(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第5478741号
(P5478741)

(45)発行日　平成26年4月23日(2014.4.23)　(24)登録日　平成26年2月21日(2014.2.21)

| (51)Int.Cl. | | F I | | |
|---|---|---|---|---|
| F02B 33/20 | (2006.01) | F02B | 33/20 | |
| F01L 7/02 | (2006.01) | F01L | 7/02 | C |
| F02B 75/18 | (2006.01) | F02B | 75/18 | P |

請求項の数 16　(全 15 頁)

| | |
|---|---|
| (21)出願番号 | 特願2012-553446 (P2012-553446) |
| (86)(22)出願日 | 平成22年2月17日 (2010.2.17) |
| (65)公表番号 | 特表2013-519839 (P2013-519839A) |
| (43)公表日 | 平成25年5月30日 (2013.5.30) |
| (86)国際出願番号 | PCT/IT2010/000057 |
| (87)国際公開番号 | WO2011/101878 |
| (87)国際公開日 | 平成23年8月25日 (2011.8.25) |
| 審査請求日 | 平成25年1月24日 (2013.1.24) |

(73)特許権者　512212014
プリマヴィス　エッセ．エッレ．エッレ．
ＰＲＩＭＡＶＩＳ　Ｓ．ｒ．ｌ．
イタリア国　トリノ　ヴィア　エットーレ　デ　ソンナツ　１９
Ｖｉａ　Ｅｔｔｏｒｅ　ｄｅ　Ｓｏｎｎａｚ　１９　Ｉ－Ｔｏｒｉｎｏ　（ＩＴ）
(74)代理人　100095577
弁理士　小西　富雅
(72)発明者　バルディニ，ピエロ
イタリア国　ポンテデラ　ヴィア　フランチェスコ　バラッカ　７

審査官　川口　真一

最終頁に続く

(54)【発明の名称】低燃費低エミッション２ストロークエンジン

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

少なくとも一つのエンジンシリンダ（１８）を規定するクランクケース（１１）を有する２ストロークエンジンであって、

前記エンジンシリンダ（１８）の内部に対して燃料の直接噴射を行う噴射弁（５８）と、

前記エンジンシリンダ（１８）内で上死点と下死点との間を移動できるエンジンピストン（２０）と、

前記クランクケース（１１）内で少なくとも２つのベアリング（２、３）により支持され、少なくとも一つのクランクピン（８３）を有するクランクシャフト（１４）と、

前記エンジンピストン（２０）及び前記クランクシャフト（１４）の前記クランクピン（８３）に対して軸回転可能に接続された少なくとも一つの第一ロッド（１５）と、

エアポンプ（９）と、

前記エアポンプ（９）に接続されたメインパイプ（３２）であって、前記ピストン（２０）がその下死点にある時に、その直上部に位置する各掃気ポートを通じて前記シリンダへと開口する複数の掃気パイプ（２８）を通じて前記エンジンシリンダ（１８）と連通する前記メインパイプ（３２）と、

前記ピストン（２０）がその下死点にある時にその直上部に位置する排気ポートを通じて前記シリンダ（１８）に開口する排気パイプ（３３）と、を備え、

圧縮空気源に接続され、前記掃気パイプ（２８）及び前記排気パイプ（３３）よりも高

い位置で前記シリンダ（１８）に流入する少なくとも一つの補助パイプ（２９）と、
前記補助パイプ（２９）を選択的に開閉し、前記エンジンの運転中に過給を行い、前記エンジンの始動時に減圧を行い抵抗トルクを減ずるように構成されたバルブ（３０）と、を有する、２ストロークエンジン。
【請求項２】
前記補助パイプ（２９）は前記メインパイプ（３３）から始まり、
前記ポンプ（９）は前記圧縮空気源である、請求項１に記載のエンジン。
【請求項３】
前記バルブ（３０）は、前記補助パイプ（２９）と交差する円筒状のシート（３８）に対して気密に組み付けられたロータリバルブであり、前記メインパイプ（３３）と選択的に並ぶことが可能な少なくとも一つの接線方向溝（３１）を有する、請求項１に記載のエンジン。
【請求項４】
前記バルブ（３０）は、前記排気ポートが開く前に、前記補助パイプ（２８）を通じて排気ガスを前記シリンダ（１８）から再循環させられるように構成された流路（３５）を有する、請求項１又は２に記載のエンジン。
【請求項５】
前記バルブ（３０）に関連付けられ、該バルブ（３０）を所定角度回転することにより、部分負荷条件下において過給を除外する位相変更装置（７６）を有する、請求項２～４のいずれか一項に記載のエンジン。
【請求項６】
部分負荷条件下において、前記排気パイプ（３３）を縮小するスロットルバルブ（５１）を有する、請求項１～５のいずれか一項に記載のエンジン。
【請求項７】
前記スロットルバルブ（５１）は、エンジン冷却回路と連通する冷却チャンバ（６３）と接するマニホールド（６０）内に収容される、請求項６に記載のエンジン。
【請求項８】
前記エンジンは単気筒エンジン（１０）である、請求項１～７のいずれか一項に記載のエンジン。
【請求項９】
前記ポンプは、前記エンジン（１０）内に収容されたポンプシリンダ（２４）と、前記ポンプシリンダ（２４）内を摺動するポンプピストン（２３）と、前記クランクシャフト（１４）の前記クランクピン（８３）に対して軸回転可能に接続された第二コネクティングロッド（１６）とを有する、請求項５に記載のエンジン。
【請求項１０】
前記エンジンシリンダ（１８）及び前記ポンプシリンダ（２４）は互いに略９０度の角度をなすように配置された軸（Ａ、Ｂ）をそれぞれ有する、請求項６に記載のエンジン。
【請求項１１】
前記クランクケース（１１）内に収容されたステータ（８１）及び前記クランクシャフト（１４）に接続されたロータ（８８）を有する一体化された電気機械を有する、請求項８～１０のいずれか一項に記載のエンジン。
【請求項１２】
前記エンジンは多気筒エンジン（１００）である、請求項１～７のいずれか一項に記載のエンジン。
【請求項１３】
空気を前記シリンダの内部へ供給する少なくとも一つの連続供給ポンプを有する、請求項１２に記載のエンジン。
【請求項１４】
前記各シリンダ（１８）の前記移送ポート（２８）に接続されたチャンバ（８２）と、
該チャンバを前記ポンプに接続するメインパイプ（６６）と、を有する、請求項１３に

記載のエンジン。
【請求項１５】
前記メインパイプ（６６）内の空気の圧力よりも高い圧力で空気を前記各シリンダ（１８）の前記補助パイプ（２９）へ供給する手段を有する、請求項１４に記載のエンジン。
【請求項１６】
前記ベアリング（２、３）及び前記クランクピン（８３）の強制潤滑を行うためのオイルポンプ（１７）を有する、請求項１～１５のいずれか一項に記載のエンジン。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、特に自動車用途の２ストロークエンジンに関する。
【０００２】
既に知られているように、２ストロークエンジンの用途は主にオートバイ用途に限られていたが、これは部品点数の少なさと、その結果としての単純な構造によるものであった。
４ストロークと比較した場合の２ストロークエンジンの他のプラスの側面は、駆動軸の一回転毎に動力行程がより多く得られるために、同じ排気量であっても、パワーがより高く、トルクもより均一となることである。
【０００３】
しかしながら、自動車の分野においては、マイナスの側面がこれらプラスの側面を上回っていた。即ち、４ストロークと比べて燃料消費量及び汚染物質の排出量が多く、より頻繁なメンテナンスが必要である。
特に燃費と排気は、ますます厳しくなる規制や、より強くなる公衆の関心にさらされている。
【０００４】
全てのメーカーは本質的に２つの最前線で４ストロークエンジンの性能向上に専心している。一方は、燃焼室内の燃料を最大限利用する努力（それ故、効率を最大化するための小さな燃焼室を有する小型エンジン、直噴及び過給）によるものである。もう一方は、位相とバルブリフトを可変とする効率的ではあるが高コストな装置を用いて摩擦及びサージ損失を低減して機械的効率を向上させる努力によるものである。通常の４ストロークエンジンにおいて、最大パワー下における機械的損失がエンジンの最大出力の約２０％に達することは、記憶に値する。
【０００５】
都市交通用に設計され主に中低速で用いられ、最大ＭＥＰの約２０から３０％のＭＥＰ値となるエンジンにおいては、摩擦やサージ損失が燃費に深刻な影響を与える。
ＭＥＰ３０％の２ストロークエンジンは、４ストロークエンジンと比して、摩擦が半分でサージ損失が３分の１である。ＭＥＰ１００％において、２ストロークの摩擦損失はなお、約２０％を下回る。
【０００６】
小型エンジンを有する自動車の都市交通における典型的な運転レンジの分析によれば、ガソリン直噴式２ストロークエンジンの燃料消費率は、同じ性能の４ストロークより約３０％低い。
新しいコンセプトによる２ストロークエンジンが、特に、非常に都市化が進んだ環境内の小型輸送分野における４ストロークの有効な代替手段となり得るかどうかの問題を現時点で提起することは理にかなうだろう。
【発明の開示】
【０００７】
本発明の目的は、従来の２ストロークエンジンに関連する不利な点を解消し、プラスの面を引き出すことで、自動車分野において有効に利用できる改良型の２ストロークエンジンを提供することである。

本発明の別の目的は、特に電気駆動又はハイブリッド用途に適した２ストロークエンジンを提供することである。

上記の目的は請求項１に記載の２ストロークエンジンにより達成される。

【図面の簡単な説明】

【０００８】

本発明のより良い理解のため、添付図面を参照して、非限定的な例としての２つの好ましい実施形態を記述する。

【図１】図１は、本発明により構築される２ストローク単気筒エンジンの断面を、クランクシャフトの軸に垂直でありシリンダの軸を含む平面に基づいて示す図である。

【図２】～

【図８】図２～図８は、駆動軸に対する異なる角度でのエンジンの主要な部品の位置をサイクルを通して示す概略的部分図である。

【図９】図９は、クランクシャフトの軸とシリンダの軸を含む平面に沿った図１のエンジンの断面図である。

【図１０】図１０は、シリンダの軸に垂直な平面に基づくエンジンの断面図である。

【図１１】図１１は、本発明の一実施形態による、図１のエンジン用の可変カムシャフトタイミング装置の断面図である。

【図１２】図１２は、本発明の別の実施形態による３シリンダエンジンの断面図である。

【図４Ａ】図４Ａは、図４の位置に対応する位置におけるもう一つの実施形態による図１２のエンジンの主要な部品の概略図である。

【発明を実施するための最良の形態】

【０００９】

図１、９及び１０は、全体として符号１０により示される新しいコンセプトの単気筒エンジンを示す。エンジン１０は特に電気自動車やハイブリッド自動車に適用されるが、これらに限定されるものではない。

【００１０】

エンジン１０は２つの半クランクケース１２、１３からなるクランクケース１１と、２つのベアリング２、３によってクランクケース１１上で支持されるクランクシャフト１４を有する。クランクケース１１は一方の側面上に、軸Ａを有するモータシリンダ１８を規定する。モータシリンダ１８は、摺動するエンジンピストン２０を有し、エンジンピストン２０は軌道セグメント２１と、ピストンの底部に収容されるオイル制御リング２２を備える。ピストン２０はピン１９によってコネクティングロッド１５に対して軸回転可能に取り付けられている。

【００１１】

クランクケース１１のもう一方の側面上には、ポンプシリンダ２３を有するエアポンプ９が有り、ポンプシリンダ２３は軸Ａに垂直な軸Ｂを有し、摺動するポンプピストン２４を有する。ポンプピストン２４は、軌道セグメント２５とオイル制御リング２６を備える。ポンプピストン２４はピン２７によりコネクティングロッド１６に対して軸回転可能に取り付けられている。

【００１２】

クランクシャフト１４はクランクピン８３を有する。コネクティングロッド１５、１６は、ボールベアリング４、５を介してクランクピン８３に対して軸回転可能に取り付けられている。クランクシャフト１４は、経済的理由から、３つの部材により構築されることが好ましい。即ち、２本の半シャフト１４ａ、１４ｂとそれらを接続するクランクピン８３からなることが好ましい（図９）。

【００１３】

エンジンシリンダ１８の軸に対して、軸が垂直になるように設置されるエアポンプ９は、一次の力をバランスさせる利点を有する。即ち、同一の回転をする部材はクランクシャフト１４の釣合い重りとバランスされ得る一方、反対の回転をする部材はエンジンの釣合い重りと反対であり、それを打ち消す。

【００１４】
クランクシャフト１４のメインベアリング２、３とボールベアリング４、５は、クランクシャフト１４上に設けられたポンプ１７で加圧されたオイルにより潤滑される。この選択は低騒音レベルの達成を狙ったものである。
【００１５】
ポンプシリンダ２３とエンジンシリンダ１８はメインパイプ３２によって接続される。メインパイプ３２は薄板３７を有する一方向バルブ群を通してインテークマニホールド３４と連通する。メインパイプ３２は、複数の移送ポート２８を通じてエンジンシリンダ１８の内部と連通する。複数の移送ポート２８は、下死点にあるピストン２０の直上部に配置される各ポートへと開口している。各移送ポート２８は略方形の断面を有し、上方へ傾斜し、メインパイプ３２からシリンダ１８へと続いている。そして、排気パイプ３３用の出口ポートを有するパイプ３２の正反対側の領域を除いて、シリンダ１８の周囲に分散配置されている（図１０）。やはり略方形の断面を有する排気パイプ３３のポートは、下死点にあるピストンの直上部に設置されている。
【００１６】
メインパイプ３２は補助パイプ２９によりシリンダ１８に接続され、補助パイプ２９は移送ポート２８の上流から分岐し、上方へ向かって傾斜している。そして補助パイプ２９は、移送ダクト２８及び排気パイプ３３よりも高い位置でシリンダ１８内部へ流れ込む。補助パイプ２９は過給と減圧の両方に用いることができる。
【００１７】
補助パイプ２９は、シリンダ壁１８中に接線方向に配置された円筒状シート３８と交差する。円筒状シート３８は、クランクシャフト１４と同じ速度で反対方向に回転し、２つのボールベアリング８５、８６に支持されるロータリバルブ３０を収容する。ロータリバルブ３０は円筒形であり、シート３８に対して気密に連結されることでパイプ２９を閉じる。しかし、ロータリバルブ３０はリング溝３１を有し、リング溝３１は過給パイプ２９と並んだ時に過給パイプ２９を開くように構成される。
【００１８】
ロータリバルブ３０の湾曲した形状は静的及び動的な不均衡を生じるが、その不均衡は、当該バルブ上の、パイプ２９に面する領域以外の部分に設けられた適切なリリーフ７７によって完全にバランスされる。
【００１９】
ロータリバルブ３０とシート３８の間は正確に連結されているが、接続部分からの漏れのリスクを無くすために、２つのスロットをバルブ３１上の溝の両側に設けて、２つのピストンリング７８を収容することも可能である。２つのピストンリング７８は、予め加えられた弾性的な負荷を通して、シート３８の表面と静的に協働する。
【００２０】
既に述べたように、その独特な構成のため、バルブ３０はエンジンと反対向きに回転しなければならない。図９に示すように、クランクケース１１の外側であって、オイルポンプ１７が収容されている側のクランクケース３９とカバー４０の内部に、動作伝達装置が配置されている。チェーン４２は、クランクシャフト１４に対して固定されたピニオン４３の動きを、アイドル軸４１に対して空転可能に取り付けられたピニオン４４に伝達する。一対のギア４５、４６は動作を反転させるのに用いられる。前者はチェーンスプロケット４４と一体であり、後者はロータリバルブ３０の軸に対して固定されている。
【００２１】
この伝達装置はエンジンオイルにより完全に潤滑され、プッシュロッド４８を介して高圧ガソリンポンプ４７を駆動する。プッシュロッド４８は偏心シート５９上に搭載されたベアリング４９と協働し、偏心シート５９はロータリバルブ３０の軸に固定されたギア４６上に設けられる。
図１、９及び１０はエンジン１０を過給方式でのみ運転するように設計された簡略型のバルブ３０を表す。そのため、パイプ２９の排除は予見されない。

【００２２】
この方式のエンジン１０は電気自動車のバッテリを充電するためのモータジェネレータ（いわゆるレンジエクステンダー）として用いるのが特に好適である。この場合、図９に示すように電気機械はエンジンの一方の側に設置され、ロータ８８はクランクシャフト１４上に固定され、ステータ８１はエンジンの半クランクケース１２のシートに挿入される。

【００２３】
ヘッド７４はエンジンシリンダ１８の上部に搭載され、燃焼室７を画定し、噴射弁５８及び点火プラグ３６を収容する。噴射弁５８は、掃気流と略反対向きの直噴を形成するように配置される。

【００２４】
排気パイプ３３は、その有効断面を制御するバルブ５１を収容する円筒状の孔５０と交差する。この装置はエンジン出力を低下させることにより、燃焼ガスのシリンダ内での滞留を促進する。そうして充填を安定させ、低負担時、特にアイドル時のエンジンの規則性を向上し、エンジンの周期的な不規則性の大部分を確実に低減する。また、エミッションと燃費に関しても有益である。

【００２５】
図１及び１０から明らかなように、バルブ５１は、ねじ６９によりシリンダ１８に取り付けられた排気マニホールド群６２に一体化されている。マニホールド群６２は一体的な空洞を有するマニホールド６０を有し、当該空洞は排気パイプ３３を、排気システム６１とつながるまで伸長させ、バルブ５１を収容する。

【００２６】
バルブ５１は円筒部分表面７９を有する成形部材から成り、シリンダ１８上に設けられたシート５０と協働する。この部材は、ねじ８９によってスピンドル９０に対して固定されており、熱拡散し易いように形成されている。バルブ５１の両側面において、スピンドル９０の円筒部分が始まる箇所に、ピストンリング９１用のシートがある。ピストンリング９１は、ハウジングの円筒状シート９２内で予め負荷を与えられて機能し、ガス漏れに対する効果的な障壁を形成する。スピンドル９０の両端には、シール９３と支持軸受９４、９５がある。

【００２７】
マニホールド６０は冷媒のための幅広チャンバ６３を有し、その大きな伝熱表面により、群の過熱を防止することができる。スピンドル９０の一方の端部には位置センサ６４があり、他端にはバルブ５１の位置を変えるための２方向電動モータ６５がある。
この装置は電子的に制御され、このタイプのエンジンにおいては、吸気管３４内に配置されたスロットルバルブ８７の位置と統合されなければならない。

【００２８】
エンジン１０は遠心ポンプ７０により水冷され、遠心ポンプ７０は電気機械の閉じカバー上に配置され、そこには、クランクシャフト１４により駆動されるインペラが予め組み付けられている。電気機械の冷却のため、エンジンの半クランクケース１２内に設けられステータ８１を支持する空洞７１の内部へ、冷媒がポンプ７０により送られる。そこから冷媒はスリット７２を出てシリンダ内部へ入り、そこには導水路７３があり、これにより冷媒は排気パイプ３３の外表面及びバルブ５１を収容する群６２の冷却チャンバ６３をかすめて通る。そして、ヘッド７４に進み、サーモスタット７５を出てラジエータ（図示せず）に入る。

【００２９】
システムは、サーモスタットが閉じている時、暖機フェーズ中に液体をエンジン内部で再循環させる回路をも備える。

【００３０】
図２の位置から始めて、エンジン１０の運転を記述する。図２の位置においてエンジンピストン２０は下死点にあり、移送ポート及び排気ポートは全開である一方、ポンプピス

トン２４は完全圧縮フェーズにある。そのため、メインパイプ３２及び移送パイプ２８を介して空気をエンジンシリンダ１８に送り込み、燃焼残渣を吐き出す掃気フェーズを実行しているところである。ロータリバルブ３０の溝３１は過給パイプ２９を開く準備をする。

【００３１】

図３は、エンジンピストン２０が上死点に向かって上昇を始めており、移送ポート及び排気ポートを縮小させ始めたところを示している。一方、ロータリバルブ３０が急激に過給パイプ２９を開き、ポンプピストン２４が上昇しながら、その最大速度を丁度超えたところである。

図４は、エンジンピストン２０がダクト２８の移送ポートを閉じることで掃気フェーズを終了させ、排気パイプ３３も閉じる準備をしているところを示す。一方、ロータリバルブ３０の溝３１は、過給パイプ２９を全開に維持している。ポンプピストン２４の上昇の終了段階により動力を与えられ、噴射弁５８を介して噴射を開始するところである。

【００３２】

図５は再び、上死点に到達したポンプピストン２４により開かれた過給パイプ２９と、過給パイプ２９のポートを閉じつつあるエンジンピストン２０を示す。こうしてエンジンピストン２０は、シリンダの充填フェーズを終了し、噴射弁５８によって掃気流に向かって噴射された燃料と空気の混合を開始する。エンジンピストン２０が過給パイプ２９も閉じた直後に、エアポンプのピストン２４はその動作を反転させ下死点に向かって動き、パイプ３２に空気を流入させる一方向ストリップ３５を有するバルブ群により吸気フェーズを生じさせる。同時に、エンジンピストン２０は点火ポイントに近づき、燃料噴射は止まり、その後、点火と燃焼が続く。

【００３３】

図６は、燃焼室内で先に圧縮され点火プラグ３６により点火された混合気体の燃焼のために、上死点から降下をしているエンジンピストン２０を示す。エンジンピストン２０は、（排出の前に）過給パイプ２９のスリットを開き始めるが、過給パイプ２９はロータリバルブ３０の円筒状表面により閉じられる。

【００３４】

必要であれば、（図示されるように）適切な厚さ及び長さの流路３５をロータリバルブ３０上に設けても良く、これにより排気パイプ３３のスリットを開く前に燃焼ガスの一部をメインパイプ３２内へと流すことができる。こうして、ポンプピストン２４が下死点に達し吸気フェーズを完了する間に、必要に応じて、所定量の排気ガスを再循環させることができる（ＥＧＲ）。

【００３５】

図７は、エンジンピストン２０が排気パイプ３３のポートを開き始め、当該排気パイプ３３を通って排気ガスがその圧力によって流れ出し始めたところを示す。それと同時に、エンジンピストン２０よりも９０度先行するポンプピストン２４が、圧縮の初期の部分を完了している。そして更なる下方向の移動によりポート２８が開けられるとすぐ、ポンプピストン２４は図８に示す送りフェーズとなり、移送ポート２８を介して空気をメインパイプ３２、次にシリンダに送り込む。こうして前回の燃焼の燃焼残渣を吐き出す。

こうして、クランクシャフトの一回転毎に繰り返される全てのサイクルが完了する。

図２から図８において、ロータリバルブ３０は常に過給位置にある。

【００３６】

エンジンによる最大出力の発生を必要としない場合には、図１１に示すようにロータリバルブを動かす軸の端部に設けられた位相変換装置７６を用いて、バルブ３０をその回転方向と反対方向に約９０度回転した位置に配置しても良い。

【００３７】

（図１、９及び１０の実施形態のギア４６を代替する）アイドルギア５２がバルブ３０上に搭載され、ギア、チェーンその他の手段を用いてクランクシャフト１４により駆動される。他の部材５３がバルブ３０の円筒状の部分の端部に対して固定され、球体５４によ

りバルブ３０に対して適切な位相とされている。ギア５２と部材５３との接続は短パイプ５５によってなされ、短パイプ５５はその内側にらせん溝を有し、該らせん溝は対称的に伸びるとともに、中心のダクトとは反対方向に傾斜している。短パイプ５５は、ギア５２と部材５３に対して球体５６により所定の角度をもって接続されている。球体５６は、バルブ３０と一体的なギア５２及び部材５３上の適切な軌道上に収容され、短パイプ５５のらせん状ダクト内を摺動することができる。

【００３８】

短パイプ５５は、電子制御されるアクチュエータ（図示せず）によって調節されるフォーク５７により、軸方向に動かすことができる。短パイプ５５が軸方向に変位させられるとき、球体５６はギア５２と他の部材５３を異なる相対位置に強制的に動かすことでタイミングを変更する。

【００３９】

再び概略図３～８を検討する。ロータリバルブ３０が部分負荷状態を担う位置（ダッシュにより示す）に関して、当初、完全に過給されているパイプ２９を示していた図４では、パイプは閉じられる。一方、図６及び７は、バルブ表面に流路３５を形成し、最大出力において排気ガスを再循環させる可能性を示しているが、この選択は必要であれば、なお可能である。これにより最大出力下でのガス量よりも確実に少ない低減ガスモードに適した断面との連続性を生み出すことができる。ただし、既にかなりの量の排気ガスで満たされた排気パイプに設けられたバルブ５１を絞めることで出力が下がることに留意する。

【００４０】

要約すれば、本装置によれば、エンジン負荷に応じて排気ガスを短絡させる流路３５を別途に調整できると言うことができる。

【００４１】

ロータリバルブ３０は、その数ある機能のうちの一つとして、図５に示すように、エンジン始動時の抵抗トルクを低減するための減圧機能を有する。始動時の回転数においてはエアポンプの効率が低下すると考えられ、そのため、供給パイプを通じて空気を圧縮することができない。ロータリバルブ３０を過給位置にして、排気パイプ３３が閉じられた後ではなく、吸気パイプ２９のポートが閉じられた後に、エンジンピストン２０は圧縮フェーズを開始する。そのため圧縮は遅延されるが、二重の利益がある。即ち、クランクの半径により与えられるレバーが最大の時（図５に示す位置のように）、シリンダ内部の圧力は低く、そのため、抵抗も小さい。圧力はその後、エンジンピストン２０が上死点に近づく時に上昇する。上死点において、レバーは縮小し、結果としてトルク抵抗は非常に小さくなる。

【００４２】

開始時に抵抗トルクを削減することは、例えばスタート・ストップシステムのように、エンジンの頻繁な再始動を必要とする用途においてはとりわけ有利である。

【００４３】

図１２は、本発明の第二実施形態を表すものであり、全体を番号１００で示す３気筒エンジンからなり、特に、自動車分野における牽引に適している。

図１２を説明するにあたり、簡便のため、単気筒エンジンについて既に説明した機能と同じ機能を奏する部材については、同じ符号を用いる。

【００４４】

エンジン１００に給気をするためには、単気筒エンジンのようなピストンポンプに代えて、エンジンの特性に適合した連続吐出ポンプを利用することが好ましい。というのは、容積を分けると、この解決法はもはやコスト及びサイズの両面で有利ではないからである。

【００４５】

部分負荷時における空気流量を低減するため、連続速度変換機と併せてエンジン‐ポンプ伝達装置を利用することができる。あるいは、固定比伝達装置と、電子的に操作されスロットルバタフライバルブの機能を代替するポンプ吸入口上の空気調節器とを用いた、簡

易な解決策を用いることもできる。この装置は、部分負荷の扱いに一次的に関与する排気ポートの縮小と組み合わせて制御されなければならない。

【００４６】

図示しないエアポンプは、給気ポート６６からエンジンに対して給気を行う。給気ポート６６はチャンバ８２と連通し、チャンバ８２は移送ポート２８に分岐する。ただしエンジン１００は、単気筒型について既に説明したのと同じ態様により運転を続ける。

【００４７】

図１２は、移送ポート２８の高さにおける断面であって、ロータリバルブ３０の軸と、排気パイプ３３のスロットルバルブ５１の軸９０とを通る断面を示す。この３気筒型では、単気筒型と異なり、過給運転と部分ガス運転の両方が必要となる。そのため、ロータリバルブ３０は、この装置が扱うことができる機能であって、既に単気筒型において説明した機能の全てを実行できるように形成されている。要約すれば、ロータリバルブ３０はそれぞれの過給パイプ２９を制御するための複数の溝３１、ロータリバルブ３０をバランスさせるための複数の溝７７、及び、様々なエンジン運転条件下で再循環される燃焼ガスの量を操作するための、互いに相違する断面を有する複数の流路３５を有する。

【００４８】

エンジン１００においても、既に単気筒について説明したように、過給モードにおいては、即ち、図４に示すように、エンジンピストン２０の上昇中には、移送ポート２８が閉じており、溝３１が過給のためにパイプ２９を開放状態に維持している。このことは高オクタン価の代替燃料を用いる際に充填率を上げるのに役立つ。また、始動時に圧縮を遅らせるのにも役立ち、単気筒型について説明したように、その機能に費やされる仕事を低減させることができる。

【００４９】

この多気筒型に対して給気を行う別の方法として、図４Ａに示すものとすることもできる。図４Ａでは２つの給気ラインがあり、一つ目はチャンバ８２を通じて移送ポート２８に給気を行う主低圧パイプ６６であり、もう一つは分岐又は分離したパイプ８４であり、これはシリンダ１８に対してねじ６８で取り付けられたコレクタ６７内に形成され、高圧下で給気され、過給パイプ２９に連通する。上述の溝３１を有するロータリバルブ３０はパイプ２９上に設けられ、閉じられた排気シリンダ１８に対して過給パイプ２９を通じて給気を行い続ける。このシステムは、平均出力から低出力下における低圧給気のための優れた性能に関連付けられた、より高い比出力の達成を目指している。

【００５０】

図１１を参照して説明したのと同様に、ギア５２に対して動作を伝達するバルブ３０の端部にタイミング可変装置７６を設置することも予見される。

【００５１】

本エンジンにおいても、出力の低減は主に排気パイプ３３を狭めることによってなされるが、これは単気筒型について既に説明したのと同じ方法であり、同じ利点を有する。排気マニホールド群６２内部において、円筒部分バルブ５１（図１２では図示せず）は円筒ブロック８０上に設けられたシート５０に面して作動し、適切に形成されたスピンドル９０に対してシール９３と共に取り付けられ、端部においては、支持軸受９４、９５に取り付けられる。バルブユニットは、冷却液に包まれたコレクタ６０の内部に搭載され、シリンダの上に上った後、排気パイプ３３を排気システム（図示せず）につなぐ。スピンドル９０の両端には、位置センサ６４、及び、スロットルバルブ５１の位置を可変とする２方向電動モータ６５がある。

【００５２】

本発明により構築されたエンジン１０、１００の特性を検討すれば、もたらされる利点は明白である。

第一に、多機能バルブ３０によれば、簡易かつ効果的に過給を管理し、シリンダを減圧することにより始動時に抵抗トルクを低減することができる。当該バルブは、排気ガスの再循環をも扱い得ることが望ましい。

【００５３】
本発明により構築されるエンジンによりもたらされる更なる利点は次の通りである。
掃気、及び、ヘッドに搭載され掃気流と反対方向に向けられたインジェクタによる燃料の直噴により、排出時における新混合気のロスをなくすことができる。
【００５４】
従来の２ストロークエンジンに比べ、格段に効果的な掃気を行うことができる。
再循環される排気ガスの一回分の量を正しいものとすることができる可能性がある。
潤滑油の漏れを無くすことで、汚染物質の排出を低減でき、カーボンの堆積を低減でき、結果としてメンテナンス作業を削減できるという利点がある。
【００５５】
圧縮比を上昇させることで、サイクルあたりのより高い平均圧力が得られる可能性がある。このことは、シリンダ内におけるガソリンの蒸発及びその結果としての気化空気の冷却により可能となる。このような利益は、燃焼室が小さいことにより、部分出力下であっても継続する。
【００５６】
代替燃料を使用できる可能性がある。
上記の利益は、４気筒エンジンと比較した場合の２気筒エンジンの典型的な利益と共に得られる。
【００５７】
より軽量で、全体的な寸法がより小型である。
ガスが絞られることにより、より燃料消費率が低い。
４ストロークエンジンと比べて、同じ時間間隔において利用可能なサイクルが２倍であることから、トルクの均一性がより高い。
【００５８】
同じトルクにおいて、サイクルの平均有効圧力が４ストロークの半分であるため、コネクティングロッドに掛かる機械的ストレスが軽減される。
バルブが無いため、高効率燃焼室を利用できる可能がある。
複雑さが緩和され、メンテナンスが容易である。
【００５９】
最後に、特許請求の範囲から逸脱せずに、上述のエンジン１０、１００を修正又は変更できることは明白である。

【図１】

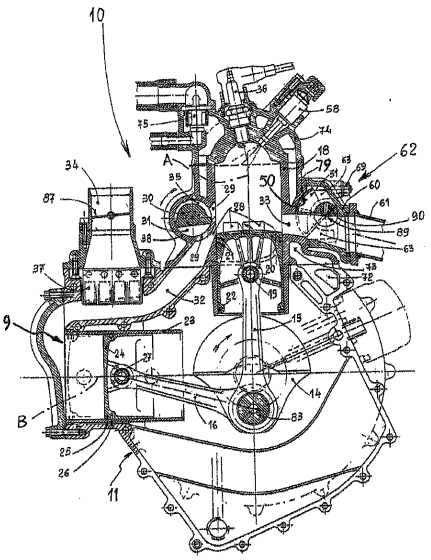

Fig. 1

【図２】

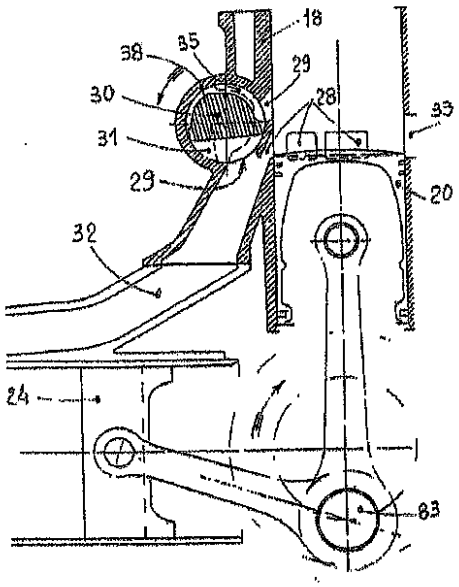

Fig. 2

【図３】

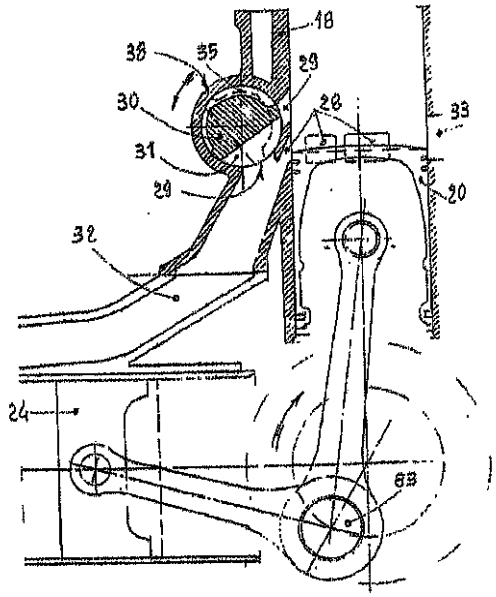

Fig. 3

【図４】

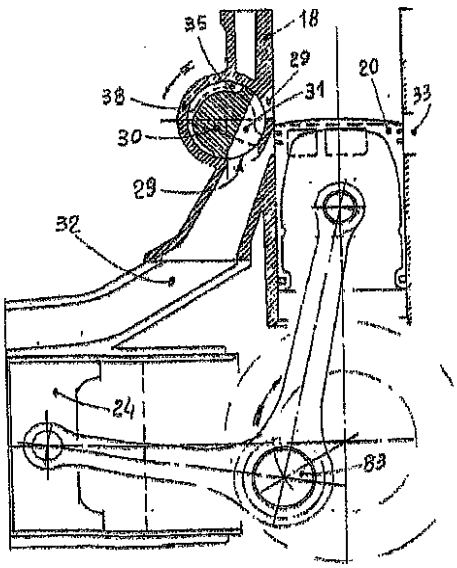

Fig. 4

【図４Ａ】

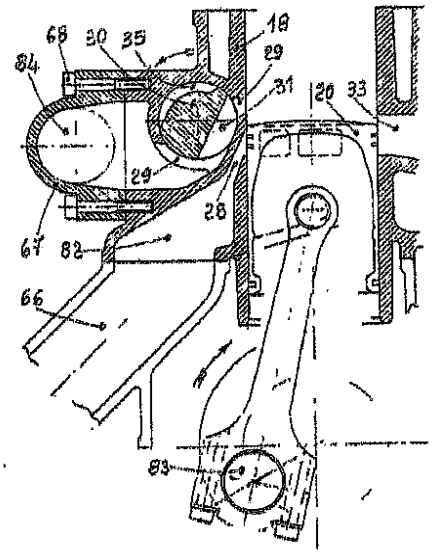


Fig. 4A

【図５】

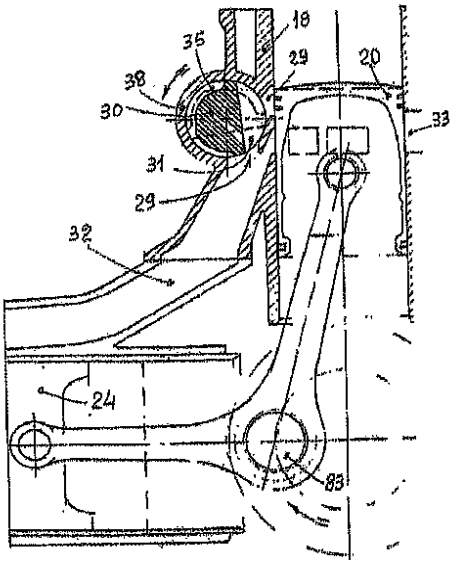


Fig. 5

【図６】

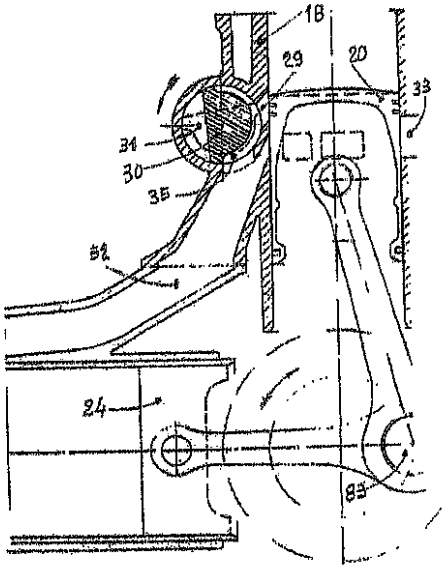


Fig. 6

【図７】

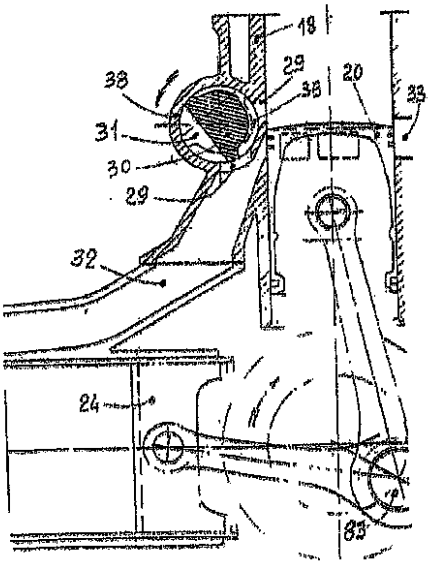


Fig. 7

【図８】

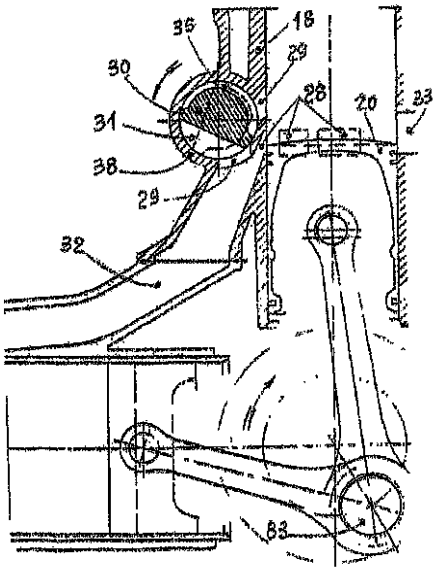

Fig. 8

【図９】

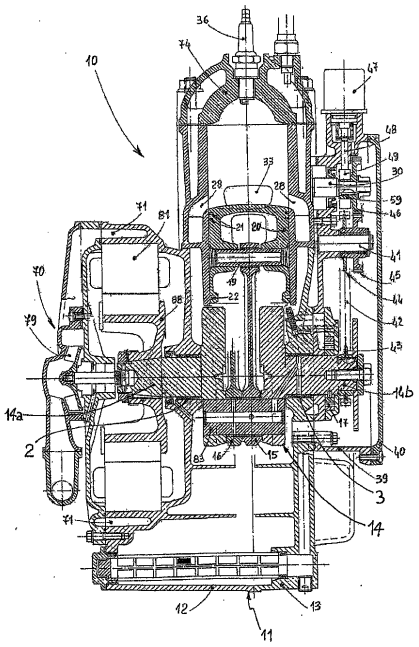

Fig. 9

【図１０】

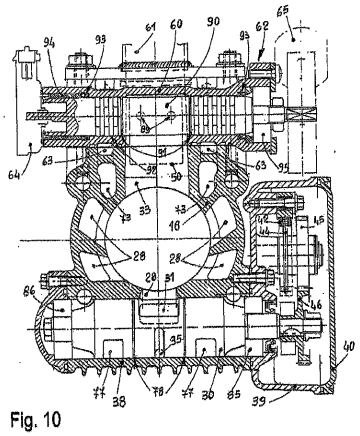

Fig. 10

【図１１】

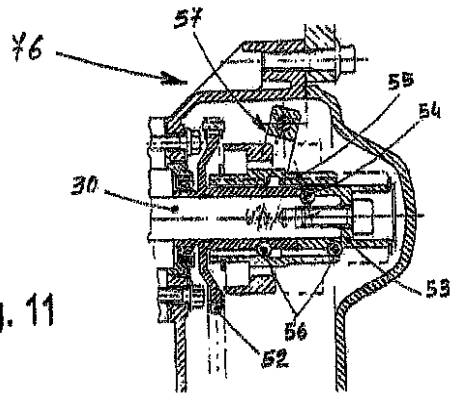

Fig. 11

【図１２】

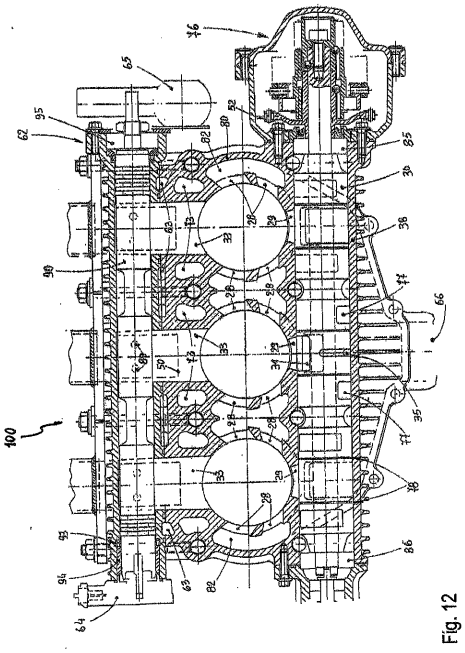

Fig. 12

フロントページの続き

(56)参考文献 特開平０４－２８４１３１（ＪＰ，Ａ）
実開平０３－１１９５１０（ＪＰ，Ｕ）
特開平０９－１４４５４５（ＪＰ，Ａ）
特開２００１－０８２１５７（ＪＰ，Ａ）
米国特許第０５２９９５３７（ＵＳ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ０２Ｂ　３３／２０
Ｆ０１Ｌ　７／０２
Ｆ０２Ｂ　７５／１８