

(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



(10) 国際公開番号

WO 2011/111159 A1

(43) 国際公開日

2011 年 9 月 15 日(15.09.2011)

PCT

(51) 国際特許分類:

F01P 7/16 (2006.01)

(21) 国際出願番号:

PCT/JP2010/053843

(22) 国際出願日:

2010 年 3 月 9 日(09.03.2010)

(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, 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 (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: ENGINE COOLING DEVICE

(54) 発明の名称: 機関冷却装置

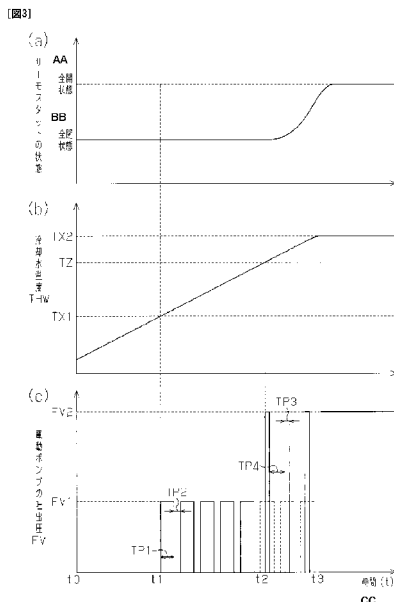


FIG. 3:

(a) Thermostat state
(b) Cooling water temperature THW
(c) Electric pump discharge pressure FV
AA Fully opened
BB Fully closed
CC Time (t)

(57) Abstract: Disclosed is a device for cooling an internal combustion engine in which circulation of cooling water is halted until the cooling water reaches a predetermined temperature, wherein decline in the durability of a radiator, which is caused by thermal strain that occurs when circulation of the cooling water is restarted and the cooling water is introduced into the radiator, is suppressed. An internal combustion engine (10) comprises an electric pump (23), a water temperature sensor (92), a radiator (21), and a thermostat (22). The water temperature sensor (92) detects a cooling water temperature (THW). The radiator (21) is capable of circulating the cooling water between the radiator (21) and an engine cooling system (13). If the cooling water temperature (THW) is equal to or greater than a valve opening temperature (TZ), the thermostat (22) opens and the cooling water is introduced into the radiator (21). An electronic control device (91) performs control in such a way that the discharge pressure of the cooling water is increased by the electric pump (23) before the thermostat (22) opens and cooling water is introduced into the radiator (21).

(57) 要約: 冷却水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てラジエータに冷却水が流入する際に生じる熱歪みに起因したラジエータの耐久性低下を抑制する。内燃機関 (10) は、電動ポンプ (23) と、冷却水温 THW を検出する水温センサ (92) と、機関冷却系 (13) との間で冷却水が循環可能なラジエータ (21) と、冷却水温 THW が開弁温度 TZ 以上であるときに開弁してラジエータ (21) に冷却水を流入させるサーモスタット (22) とを有している。電子制御装置 (91) はサーモスタット (22) が開弁してラジエータ (21) に冷却水が流入するのに先立って電動ポンプ (23) による冷却水の吐出圧を増大させる。

明 細 書

発明の名称： 機関冷却装置

技術分野

[0001] 本発明は、暖機を促進すべく冷却水の温度が所定温度に達するまでその循環を停止するようにした機関冷却装置に関する。

背景技術

[0002] 内燃機関の冷却装置としては、シリンダブロック及びシリンダヘッドに形成されたウォータジャケットに冷却水を流通させてそれら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。通常こうした水冷式の冷却装置は、ポンプ、ウォータジャケット、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吐出能力を変更することのできるポンプ、例えば電動ポンプが実用化されるに至っている。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その運転を停止し冷却水の循環を停止することにより暖機の促進を図るようにしている。

[0004] そして、こうした冷却装置において、冷却水の温度が所定温度を上回り、暖機がある程度進行した状態に移行すると、電動ポンプの運転が開始されて冷却水の循環が行われるようになる。そしてこのように冷却水の循環が開始された後、冷却水の温度が更に上昇するとサーモスタットが開弁してラジエータに冷却水が流入するようになる。その結果、冷却水の熱がラジエータによって外部に放出されるようになり、その放熱量と機関燃焼を通じて冷却水に吸熱される吸熱量とが平衡状態となることで冷却水が略一定の温度に維持され、内燃機関の温度もその運転を行う上で適正な温度に保たれるようにな

る。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開2006-214280号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] ところで、サーモスタットが開弁し始めた初期の段階はその開度がまだ小さいため、ウォータジャケットからラジエータに流入する冷却水の流量も少ないものとなる。特に、冷却水の循環停止が解除された後、機関冷却系の各部位における熱衝撃（ヒートショック）の発生を抑制するため、所定期間が経過するまでは冷却水の循環量を所定量以下に制限するような場合には、ラジエータに流入する冷却水の流量も更に限られたものとなる。

[0007] ここで、ラジエータはその内部が複数の独立した流水路の集合体として構成されているため、同ラジエータに流入する冷却水の流量が少ない場合には以下のような不都合が生じることとなる。

[0008] すなわち、図7に示されるように、ラジエータ41に流入した冷却水は、ラジエータ41内の各流水路42、43において最も流れやすい部分に集中して流れるようになる。すなわち、ラジエータ41の内部では、冷却水の流れが各流水路において均等にならず特定の流水路42に偏って偏流が発生するようになる。ここで、極冷間時等、ラジエータの温度、換言すればその内部の各流水路42、43に滞留している冷却水の温度が極めて低い場合に、上述したような偏流が生じると、機関燃焼により温度上昇した高温の冷却水が流れる箇所と冷却水が滞留したままの箇所との間には大きな温度差が発生し、これに起因してラジエータ41には熱歪みが生じるようになる。そして、こうした熱歪みが一時的に過大なものとなって大きな熱応力が作用したり、機関始動毎に頻繁に繰り返して発生して熱疲労が進行したりすると、ラジエータ41の耐久性を著しく低下させてしまうこととなる。

[0009] なお、こうした問題は、上述したようなラジエータを備える内燃機関の冷却装置に限らず、複数の独立した流路の集合体として構成される熱交換器を有し、冷却水の温度が所定温度以上になるまでは機関の冷却が不要であるため冷却水の循環を停止するようにした機関一般の冷却装置においても概ね共通したものとなっている。

[0010] 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、冷却水の温度が所定温度に達するまでその循環を停止するようにした機関冷却装置において、冷却水の循環停止が解除されて機関の熱により温度上昇した冷却水が熱交換器に流入する際に熱歪みが生じ、これに起因してラジエータの耐久性が低下することを抑制することにある。

課題を解決するための手段

[0011] 上記目的を達成するため、本発明は、機関冷却系に供給される冷却水の吐出能力を機関運転状態に依存することなく変更可能なポンプと、前記機関冷却系との間で冷却水が循環可能な熱交換器と、冷却水の温度を検出する検出部と、同検出される冷却水温度が所定温度未満の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機関冷却装置において、冷却水の温度が前記所定温度以上に予め設定される所定の開弁温度以上であるときに開弁して前記熱交換器に対する冷却水の流入を許容する流路制御弁を更に備え、前記制御部は冷却水温度が前記開弁温度未満であるときに前記ポンプの吐出圧を増大させる吐出量増大処理を行うようにしている。

[0012] 同構成によれば、吐出圧増大処理を通じてポンプの吐出圧が増大した後に流路制御弁が開弁して熱交換器に冷却水が流入するようになるため、熱交換器に冷却水が流入する際の流速を高めることができ、熱交換器の内部における冷却水の偏流の発生を緩和することができる。このため、熱交換器が極低温環境下におかれる場合であれ、偏流の発生に起因して熱交換器の耐久性が低下することを回避することができるようになる。

[0013] 本発明は、機関冷却系に供給される冷却水の吐出能力を機関運転状態に依存することなく変更可能なポンプと、前記機関冷却系との間で冷却水が循環

可能な熱交換器と、冷却水の温度を検出する検出部と、同検出される冷却水温度が所定温度未満の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機関冷却装置において、前記制御部は冷却水温度が前記所定温度以上となり前記熱交換器に冷却水が流入するのに先立って前記ポンプの吐出圧を増大させる吐出圧増大処理を実行するといった態様にてこれを具体化することができる。

[0014] 同構成によれば、吐出圧増大処理を通じて冷却水の吐出圧を増大させることにより、熱交換器に冷却水が流入する際の流速を高めることができ、熱交換器の内部における冷却水の偏流の発生を緩和することができる。その結果、熱交換器が極低温環境下におかれる場合であれ、偏流の発生に起因して熱交換器に熱歪みが発生することを抑制でき、そうした熱歪みに起因して熱交換器の耐久性が低下することを回避することができるようになる。

[0015] 本発明は、冷却水の温度が所定の開弁温度以上であるときに開弁して前記熱交換器に対する冷却水の流入を許容する流路制御弁を更に備え、前記制御部は前記検出される冷却水温度が前記開弁温度以下であるときに前記吐出圧増大処理を実行するといった態様にてこれを具体化することができる。

[0016] なお、吐出圧増大処理は熱交換器に冷却水が流入するのに先立って実行されるが、具体的にこの処理は検出部により検出される冷却水温度が流路制御弁の開弁温度に達して同流路制御弁が開弁し始める状態になったことを条件に開始してもよいし、同冷却水温度が上昇途中にあつて流路制御弁の開弁温度にはまだ達していない段階から開始するようにしてもよい。

[0017] 本発明は、前記制御部は、前記検出される冷却水温度が上昇して前記所定温度に達した後、同冷却水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同ポンプを駆動する一方、前記検出される冷却水温度が前記第2の所定温度以上となったときに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ともに前記低流量モードよりも前記ポンプの吐出圧を高めた高流量モードにて同

ポンプを駆動するといった態様にてこれを具体化することができる。

[0018] 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、機関高温部近傍にて高温となった冷却水が機関冷却系の他の部分に多量に流入することに伴う熱衝撃を緩和することができるとともに、機関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ができる。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、局所的な冷却水の沸騰を抑制しつつ高温となった冷却水が低温部位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。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圧を高めた高流量モードにて同ポンプが駆動されるようになる。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。

[0019] 本発明は、前記開弁温度は前記所定温度と前記第2の所定温度との間に設定されるものであり、前記制御部は、前記低流量モードにて前記ポンプを駆動しているときに前記吐出圧増大処理を実行するものであり、同吐出圧増大処理の開始前後で前記ポンプの所定期間における冷却水の平均吐出量が等しくなるように前記吐出圧増大処理の開始後は前記間欠運転モードにおける冷却水の吐出停止期間を長く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。

[0020] 同構成によれば、吐出圧増大処理が開始されてもポンプの所定期間における平均吐出量は変化しないため、同処理の前後において冷却水による冷却性能を一定に保持することができる。このため、局所的な冷却水の沸騰や熱衝

撃の発生を抑制する上で、冷却水の流通量を制御してその冷却性能を一定とすることが要求される場合であっても、これに対応しつつ吐出圧増大処理を実行することができ、熱交換器内における冷却水の偏流の発生を緩和することができるようになる。

[0021] 本発明は、前記熱交換器の周囲温度を推定する推定部を更に備え、前記制御部は前記推定される周囲温度が低いときほど前記吐出圧増大処理における吐出圧の増大量を大きく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。

[0022] 熱交換器の周囲温度が低いときほど、偏流に起因する熱交換器の熱歪量が増大し、また冷却水の粘度も高くなるため偏流そのものも一層発生し易くなる。上記構成によれば、熱交換器の周囲温度が低く、熱歪みの発生が顕著になるときほど、冷却水の吐出圧、すなわちここでは間欠運転において冷却水を吐出するときの吐出圧をより大きく増大させるようにしているため、偏流を熱交換器の温度状況に即したかたちで好適に緩和することができる。但し、吐出圧の増大量を大きくした場合には、それに併せて冷却水の吐出停止期間が更に長く設定され、機関高温部近傍等において冷却水の滞留する時間が長くなるため、局所的な冷却水の沸騰が発生する可能性が高くなる。しかしながら、上記構成によるように、熱交換器の周囲温度に基づいて吐出圧の増大量を変更するようにすれば、熱交換器の周囲温度が高いとき、すなわち偏流に起因する熱歪みの及ぼす影響が相対的に小さいときには、吐出圧の増大量は小さくなるため、冷却水の吐出停止期間が不必要に長い期間に設定されることがない。すなわち、上記構成によれば、局所的な冷却水の沸騰が発生することを避けつつ、偏流に起因する熱歪みによって熱交換器の耐久性が低下してしまうことを抑制することができるようになる。

[0023] 本発明は、前記開弁温度は前記第2の所定温度よりも高い温度に設定されるものであり、前記制御部は、前記ポンプの駆動状態を前記低流量モードから前記高流量モードに変更することで前記吐出圧増大処理を実行するものであり、前記流路制御弁は冷却水の温度に応じて自律開閉する感温弁であると

いった態様にてこれを具体化することができる。

[0024] 同構成によれば、ポンプが高流量モードとなってその吐出圧が増大した後に流路制御弁が開弁して熱交換器に冷却水が流入するようになるため、同熱交換器に冷却水が流入する際の流速を高めることができ、熱交換器の内部における冷却水の偏流の発生を緩和することができる。また、流路制御弁に流入してその感温部に接触する時間当たりの冷却水の量も多くなるため、その感温性が上昇するようになり、同流路制御弁を高い応答性をもって開弁させることができる。その結果、流路制御弁が開弁温度となってから全開状態となるまでの期間、すなわちその開度が絞られている期間を極力短くすることができ、この点においても偏流の発生を更に好適に緩和することができるようになる。

[0025] 本発明は、前記熱交換器の周囲温度を推定する推定部を更に備え、前記制御部は前記推定される周囲温度が所定の閾値温度未満であることを前記吐出圧増大処理の実行条件として含むといった態様にてこれを具体化することができる。

[0026] 同構成によれば、熱交換器の周囲温度が所定温度以上であるとき、すなわち熱交換器の内部に偏流が発生したとしてもそれに伴う熱歪みの影響が無視できる程度であるときには吐出圧増大処理が実行されないため、こうした吐出圧増大処理の実行に伴ってポンプの吐出圧等、ポンプによる冷却水の供給態様が制約されることを回避でき、同冷却水の供給態様にかかる自由度を高めることができる。

[0027] 本発明は、車載内燃機関をその適用対象とし、前記熱交換器は車両前方に搭載されるラジエータであるといった態様にてこれを具体化することができる。

車載内燃機関において、これを冷却する冷却水の温度が所定温度に達するまでその循環を停止することにより、暖機を促進して機関燃焼を早期に安定させるとともに熱効率を向上させて燃費の低減を図ることができる。但し、車載内燃機関のラジエータは車両前方に搭載されるため、冷却水の循環が停

止されている間は車両走行風によって冷却されるようになる。特に外気温の低い冷間時にはこうしたラジエータの温度低下が極端に大きくなるため、その内部で冷却水の偏流が発生した場合に生じる熱歪みは大きくなり、これがラジエータの耐久性低下に及ぼす影響も極めて深刻なものとなる。この点、上記構成によれば、ラジエータが極低温環境下におかれる場合であれ、偏流の発生を緩和してラジエータに熱歪みが発生することを抑制することができ、そうした熱歪みに起因してラジエータの耐久性が低下することを回避することができるようになる。

図面の簡単な説明

[0028] [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] 同実施形態にかかる電動ポンプ駆動処理についてその処理手順を示すフローチャート。

[図3] 同実施形態にかかる電動ポンプの駆動態様の一例を示すタイミングチャート。

[図4] (a) 冷却水温度の推移、これに併せて第2実施形態にかかる(b) 電動ポンプの駆動態様、(c) 他の実施形態にかかる電動ポンプの駆動態様の一例を示すタイミングチャート。

[図5] 他の実施形態にかかる(a) 吸気温度と電動ポンプの吐出圧との関係を示すグラフ、(b) 吸気温度と電動ポンプの駆動態様との関係を示すグラフ。

[図6] 他の実施形態にかかる電動ポンプの駆動態様の一例を示すタイミングチャート。

[図7] 従来のラジエータにおける冷却水の流通態様を示す模式図。

発明を実施するための形態

[0029] (第1実施形態)

以下、図1及び図2を併せ参照して本発明にかかる第1実施形態について説明する。

図 1 に示されるように、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 10 a 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。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 は複数の独立した流路の集合体として構成され、それら流路を流れる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。なお、ラジエータ 21 は車両前方に搭載されている。また、サーモスタット 22 はその感温部に接触する冷却水の温度が所定の温度（以下、開弁温度 T_Z ）以上となったときに自律的に開弁する流路切替弁すなわち感温弁として機能する。このサーモスタット 22 が開弁することにより、メイン通路 24 とラジエータ 21 とが連通状態となり、同メイン通路 24 からラジエータ 21 に冷却水が流入するようになる。

[0030] 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み、ウォータジャケット 13 とともに機関冷却系を構成している。このサブ通路 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 と連通状態にある。

[0031] 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（図示略）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。この電動ポンプ２３はモータの回転速度が高くなるほど、その吐出圧（以下、吐出圧ＦＶ）が増大する。電動ポンプ２３（正確にはそのモータ）は制御装置９１に接続されており、この制御装置９１を通じてその駆動態様が制御される。例えば、制御装置９１は、そのドライバ回路から電動ポンプ２３に出力する回転パルス信号を変更することによりモータの回転速度、すなわちその吐出圧ＦＶを変更する。また、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。連続運転を選択した場合、電動ポンプ２３の吐出圧ＦＶ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、間欠運転を選択した場合、吐出圧ＦＶの変更に加えて、冷却水を吐出する期間である駆動期間ＴＰＡと冷却水の吐出を停止する期間である停止期間ＴＰＢとの比を変更することで冷却水の循環量が調節される。

[0034] また、制御装置９１には、ウォータジャケット１３の出口近傍に取り付けられて冷却水の温度（以下、冷却水温ＴＨＷ）を検出する水温センサ９２や、内燃機関１０の吸気通路（図示略）に取り付けられて吸入空気の温度（以下、吸気温度ＧＴＡ）を検出する吸気温センサ９３など、各種のセンサが接続されている。制御装置９１は、これら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ＧＴＡはラジエータ２１の周囲温度と相関を有して変化するため、周囲温度の代替値としてこれを推定するために用いられる。

[0035] 次に、こうした制御装置９１による電動ポンプ２３の駆動態様について説

明する。制御装置 9 1 は、冷間始動時など内燃機関 1 0 の温度が低いときには、電動ポンプ 2 3 を駆動せず冷却水の循環を停止することにより、内燃機関 1 0 の暖機を促進するとともに、機関燃焼室 1 0 a 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 9 1 は、内燃機関 1 0 の暖機がある程度進行した後は、機関燃焼室 1 0 a の周囲等における局所的な冷却水の沸騰が発生しないように、電動ポンプ 2 3 を駆動して冷却水の循環を開始する。

[0036] 但しここで、電動ポンプ 2 3 の吐出圧 F V を低くして冷却水の循環量をある程度の量に制限しておかないと、ウォータジャケット 1 3 において機関燃焼室 1 0 a の近傍に滞留していた高温の冷却水がサブ通路 2 7 を通じて低温の熱機器系 1 4 に流入するようになるため、熱機器系 1 4 に含まれる低温の各種機器に熱衝撃を与えるおそれがある。しかもその一方で、機関燃焼室 1 0 a の壁面温度が急激に低下するため、熱損失が増大して燃費の悪化を招くこととなる。このため、制御装置 9 1 は、冷却水の循環停止を解除する際にはまず間欠運転を選択するとともに低い吐出圧 F V（以下、低吐出圧 F V 1）にて電動ポンプ 2 3 を駆動することにより、冷却水の循環量が低流量となるようにこれを制限している（低流量モード）。

[0037] ここで、電動ポンプ 2 3 が低流量モードにあるときにサーモスタット 2 2 が開弁して低吐出圧 F V 1 にて循環された冷却水がラジエータ 2 1 に流入すると、その冷却水の流れがラジエータ 2 1 の各流水路において均等にならず特定の流水路に偏って偏流が発生するようになる。そして、こうした偏流が極冷間時等においてラジエータ 2 1 に発生すると、過大な熱応力が作用したり熱疲労が進行したりするため、ラジエータ 2 1 の耐久性を著しく低下させてしまう点については上述した通りである。

[0038] そこで、本実施形態においては、ラジエータ 2 1 の周囲温度が低温であってその内部で偏流が生じたときに無視できない大きさの熱歪みが同ラジエータ 2 1 に発生するおそれがある場合には、制御装置 9 1 を通じて電動ポンプ 2 3 の吐出圧 F V を高くする吐出圧増大処理を行うようにしている。

- [0039] 以下、この吐出圧増大処理を含めた電動ポンプ 23 の駆動処理全般について、図 2 のフローチャートを参照して説明する。なお、同図 2 に示される一連の処理は、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。
- [0040] まず、制御装置 91 は、内燃機関 10 が低温状態にあるか否かを判断する（ステップ S 110）。具体的には、冷却水温 T_{HW} が第 1 の所定温度 T_{X1} 未満か否かを判断する。この第 1 の所定温度 T_{X1} 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冷却水温 T_{HW} との比較のもと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。
- [0041] 冷却水温 T_{HW} が第 1 の所定温度 T_{X1} 未満であると判断した場合、すなわち内燃機関 10 が低温状態にあると判断した場合（ステップ S 110：YES）、制御装置 91 は電動ポンプ 23 の駆動を停止する（ステップ S 120）。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ようになる。
- [0042] 一方、冷却水温 T_{HW} が第 1 の所定温度 T_{X1} 以上であると判断した場合、すなわち内燃機関が低温状態にないと判断した場合（ステップ S 110：NO）、制御装置 91 は冷却水の循環を開始する。
- [0043] まず、制御装置 91 は、冷却水温 T_{HW} がサーモスタット 22 の開弁温度 T_Z 以上であるか否かを判断する（ステップ S 130）。冷却水温 T_{HW} が開弁温度 T_Z 未満である場合（ステップ S 130：NO）、サーモスタット 22 は閉弁状態であり、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ため、ラジエータ 21 内に冷却水の偏流が発生するおそれはない。このため、制御装置 91 は低流量モードを選択し、電動ポンプ 23 の吐出圧 F_V を上述した低吐出圧 F_{V1} に設定するとともに、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、電動ポンプ 23 の駆動期間 T_{PA} 及び停止期間 T_{PB} をそれぞれ設定する（ステップ S 17

0)。

- [0044] 一方、冷却水温 T_{HW} が開弁温度 T_Z 以上であると判断した場合（ステップ $S130$: YES）、内燃機関 10 は暖機が完了した状態にあるか否かを判断する（ステップ $S140$ ）。具体的には、冷却水温 T_{HW} が第 2 の所定温度 T_{X2} 未満か否かを判断する。この第 2 の所定温度 T_{X2} は、内燃機関 10 の暖機が完了したか否かを冷却水温 T_{HW} との比較のもと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。
- [0045] 冷却水温 T_{HW} が第 2 の所定温度 T_{X2} 以上であると判断した場合、すなわち内燃機関 10 の暖機が完了していると判断した場合（ステップ $S140$: YES）、制御装置 91 は電動ポンプ 23 を通常運転する（ステップ $S150$ ）。すなわち、制御装置 91 は、例えば冷却水温 T_{HW} 、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いて電動ポンプ 23 を制御する。
- [0046] 一方、冷却水温 T_{HW} が第 2 の所定温度 T_{X2} 未満であると判断した場合、すなわち内燃機関 10 の暖機が完了していないと判断した場合（ステップ $S140$: NO）、制御装置 91 はラジエータ 21 の周囲温度が低温であるか否かを判断する（ステップ $S160$ ）。具体的には、吸気温度 GTA が所定の閾値温度 α 未満であるか否かを判断する。この閾値温度 α は、ラジエータ 21 の温度が低温であり、その内部に偏流が発生したとしたときにそれに伴う熱歪みの及ぼす悪影響が無視できない温度か否かを吸気温度 GTA との比較のもと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。
- [0047] 制御装置 91 は、吸気温度 GTA が閾値温度 α 未満であると判断した場合、すなわちラジエータ 21 の周囲温度が低温であると判断した場合（ステップ $S160$: YES）、制御装置 91 は、吐出圧 FV を上述した低吐出圧 $FV1$ よりも高圧に設定された高吐出圧 $FV2$ に設定する（ステップ $S180$ ）。高吐出圧 $FV2$ は、ラジエータ 21 の内部における偏流の発生を十分に緩和できる圧力となるように試験等を通じて予め設定されている。更にここで、制御装置 91 は、吐出圧増大制御の実行前後における所定期間での平均

吐出流量が等しくなるように、電動ポンプ 23 の駆動期間 TPA を短い時間に変更する一方、停止期間 TPB を長い時間に変更する。

[0048] 一方、吸気温度 GTA が閾値温度 α 以上であると判断した場合（ステップ S160：NO）、制御装置 91 は低流量モードを選択する（ステップ S170）。このようにステップ S150、S170、S180 において電動ポンプ 23 の駆動態様を設定した後、制御装置 91 はこの処理を一旦終了する。

[0049] 図 3 に、上述したポンプ駆動処理が行われた場合について、（a）サーモスタット 22 の状態、（b）冷却水温 THW、（c）電動ポンプ 23 の吐出圧 FV についてそれぞれの推移を示す。なお、（c）には、吸気温度 GTA が閾値温度 α 以上である場合の電動ポンプ 23 の駆動態様を破線で示している。

[0050] 例えば機関始動時から短時間しか経過していないときのように、冷却水温 THW が第 1 の所定温度 TX1 以下である期間（タイミング $t_0 \sim t_1$ ）では、電動ポンプ 23 は駆動されず冷却水の循環は停止されたままの状態に維持される。次に、冷却水温 THW が上昇して第 1 の所定温度 TX1 に達すると、電動ポンプ 23 の駆動が開始される（タイミング t_1 ）。このとき、制御装置 91 は、電動ポンプ 23 の吐出圧 FV を低吐出圧 FV1 に設定する。そして、駆動期間 TPA、停止期間 TPB をそれぞれ所定値 TP1、TP2 に設定する。なお、サーモスタット 22 は冷却水温 THW が開弁温度 TZ となるまでの間は閉弁状態にある。そして、冷却水温 THW が更に上昇してサーモスタット 22 の開弁温度 TZ に達したときに吸気温度 GTA が閾値温度 α 未満である場合には、制御装置 91 は電動ポンプ 23 の吐出圧 FV を高吐出圧 FV2 に設定する。更に、このように吐出圧 FV を増大させる前後において上述した平均吐出量にかかる関係が満たされるように、駆動期間 TPA、停止期間 TPB をそれぞれ所定値 TP3、TP4 に設定する（タイミング t_2 ）。また、冷却水温 THW が開弁温度 TZ に達した以降、サーモスタット 22 の開度は冷却水温 THW の上昇に伴って徐々に増大する。このように

冷却水温 T_{HW} が上昇して第 2 の所定温度 $T \times 2$ に達すると、電動ポンプ 23 は連続運転に変更されるとともに上述したように機関運転状態に基づいて制御される通常の状態に移行する（タイミング $t_3 \sim$ ）。

[0051] 一方、冷却水温 T_{HW} がサーモスタット 22 の開弁温度 T_Z に達したものの、吸気温度 GTA が閾値温度 α 以上である場合には、図 3（c）に破線で示されるように、制御装置 91 はタイミング $t_2 \sim t_3$ の期間においてもタイミング $t_1 \sim t_2$ の期間と同様に電動ポンプ 23 の駆動状態は低流量モードに維持される。

[0052] 以上説明した本実施形態によれば、以下に記載の作用効果を奏することができる。

（1）冷却水温 T_{HW} が開弁温度 T_Z に達したときに、電動ポンプ 23 の吐出圧 FV を低吐出圧 FV_1 から高吐出圧 FV_2 にまで増大させ、ラジエータ 21 に冷却水が流入する際の流速を高めるようにしているため、ラジエータ 21 の内部における冷却水の偏流の発生を緩和することができる。従って、ラジエータ 21 が極低温環境下に置かれる場合であっても、偏流の発生に起因してラジエータ 21 に熱歪みが発生することを抑制することができ、そうした熱歪みに起因してラジエータ 21 の耐久性が低下することを抑制することができるようになる。

[0053] （2）冷却水温 T_{HW} が第 1 の所定温度 $T \times 1$ に達すると、電動ポンプ 23 は間欠運転されるとともに、低流量モードに移行する。このため、機関燃焼室 10a の近傍等における局所的な冷却水の沸騰を抑えつつ、高温となった冷却水が熱機器系 14 に多量に流入することに伴う熱衝撃の発生や機関燃焼室 10a の壁面温度が急激に低下することに伴う熱損失の増大を抑制することができる。

[0054] （3）吐出圧増大処理が開始されても電動ポンプ 23 の所定期間における平均吐出量は変化しないため、同処理の前後において冷却水による冷却性能を一定に保持することができる。このため、局所的な冷却水の沸騰、熱衝撃の発生、機関燃焼室 10a の壁面温度低下に伴う熱損失の増大をそれぞれ抑

制する上で、冷却水の循環量を制御してその冷却性能を一定とすることが要求される場合でも、これに対応しつつ吐出圧増大処理を行うことができるようになる。

[0055] (4) 吸気温度 GTA が閾値温度 α 以上であるとき、すなわちラジエータ 21 の内部に偏流が発生したとしてもそれに伴う熱歪みの悪影響が無視できる程度であるときには、吐出量増大処理が実行されないため、吐出量増大処理の実行に伴って電動ポンプ 23 の吐出圧 FV 等、冷却水の供給態様が制約されることを回避でき、同冷却水の供給態様にかかる自由度を高めることができる。

[0056] (5) 冷却水温 THW が第 1 の所定温度 $TX1$ に達するまでその循環を停止することにより、暖機を促進して機関燃焼を早期に安定させるとともに熱効率を向上させて燃費の低減を図ることができる。但し、ラジエータ 21 は車両前方に搭載されるため、冷却水の循環が停止されている間は車両走行風によって冷却されるようになる。特に外気温の低い冷間時にはこうしたラジエータ 21 の温度低下が極端に大きくなるため、その内部で冷却水の偏流が発生した場合に生じる熱歪みは大きなものとなり、これがラジエータ 21 の耐久性低下に及ぼす影響も極めて深刻なものとなる。この点、本実施形態によれば、ラジエータ 21 が極低温環境下におかれる場合であっても、偏流の発生を緩和してラジエータ 21 に熱歪みが発生することを抑制することができ、そうした熱歪みに起因してラジエータ 21 の耐久性が低下することを回避することができるようになる。

[0057] (第 2 実施形態)

この発明にかかる第 2 実施形態について図 4 (a) と図 4 (b) を併せ参照して第 1 実施形態との相違点を中心に説明する。なお、第 1 実施形態と同様の構成については同一の符号を付すことにより詳細な説明を割愛する。

[0058] 本実施形態にかかる冷却装置の電動ポンプ駆動処理では、制御装置 91 は、冷却水温 THW が第 1 の所定温度 $TX1$ に達するまでは電動ポンプ 23 の駆動を停止する。そして、冷却水温 THW が第 1 の所定温度 $TX1$ に達した

後、開弁温度 T_Z に達するまでは、制御装置 91 は低流量モードにて電動ポンプ 23 を駆動する。そして、冷却水温 T_{HW} が開弁温度 T_Z に達したときに吸気温度 GTA が閾値温度 α 未満である場合には、電動ポンプ 23 は連続運転に変更されるとともにその吐出圧 FV を低吐出圧 FV_1 よりも高圧に設定した高吐出圧 FV_2 に設定される（高流量モード）。

[0059] 図 4 に、本実施形態の電動ポンプ駆動処理が実行された場合について、（a）冷却水温 T_{HW} 、（b）電動ポンプ 23 の吐出圧 FV のそれぞれの推移について示す。

図 4（b）に示されるように、冷却水温 T_{HW} が第 1 の所定温度 T_{X1} に達するまでの電動ポンプ 23 の駆動態様は第 1 実施形態と同様である（タイミング $t_0 \sim$ タイミング t_1 ）。冷却水温 T_{HW} が上昇して開弁温度 T_Z に達したときに吸気温度 GTA が閾値温度 α 未満である場合には、制御装置 91 は図 4（b）に実線で示されるように電動ポンプ 23 の吐出圧 FV を高吐出圧 FV_2 に設定する吐出圧増大処理を実行する（タイミング t_2 ）。そして、冷却水温 T_{HW} が第 2 の所定温度 T_{X2} に達すると、電動ポンプ 23 は通常運転に移行する（タイミング t_3 ）。

[0060] 以上説明した本実施形態によれば、先の（1）、（2）、（4）、（5）に記載した作用効果に加え、更に以下に記載の作用効果を奏することができる。

（6）冷却水温 T_{HW} が開弁温度 T_Z に達すると、電動ポンプ 23 の吐出圧 FV は高吐出圧 FV_2 に設定されるとともに、電動ポンプ 23 の駆動態様として連続運転が選択される。このため、冷却水の循環量を十分に確保することができ、完全暖機後も含めた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。

[0061] なお、以上説明した実施形態は次のようにその形態を適宜変更した態様にて実施することができる。また、上記実施形態及び変形例は可能であればそれらを適宜組み合わせて実施することもできる。

[0062] ・図 4（b）に 2 点鎖線で示されるように、第 2 実施形態で説明した吐出

圧増大処理においては、電動ポンプ 23 の吐出圧 F V を低吐出圧 F V 1 よりも高く且つ高吐出圧 F V 2 よりも低い値に設定してもよい。もしくは、高吐出圧 F V 2 よりも高くなるように設定してもよい。すなわち、吐出圧増大処理においては、電動ポンプ 23 の吐出圧 F V が低流量モードにおいて設定される低吐出圧 F V 1 よりも高い値に設定されればよい。本実施形態においても上記作用効果に準じた効果を奏することができる。

[0063] ・図 4 (b) に 1 点鎖線で示されるように、吐出圧増大制御が開始されると、電動ポンプ 23 の吐出圧 F V を徐々に高くするようにしてもよい。本実施形態によれば、吐出圧増大処理が開始されると、機関燃焼室 10 a の近傍で高温となった冷却水が熱機器系 14 の各機器に多量に流入することに伴ってそれら機器に熱衝撃が発生することを抑制できる。

[0064] ・図 4 (c) に示されるように、冷却水温 T H W が第 1 の所定温度 T X 1 に達したことをもって電動ポンプ 23 の吐出圧 F V を高吐出圧 F V 2 に設定してもよい。この際、駆動期間 T P A、停止期間 T P B はそれぞれ上述した各値 T P 3, T P 4 とすることが好ましい。この変形例によれば、電動ポンプ 23 の吐出圧 F V が高吐出圧 F V 2 となった後にサーモスタット 22 が開弁してラジエータ 21 に冷却水が流入するようになるため、ラジエータ 21 に流入する冷却水の流速を高めることができる。このため、ラジエータ 21 の内部において偏流が発生することをより好適に抑制することができるようになる。

[0065] ・吐出圧増大処理を行う際の電動ポンプ 23 の吐出圧 F V は予め定められた高吐出圧 F V 2 になるようにしたが、図 5 (a) に示されるように吸気温度 G T A が低いときほど電動ポンプ 23 の吐出圧 F V が高くなるように、換言すれば吐出圧 F V の増大量 $\Delta F V$ が大きくなるようにしてもよい。吸気温度 G T A が低いときほど、すなわちラジエータ 21 の周囲温度が低いときほど、偏流に起因するラジエータ 21 の熱歪量が増大し、また冷却水の粘度も高くなるため偏流そのものも一層発生しやすくなる。この変形例によれば、ラジエータ 21 の周囲温度が低く、熱歪みの発生が顕著になるときほど、間

欠運転における電動ポンプ 2 3 の吐出圧 F V を高くするようにしているため、偏流をラジエータ 2 1 の周囲の温度状況に応じたかたちで好適に緩和することができるようになる。

[0066] ・またこの変形例において、図 5 (b) に示されるように吸気温度 G T A が低いときほど、すなわち電動ポンプ 2 3 の吐出圧 F V が高くなるほど、駆動期間 T P A が短くなるように設定するとともに停止期間 T P B が長くなるように設定することにより、吐出圧増大制御の実行前後における電動ポンプ 2 3 の所定期間での平均吐出流量が等しくなるようにすることが望ましい。この変形例によれば、上記 (3) に準じた作用効果を奏することができるようになる。更にこの変更例において、吐出圧 F V の増大量 $\Delta F V$ を大きくした場合には、それに併せて停止期間 T P B が更に長く設定され、機関高温部近傍等において冷却水の滞留する時間が長くなるため、局所的な冷却水の沸騰が発生する可能性が高くなる。しかしながら、そのような問題が生じないように、吸気温度 G T A、すなわちラジエータ 2 1 の周囲温度に基づいて吐出圧 F V の増大量 $\Delta F V$ を変更するようにすれば、ラジエータ 2 1 の周囲温度が高いとき、すなわち偏流に起因する熱歪みの及ぼす影響が相対的に小さいときには、吐出圧 F V の増大量 $\Delta F V$ は小さくなるため、停止期間 T P B が不必要に長い期間に設定されることがない。すなわち、局所的な冷却水の沸騰が発生することを避けつつ、偏流に起因する熱歪みによって熱交換器の耐久性が低下してしまうことを抑制することができるようになる。

[0067] ・吐出圧増大処理の開始前後で電動ポンプ 2 3 の所定期間における冷却水の平均吐出量が等しくなるように駆動期間 T P A 及び停止期間 T P B を設定するようにしている。これに限らず、駆動期間 T P A と停止期間 T P B とを各別に設定するようにしてもよい。この変形例においても、上記 (1)、(2)、(4) ~ (6) に準じた作用効果を奏することができるようになる。

[0068] ・図 6 に示されるように、内燃機関 1 0 の暖機が完了したと判断した場合 (ステップ S 1 4 0 : Y E S)、制御装置 9 1 は、吸気温度 G T A についての判断を行うことなく (図 2 : ステップ S 1 6 0)、常に吐出圧 F V を上述

した低吐出圧 F V 1 よりも高圧に設定された高吐出圧 F V 2 に設定するようにしてもよい（ステップ S 1 8 0）。すなわち、上記各実施形態ではラジエータ 2 1 の周囲温度が低温にあることを吐出圧増大処理の実行条件としたが、吸気温度 G T A にかかわらず同吐出圧増大処理を実行するようにしてもよい。この変形例においても、上記（１）～（３）、（５）に準じた作用効果を奏することができるようになる。

[0069] ・吐出圧増大処理を開始する冷却水温 T H W は、サーモスタット 2 2 の開弁温度 T Z よりも低い温度であってもよい。この変形例によれば、電動ポンプ 2 3 の吐出圧が増大した後にサーモスタット 2 2 が開弁してラジエータ 2 1 に冷却水が流入するようになるため、ラジエータ 2 1 に冷却水が流入する際の流速を高めることができ、ラジエータ 2 1 の内部における冷却水の偏流を緩和することができる。また、サーモスタット 2 2 の感温部に接触する冷却水の量も多くなるため、サーモスタット 2 2 を高い応答性をもって開弁させることができる。この結果、冷却水温 T H W が開弁温度 T Z となってからサーモスタット 2 2 が全開状態となるまでの期間、すなわちサーモスタット 2 2 の開度が絞られている状態にある期間を短くすることができるため、ラジエータ 2 1 における偏流の発生を一層好適に抑制することができるようになる。

[0070] ・冷却水温 T H W が第 1 の所定温度 T X 1 以上に達すると電動ポンプ 2 3 を低流量モードで駆動するようにしているが、冷却水温 T H W が開弁温度 T Z に達するまで電動ポンプ 2 3 の駆動を停止するようにしてもよい。本実施形態によれば、電動ポンプ 2 3 の駆動を停止する期間を極力長くすることができるため、内燃機関 1 0 の暖機を促進して燃費を向上させることができるようになる。

[0071] ・上記実施形態では、機関冷却装置として、ラジエータが車両前方に搭載される車載内燃機関の冷却装置を例示したが、本発明にかかる機関冷却装置はこれに限定されるものではない。すなわち、冷却装置の適用対象となる機関としては、上述したように内燃機関をその代表例として挙げる事ができ

るが、これに限らず、例えば電動機や発電機、更にはこれらを制御するインバータ等の制御機器等々、冷却水の温度が所定温度以上になるまでその冷却が不要であるため冷却水の循環が停止される機関一般が含まれる。また、熱交換器についても、車両前方に搭載されるラジエータ以外の放熱器、例えば熱機器系 14 に含まれるヒータコアや、同じく熱機器系 14 に含まれる EGRクーラ等の吸熱器として具体化することもできる。

符号の説明

[0072] 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、91…制御装置（制御部）、92…水温センサ（検出部）、93…吸気温センサ。

請求の範囲

- [請求項1] 機関冷却系に供給される冷却水の吐出能力を機関運転状態に依存することなく変更可能なポンプと、前記機関冷却系との間で冷却水が循環可能な熱交換器と、冷却水の温度を検出する検出部と、同検出される冷却水温度が所定温度未満の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機関冷却装置において、
- 冷却水の温度が前記所定温度以上に予め設定される所定の開弁温度以上であるときに開弁して前記熱交換器に対する冷却水の流入を許容する流路制御弁を更に備え、
- 前記制御部は冷却水温度が前記開弁温度未満であるときに前記ポンプの吐出圧を増大させる吐出量増大処理を行う
- ことを特徴とする機関冷却装置。
- [請求項2] 機関冷却系に供給される冷却水の吐出能力を機関運転状態に依存することなく変更可能なポンプと、前記機関冷却系との間で冷却水が循環可能な熱交換器と、冷却水の温度を検出する検出部と、同検出される冷却水温度が所定温度未満の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機関冷却装置において、
- 前記制御部は冷却水温度が前記所定温度以上となり前記熱交換器に冷却水が流入するのに先立って前記ポンプの吐出圧を増大させる吐出圧増大処理を実行する
- ことを特徴とする機関冷却装置。
- [請求項3] 冷却水の温度が所定の開弁温度以上であるときに開弁して前記熱交換器に対する冷却水の流入を許容する流路制御弁を更に備え、
- 前記制御部は前記検出される冷却水温度が前記開弁温度未満であるときに前記吐出圧増大処理を実行する
- 請求項2に記載の機関冷却装置。
- [請求項4] 前記制御部は、前記検出される冷却水温度が上昇して前記所定温度に達した後、同冷却水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同ポンプを駆動する一方、前記検出される冷却水温度が前記第2の所定温度以上となったときに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ともに前記低流量モードよりも前記ポンプの吐出圧を高めた高流量モードにて同ポンプを駆動する

請求項1又は請求項3に記載の機関冷却装置。

[請求項5] 前記開弁温度は前記所定温度と前記第2の所定温度との間に設定されるものであり、

前記制御部は、前記低流量モードにて前記ポンプを駆動しているときに前記吐出圧増大処理を実行するものであり、同吐出圧増大処理の開始前後で前記ポンプの所定期間における冷却水の平均吐出量が等しくなるように前記吐出圧増大処理の開始後は前記間欠運転モードにおける冷却水の吐出停止期間を長く設定する

請求項4に記載の機関冷却装置。

[請求項6] 前記熱交換器の周囲温度を推定する推定部を更に備え、
前記制御部は前記推定される周囲温度が低いときほど前記吐出圧増大処理における吐出圧の増大量を大きく設定する

請求項1～5のいずれか一項に記載の機関冷却装置。

[請求項7] 前記開弁温度は前記第2の所定温度よりも高い温度に設定されるものであり、

前記制御部は、前記ポンプの駆動状態を前記低流量モードから前記高流量モードに変更することで前記吐出圧増大処理を実行するものであり、

前記流路制御弁は冷却水の温度に応じて自律開閉する感温弁である
請求項4に記載の機関冷却装置。

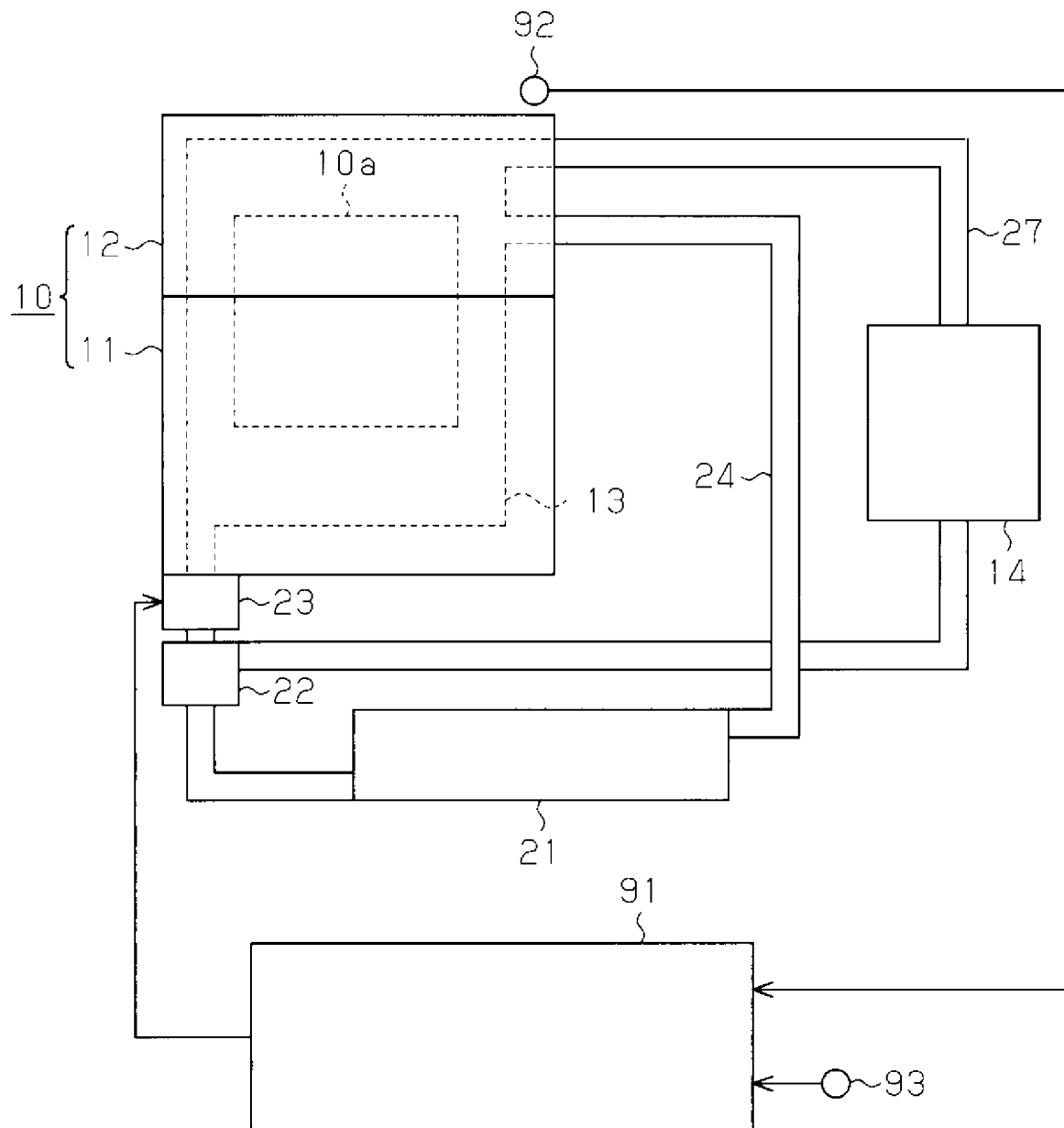
[請求項8] 前記熱交換器の周囲温度を推定する推定部を更に備え、
前記制御部は前記推定される周囲温度が所定の閾値温度未満である

ことを前記吐出圧増大処理の実行条件として含む

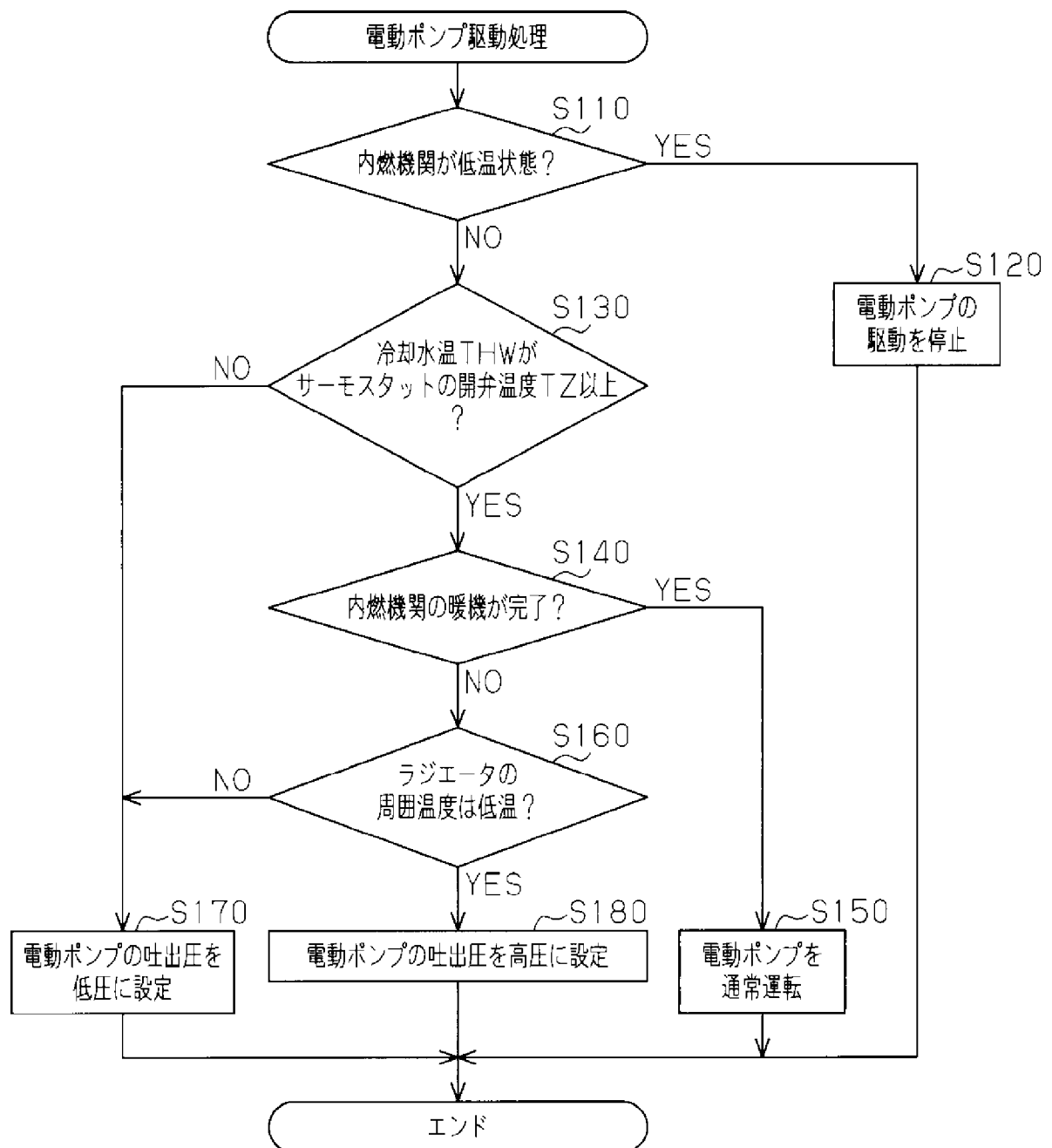
請求項 1 ～ 7 のいずれか一項に記載の機関冷却装置。

[請求項9] 請求項 1 ～ 8 のいずれか一項に記載の機関冷却装置において、
車載内燃機関をその適用対象とし、
前記熱交換器は車両前方に搭載されるラジエータである
ことを特徴とする機関冷却装置。

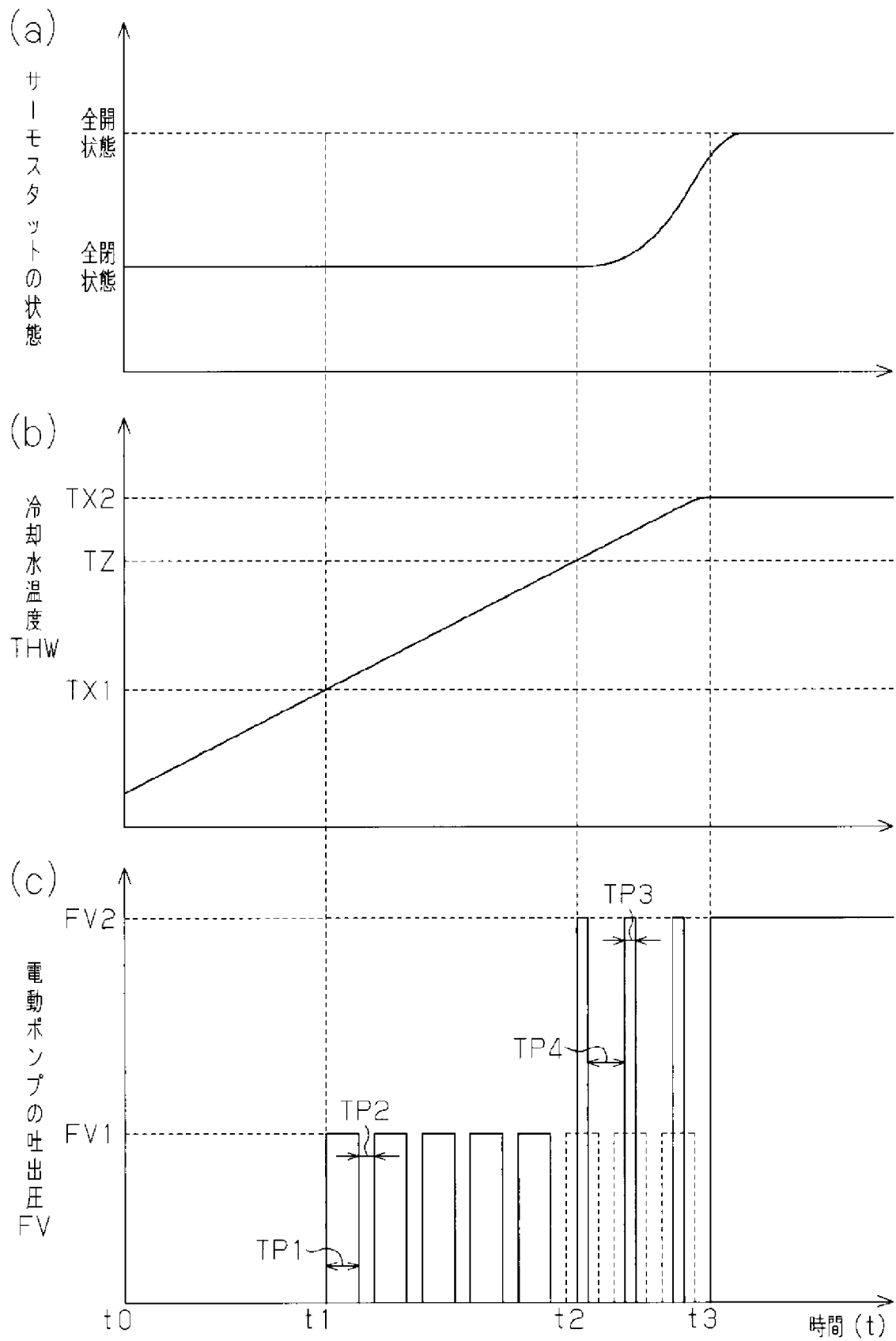
[図1]



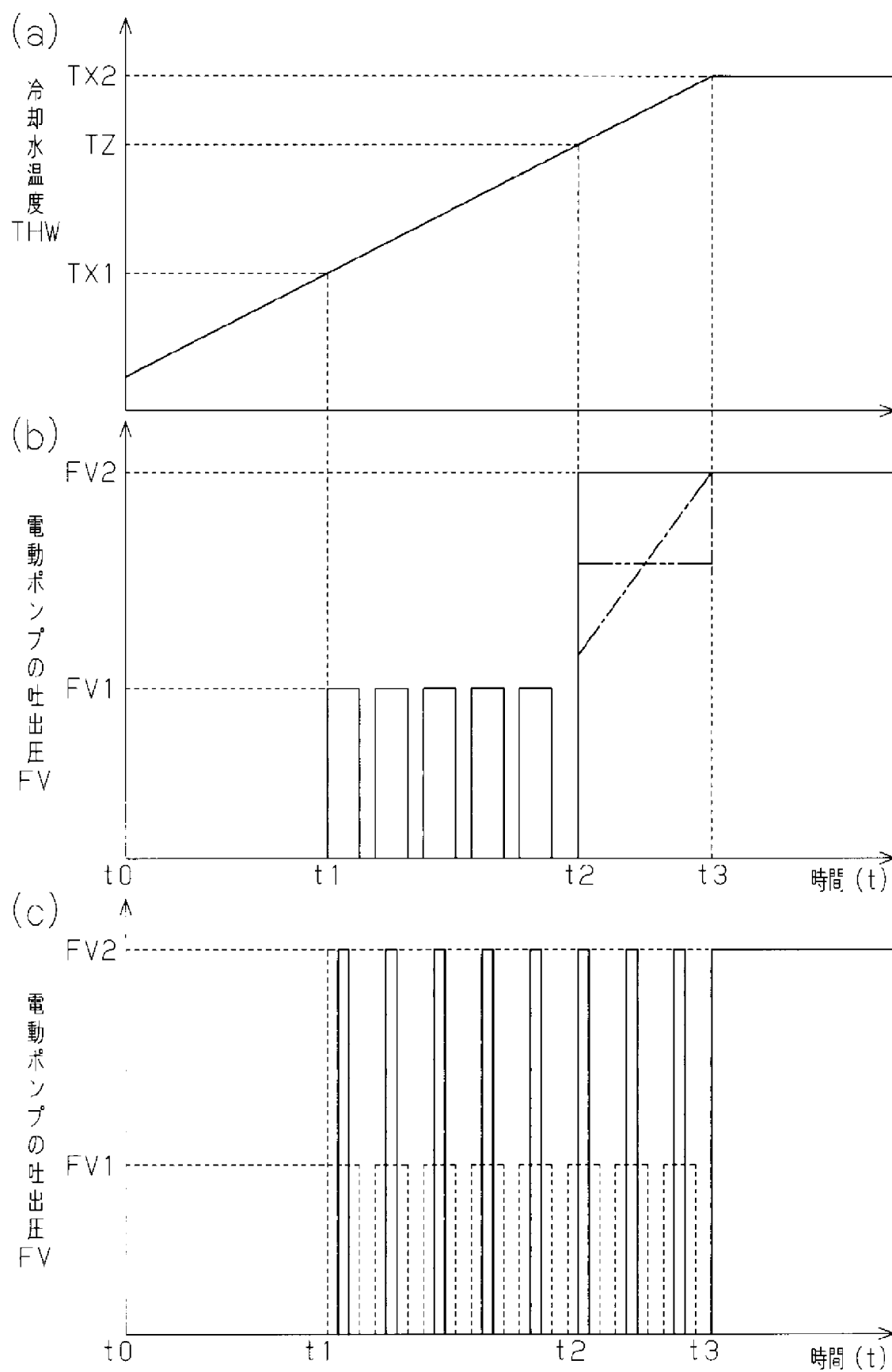
[図2]



[図3]

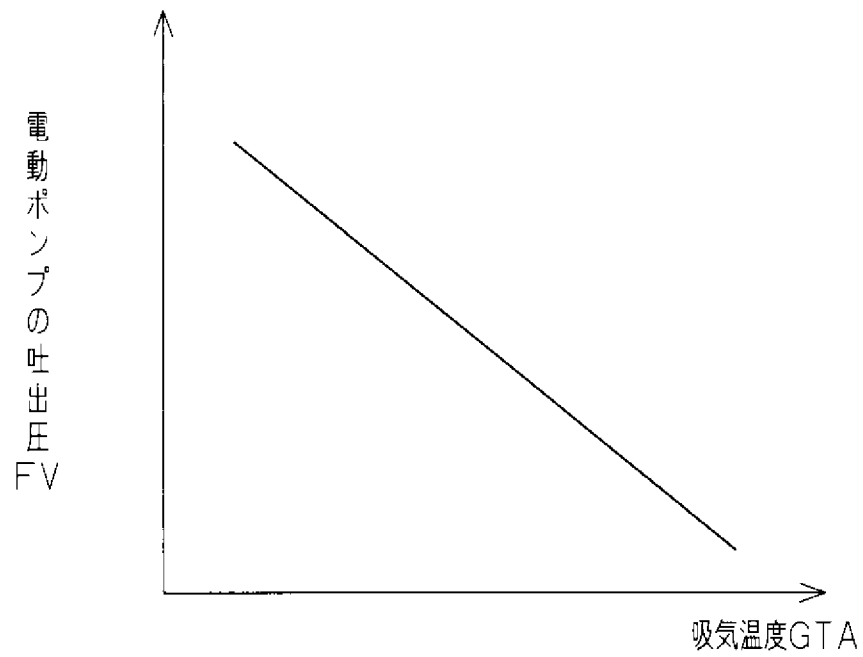


[図4]

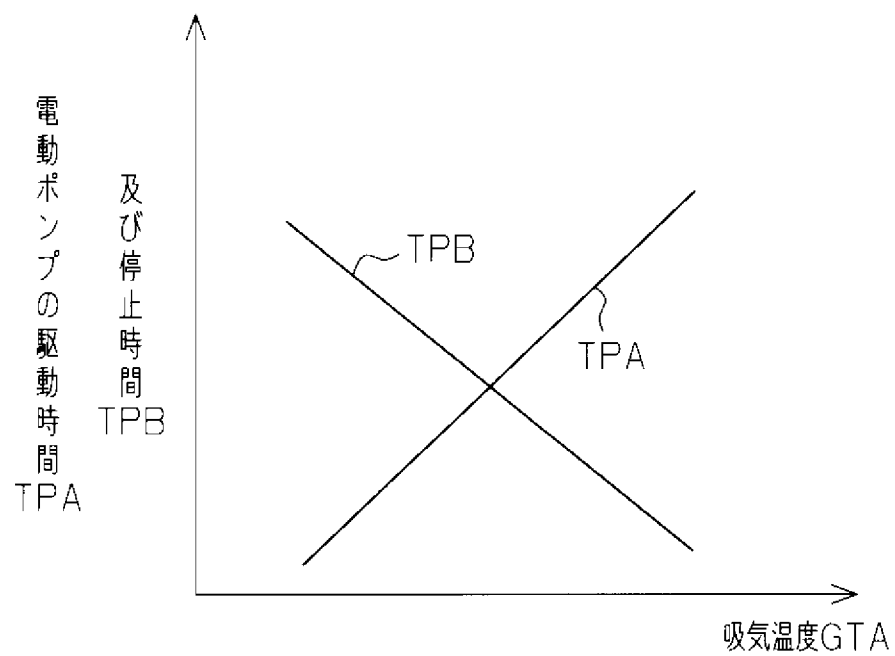


[図5]

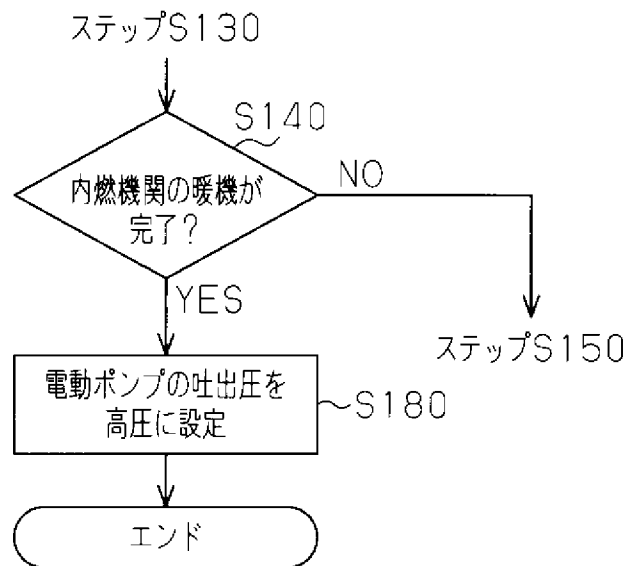
(a)



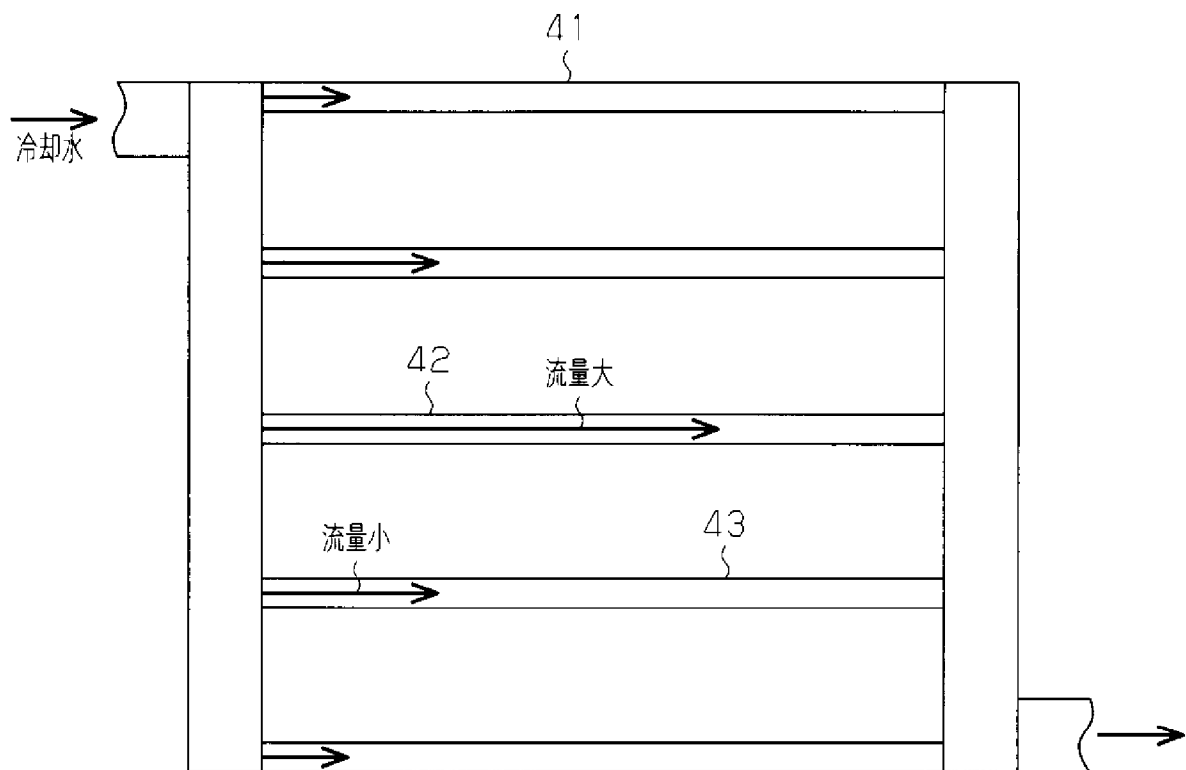
(b)



[図6]



[図7]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2010/053843

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.
A	JP 2008-169750 A (Toyota Motor Corp.), 24 July 2008 (24.07.2008), abstract (Family: none)	1-9
A	JP 2002-530583 A (Davies Craig Pty Ltd.), 17 September 2002 (17.09.2002), paragraph [0014] & US 6425353 B1 & EP 1133624 A & WO 2000/031388 A1 & DE 69935732 D & DE 69935732 T & AU PP724198D & AU 1644400 A & CA 2339640 A & AU 756456 B & AT 358767 T & ES 2283141 T	1-9

☐ 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
13 May, 2010 (13.05.10)

Date of mailing of the international search report
25 May, 2010 (25.05.10)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

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
A	JP 2008-169750 A（トヨタ自動車株式会社）2008.07.24, 【要約】（ファミリーなし）	1 - 9
A	JP 2002-530583 A（デイビス クレイグ ピーティーワイ リミテッド）2002.09.17, 段落【0014】 & US 6425353 B1 & EP 1133624 A & WO 2000/031388 A1 & DE 69935732 D & DE 69935732 T & AU PP724198 D & AU 1644400 A & CA 2339640 A & AU 756456 B & AT 358767 T & ES 2283141 T	1 - 9

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献
「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

1 3 . 0 5 . 2 0 1 0

国際調査報告の発送日

2 5 . 0 5 . 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 1 0 0 - 8 9 1 5

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

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