

(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
2020年7月2日(02.07.2020)



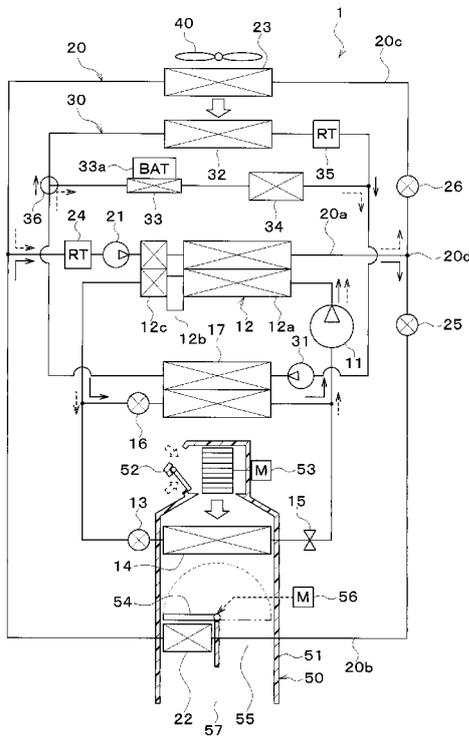
(10) 国際公開番号

WO 2020/137768 A1

- (51) 国際特許分類:
B60H 1/00 (2006.01) B60H 1/32 (2006.01)
B60H 1/22 (2006.01)
- (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).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2019/049728
- (72) 発明者: 牧本 直也 (MAKIMOTO Naoya); 〒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). 加藤 吉毅(KATO Yoshiki); 〒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).
- (22) 国際出願日: 2019年12月19日(19.12.2019)
- (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 2018-243391 2018年12月26日(26.12.2018) JP
特願 2019-216880 2019年11月29日(29.11.2019) JP
- (74) 代理人: 特許業務法人かいせい特許事務所(KAI-SEI PATENT FIRM); 〒4500003 愛知県名古屋市中村区名駅南一丁目21番19号 名駅サウスサイドスクエア11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,

(54) Title: REFRIGERATION CYCLE DEVICE AND FLOW RATE ADJUSTMENT MECHANISM

(54) 発明の名称: 冷凍サイクル装置および流量調整機構



(57) Abstract: This refrigerant cycle device comprises high-temperature heat transfer medium adjustment units (25, 26, 28) and a control unit (60). The high-temperature heat transfer medium adjustment units (25, 26, 28) adjust a high-temperature heat transfer medium flow rate ratio, which is a flow rate ratio between a high-temperature heat transfer medium flowing through an air heater (22) and a high-temperature heat transfer medium flowing through a radiator (23). The control unit (60) controls the high-temperature heat transfer medium adjustment units (25, 26, 28) so as to achieve a high-temperature heat transfer medium flow rate ratio such that of the heat radiated from the refrigerant to the high-temperature heat transfer medium by a high-pressure-side heat exchanger (12), surplus heat is radiated through the radiator (23) to the air outside the vehicle interior from the heat needed for the air blown into the vehicle interior to be heated by the air heater (22) to a target discharge temperature (TAO).

(57) 要約: 高温熱媒体調整部(25、26、28)と、制御部(60)とを備える。高温熱媒体調整部(25、26、28)は、空気加熱器(22)を流れる高温熱媒体と放熱器(23)を流れる高温熱媒体との流量比である高温熱媒体流量比を調整する。制御部(60)は、高圧側熱交換器(12)で冷媒から高温熱媒体に放熱された熱のうち、空気加熱器(22)にて車室内へ送風される空気を目標吹出温度(TAO)に加熱するために必要な熱に対して余剰な熱が放熱器(23)にて車室外の空気に放熱される高温熱媒体流量比となるように、高温熱媒体調整部(25、26、28)を制御する。



WO 2020/137768 A1

BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, 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 :

- 一 国際調査報告 (条約第21条(3))

明 細 書

発明の名称：冷凍サイクル装置および流量調整機構

関連出願の相互参照

[0001] 本出願は、2018年12月26日に出願された日本特許出願2018-243391号、および2019年11月29日に出願された日本特許出願2019-216880号に基づくもので、ここにその記載内容を援用する。

技術分野

[0002] 本開示は、蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置、およびそれに用いられる流量調整機構に関する。

背景技術

[0003] 従来、特許文献1には、冷凍サイクルの凝縮器で加熱された冷却液が、ヒータコアとラジエータとに流れる車両用熱管理装置が記載されている。ヒータコアは、車室内へ送風される空気と冷却液とを熱交換させて空気を加熱する。ラジエータは、冷却液と車室外の空気と熱交換させて冷却液を冷却する。以下では、車室外の空気を外気と言う。

[0004] この従来技術では、冷凍サイクルの第1蒸発器で冷却された冷却液によってインバータ等の電気機器を冷却し、車室内へ送風される空気を冷凍サイクルの第2蒸発器によって冷却するようになっている。

[0005] 第1蒸発器および第2蒸発器で冷媒が吸熱した熱と、冷凍サイクルの圧縮機が発する熱とが凝縮器にて冷媒から冷却液に与えられる。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：欧州特許出願公開第2437955号明細書

発明の概要

[0007] 上記従来技術では、凝縮器から冷却液に与えられた熱はヒータコアとラジエータとに分配される。そのため、ヒータコアとラジエータとに流れる冷却

液の流量によっては、ヒータコアでの空気加熱能力に過不足が生じてしまう。

[0008] 本開示は上記点に鑑みて、冷媒で加熱された熱媒体を、車室内へ送風される空気の加熱に用いると同時に外気に放熱させる冷凍サイクル装置において、車室内へ送風される空気を適切に加熱できるようにすることを第1の目的とする。

[0009] 上記従来技術において、ヒータコアで空気を加熱するために必要な熱を確保するため、冷凍サイクルの第1蒸発器で冷却された冷却液を吸熱用ラジエータと電池とに流すことが考えられる。

[0010] 吸熱用ラジエータは、冷凍サイクルの第1蒸発器で冷却された冷却液に外気から吸熱させる熱交換器である。冷凍サイクルの第1蒸発器で冷却された冷却液を電池に流すことによって、冷凍サイクルの第1蒸発器で冷却された冷却液に電池から吸熱させて電池を冷却できる。

[0011] このような構成では、第1蒸発器で冷媒によって冷却された冷却液が吸熱用ラジエータおよび電池から吸熱するので、吸熱用ラジエータと電池とに流れる冷却液の流量によっては、電池を冷却する能力に過不足が生じてしまう。

[0012] 本開示は上記点に鑑みて、車室内へ送風される空気を加熱するために冷媒で冷却された熱媒体が外気から吸熱すると同時に、冷媒で冷却された熱媒体によって電池を冷却する冷凍サイクル装置において、電池を適切に冷却できるようにすることを抑制することを第2の目的とする。

[0013] 本開示の第1の態様による冷凍サイクル装置は、
高温熱媒体回路と、空気加熱器と、放熱器と、圧縮機と、高圧側熱交換器と、減圧部と、複数の蒸発器と、冷媒流れ切替部と、高温熱媒体調整部と、制御部とを備える。

[0014] 高温熱媒体回路には、高温熱媒体が循環する。空気加熱器は、高温熱媒体と車室内へ送風される空気とを熱交換させて車室内へ送風される空気を加熱する。放熱器は、高温熱媒体と車室外の空気とを熱交換させて車室外の空気

に放熱する。圧縮機は、冷媒を吸入して圧縮し吐出する。高圧側熱交換器は、圧縮機から吐出された高圧の冷媒と高温熱媒体とを熱交換させる。減圧部は、高圧側熱交換器で熱交換された冷媒を減圧させる。複数の蒸発器は、減圧部で減圧された冷媒に吸熱させて冷媒を蒸発させる。冷媒流れ切替部は、複数の蒸発器のうち一部の蒸発器に冷媒が流れる状態と、複数の蒸発器の全てに冷媒が流れる状態とを切り替える。高温熱媒体調整部は、空気加熱器を流れる高温熱媒体と放熱器を流れる高温熱媒体との流量比である高温熱媒体流量比を調整する。制御部は、高圧側熱交換器で冷媒から高温熱媒体に放熱された熱のうち、空気加熱器にて車室内へ送風される空気を目標吹出温度に加熱するために必要な熱に対して余剰な熱が放熱器にて車室外の空気に放熱される高温熱媒体流量比となるように、高温熱媒体調整部を制御する。

[0015] これによると、空気加熱器にて車室内へ送風される空気を目標吹出温度に加熱するために必要な熱が空気加熱器に分配されるように空気加熱器に熱媒体を流すことができる。したがって、車室内へ送風される空気を空気加熱器で適切に加熱できる。

[0016] 本開示の第2の態様による冷凍サイクル装置は、
低温熱媒体回路と、吸熱器と、電池と、圧縮機と、空気加熱部と、減圧部と、蒸発器と、低温熱媒体調整部と、制御部とを備える。

[0017] 低温熱媒体回路には、低温熱媒体が循環する。吸熱器は、低温熱媒体と車室内へ送風される空気とを熱交換させて低温熱媒体に車室外の空気から吸熱させる。電池は、低温熱媒体によって冷却される。圧縮機は、冷媒を吸入して圧縮し吐出する。空気加熱部は、圧縮機から吐出された高圧の冷媒を放熱させることによって、車室内へ送風される空気を加熱する。減圧部は、空気加熱部で放熱された冷媒を減圧させる。蒸発器は、減圧部で減圧された冷媒と低温熱媒体とを熱交換させて冷媒を蒸発させるとともに低温熱媒体を冷却する。低温熱媒体調整部は、吸熱器を流れる低温熱媒体と電池を冷却する低温熱媒体との流量比である低温熱媒体流量比を調整する。制御部は、電池が目標電池温度に冷却される低温熱媒体流量比となるように、低温熱媒体調整

部を制御する。

[0018] これによると、電池が目標電池温度になるように電池に熱媒体を流すことができる。したがって、車室内へ送風される空気を加熱しつつ、電池を適切に冷却できる。

[0019] 本開示の第3の態様による冷凍サイクル装置では、
高温熱媒体回路と、空気加熱器と、放熱器と、圧縮機と、高圧側熱交換器と、減圧部と、蒸発器と、流量調整部とを備える。

[0020] 高温熱媒体回路には、高温熱媒体が循環する。空気加熱器は、高温熱媒体と車室内へ送風される空気とを熱交換させて車室内へ送風される空気を加熱する。放熱器は、高温熱媒体と車室外の空気とを熱交換させて車室外の空気に放熱する。圧縮機は、冷媒を吸入して圧縮し吐出する。高圧側熱交換器は、圧縮機から吐出された高圧の冷媒と高温熱媒体とを熱交換させて冷媒から高温熱媒体に放熱させる。減圧部は、高圧側熱交換器で熱交換された冷媒を減圧させる。蒸発器は、減圧部で減圧された冷媒に吸熱させて冷媒を蒸発させる。流量調整部は、高圧側熱交換器を流れた高温熱媒体の流量に対する放熱器を流れる高温熱媒体の流量の比である放熱器側流量比を調整する。空気加熱器で加熱された空気の温度の最大値である最大吹出温度は、放熱器側流量比が減少するにつれて増加する。放熱器側流量比の減少に対する、最大吹出温度の増加率が、放熱器側流量比が小さくなるほど大きくなっている。

[0021] これによると、最大吹出温度を考慮して流量調整部の分解能を設定することにより、放熱器側流量比が小さいときであっても空気加熱器で加熱された空気を適切な温度に加熱できる。

[0022] 本開示の第4の態様による流量調整機構は、
高温熱媒体回路と、空気加熱器と、放熱器と、圧縮機と、高圧側熱交換器と、減圧部と、蒸発器とを備える冷凍サイクル装置に用いられる。

[0023] 高温熱媒体回路には、高温熱媒体が循環する。空気加熱器は、高温熱媒体と車室内へ送風される空気とを熱交換させて車室内へ送風される空気を加熱する。放熱器は、高温熱媒体と車室外の空気とを熱交換させて車室外の空気

に放熱する。圧縮機は、冷媒を吸入して圧縮し吐出する。高圧側熱交換器は、圧縮機から吐出された高圧の冷媒と高温熱媒体とを熱交換させて冷媒から高温熱媒体に放熱させる。減圧部は、高圧側熱交換器で熱交換された冷媒を減圧させる。蒸発器は、減圧部で減圧された冷媒に吸熱させて冷媒を蒸発させる。

[0024] 冷凍サイクル装置では、空気加熱器で加熱された空気の温度の最大値である最大吹出温度は、高圧側熱交換器を流れた高温熱媒体の流量に対する放熱器を流れる高温熱媒体の流量の比である放熱器側流量比が減少するにつれて増加する。冷凍サイクル装置では、放熱器側流量比の減少に対する、最大吹出温度の増加率が、放熱器側流量比が小さくなるほど大きくなっている。

[0025] 流量調整機構は、最大吹出温度が、空気加熱器で加熱された空気の温度の上限値である上限吹出温度となるときの放熱器側流量比において、最大吹出温度の変動幅が許容値以下となるように放熱器側流量比を調整可能である。

[0026] これによると、放熱器側流量比が小さいときであっても空気加熱器で加熱された空気の変動幅を許容値以下にできるので、空気加熱器で空気を適切に加熱できる。

[0027] 本開示の第5の態様による流量調整機構は、
高温熱媒体回路と、空気加熱器と、放熱器と、圧縮機と、高圧側熱交換器と、減圧部と、蒸発器とを備える冷凍サイクル装置に用いられる。

[0028] 高温熱媒体回路には、高温熱媒体が循環する。空気加熱器は、高温熱媒体と車室内へ送風される空気とを熱交換させて車室内へ送風される空気を加熱する。放熱器は、高温熱媒体と車室外の空気とを熱交換させて車室外の空気に放熱する。圧縮機は、冷媒を吸入して圧縮し吐出する。高圧側熱交換器は、圧縮機から吐出された高圧の冷媒と高温熱媒体とを熱交換させて冷媒から高温熱媒体に放熱させる。減圧部は、高圧側熱交換器で熱交換された冷媒を減圧させる。蒸発器は、減圧部で減圧された冷媒に吸熱させて冷媒を蒸発させる。

[0029] 流量調整機構は、高圧側熱交換器を流れた高温熱媒体の流量に対する放熱

器を流れる高温熱媒体の流量の比である放熱器側流量比を所定の分解能で調整可能である。

[0030] これによると、放熱器側流量比を調整する際に放熱器側流量比の変動幅を適切に制御できるので、空気加熱器で加熱された空気を適切な温度に加熱できる。

図面の簡単な説明

[0031] 本開示についての上記目的およびその他の目的、特徴や利点は、添付の図面を参照しながら下記の詳細な既述により、より明確となる。

[図1]第1実施形態における冷凍サイクル装置の全体構成図である。

[図2]第1実施形態における冷凍サイクル装置の電気制御部を示すブロック図である。

[図3]第1実施形態における冷凍サイクル装置の制御装置が運転モードの切り替えに用いる制御特性図である。

[図4]第2実施形態における冷凍サイクル装置の一部を示す構成図である。

[図5]第3実施形態における冷凍サイクル装置の全体構成図である。

[図6]第4実施形態における冷凍サイクル装置の全体構成図である。

[図7]第5実施形態における冷凍サイクル装置の全体構成図である。

[図8]第5実施形態における高温側三方弁の斜視図である。

[図9]図8のⅠ-X矢視図である。

[図10]図9の模式的なX-X断面図であり、高温側三方弁の作動状態の例を示している。

[図11]高温側三方弁の作動状態の例を示す模式的な断面図である。

[図12]高温側三方弁の作動状態の例を示す模式的な断面図である。

[図13]第5実施形態におけるラジエータ流量比とヒータコア吹出温度との関係を示すグラフである。

[図14]図13のX-V部拡大図である。

[図15]第6実施形態における冷凍サイクル装置の全体構成図である。

発明を実施するための形態

[0032] 以下に、図面を参照しながら本開示を実施するための複数の形態を説明する。各実施形態において先行する実施形態で説明した事項に対応する部分には同一の参照符号を付して重複する説明を省略する場合がある。各実施形態において構成の一部のみを説明している場合は、構成の他の部分については先行して説明した他の実施形態を適用することができる。各実施形態で具体的に組合せが可能であることを明示している部分同士の間で組合せばかりではなく、特に組合せに支障が生じなければ、明示してなくとも実施形態同士を部分的に組み合わせることも可能である。

[0033] (第1実施形態)

以下、実施形態について図に基づいて説明する。図1～4に示す車両用空調装置1は、車室内空間（換言すれば、空調対象空間）を適切な温度に調整する空調装置である。車両用空調装置1は、冷凍サイクル装置10を有している。本実施形態では、冷凍サイクル装置10を、エンジン（換言すれば内燃機関）および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搭載されている。

[0034] 本実施形態のハイブリッド自動車は、車両停車時に外部電源（換言すれば商用電源）から供給された電力を、車両に搭載された電池（換言すれば車載バッテリー）に充電可能なプラグインハイブリッド自動車として構成されている。電池としては、例えばリチウムイオン電池を用いることができる。

[0035] エンジンから出力される駆動力は、車両走行用として用いられるのみならず、発電機を作動させるためにも用いられる。そして、発電機にて発電された電力および外部電源から供給された電力を電池に蓄わえることができ、電池に蓄えられた電力は、走行用電動モータのみならず、冷凍サイクル装置10を構成する電動式構成機器をはじめとする各種車載機器に供給される。

[0036] 冷凍サイクル装置10は、圧縮機11、凝縮器12、第1膨張弁13、空気側蒸発器14、定圧弁15、第2膨張弁16および冷却水側蒸発器17を備える蒸気圧縮式冷凍機である。本実施形態の冷凍サイクル装置10では、冷媒としてフロン系冷媒を用いており、高圧側冷媒圧力が冷媒の臨界圧力を

超えない亜臨界冷凍サイクルを構成している。

- [0037] 第2膨張弁16および冷却水側蒸発器17は、冷媒流れにおいて、第1膨張弁13、空気側蒸発器14および定圧弁15に対して並列に配置されている。
- [0038] 冷凍サイクル装置10には、第1冷媒循環回路と第2冷媒循環回路とが形成される。第1冷媒循環回路では、冷媒が圧縮機11、凝縮器12、第1膨張弁13、空気側蒸発器14、定圧弁15、圧縮機11の順に循環する。第2冷媒循環回路では、冷媒が圧縮機11、凝縮器12、第2膨張弁16、冷却水側蒸発器17の順に循環する。
- [0039] 圧縮機11は、電池から供給される電力によって駆動される電動圧縮機であり、冷凍サイクル装置10の冷媒を吸入して圧縮して吐出する。圧縮機11の電動モータは、制御装置60によって制御される。圧縮機11は、ベルトによって駆動される可変容量圧縮機であってもよい。
- [0040] 凝縮器12は、圧縮機11から吐出された高圧側冷媒と高温冷却水回路20の冷却水とを熱交換させる高圧側熱交換器である。
- [0041] 凝縮器12は、凝縮部12a、レシーバ12bおよび過冷却部12cを有している。凝縮部12aは、圧縮機11から吐出された高圧側冷媒と高温冷却水回路20の冷却水とを熱交換させることによって高圧側冷媒を凝縮させる。
- [0042] 高温冷却水回路20の冷却水は、熱媒体としての流体である。高温冷却水回路20の冷却水は高温熱媒体である。本実施形態では、高温冷却水回路20の冷却水として、少なくともエチレングリコール、ジメチルポリシロキサンもしくはナノ流体を含む液体、または不凍液体が用いられている。高温冷却水回路20は、高温熱媒体が循環する高温熱媒体回路である。
- [0043] レシーバ12bは、凝縮器12から流出した高圧冷媒の気液を分離して、分離された液相冷媒を下流側へ流出させるとともに、サイクルの余剰冷媒を貯える気液分離部である。
- [0044] 過冷却部12cは、レシーバ12bから流出した液相冷媒と高温冷却水回

路 20 の冷却水とを熱交換させて液相冷媒を過冷却する。

- [0045] 第 1 膨張弁 13 は、レシーバ 12 b から流出した液相冷媒を減圧膨張させる第 1 減圧部である。第 1 膨張弁 13 は、機械式の温度式膨張弁である。機械式膨張弁は、感温部を有し、ダイヤフラム等の機械的機構によって弁体を駆動する温度式膨張弁である。
- [0046] 空気側蒸発器 14 は、第 1 膨張弁 13 から流出した冷媒と車室内へ送風される空気とを熱交換させて冷媒を蒸発させる蒸発器である。空気側蒸発器 14 では、冷媒が車室内へ送風される空気から吸熱する。空気側蒸発器 14 は、車室内へ送風される空気を冷却する空気冷却器である。
- [0047] 定圧弁 15 は、空気側蒸発器 14 の出口側における冷媒の圧力を所定値に維持する圧力調整部である。定圧弁 15 は、機械式の可変絞り機構で構成されている。具体的には、定圧弁 15 は、空気側蒸発器 14 の出口側における冷媒の圧力が所定値を下回ると冷媒通路の通路面積（すなわち絞り開度）を減少させ、空気側蒸発器 14 の出口側における冷媒の圧力が所定値を超えると冷媒通路の通路面積（すなわち絞り開度）を増加させる。定圧弁 15 で圧力調整された気相冷媒は圧縮機 11 に吸入されて圧縮される。
- [0048] サイクルを循環する循環冷媒流量の変動が少ない場合等には、定圧弁 15 に代えて、オリフィス、キャピラリチューブ等からなる固定絞りを採用してもよい。
- [0049] 第 2 膨張弁 16 は、凝縮器 12 から流出した液相冷媒を減圧膨張させる第 2 減圧部である。第 2 膨張弁 16 は、電気式膨張弁である。電気式膨張弁は、絞り開度を変更可能に構成された弁体と、弁体の開度を変化させ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。第 2 膨張弁 16 は冷媒流路を全閉可能になっている。
- [0050] 第 2 膨張弁 16 は、空気側蒸発器 14 および冷却水側蒸発器 17 のうち空気側蒸発器 14 に冷媒が流れる状態と、空気側蒸発器 14 および冷却水側蒸発器 17 の両方に冷媒が流れる状態とを切り替える冷媒流れ切替部である。
- [0051] 第 2 膨張弁 16 は、制御装置 60 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。第2膨張弁16は機械式の温度膨張弁であってもよい。第2膨張弁16が機械式の温度膨張弁である場合、第2膨張弁16側の冷媒流路を開閉する開閉弁が、第2膨張弁16とは別個に設けられている必要がある。

[0052] 冷却水側蒸発器17は、第2膨張弁16から流出した冷媒と低温冷却水回路30の冷却水とを熱交換させて冷媒を蒸発させる蒸発器である。冷却水側蒸発器17では、冷媒が低温冷却水回路30の冷却水から吸熱する。冷却水側蒸発器17は、低温冷却水回路30の冷却水を冷却する熱媒体冷却器である。冷却水側蒸発器17で蒸発した気相冷媒は圧縮機11に吸入されて圧縮される。

[0053] 低温冷却水回路30の冷却水は、熱媒体としての流体である。低温冷却水回路30の冷却水は低温熱媒体である。本実施形態では、低温冷却水回路30の冷却水として、少なくともエチレングリコール、ジメチルポリシロキサンもしくはナノ流体を含む液体、または不凍液体が用いられている。低温冷却水回路30は、低温の熱媒体が循環する低温熱媒体回路である。

[0054] 高温冷却水回路20には、凝縮器12、高温側ポンプ21、ヒータコア22、高温側ラジエータ23、高温側リザーブタンク24、ヒータコア流路開閉弁25およびラジエータ流路開閉弁26が配置されている。

[0055] 高温側ポンプ21は、冷却水を吸入して吐出する熱媒体ポンプである。高温側ポンプ21は電動式のポンプである。高温側ポンプ21は、吐出流量が一定となる電動式のポンプであるが、高温側ポンプ21は、吐出流量が可変な電動式のポンプであってもよい。

[0056] ヒータコア22は、高温冷却水回路20の冷却水と車室内へ送風される空気とを熱交換させて車室内へ送風される空気を加熱する空気加熱器である。ヒータコア22では、冷却水が、車室内へ送風される空気に放熱する。

[0057] 凝縮器12およびヒータコア22は、圧縮機11から吐出された高圧の冷媒を放熱させることによって、車室内へ送風される空気を加熱する空気加熱部である。

- [0058] 高温側ラジエータ 23 は、高温冷却水回路 20 の冷却水と外気とを熱交換させて冷却水から外気に放熱させる放熱器である。
- [0059] 高温側リザーブタンク 24 は、余剰冷却水を貯留する冷却水貯留部である。高温側リザーブタンク 24 に余剰冷却水を貯留しておくことによって、各流路を循環する冷却水の液量の低下を抑制することができる。
- [0060] 高温側リザーブタンク 24 は、密閉式リザーブタンクまたは大気開放式リザーブタンクである。密閉式リザーブタンクは、蓄えている冷却水の液面における圧力を所定圧力にするリザーブタンクである。大気開放式リザーブタンクは、蓄えている冷却水の液面における圧力を大気圧にするリザーブタンクである。
- [0061] 凝縮器 12、高温側ポンプ 21 および高温側リザーブタンク 24 は、凝縮器流路 20 a に配置されている。凝縮器流路 20 a は、高温冷却水回路 20 の冷却水が流れる流路である。
- [0062] ヒータコア 22 およびヒータコア流路開閉弁 25 は、ヒータコア流路 20 b に配置されている。ヒータコア流路 20 b は、高温冷却水回路 20 の冷却水が流れる流路である。ヒータコア流路開閉弁 25 は、ヒータコア流路 20 b を開閉する電磁弁である。ヒータコア流路開閉弁 25 の作動は、制御装置 60 によって制御される。
- [0063] 高温側ラジエータ 23 およびラジエータ流路開閉弁 26 は、ラジエータ流路 20 c に配置されている。ラジエータ流路 20 c は、高温冷却水回路 20 の冷却水がヒータコア 22 に対して並列に流れる流路である。ラジエータ流路開閉弁 26 は、ラジエータ流路 20 c を開閉する電磁弁である。ラジエータ流路開閉弁 26 の作動は、制御装置 60 によって制御される。
- [0064] ヒータコア流路開閉弁 25 は、高温冷却水回路 20 において、ヒータコア流路 20 b とラジエータ流路 20 c との分岐部である高温側分岐部 20 d と、ヒータコア 22 との間に配置されている。ヒータコア流路開閉弁 25 は、ヒータコア 22 に流入する高温冷却水回路 20 の冷却水の流量を調整する。
- [0065] ラジエータ流路開閉弁 26 は、高温冷却水回路 20 において、高温側分岐

部 20d と高温側ラジエータ 23 との間に配置されている。ラジエータ流路開閉弁 26 は、高温側ラジエータ 23 に流入する高温冷却水回路 20 の冷却水の流量を調整する。

[0066] ヒータコア流路開閉弁 25 およびラジエータ流路開閉弁 26 は、ヒータコア 22 を流れる冷却水と高温側ラジエータ 23 を流れる冷却水との流量比を調整する高温熱媒体調整部である。ヒータコア 22 を流れる冷却水と高温側ラジエータ 23 を流れる冷却水との流量比は、高温熱媒体流量比である。ラジエータ流路開閉弁 26 は放熱器側調整部である。ヒータコア流路開閉弁 25 は空気加熱器側調整部である。ヒータコア流路開閉弁 25 およびラジエータ流路開閉弁 26 は、冷却水の流量を調整する流量調整機構（換言すれば、流量調整機構）である。

[0067] 低温冷却水回路 30 には、低温側ポンプ 31、冷却水側蒸発器 17、低温側ラジエータ 32、電池 33、充電器 34 および低温側リザーブタンク 35 が配置されている。

[0068] 低温側ポンプ 31 は、冷却水を吸入して吐出する熱媒体ポンプである。低温側ポンプ 31 は電動式のポンプである。低温側ラジエータ 32 は、低温冷却水回路 30 の冷却水と外気とを熱交換させて低温冷却水回路 30 の冷却水に外気から吸熱させる吸熱器である。

[0069] 高温側ラジエータ 23 および低温側ラジエータ 32 は、外気の流れ方向において、この順番に直列に配置されている。高温側ラジエータ 23 および低温側ラジエータ 32 には、室外送風機 40 によって外気が送風される。

[0070] 室外送風機 40 は、高温側ラジエータ 23 および低温側ラジエータ 32 へ向けて外気を送風する外気送風部である。室外送風機 40 は、ファンを電動モータにて駆動する電動送風機である。室外送風機 40 の作動は、制御装置 60 によって制御される。

[0071] 高温側ラジエータ 23、低温側ラジエータ 32 および室外送風機 40 は、車両の最前部に配置されている。従って、車両の走行時には高温側ラジエータ 23 および低温側ラジエータ 32 に走行風を当てることのできるようになる。

っている。

- [0072] 充電器 34 は、電池 33 に電力を充電するための機器である。電池 33 および充電器 34 は、車両に搭載された車載機器であり、作動に伴って発熱する発熱機器である。電池 33 および充電器 34 は、作動に伴って発生する廃熱を低温冷却水回路 30 の冷却水に放熱する。換言すれば、電池 33 および充電器 34 は、低温冷却水回路 30 の冷却水に熱を供給する。
- [0073] 低温側リザーブタンク 35 は、余剰冷却水を貯留する冷却水貯留部である。低温側リザーブタンク 35 に余剰冷却水を貯留しておくことによって、各流路を循環する冷却水の液量の低下を抑制することができる。低温側リザーブタンク 35 は、密閉式リザーブタンクや大気開放式リザーブタンクである。
- [0074] 低温冷却水回路 30 には三方弁 36 が配置されている。三方弁 36 は、電池 33 側へ流れる冷却水の流量と、低温側ラジエータ 32 側へ流れる冷却水の流量との流量比を調整する低温熱媒体調整部である。電池 33 側へ流れる冷却水の流量と、低温側ラジエータ 32 側へ流れる冷却水の流量との流量比は、低温熱媒体流量比である。三方弁 36 は、低温側ラジエータ 32 に冷却水が流れる状態と流れない状態とを切り替える熱媒体流れ切替部である。三方弁 36 の作動は、制御装置 60 によって制御される。
- [0075] 空気側蒸発器 14 およびヒータコア 22 は、室内空調ユニット 50 の空調ケーシング 51 に收容されている。室内空調ユニット 50 は、車室内前部の図示しない計器盤の内側に配置されている。空調ケーシング 51 は、空気通路を形成する空気通路形成部材である。
- [0076] ヒータコア 22 は、空調ケーシング 51 内の空気通路において、空気側蒸発器 14 の空気流れ下流側に配置されている。空調ケーシング 51 には、内外気切替箱 52 と室内送風機 53 とが配置されている。
- [0077] 内外気切替箱 52 は、空調ケーシング 51 内の空気通路に内気と外気とを切替導入する内外気切替部である。室内送風機 53 は、内外気切替箱 52 を通して空調ケーシング 51 内の空気通路に導入された内気および外気を吸入

して送風する。室内送風機 53 の作動は、制御装置 60 によって制御される。

- [0078] 空調ケーシング 51 内の空気通路において空気側蒸発器 14 とヒータコア 22 との間には、エアミックスドア 54 が配置されている。エアミックスドア 54 は、空気側蒸発器 14 を通過した冷風のうちヒータコア 22 に流入する冷風と冷風バイパス通路 55 を流れる冷風との風量割合を調整する。
- [0079] 冷風バイパス通路 55 は、空気側蒸発器 14 を通過した冷風がヒータコア 22 をバイパスして流れる空気通路である。
- [0080] エアミックスドア 54 は、空調ケーシング 51 に対して回転可能に支持された回転軸と、回転軸に結合されたドア基板部とを有する回転式ドアである。エアミックスドア 54 の開度位置を調整することによって、空調ケーシング 51 から車室内に吹き出される空調風の温度を所望温度に調整できる。
- [0081] エアミックスドア 54 の回転軸は、サーボモータ 56 によって駆動される。エアミックスドア用サーボモータ 56 の作動は、制御装置 60 によって制御される。
- [0082] エアミックスドア 54 は、空気流れと略直交する方向にスライド移動するスライドドアであってもよい。スライドドアは、剛体で形成された板状のドアであってもよいし、可撓性を有するフィルム材で形成されたフィルムドアであってもよい。
- [0083] エアミックスドア 54 によって温度調整された空調風は、空調ケーシング 51 に形成された吹出口 57 から車室内へ吹き出される。
- [0084] 図 2 に示す制御装置 60 は、CPU、ROM および RAM 等を含む周知のマイクロコンピュータとその周辺回路から構成されている。制御装置 60 は、ROM 内に記憶された制御プログラムに基づいて各種演算、処理を行う。制御装置 60 の出力側には各種制御対象機器が接続されている。制御装置 60 は、各種制御対象機器の作動を制御する制御部である。
- [0085] 制御装置 60 によって制御される制御対象機器は、圧縮機 11、第 2 膨張弁 16、ヒータコア流路開閉弁 25、ラジエータ流路開閉弁 26、三方弁 3

6、室外送風機40、室内送風機53およびエアミックスドア用サーボモータ56等である。

[0086] 制御装置60のうち圧縮機11の電動モータを制御するソフトウェアおよびハードウェアは、冷媒吐出能力制御部である。制御装置60のうち第2膨張弁16を制御するソフトウェアおよびハードウェアは、絞り制御部である。

[0087] 制御装置60のうちヒータコア流路開閉弁25およびラジエータ流路開閉弁26を制御するソフトウェアおよびハードウェアは、高温熱媒体流れ制御部である。

[0088] 制御装置60のうち三方弁36を制御するソフトウェアおよびハードウェアは、低温熱媒体流れ制御部である。

[0089] 制御装置60のうち室外送風機40を制御するソフトウェアおよびハードウェアは、外気送風能力制御部である。

[0090] 制御装置60のうち室内送風機53を制御するソフトウェアおよびハードウェアは、空気送風能力制御部である。

[0091] 制御装置60のうちエアミックスドア用サーボモータ56を制御するソフトウェアおよびハードウェアは、風量割合制御部である。

[0092] 制御装置60の入力側には、内気温度センサ61、外気温度センサ62、日射量センサ63、蒸発器吸込空気温度センサ64、蒸発器温度センサ65、ヒータコア入口冷却水温度センサ66、電池入口冷却水温度センサ67、電池温度センサ68等の種々の制御用センサ群が接続されている。

[0093] 内気温度センサ61は車室内温度 T_r を検出する。外気温度センサ62は外気温 T_{am} を検出する。日射量センサ63は車室内の日射量 T_s を検出する。

[0094] 蒸発器吸込空気温度センサ64は、空気側蒸発器14に吸い込まれる空気の温度 $T_{E_{in}}$ を検出する空気温度検出部である。

[0095] 蒸発器温度センサ65は、空気側蒸発器14の温度 T_E を検出する温度検出部である。蒸発器温度センサ65は、例えば、空気側蒸発器14の熱交換

フィンの温度を検出するフィンサーミスタや、空気側蒸発器 14 を流れる冷媒の温度を検出する冷媒温度センサ等である。

[0096] ヒータコア入口冷却水温度センサ 66 は、ヒータコア 22 に流入する冷却水の温度 $T_{Hi n}$ を検出する熱媒体温度検出部である。

[0097] 電池入口冷却水温度センサ 67 は、電池 33 に流入する冷却水の温度を検出する熱媒体温度検出部である。

[0098] 電池温度センサ 68 は、電池 33 の温度を検出する電池温度検出部である。例えば、電池温度センサ 68 は、電池 33 の各セルの温度を検出する。

[0099] 制御装置 60 の入力側には、図示しない各種操作スイッチが接続されている。各種操作スイッチは操作パネル 70 に設けられており、乗員によって操作される。操作パネル 70 は車室内前部の計器盤付近に配置されている。制御装置 60 には、各種操作スイッチからの操作信号が入力される。

[0100] 各種操作スイッチは、エアコンスイッチ、温度設定スイッチ等である。エアコンスイッチは、室内空調ユニット 50 にて空気の冷却を行うか否かを設定する。温度設定スイッチは、車室内の設定温度を設定する。

[0101] 次に、上記構成における作動を説明する。制御装置 60 は、操作パネル 70 のエアコンスイッチが乗員によってオンされている場合、空気側蒸発器 14 の吸込空気温度 $T_{E i n}$ および目標吹出温度 $T_{A O}$ 等と図 3 に示す制御マップとに基づいて運転モードを切り替える。運転モードとしては、少なくとも冷房モード、第 1 除湿暖房モード、第 2 除湿暖房モードおよび第 3 除湿暖房モードがある。

[0102] 目標吹出温度 $T_{A O}$ は、車室内へ吹き出す吹出空気の目標温度である。制御装置 60 は、目標吹出温度 $T_{A O}$ を以下の数式に基づいて算出する。

[0103]
$$T_{A O} = K_{s e t} \times T_{s e t} - K_{r} \times T_{r} - K_{a m} \times T_{a m} - K_{s} \times T_{s} + C$$

この数式において、 $T_{s e t}$ は操作パネル 70 の温度設定スイッチによって設定された車室内設定温度、 T_{r} は内気温度センサ 61 によって検出された内気温、 $T_{a m}$ は外気温度センサ 62 によって検出された外気温、 T_{s} は

日射量センサ63によって検出された日射量である。 K_{set} 、 K_r 、 K_{am} 、 K_s は制御ゲインであり、 C は補正用の定数である。

- [0104] 目標吹出温度 T_{AO} の低温域では冷房モードに切り替える。目標吹出温度 T_{AO} が高温になるにつれて第1除湿暖房モード→第2除湿暖房モード→第3除湿暖房モードに切り替える。目標吹出温度 T_{AO} の閾値は、空気側蒸発器14の吸込空気温度 $T_{Ei n}$ が高温であるほど大きくなる。
- [0105] 冷房モードでは、車室内へ送風される空気を空気側蒸発器14で冷却することによって車室内を冷房する。
- [0106] 第1除湿暖房モード、第2除湿暖房モードおよび第3除湿暖房モードでは、車室内へ送風される空気を空気側蒸発器14で冷却除湿し、空気側蒸発器14で冷却除湿された空気をヒータコア22で加熱することによって車室内を除湿暖房する。
- [0107] 第1除湿暖房モードでは、高温冷却水回路20の冷却水の熱量が、ヒータコア22に必要とされる熱量に対して余剰となることから、高温冷却水回路20の冷却水の余剰熱を高温側ラジエータ23で外気に放熱させる。第1除湿暖房モードは、高温側ラジエータ23で外気に放熱する放熱モードである。
- [0108] 第2除湿暖房モードでは、高温冷却水回路20の冷却水の熱量が、ヒータコア22に必要とされる熱量に対して不足することから、不足する熱量を低温側ラジエータ32で外気から吸熱させる。第2除湿暖房モードは、低温側ラジエータ32で外気から吸熱する吸熱モードである。
- [0109] 第3除湿暖房モードでは、高温冷却水回路20の冷却水の熱量が、ヒータコア22に必要とされる熱量に対して不足することから、不足する熱量を低温側ラジエータ32で外気から、許容範囲内の最大能力で吸熱させる。
- [0110] 制御装置60は、第1除湿暖房モードと第2除湿暖房モードとを切り替える際に、一時的に移行モードを実施する。
- [0111] 移行モードでは、第1除湿暖房モードと第2除湿暖房モードとを同時に実施する。すなわち、移行モードでは、第1除湿暖房モードと同様に高温側ラ

ジェータ 23 にて高温冷却水回路 20 の冷却水から外気に放熱させるとともに、第 2 除湿暖房モードと同様に低温側ラジエータ 32 にて低温冷却水回路 30 の冷却水に外気から吸熱させる。これにより、第 1 除湿暖房モードと第 2 除湿暖房モードとの切り替えがスムーズになる。

[0112] 次に、冷房モード、第 1 除湿暖房モード、第 2 除湿暖房モード、第 3 除湿暖房モードおよび移行モードにおける作動について説明する。

[0113] 冷房モード、第 1 除湿暖房モード、第 2 除湿暖房モード、第 3 除湿暖房モードおよび移行モードでは、制御装置 60 は、目標吹出温度 TAO、センサ群の検出信号等に基づいて、制御装置 60 に接続された各種制御機器の作動状態（換言すれば、各種制御機器へ出力する制御信号）を決定する。

[0114] (1) 冷房モード

冷房モードでは、制御装置 60 は、圧縮機 11 および高温側ポンプ 21 を作動させる。冷房モードでは、制御装置 60 は、ヒータコア流路開閉弁 25 を開弁させ、ラジエータ流路開閉弁 26 を開弁させる。

[0115] これにより、冷房モード時の冷凍サイクル装置 10 では、図 1 の破線矢印のように冷媒が流れ、サイクルを循環する冷媒の状態については、以下のように変化する。

[0116] すなわち、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒が凝縮器 12 に流入する。凝縮器 12 に流入した冷媒は、高温冷却水回路 20 の冷却水に放熱する。これにより、凝縮器 12 で冷媒が冷却されて凝縮する。

[0117] 凝縮器 12 から流出した冷媒は、第 1 膨張弁 13 へ流入して、第 1 膨張弁 13 にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。第 1 膨張弁 13 にて減圧された低圧冷媒は、空気側蒸発器 14 に流入し、車室内へ送風される空気から吸熱して蒸発する。これにより、車室内へ送風される空気が冷却される。

[0118] そして、空気側蒸発器 14 から流出した冷媒は、圧縮機 11 の吸入側へと流れて再び圧縮機 11 にて圧縮される。

[0119] このように、冷房モードでは、空気側蒸発器 14 にて低圧冷媒に空気から吸熱させて、冷却された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。

- [0120] 冷房モード時の高温冷却水回路 20 では、図 1 の破線矢印に示すように、高温側ラジエータ 23 に高温冷却水回路 20 の冷却水が循環して高温側ラジエータ 23 で冷却水から外気に放熱される。
- [0121] このとき、図 1 の実線矢印に示すように、ヒータコア 22 にも高温冷却水回路 20 の冷却水が循環するが、ヒータコア 22 における冷却水から空気への放熱量はエアミックスドア 54 によって調整される。
- [0122] エアミックスドア 54 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 54 によって温度調整された空調風が目標吹出温度 TAO となるように決定される。具体的には、エアミックスドア 54 の開度が、目標吹出温度 TAO、空気側蒸発器 14 の温度 TE、ヒータコア 22 に流入する冷却水の温度 THin 等に基づいて決定される。
- [0123] 冷房モードにおいて電池 33 を冷却する必要がある場合、制御装置 60 は、第 2 膨張弁 16 を絞り開度で開弁させるとともに、低温冷却水回路 30 の冷却水が電池 33 を流れるように低温側ポンプ 31 および三方弁 36 を制御する。
- [0124] これにより、冷凍サイクル装置 10 では、図 1 の実線矢印に示すように、凝縮器 12 から流出した冷媒は、第 2 膨張弁 16 へ流入して、第 2 膨張弁 16 にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。第 2 膨張弁 16 にて減圧された低圧冷媒は、冷却水側蒸発器 17 に流入し、低温冷却水回路 30 の冷却水から吸熱して蒸発する。これにより、低温冷却水回路 30 の冷却水が冷却される。そして、低温冷却水回路 30 では、図 1 の破線矢印に示すように、電池 33 に冷却水が循環して電池 33 が冷却される。
- [0125] このとき、電池 33 が目標電池温度に冷却されるように、電池 33 を流れる冷却水の流量を三方弁 36 によって調整する。
- [0126] 目標電池温度から実際の電池 33 の温度を減じた温度差が大きいほど、電池 33 を流れる冷却水の流量を多くする。目標電池温度から実際の電池 33 の温度を減じた温度差が小さいほど、電池 33 を流れる冷却水の流量を少な

くする。

[0127] 目標電池温度から電池 33 に流入する冷却水の温度を減じた温度差が小さいほど、電池 33 を流れる冷却水の流量を多くする。目標電池温度から電池 33 に流入する冷却水の温度を減じた温度差が大きいほど、電池 33 を流れる冷却水の流量を少なくする。

[0128] (2) 第 1 除湿暖房モード

第 1 除湿暖房モードでは、制御装置 60 は、圧縮機 11 および高温側ポンプ 21 を作動させる。第 1 除湿暖房モードでは、ヒータコア流路開閉弁 25 を開弁させ、ラジエータ流路開閉弁 26 を開弁させる。

[0129] 第 1 除湿暖房モード時の冷凍サイクル装置 10 では、図 1 の破線矢印のように冷媒が流れ、サイクルを循環する冷媒の状態については、次のように変化する。

[0130] すなわち、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒は、凝縮器 12 へ流入して、高温冷却水回路 20 の冷却水と熱交換して放熱する。これにより、高温冷却水回路 20 の冷却水が加熱される。

[0131] 凝縮器 12 から流出した冷媒は、第 1 膨張弁 13 へ流入して、第 1 膨張弁 13 にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。第 1 膨張弁 13 にて減圧された低圧冷媒は、空気側蒸発器 14 に流入し、車室内へ送風される空気から吸熱して蒸発する。これにより、車室内へ送風される空気が冷却除湿される。

[0132] そして、冷却水側蒸発器 17 から流出した冷媒は、圧縮機 11 の吸入側へと流れて再び圧縮機 11 にて圧縮される。

[0133] 第 1 除湿暖房モード時の高温冷却水回路 20 では、図 1 の実線矢印に示すように、ヒータコア 22 に高温冷却水回路 20 の冷却水が循環する。

[0134] エアミックスドア 54 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 54 が図 1 の二点鎖線位置に位置してヒータコア 22 の空気通路を全開し、空気側蒸発器 14 を通過した空気の全流量がヒータコア 22 を通過するように決定される。

[0135] これにより、ヒータコア 22 で高温冷却水回路 20 の冷却水から、車室内

へ送風される空気に放熱される。したがって、空気側蒸発器 14 で冷却除湿された空気がヒータコア 22 で加熱されて車室内に吹き出される。

[0136] これと同時に、高温冷却水回路 20 では、図 1 の破線矢印に示すように、高温側ラジエータ 23 に冷却水が循環して高温側ラジエータ 23 で冷却水から外気に放熱される。

[0137] このように、第 1 除湿暖房モードでは、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒の有する熱を凝縮器 12 にて高温冷却水回路 20 の冷却水に放熱させ、高温冷却水回路 20 の冷却水が有する熱をヒータコア 22 にて空気に放熱させ、ヒータコア 22 で加熱された空気を車室内へ吹き出すことができる。

[0138] ヒータコア 22 では、空気側蒸発器 14 にて冷却除湿された空気を加熱する。これにより、車室内の除湿暖房を実現することができる。

[0139] 第 1 除湿暖房モードでは、目標吹出温度 TAO が比較的低温の領域で実施されるため、ヒータコア 22 の吹出空気温度が比較的低くてよい。そのため、ヒータコア 22 で必要とされる熱量に対して高温冷却水回路 20 の冷却水の熱量が余剰となる。

[0140] 高温冷却水回路 20 の冷却水の余剰熱は、高温側ラジエータ 23 にて外気に放熱される。

[0141] 第 1 除湿暖房モードでは、高温側ラジエータ 23 を流れる高温冷却水回路 20 の冷却水の流量は、高温冷却水回路 20 の冷却水の余剰熱を外気に放熱できるだけの流量でよい。

[0142] そのため、第 1 除湿暖房モードでは、高温冷却水回路 20 の冷却水の余剰熱を高温側ラジエータ 23 にて外気に放熱できるだけの開度とされる。

[0143] したがって、第 1 除湿暖房モードでは、ヒータコア流路開閉弁 25 の開度は、ラジエータ流路開閉弁 26 の開度よりも大きくされる。これにより、ヒータコア 22 を流れる高温冷却水回路 20 の冷却水の流量が、高温側ラジエータ 23 を流れる高温冷却水回路 20 の冷却水の流量よりも多くなる。

[0144] 第 1 除湿暖房モードでは、ヒータコア流路開閉弁 25 の時間平均開度が、ラジエータ流路開閉弁 26 の時間平均開度よりも大きくされていればよい。

- [0145] ヒータコア流路開閉弁25およびラジエータ流路開閉弁26を間欠的に開閉させ、ヒータコア流路開閉弁25の開弁時間の割合をラジエータ流路開閉弁26の開弁時間の割合よりも大きくすることによって、ヒータコア流路開閉弁25の時間平均開度が、ラジエータ流路開閉弁26の時間平均開度よりも大きくされてもよい。
- [0146] 例えば、ヒータコア流路開閉弁25とラジエータ流路開閉弁26との開度比は、ヒータコア22における単位時間当たりの空気の吸熱量 P_a と、ヒータコア22における単位時間当たりの冷却水の放熱量 P_w とが同じであるという関係を用いて決定することができる。以下、その理由を説明する。
- [0147] ヒータコア22で空気を目標吹出温度 T_{AO} まで加熱するために必要とされる、ヒータコア22における単位時間当たりの空気の吸熱量 P_a は、ヒータコア22を流れる空気の比熱および密度と、ヒータコア22に流入する空気の温度と、ヒータコア22を流れる空気の流量と、目標吹出温度 T_{AO} とに基づいて算出できる。
- [0148] 第1除湿暖房モードでは、エアミックスドア54がヒータコア22の空気通路を全開にするので、ヒータコア22を流れる空気の流量は、室内送風機53の送風量と同じである。室内送風機53の送風量は、室内送風機53の回転数または印加電圧に基づいて算出できる。
- [0149] ヒータコア22に流入する空気の温度は、蒸発器温度センサ65が検出する空気側蒸発器14の温度 T_E と同じと見なすことができる。
- [0150] 一方、ヒータコア22で空気を目標吹出温度 T_{AO} まで加熱するために必要とされる、ヒータコア22における単位時間当たりの冷却水の放熱量 P_w は、ヒータコア22を流れる冷却水の比熱および密度と、ヒータコア22を流れる冷却水の流量と、ヒータコア22に流入する冷却水の温度 T_{Hin} と、目標吹出温度 T_{AO} とに基づいて算出できる。
- [0151] ヒータコア22を流れる冷却水の流量は、高温側ポンプ21の吐出流量と、ヒータコア流路開閉弁25とラジエータ流路開閉弁26との開度比に基づいて算出できる。

- [0152] ヒータコア 22 における単位時間当たりの空気の吸熱量 P_a は、ヒータコア 22 における単位時間当たりの冷却水の放熱量 P_w と同じであるという関係から、ヒータコア 22 に流す必要のある冷却水の流量を算出でき、ひいてはヒータコア流路開閉弁 25 とラジエータ流路開閉弁 26 との開度比を算出できる。
- [0153] 第 1 除湿暖房モードにおいて電池 33 を冷却する必要がある場合、制御装置 60 は、第 2 膨張弁 16 を絞り開度で開弁させるとともに、低温冷却水回路 30 の冷却水が電池 33 を流れるように低温側ポンプ 31 および三方弁 36 を制御する。
- [0154] これにより、冷凍サイクル装置 10 では、図 1 の実線矢印に示すように、凝縮器 12 から流出した冷媒は、第 2 膨張弁 16 へ流入して、第 2 膨張弁 16 にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。第 2 膨張弁 16 にて減圧された低圧冷媒は、冷却水側蒸発器 17 に流入し、低温冷却水回路 30 の冷却水から吸熱して蒸発する。これにより、低温冷却水回路 30 の冷却水が冷却される。そして、低温冷却水回路 30 では、図 1 の破線矢印に示すように、電池 33 に冷却水が循環して電池 33 が冷却される。
- [0155] このとき、電池 33 が目標電池温度に冷却されるように、電池 33 を流れる冷却水の流量を三方弁 36 によって調整するのが好ましい。電池 33 を流れる冷却水の流量の調整の仕方は、冷房モードと同様である。
- [0156] (3) 第 2 除湿暖房モード
- 第 2 除湿暖房モードでは、制御装置 60 は、圧縮機 11、高温側ポンプ 21 および低温側ポンプ 31 を作動させる。第 2 除湿暖房モードでは、制御装置 60 は、第 2 膨張弁 16 を絞り開度で開弁させる。第 2 除湿暖房モードでは、制御装置 60 は、ヒータコア流路開閉弁 25 を開弁させ、ラジエータ流路開閉弁 26 を閉弁させる。第 2 除湿暖房モードでは、制御装置 60 は、低温冷却水回路 30 の冷却水が低温側ラジエータ 32 を流れるように三方弁 36 を制御する。
- [0157] 第 2 除湿暖房モードの冷凍サイクル装置 10 では、図 1 の破線矢印および

実線矢印のように冷媒が流れ、サイクルを循環する冷媒の状態については、次のように変化する。

- [0158] すなわち、冷凍サイクル装置 10 では、図 1 の破線矢印に示すように、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒は、凝縮器 12 へ流入して、高温冷却水回路 20 の冷却水と熱交換して放熱する。これにより、高温冷却水回路 20 の冷却水が加熱される。
- [0159] 凝縮器 12 から流出した冷媒は、第 1 膨張弁 13 へ流入して、第 1 膨張弁 13 にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。第 1 膨張弁 13 にて減圧された低圧冷媒は、空気側蒸発器 14 に流入し、車室内へ送風される空気から吸熱して蒸発する。これにより、車室内へ送風される空気が冷却除湿される。
- [0160] そして、冷却水側蒸発器 17 から流出した冷媒は、圧縮機 11 の吸入側へと流れて再び圧縮機 11 にて圧縮される。
- [0161] これと同時に、冷凍サイクル装置 10 では、図 1 の実線矢印に示すように、凝縮器 12 から流出した冷媒は、第 2 膨張弁 16 へ流入して、第 2 膨張弁 16 にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。第 2 膨張弁 16 にて減圧された低圧冷媒は、冷却水側蒸発器 17 に流入し、低温冷却水回路 30 の冷却水から吸熱して蒸発する。これにより、低温冷却水回路 30 の冷却水が冷却される。
- [0162] 第 2 除湿暖房モード時の高温冷却水回路 20 では、図 1 の実線矢印に示すように、ヒータコア 22 に高温冷却水回路 20 の冷却水が循環する。
- [0163] エアミックスドア 54 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 54 が図 1 の二点鎖線位置に位置してヒータコア 22 の空気通路を全開し、空気側蒸発器 14 を通過した送風空気の全流量がヒータコア 22 を通過するように決定される。
- [0164] これにより、ヒータコア 22 で高温冷却水回路 20 の冷却水から、車室内へ送風される空気に放熱される。したがって、空気側蒸発器 14 で冷却除湿された空気がヒータコア 22 で加熱されて車室内に吹き出される。
- [0165] このとき、ラジエータ流路開閉弁 26 が閉弁されているので、高温側ラジ

エータ 23 に高温冷却水回路 20 の冷却水が循環しない。したがって、高温側ラジエータ 23 で冷却水から外気に放熱されない。

[0166] 第 2 除湿暖房モード時の低温冷却水回路 30 では、図 1 の実線矢印に示すように、低温側ラジエータ 32 に低温冷却水回路 30 の冷却水が循環して低温側ラジエータ 32 にて低温冷却水回路 30 の冷却水に外気から吸熱される。

[0167] このように、第 2 除湿暖房モードでは、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒の有する熱を凝縮器 12 にて高温冷却水回路 20 の冷却水に放熱させ、高温冷却水回路 20 の冷却水が有する熱をヒータコア 22 にて空気に放熱させ、ヒータコア 22 で加熱された空気を車室内へ吹き出すことができる。

[0168] ヒータコア 22 では、空気側蒸発器 14 にて冷却除湿された空気を加熱する。これにより、車室内の除湿暖房を実現することができる。

[0169] 第 2 除湿暖房モードでは、第 1 除湿暖房モードと比較して目標吹出温度 T_{AO} が高温の領域で実施されるため、ヒータコア 22 の吹出空気温度を第 1 除湿暖房モードと比較して高くする必要がある。

[0170] 低温側ラジエータ 32 にて低温冷却水回路 30 の冷却水に外気から吸熱されるので、第 1 除湿暖房モードと比較してヒータコア 22 で利用できる熱量を増加させることができ、ヒータコア 22 の吹出空気温度を高めることができる。

[0171] 第 2 除湿暖房モードでは、低温側ラジエータ 32 を流れる低温冷却水回路 30 の冷却水の流量は、ヒータコア 22 で空気を目標吹出温度 T_{AO} まで加熱するために必要な熱を低温側ラジエータ 32 で吸熱できるだけの流量でよい。

[0172] したがって、目標吹出温度 T_{AO} からヒータコア 22 に流入する空気の温度（換言すれば、空気側蒸発器 14 の温度 T_E ）を減じた温度差が大きいほど、低温側ラジエータ 32 を流れる低温冷却水回路 30 の冷却水の流量が多くなるように三方弁 36 を制御する。

[0173] 第 2 除湿暖房モードにおいて電池 33 を冷却する必要がある場合、制御装

置60は、第2膨張弁16を絞り開度で開弁させるとともに、低温冷却水回路30の冷却水が電池33を流れるように三方弁36を制御する。

[0174] これにより、冷凍サイクル装置10では、図1の実線矢印に示すように、凝縮器12から流出した冷媒は、第2膨張弁16へ流入して、第2膨張弁16にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。第2膨張弁16にて減圧された低圧冷媒は、冷却水側蒸発器17に流入し、低温冷却水回路30の冷却水から吸熱して蒸発する。これにより、低温冷却水回路30の冷却水が冷却される。そして、低温冷却水回路30では、図1の破線矢印に示すように、電池33に冷却水が循環して電池33が冷却される。

[0175] このとき、電池33が目標電池温度に冷却されるように、電池33を流れる冷却水の流量を三方弁36によって調整するのが好ましい。電池33を流れる冷却水の流量の調整の仕方は、冷房モードと同様である。

[0176] (4) 第3除湿暖房モード

第3除湿暖房モードでは、第2除湿暖房モードと比較して目標吹出温度TA0が高温の領域で実施されるため、ヒータコア22の吹出空気温度を第2除湿暖房モードと比較して高くする必要がある。

[0177] 第3除湿暖房モードでは、第2除湿暖房モードと比較して、低温側ラジエータ32における外気からの吸熱量を多くする。具体的には、第2除湿暖房モードに対して、低温側ラジエータ32を流れる冷却水の流量が最大となるように三方弁36を制御する。

[0178] これにより、第2除湿暖房モードと比較してヒータコア22で利用できる熱量を増加させることができ、ヒータコア22の吹出空気温度を高めることができる。

[0179] 第3除湿暖房モードにおいて電池33を冷却する必要がある場合、制御装置60は、第2膨張弁16を絞り開度で開弁させるとともに、低温冷却水回路30の冷却水が電池33を流れるように三方弁36を制御する。

[0180] これにより、冷凍サイクル装置10では、図1の実線矢印に示すように、凝縮器12から流出した冷媒は、第2膨張弁16へ流入して、第2膨張弁1

6にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。第2膨張弁16にて減圧された低圧冷媒は、冷却水側蒸発器17に流入し、低温冷却水回路30の冷却水から吸熱して蒸発する。これにより、低温冷却水回路30の冷却水が冷却される。そして、低温冷却水回路30では、図1の破線矢印に示すように、電池33に冷却水が循環して電池33が冷却される。

[0181] このとき、電池33が目標電池温度に冷却されるように、電池33を流れる冷却水の流量を三方弁36によって調整するのが好ましい。電池33を流れる冷却水の流量の調整の仕方は、冷房モードと同様である。

[0182] (5) 移行モード

移行モードでは、制御装置60は、圧縮機11、高温側ポンプ21および低温側ポンプ31を作動させる。移行モードでは、制御装置60は、第2膨張弁16を絞り開度で開弁させる。移行モードでは、ヒータコア流路開閉弁25を開弁させ、ラジエータ流路開閉弁26を開弁させる。移行モードでは、制御装置60は、低温冷却水回路30の冷却水が低温側ラジエータ32を流れるように三方弁36を制御する。

[0183] 移行モードの冷凍サイクル装置10では、図1の破線矢印および実線矢印のように冷媒が流れ、サイクルを循環する冷媒の状態については、次のように変化する。

[0184] すなわち、冷凍サイクル装置10では、図1の破線矢印に示すように、圧縮機11から吐出された高圧冷媒は、凝縮器12へ流入して、高温冷却水回路20の冷却水と熱交換して放熱する。これにより、高温冷却水回路20の冷却水が加熱される。

[0185] 凝縮器12から流出した冷媒は、第1膨張弁13へ流入して、第1膨張弁13にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。第1膨張弁13にて減圧された低圧冷媒は、空気側蒸発器14に流入し、車室内へ送風される空気から吸熱して蒸発する。これにより、車室内へ送風される空気が冷却除湿される。

[0186] そして、冷却水側蒸発器17から流出した冷媒は、圧縮機11の吸入側へと流れて再び圧縮機11にて圧縮される。

- [0187] これと同時に、冷凍サイクル装置 10 では、図 1 の実線矢印に示すように、凝縮器 12 から流出した冷媒は、第 2 膨張弁 16 へ流入して、第 2 膨張弁 16 にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。第 2 膨張弁 16 にて減圧された低圧冷媒は、冷却水側蒸発器 17 に流入し、低温冷却水回路 30 の冷却水から吸熱して蒸発する。これにより、低温冷却水回路 30 の冷却水が冷却される。
- [0188] 第 1 除湿暖房モード時の高温冷却水回路 20 では、図 1 の実線矢印に示すように、ヒータコア 22 に高温冷却水回路 20 の冷却水が循環する。
- [0189] エアミックスドア 54 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 54 が図 1 の二点鎖線位置に位置してヒータコア 22 の空気通路を全開し、空気側蒸発器 14 を通過した空気的全流量がヒータコア 22 を通過するように決定される。
- [0190] これにより、ヒータコア 22 で高温冷却水回路 20 の冷却水から、車室内へ送風される空気に放熱される。したがって、空気側蒸発器 14 で冷却除湿された空気がヒータコア 22 で加熱されて車室内に吹き出される。
- [0191] 移行モード時の高温冷却水回路 20 では、図 1 の破線矢印に示すように、高温側ラジエータ 23 に高温冷却水回路 20 の冷却水が循環して高温側ラジエータ 23 で冷却水から外気に放熱される。
- [0192] 移行モード時の低温冷却水回路 30 では、図 1 の実線矢印に示すように、低温側ラジエータ 32 に低温冷却水回路 30 の冷却水が循環して低温側ラジエータ 32 にて低温冷却水回路 30 の冷却水に外気から吸熱される。
- [0193] このように、移行モードでは、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒の有する熱を凝縮器 12 にて高温冷却水回路 20 の冷却水に放熱させ、高温冷却水回路 20 の冷却水が有する熱をヒータコア 22 にて空気に放熱させ、ヒータコア 22 で加熱された空気を車室内へ吹き出すことができる。
- [0194] ヒータコア 22 では、空気側蒸発器 14 にて冷却除湿された空気を加熱する。これにより、車室内の除湿暖房を実現することができる。
- [0195] 低温側ラジエータ 32 にて低温冷却水回路 30 の冷却水に外気から吸熱さ

れるので、第2除湿暖房モードと同様にヒータコア22で利用できる熱量を増加させることができ、ヒータコア22の吹出空気温度を高めることができる。低温側ラジエータ32を流れる低温冷却水回路30の冷却水の流量は、第2除湿暖房モードと同様に調整される。すなわち、三方弁36は、第2除湿暖房モードと同様に制御される。

[0196] 第2除湿暖房モードと同様に、高温冷却水回路20の冷却水の余剰熱は、高温側ラジエータ23にて外気に放熱される。高温側ラジエータ23を流れる高温冷却水回路20の冷却水の流量は、第1除湿暖房モードと同様に調整される。すなわち、ヒータコア流路開閉弁25およびラジエータ流路開閉弁26の開度は、第1除湿暖房モードと同様に決定される。

[0197] 移行モードにおいて電池33を冷却する必要がある場合、制御装置60は、第2膨張弁16を絞り開度で開弁させるとともに、低温冷却水回路30の冷却水が電池33を流れるように三方弁36を制御する。

[0198] これにより、冷凍サイクル装置10では、図1の実線矢印に示すように、凝縮器12から流出した冷媒は、第2膨張弁16へ流入して、第2膨張弁16にて低圧冷媒となるまで減圧膨張される。第2膨張弁16にて減圧された低圧冷媒は、冷却水側蒸発器17に流入し、低温冷却水回路30の冷却水から吸熱して蒸発する。これにより、低温冷却水回路30の冷却水が冷却される。そして、低温冷却水回路30では、図1の破線矢印に示すように、電池33に冷却水が循環して電池33が冷却される。

[0199] このとき、電池33が目標電池温度に冷却されるように、電池33を流れる冷却水の流量を三方弁36によって調整するのが好ましい。電池33を流れる冷却水の流量の調整の仕方は、冷房モードと同様である。

[0200] 移行モードでは、第1除湿暖房モードと同様に高温側ラジエータ23にて高温冷却水回路20の冷却水から外気に放熱させるとともに、第2除湿暖房モードと同様に低温側ラジエータ32にて低温冷却水回路30の冷却水に外気から吸熱させる。

[0201] したがって、第1除湿暖房モードと第2除湿暖房モードとを切り替える際

に、一時的に移行モードを実施することによって、第1除湿暖房モードと第2除湿暖房モードとの切り替えがスムーズになる。

[0202] 本実施形態では、制御装置60は、凝縮器12で冷媒から高温冷却水回路20の冷却水に放熱された熱のうち、ヒータコア22にて車室内へ送風される空気を目標吹出温度TAOに加熱するために必要な熱に対して余剰な熱が高温側ラジエータ23にて車室外の空気に放熱される流量比となるように、ヒータコア流路開閉弁25およびラジエータ流路開閉弁26を制御する。

[0203] 「凝縮器12で冷媒から高温冷却水回路20の冷却水に放熱された熱のうち、ヒータコア22にて車室内へ送風される空気を目標吹出温度TAOに加熱するために必要な熱に対して余剰な熱」とは、凝縮器12で冷媒から高温冷却水回路20の冷却水に放熱された熱量から、ヒータコア22にて車室内へ送風される空気を目標吹出温度TAOに加熱するために必要な熱量を減じた差の分のことである。

[0204] これによると、ヒータコア22にて車室内へ送風される空気を目標吹出温度TAOに加熱するために必要な熱がヒータコア22に分配されるようにヒータコア22に熱媒体を流すことができる。したがって、車室内へ送風される空気をヒータコア22で適切に加熱できる。

[0205] 本実施形態では、制御装置60は、ヒータコア22および高温側ラジエータ23の両方に高温冷却水回路20の冷却水を流す場合、ヒータコア22における高温冷却水回路20の冷却水の時間平均流量が高温側ラジエータ23における高温冷却水回路20の冷却水の時間平均流量よりも多くなるようにヒータコア流路開閉弁25およびラジエータ流路開閉弁26を制御する。これにより、ヒータコア22での空気加熱能力が不足することを確実に抑制できる。

[0206] 本実施形態では、ラジエータ流路開閉弁26は、高温冷却水回路20の冷却水の流れにおいて凝縮器12と高温側ラジエータ23との間に配置されていて、高温側ラジエータ23に流入する高温冷却水回路20の冷却水の流量を調整する。これにより、余剰な熱を高温側ラジエータ23にて車室外の空

気に確実に放熱できる。

- [0207] 本実施形態では、ヒータコア 22 および高温側ラジエータ 23 は、高温冷却水回路 20 の冷却水の流れにおいて互いに並列に配置されている。ヒータコア流路開閉弁 25 は、高温冷却水回路 20 の冷却水の流れにおいて、高温側分岐部 20d とヒータコア 22 との間に配置されていて、ヒータコア 22 に流入する高温冷却水回路 20 の冷却水の流量を調整する。これにより、余剰な熱を高温側ラジエータ 23 にて車室外の空気に一層確実に放熱できる。
- [0208] 本実施形態の冷凍サイクル装置 10 は、冷却水側蒸発器 17 を備えている。冷却水側蒸発器 17 は、第 2 膨張弁 16 で減圧された冷媒と低温冷却水回路 30 の冷却水とを熱交換させて冷媒を蒸発させるとともに低温冷却水回路 30 の冷却水を冷却する。これにより、上述の作用効果を奏する冷凍サイクル装置 10 において、低温冷却水回路 30 の冷却水を冷却できる。
- [0209] 本実施形態では、低温側ラジエータ 32 は、低温冷却水回路 30 の冷却水と外気とを熱交換させて低温冷却水回路 30 の冷却水に外気から吸熱させる。これにより、上述の作用効果を奏する冷凍サイクル装置 10 において、外気から吸熱してヒータコア 22 での空気加熱能力を高めることができる。
- [0210] 本実施形態では、制御装置 60 は、第 1 除湿暖房モードと第 2 除湿暖房モードとの切り替えの際に移行モードを実行する。
- [0211] これにより、高温側ラジエータ 23 で外気に放熱する第 1 除湿暖房モードと、低温側ラジエータ 32 で外気から吸熱する第 2 除湿暖房モードとをスムーズに切り替えることができる。
- [0212] 本実施形態では、制御装置 60 は、低温側ラジエータ 32 を流れる低温冷却水回路 30 の冷却水と電池 33 を冷却する低温冷却水回路 30 の冷却水との流量比が、電池 33 が目標電池温度に冷却される流量比となるように、三方弁 36 の作動を制御する。
- [0213] これによると、電池 33 が目標電池温度になるように電池 33 に低温冷却水回路 30 の冷却水を流すことができる。したがって、車室内へ送風される空気を加熱しつつ電池 33 を適切に冷却できる。

[0214] 本実施形態では、電池 33 は、低温冷却水回路 30 の冷却水によって冷却される。これにより、電池 33 を効率的に冷却できる。

[0215] 本実施形態では、充電器 34 は、低温冷却水回路 30 の冷却水によって冷却される。これにより、充電器 34 を効率的に冷却できる。

[0216] 本実施形態では、空気側蒸発器 14 は、第 1 膨張弁 13 で減圧された冷媒と車室内へ送風される空気とを熱交換させて車室内へ送風される空気を冷却する。これにより、車室内の除湿暖房を行うことのできる冷凍サイクル装置において、上述の作用効果を奏することができる。

[0217] (第 2 実施形態)

上記実施形態では、ヒータコア 22 と高温側ラジエータ 23 とが高温冷却水回路 20 の冷却水の流れにおいて互いに並列に配置されているが、本実施形態では、図 4 に示すように、ヒータコア 22 と高温側ラジエータ 23 とが高温冷却水回路 20 の冷却水の流れにおいて互いに直列に配置されている。

[0218] 高温冷却水回路 20 には、バイパス流路 27 が設けられている。バイパス流路 27 は、高温冷却水回路 20 の冷却水が高温側ラジエータ 23 をバイパスして流れるバイパス部である。

[0219] 高温冷却水回路 20 の冷却水流路のうち、冷却水がバイパス流路 27 と並列に流れる部位には、流量調整弁 28 が配置されている。流量調整弁 28 は、冷却水流路を開閉するとともに、冷却水流路の開度を任意に調整可能な電磁弁である。流量調整弁 28 の作動は制御装置 60 によって制御される。

[0220] 流量調整弁 28 は、高温冷却水回路 20 において、バイパス流路 27 の分岐部であるバイパス分岐部 20e と高温側ラジエータ 23 との間に配置されている。流量調整弁 28 は、高温側ラジエータ 23 を流れる冷却水とバイパス流路 27 を流れる冷却水との流量比を調整する高温熱媒体調整部である。高温側ラジエータ 23 を流れる冷却水とバイパス流路 27 を流れる冷却水との流量比は、バイパス流量比である。流量調整弁 28 は、冷却水の流量を調整する流量調整部（換言すれば、流量調整機構）である。

[0221] 流量調整弁 28 により、ヒータコア 22 を流れる冷却水と高温側ラジエー

タ 23 を流れる冷却水との流量比が調整される。

[0222] バイパス流路 27 にはバイパス開閉弁 29 が配置されている。バイパス開閉弁 29 は、バイパス流路 27 を開閉する電磁弁である。バイパス開閉弁 29 の作動は制御装置 60 によって制御される。

[0223] 流量調整弁 28 の開度およびバイパス開閉弁 29 の開度を調整することによって、ヒータコア 22 を流れる冷却水の流量と高温側ラジエータ 23 を流れる冷却水の流量との流量比を調整できる。

[0224] 第 1 除湿暖房モードでは、上記第 1 実施形態と同様に、ヒータコア側の流量を高温側ラジエータ側の流量よりも多くする。

[0225] 流量調整弁 28 を閉弁しバイパス開閉弁 29 を開弁することによって、高温側ラジエータ 23 に冷却水を流すことなくヒータコア 22 に冷却水を流すことができる。したがって、上記第 1 実施形態と同様に、第 2、第 3 除湿モードに切り替えることができる。

[0226] 本実施形態では、ヒータコア 22 および高温側ラジエータ 23 は、高温冷却水回路 20 の冷却水の流れにおいて互いに直列に配置されている。ヒータコア 22 は、高温側ラジエータ 23 よりも高温冷却水回路 20 の冷却水の上流側に配置されている。バイパス流路 27 は、ヒータコア 22 から流出した高温冷却水回路 20 の冷却水が、高温側ラジエータ 23 をバイパスして流れる。バイパス開閉弁 29 は、高温側ラジエータ 23 を流れる高温冷却水回路 20 の冷却水とバイパス流路 27 を流れる高温冷却水回路 20 の冷却水との流量比を調整することによって、ヒータコア 22 を流れる高温冷却水回路 20 の冷却水と高温側ラジエータ 23 を流れる高温冷却水回路 20 の冷却水との流量比を調整する。

[0227] これにより、上記実施形態と同様の作動および作用効果を実現できる。

[0228] (第 3 実施形態)

上記実施形態では、定圧弁 15 によって、空気側蒸発器 14 の冷媒圧力を空気側蒸発器 14 の冷媒圧力よりも高くしているが、本実施形態では、図 5 に示すように、冷却水側蒸発器 17 の出口側に定圧弁 15 がないので、冷却

水側蒸発器 17 における冷媒圧力が空気側蒸発器 14 における冷媒圧力と同じになる。

[0229] 本実施形態においても、上記第 1 実施形態と同様に、第 1 除湿暖房モード時に、空気側蒸発器 14 および冷却水側蒸発器 17 での吸熱量がヒータコア 22 で必要な熱量に対して余剰となる場合、余剰熱を高温側ラジエータ 23 で外気に放熱する。

[0230] ヒータコア 22 を流れる冷却水の流量と高温側ラジエータ 23 を流れる冷却水の流量との流量比、すなわちヒータコア流路開閉弁 25 とラジエータ流路開閉弁 26 との開度比は、上記第 1 実施形態と同様に決定すればよい。

[0231] (第 4 実施形態)

本実施形態では、図 6 に示すように、高温側ラジエータ 23 と低温側ラジエータ 32 とが、共通のフィン 37 によって互いに接合されている。

[0232] 共通のフィン 37 は、冷却水と空気との熱交換を促進する熱交換促進部材である。共通のフィン 37 は、金属製（例えばアルミニウム製）の部材である。

[0233] 共通のフィン 37 は、高温側ラジエータ 23 と低温側ラジエータ 32 とを金属で結合することによって、高温側ラジエータ 23 から低温側ラジエータ 32 へ熱を移動させる結合部である。

[0234] これにより、第 2、第 3 除湿暖房モード後の除霜を行うことができる。第 2、第 3 除湿暖房モードでは、低温側ラジエータ 32 で低温冷却水回路 30 の冷却水が外気から吸熱するので、低温側ラジエータ 32 の温度が氷点下になると低温側ラジエータ 32 に着霜が生じる。そこで、第 2、第 3 除湿暖房モードを実行した後の停車時に、高温冷却水回路 20 の冷却水に残った熱を利用して低温側ラジエータ 32 を除霜する。

[0235] すなわち、高温側ラジエータ 23 および低温側ラジエータ 32 は、共通のフィン 37 によって互いに熱移動可能に接続されているので、高温冷却水回路 20 の冷却水の熱が、高温側ラジエータ 23 から低温側ラジエータ 32 に移動する。

[0236] これにより、低温側ラジエータ 3 2 の温度が上昇して、低温側ラジエータ 3 2 の表面に付着した霜を融かすことができる。

[0237] (第 5 実施形態)

上記実施形態では、ヒータコア 2 2 を流れる冷却水と高温側ラジエータ 2 3 を流れる冷却水との流量比をヒータコア流路開閉弁 2 5 およびラジエータ流路開閉弁 2 6 によって調整するが、本実施形態では、図 7 に示すように、ヒータコア 2 2 を流れる冷却水と高温側ラジエータ 2 3 を流れる冷却水との流量比を高温側三方弁 4 5 によって調整する。

[0238] 高温側三方弁 4 5 は、冷却水の流量を調整する流量調整部（換言すれば、流量調整機構）である。高温側三方弁 4 5 は、高温側分岐部 2 0 d に配置され、ヒータコア流路 2 0 b とラジエータ流路 2 0 c との開度比を調整する。したがって、高温側三方弁 4 5 は、ヒータコア 2 2 を流れる冷却水と高温側ラジエータ 2 3 を流れる冷却水との流量比を調整する。換言すれば、高温側三方弁 4 5 は、凝縮器 1 2 で加熱された冷却水の流量に対する、高温側ラジエータ 2 3 に流入する冷却水の流量の比 G_w （以下、ラジエータ流量比と言う。）を調整する。ラジエータ流量比は、放熱器側流量比である。

[0239] 図 8 および図 9 に示すように、高温側三方弁 4 5 は、筐体 4 5 1、弁体 4 5 2 およびアクチュエータ 4 5 3 を有している。筐体 4 5 1 は、冷却水入口 4 5 1 a、ヒータコア側出口 4 5 1 b およびラジエータ側出口 4 5 1 c を有している。

[0240] 冷却水入口 4 5 1 a は熱媒体入口である。冷却水入口 4 5 1 a は、凝縮器流路 2 0 a に接続されている。ヒータコア側出口 4 5 1 b は、ヒータコア流路 2 0 b に接続されている。ラジエータ側出口 4 5 1 c は、ラジエータ流路 2 0 c に接続されている。

[0241] 筐体 4 5 1 の内部には、冷却水入口空間 4 5 1 d、ヒータコア側空間 4 5 1 e およびラジエータ側空間 4 5 1 f が形成されている。冷却水入口空間 4 5 1 d は熱媒体入口空間である。冷却水入口空間 4 5 1 d は、冷却水入口 4 5 1 a と連通している。ヒータコア側空間 4 5 1 e は、ヒータコア側出口 4

5 1 b と連通している。ラジエータ側空間 4 5 1 f は、ラジエータ側出口 4 5 1 c と連通している。

[0242] ヒータコア側空間 4 5 1 e およびラジエータ側空間 4 5 1 f はそれぞれ、冷却水入口空間 4 5 1 d と連通している。ヒータコア側空間 4 5 1 e およびラジエータ側空間 4 5 1 f は、互いに隣り合わせになっている。

[0243] 弁体 4 5 2 は、ヒータコア側空間 4 5 1 e およびラジエータ側空間 4 5 1 f を開閉することによって、ヒータコア側空間 4 5 1 e およびラジエータ側空間 4 5 1 f と冷却水入口空間 4 5 1 d との連通状態を変化させる。弁体 4 5 2 は、ヒータコア側空間 4 5 1 e およびラジエータ側空間 4 5 1 f の開度を調整することによって、ヒータコア流路 2 0 b とラジエータ流路 2 0 c との開度比を調整する。

[0244] 弁体 4 5 2 は、アクチュエータ 4 5 3 の回転駆動力によって回転操作される。アクチュエータ 4 5 3 の作動は、制御装置 6 0 によって制御される。

[0245] 図 1 0 ~ 1 2 は、弁体 4 5 2 の作動状態の例を示している。図 1 0 に示す例では、弁体 4 5 2 は、ヒータコア側空間 4 5 1 e を開き、ラジエータ側空間 4 5 1 f を閉じている。図 1 1 に示す例では、弁体 4 5 2 は、ヒータコア側空間 4 5 1 e を閉じ、ラジエータ側空間 4 5 1 f を開いている。

[0246] 図 1 2 に示す例では、弁体 4 5 2 は、ヒータコア側空間 4 5 1 e およびラジエータ側空間 4 5 1 f のそれぞれを部分的に開いている。

[0247] 弁体 4 5 2 を図 1 0 に示す位置と図 1 1 に示す位置との間の任意の位置に操作することによって、ヒータコア側空間 4 5 1 e およびラジエータ側空間 4 5 1 f の開度比を任意に調整できる。したがって、高温側三方弁 4 5 は、ヒータコア 2 2 を流れる冷却水と高温側ラジエータ 2 3 を流れる冷却水との流量比を任意に調整できる。換言すれば、高温側三方弁 4 5 は、ラジエータ流量比 G_w を任意に調整できる。

[0248] 高温側三方弁 4 5 におけるラジエータ流量比の最小分解能を図 1 3 に基づいて説明する。高温側三方弁 4 5 におけるラジエータ流量比の最小分解能とは、高温側三方弁 4 5 がラジエータ流量比を調整する際における、ラジエー

ラジエータ流量比の最小変動量である。換言すれば、高温側三方弁45におけるラジエータ流量比の最小分解能は、高温側三方弁45におけるラジエータ流量比の最小調整幅である。すなわち、高温側三方弁45の最小分解能が小さいほど、ラジエータ流量比を細かく調整できることを意味している。

[0249] 図13は、ラジエータ流量比 G_w とヒータコア22から吹き出される空気の温度 T_H （以下、ヒータコア吹出温度と言う。）との関係を示している。

[0250] 図13で示すラジエータ流量比 G_w とヒータコア吹出温度 T_H との関係は、次の(1)～(3)の条件下において、ラジエータ流量比が1から0へと減少するように高温側三方弁45を制御したときのヒータコア吹出温度 T_H を測定した結果である。

[0251] (1) 外気温 T_{am} が 0°C 、車室内温度 T_r が 25°C のときに、室内空調ユニット50の吸込モードを内気導入モードとし、室内空調ユニット50内の室内送風機53の送風量が $200\text{ m}^3/\text{h}$ とする。内気導入モードは、内外気切替箱52が空調ケーシング51内の空気通路に内気を導入させる運転モードである。

[0252] (2) 冷凍サイクル1の吸熱量（換言すれば、除湿能力または電池冷却能力）が一定になるように圧縮機11を制御する。例えば、空気側蒸発器14の温度 T_E が一定温度（例えば 2°C ）となるように圧縮機11を制御する。例えば、冷却水側蒸発器17で冷却された冷却水の温度 T_E が一定温度となるように圧縮機11を制御する。

[0253] (3) 高温側ポンプ21の回転数を一定に制御する。具体的には、高温冷却水回路20において、冷却水による熱の輸送を十分に行うことのできる冷却水流量となるように高温側ポンプ21の回転数を制御する。例えば、冷却水流量が $10\text{ L}/\text{min}$ となるように高温側ポンプ21の回転数を制御する。

[0254] 図13のグラフのハッチング領域は、ラジエータ流量比 G_w の調整範囲を示している。図13のグラフのハッチング領域は、ヒータコア吹出温度 T_H の上限値 T_{HL1} （以下、上限吹出温度と言う。）を表す直線と、ヒータコ

ア吹出温度 T_H の下限値 T_{HL2} (以下、下限吹出温度と言う。) を表す直線と、ヒータコア吹出温度 T_H の最大値 T_{Hmax} (以下、最大吹出温度と言う。) を表す曲線とで囲まれた領域である。

[0255] すなわち、ヒータコア 22 は、下限吹出温度 T_{HL2} 以上、上限吹出温度 T_{HL1} 以下の温度の空気を吹き出すことが要求される。最大吹出温度 T_{Hmax} は、ヒータコア 22 の空気加熱能力が最大になっているときのヒータコア吹出温度 T_H である。

[0256] 上限吹出温度 T_{HL1} 、下限吹出温度 T_{HL2} および最大吹出温度 T_{Hmax} は、ラジエータ流量比 G_w を用いて次の数式 $f_1 \sim f_3$ で表される。

[0257] $T_{HL1} = 55 \dots (f_1)$

$T_{HL2} = -1.54 G_w + 5.3 \dots (f_2)$

$T_{Hmax} = 5.0052 G_w^{-1.173} \dots (f_3)$

すなわち、最大吹出温度 T_{Hmax} は、ラジエータ流量比 G_w が小さいほど大きくなる。換言すれば、最大吹出温度 T_{Hmax} を表す曲線は、負の傾きを有している。

[0258] 最大吹出温度 T_{Hmax} を表す曲線の負の傾きは、ラジエータ流量比 G_w が小さいほど大きくなる。すなわち、最大吹出温度 T_{Hmax} を表す曲線は、ラジエータ流量比 G_w が小さいほど傾斜が大きくなる。換言すれば、ラジエータ流量比 G_w の減少に対する最大吹出温度 T_{Hmax} の増加率は、ラジエータ流量比 G_w が小さいほど大きくなっている。

[0259] 図 13 に示す第 1 変動幅 ΔT_{H1} は、ヒータコア吹出温度 T_H の変動幅の許容値である。本例では、第 1 変動幅 ΔT_{H1} は 7°C 、より具体的には上限吹出温度 T_{HL1} を中心として $\pm 3.5^\circ\text{C}$ である。第 1 変動幅 ΔT_{H1} は、乗員が不快と感じるか否かの境界と考えられるヒータコア吹出温度 T_H の変動幅である。

[0260] 図 13 に示す第 1 調整量 G_{w1} は、最大吹出温度 T_{Hmax} が上限吹出温度 T_{HL1} と一致しているときに、ヒータコア吹出温度 T_H の第 1 変動幅 ΔT_{H1} に対応するラジエータ流量比 G_w の調整量である。本例では、第 1 調

調整量 G_{w1} は、0.014 である。

[0261] 高温側三方弁 45 の最小分解能は、第 1 調整量 G_{w1} 以下になっている。具体的には、高温側三方弁 45 のアクチュエータ 453 と弁体 452 との間のギヤ比の設定等により、高温側三方弁 45 の最小分解能を第 1 調整量 G_{w1} 以下にしている。

[0262] これにより、高温側三方弁 45 がラジエータ流量比 G_w を調整したときにヒータコア吹出温度 T_H の変動幅を第 1 変動幅 ΔT_{H1} 以内に抑えることができるので、吹出温度の変動によって乗員が不快と感ずることを防止できる。

[0263] 高温側三方弁 45 の最小分解能 G_{wmin} は、以下の数式 $f_4 \sim f_7$ で表すことができる。

$$[0264] \quad G_{wmin} \leq G_{w1} \quad \dots (f_4)$$

$$G_{w1} = G_{wa} - G_{wb} \quad \dots (f_5)$$

$$G_{wa} = f^{-1}(T_{HL1} - \Delta T_{H1} / 2) \quad \dots (f_6)$$

$$G_{wb} = f^{-1}(T_{HL1} + \Delta T_{H1} / 2) \quad \dots (f_7)$$

ここで、 G_{wa} は、図 14 に示すように、第 1 変動幅 ΔT_{H1} の下限におけるヒータコア吹出温度 T_H に対応するラジエータ流量比 G_w である。 G_{wb} は、図 14 に示すように、第 1 変動幅 ΔT_{H1} の上限におけるヒータコア吹出温度 T_H に対応するラジエータ流量比 G_w である。

[0265] 数式 $f_6 \sim f_7$ 中の $f^{-1}(x)$ は、数式 f_3 の逆関数である。すなわち、数式 f_3 は、 $f(x) = 5.0052x^{-1.173}$ という関数で表すことができ、 $f(x)$ の逆関数を $f^{-1}(x)$ と表している。

[0266] 以上のことから、高温側三方弁 45 の最小分解能 G_{wmin} は、以下の数式 f_8 の関係を満たしている。

$$[0267] \quad G_{wmin} \leq f^{-1}(T_{HL1} - \Delta T_{H1} / 2) - f^{-1}(T_{HL1} + \Delta T_{H1} / 2) \quad \dots (f_8)$$

図 13 に示す第 2 変動幅 ΔT_{H2} は、ヒータコア入口冷却水温度センサ 6 の検出温度の誤差幅である。本例では、第 2 変動幅 ΔT_{H2} は 0.4℃、

より具体的には上限吹出温度 T_{HL1} を中心として $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ である。ヒータコア入口冷却水温度センサ 66 の検出温度は、ヒータコア吹出温度 T_H とみなすことができる。第 2 変動幅 ΔT_{H2} は、ヒータコア吹出温度 T_H を検出するセンサの検出温度の誤差幅であってもよい。

[0268] 図 13 に示す第 2 調整量 G_{w2} は、最大吹出温度 T_{Hmax} が上限吹出温度 T_{HL1} と一致しているときに、ヒータコア吹出温度 T_H の第 2 変動幅 ΔT_{H2} に対応するラジエータ流量比 G_w の調整量である。本例では、第 2 調整量 G_{w2} は、 0.0008 である。

[0269] 高温側三方弁 45 の最小分解能は、第 2 調整量 G_{w2} 以上になっている。具体的には、高温側三方弁 45 のアクチュエータ 453 と弁体 452 との間のギャ比の設定等により、高温側三方弁 45 の最小分解能を第 2 調整量 G_{w2} 以上にしている。これにより、高温側三方弁 45 がラジエータ流量比 G_w を調整したときにヒータコア吹出温度 T_H の変動幅を第 2 変動幅 ΔT_{H2} 以上にできるので、ヒータコア入口冷却水温度センサ 66 の検出精度を超えて高温側三方弁 45 の最小分解能が小さくなることを回避している。

[0270] 本実施形態では、図 13 に示すように、最大吹出温度 T_{Hmax} は、ラジエータ流量比 G_w が減少するにつれて増加し、ラジエータ流量比 G_w の減少に対する最大吹出温度 T_{Hmax} の増加率が、ラジエータ流量比 G_w が小さくなるほど大きくなっている。

[0271] これによると、高温側三方弁 45 の分解能を適切に設定することにより、ラジエータ流量比 G_w が小さいときであってもヒータコア 22 で加熱された空気を適切な温度に加熱できる。

[0272] 本実施形態では、図 14 に示すように、最大吹出温度 T_{Hmax} が上限吹出温度 T_{HL1} となるときのラジエータ流量比 G_w において、高温側三方弁 45 は、最大吹出温度 T_{Hmax} の変動幅が第 1 変動幅 ΔT_{H1} 以下となるようにラジエータ流量比 G_w を調整可能である。

[0273] これにより、高温側三方弁 45 がラジエータ流量比 G_w を調整したときにヒータコア吹出温度 T_H の変動幅を第 1 変動幅 ΔT_{H1} 以内に抑えることが

できるので、吹出温度の変動によって乗員が不快と感ずることを防止できる。

[0274] 本実施形態では、図14に示すように、最大吹出温度 T_{Hmax} が上限吹出温度 T_{HL1} となるときのラジエータ流量比 G_w において、高温側三方弁45は、ヒータコア吹出温度 T_H の変動幅が第2変動幅 ΔT_H2 以上となるようにラジエータ流量比 G_w を調整可能である。

[0275] これにより、ヒータコア入口冷却水温度センサ66の検出精度を超えて高温側三方弁45の最小分解能が小さくなることを回避できる。

[0276] (第6実施形態)

図15に示すように、本実施形態では、ラジエータ流路20cにサーモスタット47が配置されている。サーモスタット47は、凝縮器12から流出した冷却水の温度の上昇に伴ってラジエータ流路20cの開度を増加させる高温熱媒体調整部である。サーモスタット47は、冷却水の温度変化に応じて体積変化するサーモワックスによって弁体を変位させる機械的機構である。

[0277] これにより、凝縮器12から流出した冷却水の温度が低い場合にサーモスタット47がラジエータ流路20cを閉じることによって、高温側ラジエータ23での放熱を止めることができる。

[0278] 本開示は上述の実施形態に限定されることなく、本開示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。

[0279] 上記実施形態では、熱媒体として冷却水を用いているが、油などの各種媒体を熱媒体として用いてもよい。熱媒体として、ナノ流体を用いてもよい。ナノ流体とは、粒子径がナノメートルオーダーのナノ粒子が混入された流体のことである。

[0280] 上記実施形態の冷凍サイクル装置10では、冷媒としてフロン系冷媒を用いているが、冷媒の種類はこれに限定されるものではなく、二酸化炭素等の自然冷媒や炭化水素系冷媒等を用いてもよい。

[0281] また、上記実施形態の冷凍サイクル装置10は、高圧側冷媒圧力が冷媒の

臨界圧力を超えない亜臨界冷凍サイクルを構成しているが、高圧側冷媒圧力が冷媒の臨界圧力を超える超臨界冷凍サイクルを構成していてもよい。

[0282] 上記第4実施形態では、高温側ラジエータ23と低温側ラジエータ32とが別々のラジエータになっていて、高温側ラジエータ23と低温側ラジエータ32とが共通のフィン37によって互いに接合されている。これに対して、高温側ラジエータ23と低温側ラジエータ32とが1つのラジエータで構成されていてもよい。

[0283] 例えば、高温側ラジエータ23の冷却水タンクと低温側ラジエータ32の冷却水タンクとが互いに一体化されていることによって、高温側ラジエータ23と低温側ラジエータ32とが1つのラジエータで構成されていてもよい。

[0284] 高温側ラジエータ23および低温側ラジエータ32が共通の1つのラジエータになっていて、共通の1つのラジエータに高温冷却水回路20の冷却水と低温冷却水回路30の冷却水とが切り替え導入されるようになっていてもよい。共通の1つのラジエータに高温冷却水回路20の冷却水と低温冷却水回路30の冷却水とが任意の流量割合で導入されるようになっていてもよい。

[0285] 導入される冷却水の切り替えや流量割合の調整は、冷却水流路の開閉弁や流量調整弁によって行うことができる。

[0286] 上記実施形態では、電池33に低温冷却水回路30の冷却水が流れることによって電池33が冷却されるが、電池33が図示しない電池冷却器と熱伝導可能になっていて、電池冷却器に低温冷却水回路30の冷却水が流れることによって電池33が冷却されてもよい。

[0287] 図示しない電池用空気冷却器を用いて電池33が冷却されてもよい。電池用空気冷却器は、低温冷却水回路30の冷却水と電池33へ送風される空気とを熱交換させて電池33へ送風される空気を冷却する熱交換器である。

[0288] 上記第1実施形態では、ラジエータ流路開閉弁26およびヒータコア流路開閉弁25は、開度を任意に調整可能な電磁弁である。これに対して、ラジ

エータ流路開閉弁26およびヒータコア流路開閉弁25は、単純に開閉するだけの電磁弁であって、断続的な開閉によって時間平均開度を任意に調整してもよい。

[0289] 上記実施形態では、ヒータコア流路20bおよびラジエータ流路20cのうち少なくとも一方の開度を調整することによって、ヒータコア22を流れる冷却水と高温側ラジエータ23を流れる冷却水の流量とを調整する。これに加えて、高温側ポンプ21の吐出流量の調整も併用することによって、ヒータコア22を流れる冷却水と高温側ラジエータ23を流れる冷却水の流量とを調整してもよい。

[0290] 上記第5実施形態では、第2変動幅 $\Delta T_H 2$ は、ヒータコア入口冷却水温度センサ66の検出温度の誤差幅であるが、第2変動幅 $\Delta T_H 2$ は、ヒータコア吹出温度 T_H を検出するセンサの検出温度の誤差幅であってもよい。

[0291] 本開示は、実施例に準拠して記述されたが、本開示は当該実施例や構造に限定されるものではないと理解される。本開示は、様々な変形例や均等範囲内の変形をも包含する。加えて、様々な組み合わせや形態、さらには、それらに一要素のみ、それ以上、あるいはそれ以下、を含む他の組み合わせや形態をも、本開示の範疇や思想範囲に入るものである。

請求の範囲

[請求項1]

高温熱媒体が循環する高温熱媒体回路（20）と、
前記高温熱媒体と車室内へ送風される空気とを熱交換させて前記車室内へ送風される空気を加熱する空気加熱器（22）と、
前記高温熱媒体と車室外の空気とを熱交換させて前記車室外の空気に放熱する放熱器（23）と、
冷媒を吸入して圧縮し吐出する圧縮機（11）と、
前記圧縮機から吐出された高圧の前記冷媒と前記高温熱媒体とを熱交換させて前記冷媒から前記高温熱媒体に放熱させる高圧側熱交換器（12）と、
前記高圧側熱交換器で熱交換された前記冷媒を減圧させる減圧部（13、16）と、
前記減圧部で減圧された前記冷媒に吸熱させて前記冷媒を蒸発させる複数の蒸発器（14、17）と、
前記複数の蒸発器のうち一部の蒸発器に前記冷媒が流れる状態と、前記複数の蒸発器の全てに前記冷媒が流れる状態とを切り替える冷媒流れ切替部（16）と、
前記空気加熱器を流れる前記高温熱媒体と前記放熱器を流れる前記高温熱媒体との流量比である高温熱媒体流量比を調整する高温熱媒体調整部（25、26、28）と、
前記高圧側熱交換器で前記冷媒から前記高温熱媒体に放熱された熱のうち、前記空気加熱器にて前記車室内へ送風される空気を目標吹出温度（TAO）に加熱するために必要な熱に対して余剰な熱が前記放熱器にて前記車室外の空気に放熱される前記高温熱媒体流量比となるように、前記高温熱媒体調整部を制御する制御部（60）とを備える冷凍サイクル装置。

[請求項2]

前記制御部は、前記空気加熱器および前記放熱器の両方に前記高温熱媒体を流す場合、前記空気加熱器における前記高温熱媒体の時間平

均流量が前記放熱器における前記高温熱媒体の時間平均流量よりも多くなるように前記高温熱媒体調整部を制御する請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項3] 前記高温熱媒体調整部は、前記高温熱媒体の流れにおいて前記高压側熱交換器と前記放熱器との間に配置されていて、前記放熱器に流入する前記高温熱媒体の流量を調整する放熱器側調整部（26）を有している請求項 1 または 2 に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項4] 前記空気加熱器および前記放熱器は、前記高温熱媒体の流れにおいて互いに並列に配置されており、

前記高温熱媒体調整部は、前記高温熱媒体の流れにおいて、前記空気加熱器と前記放熱器とに前記高温熱媒体の流れが分岐する分岐部（20d）と、前記空気加熱器との間に配置されていて、前記空気加熱器に流入する前記高温熱媒体の流量を調整する空気加熱器側調整部（25）を有している請求項 3 に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項5] 前記空気加熱器および前記放熱器は、前記高温熱媒体の流れにおいて互いに直列に配置されており、

前記空気加熱器は、前記放熱器よりも前記高温熱媒体の上流側に配置されており、

前記空気加熱器から流出した前記高温熱媒体が、前記放熱器をバイパスして流れるバイパス部（27）とを備え、

前記高温熱媒体調整部は、前記放熱器を流れる前記高温熱媒体と前記バイパス部を流れる前記高温熱媒体との流量比であるバイパス流量比を調整することによって、前記空気加熱器を流れる前記高温熱媒体と前記放熱器を流れる前記高温熱媒体との流量比を調整する請求項 1 または 2 に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項6] 低温熱媒体が循環する低温熱媒体回路（30）を備え、

前記複数の蒸発器は、前記減圧部で減圧された前記冷媒と前記低温熱媒体とを熱交換させて前記冷媒を蒸発させるとともに前記低温熱媒

体を冷却する熱媒体冷却器（17）を含む請求項1ないし5のいずれか1つに記載の冷凍サイクル装置。

[請求項7] 前記低温熱媒体と前記車室外の空気とを熱交換させて前記低温熱媒体に前記車室外の空気から吸熱させる吸熱器（32）を備える請求項6に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項8] 前記吸熱器に前記低温熱媒体を流す状態と流さない状態とを切り替える熱媒体流れ切替部（36）を備え、

前記制御部は、

前記空気加熱器に前記高温熱媒体が流れ、前記吸熱器に前記低温熱媒体が流れるように前記高温熱媒体調整部および前記熱媒体流れ切替部を制御する吸熱モードと、

前記空気加熱器および前記放熱器に前記高温熱媒体が流れるように前記高温熱媒体調整部を制御する放熱モードとを切り替え、

前記吸熱モードと前記放熱モードとの切り替えの際に、前記空気加熱器および前記放熱器に前記高温熱媒体が流れ、前記吸熱器に前記低温熱媒体が流れるように前記高温熱媒体調整部および前記熱媒体流れ切替部を制御する移行モードを実行する請求項7に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項9] 前記低温熱媒体によって冷却される電池（33）と、

前記吸熱器を流れる前記低温熱媒体と前記電池を冷却する前記低温熱媒体との流量比である低温熱媒体流量比を調整する低温熱媒体調整部（36）とを備え、

前記制御部は、前記電池が目標電池温度になるように前記低温熱媒体調整部の作動を制御する請求項7に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項10] 低温熱媒体が循環する低温熱媒体回路（30）と、

前記低温熱媒体と車室外へ送風される空気とを熱交換させて前記低温熱媒体に前記車室外の空気から吸熱させる吸熱器（32）と、

前記低温熱媒体によって冷却される電池（33）と、

冷媒を吸入して圧縮し吐出する圧縮機（１１）と、
前記圧縮機から吐出された高圧の冷媒を放熱させることによって、
車室内へ送風される空気を加熱する空気加熱部（１２、２２）と、
前記空気加熱部で放熱された前記冷媒を減圧させる減圧部（１３、
１６）と、
前記減圧部で減圧された前記冷媒と前記低温熱媒体とを熱交換させて前記冷媒を蒸発させるとともに前記低温熱媒体を冷却する蒸発器（
１７）と、
前記吸熱器を流れる前記低温熱媒体と前記電池を冷却する前記低温熱媒体との流量比である低温熱媒体流量比を調整する低温熱媒体調整部（３６）と、
前記電池が目標電池温度に冷却される前記低温熱媒体流量比となるように、前記低温熱媒体調整部を制御する制御部（６０）とを備える冷凍サイクル装置。

[請求項11] 前記低温熱媒体によって冷却される電池（３３）を備える請求項６ないし８のいずれか１つに記載の冷凍サイクル装置。

[請求項12] 前記低温熱媒体によって冷却される発熱機器（３４）を備える請求項６ないし１１のいずれか１つに記載の冷凍サイクル装置。

[請求項13] 前記複数の蒸発器は、前記減圧部で減圧された前記冷媒と前記車室内へ送風される空気とを熱交換させて前記車室内へ送風される空気を冷却する空気冷却器（１４）を含む請求項１ないし９のいずれか１つに記載の冷凍サイクル装置。

[請求項14] 高温熱媒体が循環する高温熱媒体回路（２０）と、
前記高温熱媒体と車室内へ送風される空気とを熱交換させて前記車室内へ送風される空気を加熱する空気加熱器（２２）と、
前記高温熱媒体と車室外の空気とを熱交換させて前記車室外の空気に放熱する放熱器（２３）と、
冷媒を吸入して圧縮し吐出する圧縮機（１１）と、

前記圧縮機から吐出された高圧の前記冷媒と前記高温熱媒体とを熱交換させて前記冷媒から前記高温熱媒体に放熱させる高圧側熱交換器（12）と、

前記高圧側熱交換器で熱交換された前記冷媒を減圧させる減圧部（13、16）と、

前記減圧部で減圧された前記冷媒に吸熱させて前記冷媒を蒸発させる蒸発器（14、17）と、

前記高圧側熱交換器を流れた前記高温熱媒体の流量に対する前記放熱器を流れる前記高温熱媒体の流量の比である放熱器側流量比（ G_w ）を調整する流量調整部（25、26、28、45）とを備え、

前記空気加熱器で加熱された空気の温度の最大値である最大吹出温度（ T_{Hmax} ）は、前記放熱器側流量比が減少するにつれて増加し、

前記放熱器側流量比の減少に対する、前記最大吹出温度の増加率が、前記放熱器側流量比が小さくなるほど大きくなっている冷凍サイクル装置。

[請求項15] 前記最大吹出温度が、前記空気加熱器で加熱された空気の温度の上限値である上限吹出温度（ T_{HL1} ）となるときの前記放熱器側流量比において、前記流量調整部は、前記空気加熱器で加熱された空気の温度の変動幅が許容値（ ΔT_{H1} ）以下となるように前記放熱器側流量比を調整可能である請求項14に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項16] 前記空気加熱器で加熱された空気、または前記空気加熱器に流入する前記高温熱媒体の温度を検出する温度検出部（66）を備え、
前記最大吹出温度が前記上限吹出温度（ T_{HL1} ）となるときの前記放熱器側流量比において、前記流量調整部は、前記空気加熱器で加熱された空気の温度の変動幅が前記温度検出部の検出温度の誤差幅（ ΔT_{H2} ）以上となるように前記放熱器側流量比を調整可能である請求項15に記載の冷凍サイクル装置。

- [請求項17] 前記最大吹出温度は、前記放熱器側流量比に対して、
$$T H m a x = 5 . 0 0 5 2 G w^{-1.173}$$

の関係で表される請求項14ないし16のいずれか1つに記載の冷凍サイクル装置。
- [請求項18] 高温熱媒体が循環する高温熱媒体回路（20）と、
前記高温熱媒体と車室内へ送風される空気とを熱交換させて前記車室内へ送風される空気を加熱する空気加熱器（22）と、
前記高温熱媒体と車室外の空気とを熱交換させて前記車室外の空気に放熱する放熱器（23）と、
冷媒を吸入して圧縮し吐出する圧縮機（11）と、
前記圧縮機から吐出された高圧の前記冷媒と前記高温熱媒体とを熱交換させて前記冷媒から前記高温熱媒体に放熱させる高圧側熱交換器（12）と、
前記高圧側熱交換器で熱交換された前記冷媒を減圧させる減圧部（13、16）と、
前記減圧部で減圧された前記冷媒に吸熱させて前記冷媒を蒸発させる蒸発器（14、17）とを備え、
前記空気加熱器で加熱された空気の温度の最大値である最大吹出温度（ $T H m a x$ ）は、前記高圧側熱交換器を流れた前記高温熱媒体の流量に対する前記放熱器を流れる前記高温熱媒体の流量の比である放熱器側流量比（ $G w$ ）が減少するにつれて増加し、
前記放熱器側流量比の減少に対する、前記最大吹出温度の増加率が、前記放熱器側流量比が小さくなるほど大きくなっている冷凍サイクル装置に用いられ、
前記最大吹出温度が、前記空気加熱器で加熱された空気の温度の上限値である上限吹出温度（ $T H L 1$ ）となるときの前記放熱器側流量比において、前記空気加熱器で加熱された空気の温度の変動幅が許容値（ $\Delta T H 1$ ）以下となるように前記放熱器側流量比を調整可能であ

る流量調整機構。

[請求項19] 前記最大吹出温度は、前記放熱器側流量比に対して、

$$T_{Hmax} = 5.0052 G_w^{-1.173}$$

の関係で表される請求項18に記載の流量調整機構。

[請求項20]

高温熱媒体が循環する高温熱媒体回路（20）と、

前記高温熱媒体と車室内へ送風される空気とを熱交換させて前記車室内へ送風される空気を加熱する空気加熱器（22）と、

前記高温熱媒体と車室外の空気とを熱交換させて前記車室外の空気に放熱する放熱器（23）と、

冷媒を吸入して圧縮し吐出する圧縮機（11）と、

前記圧縮機から吐出された高圧の前記冷媒と前記高温熱媒体とを熱交換させて前記冷媒から前記高温熱媒体に放熱させる高圧側熱交換器（12）と、

前記高圧側熱交換器で熱交換された前記冷媒を減圧させる減圧部（13、16）と、

前記減圧部で減圧された前記冷媒に吸熱させて前記冷媒を蒸発させる蒸発器（14、17）とを備える冷凍サイクル装置に用いられ、

前記高圧側熱交換器を流れた前記高温熱媒体の流量に対する前記放熱器を流れる前記高温熱媒体の流量の比である放熱器側流量比（ G_w ）を所定の分解能（ G_{wmin} ）で調整可能である流量調整機構。

[請求項21]

前記分解能（ G_{wmin} ）は、前記空気加熱器で加熱された空気の温度の上限値である上限吹出温度（ T_{HL1} ）、および前記空気加熱器で加熱された空気の温度の変動幅の許容値（ ΔT_{H1} ）と、

$$G_{wmin} \leq f^{-1}(T_{HL1} - \Delta T_{H1} / 2) - f^{-1}(T_{HL1} + \Delta T_{H1} / 2)$$

$$f(x) = 5.0052 x^{-1.173}$$

の関係を満たしている請求項20に記載の流量調整機構。

[請求項22]

前記上限吹出温度は55℃であり、

前記許容値は7℃である請求項21に記載の流量調整機構。

[請求項23]

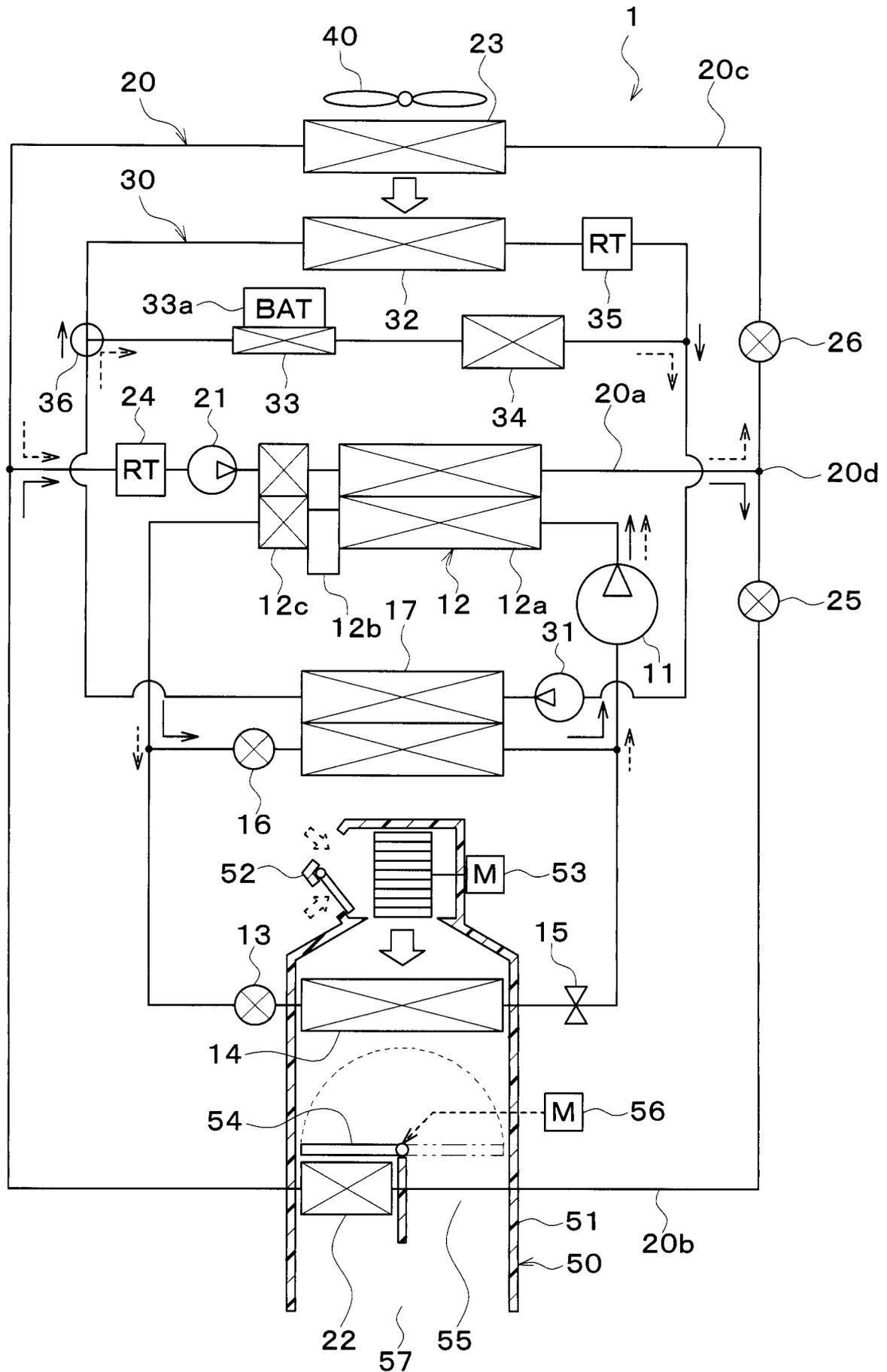
前記分解能 (G_{wmin}) は、前記空気加熱器で加熱された空気の温度の上限値である上限吹出温度 (T_{HL1})、および前記空気加熱器で加熱された空気、または前記空気加熱器に流入する前記高温熱媒体の温度の検出誤差 (ΔT_{H2}) と、

$$G_{wmin} \geq f^{-1}(T_{HL1} - \Delta T_{H2} / 2) - f^{-1}(T_{HL1} + \Delta T_{H2} / 2)$$

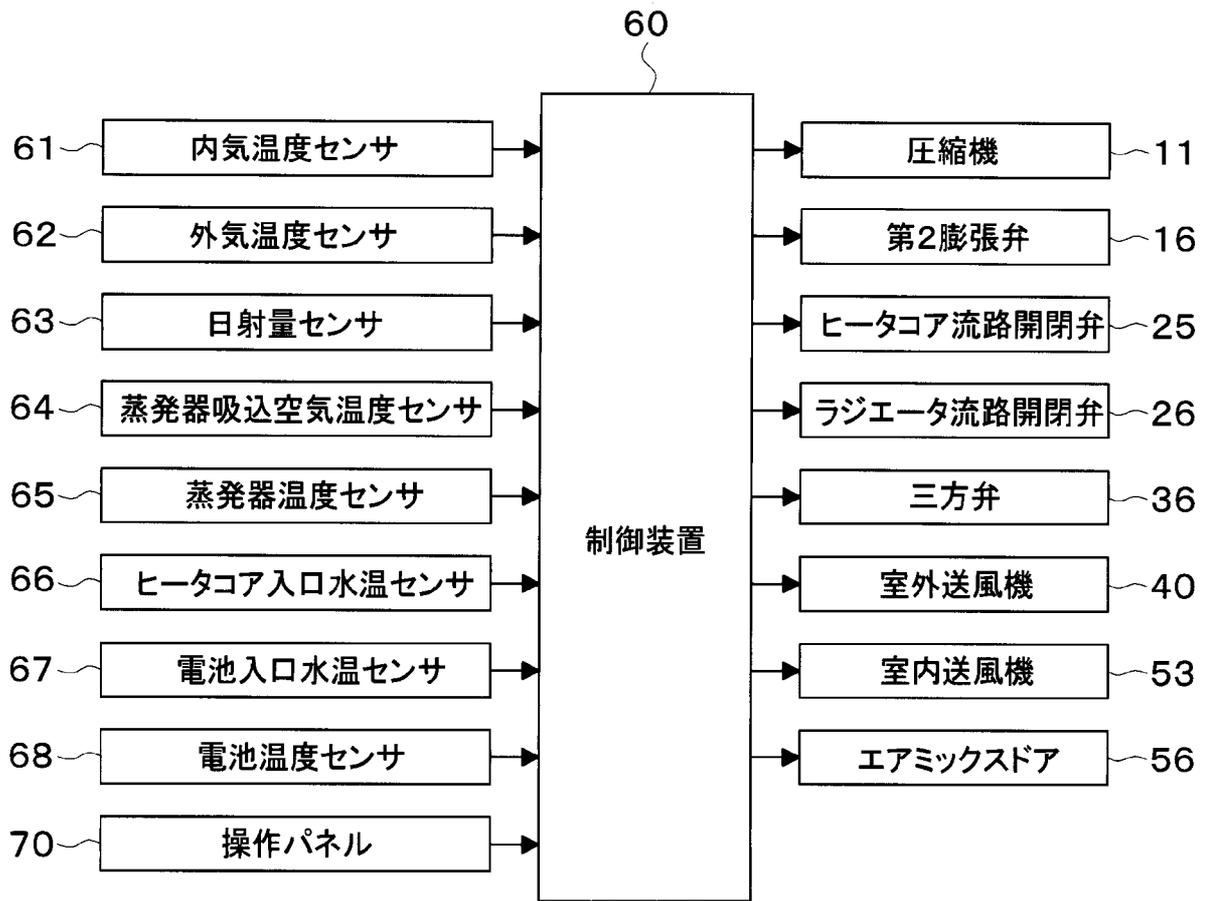
$$f(x) = 5.0052x^{-1.173}$$

の関係を満たしている請求項20ないし22のいずれか1つに記載の流量調整機構。

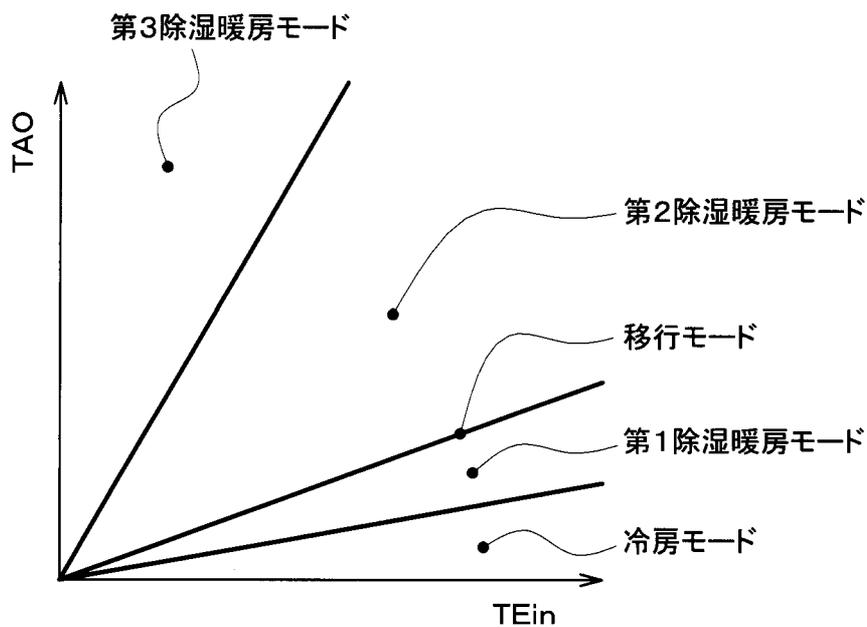
[図1]



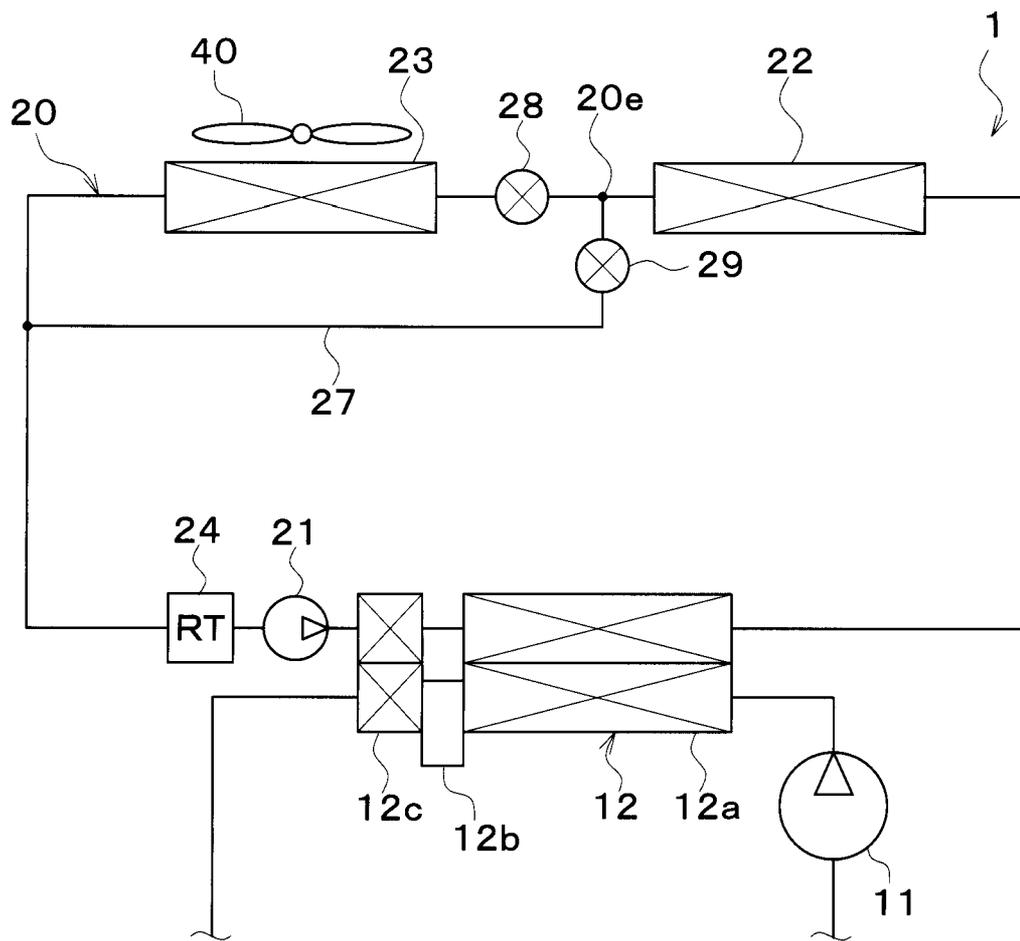
[図2]



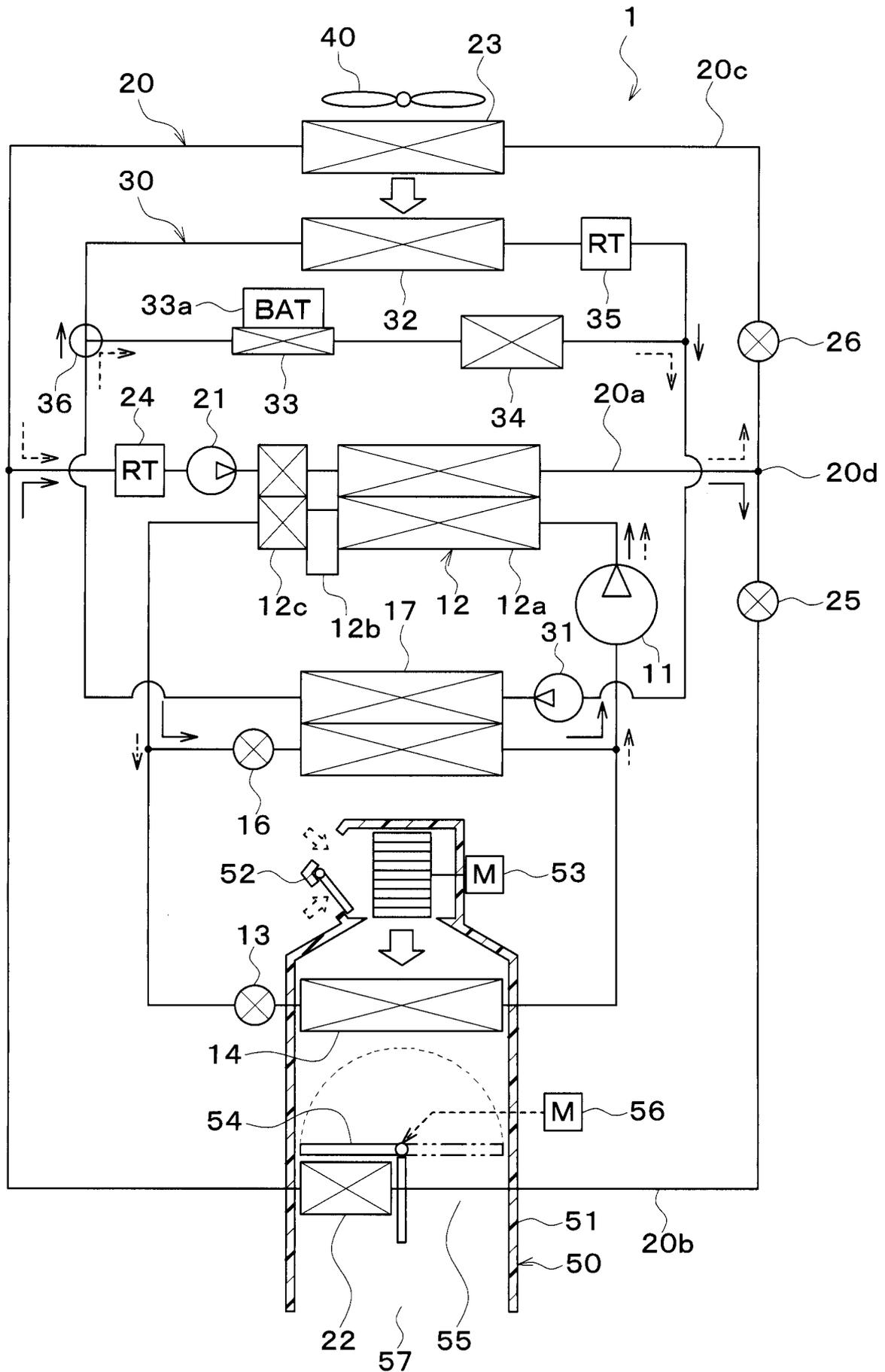
[図3]



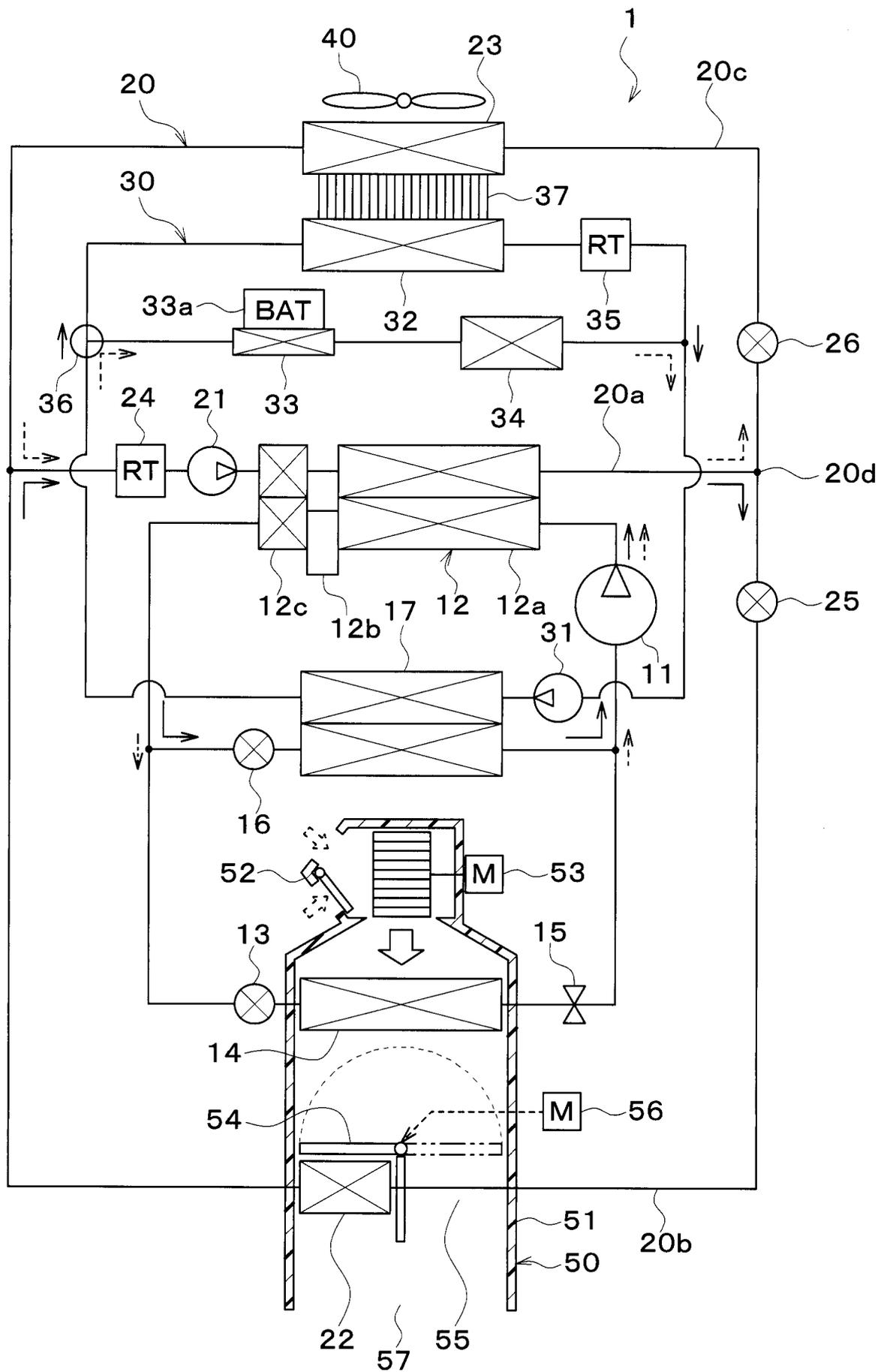
[図4]



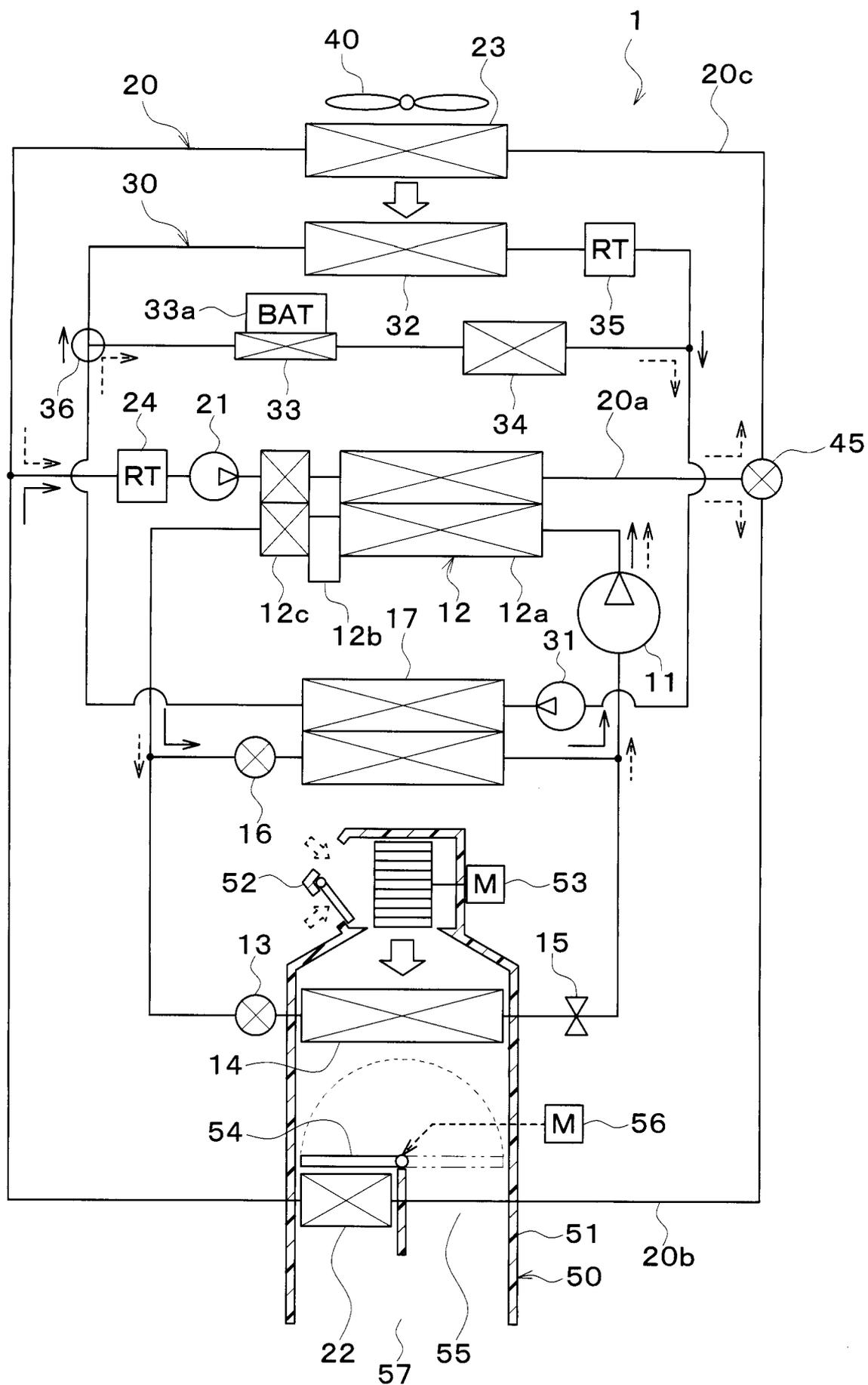
[図5]



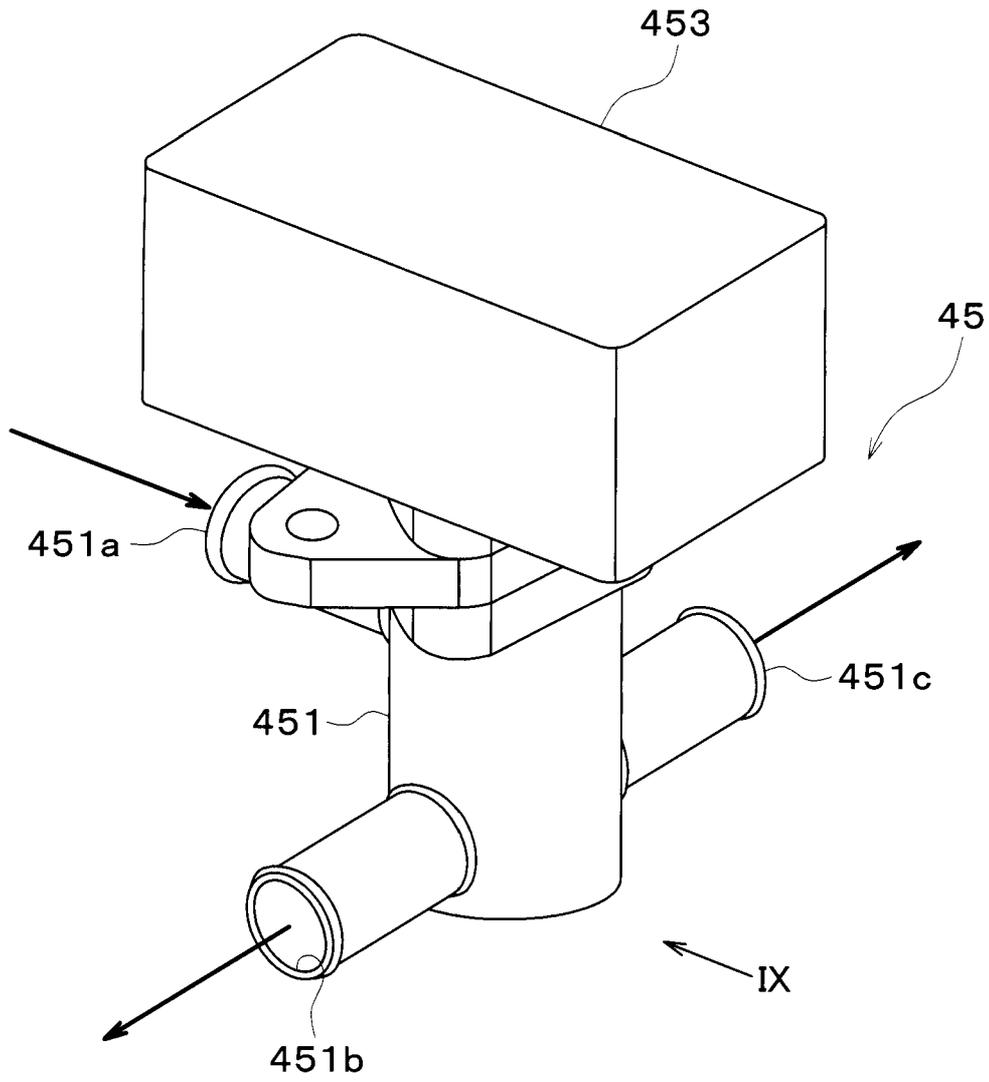
[図6]



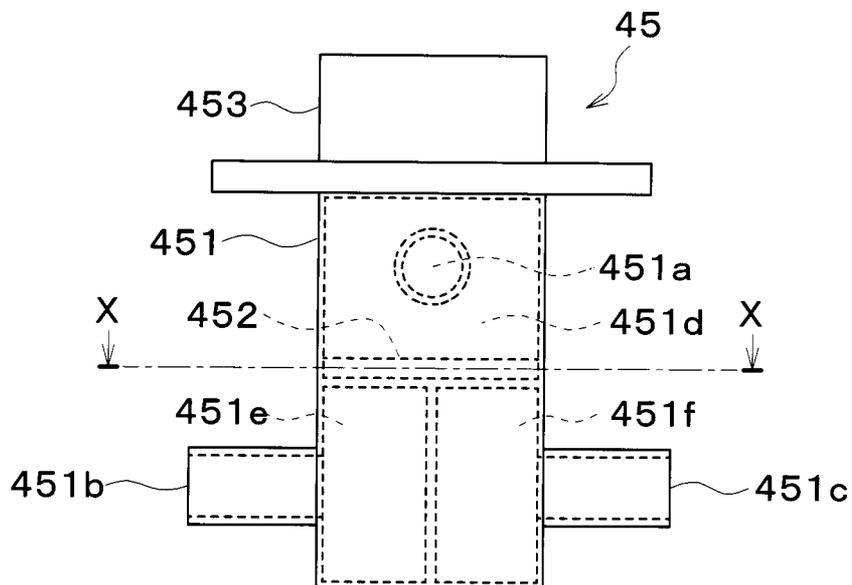
[図7]



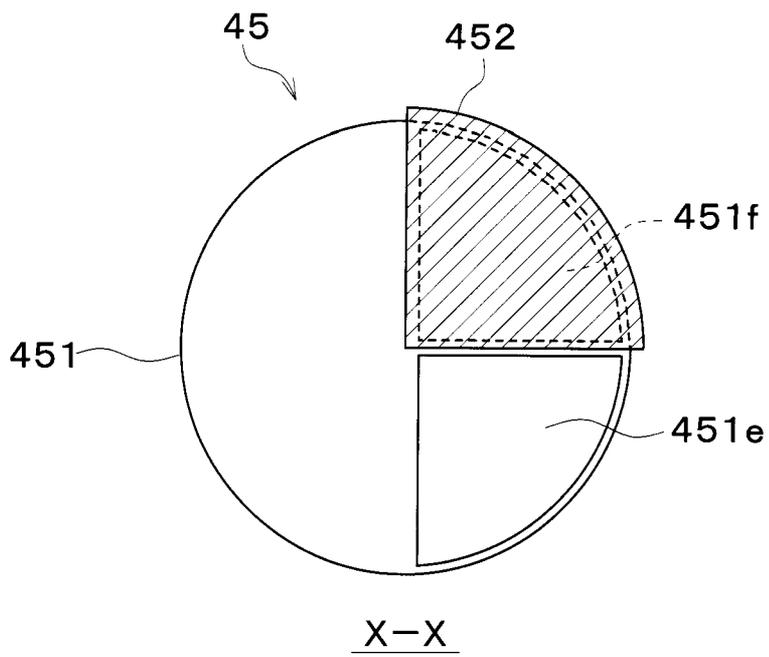
[図8]



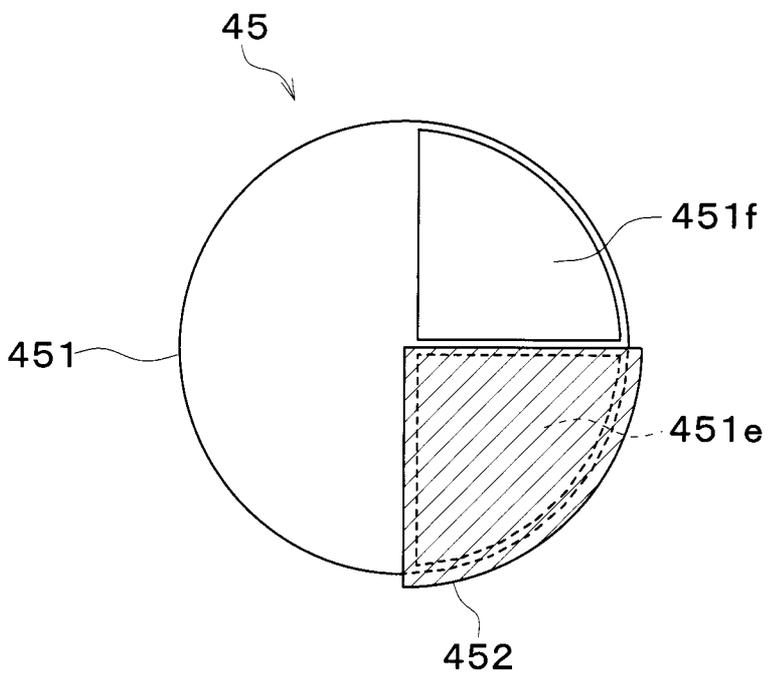
[図9]



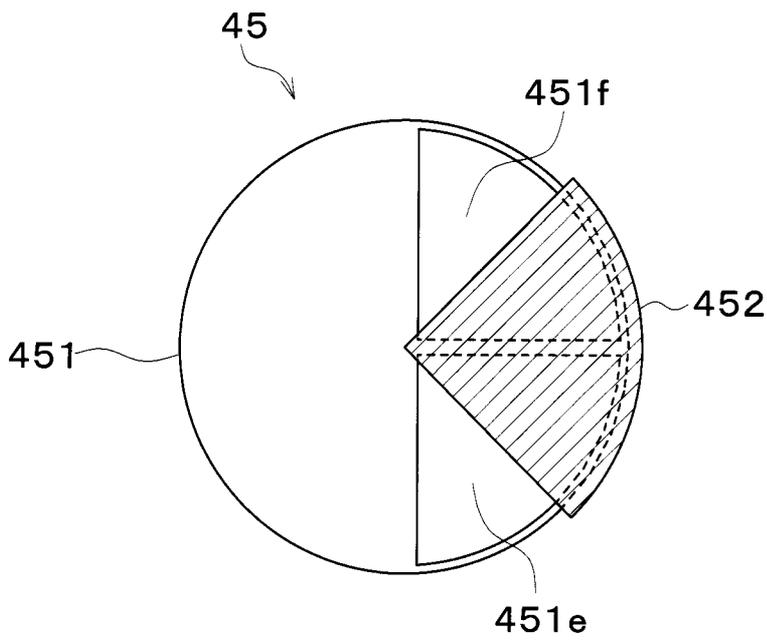
[図10]



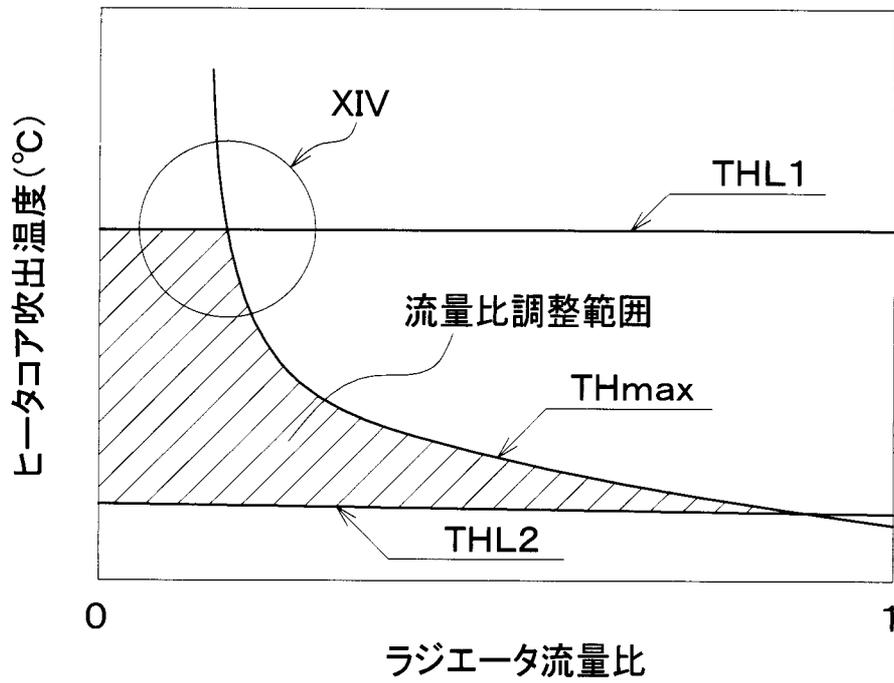
[図11]



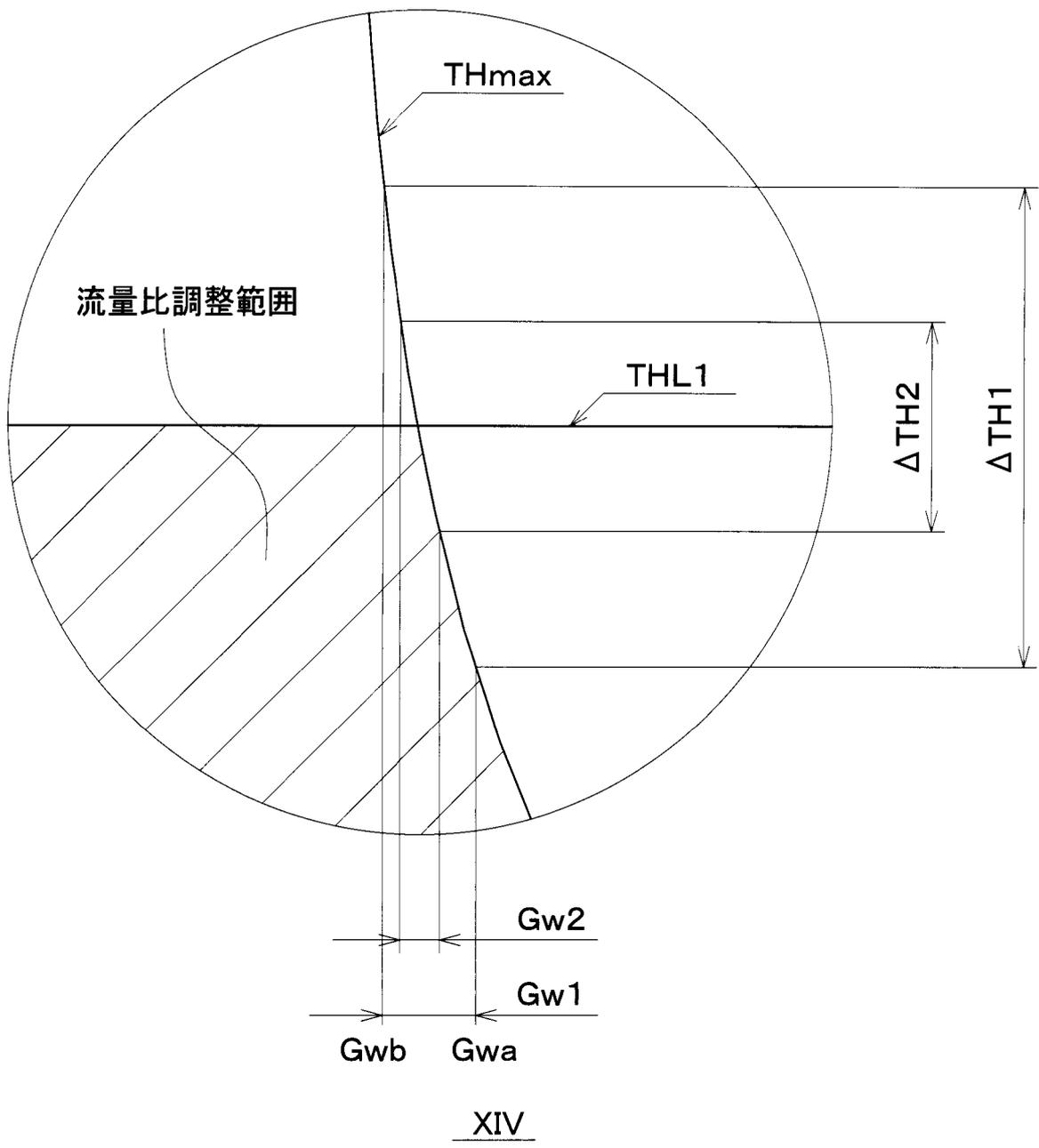
[図12]



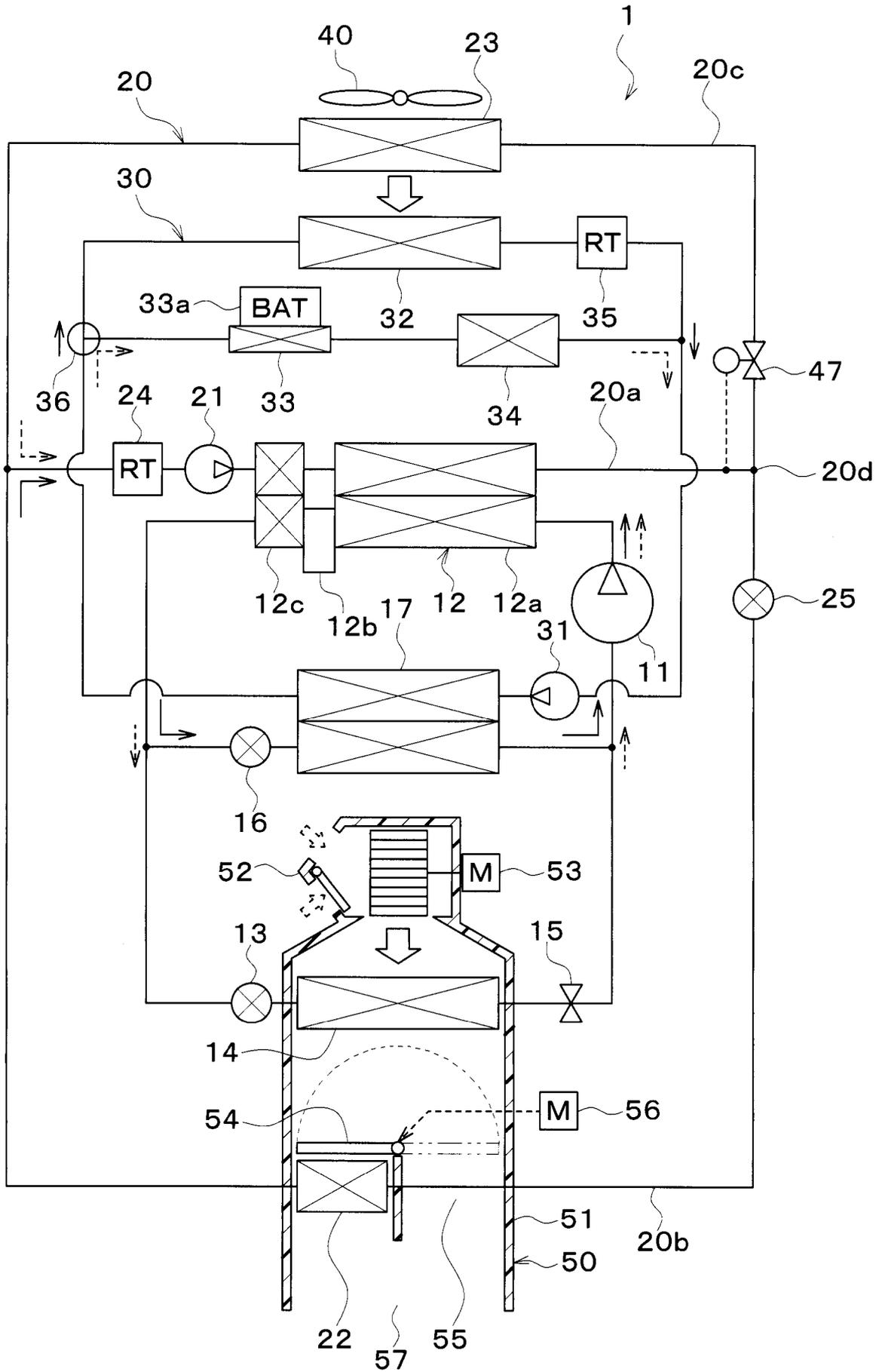
[図13]



[図14]



[図15]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/049728

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER		
Int.Cl. B60H1/00(2006.01)i, B60H1/22(2006.01)i, B60H1/32(2006.01)i FI: B60H1/22651C, B60H1/00102A, B60H1/32611Z, B60H1/22651A, B60H1/00101B		
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) Int.Cl. B60H, F25B		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Published examined utility model applications of Japan		1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan		1971-2020
Registered utility model specifications of Japan		1996-2020
Published registered utility model applications of Japan		1994-2020
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.
X Y A	JP 2015-101180 A (DENSO CORPORATION) 04.06.2015 (2015-06-04), paragraphs [0022]-[0176], fig. 1-5	1-3, 5 4, 6-9, 11-13 10, 14-23
X Y A	JP 2017-161121 A (DENSO CORPORATION) 14.09.2017 (2017-09-14), paragraphs [0018]-[0128], fig. 1, 2	4, 6-9, 11-13 18-23 14-17
X Y A	JP 2017-62065 A (DENSO CORPORATION) 30.03.2017 (2017-03-30), paragraphs [0026]-[0079], fig. 1-6	6-9, 11-13 10 14-17
A	JP 2016-97745 A (DENSO CORPORATION) 30.05.2016 (2016-05-30), entire text, all drawings	1-23
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" type="checkbox"/> 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	"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
"E"	earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"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
"O"	document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	"&" document member of the same patent family
"P"	document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	
Date of the actual completion of the international search 20.02.2020		Date of mailing of the international search report 10.03.2020
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/JP2019/049728

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 2016/0221413 A1 (FORD GLOBAL TECHNOLOGIES, LLC) 04.08.2016 (2016-08-04), entire text, all drawings	1-23
A	CN 108556590 A (SONGZ AUTOMOBILE AIR CONDITIONING CO., LTD.) 21.09.2018 (2018-09-21), entire text, all drawings	1-23

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/049728

Box No. II Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 2 of first sheet)

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17 (2)(a) for the following reasons:

1. Claims Nos.:
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:

2. Claims Nos.:
because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:

3. Claims Nos.:
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

Box No. III Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 3 of first sheet)

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

1. As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims.
2. As all searchable claims could be searched without effort justifying additional fees, this Authority did not invite payment of additional fees.
3. As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:

4. No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:

Remark on Protest

- | | |
|-------------------------------------|---|
| <input type="checkbox"/> | The additional search fees were accompanied by the applicant's protest and, where applicable, the payment of a protest fee. |
| <input type="checkbox"/> | The additional search fees were accompanied by the applicant's protest but the applicable protest fee was not paid within the time limit specified in the invitation. |
| <input checked="" type="checkbox"/> | No protest accompanied the payment of additional search fees. |

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/049728

Document 1: JP 2015-101180 A (DENSO CORPORATION) 04.06.2015 (2015-06-04), paragraphs [0022]-[0176], fig. 1-5

(Invention 1) Claims 1-9 and 11-13

Document 1 discloses:

"a refrigeration cycle device provided with a high temperature thermal medium circuit (thermal medium circulation circuit 20) that allows a high temperature thermal medium to circulate therein, an air heater (heater core 23) that exchanges heat between the high temperature thermal medium and air that is blown into the vehicle cabin to heat the air that is blown into the vehicle cabin, a heat radiator (radiator 24) that exchanges heat between the high temperature thermal medium and air outside the vehicle cabin to radiate heat to the air outside the vehicle cabin, a compressor (compressor 11) that lets in, compresses, and discharges a refrigerant, a high pressure-side heat exchanger (high temperature-side water-refrigerant heat exchanger 12) that exchanges heat between the high pressure refrigerant discharged from the compressor and the high temperature thermal medium to radiate heat from the refrigerant to the high temperature thermal medium, a decompression part (heater expansion valve 13, cooler expansion valve 16) that decompresses the refrigerant subjected to heat exchange by the high pressure-side heat exchanger, multiple evaporators (outdoor heat exchanger 14, indoor evaporator 17) that makes the refrigerant decompressed by the decompression part absorb heat to evaporate the refrigerant, a refrigerant flow switch part (refrigerant expansion valve 16; refer to paragraph [0141]) that switches between the condition where the refrigerant flows through some of the evaporators and the condition where the refrigerant flows through all of the evaporators, a high temperature thermal medium regulation part (first cooling water flow rate regulation valve 26a, second cooling water flow rate regulation valve 26b; refer to paragraph [0148]) that regulates the high temperature thermal medium flow rate ratio that is a flow rate ratio between a high temperature thermal medium that flows through the air heater and a high temperature thermal medium that flows through the radiator, and a control unit (refer to paragraph [0148]) that controls the high temperature thermal medium regulation part to provide a high temperature thermal medium flow rate ratio that allows the radiator to radiate, to air outside the vehicle cabin, excess heat of the heat radiated by the high pressure-side heat exchanger from the refrigerant to the high temperature thermal medium relative to heat required to heat, to a target blowing temperature, air that is blown into the vehicle cabin by the air heater".

Claim 1 lacks novelty in light of document 1, and thus does not have a special technical feature.

In addition, document 1 discloses matters defined in claims 2, 3, and 5. In light of document 1, claims 2, 3, and 5 lack novelty, and thus do not have a special technical feature.

However, claim 4 depending from claim 1 has the special technical feature wherein "the air heater and the radiator are disposed parallel to each other in the flow of the high temperature thermal medium, and the high temperature thermal medium regulation part is disposed, in the flow of the high temperature thermal medium, between the air heater and a branch part where the flow of the high temperature thermal medium is branched to the air heater and the radiator, and has an air heater-side regulation part that regulates the flow rate of high temperature thermal medium that flows in the air heater". Claims 6-9 and 11-13 have the same technical feature as claim 4.

Accordingly claims 1-9 and 11-13 are classified as invention 1.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/049728

(Invention 2) Claim 10

Claim 10 cannot be said to have the same or corresponding technical features between this claim and claim 4 classified as invention 1.

Furthermore, claim 10 is not substantially identical to or similarly closely related to any of the claims classified as invention 1.

Meanwhile, claim 10 has the special technical feature of "a refrigeration cycle device provided with a low temperature thermal medium circuit that allows a low temperature thermal medium to circulate therein, a heat absorber that exchanges heat between the low temperature thermal medium and air that is blown out of the vehicle cabin to make the low temperature thermal medium absorb heat from air outside the vehicle cabin, a battery that is cooled by the low temperature thermal medium, a compressor that absorbs, compresses, and discharges a refrigerant, an air heating part that heats air that is blown into the vehicle cabin by radiating heat of the high pressure refrigerant discharged from the compressor, a decompression part that decompresses the refrigerant subjected to heat radiation by the air heating part, an evaporator that exchanges heat between the refrigerant decompressed by the decompression part and the low temperature thermal medium to evaporate the refrigerant and also cool the low temperature thermal medium, a low temperature thermal medium regulation part that regulates the low temperature thermal medium flow rate ratio that is a flow rate ratio between a low temperature thermal medium that flows through the heat absorber and a low temperature thermal medium that cools the battery, and a control unit that controls the low temperature thermal medium regulation part to provide a low temperature thermal medium flow rate ratio that allows the battery to be cooled to a target battery temperature"; thus this claim is classified as invention 2.

(Invention 3) Claims 14-17

Claims 14-17 cannot be said to have the same or corresponding technical features between these claims and claim 4 classified as invention 1 or claim 10 classified as invention 2.

Furthermore, claims 14-17 are not substantially identical to or similarly closely related to any of the claims classified as invention 1 or 2.

Accordingly claims 14-17 cannot be identified as invention 1.

Meanwhile, claims 14-17 have the special technical feature of "a refrigeration cycle device provided with a flow rate regulation part that regulates the heat radiator-side flow rate ratio that is a ratio of the flow rate of a high temperature thermal medium that flows through the heat radiator to the flow rate of a high temperature thermal medium that flows through the high pressure-side heat exchanger, wherein the maximum blowing temperature that is a maximum value of the temperature of air heated by the air heater increases as the heat radiator-side flow rate ratio decreases, and the ratio of the increase in the maximum blowing temperature to the decrease in the heat radiator-side flow rate ratio is larger as the heat radiator-side flow rate ratio is smaller"; thus these claim are classified as invention 3.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/049728

(Invention 4) Claims 18-19

Claims 18-19 cannot be said to have the same or corresponding technical features between these claims and claim 4 classified as invention 1, claim 10 classified as invention 2, or claim 14 classified as invention 3.

Furthermore, claims 18-19 are not substantially identical to or similarly closely related to any of the claims classified as inventions 1-3.

Accordingly claims 18-19 cannot be identified as any of inventions 1-3.

Meanwhile, claims 18-19 have the special technical feature of "a flow rate regulation mechanism, wherein in a heat radiator-side flow rate ratio at the time when the maximum blowing temperature reaches the upper limit blowing temperature (THL1) that is an upper limit value of the temperature of air heated by the air heater, the heat radiator-side flow rate ratio can be regulated such that the fluctuation range of the temperature of the air heated by the air heater is not more than an allowable value ($\Delta TH1$)"; thus these claims are classified as invention 4.

(Invention 5) Claims 20-23

Claims 20-23 cannot be said to have the same or corresponding technical features between these claims and claim 4 classified as invention 1, claim 10 classified as invention 2, claim 14 classified as invention 3, or claim 18 classified as invention 4.

Furthermore, claims 20-23 are not substantially identical to or similarly closely related to any of the claims classified as inventions 1-4.

Accordingly claims 20-23 cannot be identified as any of inventions 1-4.

Meanwhile, claims 20-23 have the special technical feature of "a flow rate regulation mechanism capable of regulating, with a predetermined resolution (G_{wmin}), the heat radiator-side flow rate ratio (G_w) that is a ratio of the flow rate of a high temperature thermal medium that flows through the heat radiator to the flow rate of a high temperature thermal medium that has flowed through the high pressure-side heat exchanger"; thus these claim are classified as invention 5.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/JP2019/049728

JP 2015-101180 A	04.06.2015	WO 2015/075872 A1 CN 105764727 A
JP 2017-161121 A	14.09.2017	WO 2017/154602 A1 CN 108779942 A
JP 2017-62065 A	30.03.2017	(Family: none)
JP 2016-97745 A	30.05.2016	(Family: none)
US 2016/0221413 A1	04.08.2016	DE 102016100971 A1 CN 105835655 A
CN 108556590 A	21.09.2018	(Family: none)

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） B60H 1/00(2006.01)i; B60H 1/22(2006.01)i; B60H 1/32(2006.01)i FI: B60H1/22 651C; B60H1/00 102A; B60H1/32 611Z; B60H1/22 651A; B60H1/00 101B		
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）） B60H; F25B 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 1971-2020年 日本国実用新案登録公報 1996-2020年 日本国登録実用新案公報 1994-2020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
X	JP 2015-101180 A (株式会社デンソー) 04.06.2015 (2015-06-04) 段落0022-0176, 図1-5	1-3, 5
Y		4, 6-9, 11-13
A		10, 14-23
Y	JP 2017-161121 A (株式会社デンソー) 14.09.2017 (2017-09-14) 段落0018-0128, 図1-2	4, 6-9, 11-13
X		18-23
A		14-17
Y	JP 2017-62065 A (株式会社デンソー) 30.03.2017 (2017-03-30) 段落0026-0079, 図1-6	6-9, 11-13
X		10
A		14-17
A	JP 2016-97745 A (株式会社デンソー) 30.05.2016 (2016-05-30) 全文, 全図	1-23
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input checked="" type="checkbox"/> 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、一般的な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抵触するものではなく、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 20.02.2020	国際調査報告の発送日 10.03.2020	
名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	権限のある職員（特許庁審査官） 五十嵐 康弘 3M 3624 電話番号 03-3581-1101 内線 3377	

C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリ*	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	US 2016/0221413 A1 (FORD GLOBAL TECHNOLOGIES, LLC) 04.08.2016 (2016 - 08 - 04) 全文, 全図	1-23
A	CN 108556590 A (SONGZ AUTOMOBILE AIR CONDITIONING CO.LTD.) 21.09.2018 (2018 - 09 - 21) 全文, 全図	1-23

第III欄 発明の単一性が欠如しているときの意見（第1ページの3の続き）

次に述べるようにこの国際出願に二以上の発明があるとこの国際調査機関は認めた。

文献1：JP 2015-101180 A（株式会社デンソー）04.06.2015（2015-06-04）
段落0022-0176, 図1-5

（発明1）請求項1-9, 11-13

文献1には、

「高温熱媒体が循環する高温熱媒体回路（熱媒体循環回路20）と、高温熱媒体と車室内へ送風される空気とを熱交換させて車室内へ送風される空気を加熱する空気加熱器（ヒータコア23）と、高温熱媒体と車室外の空気とを熱交換させて車室外の空気に放熱する放熱器（ラジエータ24）と、冷媒を吸入して圧縮し吐出する圧縮機（圧縮機11）と、圧縮機から吐出された高圧の冷媒と高温熱媒体とを熱交換させて冷媒から高温熱媒体に放熱させる高圧側熱交換器（高温側水-冷媒熱交換器12）と、高圧側熱交換器で熱交換された冷媒を減圧させる減圧部（暖房用膨張弁13、冷房用膨張弁16）と、減圧部で減圧された冷媒に吸熱させて冷媒を蒸発させる複数の蒸発器（室外熱交換器14、室内蒸発器17）と、複数の蒸発器のうち一部の蒸発器に冷媒が流れる状態と、複数の蒸発器の全てに冷媒が流れる状態とを切り替える冷媒流れ切替部（冷媒用膨張弁16、段落0141を参照）と、空気加熱器を流れる高温熱媒体と放熱器を流れる高温熱媒体との流量比である高温熱媒体流量比を調整する高温熱媒体調整部（第1冷却水流量調整弁26a、第2冷却水流量調整弁26b、段落0148を参照）と、高圧側熱交換器で冷媒から高温熱媒体に放熱された熱のうち、空気加熱器にて車室内へ送風される空気を目標吹出温度に加熱するために必要な熱に対して余剰な熱が放熱器にて車室外の空気に放熱される高温熱媒体流量比となるように、高温熱媒体調整部を制御する制御部（段落0148を参照）とを備える冷凍サイクル装置」が記載されており、請求項1は、文献1により新規性が欠如しているため、特別な技術的特徴を有しない。

また、文献1には、請求項2, 3, 5で特定される事項も記載されており、請求項2, 3, 5は、文献1により新規性が欠如しており、特別な技術的特徴を有しない。

しかしながら、請求項1の従属請求項である請求項4は、「空気加熱器および放熱器は、高温熱媒体の流れにおいて互いに並列に配置されており、高温熱媒体調整部は、高温熱媒体の流れにおいて、空気加熱器と放熱器とに高温熱媒体の流れが分岐する分岐部と、空気加熱器との間に配置されており、空気加熱器に流入する高温熱媒体の流量を調整する空気加熱器側調整部を有している」という特別な技術的特徴を有しており、請求項6-9, 11-13も、請求項4と同一の技術的特徴を有している。

したがって、請求項1-9, 11-13を発明1に区分する。

（発明2）請求項10

請求項10は、発明1に区分された請求項4と、同一の又は対応する技術的特徴を有しているとはいえない。

さらに、請求項10は、発明1に区分されたいずれの請求項に対しても実質同一又はそれに準ずる関係にはない。

したがって、請求項10は発明1に区分できない。

そして、請求項10は、「低温熱媒体が循環する低温熱媒体回路と、低温熱媒体と車室外へ送風される空気とを熱交換させて低温熱媒体に車室外の空気から吸熱させる吸熱器と、低温熱媒体によって冷却される電池と、冷媒を吸入して圧縮し吐出する圧縮機と、圧縮機から吐出された高圧の冷媒を放熱させることによって、車室内へ送風される空気を加熱する空気加熱部と、空気加熱部で放熱された冷媒を減圧させる減圧部と、減圧部で減圧された冷媒と低温熱媒体とを熱交換させて冷媒を蒸発させるとともに低温熱媒体を冷却する蒸発器と、吸熱器を流れる低温熱媒体と電池を冷却する低温熱媒体との流量比である低温熱媒体流量比を調整する低温熱媒体調整部と、電池が目標電池温度に冷却される低温熱媒体流量比となるように、低温熱媒体調整部を制御する制御部とを備える冷凍サイクル装置」という特別な技術的特徴を有しているので、発明2に区分する。

（発明3）請求項14-17

請求項14-17は、発明1に区分された請求項4又は発明2に区分された請求項10と、同一の又は対応する技術的特徴を有しているとはいえない。

さらに、請求項14-17は、発明1又は発明2に区分されたいずれの請求項に対しても実質同一又はそれに準ずる関係にはない。

第III欄 発明の単一性が欠如しているときの意見（第1ページの3の続き）

したがって、請求項14-17は発明1に区分できない。

そして、請求項14-17は、「高圧側熱交換器を流れた高温熱媒体の流量に対する放熱器を流れる高温熱媒体の流量の比である放熱器側流量比を調整する流量調整部を備え、空気加熱器で加熱された空気の温度の最大値である最大吹出温度は、放熱器側流量比が減少するにつれて増加し、放熱器側流量比の減少に対する、最大吹出温度の増加率が、放熱器側流量比が小さくなるほど大きくなっている冷凍サイクル装置」という特別な技術的特徴を有しているので、発明3に区分する。

（発明4）請求項18-19

請求項18-19は、発明1に区分された請求項4又は発明2に区分された請求項10又は発明3に区分された請求項14と、同一の又は対応する技術的特徴を有しているとはいえない。

さらに、請求項18-19は、発明1-3に区分されたいずれの請求項に対しても実質同一又はそれに準ずる関係にはない。

したがって、請求項18-19は発明1-3のいずれにも区分できない。

そして、請求項18-19は、「最大吹出温度が、空気加熱器で加熱された空気の温度の上限値である上限吹出温度（ $THL1$ ）となるときに放熱器側流量比において、空気加熱器で加熱された空気の温度の変動幅が許容値（ $\Delta TH1$ ）以下となるように放熱器側流量比を調整可能である流量調整機構」という特別な技術的特徴を有しているので、発明4に区分する。

（発明5）請求項20-23

請求項20-23は、発明1に区分された請求項4又は発明2に区分された請求項10又は発明3に区分された請求項14又は発明4に区分された請求項18と、同一の又は対応する技術的特徴を有しているとはいえない。

さらに、請求項20-23は、発明1-4に区分されたいずれの請求項に対しても実質同一又はそれに準ずる関係にはない。

したがって、請求項20-23は発明1-4のいずれにも区分できない。

そして、請求項20-23は、「高圧側熱交換器を流れた高温熱媒体の流量に対する放熱器を流れる高温熱媒体の流量の比である放熱器側流量比（ Gw ）を所定の分解能（ $Gwm i n$ ）で調整可能である流量調整機構」という特別な技術的特徴を有しているので、発明5に区分する。

第Ⅲ欄 発明の単一性が欠如しているときの意見（第1ページの3の続き）

1. 出願人が必要な追加調査手数料をすべて期間内に納付したので、この国際調査報告は、すべての調査可能な請求項について作成した。
2. 追加調査手数料を要求するまでもなく、すべての調査可能な請求項について調査することができたので、追加調査手数料の納付を求めなかった。
3. 出願人が必要な追加調査手数料を一部のみしか期間内に納付しなかったので、この国際調査報告は、手数料の納付のあった次の請求項のみについて作成した。
4. 出願人が必要な追加調査手数料を期間内に納付しなかったので、この国際調査報告は、請求の範囲の最初に記載されている発明に係る次の請求項について作成した。

追加調査手数料の異議の
申立てに関する注意

- 追加調査手数料及び、該当する場合には、異議申立手数料の納付と共に、出願人から異議申立てがあった。
- 追加調査手数料の納付と共に出願人から異議申立てがあったが、異議申立手数料が納付命令書に示した期間内に支払われなかった。
- 追加調査手数料の納付はあったが、異議申立てはなかった。

国際調査報告
 パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2019/049728

引用文献			公表日	パテントファミリー文献			公表日
JP	2015-101180	A	04.06.2015	WO	2015/075872	A1	
				CN	105764727	A	
JP	2017-161121	A	14.09.2017	WO	2017/154602	A1	
				CN	108779942	A	
JP	2017-62065	A	30.03.2017	(ファミリーなし)			
JP	2016-97745	A	30.05.2016	(ファミリーなし)			
US	2016/0221413	A1	04.08.2016	DE	102016100971	A1	
				CN	105835655	A	
CN	108556590	A	21.09.2018	(ファミリーなし)			