコア吹出温度 T_{ca} が目標吹出温度 T_{AO} を

下回る条件が成立すると、空調制御装置 50 が、圧縮機 11 を稼働して温水暖房から HP 暖房に切り替える。

[0239] この際、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下であると、空調制御装置 50 が、内燃機関 42 から流出した冷却水の流通路を温水バイパス通路 45 に設定する。これにより、内燃機関 42 から流出した冷却水は、図 28 の矢印で示すように、温水バイパス通路 45 → ヒータコア 41 の順に流れ、再び内燃機関 42 側へ流れる。

[0240] 一方、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} を上回っていると、空調制御装置 50 が、内燃機関 42 から流出した冷却水の流通路を温水側熱交換通路 44 に設定する。これにより、内燃機関 42 から流出した冷却水は、図 29 の矢印で示すように、水冷媒熱交換器 23 → ヒータコア 41 の順に流れ、再び内燃機関 42 側へ流れる。この場合、水冷媒熱交換器 23 へ流入した冷媒が冷却水へ放熱することで、ヒータコア 41 に流入する冷却水の温度が上昇する。この結果、ヒータコア 41 により送風空気が目標吹出温度 T_{AO} に近づくように加熱される。

[0241] 以上説明した本実施形態の車両用空調装置 1 では、HP 暖房を実施する際に、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下となる条件が成立する場合に、水冷媒熱交換器 23 における冷媒と冷却水との熱交換量を減少させる構成としている。

[0242] これによれば、水冷媒熱交換器 23 を流れる高圧冷媒が冷却水から吸熱することを抑えることができる。これにより、ヒートポンプサイクル 10 とは別の熱源を利用した温水暖房からヒートポンプサイクル 10 の高圧冷媒を利用した HP 暖房に切り替える際の車室内への吹出空気温度 T_{AV} の低下を抑えることができる。この結果、車両用空調装置 1 を利用するユーザの快適性を確保することができる。

[0243] 特に、本実施形態では、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} 以下となる条件が成立する場合に、水冷媒熱交換器 23 を迂回して冷却水を流すことにより、水冷媒熱交換器 23 にて高圧冷媒と冷却水とを熱交換させない構成と

している。これによれば、水冷媒熱交換器 23 における高圧冷媒と冷却水との不必要な熱交換を防止して、吹出空気温度 T_{AV} の低下を効果的に抑制することが可能となる。

[0244] さらに、本実施形態では、HP 暖房を実施する際、吐出冷媒温度 T_h が冷却水温度 T_{we} を上回ると、室内凝縮器 12 に高圧冷媒を流す構成としている。これによれば、HP 暖房時における車室内への吹出空気温度 T_{AV} を目標吹出温度 T_{AO} に近づけることができる。

[0245] また、本実施形態では、温水側切替弁 43 を温水側熱交換通路 44 と温水バイパス通路 45 との分岐部に設ける例について説明したが、これに限定されない。例えば、温水側切替弁 43 を温水側熱交換通路 44 と温水バイパス通路 45 との合流部に設ける構成としてもよい。

[0246] (他の実施形態)

以上、本開示の実施形態について説明したが、本開示は上述の実施形態に限定されるものではなく、適宜変更が可能である。例えば、以下のように種々変形可能である。

[0247] (1) 上述の各実施形態では、加熱媒体である冷却水の加熱源を内燃機関 42 とする例について説明したが、これに限定されない。例えば、電気ヒータや高圧バッテリー等の発熱体を冷却水の加熱源としてもよい。

[0248] (2) 上述の各実施形態では、車両用空調装置 1 として暖房モード、冷房モード、除湿暖房モードを切替可能な例について説明したが、これに限定されない。車両用空調装置 1 は、車室内を暖房可能なものであればよく、例えば、車室内の暖房専用の装置として構成されていてもよい。

[0249] (3) 上述の各実施形態では、ヒータコア吹出温度 T_{ca} や冷却水温度 T_{we} と目標吹出温度 T_{AO} とを比較して、温水暖房と HP 暖房とを切り替える例について説明したがこれに限定されない。例えば、ユーザからの要求や、エンジンの作動状態に応じて、温水暖房と HP 暖房とを切り替えるようにしてもよい。

[0250] (4) 上述の実施形態において、実施形態を構成する要素は、特に必須で

あると明示した場合および原理的に明らかに必須であると考えられる場合等を除き、必ずしも必須のものではないことは言うまでもない。

[0251] (5) 上述の実施形態において、実施形態の構成要素の個数、数値、量、範囲等の数値が言及されている場合、特に必須であるとして明示した場合および原理的に明らかに特定の数に限定される場合等を除き、その特定の数に限定されない。

[0252] (6) 上述の実施形態において、構成要素等の形状、位置関係等に言及するときは、特に明示した場合および原理的に特定の形状、位置関係等に限定される場合等を除き、その形状、位置関係等に限定されない。

請求の範囲

[請求項1]

車室内を暖房可能な車両用空調装置であって、

冷媒を圧縮して吐出する圧縮機（11）、前記圧縮機から吐出された高圧冷媒を空調対象空間へ送風される送風空気と熱交換させる凝縮器（12）を含んで構成される蒸気圧縮式の冷凍サイクル（10）と、

前記冷凍サイクルとは別の熱源を利用して、前記凝縮器を通過する前の送風空気を加熱する加熱用熱交換器（41）と、

前記圧縮機を停止して前記加熱用熱交換器により送風空気を加熱する第1の暖房モード、および前記圧縮機を稼働して少なくとも前記凝縮器により送風空気を加熱する第2の暖房モードを切り替える暖房切替部（50a）と、

前記凝縮器における前記高圧冷媒と前記送風空気との熱交換量を調整する熱交換調整部（80、26、27、35B）と、

前記熱交換調整部を制御する熱交換制御部（50b、50c、50d）と、を備え、

前記熱交換制御部は、

前記暖房切替部が前記第1の暖房モードから前記第2の暖房モードに切り替える際に、

前記凝縮器の冷媒温度が前記加熱用熱交換器で加熱されて前記凝縮器を通過する前の送風空気の温度以下となる条件が成立すると、前記凝縮器の冷媒温度が前記加熱用熱交換器で加熱されて前記凝縮器を通過する前の送風空気の温度を上回る場合に比べて、前記凝縮器における前記高圧冷媒と前記送風空気との熱交換量が少なくなるように、前記熱交換調整部を制御する車両用空調装置。

[請求項2]

前記熱交換調整部は、前記凝縮器に流入する前記高圧冷媒の流量を調整する冷媒流量調整部（80、26、27）を有しており、

前記熱交換制御部（50b、50c）は、前記凝縮器における前記

高压冷媒と前記送風空気との熱交換量を少なくする際に、前記冷媒流量調整部を制御して前記凝縮器に流入する前記高压冷媒の流量を減少させることを特徴とする請求項 1 に記載の車両用空調装置。

[請求項3] 前記冷凍サイクルには、前記凝縮器を迂回して前記高压冷媒を流す高压バイパス通路（26）が設定されると共に、前記凝縮器に流す前記高压冷媒と前記高压バイパス通路に流す前記高压冷媒との流量割合を調整する高压側切替弁（27）が設けられており、

前記冷媒流量調整部は、前記高压バイパス通路および前記高压側切替弁を含んで構成されている請求項 2 に記載の車両用空調装置。

[請求項4] 前記熱交換調整部は、前記凝縮器に流入する前記送風空気の流量を調整する空気流量調整部（35B）を有しており、

前記熱交換制御部（50d）は、前記凝縮器における前記高压冷媒と前記送風空気との熱交換量を少なくする際に、前記空気流量調整部を制御して前記凝縮器に流入する前記送風空気の流量を減少させる請求項 1 に記載の車両用空調装置。

[請求項5] 前記暖房切替部は、前記加熱用熱交換器で加熱されて前記凝縮器を通過する前の送風空気の温度が前記空調対象空間へ吹き出す空気の目標吹出温度を下回る条件が成立すると、前記第 1 の暖房モードから前記第 2 の暖房モードに切り替える請求項 1 ないし 4 のいずれか 1 つに記載の車両用空調装置。

[請求項6] 車室内を暖房可能な車両用空調装置であって、
空調対象空間へ送風される送風空気と加熱媒体とを熱交換させて前記送風空気を加熱する加熱用熱交換器（41）と、

冷媒を圧縮して吐出する圧縮機（11）、前記圧縮機から吐出された高压冷媒を前記加熱用熱交換器に流入する前の前記加熱媒体と熱交換させる凝縮器（23）を含んで構成される蒸気圧縮式の冷凍サイクル（10）と、

前記圧縮機を停止して前記冷凍サイクルとは別の加熱源（42）に

より前記凝縮器に流入する前の前記加熱媒体を加熱する第1の暖房モード、および前記圧縮機を稼働して少なくとも前記凝縮器により前記加熱媒体を加熱する第2の暖房モードを切り替える暖房切替部（50a）と、

前記凝縮器における前記高圧冷媒と前記加熱媒体との熱交換量を調整する熱交換調整部（80、43）と、

前記熱交換調整部を制御する熱交換制御部（50b、50e）と、
を備え、

前記熱交換制御部は、

前記暖房切替部が前記第1の暖房モードから前記第2の暖房モードに切り替える際に、

前記凝縮器の冷媒温度が前記加熱源で加熱されて前記凝縮器に流入する前の加熱媒体の温度以下となる条件が成立すると、前記凝縮器の冷媒温度が前記加熱源で加熱されて前記凝縮器に流入する前の加熱媒体の温度を上回る場合に比べて、前記凝縮器における前記高圧冷媒と前記加熱媒体との熱交換量が少なくなるように、前記熱交換調整部を制御する車両用空調装置。

[請求項7] 前記熱交換調整部は、前記凝縮器に流入する前記高圧冷媒の流量を調整する冷媒流量調整部（80）を有しており、

前記熱交換制御部（50b）は、前記凝縮器における前記高圧冷媒と前記加熱媒体との熱交換量を少なくする際に、前記冷媒流量調整部を制御して前記凝縮器に流入する前記高圧冷媒の流量を減少させる請求項6に記載の車両用空調装置。

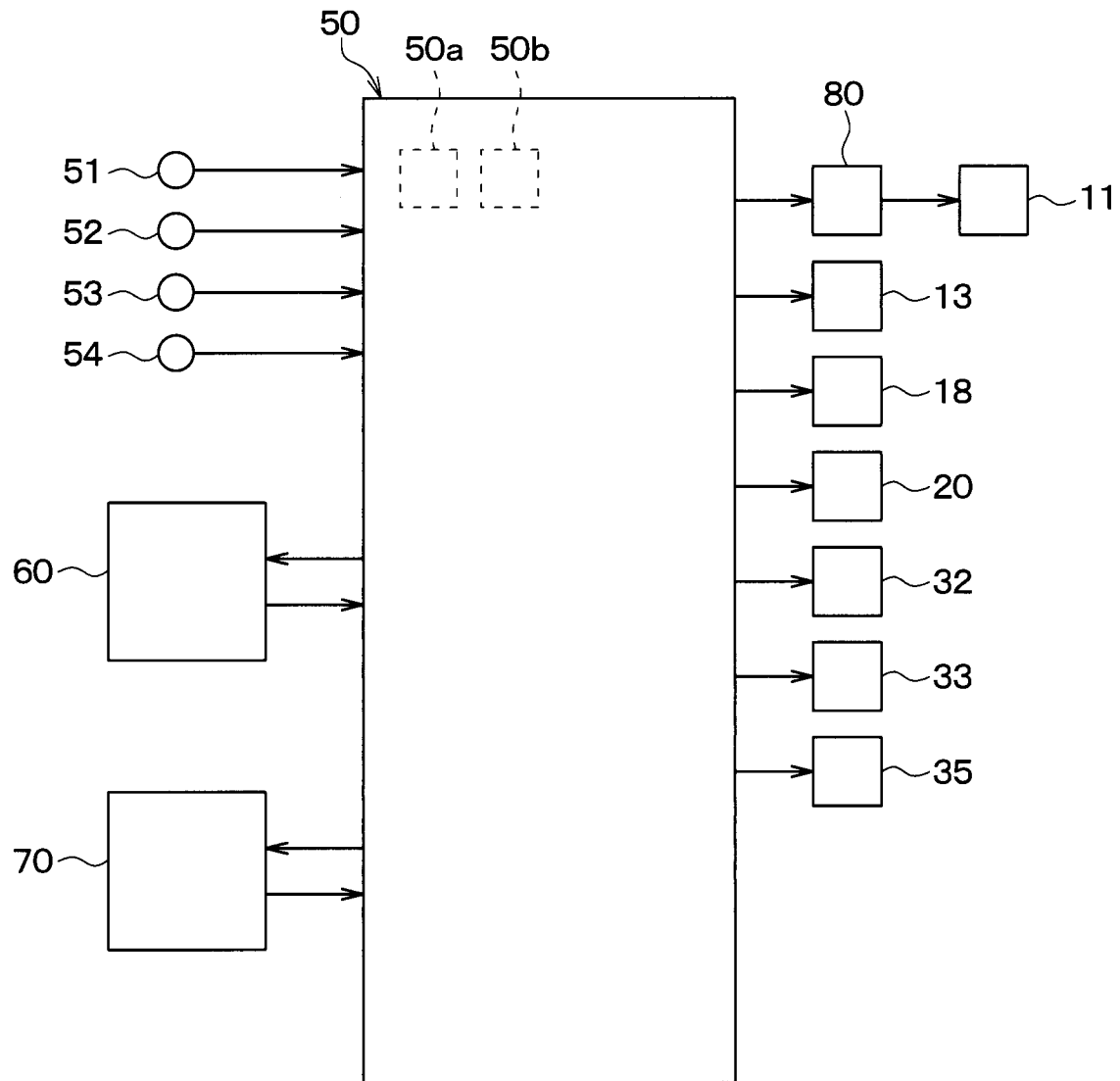
[請求項8] 前記熱交換調整部は、前記凝縮器に流入する前記加熱媒体の流量を調整する媒体流量調整部（43）を有しており、

前記熱交換制御部（50e）は、前記高圧冷媒と前記加熱媒体との熱交換量を少なくする際に、前記媒体流量調整部を制御して前記凝縮器に流入する前記加熱媒体の流量を減少させる請求項6に記載の車両

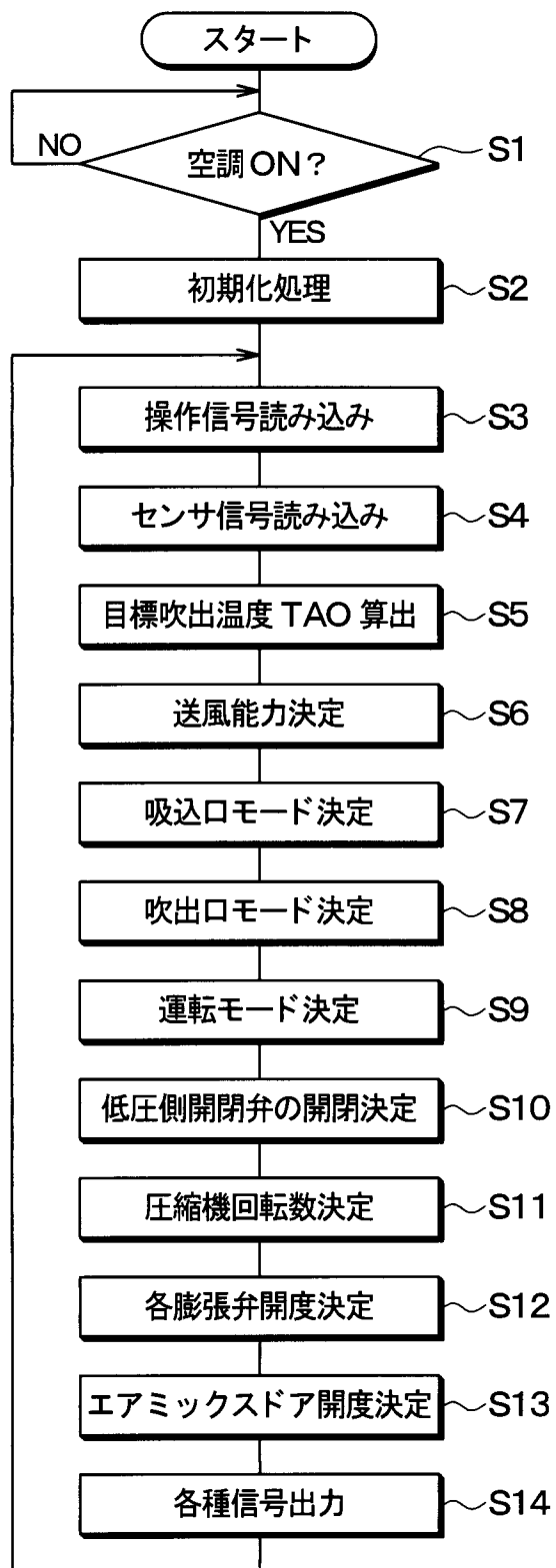
用空調装置。

[請求項9] 前記暖房切替部は、前記加熱源で加熱されて前記凝縮器に流入する前の加熱媒体の温度が前記空調対象空間へ吹き出す空気の目標吹出温度を下回る条件が成立すると、前記第1の暖房モードから前記第2の暖房モードに切り替える請求項6ないし8のいずれか1つに記載の車両用空調装置。

[図2]



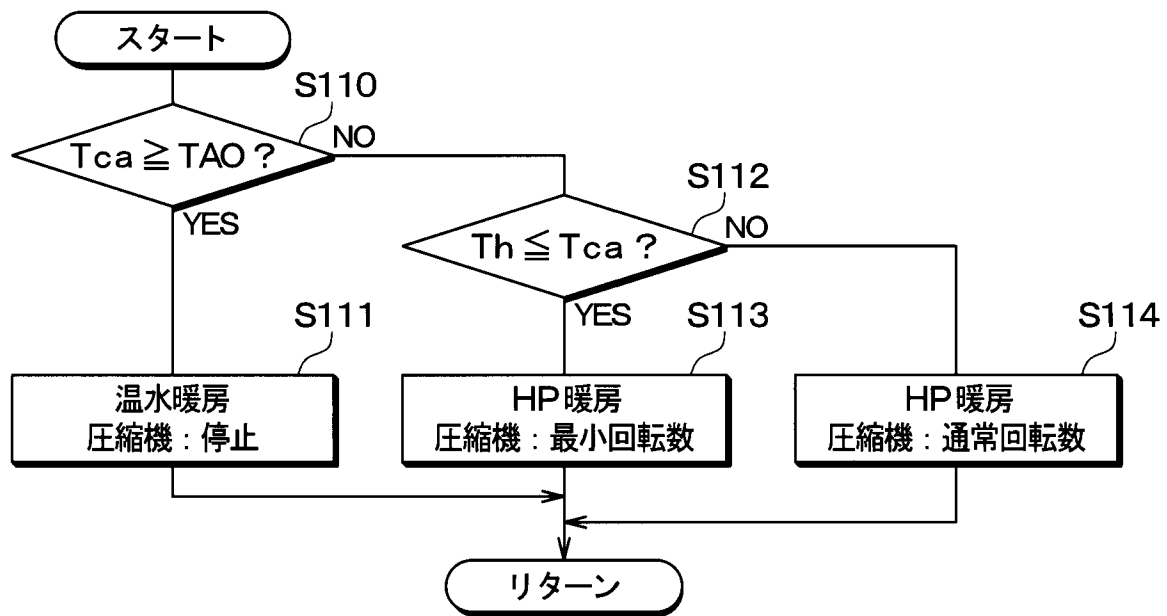
[図3]



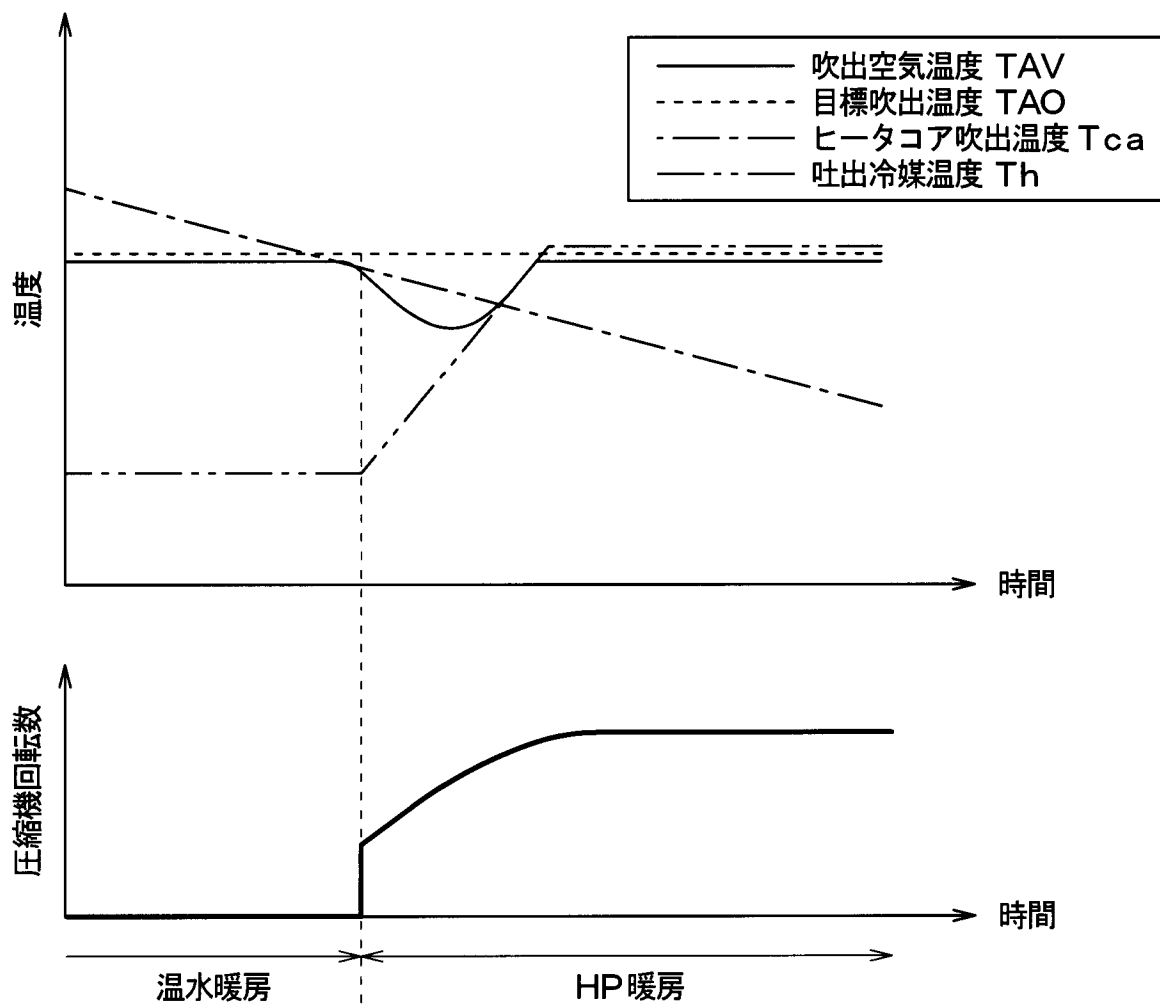
[図4]

	冷房モード	除湿暖房モード	暖房モード
低圧側開閉弁	閉状態	閉状態	開状態

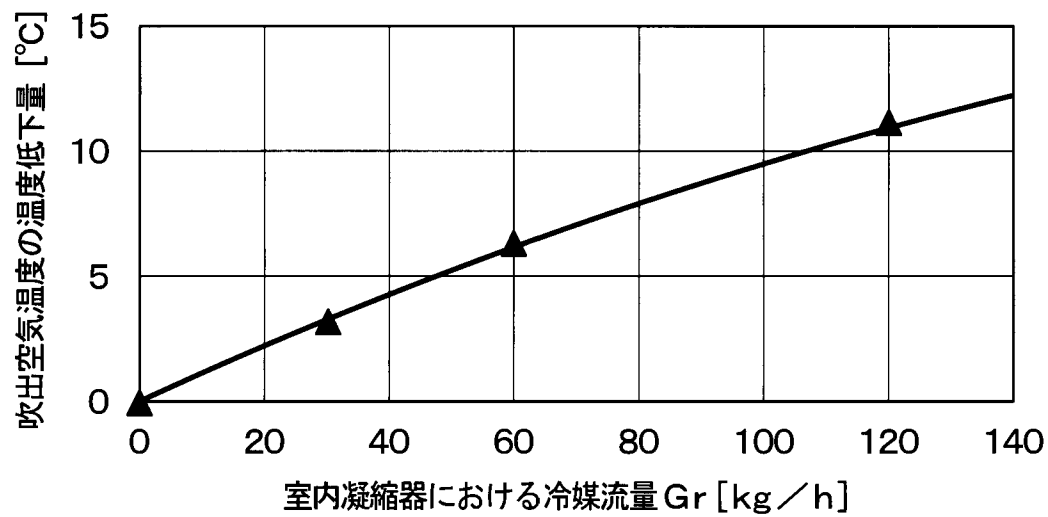
[図5]



[図6]



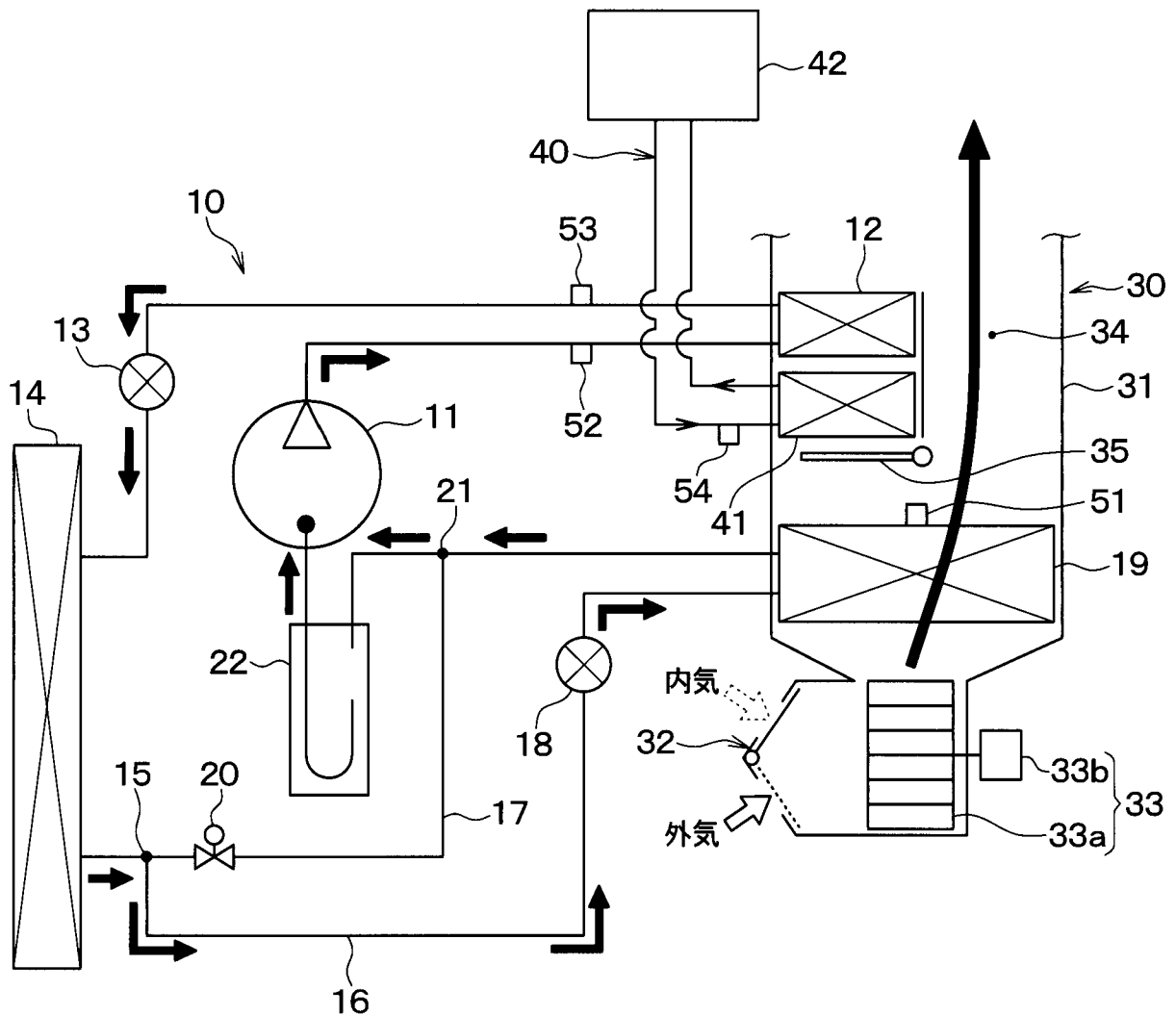
[図7]



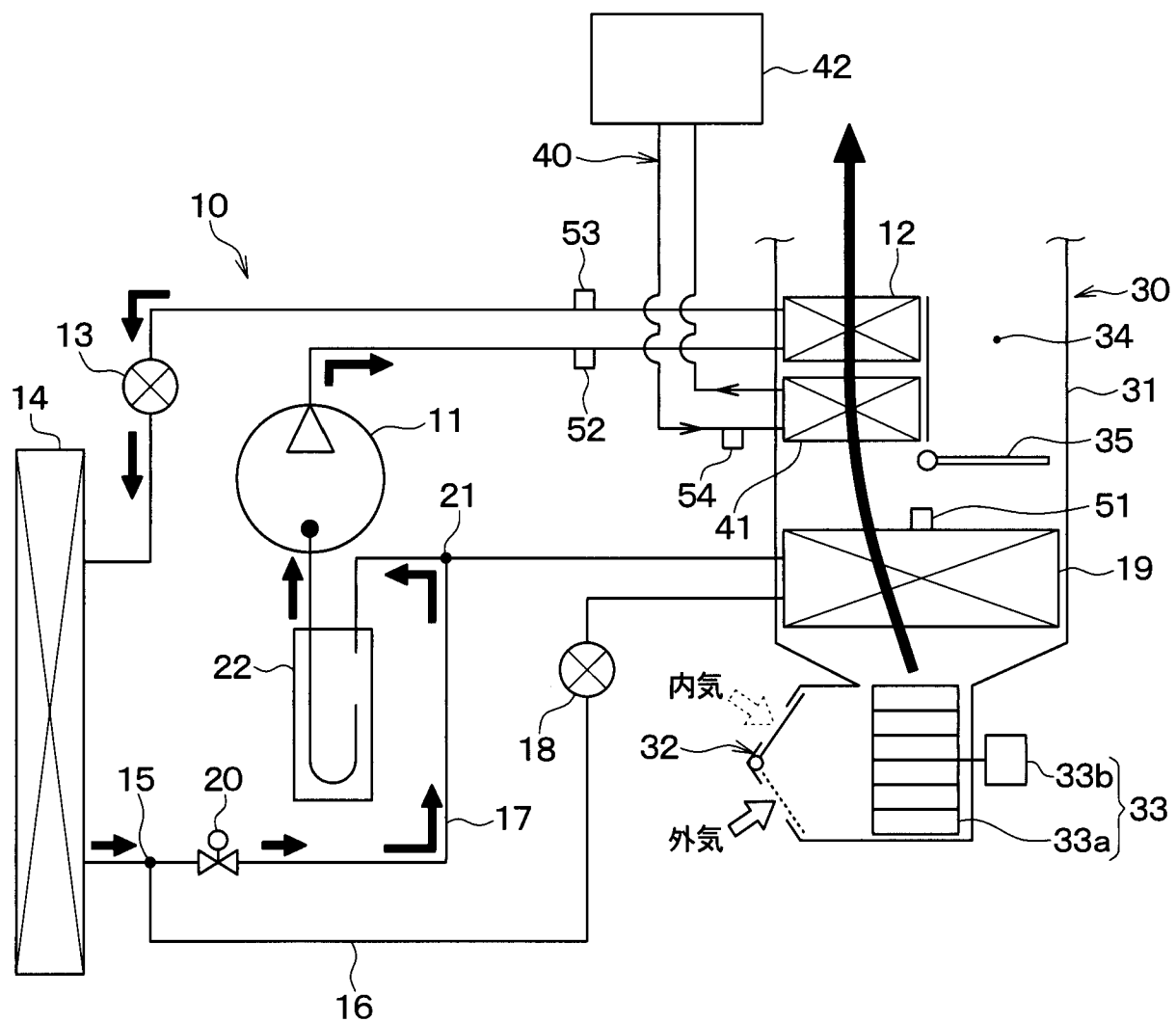
[図8]

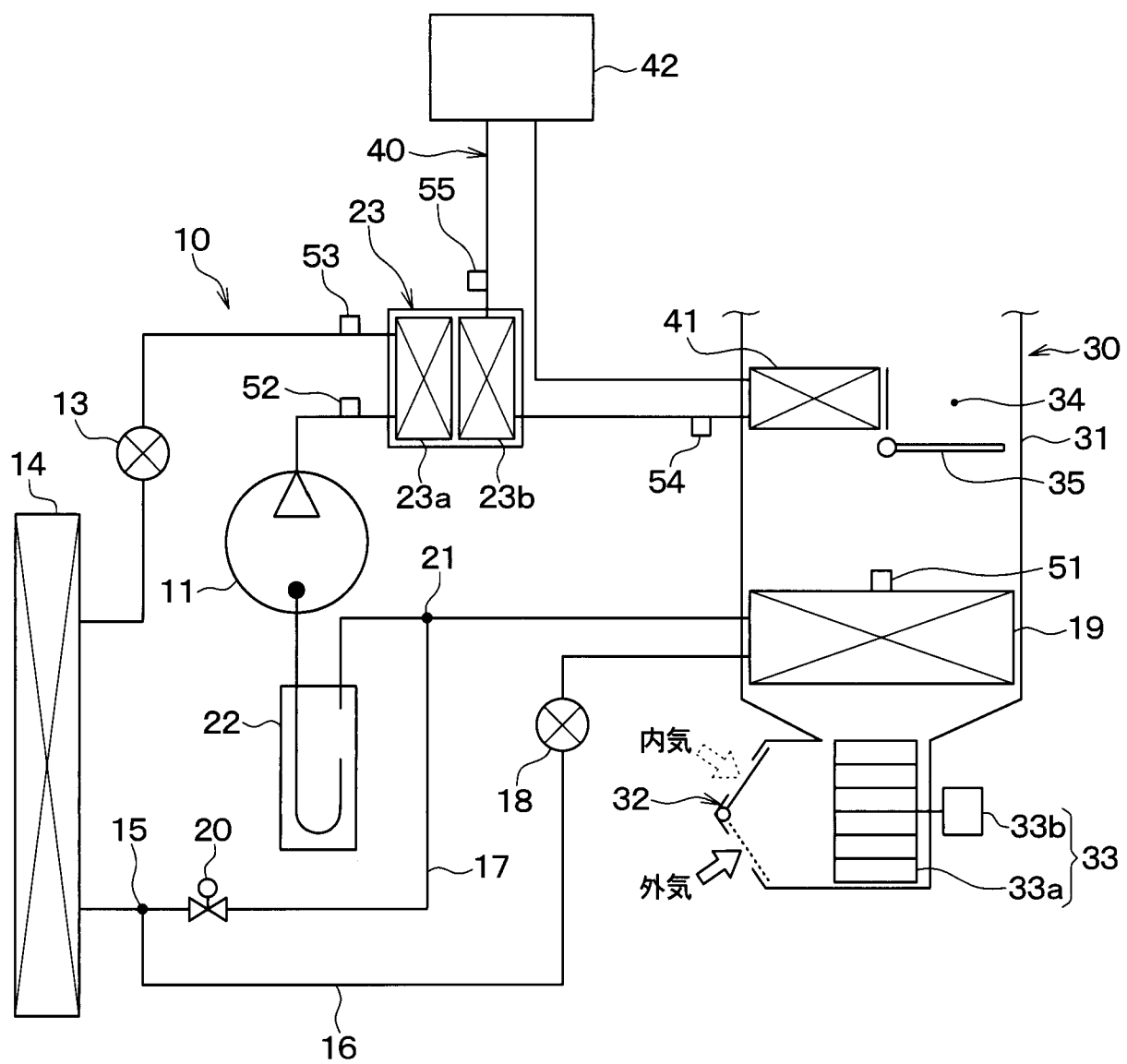
	冷房モード	除湿暖房モード	暖房モード
第1膨張弁	全開状態	全開状態	絞り状態
第2膨張弁	絞り状態	絞り状態	全閉状態

[図9]

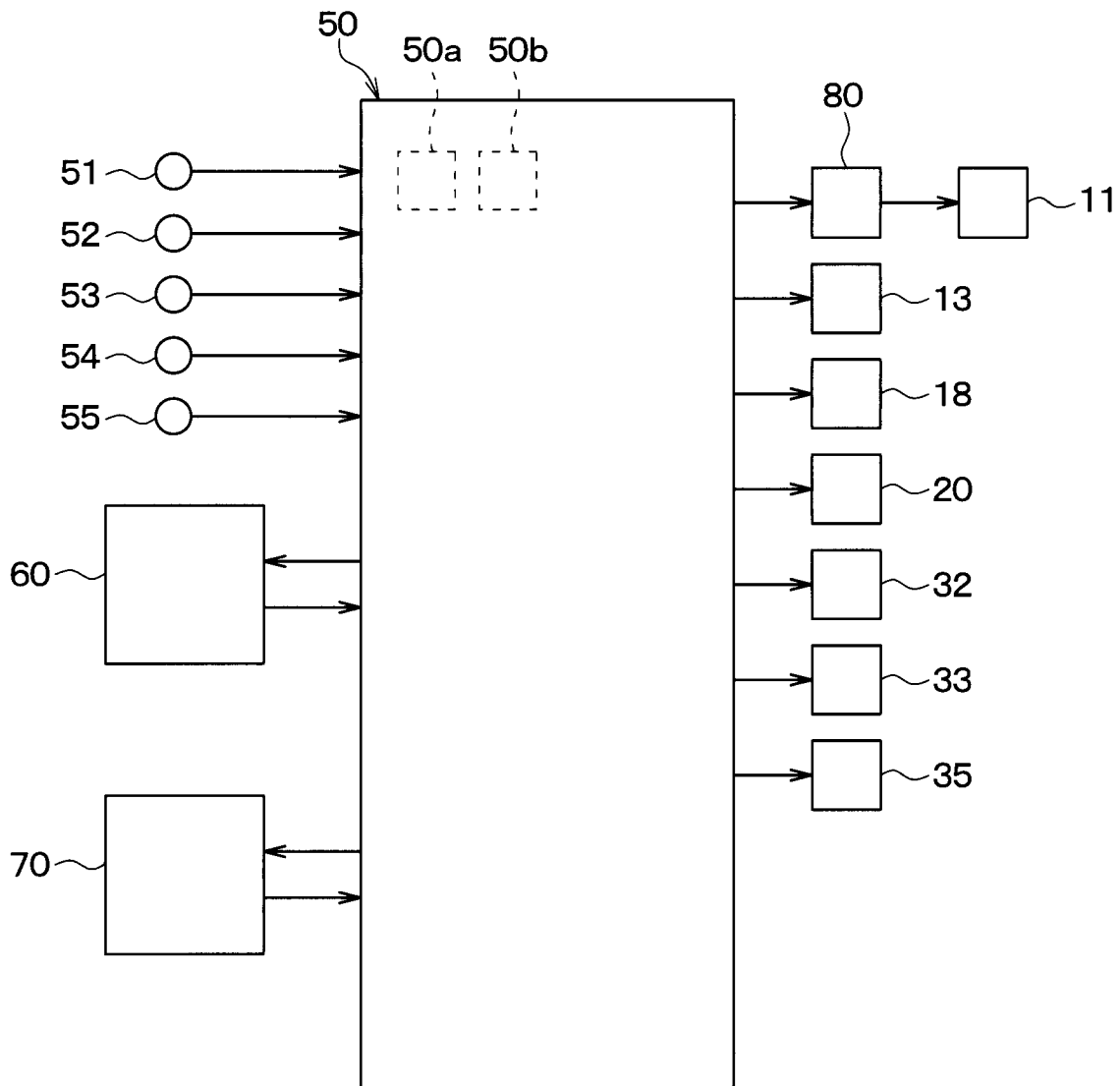


[図10]

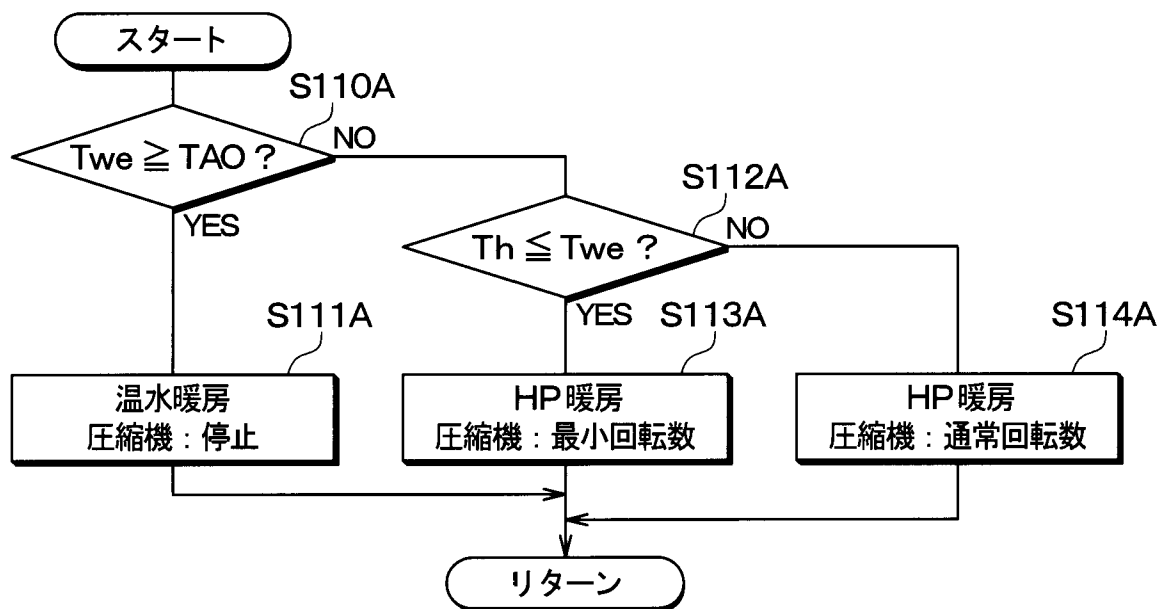




[図12]

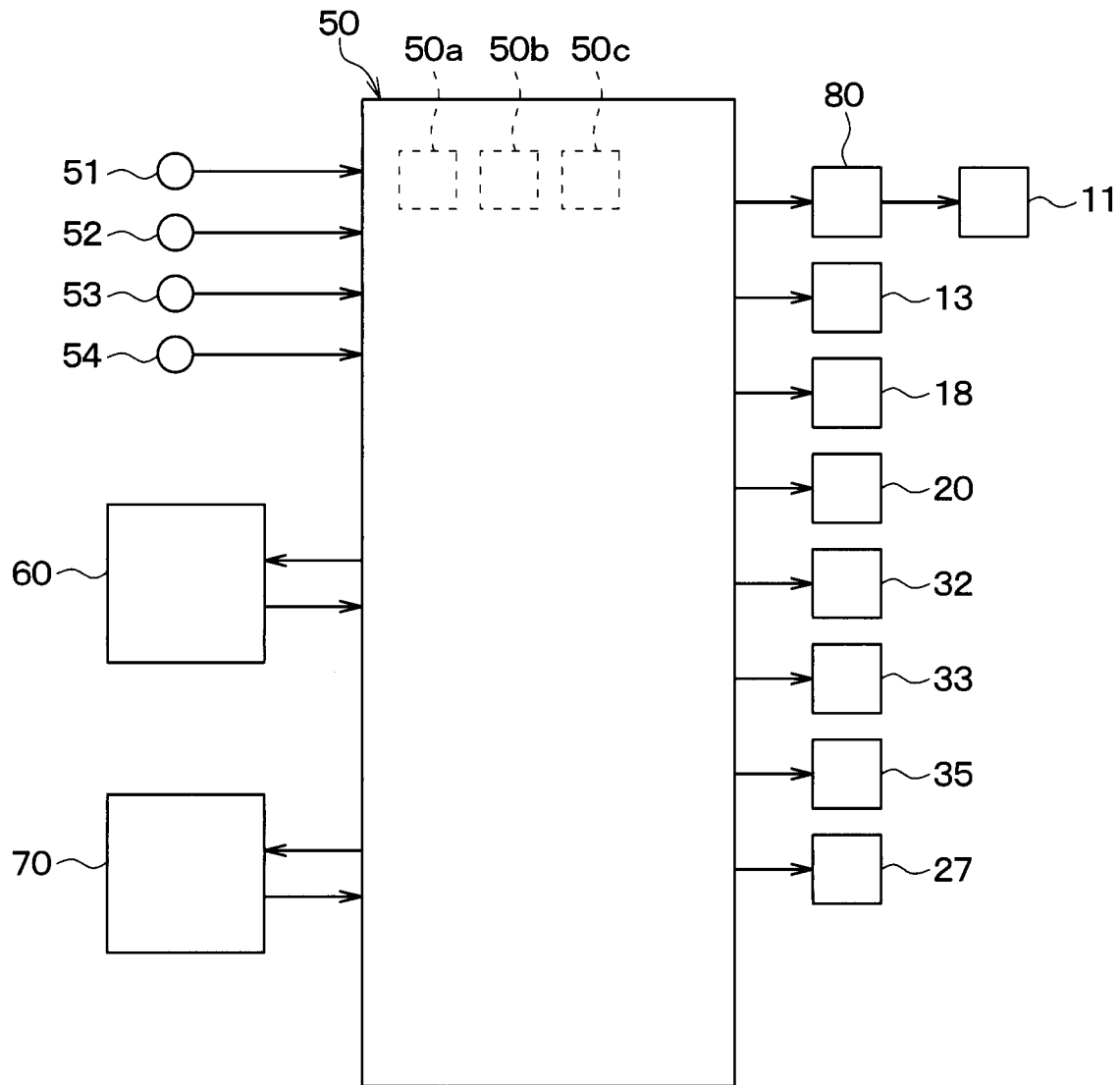


[図13]

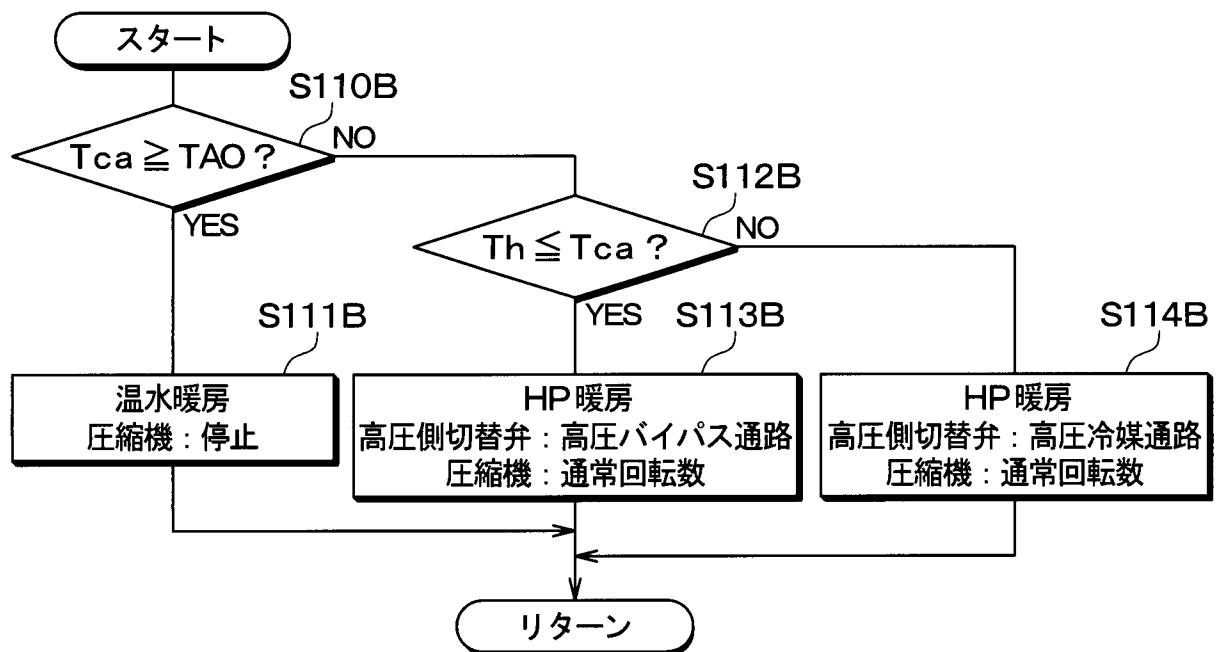


[illegible]

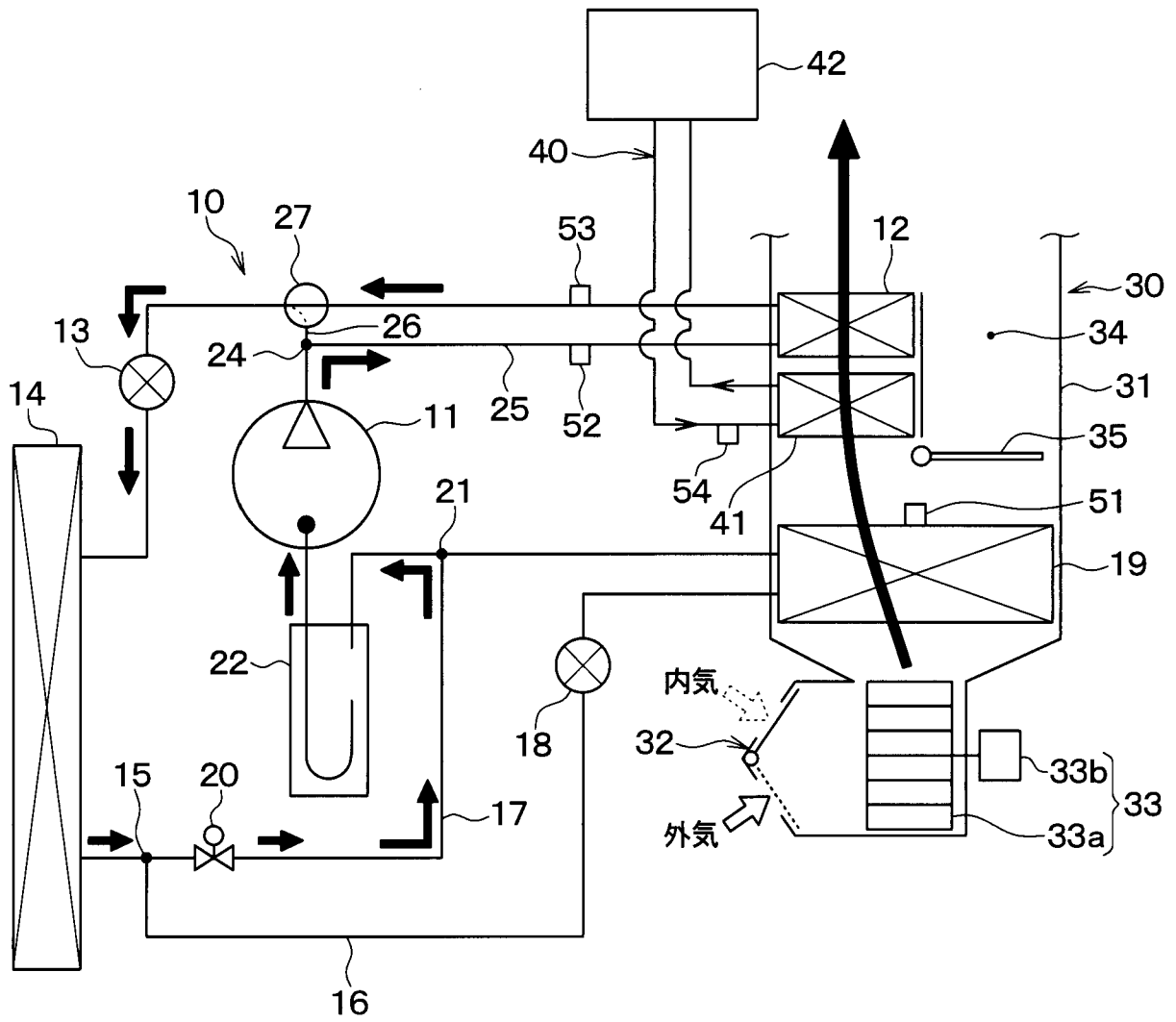
[図15]



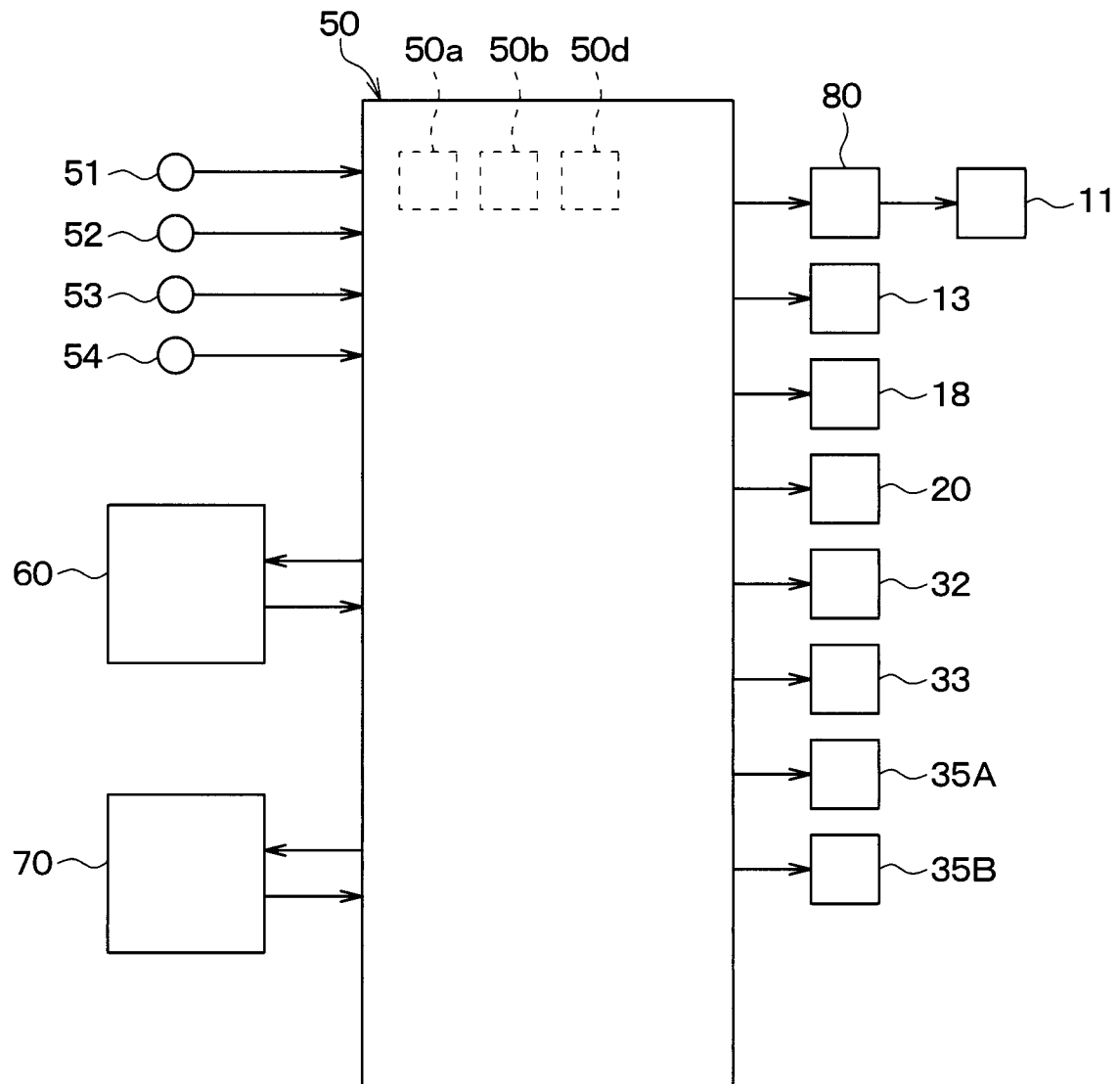
[図16]



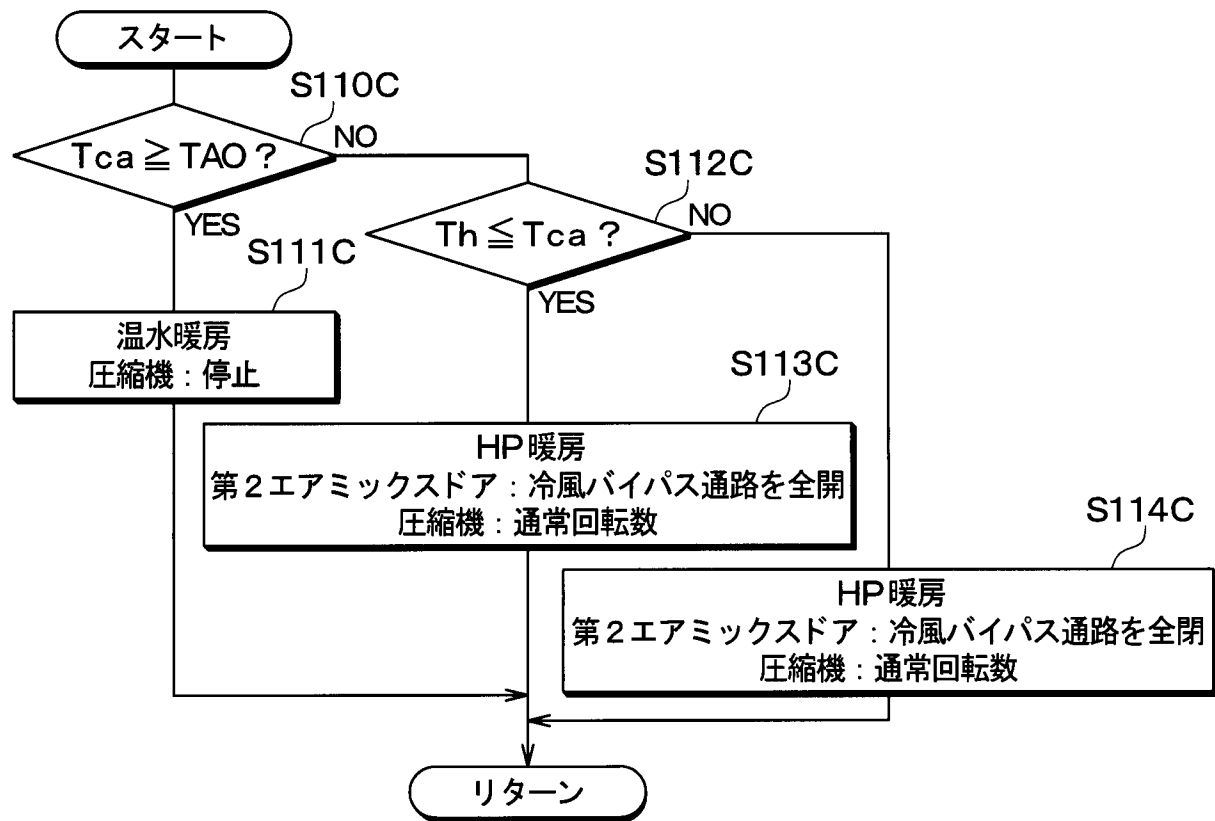
[図19]



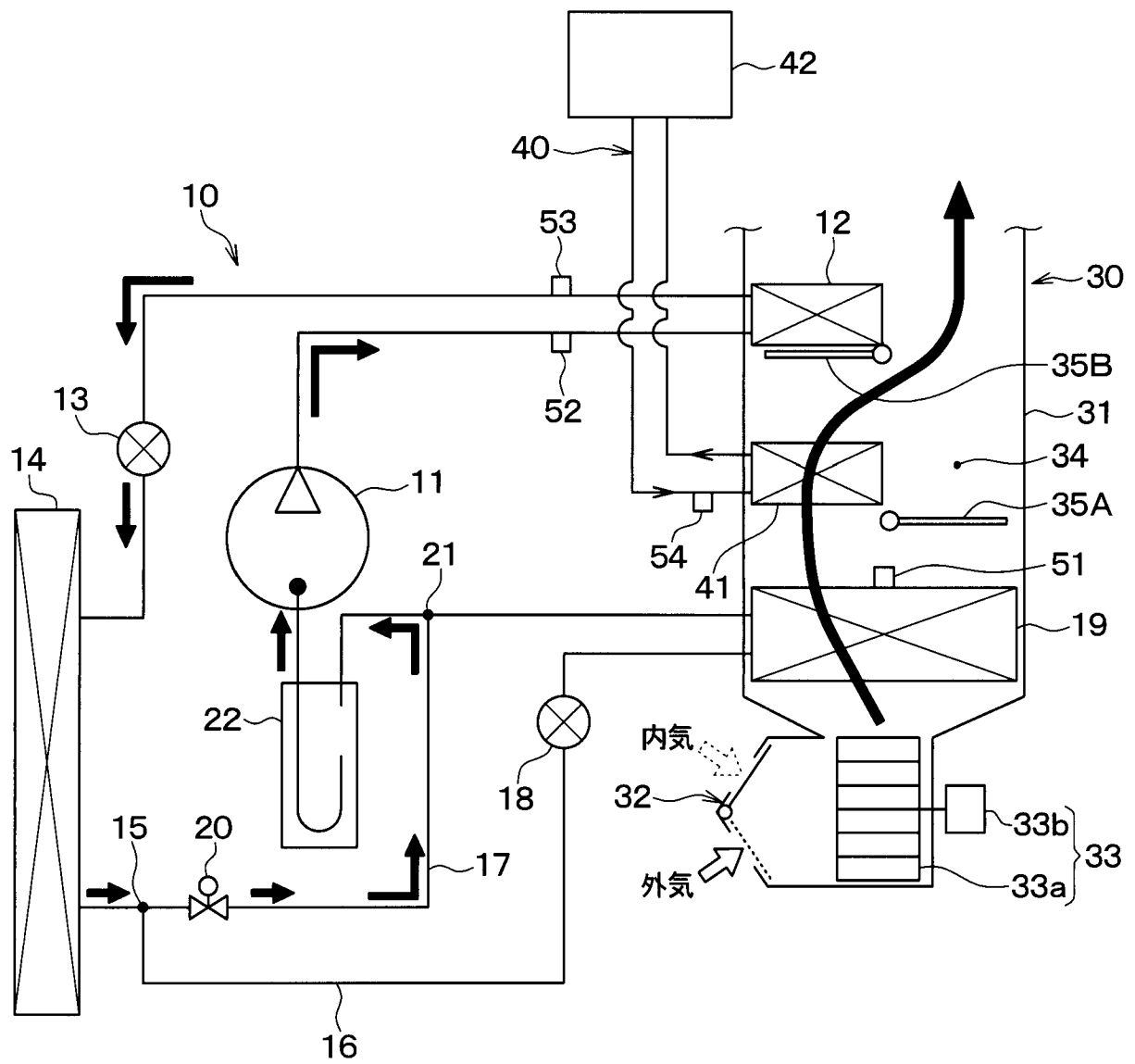
[図21]



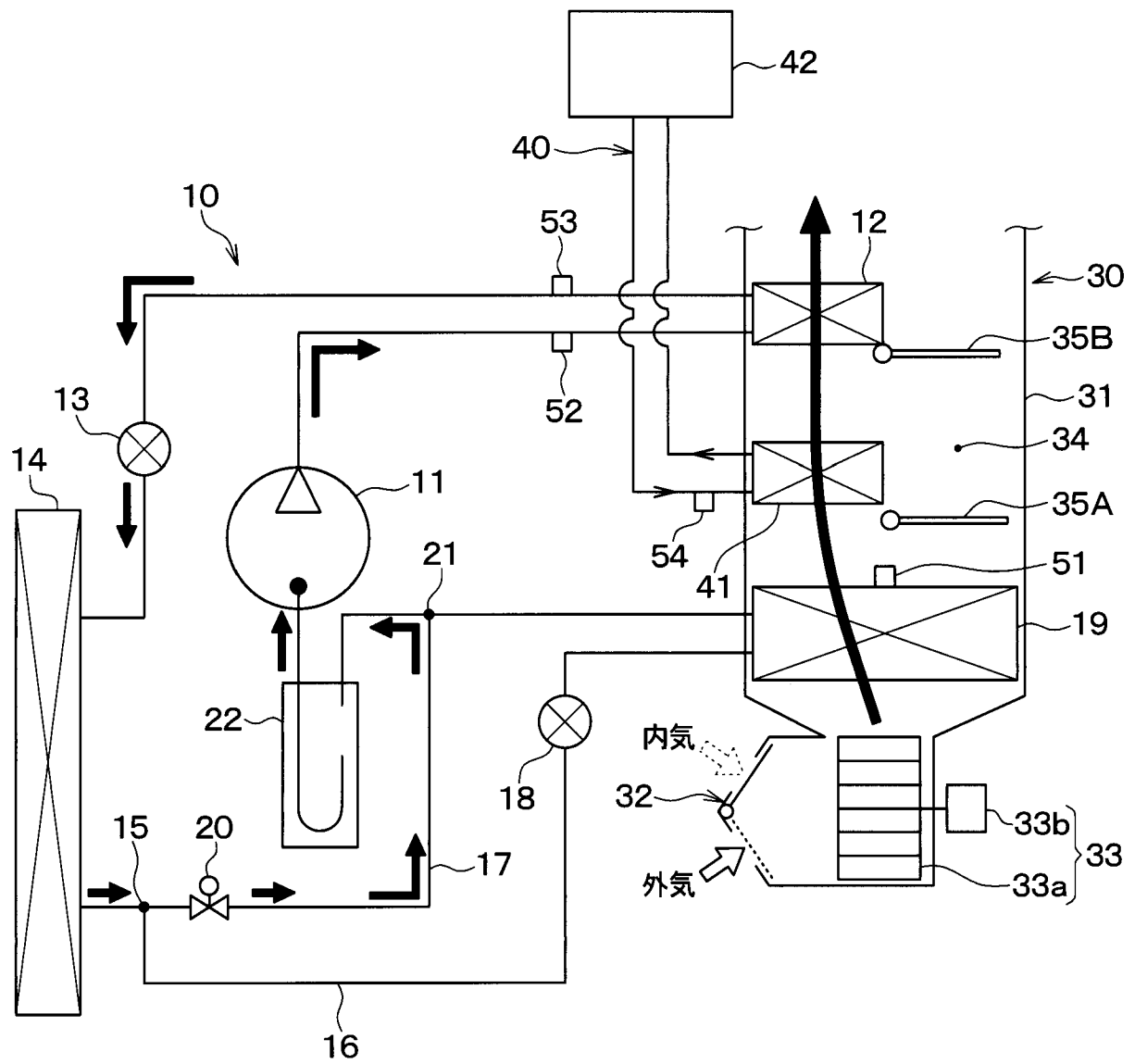
[図22]



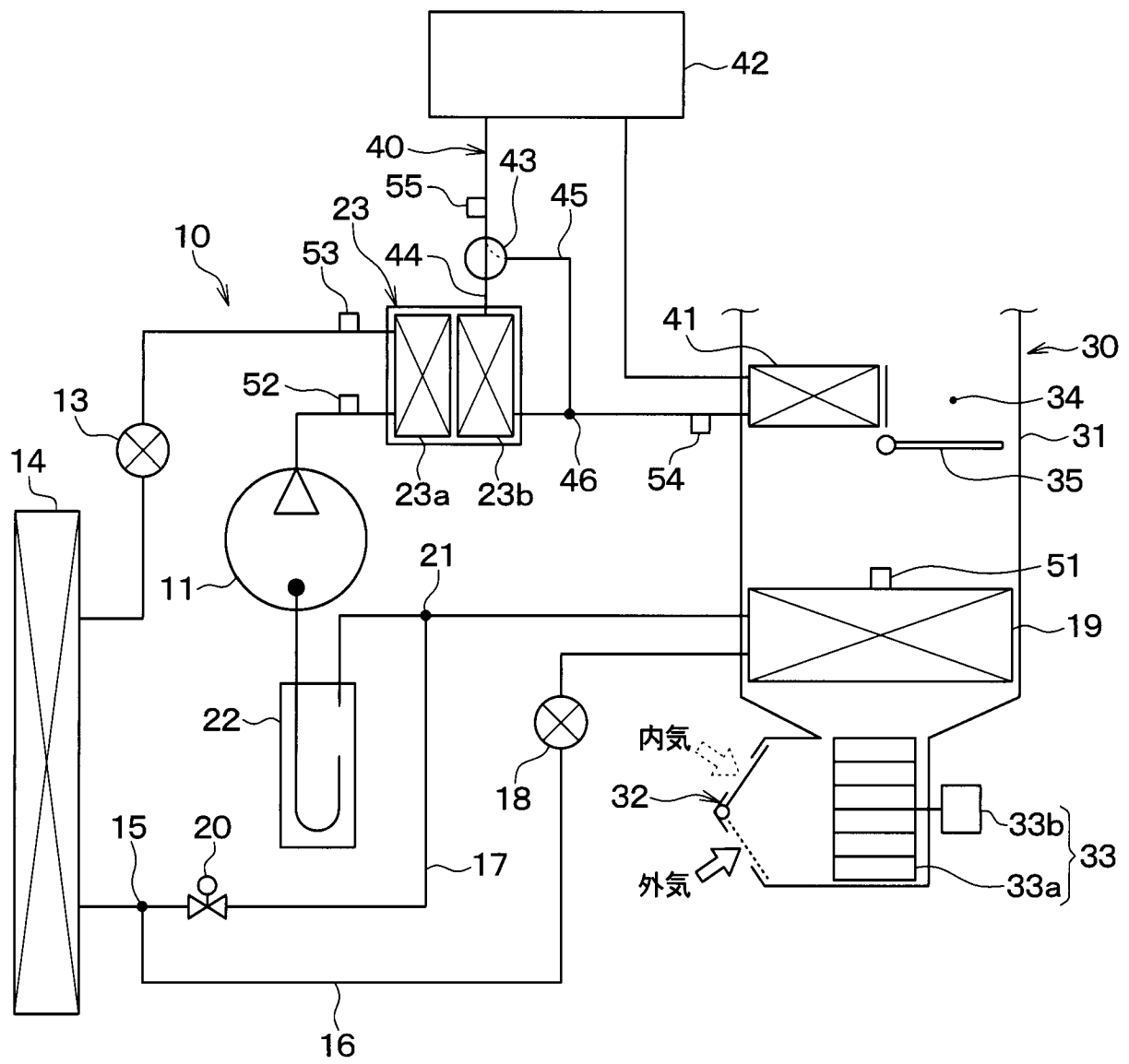
[図23]



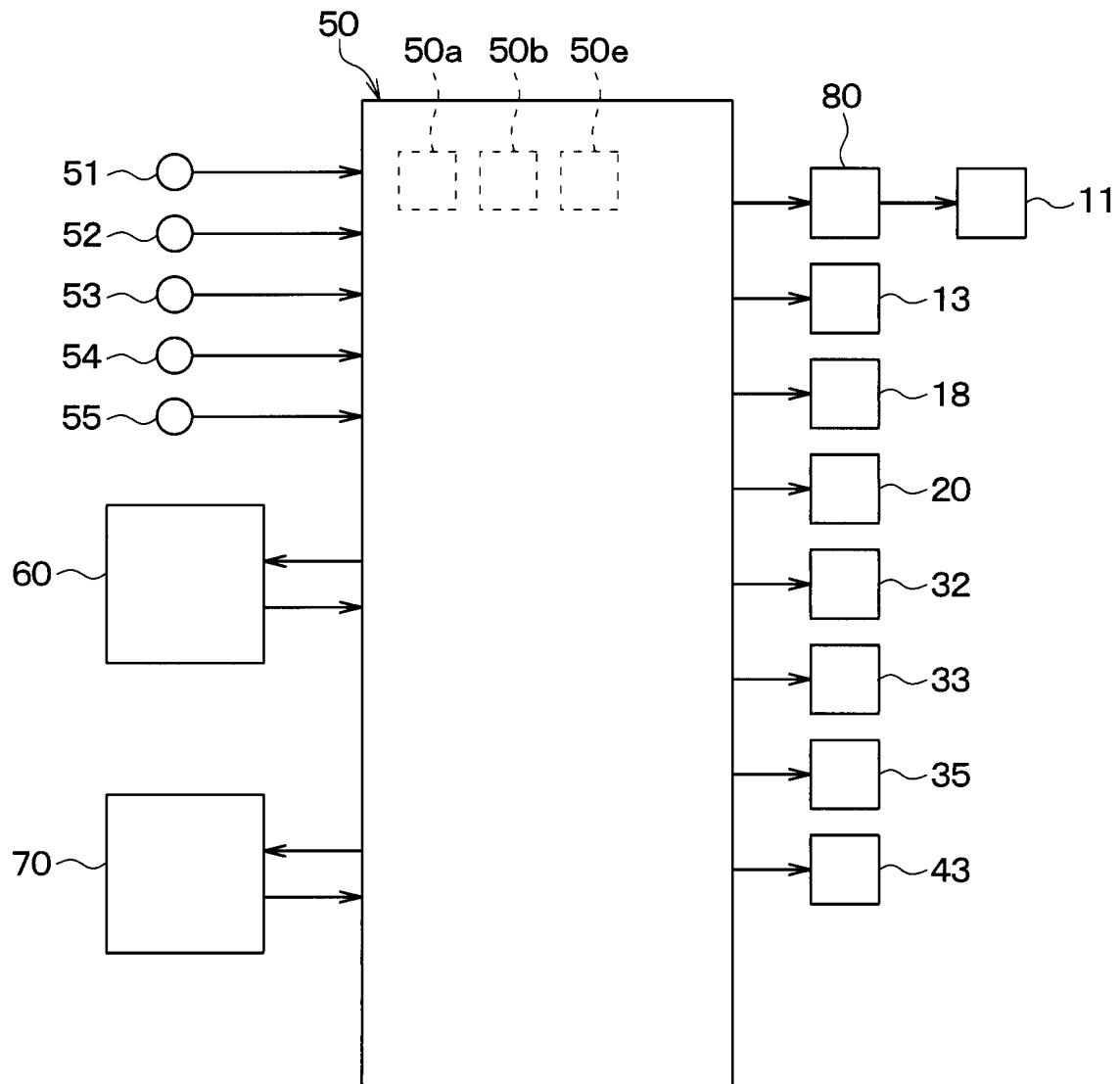
[図24]



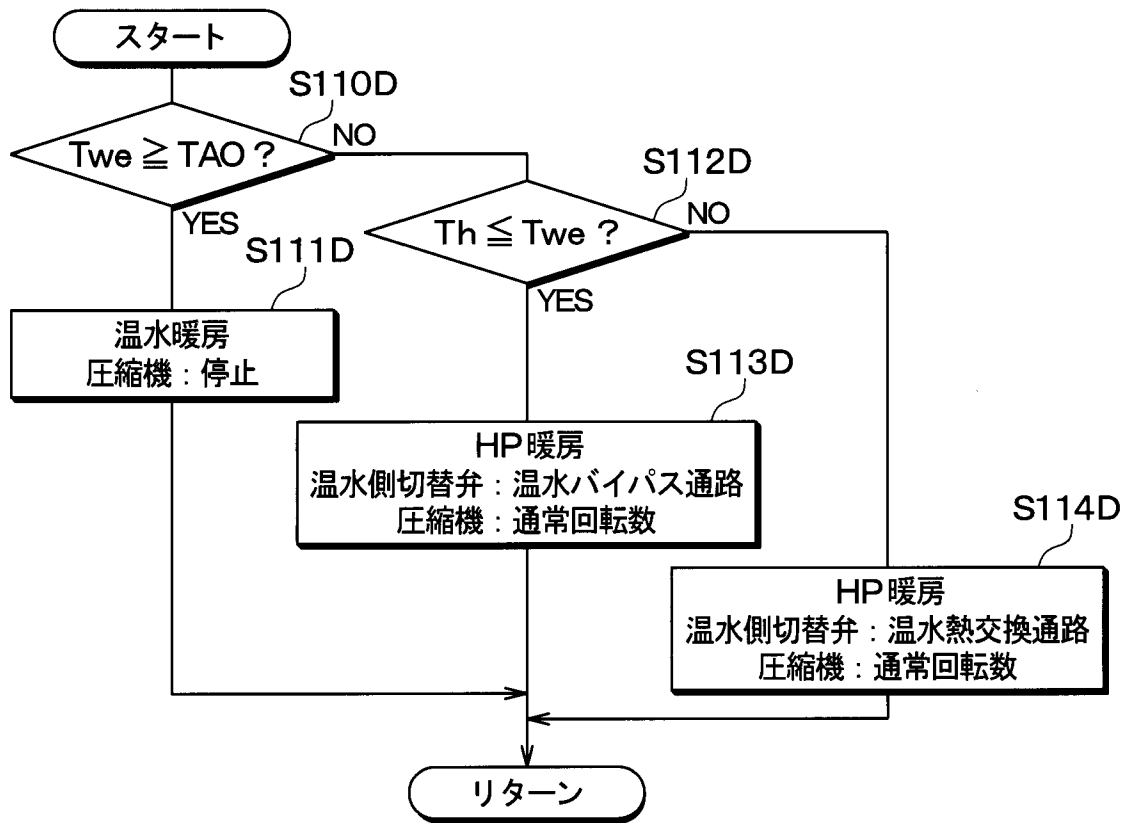
[図25]



[図26]



[図27]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/065150

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60H1/22(2006.01)i, B60H1/00(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

B60H1/22, B60H1/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2011-140291 A (Denso Corp.), 21 July 2011 (21.07.2011), paragraphs [0092] to [0096]; fig. 8 & US 2011/0167850 A1 & DE 102011008217 A	1-9
A	JP 10-226222 A (Denso Corp.), 25 August 1998 (25.08.1998), fig. 10 to 11 (Family: none)	1-9
A	JP 5-208611 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 20 August 1993 (20.08.1993), fig. 1 (Family: none)	1-5

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
20 July 2016 (20.07.16)

Date of mailing of the international search report
02 August 2016 (02.08.16)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/065150

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2008-155705 A (Calsonic Kansei Corp.), 10 July 2008 (10.07.2008), fig. 1 (Family: none)	1-5
A	JP 2014-231262 A (Sanden Corp.), 11 December 2014 (11.12.2014), fig. 1, 13 & US 2016/0084554 A & WO 2014/192741 A1 & DE 112014002644 T & CN 105246719 A	1-9
A	JP 2010-42698 A (Denso Corp.), 25 February 2010 (25.02.2010), entire text; all drawings (Family: none)	6-9

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. B60H1/22(2006.01)i, B60H1/00(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. B60H1/22, B60H1/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2011-140291 A（株式会社デンソー）2011.07.21, [0092]-[0096], 図8 & US 2011/0167850 A1 & DE 102011008217 A	1-9
A	JP 10-226222 A（株式会社デンソー）1998.08.25, 図10-11（ファミリーなし）	1-9
A	JP 5-208611 A（日産自動車株式会社）1993.08.20, 図1（ファミリーなし）	1-5

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

20.07.2016

国際調査報告の発送日

02.08.2016

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

久保田 信也

3M

3628

電話番号 03-3581-1101 内線 3377

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2008-155705 A (カルソニックカンセイ株式会社) 2008. 07. 10, 図 1 (ファミリーなし)	1-5
A	JP 2014-231262 A (サンデン株式会社) 2014. 12. 11, 図 1, 図 13 & US 2016/0084554 A & WO 2014/192741 A1 & DE 112014002644 T & CN 105246719 A	1-9
A	JP 2010-42698 A (株式会社デンソー) 2010. 02. 25, 全文, 全図 (ファミリーなし)	6-9