

(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
2011 年 12 月 1 日(01.12.2011)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2011/148464 A1

(51) 国際特許分類:
F01P 7/16 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2010/058833

(22) 国際出願日: 2010 年 5 月 25 日(25.05.2010)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 Aichi (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 荒木 夕加里 (ARAKI, Yukari) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 竹内 信峯 (TAKEUCHI, Nobutaka) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).

(74) 代理人: 恩田 博宣, 外 (ONDA, Hironori et al.); 〒5008731 岐阜県岐阜市大宮町 2 丁目 1 2 番地の 1 Gifu (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, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, 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, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, 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, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

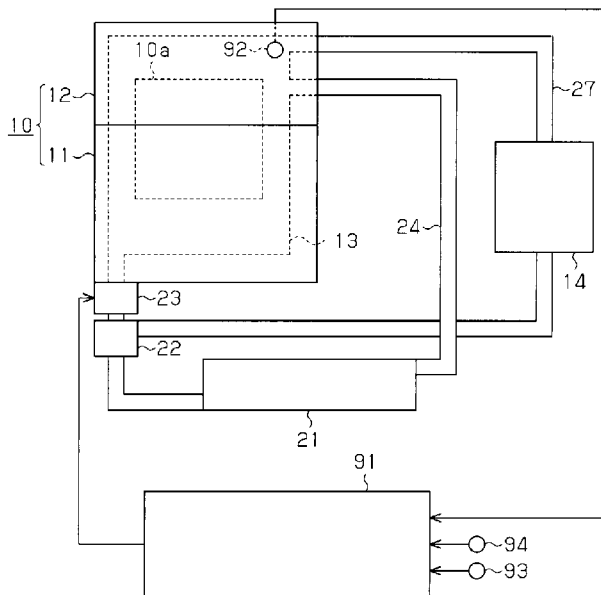
添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: COOLING DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称: 内燃機関の冷却装置

[図1]



(57) Abstract: A cooling device for an internal combustion engine, configured so that coolant circulation is stopped until the temperature of the coolant reaches a predetermined temperature, wherein thermal shock to the internal combustion engine, which is likely to occur when the stop of the coolant circulation is cancelled, is reduced. An internal combustion engine (10) is provided with: a main passage (24) and a sub-passage (27) which form the engine cooling system; a coolant temperature sensor (92) which detects a first temperature which is the temperature of the coolant within the internal combustion engine (10); and an electric pump (23). A control device (91) controls the electric pump (23) so that the coolant circulation is stopped when the first temperature is lower than a predetermined temperature. Also, the control device (91) sets the discharge amount of the coolant which is discharged from the electric pump (23) when the stop of the coolant circulation is cancelled, the setting being performed on the basis of the temperature of the coolant within the sub-passage (27) when the coolant circulation is being stopped.

(57) 要約: 冷却水の温度が所定温度に達するまで冷却水の循環を停止するようにした内燃機関の冷却装置において、冷却水の循環停止が解除されたときに生じるおそれのある内燃機関への熱衝撃を抑える。内燃機関 (10) は、機関冷却系を構成するメイン通路 (24) 及びサブ

通路 (27) と、内燃機関 (10) 内の冷却水の温度である第 1 温度を検出する水温センサ (92) と、電動ポンプ (23) とを備える。制御装置 (91) は、第 1 温度が所定温度よりも低いときには冷却水の循環が停止するように電動ポンプ (23) を制御する。また、制御装置 (91) は、冷却水の循環停止が解除されたときの電動ポンプ (23) の吐出量を、冷却水が循環停止されていたときのサブ通路 (27) 内の冷却水の温度に基づいて設定する。

WO 2011/148464 A1

明 細 書

発明の名称： 内燃機関の冷却装置

技術分野

[0001] 本発明は、内燃機関の暖機を促進するために、冷却水の温度が所定温度に達するまで冷却水の循環を停止するようにした内燃機関の冷却装置に関する。

背景技術

[0002] 内燃機関の冷却装置として、内燃機関の内部に形成されたウォータジャケットに冷却水を循環させることにより、シリンダブロックやシリンダヘッドを冷却する水冷式の冷却装置が一般に知られている。通常、こうした冷却装置の機関冷却系は、ウォータジャケット、ポンプ、ラジエータ、ウォータジャケットとラジエータとを連通する冷却水通路、及びラジエータに流入する冷却水の流量を調量するサーモスタットによって構成されている。

[0003] ところで、近年、冷却水を循環させるポンプとして、機関運転状態に依存することなく冷却水の吐出量を変更することのできるポンプ、例えば電動ポンプなどが実用化されている。

[0004] 例えば、特許文献 1 に記載の冷却装置では、こうした電動ポンプを採用し、機関始動時等において冷却水の温度が所定温度に達するまでは電動ポンプの運転を停止して冷却水の循環を停止するようにしている。

[0005] こうした冷却装置のように、機関運転中において冷却水の循環を停止すると、内燃機関内の冷却水は同内燃機関内において停滞する。従って、内燃機関内の冷却水の温度は、機関熱によって早期に高温化される。そのため、内燃機関の暖機が促進される。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献 1：特開 2002-161748 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

- [0007] ところで、上述した冷却装置では、冷却水の温度が所定温度に達すると電動ポンプの運転が開始されて冷却水の循環が開始される。このように冷却水の循環が開始されると、機関冷却系内において内燃機関の外部に存在していた冷却水、例えばウォータジャケットとラジエータとを連通する冷却水通路内で停滞していた冷却水などが内燃機関に流入するようになる。
- [0008] この内燃機関の外部に存在していた冷却水は機関熱を受熱していないために、内燃機関内の冷却水の温度よりもかなり低くなっている。従って、そのような低温の冷却水が同冷却水の循環開始によって内燃機関内に流入すると、内燃機関の温度が急速に低下してしまい、同内燃機関には熱衝撃が加わってしまう。このようにして内燃機関に熱衝撃が加わると、熱応力によって内燃機関の耐久性が低下したり、冷却水あるいは潤滑油のシール性能が低下したりするおそれがある。
- [0009] この発明は、こうした従来の実情に鑑みてなされたものであり、その目的は、冷却水の循環停止が解除されたときに生じるおそれのある内燃機関への熱衝撃を抑えることにある。

課題を解決するための手段

- [0010] 上記目的を達成するため、本発明は、冷却水が循環する機関冷却系と、内燃機関内の冷却水の温度である第1温度を検出する温度検出部と、機関運転状態に依存することなく冷却水の吐出量を変更可能なポンプと、前記第1温度が所定温度よりも低いときには冷却水の循環が停止するように前記ポンプを制御する制御部とを備える内燃機関の冷却装置において、前記制御部は、冷却水の循環停止が解除されたときの前記ポンプの吐出量を、前記機関冷却系内において前記内燃機関の外部に存在する冷却水の温度であって前記循環停止中の温度である第2温度に基づいて設定する設定処理を行うようにしている。
- [0011] 同構成によれば、冷却水の循環停止が解除されたときのポンプの吐出量が、機関冷却系内において内燃機関の外部に存在する冷却水の温度であって循

環停止中の温度である第2温度に基づいて設定される。そのため、内燃機関よりも温度の低い冷却水が同内燃機関に流入するときの量は、循環停止中において内燃機関の外部に存在していた冷却水の温度に応じて設定される。従って、冷却水の循環停止が解除されたときに生じるおそれのある内燃機関への熱衝撃を抑えることができるようになる。

[0012] なお、同構成では、冷却水の循環停止が解除される直前での第2温度に基づいてポンプの吐出量を設定することが望ましい。

また、本発明は、前記制御部は、前記第2温度が低いときほど前記ポンプの吐出量を少なくする、といった態様にてこれを具体化することができる。

[0013] 同構成によれば、内燃機関に流入する冷却水の温度が低いときほど、その冷却水が内燃機関に流入する量を少なくすることができる。従って、内燃機関への熱衝撃を適切に抑えることができるようになる。

[0014] 本発明は、前記制御部は、冷却水の循環停止が解除されたときの前記ポンプの吐出量を外気温度及び吸気温度のいずれか一方に基づいて設定する、といった態様にてこれを具体化することができる。

[0015] 機関冷却系内において内燃機関の外部に存在する冷却水の温度であって循環停止されているときの上記第2温度はセンサなどで直接検出することも可能である。一方、冷間状態から内燃機関が始動された場合などでは、上記第2温度は外気温度や吸気温度とほぼ同一の温度になっている。そこで、同構成によるように、冷却水の循環停止が解除されたときのポンプの吐出量を外気温度及び吸気温度のいずれか一方に基づいて設定することにより、第2温度を検出するセンサを設けることなく、同第2温度に応じた吐出量の設定を行うことができるようになる。

[0016] 本発明は、前記制御部は、前記設定処理によって設定された前記ポンプの吐出量を、機関始動時の前記第1温度が高いときほど多くなるように補正する補正処理を行う、といった態様にてこれを具体化することができる。

[0017] 冷間状態から内燃機関が始動された場合には、上記第2温度は、外気温度や吸気温度とほぼ同一の温度になる。一方、暖機途中や暖機完了後に内燃機

関が停止されて、その後冷間状態になる前に内燃機関が再始動された場合には、暖機途中や暖機完了後において冷却水の循環が行われており、上記第２温度が外気温度や吸気温度よりも高くなっている可能性がある。このようなときは、第２温度と内燃機関内の冷却水との温度差が比較的小さくなっているため、外気温度及び吸気温度のいずれか一方に基づいて設定される吐出量よりも多い吐出量を設定しても、上述したような熱衝撃が大きく加わる可能性は低い。

[0018] ここで、機関始動時の第１温度（内燃機関内の冷却水の温度）が高いときほど、上記第２温度は外気温度や吸気温度よりも高くなっている可能性がある。そのため、同構成では、第２温度に基づいて設定されたポンプの吐出量を、機関始動時の第１温度が高いときほど多くなるように補正するようにしている。従って、外気温度や吸気温度に基づいてポンプの吐出量を設定する場合において、冷却水の循環を開始するときのポンプの吐出量が不必要に少なくされるといったことを抑えることができるようになる。

[0019] そのため、例えば次のような不都合の発生を抑えることもできる。すなわち、内燃機関内の冷却水が上記所定温度に達すると冷却水の循環が開始されるのであるが、そのときに内燃機関に流入する冷却水の温度が比較的高く、かつ流入量が少量である場合には、内燃機関から冷却水へ移動する熱量が少なくなる。そのため、内燃機関の温度上昇速度は、冷却水の循環開始前と大きく変わることがなく、場合によっては、内燃機関の温度が最適な温度に対してオーバーシュートしてしまうといった不都合の発生が懸念される。この点同構成によれば、冷却水の循環を開始するときのポンプの吐出量が不必要に少なくされるといったことを抑えることができるため、そのようなオーバーシュートの発生を抑えることが可能になる。

[0020] 本発明は、前記機関冷却系は、冷却水を冷却するラジエータと、前記ラジエータへの冷却水の循環及び循環停止を冷却水の温度に応じて切り替える切り替え部とを備えており、

前記所定温度は、前記切り替え部によって前記ラジエータへの冷却水の循

環が開始される冷却水の温度よりも低い温度に設定される、といった態様にてこれを具体化することができる。

[0021] 同構成によれば、冷却水の循環が開始されてから、ラジエータへの冷却水の循環が開始されるまでの間では、冷却水がラジエータで冷却されることなく内燃機関に流入する。従って、冷却水の循環開始時において低温の冷却水が内燃機関に流入することをより好適に抑えることができる。

[0022] 本発明は、前記制御部は、前記第 1 温度が前記所定温度に達した後、同第 1 温度が前記所定温度よりも高い第 2 の所定温度に達するまでは、前記ポンプの駆動態様を冷却水が間欠的に吐出される間欠運転としてその吐出量が制限された低流量モードにて前記ポンプを駆動し、前記第 1 温度が前記第 2 の所定温度以上となったときには前記ポンプの駆動態様を冷却水が連続的に吐出される連続運転に変更する、といった態様にてこれを具体化することができる。

[0023] 同構成によれば、冷却水の循環を停止している状態から冷却水の温度が上昇して所定温度に達すると、ポンプの運転が開始される。この場合、まずポンプは、その駆動態様が間欠運転とされるとともに吐出量が低流量に制限された低流量モードにて駆動される。このようにポンプの吐出量が低流量に制限された状態で冷却水の循環が行われるため、低温状態の冷却水が高温状態の内燃機関に流入することで生じるおそれのある熱衝撃を適切に緩和することができる。また、冷却水が循環されることにより、内燃機関の高温部近傍等における局所的な冷却水の沸騰を抑制することもできる。しかもこの低流量モードにおいては、ポンプが間欠運転されるため、所定期間におけるポンプの平均吐出量を極低流量に設定することができる。従って、局所的な冷却水の沸騰を抑制しつつ、低温状態の冷却水が高温状態の内燃機関に流入する際の熱衝撃を緩和する上で好適な量の冷却水を流通させることができる。

[0024] そして、冷却水の温度が更に上昇すると、ポンプの駆動態様が連続運転に変更され、先の低流量モードよりもポンプの吐出量が増大される。その結果、冷却水の循環量を十分に確保することができ、完全暖機後も含めそのとき

どきの機関温度状態に即したかたちで機関冷却系を冷却することができるようになる。

- [0025] また、本発明のポンプとしては、電動式のポンプを採用したり、クラッチを介して機関出力軸に連結されて同機関出力軸により駆動される機械駆動式のポンプを採用したりすることができる。なお、機械駆動式のポンプにおいては、クラッチが係合状態のときには、機関駆動軸の回転に基づいてポンプの吐出量が決定される。一方、クラッチが解放状態のときには、機関駆動軸の回転状態にかかわらず、ポンプによる冷却水の吐出は停止される。また、クラッチの係合を断続的に行うことにより、ポンプの駆動態様を間欠運転にすることができる。

図面の簡単な説明

- [0026] [図1] 本発明にかかる第1実施形態の内燃機関及びその冷却装置を示す概略構成図。
- [図2] 同実施形態における電動ポンプの駆動処理手順を示すフローチャート。
- [図3] 同実施形態における電動ポンプの吐出量設定処理手順を示すフローチャート。
- [図4] 吸気温度と電動ポンプの吐出量との関係を示すグラフ。
- [図5] 同実施形態における電動ポンプの駆動態様についてその一例を示すタイミングチャート。
- [図6] 第2実施形態における電動ポンプの吐出量設定処理手順を示すフローチャート。
- [図7] 始動時の冷却水温度と電動ポンプの吐出量補正值との関係を示すグラフ。
- [図8] 第1の実施形態の変形例における電動ポンプの吐出量と吸気温度との関係を示すグラフ。
- [図9] 第2実施形態の変形例における電動ポンプの吐出量補正值と、停止時冷却水温度と、機関停止時間との関係を示すグラフ。
- [図10] 第1実施形態のウォーターポンプの変形例を示す概略構成図。

発明を実施するための形態

[0027] (第1実施形態)

以下、図1～図5を参照して、本発明にかかる冷却装置を具体化した第1実施形態を説明する。

[0028] 図1に示すように、車両に搭載される内燃機関10の冷却装置は、大きくは、シリンダブロック11及びシリンダヘッド12の内部において機関燃焼室10aの周囲に形成されたウォータジャケット13と、このウォータジャケット13に冷却水を吐出する電動ポンプ23と、このウォータジャケット13内の冷却水を電動ポンプ23に戻して循環させるためのメイン通路24及びサブ通路27とによって構成されている。

[0029] メイン通路24は、ウォータジャケット13と電動ポンプ23とをラジエータ21及びサーモスタット22を介して接続している。このラジエータ21は、冷却水と外気との間で熱交換を行うことにより冷却水の熱を外部に放出するものである。

[0030] サーモスタット22は、内部に設けられた弁体の位置が冷却水の温度に応じて変化する感温式のものであり、ラジエータ21への冷却水の循環及び循環停止が弁体の位置に応じて切り替えられる切り替え部として機能する。サーモスタット22の弁体は、冷却水の温度が開弁開始温度未満のときには閉弁状態に保持される。そして、冷却水の温度が開弁開始温度に達すると弁体は徐々に開弁されていき、冷却水の温度が完全開弁温度に達すると弁体は最大開度にて開弁状態に保持される。

[0031] 一方、サブ通路27は、ウォータジャケット13と電動ポンプ23とを熱機器系14及びサーモスタット22を介して接続している。この熱機器系14は、ヒータコア、スロットルボディの加熱通路、EGRクーラといった冷却水の熱を利用する種々の機器を含んでいる。サブ通路27は、サーモスタット22の開閉状態にかかわらず常に電動ポンプ23と連通状態になっている。したがって、サーモスタット22が閉弁状態にあるときには、電動ポンプ23からウォータジャケット13に吐出された冷却水は熱機器系14を含

めたサブ通路 27 を流れて電動ポンプ 23 に戻され、再びウォータジャケット 13 に吐出される。一方、メイン通路 24 を通じてラジエータ 21 に冷却水が流入することはない。

[0032] これに対して、サーモスタット 22 が開弁状態にあるときには、電動ポンプ 23 からウォータジャケット 13 に吐出された冷却水は、先と同様に、サブ通路 27 から電動ポンプ 23 に戻された後、再びウォータジャケット 13 に吐出される。これに加え、冷却水は、ウォータジャケット 13 からラジエータ 21 を含めたメイン通路 24 を流れて電動ポンプ 23 に戻され、再びウォータジャケット 13 に吐出される。

[0033] 電動ポンプ 23 は、モータの出力軸に連結された羽根車が回転することにより冷却水を吸引及び吐出する。電動ポンプ 23 の冷却水の吐出量は、出力軸の回転速度（以下、ポンプ回転速度という）が大きくなるにつれて増量される。ポンプ回転速度は、モータの通電時間と通電停止時間との比（以下、デューティ比 D T という）に応じて変化し、デューティ比 D T が大きくなるにつれて増加される。

[0034] 電動ポンプ 23 のモータは制御装置 91 に接続されており、制御装置 91 を通じてモータの駆動態様が制御される。例えば、制御装置 91 は、電動ポンプ 23 の駆動態様として、冷却水を連続的に吐出する連続運転と、冷却水を間欠的に吐出する間欠運転とを選択する。

[0035] 連続運転が選択された場合には、電動ポンプ 23 の吐出量を変更することにより冷却水の循環量が調節される。一方、間欠運転が選択された場合には、冷却水を吐出する期間である駆動期間と冷却水の吐出を停止する期間である停止期間との比を変更することで冷却水の循環量が調節される。

[0036] 本実施形態では、メイン通路 24、サブ通路 27、ウォータジャケット 13、電動ポンプ 23、サーモスタット 22、ラジエータ 21、及び熱機器系 14 によって機関冷却系が構成されている。

[0037] 制御装置 91 には、ウォータジャケット 13 の出口近傍に設けられて内燃機関 10 内の冷却水の温度（以下、第 1 冷却水温度という）T_{HW1}を検出

する水温センサ 92 や、内燃機関 10 の吸気通路に設けられて吸入空気の温度（以下、吸気温度という）THA を検出する吸気温センサ 93 が接続されている。制御装置 91 には、機関回転速度を検出する回転速度センサ 94 など、その他の各種センサも接続されている。制御装置 91 は、これら各センサの検出値に基づいて電動ポンプ 23 の駆動態様を制御する。なお、吸気温度 THA は外気温度とある程度の相関を有して変化するため、外気温度の代替値として用いられる。また、水温センサ 92 は、内燃機関 10 内の冷却水の温度である第 1 温度を検出する上記温度検出部を構成している。

[0038] 次に、制御装置 91 による電動ポンプ 23 の駆動制御について説明する。

制御装置 91 は、冷間始動時など内燃機関 10 の温度が低いときには、電動ポンプ 23 の駆動を停止して冷却水の循環を停止させることにより、内燃機関 10 の暖機を促進するとともに、機関燃焼室 10a の壁面温度を高温に維持して熱損失の低減、ひいては燃費の向上を図るようにしている。そして、制御装置 91 は、第 1 冷却水温度 THW1 が所定の基準温度にまで上昇して内燃機関 10 の暖機がある程度進行した後は、冷却水による内燃機関 10 の冷却を行うために電動ポンプ 23 を駆動して冷却水の循環を開始する。

[0039] ところで、このように冷却水の循環が開始されると、機関冷却系内において内燃機関 10 の外部に存在していた冷却水、すなわちサブ通路 27 内で停滞していた冷却水が内燃機関に流入するようになる。

[0040] このサブ通路 27 内で停滞していた冷却水はそれまで機関熱を受熱していないために、内燃機関 10 内の冷却水の温度よりもかなり低くなっている。従って、そのような低温の冷却水が内燃機関 10 内に流入すると、内燃機関 10 の温度が急速に低下してしまい、内燃機関 10 に熱衝撃が加わるようになる。このように内燃機関 10 に熱衝撃が加わると、熱応力によって内燃機関の耐久性が低下したり、シリンダヘッド 12 及びシリンダブロック 11 の熱収縮量の違いに起因して冷却水あるいは潤滑油のシール性能が低下したりするおそれがある。

[0041] なお、シリンダヘッド 12 には、高温の排気が流れる排気ポートが形成さ

れている。そして、一般にシリンダヘッド 12 の体積はシリンダブロックよりも小さくなっている。従って、シリンダヘッド 12 の温度はシリンダブロック 11 よりも高い傾向にあり、上述したような熱衝撃は、シリンダブロック 11 よりもシリンダヘッド 12 に対して強く作用する傾向がある。

[0042] そこで、上記熱衝撃を抑制するために、制御装置 91 は、図 2 に示すポンプ駆動処理を実行する。なお、図 2 に示す一連の処理は、制御装置 91 によって機関始動時から所定の演算周期毎に繰り返し実行される。

[0043] 本処理が開始されるとまず、制御装置 91 は、第 1 冷却水温度 T_{HW1} が第 1 基準温度 T_{X1} 以上であるか否かを判定する (S10)。この第 1 基準温度 T_{X1} は、内燃機関 10 が低温状態にあるか否か、より詳細には機関燃焼室 10a の近傍等における局所的な冷却水の沸騰が生じるおそれがあるか否かを第 1 冷却水温度 T_{HW1} との比較によって判断するための値として、試験等を通じて予め設定されている。また、第 1 基準温度 T_{X1} は、サーモスタット 22 の開弁開始温度よりも低い温度が設定されている。

[0044] そして、第 1 冷却水温度 T_{HW1} が第 1 基準温度 T_{X1} 未満である場合には (S10: NO)、内燃機関 10 が低温状態にあるため、制御装置 91 は電動ポンプ 23 の駆動を停止する (S50)。その結果、冷却水の循環が停止されて内燃機関 10 の暖機が促進される。

[0045] 一方、第 1 冷却水温度 T_{HW1} が第 1 基準温度 T_{X1} 以上である場合には (S10: YES)、制御装置 91 は、第 1 冷却水温度 T_{HW1} が第 2 基準温度 T_{X2} 以上であるか否かを判定する (S20)。この第 2 基準温度 T_{X2} は、内燃機関 10 の暖機が完了したか否かを第 1 冷却水温度 T_{HW1} との比較によって判断するための値であり、試験等を通じて予め設定されている。なお、第 2 基準温度 T_{X2} は、第 1 基準温度 T_{X1} よりも高い温度に設定されている。また、第 2 基準温度 T_{X2} は、サーモスタット 22 の完全開弁温度よりも低い温度が設定されている。

[0046] そして、第 1 冷却水温度 T_{HW1} が第 2 基準温度 T_{X2} 以上である場合には (S20: YES)、内燃機関 10 の暖機が完了しているために、制御装

置 9 1 は電動ポンプ 2 3 を通常モードで駆動する (S 3 0)。この通常モードでは、制御装置 9 1 は、第 1 冷却水温度 T_{HW1} 、機関負荷、機関回転速度といった機関運転状態を示すパラメータに基づき、電動ポンプ 2 3 の吐出量 Q_N を設定し、その設定された吐出量 Q_N が得られるように電動ポンプ 2 3 を連続運転する。

[0047] 一方、第 1 冷却水温度 T_{HW1} が第 2 基準温度 T_{X2} 未満である場合には (S 2 0 : NO)、内燃機関 1 0 の暖機が完了していないと判断されて、制御装置 9 1 は電動ポンプ 2 3 を低流量モードで駆動する (S 4 0)。この低流量モードでは、図 3 に示す吐出量設定処理を制御装置 9 1 は実行し、その設定された吐出量となるように電動ポンプ 2 3 の駆動を制御する。

[0048] このようにステップ S 3 0、S 4 0、S 5 0 において電動ポンプ 2 3 の駆動態様を設定した後、制御装置 9 1 は本処理を一旦終了する。

上記ポンプ駆動処理及び吐出量設定処理を行う制御装置 9 1 は、上記制御部を構成する。

[0049] 次に、図 3 を参照して上記吐出量設定処理を説明する。この吐出量設定処理は、低流量モードが実行されるときに制御装置 9 1 によって実行される。

本処理が開始されるとまず、制御装置 9 1 は、吸気温度 T_{HA} を読み込む (S 1 0 0)。そして、制御装置 9 1 は、吸気温度 T_{HA} に基づいて電動ポンプ 2 3 の吐出量 Q_L を算出して (S 1 1 0)、本処理は終了される。このステップ S 1 1 0 では、図 4 に示すように、吸気温度 T_{HA} が低いときほど吐出量 Q_L は少なくなるように算出する。このような態様で吐出量 Q_L を設定する理由は以下による。

[0050] まず、機関冷却系内において内燃機関 1 0 の外部に存在する冷却水の温度であって、冷却水が循環停止されているときの温度を第 2 温度 T_{HW2} と定義する。つまり冷却水の循環停止中にサブ通路 2 7 内で停滞している冷却水の温度を第 2 温度 T_{HW2} とする。この第 2 温度 T_{HW2} は、冷間状態から内燃機関 1 0 が始動された場合などでは、外気温度や吸気温度とほぼ同一の温度になっている。従って、吸気温度 T_{HA} に基づいて第 2 温度 T_{HW2} を

推定することが可能である。

[0051] そしてステップS 1 1 0では、吸気温度 T_{HA} が低いときほど、すなわち第2温度 T_{HW2} が低いときほど吐出量 Q_L が少なくされる。従って、冷却水の循環が開始されることにより内燃機関10に流入してくる冷却水の温度が低いときほど、その冷却水が内燃機関10に流入する量は少なくされる。従って、冷却水の循環開始による内燃機関10の急激な温度低下が適切に抑制されて、内燃機関10への熱衝撃が抑えられる。

[0052] ステップS 1 1 0にて吐出量 Q_L が設定されると、制御装置91は、先のステップS 4 0において、冷却水の循環停止が解除される直前の吸気温度 T_{HA} に基づき設定された吐出量 Q_L に基づいて電動ポンプ23を低流量モードで駆動する。この低流量モードでは、吐出量 Q_L が得られるように、冷却水を吐出する期間である駆動期間と冷却水の吐出を停止する期間である停止期間との比が調整される。

[0053] なお、本実施形態では、低流量モードで電動ポンプ23が駆動されるとき、吐出量は上記吐出量 Q_L に固定される。この他、内燃機関10内において最も温度が高くなる部位の冷却水の温度（例えばシリンダヘッド12の燃焼室近傍における冷却水の温度など）を推定することができる場合には、次のようにして吐出量を設定することもできる。すなわち局所的な冷却水の沸騰の発生を抑制しつつ、上述したような熱衝撃の発生及び熱損失の増大を回避する上で好適な量の冷却水が循環されるように、その推定された温度に基づいて上記吐出量 Q_L を補正するようにしてもよい。

[0054] 次に、図5を参照して、上記低流量モードの作用を説明する。

冷間状態にあった内燃機関10が始動されると（時刻 t_0 ）、第1冷却水温度 T_{HW1} が第1基準温度 T_{X1} に達するまで（時刻 t_1 ）、電動ポンプ23の駆動は停止されることにより、冷却水の循環は停止される。そのため、内燃機関10内の冷却水の温度は徐々に上昇していき、このときの上昇速度は、冷却水を始動直後から循環させる場合と比較して速くなる。

[0055] そして、第1冷却水温度 T_{HW1} が第1基準温度 T_{X1} に達すると（時刻

t 1)、そのときの吸気温度 T_{HA} に基づいて電動ポンプ23の吐出量 Q_L が設定されて低流量モードによる冷却水の循環が開始される。

[0056] ここで、第1冷却水温度 T_{HW1} が上記第2基準温度 T_X2 に達するまでは電動ポンプ23の駆動を停止する。そして、第1冷却水温度 T_{HW1} が第2基準温度 T_X2 に達した時点で(時刻 t_2)、すなわち内燃機関10の暖機が完了した時点で、低流量モードを実行することなく電動ポンプ23の連続運転を開始する場合には、図5に一点鎖線で示すように、第1冷却水温度 T_{HW1} が急激に低下する。このように第1冷却水温度 T_{HW1} が急激に低下する場合には、内燃機関10内の冷却水の温度も急激に低下しているため、内燃機関10には上述したような熱衝撃が作用する。

[0057] この点、本実施形態では、上述したように時刻 t_1 において、内燃機関10に流入する冷却水の温度を考慮した低流量モードにて電動ポンプ23の駆動が開始される。従って、冷却水の温度の上昇速度は低下するものの、第1冷却水温度 T_{HW1} の急激な低下が抑制されて上記熱衝撃も抑制される。

[0058] この低流量モードによる電動ポンプ23の駆動が開始されると、冷却水の循環が開始されることにより、サブ通路27内で停滞していた冷却水は内燃機関10に流入するようになり、サブ通路27内の冷却水の温度は徐々に高くなっていく。また、第1冷却水温度 T_{HW1} は、冷却水の循環開始前に比べて温度の上昇速度が低くなるものの、徐々にその温度は高くなっていく。

[0059] そして、サブ通路27内の冷却水の温度が上記開弁開始開度に達すると(時刻 t_3)、サーモスタット22は開弁し始める。そして、サブ通路27内の冷却水の温度が上記完全開弁温度に達すると(時刻 t_4)、サーモスタット22は全開状態になる。

[0060] このようにサーモスタット22が全開状態になった後、第1冷却水温度 T_{HW1} が上記第2基準温度 T_X2 に達すると、通常モードによる電動ポンプ23の連続運転が開始されて吐出量 Q_N となるように電動ポンプ23の駆動が制御される(時刻 t_5)。

[0061] 以上説明したように、本実施形態によれば、次の作用効果を得ることがで

きる。

(1) 冷却水の循環停止が解除されたときの電動ポンプ 23 の吐出量を、機関冷却系内において内燃機関 10 の外部に存在する冷却水の温度であって循環停止中の温度である第 2 温度 T_{HW2} に基づいて設定するようにしている。そのため、内燃機関 10 よりも温度の低い冷却水が内燃機関 10 に流入するときの量は、循環停止中において内燃機関 10 の外部に存在していた冷却水の温度に応じて設定される。従って、冷却水の循環停止が解除されたときに生じるおそれのある内燃機関 10 への熱衝撃を抑えることができるようになる。

(2) 第 2 温度 T_{HW2} が低いときほど、電動ポンプ 23 の吐出量 Q_L が少なくなるように同吐出量 Q_L を可変設定するようにしている。従って、冷却水の循環開始に伴って内燃機関 10 に流入する冷却水の温度が低いときほど、その冷却水が内燃機関 10 に流入する量を少なくすることができる。そのため、内燃機関 10 への熱衝撃を適切に抑えることができるようになる。

(3) 機関冷却系内において内燃機関 10 の外部に存在する冷却水の温度であって循環停止されているときの上記第 2 温度 T_{HW2} はセンサなどで直接検出することも可能である。一方、冷間状態から内燃機関 10 が始動された場合などでは、上記第 2 温度 T_{HW2} は外気温度や吸気温度 T_{HA} とほぼ同一の温度になっている。そこで、吸気温度 T_{HA} に基づいて吐出量 Q_L を設定するようにしており、これにより第 2 温度 T_{HW2} を検出するセンサを設けることなく、同第 2 温度 T_{HW2} に応じた吐出量 Q_L の設定を行うことができるようになる。

(4) 低流量モードを開始する第 1 基準温度 T_{X1} を、サーモスタット 22 の開弁開始温度よりも低く設定するようにしている。そのため、冷却水の循環が開始されてから、ラジエータ 21 への冷却水の循環が開始されるまでの間では、冷却水がラジエータ 21 で冷却されることなく内燃機関 10 に流入する。従って、冷却水の循環開始時において低温の冷却水が内燃機関 10 に流入することをより好適に抑えることができる。

(5) 第1冷却水温度 T_{HW1} が第1基準温度 T_{X1} に達した後、第1冷却水温度 T_{HW1} が第1基準温度 T_{X1} よりも高い第2基準温度 T_{X2} に達するまでは、電動ポンプ23の駆動態様を冷却水が間欠的に吐出される間欠運転としてその吐出量が制限された低流量モードで駆動するようにしている。また、第1冷却水温度 T_{HW1} が第2基準温度 T_{X2} 以上となったときには電動ポンプ23の駆動態様を冷却水が連続的に吐出される連続運転に変更するようにしている。

[0062] 従って、冷却水の循環を停止している状態から冷却水の温度が上昇して第1基準温度 T_{X1} に達すると、電動ポンプ23の運転が開始される。この場合、まず電動ポンプ23は、その駆動態様が間欠運転とされるとともに吐出量が低流量に制限された低流量モードにて駆動される。このように電動ポンプ23の吐出量が低流量に制限された状態で冷却水の循環が行われるため、低温状態の冷却水が高温状態の内燃機関10に流入することで生じるおそれのある熱衝撃を適切に緩和することができる。また、冷却水が循環されることにより、内燃機関10の高温部近傍（例えばシリンダヘッド12の燃焼室近傍など）等における局所的な冷却水の沸騰を抑制することもできる。しかもこの低流量モードにおいては、電動ポンプ23が間欠運転されるため、所定期間における電動ポンプ23の平均吐出量を極低流量に設定することができる。従って、局所的な冷却水の沸騰を抑制しつつ、低温状態の冷却水が高温状態の内燃機関10に流入する際の熱衝撃を緩和する上で好適な量の冷却水を流通させることができる。

[0063] そして、冷却水の温度が更に上昇すると、電動ポンプ23の駆動態様が連続運転に変更されて、先の低流量モードよりも電動ポンプ23の吐出量が増大される。その結果、冷却水の循環量を十分に確保することができ、完全暖機後も含めそのときどきの機関温度状態に即したかたちで機関冷却系を冷却することができるようになる。

[0064] (第2実施形態)

次に、図6及び図7を参照して、本発明にかかる冷却装置を具体化した第

2実施形態を説明する。

[0065] 本実施形態は、第1実施形態の吐出量設定処理を一部変更したものとして構成されている。以下、変更された構成についての詳細を示す。なお、その他の点については第1実施形態と同様の構成が採用されているため、共通する構成については同一の符号を付してその説明を省略する。

[0066] 上述したように、冷間状態から内燃機関10が始動された場合には、上記第2温度 T_{HW2} は、外気温度や吸気温度 T_{HA} とほぼ同一の温度になる。

一方、暖機途中や暖機完了後に内燃機関10が停止されて、その後冷間状態になる前に内燃機関10が再始動された場合には、暖機途中や暖機完了後において冷却水の循環が行われており、上記第2温度 T_{HW2} が外気温度や吸気温度 T_{HA} よりも高くなっている可能性がある。このようなときは、第2温度 T_{HW2} と内燃機関10内の冷却水との温度差が比較的小さくなっているため、吸気温度 T_{HA} に基づいて設定される吐出量 Q_L よりも多い吐出量を設定しても、上述したような熱衝撃が大きく加わる可能性は低い。

[0067] ここで、機関始動時の第1冷却水温度 T_{HW1} （内燃機関内の冷却水の温度）が高いときほど、上記第2温度 T_{HW2} は外気温度や吸気温度 T_{HA} よりも高くなっている可能性がある。そのため、本実施形態では、第2温度 T_{HW2} に基づいて設定された電動ポンプ23の吐出量 Q_L を、機関始動時の第1冷却水温度 T_{HW1} が高いときほど多くなるように補正するようにしている。

[0068] 図6に、本実施形態における吐出量設定処理の処理手順を示す。この吐出量設定処理も、第1実施形態と同様に、低流量モードが実行されるときに制御装置91によって実行される。

[0069] 本処理が開始されるとまず、制御装置91は、機関始動直後の第1冷却水温度 T_{HW1} である始動時冷却水温度 T_{HW1s} 及び現在の吸気温度 T_{HA} を読み込む（S200）。なお、制御装置91は、機関始動直後に水温センサ92で検出された第1冷却水温度 T_{HW1} を記憶装置に記憶しており、このステップS200では記憶装置に記憶された第1冷却水温度 T_{HW1} を始

動時冷却水温度 T_{HW1s} として読み込む。

[0070] そして、制御装置 91 は、吸気温度 T_{HA} に基づいて電動ポンプ 23 の吐出量 Q_L を算出する (S210)。このステップ S210 で行われる吐出量 Q_L の設定は、上記ステップ S110 で行われる吐出量 Q_L の設定と同一である。つまり、先の図 4 に示したように、制御装置 91 は、吸気温度 T_{HA} が低いときほど吐出量 Q_L は少なくなるように算出する。

[0071] 次に、制御装置 91 は、始動時冷却水温度 T_{HW1s} に基づいて吐出量補正值 Q_{LH} を算出する (S220)。図 7 に示すように、制御装置 91 は、始動時冷却水温度 T_{HW1s} が高いときほど吐出量補正值 Q_{LH} が大きくなるように同吐出量補正值 Q_{LH} を設定する。なお、吐出量補正值 Q_{LH} の最小値は「1」である。

[0072] 次に、制御装置 91 は、ステップ S210 で算出された吐出量 Q_L に対してステップ S220 で算出された吐出量補正值 Q_{LH} を乗算して吐出量 Q_L を補正する (S230)。そして、制御装置 91 は、本処理を終了する。

[0073] このように、吐出量 Q_L に吐出量補正值 Q_{LH} を乗算することにより、吸気温度 T_{HA} に基づいて設定された電動ポンプ 23 の吐出量 Q_L は、始動時冷却水温度 T_{HW1s} が高いときほど多くなるように補正される。

[0074] そして、ステップ S230 で吐出量 Q_L が補正されると、制御装置 91 は、先のステップ S40 において、その補正された吐出量 Q_L に基づいて電動ポンプ 23 を低流量モードで駆動する。この低流量モードでは、吐出量 Q_L が得られるように、冷却水を吐出する期間である駆動期間と冷却水の吐出を停止する期間である停止期間との比が調整される。

[0075] 以上説明した本実施形態によれば、上記 (1) ~ (5) に記載の作用効果に加え、次の作用効果も得ることができる。

(6) 吸気温度 T_{HA} に基づいて設定された電動ポンプ 23 の吐出量 Q_L を、始動時冷却水温度 T_{HW1s} が高いときほど多くなるように補正するようにしている。従って、吸気温度 T_{HA} に基づいて電動ポンプ 23 の吐出量 Q_L を設定する場合において、冷却水の循環を開始するときの電動ポンプ 23

の吐出量 Q_L が不必要に少なくされるといったことを抑えることができるようになる。

[0076] そのため、例えば次のような不都合の発生を抑えることもできる。すなわち、内燃機関 10 内の冷却水が上記第 1 基準温度 T_{X1} に達すると冷却水の循環が開始されるのであるが、そのときに内燃機関 10 に流入する冷却水の温度が比較的高く、かつ流入量が少量である場合には、内燃機関 10 から冷却水へ移動する熱量が少なくなる。従って、内燃機関 10 の温度上昇速度は、冷却水の循環開始前と大きく変わることがなく、場合によっては、内燃機関 10 の温度が最適な温度に対してオーバーシュートしてしまうといった不都合の発生が懸念される。この点、本実施形態によれば、冷却水の循環を開始するときの電動ポンプ 23 の吐出量 Q_L が不必要に少なくされるといったことを抑えることができるため、そのようなオーバーシュートの発生を抑えることが可能になる。

[0077] （その他の実施形態）

なお、本発明の実施態様は上記各実施形態にて例示した態様に限られるものではなく、これを例えば以下に示すように変更して実施することもできる。また以下の各変形例は、上記各実施形態についてのみ適用されるものではなく、異なる変形例同士を互いに組み合わせて実施することもできる。

[0078] ・第 1 及び第 2 実施形態では、先の図 4 に示したように、吸気温度 T_{HA} が高いときほど吐出量 Q_L が多くなるように同吐出量 Q_L を連続的に可変設定するようにした。この他、吸気温度 T_{HA} について複数の温度領域を設定して、各温度領域毎にそれぞれ吐出量 Q_L を設定するようにしてもよい。

[0079] 例えば図 8 に示すように、温度の低い順に温度領域 $T_{HA1} \sim T_{HA5}$ を設定する。そして、温度領域 $T_{HA1} \sim T_{HA5}$ 毎に吐出量 Q_L を設定する。このときには、高い温度領域に対応する吐出量 Q_L ほどその値が大きくなるように設定する。この場合には、吐出量 Q_L の設定をより簡易な構成で行うことができる。

[0080] ・第 2 実施形態では、始動時冷却水温度 T_{HW1s} に基づいて吐出量補正

値 Q_{LH} を設定するようにした。この機関始動時の第1冷却水温度 T_{HW1} は、内燃機関10が停止されてから始動されるまでの経過時間が長いときほど、あるいは内燃機関10が停止されたときの第1冷却水温度 T_{HW1} が低いときほど、低くなる。そこで、図9に示すように、内燃機関10が停止されてから始動されるまでの経過時間である機関停止時間 PST が長いときほど、あるいは内燃機関10が停止されたときの第1冷却水温度 T_{HW1} である停止時冷却水温 T_{HW1p} が低いときほど、吐出量補正值 Q_{LH} が大きくなるように同吐出量補正值 Q_{LH} を設定するようにしてもよい。この場合でも、第2実施形態に準じた作用効果を得ることができる。

[0081] ・第2実施形態では、始動時冷却水温度 T_{HW1s} に基づき、吐出量 Q_L を補正する吐出量補正值 Q_{LH} を設定するようにした。この他、始動時冷却水温度 T_{HW1s} に基づいて吸気温度 T_{HA} を補正するようにしてもよい。

[0082] 例えば、始動時冷却水温度 T_{HW1s} に基づいて吸気温度補正值 T_{HAH} を算出する。この吸気温度補正值 T_{HAH} は、始動時冷却水温度 T_{HW1s} が高いときほどその値が大きくなるように可変設定する。また、吸気温度補正值 T_{HAH} の最小値は「1」とする。そして、吸気温度 T_{HA} に吸気温度補正值 T_{HAH} を乗算して補正後の吸気温度 T_{HA} を算出する。このようにして吸気温度 T_{HA} を補正することにより、補正後の吸気温度 T_{HA} は、始動時冷却水温度 T_{HW1s} が高いときほどその値が大きくなるように算出される。つまり、機関始動時の第1冷却水温度 T_{HW1} が高いときほど、上記第2温度 T_{HW2} は吸気温度 T_{HA} よりも高くなっている可能性があるため、その傾向に合わせて、第2温度 T_{HW2} の代用値として利用している吸気温度 T_{HA} が補正される。そして、この補正後の吸気温度 T_{HA} に基づき、先の図4に示した態様で吐出量 Q_L を設定する。この場合にも、電動ポンプ23の吐出量 Q_L は、始動時冷却水温度 T_{HW1s} が高いときほど多くなるように補正することができるため、第2実施形態に準じた作用効果が得られる。

[0083] ・上述したように、冷間状態から内燃機関10が始動された場合などでは

、第2温度 T_{HW2} は、外気温度や吸気温度とほぼ同一の温度になっている。そこで、外気温度センサを備えている場合には、吸気温度 T_{HA} に代えて、低流量モードにおける電動ポンプ23の吐出量 Q_L を外気温度に基づいて設定するようにしてもよい。

[0084] また、冷却水の循環停止中において内燃機関10の外部に存在する冷却水、例えばサブ通路27内で停滞している冷却水の温度を検出するセンサを設け、このセンサで検出された実際の第2温度 T_{HW2} に基づいて吐出量 Q_L を設定するようにしてもよい。このように第2温度 T_{HW2} を実際に検出する場合には、吐出量 Q_L をより精度よく適切な値に設定することができる。

[0085] ・低流量モードでは、極低流量を具現化するために電動ポンプ23を間欠運転するようにした。この他、連続運転によっても極低流量を具現化することのできる電動ポンプを採用する場合には、低流量モードにおいて吐出量 Q_L が得られるようにその電動ポンプを連続運転するようにしてもよい。

[0086] ・サーモスタット22の開弁開始温度と上記第1基準温度 T_{X1} とを同一にしてもよい。この場合でも、上記(1)～(3)、(5)、及び(6)に記載の作用効果を得ることができる。

[0087] ・サーモスタット22として感温式のものを採用したが、これを電子制御式のサーモスタットに変更することもできる。

・冷却水を循環させるためのウォータポンプとして、電動ポンプ23を採用した。この他、クラッチを介して機関出力軸に連結されて同機関出力軸により駆動される機械駆動式のポンプを採用したりすることができる。図10に、機械駆動式のポンプを採用した場合の構成についてその一例を示す。この図10に示すように、機械駆動式のポンプは、羽根車と一体回転する入力軸235を備えたウォータポンプ230と、入力軸235に接続されて係合状態がアクチュエータ310によって切り替えられるクラッチ機構300と、同クラッチ機構300に接続されたプーリ400とで構成されている。そして、プーリ400は、ベルト500を介して内燃機関10のクランクシャフト50に接続されたプーリ600と一体回転する。また、制御装置91に

よってアクチュエータ 310 の作動が制御されることよってクラッチ機構 300 の係合状態の切り替えが行われる。

- [0088] この機械駆動式のポンプでは、クラッチ機構 300 が係合状態のときには、クランクシャフトの回転に基づいてポンプの吐出量が決定される。一方、クラッチ機構 300 が解放状態のときには、クランクシャフトの回転状態にかかわらず、ポンプによる冷却水の吐出は停止される。また、クラッチ機構 300 の係合を断続的に行うことにより、ポンプの駆動態様を間欠運転にすることができる。

符号の説明

- [0089] 10…内燃機関、10a…機関燃焼室、11…シリンダブロック、12…シリンダヘッド、13…ウォータジャケット、14…熱機器系、21…ラジエータ、22…サーモスタット、23…電動ポンプ、24…メイン通路、27…サブ通路、50…クランクシャフト、91…制御装置、92…水温センサ、93…吸気温センサ、94…回転速度センサ、230…ウォータポンプ、235…入力軸、300…クラッチ機構、310…アクチュエータ、400…プーリ、500…ベルト、600…プーリ。

請求の範囲

- [請求項1] 冷却水が循環する機関冷却系と、
内燃機関内の冷却水の温度である第1温度を検出する温度検出部と、
、
機関運転状態に依存することなく冷却水の吐出量を変更可能なポンプと、
前記第1温度が所定温度よりも低いときには冷却水の循環が停止するように前記ポンプを制御する制御部と
を備える内燃機関の冷却装置において、
前記制御部は、冷却水の循環停止が解除されたときの前記ポンプの吐出量を、前記機関冷却系内において前記内燃機関の外部に存在する冷却水の温度であって前記循環停止中の温度である第2温度に基づいて設定する設定処理を行う
ことを特徴とする内燃機関の冷却装置。
- [請求項2] 前記制御部は、前記第2温度が低いときほど前記ポンプの吐出量を少なくする
請求項1に記載の内燃機関の冷却装置。
- [請求項3] 前記制御部は、冷却水の循環停止が解除されたときの前記ポンプの吐出量を外気温度及び吸気温度のいずれか一方に基づいて設定する
請求項1または2に記載の内燃機関の冷却装置。
- [請求項4] 前記制御部は、前記設定処理によって設定された前記ポンプの吐出量を、機関始動時の前記第1温度が高いときほど多くなるように補正する補正処理を行う
請求項3に記載の内燃機関の冷却装置。
- [請求項5] 前記機関冷却系は、冷却水を冷却するラジエータと、前記ラジエータへの冷却水の循環及び循環停止を冷却水の温度に応じて切り替える切り替え部とを備えており、
前記所定温度は、前記切り替え部によって前記ラジエータへの冷却

水の循環が開始される冷却水の温度よりも低い温度に設定される

請求項 1 ～ 4 のいずれか 1 項に記載の内燃機関の冷却装置。

[請求項6] 前記制御部は、前記第 1 温度が前記所定温度に達した後、同第 1 温度が前記所定温度よりも高い第 2 の所定温度に達するまでは、前記ポンプの駆動態様を冷却水が間欠的に吐出される間欠運転としてその吐出量が制限された低流量モードにて前記ポンプを駆動し、前記第 1 温度が前記第 2 の所定温度以上となったときには前記ポンプの駆動態様を冷却水が連続的に吐出される連続運転に変更する

請求項 1 ～ 5 のいずれか 1 項に記載の内燃機関の冷却装置。

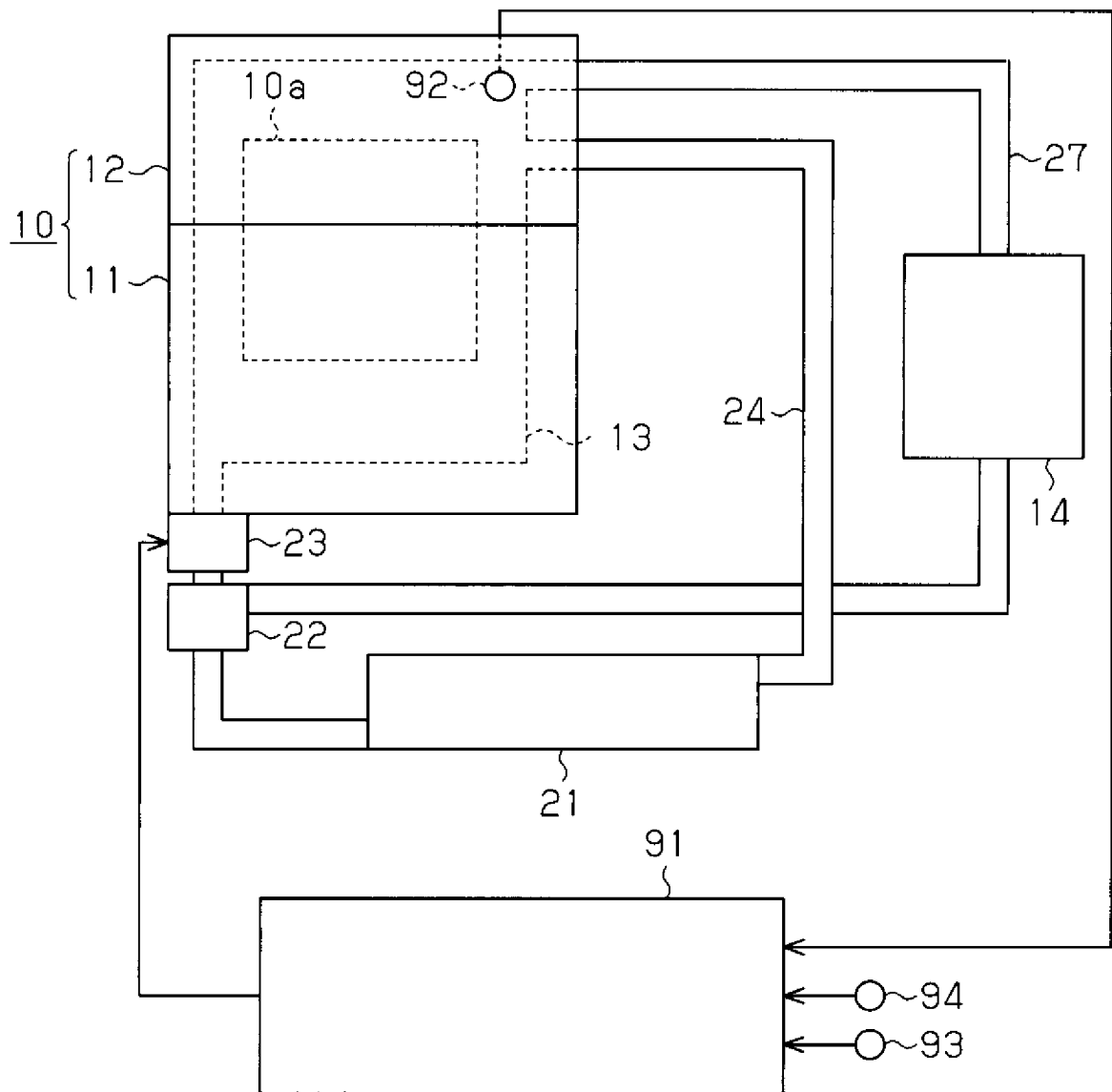
[請求項7] 前記ポンプは電動式のポンプである

請求項 1 ～ 6 のいずれか 1 項に記載の内燃機関の冷却装置。

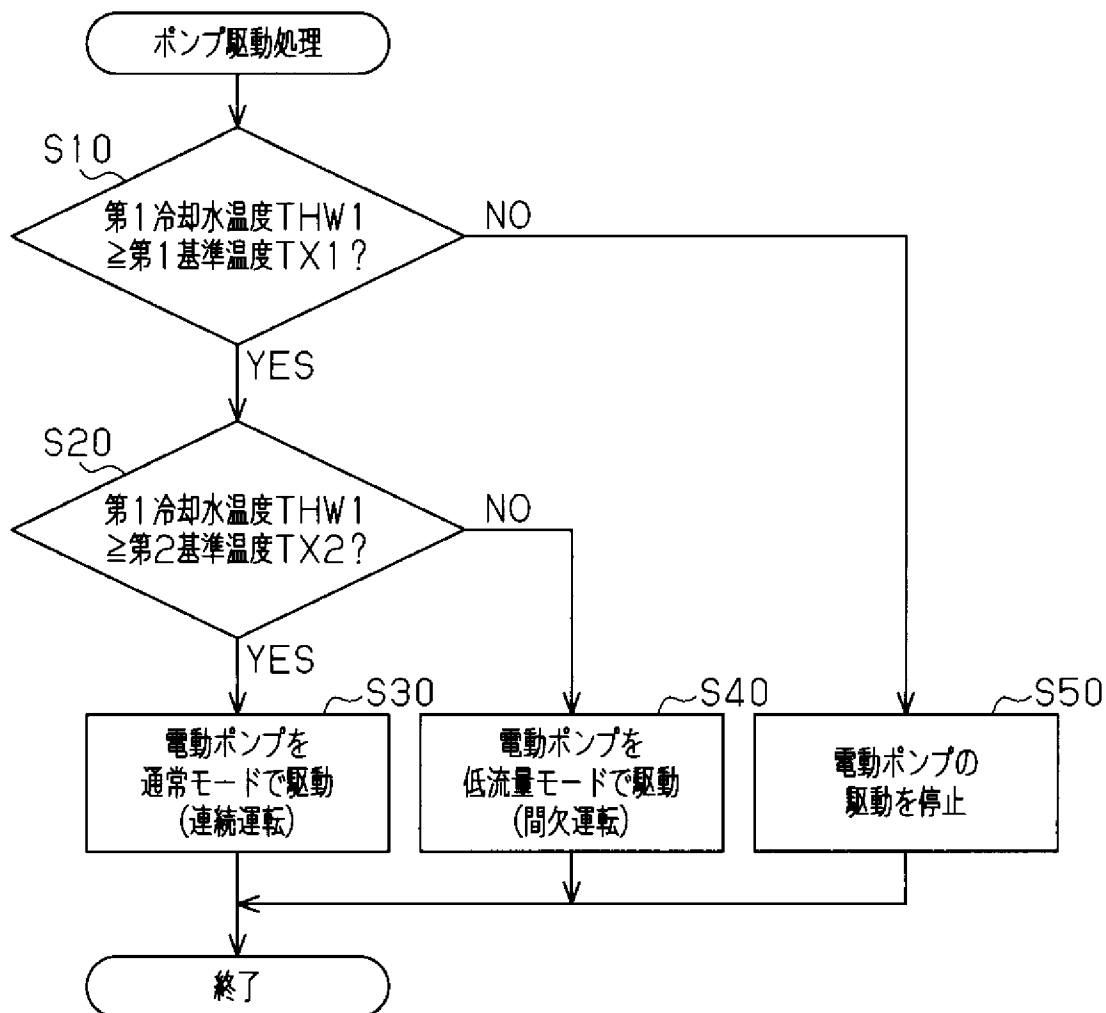
[請求項8] 前記ポンプはクラッチを介して機関出力軸に連結されて同機関出力軸により駆動される機械駆動式のポンプである

請求項 1 ～ 6 のいずれか 1 項に記載の内燃機関の冷却装置。

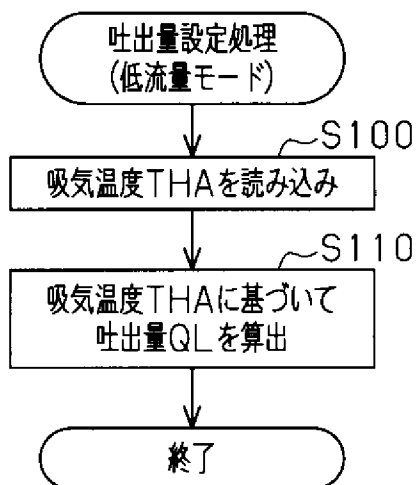
[図1]



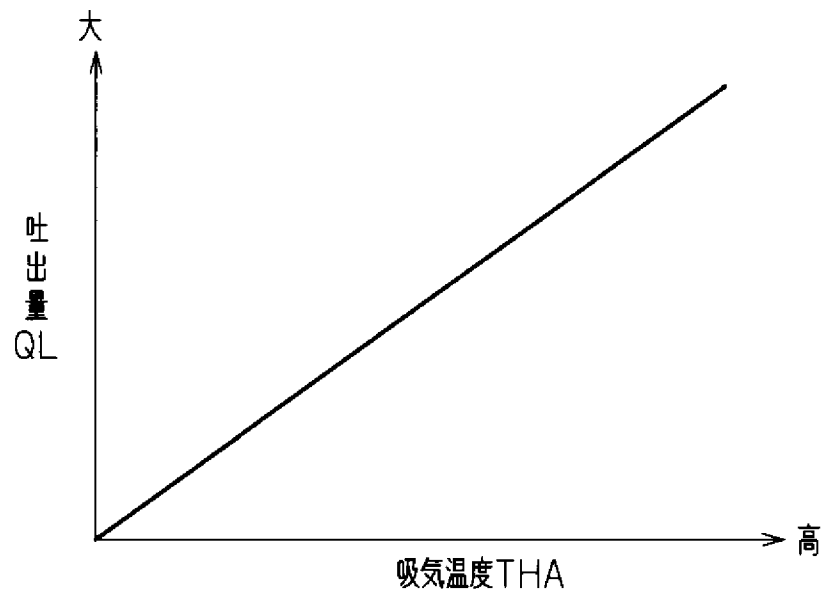
[図2]



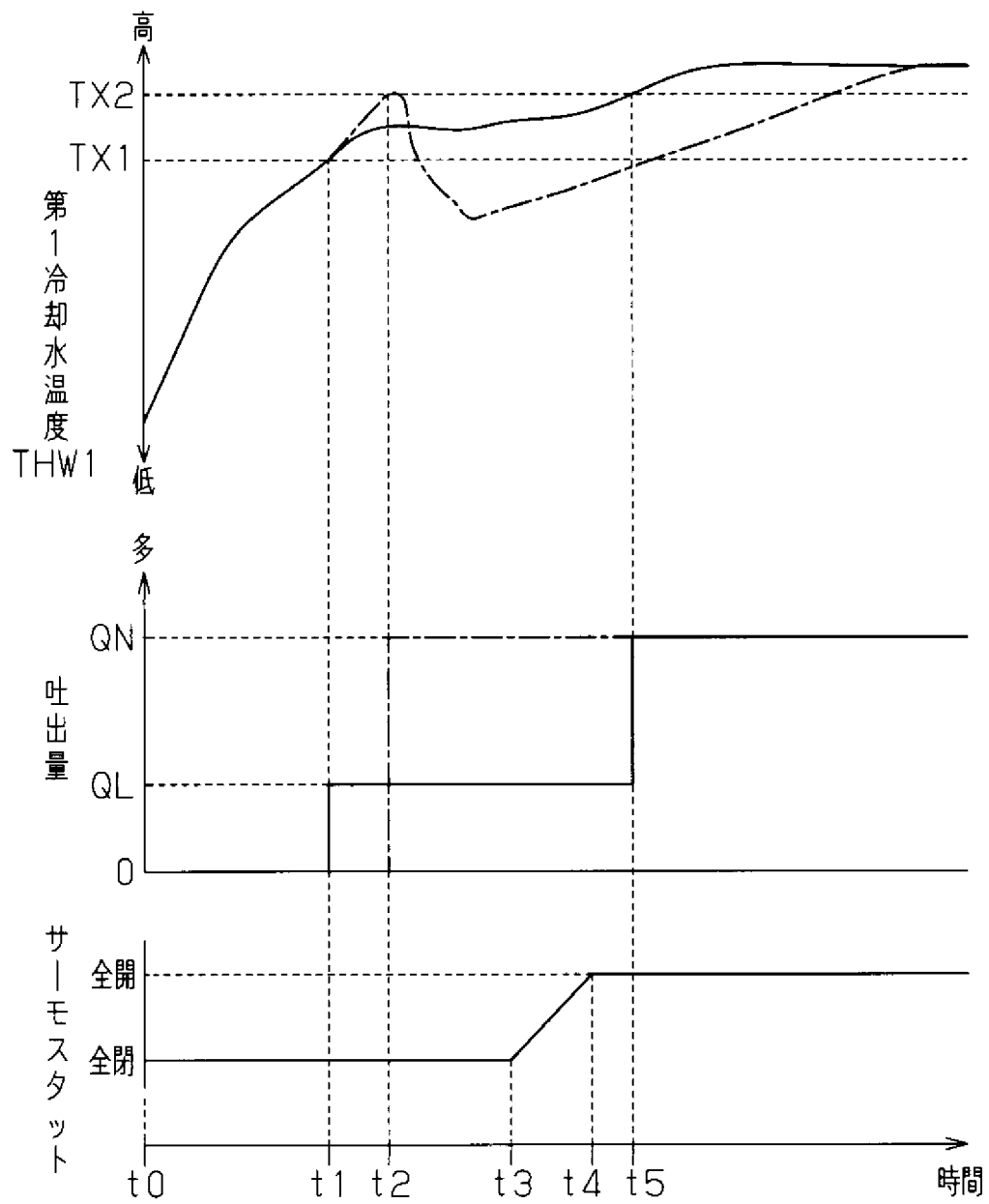
[図3]



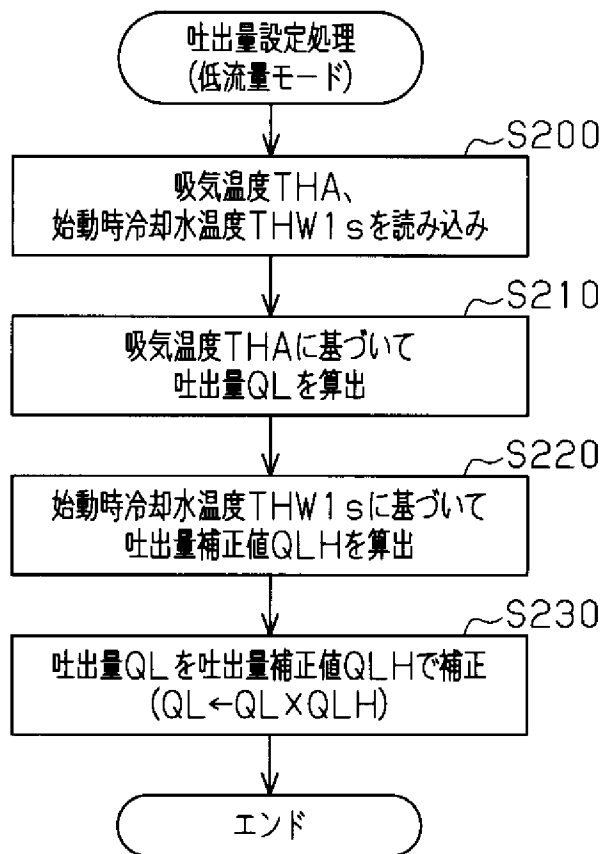
[図4]



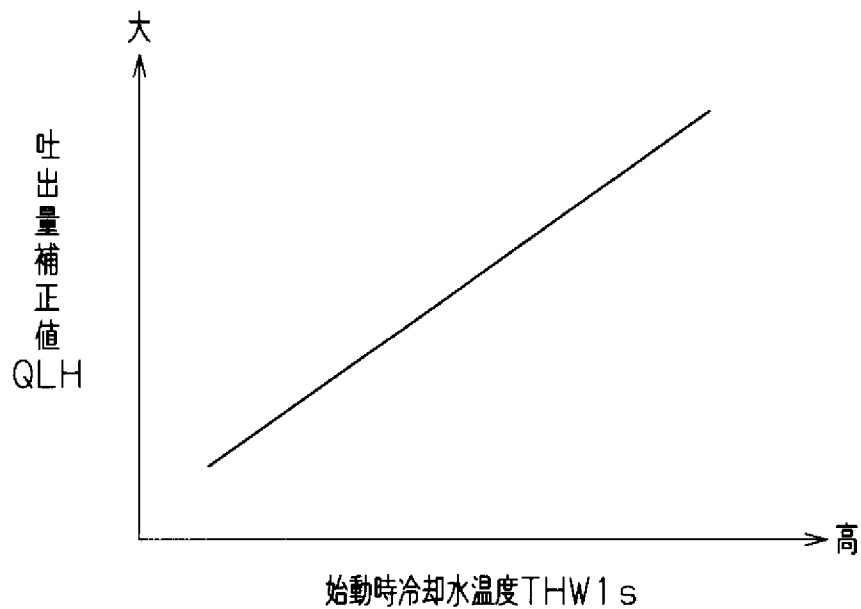
[図5]



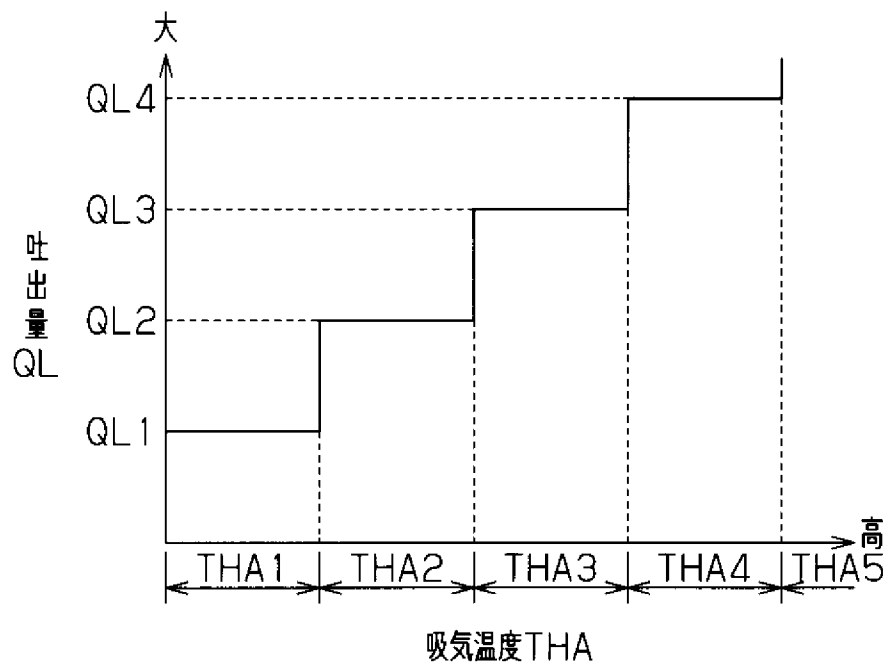
[図6]



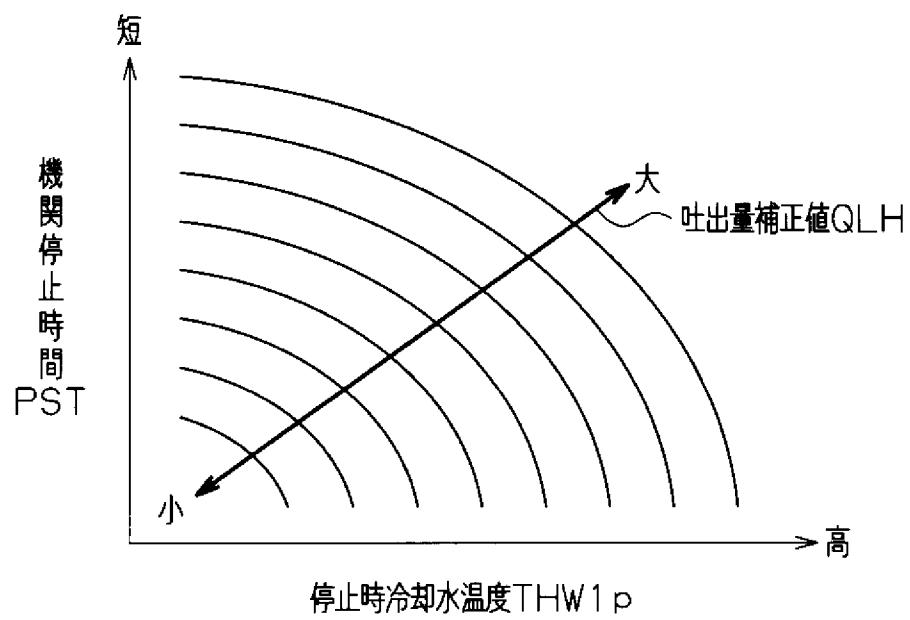
[図7]



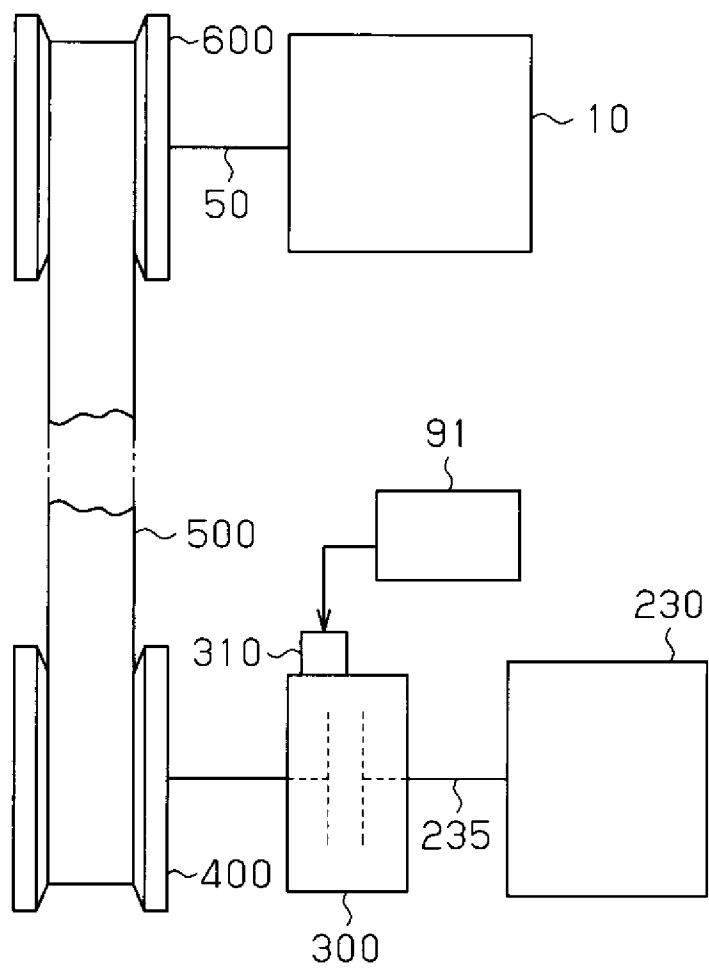
[図8]



[図9]



[図10]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2010/058833

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 1996-2010

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2010 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2010

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	JP 2008-121435 A (Aisin Seiki Co., Ltd.), 29 May 2008 (29.05.2008), paragraphs [0026] to [0038]; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-8
Y	JP 2002-161748 A (Denso Corp.), 07 June 2002 (07.06.2002), abstract (Family: none)	1-8
Y	JP 2000-220457 A (Toyota Motor Corp.), 08 August 2000 (08.08.2000), paragraph [0011] (Family: none)	3, 4



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

23 July, 2010 (23.07.10)

Date of mailing of the international search report

03 August, 2010 (03.08.10)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2010/058833

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 2010-065608 A (Mitsubishi Motors Corp.) , 25 March 2010 (25.03.2010) , abstract (Family: none)	6

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

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（I P C））

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 0 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 0 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 0 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	JP 2008-121435 A（アイシン精機株式会社）2008.05.29, 段落【0026】－【0038】、図1－3（ファミリーなし）	1－8
Y	JP 2002-161748 A（株式会社デンソー）2002.06.07, 【要約】（ファミリーなし）	1－8
Y	JP 2000-220457 A（トヨタ自動車株式会社）2000.08.08, 段落【0011】（ファミリーなし）	3、4
Y	JP 2010-065608 A（三菱自動車工業株式会社）2010.03.25, 【要約】（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

2 3 . 0 7 . 2 0 1 0

国際調査報告の発送日

0 3 . 0 8 . 2 0 1 0

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号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）

栗倉 裕二

3 T

3 2 2 0

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 9 5