(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
2017 年 7 月 13 日(13.07.2017)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2017/119445 A1

(51) 国際特許分類:
F01P 7/16 (2006.01) *F01P 7/14* (2006.01)
F01P 7/04 (2006.01) *F02D 17/00* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2017/000132

(22) 国際出願日: 2017 年 1 月 5 日(05.01.2017)

(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 2016-001233 2016 年 1 月 6 日(06.01.2016) 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). 坂口 重幸(**SAKAGUCHI, Shigeyuki**); 〒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).

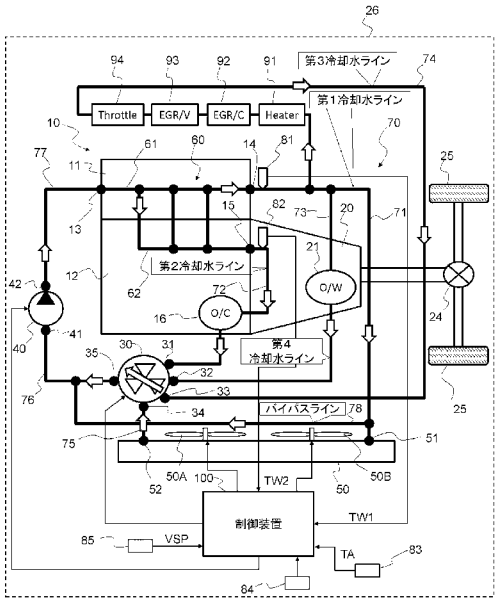
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, 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,

[続葉有]

(54) **Title**: VEHICLE INTERNAL-COMBUSTION-ENGINE COOLING SYSTEM AND CONTROL METHOD

(54) 発明の名称 : 車両用内燃機関の冷却装置及び制御方法



71 First cooling-water line
72 Second cooling-water line
73 Fourth cooling-water line
74 Third cooling-water line
78 Bypass line
91 Heater
94 Throttle
100 Control device

(57) **Abstract**: In a vehicle internal-combustion-engine cooling system according to the present invention, in a deceleration state of a vehicle and in an idle-stop state of an internal combustion engine, the percentage of the amount of cooling water made to circulate in a first path that includes a heater core and a radiator is increased, the percentage of the amount of cooling water made to circulate in a second path that does not include the heater core and the radiator is reduced, and the discharge flow rate of an electric water pump is increased in the deceleration state of the vehicle, and the electric water pump is maintained in an operating state during idle stop. Accordingly, reducing the temperature of a cylinder head during idle stop is facilitated, thus improving the fuel efficiency during acceleration from standstill.

(57) 要約: 本願発明の車両用内燃機関の冷却装置は、車両の減速状態及び内燃機関のアイドルストップ状態において、ヒータコア及びラジエータを含む第１経路に循環させる冷却水量の割合を増やし、ヒータコア及びラジエータを含まない第２経路に循環させる冷却水量の割合を減らし、更に、車両の減速状態で電動式ウォータポンプの吐出流量を増やすとともにアイドルストップ中に電動式ウォータポンプを稼働状態に保持する。これにより、アイドルストップ中におけるシリンダヘッドの温度低下が促進され、発進加速時における燃費性能が改善される。

WO 2017/119445 A1

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 ： 車両用内燃機関の冷却装置及び制御方法

技術分野

[0001] 本発明は、車両用内燃機関の冷却装置及び制御方法に関し、詳しくは、車両の停車状態で内燃機関が自動停止された状態からの発進時における燃費性能を改善するための冷却技術に関する。

背景技術

[0002] 特許文献１には、冷却水を循環させる電動式ウォータポンプを備える冷却装置において、機関停止後の第２期間で電動式ウォータポンプを作動状態に維持するとともに、制御弁によってシリンダヘッドにのみ冷却水を循環させて、機関始動時のプレイグニッションを防止する構成が開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開２００９－０６８３６３号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 停車時に内燃機関を自動停止させるアイドルストップが実施される車両においては、アイドルストップ中にシリンダヘッドの温度を低下させることができれば、車両発進時にノッキング回避のための点火時期の遅角量を小さくして燃費性能を改善できる。

しかし、アイドルストップが実施されてから発進までの時間が短く、アイドルストップ中においてシリンダヘッドの温度低下を図る冷却制御の実行期間が短くなると、シリンダヘッドの温度を十分に低くできず、燃費性能の改善効果が目減りしてしまう可能性があった。

[0005] そこで、本発明は、アイドルストップ中におけるシリンダヘッドの温度低下を促進し、自動停止状態からの発進加速時における燃費性能を可及的に改善できる、車両用内燃機関の冷却装置及び制御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、本発明に係る車両用内燃機関の冷却装置は、冷却水循環通路と、前記冷却水循環通路に冷却水を循環させる電動式ウォータポンプと、車両の減速状態において前記電動式ウォータポンプの吐出流量を増大させるとともに前記減速状態後の停車状態で内燃機関が自動停止されたときに前記電動式ウォータポンプを稼働状態に維持する制御手段と、を備えるようにした。

また、車両用内燃機関の冷却装置の制御方法は、冷却水循環通路と、前記冷却水循環通路に冷却水を循環させる電動式ウォータポンプと、を含む、車両用内燃機関の冷却装置に適用される制御方法であって、車両の減速状態を検出するステップと、前記車両の減速状態が検出されたときに前記電動式ウォータポンプの吐出流量を増大させるステップと、前記減速後の停車状態で内燃機関が自動停止されたことを検出するステップと、前記自動停止状態において前記電動式ウォータポンプを稼働状態に維持するステップと、を含むようにした。

発明の効果

[0007] 上記発明によると、停車時の自動停止中に電動式ウォータポンプを稼働状態に維持することで内燃機関の冷却が実施され、再始動時における内燃機関の温度低下を図ることができ、更に、自動停止に至る前の減速状態から電動式ウォータポンプの吐出流量を増大させて冷却水循環通路に循環される冷却水量を増やすから、自動停止中における内燃機関の温度低下を早めることができる。

したがって、自動停止状態から内燃機関が再始動されるときの内燃機関の温度を可及的に低下させることができ、以って、車両の発進加速時においてノッキング回避のための点火時期の遅角量を小さくして燃費性能を改善できる。

図面の簡単な説明

[0008] [図1]本発明の実施形態における内燃機関の冷却装置のシステム概略図である

。

[図2]本発明の実施形態における流量制御弁のロータ角度と各モードとの相関を示す図である。

[図3]本発明の実施形態における流量制御弁及び電動式ウォータポンプの制御の流れを示すフローチャートである。

[図4]本発明の実施形態における電動式ウォータポンプの目標回転速度の設定制御を示すフローチャートである。

[図5]本発明の実施形態におけるアイドルストップ中のオイル温度に応じた流量制御弁の制御を示すフローチャートである。

[図6]本発明の実施形態におけるアイドルストップ中の水温低下後での電動式ウォータポンプの目標回転速度の設定制御を示すフローチャートである。

[図7]本発明の実施形態におけるアイドルストップ中の水温低下に基づく第２、第４冷却水ラインへの通水再開制御を示すフローチャートである。

[図8]本発明の実施形態におけるアイドルストップ解除後の第２、第４冷却水ラインへの通水再開制御を示すフローチャートである。

[図9]本発明の実施形態におけるアイドルストップ解除に基づく第２、第４冷却水ラインへの通水再開制御を示すフローチャートである。

[図10]本発明の実施形態におけるアイドルストップ解除後のオイル温度に基づく第２、第４冷却水ラインへの通水再開制御を示すフローチャートである。

。

[図11]本発明の実施形態における流量制御弁、電動式ウォータポンプ及び電動ラジエータファンの制御の流れを示すフローチャートである。

[図12]本発明の実施形態における減速状態から電動式ウォータポンプの吐出流量を増大させたときの水温変化を例示するタイムチャートである。

[図13]本発明の実施形態におけるアイドルストップ中の水温低下特性を例示するタイムチャートである。

[図14]本発明の実施形態におけるアイドルストップ中の暖房性能の特性を例示するタイムチャートである。

[図15]本発明の実施形態における内燃機関の冷却装置のシステム概略図である。

[図16]図１５の流量制御弁のロータ角度と開口比との相関を示す線図である。

[図17]図１５のシステム構成における流量制御弁の制御の流れを示すフローチャートである。

発明を実施するための形態

[0009] 以下に本発明の実施の形態を説明する。

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、冷却水は、日本工業規格のK 2234で標準化されている不凍液（Engine antifreeze coolants）などの車両用内燃機関の冷却装置に用いられる種々の冷却液を含むものとする。

[0010] 内燃機関１０は、車両２６に搭載されて車両走行の動力源として用いられる。

内燃機関１０の出力軸には動力伝達装置の一例としてのＣＶＴ（Continuously Variable Transmission）などの変速機２０が接続され、変速機２０の出力がデファレンシャルギア（Differential Gear）２４を介して車両２６の駆動輪２５に伝達される。

[0011] 内燃機関１０の冷却装置は、冷却水を循環通路内に循環させる水冷式冷却装置であり、切り替え手段である流量制御弁３０、電動式ウォータポンプ４０、電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂを備えたラジエータ５０、内燃機関１０に設けた冷却水通路６０、内燃機関１０のオイルクーラー１６、ヒータコア９１、変速機２０のオイルウォーマー２１、これらを接続する配管７０などを含んで構成される。

なお、オイルクーラー１６は、内燃機関用オイルの熱交換器であり、オイルウォーマー２１は、変速機用オイルの熱交換器である。

[0012] 内燃機関１０は、内部の冷却水通路６０として、シリンダヘッド側冷却水

通路６１とシリンダブロック側冷却水通路６２とを有する。

シリンダヘッド側冷却水通路６１は、シリンダヘッド１１の気筒配列方向の一方端に設けた冷却水入口１３とシリンダヘッド１１の気筒配列方向の他方端に設けた冷却水出口１４とを接続してシリンダヘッド１１内に延設される冷却水通路であり、シリンダヘッド１１の冷却機能を有する。

[0013] また、シリンダブロック側冷却水通路６２は、シリンダヘッド側冷却水通路６１から分岐してシリンダブロック１２に至り、シリンダブロック１２内に延設されてシリンダブロック１２に設けた冷却水出口１５に接続される冷却水通路であり、シリンダブロック１２の冷却機能を有する。

なお、シリンダブロック側冷却水通路６２の冷却水出口１５は、シリンダヘッド側冷却水通路６１の冷却水出口１４が設けられる側と同じ気筒配列方向の端部に設けられる。

[0014] このように、図１に例示した冷却装置において、シリンダブロック１２にはシリンダヘッド１１を経由して冷却水が供給され、シリンダヘッド１１に供給された冷却水は、シリンダブロック１２を迂回して冷却水出口１４から排出される循環経路と、シリンダブロック１２に流入した後に冷却水出口１５から排出される循環経路との少なくとも一方の経路で循環する。

シリンダヘッド１１の冷却水出口１４には、第１冷却水配管７１の一端が接続され、第１冷却水配管７１の他端は、ラジエータ５０の冷却水入口５１に接続される。

[0015] 一方、シリンダブロック側冷却水通路６２の冷却水出口１５には、第２冷却水配管７２の一端が接続され、第２冷却水配管７２の他端は、流量制御弁３０の４つの入口ポート３１－３４のうちの第１入口ポート３１に接続される。

第２冷却水配管７２の途中には、内燃機関１０の潤滑油を冷却するためのオイルクーラー１６を設けてある。オイルクーラー１６は、第２冷却水配管７２内を流れる冷却水と内燃機関１０の潤滑油との間で熱交換を行って、潤滑油の温度を下げる熱交換器である。

[0016] また、第３冷却水配管７３は、一端が第１冷却水配管７１に接続され、他端が流量制御弁３０の第２入口ポート３２に接続される。第３冷却水配管７３の途中には、油圧機構である変速機２０の作動油の温度を調整するための熱交換器であるオイルウォーマー２１が設けられる。

オイルウォーマー２１は、第３冷却水配管７３内を流れる冷却水と変速機２０の作動油との間で熱交換を行う。つまり、シリンダヘッド１１を通過して温度上昇した冷却水が分流してオイルウォーマー２１に導かれるよう構成され、オイルウォーマー２１は、冷機始動時において変速機２０の作動油の温度上昇を促進させ、その後は変速機２０の作動油温度が過度に上昇することを抑制して適正温度付近に維持する。

[0017] 更に、第４冷却水配管７４は、一端が冷却水出口１４と第３冷却水配管７３の接続点との間の第１冷却水配管７１に接続され、他端が流量制御弁３０の第３入口ポート３３に接続される。

第４冷却水配管７４には、各種の熱交換デバイスが設けられている。

第４冷却水配管７４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９１、内燃機関１０のＥＧＲ（Exhaust Gas Recirculation）装置を構成する水冷式のＥＧＲクーラ９２、同じくＥＧＲ装置を構成するＥＧＲ制御弁９３、内燃機関１０の吸入空気量を調整するスロットルバルブ９４である。

[0018] ヒータコア９１は、車両空調装置の構成部品であり、第４冷却水配管７４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、空調空気の加熱用熱交換器である。

ＥＧＲクーラ９２は、ＥＧＲ装置によって内燃機関１０の吸気系に還流される排気と第４冷却水配管７４を流れる冷却水との間で熱交換を行わせ、内燃機関１０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。

[0019] また、還流排気量を調整するＥＧＲ制御弁９３及び内燃機関１０の吸入空気量を調整するスロットルバルブ９４は、第４冷却水配管７４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９３及びスロットルバルブ９４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９３やスロットルバルブ９４の周辺で凍結することを抑制する。

[0020] このように、シリンダヘッド１１を通過した冷却水を分流させて、ヒータコア９１、ＥＧＲクーラ９２、ＥＧＲ制御弁９３、スロットルバルブ９４に導き、これらとの間での熱交換を行わせる。

第５冷却水配管７５は、一端がラジエータ５０の冷却水出口５２に接続され、他端が流量制御弁３０の第４入口ポート３４に接続される。

[0021] 流量制御弁３０は、１つの出口ポート３５を有し、この出口ポート３５には第６冷却水配管７６の一端が接続される。第６冷却水配管７６の他端は、電動式ウォータポンプ４０の吸込口４１に接続される。

そして、電動式ウォータポンプ４０の吐出口４２には第７冷却水配管７７の一端が接続され、第７冷却水配管７７の他端はシリンダヘッド１１の冷却水入口１３に接続される。

[0022] また、第３冷却水配管７３、第４冷却水配管７４が接続される部分よりも下流側の第１冷却水配管７１に一端が接続され、他端が第６冷却水配管７６に接続される第８冷却水配管７８を設けてある。

流量制御弁３０は、前述したように４つの入口ポート３１－３４と１つの出口ポート３５とを有し、入口ポート３１－３４には冷却水配管７２，７３，７４，７５がそれぞれ接続され、出口ポート３５には第６冷却水配管７６が接続される。

[0023] 流量制御弁３０は、回転式の流路切替えバルブであり、ポートが形成されたステータに流路が形成されたロータを嵌装し、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相対角度を変更する機構のバルブである。

そして、係る回転式の流量制御弁３０では、ロータ角度に応じて４つの入口ポート３１－３４の開口面積割合が変化し、ロータ角度の選定によって所

望の開口面積割合、換言すれば、所望の流量割合が各冷却水ラインで得られるように、ステータのポート及びロータの流路が適合されている。

[0024] 上記構成の冷却装置において、シリンダヘッド側冷却水通路６１、第１冷却水配管７１、ラジエータ５０、第５冷却水配管７５によって、シリンダブロック１２を迂回しシリンダヘッド１１及びラジエータ５０を経由して冷却水を循環させる第１冷却水ラインが構成される。

なお、本願では、上記の第１冷却水ラインを、ラジエータラインとも称する。

また、シリンダブロック側冷却水通路６２、第２冷却水配管７２、オイルクーラー１６によって、シリンダブロック１２及びオイルクーラー１６を経由しラジエータ５０を迂回して冷却水を循環させる第２冷却水ラインが構成される。

なお、本願では、上記の第２冷却水ラインを、ブロックラインとも称する。

[0025] また、シリンダヘッド側冷却水通路６１、第４冷却水配管７４、ヒータコア９１、ＥＧＲクーラ９２、ＥＧＲ制御弁９３、スロットルバルブ９４によって、シリンダヘッド１１及びヒータコア９１などを経由しラジエータ５０を迂回して冷却水を循環させる第３冷却水ラインが構成される。

なお、本願では、上記の第３冷却水ラインを、ヒータラインとも称する。

また、シリンダヘッド側冷却水通路６１、第３冷却水配管７３、オイルウォーマー２１によって、シリンダヘッド１１及びオイルウォーマー２１を経由しラジエータ５０を迂回して冷却水を循環させる第４冷却水ラインが構成される。

なお、本願では、上記の第４冷却水ラインを、動力伝達系ライン又はＣＶＴラインとも称する。

[0026] 更に、第８冷却水配管７８によって、シリンダヘッド１１とラジエータ５０との間の第１冷却水ラインから冷却水の一部が分流され、分流された冷却水はラジエータ５０を迂回して流量制御弁３０の流出側に合流する。つまり

、流量制御弁３０の入口ポート３１－３４が閉じられてもシリンダヘッド側冷却水通路６１を経由した冷却水を第８冷却水配管７８によってラジエータ５０をバイパスさせて循環させることができるよう構成されており、第８冷却水配管７８によりバイパスラインが構成される。

本実施形態の冷却水循環通路は、上記の第１冷却水ライン、第２冷却水ライン、第３冷却水ライン、第４冷却水ライン、及び、バイパスラインを含んで構成される。

[0027] 上記の第１冷却水ライン、第２冷却水ライン、第３冷却水ライン、及び、第４冷却水ラインそれぞれの出口が流量制御弁３０の入口ポートに接続され、流量制御弁３０の出口ポートには電動式ウォータポンプ４０の吸引口が接続される。

そして、流量制御弁３０は、各冷却水ラインの出口の開口面積を調整することで、第１冷却水ライン、第２冷却水ライン、第３冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの冷却水の供給量、換言すれば、各冷却水ラインへの冷却水の分配割合を制御する切り替え手段である。

[0028] 上記の電動式ウォータポンプ４０及び流量制御弁３０は、制御手段としての制御装置１００によって制御される。制御装置１００は、ＣＰＵ、ＲＯＭ、ＲＡＭなどを含んで構成されるマイクロコンピュータ、換言すればプロセッサを備えて構成される。

制御装置１００には、内燃機関１０の運転条件を検出する各種センサからの検出信号が入力される。

[0029] 前記各種センサとして、冷却水出口１４近傍の第１冷却水配管７１内の冷却水温度、つまり、シリンダヘッド１１の出口付近の冷却水温ＴＷ１を検出する第１温度センサ８１、冷却水出口１５近傍の第２冷却水配管７２内の冷却水温度、つまり、シリンダブロック１２の出口付近で冷却水温ＴＷ２を検出する第２温度センサ８２、外気温度ＴＡを検出する外気温度センサ８３、車両２６の走行速度ＶＳＰを検出する車速センサ８５などを設けてある。

なお、第２温度センサ８２を省き、冷却水温度を検出するセンサとして第

１温度センサ８１のみを備えるシステムとすることができる。

[0030] また、制御装置１００には、内燃機関１０の運転のオンオフを切り替えるエンジンスイッチ８４の信号が入力される。

そして、制御装置１００は、内燃機関１０の運転条件に基づき、流量制御弁３０のロータ角度、電動式ウォータポンプ４０の回転速度、更に、電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂの駆動電圧などを制御する。

[0031] 以下では、内燃機関１０の運転中における制御装置１００による冷却制御の一態様を説明する。

流量制御弁３０による各冷却水ラインへの冷却水分配割合の特性は複数モードから選択可能に構成されており、制御装置１００は、内燃機関１０の運転条件に応じて選択したモードに流量制御弁３０を制御するとともに、電動式ウォータポンプ４０の回転速度、換言すれば、吐出流量を制御する。

[0032] 図２は、各モードにおける流量制御弁３０のロータ角度と、電動式ウォータポンプ４０の回転速度制御を伴う各冷却水ラインの想定流量との相関を例示する。

制御装置１００は、冷機始動時に、ロータ角度をストッパで規制される基準角度位置から所定角度範囲内に制御して入口ポート３１－３４を全て閉じる第１モードに流量制御弁３０を制御する。

[0033] この第１モードでは、入口ポート３１－３４が全て閉じられるので、電動式ウォータポンプ４０で循環される冷却水は、バイパスラインのみを循環することになる。

つまり、制御装置１００が冷機始動時に第１モードに従って流量制御弁３０を制御することで、シリンダヘッド１１に流入した冷却水は、ラジエータ５０を含む他の熱交換デバイスを経由することなく循環される。

[0034] そして、制御装置１００は、この第１モードにおいて回転速度を十分に低い速度として電動式ウォータポンプ４０を稼働させることで冷却水の循環量を最小限に抑制し、シリンダヘッド１１の早期昇温を図るとともに、シリンダヘッド１１の温度上昇を冷却水温度の上昇に基づき検知できるようにする

。

なお、第１モードにおいて流量制御弁３０が入口ポート３１－３４を閉じる状態は、入口ポート３１－３４の開口面積を零とする状態の他、入口ポート３１－３４の開口面積を漏れ流量が発生する程度の最小開口面積に絞る状態を含むものとする。

また、ロータ角度は、ストッパで規定される基準角度位置からの回転角度で表すものとする。

[0035] 流量制御弁３０のロータ角度を第１モードの角度領域よりも増加させると、第３冷却水ラインの出口が接続される第３入口ポート３３が開き、他の入口ポート３１，３２，３４が閉じたままに保持される第２モードに切り替わる。

制御装置１００は、シリンダヘッド１１の温度が所定温度に達した後に第１モードから第２モードに切り替えることで、ヒータコア９１に循環される冷却水の流量を増やして、暖房機能の立ち上がり性能を向上させる。

[0036] また、制御装置１００は、ブロック出口水温の上昇に応じて第２モードの角度領域から更にロータ角度を増大させることで、第３冷却水ラインの出口が接続される第３入口ポート３３とともに第２冷却水ラインの出口が接続される第１入口ポート３１を開く第３モードに移行させ、シリンダブロック１２及び内燃機関１０のオイルの冷却を行わせる。

また、制御装置１００は、ブロック出口水温が目標温度に達すると第３モードの角度領域から更にロータ角度を増大させることで、第３冷却水ラインの出口が接続される第３入口ポート３３、第２冷却水ラインの出口が接続される第１入口ポート３１、更に、第４冷却水ラインの出口が接続される第２入口ポート３２を開く第４モードに移行させ、変速機２０のオイルの昇温によるフリクションの低減を図る。

なお、第２温度センサ８２を省略したシステムの場合、制御装置１００は、例えばエンジンオイル温度の検出値に基づき第３モード更に第４モードへの移行を制御することができる。

[0037] そして、制御装置１００は、上記の過程を経て内燃機関１０の暖機が完了すると、シリンダヘッド温度及びシリンダブロック温度をそれぞれの目標温度に維持するように、温度上昇に応じて第２～第４冷却水ラインに加えて第１冷却水ラインを開く第５モードに移行させることで、ラジエータ５０を循環する冷却水の流量を調整する。

また、制御装置１００は、第５モードで目標温度を超える水温上昇が発生すると、第５モードの角度領域から更にロータ角度を増大させることで第１冷却水ラインを介して循環される冷却水の割合を最大にできる第６モードに移行させるフェイルセーフ処理を実施する。

[0038] また、制御装置１００は、水温上昇に応じて流量制御弁３０のロータ角度を制御するとともに、目標水温と実水温との偏差に応じて電動式ウォータポンプ４０の吐出流量を制御し、暖機中は吐出流量を低く抑制して暖機を促進し、暖機後は水温が目標温度を超えたときに吐出流量を増やして水温が目標温度付近に維持されるようにする。

上記の第１モード－第６モードは、内燃機関１０の運転中に適用される流量制御弁３０の制御モードであり、係る第１モード－第６モードに加えて内燃機関１０がアイドルストップ機能によって自動停止している期間においてシリンダヘッド１１の温度低下を促進させるための第７モードが設定されている。

なお、本願では、上記第７モードを、自動停止モードとも称する。

制御装置１００は、アイドルストップ状態でのシリンダヘッド１１の温度低下が促進されるように、流量制御弁３０を上記の第７モードに従って制御する。

[0039] 内燃機関１０のアイドルストップ機能とは、信号待ちなどの停車時に所定のアイドルストップ条件が成立すると内燃機関１０を自動停止させ、発進要求などに基づいて内燃機関１０を自動で再始動させる機能である。

なお、制御装置１００が内燃機関１０をアイドルストップさせる制御機能を備えることができ、また、制御装置１００は、アイドルストップ制御機能

を備えた他の制御装置からアイドルストップ状態であることを示す信号を受信して、第７モードに従った制御を実施する構成とすることができる。

[0040] 第７モードは、図２に示すように、第６モードの角度領域よりもロータ角度が大きい角度領域に設定されていて、係る角度領域内でロータ角度を大きくするほど、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインの開口面積が絞られて最終的は第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインが遮断状態になるように設定され、相対的に、第１冷却水ライン及び第３冷却水ラインを介して循環される冷却水量の割合が増えるように設定されたモードである。

なお、冷却水ラインの遮断状態には、最小の漏れ流量が流れる状態が含まれる。

ここで、第１冷却水ラインは、シリンダヘッド側冷却水通路６１を経由しラジエータ５０又はヒータコア９１を通過する第１経路であり、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインは、オイル用熱交換器であるオイルクーラー１６、オイルウォーマー２１を経由しラジエータ５０を迂回する第２経路であり、第７モードは、第２経路への通水を減らし第１経路への通水を増やすモードに相当する。

[0041] 一方、第５モード及び第６モードは、第１～第４冷却水ラインの全てに通水する全通水モードである。

このため、制御装置１００は、第５モード又は第６モードから第７モードに切り替えることで、オイルクーラー１６及びオイルウォーマー２１に循環される冷却水量を減らし、相対的に、シリンダヘッド側冷却水通路６１を通過した後ラジエータ５０又はヒータコア９１を経由して循環される冷却水量の割合を増やすことができる。

[0042] 制御装置１００は、アイドルストップ状態に至る前の車両の減速状態で電動式ウォータポンプ４０の吐出流量を増やすとともに流量制御弁３０のロータ角度を第７モードに制御し、減速状態から車両が停止し内燃機関１０がアイドルストップ機能により自動停止すると、電動式ウォータポンプ４０を稼働状態に保持するとともに流量制御弁３０のロータ角度を引き続き第７モー

ドに制御する。

[0043] 係る制御装置１００による冷却制御によって、アイドルストップ状態でのシリンダヘッド１１の温度低下が促進され、以って、アイドルストップ状態からの発進加速時においてノッキング回避のための点火時期の遅角量を小さくすることができ、発進加速時の燃費性能が改善される。

また、第７モードではヒータコア９１を経由して循環される冷却水量の割合が増えるから、制御装置１００がアイドルストップ中に流量制御弁３０を第７モードに設定することで、アイドルストップ状態で車両の暖房性能が低下することが抑制される。

[0044] 以下では、制御装置１００によって実施されるアイドルストップ状態のための冷却制御を詳細に説明する。

図３のフローチャートは、制御装置１００によって実施される、電動式ウォータポンプ４０及び流量制御弁３０の制御のメインルーチンを示す。なお、図３のフローチャートに示すメインルーチンは、一定時間毎に制御装置１００によって割り込み実行される。

[0045] 制御装置１００は、まず、ステップＳ３１０において、車両が所定の減速状態であるか又は内燃機関１０がアイドルストップ状態であるかを判定する。

車両が所定の減速状態でなくかつ内燃機関１０がアイドルストップ状態でもない場合、制御装置１００は、ステップＳ３２０に進み、水温検出値に応じて前述した第１モード～第６モードのいずれかを選択し、電動式ウォータポンプ４０及び流量制御弁３０を制御する。

[0046] ここで、所定の減速状態とは、内燃機関１０がアイドルストップ機能による自動停止状態に至る可能性がある減速状態であり、制御装置１００は、ステップＳ３１０において車両２６及び／又は内燃機関１０の運転状態に基づき、所定の減速状態であるか否かを検出する。

制御装置１００は、例えば、以下のような条件であるときを所定の減速状態として検出する。

[0047] （１）内燃機関１０が減速燃料カット状態である。

（２）車速が所定値以下である。

（３）車両のブレーキが作動状態である。

（４）内燃機関１０の回転速度の減少速度が所定値以上である。

（５）内燃機関１０の回転速度が所定値以下である。

（６）アクセル開度の減少速度が所定値以上である。

（７）アクセル開度が所定値以下である。

（８）運転支援装置による減速判定状態、詳細には、前方の停止車を判定している状態や、停止信号を判定している状態などである。

[0048] なお、減速状態の判定条件を上記の（１）～（８）の条件に限定するものではなく、また、制御装置１００は、上記の（１）～（８）の条件のうちの１つ乃至複数が成立したときを所定の減速状態とすることができる。

また、制御装置１００は減速判定状態が所定時間以上継続したときに、減速判定をキャンセルし、ステップＳ３２０の通常制御を実施することができる。

[0049] 車両が所定の減速状態である場合、制御装置１００はステップＳ３３０に進み、また、内燃機関１０がアイドルストップ状態である場合も、制御装置１００はステップＳ３３０に進む。

つまり、制御装置１００は、自動停止モードでの冷却制御を、アイドルストップ状態に適用するとともにアイドルストップ状態になる前の減速状態から適用するよう構成されており、これにより、アイドルストップ状態になってからのシリンダヘッドの温度低下をより早める。

[0050] 制御装置１００は、ステップＳ３３０で、電動式ウォータポンプ４０の目標回転速度を自動停止モードでの目標値に設定する。

自動停止モードでの目標回転速度（目標回転速度＞０rpm）は、ヘッド出口水温がアイドルストップ状態での目標水温よりも高いときに自動停止モードでない場合の目標回転速度よりも高い回転速度に設定され、係る目標回転速度の切り替えによって電動式ウォータポンプ４０の回転速度を減速状態で増

大変化させる。

[0051] また、自動停止モードでの目標回転速度は、水温条件に関わらずに０rpmよりも高い回転速度に設定され、これにより、アイドルストップ中において電動式ウォータポンプ４０は稼働状態に維持される。

ステップＳ３３０における目標回転速度の設定処理の一例を、図４のフローチャートにしたがって説明する。

[0052] 制御装置１００は、ステップＳ３３１で、ヘッド出口水温がアイドルストップ状態での目標温度よりも高いか否かを判別する。

なお、アイドルストップ状態での目標温度は、内燃機関１０の運転状態での目標温度よりも低い温度である。

制御装置１００は、ヘッド出口水温がアイドルストップ状態での目標温度よりも高い場合、ステップＳ３３２に進んで、そのときのヘッド出口水温とアイドルストップ状態での目標温度との偏差ＴＷＤＣ（ＴＷＤＣ＝ヘッド出口水温－目標温度）を算出する。

[0053] 次いで、制御装置１００は、ステップＳ３３３に進み、車速と水温偏差ＴＷＤＣとに基づいて電動式ウォータポンプ４０の目標回転速度を可変に設定する。

制御装置１００は、ステップＳ３３３で、車速が低いほど電動式ウォータポンプ４０の目標回転速度を高くし、また、ヘッド出口水温がアイドルストップ状態での目標温度よりも高いほど電動式ウォータポンプ４０の目標回転速度を高く設定する。

[0054] つまり、車速が高い場合には走行風によってラジエータ５０における放熱効率が高くなるから相対的に冷却水の循環量を少なくしても十分な放熱を行えるので、制御装置１００は、車速が高いほど目標回転速度を低くする。

また、冷却水の循環量が一定であると、ヘッド出口水温がアイドルストップ状態での目標温度よりも高いほど目標温度にまで低下させるのに要する時間が長くなるので、制御装置１００は、ヘッド出口水温がアイドルストップ状態での目標温度よりも高いほど目標回転速度を高くして、目標温度よりも

高いシリンダヘッド温度を速やかに目標温度にまで低下させるようにする。

[0055] ここで、アイドルストップ状態であって車速が０km/hであるときは、水温偏差ＴＷＤＣが大きいほどより高い目標回転速度が設定されることになる。

これにより、制御装置１００は、アイドルストップ状態で電動式ウォータポンプ４０を稼働状態に維持して冷却水を循環させることでシリンダヘッド温度の低下を促進させ、更に、アイドルストップ状態になる前の減速状態においてアイドルストップに備えて電動式ウォータポンプ４０の回転速度を増大させることで、アイドルストップ状態になってからのヘッド出口水温の低下を早める。

[0056] そして、制御装置１００は、アイドルストップ中にヘッド出口水温がアイドルストップ状態での目標温度にまで低下すると、ステップＳ３３４に進んで、電動式ウォータポンプ４０の目標回転速度をアイドルストップ状態での基準回転速度（基準回転速度＞０rpm）に固定する。

上記の基準回転速度は、ステップＳ３３３で設定される目標回転速度の可変範囲の最小値とすることができる。

[0057] また、ステップＳ３３０での目標回転速度の可変設定において、制御装置１００は、水温偏差ＴＷＤＣや車速に代えて、若しくは、水温偏差ＴＷＤＣや車速とともに他の状態量に応じて目標回転速度を可変に設定することができる。

自動停止モードでのポンプ目標回転速度の可変設定に用いる状態量としては、シリンダヘッド１１の温度を低下させる冷却性能に影響を与える種々のパラメータを採用できる。

[0058] 例えば、制御装置１００は、外気温、外気温とヘッド出口水温との偏差、流量制御弁３０のロータ角度、アイドルストップモード適用前における内燃機関１０の運転条件などに応じてポンプ目標回転速度を可変とすることができる。なお、内燃機関１０の運転条件には、機関負荷、機関回転速度などが含まれる。

外気温が高い場合にはシリンダヘッド１１の温度が下がり難くなるから、

外気温が高いほど自動停止モードでのポンプ目標回転速度をより高くする設定を、制御装置１００にプログラミングすることができる。

[0059] 同様に、外気温とヘッド出口水温との偏差が小さいほどシリンダヘッドの温度が下がり難くなるから、外気温とヘッド出口水温との偏差が小さいほど自動停止モードでのポンプ目標回転速度をより高くする設定を制御装置１００にプログラミングすることができる。

また、流量制御弁３０のロータ角度が第７モードの角度領域であるものの第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインが閉じられるロータ角度に至っていない過渡状態では、ラジエータ５０を迂回する第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインにも冷却水が供給されるためにシリンダヘッド１１の温度が下がり難くなる。

[0060] そこで、流量制御弁３０の実ロータ角度と第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインが閉じられるロータ角度との偏差が大きいほど、自動停止モードでのポンプ目標回転速度をより高くする設定を制御装置１００にプログラミングすることができる。

また、自動停止モードが適用される前での内燃機関１０の運転条件が、発熱量の多い運転条件であった場合は、アイドルストップ状態でシリンダヘッドの温度が下がり難くなるから、自動停止モードが適用される前において内燃機関１０が高負荷高回転で長時間運転されていた場合に、自動停止モードでのポンプ目標回転速度をより高くする設定を制御装置１００にプログラミングすることができる。

[0061] 図３のフローチャートのステップＳ３３０にて、制御装置１００は、上記のようにして自動停止モードでの電動式ウォータポンプ４０の目標回転速度を設定し、その後、ステップＳ３４０に進む。

ステップＳ３４０で、制御装置１００は、流量制御弁３０の目標ロータ角度を、アイドルストップ状態に適合する第７モードの角度に設定する。

[0062] つまり、制御装置１００は、アイドルストップ状態になる前の減速状態から流量制御弁３０を自動停止モードである第７モードのロータ角度に制御し

、アイドルストップ中において自動停止モードのロータ角度に維持する。

自動停止モードのロータ角度では、オイル用熱交換器であるオイルクーラー１６、オイルウォーマー２１を経由しラジエータ５０を迂回する第２経路への冷却水の供給量が減らされ、シリンダヘッド側冷却水通路６１を通過した後ラジエータ５０又はヒータコア９１を経由する第１経路への冷却水の供給量が増やされる。

[0063] したがって、全経路に通水する場合に比べてシリンダヘッド１１をより効率良く冷却することができ、アイドルストップ状態でシリンダヘッド１１の温度低下を促進させることができる。

また、係る自動停止モードでの通水制御を、アイドルストップ状態になる前の減速状態から適用することで、アイドルストップ状態でのシリンダヘッド１１の温度低下を早めることができる。

なお、制御装置１００は、自動停止モードでの制御において流量制御弁３０の目標ロータ角度を第７モードの角度に固定することができるが、第７モードに固定せずにオイル冷却要求などに基づきモード切り替えを行うことができる。

[0064] 図５のフローチャートは、ステップＳ３４０における流量制御弁３０のロータ角度の設定処理の一例として、オイル冷却要求に基づきモード切り替えを行う処理を示す。

制御装置１００は、ステップＳ３４１にて、内燃機関１０のオイル及び／又は変速機２０のオイルの温度に応じて自動停止モードにおける流量制御弁３０の目標ロータ角度を設定する。

[0065] なお、制御装置１００は、内燃機関１０のオイル温度と変速機２０のオイル温度とのいずれか一方を代表オイル温度としてオイル温度に基づくモード切り替えを実施できる。例えば、制御装置１００は、内燃機関１０のオイル温度と変速機２０のオイル温度とのより高い方や、内燃機関１０のオイル温度と当該オイル温度の標準値との偏差、変速機２０のオイル温度と当該オイル温度の標準値との偏差を演算し、標準温度に対してより高い方を、代表オ

イル温度として選択することができる。

[0066] また、制御装置１００は、内燃機関１０のオイル温度によるオイル冷却要求度合いと変速機２０のオイル温度によるオイル冷却要求度合いとをそれぞれ演算し、より高いオイル冷却要求度合いに基づきモード切り替えを実施することができる。

更に、制御装置１００は、内燃機関１０のオイル温度と変速機２０のオイル温度との平均値などに基づき、モード切り替えを実施することができる。

[0067] 第７モードは、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインを閉じてオイルクーラー１６及びオイルウォーマー２１へ冷却水の循環を停止するが、内燃機関１０のオイルや変速機２０の作動油の温度が上限温度よりも高くオイル温度を下げる必要があるときには、アイドルストップ状態からの発進時における燃費性能よりも部品保護を優先して、オイルクーラー１６及びオイルウォーマー２１へ冷却水の循環を行わせる必要がある。

そこで、制御装置１００は、オイル温度が上限温度を超える場合、全通水モードである第５モード若しくは第６モードの目標ロータ角度を設定して第１冷却水ライン～第４冷却水ラインの全てを開くようにする。

[0068] これにより、第２冷却水ラインのオイルクーラー１６及び第４冷却水ラインのオイルウォーマー２１に冷却水が循環するようになり、内燃機関１０のオイル温度及び変速機２０のオイル温度を、上限温度を下回る温度にまで低下させることができ、部品保護が図られる。

一方、制御装置１００は、オイル温度が上限温度以下であるときには、第７モードに基づく目標ロータ角度を設定して第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの冷却水の供給量をオイル温度が低いほど減らし、相対的に、第１冷却水ライン及び第３冷却水ラインへの冷却水の供給量を増やす。

[0069] このように、制御装置１００は、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの冷却水の供給量を減らし、相対的に、第１冷却水ライン及び第３冷却水ラインへの冷却水の供給量を増やす自動停止モードを、アイドルストップ状態になる前の減速状態及びアイドルストップ状態で実施することで、アイド

ルストップ中におけるシリンダヘッド１１の温度低下を促進させる。

これによって、アイドルストップ状態からの再始動時に内燃機関１０でノッキングが発生し難くなるため、制御装置１００は、内燃機関１０の点火時期を可及的に進角させることができ、よって停車状態からの発進加速時における内燃機関１０の燃費性能が改善される。

[0070] なお、制御装置１００は、アイドルストップ状態になる前の減速状態及びアイドルストップ状態で第１～第４冷却水ラインに冷却水を供給しつつ、電動式ウォータポンプ４０の吐出流量を増やすことで、シリンダヘッド１１を経由してラジエータ５０に循環される冷却水の供給量を増やすことができる。

しかし、この場合、アイドルストップ状態において電動式ウォータポンプ４０が消費する電力が増え、シリンダヘッド１１の温度低下を促進できてもアイドルストップによる燃費性能の改善効果が目減りすることになってしまう。

[0071] これに対し、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水を停止すれば、電動式ウォータポンプ４０の吐出流量が一定であっても第１冷却水ライン及び第３冷却水ラインに循環される冷却水量が増え、シリンダヘッド１１の温度低下による燃費性能の改善効果が、電動式ウォータポンプ４０の電力消費で目減りすることを抑制できる。

また、制御装置１００は、アイドルストップ状態で第１冷却水ラインとともに第３冷却水ラインへの冷却水の供給量、つまり、ヒータコア９１への冷却水の循環量を増やすから、暖房中のアイドルストップ状態で空調空気の温度が低下することを抑制でき、以って、アイドルストップ状態で車室内温度が低下することが抑制され、アイドルストップ中の暖房性能が改善される。

[0072] ところで、アイドルストップ状態でシリンダヘッド１１の温度が目標温度まで低下した後は、内燃機関１０での発熱は停止しているからシリンダヘッド１１への冷却水の循環を停止させることが可能であるが、冷却水の循環を停止させると、冷却水循環通路内で温度のばらつきが発生し、また、第１温

度センサ８１でシリンダヘッド１１の温度を精度良く検出することができなくなる。

そこで、制御装置１００は、図６のフローチャートに示すように、アイドルストップ状態でシリンダヘッド１１の温度が目標温度まで低下した場合、電動式ウォータポンプ４０の目標回転速度を、温度のばらつきを抑制できる程度の最小循環量になる低回転速度（低回転速度＞０rpm）に設定することができる。

[0073] 図６のフローチャートは、図３のフローチャートのステップＳ３３０における処理内容の一例を示し、ステップＳ３３５で、制御装置１００は、ヘッド出口水温と目標温度とを比較する。

そして、ヘッド出口水温が目標温度を下回っている場合、制御装置１００は、ステップＳ３３６に進み、電動式ウォータポンプ４０の目標回転速度を、温度のばらつきを抑制できる最小循環量になる低回転速度に設定し、電動式ウォータポンプ４０が最低限の回転速度で稼働されるようにする。

[0074] 一方、ヘッド出口水温が目標温度以上である場合、制御装置１００は、ステップＳ３３７に進み、電動式ウォータポンプ４０の目標回転速度を、第７モードでの冷却促進用目標値に固定するか、又は、ヘッド出口水温と目標温度との偏差等に応じて目標回転速度を可変に設定し、シリンダヘッド１１の温度低下の促進と暖房性能の確保とを図る。

つまり、制御装置１００は、ステップＳ３３７において、ステップＳ３３２－ステップＳ３３３と同様にして、目標回転速度を設定することができる。

なお、ステップＳ３３７で設定される目標回転速度は、ステップＳ３３６で設定される目標回転速度よりも高く、シリンダヘッド１１の温度低下を促進できる循環量が得られる回転速度である。

[0075] 上記のように、制御装置１００は、ヘッド出口水温が目標温度を下回ったときに、電動式ウォータポンプ４０の回転速度を、温度のばらつきを抑制できる最小循環量となるように制御することで、アイドルストップ状態におけ

る電動式ウォータポンプ４０の電力消費を抑制しつつ、冷却水の循環系統内での温度ばらつきを抑制し、シリンダヘッド１１の温度検出精度を維持できる。

[0076] 更に、アイドルストップ中にヒータコア９１への通水を停止させる場合に比べて、暖房性能の低下を抑制できる。

また、アイドルストップ状態でシリンダヘッド１１の温度が目標温度まで低下した後は、シリンダヘッド１１の温度低下を促進させるための第１冷却水ラインへの割り当て増量は不要となるので、第２，第４冷却水ラインへの冷却水の循環量を増やすことができる。

[0077] 図７のフローチャートは、図３のフローチャートのステップＳ３４０における処理内容の一例を示し、制御装置１００は、ステップＳ３４５で、ヘッド出口水温と目標温度とを比較する。

そして、ヘッド出口水温が目標温度を下回っている場合、制御装置１００は、ステップＳ３４６に進み、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水停止をキャンセルし、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインの開口面積を徐々に増大させるように、流量制御弁３０のロータ角度を第５モード若しくは第６モードのロータ角度に制御する。

[0078] これにより、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインに滞留していた高温の冷却水が徐々に流出し、第２冷却水ライン及び第４冷却水ライン内の冷却水温度を徐々に低下させることができるので、再始動に伴って第２冷却水ライン及び第４冷却水ライン内に滞留していた高温の冷却水が一度に流出して冷却系全体の温度を押し上げてしまうことを抑制できる。

一方、ヘッド出口水温が目標温度以上である場合、制御装置１００は、ステップＳ３４７に進み、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水を停止する第７モードに応じたロータ角度を目標に設定するか、前述のステップＳ３４１のように、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへ通水するか通水を停止するかをオイル温度に応じて決定する処理を実施することができる。

[0079] また、制御装置１００は、アイドルストップ中に第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水再開条件が成立しなかった場合や、アイドルストップ中に通水を再開させない設定の場合に、図８のフローチャートに示すようにして、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水をアイドルストップの解除後に再開させることができる。

図８のフローチャートにおいて、制御装置１００は、ステップＳ３５１で、アイドルストップが解除されて内燃機関１０の運転が再開されてからの経過時間が所定時間に達したか否かを判別する。

[0080] そして、内燃機関１０の運転再開後に所定時間が経過したときに、制御装置１００は、ステップＳ３５２に進み、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水停止処理をキャンセルし、第１－第４冷却水ラインの全てに冷却水を循環させる第５モードや第６モードなどに切り替える。

ここで、内燃機関１０の運転再開後から十分な時間が経過しているので、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインの開口面積をステップ的に大きくし通水停止状態で滞留して高温となっている冷却水が流出しても、内燃機関１０の運転への影響を十分に小さく抑制できる。

[0081] また、内燃機関１０の運転再開後に第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水を再開させる処理として、制御装置１００は、図９のフローチャートに示す処理を実施することができる。

制御装置１００は、ステップＳ３５５で、アイドルストップが解除され内燃機関１０の運転が再開されたか否かを判別する。

[0082] そして、アイドルストップが解除され内燃機関１０の運転が再開されると、制御装置１００は、ステップＳ３５６へ進み、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水停止をキャンセルし、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインの開口面積を徐々に増大させるように流量制御弁３０の目標ロータ角度を制御する。

これにより、アイドルストップ状態で第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインに滞留していた高温の冷却水が徐々に流出するので、第２冷却水ライン

及び第４冷却水ライン内に滞留していた高温の冷却水がアイドルストップの解除に伴って一度に流出して冷却系全体の温度を押し上げてしまうことを抑制できる。

[0083] また、内燃機関１０の運転再開後に第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水を再開させる処理として、制御装置１００は、図１０のフローチャートに示す処理を実施することができる。

制御装置１００は、ステップＳ３６１で、アイドルストップが解除され内燃機関１０の運転が再開されたか否かを判別する。

[0084] そして、アイドルストップが解除され内燃機関１０の運転が再開されると、制御装置１００は、ステップＳ３６２へ進み、オイル温度が上限温度を超えているか否かを判別する。

ここで、オイル温度が上限温度を下回っていてオイルクーラー１６及びオイルウォーマー２１に冷却水を循環させる要求が低い場合、制御装置１００は、そのまま本ルーチンを終了させて、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水停止をアイドルストップ状態から引き続いて継続させる。

[0085] 一方、オイル温度が上限温度を超えている場合、制御装置１００は、ステップＳ３６３へ進み、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインの開口面積をステップ的に増大させて通水を再開させる。

これにより、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインの冷却水温度、つまり、内燃機関１０及び／又は変速機２０のオイル温度を速やかに低下させ、内燃機関１０や変速機２０の各部品を保護することができる。

[0086] また、制御装置１００は、上記の流量制御弁３０及び電動式ウォータポンプ４０の制御に加えて、電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂを車両２６の減速状態及び内燃機関１０のアイドルストップ状態で駆動することで、アイドルストップ中にシリンダヘッド１１の温度をより速やかに低下させることができる。

図１１のフローチャートは、制御装置１００による電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂの自動停止モードでの制御の一例を示す。

[0087] 制御装置１００は、ステップＳ４１１で、車両２６が所定の減速状態であることを検知するか、又は、内燃機関１０のアイドルストップ状態を検知すると、ステップＳ４１２に進み、前記ステップＳ３３０と同様にして、電動式ウォータポンプ４０の目標回転速度を自動停止モードでの目標値に設定する。

次いで、制御装置１００は、ステップＳ４１３に進み、電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂを自動停止モードで制御する。

[0088] 電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂの自動停止モードでの制御において、制御装置１００は、例えば、ステップＳ３３３のポンプ目標回転速度の設定と同様に、水温偏差及び車速に基づき電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂの駆動電圧を設定する。

つまり、制御装置１００は、車速が低いほど電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂの駆動電圧を高くし、また、ヘッド出口水温がアイドルストップ状態での目標温度よりも高いほど電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂの駆動電圧を高く設定する。

[0089] 制御装置１００は、次いでステップＳ４１４に進み、ステップＳ３４０と同様に、流量制御弁３０の目標ロータ角度を、アイドルストップ状態に適合する第７モードの角度に設定する。

一方、制御装置１００は、所定の減速状態でなくかつアイドルストップ状態でもない場合は、ステップＳ４１５に進み、ステップＳ３２０と同様に、水温検出値に応じて前述した第１モード～第６モードのいずれかを選択し、電動式ウォータポンプ４０及び流量制御弁３０を制御し、更に、水温などに応じて電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂの駆動電圧を制御する。

[0090] なお、所定の減速状態でなくかつアイドルストップ状態でもない場合のヘッド出口水温の目標は、自動停止モードにおける目標よりも高く、結果的に、自動停止モードではより高い駆動電圧で電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂが駆動されることになる。

図１２のタイムチャートは、車両２６の所定の減速状態、及び、内燃機関

１０のアイドルストップ状態における電動式ウォータポンプ４０の吐出流量、ヘッド出口水温、電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂの駆動電流の変化を例示する。

[0091] 図１２において、時刻ｔ１にて車両２６が所定の減速状態になると、アイドルストップモードの適用によって電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂの駆動電圧が上げられるとともに電動式ウォータポンプ４０の目標回転速度が上げられるため、電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂの駆動電流が上がり、電動式ウォータポンプ４０の吐出流量が増大変化する。

時刻ｔ２にて内燃機関１０がアイドルストップにより自動停止されると、ヘッド出口水温が低下し始め、時刻ｔ４にて所定温度にまで低下したことを検知すると、電動式ウォータポンプ４０の吐出流量を減少変化させる。

[0092] ここで、電動式ウォータポンプ４０の吐出流量を増大させる処理を減速状態から開始させた場合、アイドルストップ状態になってから増大処理を開始させる場合に比べて温度低下が早まり、例えば時刻ｔ３でのヘッド出口水温は、電動式ウォータポンプ４０の吐出流量を増大させる処理を減速状態から開始させた場合の方が低くなる。

更に、電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂを減速状態から駆動させアイドルストップ状態で稼働状態に維持すれば、ヘッド出口水温の低下をより早めることができる。

[0093] また、図１３のタイムチャートは、アイドルストップ状態で第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水を停止させる処理の効果を説明するための図であり、アイドルストップ中のヘッド出口水温、シリンダ壁温、温度条件による点火時期の補正量の変化を例示する。

図１３に示すように、時刻ｔ１から時刻ｔ２の間のアイドルストップ中も電動式ウォータポンプ４０を稼働させ、第１－第４冷却水ラインの全てに通水することで、アイドルストップ中にシリンダヘッド温度を低下させることができる。

[0094] しかし、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水を停止させ、第

１冷却水ラインと第３冷却水ラインに通水させるようにすれば、電動式ウォータポンプ４０の回転速度を落としても第１－第４冷却水ラインの全てに通水させる場合と同等以上の温度低下を実現できる。

更に、制御装置１００は、自動停止モードによる流量制御弁３０のロータ角度の制御を、アイドルストップ状態になる前の減速状態から実施することで、更にシリンダ温度の早期低下を実現できる。

[0095] そして、アイドルストップ中にシリンダヘッド１１の温度、つまり、燃焼室壁温度を低下させれば、ノッキングが発生し難くなって点火時期をより進角させることができ、点火時期の進角によって出力トルクを高めることができるから、発進加速時の燃費性能を改善できる。

ここで、第２冷却水ライン及び第４冷却水ラインへの通水を停止させ、更に、第３冷却水ラインへの通水を停止させれば、より効率的にシリンダヘッド１１の温度を低下させることができるが、ヒータコア９１への通水を停止させることでアイドルストップ中における暖房性能が低下し、暖房中に車室内の温度低下を招いてしまう。

[0096] 図１４のタイムチャートは、アイドルストップ中におけるヒータコア９１への通水の有無と、吹出し口温度、車室内温度との相関の一例を示す。

この図１４に示すように、時刻ｔ３以降のアイドルストップ状態で第３冷却水ラインへの通水を停止した場合、空調空気の吹出し口温度が徐々に低下し、これに伴って車室内温度も低下する。

これに対し、アイドルストップ状態で電動式ウォータポンプ４０を稼働させ、第３冷却水ラインへの通水を継続させれば吹出し口温度を保持でき、以って、アイドルストップ中における車室内温度の低下を抑制できる。

[0097] ところで、図１のシステム構成では、冷却装置は、第１～第４冷却水ラインを備え、これらの冷却水ラインの冷却水流量を流量制御弁３０で制御するが、係る構成に限定されないことは明らかである。

例えば、図１５に示す冷却装置の一態様は、流量制御弁３０が、第１冷却水ライン、第３冷却水ライン及び第４冷却水ラインの流量を制御し、サーモ

スタット９５によってシリンダブロック側冷却水通路６２に流れる冷却水流量が制御されるシステム構成である。なお、図１５に示すシステム構成において、図１と同一構成には同一符号を付して詳細な説明は省略する。

[0098] 図１５のシステム構成では、シリンダブロック側冷却水通路６２の下流端に、冷却水温度に感応して開閉するサーモスタット９５が配置され、サーモスタット９５の出口とシリンダヘッド側冷却水通路６１の出口に接続される第１冷却水配管７１とが第９冷却水配管９６で連通される。

なお、第１冷却水配管７１と第９冷却水配管９６との接続点は、第４冷却水配管７４と第１冷却水配管７１との接続点よりも上流側に設定される。

[0099] つまり、シリンダブロック側冷却水通路６２内の冷却水の温度がサーモスタット９５の開弁温度よりも高くなると、サーモスタット９５が開弁する。

そして、サーモスタット９５の開弁状態では、シリンダヘッド側冷却水通路６１から冷却水が分流してシリンダブロック側冷却水通路６２に流れ、シリンダブロック側冷却水通路６２を流れた冷却水は、サーモスタット９５を通過し第９冷却水配管９６を介して第１冷却水配管７１を流れる冷却水に合流する。

[0100] サーモスタット９５が開弁する冷却水温度は、内燃機関１０の低中負荷運転状態で閉弁状態を保持し、高負荷運転状態で開弁する温度に設定してある。サーモスタット９５が開弁する冷却水温度は、例えば、９０～９５℃程度の温度に設定される。

なお、図１５のシステムは、サーモスタット９５の閉弁状態で、シリンダブロック側冷却水通路６２内に冷却水が閉じ込められる構成ではなく、シリンダヘッド側冷却水通路６１の冷却水温度とシリンダブロック側冷却水通路６２の冷却水温度との差などによってシリンダブロック側冷却水通路６２内の冷却水が入れ替えられるように、シリンダヘッド側冷却水通路６１とシリンダブロック側冷却水通路６２とは複数の通路で並列に連通されている。

[0101] 一方、図１５のシステム構成において、第１冷却水ライン、第３冷却水ライン及び第４冷却水ラインは、図１のシステム構成と同様に設けられている

。

そして、流量制御弁３０は、第１冷却水ライン、第３冷却水ライン及び第４冷却水ラインが接続される３つの入口ポート３２－３４を有し、ロータ角度に応じて各冷却水ラインに流れる冷却水流量を調整する。

[0102] 図１６は、図１５のシステム構成における流量制御弁３０のロータ角度と各入口ポート３２－３４の開口比（％）との相関の一例を示す。

なお、開口比は、入口ポート３２－３４の全開時の開口面積に対する実開口面積の割合である。

流量制御弁３０のロータ角度が第１ロータ角度Ａ１以下のときには、第１冷却水ライン、第３冷却水ライン及び第４冷却水ラインが接続される３つの入口ポート３２－３４が全閉、つまり、開口比＝０％に保持される。

[0103] そして、流量制御弁３０のロータ角度が第１ロータ角度Ａ１よりも大きくなると、第１冷却水ライン、第４冷却水ラインが接続される入口ポート３２、３４が全閉状態に保持されたまま、第３冷却水ラインが接続される入口ポート３３の開口比が徐々に増えて第２ロータ角度Ａ２のときに全開、つまり、開口比＝１００％に達する。

この入口ポート３３の開口比が最大に達する角度位置Ａ２から更にロータ角度が増加すると、第４冷却水ラインが接続される入口ポート３２の開口比が徐々に増えて第３ロータ角度Ａ３のときに全開に達し、第３ロータ角度Ａ３では、入口ポート３４が全閉を保持する一方で、入口ポート３２、３３が共に全開になる。

[0104] 第３ロータ角度Ａ３から更にロータ角度が増えると、第１冷却水ラインが接続される入口ポート３４の開口比が徐々に増えて第４ロータ角度Ａ４のときに全開に達し、第４ロータ角度Ａ４では、入口ポート３２－３４が全て全開になる。

第４ロータ角度Ａ４から更にロータ角度が増えると、第４冷却水ラインが接続される入口ポート３２の開口比が全開から徐々に減って第５ロータ角度Ａ５のときに全閉に戻り、第５ロータ角度Ａ５では、入口ポート３３、３４

が全開を保持する一方で、入口ポート３２が全閉になる。

[0105] なお、流量制御弁３０のロータ角度は、０degの位置を基準に制御され、０deg＜第１ロータ角度Ａ１＜第２ロータ角度Ａ２＜第３ロータ角度Ａ３＜第４ロータ角度Ａ４＜第５ロータ角度Ａ５である。

つまり、入口ポート３３は、第１ロータ角度Ａ１から第２ロータ角度Ａ２の間でロータ角度の増大に応じて開口面積を増し、第２ロータ角度Ａ２から第５ロータ角度Ａ５の間は全開を保持する。

[0106] 入口ポート３２は、第１ロータ角度Ａ１から第２ロータ角度Ａ２の間で全閉を保持し、第２ロータ角度Ａ２から第３ロータ角度Ａ３の間でロータ角度の増大に応じて開口面積を増し、第３ロータ角度Ａ３から第４ロータ角度Ａ４の間は全開を保持し、第４ロータ角度Ａ４から第５ロータ角度Ａ５の間でロータ角度の増大に応じて開口面積を減じ、第５ロータ角度Ａ５で全閉に戻る。

[0107] 入口ポート３４は、第１ロータ角度Ａ１から第３ロータ角度Ａ３の間で全閉を保持し、第３ロータ角度Ａ３から第４ロータ角度Ａ４の間でロータ角度の増大に応じて開口面積を増し、第４ロータ角度Ａ４から第５ロータ角度Ａ５の間は全開を保持する。

なお、図１６において、開口比の最小は０％で、最大は１００％であるが、流量制御弁３０の各入口ポートの開口比が、０％＜開口比＜１００％又は０％≦開口比＜１００％又は０％＜開口比≦１００％の範囲内で制御される構成とすることができる。

[0108] シリンダヘッド側冷却水通路６１の出口には、ヘッド出口水温を検出する温度センサ８１を設けてある。

上記構成の冷却装置において、制御装置１００は、図１７のフローチャートにしたがって流量制御弁３０のロータ角度、つまり、第１冷却水ライン、第３冷却水ライン及び第４冷却水ラインそれぞれの冷却水流量を制御し、また、電動式ウォータポンプ４０の回転速度を制御する。

[0109] 制御装置１００は、まず、ステップＳ５１０において、ステップＳ３１０

と同様に、車両が所定の減速状態であるか又は内燃機関１０がアイドルストップ状態であるかを判定する。

車両が所定の減速状態でなくかつ内燃機関１０がアイドルストップ状態でもない場合、制御装置１００は、ステップＳ５２０に進み、流量制御弁３０のロータ角度を、第１ロータ角度Ａ１から第４ロータ角度Ａ４までの角度領域内で温度センサ８１で検出されるヘッド出口水温などに応じて制御する。

[0110] このステップＳ５２０における流量制御弁３０のロータ角度の制御は、図３のフローチャートのステップＳ３２０と同様に行われる。

つまり、制御装置１００は、内燃機関１０の暖機進行に伴って流量制御弁３０のロータ角度を増大させ、ヘッド出口水温が目標温度を超えるような高負荷運転状態では、ロータ角度を第４ロータ角度Ａ４に設定して第１冷却水ライン、第３冷却水ライン及び第４冷却水ラインを全開にする。

[0111] また、制御装置１００は、上記の流量制御弁３０のロータ角度の制御に並行して電動式ウォータポンプ４０の回転速度を制御する。

つまり、制御装置１００は、暖機中は電動式ウォータポンプ４０の回転速度を低く抑制して暖機促進を図り、暖機が完了すると電動式ウォータポンプ４０の回転速度を暖機中に比べて増やし、更に、ロータ角度が第４ロータ角度Ａ４に設定されるような内燃機関１０の高負荷運転時には、電動式ウォータポンプ４０の回転速度をより高めて、十分な冷却能力が維持されるようにする。

[0112] 一方、車両が所定の減速状態である場合、制御装置１００はステップＳ５３０に進み、また、内燃機関１０がアイドルストップ状態である場合も、制御装置１００はステップＳ５３０に進む。

つまり、制御装置１００は、自動停止モードでの冷却制御を、アイドルストップ状態に適用するとともにアイドルストップ状態になる前の減速状態から適用するよう構成されており、これにより、アイドルストップ状態になってからのシリンダヘッドの温度低下をより早める。

制御装置１００は、ステップＳ５３０で、ステップＳ３３０と同様に、電

動式ウォータポンプ４０の目標回転速度を自動停止モードでの目標値に設定する。

[0113] 更に、制御装置１００は、ステップＳ５４０に進み、流量制御弁３０の目標ロータ角度を第５ロータ角度Ａ５に設定して、第１冷却水ライン及び第３冷却水ラインを全開とし、第４冷却水ラインを全閉にする。

なお、制御装置１００は、ステップＳ５４０において、流量制御弁３０の目標ロータ角度を第４ロータ角度Ａ４＜目標ロータ角度＜第５ロータ角度Ａ５を満たす、自動停止用として予め設定された目標ロータ角度を設定することができる。

[0114] つまり、制御装置１００は、アイドルストップ状態になる前の減速状態から流量制御弁３０を自動停止モードである第５ロータ角度Ａ５に制御し、アイドルストップ中において自動停止モードのロータ角度に維持する。

自動停止モードのロータ角度では、オイルウォーマー２１を経由しラジエータ５０を迂回する第２経路への冷却水の供給量が減らされ、シリンダヘッド側冷却水通路６１を通過した後ラジエータ５０又はヒータコア９１を経由する第１経路への冷却水の供給量が増やされる。

[0115] したがって、第１冷却水ライン、第３冷却水ライン、第４冷却水ラインの全てに通水する場合に比べてシリンダヘッド１１をより効率良く冷却することができ、アイドルストップ状態でシリンダヘッド１１の温度低下を促進させることができる。

また、係る自動停止モードでの通水制御を、アイドルストップ状態になる前の減速状態から適用することで、アイドルストップ状態でのシリンダヘッド１１の温度低下を早めることができる。

なお、制御装置１００は、自動停止モードでの制御において流量制御弁３０の目標ロータ角度を自動停止モードのロータ角度に固定することができるが、自動停止モードに固定せずにオイル冷却要求などに基づきモード切り替えを行うことができる。

[0116] 以上、好ましい実施形態を参照して本発明の内容を具体的に説明したが、

本発明の基本的技術思想及び教示に基づいて、当業者であれば種々の変形態様を採り得ることは自明である。

上記実施形態では、自動停止モードにおいてヒータコア９１への通水を実施するが、空調装置が暖房状態であることを条件に、自動停止モードでヒータコア９１への通水を実施する構成とすることができる。

[0117] また、流量制御弁３０の第７モードにおいて、第１冷却水ラインのみに通水し、第２～第４冷却水ラインへの通水を停止する構成とすることができる。

また、第１～第４冷却水ラインを備えず、ラジエータ５０をバイパスさせるラインの開口面積を冷却水温度に応じて制御するサーモスタットを備えた冷却装置において、冷却水を循環させる電動式ウォータポンプの吐出流量を減速状態で増大変化させ、アイドルストップ中に電動式ウォータポンプを稼働状態に維持して、アイドルストップ中に内燃機関１０の温度低下を促進させる構成とすることができる。

[0118] また、減速中から電動ラジエータファン５０Ａ，５０Ｂを駆動させるときに、駆動電圧を外気温度や減速前の内燃機関１０の運転状態などに応じて変更することができる。

また、シリンダヘッド側冷却水通路６１を経由してヒータコア９１、ラジエータ５０に循環される冷却水量の割合を増やし、オイルクーラー１６やオイルウォーマー２１に循環される冷却水量の割合を減らすことが可能な冷却水循環経路及び流量制御弁の構成は、図１の構成に限定されず、例えば、複数の流量制御弁を用いて冷却水の循環経路を切り替える構成とすることができる。

[0119] また、図１に示した第１－第４冷却水ラインのうちの第４冷却水ラインを備えない構成の冷却装置とすることができる。

また、図１に示した冷却水の循環経路では、シリンダヘッド１１内に流入した冷却水が分流してシリンダブロック１２側に流れるが、シリンダヘッド１１内に流入する前で冷却水を分流させてシリンダヘッド１１とシリンダブ

ロック１２との双方にそれぞれ独立して流入させる構成とすることができる。

[0120] また、図１に示した第３冷却ラインは、ヒータコア９１の他、ＥＧＲクーラ９２、ＥＧＲ制御弁９３、スロットルバルブ９４を経路に含むが、少なくともヒータコア９１を含む構成とすることができ、ヒータコア９１、ＥＧＲクーラ９２、ＥＧＲ制御弁９３、スロットルバルブ９４の全てを含む構成に限定されない。

また、図１に示した構成では、動力伝達装置の熱交換器として、変速機２０のオイルウォーマー２１を第４冷却水ラインに含む構成としたが、変速機のオイルクーラーを第４冷却水ラインに含む構成とすることができる。

[0121] また、冷却水を循環させるためのウォータポンプとして、電動式ウォータポンプ４０とともに内燃機関１０で駆動される機械式ウォータポンプを備え、内燃機関１０の運転状態では機械式ウォータポンプ単独で若しくは機械式ウォータポンプと電動式ウォータポンプ４０との双方で冷却水を循環させ、アイドルストップ状態では電動式ウォータポンプ４０で冷却水を循環させる構成とすることができる。

また、流量制御弁３０は、ロータ式に限定されるものではなく、例えば、電気式アクチュエータによって弁体を直線運動させる構造の流量制御弁を用いることができる。

[0122] ここで、上述した実施形態から把握し得る技術的思想について、以下に記載する。

車両用内燃機関の冷却装置は、その一態様において、冷却水循環通路と、前記冷却水循環通路に冷却水を循環させる電動式ウォータポンプと、車両の減速状態において前記電動式ウォータポンプの吐出流量を増大させるとともに前記減速状態後の停車状態で内燃機関が自動停止されたときに前記電動式ウォータポンプを稼働状態に維持する制御手段と、を備える。

前記車両用内燃機関の冷却装置の好ましい態様において、前記制御手段は、前記減速状態及び前記自動停止中において前記電動式ウォータポンプの吐

出流量を冷却水温度が高いほど多くする。

[0123] さらに別の好ましい態様では、前記冷却水循環通路は、内燃機関内の冷却水通路及びラジエータを経由する第１経路と、内燃機関内の冷却水通路及び前記内燃機関の動力伝達装置の熱交換器を経由し前記ラジエータを迂回する第２経路とを含む複数経路で構成され、前記複数経路の全てに通水する全通水モードと、前記第２経路への通水を減らし前記第１経路への通水を増やす自動停止モードとを含む複数モードに切り替える切り替え手段を備え、前記制御手段は、前記減速状態及び前記自動停止中において前記切り替え手段により前記自動停止モードに設定する。

[0124] さらに別の好ましい態様では、前記冷却水循環通路は、前記内燃機関内のシリンダブロック側冷却水通路を迂回し前記内燃機関内のシリンダヘッド側冷却水通路及び前記ラジエータを経由するラジエータラインと、前記シリンダヘッド側冷却水通路及び前記ヒータコアを経由し前記ラジエータを迂回するヒータラインと、前記シリンダヘッド側冷却水通路及び前記動力伝達装置の熱交換器を経由し前記ラジエータを迂回する動力伝達系ラインと、を含み、前記切り替え手段は、前記全通水モードにおいて前記ラジエータライン、前記ヒータライン、及び、前記動力伝達系ラインを開口させ、前記自動停止モードにおいて前記全通水モードのときよりも前記動力伝達系ラインの開口面積を絞る。

[0125] さらに別の好ましい態様では、前記冷却水循環通路は、前記ラジエータライン、前記ヒータライン、及び、前記動力伝達系ラインと共に、シリンダヘッド側冷却水通路から分岐するシリンダブロック側冷却水通路及び前記内燃機関のオイルを冷却する熱交換器を経由して冷却水を前記シリンダヘッド側冷却水通路の出口に合流させるブロックラインを含み、前記ブロックラインはサーモスタットによって開閉される。

[0126] さらに別の好ましい態様では、前記冷却水循環通路は、電動ラジエータファンを備えるラジエータを含み、前記制御手段は、前記減速状態及び前記自動停止中において前記電動ラジエータファンを稼働させる。

さらに別の好ましい態様では、前記制御手段は、前記減速状態において前記電動ラジエータファンの駆動電圧を冷却水温度が高く車速が低いほど高くする。

[0127] 車両用内燃機関の冷却装置の制御方法は、その一態様において、冷却水循環通路と、前記冷却水循環通路に冷却水を循環させる電動式ウォータポンプと、を含む、車両用内燃機関の冷却装置に適用される制御方法であって、車両の減速状態を検出するステップと、

前記車両の減速状態が検出されたときに前記電動式ウォータポンプの吐出流量を増大させるステップと、前記減速後の停車状態で内燃機関が自動停止されたことを検出するステップと、前記自動停止状態において前記電動式ウォータポンプを稼働状態に維持するステップと、を含む。

[0128] 前記車両用内燃機関の冷却装置の制御方法の好ましい態様において、前記冷却水循環通路は、内燃機関内の冷却水通路及びラジエータを経由する第１経路と、内燃機関内の冷却水通路及び前記内燃機関の動力伝達装置の熱交換器を経由し前記ラジエータを迂回する第２経路とを含む複数経路で構成され、前記冷却装置は、前記複数経路の全てに通水する全通水モードと、前記第２経路への通水を減らし前記第１経路への通水を増やす自動停止モードとを含む複数モードに切り替える切り替え手段を更に備え、前記車両の減速状態が検出されたときに前記切り替え手段により前記自動停止モードに設定するステップと、前記自動停止状態において前記切り替え手段により前記自動停止モードに設定するステップと、を更に含む。

符号の説明

[0129] １０…内燃機関、１１…シリンダヘッド、１２…シリンダブロック、１６…オイルクーラー（熱交換器）、２０…変速機（動力伝達装置）、２１…オイルウォーマー（熱交換器）、３０…流量制御弁（切り替え手段）、３１－３４…入口ポート、３５…出口ポート、４０…電動式ウォータポンプ、５０…ラジエータ、６１…シリンダヘッド側冷却水通路、６２…シリンダブロック側冷却水通路、７１…第１冷却水配管、７２…第２冷却水配管、７３…第

３冷却水配管、７４…第４冷却水配管、７５…第５冷却水配管、７６…第６冷却水配管、７７…第７冷却水配管、７８…第８冷却水配管、８１…第１温度センサ、８２…第２温度センサ、９１…ヒータコア、９２…ＥＧＲクーラ、９３…ＥＧＲ制御弁、９４…スロットルバルブ、９５…サーモスタット、１００…制御装置（制御手段）

請求の範囲

[請求項1] 冷却水循環通路と、

前記冷却水循環通路に冷却水を循環させる電動式ウォータポンプと、

車両の減速状態において前記電動式ウォータポンプの吐出流量を増大させるとともに前記減速状態後の停車状態で内燃機関が自動停止されたときに前記電動式ウォータポンプを稼働状態に維持する制御手段と、

を備えた、車両用内燃機関の冷却装置。

[請求項2] 前記制御手段は、前記減速状態及び前記自動停止中において前記電動式ウォータポンプの吐出流量を冷却水温度が高いほど多くする、請求項１記載の車両用内燃機関の冷却装置。

[請求項3] 前記冷却水循環通路は、内燃機関内の冷却水通路及びラジエータを経由する第１経路と、内燃機関内の冷却水通路及び前記内燃機関の動力伝達装置の熱交換器を経由し前記ラジエータを迂回する第２経路とを含む複数経路で構成され、

前記複数経路の全てに通水する全通水モードと、前記第２経路への通水を減らし前記第１経路への通水を増やす自動停止モードとを含む複数モードに切り替える切り替え手段を備え、

前記制御手段は、前記減速状態及び前記自動停止中において前記切り替え手段により前記自動停止モードに設定する、請求項１記載の車両用内燃機関の冷却装置。

[請求項4] 前記冷却水循環通路は、

前記内燃機関内のシリンダブロック側冷却水通路を迂回し前記内燃機関内のシリンダヘッド側冷却水通路及び前記ラジエータを経由するラジエータラインと、

前記シリンダヘッド側冷却水通路及び前記ヒータコアを経由し前記ラジエータを迂回するヒータラインと、

前記シリンダヘッド側冷却水通路及び前記動力伝達装置の熱交換器を経由し前記ラジエータを迂回する動力伝達系ラインと、

を含み、

前記切り替え手段は、前記全通水モードにおいて前記ラジエータライン、前記ヒータライン、及び、前記動力伝達系ラインを開口させ、前記自動停止モードにおいて前記全通水モードのときよりも前記動力伝達系ラインの開口面積を絞る、請求項３記載の車両用内燃機関の冷却装置。

[請求項5] 前記冷却水循環通路は、電動ラジエータファンを備えるラジエータを含み、

前記制御手段は、前記減速状態及び前記自動停止中において前記電動ラジエータファンを稼働させる、請求項１記載の車両用内燃機関の冷却装置。

[請求項6] 前記制御手段は、前記減速状態において前記電動ラジエータファンの駆動電圧を冷却水温度が高く車速が低いほど高くする、請求項５記載の車両用内燃機関の冷却装置。

[請求項7] 冷却水循環通路と、前記冷却水循環通路に冷却水を循環させる電動式ウォータポンプと、を含む、車両用内燃機関の冷却装置に適用される制御方法であって、

車両の減速状態を検出するステップと、

前記車両の減速状態が検出されたときに前記電動式ウォータポンプの吐出流量を増大させるステップと、

前記減速後の停車状態で内燃機関が自動停止されたことを検出するステップと、

前記自動停止状態において前記電動式ウォータポンプを稼働状態に維持するステップと、

を含む、車両用内燃機関の冷却装置の制御方法。

[請求項8] 前記冷却水循環通路は、内燃機関内の冷却水通路及びラジエータを

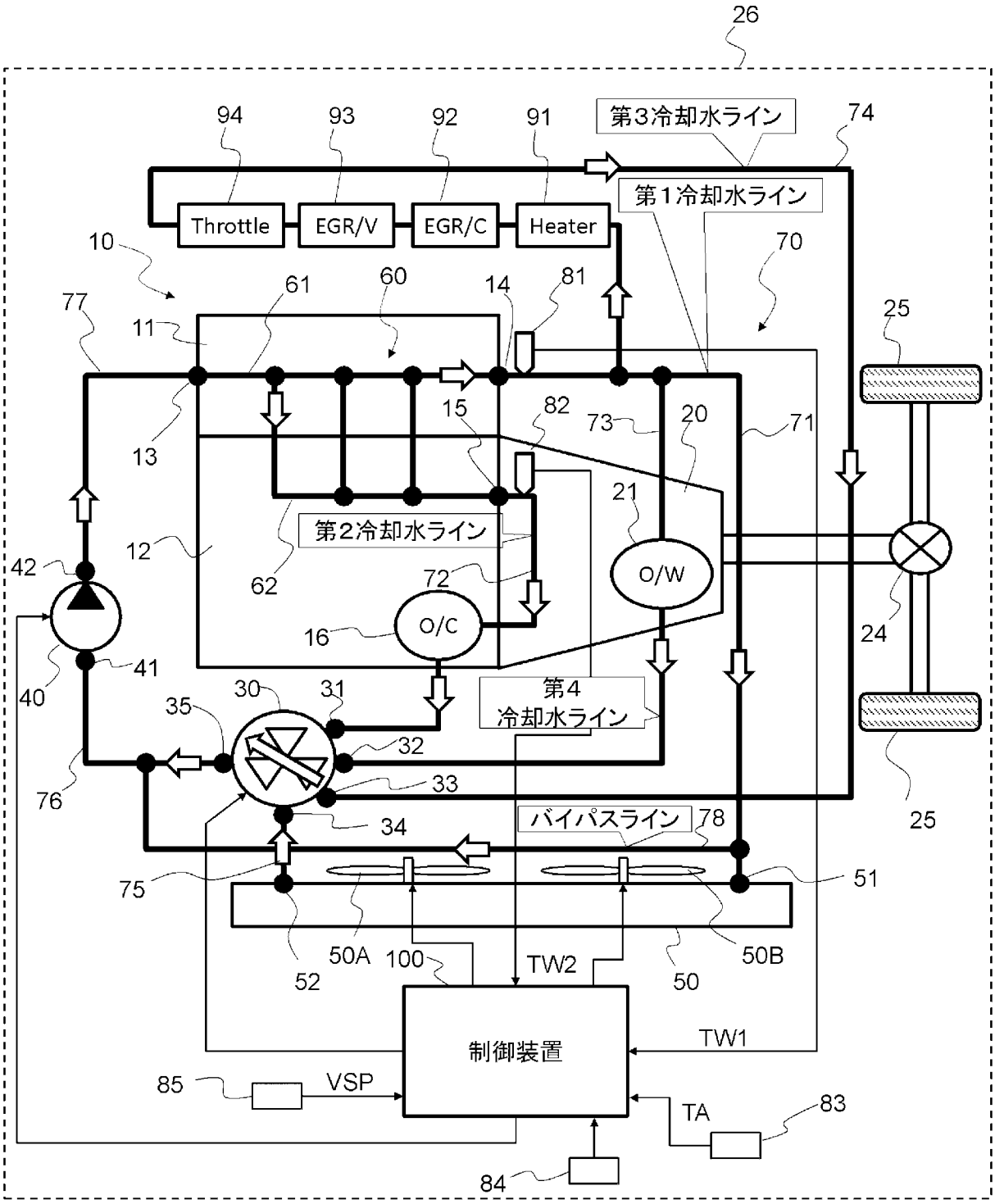
経由する第１経路と、内燃機関内の冷却水通路及び前記内燃機関の動力伝達装置の熱交換器を経由し前記ラジエータを迂回する第２経路とを含む複数経路で構成され、前記冷却装置は、前記複数経路の全てに通水する全通水モードと、前記第２経路への通水を減らし前記第１経路への通水を増やす自動停止モードとを含む複数モードに切り替える切り替え手段を更に備え、

前記車両の減速状態が検出されたときに前記切り替え手段により前記自動停止モードに設定するステップと、

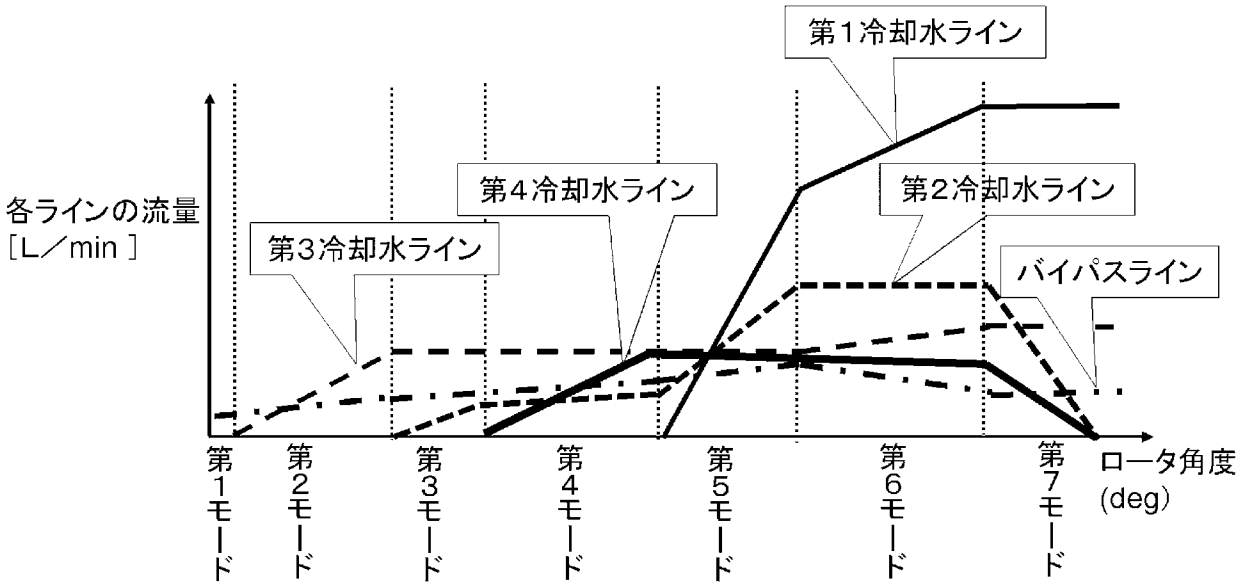
前記自動停止状態において前記切り替え手段により前記自動停止モードに設定するステップと、

を更に含む、請求項７記載の車両用内燃機関の冷却装置の制御方法。

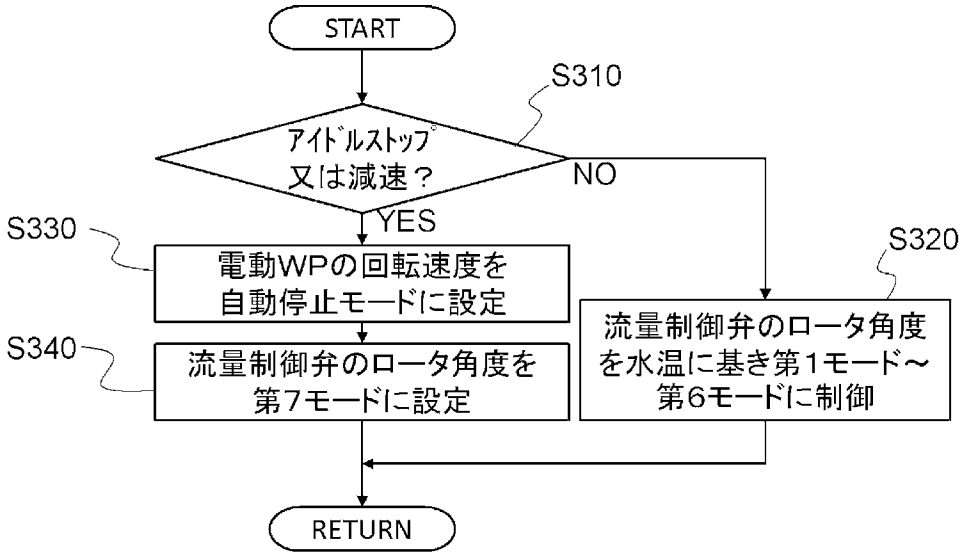
[図1]


26
94
93
92
91
第3冷却水ライン
74
第1冷却水ライン
Throttle
EGR/V
EGR/C
Heater
10
70
61
60
14
81
77
11
25
15
82
73
20
71
13
21
第2冷却水ライン
12
O/W
42
62
72
O/C
16
24
41
40
30
31
35
第4
冷却水ライン
32
33
76
バイパスライン
78
34
75
51
50A
100
TW2
50B
52
50
制御装置
TW1
85
VSP
TA
83
84
25

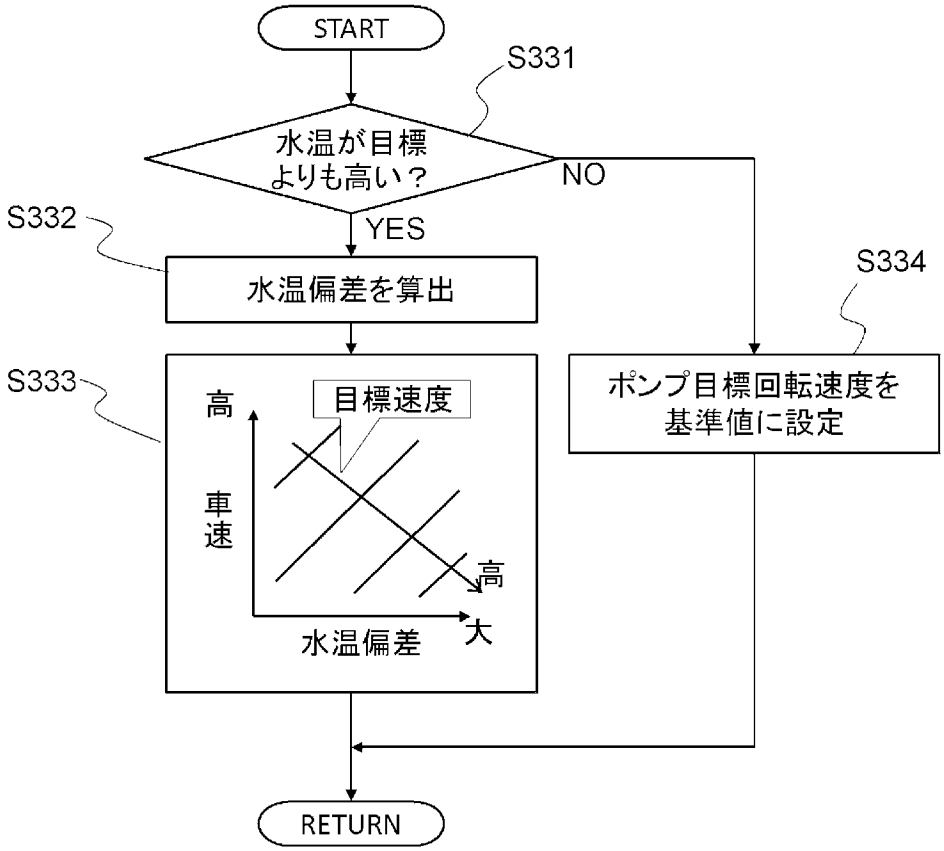
[図2]


第1冷却水ライン
第4冷却水ライン
第2冷却水ライン
第3冷却水ライン
バイパスライン
各ラインの流量
[L／min]
第1モード
第2モード
第3モード
第4モード
第5モード
第6モード
第7モード
ロータ角度
(deg)

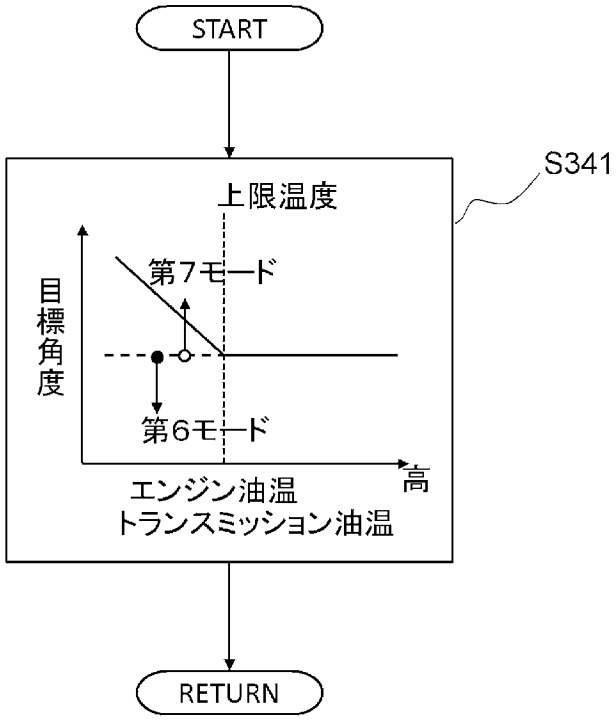
[図3]


START
S310
アイドルストップ
又は減速？
NO
YES
S330
電動WPの回転速度を
自動停止モードに設定
S340
流量制御弁のロータ角度を
第7モードに設定
S320
流量制御弁のロータ角度
を水温に基き第1モード～
第6モードに制御
RETURN

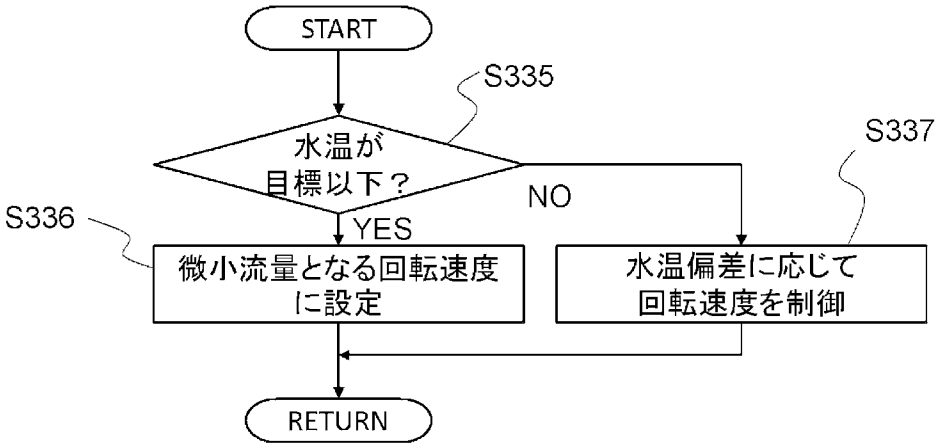
[図4]


START
S331
水温が目標
よりも高い？
NO
YES
S332
水温偏差を算出
S334
ポンプ目標回転速度を
基準値に設定
S333
高
目標速度
車速
高
水温偏差
大
RETURN

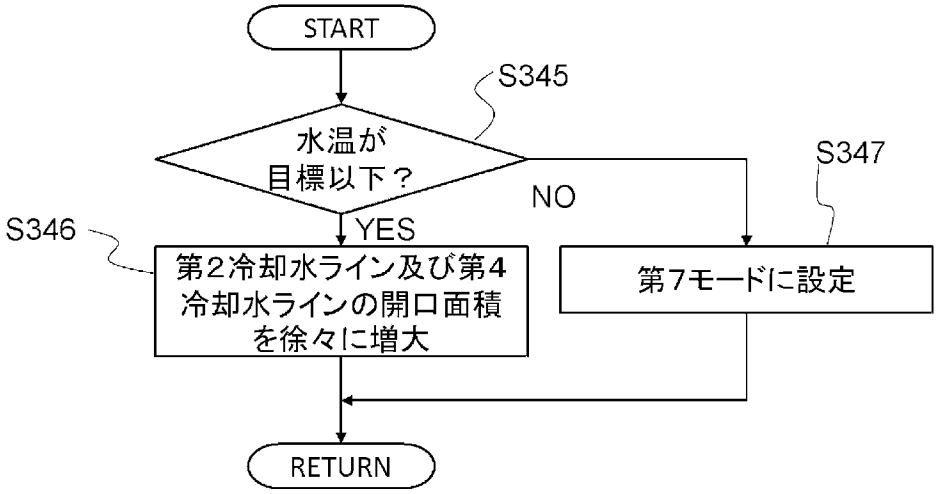
[図5]


START
S341
上限温度
第7モード
目標角度
第6モード
高
エンジン油温
トランスミッション油温
RETURN

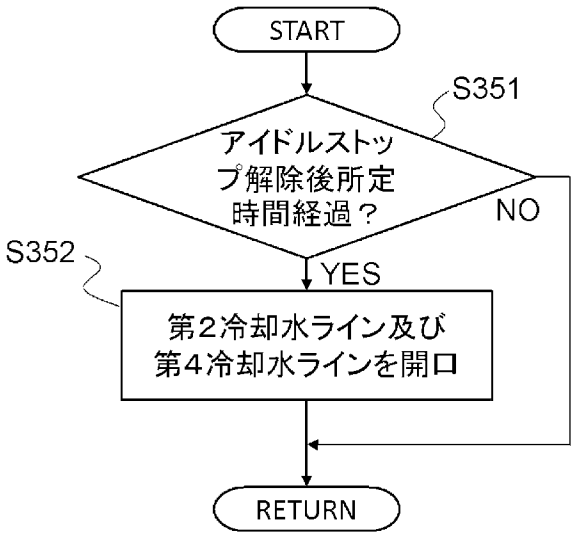
[図6]


START
S335
水温が
目標以下？
NO
S337
S336
YES
微小流量となる回転速度
に設定
水温偏差に応じて
回転速度を制御
RETURN

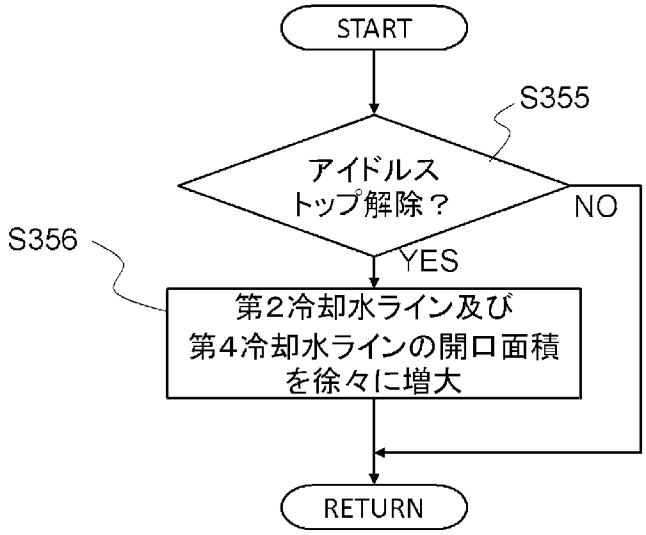
[図7]


START
S345
水温が
目標以下？
NO
S347
S346
YES
第２冷却水ライン及び第４
冷却水ラインの開口面積
を徐々に増大
第７モードに設定
RETURN

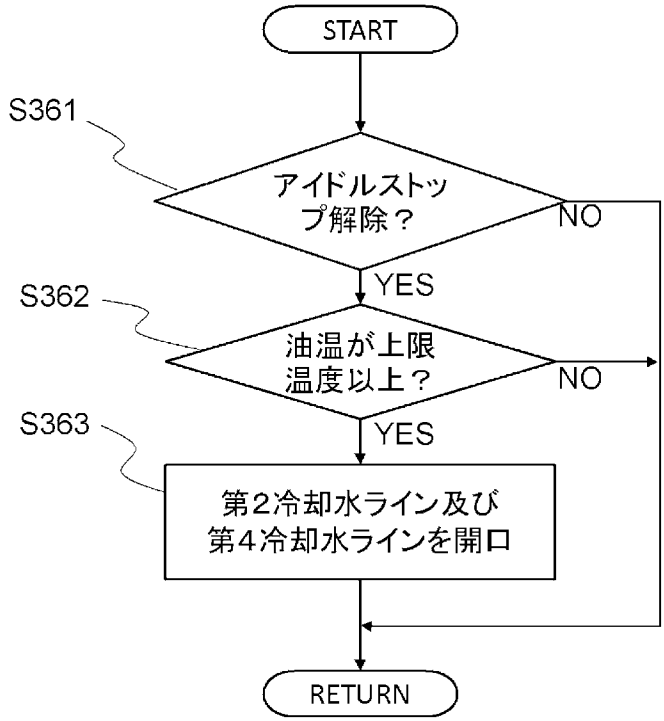
[図8]


START
S351
アイドルストッ
プ解除後所定
時間経過？
NO
S352
YES
第２冷却水ライン及び
第４冷却水ラインを開口
RETURN

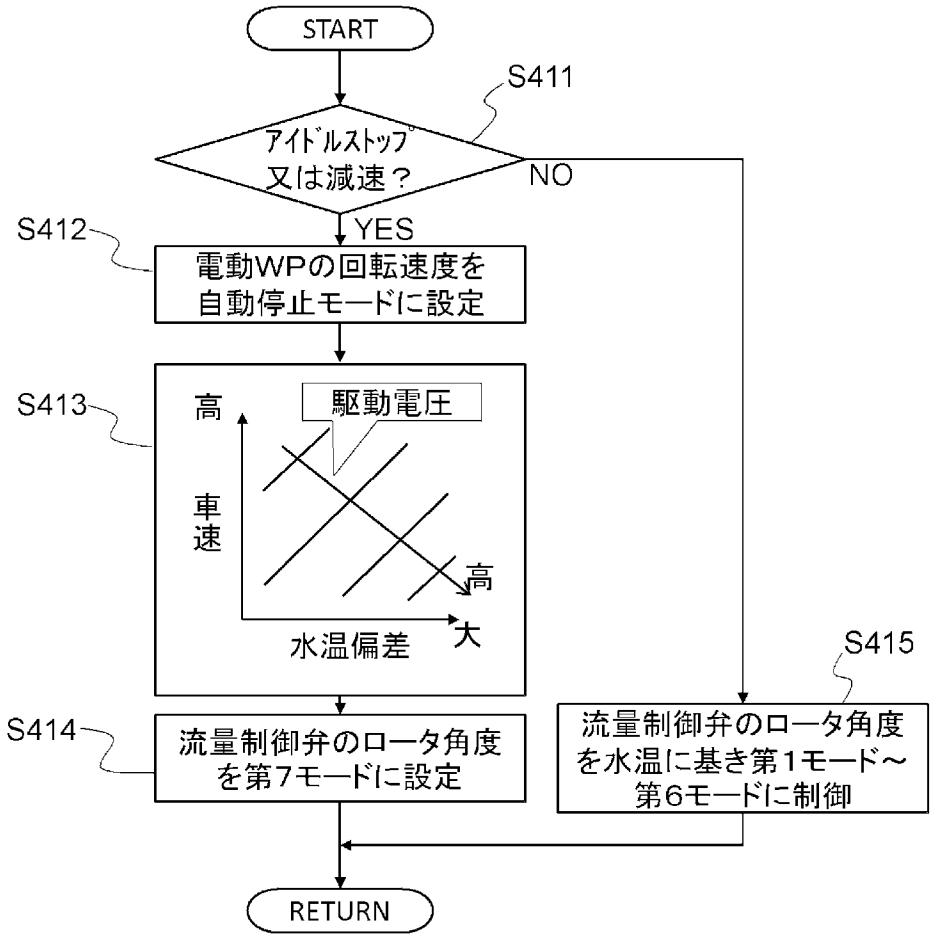
[図9]


START
S355
アイドルス
トップ解除？
NO
YES
S356
第2冷却水ライン及び
第4冷却水ラインの開口面積
を徐々に増大
RETURN

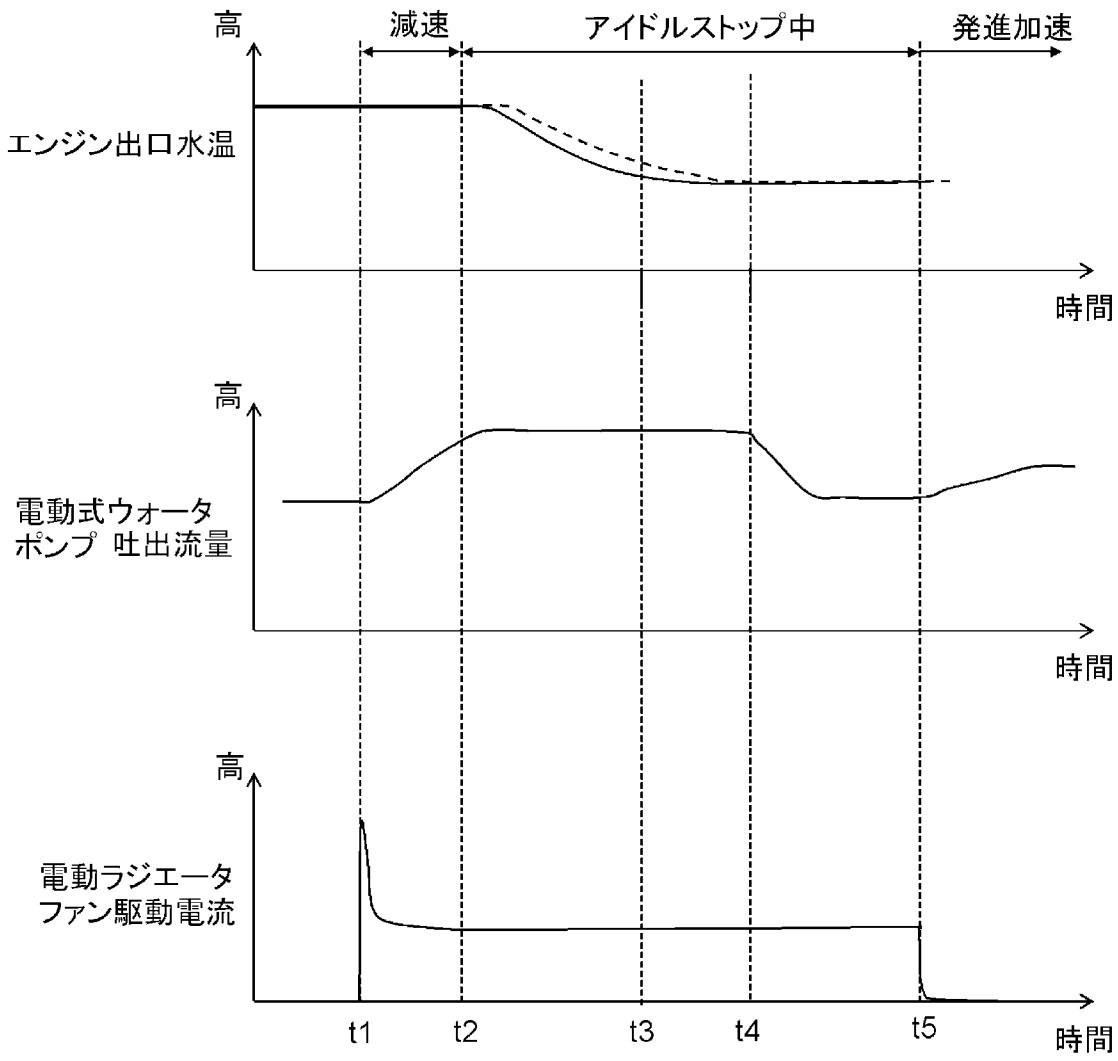
[図10]


START
S361
アイドルストッ
プ解除？
NO
YES
S362
油温が上限
温度以上？
NO
YES
S363
第2冷却水ライン及び
第4冷却水ラインを開口
RETURN

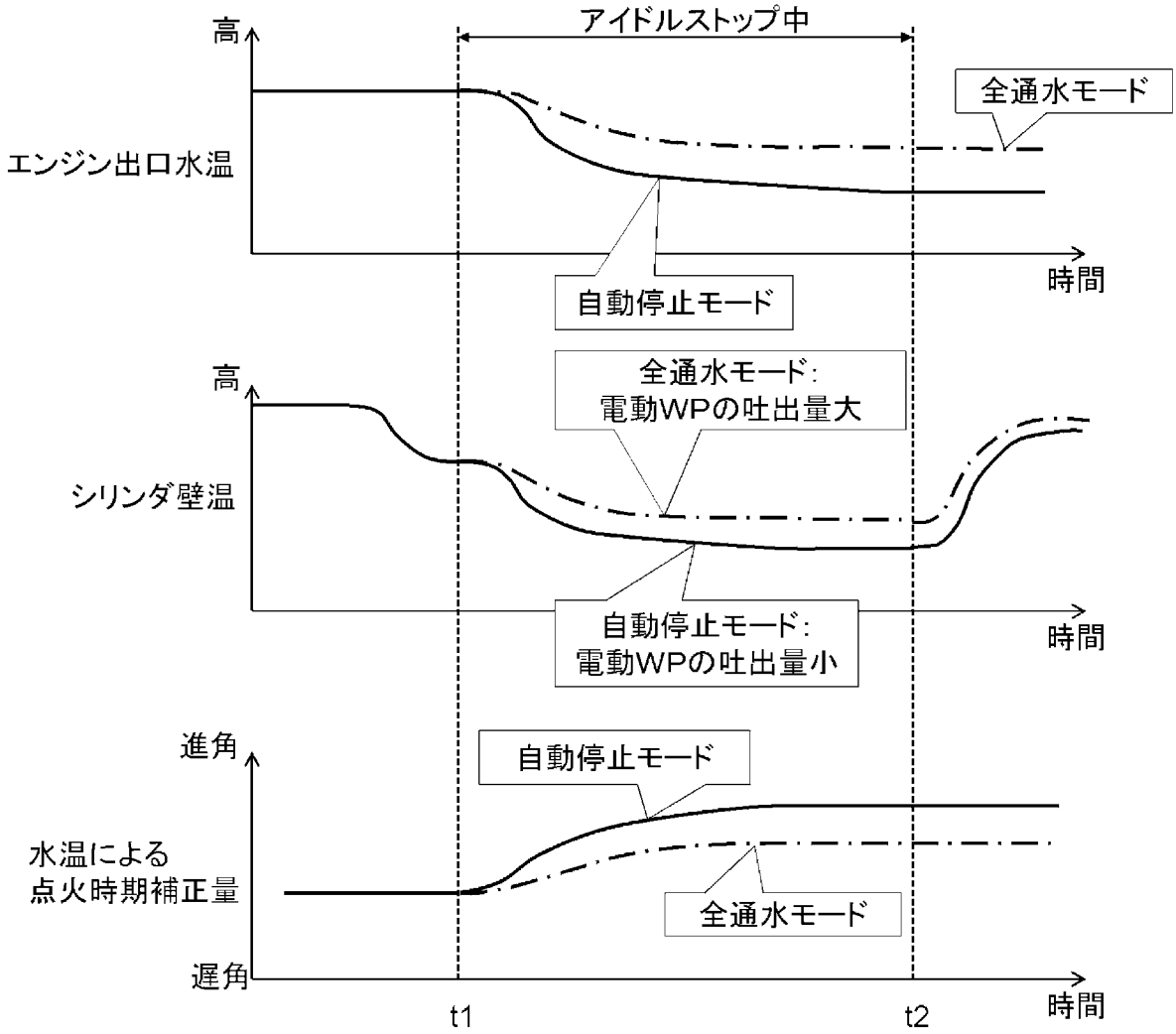
[図11]


START
S411
アイドルストップ
又は減速？
NO
YES
S412
電動WPの回転速度を
自動停止モードに設定
S413
高
駆動電圧
車速
高
水温偏差
大
S414
流量制御弁のロータ角度
を第7モードに設定
S415
流量制御弁のロータ角度
を水温に基き第1モード～
第6モードに制御
RETURN

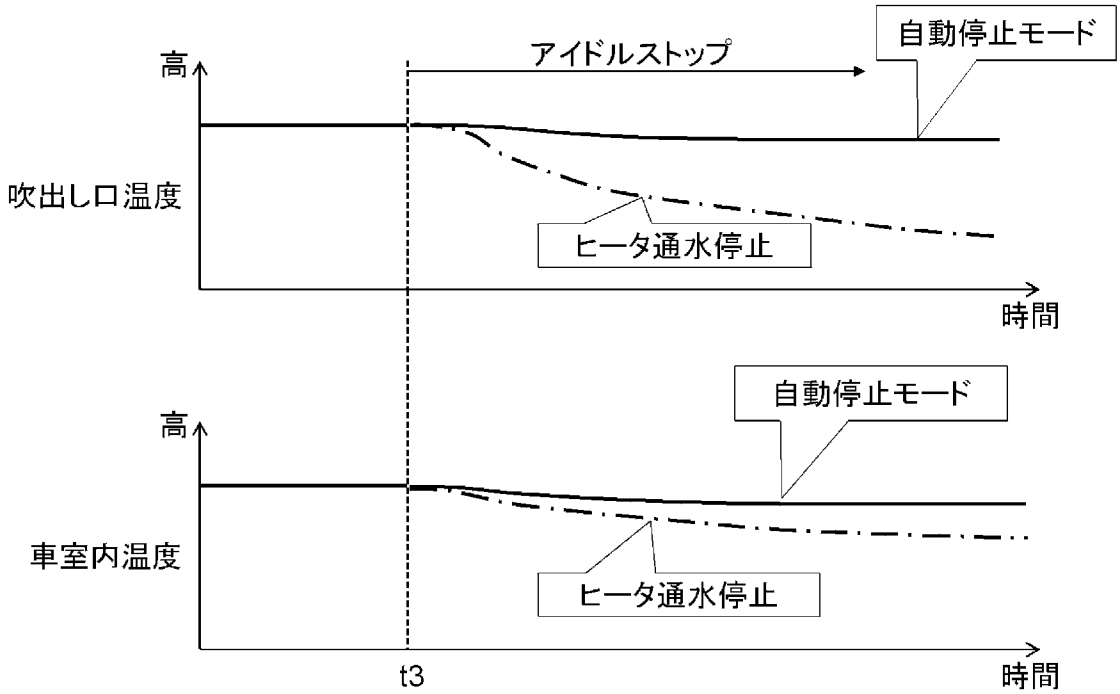
[図12]


高
減速
アイドルストップ中
発進加速
エンジン出口水温
時間
高
電動式ウォータ
ポンプ 吐出流量
時間
高
電動ラジエータ
ファン駆動電流
t1
t2
t3
t4
t5
時間

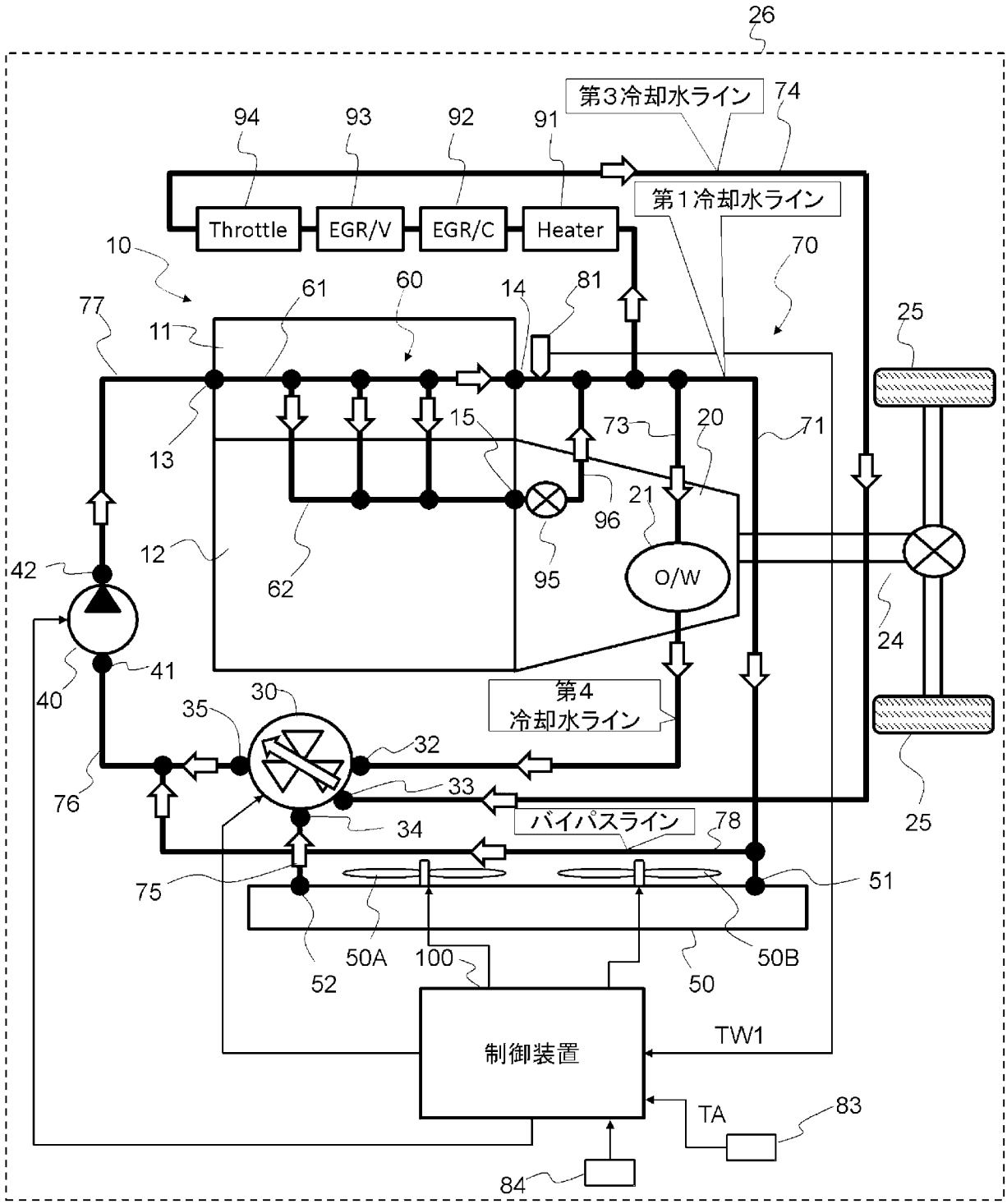
[図13]


アイドルストップ中
高
エンジン出口水温
全通水モード
自動停止モード
時間
高
シリンダ壁温
全通水モード:
電動WPの吐出量大
自動停止モード:
電動WPの吐出量小
時間
進角
水温による
点火時期補正量
遅角
自動停止モード
全通水モード
時間
t1
t2

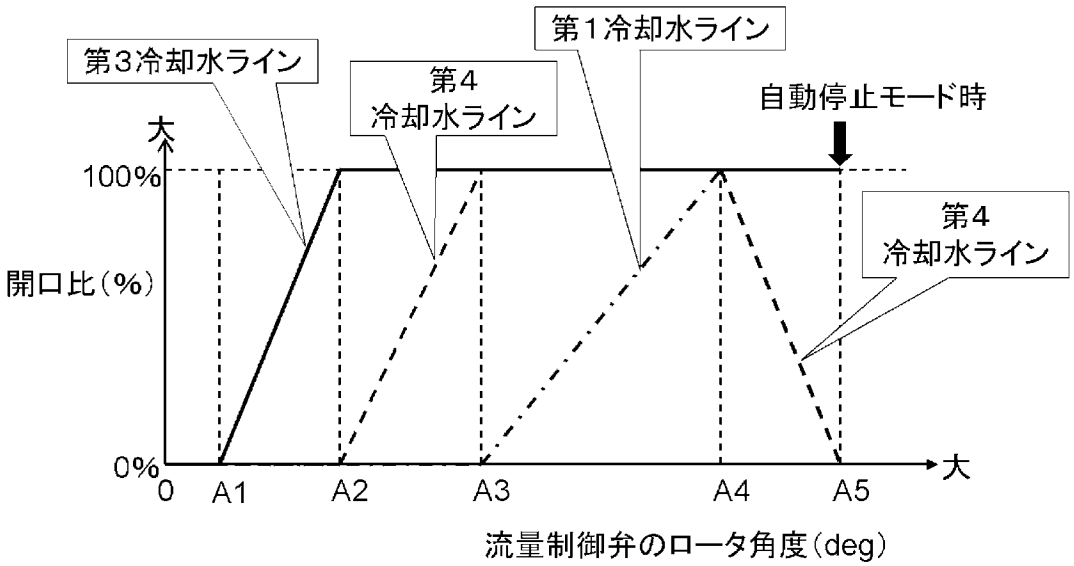
[図14]


高
アイドルストップ
自動停止モード
吹出し口温度
ヒータ通水停止
時間
高
自動停止モード
車室内温度
ヒータ通水停止
t3
時間

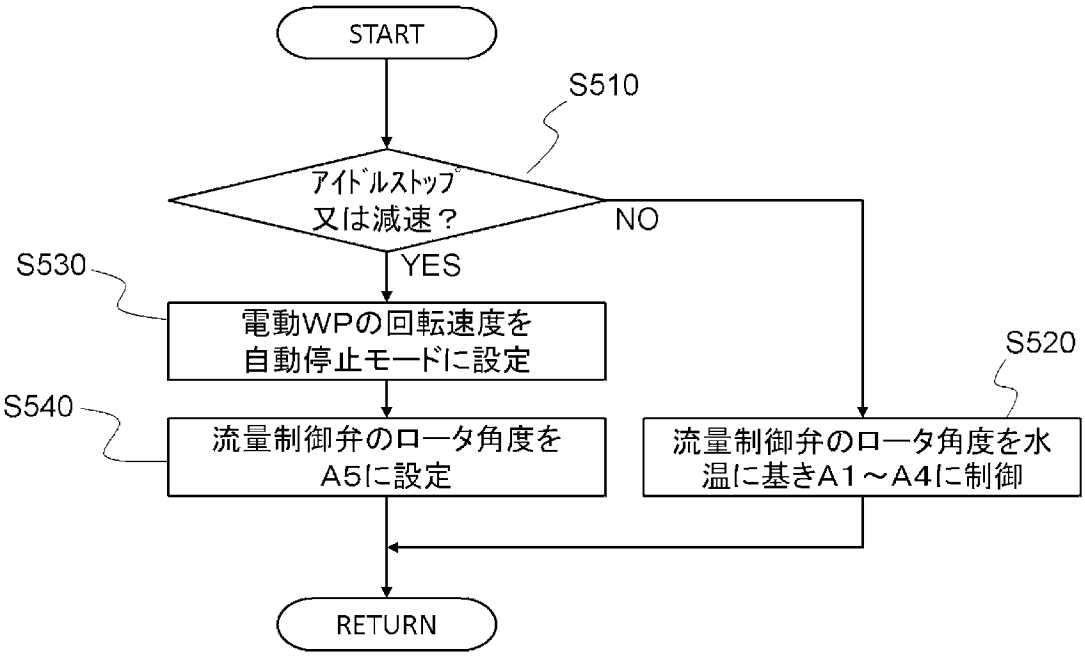
[図15]


26
第3冷却水ライン
74
94
93
92
91
第1冷却水ライン
Throttle
EGR/V
EGR/C
Heater
10
70
61
60
14
81
77
11
25
15
73
20
71
13
21
96
12
62
95
O/W
42
24
41
40
30
35
第4
冷却水ライン
32
76
33
バイパスライン
78
34
75
51
50A
100
50B
52
50
制御装置
TW1
TA
83
84

[図16]


第３冷却水ライン
第４
冷却水ライン
第１冷却水ライン
自動停止モード時
大
100%
開口比（%）
第４
冷却水ライン
0%
0
A1
A2
A3
A4
A5
大
流量制御弁のロータ角度（deg）

[図17]


START
S510
ｱｲﾄﾞﾙｽﾄｯﾌﾟ
又は減速？
NO
YES
S530
電動WPの回転速度を
自動停止モードに設定
S520
S540
流量制御弁のロータ角度を
A5に設定
流量制御弁のロータ角度を水
温に基きA1～A4に制御
RETURN

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2017/000132

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F01P7/16(2006.01)i, *F01P7/04*(2006.01)i, *F01P7/14*(2006.01)i, *F02D17/00*(2006.01)i

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F01P7/16, F01P7/04, F01P7/14, F02D17/00

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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	JP 2006-161745 A (Toyota Motor Corp.), 22 June 2006 (22.06.2006), paragraphs [0021] to [0055]; fig. 1 to 6 (Family: none)	1,7 2-6,8
Y	JP 2011-122559 A (Toyota Motor Corp.), 23 June 2011 (23.06.2011), paragraph [0047]; fig. 1 to 4 (Family: none)	2
Y	JP 2015-178824 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 08 October 2015 (08.10.2015), paragraphs [0068] to [0092]; fig. 1 to 5 & DE 112014006486 T & CN 106103932 A	3-4,8

☒ 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	Date of mailing of the international search report
21 March 2017 (21.03.17)	04 April 2017 (04.04.17)

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
Japan Patent Office 3-4-3,Kasumigaseki,Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915,Japan	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2017/000132

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2015-172355 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 01 October 2015 (01.10.2015), paragraphs [0081] to [0086]; fig. 13 to 14 & DE 112014006448 T & CN 106103931 A	3-4,8
Y	JP 2011-179460 A (Denso Corp.), 15 September 2011 (15.09.2011), paragraphs [0061] to [0079]; fig. 6 to 7 & US 2011/0214627 A1 paragraphs [0088] to [0106]; fig. 6 to 7 & DE 102011004998 A & CN 102191991 A	5-6

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１７／０００１３２

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, F01P7/04(2006.01)i, F01P7/14(2006.01)i, F02D17/00(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F01P7/16, F01P7/04, F01P7/14, F02D17/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１７年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１７年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１７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	JP 2006-161745 A (トヨタ自動車株式会社) 2006.6.22,段落[0021]-[0055],図1-図6 (ファミリーなし)	1,7 2-6,8
Y	JP 2011-122559 A (トヨタ自動車株式会社) 2011.6.23,段落[0047],図1-図4 (ファミリーなし)	2

☑　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
２１．０３．２０１７	０４．０４．２０１７

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　８３７１
川口　真一
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
Y	JP 2015-178824 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2015.10.8,段落[0068]-[0092],図 1-図 5 & DE 112014006486 T & CN 106103932 A	3-4,8
Y	JP 2015-172355 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2015.10.1,段落[0081]-[0086],図 13-図 14 & DE 112014006448 T & CN 106103931 A	3-4,8
Y	JP 2011-179460 A (株式会社デンソー) 2011.9.15,段落[0061]-[0079],図 6-図 7 & US 2011/0214627 A1,段落[0088]-[0106], 図 6-図 7 & DE 102011004998 A & CN 102191991 A	5-6