

(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
2015 年 11 月 19 日(19.11.2015)



(10) 国際公開番号
WO 2015/174035 A1

- (51) 国際特許分類:
B60H 1/03 (2006.01) *B60H 1/32* (2006.01)
B60H 1/08 (2006.01) *F01P 3/20* (2006.01)
B60H 1/22 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/002261
- (22) 国際出願日: 2015 年 4 月 27 日(27.04.2015)
- (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 2014-099635 2014 年 5 月 13 日(13.05.2014) 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: 西川 道夫(NISHIKAWA, Michio); 〒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). 稲葉 淳(INABA, Atsushi); 〒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). 河野 紘明(KAWANO, Hiroaki); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和

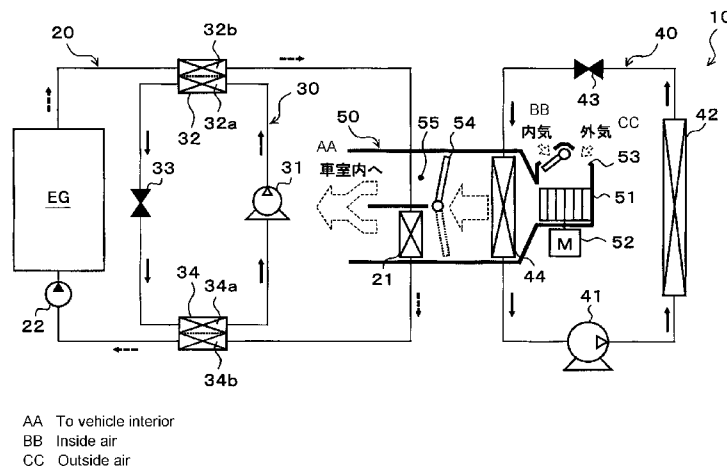
町 1 丁目 1 番地株式会社デンソー内 Aichi (JP). 牧本 直也(MAKIMOTO, Naoya); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地株式会社デンソー内 Aichi (JP).

- (74) 代理人: 金 順姫(KIN, Junhi); 〒4600003 愛知県名古屋市中区錦 2 丁目 1 3 番 1 9 号 瀧定ビル 6 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, 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

[続葉有]

(54) Title: AIR-CONDITIONING DEVICE FOR VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両用空調装置



(57) Abstract: A heater core (21) is arranged in a water circulation circuit (20) that circulates cooling water for an engine (internal combustion engine) (EG) outputting a drive force for making a vehicle travel, said heater core exchanging heat between the cooling water and ventilation air blown into the vehicle interior, and heating the ventilation air. When the temperature of the cooling water that has flowed out from the engine (EG) has dropped, a heat-transporting refrigeration cycle device (30), which serves as a heat-transporting unit that absorbs heat of a downstream-side cooling water on the downstream side of the heater core (21) and dissipates the heat to an upstream-side cooling water on the upstream side of the heater core (21), is activated without activating the engine (EG), and the temperature of the cooling water flowing into the heater core (21) is raised to a temperature necessary for heating the vehicle interior.

(57) 要約: 車両走行用の駆動力を出力するエンジン(内燃機関)EGの冷却水を循環させる水循環回路(20)に、冷却水と車室内へ送風される送風空気とを熱交換させて送風空気を加熱するヒータコア(21)を配置する。さらに、エンジンEGから流出した冷却水の温度が低下した際に、エンジンEGを作動させることなく、ヒータコア(21)より下流側の下流側冷却水の有する熱を吸熱してヒータコア(21)より上流側の上流側冷却水へ放熱する熱輸送部としての熱輸送用冷凍サイクル装置(30)を作動させて、ヒータコア(21)へ流入する冷却水の温度を車室内の暖房を行うために必要な温度となるまで上昇させる。



WO 2015/174035 A1



ロツパ (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))

明 細 書

発明の名称：車両用空調装置

関連出願の相互参照

[0001] 本出願は、当該開示内容が参照によって本出願に組み込まれた、2014年5月13日に出願された日本特許出願2014-099635を基にしている。

技術分野

[0002] 本開示は、車両走行用の駆動力を出力する内燃機関の冷却水を熱源として車室内の暖房を行う車両用空調装置に関する。

背景技術

[0003] 従来、車両走行用の駆動力を出力するエンジン（内燃機関）の冷却水と車室内へ送風される送風空気とを熱交換させて送風空気を加熱し、加熱された送風空気を車室内へ吹き出すことによって、車室内の暖房を行う車両用空調装置が知られている。さらに、特許文献1には、この種の車両用空調装置であって、エンジンを間欠的に作動させる車両に適用されたものが開示されている。

[0004] ここで、エンジンを間欠的に作動させる車両としては、例えば、車両燃費の向上のために、エンジンがアイドリング状態となった際にエンジンを停止させるアイドルストップ車両や、車両走行用の駆動力をエンジンおよび電動モータの双方から得ることのできるハイブリッド車両等がある。

[0005] このようなエンジンを間欠的に作動させる車両では、エンジンの停止時には冷却水の温度が上昇しないので、冷却水の温度が車室内の適切な暖房を行うために必要な温度（具体的には、55℃以上の温度）よりも低下してしまうことがある。そのため、暖房時に送風空気を十分に加熱することができず、乗員の暖房感を悪化させてしまうことがある。

[0006] これに対して、特許文献1の車両用空調装置では、暖房時に車室内へ吹き出される送風空気の温度が予め定めた基準温度以下となった際に、エンジン

が車両走行用の駆動力を出力する必要がなくても、エンジン制御装置に対してエンジンの作動要求を行っている。これにより、エンジンを作動させて、冷却水の温度が車室内の暖房を行うために必要な温度よりも低下してしまうことを抑制し、乗員の暖房感の悪化を抑制している。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：特開2009-208619号公報

発明の概要

[0008] しかしながら、特許文献1の車両用空調装置のように、エンジンが車両走行用の駆動力を出力する必要がないときに、冷却水の温度を上昇させるためにエンジンを作動させることは、車両燃費を悪化させてしまう原因となる。

[0009] 本開示は、上記点に鑑み、車両走行用の駆動力を出力する内燃機関の冷却水を熱源として車室内の暖房を行う車両用空調装置において、車両燃費の悪化の抑制および乗員の暖房感の悪化の抑制の双方を両立させることを目的とする。

[0010] 本開示の一つの特徴例の車両用空調装置は、車両走行用の駆動力を出力する内燃機関を冷却する冷却水を循環させる水循環回路を備え、水循環回路には、内燃機関にて加熱された冷却水と車室内へ送風される送風空気とを熱交換させて送風空気を加熱する加熱用熱交換器が配置される。

[0011] さらに、水循環回路のうち、加熱用熱交換器の冷却水出口側から内燃機関の冷却水入口側へ至る冷却水流路を流れる下流側冷却水の有する熱を吸熱し、下流側冷却水から吸熱した熱を、水循環回路のうち、内燃機関の冷却水出口側から加熱用熱交換器の冷却水入口側へ至る冷却水流路を流通する上流側冷却水へ放熱する熱輸送部を備える。

[0012] これによれば、熱輸送部を備えているので、内燃機関から流出した冷却水の温度が十分に上昇していなくても、加熱用熱交換器へ流入する上流側冷却水の温度を車室内の適切な暖房を行うために必要な温度となるまで上昇させることができる。

- [0013] 従って、加熱用熱交換器にて車室内へ送風される送風空気を充分に加熱することができ、乗員の暖房感の悪化を抑制することができる。
- [0014] さらに、車両走行用の駆動力を出力する必要がないとき等に、上流側冷却水の温度を上昇させるために内燃機関を作動させないので、熱輸送部を作動させるために燃料を消費したとしても、総合的に車両燃費の悪化を抑制できる。
- [0015] より詳細には、熱輸送部が下流側冷却水の有する熱を吸熱するので、加熱用熱交換器から流出した下流側冷却水を直接内燃機関へ流入させる場合に対して、内燃機関へ流入させる下流側冷却水の温度を低下させることができる。これにより、内燃機関へ流入した冷却水と内燃機関との温度差を拡大することができ、冷却水に内燃機関の廃熱を効率的に吸熱させることができる。
- [0016] 従って、熱輸送部を作動させることによって燃料を消費したとしても、効率的に吸熱した熱を車室内の暖房に利用することができるので、総合的に車両燃費の悪化を抑制することができる。
- [0017] つまり、上記特徴例によれば、内燃機関の冷却水を熱源として車室内の暖房を行う車両用空調装置において、車両燃費の悪化の抑制および乗員の暖房感の悪化の抑制の双方を両立させることができる。換言すると、車両燃費の悪化を招くことなく、乗員の暖房感の悪化を抑制可能な車両用空調装置を提供することができる。
- [0018] なお、上述した車両燃費とは、内燃機関が消費した燃料の量に対する走行距離の比であって、単位燃料消費量あたりの走行距離と表現することができる。従って、車両走行用の駆動力を出力する必要がないときに、冷却水の温度を上昇させるために内燃機関を作動させると車両燃費は悪化することになる。
- [0019] また、上記特徴例の車両用空調装置において、加熱用熱交換器は、送風空気の流れに対して直列に配置された複数の熱交換部を有し、複数の熱交換部として、送風空気の流れ方向最下流側に配置された風下側熱交換部、および風下側熱交換部よりも送風空気の流れ方向上流側に配置された風上側熱交換

部が設けられており、水循環回路は、熱輸送部にて加熱された上流側冷却水を、風下側熱交換部へ流入させるように構成されていてもよい。

[0020] これによれば、風下側熱交換部へ流入する上流側冷却水の温度を風上側熱交換部へ流入する上流側冷却水の温度よりも高くすることができる。従って、双方の熱交換部において、冷却水と送風空気との温度差を確保することができ、冷却水と送風空気との効率的な熱交換を行うことができる。

[0021] また、上記特徴例の車両用空調装置において、具体的に、熱輸送部は、蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置で構成されていてもよいし、ペルチェ素子で構成されていてもよい。

図面の簡単な説明

[0022] [図1]第1実施形態の車両用空調装置の全体構成図である。

[図2]第1実施形態の車両用空調装置の電気制御部を示すブロック図である。

[図3]第1実施形態の車両用空調装置と比較用空調装置との相違を比較するための図表である。

[図4]第1実施形態の水循環回路における冷却水の温度変化を示す説明図である。

[図5]第2実施形態の車両用空調装置の全体構成図である。

[図6]第3実施形態の車両用空調装置の全体構成図である。

[図7]第4実施形態の車両用空調装置の全体構成図である。

[図8]第5実施形態の車両用空調装置の全体構成図である。

[図9]第6実施形態の車両用空調装置の全体構成図である。

発明を実施するための形態

[0023] (第1実施形態)

図1～図4により、本開示の第1実施形態を説明する。本実施形態では、本開示に係る車両用空調装置10を、内燃機関（エンジン）EGおよび走行用電動モータの双方から車両走行用の駆動力を得るハイブリッド車両に適用している。

[0024] 本実施形態のハイブリッド車両は、車両の走行負荷に応じてエンジンEG

を間欠的に作動させて、エンジンE Gおよび走行用電動モータの双方から駆動力を得て走行する走行モード（HV走行モード）や、エンジンE Gを停止させて走行用電動モータのみから駆動力を得て走行する走行モード（EV走行モード）等を切り替えることができる。

[0025] そして、このような走行モードの切り替えによって、エンジンのみから車両走行用の駆動力を得る通常の車両よりも車両燃費を向上させている。なお、車両燃費とは、エンジンが消費した燃料の量に対する車両の走行距離の比であって、単位燃料消費量あたりの走行距離と表現することができる。

[0026] さらに、本実施形態のハイブリッド車両では、エンジンE Gから出力された駆動力を、車両を走行させるためだけでなく、図示しない発電機を駆動するためにも用いている。この発電機にて発電された電力は、リチウムイオン電池等からなる蓄電装置（バッテリー）に蓄えられ、走行用電動モータや車両用空調装置10を構成する各種電動機器等に供給される。

[0027] また、本実施形態のハイブリッド車両では、エンジンE Gとして、後述するエンジン制御装置70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ガソリンエンジンを採用している。エンジンE Gは作動時に発熱を伴う車載機器なので、本実施形態の車両用空調装置10では、エンジンE Gの廃熱を利用して、車室内へ送風される送風空気を加熱している。

[0028] 次に、本実施形態の車両用空調装置10の詳細構成について説明する。この車両用空調装置10は、水循環回路20、熱輸送用冷凍サイクル装置30、冷却用冷凍サイクル装置40、室内空調ユニット50、および空調制御装置60等を備えている。

[0029] まず、水循環回路20は、送風空気を加熱するためにエンジンの冷却水を循環させる回路である。この冷却水としては、エチレングリコール水溶液を含む不凍液等を採用することができる。また、水循環回路20には、ヒータコア21、水循環ポンプ22、後述する熱輸送用冷凍サイクル装置30の放熱用水ー冷媒熱交換器32の水通路32b、および蒸発用水ー冷媒熱交換器34の水通路34b等が配置されている。

- [0030] ヒータコア 21 は、後述する室内空調ユニット 50 のケーシング 51 内に配置されており、エンジン E G の廃熱等によって加熱された冷却水と送風空気とを熱交換させて、送風空気を加熱する加熱用熱交換器である。ヒータコア 21 の冷却水入口側には、放熱用水ー冷媒熱交換器 32 の水通路 32 b 出口側が接続されており、ヒータコア 21 の冷却水出口側には、蒸発用水ー冷媒熱交換器 34 の水通路 34 b 入口側が接続されている。
- [0031] 水循環ポンプ 22 は、ヒータコア 21 の下流側であって蒸発用水ー冷媒熱交換器 34 の水通路 34 b から流出した冷却水を吸入して、エンジン E G 内に形成された冷却水流路へ圧送する電動式の水ポンプである。この水循環ポンプ 22 は、エンジン制御装置 70 から出力される制御信号によって回転数（水圧送能力）が制御される。
- [0032] そして、エンジン制御装置 70 が、水循環ポンプ 22 を作動させると、冷却水は、水循環ポンプ 22 → エンジン E G 内に形成された冷却水流路 → 放熱用水ー冷媒熱交換器 32 の水通路 32 b → ヒータコア 21 → 蒸発用水ー冷媒熱交換器 34 の水通路 34 b → 水循環ポンプ 22 の順で循環する。なお、図 1 の全体構成図の水循環回路 20 の周囲に示す破線矢印は、冷却水の流れ方向を示している。
- [0033] 従って、本実施形態では、水循環回路 20 のうち、エンジン E G の冷却水出口側からヒータコア 21 の冷却水入口側へ至る冷却水流路を流れる冷却水が、特許請求の範囲に記載された上流側冷却水に対応している。また、水循環回路 20 のうち、ヒータコア 21 の冷却水出口側からエンジン E G の冷却水入口側へ至る冷却水流路を流れる冷却水が、特許請求の範囲に記載された下流側冷却水に対応している。
- [0034] さらに、本実施形態の水循環回路 20 には、図示しないラジエータ、冷却水バイパス通路、およびサーモスタット弁等が配置されている。ラジエータは、冷却水と室外空気（外気）とを熱交換させて冷却水を冷却する放熱用の熱交換器であって、少なくともヒータコア 21 に対して並列的に接続されている。

- [0035] 冷却水バイパス通路は、ラジエータを迂回させて冷却水を流す通路である。サーモスタット弁は、内部を流通する冷却水の温度が基準切替温度（本実施形態では、 90°C ）以下になると、冷却水をラジエータへ流入させる冷却水回路から冷却水バイパス通路へ流入させる冷却水回路へ切り替える冷却水回路切替装置である。
- [0036] 本実施形態では、サーモスタット弁が上記の如く冷却水回路の切り替えを行うことによって、後述するように、エンジンEGが作動している際の冷却水の温度が予め定めた基準温度範囲（本実施形態では、概ね $85^{\circ}\text{C}\sim 95^{\circ}\text{C}$ ）内に維持される。
- [0037] さらに、本実施形態のエンジン制御装置70では、後述するように、走行状態とは無関係に、エンジンEG自体の温度が基準暖機温度KTW（具体的には、 50°C ）以上となるようにエンジンEGを間欠的に作動させる暖機制御を行っている。従って、本実施形態では、エンジンEGが走行用の駆動力を出力する必要が無いときであっても、エンジンEG自体の温度が、基準暖機温度KTW以上に維持される。
- [0038] 次に、熱輸送用冷凍サイクル装置30は、水循環回路20において、冷却水の有する熱を低温側から高温側へ移動させる熱輸送部である。より具体的には、熱輸送用冷凍サイクル装置30は、熱輸送用圧縮機31、放熱用水ー冷媒熱交換器32、熱輸送用固定絞り33、および蒸発用水ー冷媒熱交換器34を有する蒸気圧縮式の冷凍サイクルである。
- [0039] 熱輸送用圧縮機31は、熱輸送用冷凍サイクル装置30において、冷媒を圧縮して吐出するもので、吐出容量が固定された固定容量型圧縮機構を電動モータにて駆動する電動圧縮機である。この固定容量型圧縮機構としては、具体的に、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。
- [0040] 電動モータは、空調制御装置60から出力される制御信号によって、その回転数が制御されるもので、交流モータ、直流モータのいずれの形式を採用してもよい。そして、この回転数制御によって、圧縮機11の冷媒吐出能力

が変更される。熱輸送用圧縮機 3 1 の吐出口には、放熱用水ー冷媒熱交換器 3 2 の冷媒通路 3 2 a 入口側が接続されている。

[0041] 放熱用水ー冷媒熱交換器 3 2 は、熱輸送用圧縮機 3 1 から吐出された高压冷媒を流通させる冷媒通路 3 2 a、および水循環回路 2 0 を循環する冷却水のうち、上流側冷却水を流通させる水通路 3 2 b を有している。そして、冷媒通路 3 2 a を流通する高压冷媒と水通路 3 2 b を流通する上流側冷却水とを熱交換させて、上流側冷却水を加熱する機能を果たす。

[0042] このような放熱用水ー冷媒熱交換器 3 2 の具体的構成としては、冷媒通路 3 2 a の外周に水通路 3 2 b を配置して冷媒と冷却水とを熱交換させる構成や、冷媒通路 3 2 a として冷媒を流通させる蛇行状のチューブあるいは複数本のチューブを採用し、隣り合うチューブ間に水通路 3 2 b を形成し、さらに、冷媒と冷却水との間の熱交換を促進するコルゲートフィンやプレートフィンを設ける構成等を採用することができる。

[0043] さらに、本実施形態では、放熱用水ー冷媒熱交換器 3 2 として、冷媒通路 3 2 a を流通する冷媒の流れ方向と水通路 3 2 b を流通する給湯水の流れ方向が対向流となる対向流型の熱交換器を採用している。放熱用水ー冷媒熱交換器 3 2 の冷媒通路 3 2 a の出口側には、熱輸送用固定絞り 3 3 の入口側が接続されている。

[0044] 熱輸送用固定絞り 3 3 は、冷媒通路 3 2 a から流出した冷媒を減圧させる熱輸送用減圧装置である。熱輸送用固定絞り 3 3 としては、絞り開度が固定されたノズル、オリフィス、キャピラリチューブ等を採用することができる。熱輸送用固定絞り 3 3 の出口側には、蒸発用水ー冷媒熱交換器 3 4 の冷媒通路 3 4 a 入口側が接続されている。

[0045] 蒸発用水ー冷媒熱交換器 3 4 は、熱輸送用固定絞り 3 3 にて減圧された低压冷媒を流通させる冷媒通路 3 4 a、および水循環回路 2 0 を循環する冷却水のうち、下流側冷却水を流通させる水通路 3 4 b を有している。そして、冷媒通路 3 4 a を流通する低压冷媒と水通路 3 4 b を流通する下流側冷却水とを熱交換させて、低压冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる機能を果たす。

す。

[0046] このような蒸発用水－冷媒熱交換器 3 4 としては、放熱用水－冷媒熱交換器 3 2 と同様の構成のものを採用することができる。蒸発用水－冷媒熱交換器 3 4 の冷媒通路 3 4 a の出口側には、熱輸送用圧縮機 3 1 の吸入口側が接続されている。

[0047] 従って、熱輸送用冷凍サイクル装置 3 0 では、蒸発用水－冷媒熱交換器 3 4 にて冷媒が蒸発する際に下流側冷却水から吸熱した熱を、放熱用水－冷媒熱交換器 3 2 にて上流側冷却水へ放熱することができる。

[0048] 次に、冷却用冷凍サイクル装置 4 0 は、送風空気を冷却するための蒸気圧縮式の冷凍サイクルであって、冷却用圧縮機 4 1、放熱器 4 2、冷却用膨張弁 4 3、および蒸発器 4 4 を有している。

[0049] 冷却用圧縮機 4 1 は、冷却用冷凍サイクル装置 4 0 において、冷媒を圧縮して吐出するもので、その基本的構成は、熱輸送用圧縮機 3 1 と同様である。なお、本実施形態では、冷却用圧縮機 4 1 として、熱輸送用圧縮機 3 1 よりも吐出容量の大きいものを採用している。冷却用圧縮機 4 1 の吐出口には、放熱器 4 2 の冷媒入口側が接続されている。

[0050] 放熱器 4 2 は、エンジンルーム内の車両前方側に配置されており、冷却用圧縮機 4 1 から吐出された高圧冷媒と図示しない送風ファンから送風された車室外空気（外気）とを熱交換させて、高圧冷媒を冷却して凝縮させる放熱用熱交換器である。送風ファンは、空調制御装置 6 0 から出力される制御電圧によって回転数（送風空気量）が制御される電動送風機である。放熱器 4 2 の冷媒出口側には、冷却用膨張弁 4 3 の入口側が接続されている。

[0051] 冷却用膨張弁 4 3 は、放熱器 4 2 から流出した冷媒を減圧させる冷却用減圧装置である。この冷却用膨張弁 4 3 は、蒸発器 4 4 出口側冷媒の温度および圧力に基づいて蒸発器 4 4 出口側冷媒の過熱度を検知する感温部を有し、蒸発器 4 4 出口側冷媒の過熱度が予め定めた基準範囲内となるように機械的機構によって絞り開度を調整する温度式膨張弁である。冷却用膨張弁 4 3 の出口側には、蒸発器 4 4 の冷媒入口側が接続されている。

- [0052] 蒸発器 44 は、室内空調ユニット 50 のケーシング 51 内に配置されており、冷却用膨張弁 43 にて減圧された低圧冷媒と送風空気とを熱交換させ、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である。蒸発器 44 の冷媒出口側には、圧縮機 11 の吸入口側が接続されている。
- [0053] 次に、室内空調ユニット 50 は、温度調整された送風空気を車室内へ吹き出すための各種機器を一体的に構成したもので、車室内最前部の計器盤（インストルメントパネル）の内側に配置されている。より具体的には、室内空調ユニット 50 は、その外殻を形成するケーシング 51 内に送風機 52、冷却用冷凍サイクル装置 40 の蒸発器 44、水循環回路 20 のヒータコア 21 等を収容して構成されている。
- [0054] ケーシング 51 は、車室内に送風される送風空気の空気通路を形成するもので、ある程度の弾性を有し、強度的にも優れた樹脂（例えば、ポリプロピレン）にて成形されている。このケーシング 51 内の送風空気流れ最上流側には、ケーシング 51 内へ内気（車室内空気）と外気（車室外空気）とを切替導入する内外気切替装置としての内外気切替装置 53 が配置されている。
- [0055] 内外気切替装置 53 は、ケーシング 51 内へ内気を導入させる内気導入口および外気を導入させる外気導入口の開口面積を、内外気切替ドアによって連続的に調整して、内気の風量と外気の風量との風量割合を連続的に変化させるものである。内外気切替ドアは、内外気切替ドア用の電動アクチュエータによって駆動され、この電動アクチュエータは、空調制御装置 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。
- [0056] 内外気切替装置 53 の送風空気流れ下流側には、内外気切替装置 53 を介して吸入した空気を車室内へ向けて送風する送風機（ブロワ） 52 が配置されている。この送風機 52 は、遠心多翼ファン（シロッコファン）を電動モータにて駆動する電動送風機であって、空調制御装置 60 から出力される制御電圧によって回転数（送風量）が制御される。
- [0057] 送風機 52 の送風空気流れ下流側には、蒸発器 44 およびヒータコア 21 が、送風空気の流れに対して、この順に配置されている。つまり、蒸発器 4

4 は、ヒータコア 2 1 に対して、送風空気流れ上流側に配置されている。また、ケーシング 5 1 内には、蒸発器 4 4 を通過した送風空気を、ヒータコア 2 1 を迂回させて下流側へ流す冷風バイパス通路 5 5 が形成されている。

[0058] さらに、蒸発器 4 4 の送風空気流れ下流側であって、かつ、ヒータコア 2 1 の送風空気流れ上流側には、蒸発器 4 4 通過後の送風空気のうち、ヒータコア 2 1 を通過させる風量と冷風バイパス通路 5 5 を通過させる風量との風量割合を調整するエアミックスドア 5 4 が配置されている。

[0059] また、ヒータコア 2 1 の送風空気流れ下流側には、ヒータコア 2 1 にて加熱された送風空気と冷風バイパス通路 5 5 を通過した送風空気とを混合させる混合空間が設けられている。さらに、ケーシング 5 1 の送風空気流れ最下流部には、混合空間にて混合された送風空気（空調風）を、空調対象空間である車室内へ吹き出す開口穴が配置されている。

[0060] 具体的には、この開口穴としては、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、および車両前面窓ガラス内側面に向けて空調風を吹き出すデフロスタ開口穴（いずれも図示せず）が設けられている。

[0061] さらに、これらのフェイス開口穴、フット開口穴およびデフロスタ開口穴の送風空気流れ下流側は、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（いずれも図示せず）に接続されている。

[0062] 従って、エアミックスドア 5 4 が、ヒータコア 2 1 を通過させる風量と冷風バイパス通路 5 5 を通過させる風量との風量割合を調整することによって、混合空間にて混合される空調風の温度が調整されて、各吹出口から車室内へ吹き出される送風空気（空調風）の温度が調整されることになる。

[0063] つまり、エアミックスドア 5 4 は、車室内へ送風される空調風の温度を調整する温度調整装置を構成している。エアミックスドア 5 4 は、エアミックスドア駆動用の電動アクチュエータによって駆動され、この電動アクチュエータは、空調制御装置 6 0 から出力される制御信号によって、その作動が制

御される。

[0064] また、フェイス開口穴、フット開口穴、およびデフロスタ開口穴の送風空気流れ上流側には、それぞれ、フェイス開口穴の開口面積を調整するフェイスドア、フット開口穴の開口面積を調整するフットドア、デフロスタ開口穴の開口面積を調整するデフロスタドア（いずれも図示せず）が配置されている。

[0065] これらのフェイスドア、フットドア、デフロスタドアは、吹出口モードを切り替える吹出口モード切替装置（吹出口モードドア）を構成するものであって、図示しないリンク機構等を介して、吹出口モードドア駆動用の電動アクチュエータに連結されて連動して回転操作される。この電動アクチュエータも、空調制御装置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。

[0066] 吹出口モード切替装置によって切り替えられる吹出口モードとしては、具体的に、フェイス吹出口を全開してフェイス吹出口から車室内乗員の上半身に向けて空気を吹き出すフェイスモード、フェイス吹出口とフット吹出口の両方を開口して車室内乗員の上半身と足元に向けて空気を吹き出すバイレベルモード、フット吹出口を全開するとともにデフロスタ吹出口を小開度だけ開口して、フット吹出口から主に空気を吹き出すフットモード、およびフット吹出口およびデフロスタ吹出口を同程度開口して、フット吹出口およびデフロスタ吹出口の双方から空気を吹き出すフットデフロスタモードがある。

[0067] さらに、乗員が操作パネルに設けられた吹出モード切替スイッチをマニュアル操作することによって、デフロスタ吹出口を全開してデフロスタ吹出口から車両フロント窓ガラス内面に空気を吹き出すデフロスタモードとすることもできる。

[0068] 次に、図2のブロック図を用いて、本実施形態の電気制御部について説明する。エンジン制御装置70および空調制御装置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る。そして、このROM内に記憶された制御プログラムに基づいて各種演

算、処理を行って、出力側に接続された各種機器の作動を制御する。

[0069] エンジン制御装置 70 の出力側には、上述した水循環ポンプ 22 の他に、エンジン E G を構成する各種エンジン構成機器等が接続されている。具体的には、エンジン E G を始動させるスタータ、エンジン E G に燃料を供給する燃料噴射弁（インジェクタ）の駆動回路等が接続されている。

[0070] また、エンジン制御装置 70 の入力側には、エンジン E G から流出した冷却水の冷却水温度 T_w を検出する冷却水温度センサ 71、バッテリーの電圧 V_B を検出する電圧計 72、アクセル開度 A_{cc} を検出するアクセル開度センサ 73、エンジン回転数 N_e を検出するエンジン回転数センサ 74、車速 V_v を検出する車速センサ 75 等のエンジン制御用センサ群が接続されている。

[0071] 空調制御装置 60 の出力側には、熱輸送用圧縮機 31、冷却用圧縮機 41、送風機 52、内外気切替ドア、エアミックスドア、および吹出口モードドアを駆動する駆動用の電動アクチュエータ等の各種空調制御機器が接続されている。

[0072] なお、空調制御装置 60 は、その出力側に接続された各種空調制御機器を制御する制御装置が一体に構成されたものであるが、それぞれの空調制御機器の作動を制御する構成（ハードウェアおよびソフトウェア）が、それぞれの空調制御機器の作動を制御する制御装置を構成している。

[0073] 例えば、本実施形態では、熱輸送用冷凍サイクル装置 30（具体的には、熱輸送用圧縮機 31）の作動を制御する構成が、熱輸送制御部 60a を構成している。もちろん、それぞれの空調制御機器の作動を制御する制御部や熱輸送制御部 60a 等を空調制御装置 60 に対して別体の制御装置で構成してもよい。

[0074] また、空調制御装置 60 の入力側には、車室内温度 T_r を検出する内気センサ 61、外気温 T_a を検出する外気センサ 62、車室内の日射量 A_s を検出する日射センサ 63、蒸発器 44 における冷媒蒸発温度（蒸発器温度） T_{efin} を検出する蒸発器温度センサ 64（蒸発器温度検出部）、車室内に

吹き出される吹出空気温度 T_{AV} を検出する吹出空気温度センサ 65 等の空調制御用センサ群が接続されている。

[0075] さらに、空調制御装置 60 の入力側には、車室内前部の計器盤付近に配置された操作パネル 80 が接続され、この操作パネル 80 に設けられた各種空調操作スイッチの操作信号が空調制御装置 60 へ入力される。

[0076] 各種空調操作スイッチとしては、具体的に、車両用空調装置 1 の作動あるいは停止を要求する作動スイッチ、車室内の設定温度 T_{set} を設定する温度設定スイッチ、運転モードを切替設定する運転モード切替スイッチ、吹出口モード切替スイッチ、送風機 52 の風量設定スイッチ等が設けられている。

[0077] なお、本実施形態のエンジン制御装置 70 および空調制御装置 60 は、互いに電氣的に接続されて、通信可能に構成されている。これにより、一方の制御装置に入力された検出信号あるいは操作信号に基づいて、他方の制御装置が出力側に接続された各種機器の作動を制御することもできる。従って、エンジン制御装置 70 および空調制御装置 60 を 1 つの制御装置として一体的に構成してもよい。

[0078] 次に、上記構成における本実施形態の作動について説明する。まず、エンジン制御装置 70 が実行する基本的な制御処理について説明する。

[0079] 車両スタートスイッチが投入されて車両が起動すると、エンジン制御装置 70 は、上述のエンジン制御用センサ群 71 ~ 75 の検出信号に基づいて車両の走行負荷を算出し、走行負荷に応じてエンジン EG を作動あるいは停止させる。さらに、エンジン制御装置 70 は、車両の起動とともに、水循環ポンプ 22 を所定の水圧送能力を発揮するように作動させる。

[0080] 従って、エンジン EG の作動時には、水循環回路 20 を循環する冷却水が、エンジン EG 内に形成された冷却水流路を流通する際に、エンジン EG の廃熱を吸熱してエンジン EG を冷却する。

[0081] そして、水循環回路 20 のサーモスタット弁を通過する冷却水の温度が基準切替温度（本実施形態では、 90°C ）よりも高くなっている場合には、サ

一モスタット弁が冷却水をラジエータ側へ流す冷却水回路に切り替えるので、冷却水に吸熱されたエンジンEGの廃熱は、ラジエータにて大気へ放熱される。

[0082] 一方、水循環回路20のサーモスタット弁を通過する冷却水の温度が基準切替温度以下になっている場合には、サーモスタット弁が冷却水を冷却水バイパス通路側に流す冷却水回路に切り替えるので、冷却水に吸熱されたエンジンEGの廃熱が、ラジエータにて大気へ放熱されることはない。

[0083] 従って、エンジンEGの作動時には、サーモスタット弁が冷却水回路を切り替えることによって、冷却水およびエンジンEG自体の温度が予め定めた基準温度範囲（本実施形態では、概ね85℃～95℃）内に維持される。

[0084] その結果、エンジンEG自体の温度が過度に上昇して、エンジンEGがオーバーヒートしてしまうことを防止することができる。さらに、エンジンEG自体の温度が過度に低下して、エンジンオイルの粘度増加によるフリクションロスが増加してしまうことや、排気ガスの温度低下による排気ガス浄化用触媒の作動不良が生じてしまうことを抑制することができる。

[0085] また、エンジンEGの停止時には、エンジンEG自体が発熱しないだけでなく、エンジンEG自体からの放熱等により、冷却水およびエンジンEG自体の温度が過度に低下してしまうおそれがある。

[0086] そこで、本実施形態のエンジン制御装置70では、車両走行用の駆動力を出力させるためにエンジンEGを作動させる必要がないときであっても、冷却水温度センサ71によって検出された冷却水温度Twが基準暖機温度KT_w（本実施形態では、50℃）よりも高くなるようにエンジンEGを作動させる暖機制御を行う。

[0087] より具体的には、この暖機制御では、冷却水温度Twが基準暖機温度KT_wよりも低くなった際に、冷却水温度Twが基準暖機温度KT_wよりも2℃程度高くなるまで、エンジンEGを作動させる。これにより、冷却水温度Twは、基準暖機温度KT_w以上に維持される。

[0088] その結果、エンジンEG自体の温度が過度に低下して、エンジンEGを再

始動させる際にフリクションロスが増加してしまうことや、排気ガス浄化用触媒の作動不良が生じてしまうことを抑制することができる。

[0089] ここで、再始動時のフリクションロスの増加や排気ガス浄化用触媒の作動不良を抑制するためには、基準暖機温度 $K T w$ を 50°C よりも高い温度に設定しておくことが望ましい。ところが、基準暖機温度 $K T w$ を 50°C よりも高い温度に設定すると、車両走行用の駆動力を出力させるためにエンジン $E G$ を作動させる必要がないときに、エンジン $E G$ を作動させる頻度が増加してしまう。

[0090] このようなエンジン $E G$ の作動頻度の増加は、車両燃費を悪化させる原因となる。そこで、本実施形態の暖機制御では、再始動時のフリクションロスの増加や排気ガス浄化用触媒の作動不良の抑制を図ることができるとともに、車両燃費を不必要に悪化させない温度として、基準暖機温度 $K T w$ を 50°C に設定している。

[0091] 次に、車両用空調装置 10 の作動を説明する。本実施形態の車両用空調装置 10 では、操作パネル 80 の運転モード切替スイッチの操作信号に基づいて、冷却された送風空気を車室内へ吹き出す冷房モード、加熱された送風空気を車室内へ吹き出す暖房モード、さらに、冷却されて除湿された送風空気を再加熱して車室内へ吹き出す除湿暖房モードを切り替えることができる。以下に各運転モードにおける作動を説明する。

[0092] (a) 冷房モード

冷房モードは、操作パネル 80 の作動スイッチが投入 (ON) された状態で、運転モード切替スイッチによって冷房モードが選択されている際に実行される。冷房モードでは、空調制御装置 60 が、上述の空調制御用センサ群 61 ~ 65 の検出信号および操作パネル 80 の操作信号を読み込む。そして、読み込まれた検出信号および操作信号の値に基づいて車室内へ吹き出す空気の目標温度である目標吹出温度 $T A O$ を算出する。

[0093] 具体的には、目標吹出温度 $T A O$ は、以下数式 $F 1$ によって算出される。

$$T A O = K s e t \times T s e t - K r \times T r - K a m \times T a m - K s \times A s +$$

C... (F1)

なお、 T_{set} は操作パネル80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 は内気センサ61によって検出された車室内温度（内気温）、 T_{am} は外気センサ62によって検出された外気温、 A_s は日射センサ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。

[0094] さらに、算出された目標吹出温度 T_{AO} および空調制御用センサ群61～65の検出信号に基づいて、空調制御装置60の出力側に接続された各種空調制御機器へ出力する制御信号等を決定する。

[0095] 例えば、冷却用冷凍サイクル装置40の冷却用圧縮機41の電動モータに出力される制御信号については、以下のように決定される。

[0096] まず、目標吹出温度 T_{AO} に基づいて、予め空調制御装置60に記憶された制御マップを参照して、蒸発器44の目標蒸発器吹出温度 T_{EO} を決定する。この目標蒸発器吹出温度 T_{EO} は、吹出空気温度 T_{AV} が目標吹出温度 T_{AO} に近づくように、目標吹出温度 T_{AO} の低下に伴って低くなるように決定される。

[0097] そして、この目標蒸発器吹出温度 T_{EO} と蒸発器温度センサ64によって検出された蒸発器温度 T_{efin} との偏差に基づいて、フィードバック制御手法を用いて蒸発器温度 T_{efin} が目標蒸発器吹出温度 T_{EO} に近づくように、冷却用圧縮機41の電動モータに出力される制御信号を決定する。

[0098] また、送風機52の電動モータに出力される制御電圧（ブロワモータ電圧）については、 T_{AO} の極低温域（最大冷房域）および極高温域（最大暖房域）で略最大値となるように決定する。さらに、 T_{AO} が極低温域あるいは極高温域から中間温度域に向かうに伴って、ブロワモータ電圧を略最大値から徐々に減少させるように決定する。

[0099] また、エアミックスドア54用の電動アクチュエ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がヒータコア21側の空気通路を閉塞し、蒸発器44通過後の送風空気の全風量が冷風バイパス通路55を通過す

るように決定する。

[0100] また、内外気切替ドア用の電動アクチュエータへ出力される制御信号については、基本的に外気を導入する外気モードが優先されるが、T A Oが極低温域となって高い冷房性能を得たい場合等に内気を導入する内気モードとなるように決定する。

[0101] また、吹出口モードドア用の電動アクチュエータへ出力される制御信号については、T A Oが低温域から高温域へと上昇するに伴って、吹出口モードがフットモード→バイレベルモード→フェイスモードへ順次切り替えられるように決定される。従って、夏季は主にフェイスモード、春秋は主にバイレベルモード、そして冬季は主にフットモードが選択されることになる。

[0102] また、熱輸送用冷凍サイクル装置30の熱輸送用圧縮機31の電動モータへ出力される制御信号については、熱輸送用圧縮機31の作動を停止させるように決定する。

[0103] そして、上記の如く決定された制御信号等を各種空調制御機器へ出力する。その後、操作パネルによって車両用空調装置10の作動停止が要求されるまで、所定の制御周期毎に、上述の検出信号および操作信号の読み込み→目標吹出温度T A Oの算出→各種空調制御機器の作動状態決定→制御電圧および制御信号の出力といった制御ルーチンが繰り返される。なお、このような制御ルーチンの繰り返しは、他の運転モード時にも同様に行われる。

[0104] 従って、冷房モードでは、冷却用冷凍サイクル装置40の蒸発器44にて冷却された送風空気（冷風）が、冷風バイパス通路55、混合空間、および各吹出口を介して、車室内へ吹き出される。これにより、車室内の冷房がなされる。

[0105] （b）暖房モード

暖房モードは、操作パネル80の作動スイッチが投入（ON）された状態で、運転モード切替スイッチによって暖房モードが選択されている際に実行される。暖房モードでは、空調制御装置60が、冷房モードと同様に、目標吹出温度T A Oおよび空調制御用センサ群61～65の検出信号に基づいて

、各種空調制御機器へ出力する制御信号あるいは制御電圧等を決定する。

[0106] 例えば、冷却用圧縮機 4 1 の電動モータに出力される制御信号については、冷却用圧縮機 4 1 の作動を停止させるように決定する。また、エアミックスドア 5 4 用の電動アクチュエータへ出力される制御信号については、フィードバック制御手法を用いて吹出空気温度センサ 6 5 によって検出された吹出空気温度 T_{AV} が目標吹出温度 T_{AO} に近づくように決定する。その他の空調制御機器については、冷房モードと同様である。

[0107] 従って、暖房モードでは、ヒータコア 2 1 にて加熱された送風空気（温風）と冷風バイパス通路 5 5 を通過した送風空気が混合空間にて混合されることによって、目標吹出温度 T_{AO} に近づくように温度調整された空調風が各吹出口を介して、車室内へ吹き出される。これにより、車室内の暖房がなされる。

[0108] （c）除湿暖房モード

暖房モードは、操作パネル 8 0 の作動スイッチが投入（ON）された状態で、運転モード切替スイッチによって除湿暖房モードが選択される際に実行される。除湿暖房モードでは、空調制御装置 6 0 が、冷房モードおよび暖房モードと同様に、目標吹出温度 T_{AO} および空調制御用センサ群 6 1 ～ 6 5 の検出信号に基づいて、各種空調制御機器へ出力する制御信号あるいは制御電圧等を決定する。

[0109] 例えば、冷却用圧縮機 4 1 の電動モータに出力される制御信号については、蒸発器温度 T_{efin} が、予め定めた基準蒸発器温度（具体的には、 1°C ）以上となるように決定する。なお、基準蒸発器温度は、蒸発器 4 4 に着霜が生じないように定められている。その他の空調制御機器について、暖房モードと同様である。

[0110] 従って、暖房モードでは、蒸発器 4 4 にて冷却されて除湿された送風空気（冷風）がヒータコア 2 1 にて再加熱される。そして、再加熱された送風空気（温風）と冷風バイパス通路 5 5 を通過した送風空気（冷風）が混合空間にて混合されることによって、目標吹出温度 T_{AO} に近づくように温度調整

された空調風が各吹出口を介して、車室内へ吹き出される。これにより、車室内の除湿暖房がなされる。

[0111] 以上の如く、本実施形態の車両用空調装置 10 によれば、車室内の冷房、暖房、そして除湿暖房を行うことができる。

[0112] ここで、本実施形態の車両用空調装置 10 では、車室内の暖房時および除湿暖房時に、エンジン EG の冷却水を熱源として送風空気を加熱している。このような構成では、暖房時および除湿暖房時に、ヒータコア 21 へ流入させる冷却水の温度が、車室内の暖房あるいは除湿暖房を行うために必要な温度以上に上昇していないと、車室内へ吹き出される送風空気を充分に加熱することができず、乗員の暖房感が悪化してしまう。

[0113] さらに、本発明者らの検討によれば、車室内の十分な暖房あるいは除湿暖房を行うためには、ヒータコア 21 へ流入させる冷却水の温度を少なくとも 55℃ 以上に昇温させておく必要があることが判っている。

[0114] ところが、本実施形態のエンジン制御装置 70 の暖機制御では、前述の如く、冷却水温度 T_w を基準暖機温度 $K T_w$ （具体的には、50℃）程度となるようにエンジン EG を作動させている。このため、暖機制御の実行中に、車室内の暖房あるいは除湿暖房を行うと、乗員の暖房感が悪化してしまうおそれがある。

[0115] これに対して、暖機制御時の基準暖機温度 $K T_w$ を 60℃ 程度に設定しておく手段が考えられるものの、基準暖機温度 $K T_w$ を 50℃ から 60℃ 程度に上昇させてしまうと、前述の如く、エンジン EG の作動頻度が増加して車両燃費を悪化させてしまう。

[0116] そこで、本実施形態の車両用空調装置 10 では、暖房モード時あるいは除湿暖房モード時に冷却水温度 T_w が、暖房判定温度 $K H T_w$ 以下になっている際には、強暖房モードあるいは強除湿暖房モードでの運転を行う。本実施形態の暖房判定温度 $K H T_w$ は、乗員の暖房感を悪化させないように送風空気を充分に加熱するために必要な冷却水の温度として、60℃ に設定している。

- [0117] 強暖房モードあるいは強除湿暖房モードでは、空調制御装置 60 の熱輸送制御部 60 a が、熱輸送用冷凍サイクル装置 30 の熱輸送用圧縮機 31 を作動させる。より具体的には、熱輸送制御部 60 a は、熱輸送用圧縮機 31 の電動モータに対して、ヒータコア 21 へ流入する上流側冷却水の温度が暖房判定温度 $KHTw$ 以上となるように決定された制御信号を出力する。
- [0118] 従って、強暖房モードあるいは強除湿暖房モードでは、熱輸送用圧縮機 31 から吐出された高圧冷媒が、放熱用水ー冷媒熱交換器 32 の冷媒通路 32 a へ流入し、水通路 32 b を流通する上流側冷却水と熱交換して放熱する。これにより、ヒータコア 21 へ流入する上流側冷却水の温度が、暖房判定温度 $KHTw$ 以上に加熱される。
- [0119] 放熱用水ー冷媒熱交換器 32 の冷媒通路 32 a から流出した冷媒は、熱輸送固定絞り 33 にて減圧される。熱輸送用固定絞り 33 にて減圧された低圧冷媒は、蒸発用水ー冷媒熱交換器 34 の冷媒通路 34 a へ流入し、水通路 34 b を流通する下流側冷却水と熱交換して蒸発する。これにより、暖房モードあるいは除湿暖房モードよりも、エンジン EG へ流入する下流側冷却水の温度が低下する。
- [0120] 蒸発用水ー冷媒熱交換器 34 の冷媒通路 34 a から流出した冷媒は、熱輸送用圧縮機 31 へ吸入されて再び圧縮される。
- [0121] 以上の如く、強暖房モードあるいは強除湿暖房モードでは、放熱用水ー冷媒熱交換器 32 にて、ヒータコア 21 へ流入させる上流側冷却水の温度を暖房判定温度 $KHTw$ 以上に加熱することができる。従って、ヒータコア 21 にて送風空気を十分に加熱することができ、乗員の暖房感の悪化を抑制することができる。
- [0122] さらに、強暖房モードあるいは強除湿暖房モードでは、車両走行用の駆動力を出力する必要がないとき等に、ヒータコア 21 へ流入させる上流側冷却水の温度を上昇させるためにエンジン EG を作動させないので、熱輸送用冷凍サイクル装置 30 を作動させるために燃料を消費したとしても、総合的に車両燃費の悪化を抑制できる。

- [0123] このことを、図3、図4を用いて、暖機制御における基準暖機温度 $K T w$ が 60°C に設定されたハイブリッド車両に適用された通常の車両用空調装置（以下、比較用空調装置と記載する。）の暖房モードあるいは除湿暖房モードと比較して説明する。
- [0124] まず、比較用空調装置が適用されたハイブリッド車両では、本実施形態のハイブリッド車両よりも、暖機制御時におけるエンジンEG自体の温度が高くなる。このため、エンジンEG自体の温度と外気温との温度差が拡大し、図3の図表に示すように、エンジンEG自体から大気に放熱される放熱量が多くなる。さらに、排気の温度も上昇するので、排気を介して大気に放熱される放熱量も多くなる。
- [0125] このことは、基準暖機温度 $K T w$ が 60°C に設定されたハイブリッド車両では、本実施形態のハイブリッド車両よりも、エンジンEGが燃料を消費する際に発生させた熱のうち、大気に捨てられてしまう熱の割合が多いことを意味している。
- [0126] その一方で、本実施形態の車両用空調装置10の強暖房モードあるいは強除湿暖房モードでは、比較用空調装置の暖房モードあるいは除湿暖房モードよりも、エンジンEGへ流入する下流側冷却水およびエンジンEGから流出する上流側冷却水の温度が低くなる。このため、エンジンEGと冷却水との温度差が拡大し、冷却水がエンジンEGから吸熱する吸熱量が多くなる。
- [0127] つまり、本実施形態の車両用空調装置10の強暖房モードあるいは強除湿暖房モードでは、比較用空調装置の暖房モードあるいは除湿暖房モードよりも、エンジンEGが燃料を消費する際に発生させた熱のうち、大気に捨てられてしまう熱の割合を低下させ、さらに、冷却水にエンジンEGの廃熱を効率的に吸熱させることができる。
- [0128] 従って、図4に示すように、本実施形態の車両用空調装置10の強暖房モードあるいは強除湿暖房モードでは、エンジンEGの冷却水入口における冷却水温度に対するエンジンEGの冷却水出口における冷却水温度の温度上昇量を、比較用空調装置の暖房モードあるいは除湿暖房モードよりも大きくす

ることができる。

[0129] その結果、熱輸送用冷凍サイクル装置 30 を作動させるために燃料を消費したとしても、効率的に吸熱した熱を車室内の暖房あるいは除湿暖房に利用することができ、総合的に車両燃費の悪化を抑制することができる。

[0130] すなわち、本実施形態の車両用空調装置 10 によれば、車両燃費の悪化の抑制および乗員の暖房感の悪化の抑制の双方を両立させることができる。換言すると、本実施形態の車両用空調装置 10 では、車両燃費の悪化を招くことなく、乗員の暖房感の悪化を抑制することができる。

[0131] さらに、本発明者らの検討によれば、強暖房モードあるいは強除湿暖房モード時に熱輸送用冷凍サイクル装置 30 の熱輸送用圧縮機 31 を作動させるために必要な電力量は、エンジン E G を作動させる走行条件時に、バッテリーに蓄えられる余剰の電力量よりも少ないことが判っている。

[0132] つまり、熱輸送用冷凍サイクル装置 30 を作動させるためだけにエンジン E G を作動させることは実質的に殆どなく、熱輸送用冷凍サイクル装置 30 を作動させたとしても車両燃費を悪化させることは殆どない。換言すると、本実施形態の車両用空調装置 10 によれば、バッテリーに蓄えられた余剰の電力を車室内の暖房あるいは除湿暖房のために有効に活用することができる。

[0133] (第 2 実施形態)

本実施形態では、第 1 実施形態に対して、図 5 の全体構成図に示すように、水循環回路 20 およびヒータコア 21 の構成を変更した例を説明する。なお、図 5 では、第 1 実施形態と同一もしくは均等部分には同一の符号を付している。このことは、以下の図面でも同様である。

[0134] より具体的には、本実施形態のヒータコア 21 は、送風空気の流れに対して直列に配置された複数（本実施形態では、2 つ）の熱交換部 21 a、21 b を有している。本実施形態では、これらの熱交換部のうち、送風空気流れ上流側に配置されたものを風上側熱交換部 21 a とし、送風空気流れ下流側に配置されたものを風下側熱交換部 21 b とする。

[0135] さらに、本実施形態の水循環回路 20 には、エンジン E G から流出した上

流側冷却水の流れを分岐する分岐部 2 3、および風上側熱交換部 2 1 a から流出した冷却水の流れと風下側熱交換部 2 1 b から流出した冷却水の流れとを合流させる合流部 2 4 が配置されている。

[0136] 分岐部 2 3 は、3つの流入出口を有する三方継手で構成されており、3つの流入出口のうち1つを冷却水流入口とし、残りの2つを冷却水流出口としたものである。このような三方継手は、管径の異なる配管を接合して形成してもよいし、金属ブロックや樹脂ブロックに複数の冷却水通路を設けて形成してもよい。

[0137] 分岐部 2 3 の一方の冷却水流出口には、放熱用水—冷媒熱交換器 3 2 の水通路 3 2 b の入口側が接続されており、放熱用水—冷媒熱交換器 3 2 の水通路 3 2 b の出口側には、風下側熱交換部 2 1 b の冷却水入口側が接続されている。また、分岐部 2 3 の他方の冷却水流出口には、風上側熱交換部 2 1 a の冷却水入口側が接続されている。

[0138] つまり、本実施形態の水循環回路 2 0 は、熱輸送用冷凍サイクル装置 3 0 を作動させた際に、分岐部 2 3 の一方の冷却水流出口から流出した上流側冷却水を放熱用水—冷媒熱交換器 3 2 にて加熱した後に風下側熱交換部 2 1 b へ流入させるとともに、分岐部 2 3 の他方の冷却水流出口から流出した上流側冷却水を風上側熱交換部 2 1 a へ流入させるように構成されている。

[0139] さらに、本実施形態では、分岐部 2 3 内の冷却水通路のうち一方の冷却水流出口側の通路断面積が、他方の冷却水流出口側の通路断面積よりも小さく形成されている。従って、風下側熱交換部 2 1 b を流通する冷却水の風下側流量 Q_2 が、風上側熱交換部 2 1 a を流通する冷却水の風上側流量 Q_1 よりも少なくなっている。より具体的には、本実施形態の風下側流量 Q_2 は、風上側流量 Q_1 の 1/5 程度の 1 程度になっている。

[0140] 合流部 2 4 は、分岐部 2 3 と同様の三方継手で構成されており、3つの流入出口のうち、2つを冷却水流入口とし、残りの1つを冷却水流出口としている。合流部 2 4 の冷却水流出口には、蒸発用水—冷媒熱交換器 3 4 の水通路 3 4 b の入口側が接続されている。

[0141] 従って、本実施形態では、熱輸送用冷凍サイクル装置 30 を作動させると、熱輸送用冷凍サイクル装置 30 の冷媒は、蒸発用水ー冷媒熱交換器 34 にて、風上側熱交換部 21 a から流出した冷却水の流れと風下側熱交換部 21 b から流出した冷却水の流れとを合流させた下流側冷却水の有する熱を吸熱して蒸発する。

[0142] その他の構成および作動は、第 1 実施形態と同様である。従って、本実施形態の車両用空調装置 10 においても、第 1 実施形態と同様に、車室内の冷房、暖房、そして除湿暖房を行うことができる。さらに、冷却水温度 T_w が暖房判定温度 KHT_w 以下になっている際には、強暖房モードおよび強除湿暖房モードでの運転を実行することによって、車両燃費の悪化を招くことなく、乗員の暖房感の悪化を抑制することができる。

[0143] また、本実施形態の車両用空調装置 10 では、ヒータコア 21 が風上側熱交換部 21 a および風下側熱交換部 21 b の 2 つの熱交換部を有しており、エンジン EG から流出した冷却水を風上側熱交換部 21 a へ流入させ、放熱用水ー冷媒熱交換器 32 の水通路 32 b から流出した冷却水を風下側熱交換部 21 b へ流入させている。

[0144] 従って、強暖房モードおよび強除湿暖房モードでは、風下側熱交換部 21 b へ流入する上流側冷却水の温度が、風上側熱交換部 21 a へ流入する上流側冷却水の温度よりも高くなる。これによれば、双方の熱交換部 21 a、21 b において、冷却水と送風空気との温度差を確保することができ、送風空気を効率的に加熱することができる。

[0145] また、本実施形態の車両用空調装置 10 では、風下側熱交換部 21 b を流通する冷却水の風下側流量 Q_2 が、風上側熱交換部 21 a を流通する冷却水の風上側流量 Q_1 よりも少なくなっているため、第 1 実施形態に対して、放熱用水ー冷媒熱交換器 32 の水通路 32 b を流通する冷却水の流量を減少させることができる。

[0146] これによれば、放熱用水ー冷媒熱交換器 32 にて冷却水が高圧冷媒から吸熱する吸熱量、すなわち、放熱用水ー冷媒熱交換器 32 にて冷媒が冷却水に

放熱する放熱量が減少するので、熱輸送用冷凍サイクル装置 30 におけるサイクルバランスが、放熱用水ー冷媒熱交換器 32 の冷媒通路 32 a 内の冷媒圧力（冷媒凝縮温度）を上昇させるように変化する。

[0147] 従って、本実施形態の強暖房モードおよび強除湿暖房モードでは、第 1 実施形態に対して熱輸送用圧縮機 31 の回転数を増加させることなく、放熱用水ー冷媒熱交換器 32 にて加熱された冷却水の温度を上昇させることができる。その結果、ヒータコア 21 にて送風空気を十分に加熱することができ、より一層確実に乗員の暖房感の悪化を抑制することができる。

[0148] また、本実施形態の車両用空調装置 10 の強暖房モードおよび強除湿暖房モードでは、熱輸送用冷凍サイクル装置 30 の冷媒に、風上側熱交換部 21 a から流出した冷却水の流れと風下側熱交換部 21 b から流出した冷却水の流れとを合流させた下流側冷却水の有する熱を吸熱させている。

[0149] これによれば、いずれか一方の熱交換部から流出した冷却水の有する熱を吸熱する場合のように吸熱量が不足してしまうことがなく、放熱用水ー冷媒熱交換器 32 にて、ヒータコア 21 へ流入させる上流側冷却水の温度を、確実に暖房判定温度 $KHTw$ 以上に加熱することができる。

[0150] （第 3 実施形態）

本実施形態では、第 1 実施形態に対して、図 6 の全体構成図に示すように、水循環回路 20 およびヒータコア 21 の構成を変更した例を説明する。より具体的には、本実施形態のヒータコア 21 は、第 2 実施形態と同様の風上側熱交換部 21 a および風下側熱交換部 21 b を有している。さらに、本実施形態の水循環回路 20 では、風上側熱交換部 21 a の冷却水出口の下流側に分岐部 23 を配置している。

[0151] 本実施形態の分岐部 23 の一方の冷却水流出口には、放熱用水ー冷媒熱交換器 32 の水通路 32 b の入口側が接続されており、放熱用水ー冷媒熱交換器 32 の水通路 32 b の出口側には、風下側熱交換部 21 b の冷却水入口側が接続されている。また、分岐部 23 の他方の冷却水流出口には、合流部 24 の一方の冷却水流入口が接続されており、風下側熱交換部 21 b の冷却水

出口側には、合流部 24 の他方の冷却水流入口が接続されている。

[0152] つまり、本実施形態の水循環回路 20 は、熱輸送用冷凍サイクル装置 30 を作動させた際に、分岐部 23 の一方の冷却水流出口から流出した上流側冷却水を放熱用水—冷媒熱交換器 32 にて加熱した後に風下側熱交換部 21b へ流入させるとともに、分岐部 23 の他方の冷却水流出口から流出した冷却水を風下側熱交換部 21b から流出した冷却水と合流させるように構成されている。

[0153] その他の構成および作動は、第 2 実施形態と同様である。従って、本実施形態の車両用空調装置 10 においても、車室内の冷房、暖房、そして除湿暖房を行うことができる。さらに、冷却水温度 T_w が暖房判定温度 KHT_w 以下になっている際には、強暖房モードおよび強除湿暖房モードでの運転を実行することによって、車両燃費の悪化を招くことなく、乗員の暖房感の悪化を抑制することができる。

[0154] また、本実施形態の車両用空調装置 10 においても、ヒータコア 21 が送風空気の流れに対して直列に配置された 2 つの熱交換部 21a、21b を有しているので、第 2 実施形態と同様の効果を得ることができる。

[0155] (第 4 実施形態)

本実施形態では、第 2 実施形態に対して、図 7 の全体構成図に示すように、熱輸送用冷凍サイクル装置 30 の熱輸送用圧縮機 31 と冷却用冷凍サイクル装置 40 の冷却用圧縮機 41 とを共通の圧縮機 91 とし、熱輸送用冷凍サイクル装置 30 および冷却用冷凍サイクル装置 40 を一つの冷凍サイクル装置 90 として一体的に構成した例を説明する。

[0156] まず、本実施形態の圧縮機 91 の基本的構成は、熱輸送用圧縮機 31 および冷却用圧縮機 41 と同様である。さらに、本実施形態では、圧縮機 91 として、冷却用圧縮機 41 よりも吐出容量の大きいものを採用している。冷却用圧縮機 41 の吐出口には、三方式流量調整弁 92 の冷却水入口側が接続されている。

[0157] 圧縮機 91 の基本的構成は、熱輸送用圧縮機 31 および冷却用圧縮機 41

と同様である。さらに、本実施形態では、圧縮機 9 1 として、冷却用圧縮機 4 1 よりも吐出容量の大きいものを採用している。冷却用圧縮機 4 1 の吐出口には、三方式流量調整弁 9 2 の冷却水入口側が接続されている。

[0158] 三方式流量調整弁 9 2 は、圧縮機 9 1 から吐出された冷媒のうち、放熱用水ー冷媒熱交換器 3 2 へ流入させる冷媒流量と放熱器 4 2 へ流入させる冷媒流量との流量比を調整する電気式の流量調整弁である。この三方式流量調整弁 9 2 は、空調制御装置 6 0 から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

[0159] さらに、本実施形態の三方式流量調整弁 9 2 は、圧縮機 9 1 から吐出された冷媒の全流量を放熱器 4 2 へ流入させることや、放熱用水ー冷媒熱交換器 3 2 へ流入させることができる。従って、本実施形態の三方式流量調整弁 9 2 は、冷媒回路を切り替える冷媒回路切替装置としての機能も兼ね備える。

[0160] 三方式流量調整弁 9 2 の一方の冷媒流出口には、放熱用水ー冷媒熱交換器 3 2、熱輸送用固定絞り 3 3、および蒸発用水ー冷媒熱交換器 3 4 を介して、圧縮機 9 1 の吸入口側が接続されている。さらに、蒸発用水ー冷媒熱交換器 3 4 の冷媒通路 3 4 a の出口側から圧縮機 9 1 の吸入口側へ至る冷媒経路には、蒸発用水ー冷媒熱交換器 3 4 の冷媒通路 3 4 a の出口側から圧縮機 9 1 の吸入口側へ冷媒が流れることのみを許容する熱輸送用逆止弁 9 3 a が配置されている。

[0161] また、三方式流量調整弁 9 2 の他方の冷媒流出口には、放熱器 4 2、冷却用膨張弁 4 3、および蒸発器 4 4 を介して、圧縮機 9 1 の吸入口側が接続されている。さらに、蒸発器 4 4 の冷媒出口側から圧縮機 9 1 の吸入口側へ至る冷媒経路には、蒸発器 4 4 の冷媒出口側から圧縮機 9 1 の吸入口側へ冷媒が流れることのみを許容する冷却用逆止弁 9 3 b が配置されている。その他の構成は、第 2 実施形態と同様である。

[0162] 次に、上記構成における本実施形態の車両用空調装置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 0 の冷房モードでは、空調制御装置 6 0 が、第 2 実施形態と同様に圧縮機 9 1 を作動させて、圧縮機 9 1 から吐出

された冷媒の全流量を放熱器 4 2 へ流入させるように三方式流量調整弁 9 2 の作動を制御する。

[0163] また、暖房モードでは、空調制御装置 6 0 が、圧縮機 9 1 を停止させる。また、除湿暖房モードでは、空調制御装置 6 0 が、第 2 実施形態と同様に圧縮機 9 1 を作動させて、圧縮機 9 1 から吐出された冷媒の全流量を放熱器 4 2 へ流入させるように三方式流量調整弁 9 2 の作動を制御する。

[0164] また、強暖房モードあるいは強除湿暖房モードでは、空調制御装置 6 0 が、暖房モードおよび除湿暖房モードと同等の冷媒吐出能力を発揮するように圧縮機 9 1 を作動させる。さらに、圧縮機 9 1 から吐出された冷媒の一部を放熱器 4 2 へ流入させ、残余の冷媒を放熱用水－冷媒熱交換器 3 2 の冷媒通路 3 2 a へ流入させるように三方式流量調整弁 9 2 の作動を制御する。その他の作動は、第 2 実施形態と同様である。

[0165] 従って、本実施形態の車両用空調装置 1 0 は、第 2 実施形態と全く同様に作動して、同様の効果を得ることができる。さらに、本実施形態では、熱輸送用圧縮機 3 1 と冷却用圧縮機 4 1 とを共通化して 1 つの圧縮機 9 1 を採用しているので、車両用空調装置 1 0 全体としての小型化、および製造コストの低減を図ることができる。

[0166] (第 5 実施形態)

本実施形態では、第 2 実施形態に対して、図 8 の全体構成図に示すように、第 4 実施形態と同様の圧縮機 9 1 を採用し、熱輸送用冷凍サイクル装置 3 0 および冷却用冷凍サイクル装置 4 0 を一つの冷凍サイクル装置 9 0 として一体的に構成した例を説明する。

[0167] より具体的には、本実施形態では、圧縮機 9 1 の吐出口側に、放熱用水－冷媒熱交換器 3 2 の冷媒通路 3 2 a の入口側が接続され、冷媒通路 3 2 a の出口側に放熱器 4 2 の冷媒入口側が接続されている。さらに、放熱器 4 2 の冷媒出口側には、放熱器 4 2 から流出した冷媒の流れを分岐する冷媒分岐部 9 4 が配置されている。

[0168] そして、冷媒分岐部 9 4 の一方の冷媒流出口には、熱輸送用固定絞り 3 3

、蒸発用水－冷媒熱交換器 3 4 および熱輸送用逆止弁 9 3 a を介して、圧縮機 9 1 の吸入口側が接続されている。また、冷媒分岐部 9 4 の他方の冷媒流出口には、冷却用膨張弁 4 3、蒸発器 4 4 および冷却用逆止弁 9 3 b を介して、圧縮機 9 1 の吸入口側が接続されている。その他の構成は、第 2 実施形態と同様である。

[0169] 次に、上記構成における本実施形態の車両用空調装置の作動について説明する。本実施形態では、圧縮機 9 1 を作動させると圧縮機 9 1 吐出冷媒が放熱用水－冷媒熱交換器 3 2 の冷媒通路 3 2 a へ流入する構成となっているので、強暖房モードおよび除湿暖房モードでの運転を実行されない。

[0170] まず、冷房モードでは、空調制御装置 6 0 が、第 4 実施形態と同様に圧縮機 9 1 を作動させる。また、暖房モードでは、空調制御装置 6 0 が、圧縮機 9 1 を停止させる。また、除湿暖房モードでは、空調制御装置 6 0 が、第 4 実施形態と同等の冷媒吐出能力を発揮するように圧縮機 9 1 を作動させる。その他の作動は、第 4 実施形態と同様である。

[0171] 従って、本実施形態の車両用空調装置 1 0 の冷房モードでは、放熱用水－冷媒熱交換器 3 2 にて冷却水と圧縮機 9 1 吐出冷媒が熱交換してしまうものの、エアミックスドア 5 4 がヒータコア 2 1 側の空気通路を閉塞しているので、第 2 実施形態と同様に車室内の冷房を行うことができる。また、暖房モードでは、第 2 実施形態と全く同様に車室内の暖房を行うことができる。

[0172] また、強除湿暖房モードでは、放熱用水－冷媒熱交換器 3 2 にて暖房判定温度 KHT_w （具体的には、 60°C ）以上となるまで加熱された冷却水を風下側熱交換部 2 1 b へ流入させることができるので、第 2 実施形態と同様に、車両燃費の悪化を招くことなく、乗員の暖房感の悪化を抑制することができる。

[0173] さらに、本実施形態では、熱輸送用圧縮機 3 1 と冷却用圧縮機 4 1 とを共通化して 1 つの圧縮機 9 1 を採用しているので、第 4 実施形態と同様に、車両用空調装置 1 0 全体としての小型化、および製造コストの低減を図ることができる。

[0174] (第6実施形態)

第1実施形態では、熱輸送部として熱輸送用冷凍サイクル装置30を採用した例を説明したが、本実施形態では、図9の全体構成図に示すように、熱輸送部としてペルチェ素子100を採用している。ペルチェ素子100は、ペルチェ効果を利用した板状の半導体素子であり、空調制御装置60から電力を供給されることによって、一方の面で吸熱した熱を他方の面に放熱させることができる。

[0175] そこで、本実施形態では、ペルチェ素子100の一方の面に下流側冷却水を流通させる水通路34bを接合し、他方の面に上流側冷却水を流通させる水通路32bを接合している。これにより、ペルチェ素子100では、水通路34bを流通する下流側冷却水から吸熱した熱を、水通路32bを流通する上流側冷却水へ放熱することができる。

[0176] また、本実施形態の熱輸送制御部60aは、ペルチェ素子100の作動を制御する。具体的には、本実施形態の熱輸送制御部60aは、強暖房モードあるいは強除湿暖房モード時にペルチェ素子100に電力を供給する。その他の構成および作動は、第1実施形態と同様である。従って、本実施形態の車両用空調装置10においても、第1実施形態と同様の効果を得ることができる。

[0177] (他の実施形態)

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。

[0178] (1) 上述の各実施形態では、本開示に係る車両用空調装置10を、ハイブリッド車両に適用した例を説明したが、車両用空調装置10の適用はこれに限定されない。例えば、エンジンを間欠的に作動させるアイドルストップ車両に適用してもよい。

[0179] (2) 上述の第2～第6実施形態では、ヒータコア21として、風上側熱交換部21aおよび風下側熱交換部21bの2つの熱交換部を有するものについて説明したが、ヒータコア21が、送風空気の流れにたいして直列に配

置された少なくとも2つの熱交換部を有していれば、3つ以上の熱交換部を有するものであってもよい。

[0180] (3) 上述の第2～第6実施形態では、風下側熱交換部21bを流通する冷却水の風下側流量 Q_2 が、風上側熱交換部21aを流通する冷却水の風上側流量 Q_1 よりも少なくなっている例を説明したが、これに限定されず、風上側流量 Q_1 と風下側流量 Q_2 が同等となってもよい。

[0181] (4) 上記各実施形態に開示された要素、装置は、実施可能な範囲で適宜組み合わせてもよい。例えば、第1、第3実施形態で説明した熱輸送用冷凍サイクル装置30の熱輸送用圧縮機31と冷却用冷凍サイクル装置40の冷却用圧縮機41とを共通の圧縮機91とし、第4、第5実施形態で説明したように、熱輸送用冷凍サイクル装置30および冷却用冷凍サイクル装置40を一つの冷凍サイクル装置90として一体的に構成してもよい。

[0182] また、第2～第5実施形態の車両用空調装置10において、熱輸送部として、ペルチェ素子100を採用してもよい。

請求の範囲

[請求項1] 車両走行用の駆動力を出力する内燃機関（E G）を冷却する冷却水を循環させる水循環回路（20）を備え、

前記水循環回路（20）には、前記内燃機関（E G）にて加熱された冷却水と車室内へ送風される送風空気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（21、21a、21b）が配置されており、

さらに、前記水循環回路（20）のうち前記加熱用熱交換器（21、21a、21b）の冷却水出口側から前記内燃機関（E G）の冷却水入口側へ至る冷却水流路を流れる下流側冷却水の有する熱を吸熱し、前記下流側冷却水から吸熱した熱を、前記水循環回路（20）のうち前記内燃機関（E G）の冷却水出口側から前記加熱用熱交換器（21、21a、21b）の冷却水入口側へ至る冷却水流路を流通する上流側冷却水へ放熱する熱輸送部（30、100）を備えている車両用空調装置。

[請求項2] 前記加熱用熱交換器は、前記送風空気の流れに対して直列に配置された複数の熱交換部（21a、21b）を有し、

前記複数の熱交換部として、前記送風空気流れ最下流側に配置された風下側熱交換部（21b）、および前記風下側熱交換部（21b）よりも前記送風空気流れ上流側に配置された風上側熱交換部（21a）が設けられており、

前記水循環回路（20）は、前記熱輸送部（30、100）にて加熱された上流側冷却水を、前記風下側熱交換部（21b）へ流入させるように構成されている請求項1に記載の車両用空調装置。

[請求項3] 前記風下側熱交換部（21b）を流通する冷却水の風下側流量（Q2）が、前記風上側熱交換部（21a）を流通する冷却水の風上側流量（Q1）よりも少なくなっている請求項2に記載の車両用空調装置。

[請求項4] 前記水循環回路（20）は、前記内燃機関（EG）にて加熱された上流側冷却水の流れを分岐する分岐部（23）を有し、

さらに、前記水循環回路（20）は、前記分岐部（23）の一方の冷却水流出口から流出した上流側冷却水を前記熱輸送部（30、100）にて加熱した後に前記風下側熱交換部（21b）へ流入させるとともに、前記分岐部（23）の他方の冷却水流出口から流出した上流側冷却水を前記風上側熱交換部（21a）へ流入させるように構成されている請求項2または3に記載の車両用空調装置。

[請求項5] 前記水循環回路（20）は、前記風上側熱交換部（21a）から流出した冷却水の流れを分岐する分岐部（23）を有し、

さらに、前記水循環回路（20）は、前記分岐部（23）の一方の冷却水流出口から流出した上流側冷却水を前記熱輸送部（30、100）にて加熱した後に前記風下側熱交換部（21b）へ流入させるとともに、前記分岐部（23）の他方の冷却水流出口から流出した下流側冷却水を前記風下側熱交換部（21b）から流出した冷却水と合流させるように構成されている請求項2または3に記載の車両用空調装置。

[請求項6] 前記熱輸送部（30、100）は、前記風上側熱交換部（21a）から流出した冷却水の流れと前記風下側熱交換部（21b）から流出した冷却水の流れとを合流させた下流側冷却水の有する熱を吸熱する請求項2ないし5のいずれか1つに記載の車両用空調装置。

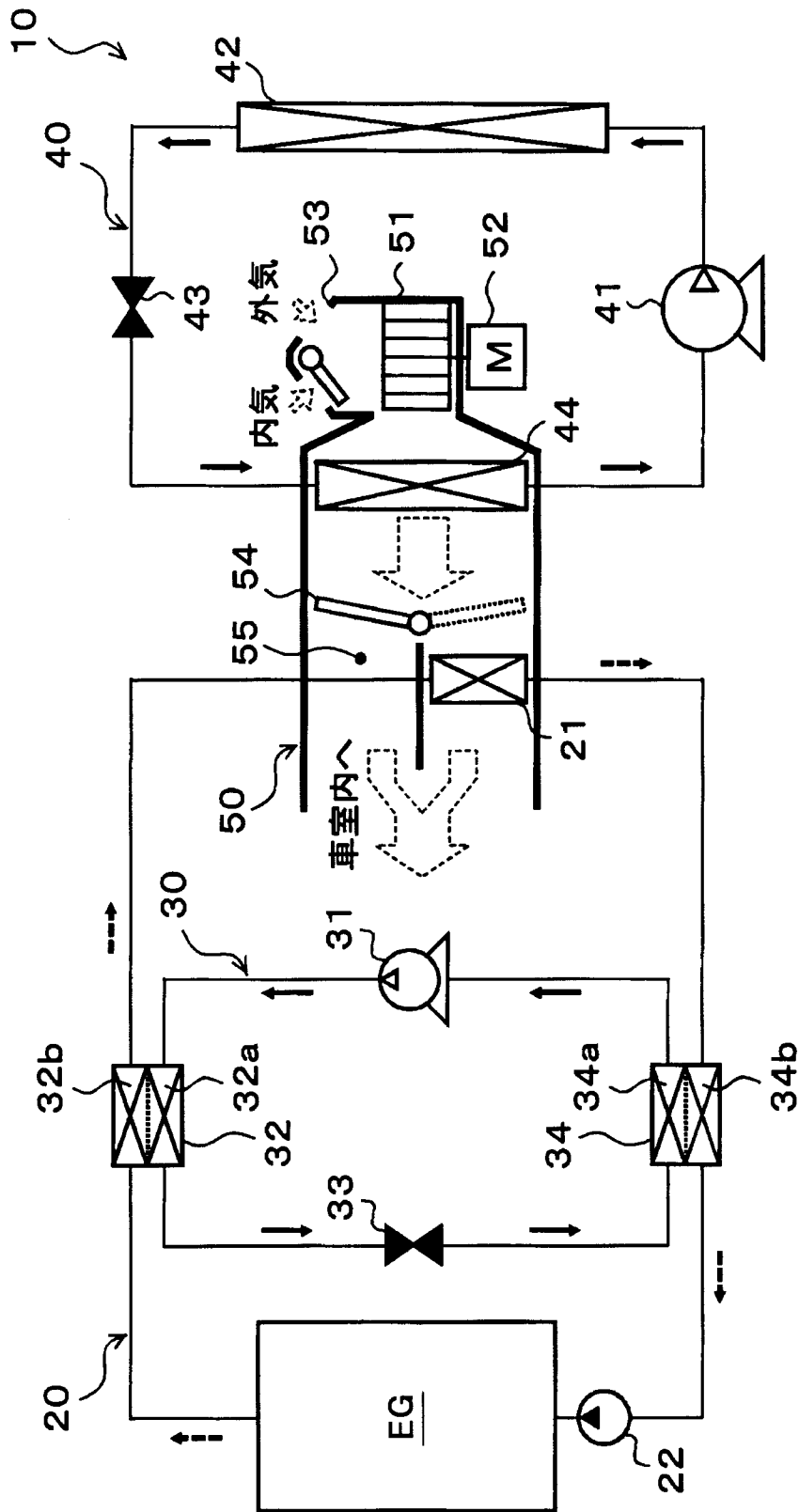
[請求項7] 前記熱輸送部は、蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置（30、90）で構成されており、

前記冷凍サイクル装置（30、90）は、冷媒を圧縮する圧縮機（31、91）から吐出された高圧冷媒と前記上流側冷却水とを熱交換させる放熱用水－冷媒熱交換器（32）、および前記圧縮機（31、91）へ吸入される低圧冷媒と前記下流側冷却水とを熱交換させる蒸発用水－冷媒熱交換器（34）を有している請求項1ないし6のいずれ

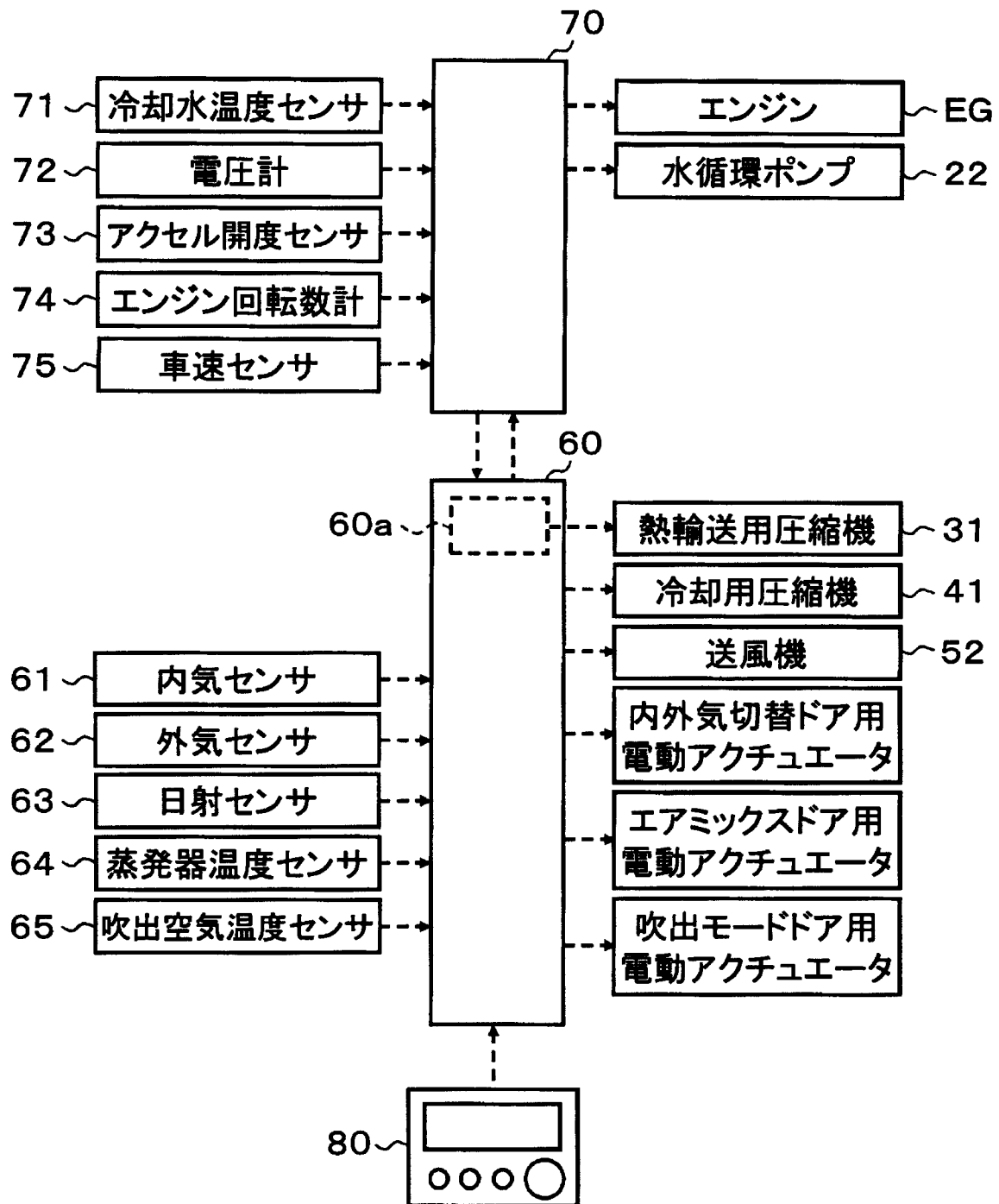
れか 1 つに記載の車両用空調装置。

[請求項8] 前記熱輸送部は、ペルチェ素子（100）で構成されている請求項
1 ないし 6 のいずれか 1 つに記載の車両用空調装置。

[図1]



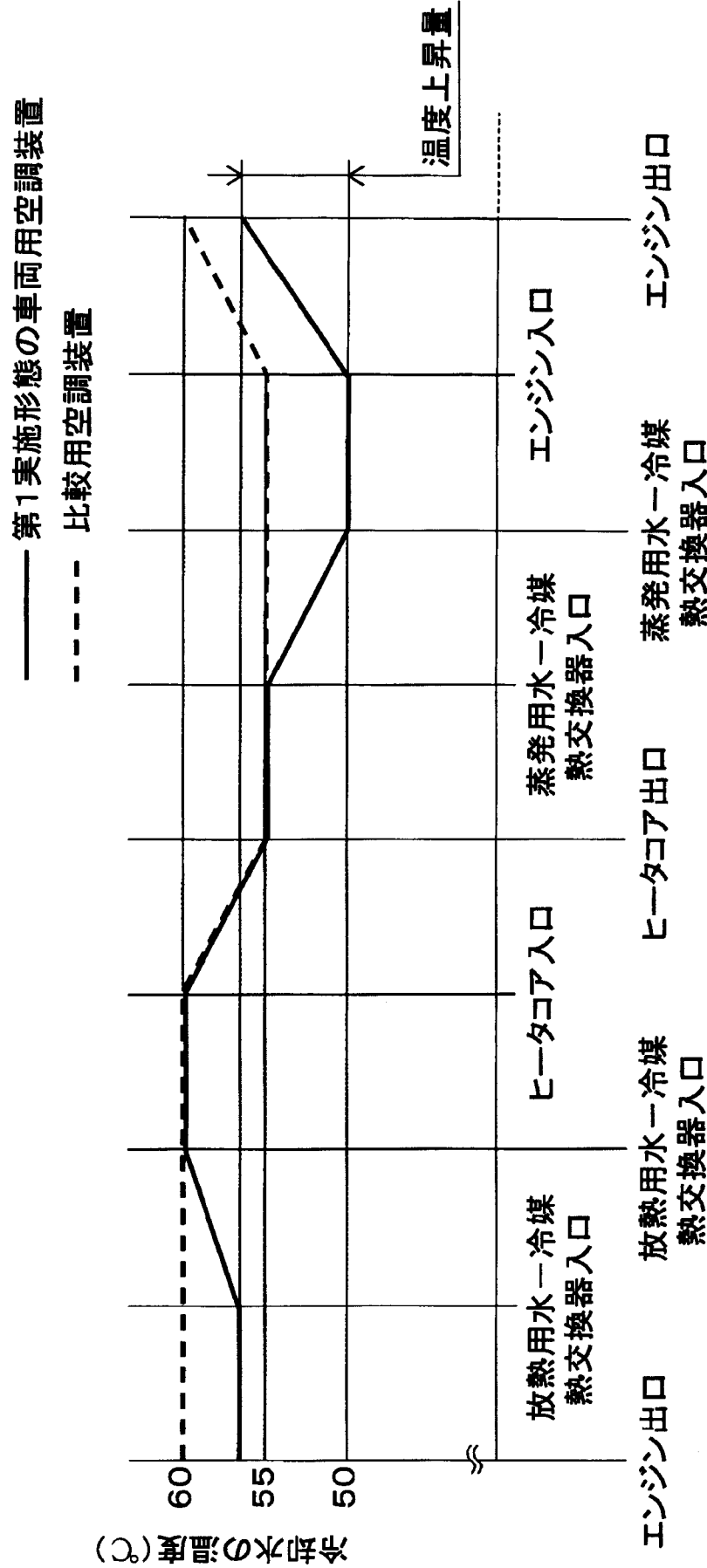
[図2]



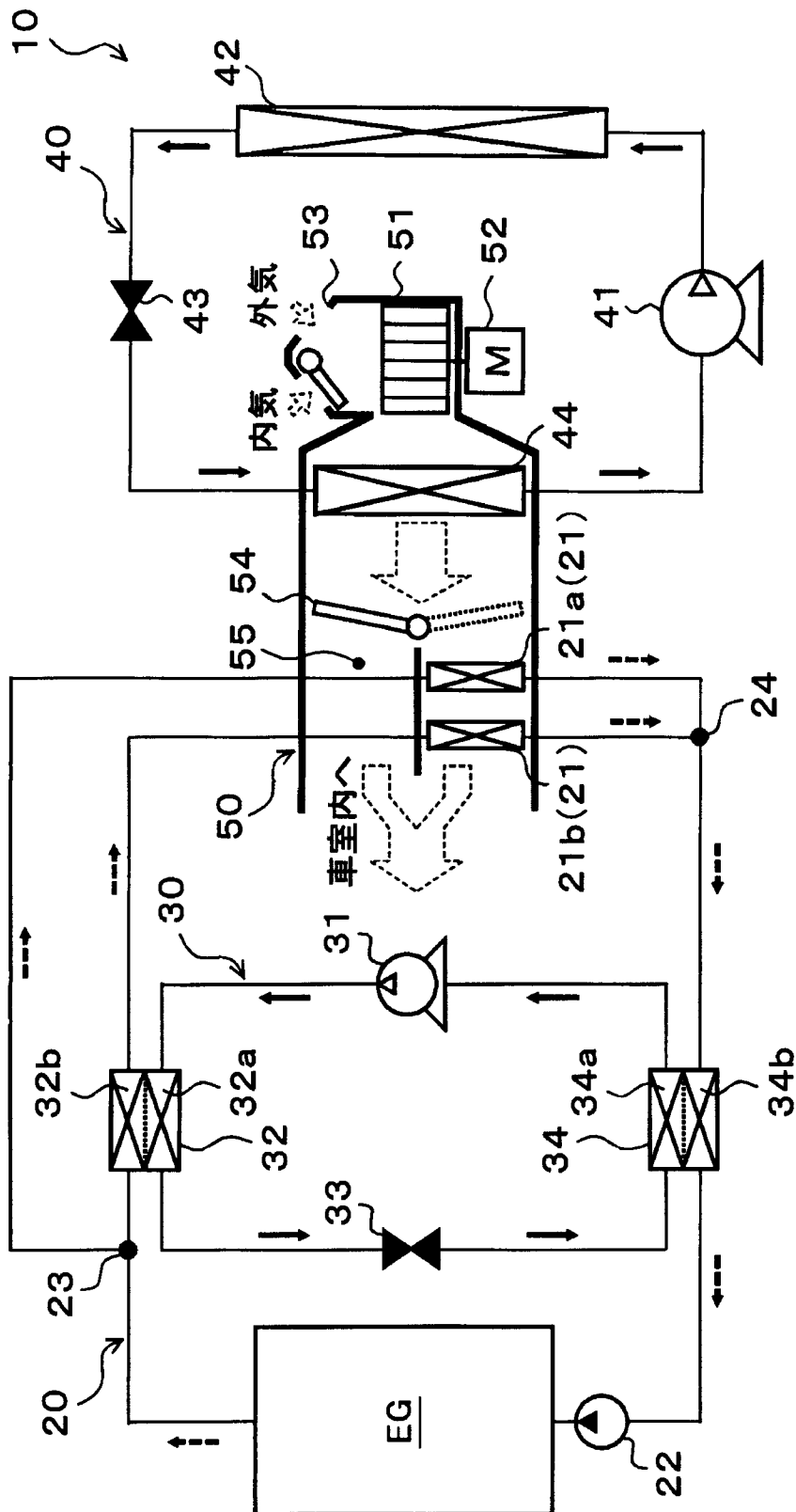
[図3]

	第1実施形態の 車両用空調装置	比較用空調装置
エンジンから 大気への放熱量	少	多
排気温度	低	高
エンジンへ流入 する冷却水温度	約50℃	約55℃
エンジンから流出 する冷却水温度	約56℃	約60℃
エンジンからの 冷却水の吸熱量	多	少

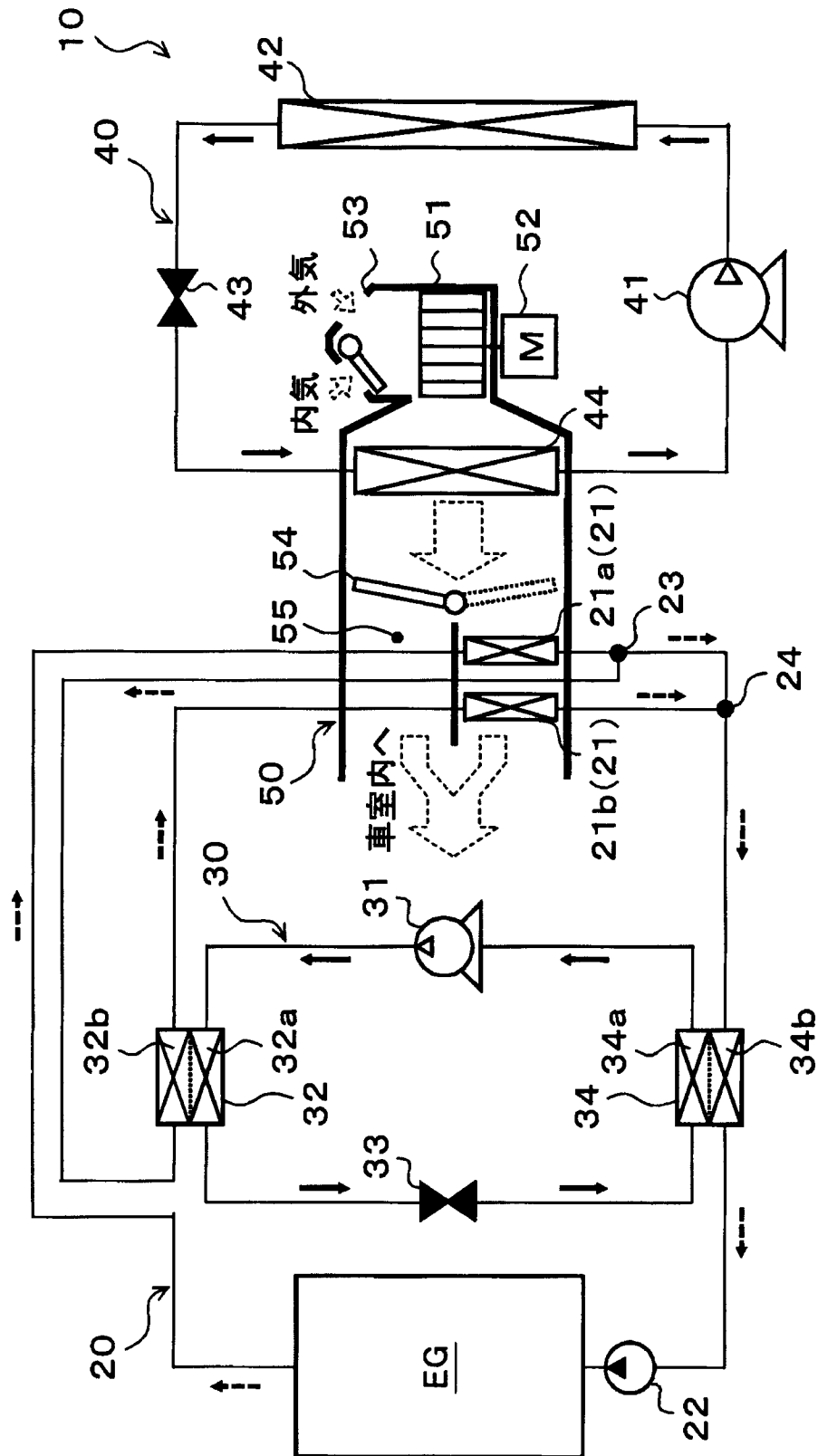
[図4]



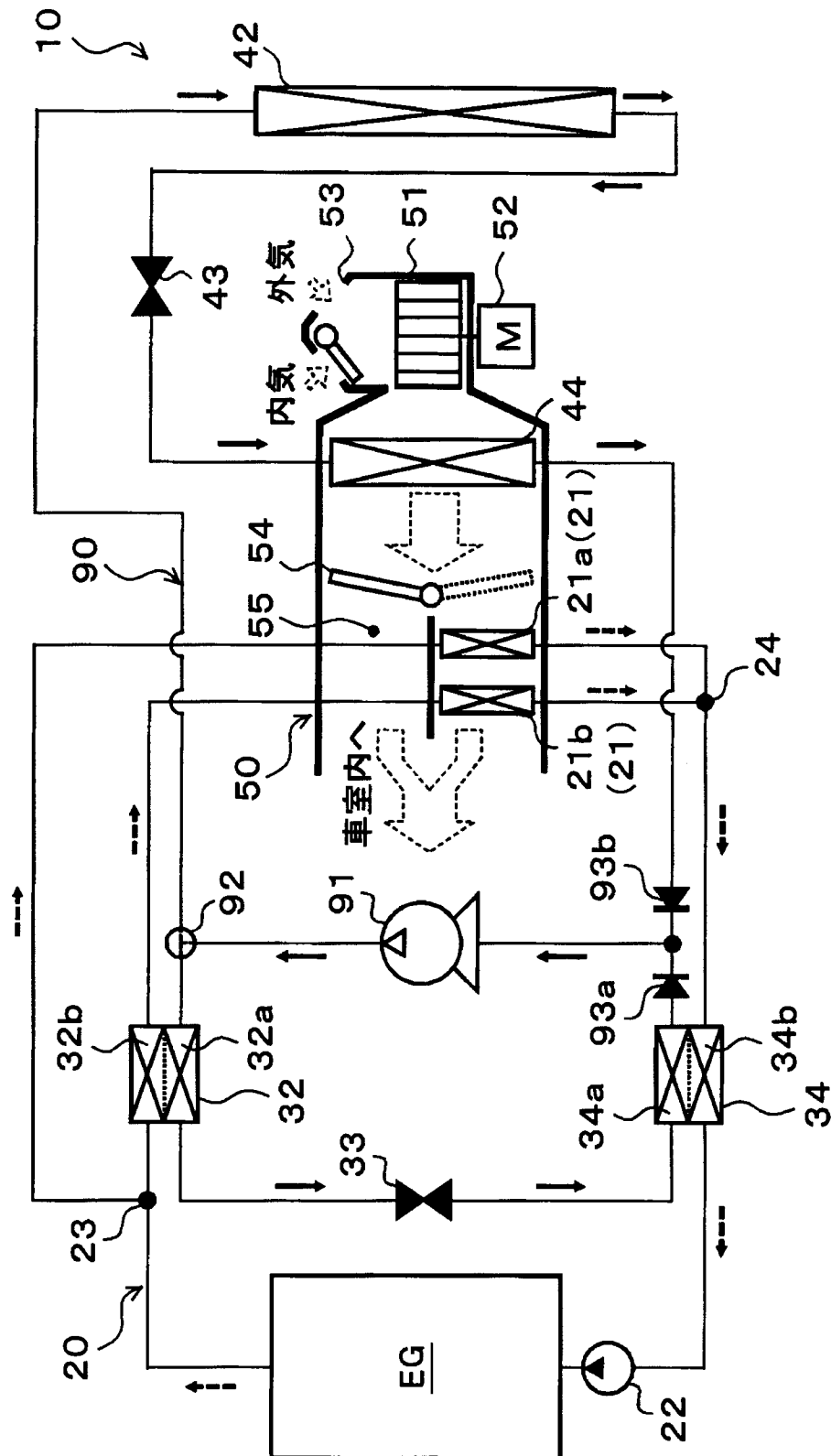
[図5]



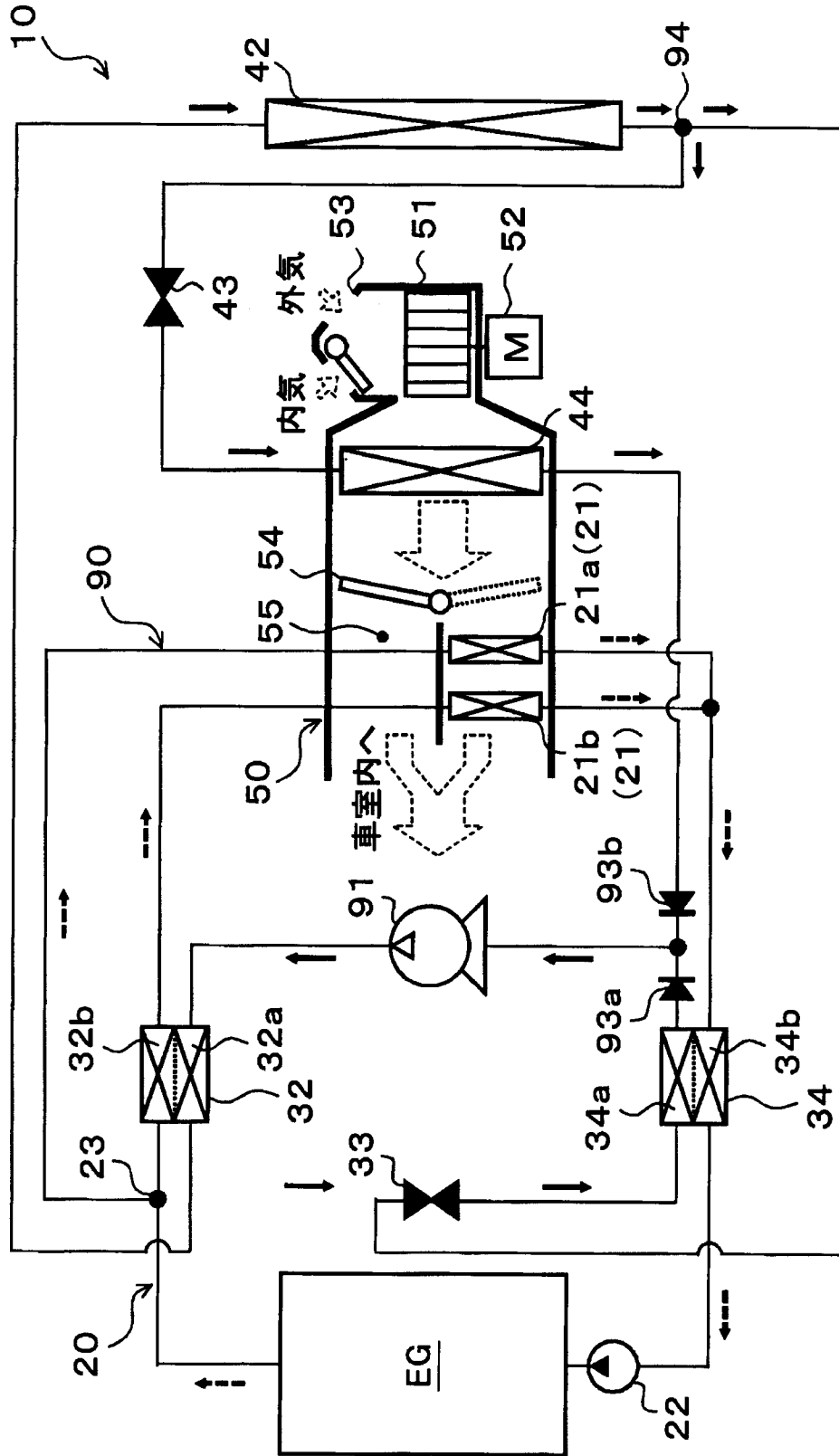
[図6]



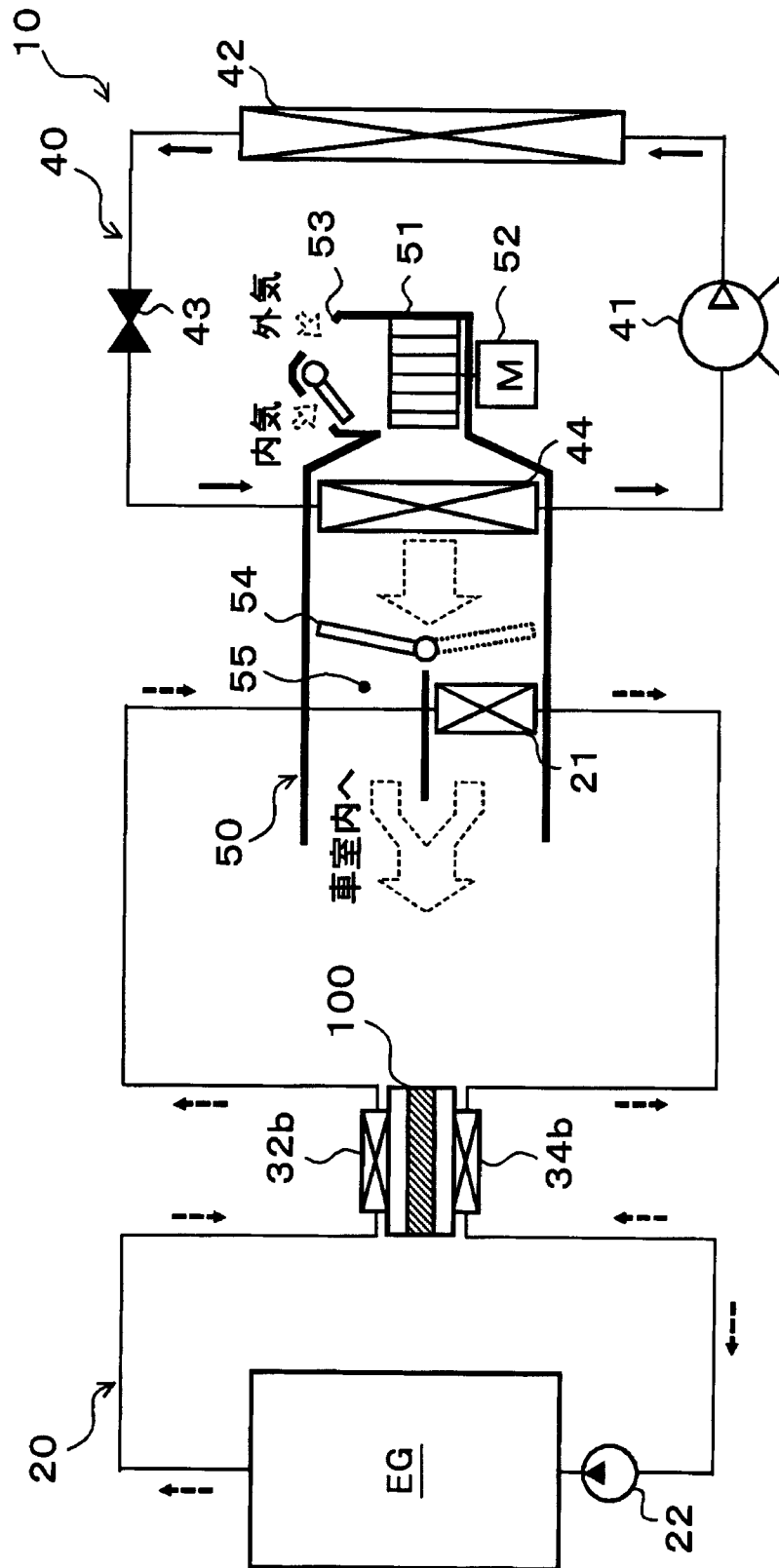
[図7]



[図8]



[図9]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/002261

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60H1/03(2006.01)i, B60H1/08(2006.01)i, B60H1/22(2006.01)i, B60H1/32(2006.01)i, F01P3/20(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)

B60H1/03, B60H1/08, B60H1/22, B60H1/32, F01P3/20

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	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

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 2010-159006 A (Calsonic Kansei Corp.), 22 July 2010 (22.07.2010), paragraphs [0019] to [0065]; fig. 1 to 5 & US 2012/0017637 A1 & WO 2010/079818 A1 & EP 2383129 A1 & CN 102271943 A	1, 7 8 2-6
Y A	JP 2013-1160 A (Denso Corp.), 07 January 2013 (07.01.2013), paragraphs [0050], [0053], [0055]; fig. 11 & WO 2012/172751 A1 & DE 112012002441 T & CN 103582580 A	1, 7-8 2-6
Y	JP 2010-159008 A (Calsonic Kansei Corp.), 22 July 2010 (22.07.2010), fig. 1 & US 2012/0017637 A1 & WO 2010/079818 A1 & EP 2383129 A1 & CN 102271943 A	1, 7-8

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search
14 July 2015 (14.07.15)

Date of mailing of the international search report
28 July 2015 (28.07.15)

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/JP2015/002261

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 2010-260449 A (Nippon Soken, Inc.), 18 November 2010 (18.11.2010), entire text; all drawings & US 2010/0281901 A1	1-8
A	JP 2012-232730 A (Denso Corp.), 29 November 2012 (29.11.2012), entire text; all drawings & US 2014/0041826 A1 & WO 2012/144151 A1 & DE 112012001744 T & CN 103492204 A	1-8

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. B60H1/03(2006.01)i, B60H1/08(2006.01)i, B60H1/22(2006.01)i, B60H1/32(2006.01)i, F01P3/20(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（I P C））

Int.Cl. B60H1/03, B60H1/08, B60H1/22, B60H1/32, F01P3/20

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 5 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 5 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 5 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 Y A	JP 2010-159006 A（カルソニックカンセイ株式会社）2010.07.22, 【0019】 - 【0065】, 図 1-5 & US 2012/0017637 A1 & WO 2010/079818 A1 & EP 2383129 A1 & CN 102271943 A	1, 7 8 2-6
Y A	JP 2013-1160 A（株式会社デンソー）2013.01.07, 【0050】, 【0053】, 【0055】, 図 11 & WO 2012/172751 A1 & DE 112012002441 T & CN 103582580 A	1, 7-8 2-6

☒ 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

1 4 . 0 7 . 2 0 1 5

国際調査報告の発送日

2 8 . 0 7 . 2 0 1 5

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）
郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5
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

3 M

3 6 2 8

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 7 7

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
Y	JP 2010-159008 A (カルソニックカンセイ株式会社) 2010. 07. 22, 図 1 & US 2012/0017637 A1 & WO 2010/079818 A1 & EP 2383129 A1 & CN 102271943 A	1, 7-8
A	JP 2010-260449 A (株式会社日本自動車部品総合研究所) 2010. 11. 18, 全文, 全図 & US 2010/0281901 A1	1-8
A	JP 2012-232730 A (株式会社デンソー) 2012. 11. 29, 全文, 全図 & US 2014/0041826 A1 & WO 2012/144151 A1 & DE 112012001744 T & CN 103492204 A	1-8