

(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12月21日(21.12.2017)



(10) 国際公開番号

WO 2017/217462 A1

(51) 国際特許分類:

F01P 7/16 (2006.01)

(21) 国際出願番号:

PCT/JP2017/021988

(22) 国際出願日:

2017年6月14日(14.06.2017)

(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 2016-119755 2016年6月16日(16.06.2016) 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: 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).

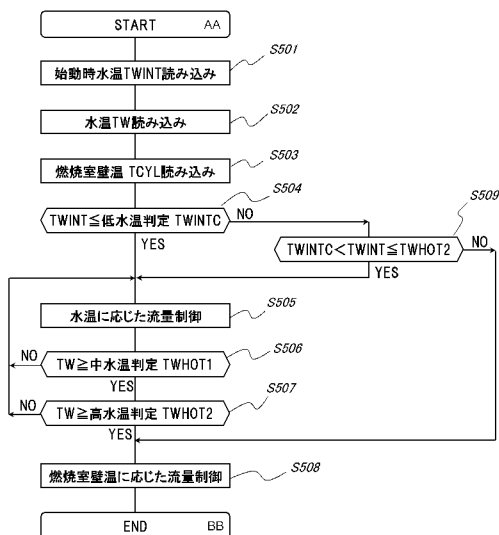
トモティブシステムズ株式会社内 Gunma (JP).
外山 裕一(TOYAMA, Yuichi); 〒3720023 群馬県伊勢崎市粕川町1671番地1 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Gunma (JP).

(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, 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,

(54) Title: COOLING DEVICE OF VEHICLE INTERNAL COMBUSTION ENGINE, AND CONTROL METHOD FOR COOLING DEVICE

(54) 発明の名称: 車両用内燃機関の冷却装置及び冷却装置の制御方法



S501 Read startup water temperature TWINT
S502 Read water temperature TW
S503 Read combustion chamber wall temperature TCYL
S504 TWINT ≤ low water temperature determination TWINTC
S505 Control flow rate in accordance with water temperature
S506 TW ≥ intermediate water temperature determination TWHOT1
S507 TW ≥ high water temperature determination TWHOT2
S508 Control flow rate in accordance with combustion chamber wall temperature
AA START
BB END

(57) Abstract: This cooling device causes cooling water to circulate in a vehicle internal combustion engine by using an electric water pump. The cooling device performs control to increase a discharge flow rate of the electric water pump in response to an increase in a cooling water temperature TW until the cooling water temperature TW reaches a warming up completion determination temperature, and performs control to make a combustion chamber wall temperature TCYL approach a target temperature once the cooling water temperature TW has reached the warming up completion determination temperature. Due to this configuration, both the warming up performance of the internal combustion engine and the combustion performance of the internal combustion engine after warming up can be improved.

(57) 要約: 本願発明の冷却装置は、冷却水を電動ウォーターポンプによって車両用内燃機関に循環させる装置であり、前記電動ウォーターポンプの吐出流量を、冷却水温度TWが暖機完了判定温度に達するまでは冷却水温度TWの上昇に応じて増加させ、冷却水温度TWが暖機完了判定温度に達した後は燃焼室壁温度TCYLが目標温度に近づくように制御する。これにより、内燃機関の暖機性能の改善と、暖機後における内燃機関の燃焼性能の改善とを両立させることができる。

SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA,
UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

一 国際調査報告(条約第21条(3))

明 細 書

発明の名称：車両用内燃機関の冷却装置及び冷却装置の制御方法 技術分野

[0001] 本発明は、車両用内燃機関の冷却装置及び冷却装置の制御方法に関し、詳しくは、冷却水を車両用内燃機関に循環させる電動式ウォーターポンプの流量制御に関する。

背景技術

[0002] 特許文献 1 には、燃焼室壁温度を検出または推定する手段と、内燃機関の運転状態を検出する手段と、運転状態により冷却水流量を決定する手段と、運転状態により目標燃焼室壁温度を決定する手段と、燃焼室壁温度と目標燃焼室壁温度との差が第 1 所定値以内となるように冷却水流量を補正する手段と、を備えた、内燃機関の冷却装置が開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献 1：特開 2006-324680 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] ところで、内燃機関の燃焼室壁温度は、冷機始動後に速やかに上昇して一定温度（暖機完了温度）に達するのに対し、内燃機関の冷却水は温度上昇が遅く、暖機完了温度に達するのが燃焼室壁温度よりも遅れる。

このため、冷却水を車両用内燃機関に循環させる電動式ウォーターポンプの流量制御を、冷機始動時から燃焼室壁温度に基づき実施すると、冷却水温度が暖機完了温度に達する前から暖機完了後の要求に見合う流量に制御され、これによって、冷却水温度の上昇（内燃機関全体の暖機完了）を遅らせてしまう。

[0005] そこで、本発明は、暖機性能の改善と、暖機後における燃焼性能の改善とを両立させることができる、車両用内燃機関の冷却装置及び冷却装置の制御

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、その一態様として、冷却水を電動式ウォーターポンプによって車両用内燃機関に循環させる冷却装置であって、前記内燃機関の暖機の進行に伴って、前記冷却水の温度に応じて前記電動式ウォーターポンプの流量を制御する第1制御状態から、前記内燃機関の燃焼室壁温度に応じて前記電動式ウォーターポンプの流量を制御する第2制御状態に移行するポンプ制御手段を備える。

[0007] また、本発明に係る冷却装置の制御方法は、その一態様として、冷却水を電動式ウォーターポンプによって車両用内燃機関に循環させる冷却装置の制御方法であって、前記内燃機関の暖機状態を検出するステップと、前記内燃機関の暖機中に前記冷却水の温度に応じて前記電動式ウォーターポンプの流量を制御するステップと、前記内燃機関の暖機後に前記内燃機関の燃焼室壁温度に応じて前記電動式ウォーターポンプの流量を制御するステップと、を含む。

発明の効果

[0008] 上記発明によると、内燃機関全体の暖機が遅れることを抑制しつつ、暖機完了後における燃焼性能を改善できる。

図面の簡単な説明

[0009] [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冷却制御の手順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流量制御の切り替え時における過渡応答制御を例示するタイムチャートである。

[図5A]本発明の実施形態において冷却水温度 T_W が低水温判定値 T_{WINTC} よりも低く燃焼室壁温度 T_{CYL} も冷却水温度 T_W と同程度に低い状態で内燃機関が

始動された場合の温度変化及び吐出流量の変化を例示するタイムチャートである。

[図5B]本発明の実施形態において冷却水温度 TW が低水温判定値 $TWINTC$ よりも低く 燃焼室壁温度 $TCYL$ が 燃焼室暖機判定温度 $TCYLHOT$ 付近を保持している状態で 内燃機関が 始動された場合の温度変化及び吐出流量の変化を例示するタイムチャートである。

[図6A]本発明の実施形態において冷却水温度 TW が低水温判定値 $TWINTC$ を超えている状態で 内燃機関が 始動された場合の温度変化及び吐出流量の変化を例示するタイムチャートである。

[図6B]本発明の実施形態において冷却水温度 TW が低水温判定値 $TWINTC$ を超えていて 燃焼室壁温度 $TCYL$ が 燃焼室暖機判定温度 $TCYLHOT$ 付近を保持している状態で 内燃機関が 始動された場合の温度変化及び吐出流量の変化を例示するタイムチャートである。

[図7A]本発明の実施形態において冷却水温度 TW が高水温判定値 $TWHOT2$ 以上である状態で 内燃機関が 始動された場合の温度変化及び吐出流量の変化を例示するタイムチャートである。

[図7B]本発明の実施形態において冷却水温度 TW が高水温判定値 $TWHOT2$ 以上で 燃焼室壁温度 $TCYL$ が 燃焼室暖機判定温度 $TCYLHOT$ を保持する状態で 内燃機関が 始動された場合の温度変化及び吐出流量の変化を例示するタイムチャートである。

発明を実施するための形態

[0010] 以下に本発明の実施の形態を説明する。

図1は、車両用内燃機関の冷却装置の一態様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K2234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水冷式冷却装置に用いられる種々の冷却液を含むものとする。

[0011] 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 C V T (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。

[0012] 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、流量制御弁 30、電動式ウォーターポンプ 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、ヒータコア 91、変速機 20 のオイルウォーマー & クーラー 21、これらを接続する配管 70 などを含んで構成される。

[0013] 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 を冷却する機能を有する。

[0014] 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 を冷却する機能を有する。

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。

[0015] このように、図 1 に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 (シリンダブロック側冷却水通路 62) 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 (シリンダブロック側冷却水通路 62) 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に分流される。

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。

[0016] 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、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 の出口に一端が接続される第 2 冷却水配管 72 の他端は第 1 冷却水配管 71 の途中に接続され、係る接続点においてシリンダヘッド 11 を通過した冷却水にシリンダブロック 12 を通過した冷却水が合流する。

[0017] また、第 3 冷却水配管 73 は、第 2 冷却水配管 72 の接続点よりも下流側の第 1 冷却水配管 71 に一端が接続され、他端が流量制御弁 30 の第 1 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（A T F : Automatic Transmission Fluid）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&クーラー 21 が設けられる。

オイルウォーマー&クーラー 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、内燃機関 10 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&クーラー 21 に導かれるよう構成され、オイルウォーマー&クーラー 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する。

[0018] 更に、第 4 冷却水配管 74 は、第 2 冷却水配管 72 の合流点と第 3 冷却水配管 73 の分岐点との間の第 1 冷却水配管 71 に一端が接続され、他端が流量制御弁 30 の第 2 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 E G R（Exhaust Gas Recirculation）装置を構成する水冷式の E G R クーラ 92、同じく E G R 装置を構成する E G R 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。

[0019] ヒータコア 91 は、車両空調装置（車両暖房装置）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（暖房用）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 の吸気系に再循環される排気と第 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 の吸気系に再循環される排気の温度を低下させる排気の冷却用熱交換器である。

[0020] また、再循環排気量を調整する 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。

[0021] このように、図 1 の冷却装置は、内燃機関 10 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 3 入口ポート 34 に接続される。

[0022] 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、第 6 冷却水配管 76 の他端は、電動式ウォーターポンプ 40 の吸込口 41 に接続される。

そして、電動式ウォーターポンプ 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。

[0023] また、第 3 冷却水配管 73 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（電動式ウォーターポンプ 40 の吸込口側、流量制御弁 30 の流出側）に接続される第 8 冷却水配管

78（ラジエータバイパス配管）を設けてある。

流量制御弁30は、前述したように3つの入口ポート32-34と1つの出口ポート35とを有し、入口ポート32-34には冷却水配管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。

[0024] 流量制御弁30は、例えば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3つの入口ポート32-34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。

[0025] 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（及びシリンダブロック側冷却水通路62）、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、ラジエータ50を経由して内燃機関10に冷却水を循環させる第1冷却水ライン（ラジエータライン）が構成される。

[0026] また、シリンダヘッド側冷却水通路61（及びシリンダブロック側冷却水通路62）、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、ヒータコア91などを経由しラジエータ50を迂回して内燃機関10に冷却水を循環させる第2冷却水ライン（ヒータライン）が構成される。

また、シリンダヘッド側冷却水通路61（及びシリンダブロック側冷却水通路62）、第3冷却水配管73、オイルウォーマー&クーラー21によって、オイルウォーマー&クーラー21を経由しラジエータ50を迂回して内燃機関10に冷却水を循環させる第3冷却水ライン（動力伝達系ライン、CVTライン）が構成される。

[0027] 更に、第8冷却水配管78によって第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 32-34 が全て閉じられても、内燃機関 10（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。

このように、本実施形態の冷却装置は、冷却水の循環経路として、第 1 冷却水ライン、第 2 冷却水ライン、第 3 冷却水ライン、及びバイパスラインを備える。

[0028] 上記の第 1 冷却水ライン、第 2 冷却水ライン、及び第 3 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 32-34 に接続され、流量制御弁 30 の出口ポート 35 には電動式ウォーターポンプ 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、及び第 3 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流路切り替え機構（分配割合の調整手段）である。

[0029] 電動式ウォーターポンプ 40 は、モータによって回転駆動されるポンプ部によって冷却水の圧力を高めて送り出す機械である。

電動式ウォーターポンプ 40 及び流量制御弁 30 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（プロセッサ）100a を備えた制御装置 100 によって制御される。つまり、制御装置 100 は、電動式ウォーターポンプ 40 を制御する手段（ポンプ制御手段）、流量制御弁 30 を制御する手段（分配制御手段）をソフトウェアとして備える。

[0030] 制御装置 100 には、内燃機関 10 の運転条件や冷却装置の条件などの冷却制御に用いる各種情報が入力される。

上記の各種情報を検出するセンサとして、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度 TW（シリンダヘッド出口水温）を検出する水温センサ 81、内燃機関 10 の燃焼室壁温度 TCYL を検出する燃焼室壁温センサ 82 など設けてある。

[0031] また、制御装置 100 には、内燃機関 10 の燃料噴射弁及び点火装置を制御するエンジン制御装置（図示省略）から、内燃機関 10 がアイドルストップ状態であるか否かを示すアイドルストップ指令信号や、機関回転速度信号、機関負荷信号などの機関運転条件信号が入力される。

アイドルストップとは、車両の駐停車状態や信号待ち状態のときに内燃機関 10 を停止させることであり、アイドリングストップ又はアイドル・リダクション（idle reduction）とも称される。

[0032] エンジン制御装置は、アイドルストップの開始条件が成立すると、燃料噴射弁による燃料噴射及び点火プラグによる点火動作を停止させることで内燃機関 10 を自動的に停止させ、アイドルストップによって内燃機関 10 が自動停止している状態で再始動条件（アイドルストップのキャンセル条件）が成立すると、燃料噴射、点火動作を再開させて内燃機関 10 を再始動させる。

燃焼室壁温センサ 82 は、内燃機関 10 の点火プラグに一体に設けることができ、また、内燃機関 10 が筒内直接噴射式内燃機関であれば燃料噴射弁に燃焼室壁温センサ 82 を一体に設けることができる。また、単体の燃焼室壁温センサ 82 を内燃機関 10 の燃焼室壁に設けることができる。

[0033] 更に、内燃機関 10 が燃焼室壁温センサ 82 を備えない場合、制御装置 100 は、機関負荷、機関回転速度などの内燃機関 10 の運転条件、内燃機関 10 の潤滑油温度の検出値、水温センサ 81 が検出した冷却水温度 TW などに基づき、燃焼室壁温度 TCYL を推定（算出）することができる。

そして、制御装置 100 は、冷却水温度 TW、燃焼室壁温度 TCYL、アイドルストップ状態であるか否かなどの条件に基づき、流量制御弁 30 のロータ角度（流量分配）、電動式ウォーターポンプ 40 の回転速度（吐出流量）、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。

[0034] 図2は、図1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(%)との相関の一態様を示す。

なお、開口比は、入口ポート32-34それぞれの全開時の開口面積に対する実開口面積の割合である。また、流量制御弁30のロータがストッパに突き当たる初期位置(デフォルト位置)でのロータ角度を0degとし、係る初期位置からの角度変化量をロータ角度(deg)と称するものとする。

[0035] 流量制御弁30のロータ角度が第1ロータ角度 A_1 ($A_1 > 0$) 以下のとき、つまり、初期位置(0deg)から第1ロータ角度 A_1 (deg)までの角度領域内では、第1冷却水ライン、第2冷却水ライン及び第3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(開口比=0%)に保持される。

換言すれば、0degから第1ロータ角度 A_1 (deg)までの角度領域は、全入口ポート32-34が全閉に保持される不感帯域である。

なお、流量制御弁30のロータ角度が第1ロータ角度 A_1 ($A_1 > 0$) 以下のときに、各入口ポート32-34のうちの少なくとも1つにおいて所定流量以下の漏れ流量が生じる構成とすることができる。

[0036] そして、流量制御弁30のロータ角度が第1ロータ角度 A_1 よりも大きくなると、第1冷却水ライン、第3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2冷却水ラインが接続される入口ポート33の開口比(開口面積)が徐々に増えて第2ロータ角度 A_2 ($A_2 > A_1 > 0$) のときに入口ポート33が全開(開口比=100%)に達する。

[0037] この入口ポート33の開口比が最大に達する角度 A_2 から更にロータ角度が増加すると、第3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 A_3 ($A_3 > A_2 > A_1 > 0$) のときに入口ポート32が全開(開口比=100%)に達し、ロータ角度が第3ロータ角度 A_3 であるときは、入口ポート34が全閉で、入口ポート32、33が共に全開になる。

つまり、入口ポート 3 4 は、ロータ角度が 0 deg から第 3 ロータ角度 A_3 までの角度領域で全閉に保持される。

[0038] 第 3 ロータ角度 A_3 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 3 4 の開口比が徐々に増えて第 4 ロータ角度 A_4 ($A_4 > A_3 > A_2 > A_1 > 0$) のときに入口ポート 3 4 が全開（開口比 = 100%）に達し、ロータ角度が第 4 ロータ角度 A_4 であるときは、入口ポート 3 2 - 3 4 が全て全開になる。

第 4 ロータ角度 A_4 から更にロータ角度が増えると、第 3 冷却水ラインが接続される入口ポート 3 2 の開口比は、全開（開口比 = 100%）から徐々に減って第 5 ロータ角度 A_5 ($A_5 > A_4 > A_3 > A_2 > A_1 > 0$) のときに全閉（開口比 = 0%）に戻り、ロータ角度が第 5 ロータ角度 A_5 であるときは、入口ポート 3 3、3 4 が全開で、入口ポート 3 2 が全閉になる。

[0039] そして、ロータ角度が第 5 ロータ角度 A_5 よりも大きい領域（第 5 ロータ角度 A_5 からストッパで規制される最大ロータ角度までの領域）では、入口ポート 3 3、3 4 が全開で入口ポート 3 2 が全閉である状態を保持する。

つまり、図 2 に例示した流量制御弁 3 0 の開口特性によると、入口ポート 3 3（第 2 冷却水ライン、ヒータライン）は、初期位置から第 1 ロータ角度 A_1 の間で全閉を保持し、第 1 ロータ角度 A_1 から第 2 ロータ角度 A_2 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 A_2 から第 5 ロータ角度 A_5 の間は全開を保持する。

[0040] また、入口ポート 3 2（第 3 冷却水ライン、動力伝達系ライン）は、第 1 ロータ角度 A_1 から第 2 ロータ角度 A_2 の間で全閉を保持し、第 2 ロータ角度 A_2 から第 3 ロータ角度 A_3 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 A_3 から第 4 ロータ角度 A_4 の間は全開を保持し、第 4 ロータ角度 A_4 から第 5 ロータ角度 A_5 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 A_5 で全閉に戻る。

[0041] また、入口ポート 3 4（第 1 冷却水ライン、ラジエータライン）は、第 1 ロータ角度 A_1 から第 3 ロータ角度 A_3 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2において、各入口ポート32-34の開口比の最小値を0%とし最大値を100%とするが、制御装置100は、流量制御弁30の各入口ポートの開口比を、 $0\% < \text{開口比} < 100\%$ の範囲内、又は、 $0\% \leq \text{開口比} < 100\%$ の範囲内、又は、 $0\% < \text{開口比} \leq 100\%$ の範囲内で制御することができる。

[0042] 次に、制御装置100による電動式ウォーターポンプ40の吐出流量の制御及び流量制御弁30のロータ角度の制御の一態様を図3のフローチャートに沿って説明する。

なお、図3のフローチャートに示すルーチンは、制御装置100によって一定時間周期で割り込み実行される処理である。

[0043] 制御装置100は、まず、ステップS501で、内燃機関10の始動時（エンジンスイッチがオンされたとき）に水温センサ81が検出した冷却水温度TWである始動時水温TWINTをメモリから読み込む。

制御装置100は、内燃機関10の始動時に水温センサ81の出力から冷却水温度TWを検出し、この検出値を始動時水温TWINTとしてメモリに格納する処理を行うよう構成されており、ステップS501で、制御装置100は、係る記憶値のメモリからの読み込みを行う。

[0044] 次いで、制御装置100は、ステップS502に進み、水温センサ81の出力から検出した冷却水温度TWの最新値（現在値）を読み込み、次のステップS503では、燃焼室壁温センサ82の出力から検出した燃焼室壁温度TCYLの最新値（現在値）を読み込む。

そして、制御装置100は、ステップS504に進み、始動時水温TWINTと低水温判定値TWINTC（例えば、 $TWINTC = 30^\circ\text{C}$ ）とを比較する。

[0045] 低水温判定値TWINTCは、冷機状態で内燃機関10が始動されたか否かを判定するための閾値であって、予め実験やシミュレーションなどによって適合され、制御装置100のマイクロコンピュータ100aを構成するメモリに

制御定数として格納される。

そして、始動時水温TWINTが低水温判定値TWINTC以下である場合、換言すれば、冷機状態（内燃機関10全体が略外気温になっている状態）で始動されたことを検出したとき、制御装置100は、ステップS505に進み、冷機から暖機完了までの冷却制御（第1制御、冷却水温度TWに応じた暖機制御）を実施する。

[0046] 制御装置100が実施するステップS505の冷却制御は、暖機完了前の状態で冷却水温度TWの昇温促進を目的とする冷却水温制御であり、冷却水温度TWに応じた電動式ウォーターポンプ40の回転速度（吐出流量）の制御と、冷却水温度TWに応じた流量制御弁30のロータ角度の制御とを含み、冷機始動から冷却水温度TWが中水温判定値TWHOT1に達するまでの間における低水温時制御と、冷却水温度TWが中水温判定値TWHOT1から高水温判定値TWHOT2（暖機完了判定温度）に達するまでの間における中水温時制御とに大別される。

[0047] まず、制御装置100は、ヒータ稼働開始温度である中水温判定値TWHOT1に上昇するまでの間、低水温時制御として、電動式ウォーターポンプ40の吐出流量が所定の最小流量になるように制御する。

なお、中水温判定値TWHOT1は、暖機完了判定温度である高水温判定値TWHOT2よりも低い温度であって、例えばTWHOT1=60℃、TWHOT2=80℃に設定され、TWINTC<TWHOT1<TWHOT2という条件を満たす。

[0048] また、前記最小流量は、冷却水の循環経路内における温度ばらつきを抑制できる範囲内の最小流量、換言すれば、水温センサ81の出力から求められる冷却水温度TWが内燃機関10全体の暖機進行度合いを精度良く示すようになる最小流量であり、例えば3L/min程度の値である。

つまり、制御装置100は、電動式ウォーターポンプ40の吐出流量が最小になるように電動式ウォーターポンプ40の回転速度を制御し、冷機状態で冷却水の循環流量を極力減らすことで、冷却水温度TWの上昇を促進させる。

[0049] また、制御装置100は、低水温時制御として電動式ウォーターポンプ40

の吐出流量を最小流量に制御しているときに、流量制御弁 30 のロータ角度を第 1 ロータ角度 A1 以下に制御して、第 1 冷却水ライン、第 2 冷却水ライン及び第 3 冷却水ラインが接続される 3 つの入口ポート 32-34 を全閉に制御する。

また、冷機始動時から冷却水温度 TW が中水温判定値 TWHOT1 に上昇するまでの間では、サーモスタット 95 は閉状態を保持する。

[0050] このため、低水温時制御状態において、電動式ウォータポンプ 40 から吐出された最小流量の冷却水は、シリンダヘッド側冷却水通路 61 を通過する一方、ヒータコア 91、オイルウォーマー&クーラー 21、ラジエータ 50 などの熱交換器を迂回し、バイパスラインを通して電動式ウォータポンプ 40 に戻される経路を循環する。

つまり、制御装置 100 は、ヒータコア 91、オイルウォーマー&クーラー 21、ラジエータ 50 などの熱交換器を迂回して冷却水を循環させることで、シリンダヘッド側冷却水通路 61 で受熱して温度上昇した冷却水が、電動式ウォータポンプ 40 に戻るまでの間で温度低下（放熱）することを抑制し、冷却水温度 TW の上昇を促進させる。

[0051] 冷却水温度 TW の上昇が促進されれば、ヒータコア 91 による空調空気の加熱開始を早期化して、空調温度の立ち上がり応答を速めることができ、また、燃料の気化性能が早期に高くなることで燃費性能が向上し、また排気性状が改善される。

制御装置 100 は、ステップ S505 で低水温度制御を開始すると、次にステップ S506 に進んで、冷却水温度 TW が中水温判定値 TWHOT1 以上にまで上昇したか否かを判別する。

[0052] そして、冷却水温度 TW が中水温判定値 TWHOT1 未満であれば、制御装置 100 は、ステップ S505 に戻り、流量制御弁 30 のロータ角度を第 1 ロータ角度 A1 以下に制御し、電動式ウォータポンプ 40 の吐出流量を最小流量に制御する状態（低水温時制御状態）を継続させる。

一方、冷却水温度 TW が中水温判定値 TWHOT1 以上になると、制御装置 100

0は、ステップS506からステップS507に進み、冷却水温度TWが暖機完了判定温度である高水温判定値TWHOT2以上になっているか否かを判別する。

[0053] 冷却水温度TWが高水温判定値TWHOT2未満である場合、つまり、冷却水温度TWが中水温判定値TWHOT1と高水温判定値TWHOT2との間の温度領域内である場合、制御装置100は、ステップS505に戻り、冷却水温度TWに応じた制御を低水温時制御から中水温時制御に移行させる。

制御装置100は、中水温時制御として、冷却水温度TWが中水温判定値TWHOT1よりも高くなるにしたがって流量制御弁30のロータ角度を増加させ、第1冷却水ライン、第2冷却水ライン及び第3冷却水ラインを全て全閉とする状態から、まず、第2冷却水ラインを開いてヒータコア91などに冷却水を循環させ、第2冷却水ラインを開いた後に更に温度上昇すると、第3冷却水ラインを開いてオイルウォーマー&クーラー21にも冷却水を循環させる。

[0054] また、制御装置100は、中水温時制御として、上記の流量制御弁30の制御と共に、電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を冷却水温度TWの上昇に応じて増やす制御を実施する。

つまり、第2冷却水ラインを開いてヒータコア91に冷却水が循環されるようになると、制御装置100は、第2冷却水ラインに循環される冷却水の要求量を満たすように電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を増やし、更に、第3冷却水ラインを開くと、第2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の要求量を満たすように電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を増やす。

換言すれば、制御装置100は、低水温時制御状態では電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を最小流量に保持し、中水温時制御状態では冷却水温度TWの上昇に応じて電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を増やす。

[0055] 制御装置100は、中水温時制御において、電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を、例えば10～20L/minの範囲内で、冷却水温度TW（第2冷

却水ライン及び第3冷却水ラインの開口比)に応じて制御する。

つまり、ステップS505において、制御装置100は、冷却水温度TWの上昇に応じて電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を増加させる制御を実施する。

そして、制御装置100は、冷却水温度TWが高水温判定値TWHOT2以上になったこと、換言すれば、内燃機関10の暖機が完了したことをステップS507で判別すると、暖機完了後の冷却制御(第2制御、燃焼室壁温度に応じた制御)を実施するステップS508に進む。

[0056] 一方、制御装置100は、ステップS504で、始動時水温TWINTが低水温判定値(冷機始動判定温度)TWINTCよりも高いこと、換言すれば、冷却水温度TWが外気温付近にまで低下するよりも早く内燃機関10が再始動されたことを検出すると、ステップS509に進む。

冷機始動状態でない場合、制御装置100は、ステップS509で始動時水温TWINTが低水温判定値TWINTCよりも高く、かつ、高水温判定値(暖機完了判定温度)TWHOT2以下であるか否かを判別する。

[0057] そして、始動時水温TWINTが、 $TWINTC < TWINT \leq TWHOT2$ を満たす場合、制御装置は、ステップS505に進み、冷却水温度TWが中水温判定値TWHOT1に達するまでの間における低水温時制御と、冷却水温度TWが中水温判定値TWHOT1から高水温判定値TWHOT2(暖機完了判定温度)に達するまでの間における中水温時制御とを含む、冷却水温度TWの昇温促進を目的とする冷却水温制御(第1制御)を実施する。

つまり、 $TWINTC < TWINT \leq TWHOT2$ を満たす場合は、所謂冷機始動時ではないものの、冷却水温度TWの昇温を促進させて早期に暖機運転を完了させることが望まれるので、制御装置100は、冷機始動時と同様に、冷却水温度TWに応じた電動式ウォーターポンプ40の回転速度(吐出流量)の制御と、冷却水温度TWに応じた流量制御弁30のロータ角度の制御とを実施する。

[0058] 一方、 $TWINTC < TWINT \leq TWHOT2$ を満たさず、 $TWINT > TWHOT2$ が成立する場合は、内燃機関10が暖機完了状態で再始動されたことを示し、冷却水温度T

Wの昇温を促進させるための制御は不要であるので、制御装置100は、ステップS508に進み、暖機完了後の冷却制御を実施する。

制御装置100は、ステップS508で、暖機完了後の冷却制御として、燃焼室壁温度TCYLに応じた電動式ウォーターポンプ40の回転速度（吐出流量）の制御と、冷却水温度TWに応じた流量制御弁30のロータ角度の制御とを実施する。

[0059] ステップS508での流量制御弁30の制御において、制御装置100は、流量制御弁30のロータ角度を冷却水温度TWに応じて制御し、冷却水温度TWが暖機後の目標温度よりも高くなると、第2及び第3冷却水ラインの全開状態において第1冷却水ラインの開度を増やし、これによって、ラジエータ50に循環される冷却水の流量を増やして冷却水温度TWを目標温度に向けて低下させる。

一方、冷却水温度TWが暖機後の目標温度よりも低くなると、制御装置100は、第1冷却水ラインの開度を減らし、ラジエータ50に循環される冷却水の流量を減少させることで冷却水温度TWを目標温度に向けて上昇させる。

[0060] また、ステップS508での電動式ウォーターポンプ40の回転速度（吐出流量）の制御は、燃焼室壁温度TCYLを適切な温度に制御するための制御であり、燃焼室壁温度TCYLが目標温度に近づくように電動式ウォーターポンプ40の回転速度（吐出流量）を制御する。

ここで、制御装置100は、目標の燃焼室壁温度TCYLを、冷却水温度TWを基準に、目標燃焼室壁温度TCYL＝冷却水温度TW、若しくは、目標燃焼室壁温度TCYL＝冷却水温度TW＋設定値（設定値＞0又は設定値＜0）として設定し、係る目標温度に燃焼室壁温度TCYLが近づくように電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を制御することができる。

[0061] このようにして、電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を制御すれば、内燃機関10の点火時期が冷却水温度TWに応じて補正制御される場合に、点火時期は結果的に燃焼室壁温度TCYLに応じた適正值に補正されることになり

、内燃機関 10 の燃費性能、排気エミッションの低減、運転性の向上が見込める。

つまり、異常燃焼の発生が燃焼室壁温度TCYLに影響されるため、燃焼室壁温度TCYLに相関する温度である冷却水温度TWに応じて点火時期を補正する制御仕様が設定されているときに、係る制御仕様をそのまま用いることで、結果的に燃焼室壁温度TCYLに応じて点火時期を補正できることになる。

これに対し、燃焼室壁温度TCYLと冷却水温度TWとを相関させる冷却制御が行われないと、燃焼室壁温度TCYLと冷却水温度TWとの相関関係が担保されずに、冷却水温度TWに応じた点火時期の補正と、実際の燃焼室壁温度TCYLに応じた補正要求とに乖離が生じ、異常燃焼が発生したり、燃費性能や排気性能を低下させる場合がある。

[0062] 一方、制御装置 100 がステップ S508 で冷却制御を実施する暖機後の状態で、内燃機関 10 がアイドルストップによって停止すると、制御装置 100 は、流量制御弁 30 のロータ角度を、第 1、第 2 冷却水ラインを全開に保持したまま第 3 冷却水ラインを全閉にする角度（A5）に制御する。

つまり、制御装置 100 は、内燃機関 10 のアイドルストップ状態において、後述するように電動式ウォーターポンプ 40 を稼働させて冷却水を循環させることで燃焼室壁温度TCYL（シリンダヘッド温度）を低下させ、これにより、内燃機関 10 を再始動させて車両を発進させるときのノッキングの低減や動力性能の向上を図る。

[0063] ここで、冷却水の循環によって燃焼室壁温度TCYLを低下させるためには、放熱効率が高い（放熱量が多い）ラジエータ 50 への冷却水の循環量を増やせば、より応答良く燃焼室壁温度TCYLを低下させることができるが、一方で、内燃機関 10 のアイドルストップ中における暖房性能の低下を抑制することが望まれる。

そのため、制御装置 100 は、暖機後の内燃機関 10 のアイドルストップ状態において、ラジエータ 50 を含む循環経路である第 1 冷却水ラインと、ヒータコア 91 を含む循環経路である第 2 冷却水ラインとを全開に制御する

一方で、ラジエータ 50 及びヒータコア 91 を含まない第 3 冷却水ラインを閉じて、燃焼室壁温度 TCYL の早期低下と暖房性能の維持とを両立させる。

[0064] また、制御装置 100 は、暖機後の内燃機関 10 のアイドルストップ状態において、電動式ウォーターポンプ 40 を稼働させ、更に、電動式ウォーターポンプ 40 の回転速度（吐出流量）を、燃焼室壁温度 TCYL がアイドルストップ中の目標温度に近づくように制御する。

内燃機関 10 がアイドルストップ制御によって運転を停止することで燃焼室壁温度 TCYL は比較的応答良く低下するのに対し、冷却水温度 TW は燃焼室壁温度 TCYL に比べて温度低下に遅れが生じる。

[0065] このため、冷却水温度 TW に応じた吐出流量の制御では、燃焼室壁温度 TCYL を応答良く低下させつつ過剰な温度低下を抑制することが難しいが、燃焼室壁温度 TCYL に応じて吐出流量を制御すれば、可及的に短い時間で燃焼室壁温度 TCYL を適正温度にまで低下させつつ、過剰な温度低下を抑制することができ、最適な燃焼室壁温度 TCYL の状態で内燃機関 10 の再始動が行われるようにできる。

そして、最適な燃焼室壁温度 TCYL の状態で内燃機関 10 が再始動されると、アイドルストップ状態から車両を発進させるときにノッキングの発生が低減されるから、点火時期を進角させて動力性能を向上させることができる。

[0066] 上記のように、暖機後においては、燃焼室壁温度 TCYL に応じた冷却制御（流量制御）を実施することで、燃費性能、排気エミッションの低減、運転性の向上が見込めるが、暖機中は、燃焼室壁温度 TCYL が応答良く上昇するのに対して冷却水温度 TW が遅れて上昇するため、燃焼室壁温度 TCYL に基づく冷却制御では、冷却水温度 TW を応答良く上昇させることが難しくなる。

そこで、制御装置 100 は、内燃機関 10 の暖機中において冷却水温度 TW に応じた冷却制御（第 1 流量制御）を実施し、暖機完了後は燃焼室壁温度 TCYL に応じた冷却制御（第 2 流量制御）に移行させることで、暖機状態では冷却水温度 TW を応答良く上昇させ、暖機完了後は燃焼室壁温度 TCYL の制御によって異常燃焼を抑制したり点火時期の制御精度を改善する。

[0067] ところで、制御装置 100 は、内燃機関 10 の暖機の進行に伴って、ステップ S 505 における冷却水温度 TW に応じた流量制御状態（流量制御状態、第 1 制御状態）から、ステップ S 508 における燃焼室壁温度 TCYL に応じた流量制御状態（流量制御状態、第 2 制御状態）に移行するとき（過渡応答時）に、図 4 に示すように、電動式ウォーターポンプ 40 の目標吐出流量を、冷却水温度 TW に応じた目標値から燃焼室壁温度 TCYL に応じた目標値に徐々に近づける処理を実施する。

[0068] 電動式ウォーターポンプ 40 の目標吐出流量を、冷却水温度 TW に応じた目標値から燃焼室壁温度 TCYL に応じた目標値に徐々に近づける処理において、制御装置 100 は、目標流量の変化速度を予め定めた一定速度とすることができ、また、条件に応じて目標値の変化速度を可変に設定することができる。

ここで、制御装置 100 は、冷却水温度 TW に応じた目標流量から燃焼室壁温度 TCYL に応じた目標流量に向けての応答速度を、始動時水温 TWINT が低いほど遅くすることができる。

[0069] つまり、始動時水温 TWINT が低いほど内燃機関 10 の全体が温度上昇するのが遅れるので、制御装置 100 は、冷却水温度 TW に応じた目標流量から燃焼室壁温度 TCYL に応じた目標流量への移行を遅らせて（換言すれば流量増加を遅らせて）、内燃機関 10 の全体が温度上昇した暖機完了状態で燃焼室壁温度 TCYL に応じた目標流量に移行させる。

目標流量の変化速度の制御において、制御装置 100 は、図 4 に示すように、単位時間当たりの流量の変化量（ Δ 流量 / sec）を設定し、単位時間毎に一定量だけ流量を増やすことができ、また、冷却水温度 TW に応じた目標流量から燃焼室壁温度 TCYL に応じた目標流量まで変化させる移行時間を設定し、冷却水温度 TW に応じた目標流量と燃焼室壁温度 TCYL に応じた目標流量との偏差と前記移行時間とで定まる速度で目標流量を変化させることができる。

[0070] そして、制御装置 100 は、始動時水温 TWINT が低いほど単位時間当たりの

流量の変化量を小さくし、始動時水温TWINTが低いほど移行時間を長くすることで、冷却水温度TWに応じた目標流量から燃烧室壁温度TCYLに応じた目標流量まで変化させる応答速度を、始動時水温TWINTが低いほど遅くする。

なお、制御装置100は、冷却水温度TWに応じた目標流量から燃烧室壁温度TCYLに応じた目標流量への移行条件が成立してから（冷却水温度TWが暖機完了判定温度に達してから）実際に燃烧室壁温度TCYLに応じた目標流量に向けての変化を開始させるまでの遅れ時間を、始動時水温TWINTが低いほど長くすることができる。

また、制御装置100は、始動時水温TWINTが低いほど暖機完了判定温度（高水温判定値TWHOT2）をより高く変更することができる。

[0071] 図5－図7のタイムチャートは、制御装置100が図3のフローチャートにしたがって電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を制御するときの始動から暖機完了までの間における冷却水温度TW（℃）、燃烧室壁温度TCYL（℃）、吐出流量（L/min）の変化態様を例示する。

図5Aのタイムチャートは、冷却水温度TWが低水温判定値TWINTCよりも低く、燃烧室壁温度TCYLも冷却水温度TWと同程度に低い状態で内燃機関10が始動された場合の温度変化の一例である。

[0072] 図5Aにおいて、内燃機関10の始動時である時刻t0において、冷却水温度TWが低水温判定値TWINTCよりも低いため、制御装置100は、図3のフローチャートにおけるステップS505の冷却水温度TWに応じた冷却制御（吐出流量制御、第1制御）を、内燃機関10の始動時から開始する。

そして、制御装置100は、冷却水温度TWが中水温判定値TWHOT1に達するまでは、電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を最小流量に維持し、時刻t2にて冷却水温度TWが中水温判定値TWHOT1に達すると、第2冷却水ラインへの冷却水の循環開始に対応させて電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を最小流量よりも増加させる。

[0073] その後、制御装置100は、冷却水温度TWが高水温判定値（暖機完了判定温度）TWHOT2に達するまでは、冷却水温度TWの変化（第2冷却水ライン

及び第3冷却水ラインの開度変化)に応じて電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を制御し、時刻 t_3 にて冷却水温度 TW が高水温判定値 $TWHOT2$ に達すると、冷却水温度 TW に応じた流量制御から燃焼室壁温度 $TCYL$ に応じた流量制御に移行する。

[0074] 図5Aのタイムチャートにおいて、燃焼室壁温度 $TCYL$ は、冷却水温度 TW が高水温判定値 $TWHOT2$ に達するよりも早い時刻 t_1 にて、暖機後の状態での温度(燃焼室暖機判定温度 $TCYLHOT$)に達しているが、冷却水温度 TW が高水温判定値 $TWHOT2$ に達するまでは、制御装置100は、電動式ウォーターポンプ40の吐出流量の制御に燃焼室壁温度 $TCYL$ を用いないので、燃焼室壁温度 $TCYL$ が燃焼室暖機判定温度 $TCYLHOT$ に達しても、冷却水温度 TW の上昇を促進させるための制御が継続される。

上記の燃焼室暖機判定温度 $TCYLHOT$ は、例えば 100°C 程度の温度に設定される。

なお、内燃機関10が排気再循環装置(Exhaust Gas Recirculation system)や機関バルブのバルブタイミングを可変に制御する可変動弁機構(Valve Timing Control system)を備える場合、燃焼室壁温度 $TCYL$ が燃焼室暖機判定温度 $TCYLHOT$ にまで上昇した時刻 t_1 以降で、排気再循環装置を作動させ、また、可変動弁機構によるバルブタイミングの変更を実施する。

[0075] これにより、燃焼温度が十分に高くなったときに速やかに排気再循環を実施させて燃焼温度の上昇による排気性状の悪化を抑制でき、また、燃焼安定性が十分に高くなったときに速やかにバルブタイミングを変更して機関の出力性能などを改善できる。

また、図5Bのタイムチャートは、図5Aのタイムチャートに対して始動時の冷却水温度 TW が同等で始動時の燃焼室壁温度 $TCYL$ が燃焼室暖機判定温度 $TCYLHOT$ 付近を保持している場合における冷却水温度 TW 、燃焼室壁温度 $TCYL$ 、吐出流量の変化態様を例示する。

[0076] 図5Bのタイムチャートに示す例では、燃焼室壁温度 $TCYL$ が始動時から燃焼室暖機判定温度 $TCYLHOT$ 付近を保持しているものの、始動時の冷却水温度 TW

Wは、図5Aのタイムチャートの場合と同様に低水温判定値TWINTCよりも低いため、冷却水温度TWが高水温判定値（暖機完了判定温度）TWHOT2に達するまでの時刻t10から時刻t13までの間において、制御装置100は、図5Aのタイムチャートの場合と同様に流量制御を実施する。つまり、燃烧室壁温度TCYLが始動時から燃烧室暖機判定温度TCYLHOT付近を保持していることは、冷却水温度TWを高水温判定値TWHOT2にまで上昇させる制御（暖機制御、冷却水温制御）に影響することがない。

なお、図5Bのタイムチャートに示す例では、始動時から燃烧室壁温度TCYLが暖機後の温度付近を保持しているため、制御装置100は、始動時直後（時刻t11）から排気再循環装置の稼働や可変動弁機構によるバルブタイミングの変更を実施する。

[0077] また、図6Aのタイムチャートは、内燃機関10の始動時における冷却水温度TW（始動時水温TWINT）が低水温判定値TWINTCを超えていた場合における冷却水温度TW、燃烧室壁温度TCYL、吐出流量の変化態様を例示する。

始動時水温TWINTが低水温判定値TWINTC以上であった場合も、冷却水温度TWが中水温判定値TWHOT1に達するまでは、電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を最小流量に維持し、時刻t22にて冷却水温度TWが中水温判定値TWHOT1に達すると、第2冷却水ラインへの冷却水の循環開始に対応させて電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を最小流量よりも増加させる。

[0078] その後、制御装置100は、冷却水温度TWが高水温判定値（暖機完了判定温度）TWHOT2に達するまでは、冷却水温度TWの変化（第2冷却水ライン及び第3冷却水ラインの開度変化）に応じて電動式ウォーターポンプ40の吐出流量を制御し、時刻t23にて冷却水温度TWが高水温判定値TWHOT2に達すると、冷却水温度TWに応じた流量制御から燃烧室壁温度TCYLに応じた流量制御に移行する。

また、図6Bのタイムチャートは、図6Aのタイムチャートに対して始動時の冷却水温度TWが同等で、始動時の燃烧室壁温度TCYLが燃烧室暖機判定温度TCYLHOT付近を保持している場合における冷却水温度TW、燃烧室壁温度

TCYL、吐出流量の変化態様を例示する。

[0079] 図6Bのタイムチャートに示す例では、燃焼室壁温度TCYLが始動時から燃焼室暖機判定温度TCYLHOT付近を保持しているものの、始動時の冷却水温度TWは、図6Aのタイムチャートの場合と同様であるため、冷却水温度TWが高水温判定値（暖機完了判定温度）TWHOT2に達する時刻t23までの間において、制御装置100は、図6Aのタイムチャートの場合と同様に流量制御を実施する。

つまり、燃焼室壁温度TCYLが始動時から燃焼室暖機判定温度TCYLHOT付近を保持していることは、冷却水温度TWを高水温判定値TWHOT2にまで上昇させる制御（暖機制御、冷却水温制御）に影響することがない。

[0080] なお、始動時における燃焼室壁温度TCYLが、図6Aの例では燃焼室暖機判定温度TCYLHOTに達していないのに対し、図6Bの例では燃焼室暖機判定温度TCYLHOTに達しているため、排気再循環装置の稼働や可変動弁機構によるバルブタイミングの変更は、図6Bの例では始動直後から開始され、図6Aの例では、燃焼室壁温度TCYLが燃焼室暖機判定温度TCYLHOTにまで上昇するのを待って開始される。

[0081] 一方、図7Aのタイムチャートは、内燃機関10の始動時における冷却水温度TW（始動時水温TWINT）が高水温判定値TWHOT2以上であった場合における冷却水温度TW、燃焼室壁温度TCYL、吐出流量の変化態様を例示する。

この場合、始動時水温TWINTが高水温判定値TWHOT2以上であって、冷却水温度TWを上昇させるための暖機運転は不要であるから、制御装置100は、内燃機関10の始動時から燃焼室壁温度TCYLに応じた吐出流量の制御（ステップS508）を実施する。

[0082] 但し、図7Aに示す例では、始動時（時刻t40）には燃焼室壁温度TCYLが燃焼室暖機判定温度TCYLHOTに達していないので、その後、時刻t41にて、燃焼室壁温度TCYLが燃焼室暖機判定温度TCYLHOTに達してから、排気再循環装置（EGR装置）の稼働や可変動弁機構によるバルブタイミングの変更が実施される。

また、図 7 B のタイムチャートも、内燃機関 10 の始動時における冷却水温度 TW（始動時水温 TWINT）が高水温判定値 TWHOT2 以上であった場合における冷却水温度 TW、燃焼室壁温度 TCYL、吐出流量の変化態様を例示するが、この図 7 B の例では、始動時から燃焼室壁温度 TCYL が燃焼室暖機判定温度 TCYLHOT を保持するため、始動時から燃焼室壁温度 TCYL に応じた吐出流量の制御及び排気再循環装置の稼働や可変動弁機構によるバルブタイミングの変更が実施される。

[0083] 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。

本願発明に係る電動式ウォーターポンプ 40 の吐出流量の制御は、図 1 に例示した冷却装置に限定されるものではない。

例えば、シリンダブロック 12 に循環される冷却水の流量を流量制御弁 30 によって制御できるように、図 1 のシステム構成において、シリンダブロック側冷却水通路 62 と流量制御弁 30 とを接続する冷却水ラインを追加することができる。

また、サーモスタットによってラジエータを通過する循環経路とラジエータを迂回する循環経路とが切り替えられる構成の冷却装置に、上記の電動式ウォーターポンプ 40 の吐出流量の制御を適用できる。

[0084] また、制御装置 100 は、電動式ウォーターポンプ 40 の吐出流量の制御において、機関回転速度や機関負荷から基本流量を設定し、冷却水温度 TW 又は燃焼室壁温度 TCYL に応じた補正流量を設定し、基本流量を補正流量で補正した結果を目標流量として、電動式ウォーターポンプ 40 の吐出流量を制御することができる。

符号の説明

[0085] 10…内燃機関、11…シリンダヘッド、12…シリンダブロック、20…変速機、21…オイルウォーマー&クーラー、30…流量制御弁、32…34…入口ポート、35…出口ポート、40…電動式ウォーターポンプ、50

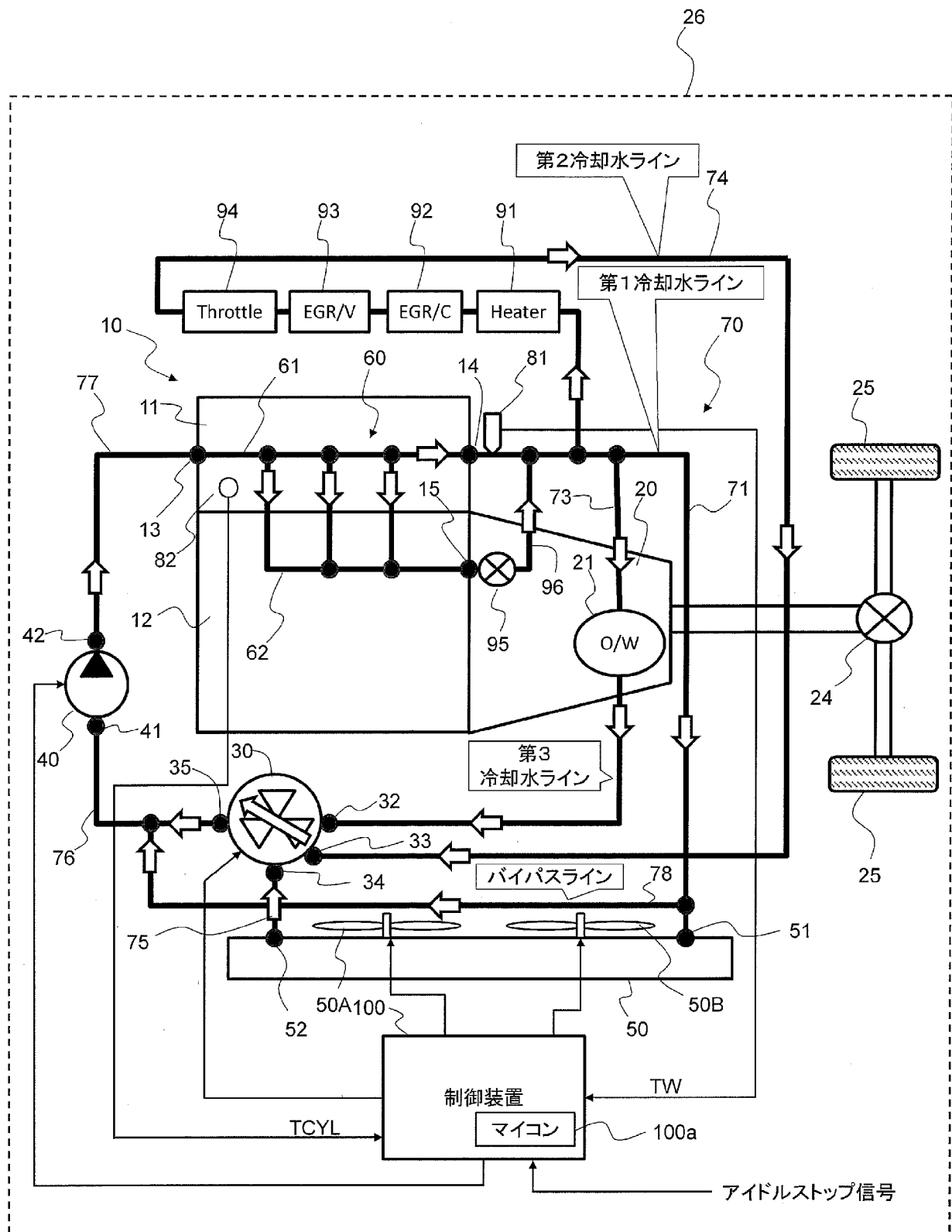
…ラジエータ、６１…シリンダヘッド側冷却水通路、６２…シリンダブロック側冷却水通路、８１…水温センサ、８２…燃焼室壁温センサ、９１…ヒータコア、９２…ＥＧＲクーラ、９３…ＥＧＲ制御弁、９４…スロットルバルブ、９５…サーモスタット、１００…制御装置（ポンプ制御手段）

請求の範囲

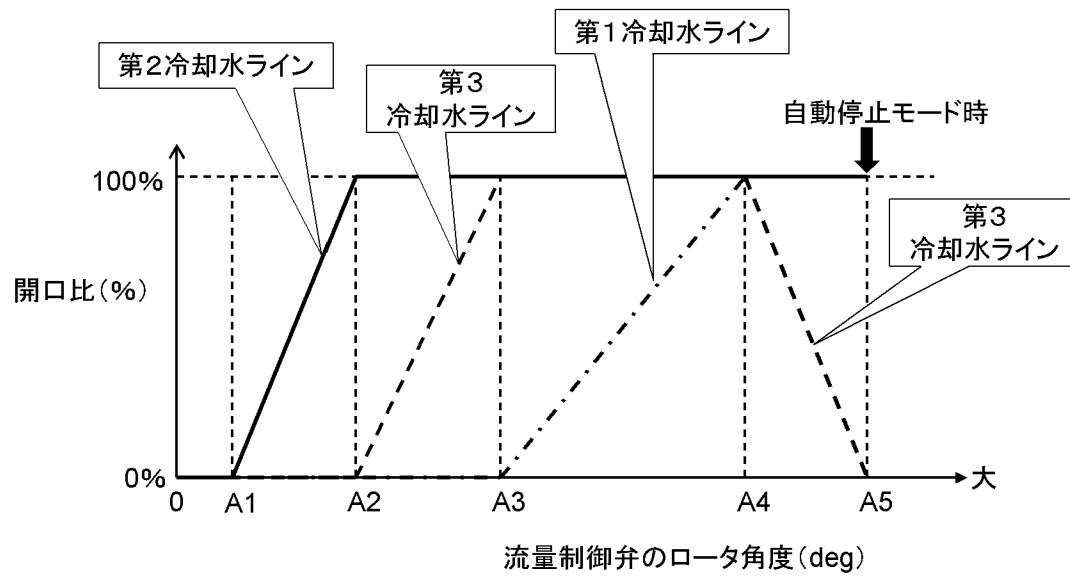
- [請求項1] 冷却水を電動式ウォーターポンプによって車両用内燃機関に循環させる冷却装置であって、
- 前記内燃機関の暖機の進行に伴って、前記冷却水の温度に応じて前記電動式ウォーターポンプの流量を制御する第1制御状態から、前記内燃機関の燃焼室壁温度に応じて前記電動式ウォーターポンプの流量を制御する第2制御状態に移行するポンプ制御手段を備えた、車両用内燃機関の冷却装置。
- [請求項2] 前記ポンプ制御手段は、前記冷却水の温度が所定温度に達した後に、前記第1制御状態から前記第2制御状態に移行する、請求項1記載の車両用内燃機関の冷却装置。
- [請求項3] 前記ポンプ制御手段は、前記第1制御状態において、前記冷却水の温度上昇に応じて前記電動式ウォーターポンプの流量を増加させる、請求項1記載の車両用内燃機関の冷却装置。
- [請求項4] 前記ポンプ制御手段は、前記第2制御状態において、燃焼室壁温度を冷却水の温度に近づけるように前記電動式ウォーターポンプの流量を制御する、請求項1記載の車両用内燃機関の冷却装置。
- [請求項5] 前記ポンプ制御手段は、前記第1制御状態から前記第2制御状態に移行するときに、前記第1制御状態での流量から前記第2制御状態での流量に向けての応答速度を、前記内燃機関の始動時における前記冷却水の温度が低いほど遅くする、請求項1記載の車両用内燃機関の冷却装置。
- [請求項6] 前記ポンプ制御手段は、前記第2制御状態に移行した後の前記内燃機関のアイドルストップ状態において、燃焼室壁温度を設定温度に近づけるように前記電動式ウォーターポンプの流量を制御する、請求項1記載の車両用内燃機関の冷却装置。
- [請求項7] 冷却水を電動式ウォーターポンプによって車両用内燃機関に循環させる冷却装置の制御方法であって、

前記内燃機関の暖機状態を検出するステップと、
前記内燃機関の暖機中に前記冷却水の温度に応じて前記電動式ウォーターポンプの流量を制御するステップと、
前記内燃機関の暖機後に前記内燃機関の燃焼室壁温度に応じて前記電動式ウォーターポンプの流量を制御するステップと、
を含む、冷却装置の制御方法。

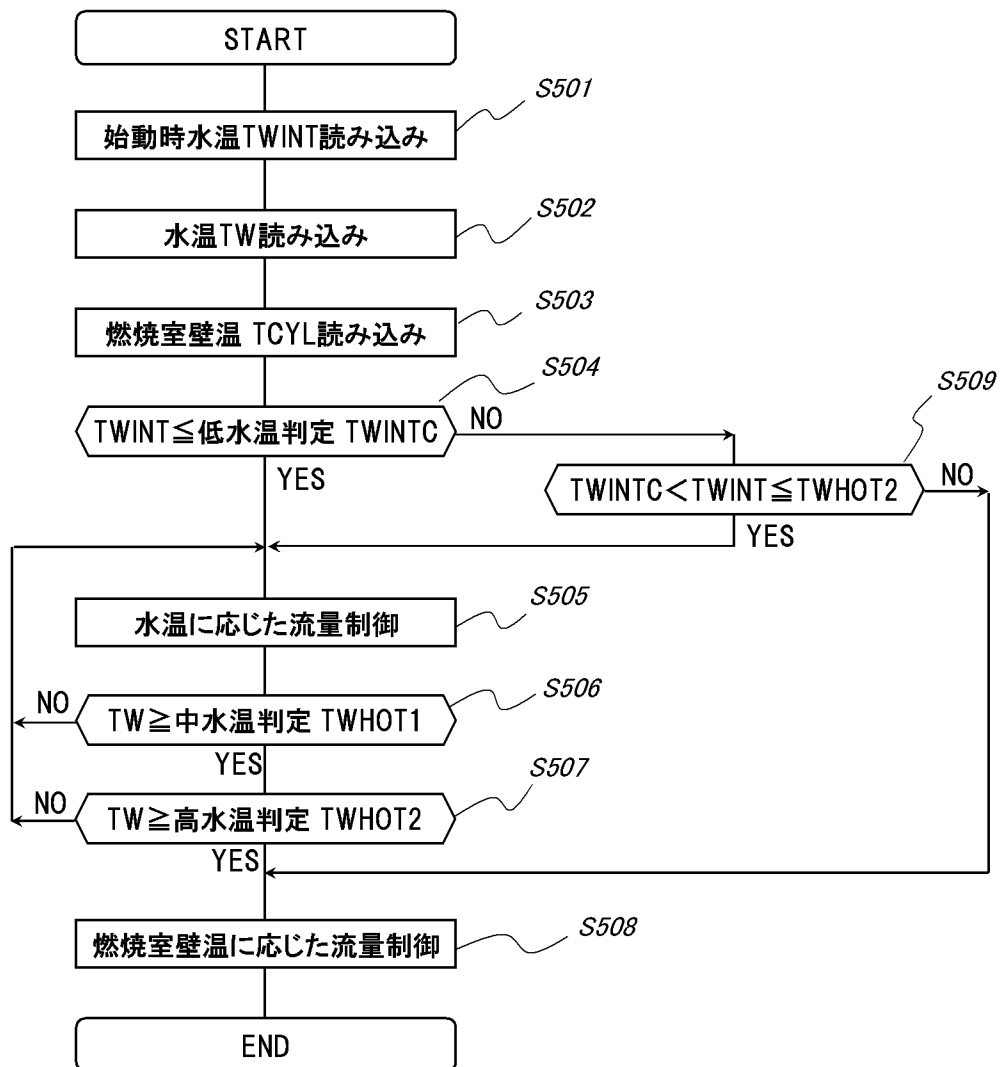
[図1]



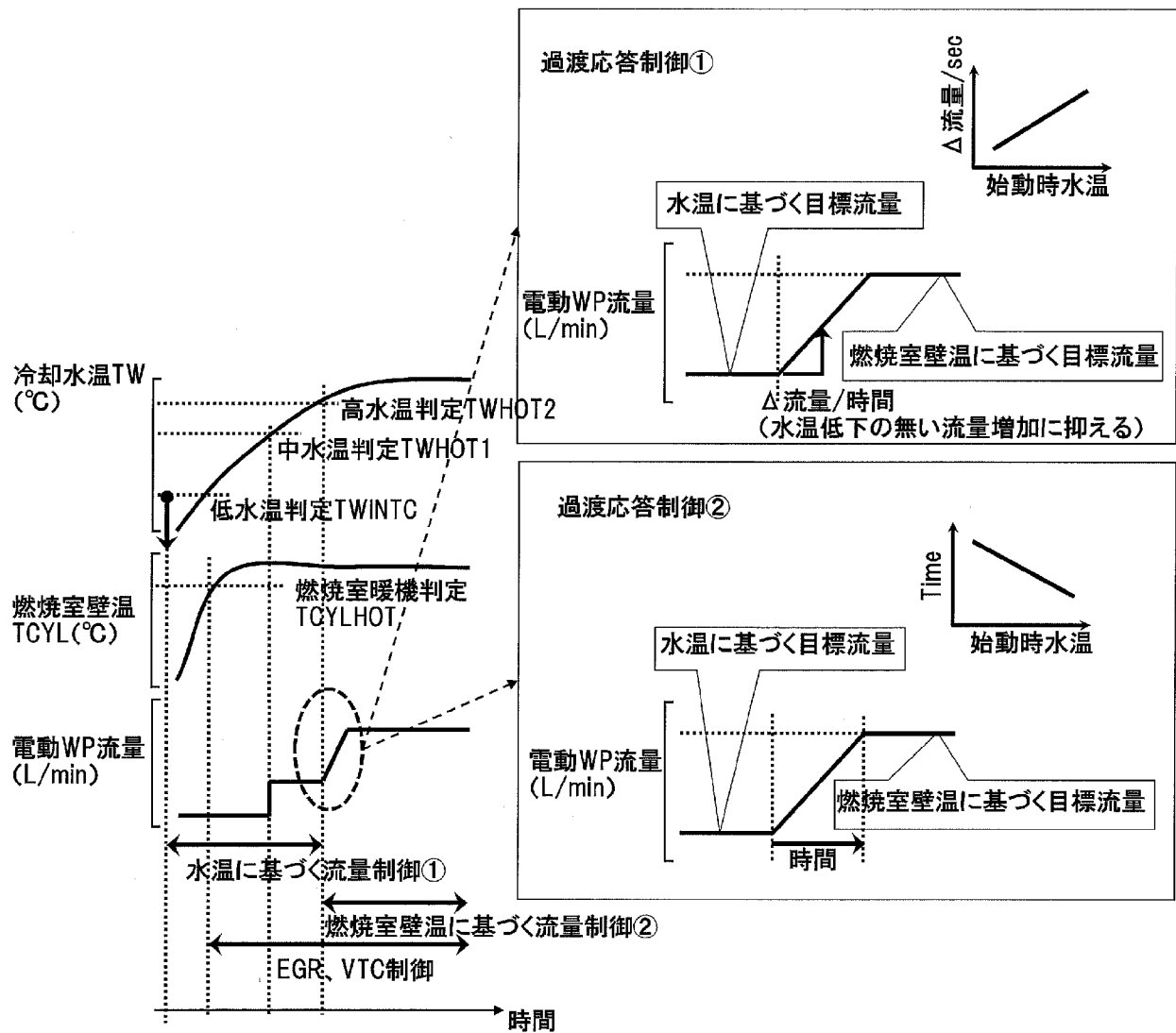
[図2]



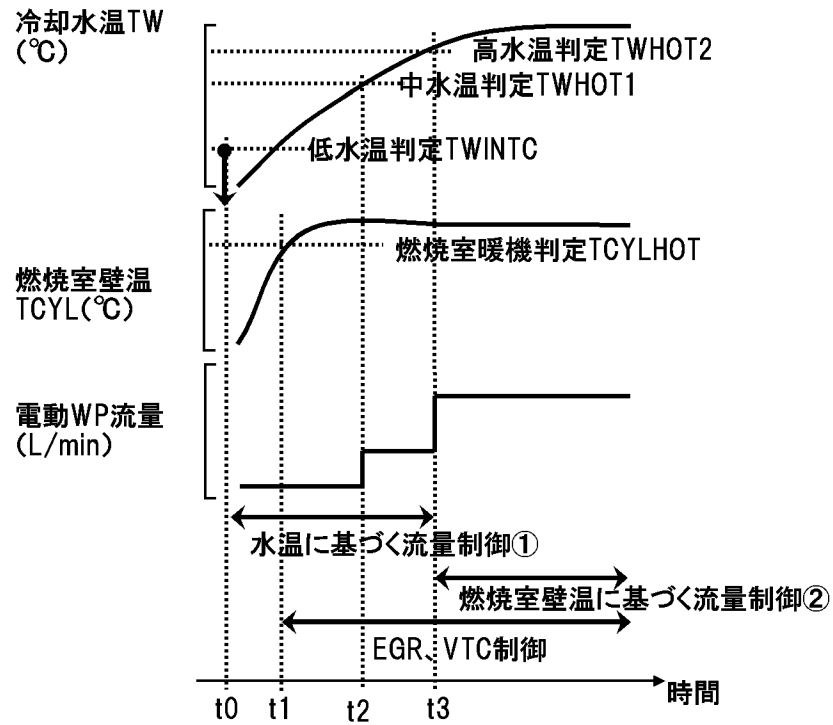
[図3]



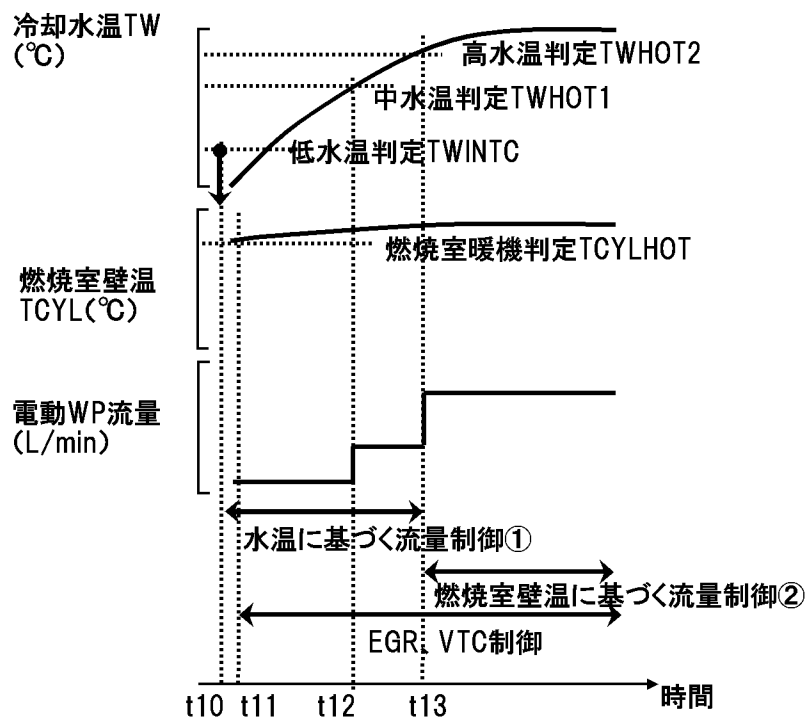
[図4]



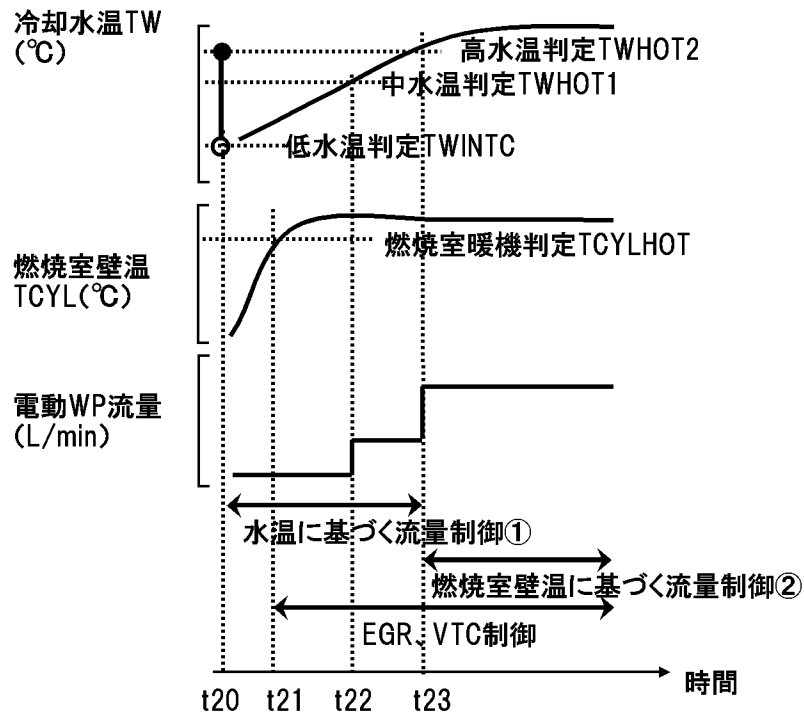
[図5A]



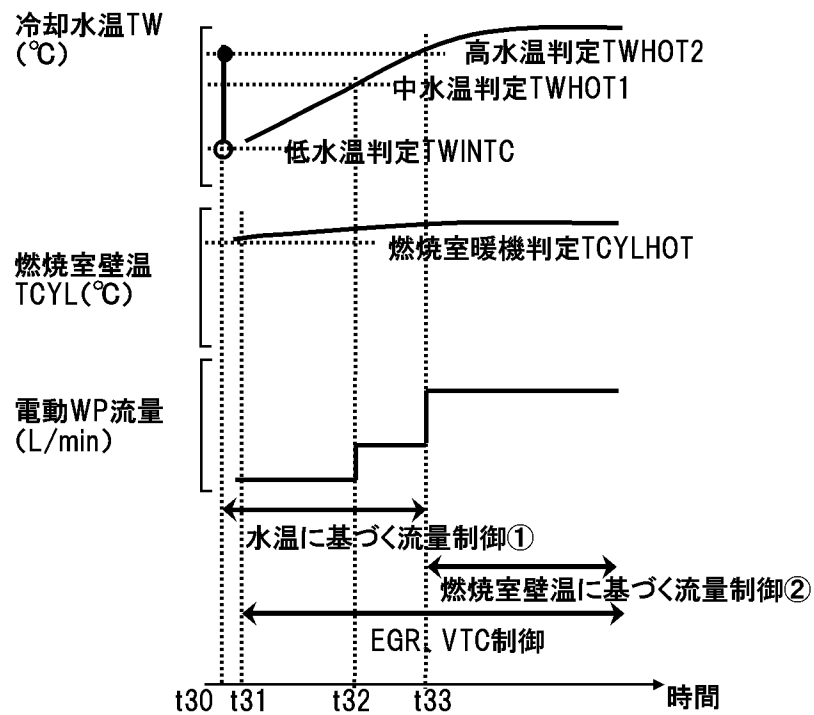
[図5B]



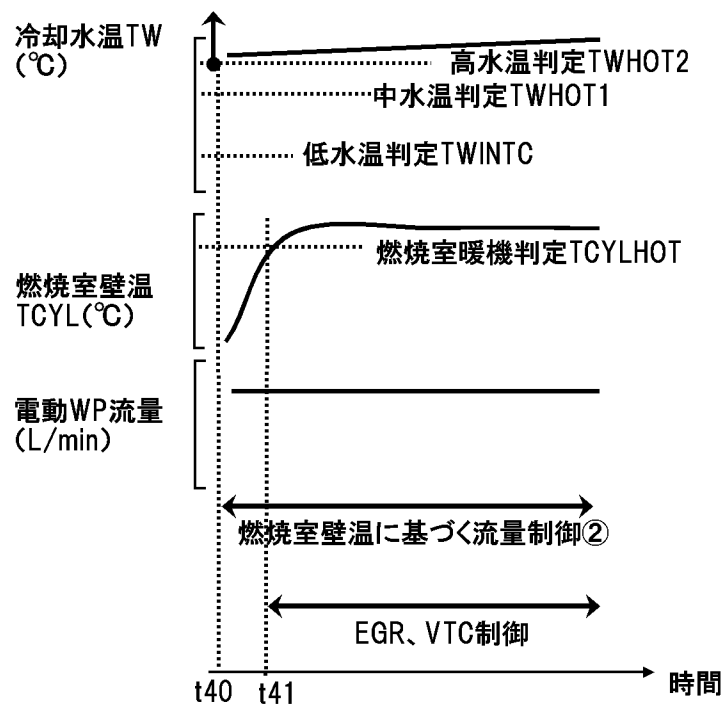
[図6A]



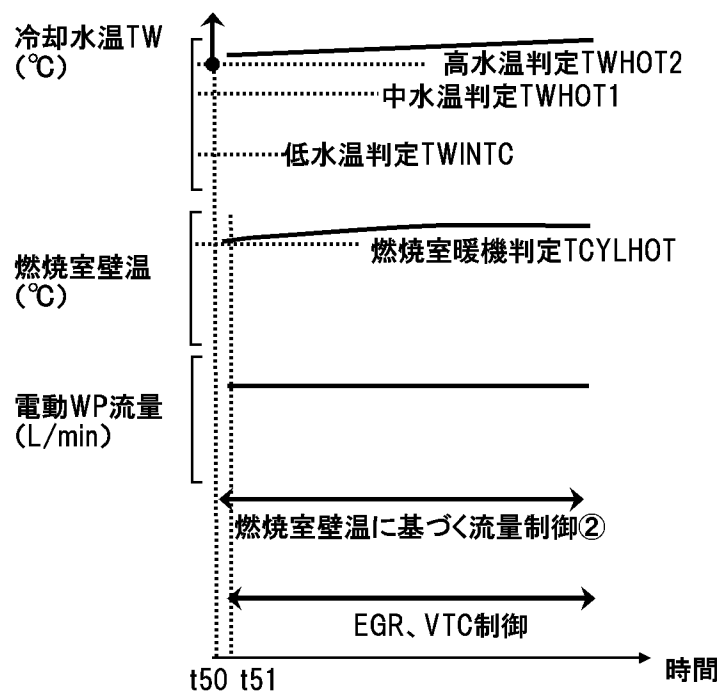
[図6B]



[図7A]



[図7B]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/021988

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01P7/16(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

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.
Y A	WO 2014/192747 A1 (Nissan Motor Co., Ltd.), 04 December 2014 (04.12.2014), paragraphs [0049] to [0100]; fig. 1 to 11 (Family: none)	1-4, 6-7 5
Y	JP 2012-193629 A (Toyota Motor Corp.), 11 October 2012 (11.10.2012), paragraph [0031] (Family: none)	1-4, 6-7
Y	JP 2012-197706 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 18 October 2012 (18.10.2012), paragraphs [0011] to [0041]; fig. 1 to 9 (Family: none)	6

☒ 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
16 August 2017 (16.08.17)

Date of mailing of the international search report
29 August 2017 (29.08.17)

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/JP2017/021988

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 2015-178824 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 08 October 2015 (08.10.2015), entire text; all drawings & US 2017/0096930 A1 & WO 2015/141042 A1 & DE 112014006486 T5 & CN 106103932 A	1-7
A	JP 2015-178787 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 08 October 2015 (08.10.2015), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
A	JP 2013-53606 A (Mazda Motor Corp.), 21 March 2013 (21.03.2013), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
A	JP 2007-24013 A (Toyota Motor Corp.), 01 February 2007 (01.02.2007), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
A	JP 2013-44295 A (Daimler AG.), 04 March 2013 (04.03.2013), entire text; all drawings (Family: none)	1-7

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

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

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
Y A	WO 2014/192747 A1（日産自動車株式会社）2014.12.04, 段落[0049]-[0100], 図1-11（ファミリーなし）	1-4, 6-7 5
Y	JP 2012-193629 A（トヨタ自動車株式会社）2012.10.11, 段落[0031] （ファミリーなし）	1-4, 6-7
Y	JP 2012-197706 A（日立オートモティブシステムズ株式会社） 2012.10.18, 段落[0011]-[0041], 図1-9（ファミリーなし）	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

16.08.2017

国際調査報告の発送日

29.08.2017

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

齊藤 公志郎

3S

3321

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 2015-178824 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2015. 10. 08, 全文, 全図 & US 2017/0096930 A1 & WO 2015/141042 A1 & DE 112014006486 T5 & CN 106103932 A	1-7
A	JP 2015-178787 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2015. 10. 08, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-7
A	JP 2013-53606 A (マツダ株式会社) 2013. 03. 21, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-7
A	JP 2007-24013 A (トヨタ自動車株式会社) 2007. 02. 01, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-7
A	JP 2013-44295 A (ダイムラー・アクチェンゲゼルシャフト) 2013. 03. 04, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-7