(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
2018年12月13日(13.12.2018)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2018/225337 A1

(51) 国際特許分類:
F01P 7/16 (2006.01)　*F02M 26/30* (2016.01)
F01P 3/20 (2006.01)　*F02M 26/33* (2016.01)
F02M 26/28 (2016.01)　*F16K 11/072* (2006.01)

(21) 国際出願番号：　PCT/JP2018/011676

(22) 国際出願日：　2018年3月23日(23.03.2018)

(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 2017-114700　2017年6月9日(09.06.2017)　JP

(71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社(**HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.**) [JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場２５２０番地 Ibaraki (JP).

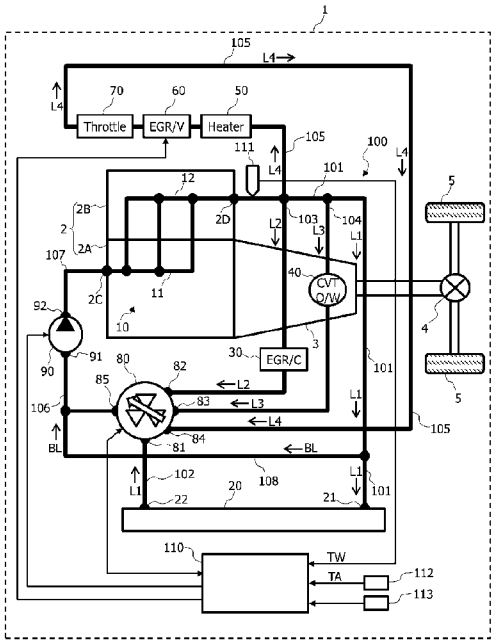
(72) 発明者: 外山　裕一 (**TOYAMA, Yuichi**); 〒3720023 群馬県伊勢崎市粕川町１６７１番地１ 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Gunma (JP). 村井　淳 (**MURAI, Atsushi**); 〒3720023 群馬県伊勢崎市粕川町１６７１番地１ 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Gunma (JP).

(74) 代理人: 小川 護晃, 外(**OGAWA, Moriaki** et al.); 〒1000014 東京都千代田区永田町二丁目１３番５号赤坂エイトワンビル７階 Tokyo (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, 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, JP, 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.

(54) **Title:** DEVICE AND METHOD FOR COOLING INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称： 内燃機関の冷却装置及び冷却方法



(57) **Abstract:** On the starting up of cooling equipment for an internal combustion engine having an EGR system that recirculates some exhaust to intake air, there is a blocking of the supply of coolant to an EGR cooler and an air-conditioning heater provided in a coolant recirculation passage where coolant is recirculated between the internal combustion engine and the exterior. When at or above a prescribed temperature, the coolant is supplied to the air-conditioning heater while the supply of coolant to the EGR cooler is blocked until the EGR system is activated.

(57) 要約：排気の一部を吸気へ還流させるＥＧＲシステムを有する内燃機関の冷機始動時に、内燃機関と外部との間で冷媒を循環させる冷媒循環通路に設けられたＥＧＲクーラ及び空調用ヒータに対する冷媒の供給を遮断する。そして、冷媒が所定温度以上である場合には、ＥＧＲシステムを作動させるまでＥＧＲクーラへの冷媒の供給を遮断しつつ、空調用ヒータへ冷媒を供給する。

WO 2018/225337 A1

［続葉有］

(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 ： 内燃機関の冷却装置及び冷却方法

技術分野

[0001] 本発明は、内燃機関の冷却装置及び冷却方法に関する。

背景技術

[0002] 内燃機関の冷却装置及び冷却方法として、例えば特許文献１に記載されるように、内燃機関の排気の一部を吸気系へ還流させる排気再循環（ＥＧＲ）システムを有する内燃機関において、内燃機関を冷却した冷却水が供給される１つの経路に、還流される排気を冷却するＥＧＲクーラと車両用空調装置を構成する空調用ヒータとが直列に配置され、冷却水の温度及びＥＧＲ制御弁の開閉に応じて、ＥＧＲクーラ及び空調用ヒータへ通水を行うものが知られている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開２０１６－０６５５１５号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] しかし、内燃機関を冷機始動する際に、ＥＧＲシステムが作動していない状態では、内燃機関の冷却により温度上昇した冷却水の熱量がＥＧＲクーラによって放熱されて冷却水の温度が再び低下する。このため、空調用ヒータにおける空調空気と冷却水との熱交換による暖房機能の立ち上がり性能が低下するだけでなく、ＥＧＲシステムの作動開始時間が遅くなるという問題がある。

[0005] そこで、本発明は以上のような問題点に鑑み、内燃機関の冷機始動時において、暖房機能の立ち上がり性能を向上させるとともにＥＧＲシステムが作動を開始するまでの時間を短縮化した、内燃機関の冷却装置及び冷却方法を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0006] そのため、本発明の一態様では、内燃機関の排気の一部を吸気へ還流させるＥＧＲシステムを有する内燃機関の冷却装置が、内燃機関と外部との間で冷媒を循環させる冷媒循環回通路と、冷媒循環通路に設けられたＥＧＲクーラを流れる冷媒の流量、及び、冷媒循環通路に設けられた空調用ヒータを流れる冷媒の流量を個別に調整する流量調整機構と、流量調整機構を制御する制御手段と、を備え、制御手段は、内燃機関の冷機始動時にＥＧＲクーラ及び空調用ヒータへの冷媒の供給を遮断し、冷媒が所定温度以上である場合には、ＥＧＲシステムを作動させるまでＥＧＲクーラへの冷媒の供給を遮断しつつ、空調用ヒータへ冷媒を供給するように、流量調整機構を制御する。

[0007] また、本発明の別の態様では、内燃機関の排気の一部を吸気へ還流させるＥＧＲシステムを有する内燃機関の冷却方法として、内燃機関の冷機始動時に、内燃機関と外部との間で冷媒を循環させる冷媒循環通路に設けられたＥＧＲクーラ及び空調用ヒータに対する冷媒の供給を遮断し、冷媒が所定温度以上である場合には、ＥＧＲシステムを作動させるまでＥＧＲクーラへの冷媒の供給を遮断しつつ、空調用ヒータへ冷媒を供給する。

発明の効果

[0008] 本発明に係る内燃機関の冷却装置及び冷却方法によれば、内燃機関の冷機始動時において、暖房機能の立ち上がり性能を向上させるとともにＥＧＲシステムが作動を開始するまでの時間を短縮化できる。

図面の簡単な説明

[0009] [図1]本発明の実施形態に係る内燃機関の冷却装置の概略図である。

[図2]流量制御弁におけるポート開口面積設定を示す説明図である。

[図3]第１開口モードによる冷却水の経路を示す説明図である。

[図4]第２開口モードによる冷却水の経路を示す説明図である。

[図5]第３開口モードによる冷却水の経路を示す説明図である。

[図6]第４開口モードによる冷却水の経路を示す説明図である。

[図7]第５開口モードによる冷却水の経路を示す説明図である。

[図8]流量制御弁の制御処理を示すフローチャートである。

[図9]目標回転角度の設定処理を示すフローチャートである。

[図10]目標回転角度とＥＧＲ制御弁の開度との関係を示す説明図である。

[図11]機関負荷、機関回転速度、目標冷却水温度の関係を示す説明図である。

[図12]上記実施形態に係る冷却装置の第１変形例の概略図である。

[図13]個別制御弁の制御処理を示すフローチャートである。

[図14]目標開度の設定処理を示すフローチャートである。

[図15]上記実施形態に係る冷却装置の第２変形例の概略図である。

発明を実施するための形態

[0010] 以下、添付された図面を参照し、本発明を実施するための実施形態について詳述する。図１は、本発明に係る車両用内燃機関の冷却装置の一例を示す構成図である。なお、本願において、内燃機関の冷却装置に用いられる冷媒は、日本工業規格のK2234で標準化されている不凍液（Engine antifreeze coolants）等の種々の冷却水を含むものとする。

[0011] 車両１に搭載された内燃機関２は、車両走行の動力源として用いられる。内燃機関２の出力軸には動力伝達装置の一例であるＣＶＴ（Continuously Variable Transmission）等の変速機３が接続され、変速機３の出力がデファレンシャルギア（Differential Gear）４を介して車両１の駆動輪５に伝達される。

[0012] 内燃機関２の冷却装置は、冷媒としての冷却水を内燃機関２とその外部との間で循環させる冷却水循環通路（冷媒循環通路）を備えた水冷式冷却装置である。内燃機関２の冷却装置は、内燃機関２の内部に設けた冷却水通路１０に加え、ラジエータ２０、ＥＧＲクーラ３０、変速機３のオイルウォーマー（変速機用オイルの熱交換器）４０、ヒータコア５０、ＥＧＲ制御弁６０、スロットルバルブ７０、流量制御弁（経路切り替え手段）８０、電動式ウォータポンプ９０、これらを接続する配管１００及びコントローラ１１０を有している。

[0013] 冷却水通路１０は、内燃機関２のシリンダブロック２Ａに設けられたシリンダブロック内冷却水通路１１と内燃機関２のシリンダヘッド２Ｂに設けられたシリンダヘッド内冷却水通路１２とを有する。

[0014] シリンダブロック内冷却水通路１１は、シリンダブロック２Ａにおいて、内燃機関２の気筒配列方向の一方端に設けた冷却水入口２Ｃから気筒配列方向に延び、各気筒に沿ってシリンダヘッド２Ｂに向けて分岐する冷却水通路である。このため、シリンダブロック内冷却水通路１１は、シリンダブロック２Ａの冷却機能を有する。

[0015] シリンダヘッド内冷却水通路１２は、内燃機関２の気筒配列方向の他方端に設けた冷却水出口２Ｄから気筒配列方向に延び、気筒毎にシリンダブロック２Ａに向けて分岐してシリンダブロック内冷却水通路１１と接続される冷却水通路である。このため、シリンダヘッド内冷却水通路１２は、シリンダヘッド２Ｂの冷却機能を有する。

[0016] なお、本実施形態では、冷却水通路１０として、シリンダブロック２Ａに冷却水を導入した後、シリンダヘッド２Ｂから冷却水を排出する構成としているが、冷却水の流れを逆にしてもよい。すなわち、冷却水通路１０としては、シリンダヘッド２Ｂに冷却水を導入した後、シリンダブロック２Ａから冷却水を排出する構成としてもよい。

[0017] シリンダヘッド２Ｂの冷却水出口２Ｄには、第１冷却水配管１０１の一端が接続され、第１冷却水配管１０１の他端は、ラジエータ２０の冷却水入口２１に接続される。ラジエータ２０の冷却水出口２２には、第２冷却水配管１０２の一端が接続され、第２冷却水配管１０２の他端が流量制御弁８０の４つの入口ポート８１，８２，８３，８４のうち第１入口ポート８１に接続される。

[0018] 第１冷却水配管１０１には、第３冷却水配管１０３の一端が接続され、第３冷却水配管１０３の他端は流量制御弁８０の第２入口ポート（第１開口）８２に接続される。第３冷却水配管１０３の途中には、内燃機関２の排気再循環（ＥＧＲ：Exhaust Gas Recirculation）システムを構成するＥＧＲクー

ラ３０が設けられる。

[0019] ＥＧＲクーラ３０は、ＥＧＲシステムによって内燃機関２の吸気系に還流される排気と第３冷却水配管１０３を流れる冷却水との間で熱交換を行わせ、内燃機関２の吸気系に還流される排気の温度を低下させる還流排気の冷却用熱交換器である。

[0020] また、第１冷却水配管１０１には、第４冷却水配管１０４の一端が接続され、第４冷却水配管１０４の他端は流量制御弁８０の第３入口ポート８３に接続される。第４冷却水配管１０４の途中には、油圧機構である変速機３の作動油（オイル）を加熱するための熱交換器であるオイルウォーマー４０が設けられる。

[0021] オイルウォーマー４０は、第４冷却水配管１０４内を流れる冷却水と変速機３の作動油（オイル）との間で熱交換を行うように構成される。これにより、オイルウォーマー４０は、冷機始動時において変速機３の作動油（オイル）の温度上昇を促進させ、その後は変速機３の作動油（オイル）の過度の温度上昇を抑制して適正温度に維持する。

[0022] さらに、第１冷却水配管１０１には、第５冷却水配管１０５の一端が接続され、第５冷却水配管１０５の他端は流量制御弁８０の第４入口ポート（第２開口）８４に接続される。第５冷却水配管１０５には、各種の熱交換デバイスが設けられている。第５冷却水配管１０５に配設される熱交換デバイスは、上流側から順に、車両暖房用のヒータコア５０、内燃機関２のＥＧＲシステムを構成するＥＧＲ制御弁６０、内燃機関２の吸入空気量を調整するスロットルバルブ７０である。

[0023] ヒータコア５０は、車両空調装置（車両暖房装置）の構成要素であり、第５冷却水配管１０５を流れる冷却水と空調空気との間で熱交換を行わせて空調空気を暖める空調用ヒータとしての熱交換器である。

[0024] ＥＧＲ制御弁６０は、内燃機関２の吸気系に還流される排気の流量を外部からの制御によって調整するものであり、第５冷却水配管１０５を流れる冷却水との間で熱交換を行うことで暖められるように構成される。ＥＧＲシス

テムは、ＥＧＲ制御弁６０を開いて吸気系に排気を還流させることで作動する。

[0025] また、スロットルバルブ７０も、第５冷却水配管１０５を流れる冷却水との間で熱交換を行うことで暖められるように構成される。ＥＧＲ制御弁６０及びスロットルバルブ７０を冷却水で加熱することで、排気中や吸気中に含まれる水分がＥＧＲ制御弁６０やスロットルバルブ７０の周辺で凍結することを抑制する。

[0026] 流量制御弁８０は４つの入口ポート８１～８４と連通する１つの出口ポート（第３開口）８５を有し、この出口ポート８５には第６冷却水配管１０６の一端が接続される。第６冷却水配管１０６の他端は、電動式ウォータポンプ９０の吸込口９１に接続される。そして、電動式ウォータポンプ９０の吐出口９２には第７冷却水配管１０７の一端が接続され、第７冷却水配管１０７の他端はシリンダブロック２Ａの冷却水入口２Ｃに接続される。

[0027] また、第３冷却水配管１０３、第４冷却水配管１０４及び第５冷却水配管１０５が接続される部分よりも下流側の第１冷却水配管１０１に一端が接続され、他端が第６冷却水配管１０６に接続される第８冷却水配管（ラジエータバイパス配管）１０８を設けてある。

[0028] 流量制御弁８０は、４つの入口ポート８１～８４及び１つの出口ポート８５が形成されたステータと、４つの入口ポート８１～８４と出口ポート８５とを接続するための流路が設けられたロータと、を有し、ステータにはロータが回転可能に嵌装されている。そして、流量制御弁８０は、ロータを電動モータなどの電動アクチュエータで回転駆動してステータに対するロータの回転角度を変更することで、ロータの回転角度に応じてステータの４つの入口ポート８１～８４の開口面積が変化するように構成されている。より詳しくは、流量制御弁８０では、ロータの回転角度の選定によって４つの入口ポート８１～８４を所定の開口面積に設定できるように、４つの入口ポート８１～８４の各開口とこれに対向するロータ流路の各開口の重畳率がロータの回転角度に応じて適合されている。

[0029] 内燃機関２の冷却装置の冷却水循環通路は、第１冷却水ラインＬ１、第２冷却水ライン（第１の経路）Ｌ２、第３冷却水ラインＬ３、第４冷却水ライン（第２の経路）Ｌ４及びバイパスラインＢＬの複数の経路を有している。電動式ウォータポンプ９０の吐出口９２から吐出されて、冷却水入口２Ｃより内燃機関２の冷却水通路１０に供給された冷却水は、冷却水出口２Ｄから排出される。そして、排出された冷却水は、冷却水ラインＬ１～Ｌ４及びバイパスラインＢＬの複数の経路を介して、電動式ウォータポンプ９０の吸込口９１に吸入される。これにより、冷却水は冷却水循環通路を循環する。

[0030] 第１冷却水ラインＬ１は、第１冷却水配管１０１及び第２冷却水配管１０２によって、内燃機関２の冷却水出口２Ｄからラジエータ２０を経由して、流量制御弁８０の第１入口ポート８１へ冷却水を導く。

[0031] 第２冷却水ラインＬ２は、第１冷却水配管１０１のうち冷却水出口２Ｄとの接続部から第３冷却水配管１０３との接続部までと第３冷却水配管１０３とによって構成される。第２冷却水ラインＬ２は、内燃機関２の冷却水出口２Ｄからラジエータ２０を迂回しつつ、ＥＧＲクーラ３０を経由して流量制御弁８０の入口ポート（第１開口）８２へ冷却水を導く。

[0032] 第３冷却水ラインＬ３は、第１冷却水配管１０１のうち冷却水出口２Ｄとの接続部から第４冷却水配管１０４との接続部までと第４冷却水配管１０４とによって構成される。第３冷却水ラインＬ３は、内燃機関２の冷却水出口２Ｄからラジエータ２０を迂回しつつ、オイルウォーマー４０を経由して流量制御弁８０の第３入口ポート８３へ冷却水を導く。

[0033] 第４冷却水ラインＬ４は、第１冷却水配管１０１のうち冷却水出口２Ｄとの接続部から第５冷却水配管１０５との接続部までと第５冷却水配管１０５とによって構成される。第４冷却水ラインＬ４は、内燃機関２の冷却水出口２Ｄからラジエータ２０を迂回しつつ、ヒータコア５０、ＥＧＲ制御弁６０及びスロットルバルブ７０を経由して、流量制御弁８０の入口ポート（第２開口）８４へ冷却水を導く。

[0034] バイパスラインＢＬは、第１冷却水配管１０１のうち冷却水出口２Ｄとの

接続部から第８冷却水配管１０８との接続部までと第８冷却水配管１０８とによって構成される。バイパスラインＢＬは、第１冷却水ラインＬ１から冷却水の一部を分流し、分流した冷却水を、ラジエータ２０及び流量制御弁８０を迂回しつつ流量制御弁８０の流出側に合流させる。したがって、バイパスラインＢＬは、流量制御弁８０の入口ポート８１～８４が全て閉じられていても、内燃機関２の冷却水出口２Ｄから排出された冷却水を、ラジエータ２０を迂回しつつ循環させることができる。

[0035] 要するに、電動式ウォータポンプ９０の吐出口９２から吐出されて冷却水入口２Ｃより内燃機関２の冷却水通路１０に供給された冷却水は、内燃機関２の冷却水出口２Ｄから、以下のように流れる。すなわち、冷却水は、流量制御弁８０の入口ポート８１～８４における各開口面積及び第８冷却水配管１０８の断面積の５つの面積の面積割合に応じた流量で、冷却水ラインＬ１～Ｌ４及びバイパスラインＢＬをそれぞれ流れる。そして、冷却水ラインＬ１～Ｌ４及びバイパスラインＢＬを流れた冷却水は、電動式ウォータポンプ９０の吸込口９１に吸入されて循環する。したがって、流量制御弁８０は、電動式ウォータポンプ９０と協働することで、冷却水ラインＬ１～Ｌ４及びバイパスラインＢＬを流れる冷却水の流量を調整している。

[0036] 流量制御弁８０、電動式ウォータポンプ９０及びＥＧＲ制御弁６０は、コントローラ（制御手段）１１０によって制御される。コントローラ１１０は、ＣＰＵ（Central Processing Unit）、ＲＯＭ（Read Only Memory）、ＲＡＭ（Random Access Memory）などを含むマイクロコンピュータを備えている。

[0037] コントローラ１１０には、内燃機関２の運転状態を検出する各種センサからの検出信号が入力される。各種センサとしては、冷却水出口２Ｄ近傍の第１冷却水配管１０１内の冷却水温度ＴＷを検出する温度センサ１１１、外気温度ＴＡを検出する外気温度センサ１１２などを設けてある。また、コントローラ１１０には、内燃機関２の運転のオンオフを切り替えるエンジンスイッチ（イグニッションスイッチ）１１３の信号が入力される。そして、コン

トローラ１１０は、内燃機関２の運転状態に基づき、流量制御弁８０のロータ回転角度を制御し、また、電動式ウォータポンプ９０の回転速度（吐出流量）を制御する。

[0038] また、コントローラ１１０は、内燃機関２の運転状態に応じて、内燃機関２の吸気系に還流すべき排気の流量すなわち目標還流量を演算し、演算した目標還流量に応じてＥＧＲ制御弁６０の開度を制御する。なお、流量制御弁８０には、ロータの回転角度を検出する回転角度位置センサ（図示省略）が配置され、コントローラ１１０は、この回転角度位置センサからの検出信号を入力するように構成される。

[0039] ［流量制御弁におけるポート開口面積設定］

図２を参照し、流量制御弁８０におけるロータの回転角度に対する各入口ポート８１～８４の開口面積設定について説明する。図２は、流量制御弁８０における各入口ポート８１～８４の開口面積とロータの回転角度との関係の一例を示す。

[0040] （第１開口モード）

流量制御弁８０におけるロータの回転角度が回転角度θ０から回転角度θ１（θ１＞θ０）までの回転角度範囲では、入口ポート８１～８４の各開口面積を最小開口面積Ａ０にする。このポート開口面積設定を第１開口モードＭ１というものとする。回転角度θ０は、例えば、流量制御弁８０のロータがステータのストッパで回転が規制されたときのロータの基準回転角度である。また、最小開口面積Ａ０は、入口ポート８１～８４の開口面積を零とする状態の他、入口ポート８１～８４の開口面積を漏れ流量が発生する程度の開口面積に絞る状態を含むものとする。

[0041] 第１開口モードＭ１では、流量制御弁８０の入口ポート８１～８４が全て最小開口面積Ａ０となる。このため、図３において、電動式ウォータポンプ９０から吐出されて内燃機関２の冷却水通路１０に供給されて冷却水出口２Ｄから排出された冷却水は、殆どがバイパスラインＢＬを流れた後、電動式ウォータポンプ９０の吸込口９１に吸入されて循環する。したがって、第１

開口モードＭ１では、内燃機関２の冷却水出口２Ｄから排出された冷却水は、ラジエータ２０を含む熱交換器を経由することなく循環する。なお、図中の太実線は冷却水の流れがあることを示す一方、図中の破線は、冷却水の流れがないことを示す。以下の図４～７についても同様である。

[0042]（第２開口モード）

流量制御弁８０におけるロータの回転角度が回転角度θ１より大きくかつ回転角度θ２（θ２＞θ１）以下の回転角度範囲では、入口ポート８１～８４の開口面積を以下のようにする。すなわち、第４冷却水ラインＬ４の終端である第４入口ポート８４の開口面積をＡ０からＡ３（Ａ３＞Ａ０）まで増大させつつ、他の入口ポート８１，８２，８３の各開口面積を第１開口モードＭ１から引き続き最小開口面積Ａ０に保持する。このポート開口面積設定を第２開口モードＭ２というものとする。

[0043] 第２開口モードＭ２では、流量制御弁８０の第４入口ポート８４だけが開く。このため、図４において、内燃機関２の冷却水通路１０に供給されて冷却水出口２Ｄから排出された冷却水は、バイパスラインＢＬ及び第４冷却水ラインＬ４を流れる。ここで、冷却水は、流量制御弁８０における第４入口ポート８４の開口面積及び第８冷却水配管１０８の断面積の２つの面積の面積割合に応じた流量で、バイパスラインＢＬ及び第４冷却水ラインＬ４を流れる。そして、バイパスラインＢＬ及び第４冷却水ラインＬ４をそれぞれ流れた冷却水は、流量制御弁８０の下流で合流し、電動式ウォータポンプ９０の吸込口９１に吸入されて循環する（図中の太実線）。このように、第２開口モードＭ２では、冷却水循環通路における冷却水の流れは、バイパスラインＢＬを経由する流れと、ヒータコア５０等を経由する流れと、の２つに分流する。

[0044]（第３開口モード）

流量制御弁８０におけるロータの回転角度が回転角度θ２より大きくかつ回転角度θ３（θ３＞θ２）以下の回転角度範囲では、入口ポート８１～８４の開口面積を以下のようにする。すなわち、第２冷却水ラインＬ２の終端

である第２入口ポート８２の開口面積を回転角度の上昇に従ってＡ０からＡ２（Ａ２＞Ａ０）まで徐々に増大させつつ、第４入口ポート８４を第２開口モードＭ２に引き続き開口面積Ａ３（Ａ３＞Ａ２）に保持する。このポート開口面積設定を第３開口モードＭ３というものとする。

[0045] 第３開口モードＭ３では、流量制御弁８０の入口ポート８２，８４が開く。このため、図５において、内燃機関２の冷却水通路１０に供給されて冷却水出口２Ｄから排出された冷却水は、第２冷却水ラインＬ２、第４冷却水ラインＬ４及びバイパスラインＢＬを流れる。ここで、冷却水は、流量制御弁８０における入口ポート８２，８４の開口面積及び第８冷却水配管１０８の断面積の３つの面積の面積割合に応じた流量で、第２冷却水ラインＬ２、第４冷却水ラインＬ４及びバイパスラインＢＬを流れる。そして、第２冷却水ラインＬ２、第４冷却水ラインＬ４及びバイパスラインＢＬをそれぞれ流れた冷却水は、流量制御弁８０の下流で合流し、電動式ウォータポンプ９０の吸込口９１に吸入されて循環する（図中の太実線）。このように、第３開口モードＭ３では、冷却水循環通路における冷却水の流れは、バイパスラインＢＬを経由する流れと、ヒータコア５０等を経由する流れと、ＥＧＲクーラ３０を経由する流れと、の３つに分流する。

[0046]（第４開口モード）

流量制御弁８０におけるロータの回転角度が回転角度θ３より大きくかつ回転角度θ４（θ４＞θ３）以下の回転角度範囲では、入口ポート８１～８４の開口面積を以下のようにする。すなわち、第３冷却水ラインＬ３の終端である第３入口ポート８３の開口面積をＡ０からＡ１（Ａ１＞Ａ０）まで増大させつつ、第３開口モードＭ３に引き続き、第４入口ポート８４を開口面積Ａ３（Ａ３＞Ａ１）に保持し、かつ、第２入口ポート８２を開口面積Ａ２（Ａ２＞Ａ１）に保持する。このポート開口面積設定を第４開口モードＭ４というものとする。

[0047] 第４開口モードＭ４では、流量制御弁８０のうち入口ポート８２，８３，８４が開く。このため、図６において、内燃機関２の冷却水通路１０に供給

されて冷却水出口２Ｄから排出された冷却水は、第２冷却水ラインＬ２、第３冷却水ラインＬ３、第４冷却水ラインＬ４及びバイパスラインＢＬを流れる。ここで、冷却水は、流量制御弁８０における入口ポート８２～８４の開口面積及び第８冷却水配管１０８の断面積の４つの面積の面積割合に応じた流量で、第２冷却水ラインＬ２、第３冷却水ラインＬ３、第４冷却水ラインＬ４及びバイパスラインＢＬを流れる。そして、第２冷却水ラインＬ２、第３冷却水ラインＬ３、第４冷却水ラインＬ４及びバイパスラインＢＬをそれぞれ流れた冷却水は、流量制御弁８０の下流で合流し、電動式ウォータポンプ９０の吸込口９１に吸入されて循環する（図中の太実線）。このように、第４開口モードＭ４では、冷却水循環通路における冷却水の流れは、バイパスラインＢＬを経由する流れと、ヒータコア５０等を経由する流れと、ＥＧＲクーラ３０を経由する流れと、オイルウォーマー４０を経由する流れと、の４つに分流する。

[0048]（第５開口モード）

流量制御弁８０におけるロータの回転角度が回転角度θ４より大きくかつ回転角度θ５（θ５＞θ４）以下の回転角度範囲では、入口ポート８１～８４の開口面積を以下のようにする。すなわち、ロータの回転角度の上昇に従って、第２入口ポート８２の開口面積をＡ２からＡ４（Ａ４＞Ａ２）まで徐々に増大させ、かつ、第１冷却水ラインＬ１の終端である第１入口ポート８１の開口面積をＡ０からＡ５（Ａ５＞Ａ０）まで徐々に増大させる。また、第４開口モードＭ４に引き続き、第４入口ポート８４を開口面積Ａ３（＜Ａ４＜Ａ５）に保持し、かつ、第３入口ポート８３を開口面積Ａ１に保持する。このポート開口面積設定を第５開口モードＭ５というものとする。

[0049] 第５開口モードＭ５では、流量制御弁８０のうち、入口ポート８１，８２，８３，８４が開く。このため、図７において、内燃機関２の冷却水通路１０に供給されて冷却水出口２Ｄから排出された冷却水は、第１冷却水ラインＬ１、第２冷却水ラインＬ２、第３冷却水ラインＬ３、第４冷却水ラインＬ４及びバイパスラインＢＬを流れる。ここで、冷却水は、流量制御弁８０に

おける入口ポート８１～８４の開口面積及び第８冷却水配管１０８の断面積の５つの面積の面積割合に応じた流量で、第１冷却水ラインＬ１、第２冷却水ラインＬ２、第３冷却水ラインＬ３、第４冷却水ラインＬ４及びバイパスラインＢＬを流れる。そして、第１冷却水ラインＬ１、第２冷却水ラインＬ２、第３冷却水ラインＬ３、第４冷却水ラインＬ４及びバイパスラインＢＬを流れた冷却水は、流量制御弁８０の下流で合流し、電動式ウォータポンプ９０の吸込口９１に吸入されて循環する（図中の太実線）。このように、第５開口モードＭ５では、冷却水循環通路における冷却水の流れは、バイパスラインＢＬ、ヒータコア５０等、ＥＧＲクーラ３０、オイルウォーマー４０、及びラジエータ２０のそれぞれを経由する５つの流れに分流する。

[0050] なお、開口モードＭ１～Ｍ５における開口面積Ａ１～Ａ５は、それぞれ対応する入口ポートについて最大開口面積となるように設定することができる。また、開口モードＭ１～Ｍ５における各開口面積Ａ０～Ａ５は、Ａ０＜Ａ１～Ａ５かつＡ２＜Ａ４の関係を除いて、各冷却水ラインＬ１～Ｌ４において必要となる流量割合に応じて適宜設定することができる。

[0051] 要するに、流量制御弁８０は、ポート開口面積設定である上記の５つの開口モードＭ１～Ｍ５の各回転角度範囲へロータが回転して、各冷却水ラインＬ１～Ｌ４及びバイパスラインＢＬを流れる冷却水の流量の割合を設定している。したがって、流量制御弁８０は、冷却水循環通路を循環する冷却水の流量を経路毎に個別に調整する流量調整機構をなす。コントローラ１１０は、内燃機関２の運転状態に応じて開口モードＭ１～Ｍ５のうちの１つを選択し、選択した開口モードに基づいて、流量制御弁８０におけるロータの目標回転角度を設定する。そして、コントローラ１１０は、ロータの実際の回転角度が目標回転角度となるように流量制御弁８０を制御する。

[0052] ［流量制御弁の制御処理］

図８は、コントローラ１１０がイグニッションスイッチ１１３の信号入力を契機として繰り返し実行する、流量制御弁８０の制御処理におけるメインルーチンの一例を示す。

[0053] ステップＳ１（図中では「Ｓ１」と略記する。以下同様）では、コントローラ１１０は、流量制御弁８０におけるロータの目標回転角度を設定する。目標回転角度の設定の詳細については後述する。

[0054] ステップＳ２では、コントローラ１１０は、図示省略の回転角度位置センサから入力した検出信号に基づいて、流量制御弁８０におけるロータの実際の回転角度を検出する。

[0055] ステップＳ３では、コントローラ１１０は、流量制御弁８０におけるロータの実際の回転角度が目標回転角度となるように流量制御弁８０を制御する（回転角度フィードバック制御）。具体的には、コントローラ１１０は、目標回転角度と実際の回転角度との偏差を演算し、この偏差に応じた制御信号を流量制御弁８０へ出力する。

[0056] ［目標回転角度の設定処理］

図９は、図８のメインルーチンにおける目標回転角度の設定（ステップＳ１）に関するサブルーチンの一例を示す。

[0057] ステップＳ１１では、コントローラ１１０は、温度センサ１１１の検出信号から検出される冷却水温度ＴＷが、第１所定温度Ｔ１未満であるか否かを判定する。そして、コントローラ１１０は、冷却水温度ＴＷが第１所定温度Ｔ１未満である、と判定した場合には（ＹＥＳ）、内燃機関２の冷機始動時であると判断して、冷却水温度ＴＷの早期昇温を図るべく、処理をステップＳ１２へ進める。一方、コントローラ１１０は、冷却水温度ＴＷが第１所定温度Ｔ１以上である、と判定した場合には（ＮＯ）、処理をステップＳ１３へ進める。

[0058] ステップＳ１２では、コントローラ１１０は、流量制御弁８０のポート開口面積設定として第１開口モードＭ１を選択する。そして、コントローラ１１０は、図２に示すように、第１開口モードＭ１が設定される回転角度範囲（$\theta 0 \leqq \theta_{M1} \leqq \theta 1$）中の所定の回転角度をロータの目標回転角度$\theta_{M1}$として固定設定する。

[0059] コントローラ１１０は、ロータの実際の回転角度がステップＳ１２で固定

設定された目標回転速度θ_{M1}となるように回転角度フィードバック制御を行うとともに、電動式ウォータポンプ９０を十分に低い回転速度で制御する。これにより、冷却水温度ＴＷが第１所定温度Ｔ１となるまでは、内燃機関２の冷却水出口２Ｄから排出された冷却水を、バイパスラインＢＬによってラジエータ２０を含む熱交換器を経由することなく、最小限の流量で循環させ、冷却水温度ＴＷの早期昇温を図っている。

[0060] ステップＳ１３では、コントローラ１１０は、温度センサ１１１からの検出信号により検出される冷却水温度ＴＷが、第１所定温度Ｔ１以上かつ第２所定温度Ｔ２（Ｔ２＞Ｔ１）未満であるか否かを判定する。そして、コントローラ１１０は、冷却水温度ＴＷが第１所定温度Ｔ１以上かつ第２所定温度Ｔ２未満である、と判定した場合には（ＹＥＳ）、処理をステップＳ１４へ進める。一方、コントローラ１１０は、冷却水温度ＴＷが第１所定温度Ｔ１以上かつ第２所定温度Ｔ２未満ではない（すなわち冷却水温度ＴＷが第２所定温度Ｔ２以上である）、と判定した場合には（ＮＯ）、処理をステップＳ１７へ進める。

[0061] ステップＳ１４では、コントローラ１１０は、ＥＧＲシステムの作動要求があるか否かを判定する。ＥＧＲシステムの作動要求があるか否かは、コントローラ１１０が内燃機関２の運転状態に基づいて判定する。そして、コントローラ１１０は、ＥＧＲシステムの作動要求があると判定した場合には（ＹＥＳ）、処理をステップＳ１５へ進める一方、ＥＧＲシステムの作動要求がないと判定した場合には（ＮＯ）、処理をステップＳ１６へ進める。

[0062] ステップＳ１５では、コントローラ１１０は、流量制御弁８０のポート開口面積設定として第３開口モードＭ３を選択する。そして、コントローラ１１０は、図２に示すように、流量制御弁８０におけるロータの目標回転角度θ_{M3}を、ＥＧＲ制御弁６０の開度に応じて（目標還流量に応じて）、第３開口モードＭ３が設定される回転角度範囲（$\theta 2 < \theta_{M3} \leqq \theta 3$）で可変設定する。例えば、コントローラ１１０は、図１０に示すように、第３開口モードＭ３による目標回転角度θ_{M3}（$\theta 2 < \theta_{M3} \leqq \theta 3$）とＥＧＲ制御弁６０の開

度とを予め関連付けたマップをＲＯＭ等に格納し、このマップを参照することで目標回転角度θ_{M3}を取得してもよい。ＥＧＲ制御弁６０の開度は、前述のように、内燃機関２の運転状態に応じて演算された目標還流量により設定される。

[0063] コントローラ１１０は、ロータの実際の回転角度がステップＳ１５で可変設定された目標回転角度θ_{M3}となるように回転角度フィードバック制御を行う。そして、内燃機関２の冷却水出口２Ｄから排出された冷却水を、開口面積Ａ２のときの冷却水の流量（所定流量）を上限として、ＥＧＲ制御弁６０の開度に応じてＥＧＲクーラ３０に供給するようにしている。

[0064] コントローラ１１０がＥＧＲ制御弁６０の開度に応じて目標回転角度θ_{M3}を変化させているのは以下の理由による。すなわち、目標回転角度θ_{M3}を第３開口モードＭ３が設定される回転角度範囲で変化させると、第２入口ポート８２の開口面積がＡ０～Ａ２の範囲で変化して、第２冷却水ラインＬ２（つまり、ＥＧＲクーラ３０）に流れる冷却水の流量割合も変化する。これにより、ＥＧＲクーラ３０で冷却水と熱交換される排気の熱量が増大するに従って、ＥＧＲクーラ３０を流れる冷却水の流量を増大させ、吸気系に還流される排気を還流量に応じて適切に冷却するためである。要するに、ＥＧＲ制御弁６０の開度に応じて目標回転角度θ_{M3}を変化させることで、ＥＧＲシステムにおいて吸気系に還流される排気の温度上昇を適切に抑制して、吸気充填効率に与える影響を低減するようにしている。

[0065] コントローラ１１０は、前述のように、流量制御弁８０におけるロータの目標回転角度θ_{M3}を、第３開口モードＭ３が設定される回転角度範囲（$\theta 2 < \theta_{M3} \leqq \theta 3$）で可変設定するが、このとき、第４入口ポート８４の開口面積はＡ３で一定である（図２参照）。したがって、内燃機関２の冷却水出口２Ｄから排出された冷却水は、ヒータコア５０、ＥＧＲ制御弁６０及びスロットルバルブ７０を配置した第４冷却水ラインＬ４にも供給される。これにより、ヒータコア５０において空調空気との間で熱交換を行わせて空調空気を暖めるとともに、ＥＧＲ制御弁６０及びスロットルバルブ７０の凍結を抑

制する。ＥＧＲシステムの作動によりＥＧＲクーラ３０を通過した冷却水の温度は吸気系に還流される排気の熱量によって上昇するので、ヒータコア５０による暖房機能の立ち上がり性能（昇温性能）に与える影響は低減される。

[0066] 第３開口モードＭ３のポート開口面積設定で第２入口ポート８２の開口面積の上限がＡ２に制限されているのは以下の理由による。すなわち、ＥＧＲクーラ３０を流れる冷却水が過量であると、内燃機関２の暖機が阻害され、ヒータコア５０による暖房機能の立ち上がり性能が低下するおそれがあるからである。

[0067] ステップＳ１６では、コントローラ１１０は、流量制御弁８０のポート開口面積設定として第２開口モードＭ２を選択する。そして、コントローラ１１０は、図２に示すように、第２開口モードＭ２が設定される回転角度範囲（$\theta 1 < \theta_{M2} \leqq \theta 2$）中の所定の回転角度をロータの目標回転角度$\theta_{M2}$として固定設定する。

[0068] コントローラ１１０は、ロータの実際の回転角度がステップＳ１６で固定設定された目標回転速度θ_{M2}となるように回転角度フィードバック制御を行う。これにより、ＥＧＲシステムの非作動時に、内燃機関２の冷却水出口２Ｄから排出された冷却水を、第２冷却水ラインＬ２のＥＧＲクーラ３０へ供給せずに、ヒータコア５０、ＥＧＲ制御弁６０及びスロットルバルブ７０を配置した第４冷却水ラインＬ４に供給する。これは、冷却水循環通路を循環する冷却水の冷却水温度ＴＷの昇温速度を、ＥＧＲクーラ３０に冷却水を通水させる場合と比較して速くして、ヒータコア５０による暖房機能の立ち上がり性能を向上させるとともに、ＥＧＲシステムの作動開始時期を早期化するためである。また、ＥＧＲ制御弁６０及びスロットルバルブ７０の凍結を抑制するためである。

[0069] ステップＳ１７では、コントローラ１１０は、温度センサ１１１からの検出信号から検出される冷却水温度ＴＷが、第２所定温度Ｔ２以上かつ第３所定温度Ｔ３（Ｔ３＞Ｔ２）未満であるか否かを判定する。そして、コントロ

ーラ１１０は、冷却水温度ＴＷが第２所定温度Ｔ２以上かつ第３所定温度Ｔ３未満である、と判定した場合には（ＹＥＳ）、処理をステップＳ１８へ進める。一方、コントローラ１１０は、冷却水温度ＴＷが第２所定温度Ｔ２以上かつ第３所定温度Ｔ３未満ではない（すなわち冷却水温度ＴＷが第３所定温度Ｔ３以上である）、と判定した場合には（ＮＯ）、内燃機関２の暖機が完了したと判断して、処理をステップＳ１９へ進める。なお、第３所定温度Ｔ３は暖機が完了するときの温度（暖機完了温度）に相当する。

[0070] ステップＳ１８では、コントローラ１１０は、流量制御弁８０のポート開口面積設定として第４開口モードＭ４を選択する。そして、コントローラ１１０は、図２に示すように、第４開口モードＭ４が設定される回転角度範囲（$\theta 3 < \theta_{M4} \leqq \theta 4$）中の所定の回転角度をロータの目標回転角度$\theta_{M4}$として固定設定する。

[0071] コントローラ１１０は、ロータの実際の回転角度がステップＳ１８で固定設定された目標回転速度θ_{M4}となるように回転角度フィードバック制御を行う。これにより、内燃機関２の冷却水出口２Ｄから排出された冷却水を、第２冷却水ラインＬ２及び第４冷却水ラインＬ４だけでなく、第３冷却水ラインＬ３のオイルウォーマー４０にも供給し、変速機３のオイルを昇温させてフリクションの低減を図っている。なお、電動式ウォータポンプ９０の回転速度が一定であれば、回転角度フィードバック制御により、オイルウォーマー４０に供給される冷媒の流量は一定となる。

[0072] ステップＳ１９では、コントローラ１１０は、内燃機関２の運転状態に基づいて、冷却水温度ＴＷの目標値である目標冷却水温度ＴＴＷを設定する。目標冷却水温度ＴＴＷは、図１１に示すように、例えば、機関回転速度及び機関負荷を示す２つのパラメータによって予め規定され、ＲＯＭ等に格納される。機関負荷としては、例えば、機関トルク、燃料噴射量、吸入空気量、吸気圧等に関連する各種パラメータを用いることができる。図１１に示される目標冷却水温度TTW_A，TTW_B，TTW_C（$TTW_C < TTW_B < TTW_A$）は、概略的には、機関回転速度が低くなるに従って低くなり、機関負荷が

高くなるに従って低くなる。なお、コントローラ１１０は、外気温度センサ１１２の検出信号から検出される外気温度ＴＡに応じて目標冷却水温度ＴＴＷを補正することができる。

[0073] ステップＳ２０では、コントローラ１１０は、流量制御弁８０のポート開口面積設定として第５開口モードＭ５を選択する。そして、コントローラ１１０は、図２に示すように、流量制御弁８０におけるロータの目標回転角度θ_{M5}を、第５開口モードＭ５が設定される回転角度範囲（$\theta 4 < \theta_{M5} \leqq \theta 5$）で可変設定する。このようにロータの目標回転角度$\theta_{M5}$を可変設定することで、第１入口ポート８１の開口面積はＡ０からＡ５の間で可変設定され、第２入口ポート８２の開口面積はＡ２からＡ４の間で可変設定される。

[0074] 目標回転角度θ_{M5}は、ステップＳ１９で設定された目標冷却水温度ＴＴＷと温度センサ１１１からの検出信号から検出される冷却水温度ＴＷとの偏差に基づいて回転角度範囲（$\theta 4 < \theta_{M5} \leqq \theta 5$）から演算される。例えば、目標冷却水温度ＴＴＷと冷却水温度ＴＷとの偏差を目標回転角度θ_{M5}に関連付けたマップを予めＲＯＭ等に格納しておき、このマップを参照して目標回転角度θ_{M5}を取得してもよい。

[0075] コントローラ１１０は、ロータの実際の回転角度がステップＳ２０で可変設定された目標回転角度θ_{M5}となるように回転角度フィードバック制御を行うとともに、電動式ウォータポンプ９０を内燃機関２の暖機中よりも高い回転速度で制御する。これにより、内燃機関２の冷却水出口２Ｄから排出された冷却水を、第２～第４冷却水ラインＬ２～Ｌ４に加えて第１冷却水ラインＬ１へ供給するとともに、ラジエータ２０を循環する冷却水の流量を調整することで、冷却水温度ＴＷを目標冷却水温度ＴＴＷに近づける。

[0076] また、ロータの回転角度フィードバック制御及び電動ウォータポンプ９０の回転速度制御により、内燃機関２の暖機後において、冷却水を、前述の所定流量を下限として、ＥＧＲ制御弁６０の開度に応じてＥＧＲクーラ３０に供給するようにしている。ここで、第５開口モードＭ５における第２入口ポート８２の開口面積は以下のように設定される。すなわち、目標冷却水温度

ＴＴＷと冷却水温度ＴＷとの偏差とこれに対応するＥＧＲ制御弁６０の開度との関係を予め実験・シミュレーション等によって取得する。そして、目標冷却水温度ＴＴＷと冷却水温度ＴＷとの偏差から演算される目標回転角度θ_{M5}において、ＥＧＲ制御弁６０の開度に応じて必要となる冷却水の流量をＥＧＲクーラ３０に供給できるように、第２入口ポート８２の開口面積が設定される。

[0077] 上記実施形態の冷却装置によれば、冷却水温度ＴＷが第１所定温度Ｔ１以上であるときに、ＥＧＲシステムの非作動時には、内燃機関２の冷却水出口２Ｄから排出された冷却水を、ヒータコア５０を除くＥＧＲクーラ３０等の熱交換器に供給していない。これにより、ＥＧＲクーラ３０等の熱交換器に冷却水を通水させる場合と比較して、冷却水循環通路を循環する冷却水の冷却水温度ＴＷの昇温速度を速くしている。したがって、ヒータコア５０による暖房機能の立ち上がり性能が向上するとともに、ＥＧＲシステムの作動開始時期を早期化することができる。

[0078] また、上記実施形態の冷却装置によれば、内燃機関２の暖機後において、ＥＧＲクーラ３０を流れる冷却水の流量を、ＥＧＲ制御弁６０の開度に応じて、制御できるようにしている。したがって、ＥＧＲクーラ３０へ供給される冷却水の流量を制御しない場合と比べると、以下のような効果を奏することができる。すなわち、還流排気の温度が十分低下しないことで点火時期の進角が困難となるために燃費効果が目減りするという、冷却不足による影響を低減することができる。また、ＥＧＲクーラ３０内において凝縮水が発生し、ひいては燃費が悪化するという、過冷却による影響を低減することができる。

[0079] ［第１変形例］

図１２は、上記実施形態の第１変形例に係る車両用内燃機関の冷却装置の一例を示す構成図である。第１変形例は、流量調整機構として、上記実施形態の流量制御弁８０に代えて、冷却水ラインＬ１～Ｌ４に個別に配置された４つの個別制御弁を用いている点で異なる。以下、上記実施形態と異なる点

について説明し、上記実施形態と同一構成については、同一符号を付すことでその説明を省略又は簡潔にする。第２変形例についても同様である。

[0080] ラジエータ２０の冷却水出口２２には、第２冷却水配管１０２の一端が接続され、第２冷却水配管１０２の他端が電動式ウォータポンプ９０の吸込口９１に接続される。第１冷却水配管１０１には、第３冷却水配管１０３、第４冷却水配管１０４、第５冷却水配管１０５及び第８冷却水配管１０８の４つの配管の一端が接続される。第２冷却水配管１０２には、第３冷却水配管１０３、第４冷却水配管１０４、第５冷却水配管１０５及び第８冷却水配管１０８の４つの配管の他端が接続される。

[0081] 第１冷却水ラインＬ１は、第１冷却水配管１０１及び第２冷却水配管１０２によって構成される。第２冷却水ラインＬ２は、第１冷却水配管１０１のうち冷却水出口２Ｄとの接続部から第３冷却水配管１０３との接続部まで、及び、第３冷却水配管１０３によって構成される。第３冷却水ラインＬ３は、第１冷却水配管１０１のうち冷却水出口２Ｄとの接続部から第４冷却水配管１０４との接続部まで、及び、第４冷却水配管１０４によって構成される。第４冷却水ラインＬ４は、第１冷却水配管１０１のうち冷却水出口２Ｄとの接続部から第５冷却水配管１０５との接続部まで、及び、第５冷却水配管１０５によって構成される。

[0082] 第１冷却水ラインＬ１には、第８冷却水配管１０８が第２冷却水配管１０２に接続される接続部とラジエータ２０との間において、制御弁８１Ｖが介装される。第２冷却水ラインＬ２には、第３冷却水配管１０３において制御弁（第１制御弁）８２Ｖが介装される。第３冷却水ラインＬ３には、第４冷却水配管１０４において制御弁８３Ｖが介装される。第４冷却水ラインＬ４には、第５冷却水配管１０５において制御弁（第２制御弁）８４Ｖが介装される。

[0083] 制御弁８１Ｖ～８４Ｖは、コントローラ１１０からの制御信号を入力した電動アクチュエータによって開度制御可能な電磁弁であり、制御弁８１Ｖ～８４Ｖの各開度を検出する開度センサ（図示省略）から出力された検出信号

がコントローラ１１０に入力される。流量制御弁８０のポート開口面積と制御弁８１Ｖ～８４Ｖの開度との間には以下のような相当関係がある。すなわち、第１入口ポート８１の開口面積は制御弁８１Ｖの開度に相当し、第２入口ポート８２の開口面積は制御弁８２Ｖの開度に相当し、第３入口ポート８３の開口面積は制御弁８３Ｖの開度に相当し、第４入口ポート８４の開口面積は制御弁８４Ｖの開度に相当する。

[0084] 図１３は、コントローラ１１０がイグニッションスイッチ１１３の信号入力を契機として繰り返し実行する、制御弁８１Ｖ～８４Ｖの制御処理におけるメインルーチンの一例を示す。

[0085] コントローラ１１０は、ステップＳ２１において、後述するように、制御弁８１Ｖ～８４Ｖの目標開度を設定し、ステップＳ２２において、開度センサの検出信号に基づいて、制御弁８１Ｖ～８４Ｖの実際の開度を検出する。そして、コントローラ１１０は、ステップＳ２３において、制御弁８１Ｖ～８４Ｖの実際の開度が目標開度となるように制御弁８１Ｖ～８４Ｖの電動アクチュエータへ制御信号を出力する（開度フィードバック制御）。

[0086] 図１４は、図１３のメインルーチンにおける目標開度の設定（ステップＳ２１）に関するサブルーチンの一例を示す。なお、図１４は図９に対応し、図１４における、ステップＳ３１，Ｓ３３，Ｓ３４，Ｓ３７，Ｓ３９が、それぞれ、図９における、ステップＳ１１，Ｓ１３，Ｓ１４，Ｓ１７，Ｓ１９に相当する。

[0087] コントローラ１１０は、ステップＳ３２，Ｓ３５，Ｓ３６，Ｓ３８，Ｓ４０において以下のように制御処理を行う。ステップＳ３２では、制御弁８１Ｖ～８４Ｖの開度を、目標回転角度θ_{M1}における各ポート開口面積に相当する開度に設定する。ステップＳ３５にでは、制御弁８１Ｖ～８４Ｖの開度を、目標回転角度θ_{M3}における各ポート開口面積に相当する開度に設定する。ステップＳ３６では、制御弁８１Ｖ～８４Ｖの開度を、目標回転角度θ_{M2}における各ポート開口面積に相当する開度に設定する。ステップＳ３８では、制御弁８１Ｖ～８４Ｖの開度を、目標回転角度θ_{M4}における各ポート開口面

積に相当する開度に設定する。ステップＳ４０では、制御弁８１Ｖ～８４Ｖの開度を、目標回転角度θ_{M5}における各ポート開口面積に相当する開度に設定する。

[0088] 第１変形例の冷却装置によれば、一体的な流量制御弁８０を流量調整機構として用いずに、冷却水ラインＬ１～Ｌ４に個別に配置された４つの個別制御弁を流量調整機構として用いている。このような構成でも、上記実施形態と同様に、ヒータコア５０による暖房機能の立ち上がり性能が向上するとともに、ＥＧＲシステムの作動開始時期を早期化することができる。また、上記実施形態と同様に、内燃機関２の暖機後において、還流排気の冷却不足や過冷却による影響を低減することができる。

[0089] ［第２変形例］

図１５は、上記実施形態の第２変形例に係る車両用内燃機関の冷却装置の一例を示す構成図である。第２変形例は、ＥＧＲ制御弁６０を、第４冷却水ラインＬ４から第２冷却水ラインＬ２に移設している点で上記実施形態と異なる。このように、第２冷却水ラインＬ２にＥＧＲ制御弁６０及びＥＧＲクーラ３０を配置した構成でも、上記実施形態と同様の効果を奏することができる。これに加えて、ＥＧＲ制御弁６０及びＥＧＲクーラ３０が一体のユニットを構成している場合には、同一の第３冷却水配管１０３で冷却水を供給可能となり、配管の複雑化を抑制することができる。

[0090] なお、第１変形例及び第２変形例を含む上記実施形態における内燃機関２の冷却装置の構成は一例である。したがって、本発明の適用に際して、冷却水循環通路において、オイルウォーマー４０、スロットルバルブ７０及びＥＧＲ制御弁６０の少なくとも１つを省略することができる。また、電動式ウォータポンプ９０に代えて、内燃機関２の軸出力によって駆動される機械式ウォータポンプとすることもできる。さらに、ＥＧＲ制御弁６０の制御をコントローラ１１０とは別の制御装置によって行うことができる。この場合には、ＥＧＲシステムの作動の有無やＥＧＲ制御弁６０の開度については、ＥＧＲ制御弁６０の制御状態に関する信号を別の制御装置から入力又は受信し

て判断する。

[0091] また、上記実施形態及び第２変形例では流量調整機構として一体的な流量制御弁８０を用いる一方、第１変形例では流量調整機構として制御弁８１Ｖ～８４Ｖの個別制御弁を用いていた。これに代えて、一体的な流量制御弁と個別制御弁との組み合せによって流量調整機構を構成することができる。すなわち、冷却水ラインＬ１～Ｌ４のうちいずれか２つを一体的な流量制御弁に接続するとともに残る２つの冷却水ラインに個別制御弁を配置したり、冷却水ラインＬ１～Ｌ４のうちいずれか３つを一体的な流量制御弁に接続するとともに残る１つの冷却水ラインに個別制御弁を配置したりすることができる。例えば、図１２において、第２冷却水ラインＬ２に制御弁８２Ｖを配置し第４冷却水ラインＬ４に制御弁８４Ｖを配置した状態で、第１冷却水ラインＬ１及び第３冷却水ラインＬ３を一体的な流量制御弁に接続して制御弁８１Ｖ，８３Ｖを省略してもよい。あるいは、第２冷却水ラインＬ２に制御弁８２Ｖを配置した状態で、第１冷却水ラインＬ１、第３冷却水ラインＬ３及び第４冷却水ラインＬ４を一体的な流量制御弁に接続して制御弁８１Ｖ，８３Ｖ，８４Ｖを省略してもよい。

[0092] 第１変形例及び第２変形例を含む上記実施形態では、開口モードＭ１～Ｍ５における電動式オイルウォータポンプ９０の回転速度に関して詳細に説明していないが、以下のようにすることができる。すなわち、コントローラ１１０は、入口ポートの開口面積が同じであれば、各冷却水ラインＬ１～Ｌ４に同一流量の冷媒が供給されるように、入口ポート８１～８４の実際の開口面積に応じて電動式ウォータポンプ９０の回転速度を制御することができる。これは、入口ポートの開口面積が変化することで、各入口ポートの開口面積が全入口ポートの総開口面積に占める割合は変化するので、冷却水循環回路を流れる冷却水の総流量に占める割合も変化することを考慮したものである。なお、図２に示すように、流量制御弁８０におけるロータの回転角度に対して入口ポート８１～８４の開口面積が設定されている。したがって、コントローラ１１０は、流量制御弁８０の回転角度位置センサ（図示省略）か

らの検出信号を用いて、ロータの実際の回転角度に基づいて入口ポート８１～８４の実際の開口面積を特定する。

[0093] 例えば、コントローラ１１０は、流量制御弁８０の入口ポート８１～８４の総開口面積が第１開口モードＭ１から増大するに従って、電動式ウォータポンプ９０の回転速度を上昇させてもよい。具体的には、第１開口モードＭ１では総開口面積がＡ０であり、第２開口モードＭ２では総開口面積が最大でＡ３である。したがって、第２開口モードＭ２では、電動式ウォータポンプ９０の回転速度を、最大で、第１開口モードＭ１に対する開口面積の増大分（Ａ３－Ａ０）に応じて上昇させる。また、第３開口モードＭ３では総開口面積が最大で（Ａ３＋Ａ２）であるので、第３開口モードＭ３では、電動式ウォータポンプ９０の回転速度を、最大で、第１開口モードＭ１に対する開口面積の増大分（Ａ３＋Ａ２－Ａ０）に応じて上昇させる。以下、第４開口モードＭ４及び第５開口モードＭ５において同様である。

符号の説明

[0094] ２…内燃機関、１０…冷却水通路、５０…ヒータコア、６０…ＥＧＲ制御弁、８０…流量制御弁、８２…第２入口ポート（第１開口）、８４…第４入口ポート（第２開口）、８５…出口ポート（第３開口）、８２Ｖ…制御弁（第１制御弁）、８４Ｖ…制御弁（第２制御弁）、１００…配管、１１０…コントローラ（制御手段）、１１１…温度センサ、Ｌ２…第２冷却水ライン（第１の経路）、Ｌ４…第４冷却水ライン（第２の経路）、Ｔ１…第１所定温度（所定温度）、Ｔ３…第３所定温度（暖機完了温度）

請求の範囲

[請求項1] 内燃機関の排気の一部を吸気へ還流させるＥＧＲシステムを有する内燃機関の冷却装置であって、

前記内燃機関と外部との間で冷媒を循環させる冷媒循環通路と、

前記冷媒循環通路に設けられたＥＧＲクーラを流れる前記冷媒の流量、及び、前記冷媒循環通路に設けられた空調用ヒータを流れる前記冷媒の流量を個別に調整する流量調整機構と、

前記流量調整機構を制御するコントローラと、

を備え、

前記コントローラは、前記内燃機関の冷機始動時に前記ＥＧＲクーラ及び前記空調用ヒータへの前記冷媒の供給を遮断し、前記冷媒の温度が第１所定温度以上である場合には、前記ＥＧＲシステムを作動させるまで前記ＥＧＲクーラへの前記冷媒の供給を遮断しつつ、前記空調用ヒータへ前記冷媒を供給するように、前記流量調整機構を制御することを特徴とする、内燃機関の冷却装置。

[請求項2] 前記コントローラは、前記ＥＧＲシステムを作動させたときに、前記冷媒の温度が、前記第１所定温度以上であり、かつ、前記第１所定温度より高い暖機完了温度未満である場合に、前記ＥＧＲシステムにおいて吸気へ還流させる排気の還流量を制御するＥＧＲ制御弁の開度に応じて、前記ＥＧＲクーラに流れる前記冷媒の流量を所定流量以下で調整するように、前記流量調整機構を制御することを特徴とする、請求項１に記載の内燃機関の冷却装置。

[請求項3] 前記コントローラは、前記冷媒の温度が前記暖機完了温度以上である場合に、前記ＥＧＲ制御弁の開度に応じて、前記ＥＧＲクーラに流れる前記冷媒の流量を前記所定流量以上で調整するように、前記流量調整機構を制御することを特徴とする、請求項２に記載の内燃機関の冷却装置。

[請求項4] 前記冷媒循環通路は前記冷媒を循環させる複数の経路を有し、

前記ＥＧＲクーラは前記複数の経路のうち第１の経路に配置され、前記空調用ヒータは前記第１の経路とは別の第２の経路に配置されたことを特徴とする、請求項１に記載の内燃機関の冷却装置。

[請求項5] 前記流量調整機構は、前記第１の経路と接続された第１開口、前記第２の経路と接続された第２開口、及び第３開口が形成されたステータに、前記第１開口及び前記第２開口と前記第３開口とを接続する流路が設けられたロータが回転駆動可能に嵌装されて、前記ロータの回転角度に応じて前記第１開口及び前記第２開口の各開口面積が変化するように構成された流量制御弁であることを特徴とする、請求項４に記載の内燃機関の冷却装置。

[請求項6] 前記流量調整機構は、前記第１の経路に設けられた第１制御弁と、前記第２の経路に設けられた第２制御弁と、によって構成されたことを特徴とする、請求項４に記載の内燃機関の冷却装置。

[請求項7] 前記第１の経路には、前記ＥＧＲシステムにおいて吸気へ還流させる排気の還流量を制御するＥＧＲ制御弁がさらに配置されたことを特徴とする、請求項４に記載の内燃機関の冷却装置。

[請求項8] 前記流量調整機構は、さらに、前記内燃機関の出力軸に接続された変速機の作動油を加熱するオイルウォーマーを流れる前記冷媒の流量を調整し、

前記コントローラは、前記冷媒の温度が前記第１所定温度より高い第２所定温度以上かつ前記暖機完了温度未満である場合に、前記オイルウォーマーに流れる前記冷媒の流量を一定に調整するように、前記流量調整機構を制御することを特徴とする、請求項２に記載の内燃機関の冷却装置。

[請求項9] 前記コントローラは、前記冷媒の温度が前記第１所定温度から前記暖機完了温度未満である温度範囲のうち、前記第２所定温度未満において、前記ＥＧＲクーラに流れる前記冷媒の流量を所定流量以下で調整するように、前記流量調整機構を制御することを特徴とする、請求

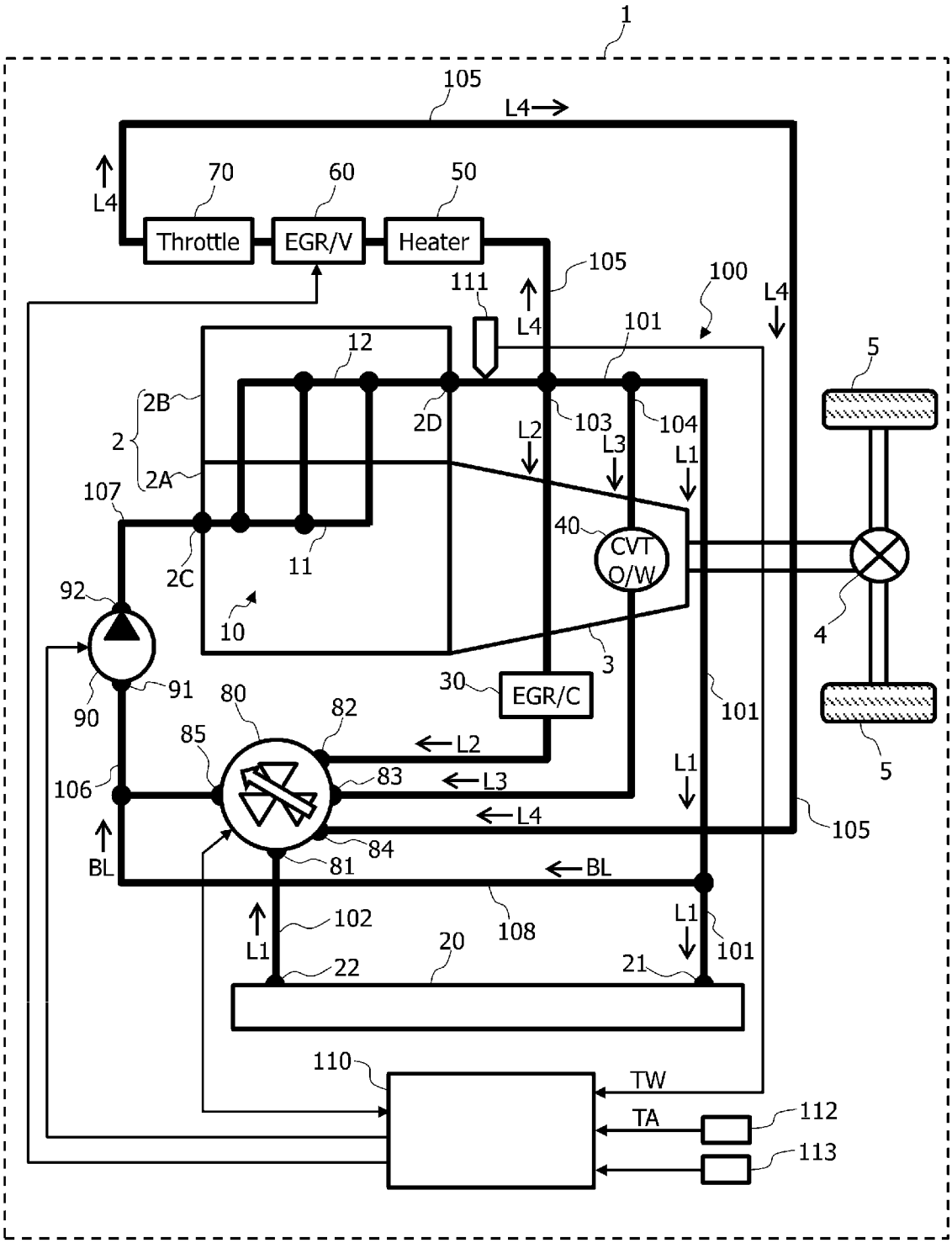
項８に記載の内燃機関の冷却装置。

[請求項10] 内燃機関の排気の一部を吸気へ還流させるＥＧＲシステムを有する内燃機関の冷却方法であって、

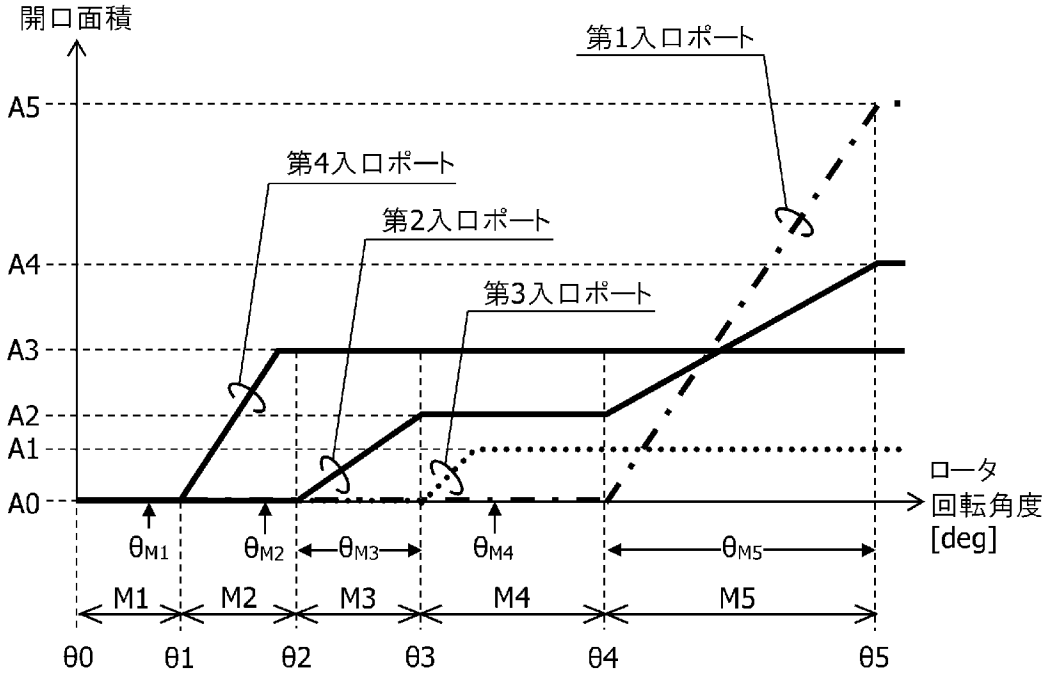
前記内燃機関の冷機始動時に、前記内燃機関と外部との間で冷媒を循環させる冷媒循環通路に設けられたＥＧＲクーラ及び空調用ヒータに対する前記冷媒の供給を遮断し、

前記冷媒が第１所定温度以上である場合には、前記ＥＧＲシステムを作動させるまで前記ＥＧＲクーラへの前記冷媒の供給を遮断しつつ、前記空調用ヒータへ前記冷媒を供給する、内燃機関の冷却方法。

[図1]

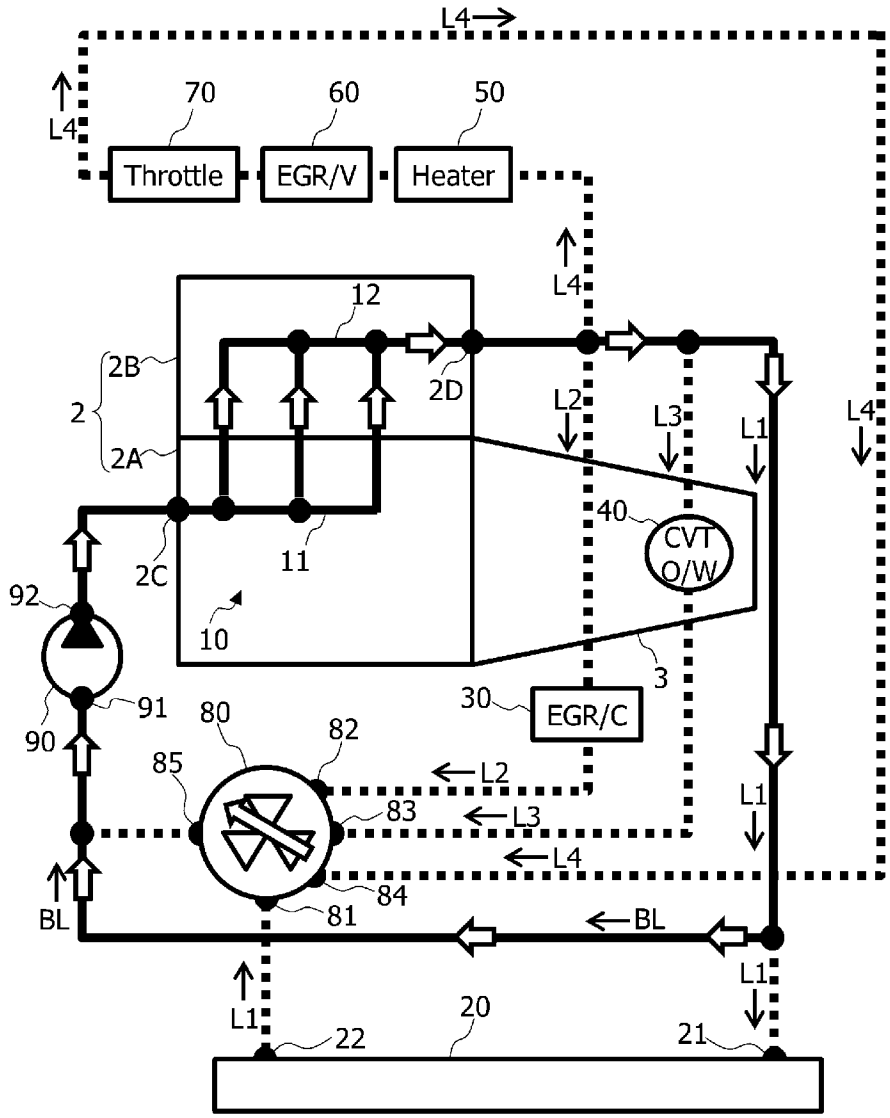

1
105
L4
70
60
50
Throttle
EGR/V
Heater
111
100
101
12
2B
2
2A
2D
103
104
L2
L3
L1
5
107
40
CVT
O/W
2C
11
92
10
4
3
30
EGR/C
91
90
80
82
85
L2
106
83
L3
L4
84
81
BL
102
108
20
22
21
110
TW
TA
112
113

[図2]


開口面積
第1入口ポート
A5
第4入口ポート
第2入口ポート
A4
第3入口ポート
A3
A2
A1
A0
ロータ
回転角度
[deg]
θM1
θM2
θM3
θM4
θM5
M1
M2
M3
M4
M5
θ0
θ1
θ2
θ3
θ4
θ5

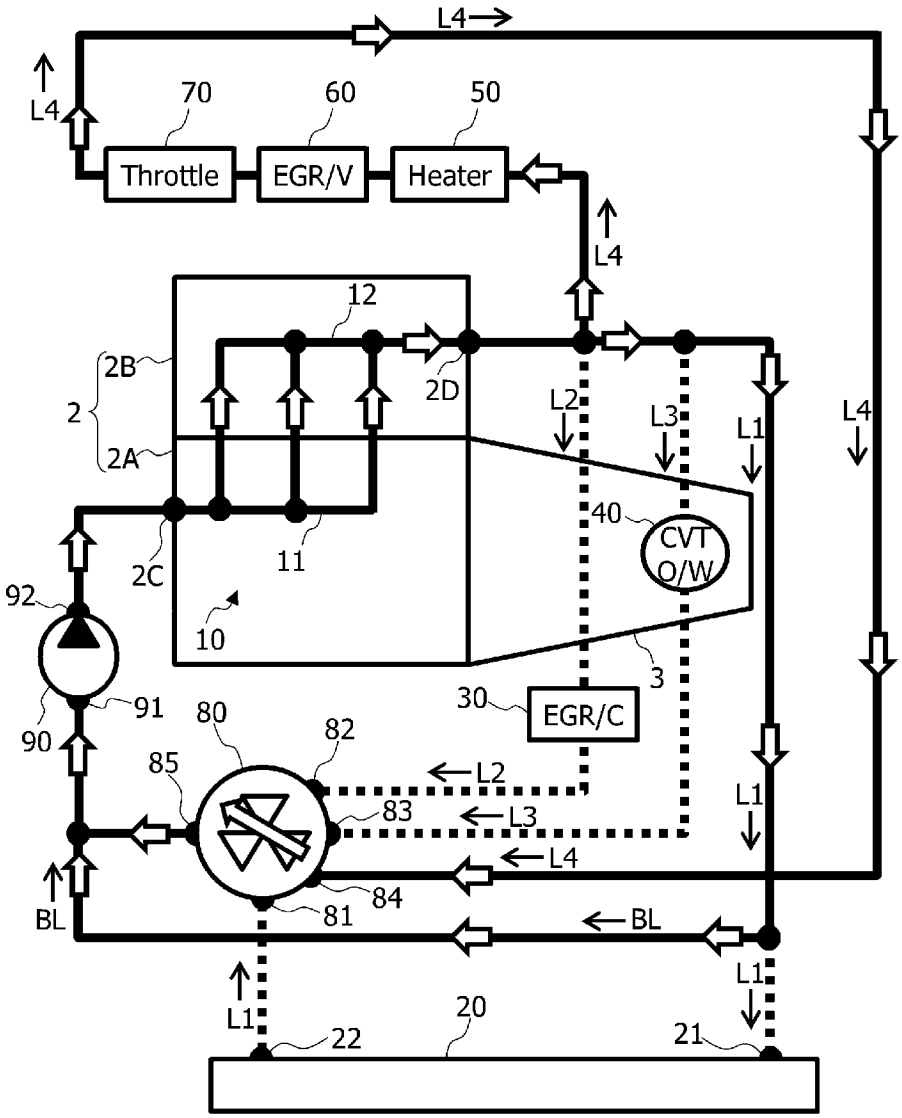
[図3]

第1開口モードM1



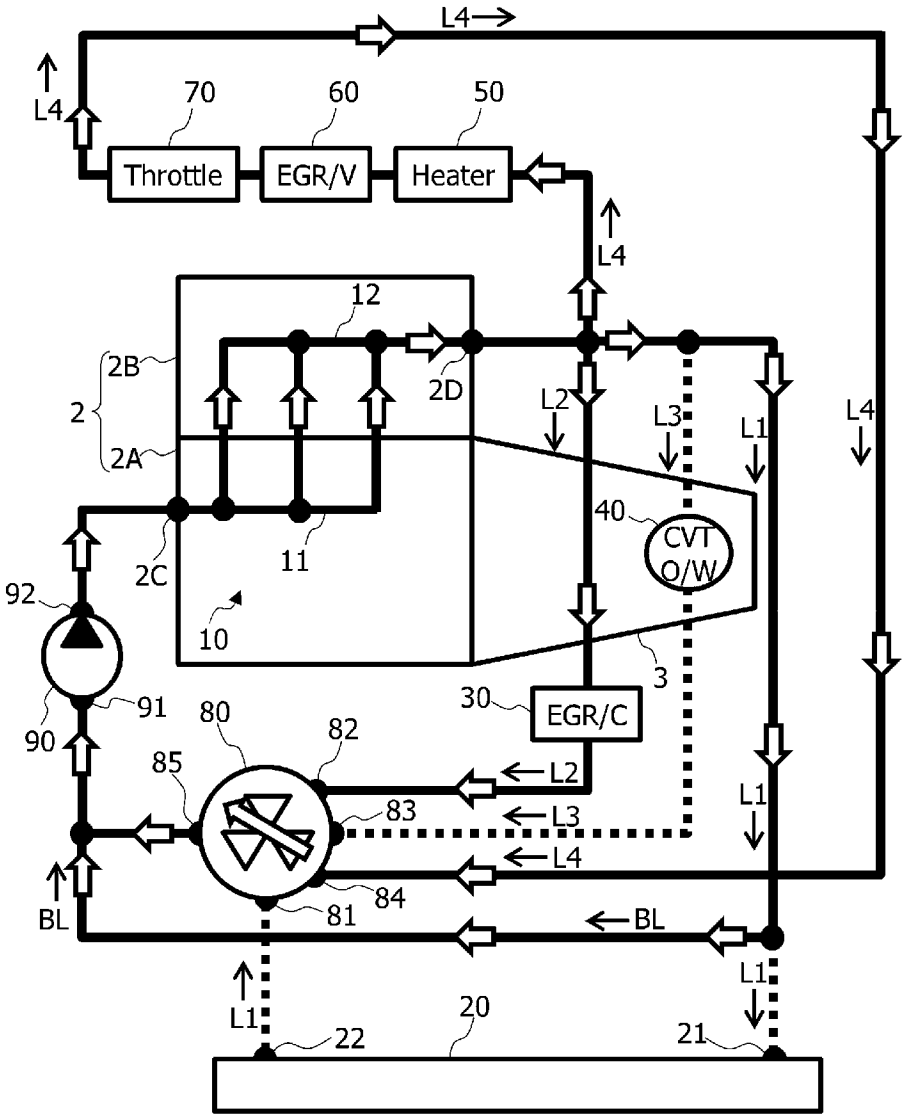
[図4]

第2開口モードM2



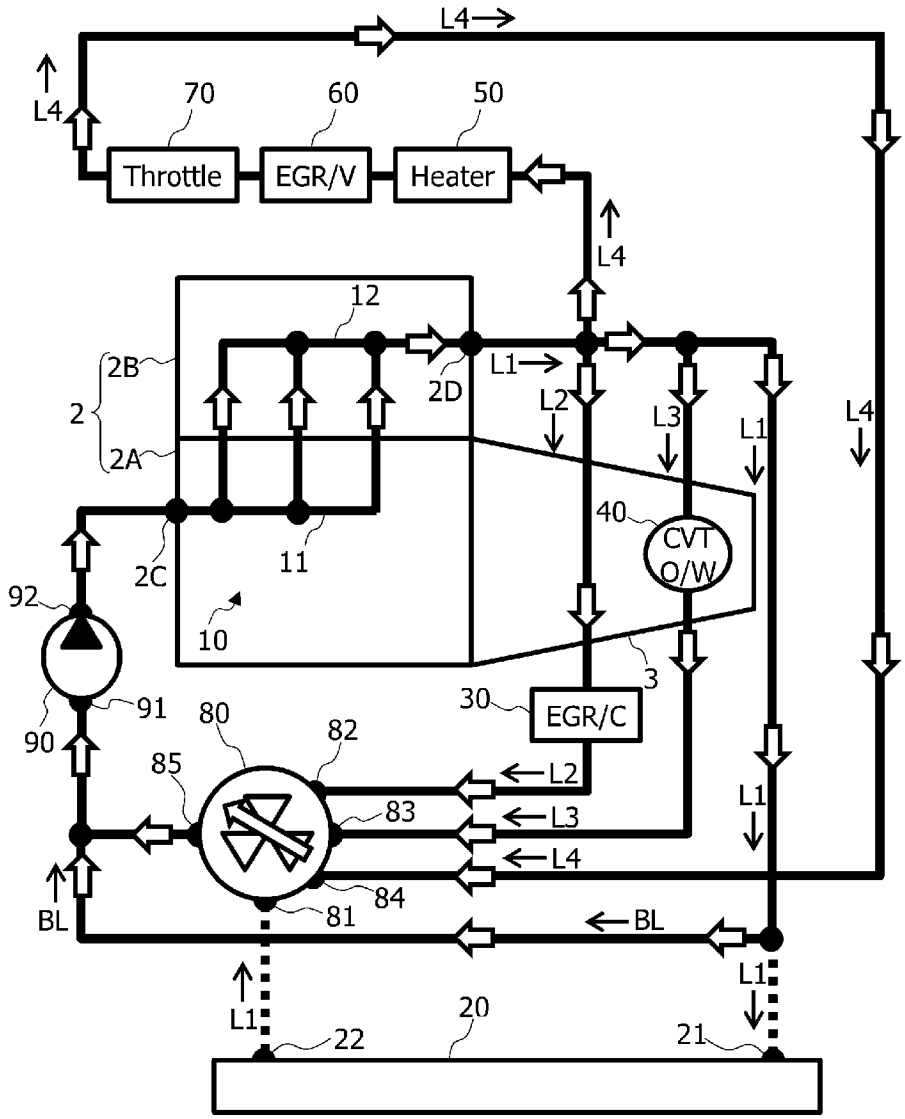
[図5]

第3開口モードM3



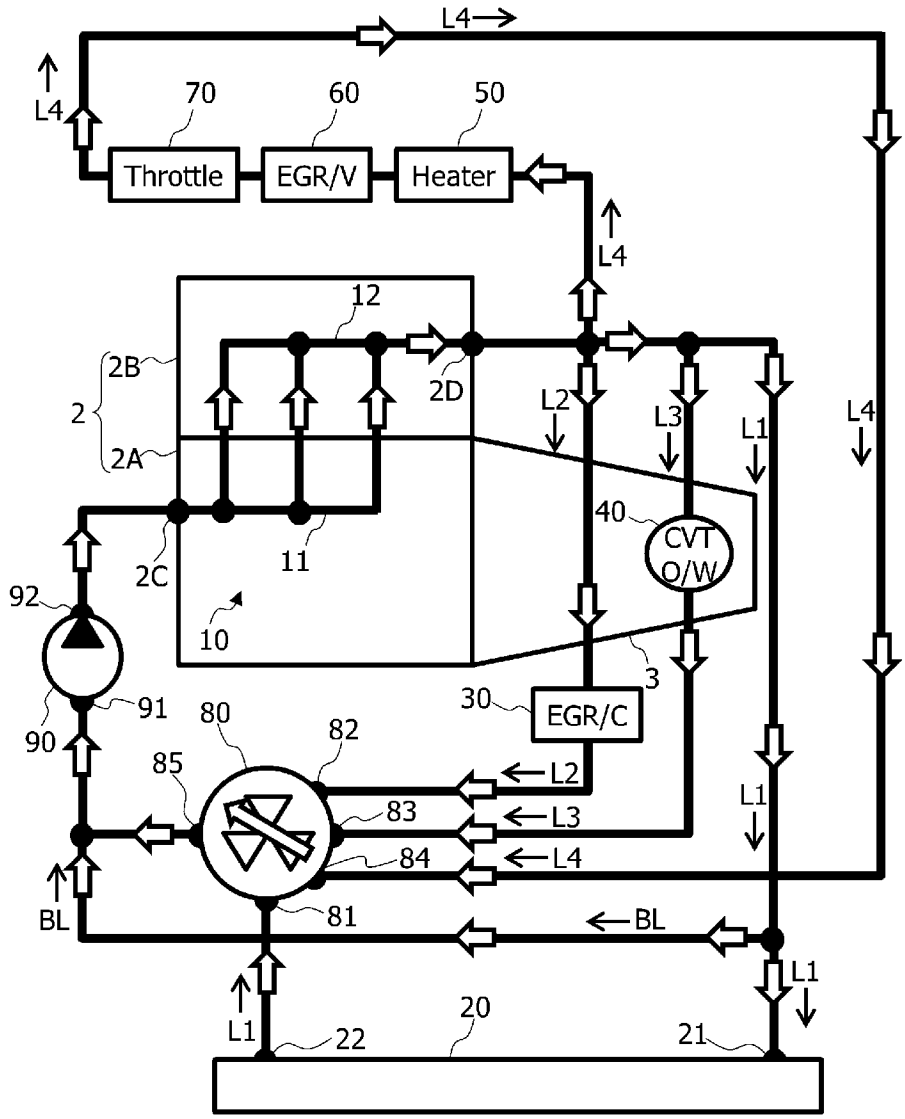
[図6]

第4開口モードM4

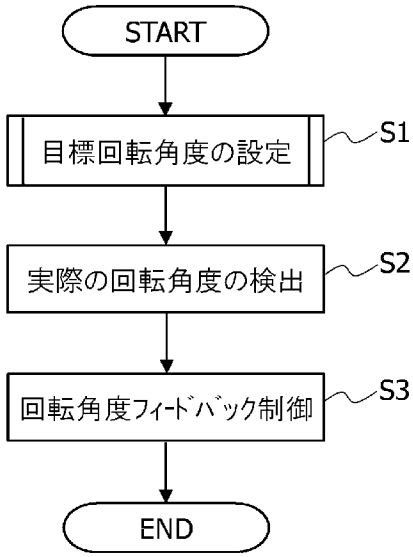


[図7]

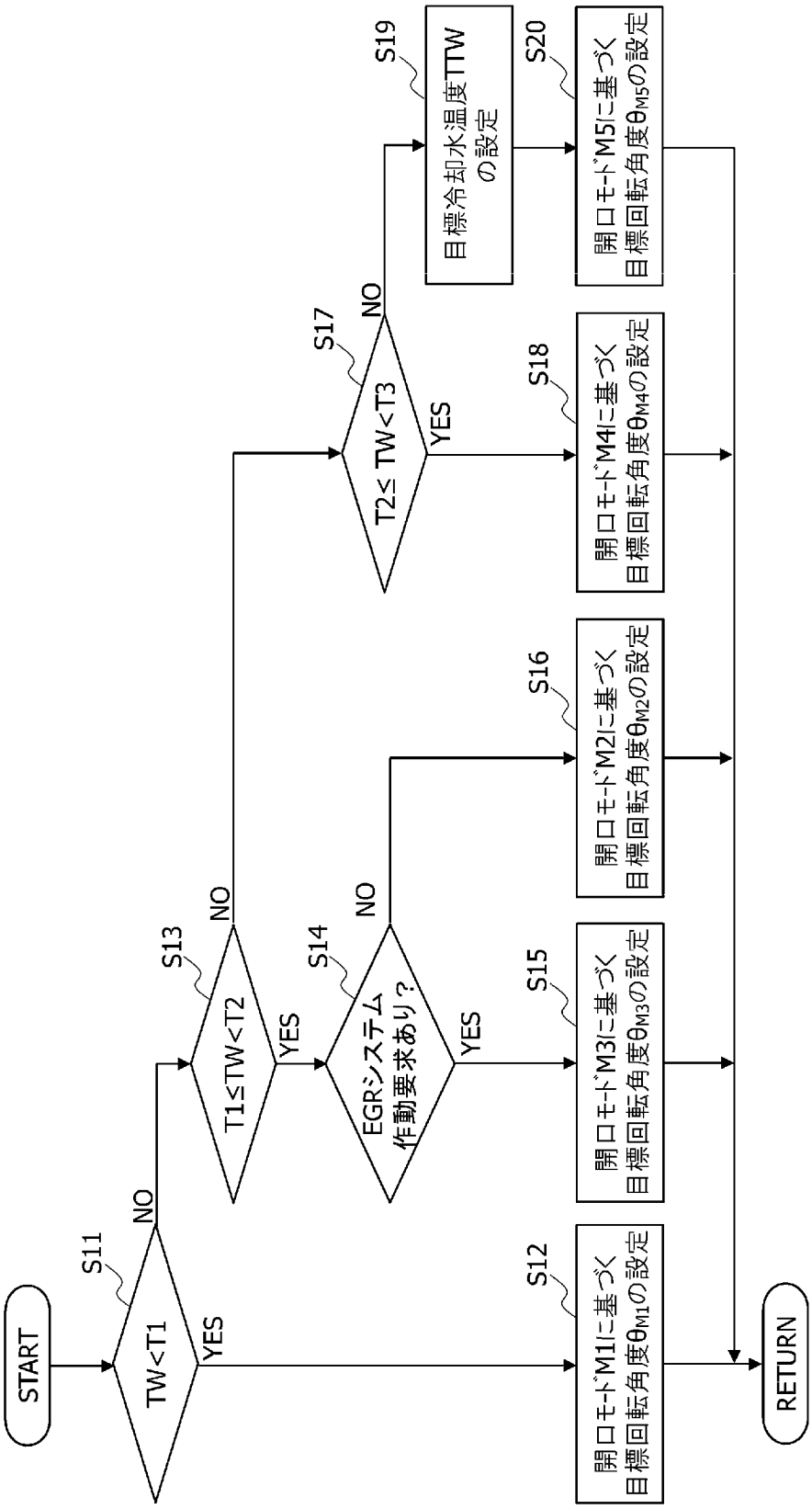
第5開口モードM5



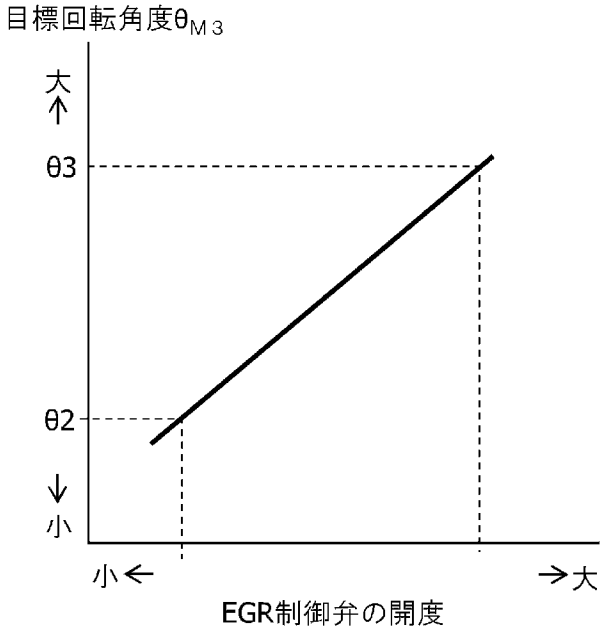
[図8]



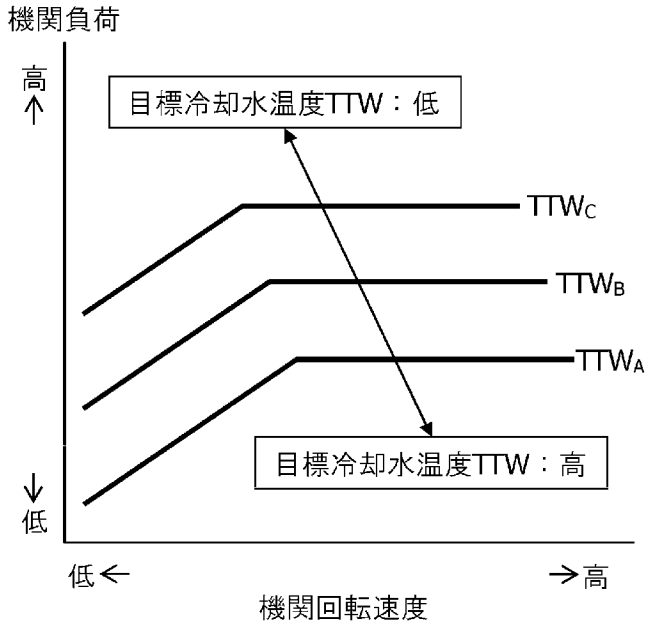
[図9]


START
S11
TW<T1
YES
NO
S12
開口モードM1に基づく
目標回転角度θM1の設定
S13
T1≤TW<T2
YES
NO
S14
EGRシステム
作動要求あり？
YES
NO
S15
開口モードM3に基づく
目標回転角度θM3の設定
S16
開口モードM2に基づく
目標回転角度θM2の設定
S17
T2≤ TW<T3
YES
NO
S18
開口モードM4に基づく
目標回転角度θM4の設定
S19
目標冷却水温度TTW
の設定
S20
開口モードM5に基づく
目標回転角度θM5の設定
RETURN

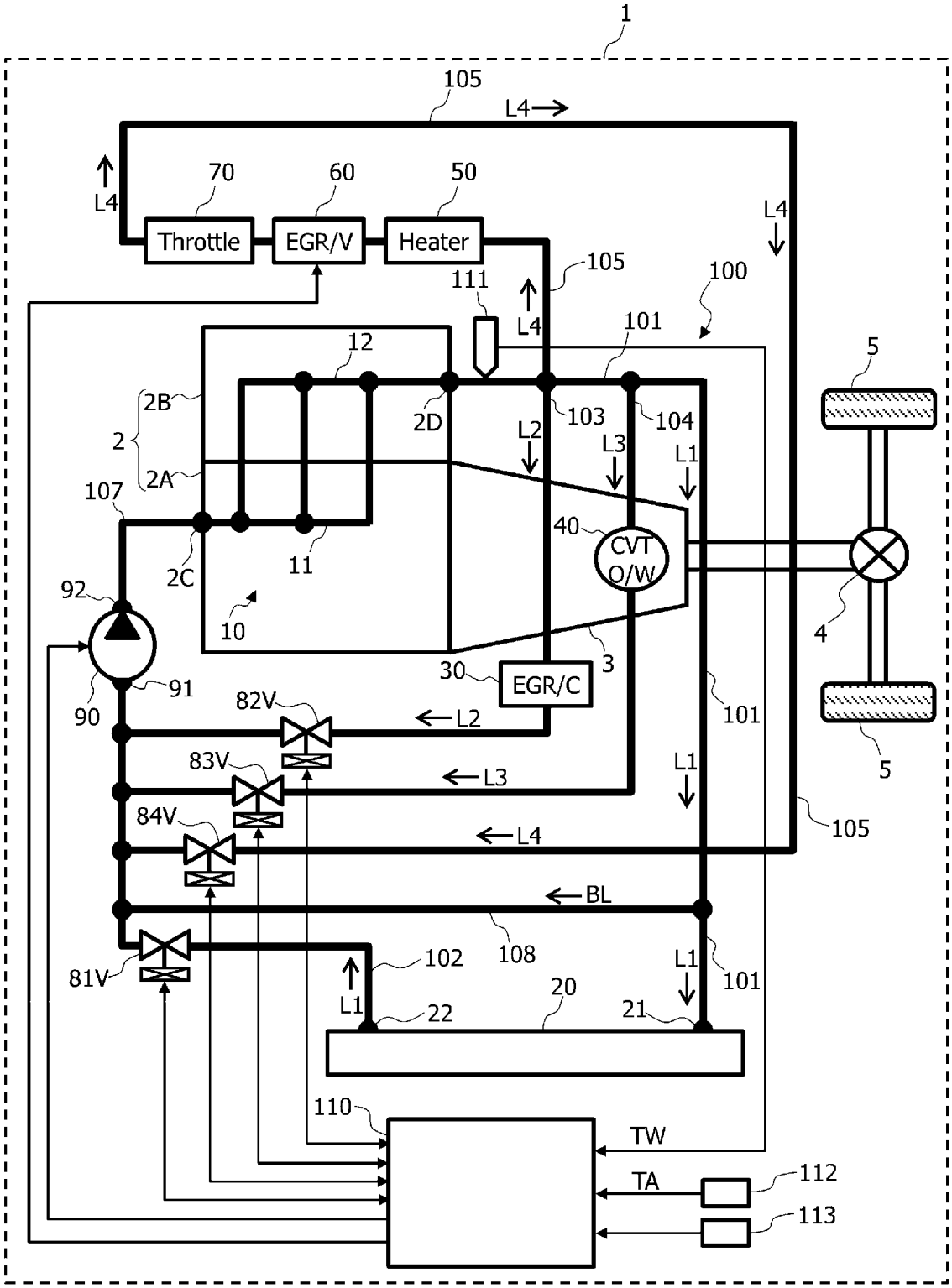
[図10]


目標回転角度θM3
大
θ3
θ2
小
小
大
EGR制御弁の開度

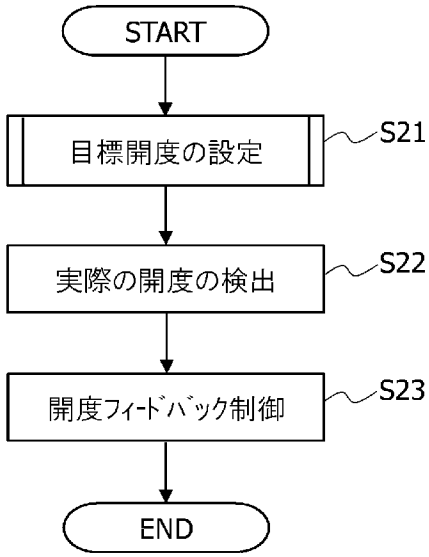
[図11]


機関負荷
高
目標冷却水温度TTW：低
TTWC
TTWB
TTWA
目標冷却水温度TTW：高
低
低
高
機関回転速度

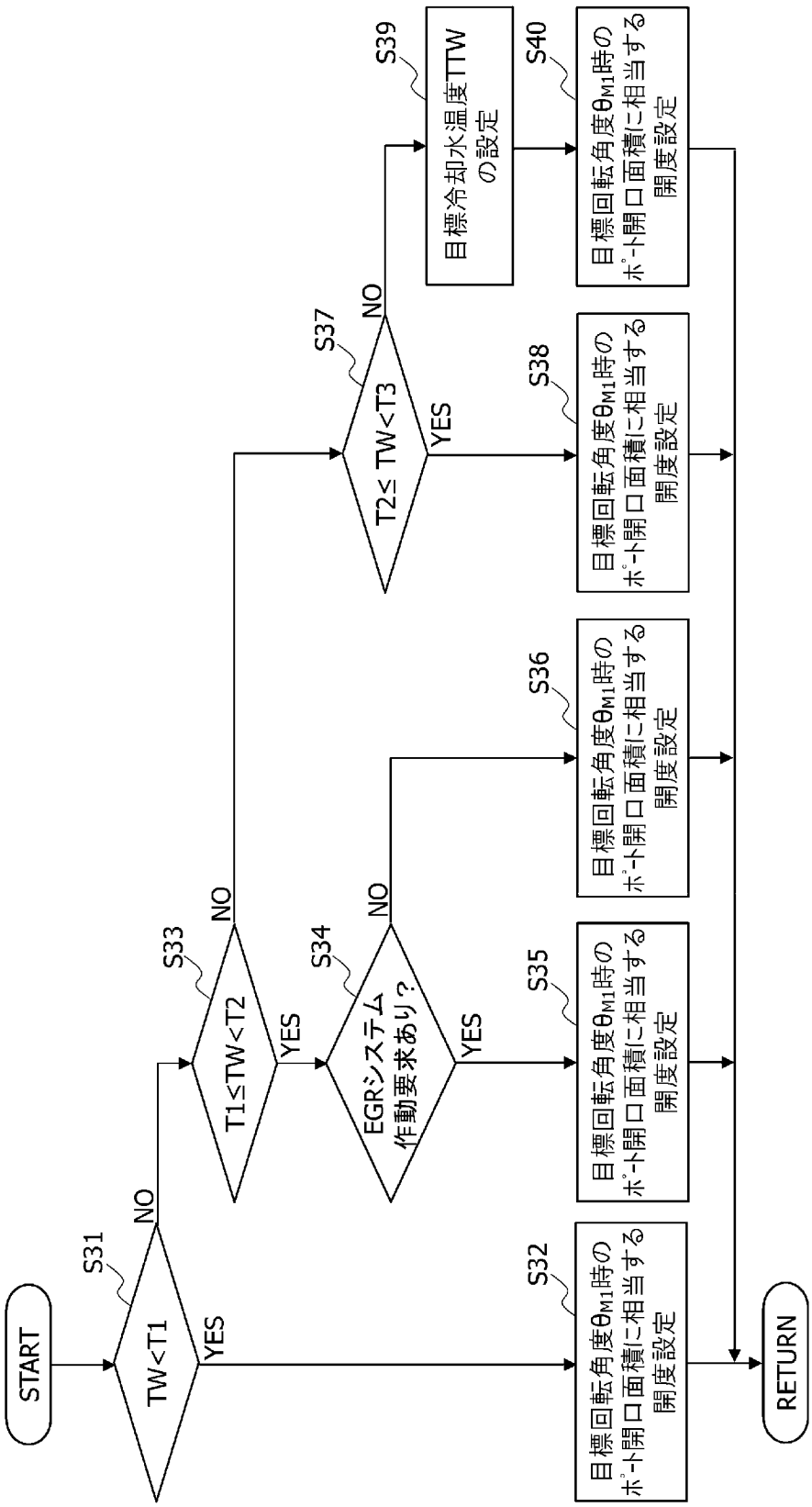
[図12]


1
105
L4
70
60
50
Throttle
EGR/V
Heater
111
100
101
12
2B
2
2A
2D
103
104
L2
L3
L1
5
107
40
CVT
O/W
2C
11
92
10
4
30
EGR/C
3
91
90
82V
83V
84V
81V
L2
L3
L4
BL
108
102
L1
22
20
21
110
TW
TA
112
113

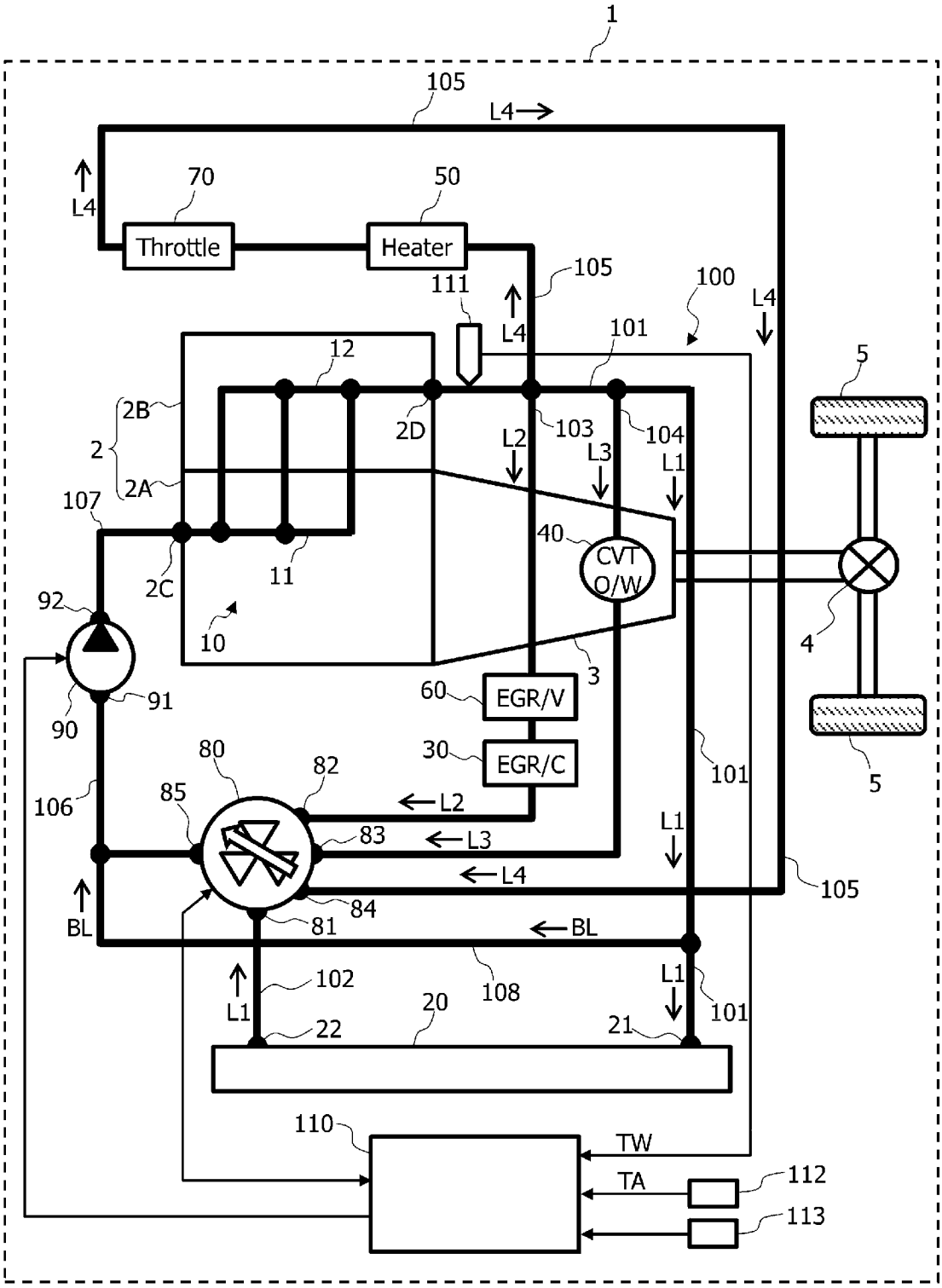
[図13]



[図14]


START
S31
TW<T1
YES
NO
S32
目標回転角度θM1時のポート開口面積に相当する開度設定
S33
T1≤TW<T2
YES
NO
S34
EGRシステム作動要求あり？
YES
NO
S35
目標回転角度θM1時のポート開口面積に相当する開度設定
S36
目標回転角度θM1時のポート開口面積に相当する開度設定
S37
T2≤ TW<T3
YES
NO
S38
目標回転角度θM1時のポート開口面積に相当する開度設定
S39
目標冷却水温度TTWの設定
S40
目標回転角度θM1時のポート開口面積に相当する開度設定
RETURN

[図15]


1
105
L4
70
50
Throttle
Heater
111
100
101
12
2B
2
2A
2D
103
104
L2
L3
L1
107
40
CVT
O/W
5
2C
11
92
10
3
4
60
EGR/V
91
90
30
EGR/C
80
82
85
106
L2
83
L3
L4
84
81
BL
102
108
20
22
21
110
TW
TA
112
113

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2018/011676

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl. F01P7/16(2006.01)i, F01P3/20(2006.01)i, F02M26/28(2016.01)i, F02M26/30(2016.01)i, F02M26/33(2016.01)i, F16K11/072(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)
Int.Cl. F01P7/16, F01P3/20, F02M26/28, F02M26/30, F02M26/33, F16K11/072

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	1971-2018
Registered utility model specifications of Japan	1996-2018
Published registered utility model applications of Japan	1994-2018

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 2015-110919 A (MAZDA MOTOR CORPORATION) 18 June 2015, paragraphs [0008], [0018], [0029], [0038]-[0046], [0052]-[0061], fig. 1-9 (Family: none)	1, 4, 6-7, 10 5 2-3, 8-9
Y	JP 2012-62850 A (FUJI HEAVY INDUSTRIES LTD.) 29 March 2012, paragraphs [0022], [0028]-[0030], fig. 1, 3-6 & US 2012/0067545 A1, paragraphs [0063], [0073]-[0079], fig. 1, 3-6 & DE 102011053591 A & CN 102562236 A	5

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

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search 05 June 2018 (05.06.2018)	Date of mailing of the international search report 19 June 2018 (19.06.2018)
Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan	Authorized officer Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (January 2015)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2018/011676

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 2002-227646 A (ISUZU MOTORS LTD.) 14 August 2002 (Family: none)	1-10
A	JP 2016-61251 A (MAZDA MOTOR CORPORATION) 25 April 2016 (Family: none)	1-10
A	JP 2012-184671 A (TOYOTA MOTOR CORP.) 27 September 2012 (Family: none)	1-10
A	JP 2016-79890 A (MAZDA MOTOR CORPORATION) 16 May 2016 (Family: none)	1-10
A	JP 2005-61417 A (VISTEON GLOBAL TECHNOLOGIES, INC.) 10 March 2005 & US 2005/0034688 A1 & DE 102004038081 A	1-10

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１８／０１１６７６

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F01P7/16(2006.01)i, F01P3/20(2006.01)i, F02M26/28(2016.01)i, F02M26/30(2016.01)i, F02M26/33(2016.01)i, F16K11/072(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F01P7/16, F01P3/20, F02M26/28, F02M26/30, F02M26/33, F16K11/072

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	１９７１－２０１８年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１８年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１８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 2015-110919 A（マツダ株式会社）2015.06.18, 段落０００８，００１８，００２９，００３８－００４６，００５２－００６１，図１－９（ファミリーなし）	1,4,6-7,10 5 2-3,8-9
Y	JP 2012-62850 A（富士重工業株式会社）2012.03.29, 段落００２２，００２８－００３０，図１，３－６ & US 2012/0067545 A1 段落００６３，００７３－００７９，図１，３－６ & DE 102011053591 A & CN 102562236 A	5

☑　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。　　☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー
「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「＆」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日
０５．０６．２０１８	１９．０６．２０１８

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
郵便番号１００－８９１５
東京都千代田区霞が関三丁目４番３号

特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｓ　３５２１
北村　亮
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３９１

C（続き）．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
A	JP 2002-227646 A（いすゞ自動車株式会社）2002.08.14,（ファミリーなし）	1-10
A	JP 2016-61251 A（マツダ株式会社）2016.04.25,（ファミリーなし）	1-10
A	JP 2012-184671 A（トヨタ自動車株式会社）2012.09.27,（ファミリーなし）	1-10
A	JP 2016-79890 A（マツダ株式会社）2016.05.16,（ファミリーなし）	1-10
A	JP 2005-61417 A（ビステオン グローバル テクノロジーズ インコーポレイテッド）2005.03.10, & US 2005/0034688 A1 & DE 102004038081 A	1-10