

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6806016号  
(P6806016)

(45) 発行日 令和2年12月23日(2020.12.23)

(24) 登録日 令和2年12月8日(2020.12.8)

(51) Int.Cl. F I  
**FO1P 7/16 (2006.01)** FO1P 7/16 A  
 FO1P 7/16 502A

請求項の数 5 (全 14 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2017-183611 (P2017-183611)                  (22) 出願日 平成29年9月25日 (2017. 9. 25)                  (65) 公開番号 特開2019-60247 (P2019-60247A)                  (43) 公開日 平成31年4月18日 (2019. 4. 18)                  審査請求日 令和2年2月13日 (2020. 2. 13)</p>	<p>(73) 特許権者 000003207                  トヨタ自動車株式会社                  愛知県豊田市トヨタ町1番地                  (74) 代理人 100105957                  弁理士 恩田 誠                  (74) 代理人 100068755                  弁理士 恩田 博宣                  (72) 発明者 高木 登                  愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社 内                  (72) 発明者 山口 正晃                  愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社 内</p>
---	---

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 エンジン冷却装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンを通過した冷却水を同エンジンに還流させる冷却水回路と、  
 前記冷却水回路に設けられてラジエータを流す第1水路と、  
 前記冷却水回路に前記第1水路と並列に設けられて前記ラジエータを通らずに冷却水を流す第2水路と、  
 前記第1水路を流れる冷却水の流量である第1水路流量  $F_{rad}$  と前記第2水路を流れる冷却水の流量である第2水路流量  $F_{sec}$  との比率を可変とする冷却水制御弁と、  
 前記冷却水回路における前記第1水路及び前記第2水路の分岐点の到達前の冷却水の温度である出口水温  $T_{out}$  を検出する出口水温センサと、  
 前記冷却水回路における前記第1水路及び前記第2水路の合流点の通過後の冷却水の温度である入口水温  $T_{in}$  を検出する入口水温センサと、  
 前記ラジエータの冷却水出口部分の冷却水の温度をラジエータ水温  $T_{rad}$  としたとき、前記第1水路流量  $F_{rad}$  が既定流量以上であるときの前記ラジエータ水温  $T_{rad}$  を、前記第1水路流量  $F_{rad}$ 、前記第2水路流量  $F_{sec}$ 、前記出口水温  $T_{out}$ 、及び前記入口水温  $T_{in}$  に対して下式の間係を満たす値となるように算出する水温推定部と、を備えるエンジン冷却装置。

【数 1】

$$T_{rad} = T_{in} - (T_{out} - T_{in}) \times \frac{F_{sec}}{F_{rad}}$$

【請求項 2】

前記第 1 水路流量  $F_{rad}$  が前記既定流量未満となる直前の前記ラジエータ水温  $T_{rad}$  の算出値を初期水温としたとき、

前記水温推定部は、前記初期水温と外気温とに基づき、前記第 1 水路流量  $F_{rad}$  が前記既定流量未満となつてからの時間の経過に応じて前記初期水温から前記外気温へと一次遅れ要素を有して変化していく値として、前記第 1 水路流量  $F_{rad}$  が前記既定流量未満であるときの前記ラジエータ水温  $T_{rad}$  を算出し、且つ前記ラジエータに吹き付ける風の風速が高い場合には同風速が低い場合に比べて前記一次遅れ要素の時定数を小さい値に設定する

10

請求項 1 に記載のエンジン冷却装置。

【請求項 3】

前記時定数は、前記エンジンを搭載した車両の走行速度に基づき、同走行速度が高い場合には同走行速度が低い場合に比べて小さい値となるように設定される

請求項 2 に記載のエンジン冷却装置。

【請求項 4】

前記冷却水制御弁の動作を制御する制御部であつて、前記水温推定部が算出した前記ラジエータ水温  $T_{rad}$  が低いときには、同ラジエータ水温  $T_{rad}$  が高いときよりも、前記第 1 水路の冷却水の流量を増加させる際の前記冷却水制御弁の動作速度を低くする制御部を備える請求項 1 から 3 のいずれか 1 項に記載のエンジン冷却装置。

20

【請求項 5】

前記エンジンの始動後に前記冷却水回路を通じた冷却水の循環を開始する際に、時間差をつけて前記第 2 水路、前記第 1 水路の順に冷却水の流れを開始する

請求項 1 から 4 のいずれか 1 項に記載のエンジン冷却装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジン冷却装置に関する。

30

【背景技術】

【0002】

特許文献 1 に見られるように、ラジエータを通る水路とラジエータを通らない水路とが冷却水回路に並行に設けられるとともに、各水路の冷却水の流量比率を可変とする冷却水制御弁を備えたエンジン冷却装置が知られている。こうしたエンジン冷却装置では、ラジエータに流す冷却水の流量比率を増減することで、エンジンに流入する冷却水の温度を調整することができる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開 2013 - 124656 号公報

40

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

上記エンジン冷却装置では、外気が低温の状態ではラジエータを通る冷却水の流量比率をゼロ、乃至は微小とした状態が長く続くと、ラジエータ内の冷却水が外気によって冷却され、水温センサにより検出された冷却水の温度とラジエータ内の冷却水の温度が大きく乖離することがある。そうした状態でラジエータに流す冷却水の流量比率を増大すると、熱歪みによるラジエータの耐久性の低下を招く虞がある。また、同流量比率の増大によれば

50

、それまでラジエータ内に滞留していた冷えた冷却水がラジエータから一気に送り出されるため、エンジンに流入する冷却水の温度が下がり過ぎてしまう虞がある。このようにラジエータに流す冷却水の流量比率を変更可能なエンジン冷却装置では、冷却水回路を循環する冷却水の温度とは別に、ラジエータ内の冷却水の温度を確認することが望ましい。しかしながら、費用等の問題で、ラジエータ内の冷却水の温度を検出するための専用のセンサを設置できないことがある。

【0005】

本発明は、こうした実情に鑑みてなされたものであり、その解決しようとする課題は、直接の計測に依らずにラジエータの冷却水温を確認できるエンジン冷却装置を提供することにある。

10

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記課題を解決するエンジン冷却装置は、エンジンを通じた冷却水を同エンジンに還流させる冷却水回路と、前記冷却水回路に設けられてラジエータを通過して冷却水を流す第1水路と、前記冷却水回路に前記第1水路と並列に設けられて前記ラジエータを通過せずに冷却水を流す第2水路と、前記第1水路を流れる冷却水の流量である第1水路流量  $F_{rad}$  と前記第2水路を流れる冷却水の流量である第2水路流量  $F_{sec}$  とを調整する冷却水制御弁と、前記冷却水回路における前記第1水路及び前記第2水路の分岐点の到達前の冷却水の温度である出口水温  $T_{out}$  を検出する出口水温センサと、前記冷却水回路における前記第1水路及び前記第2水路の合流点の通過後の冷却水の温度である入口水温  $T_{in}$  を検出する入口水温センサと、前記ラジエータの冷却水出口部分の冷却水の温度をラジエータ水温  $T_{rad}$  としたとき、前記第1水路流量  $F_{rad}$  が既定流量以上であるときの前記ラジエータ水温  $T_{rad}$  を、前記第1水路流量  $F_{rad}$ 、前記第2水路流量  $F_{sec}$ 、前記出口水温  $T_{out}$ 、及び前記入口水温  $T_{in}$  に対して下式(1)の関係を満たす値となるように算出する水温推定部と、を備えている。

20

【0007】

【数1】

$$T_{rad} = T_{in} - (T_{out} - T_{in}) \times \frac{F_{sec}}{F_{rad}} \quad \dots (1)$$

30

上記エンジン冷却装置では、冷却水回路を流れる冷却水は、同冷却水回路の途中で第1水路と第2水路とに一旦分岐し、その後第1水路の冷却水と第2水路の冷却水とが合流した後、エンジンに流入する。ここで、両水路の合流点に第1水路から流入する冷却水を第1水路冷却水とし、同合流点に第2水路から流入する冷却水を第2水路冷却水とする。第1水路冷却水と第2水路冷却水との間に温度差が存在する場合、合流後に第1水路冷却水と第2水路冷却水の間で熱が授受される。このときの第1水路冷却水が第2水路冷却水から受け取る熱量と、第2水路冷却水が第1水路冷却水から受け取る熱量とは等しくなる。なお、第1水路冷却水の温度は、ラジエータの出口部分の冷却水の温度(ラジエータ水温  $T_{rad}$ ) とほぼ等しい温度となる。よって、熱量  $Q$  と温度変化  $\Delta T$  との関係式 ( $Q = \Delta T \times \text{質量} \times \text{比熱}$ ) から、第1水路冷却水と第2水路冷却水との間で授受される熱量につ

40

【0008】

【数2】

$$(T_{sec} - T_{in}) \times F_{sec} = (T_{in} - T_{rad}) \times F_{rad} \quad \dots (2)$$

ここで、ラジエータで冷却された第1水路冷却水の出口水温  $T_{out}$  に対する温度差 ( $= T_{out} - T_{rad}$ ) に比べれば、出口水温  $T_{out}$  に対する第2水路冷却水の温度差 ( $= T_{out} - T_{sec}$ ) は僅かなものとなる。よって、第2水路冷却水の温度  $T_{sec}$  が出口温度  $T_{out}$  と同じ温度であるとしても、式(2)の関係はほぼ成立する。上記の

50

式(1)は、式(2)の温度 $T_{sec}$ を出口水温 $T_{out}$ に置き換え、ラジエータ水温 $T_{rad}$ について解いたものとなっている。

【0009】

よって、第1水路の冷却水の流量が、同冷却水の温度が入口水温 $T_{in}$ に影響する程の流量である場合には、第1水路流量 $F_{rad}$ 、第2水路流量 $F_{sec}$ 、出口水温 $T_{out}$ 、及び入口水温 $T_{in}$ から式(1)の関係を満たす値となるようにラジエータ水温 $T_{rad}$ を算出することで、同ラジエータ水温 $T_{rad}$ を推定することができる。

【0010】

なお、第1水路から合流点に流入する冷却水の温度が入口水温 $T_{in}$ に殆ど影響しない程、第1水路流量 $F_{rad}$ が少ない場合のラジエータ水温 $T_{rad}$ は、時間の経過に応じて外気温に近づく。このときのラジエータ水温 $T_{rad}$ の外気温への収束は、ラジエータに吹き付ける風の風速が高いときほど早くなる。そこで、第1水路流量 $F_{rad}$ が既定流量未満となる直前のラジエータ水温 $T_{rad}$ の算出値を初期水温としたとき、上記エンジン冷却装置における水温推定部を、初期水温と外気温とに基づき、第1水路流量 $F_{rad}$ が既定流量未満となつてからの時間の経過に応じて初期水温から外気温へと一次遅れ要素を有して変化していく値として、第1水路流量 $F_{rad}$ が既定流量未満であるときのラジエータ水温 $T_{rad}$ を算出し、且つラジエータに吹き付ける風の風速が高い場合には同風速が低い場合に比べて一次遅れ要素の時定数を小さい値に設定するものとする。なお、電動ファン等によるラジエータへの強制送風を行っていない場合、ラジエータに吹き付ける風の風速は、エンジンを搭載した車両の走行速度によって決まる。よって、そうした場合には、エンジンを搭載した車両の走行速度に基づき、同走行速度が高い場合には同走行速度が低い場合に比べて上記時定数を小さい値となるように設定するとよい。

【0011】

なお、ラジエータ水温 $T_{rad}$ が低い状態において、第1水路の冷却水の流量を急増すると、ラジエータに熱歪が発生したり、エンジンに流入する冷却水の温度が急激に低下したりすることがある。これに対しては、上記エンジン冷却装置において、冷却水制御弁の動作を制御する制御部であつて、水温推定部が算出したラジエータ水温 $T_{rad}$ が低いときには、同ラジエータ水温 $T_{rad}$ が高いときよりも、前記第1水路の冷却水の流量を増加させる際の冷却水制御弁の動作速度を低くする制御部を備えるようにするとよい。

【0012】

上述の式(1)の関係に基づくラジエータ水温 $T_{rad}$ の算出は、第1水路との合流点に第2水路から流入する冷却水の温度が、出口水温 $T_{out}$ とほぼ等しい温度であると見做せることを前提としている。一方、エンジンの始動直後には、第2水路に冷えた冷却水が残留していることがあり、第2水路に冷却水を流し始めた直後には、その残留した冷却水が合流点に流入するため、的確にラジエータ水温 $T_{rad}$ を算出できない虞がある。これに対しては、エンジンの始動後に冷却水回路を通じた冷却水の循環を開始する際に、時間差をつけて第2水路、第1水路の順に冷却水の流れを開始するようにするとよい。

【図面の簡単な説明】

【0013】

【図1】第1実施形態のエンジン冷却装置の模式図。

【図2】同エンジン冷却装置が備える冷却水制御弁の弁位相と各吐出ポートの開口率との関係を示すグラフ。

【図3】同エンジン冷却装置に設けられた水温推定部が実行するラジエータポート開時のラジエータ水温の推定処理のブロック線図。

【図4】同水温推定部が実行するラジエータポート閉時のラジエータ水温推定処理のブロック線図。

【図5】上記ラジエータポート閉時のラジエータ水温推定処理でのラジエータ水温の算出状態の説明図。

【図6】同エンジン冷却装置に設けられたCCV制御部が実行するCCV制御処理のブロック線図。

10

20

30

40

50

**【発明を実施するための形態】****【0014】**

以下、エンジン冷却装置の一実施形態を、図1～図6を参照して詳細に説明する。なお、本実施形態のエンジン冷却装置は、車載用のエンジンに適用されている。

図1に示すように、本実施形態のエンジン冷却装置は、エンジン10を通過した冷却水をエンジン10に還流させる冷却水回路13を備えている。冷却水回路13は、シリンダヘッド12に設けられた流出口10Bから流出した冷却水を、シリンダブロック11に設けられた冷却水の流入口10Aに流すように形成されている。

**【0015】**

冷却水回路13における流出口10Bへの接続部分には、冷却水制御弁14が設けられている。冷却水回路13は、冷却水制御弁14において、デバイス水路15、ヒータ水路16、ラジエータ水路17の3つの水路に分岐されている。

10

**【0016】**

デバイス水路15は、スロットルバルブ18、EGRバルブ19、EGRクーラ20、オイルクーラ21を通過して冷却水を流すように構成されている。また、ヒータ水路16はヒータコア22を通過して冷却水を流すように、ラジエータ水路17はラジエータ24を通過して冷却水を流すように、それぞれ構成されている。これら3つの水路15-17は、合流点25において合流している。こうした本実施形態では、冷却水回路13に設けられてラジエータ24を通過して冷却水を流す第1水路が、ラジエータ水路17により構成されている。また、冷却水回路13に第1水路と並列に設けられてラジエータ24を通らずに冷却水を流す第2水路が、デバイス水路15及びヒータ水路16により構成されている。さらに、本実施形態では、冷却水制御弁14が、冷却水回路13における第1水路及び第2水路の分岐点となっている。

20

**【0017】**

冷却水回路13における合流点25と流入口10Aとの間の部分には、機械式ウォーターポンプ26が設けられている。機械式ウォーターポンプ26は、エンジン10の出力を受けて動作して、エンジン10、冷却水回路13を通過して冷却水を循環させる。なお、本実施形態のエンジン冷却装置には、機械式ウォーターポンプ26に加えて電動式ウォーターポンプ23がヒータ水路16に設けられている。電動式ウォーターポンプ23は、エンジン10の停止中に、機械式ウォーターポンプ26が停止した際に、ヒータコア22への冷却水の供給を継続するために設けられている。

30

**【0018】**

なお、シリンダヘッド12における流入口10Aの近傍の部分には、エンジン10に流入した直後の冷却水の温度である入口水温 $T_{in}$ を検出する入口水温センサ27が設けられている。また、冷却水制御弁14には、エンジン10を通過した直後の冷却水の温度である出口水温 $T_{out}$ を検出する出口水温センサ28が設けられている。ここでの入口水温 $T_{in}$ は、冷却水回路13における第1水路(ラジエータ水路17)及び第2水路(デバイス水路15、ヒータ水路16)の合流点25の通過後の冷却水の温度に相当する。また、出口水温 $T_{out}$ は、冷却水回路13における第1水路及び第2水路の分岐点の到達前の冷却水の温度に相当する。

40

**【0019】**

さらに、本実施形態のエンジン冷却装置は、電子制御ユニット29を備えている。電子制御ユニット29には、上述の入口水温 $T_{in}$ 、出口水温 $T_{out}$ の検出結果に加え、車速センサ32による車両の走行速度SPD及び外気温センサ33による外気温THAの、両検出結果が入力されている。また、電子制御ユニット29には、エンジン回転数NEやエンジン負荷率KL等のエンジン10の運転状態を示す情報が入力されている。

**【0020】**

本実施形態のエンジン冷却装置において電子制御ユニット29は、冷却水制御弁14の制御を通じて冷却水回路13における冷却水の流れを制御している。電子制御ユニット29は、冷却水制御弁14の制御にかかる制御構造として、ラジエータ24の冷却水出口部

50

分の冷却水の温度（ラジエータ水温  $T_{rad}$ ）の推定にかかる処理を行う水温推定部 30 と、冷却水制御弁 14 の駆動電圧の制御にかかる処理を行う C C V 制御部 31 と、を備えている。

#### 【 0 0 2 1 】

次に、冷却水制御弁 14 の詳細を説明する。冷却水制御弁 14 は、シリンダヘッド 12 の流出口 10 B から流入した冷却水を吐出する吐出ポートとして、デバイス水路 15 に繋がるデバイスポート、ヒータ水路 16 に繋がるヒータポート、ラジエータ水路 17 に繋がるラジエータポートの 3 つのポートを備えている。また、冷却水制御弁 14 の内部には、回転可能に設けられた弁体と、その弁体を回転するモータとが内蔵されている。そして、冷却水制御弁 14 は、モータによる弁体の回転に応じて各吐出ポートの開口面積が変化す

10

#### 【 0 0 2 2 】

なお、本実施形態では、こうした冷却水制御弁 14 のモータとして、通電方向を逆とすることで回転方向が反転するブラシ付き直流モータを採用している。以下の説明では、モータの通電方向を所定方向としたときの弁体の回転方向をプラス方向とし、通電方向を上記所定方向とは逆方向としたときの弁体の回転方向をマイナス方向とする。

#### 【 0 0 2 3 】

図 2 に、冷却水制御弁 14 における弁体の弁位相 と各吐出ポートの開口率との関係を示す。なお、弁位相 は、上記 3 つの吐出ポートのすべてが閉じた状態となる位置を、弁位相 が「 $0^{\circ}$ 」の位置とし、その位置からのプラス方向、マイナス方向の弁体の回転角

20

#### 【 0 0 2 4 】

同図に示すように、各吐出ポートの開口率は、弁体の弁位相 により変化するように設定されている。なお、弁位相 が「 $0^{\circ}$ 」の位置よりもプラス方向の弁位相 の範囲は、車室内の暖房時に使用される弁位相 の範囲（冬モード使用域）とされており、弁位相 が「 $0^{\circ}$ 」の位置よりもマイナス方向の弁位相 の範囲は、車室内の非暖房時に使用される弁位相 の範囲（夏モード使用域）とされている。

#### 【 0 0 2 5 】

弁位相 が「 $0^{\circ}$ 」の位置から弁体をプラス方向に回転させると、まずヒータポートが開き始め、プラス方向への弁位相 の増加に応じてヒータポートの開口率が次第に大きくなる。ヒータポートが全開に、すなわちその開口率が「 $100\%$ 」に達すると、次にデバイスポートが開き始め、プラス方向への弁位相 の増加に応じてデバイスポートの開口率が次第に大きくなる。そして、デバイスポートが全開に、すなわちその開口率が「 $100\%$ 」に達すると、ラジエータポートが開き始め、プラス方向への弁位相 の増加に応じてラジエータポートの開口率が次第に大きくなり、やがては「 $100\%$ 」に達するようになる。

30

#### 【 0 0 2 6 】

一方、弁位相 が「 $0^{\circ}$ 」の位置から弁体をマイナス方向に回転させると、まずデバイスポートが開き始め、マイナス方向への弁位相 の増加に応じてデバイスポートの開口率が次第に大きくなる。そして、デバイスポートが全開に、すなわちその開口率が「 $100\%$ 」に達する位置よりも少し手前の位置から、ラジエータポートが開き始め、マイナス方向への弁位相 の増加に応じてラジエータポートの開口率が次第に大きくなり、やがては「 $100\%$ 」に達するようになる。ちなみに、弁位相 が「 $0^{\circ}$ 」の位置よりもマイナス方向の夏モード使用域では、ヒータポートは常に全閉となっている。

40

#### 【 0 0 2 7 】

こうした冷却水制御弁 14 では、上記モータに流す電流の向きによって弁位相 の変化の方向が切り替り、同モータに印加する電圧（以下、駆動電圧  $E_{ccv}$  と記載する）の大きさにより弁位相 の変化の速度が変化する。そして、冷却水制御弁 14 の弁位相 が変化すると、それに伴って上記 3 つの水路 15 - 17 をそれぞれ流れる冷却水の流量の比率

50

が変化する。

【0028】

(ラジエータ水温の推定)

続いて、水温推定部30が行うラジエータ水温 $T_{rad}$ の推定にかかる処理について説明する。

【0029】

上記のように構成された本実施形態のエンジン冷却装置では、ラジエータ水路17の冷却水と、デバイス水路15及びヒータ水路16の冷却水とが合流点25で合流してエンジン10に流入する。ラジエータ水路17を流れる冷却水の流量(ラジエータ流量 $F_{rad}$ )が0、乃至は微小な場合、入口水温センサ27が検出する入口水温 $T_{in}$ に対して、ラジエータ水温 $T_{rad}$ は殆ど影響を与えない。水温推定部30は、ラジエータ水温 $T_{rad}$ の影響が入口水温 $T_{in}$ に表れないほどラジエータ流量 $F_{rad}$ が少ない場合と、そうでない場合とで、異なる態様でラジエータ水温 $T_{rad}$ を推定している。以下では、前者の場合をラジエータポートの閉時と呼び、後者の場合をラジエータポートの開時と呼ぶ。

10

【0030】

水温推定部30は、ラジエータ流量 $F_{rad}$ が既定流量 以上の場合にラジエータポート開時であると判定し、ラジエータ流量 $F_{rad}$ が既定流量 未満の場合にラジエータポート閉時であると判定している。なお、冷却水回路13を通過して循環する冷却水の総流量は、機械式ウォーターポンプ26の冷却水の吐出流量により決まり、同吐出流量はエンジン回転数 $NE$ により定まる。また、デバイス水路15、ヒータ水路16、ラジエータ水路17をそれぞれ流れる冷却水の流量比率は、冷却水制御弁14の弁位相 により定まる。そのため、ラジエータ流量 $F_{rad}$ は、エンジン回転数 $NE$ と冷却水制御弁14の弁位相 とから演算して求めることができる。

20

【0031】

なお、上記既定流量 は微小であるため、機械式ウォーターポンプ26の冷却水の吐出流量がエンジン回転数 $NE$ により変化しても、ラジエータ流量 $F_{rad}$ が既定流量 となる冷却水制御弁14の弁位相 は殆ど変わらない。そのため、ラジエータ流量 $F_{rad}$ が既定流量 以上であるか否かの判定を、冷却水制御弁14の弁位相 のみに基づいて行うようにしてもよい。

【0032】

図3に、ラジエータポート開時におけるラジエータ水温 $T_{rad}$ の推定処理のブロック線図を示す。水温推定部30は、ラジエータポート開時であると判定している間、既定の演算周期毎に本処理を繰り返し実行する。

30

【0033】

詳しくは、本処理において水温推定部30はまず、流量比率 $R_f$ を演算する。流量比率 $R_f$ の値は、デバイス水路15を流れる冷却水の流量(デバイス流量 $F_{dev}$ )とヒータ水路16を流れる冷却水の流量(ヒータ流量 $F_{ht}$ )との合計を、ラジエータ流量 $F_{rad}$ で除算した商を表す。すなわち、流量比率 $R_f$ は、冷却水回路13に併設された上記3つの水路を、ラジエータ24を通る第1水路(ラジエータ水路17)とラジエータ24を通らない第2水路(デバイス水路15, ヒータ水路16)とに区分した場合の第1水路に対する第2水路の冷却水の流量比率を表す。なお、本実施形態のエンジン冷却装置では、冷却水制御弁14の弁位相 により、各水路15-17をそれぞれ流れる冷却水の流量の比率が、ひいては流量比率 $R_f$ が一義的に定まる。そこで、水温推定部30は、予め実験等で求められた弁位相 と流量比率 $R_f$ の関係を記憶した演算マップ $M_1$ を用いて、弁位相 から流量比率 $R_f$ を求めている。

40

【0034】

続いて、水温推定部30は、出口水温 $T_{out}$ から入口水温 $T_{in}$ を引いた差( $T_{out} - T_{in}$ )に上記流量比率 $R_f$ を乗算した積を求める。そして、その積を入口水温 $T_{in}$ から引いた差をラジエータ水温 $T_{rad}$ の推定値として算出する。

【0035】

50

こうしたラジエータポート開時のラジエータ水温  $T_{rad}$  の推定処理では、本処理において水温推定部 30 は、式 (3) に基づいてラジエータ水温  $T_{rad}$  が算出されることになる。

【0036】

【数3】

$$\begin{aligned} Trad &= Tin - (Tout - Tin) \times Rf \\ &= Tin - (Tout - Tin) \times \frac{Frad}{Fdev + Fht} \quad \dots (3) \end{aligned}$$

10

式 (3) の関係は、デバイス水路 15 及びヒータ水路 16 から合流点 25 に流入する冷却水の温度 (第 2 水路水温  $T_{sec}$ ) が出口水温  $T_{out}$  に等しいとしたときに成立する関係となっている。これに対して、エンジン 10 の暖機完了後には、デバイス水路 15 を通過している間の冷却水の温度低下は限られたものとなる。また、ラジエータ 24 は、ヒータコア 22 に対して大幅に高い熱交換能力を有している。そのため、ラジエータ水路 17 での冷却水の温度低下に比べ、デバイス水路 15 及びヒータ水路 16 での冷却水の温度低下は限られたものとなり、第 2 水路水温  $T_{sec}$  を出口水温  $T_{out}$  と見做しても、式 (3) からは十分な精度でラジエータ水温  $T_{rad}$  の算出が可能である。

【0037】

図 4 に、ラジエータポート閉時におけるラジエータ水温  $T_{rad}$  の推定処理のブロック線図を示す。水温推定部 30 は、ラジエータポート閉時であると判定している間、既定の演算周期毎に本処理を繰り返し実行する。

20

【0038】

なお、以下の説明では、ラジエータ流量  $F_{rad}$  が既定流量 未満となり、水温推定部 30 がラジエータ水温  $T_{rad}$  の推定処理をラジエータポート開時の処理からラジエータポート閉時の処理へと切り替えたときを、閉塞開始時と呼ぶ。閉塞開始時に水温推定部 30 は、同閉塞開始時の前に最後に実行したラジエータポート開時の推定処理におけるラジエータ水温  $T_{rad}$  の算出値を初期水温  $T_0$  の値として記憶している。

【0039】

本処理において水温推定部 30 は、閉塞開始時からの時間の経過に応じて、初期水温  $T_0$  から外気温  $T_{HA}$  へと一次遅れ要素を有して変化していく値として、ラジエータ水温  $T_{rad}$  を算出している。そして、水温推定部 30 は、こうした本処理でのラジエータ水温  $T_{rad}$  の算出に際しての上記一次遅れ要素の時定数を、ラジエータ 24 に吹き付ける風の風速が高いときほど小さい値に設定している。なお、電動ファン等によるラジエータ 24 への強制送風を行っていない場合、ラジエータ 24 に吹き付ける風の風速は、車両の走行速度  $SPD$  により決まる。そこで、本実施形態では、上記一次遅れ要素の時定数を車両の走行速度  $SPD$  に基づき設定している。

30

【0040】

詳しくは、本処理において水温推定部 30 はまず、初期水温  $T_0$  から外気温  $T_{HA}$  を引いた差を収束水温差  $T_f$  の値として算出する。続いて、水温推定部 30 は、収束水温差  $T_f$  から前回水温差  $T_{pre}$  を引いた差を、残余水温差  $T_{res}$  の値として算出する。前回水温差  $T_{pre}$  は、前回の演算周期における本処理の実行時における現在水温差  $T$  の演算値を表す。また、現在水温差  $T$  は、初期水温  $T_0$  から現在のラジエータ水温  $T_{rad}$  を引いた差を表している。すなわち、現在水温差  $T$  は、閉塞開始時から現在までの期間におけるラジエータ水温  $T_{rad}$  の変化量を表している。よって、収束水温差  $T_f$  から前回水温差  $T_{pre}$  を引いた差として求められた残余水温差  $T_{res}$  の値は、前回の演算周期におけるラジエータ水温  $T_{rad}$  と現在の外気温  $T_{HA}$  との差を表している。

40

【0041】

更に、水温推定部 30 は、残余水温差  $T_{res}$  を時定数  $S_m$  で除算した商を、水温変

50

化量  $C_t$  の値として求めている。そして、前回水温差  $T_{pre}$  と水温変化量  $C_t$  との和を初期水温  $T_0$  から引いた差を、ラジエータ水温  $T_{rad}$  の値として算出する。

【0042】

一方、本処理において水温推定部30は、走行速度  $SPD$  と時定数  $S_m$  との関係が記憶された演算マップ  $M_2$  を用いて、走行速度  $SPD$  から時定数  $S_m$  の値を算出している。演算マップ  $M_2$  は、時定数  $S_m$  の値が、1よりも大きい値の範囲において、走行速度  $SPD$  が高いほど小さい値となるように設定されている。

【0043】

図5は、閉塞開始時を時刻  $t_0$ 、前回の演算周期を時刻  $t[i-1]$ 、今回の演算周期を時刻  $t[i]$ 、前回の演算周期におけるラジエータ水温  $T_{rad}$  の算出値を  $T_{rad}[i-1]$ 、今回の演算周期におけるラジエータ水温  $T_{rad}$  の算出値を  $T_{rad}[i]$  としたときの、上記推定処理での算出に用いられる各パラメータの関係を示している。本処理において算出したラジエータ水温  $T_{rad}$  の値は、外気温  $THA$  及び走行速度  $SPD$  が一定の場合、閉塞開始時である時刻  $t_0$  からの時間の経過に応じて、一次遅れ要素を有して初期水温  $T_0$  から外気温  $THA$  に変化していく値となる。また、本処理では、走行速度  $SPD$  が高い場合には、上記一次遅れ要素の時定数  $S_m$  が小さい値に設定されて、より速やかに外気温  $THA$  へと収束するようにラジエータ水温  $T_{rad}$  の値が算出される。

【0044】

ラジエータ24の内外の冷却水の移動が殆ど無い場合のラジエータ水温  $T_{rad}$  は、時間の経過と共に外気温  $THA$  に近づく。外気温  $THA$  との温度差が大きいほど、或いは走行速度  $SPD$  が高くてラジエータ24に吹き付ける風の風速が高いほど、このときの外気温  $THA$  へのラジエータ水温  $T_{rad}$  の変化は早くなる。本処理では、こうしたラジエータ水温  $T_{rad}$  の変化に対する外気温  $THA$  や走行速度  $SPD$  の影響を反映したかたちでのラジエータ水温  $T_{rad}$  が算出されている。

【0045】

なお、ラジエータポート閉時の推定処理からラジエータポート開時の推定処理への切替の直後には、推定誤差のため、切替と共にラジエータ水温  $T_{rad}$  の値がステップ状に変化することが、すなわちラジエータ水温  $T_{rad}$  の値が不連続に変化することがある。そこで、本実施形態では、ラジエータポート閉時の推定処理からラジエータポート開時の推定処理への切替の直後には、ラジエータ水温  $T_{rad}$  の算出値に徐変処理を施すことで、同算出値の不連続な変化が生じないようにしている。

【0046】

(冷却水制御弁の制御)

本実施形態のエンジン冷却装置では、水温推定部30によるラジエータ水温  $T_{rad}$  の推定結果を、CCV制御部31が実行する冷却水制御弁14の制御に反映している。次に、CCV制御部31による冷却水制御弁14の制御にかかる処理(CCV制御処理)の詳細を説明する。

【0047】

図6に、CCV制御部31が実行するCCV制御処理のブロック線図を示す。CCV制御部31は、エンジン10の運転中、既定の制御周期毎に本処理を繰り返し実行する。

本処理においてCCV制御部31はまず、冷却水制御弁14の弁位相の目標値である目標弁位相  $t$  を設定する。目標弁位相  $t$  は、エンジン10の暖機完了前と暖機完了後とは異なる態様で設定される。なお、本実施形態では、エンジン10の始動後に出口水温  $T_{out}$  が既定の暖機完了温度  $T_2$  まで上昇したときに同エンジン10の暖機が完了したと判定している。

【0048】

エンジン10の暖機完了前の目標弁位相  $t$  は、次のように、出口水温  $T_{out}$  に応じて設定される。まず、出口水温  $T_{out}$  が既定の水止完了温度  $T_1$  ( $<$ 暖機完了温度  $T_2$ ) 未満の場合、デバイスポート、ヒータポート、ラジエータポートの3つの吐出ポートの開口率がいずれも「0%」となる弁位相が「0°」の位置が目標弁位相  $t$  として設定

10

20

30

40

50

される。そして、これにより、エンジン 10 の内部からの冷却水の流出を遮断して、シリンダ壁面の昇温を促進している。出口水温  $T_{out}$  が水止完了温度  $T_1$  を超えると、目標弁位相  $t$  は、出口水温  $T_{out}$  の上昇に応じてプラス側、又はマイナス側に増加される。このとき、外気温  $T_{HA}$  が基準温度以下であって暖房が使用される可能性が高ければ、目標弁位相  $t$  はプラス側に増加され、外気温  $T_{HA}$  が基準温度を超えていて暖房が使用される可能性が低いときには、目標弁位相  $t$  はマイナス側に増加される。このときの目標弁位相  $t$  の増加は、出口水温  $T_{out}$  が暖機完了温度  $T_2$  に達した時点で、ラジエータポートが開き始める直前の弁位相となるように行われる。

#### 【0049】

エンジン 10 の暖機完了後には、エンジン 10 の運転状況に応じて設定された目標水温へと出口水温  $T_{out}$  をフィードバック制御する水温制御が開始され、この水温制御により目標弁位相  $t$  が設定される。水温制御では、ノッキングが発生し易い条件でエンジン 10 が運転されているときには、ノッキングの発生を抑えるために目標水温として低い温度が設定され、ノッキングが発生し難い条件でエンジン 10 が運転されているときには、潤滑油の粘度を下げ燃費を向上するために目標水温として高い温度が設定される。そして、目標水温に対する出口水温  $T_{out}$  の偏差に応じて、目標弁位相  $t$  が設定される。具体的には、水温制御において目標弁位相  $t$  は、出口水温  $T_{out}$  が目標水温よりも高いときにはラジエータポートの開口率が大きくなる側に徐々に変更され、出口水温  $T_{out}$  が目標水温よりも低いときにはラジエータポートの開口率が小さくなる側に徐々に変更される。

#### 【0050】

そして、CCV 制御部 31 は、目標弁位相  $t$  に対する現在の弁位相  $t_c$  の偏差  $(t - t_c)$  に応じて冷却水制御弁 14 の駆動電圧  $E_{ccv}$  をフィードバック制御している。本実施形態では、駆動電圧  $E_{ccv}$  のフィードバック制御を、PID 制御で行うようにしている。すなわち、偏差  $(t - t_c)$  に比例ゲイン  $K_p$  を乗算した積である比例項、偏差  $(t - t_c)$  の時間積分値に積分ゲイン  $K_i$  を乗算した積である積分項、偏差  $(t - t_c)$  の時間微分値に微分ゲイン  $K_d$  を乗算した積である微分項の 3 項の和を、駆動電圧  $E_{ccv}$  の指令値として算出する。

#### 【0051】

なお、本実施形態では、こうした PID 制御における積分ゲイン  $K_i$  及び微分ゲイン  $K_d$  の値は定数としている。これに対して、比例ゲイン  $K_p$  の値は、ラジエータ水温  $T_{rad}$  の推定値に応じて変化する可変値としている。すなわち、CCV 制御部 31 は、水温推定部 30 が算出したラジエータ水温  $T_{rad}$  に基づき、ラジエータ水温  $T_{rad}$  が低いほど小さい値となるように比例ゲイン  $K_p$  の値を設定する。本実施形態では、CCV 制御部 31 は、ラジエータ水温  $T_{rad}$  と比例ゲイン  $K_p$  との関係を記憶した演算マップ  $M_3$  を用いて、比例ゲイン  $K_p$  に設定する値を求めている。演算マップ  $M_3$  では、ラジエータ水温  $T_{rad}$  が所定温度以上の場合には比例ゲイン  $K_p$  は一定の値となり、ラジエータ水温  $T_{rad}$  が上記所定温度から低下していくと上記一定の値から比例ゲイン  $K_p$  の値が徐々に小さくなるように設定されている。これにより、ラジエータ水温  $T_{rad}$  が低いときには、同ラジエータ水温  $T_{rad}$  が高いときよりも、冷却水制御弁 14 の動作速度を、より詳細には目標弁位相  $t$  に対する冷却水制御弁 14 の弁位相  $t_c$  の応答速度を低くするようにしている。したがって、水温推定部が算出したラジエータ水温  $T_{rad}$  が低いときには、同ラジエータ水温  $T_{rad}$  が高いときよりも、第 1 水路の冷却水の流量を増加させる際の冷却水制御弁 14 の動作速度、すなわち目標弁位相  $t$  に対する冷却水制御弁 14 の弁位相  $t_c$  の応答速度は低くなる。

#### 【0052】

(作用効果)

続いて、以上のように構成された本実施形態の作用効果を記載する。

本実施形態のエンジン冷却装置では、エンジン 10 の暖機完了後に行われる水温制御では、出口水温  $T_{out}$  に対して大幅に高い温度が目標水温として設定されると、ラジエー

10

20

30

40

50

ラジエータ流量  $F_{rad}$  がゼロ乃至は微小となり、ラジエータ 24 の内外の冷却水の移動が殆ど生じない状態となることがある。外気温  $T_{HA}$  が低いときに、こうした状態が生じると、ラジエータ 24 内に滞留した冷却水が外気により冷やされて、冷却水回路 13 を循環している冷却水とラジエータ 24 内の冷却水との温度の乖離が大きくなる。

【0053】

こうした状況において、ラジエータ流量  $F_{rad}$  が急増され、ラジエータ 24 内の水温に対して高温の冷却水がラジエータ 24 に流入すると、熱歪みが生じてラジエータ 24 の耐久性が低下する虞がある。また、上記ラジエータ流量  $F_{rad}$  の急増後には、それまでラジエータ 24 内に滞留していた冷たい冷却水がエンジン 10 に流入するため、出口水温  $T_{out}$  が低下することがある。こうした出口水温  $T_{out}$  の低下は、ラジエータ 24 内の冷却水が置き換わるまでの一時的なものであるため、水温制御の制御性の悪化を招いてしまう。

10

【0054】

これに対して本実施形態のエンジン冷却装置では、水温推定部 30 が実行する推定処理により、直接計測せずともラジエータ水温  $T_{rad}$  が正確に求められるようになっている。そして、CCV 制御部 31 は、その推定したラジエータ水温  $T_{rad}$  が低いときには、同ラジエータ水温  $T_{rad}$  が高いときよりも動作速度が低くなるように冷却水制御弁 14 を制御している。そのため、ラジエータ水温  $T_{rad}$  が低いときにはラジエータ流量  $F_{rad}$  の変化が抑えられ、上記のような熱歪みや水温制御の制御性の悪化し難くなる。

【0055】

20

ちなみに、上述のように、本実施形態におけるラジエータポート開時のラジエータ水温  $T_{rad}$  の推定は、デバイス水路 15 及びヒータ水路 16 から合流点 25 に流入する冷却水の温度（第 2 水路水温  $T_{sec}$ ）が出口水温  $T_{out}$  と等しい温度であると見做せることを前提としている。この前提は、エンジン 10 の暖機完了後には成立するが、デバイス水路 15 の冷却水が流れるスロットルバルブ 18 等の温度が低いエンジン 10 の冷間始動時には成立しないことがある。

【0056】

これに対して、本実施形態では、出口水温  $T_{out}$  が水止完了温度  $T_1$  未満のときには、デバイス水路 15、ヒータ水路 16、ラジエータ水路 17 のいずれにも冷却水を流さず、出口水温  $T_{out}$  が水止完了温度  $T_1$  以上、暖機完了温度  $T_2$  未満のときには、デバイス水路 15、ヒータ水路 16 のみに冷却水を流すようにしている。そして、出口水温  $T_{out}$  が暖機完了温度  $T_2$  以上となって始めてラジエータ水路 17 に冷却水を流すようにしている。すなわち、本実施形態では、冷却水回路 13 を通じた冷却水の循環を開始する際に、時間差をつけて第 2 水路（デバイス水路 15、ヒータ水路 16）、第 1 水路（ラジエータ水路 17）の順に冷却水の流れを開始するようにしている。そのため、式（3）に基づくラジエータポート開時のラジエータ水温  $T_{rad}$  の推定を、同推定をエンジン 10 の始動後に始めて実施するときからの確に行うことが可能である。

30

【0057】

なお、上記実施形態は、以下のように変更して実施することもできる。

・上記実施形態では、水温推定部 30 が推定したラジエータ水温  $T_{rad}$  を冷却水制御弁 14 の制御に反映するようにしていたが、それ以外の制御にラジエータ水温  $T_{rad}$  を反映してもよい。例えば、エンジン冷却装置にラジエータ 24 への送風を行う電動ファンが設けられている場合、その電動ファンの動作制御にラジエータ水温  $T_{rad}$  の推定値を反映することが考えられる。一般に電動ファンは、入口水温  $T_{in}$  が高くなる状況にあるときに作動されるが、通常であれば電動ファンを作動させる状況においてもラジエータ水温  $T_{rad}$  が低ければ、電動ファンを作動せずとも入口水温  $T_{in}$  の高温化を抑えられることがある。そのため、ラジエータ水温  $T_{rad}$  が低いときには作動を抑制するように電動ファンを制御すれば、不要な電力消費を抑えら得られる。

40

【0058】

・上記実施形態のエンジン冷却装置では、ラジエータ 24 を通って冷却水を流す第 1 水

50

路（ラジエータ水路17）と並行に設けられて、ラジエータ24を通らずに冷却水を流す第2水路が、デバイス水路15とヒータ水路16との2本の水路により構成されていた。こうした第2水路を、ラジエータ24を通らずに冷却水を流し、且つ第1水路と並行に設けられた1本、又は3本以上の水路により構成するようにしてもよい。

【0059】

・上記実施形態においてCCV制御部31は、ラジエータ水温T r a dが低いときには、ラジエータ流量F r a dを増加させる場合、減少させる場合のいずれにおいても、冷却水制御弁14の動作速度を低くするようにしていた。これに対して、ラジエータ流量F r a dを増加させる場合に限り、ラジエータ水温T r a dに応じて冷却水制御弁14の動作速度を変えるようにしてもよい。こうした場合にも、ラジエータ水温T r a dが低い状態ではラジエータ流量F r a dが急増しにくくなるため、ラジエータ24の熱歪みの発生や水温制御の制御性の悪化を抑えられる。

10

【0060】

・上記実施形態では、ラジエータ24に吹付ける風の風速の指標値として車両の走行速度S P Dを用いて時定数S mの値を設定していた。ラジエータ24への送風を行う電動ファンが設けられたエンジン冷却装置では、電動ファンの作動状況によっても上記風速が変化するため、走行速度S P Dに加えて電動ファンの作動状況を加味して時定数S mの値を設定することが望ましい。例えば走行速度S P Dが同じでも、電動ファンの作動時には、非作動時よりも小さい値となるように、走行速度S P Dと電動ファンの作動の有無に応じて時定数S mの値を設定する。このようにすれば、電動ファンの作動時にはその非作動時よりもラジエータ24に吹付ける風の風速が高くなり、ラジエータ水温T r a dの低下が早まることを反映したかたちで、同ラジエータ水温T r a dの推定を行うことが可能となる。

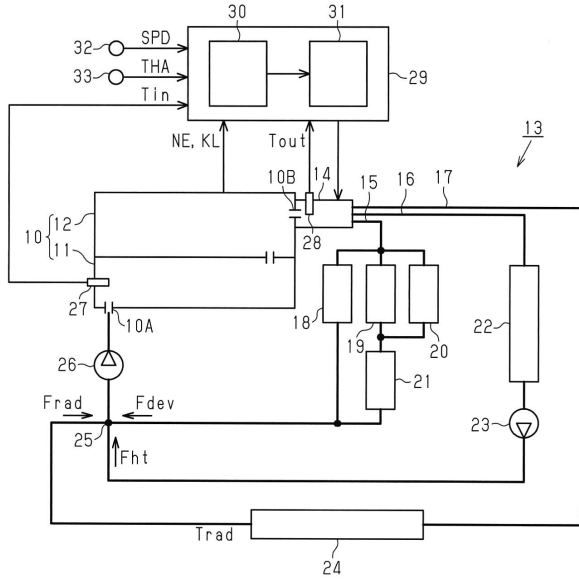
20

【符号の説明】

【0061】

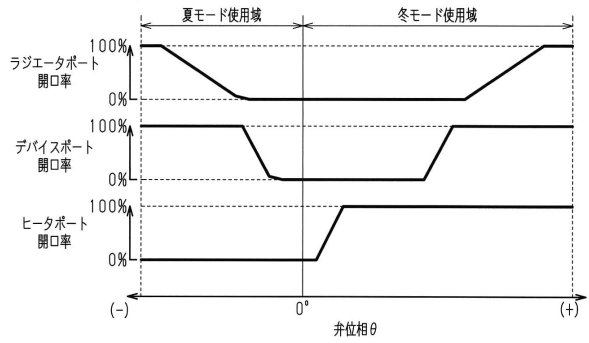
10...エンジン、13...冷却水回路、14...冷却水制御弁、15...デバイス水路（第2水路）、16...ヒータ水路（第2水路）、17...ラジエータ水路（第1水路）、24...ラジエータ、27...入口水温センサ、28...出口水温センサ、29...電子制御ユニット、30...水温推定部、31...CCV制御部（制御部）。

【図1】

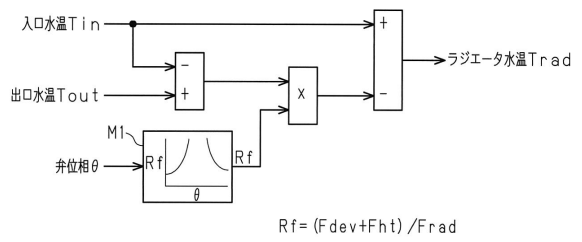


- 10: エンジン
- 13: 冷却水回路
- 14: 冷却水制御弁
- 15: デバイス水路 (第2水路)
- 16: ヒータ水路 (第2水路)
- 17: ラジエータ水路 (第1水路)
- 24: ラジエータ
- 27: 入水温センサ
- 28: 出口水温センサ
- 29: 電子制御ユニット
- 30: 水温推定部
- 31: CCV制御部 (制御部)

【図2】

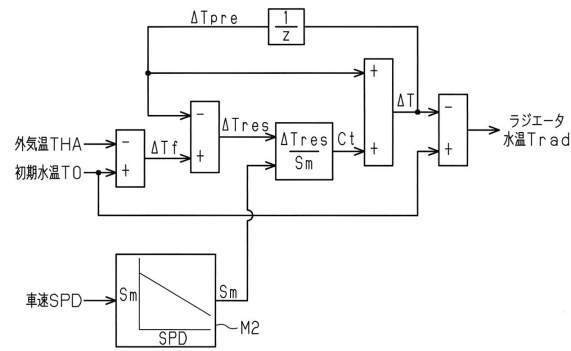


【図3】

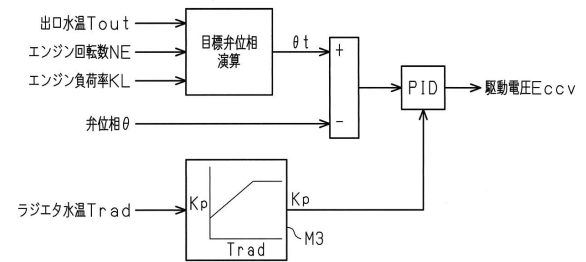


$$Rf = (Fdev + Fht) / Frad$$

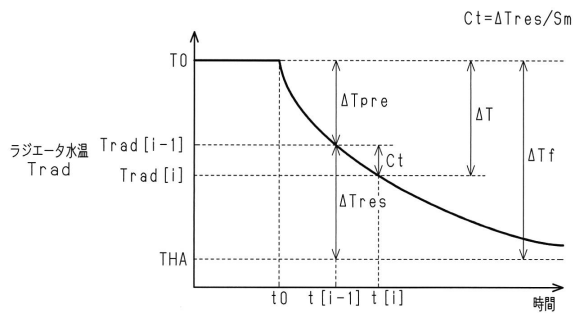
【図4】



【図6】



【図5】



## フロントページの続き

- (72)発明者 金子 理人  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車 株式会社 内
- (72)発明者 安藤 宏和  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車 株式会社 内
- (72)発明者 山口 満  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車 株式会社 内
- (72)発明者 古谷 啓裕  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車 株式会社 内

審査官 菅野 京一

- (56)参考文献 特開2013-068190(JP,A)  
特開2007-100638(JP,A)  
特開2003-269171(JP,A)  
特開2013-124656(JP,A)  
韓国登録特許第10-1305877(KR,B1)  
特開2004-084615(JP,A)  
特開2016-003578(JP,A)  
特開2015-206356(JP,A)  
米国特許第05758607(US,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F01P 7/00