

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4994546号  
(P4994546)

(45) 発行日 平成24年8月8日(2012.8.8)

(24) 登録日 平成24年5月18日(2012.5.18)

(51) Int.Cl.

F I

F O 1 P 7/16 (2006.01)

F O 1 P 7/16 5 O 4 A

B 6 O H 1/08 (2006.01)

B 6 O H 1/08 6 2 1 B

F O 1 P 3/20 (2006.01)

F O 1 P 3/20 F

請求項の数 4 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2001-280050 (P2001-280050)  
 (22) 出願日 平成13年9月14日 (2001.9.14)  
 (65) 公開番号 特開2002-161747 (P2002-161747A)  
 (43) 公開日 平成14年6月7日 (2002.6.7)  
 審査請求日 平成20年6月3日 (2008.6.3)  
 審判番号 不服2011-11201 (P2011-11201/J1)  
 審判請求日 平成23年5月27日 (2011.5.27)  
 (31) 優先権主張番号 特願2000-282257 (P2000-282257)  
 (32) 優先日 平成12年9月18日 (2000.9.18)  
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(73) 特許権者 000004260  
 株式会社デンソー  
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地  
 (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 110001128  
 特許業務法人ゆうあい特許事務所  
 (72) 発明者 太田 政孝  
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
 社デンソー内  
 (72) 発明者 鈴木 和貴  
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
 社デンソー内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 液冷式内燃機関の冷却装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

液冷式内燃機関(10)内を循環する冷却液を冷却し、その冷却した冷却液を前記液冷式内燃機関(10)に戻すラジエータ(20)と、

前記液冷式内燃機関(10)から流出する冷却液を前記ラジエータ(20)を迂回させて前記液冷式内燃機関(10)に戻すバイパス通路(30)と、

前記液冷式内燃機関(10)から流出する冷却液と作動油とを熱交換するオイル熱交換器(90)と、

前記液冷式内燃機関(10)から駆動力を得て冷却液を循環させるポンプ(50)と、

前記ラジエータ(20)に循環させる冷却液量および前記バイパス通路(30)に循環させる冷却液量を調節するとともに、前記オイル熱交換器(90)へ冷却液を供給する温水通路を開閉するバルブ手段(45)と、

冷却液の温度を検出する温度検出手段(101、102)と、

前記温度検出手段(101、102)の検出信号に基づいて、前記バルブ手段(45)の作動を制御する電子制御装置(100)とを備え、

前記ポンプ(50)は、前記ラジエータ(20)通過後の冷却液の流れ、前記バイパス通路(30)通過後の冷却液の流れおよび前記オイル熱交換器(90)通過後の冷却液の流れを合流させる合流点の下流側から吸入した冷却液を前記液冷式内燃機関(10)へ供給するように配置されており、

前記バルブ手段は、少なくとも、前記合流点に配置されて、前記ラジエータ(20)に

10

20

循環させる冷却液量および前記バイパス通路（３０）に循環させる冷却液量を調節するとともに、前記液冷式内燃機関（１０）の冷却液の循環流量を調節し、さらに前記オイル熱交換器（９０）への冷却液供給用の温水通路を開閉する電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）により構成され、

前記電子制御装置（１００）は、冷却液の温度が所定温度以下のときには、前記液冷式内燃機関（１０）の冷却液の循環流量が１～５Ｌ／ｍｉｎとなり、前記オイル熱交換器（９０）に冷却液を循環させることなく、少なくとも前記液冷式内燃機関（１０）と前記バイパス通路（３０）との間で冷却液を循環させるように、前記電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）の作動を制御し、

冷却液の温度が所定温度より高いときには、少なくとも前記液冷式内燃機関（１０）、前記バイパス通路（３０）及び前記オイル熱交換器（９０）に冷却液を循環させるように、前記電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）の作動を制御して作動油の暖機を図ることを特徴とする液冷式内燃機関の冷却装置。

#### 【請求項２】

前記オイル熱交換器（９０）は、車両オートマチックトランスミッション用のトルクコンバータ（８０）内の作動油と冷却液とを熱交換するものであることを特徴とする請求項１に記載の液冷式内燃機関の冷却装置。

#### 【請求項３】

液冷式内燃機関（１０）内を循環する冷却液を冷却し、その冷却した冷却液を前記液冷式内燃機関（１０）に戻すラジエータ（２０）と、

前記液冷式内燃機関（１０）から流出する冷却液を前記ラジエータ（２０）を迂回させて前記液冷式内燃機関（１０）に戻すバイパス通路（３０）と、

前記液冷式内燃機関（１０）から流出する冷却液と空気とを熱交換する暖房用熱交換器（６０）と、

前記液冷式内燃機関（１０）から駆動力を得て冷却液を循環させるポンプ（５０）と、前記ラジエータ（２０）に循環させる冷却液量および前記バイパス通路（３０）に循環させる冷却液量を調節するとともに、前記暖房用熱交換器（６０）へ冷却液を供給する温水通路を開閉するバルブ手段（４５）と、

冷却液の温度を検出する温度検出手段（１０１、１０２）と、

前記温度検出手段（１０１、１０２）の検出信号に基づいて、前記バルブ手段（４５）の作動を制御する電子制御装置（１００）とを備え、

前記ポンプ（５０）は、前記ラジエータ（２０）通過後の冷却液の流れ、前記バイパス通路（３０）通過後の冷却液の流れおよび前記暖房用熱交換器（６０）通過後の冷却液の流れを合流させる合流点の下流側から吸入した冷却液を前記液冷式内燃機関（１０）へ供給するように配置されており、

前記バルブ手段は、少なくとも、前記合流点に配置されて、前記ラジエータ（２０）に循環させる冷却液量および前記バイパス通路（３０）に循環させる冷却液量を調節するとともに、前記液冷式内燃機関（１０）の冷却液の循環流量を調節し、さらに前記暖房用熱交換器（６０）への冷却液供給用の温水通路を開閉する電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）により構成され、

前記電子制御装置（１００）は、暖機運転終了前においては、冷却液の循環流量が１～５Ｌ／ｍｉｎとなり、前記暖房用熱交換器（６０）に冷却液を循環させることなく、少なくとも前記液冷式内燃機関（１０）と前記バイパス通路（３０）との間で冷却液を循環させるように、前記電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）の作動を制御し、

暖機運転終了後に、少なくとも前記液冷式内燃機関（１０）、前記バイパス通路（３０）及び前記暖房用熱交換器（６０）に冷却液を循環させるように、前記電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）の作動を制御することを特徴とする液冷式内燃機関の冷却装置。

#### 【請求項４】

液冷式内燃機関（１０）内を循環する冷却液を冷却し、その冷却した冷却液を前記液冷

10

20

30

40

50

式内燃機関（１０）に戻すラジエータ（２０）と、

前記液冷式内燃機関（１０）から流出する冷却液を前記ラジエータ（２０）を迂回させて前記液冷式内燃機関（１０）に戻すバイパス通路（３０）と、

前記液冷式内燃機関（１０）から流出する冷却液と作動油とを熱交換するオイル熱交換器（９０）と、

前記液冷式内燃機関（１０）から駆動力を得て冷却液を循環させるポンプ（５０）と、

前記ラジエータ（２０）に循環させる冷却液量および前記バイパス通路（３０）に循環させる冷却液量を調節するとともに、前記オイル熱交換器（９０）へ冷却液を供給する温水通路を開閉するバルブ手段（４５）と、

冷却液の温度を検出する温度検出手段（１０１、１０２）と、

前記温度検出手段（１０１、１０２）の検出信号に基づいて、前記バルブ手段（４５）の作動を制御する電子制御装置（１００）とを備え、

前記ポンプ（５０）は、前記ラジエータ（２０）通過後の冷却液の流れ、前記バイパス通路（３０）通過後の冷却液の流れおよび前記オイル熱交換器（９０）通過後の冷却液の流れを合流させる合流点の下流側から吸入した冷却液を前記液冷式内燃機関（１０）へ供給するように配置されており、

前記バルブ手段は、少なくとも、前記合流点に配置されて、前記ラジエータ（２０）に循環させる冷却液量および前記バイパス通路（３０）に循環させる冷却液量を調節するとともに、前記液冷式内燃機関（１０）の冷却液の循環流量を調節し、さらに前記オイル熱交換器（９０）への冷却液供給用の温水通路を開閉する電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）により構成され、

前記電子制御装置（１００）は、冷却液の温度が所定温度以下のときには、前記液冷式内燃機関（１０）の冷却液の循環流量が１～５Ｌ／ｍｉｎとなり、前記オイル熱交換器（９０）に冷却液を循環させることなく、少なくとも前記液冷式内燃機関（１０）と前記バイパス通路（３０）との間で冷却液を循環させるように、前記電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）の作動を制御し、

冷却液の温度が所定温度より高いときには、少なくとも前記液冷式内燃機関（１０）、前記バイパス通路（３０）及び前記オイル熱交換器（９０）に冷却液を循環させるように、前記電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）の作動を制御して、さらに、前記液冷式内燃機関（１０）の暖機運転が終了した後は、冷却液の温度が９５～１１０となるように、前記ラジエータ（２０）に冷却液を循環させるように、前記電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）の作動を制御することを特徴とする液冷式内燃機関の冷却装置。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、液冷式内燃機関の冷却装置に関するもので、車両の走行用エンジンの冷却装置に適用して有効である。

【０００２】

【従来の技術】

通常、エンジン冷却水（以下、冷却水と略す。）は、エンジンから駆動力を得て稼働するポンプにて冷却水を循環させている。

【０００３】

ところで、エンジン始動時には、アイドル回転数を上昇させて暖機運転の促進を図るとともに、エンジンがストール（停止）してしまうことを防止しているため、エンジンから駆動力を得て稼働するポンプでは、エンジン始動時にポンプ回転数が上昇してしまうので、循環冷却水量が増大してしまい、暖機運転の促進を図ることが難しい。

【０００４】

そこで、例えば特開平８－１４０４３号公報に記載の発明では、ポンプを電動モータにより駆動するとともに、暖機運転時（エンジン始動時）には、電動モータ（ポンプ）を停止

10

20

30

40

50

して、暖機運転の促進を図っている。

【 0 0 0 5 】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、上記公報に記載の発明では、暖機運転時（エンジン始動時）には、電動モータ（ポンプ）を停止しているため、エンジン内の冷却水が局所的に沸騰してしまう。そして、冷却水が局所的に沸騰してしまえば、エンジン（シリンダヘッドやシリンダブロック等）が局所的に熱変形してしまうおそれがあるので、エンジンの熱損傷を誘発するおそれが高い。

【 0 0 0 6 】

本発明は、上記点に鑑み、エンジン（内燃機関）の熱損傷を防止しつつ、暖機運転の促進を図ることを目的とする。

【 0 0 0 7 】

【課題を解決するための手段】

本発明は、上記目的を達成するために、請求項 1 に記載の発明では、液冷式内燃機関（10）内を循環する冷却液を冷却し、その冷却した冷却液を液冷式内燃機関（10）に戻すラジエータ（20）と、液冷式内燃機関（10）から流出する冷却液をラジエータ（20）を迂回させて液冷式内燃機関（10）に戻すバイパス通路（30）と、液冷式内燃機関（10）から流出する冷却液と作動油とを熱交換するオイル熱交換器（90）と、液冷式内燃機関（10）から駆動力を得て冷却液を循環させるポンプ（50）と、ラジエータ（20）に循環させる冷却液量およびバイパス通路（30）に循環させる冷却液量を調節するとともに、オイル熱交換器（90）へ冷却液を供給する温水通路を開閉するバルブ手段（45）と、冷却液の温度を検出する温度検出手段（101、102）と、温度検出手段（101、102）の検出信号に基づいて、バルブ手段（45）の作動を制御する電子制御装置（100）とを備え、

ポンプ（50）は、ラジエータ（20）通過後の冷却液の流れ、バイパス通路（30）通過後の冷却液の流れおよびオイル熱交換器（90）通過後の冷却液の流れを合流させる合流点の下流側から吸入した冷却液を液冷式内燃機関（10）へ供給するように配置されており、

バルブ手段は、少なくとも、合流点に配置されて、ラジエータ（20）に循環させる冷却液量およびバイパス通路（30）に循環させる冷却液量を調節するとともに、液冷式内燃機関（10）の冷却液の循環流量を調節し、さらにオイル熱交換器（90）への冷却液供給用の温水通路を開閉する電子制御式の単一の流量調整バルブ（45）により構成され、

電子制御装置（100）は、冷却液の温度が所定温度以下のときには、液冷式内燃機関（10）の冷却液の循環流量が  $1 \sim 5 \text{ L/min}$  となり、オイル熱交換器（90）に冷却液を循環させることなく、少なくとも液冷式内燃機関（10）とバイパス通路（30）との間で冷却液を循環させるように、電子制御式の単一の流量調整バルブ（45）の作動を制御し、

冷却液の温度が所定温度より高いときには、少なくとも液冷式内燃機関（10）、バイパス通路（30）及びオイル熱交換器（90）に冷却液を循環させるように、電子制御式の単一の流量調整バルブ（45）の作動を制御して作動油の暖機を図ることを特徴とする。

【 0 0 0 8 】

これにより、冷却液の温度が所定温度以下のときには、 $1 \sim 5 \text{ L/min}$  という微小流量にて冷却液をバイパス通路（30）と液冷式内燃機関（10）との間で循環させるので、液冷式内燃機関（10）内の冷却液が局所的に沸騰してしまうことを防止することができる。したがって、液冷式内燃機関（シリンダヘッドやシリンダブロック等）が局所的に熱変形してしまうことを防止しつつ、暖機運転を促進することができる。

【 0 0 0 9 】

また、冷却液の温度が所定温度以下のときには、冷却液をオイル熱交換器（90）に循環

10

20

30

40

50

させることなく、少なくとも液冷式内燃機関（１０）とバイパス通路（３０）との間で冷却水を循環させるので、冷却水を介して液冷式内燃機関（１０）の熱が作動油に吸熱されてしまうことを防止できる。したがって、より一層暖機運転を促進することができる。

【００１０】

なお、オイル熱交換器（９０）は、請求項２に記載の発明のごとく、車両オートマチックトランスミッション用のトルクコンバータ（８０）内の作動油と冷却液とを熱交換するものである。

【００１１】

請求項３に記載の発明では、液冷式内燃機関（１０）内を循環する冷却液を冷却し、その冷却した冷却液を液冷式内燃機関（１０）に戻すラジエータ（２０）と、液冷式内燃機関（１０）から流出する冷却液をラジエータ（２０）を迂回させて液冷式内燃機関（１０）に戻すバイパス通路（３０）と、液冷式内燃機関（１０）から流出する冷却液と空気とを熱交換する暖房用熱交換器（６０）と、液冷式内燃機関（１０）から駆動力を得て冷却液を循環させるポンプ（５０）と、ラジエータ（２０）に循環させる冷却液量およびバイパス通路（３０）に循環させる冷却液量を調節するとともに、暖房用熱交換器（６０）へ冷却液を供給する温水通路を開閉するバルブ手段（４５）と、冷却液の温度を検出する温度検出手段（１０１、１０２）と、温度検出手段（１０１、１０２）の検出信号に基づいて、バルブ手段（４５）の作動を制御する電子制御装置（１００）とを備え、

ポンプ（５０）は、ラジエータ（２０）通過後の冷却液の流れ、バイパス通路（３０）通過後の冷却液の流れおよび暖房用熱交換器（６０）通過後の冷却液の流れを合流させる合流点の下流側から吸入した冷却液を液冷式内燃機関（１０）へ供給するように配置されており、

バルブ手段は、少なくとも、合流点に配置されて、ラジエータ（２０）に循環させる冷却液量およびバイパス通路（３０）に循環させる冷却液量を調節するとともに、液冷式内燃機関（１０）の冷却液の循環流量を調節し、さらに暖房用熱交換器（６０）への冷却液供給用の温水通路を開閉する電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）により構成され、

電子制御装置（１００）は、暖機運転終了前においては、冷却液の循環流量が１～５Ｌ／ｍｉｎとなり、暖房用熱交換器（６０）に冷却液を循環させることなく、少なくとも液冷式内燃機関（１０）とバイパス通路（３０）との間で冷却液を循環させるように、電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）の作動を制御し、暖機運転終了後に、少なくとも液冷式内燃機関（１０）、バイパス通路（３０）及び暖房用熱交換器（６０）に冷却液を循環させるように、電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）の作動を制御することを特徴とする。

【００１２】

これにより、冷却液の温度が所定温度以下のときには、１～５Ｌ／ｍｉｎという微少流量にて冷却液をバイパス通路（３０）と液冷式内燃機関（１０）との間で循環させるので、液冷式内燃機関（１０）内の冷却液が局所的に沸騰してしまうことを防止することができる。したがって、液冷式内燃機関（シリンダヘッドやシリンダブロック等）が局所的に熱変形してしまうことを防止しつつ、暖機運転を促進することができる。

【００１３】

また、冷却液の温度が所定温度以下のときには、冷却液を暖房用熱交換器（６０）に循環させることなく、少なくとも液冷式内燃機関（１０）とバイパス通路（３０）との間で冷却水を循環させるので、冷却水を介して液冷式内燃機関（１０）の熱が空気に吸熱されてしまうことを防止できる。したがって、より一層暖機運転を促進することができる。

【００１４】

また、冷却液の温度が所定温度より高くなったときに、暖房用熱交換器（６０）に冷却液が循環させられるので、空気の温度が低いときには、高温の冷却液により早期に暖房を図ることができる。

【００１５】

請求項４に記載の発明では、液冷式内燃機関（１０）内を循環する冷却液を冷却し、その冷却した冷却液を液冷式内燃機関（１０）に戻すラジエータ（２０）と、液冷式内燃機関（１０）から流出する冷却液をラジエータ（２０）を迂回させて液冷式内燃機関（１０）に戻すバイパス通路（３０）と、液冷式内燃機関（１０）から流出する冷却液と作動油とを熱交換するオイル熱交換器（９０）と、液冷式内燃機関（１０）から駆動力を得て冷却液を循環させるポンプ（５０）と、ラジエータ（２０）に循環させる冷却液量およびバイパス通路（３０）に循環させる冷却液量を調節するとともに、オイル熱交換器（９０）へ冷却液を供給する温水通路を開閉するバルブ手段（４５）と、冷却液の温度を検出する温度検出手段（１０１、１０２）と、温度検出手段（１０１、１０２）の検出信号に基づいて、バルブ手段（４５）の作動を制御する電子制御装置（１００）とを備え、

10

ポンプ（５０）は、ラジエータ（２０）通過後の冷却液の流れ、バイパス通路（３０）通過後の冷却液の流れおよびオイル熱交換器（９０）通過後の冷却液の流れを合流させる合流点の下流側から吸入した冷却液を液冷式内燃機関（１０）へ供給するように配置されており、

バルブ手段は、少なくとも、合流点に配置されて、ラジエータ（２０）に循環させる冷却液量およびバイパス通路（３０）に循環させる冷却液量を調節するとともに、液冷式内燃機関（１０）の冷却液の循環流量を調節し、さらにオイル熱交換器（９０）への冷却液供給用の温水通路を開閉する電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）により構成され、

電子制御装置（１００）は、冷却液の温度が所定温度以下有的时候には、液冷式内燃機関（１０）の冷却液の循環流量が１～５Ｌ／ｍｉｎとなり、オイル熱交換器（９０）に冷却液を循環させることなく、少なくとも液冷式内燃機関（１０）とバイパス通路（３０）との間で冷却液を循環させるように、電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）の作動を制御し、

20

冷却液の温度が所定温度より高いときには、少なくとも液冷式内燃機関（１０）、バイパス通路（３０）及びオイル熱交換器（９０）に冷却液を循環させるように、電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）の作動を制御して、さらに、液冷式内燃機関（１０）の暖機運転が終了した後は、冷却液の温度が９５～１１０となるように、ラジエータ（２０）に冷却液を循環させるように、電子制御式の単一の流量調整バルブ（４５）の作動を制御することを特徴とする。

30

#### 【００１６】

これにより、冷却液の温度が所定温度以下有的时候には、１～５Ｌ／ｍｉｎという微少流量にて冷却液をバイパス通路（３０）と液冷式内燃機関（１０）との間で循環させるので、液冷式内燃機関（１０）内の冷却液が局所的に沸騰してしまうことを防止することができる。したがって、液冷式内燃機関（シリンダヘッドやシリンダブロック等）が局所的に熱変形してしまうことを防止しつつ、暖機運転を促進することができる。

#### 【００１７】

また、冷却液の温度が所定温度以下有的时候には、冷却液をオイル熱交換器（９０）に循環させることなく、少なくとも液冷式内燃機関（１０）とバイパス通路（３０）との間で冷却水を循環させるので、冷却水を介して液冷式内燃機関（１０）の熱が作動油に吸熱されてしまうことを防止できる。したがって、より一層暖機運転を促進することができる。

40

#### 【００１８】

また、冷却液の温度が所定温度より高くなったときに、オイル熱交換器（９０）に冷却液が循環させられるので、作動油の温度が低いときには、高温の冷却液により作動油を加熱昇温することができる。

#### 【００１９】

したがって、暖機運転を促進しつつ、作動油の温度を上昇させてフリクションロス（摩擦損失）を低減することにより燃費を向上させることができる。

#### 【００２０】

また、暖機運転終了後においては、冷却液の温度が９５～１１０となるよう制御さ

50

れるので、液冷式内燃機関（１０）内を循環する潤滑油（エンジンオイル）の温度を上昇させてフリクションロス（摩擦損失）を低減することにより燃費をより一層向上させることができる。

【００２１】

因みに、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示す一例である。

【００２２】

【発明の実施の形態】

（第１実施形態）

本実施形態は、本発明に係る液冷式内燃機関の冷却装置を車両の走行用エンジンの冷却装置に適用したものであって、図１は本実施形態に係るエンジンの冷却装置の模式図である。

10

【００２３】

図１中、１０は水冷式のエンジン（液冷式内燃機関）であり、２０はエンジン１０内を循環する冷却水（冷却液）を冷却し、その冷却した冷却水をエンジン１０に戻すラジエータであり、２１はラジエータ２０に冷却風を送風する送風機である。

【００２４】

３０はエンジン１０から流出する冷却水をラジエータ２０を迂回させてエンジン１０に戻すバイパス通路であり、４０はラジエータ２０に循環させる冷却水量とバイパス通路３０に循環させる冷却水量とを調節する電子制御式の流量調整バルブ（以下、第１バルブと呼ぶ。）であり、５０はエンジン１０から駆動力を得て冷却水を循環させる渦巻式のウォーターポンプ（以下、ポンプと略す。）である。

20

【００２５】

また、６０は冷却水（エンジン廃熱）を熱源として室内に吹き出す空気を加熱する暖房用熱交換器（ヒータ）であり、７０はヒータ６０に冷却水を供給する温水通路を開閉する電磁弁（以下、第２バルブと呼ぶ。）であり、６１は室内に吹き出す空気を送風する空調用送風機である。

【００２６】

８０はオートマチックトランスミッション用のトルクコンバータ（流体継ぎ手）であり、９０はトルクコンバータ８０内の作動油（オートマチックトランスミッションフルード）と冷却水とを熱交換するオイルクーラ（オイル熱交換器）である。なお、本実施形態では、オイルクーラ９０はヒータ６０から流出した冷却水と作動油（ＡＴＦ）とを熱交換している。

30

【００２７】

ところで、１０１は第１バルブ４０の冷却水流入側のうちバイパス通路３０側に配設されて冷却水の温度を検出する第１水温センサ（第１温度検出手段）であり、１０２はポンプ５０の流入側に配設されてエンジン１０に流入する（戻ってくる）冷却水の温度を検出する第２水温センサ（第２温度検出手段）である。

【００２８】

１０３はエンジン１０の吸入負圧を検出する圧力センサ（圧力検出手段）であり、１０４はエンジン１０の回転数を検出する回転センサ（回転数検出手段）であり、１０５は室外空気温度を検出する外気温センサ（外気温度検出手段）である。

40

【００２９】

そして、各センサ１０１～１０５の検出信号及び車両用空調装置の始動スイッチ（Ａ／Ｃスイッチ）１０６のＯＮ－ＯＦＦ信号は電子制御装置（ＥＣＵ）１００に入力されており、このＥＣＵ１００は、各センサ１０１～１０５の検出信号及び始動スイッチ１０６のＯＮ－ＯＦＦ信号に基づいて予め設定されたプログラムに従って第１、２バルブ４０、７０及び送風機２１等を制御する。

【００３０】

次に、第１、２バルブ４０、７０の作動について図２に示すフローチャートに基づいて述

50

べる。

【0031】

車両のイグニッションスイッチ（図示せず）が投入された後、エンジン10が始動すると、回転センサ104、圧力センサ103、第1、2水温センサ101、102、外気温センサ105の検出値及び始動スイッチ106のON - OFF信号を読み込む（S100）。

【0032】

そして、エンジン10の回転数及び吸入負圧よりエンジン負荷を演算するとともに、その演算したエンジン負荷に基づいて、図示しないマップから目標とするエンジン100に流入する冷却水の温度（以下、この水温を目標水温 $T_{map}$ と呼ぶ。）及び暖機が終了したものを見なすことができる冷却水温度（以下、この水温を暖機終了温度 $T_{w1}$ と呼ぶ。）を決定する（S110）。

【0033】

次に、第1水温センサ101の検出温度からバイパス通路30を流通する冷却水の温度（以下、バイパス水温 $T_b$ と呼ぶ。）と暖機終了水温 $T_{w1}$ （本実施形態では、100）とを比較する（S120）。

【0034】

そして、バイパス水温 $T_b$ が暖機終了温度 $T_{w1}$ 以下のときには、エンジンの負荷状態（圧力センサ103の検出圧力）を検出し、エンジン負荷が所定値 $R_o$ 以下か否かを判定する（S130）。

【0035】

次に、エンジン負荷が所定値 $R_o$ 以下のときには、S140にて第2バルブ70を閉じて冷却水がオイルクーラ90内を循環してしまうことを阻止するとともに、S150にて少なくともエンジン10とバイパス通路30との間で冷却水を循環させる暖機制御運転モードを実行する。

【0036】

なお、この暖機制御運転モードにおいては、S150にて冷却水流量が従来（10～15 L/min）より少ない、1 L/min以上、5 L/min以下となるように第1バルブ40の開度が制御される。

【0037】

一方、バイパス水温 $T_b$ が暖機終了温度 $T_{w1}$ より高くなり暖機運転が終了したものを見なすことができるとき、又はエンジン負荷が所定値 $R_o$ より大きくなり暖機制御運転モードを実行する必要がないものと判断されたときには、S120、S130の判定がNOとなつて、S160に進み、第2バルブ70を開いて冷却水をヒータ60およびオイルクーラ90内に循環させるとともに、S170にて第2水温センサ102の検出水温（エンジン水温）が95以上、110以下となるような高水温制御モードを第1バルブ40の開度制御により実行する。

【0038】

次に、本実施形態の特徴を述べる。

【0039】

本実施形態によれば、冷却水の温度が低いときには、1～5 L/minという微少流量にて冷却水をバイパス通路30とエンジン10との間で循環させるので、エンジン10内の冷却水が局所的に沸騰してしまうことを防止することができる。したがって、エンジン（シリンダヘッドやシリンダブロック等）10が局所的に熱変形してしまうことを防止しつつ、暖機運転を促進することができる。

【0040】

また、冷却水の温度が所定温度（暖機終了温度 $T_{w1}$ ）以下のときには、冷却水をオイルクーラ90に循環させることなく、少なくともエンジン10とバイパス通路30との間で冷却水を循環させるので、冷却水を介してエンジン10の熱がATFに吸熱されてしまうことを防止できる。したがって、より一層暖機運転を促進することができる。



## 【 0 0 4 1 】

なお、図 3 ( a ) はエンジン出口水温及びオイルクーラ出口油温の変化を示す試験結果であり、A は図 4 に示す従来型の冷却装置に関するもので、B は図 5 に示す従来型の冷却装置に関するものであり、C は本実施形態に係る冷却装置に関するものである。因みに、図 4、5 は第 1 バルブ 4 0 にワックス材の体積変化を利用してバルブ開度を制御するサーモスタットを用いた例であり、図 5 はオイルクーラ 9 0 をラジエータ 2 0 内に配置した例である。

## 【 0 0 4 2 】

そして、本実施形態によれば、図 3 ( a ) の太実線 C から明らかなように、エンジン出口水温が従来装置の A、B に比較して短時間で 8 0 に到達していることが判る。なお、

10

## 【 0 0 4 3 】

なお、ここで、エンジン出口水温が 8 0 に到達したか否かについて言及したのは、一般的に、エンジン出口水温が 8 0 以上となると、燃料噴射制御モードが始動時制御モードから通常制御モードに移行するからである。

## 【 0 0 4 4 】

また、冷却水の温度が所定温度（暖機終了温度  $T_{w1}$ ）より高くなったときに、オイルクーラ 9 0 に冷却水が通水されるので、A T F の温度が低いときには、高温の冷却水により A T F を加熱昇温することができる。

## 【 0 0 4 5 】

20

したがって、暖機運転を促進しつつ、A T F の温度を上昇させてフリクションロス（摩擦損失）を低減することにより車両燃費を向上させることができる。なお、本実施形態では、冷却水の温度が 1 0 0 以上となったときに初めて、冷却水がオイルクーラ 9 0 に通水されるので、A T F と冷却水との温度差を大きくすることができる。したがって、図 3 に示すように、A T F の温度を短時間で上昇されることができる。

## 【 0 0 4 6 】

また、暖機運転終了後においては、エンジン水温が 9 5 ~ 1 1 0 となるよう制御するので、潤滑油（エンジンオイル）の温度を上昇させてフリクションロス（摩擦損失）を低減することにより、図 6 に示すように、車両燃費を向上させることができる。

## 【 0 0 4 7 】

30

なお、図 6 中の A は図 4 に示す従来型の冷却装置に関するもので、B は図 5 に示す従来型の冷却装置に関するものであり、C は本実施形態に係る冷却装置に関するものである。

## 【 0 0 4 8 】

因みに、図 7 はエンジン排気量を 2 0 0 0 c c として冷却水流量を 1 5 L / m i n としたときの暖機運転に必要な時間を 1 0 0 として暖機制御運転モード時に循環させる冷却水流量と暖機終了までの時間比率との関係を示す試験結果であり、流量を 1 L / m i n とすると、冷却水流量を 1 5 L / m i n としたときの暖機運転に必要な時間の約 8 8 % の時間で暖機運転が終了し、冷却水流量を 5 L / m i n としたときの暖機運転に必要な時間の約 9 8 % の時間で暖機運転が終了する。

## 【 0 0 4 9 】

40

## （第 2 実施形態）

本実施形態は、図 8 に示すように、第 1 バルブ 4 0 と第 2 バルブ 7 0 とを一体化したバルブ 4 5 を採用した例である。

## 【 0 0 5 0 】

## （その他の実施形態）

上述の実施形態では、冷却水をオイルクーラ 9 0 に通水を開始する温度と暖機運転が終了する温度とが同じであったが、本発明はこれに限定されるものではなく、冷却水をオイルクーラ 9 0 に通水を開始する温度と暖機運転が終了する温度とを相違させてもよい。

## 【 0 0 5 1 】

また、上述の実施形態では、A T F と冷却水とを熱交換するオイルクーラであったが、エ

50

ンジンオイルと冷却水とを熱交換するオイルクーラであってもよい。

【 0 0 5 2 】

また、上述の実施形態では、エンジン 1 0 から駆動力を得て稼働するポンプ 5 0 を採用したが、電動モータにより稼働するポンプを採用してもよい。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の第 1 実施形態に係る冷却装置の模式図である。

【図 2】本発明の第 1 実施形態に係る冷却装置の作動を示すフローチャートである。

【図 3】( a ) は水温及び油温と時間との関係を示すグラフであり、( b ) は車速と時間との関係を示すグラフである。

【図 4】従来の技術に係る冷却装置の模式図である。

10

【図 5】従来の技術に係る冷却装置の模式図である。

【図 6】燃費向上率を示す棒グラフである。

【図 7】暖機制御運転モード時に循環させる冷却水流量と暖気終了までの時間比率との関係を示すグラフである。

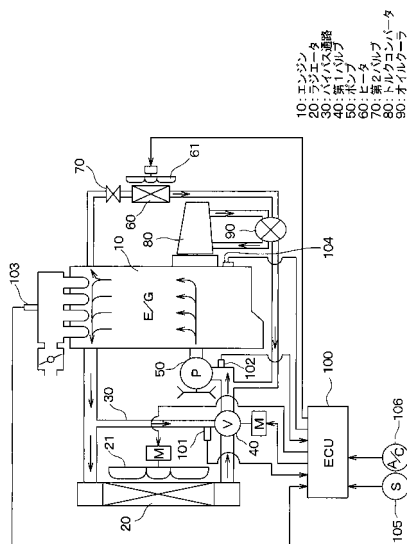
【図 8】本発明の第 2 実施形態に係る冷却装置の模式図である。

【符号の説明】

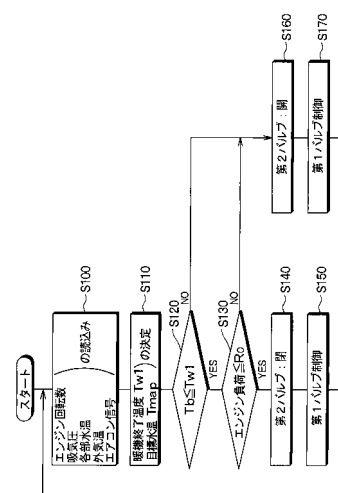
1 0 ...エンジン（液冷式内燃機関）、2 0 ...ラジエータ、  
3 0 ...バイパス通路、4 0 ...第 1 バルブ、5 0 ...ポンプ、6 0 ...ヒータ、  
7 0 ...第 2 バルブ、8 0 ...トルクコンバータ、  
9 0 ...オイルクーラ（オイル熱交換器）。

20

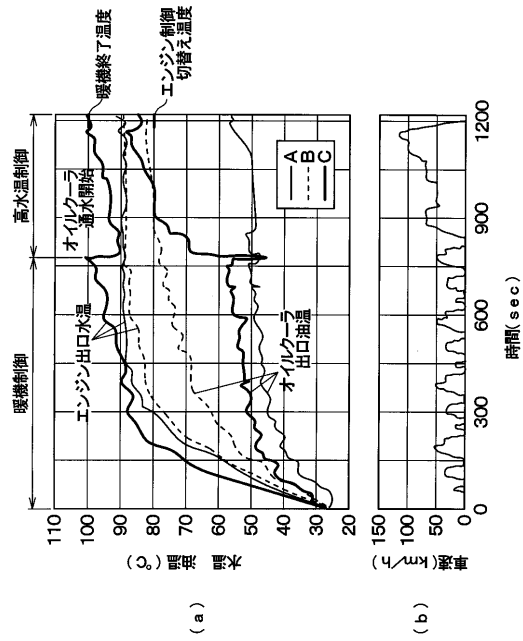
【図 1】



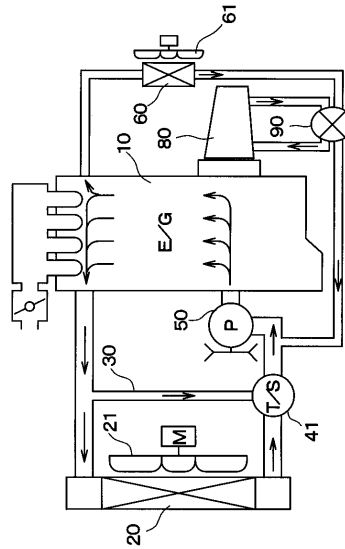
【図 2】



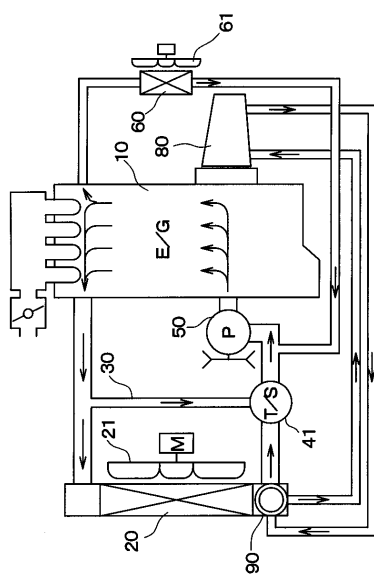
【図 3】



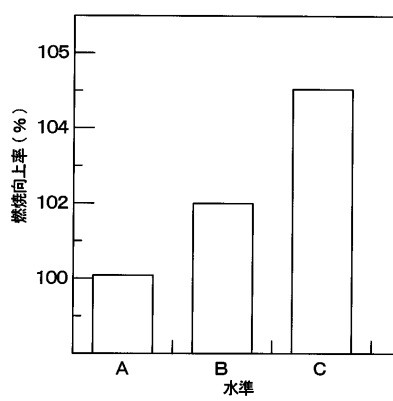
【図 4】



【図 5】

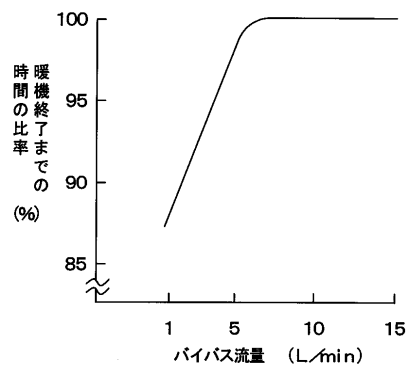


【図 6】



【図 7】

<バイパス流量と早期暖機効果>





---

フロントページの続き

- (72)発明者 高橋 栄三  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内
- (72)発明者 新保 善一  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

## 合議体

審判長 小谷 一郎

審判官 藤原 直欣

審判官 中川 隆司

- (56)参考文献 特開平6-280564(JP,A)  
実開昭58-122734(JP,U)  
特開平11-82014(JP,A)  
特開昭53-70238(JP,A)  
特開平8-218873(JP,A)  
実開昭56-111217(JP,U)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F01P1/00-11/20

B60H1/08