(19) JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **2016-118115 A**

(43) Date of publication of application: **30.06.2016**

(51) Int. Cl. **F02B 55/10 (2006.01)**
F02B 53/00 (2006.01)

(21) Application number: **2014256797**

(22) Date of filing: **19.12.2014**

(71) Applicant: **MAZDA MOTOR CORP**

(72) Inventor: **SAKAI TAKANORI**
YAMADA MASANAO
TAMASATO HIROTAKA
UCHIYAMA JIMII

(54) **COOLING DEVICE OF ROTARY PISTON ENGINE**

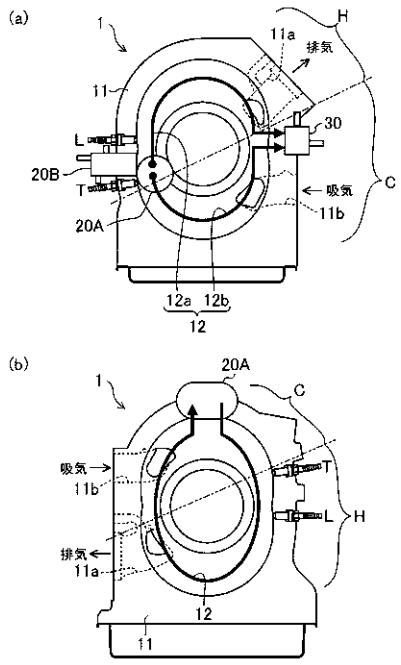
(57) Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To properly distribute cooling liquids to a hot zone and a cold zone, and to compactly arrange a control valve for controlling flow rates of the liquids.

SOLUTION: A cooling device of a rotary piston engine comprises a circulation route for circulating cooling liquids to a water jacket 12 of an engine housing 11 constituting an engine main body part 1 from a water pump 20A via an introduction part. The water jacket 12 is divided into a hot zone H which corresponds to a combustion stroke and an exhaust stroke, and a cold zone C which corresponds to a combustion stroke. A discharge route of the cooling liquids in the hot zone H and the cold zone C is arranged at the engine main body part 1 between an intake system route and an exhaust system route when viewed from a direction of a rotating shaft of an engine. A distribution adjustment valve 30 for adjusting the distribution of the cooling liquids to the hot zone H and the cold zone C is arranged at the discharge route.

SELECTED DRAWING: Figure 1

COPYRIGHT: (C)2016,JPO&INPIT



(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)特許出願公開番号
特開2016-118115
(P2016-118115A)
(43)公開日　平成28年6月30日(2016.6.30)

(51)Int.Cl.		F I		テーマコード（参考）
F02B 55/10	(2006.01)	F02B	55/10	A
F02B 53/00	(2006.01)	F02B	53/00	J

審査請求 有　請求項の数 3　ＯＬ　（全 12 頁）

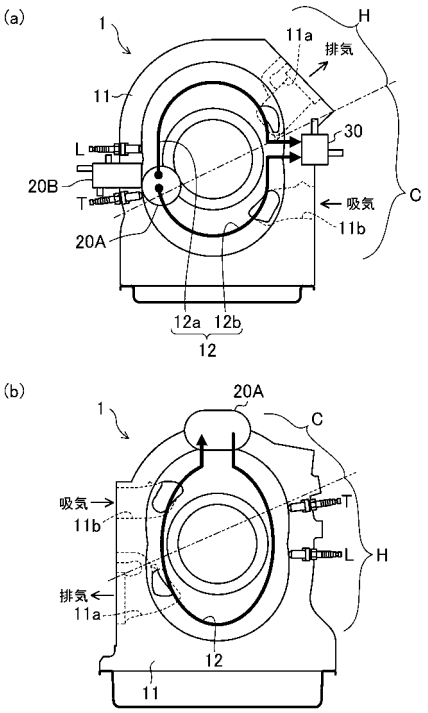
(21)出願番号　特願2014-256797 (P2014-256797)
(22)出願日　平成26年12月19日 (2014.12.19)

(71)出願人　000003137
マツダ株式会社
広島県安芸郡府中町新地３番１号
(74)代理人　110001427
特許業務法人前田特許事務所
(72)発明者　坂井　隆則
広島県安芸郡府中町新地３番１号　マツダ株式会社内
(72)発明者　山田　昌直
広島県安芸郡府中町新地３番１号　マツダ株式会社内
(72)発明者　玉里　裕孝
広島県安芸郡府中町新地３番１号　マツダ株式会社内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】ロータリピストンエンジンの冷却装置

(57)【要約】
【課題】ホットゾーンとコールドゾーンとの冷却液を適切に分配し且つその流量を制御する制御弁をコンパクトに配置できるようにする。
【解決手段】ロータリピストンエンジンの冷却装置は、ウォータポンプ２０Ａから、エンジン本体部１を構成するエンジンハウジング１１のウォータジャケット１２に導入部を介して冷却液を循環させる循環経路を備えている。ウォータジャケット１２は、燃焼行程及び排気行程に対応するホットゾーンＨと、吸気行程に対応するコールドゾーンＣとに区画されている。エンジン本体部１には、ホットゾーンＨ及びコールドゾーンＣにおける冷却液の排出経路が、エンジンの回転軸方向から見て吸気系路と排気系路との間に設けられている。排出経路には、ホットゾーンＨ及びコールドゾーンＣへの各冷却液の分配を調整する分配調整バルブ３０が配設されている。
【選択図】図１



【特許請求の範囲】
【請求項１】
ウォータポンプから、エンジン本体部を構成するエンジンハウジングのウォータジャケットに導入部を介して冷却液を循環させる循環経路を備えたロータリピストンエンジンの冷却装置において、
前記ウォータジャケットは、燃焼行程及び排気行程に対応するホットゾーンと、吸気行程に対応するコールドゾーンとに区画されており、
前記エンジン本体部には、前記ホットゾーン及び前記コールドゾーンにおける冷却液の排出経路が、エンジンの回転軸方向から見て吸気系路と排気系路との間に設けられ、
前記排出経路には、前記ホットゾーン及び前記コールドゾーンへの各冷却液の分配を調整する分配調整弁が配設されているロータリピストンエンジンの冷却装置。
【請求項２】
請求項１において、
冷却液の前記導入部は、前記ホットゾーンにおける点火プラグホールの近傍に設けられ、
前記コールドゾーンは、圧縮行程側から吸気行程側へ冷却液を循環させる経路に形成されているロータリピストンエンジンの冷却装置。
【請求項３】
請求項２において、
前記ウォータポンプは、前記エンジン本体部における前記点火プラグホールが配設された一側部に配置されており、
前記エンジン本体部の前記一側部であって、前記分配調整弁を介してラジエータを含む複数の循環経路から前記ウォータジャケットへ冷却液が流入する流入経路に配設され、前記各循環経路における冷却液の流量を制御する流量制御弁をさらに備えているロータリピストンエンジンの冷却装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、ロータリピストンエンジンの冷却装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
下記の特許文献１に記載されているように、ロータリピストンエンジンのロータハウジングとサイドハウジングとに、ホットゾーンを冷却するホットゾーン側冷却水通路とコールドゾーンを冷却するコールドゾーン側冷却水通路とが設けられ、ホットゾーン及びコールドゾーンの壁温に対応して、ホットゾーン側冷却水通路とコールドゾーン側冷却水通路とに供給するウォータポンプからの冷却水の水量を制御する制御弁を設けた構成が公知である。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００３】
【特許文献１】実公平０３－０３０５９２号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【０００４】
一方、ホットゾーン側冷却水通路とコールドゾーン側冷却水通路との冷却水量を制御する制御弁に加えて、ラジエータ以外の熱交換器、例えば空調用ヒータ及びオイルクーラ等、並びに冷却が必要な各種機器への冷却水の循環経路が必要であり、これらの複数の循環経路の各冷却水量を制御する流量制御弁も必要となる。
【０００５】
そこで、ホットゾーンとコールドゾーンとに、冷却水を適切に分配し且つその流量を制

御する制御弁等をロータハウジングとサイドハウジングとを含むエンジン本体部の周囲にレイアウトする際には、該制御弁をコンパクトに配置する必要がある。

【０００６】

本発明は、上記の課題を解決し、ロータリピストンエンジンのエンジン本体部を２系統に冷却することにより、暖機の促進と冷却効果を高めつつ、ホットゾーンとコールドゾーンとの冷却液を適切に分配し且つその流量を制御する制御弁をコンパクトに配置したロータリピストンエンジンの冷却装置を提供する。

【課題を解決するための手段】

【０００７】

上記の課題を解決するため、本発明は、エンジンハウジングのウォータジャケットをホットゾーンとコールドゾーンとに区画し、冷却液の排出経路を吸気系路と排気系路との間に設けると共に、該排出経路には、ホットゾーン及びコールドゾーンへの各冷却液の分配を調整する分配調整弁を設けることを特徴とする。

【０００８】

具体的には、本発明は、ロータリピストンエンジンの冷却装置を対象とし、次のような解決手段を講じた。

【０００９】

すなわち、第１の発明は、ウォータポンプから、エンジン本体部を構成するエンジンハウジングのウォータジャケットに導入部を介して冷却液を循環させる循環経路を備えたロータリピストンエンジンの冷却装置であって、ウォータジャケットは、燃焼行程及び排気行程に対応するホットゾーンと、吸気行程に対応するコールドゾーンとに区画されており、エンジン本体部には、ホットゾーン及びコールドゾーンにおける冷却液の排出経路が、エンジンの回転軸方向から見て吸気系路と排気系路との間に設けられ、排出経路には、ホットゾーン及びコールドゾーンへの各冷却液の分配を調整する分配調整弁が配設されているものである。

【００１０】

これによれば、ウォータジャケットに区画されたホットゾーン及びコールドゾーンへの冷却液の分配を調整する分配調整弁を吸気経路と排気系路との間にコンパクトに配置しつつ、エンジンの暖機促進と冷却効果とを高めることができる。

【００１１】

第２の発明は、上記第１の発明において、冷却液の導入部は、ホットゾーンにおける点火プラグホールの近傍に設けられ、コールドゾーンは、圧縮行程側から吸気行程側へ冷却液を循環させる経路に形成されているものである。

【００１２】

これによれば、高温となる点火プラグホールの周辺部を効果的に冷却できると共に、ウォータジャケットのコールドゾーンに対応する吸気行程における吸気温度の上昇が抑制されて吸気密度が高まるので、吸気充填効率を向上することができる。

【００１３】

第３の発明は、上記第２の発明において、ウォータポンプは、エンジン本体部における点火プラグホールが配設された一側部に配置されており、エンジン本体部の一側部であって、分配調整弁を介してラジエータを含む複数の循環経路からウォータジャケットへ冷却液が流入する流入経路に配設され、各循環経路における冷却液の流量を制御する流量制御弁をさらに備えているものである。

【００１４】

これによれば、エンジン本体部におけるウォータポンプが配置される一側部に流量制御弁をコンパクトに配置できるので、各循環経路における冷却液の流量を容易に且つ確実に制御することができる。

【発明の効果】

【００１５】

本発明によれば、ロータリピストンエンジンのエンジン本体部をホットゾーンとコール

ドゾーンとの２系統に冷却することにより、暖機の促進と冷却効果とを高めつつ、該ホットゾーンとコールドゾーンとの冷却液を適切に分配し且つその流量を制御する制御弁をコンパクトに配置することができる。

【図面の簡単な説明】

【００１６】

【図１】図１（ａ）は一実施形態に係るロータリピストンエンジンを示す模式断面図であり、図１（ｂ）は従来のロータリピストンエンジンを示す模式断面図である。

【図２】図２は一実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置を示す模式的な構成図である。

【図３】図３は一実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置を構成する流量制御バルブ及び分配調整バルブの配置を示す模式的な斜視図である。

【図４】図４は一実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置を構成する流量制御バルブ及び分配調整バルブの配置を示す模式的な他の斜視図である。

【図５】図５は一実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置が冷却対象とする各作動装置の配置及び構成を示す模式図である。

【図６】図６は一実施形態に係る各作動装置における冷間始動時から暖機完了後までの冷却液の流通の有無の一例を表わす一覧表である。

【図７】図７（ａ）～図７（ｃ）は一実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置における冷間始動後の実機による評価結果であり、図７（ａ）はホットゾーンにおける壁面の温度の時間依存性を冷却液の流通の有無で表すグラフであり、図７（ｂ）はコールドゾーンにおける壁面の温度の時間依存性を冷却液の流通の有無で表すグラフであり、図７（ｃ）はホットゾーンにおける冷却液の流通の有無と燃料消費率との関係を表すグラフである。

【発明を実施するための形態】

【００１７】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。以下の好ましい実施形態の説明は、本質的に例示に過ぎず、本発明、その適用物又はその用途を制限することを意図しない。

【００１８】

（一実施形態）

図１（ａ）は本実施形態に係るロータリピストンエンジンの断面構成を模式的に表し、図１（ｂ）は従来のロータリピストンエンジンの断面構成を模式的に表している。

【００１９】

図１（ａ）及び図１（ｂ）に示すように、ロータリピストンエンジン（以下、エンジン本体部と呼ぶ。）１は、ロータハウジング１１を有し、該ロータハウジング１１におけるトロコイド内周面（ロータの摺動面）の近傍には、冷却液を流通させるウォータジャケット１２が配設されている。

【００２０】

ウォータジャケット１２は、燃焼行程及び排気行程に対応するホットゾーンＨと、吸気行程に対応するコールドゾーンＣとに区画することができる。

【００２１】

例えば、図１（ａ）に示す本実施形態のウォータジャケット１２においては、ロータハウジング１１と隣接するインタミディエイトハウジング（図示せず）又はサイドハウジング（図示せず）の上部に設けられる排気口１１ａの下端部とトレーリング点火プラグＴの下端部とを結ぶ仮想線の上側の領域がホットゾーンＨとなり、該仮想線から下側で且つ吸気口１１ｂを含む領域がコールドゾーンＣとなる。

【００２２】

図１（ａ）に示すように、本実施形態に係るエンジン本体部１において、トレーリング点火プラグＴの近傍には、例えば、機械式のウォータポンプ２０Ａが配設されている。ウォータジャケット１２は、ウォータポンプ２０Ａからロータハウジング１１の上部を通過

する第１経路１２ａと、該ウォータポンプ２０Ａからロータハウジング１１の下部を通過する第２経路１２ｂとの２つの経路に分割されて形成されている。従って、第１経路１２ａは、ホットゾーンＨを通過し、第２経路１２ｂは、コールドゾーンＣを通過する。

【００２３】

すなわち、冷却液の導入部は、ホットゾーンＨにおける点火プラグホールの近傍に設けられている。また、コールドゾーンＣは、圧縮行程側から吸気行程側へ冷却液を循環させる経路に形成されている。

【００２４】

さらに、ウォータポンプ２０Ａが配設されたエンジン本体部１の一方の側部には、該ウォータポンプ２０Ａと接続された流量制御バルブ２０Ｂが、後述する分配調整バルブ３０を介して、ラジエータを含む複数の循環経路からウォータジャケット１２へ冷却液が流入する流入経路に配設されている。流量制御バルブ２０Ｂは、各循環経路における冷却液の流量を制御することができる。ここで、流量制御バルブ２０Ｂは、ウォータポンプ２０Ａと隣接して配置し、コンパクト化を高めるようにするのが好ましい。

【００２５】

また、冷却液の排出経路は、エンジン本体部１の回転軸（エキセントリックシャフト：偏心軸）方向から見て吸気系路（吸気口１１ｂ）と排気系路（排気口１１ａ）との間に設けられている。分配調整バルブ３０は、ホットゾーンＨ及びコールドゾーンＣにおける冷却液の排出経路に配設されており、ホットゾーンＨ及びコールドゾーンＣへの各冷却液の分配を調整することができる。

【００２６】

一方、図１（ｂ）に示す従来のウォータジャケット１２においては、インタミディエイトハウジング等の下部に設けられる排気口１１ａの上端部とトレーリング点火プラグＴの上端部とを結ぶ仮想線の下側の領域がホットゾーンＨとなり、該仮想線から上側で且つ吸気口１１ｂを含む領域がコールドゾーンＣとなる。機械式のウォータポンプ２０Ａはエンジン本体部１の上部に配設されており、ウォータジャケット１２は、ウォータポンプ２０Ａからトロコイド内周面の周囲を１つの経路として設けられる。従って、従来のウォータジャケット１２を流通する冷却液は、ウォータポンプ２０Ａが作動している間は、常にホットゾーンＨとコールドゾーンＣとを流通する。

【００２７】

ここで、本実施形態に係るエンジン本体部１と従来のエンジン本体部１とで、ホットゾーンＨとコールドゾーンＣとの位置が逆になっている。本実施形態に係るエンジン本体部１の場合は、一例として、該エンジン本体部１にターボ過給機を搭載する構成であることから、従来のエンジン本体部１に配設される排気口１１ａが下側となる構成では、排気を受けるターボ過給機がエンジン１の下部に位置することとなる。従って、例えばエンジンフードの位置を低く設定しようとすると、ターボ過給機がフレームと干渉する事態が生じる場合があり、本実施形態においては、ホットゾーンＨを上側に設定して、ターボ過給機をエンジン１の上方に配置している。従って、ホットゾーンＨを上側に設定し、コールドゾーンＣをその下側に設定するという構成は、本発明とは無関係である。

【００２８】

ところで、図１（ｂ）に示す従来のエンジン本体部１において、ウォータジャケット１２に冷却液を流すと、ホットゾーンＨ及びコールドゾーンＣのいずれにも冷却液が常時流れることになる。従って、従来のエンジン本体部１においては、暖機運転（昇温）時でも、ホットゾーンＨが冷却液により冷却されてしまい、燃費効果を得られにくい。

【００２９】

これに対し、図１（ａ）に示す本実施形態に係るエンジン本体部１においては、ウォータジャケット１２を第１経路１２ａと第２経路１２ｂと分けることにより、いずれか一方の経路に冷却液を選択的に流通させることができる。例えば、暖機運転（昇温）時において、コールドゾーンＣにのみ冷却液を流し、ホットゾーンＨには冷却液を流さないようにすると、ホットゾーンＨの昇温を促進することができ、燃費の低減効果を得ることができ

る。
【００３０】
その上、エンジン本体部１におけるウォータポンプ２０Ａが配置される一方の側部に流量制御バルブ２０Ｂをコンパクトに配置できるので、各循環経路における冷却液の流量を容易に且つ確実に制御することができる。
【００３１】
また、ウォータジャケット１２に区画されたホットゾーンＨ及びコールドゾーンＣへの冷却液の分配を調整する分配調整バルブ３０が、吸気経路と排気系路との間にコンパクトに配置されると共に、エンジン本体部１の暖機促進と冷却効果とを向上することができる。
【００３２】
また、流量制御バルブ２０Ｂが、ホットゾーンＨにおける点火プラグホールの近傍に設けられた冷却液の導入部に配設されていることから、高温となる点火プラグホールの周辺部を効果的に冷却できる一方、コールドゾーンＣに対応する吸気行程における吸気温度の上昇が抑制されて吸気密度が高まるので、吸気充填効率を向上することができる。
【００３３】
図２は本実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置の模式的な構成を表している。図２に示すように、エンジン本体部１に循環経路１３を介して冷却液を送出する機械式ウォータポンプ２０Ａと、該冷却液の流量を制御する複数のバルブ２０ｂ、２０ｃ及び２０ｄを含む流量制御バルブ２０Ｂと、流入口がエンジン本体部１に設けられた分配調整バルブ３０と接続され、流出口が流量制御バルブ２０Ｂのバルブ２０ｂと接続されたラジエータ２１と、流入口が分配調整バルブ３０と接続され、流出口がラジエータ２１の流入口及びバルブ２０ｂと接続されたＥＧＲクーラ２２とを備えている。ここで、図２においては、流量制御バルブ２０Ｂに含まれるバルブ２０ｂ、２０ｃ及び２０ｄは、個別の３個のバルブから構成されているように図示しているが、これは便宜上に過ぎず、ロータリバルブ等によってコンパクトに構成することができる。
【００３４】
また、エンジン本体部１の分配調整バルブ３０からの冷却液を受けるターボ過給機（Ｔ／Ｃ）用冷却器２３と、その下流に位置し流出口がバルブ２０ｃと接続されたＥＧＲクーラバイパスバルブ用冷却器２４と、分配調整バルブ３０からの冷却液を受け、流出口がバルブ２０ｃと接続された電子スロットルバルブ用温調器２５と、分配調整バルブ３０からの冷却液を受け、流出口がバルブ２０ｃと接続された車両空調用ヒータ２６と、分配調整バルブ３０からの冷却液を受ける水冷オイルクーラ（Ｏ／Ｃ）２７と、その下流に位置し流出口がバルブ２０ｄと接続された、例えば自動変速器ウォーマ（ＡＴＦ／Ｗ）用冷却器２８とを備えている。
【００３５】
ここで、ＥＧＲとは、排気の一部を吸気に添加する手法である排気再循環をいう。また、自動変速器ウォーマ（ＡＴＦ／Ｗ）用冷却器２８は、手動変速器ウォーマ（ＭＴＦ／Ｗ）であってもよい。
【００３６】
以上の構成により、本実施形態に係る冷却装置は、ウォータジャケット１２を第１経路１２ａと第２経路１２ｂとに分割すると共に、分配調整バルブ３０の開度を適当に調節することにより、冷却液を第１経路１２ａ及び第２経路１２ｂの両方又はいずれか一方の経路に選択的に流通させることができる。
【００３７】
さらに、流量制御バルブ２０Ｂの各バルブ２０ｂ～２０ｄの開度を適当に調節することにより、冷却液をターボ過給機用冷却器２３、電子スロットルバルブ用温調器２５、車両空調用ヒータ２６又は水冷オイルクーラ２７等々に選択的に流通させることができる。
【００３８】
図３及び図４に本実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置を構成する流量

制御バルブ２０Ｂ及び分配調整バルブ３０のそれぞれの配置の一例を模式的に示す。図３及び図４に示すように、流量制御バルブ２０Ｂは、例えば、三方（四方）調整用のロータリバルブとして、排気口１１ａと反対側の側部、すなわち点火プラグホール（図示せず）が設けられる側の側部に配設される。これに対し、図３及び図４に示すように、分配調整バルブ３０は、例えば、二方調整用のロータリバルブとして、ロータリピストンの回転軸であるエキセントリックシャフトの軸方向から見て排気口１１ａと吸気口１１ｂとの間の部位に配設される。

【００３９】

図５は本実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置が冷却対象とする、車両に搭載される主な作動装置（デバイス）の配置及び構成を模式的に表している。図５に示すように、ＥＧＲクーラ２２は、エンジン本体部１からの排気管と分岐され、吸気管４１におけるインタクーラ４２の下流部分と接続されたＥＧＲ管４０に配設された水冷式の冷却器である。また、ＥＧＲクーラバイパスバルブ２４Ａは、ＥＧＲクーラ２２の上流側で分岐し、ＥＧＲ管４０における吸気管４１との接続部の近傍に接続されるＥＧＲバイパス管４０ａの下流側に設けられる。なお、ＥＧＲクーラバイパスバルブ２４Ａは、エンジン本体部１の低負荷時に開状態とされる。ターボ過給機２３Ａは、エンジン本体部１からの排気を受けるタービンと、該タービンと同軸上に設けられ、吸気を圧縮するコンプレッサとを有し、インタクーラ４２の上流側に配設される。また、電子スロットルバルブ２５Ａは、吸気管４１におけるインタクーラ４２の下流側に設けられる。ここで、上述したように、実機においては、ターボ過給機２３Ａは、例えば、エンジン本体部１のホットゾーンＨの上方に搭載される。

【００４０】

図６は本実施形態に係る各デバイスにおける冷間始動時から暖機完了後までの冷却液の流通の有無の一例を表形式で表している。図６において、矢印（→）が付与された欄は冷却液が流通する状態を表し、斜線（／）が付与された欄は冷却液が流通しない状態を表している。

【００４１】

図１（ａ）に示したように、エンジン本体部１においては、冷間始動時は、ウォータジャケット１２に設けた第１経路１２ａには冷却液を流したくない。しかしながら、図２に示すグループＡのデバイス、すなわち、電子スロットルバルブ用温調器２５、ターボ過給機用冷却器２３、ＥＧＲクーラバイパスバルブ用冷却器２４及びオン状態の車両空調用ヒータ２６は、冷間始動時であっても、冷却液を流通させるのが好ましい。なぜなら、図３に示したように、ターボ過給機２３Ａ及びＥＧＲクーラバイパスバルブ２４Ａは、エンジン本体部１の始動の直後から排気を直接に受けることから温度上昇が激しく、また、電子スロットルバルブ２５Ａは、氷結防止等のために冷却水を流して温度調節を行うからである。また、車両空調用ヒータ２６は、手動又は自動でオン状態となれば、冷却液を流す必要がある。

【００４２】

このように、冷間始動時には、エンジン本体部１のウォータジャケット１２におけるホットゾーンＨを通る第１経路１２ａは、分配調整バルブ３０によって閉状態とするものの、コールドゾーンＣを通る第２経路１２ｂを適当に開状態とすることにより、図６に示すように、グループＡのデバイスには所定の流量の冷却液を流通させることが可能となる。なお、図２に示すように、グループＡのデバイスは、流量制御バルブ２０Ｂにおけるバルブ２０ｃの開度の調節により、冷却液の流量を調整することができる。同様に、ラジエータ２１及びＥＧＲクーラ２２はバルブ２０ｂの開度の調節により、水冷オイルクーラ２７及び自動変速器ウォーマ用冷却器２８はバルブ２０ｄの開度の調節により、それぞれ、冷却液の流量を調整することができる。

【００４３】

図６をさらに説明すると、暖機判定において、冷却液の温度が所定の温度に達していると判定された場合には、分配調整バルブ３０の開度の調節により、コールドゾーンＣに加

え、ホットゾーンＨに対しても、すなわちウォータジャケット１２の第１経路１２ａに対しても冷却液を流し始める。さらに、流量制御バルブ２０Ｂのバルブ２０ｂを適当な開状態とすることにより、ラジエータ２１及びＥＧＲクーラ２２に冷却液を流す。暖機判定で冷却液の温度が所定の温度未満と判定された場合の「半暖機」状態においては、流量制御バルブ２０Ｂのバルブ２０ｄを適当な開状態とすることにより、水冷オイルクーラ２７及び自動変速器ウォーマ用冷却器２８に冷却液を流す。

【００４４】

流量制御バルブ２０Ｂにおける各バルブ２０ｂ～２０ｄによる流量の調整は適宜行うことができ、例えば、冷間始動時及び低負荷時の流量は少量でもよく、また、暖機完了後の高負荷運転時にはその流量を増量してもよい。

【００４５】

以上説明したように、エンジン本体部１の冷間始動時には、該エンジン本体部１のウォータジャケット１２におけるホットゾーンＨには冷却液を流さず、コールドゾーンＣにのみ冷却液を流す。これにより、燃費の改善効果だけでなく、エンジン本体部１の構成部材に対する不具合の発生を防止することができる。具体的には、エンジン本体部１の動作中において、ホットゾーンＨは、燃焼ガスの温度が高いため、エンジン本体部１のハウジングの壁面の温度が高いほど、燃焼の損失の低減効果が大きい。また、ホットゾーンＨは、燃焼ガスの圧力が高いため、ロータの摺動面の温度が高いほど、ロータとその摺動面との間に介在する油膜の粘度が適切となり、且つ、その膜厚も適切となる。これにより、アペックスシール、サイドシール及びコーナシールを含むガスシールの摩擦損失の低減効果が大きくなる。

【００４６】

これに対し、コールドゾーンＣには燃焼熱が伝わりにくいため、冷却液を冷間始動時から流しても、その損失は小さい。

【００４７】

図７（ａ）～図７（ｃ）に本実施形態に係るロータリピストンエンジンの冷却装置における冷間始動後の実機による評価結果であり、図７（ａ）はホットゾーンＨにおける壁面の温度の時間依存性を冷却液の流通の有無で表し、図７（ｂ）はコールドゾーンＣにおける壁面の温度の時間依存性を冷却液の流通の有無で表し、図７（ｃ）はホットゾーンＨにおける冷却液の流通の有無と燃料消費率との関係を表している。

【００４８】

図７（ａ）からは、冷却液をホットゾーンＨに流す場合（水流あり）は、冷間始動時から所定時間後の壁面の温度は約７０℃であり、冷却液をホットゾーンＨに流通させない場合（水流停止）は、始動後から所定時間後の壁面の温度は約１３０℃にまで上昇していることが分かる。

【００４９】

これに対し、図７（ｂ）からは、冷却液をコールドゾーンＣに流通させる場合（水流あり）は、冷間始動時から所定時間後の壁面の温度は約４５℃であり、冷却液をホットゾーンＨに流通させない場合（水流停止）は、始動後から所定時間後の壁面の温度は約６２℃である。

【００５０】

これらのことから、冷間始動時からホットゾーンＨに冷却液を流すと暖機が遅れ、これとは逆に、冷間始動中にホットゾーンＨに冷却液を流さないことにより暖機が速くなることが分かる。従って、上述した壁面の温度が高いほど、燃焼の損失の低減効果が大きいこと、また、壁面の温度が高いほど、ガスシールの摩擦損失の低減効果が大きくなることの効果を得られることが実証される。

【００５１】

また、図７（ｃ）からは、冷間始動中にホットゾーンＨに冷却液を流通させないことにより、燃料消費率が低下していることが分かる。

【００５２】

なお、上記の一実施形態は、図１（ａ）に示すロータリピストンエンジン１に適応した例を示したが、図１（ｂ）に示す従来のエンジン１においても、ホットゾーンＨとコールドゾーンＣとに区分し、ウォータジャケット１２を、ホットゾーンＨを通過する第１経路と、コールドゾーンＣを通過する第２経路との２つの経路に分割形成し、本発明を適応するようにしてもよい。

【００５３】

－効果－

以上より、本実施形態によれば、ロータリピストンエンジンのエンジン本体部１を、ホットゾーンＨ及びコールドゾーンＣの２系統として、それぞれを選択的に冷却することにより、暖機の促進と冷却効果とを高めることができる。その上、ホットゾーンＨとコールドゾーンＣとに冷却液を適切に分配する分配調整バルブ３０と、冷却液の流量を複数の循環経路ごとに制御する流量制御バルブ２０Ｂとをコンパクトに配置することができる。

【産業上の利用可能性】

【００５４】

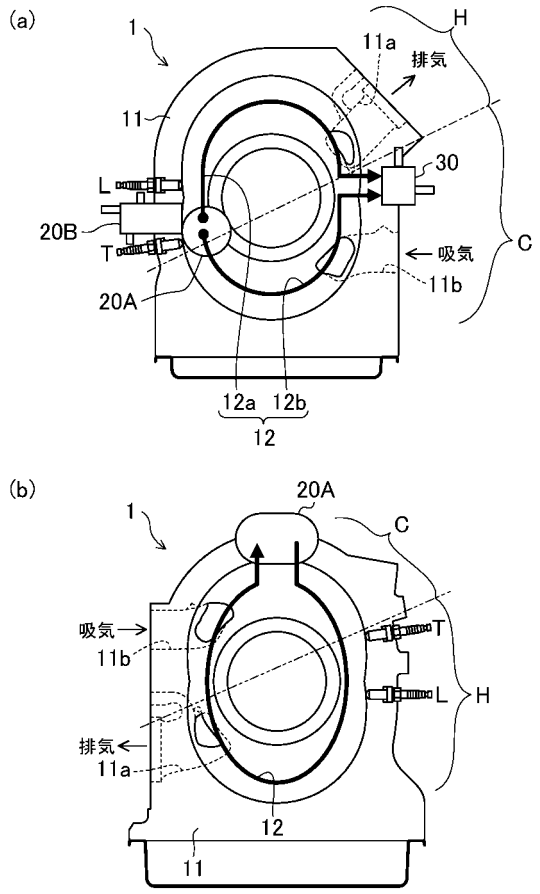
本発明に係るロータリピストンエンジンの冷却装置は、暖機の促進と冷却効果とを高める構成をコンパクトに実現できる用途等に適用することができる。

【符号の説明】

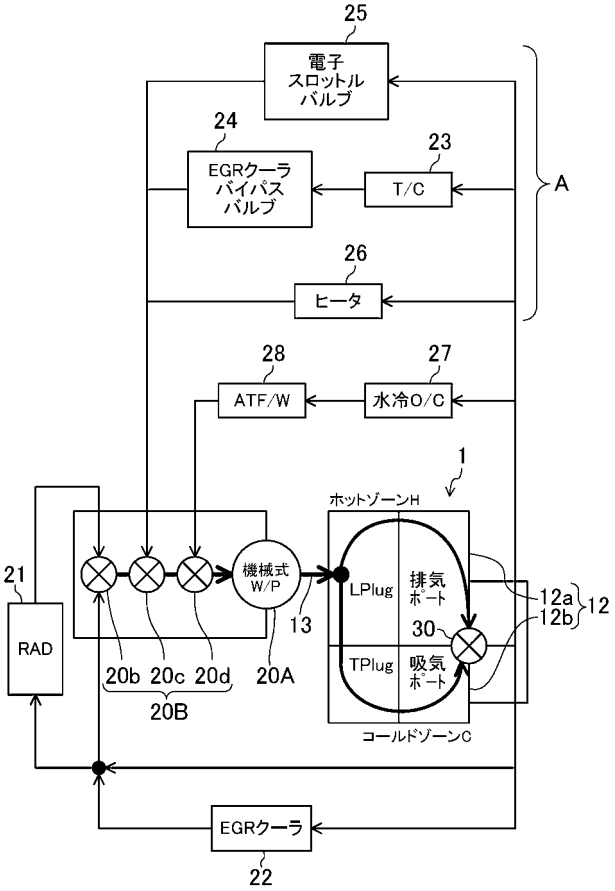
【００５５】

１　ロータリピストンエンジン（エンジン本体部）
１１　ロータハウジング（エンジンハウジング）
１１ａ　排気口
１１ｂ　吸気口　輪郭
１２　ウォータジャケット
１２ａ　第１経路
１２ｂ　第２経路
１３　循環経路
２０Ａ　機械式ウォータポンプ（ウォータポンプ）
２０Ｂ　流量制御バルブ（流量制御弁）
２０ｂ、２０ｃ、２０ｄ　バルブ
２１　ラジエータ
２２　ＥＧＲクーラ
２３　ターボ過給機用冷却器
２３Ａ　ターボ過給機
２４　ＥＧＲクーラバイパスバルブ用冷却器
２４Ａ　ＥＧＲクーラバイパスバルブ
２５　電子スロットルバルブ用温調器
２５Ａ　電子スロットルバルブ
２６　車両空調用ヒータ
２７　水冷オイルクーラ
２８　自動変速器ウォーマ用冷却器
３０　分配調整バルブ（分配調整弁）

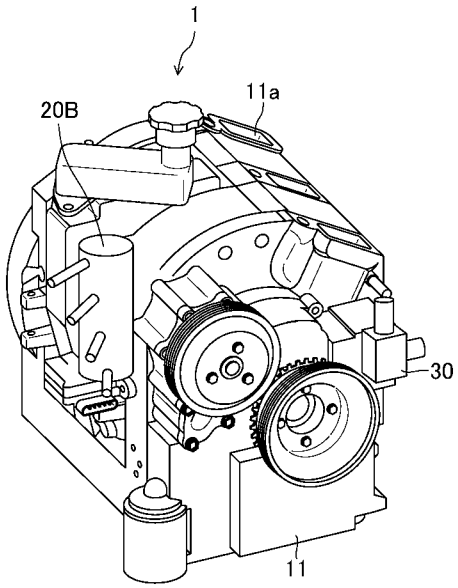
【図１】


(a)
1
11a
H
排気
11
30
L
20B
T
吸気
C
11b
20A
12a 12b
12
(b)
20A
1
C
吸気
11b
T
L
H
排気
11a
12
11

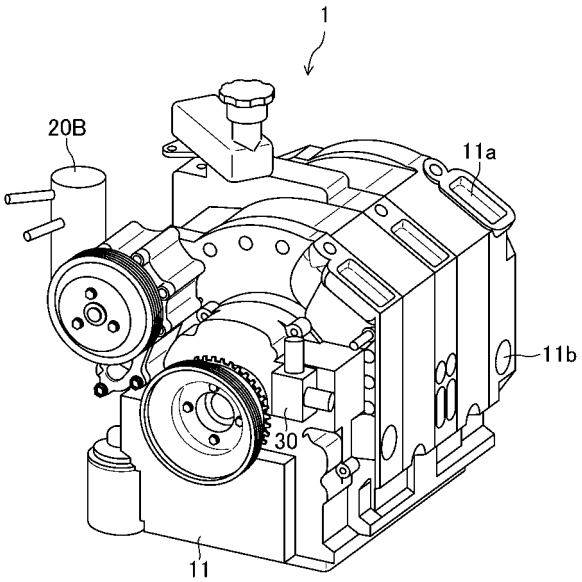
【図２】


25
電子
スロットル
バルブ
24
EGRクーラ
バイパス
バルブ
23
T/C
A
26
ヒータ
28
ATF/W
27
水冷O/C
1
ホットゾーンH
21
RAD
機械式
W/P
LPlug
排気
ポート
12a
12b
12
30
TPlug
吸気
ポート
20b 20c 20d
20B
13
20A
コールドゾーンC
EGRクーラ
22

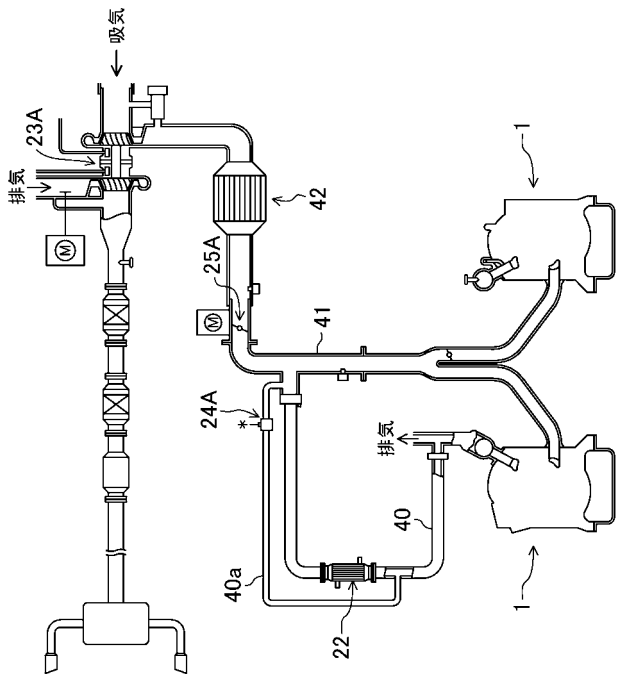
【図３】


1
20B
11a
30
11

【図４】


1
20B
11a
11b
30
11

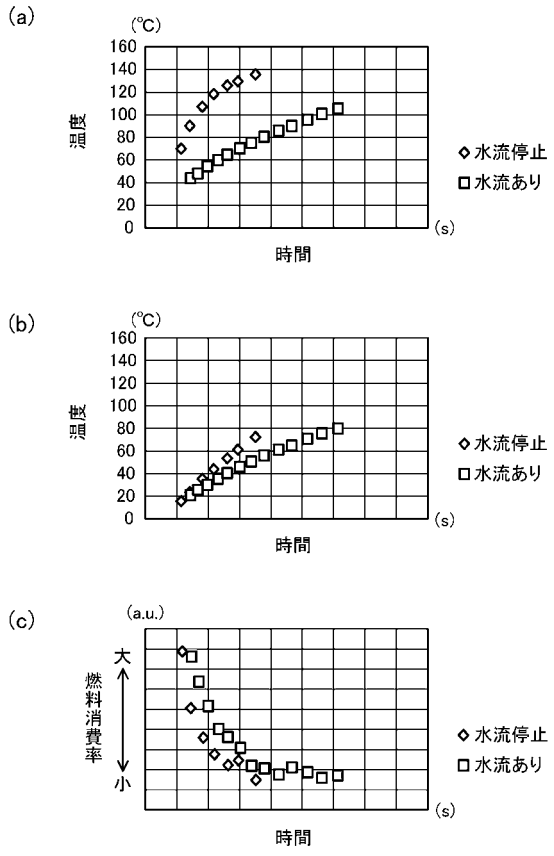
【図５】



【図６】

デバイス	冷間始動		半暖機	暖機判定	暖機完了後		
	ヒータOFF	ヒータON			低負荷	高負荷	
ラジエータ				→	→	→	A
EGRクーラ				→	→	→	
EGRクーラバイパスバルブ	→	→	→	→	→	→	
ターボ過給機	→	→	→	→	→	→	
電子スロットルバルブ	→	→	→	→	→	→	
ヒータ(ON)		→	→	→	→	→	
ATF/W			→	→	→	→	
水冷O/C			→	→	→	→	

【図７】



フロントページの続き

(72)発明者　内山　児美伊
広島県安芸郡府中町新地３番１号　マツダ株式会社内