

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6092090号
(P6092090)

(45) 発行日 平成29年3月8日 (2017.3.8)

(24) 登録日 平成29年2月17日 (2017.2.17)

(51) Int.Cl.

F O I L 9/02 (2006.01)

F I

F O I L 9/02

A

請求項の数 5 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2013-267798 (P2013-267798)	(73) 特許権者	000006208
(22) 出願日	平成25年12月25日 (2013.12.25)		三菱重工業株式会社
(65) 公開番号	特開2015-124631 (P2015-124631A)		東京都港区港南二丁目16番5号
(43) 公開日	平成27年7月6日 (2015.7.6)	(74) 代理人	100112737
審査請求日	平成28年1月7日 (2016.1.7)		弁理士 藤田 考晴
		(74) 代理人	100118913
			弁理士 上田 邦生
		(72) 発明者	石田 裕幸
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内
		(72) 発明者	村田 聡
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 排気弁駆動装置およびこれを備えた内燃機関

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

内燃機関の排気弁に設けられたピストンと、
 前記ピストンが収容されるシリンダと、
 前記シリンダに油圧経路を介して接続されるとともに、カムにより駆動されて前記シリンダに所定の開弁タイミングで間欠的に油圧を供給し、前記ピストンを押圧して前記排気弁を開弁させる油圧供給手段と、
 前記排気弁を閉弁方向に付勢する閉弁付勢手段と、
 前記ピストンの頂面に形成されて該ピストンの横断面積よりも小さな頂部面積を有する凸部と、
 前記シリンダの天井面に形成されて前記ピストンの上昇時に前記凸部が隙間を介して挿入される凹部と、
 前記凹部の深さを変更するアクチュエータと、
 前記アクチュエータを制御する制御手段と、
 を具備してなり、
 前記シリンダは、中心部に位置する円柱状の第1部材と、前記第1部材の周囲に設けられ前記第1部材に対して相対移動可能である円筒状の第2部材とを有し、
 前記第1部材の下面が前記第2部材の下面よりも上方に位置し、前記凹部は、前記第1部材の下方かつ前記第2部材の内周側の空間であり、
 前記アクチュエータは、前記第2部材を移動することによって、前記凹部の深さを変更

10

20

することを特徴とする排気弁駆動装置。

【請求項 2】

内燃機関の排気弁に設けられたピストンと、
前記ピストンが収容されるシリンダと、
前記シリンダに油圧経路を介して接続されるとともに、カムにより駆動されて前記シリンダに所定の開弁タイミングで間欠的に油圧を供給し、前記ピストンを押圧して前記排気弁を開弁させる油圧供給手段と、
前記排気弁を閉弁方向に付勢する閉弁付勢手段と、
前記ピストンの頂面に形成されて該ピストンの横断面積よりも小さな頂部面積を有する凸部と、
前記シリンダの天井面に形成されて前記ピストンの上昇時に前記凸部が隙間を介して挿入される凹部と、
前記凹部の深さを変更するアクチュエータと、
前記アクチュエータを制御する制御手段と、
を具備してなり、
前記シリンダは、中心部に位置する円柱状の第 3 部材を有し、
前記第 3 部材の下面が前記シリンダの天井面よりも下方に位置し、前記凹部は、前記シリンダの内周面と前記第 3 部材の外周面との間の空間であり、
前記アクチュエータは、前記第 3 部材を移動することによって、前記凹部の深さを変更することを特徴とする排気弁駆動装置。

10

20

【請求項 3】

前記制御手段は、前記内燃機関の負荷が上がるにつれて前記凹部の深さが大きくなるように前記アクチュエータを制御することを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の排気弁駆動装置。

【請求項 4】

内燃機関の排気弁に設けられたピストンと、
前記ピストンが収容されるシリンダと、
前記シリンダに油圧経路を介して接続されるとともに、カムにより駆動されて前記シリンダに所定の開弁タイミングで間欠的に油圧を供給し、前記ピストンを押圧して前記排気弁を開弁させる油圧供給手段と、
前記排気弁を閉弁方向に付勢する閉弁付勢手段と、
前記ピストンの頂面に形成されて該ピストンの横断面積よりも小さな頂部面積を有する凸部と、
前記シリンダの天井面に形成されて前記ピストンの上昇時に前記凸部が隙間を介して挿入される凹部と、
前記凹部の深さを変更するアクチュエータと、
前記内燃機関の負荷が上がるにつれて前記凹部の深さが大きくなるように前記アクチュエータを制御する制御手段と、
を具備してなることを特徴とする排気弁駆動装置。

30

【請求項 5】

請求項 1 から 4 のいずれかに記載の排気弁駆動装置を備えていることを特徴とする内燃機関。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、カムに駆動されるプランジャから吐出された作動油の油圧により、排気弁の軸端部に設けられたピストンを押圧して排気弁を開くようにした油圧作動式の排気弁駆動装置およびこれを備えた内燃機関に関するものである。

【背景技術】

【0002】

50

この種の排気弁駆動装置は、油圧を操作することにより、内燃機関の運転負荷に応じて排気弁の開閉タイミングが最適になるように制御することができる。

例えば、船用の大型の低速２ストロークサイクルディーゼル機関においては、高負荷運転時に排気弁が閉じるタイミングを遅らせることで、筒内ガスの圧縮圧力が高くなり過ぎることを防止して内燃機関の耐久性を高めることができる。また、排気弁が閉じる速度を低下させて排気弁がバルブシートに叩き付けられないようにし、排気弁やバルブシートの損傷や摩耗等を抑制することができる。

【 0 0 0 3 】

これに対し、カムで直接排気弁を駆動する一般的な機械式の排気弁駆動装置では、排気弁の動きがカムのプロファイルに依存するものとなるため、排気弁の開閉タイミングを変更するには、プロファイルの異なる複数のカムを設けたり、レバー比を変更できるロッカーアームを介在させたりする等、複雑な構成を必要とする。したがって、洋上での故障を避けたい船用内燃機関の排気弁駆動装置としては好ましくない。

【 0 0 0 4 】

特許文献１には、上記のように排気弁が閉じるタイミングを遅らせるようにした油圧作動式の排気弁駆動装置が開示されている。同文献の F i g . 1 に示されるように、排気弁５の軸端部に設けられて排気弁５を開弁方向に押圧するピストン１０が大径部と小径部とを備えた二段ピストンであり、このピストン１０がスライドするシリンダ４も大径ボアと小径ボアとを備えた二段筒形状である。

【 0 0 0 5 】

カムに駆動される油圧ポンプから圧送される作動油は、油路１１を経てシリンダ４の小径ボアに供給され、その油圧によってピストン１０が押し下げられ、排気弁５が開く。また、排気弁５が閉じる時は、ピストン１０の小径部がシリンダ４の小径ボアに突入するまでは速い速度で排気弁５が閉じて行き、ピストン１０の小径部がシリンダ４の小径ボア内に突入し始めると、ピストン１０の小径部とシリンダ４の大径部との間に封じ込まれた作動油が、シリンダ４とピストン１０との間の隙間を流れてシリンダ４の小径部に流れ込もうとし、この時の流動抵抗によってピストン１０の動きに緩衝作用が働き、排気弁５の開弁速度が低下する。このため、排気弁５は比較的ゆっくりした速度で着座し、バルブシートとの衝突による衝撃から守られる。

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 0 6 】

【 特許文献 １ 】 特開平 １ - ２ ４ ４ １ １ １ 号 公 報

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 7 】

しかしながら、特許文献１に記載された排気弁駆動装置では、排気弁５が閉じるタイミングが遅延する度合いが一定であり、例えば排気弁５が閉じるタイミングを遅らせないようにしたり、より遅くしたりすることができなかった。このため、内燃機関の特性を変化させて各種の運転状況に適合させ難かった。

【 0 0 0 8 】

本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであって、船用内燃機関に適した簡素な構成によって排気弁が閉じるタイミングを変更できるようにし、内燃機関の特性を運転状況に適合させ得る排気弁駆動装置およびこれを備えた内燃機関を提供することを目的とする。

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 0 9 】

上記課題を解決するために、本発明の排気弁駆動装置およびこれを備えた内燃機関は以下の手段を採用する。

すなわち、本発明にかかる排気弁駆動装置の第１の態様は、内燃機関の排気弁に設けら

10

20

30

40

50

れたピストンと、前記ピストンが収容されるシリンダと、前記シリンダに油圧経路を介して接続されるとともに、カムにより駆動されて前記シリンダに所定の開弁タイミングで間欠的に油圧を供給し、前記ピストンを押圧して前記排気弁を開弁させる油圧供給手段と、前記排気弁を開弁方向に付勢する閉弁付勢手段と、前記ピストンの頂面に形成されて該ピストンの横断面積よりも小さな頂部面積を有する凸部と、前記シリンダの天井面に形成されて前記ピストンの上昇時に前記凸部が隙間を介して挿入される凹部と、前記凹部の深さを変更するアクチュエータと、前記アクチュエータを制御する制御手段と、を具備してなることを特徴とする。

【 0 0 1 0 】

上記構成によれば、油圧供給手段がカムに駆動されると、所定の開弁タイミングでシリンダに油圧が供給され、これによりシリンダ内部のピストンが押圧されて排気弁が開かれる。また、シリンダへの油圧が低下すると、閉弁付勢手段の付勢力により排気弁が閉じられる。

10

【 0 0 1 1 】

排気弁が閉じられる時には、排気弁と一体に動くピストンがシリンダの奥に進み、ピストンの頂面に形成された凸部がシリンダの天井面に形成された凹部に挿入されるまでは速い速度で排気弁が閉じていく。そして、ピストンの凸部がシリンダの凹部に突入し始めると、凸部とシリンダとの間に封じ込まれた作動油が、凸部と凹部との間の狭い隙間を通過してシリンダ外に流出しようとし、この時の大きな流動抵抗によってピストンの動きに緩衝作用が働き、排気弁の閉弁速度が低下する。このため、排気弁は比較的ゆっくりした速度で着座し、バルブシートとの衝突による衝撃から守られる。

20

【 0 0 1 2 】

シリンダの凹部は、アクチュエータおよび制御手段によって深さを変更することができる。凹部の深さが小さいと、凸部とシリンダとの間に封じ込まれる作動油の量が少なくなるため、ピストンの緩衝作用が少なくなり、排気弁はカムのプロファイルによって定められた閉弁タイミングに近い、比較的速いタイミングで閉じる。

【 0 0 1 3 】

また、凹部の深さが大きいと、凸部とシリンダとの間に封じ込まれる作動油の量が多くなるため、その排出に時間が掛かるようになり、ピストンの緩衝作用が大きくなる。このため、排気弁はカムのプロファイルによって定められた閉弁タイミングよりも遅いタイミングで閉じる。

30

【 0 0 1 4 】

このように、シリンダ側に設けられた凹部の深さを変更することによって排気弁が閉じるタイミングを早くしたり遅くしたりできるので、内燃機関の特性を運転状況に適合させることができる。

【 0 0 1 5 】

また、排気弁が閉じるタイミングの変更は、シリンダに設けられた凹部の深さを変更するという簡単な構造で達成できるため、簡素な構成であることが望ましい船用内燃機関に適している。

【 0 0 1 6 】

40

上記構成において、前記制御手段は、前記内燃機関の負荷が上がるにつれて前記凹部の深さが大きくなるように前記アクチュエータを制御することが好ましい。

このように制御すれば、内燃機関の負荷が高まるにつれて排気弁が閉じるタイミングが遅くなる。これにより、高負荷運転時に筒内ガスの圧縮圧力が高くなり過ぎることを防止して内燃機関の耐久性を高めることができる。

【 0 0 1 7 】

また、本発明にかかる排気弁駆動装置の参考例は、内燃機関の排気弁に設けられたピストンと、前記ピストンが収容されるシリンダと、前記シリンダに油圧経路を介して接続されるとともに、カムにより駆動されて前記シリンダに所定の開弁タイミングで間欠的に油圧を供給し、前記ピストンを押圧して前記排気弁を開弁させる油圧供給手段と、前記排気

50

弁を閉弁方向に付勢する閉弁付勢手段と、前記油圧供給手段と前記シリンダとを接続する前記油圧経路から分岐するリーク通路と、前記リーク通路の通路面積を変化させる流量調整手段と、前記流量調整手段を制御する制御手段と、を具備し、前記制御手段は、前記油圧供給手段による油圧の供給時に前記シリンダに供給される油量よりも、前記排気弁の閉弁時に前記シリンダから前記油圧供給手段に戻される油量が少なくなるように前記流量調整手段を制御することを特徴とする。

【0018】

上記構成によれば、前記の第1の態様と同じく、油圧供給手段がカムに駆動されると、所定の閉弁タイミングでシリンダに油圧が供給され、これによりシリンダ内部のピストンが押圧されて排気弁が開かれる。また、シリンダへの油圧供給が途絶えると、閉弁付勢手段の付勢力により排気弁が閉じられる。

10

【0019】

リーク通路に設けられた流量調整手段からは、油圧供給手段から供給される作動油（油圧）の一部が油圧経路の外部にリークする。これにより、油圧供給手段による加圧時にシリンダに圧送される油量よりも、排気弁の閉弁時にシリンダから油圧供給手段に戻される油量が少なくなるため、排気弁の閉弁時にはピストンが確実にシリンダ内に戻ることができ、このため排気弁を確実に閉じることができる。

【0020】

流量調整手段を制御することにより、油圧供給手段から供給される作動油を外部にリークさせる量を調整することができる。このリーク量を小さくすると排気弁が閉じる速度が遅くなり、リーク量を大きくすると排気弁が閉じる速度が速くなる。

20

【0021】

このように、油圧供給手段によって生成された油圧を外部に逃がすリーク通路に流量調整手段を設けることにより、排気弁が閉じるタイミングを早くしたり遅くしたりできるので、内燃機関の特性を運転状況に適合させることができる。

【0022】

しかも、排気弁が閉じるタイミングの変更は、油圧経路やシリンダ等にリーク通路と流量調整手段とを設けるといった簡単な構造で達成できるため、簡素な構成であることが望ましい船用内燃機関に適している。

【0023】

上記構成において、前記制御手段は、前記内燃機関の負荷が上がるにつれて前記リーク通路の通路面積が小さくなるように前記流量調整手段を制御することが好ましい。

30

このように制御すれば、内燃機関の負荷が上がるにつれて排気弁が閉じるタイミングを遅くし、高負荷運転時に筒内ガスの圧縮圧力が高くなり過ぎることを防止して内燃機関の耐久性を高めることができる。

【0024】

また、本発明に係る内燃機関は、上記のいずれかに記載の排気弁駆動装置を備えていることを特徴とする。

【0025】

これにより、船用内燃機関に適した簡素な構成でありながら、排気弁が閉じるタイミングを変更できるようにし、内燃機関の特性を運転状況に適合させることができる。

40

【発明の効果】

【0026】

以上のように、本発明に係る排気弁駆動装置およびこれを備えた内燃機関によれば、船用内燃機関として好適である簡素な構成により、排気弁が閉じるタイミングを変更することができ、これによって内燃機関の特性を運転状況に適合させ、内燃機関の信頼性および耐久性を高めるとともに、省燃費化等に貢献することができる。

【図面の簡単な説明】

【0027】

【図1】本発明の第1実施形態に係る排気弁駆動装置を示す概略構成図である。

50

【図 2】図 1 の II 部拡大図であり、(a) はピストンの凸部がシリンダの凹部に挿入される前の状態を示し、(b) はピストンの凸部がシリンダの凹部に挿入され始めた状態を示す縦断面図である。

【図 3】ピストンの凸部とシリンダの凹部の別な形状例を示す図であり、(a) はピストンの凸部がシリンダの凹部に挿入される前の状態を示し、(b) はピストンの凸部がシリンダの凹部に挿入され始めた状態を示す縦断面図である。

【図 4】(a) は第 1 実施形態におけるカムリフト量、(b) は同じく作動油圧、(c) は同じく排気弁リフト量をそれぞれ示すグラフである。

【図 5】本発明の参考実施形態に係る排気弁駆動装置を示す概略構成図である。

【図 6】(a) は参考実施形態におけるカムリフト量、(b) は同じく作動油圧、(c) は同じく排気弁リフト量をそれぞれ示すグラフである。

【発明を実施するための形態】

【 0 0 2 8 】

以下に、本発明に係る排気弁駆動装置の実施形態について、図面を参照して説明する。

【 0 0 2 9 】

[第 1 実施形態]

図 1 は、本発明の第 1 実施形態に係る排気弁駆動装置を示した概略構成図である。この排気弁駆動装置 1 は、船舶主機用ディーゼルエンジン（内燃機関）に設けられている。

【 0 0 3 0 】

船舶主機用ディーゼルエンジン（以下「ディーゼルエンジン」という。）は、例えば低速 2 ストロークサイクル機関とされており、下方から給気して上方へ排気するように一方に掃気されるユニフロー型が採用されている。ディーゼルエンジンからの出力は、図示しないプロペラ軸を介してスクリュープロペラに直接的または間接的に接続されている。

【 0 0 3 1 】

排気弁駆動装置 1 は、図 1 に示されているように、ディーゼルエンジンのシリンダヘッド 3 に形成された排気流路を開閉する排気弁 5 と、排気弁 5 に設けられたピストン 7 と、ピストン 7 が収容されるシリンダ 9 と、シリンダ 9 に油圧を供給する油圧経路 1 1 および油圧供給装置 1 3（油圧供給手段）と、排気弁 5 を閉弁方向（図 1 では上方）に付勢する空気バネ装置 1 5（閉弁付勢手段）と、アクチュエータ 1 7 および制御装置 1 9（制御手段）と、を備えている。

【 0 0 3 2 】

ピストン 7 は、上下方向に延在する排気弁 5 の軸部 5 a 上端に接続されており、排気弁 5 の開閉に伴ってシリンダ 9 内を上下方向に往復動するようになっている。ピストン 7 とシリンダ 9 とによって形成された油圧室 2 1 には、油圧経路 1 1 の一端 1 1 a が接続されている。また、この油圧室 2 1 からはオリフィス用経路 2 5 が延出しており、このオリフィス用経路 2 5 には固定絞りとされたオリフィス 2 7 が設けられている。なお、排気弁 5 は、空気バネ装置 1 5 によって常時閉弁方向（上方）に付勢されている。

【 0 0 3 3 】

油圧供給装置 1 3 は、プランジャ 3 1 と、シリンダ 3 3 と、カム 3 5 とを備えて構成されている。プランジャ 3 1 はシリンダ 3 3 内に摺動自在に挿入され、図示しない付勢手段によって常にシリンダ 3 3 から抜ける方向（下方）に付勢されているプランジャ 3 1 とシリンダ 3 3 とによって形成された加圧室 3 7 には油圧経路 1 1 の他端 1 1 b が接続されている。

【 0 0 3 4 】

プランジャ 3 1 の下部には接続軸 3 9 を介してカムローラ 4 1 が軸支されている。カムローラ 4 1 は、下方に配置されたカム 3 5 の外周面、即ちカムプロファイル上を転動する。カム 3 5 は、ディーゼルエンジンのクランク軸と同期して回転するカム軸 4 3 に一体的に設けられている。

【 0 0 3 5 】

油圧経路 1 1 には、分岐点 1 1 c から低压作動油供給経路 4 5 が分岐している。この低

10

20

30

40

50

圧作動油供給経路 4 5 には逆止弁 4 7 を介して図示しない低圧作動油源が接続されており、排気弁 5 を開閉する際に用いるベースとなる油圧が供給される。油圧経路 1 1 内の油圧が所定値以下になった場合には、逆止弁 4 7 が開いて低圧作動油供給経路 4 5 から作動油（油圧）が補充される。また、逆止弁 4 7 は、油圧経路 1 1 内の圧力が所定値以上の場合、即ちプランジャ 3 1 による加圧行程時には閉じられる。

【 0 0 3 6 】

図 2 (a) , (b) にも示すように、ピストン 7 の頂面には、その中央部に円柱状の凸部 7 a が形成されている。この凸部 7 a の頂部面積は、ピストン 7 の横断面積よりも小さい。例えば、ピストン 7 の直径が 8 0 ミリであるとすれば、凸部 7 a の直径は 5 0 ミリ程度、凸部 7 a の頂面からの高さは 6 0 ミリ程度を例示することができるが、この寸法、あるいはこの直径の比率に限定されるものではない。

10

【 0 0 3 7 】

一方、シリンダ 9 の天井面には、その中央部に円柱孔状の凹部 9 a が形成されている。この凹部 9 a の内径は、ピストン 7 が上昇した時に、ピストン 7 の凸部 7 a が数ミリ程度の隙間を介して挿入される寸法に設定されている。

【 0 0 3 8 】

凹部 9 a の深さ h は、ゼロから凸部 7 a の高さと同じ高さまでの範囲で変更することができる。例えば、シリンダ 9 の頂部の構造は、中心部に位置する円柱状の固定部材 9 b の周囲に、円筒状の可動部材 9 c が密に、且つ上下に相対移動可能に設けられた構造となっており、固定部材 9 b の下方、且つ可動部材 9 c の内周側の空間が凹部 9 a となる。なお、油圧経路 1 1 は固定部材 9 b の下面に開口している。

20

【 0 0 3 9 】

そして、図 1 に示すアクチュエータ 1 7 で可動部材 9 c を上下に移動させることで、凹部 9 a の深さ h を変更することができる。例えば、固定部材 9 b の外周面と可動部材 9 c の内周面との間をネジ対偶とし、アクチュエータ 1 7 の動力で可動部材 9 c を固定部材 9 b に対して相対回転させることにより、可動部材 9 c を上下に移動させて凹部 9 a の深さを変更することが考えられる。なお、シリンダ 9 の内周面と可動部材 9 c の外周面との間をネジ対偶としてもよい。

【 0 0 4 0 】

また、図 1 に示す制御装置 1 9 は、アクチュエータ 1 7 を制御して可動部材 9 c の上下位置を設定する。例えば、制御装置 1 9 は、ディーゼルエンジンの負荷が上がるにつれて凹部 9 a の深さが大きくなるようにアクチュエータ 1 7 を制御する。

30

【 0 0 4 1 】

次に、上記のように構成された排気弁駆動装置 1 の動作について説明する。

油圧供給装置 1 3 のカム 3 5 (カム軸 4 3) が回転すると、カムローラ 4 1 がカム 3 5 のカムプロファイルをなぞって回転しながら上下に移動し、その上下移動が接続軸 3 9 を介してプランジャ 3 1 をシリンダ 3 3 内で上下に摺動させる。

【 0 0 4 2 】

プランジャ 3 1 がシリンダ 3 3 内で上方に摺動すると、加圧室 3 7 に充填されている作動油が加圧され、この作動油が油圧経路 1 1 を経てシリンダ 9 とピストン 7 との間の油圧室 2 1 に圧送される。この作動油の油圧により油圧室 2 1 の容積が拡張し、ピストン 7 が空気バネ装置 1 5 の付勢力に抗して押し下げられ、排気弁 5 が開かれる。排気弁 5 の開弁量はカム 3 5 のベース円 3 5 a からの高さによって決定される。

40

【 0 0 4 3 】

また、カム 3 5 が下方に回転すると、プランジャ 3 1 が図示しない付勢手段によって下方に押し戻され、加圧室 3 7 および油圧室 2 1 に加わっていた油圧が低圧作動油供給経路 4 5 から供給される弱いベース油圧にまで降下する。このため、排気弁 5 が空気バネ装置 1 5 の付勢力により押し上げられて閉じられ、これによりピストン 7 が上昇して油圧室 2 1 の容積が最小になり、油圧室 2 1 の作動油が油圧経路 1 1 を経てシリンダ 3 3 の加圧室 3 7 に戻される。

50

【 0 0 4 4 】

このように、油圧供給装置 1 3 は、カム 3 5 に駆動されてシリンダ 9 に所定の開弁タイミングで間欠的に油圧を供給し、ピストン 7 を押圧して排気弁 5 を開弁させる。

【 0 0 4 5 】

なお、プランジャ 3 1 による加圧時には、油圧室 2 1 内の作動油の少量が、オリフィス用経路 2 5 のオリフィス 2 7 から油圧経路 1 1 の外部へと排出されるようになっている。これにより、プランジャ 3 1 による加圧時に加圧室 3 7 から油圧室 2 1 に送られる油量よりも、排気弁 5 の閉弁時に油圧室 2 1 から加圧室 3 7 に戻される油量を少なくし、ピストン 7 をシリンダ 9 の最上部まできちんと上昇させて排気弁 5 を確実に閉じることができる。オリフィス 2 7 から排出された分の作動油は、プランジャ 3 1 がカム 3 5 に押圧されていない時に低圧作動油供給経路 4 5 から油圧経路 1 1 に補充される。

10

【 0 0 4 6 】

図 4 は、カム 3 5 のリフト量 (a) と、油圧室 2 1 内の作動油圧 (b) と、排気弁 5 のリフト量 (c) との関係を示すグラフである。図 4 (b) , (c) において、実線で示す線は、図 2 (a) に示す凹部 9 a の深さ h がゼロの時の作動油圧と排気弁リフト量である。

【 0 0 4 7 】

時刻 t 0 にてカム 3 5 のプロファイルに従いカムリフト量が増大してプランジャ 3 1 が押し上げられ始めると、油圧室 2 1 の作動油圧がベース圧力から上昇し始める。時刻 t 1 にてカムリフト量が最大値に達し、プランジャ 3 1 が上死点まで押し上げられ、作動油圧が最大値に達すると、時刻 t 2 にて、油圧室 2 1 の油圧が空気バネ装置 1 5 の付勢力および筒内圧力に打ち勝ってピストン 7 を押し下げる。

20

【 0 0 4 8 】

これにより、排気弁 5 のリフト量が増大して、時刻 t 3 にて排気弁 5 が全開となる。この時、ピストン 7 が押し下げられるに伴い、油圧室 2 1 の容積が拡張するため、油圧室 2 1 内の油圧は急激に減少するが、排気弁 5 を開弁させておくのに必要な油圧は維持される。このため、カム 3 5 のプロファイルに従いプランジャ 3 1 が上死点に維持されている期間は、排気弁 5 のリフト量も最大で維持されており、排気弁 5 は開弁状態を保持される。

【 0 0 4 9 】

時刻 t 5 にてカム 3 5 のプロファイルに従いカムリフト量が減少してプランジャ 3 1 が下降し始めると、油圧室 2 1 の作動油圧も低下し始める。作動油圧が所定値を下回ると、空気バネ装置 1 5 の付勢力および筒内圧力が打ち勝ち、時刻 t 6 からピストン 7 が上方へと押し上げられることによって排気弁 5 のリフト量が減少し始める。カム 3 5 のリフト量がゼロになってプランジャ 3 1 が下死点まで下げられると、排気弁 5 が時刻 t 7 にて全開となる。また、油圧経路 1 1 の作動油圧がベース圧力に戻る。

30

【 0 0 5 0 】

図 2 (a) に示すように、シリンダ 9 の固定部材 9 b に対して可動部材 9 c が下げられて深さ h の凹部 9 a が形成されている時には、排気弁 5 が閉じると、排気弁 5 と一体に動くピストン 7 がシリンダ 9 の奥に進むことによって油圧室 2 1 の容積が減少し、油圧室 2 1 内に充填されている作動油が油圧経路 1 1 から放出されて加圧室 3 7 に戻される。

40

【 0 0 5 1 】

この時、ピストン 7 の凸部 7 a がシリンダ 9 の凹部 9 a に挿入されるまでは、油圧室 2 1 内の作動油がスムーズに油圧経路 1 1 に流れ込むため、ピストン 7 は比較的速い速度でシリンダ 9 の奥に進み、排気弁 5 は速い速度で閉じていく。そして、図 2 (b) に示すように、凸部 7 a が凹部 9 a に挿入され始めると、油圧室 2 1 が、凸部 7 a の周囲に形成される部屋 2 1 a と、凹部 9 a の内部に形成される部屋 2 1 b とに分断される。

【 0 0 5 2 】

部屋 2 1 b にある作動油は、そのまま油圧経路 1 1 からスムーズに排出されるが、部屋 2 1 a に封じ込まれた作動油は、部屋 2 1 a と部屋 2 1 b との間の狭い隙間を通過して部屋 2 1 b に流れ込んでから油圧経路 1 1 より排出される。このため、作動油が隙間を通る際

50

に伴う多大な流動抵抗によってピストン 7 の動きに緩衝作用（クッション作用）が働き、排気弁 5 の閉弁速度が低下し、排気弁 5 が完全に閉じるまでのタイミングが遅延される。

【 0 0 5 3 】

凹部 9 a の深さ h が小さければ、部屋 2 1 a から部屋 2 1 b に流れ込まなければならない油量が少なくなるため、ピストン 7 の上昇運動に緩衝作用が加わる時間が短くなる。このため、排気弁 5 はカム 3 5 のプロファイルによって定められた閉弁タイミングに近い、比較的速いタイミングで閉じる。

【 0 0 5 4 】

また、凹部 9 a の深さ h が大きくなるにつれ、部屋 2 1 a から部屋 2 1 b に流れ込まなければならない油量が多くなっていくため、その排出に時間が掛かるようになり、ピストン 7 の上昇運動に緩衝作用が加わる時間も長くなる。このため、排気弁 5 はカム 3 5 のプロファイルによって定められた閉弁タイミングよりも大きく遅れたタイミングで閉じる。

【 0 0 5 5 】

このように、ピストン 7 の上昇行程の終了間際に、ピストン 7 の凸部 7 a がシリンダ 9 の凹部 9 a に挿入されると、部屋 2 1 b に封じ込まれる作動油の流動抵抗が生じるために、油圧室 2 1（部屋 2 1 a）内の圧力 P_1 、 P_2 が、図 4（b）中に破線で示すように急激に上昇する。圧力 P_1 は凹部 9 a の深さ h が小さい時の圧力上昇率を示し、圧力 P_2 は凹部 9 a の深さ h が大きい時の圧力上昇率を示している。

【 0 0 5 6 】

こうして油圧室 2 1 内の圧力 P_1 、 P_2 が急激に高まるため、図 4（c）中に破線 L_1 、 L_2 で示すように、排気弁 5 が閉じる間際には、そのリフト量の減少率が緩やかな傾きとなる。排気弁 5 のリフト量の減少率は、油圧室 2 1 内の圧力が P_1 の時に破線 L_1 で示すものとなり、油圧室 2 1 内の圧力が P_2 の時に破線 L_2 で示すものとなる。つまり、凹部 9 a の深さ h が大きくなるほど排気弁 5 が完全に閉じるまでの時間が長くなる（閉弁タイミングが遅くなる）。このため、排気弁 5 は比較的ゆっくりした速度でバルブシート（弁座）に着座し、バルブシートとの衝突による衝撃から守られる。

【 0 0 5 7 】

このように、シリンダ 9 側に設けられた凹部 9 a の深さを変更することにより、排気弁 5 が閉じるタイミングを、カム 3 5 のカムプロファイルにより規定される閉弁タイミングに近付けたり、規定の閉弁タイミングよりも遅くしたりすることができるので、ディーゼルエンジンの特性を運転状況に適合させることができる。

【 0 0 5 8 】

また、排気弁 5 が閉じるタイミングの変更は、シリンダ 9 に設けられた凹部 9 a の深さを変更する、即ちシリンダ 9 の固定部材 9 b に対して可動部材 9 c をアクチュエータ 1 7 で軸方向に相対移動させるという簡単な構造で達成できるため、簡素な構成であることが望ましい船用のディーゼルエンジンに適した構造とすることができる。

【 0 0 5 9 】

さらに、制御装置 1 9 は、ディーゼルエンジンの負荷が増大するにつれて凹部 9 a の深さ h が大きくなるようにアクチュエータ 1 7 を制御する。このため、ディーゼルエンジンの負荷が高まるにつれて排気弁 5 が閉じるタイミングが遅くなる。これにより、高負荷運転時に筒内ガスの圧縮圧力が高くなり過ぎることを防止してディーゼルエンジンの耐久性を高めることができる。

【 0 0 6 0 】

図 3（a）、（b）は、ピストン 7 の凸部 7 a とシリンダ 9 の凹部 9 a の別な形状例を示す縦断面図である。

ここでは、ピストン 7 の頂面に設けられている凸部 7 a が、ピストン 7 の頂面の周囲から円筒状に突出するように形成されている。一方、シリンダ 9 の天井面に設けられている凹部 9 a は、天井面の周囲に筒状の凹みとして形成される。つまり、図 2（a）、（b）に示す凸部 7 a と凹部 9 a の径方向の内外位置関係を逆転させたものとなっている。

【 0 0 6 1 】

10

20

30

40

50

凹部 9 a の深さ h は、ゼロから凸部 7 a の高さと同じ高さまでの範囲で変更することができる。例えば、シリンダ 9 の頂部の中心に設けられた円柱状の可動部材 9 d が上下に移動できるようになっており、この可動部材 9 d がシリンダ 9 の天井面から突き出した時に、シリンダ 9 の内周面と可動部材 9 d の外周面との間に凹部 9 a が形成される。

【 0 0 6 2 】

可動部材 9 d の外径は、ピストン 7 が上昇した時に、ピストン 7 の凸部 7 a が数ミリ程度の隙間を介して可動部材 9 d の周囲を取り囲む寸法に設定されている。可動部材 9 d は、図 1 に示すアクチュエータ 1 7 によって上下に駆動され、これによって凹部 9 a の深さ h が変更される。なお、油圧経路 1 1 は可動部材 9 d の下面に開口している。

【 0 0 6 3 】

図 3 (a) に示すように、シリンダ 9 の可動部材 9 d が下がって深さ h の凹部 9 a が形成されている時において、排気弁 5 が閉じると、排気弁 5 と一体に動くピストン 7 がシリンダ 9 の奥に進むことによって油圧室 2 1 の容積が減少し、油圧室 2 1 内に充填されている作動油が油圧経路 1 1 から放出されて加圧室 3 7 に戻される。

【 0 0 6 4 】

この時、ピストン 7 の凸部 7 a がシリンダ 9 の凹部 9 a に挿入されるまでは、油圧室 2 1 内の作動油がスムーズに油圧経路 1 1 に流れ込むため、ピストン 7 は比較的速い速度でシリンダ 9 の奥に進み、排気弁 5 は速い速度で閉じていく。そして、図 3 (b) に示すように、凸部 7 a が凹部 9 a に挿入され始めると、油圧室 2 1 が、凸部 7 a の内周側に形成される部屋 2 1 a と、凹部 9 a の内部に形成される部屋 2 1 b とに分断される。

【 0 0 6 5 】

部屋 2 1 a にある作動油は、そのまま油圧経路 1 1 からスムーズに排出されるが、部屋 2 1 b に封じ込まれた作動油は、部屋 2 1 b と部屋 2 1 a との間の狭い隙間を通して部屋 2 1 a に流れ込んでから油圧経路 1 1 より排出される。このため、作動油が隙間を通る際に伴う多大な流動抵抗によってピストン 7 の動きに緩衝作用（クッション作用）が働き、排気弁 5 の閉弁速度が低下し、排気弁 5 が完全に閉じるまでのタイミングが遅延される。これにより、排気弁 5 をバルブシートとの衝突による衝撃から守るとともに、ディーゼルエンジンの特性を運転状況に適合させることができる。

【 0 0 6 6 】

この作動油の流動抵抗による緩衝作用（クッション作用）が作用する時間の長さは、図 2 (a) , (b) の構造の場合と同様に、凹部 9 a の深さ h が大きくなるほど長くなる。即ち、凹部 9 a の深さ h を大きくするほど排気弁 5 の閉弁タイミングを遅くすることができる。

【 0 0 6 7 】

この図 3 (a) , (b) の構成によれば、凹部 9 a の高さを変更する構造を、図 2 (a) , (b) に示した構造よりも簡素にすることができる。

【 0 0 6 8 】

[参考実施形態]

図 5 は、本発明の参考実施形態に係る排気弁駆動装置を示した概略構成図である。この排気弁駆動装置 5 1 において、第 1 実施形態の排気弁駆動装置 1 と異なる点は、ピストン 7 の頂面の凸部およびシリンダ 9 の天井面の凹部が無いことと、油圧経路 1 1 の分岐点 1 1 d からリーク通路 5 3 が分岐し、その途中にリーク通路 5 3 の通路面積を変化させる可変オリフィス 5 5 （流量調整手段）が接続されていることである。その他の部分の構成および作用は第 1 実施形態の排気弁駆動装置 1 を同様であるため、各部に同一の符号を付して説明を省略する。

【 0 0 6 9 】

可変オリフィス 5 5 の絞り量は制御装置 5 7 （制御手段）によって制御される。制御装置 5 7 は、ディーゼルエンジンの負荷が上がるにつれてリーク通路 5 3 の通路面積が小さくなるように可変オリフィス 5 5 の絞り量を制御する。なお、可変オリフィス 5 5 の代わりに流量調整弁等を設けてもよい。

10

20

30

40

50

【 0 0 7 0 】

この排気弁駆動装置 5 1 によれば、第 1 実施形態の排気弁駆動装置 1 と同じく、油圧供給装置 1 3 がカム 3 5 に駆動されると、所定の開弁タイミングでシリンダ 9 に油圧が供給され、これによりシリンダ 9 内部のピストン 7 が押圧されて排気弁 5 が開かれる。また、シリンダ 9 への油圧供給が途絶えると、空気バネ装置 1 5 の付勢力により排気弁 5 が閉じられる。

【 0 0 7 1 】

リーク通路 5 3 に設けられた可変オリフィス 5 5 からは、油圧供給装置 1 3 から供給される作動油（油圧）の一部が油圧経路 1 1 の外部にリークする。これにより、油圧供給装置 1 3 による加圧時にシリンダ 9 に圧送される油量よりも、排気弁 5 の閉弁時にシリンダ 9 から油圧供給装置 1 3 に戻される油量が少なくなる。このため、排気弁 5 の閉弁時にはピストン 7 をシリンダ 9 内の最上部まできちんと上昇させて排気弁 5 を確実に閉じることができる。

【 0 0 7 2 】

可変オリフィス 5 5 を制御することにより、油圧供給装置 1 3 から供給される作動油を外部にリークさせる量を調整することができる。このリーク量を小さくすると排気弁 5 が閉じる速度が遅くなり、リーク量を大きくすると排気弁 5 が閉じる速度が速くなる。

【 0 0 7 3 】

このように、油圧供給装置 1 3 とシリンダ 9 との間の油圧経路 1 1 から分岐するリーク通路 5 3 に可変オリフィス 5 5 を設けることによって排気弁 5 が閉じるタイミングを早くしたり遅くしたりできるので、ディーゼルエンジンの特性を運転状況に適合させることができる。

【 0 0 7 4 】

しかも、排気弁 5 が閉じるタイミングの変更は、油圧経路 1 1 にリーク通路 5 3 と可変オリフィス 5 5 とを設けるという簡単な構造で達成できるため、簡素な構成であることが望ましい船用のディーゼルエンジンには適している。なお、リーク通路 5 3 は必ずしも油圧経路 1 1 から分岐させなくてもよく、例えばシリンダ 9 から分岐させてもよい。

【 0 0 7 5 】

図 6 は、排気弁駆動装置 5 1 におけるカム 3 5 のリフト量（a）と、油圧室 2 1 内の作動油圧（b）と、排気弁 5 のリフト量（c）との関係を示すグラフである。基本的な動作は図 4 で説明した第 1 実施形態の排気弁駆動装置 1 の場合と同様であるため、重複する説明は省略する。

【 0 0 7 6 】

リーク通路 5 3 の可変オリフィス 5 5 の絞り量が最小であると、排気弁 5 の閉弁時に、油圧室 2 1 内の作動油があまり多くリークせずに油圧供給装置 1 3 に戻されるため、シリンダ 9 内でピストン 7 が上昇するのに時間が掛かる。したがって、油圧室 2 1 内における作動油圧の低下状況は、図 6（b）中に実線で示すように、カム 3 5 のリフト量の減少量に見合ったものとなる。また、排気弁 5 のリフト量の減少状況は、図 6（c）中に実線で示すようになり、排気弁 5 が閉じられるタイミングが遅くなる。

【 0 0 7 7 】

そして、可変オリフィス 5 5 の絞り量が拡大されると、油圧室 2 1 内の作動油がリークする量が多くなるため、油圧室 2 1 内から油圧供給装置 1 3 に戻される作動油の量が減り、シリンダ 9 内でピストン 7 が上昇する時間が短縮される。したがって、油圧室 2 1 内における作動油圧の低下状況は、図 6（b）中に破線で示すように、カム 3 5 のリフト量の減少量よりも速く低下するようになる。また、排気弁 5 のリフト量の減少状況は、図 6（c）中に破線で示すようになり、排気弁 5 が閉じられるタイミングが早くなる。

【 0 0 7 8 】

前述のように、制御装置 5 7 は、ディーゼルエンジンの負荷が上がるにつれてリーク通路 5 3 の通路面積が小さくなるように可変オリフィス 5 5 の絞り量を制御する。このため、ディーゼルエンジンの負荷が上がるにつれて排気弁 5 が閉じるタイミングを遅くし、高

10

20

30

40

50

負荷運転時に筒内ガスの圧縮圧力が高くなり過ぎることを防止してディーゼルエンジンの耐久性を高めることができる。

【 0 0 7 9 】

なお、変形例として、図 5 中に破線で示すように、油圧室 2 1 と油圧経路 1 1 との間を接続するリーク通路 5 3 a を設け、このリーク通路 5 3 a に可変オリフィス 5 5 a を設けて、排気弁 5 の閉弁時にピストン 7 が上昇する時間を調整できるようにしてもよい。

【 0 0 8 0 】

以上説明したように、本発明の第 1 実施形態に係る排気弁駆動装置 1、参考実施形態に係る排気弁駆動装置 5 1、およびこれを備えたディーゼルエンジンによれば、船用のディーゼルエンジンに適した簡素な構成により、排気弁 5 が閉じるタイミングを変更可能にし、ディーゼルエンジンの特性を運転状況に適合させ、内燃機関の信頼性および耐久性を高めるとともに、省燃費化等にも貢献することができる。

10

【 0 0 8 1 】

なお、本発明は、上記実施形態の構成のみに限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において適宜変更や改良を加えることができ、このように変更や改良を加えた実施形態も本発明の権利範囲に含まれるものとする。

【 符号の説明 】

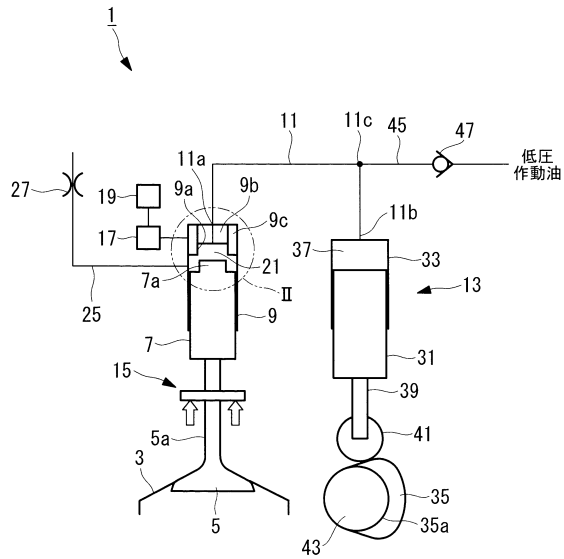
【 0 0 8 2 】

- 1 , 5 1 排気弁駆動装置
- 5 排気弁
- 7 ピストン
- 7 a 凸部
- 9 シリンダ
- 9 a 凹部
- 1 1 油圧経路
- 1 3 油圧供給装置（油圧供給手段）
- 1 5 空気バネ装置（閉弁付勢手段）
- 1 7 アクチュエータ
- 1 9 , 5 7 制御装置（制御手段）と、
- 2 1 油圧室
- 3 1 ブランジャ
- 3 5 カム
- 3 7 加圧室
- 5 3 リーク通路
- 5 5 可変オリフィス（流量調整手段）

20

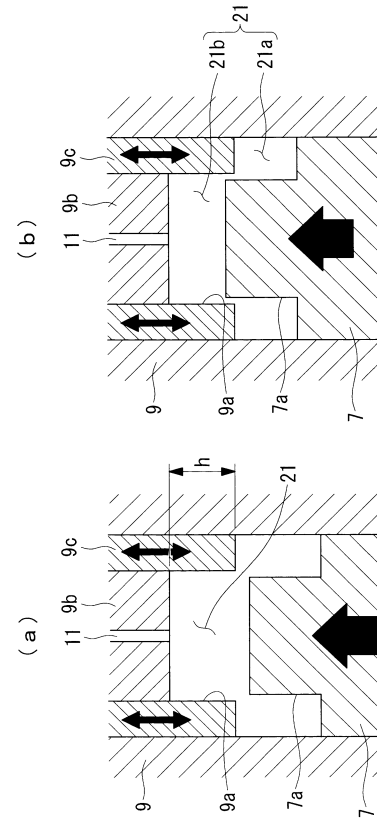
30

【図 1】

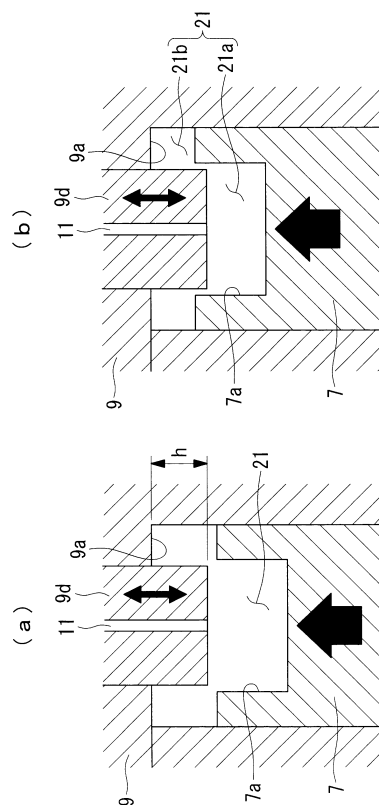


- 1: 排気弁駆動装置
 5: 排気弁
 7: ピストン
 7a: 凸部
 9: シリンダ
 9a: 凹部
 11: 油圧経路
 13: 油圧供給装置
 15: 空気バネ装置
 17: アクチュエータ
 19: 制御装置
 35: カム

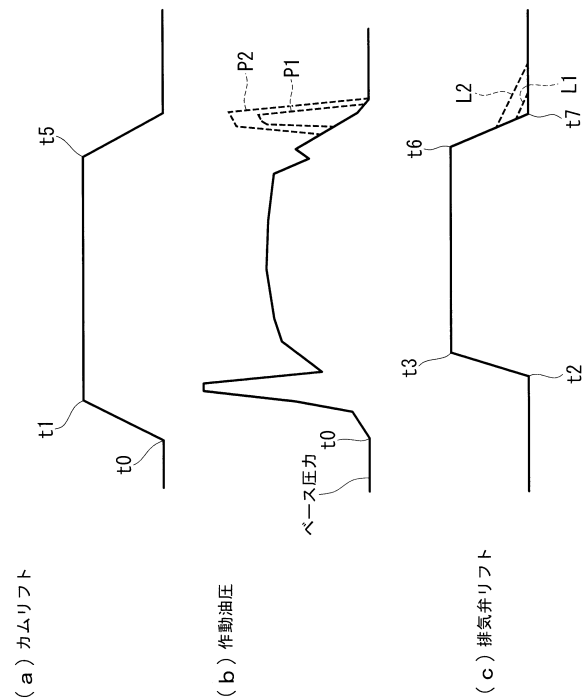
【図 2】



【図 3】



【図 4】



フロントページの続き

- (72)発明者 奥村 直樹
東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内
- (72)発明者 三柳 晃洋
長崎県長崎市飽の浦町1番1号 三菱重工船用機械エンジン株式会社内
- (72)発明者 溝口 順之
長崎県長崎市飽の浦町1番1号 三菱重工船用機械エンジン株式会社内
- (72)発明者 柳 潤
長崎県長崎市飽の浦町1番1号 三菱重工船用機械エンジン株式会社内
- (72)発明者 江戸 浩二
長崎県長崎市飽の浦町1番1号 三菱重工船用機械エンジン株式会社内

審査官 橋本 敏行

- (56)参考文献 特開平07-026922(JP,A)
実開平01-058740(JP,U)
特開2000-282823(JP,A)
特開平9-68016(JP,A)
特開平9-4425(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F01L1/00-1/46
9/00-9/04
13/00-13/08