

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4065992号
(P4065992)

(45) 発行日 平成20年3月26日 (2008.3.26)

(24) 登録日 平成20年1月18日 (2008.1.18)

(51) Int. Cl.	F I
FO 1 L 1/30 (2006.01)	FO 1 L 1/30
FO 1 L 1/12 (2006.01)	FO 1 L 1/12 C
FO 1 L 13/00 (2006.01)	FO 1 L 13/00 3 O 1 Z

請求項の数 20 (全 20 頁)

(21) 出願番号	特願2002-574494 (P2002-574494)	(73) 特許権者	503336659
(86) (22) 出願日	平成14年3月15日 (2002.3.15)		フランク エイ フォリノ
(65) 公表番号	特表2005-505714 (P2005-505714A)		アメリカ合衆国 マサチューセッツ州 O
(43) 公表日	平成17年2月24日 (2005.2.24)		1970, サーレム, インデアン ヒル
(86) 国際出願番号	PCT/US2002/008128		レーン 17
(87) 国際公開番号	W02002/075121	(74) 代理人	100083932
(87) 国際公開日	平成14年9月26日 (2002.9.26)		弁理士 廣江 武典
審査請求日	平成17年3月11日 (2005.3.11)	(74) 代理人	100121429
(31) 優先権主張番号	60/276,889		弁理士 宇野 健一
(32) 優先日	平成13年3月16日 (2001.3.16)	(72) 発明者	フランク エイ フォリノ
(33) 優先権主張国	米国 (US)		アメリカ合衆国 マサチューセッツ州 O
			1970, サーレム, インデアン ヒル
			レーン 17
		審査官	佐々木 芳枝
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 強制閉開式バルブ作動システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

エンジンの少なくとも1つのバルブを開閉する強制閉開式バルブ作動装置であって、
 回転運動のためのカム機構を含んだカム構造体と、
 該カム構造体と作動式に接続され、第1作動線に沿ってレシプロ運動させる駆動機構と

を含んでおり、該駆動機構は前記の少なくとも1つのバルブにも作動式に接続されており、
 前記第1作動線とは非平行な平面の第2作動線に沿って、バルブ閉鎖ポジションとバルブ
 開放ポジションとの間で前記カム機構の回転運動に直接的に対応させて前記バルブをレ
 シプロ運動させるものであり、前記駆動機構は、前記カム機構の回転運動継続中に、前記

10

閉鎖ポジションで前記少なくとも1つのバルブをさらに維持することができ、
 前記の少なくとも1つのバルブは前記閉鎖ポジションと前記開放ポジションとの間でス
 プリング作用を介在させることなくレシプロ運動することを特徴とする装置。

【請求項 2】

駆動機構は、少なくとも1つのバルブの開放ポジションでの開放度を可変とする目的並び
 に、カム機構の回転運動継続中に、閉鎖ポジションで前記少なくとも1つのバルブを維持
 する目的で該バルブの運動を調整的に制御するための駆動機構と作動式に接続された調整
 制御手段をさらに含んでいることを特徴とする請求項1記載の装置。

【請求項 3】

カム機構は、所定形状のカム溝を有したシャフト周囲で回転運動するためのカムディスク

20

を含んでおり、

駆動機構は前記カム溝に作動式に接続されたドライブリンクとドライブ部材とを含んでおり、

前記カム溝は、少なくとも１つのバルブを開閉させるために前記ドライブ部材の連続的な機械的運動を開始させるように前記ドライブリンクを外側及び内側に移動させることができる第１部分と、前記バルブを閉鎖状態で所定の時間だけ維持させるように前記ドライブ部材を状態維持させる第２部分とを有している、

ことを特徴とする請求項１記載の装置。

【請求項４】

エンジンの少なくとも１つのバルブを開閉する強制開閉式バルブ作動装置であって、

回転運動のためのカム機構を含んだカム構造体と、

該カム構造体と作動式に接続されたレシプロ運動させる駆動機構と、

を含んでおり、該駆動機構は前記の少なくとも１つのバルブにも作動式に接続されており、バルブ閉鎖ポジションとバルブ開放ポジションとの間で前記カム機構の回転運動に直接的に対応させて前記バルブをレシプロ運動させるものであり、

前記の少なくとも１つのバルブは前記閉鎖ポジションと前記開放ポジションとの間でスプリング作用を介在させることなくレシプロ運動するものであり、

少なくとも１つのバルブの開放ポジションでの開放度を可変とする目的で該バルブの運動を調整式に制御するための調整制御手段をさらに含んでおり、

該調整制御手段は駆動機構に作動式に接続された調整式回転ディスクをさらに含んでおり、

該調整式回転ディスクは長形スロットを含んでおり、該長形スロットは少なくとも１つのバルブを最大開放させる所定長を有して、前記回転ディスクの中心に対して１調整可能角度で配置されており、該角度は該バルブの開放ポジションの開放量を決定することを特徴とする装置。

【請求項５】

カム機構は所定形状のカム溝を有したシャフト周囲で回転運動するためのカムディスクを含んでおり、

駆動機構は前記カム溝に作動式に接続されたドライブリンクとドライブ部材とを含んでおり、

前記カム溝は、少なくとも１つのバルブを開閉させるために前記ドライブ部材の連続的な機械的運動を開始させるように前記ドライブリンクを外側及び内側に移動させることができる第１部分と、前記バルブを閉鎖状態で所定の時間だけ維持させるように前記ドライブ部材を状態維持させる第２部分とを有している、

ことを特徴とする請求項４記載の装置。

【請求項６】

少なくとも１つのバルブはバルブステムを含んでおり、

本装置は該バルブステムと関連し、該バルブステムを長形スロットに接続させる接続手段をさらに含んでいることを特徴とする請求項４記載の装置。

【請求項７】

接続手段は長形スロットと作動式に接続されたドライブピンを含んでいることを特徴とする請求項６記載の装置。

【請求項８】

長形スロットはバルブの最大開放度に応じた適切な長さを回転ディスクから提供し、

該長形スロットはドライブリンクの作動線に対して角度を有するように配置されており、

該角度は該作動線に対して垂直方向でバルブステムの線状移動を決定し、少なくとも１つのバルブを前記ドライブリンクを介在させて駆動機構の外側移動で開放させ、内側移動で閉鎖させることを特徴とする請求項７記載の装置。

【請求項９】

角度はバルブ移動を伴わず、少なくとも１つのバルブが閉鎖ポジションに残る０°から最大バルブ開放度を提供する角度にまで変動し、

該角度は適切な制御を伴って自由に変動可能であり、バルブの開放度を自由に調整させることを特徴とする請求項８記載の装置。

【請求項１０】

カム機構は所定形状のカム溝を有したシャフト周囲で回転運動するためのカムディスクを含んでおり、

駆動機構は前記カム溝に作動式に接続されたドライブリンクとドライブ部材とを含んでおり、

前記カム溝は、少なくとも１つのバルブを開閉させるために前記ドライブ部材の連続的な機械的運動を開始させるように前記ドライブリンクを外側及び内側に移動させることができる第１部分と、前記バルブを閉鎖状態で所定の時間だけ維持させるように前記ドライブ部材を状態維持させる第２部分とを有している、

ことを特徴とする請求項２記載の装置。

【請求項１１】

回転ディスクの中心は全ての角度で作動線と一致し、さらに長形スロットの中央線と一致し、少なくとも１つのバルブを閉鎖ポジションで維持するとすれば、ドライブリンクの作動線、回転ディスクの中心並びに長形スロットの中央線は全て一致することを特徴とする請求項８記載の装置。

【請求項１２】

回転ディスクに作動式に接続されて長形スロットの角度を制御する角度制御手段をさらに含んでいることを特徴とする請求項８記載の装置。

【請求項１３】

回転ディスクに作動式に接続されて長形スロットの角度を制御する角度制御手段をさらに含んでいることを特徴とする請求項４記載の装置。

【請求項１４】

カム機構に作動式に接続され、第３作動線に沿ってレシプロ運動させる別の駆動機構をさらに含んでおり、

該別の駆動機構はエンジンの別のバルブとも作動式に接続されており、バルブ閉鎖ポジションとバルブ開放ポジションとの間で前記カム機構の回転運動に直接的に対応させて前記別のバルブを、前記第３作動線とは非平行な面の第４作動線に沿ってレシプロ運動させるものであり、

該別のバルブは前記閉鎖ポジションと前記開放ポジションとの間でスプリング作用を介在させずにレシプロ運動する、

ことを特徴とする請求項１記載の装置。

【請求項１５】

カム機構は所定形状のカム溝を有したシャフト周囲で回転運動するためのカムディスクを含んでおり、

駆動機構は前記カム溝に作動式に接続されたドライブリンクとドライブ部材とを含んでおり、

前記カム溝は、少なくとも１つのバルブを開閉させるために前記ドライブ部材の連続的な機械的運動を開始させるように前記ドライブリンクを外側及び内側に移動させることができる第１部分と、前記バルブを閉鎖状態で所定の時間だけ維持させるように前記ドライブ部材を状態維持させる第２部分とを有している、

ことを特徴とする請求項１４記載の装置。

【請求項１６】

少なくとも１つのバルブと別のバルブは１つのエンジンシリンダに形成された吸込バルブと排出バルブであることを特徴とする請求項１５記載の装置。

【請求項１７】

少なくとも１つのバルブと別のバルブは１つのエンジンシリンダに形成された吸込バルブ

10

20

30

40

50

と排出バルブであることを特徴とする請求項 1 記載の装置。

【請求項 18】

エンジンシリンダは少なくとも 2 つの吸込バルブと排出バルブを有しており、本装置はそれぞれの吸込バルブと排出バルブにそれぞれ作動式に接続された独立した駆動機構を含んでおり、それぞれの駆動機構はカム機構によって制御されていることを特徴とする請求項 1 記載の装置。

【請求項 19】

エンジンシリンダは少なくとも 2 つの吸込バルブと排出バルブを有しており、本装置はそれぞれの吸込バルブと排出バルブにそれぞれ作動式に接続された独立した駆動機構を含んでおり、それぞれの駆動機構はカム機構によって制御されていることを特徴とする請求項 16 記載の装置。

【請求項 20】

エンジンの少なくとも 1 つのバルブを開閉する強制閉閉式バルブ作動装置であって、

回転運動のためのカム機構を含んだカム構造体であって、シャフトの周囲を回転運動させるカムディスクを含んでおり、該カムディスクは所定の形状のカム溝を有しているカム構造体と、

該カム構造体と作動式に接続され、第 1 作動線に沿ってレシプロ運動させる駆動機構であって、該カム溝と作動式に接続されたドライブリンクとドライブ部材を含んでいる駆動機構と、

を含んでおり、

前記カム溝構造体は、少なくとも 1 つのバルブを開閉させるため、前記カム機構の回転運動に直接的に対応させて前記ドライブ部材の連続的な機械的運動を開始させるように前記ドライブリンクを外側及び内側に移動させることができる第 1 部分と、前記バルブを閉鎖状態で所定の時間だけ維持させるように前記ドライブ部材を状態維持させる第 2 部分とを有しており、

開放ポジションにて前記少なくとも 1 つのバルブの可変開放度を提供する目的で、前記第 1 作動線とは非平行な平面の第 2 作動線に沿って該バルブのレシプロ運動を調整式に制御するために前記駆動機構に作動式に接続された制御手段をさらに含んでおり、前記駆動機構は、前記カム機構の回転運動継続中に、前記閉鎖ポジションで前記少なくとも 1 つのバルブをさらに維持することができ、

前記の少なくとも 1 つのバルブは閉鎖ポジションと開放ポジションとの間でスプリング作用を介在させることなくレシプロ運動することを特徴とする装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は自動車の内燃機関に関するバルブ機能に関し、特に 4 ストロークピストンの吸込機能及び排出機能のための強制閉閉式（バネ無し）バルブ作動システムに関する。

【背景技術】

【0002】

内燃機関のバルブ作用は、吸込、圧縮、燃焼及び排出の 4 機能を提供するピストンチャンバの制御を必要とする。これらバルブの適正な開閉は内燃機関の馬力を効果的及び効率的に発揮させるために必須である。それらカムを制御して作動させる標準方法はエンジンのクランクシャフトをカムシャフトに連結するタイミングベルトによって提供される。カムシャフトは一連のカムを有しており、それぞれシリンダの吸込バルブと排出バルブに対応させている。現在の全ての 4 サイクルエンジン用カムは吸込ポートまたは排出ポートを内側に押し開かせるように設計されている。カムは開いたポートを閉じさせることはできない。カムがポートを開かせると圧縮されるスプリングにポートを閉じさせるエネルギーが付与される。このエネルギーは放出時にバルブを閉鎖ポジションに戻す力を提供するだけであるが、カムはバルブの制御を提供する。この制御は、バルブの加速/減速をバルブシートへの最小衝撃荷重で達成させてノイズが最小となるようにするために必要である。さ

10

20

30

40

50

らに、バルブの開閉のサイクル数は非常に多く、バルブの重量に逆らってバルブを加速させるためには非常に多いスプリングエネルギーを必要とする。

【 0 0 0 3 】

4 サイクル内燃機関は吸込サイクルである第 1 サイクルを必要とし、燃料と空気の混合物を開いたバルブ吸込ポートから吸込させる。ピストンはエンジクラクシャフトによってピストンシリンダ内を下方に移動される。第 2 サイクルは燃料/空気混合物の圧縮である。ピストンはクラクシャフトによってシリンダ内を上昇される。吸込バルブ及び排出バルブの両方は閉鎖ポジションとなり、ピストンを効果的にシールし、燃料/空気混合物を圧縮させる。タイミングを見計らってスパークが燃料混合物内に送られて爆発を誘発し、気体を膨張させる。ピストンは膨張気体の膨張力によって押し下げられ、クラクシャフトにトルクを付与する。このトルクは別のピストンから付与されるトルクと共にエンジンの回転力を発生させ、馬力を出力する。最終サイクルはピストンのシリンダ内上昇サイクルであり、排出バルブが開かれてシリンダ内の気体を排出させる。このサイクルが終了すると、次のサイクルシリーズが吸込サイクルから開始される。バルブの開閉は作動速度と閉鎖時間の制御と共に非常に重要である。効果的で効率的なパワー発生のためにはそれらバルブを可能な限り高速で操作することが望ましい。

10

【 0 0 0 4 】

カムシャフトによるバルブの開閉は個々のカムによる能動的な操作である。一方、バルブの開閉はスプリングに蓄積されたエネルギーによる力学的作用である。この完全な機能発生のためにはエンジンの回転速度は制限される。なぜならバルブ重量の慣性はスプリングの蓄積エネルギーにとって障害となり、サイクル時間が規制されるからである。高速サイクル条件のためのカムの加速と減速はスプリングサイズを必然的に規制する。

20

【 0 0 0 5 】

自動車エンジンにおける通常機能では、駐車中であっても走行中であっても一定の反復性でエンジン点火が行われる。従って、作動中であっても停止中であっても燃料/空気混合物の同一形態の燃焼が常に行われる。停止時にはエンジンは必要以上に燃料を消費するが、必要なことは最低量の燃料消費でエンジンを回転させ続けることだけである。パワーは濃厚な燃料混合物を必要とする加速とエンジンの高速回転時に必要とされるだけである。もしバルブが加速時に制御できれば燃料混合物の効率的で効果的な量がシリンダ内に送られて適当な速度を提供し、燃料を節約できる。最後に、車速を維持して必要速度を出すためには、空気の抵抗力、道路上での車輪の摩擦力、駆動機構の内部摩擦力及びエンジン慣性を克服することが必要になる。このことはエンジンの最高パワー以下で実行が可能である。効率的な燃料消費のためにはそれぞれのシリンダに供給される燃料混合物の量を制御するだけでなく、いくつかのシリンダを開鎖する性能を有することが望ましい。この選択的な非利用シリンダの開鎖及び再開にはタイミングが非常に重要となる。

30

【 発明の開示 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 6 】

よって、本発明の 1 目的は、自動車の運転の必要性と協調的にバルブボードの開閉状態を効率的及び効果的に制御することで自動車で典型的に見られる内燃機関の燃料消費を大きく抑制する手段の提供である。

40

【 0 0 0 7 】

本発明の別目的は、エンジン作用と協調的であって、エンジン制御を簡単、正確及びタイムリーに行わせ、エンジン性能すなわち自動車性能の滑らかで敏感な制御を実行する手段の提供である。

【 0 0 0 8 】

本発明のさらなる目的は、ピストン内のバルブの必要なタイミングをバルブボードの開閉及びバルブの加速並びに減速に応じた連続的で適正なポジションとする手段の提供である。

【 0 0 0 9 】

50

本発明の別な目的は、ピストンの点火及び個々の作動を設計制御する手段の提供である。

【 0 0 1 0 】

本発明のさらに別な目的は、バルブポートの開放状態を正確に制御し、今日の自動車用内燃機関で使用されるバルブスプリングを完全に排除する単純構造のバルブ制御システムの提供である。

【 0 0 1 1 】

本発明の別な目的は、高速エンジン性能に順応し、エンジン性能を高めることで燃費を向上させるバルブ作動システムの提供である。

【 0 0 1 2 】

本発明のさらなる目的は、単純操作で正確に制御できる単純であって頑丈なバルブアクチュエータの提供である。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 3 】

それら及び他の目的は、本発明の、例えば内燃機関で使用する効果的で非常に効率的なスプリングを利用しない（閉開式）無制限に可変であるバルブ作動システムによって達成される。本発明の1特徴によれば、回転カム及び伝達手段による直線的レシプロ作動システムの第1動作はバルブポジションを制御する第2制御式作動手段と相互作用し、その移動は実質的に無制限に可変であり、それぞれのピストンのポートの開放を個別あるいは一体的に制御する。バルブポートの部分開放制御は、作動状態のピストンによってエンジンが作動している際にバルブポートを無制限に閉鎖できることで達成される。バルブに対する作動制御は容易で、迅速に行われ、作動中のエンジンと協調する。これら機能は自動車性能の1機能としてコンピュータ制御でき、エンジン及び自動車の性能には悪影響を及ぼさない。

【 0 0 1 4 】

本発明の1実施例（第1装置）においては、レシプロカム並進装置は、例えば内燃機関の出力シャフトからのタイミングベルトによって作動されるベルト車から入力を受領する回転カムにカップリングされている。制御下の第2装置はレシプロカム並進装置のレシプロ直線運動をバルブの自由可変レシプロ運動に変換する。適当な形態の円形平板に軌道溝を有した回転カムは滑走部内に規制されたボールである並進手段を移動させてスロット内でレシプロ運動させ、最初のレシプロ直線運動を達成させる。滑走部には適当な長さを有した並列状態のスロットが提供された回転リンクを含む構造体に取り付けられており、構造体が作動線に沿った第1装置のレシプロ運動に従って並進するときスロットはその作動線に一定の角度を与えるようになっている。バルブに固定されたピンはエンジンブロックに提供されたスロット内に進入し、スロットが第1カム/並進手段に従ってレシプロ運動するとき上下運動する。バルブの上下運動はスロットと第1並進手段の作動線との角度に依存する。スロット内の反復性固定ポイントはその角度とは無関係に必要であり、それはポートの開閉程度とは無関係にバルブの閉鎖ポジションを反復的に定義する。中央線が作動線と共軸となるところまでリンクが回転されたらバルブはポートを閉じていたことになり、エンジンが作動している間は閉じたままである。リンクの回転は調整可能な部材で実行される。この部材は、リンクをどのような角度にでも回転させるピンを作動線に沿ってスライドさせ、同時にスロットの角ポジションを確保させる作用線と平行なスロットを有している。この調整式スライドはエンジンブロックに固定されたハウジング内で作動線と垂直に移動する必要がある。スライドのポジション情報で電気機械式または油圧式のアクチュエータにより調整式スライドを制御することでリンクの回転を効果的に制御し、ポートの開放量を効果的に制御する。

【 0 0 1 5 】

カム溝湾曲は状態継続時間に沿ったカムの上下運動がエンジンと協調するように提供される。カムの上昇と下降の湾曲は、線状、螺旋状、正弦状その他であるどのようなものでもよい。湾曲状態には、衝撃を可能な限り和らげるためにバルブを減速して接触させるよ

10

20

30

40

50

う最大限の注意が払われなければならない。

【 0 0 1 6 】

本発明の別の特徴によれば、それぞれのバルブのコンピュータ制御は、例えば 8 気筒エンジン（気筒の数は非制限）で 2、4、6 または 8 体のピストンが望むタイミングで作動状態とするようにし、作動中のものは可変バルブ移動操作で制御する。最も効率的な状態では、2 気筒のみがエンジン作動に必要で、残りの 6 気筒は非作動状態である。加速時にはコンピュータ制御で必要数のピストンとバルブ開放度を機能させる。望む走行速度では最低数のピストン作動と最も効率が高いバルブポート開放程度が提供される。これらバルブの制御には自由なオプションを利用することができる。例えば、1 つのコントローラで全バルブを同時に制御するが残りのバルブの停止機能は持たせないオプションはある。2 つのコントローラで 2 ピストンと 4 ピストンを制御することもできる。これで 2、4 あるおは 6 体のピストン作用のオプションが生まれる。理想的にはそれぞれのピストンに対してそれぞれコントローラを利用することである。

10

【 0 0 1 7 】

本発明のさらなる理解のため、以下において添付図面を参照に付して本発明を解説する。

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 1 8 】

本発明の 1 実施例は図 1 A に図示されている。本発明の可変閉開式バルブ作動システムの使用要素は、4 サイクル内燃機関の 1 ピストンと相互作用するように吸込バルブ 1 と排出バルブ 2 に対して並置されている。比較のため、現在のカム/スプリング式バルブ作動は図 1 B に図示されている。可変バルブ作動機能の利点は良く知られている。本発明の目的は実質的に無制限な可変作動システムの提供である。このシステムは正確に制御されて、バルブの最適な形態を提供する。それには最適なエンジン性能を引き出すための吸込サイクルのポート開放度や吸込ポートの閉鎖の最適な制御を含む。エンジン作動時のこれら機能の確実な実行能力が示される。この高感度コンピュータシステムは効果的にガソリンを消費させ、エンジン性能を最大限に引き出させる。

20

【 0 0 1 9 】

図 2 A と図 2 B では本発明のバルブ作動システムを備えた標準ピストン構造が示されている。本発明はカムとスプリングを使用したバルブシステムを無スプリング式作動システムに置換した。この新規なシステムはバルブサイクルを能動的に制御してスプリングを必要としない利点を備えている。スプリングを使用しないことには相当なり点がある。なぜなら、スプリングはエンジンのサイズによるが 65 ポンドから 85 ポンドの圧力で圧縮されなければならないからである。このような大きな圧力は 6000 RPM から 7000 RPM にもなるエンジン回転速度でのバルブの加速に必要である。このような相当量のエネルギーがエンジンのクランクシャフトに伝達される代りにスプリングの圧縮に費やされる。本発明は大幅に少量のエネルギー消費で済ませる。なぜなら、バルブシステムの質量慣性は少なく、バルブ作動はさらに効果的だからである。本発明ではエンジンをさらに高速で運転させることが可能なためにエンジン性能を一層高めることができる。

30

【 0 0 2 0 】

内燃機関の基本的な作動原理はそれぞれのピストンの 4 サイクルに対してバルブを最適なタイミングで開放させて閉鎖させることである。エンジンクランクシャフトが回り始めると、クランクシャフトとカムシャフトとの関係が確立され、カムシャフトのカムは吸込バルブと排出バルブの開閉タイミングを制御する。図 1 B のカム/スプリングバルブアクチュエータシステムを利用する標準自動車エンジンは反復式の非可変バルブポート開口部を利用する。これは最大エンジン性能と燃費性を引き出すことにおいて非効率である。図 1 A に示す本発明のバルブ作動の基本的運動原理を以下で解説する。

40

【 0 0 2 1 】

図 2 A と図 2 B は本発明の 1 実施例によるシリンダ 3 4 のバルブ 3 3 の閉鎖ポジション及び開放ポジションを図示する。カムシャフト 10 がクランクシャフトに合わせてその半

50

分の速度で時計回りに回転すると、入力カム 11 はカム構造体 15 を介してレシプロ運動する。図 3 A と図 3 B はカム構造体 15 の作動の詳細を図示する。図 3 A では入力カム上昇部 25 が最小 R_c 半径のカム軌道溝 20 とボール 16 の当初状態で図示されている。入力カムが時計回りに回転すると、滑走体またはドライリンク 17 で捕捉されているボール 16 は図 3 B に示すように上昇サイクル部 26 によって R_{max} で最大ポジション D にまで放射状に移動される。滑走体は図 3 C で示すように非回転式バックギングプレート 19 のガイド溝 18 に収容される。入力カムが回転を継続すると、ボールと滑走体はカム軌道溝 20 の上昇サイクル部 25 によってガイド溝 18 に沿って内側に移動される。入力カムのこの 90° の回転は滑走体 17 のガイド溝での前後レシプロ運動を促し、滑走体の作動線 (LOA) を確立する。この入力カムが図 3 E の残りの 270° を継続して回転するときボールと滑走体は移動しない。なぜなら、カム軌道溝 26 は円形溝を提供し、一定の半径 R_c となるからである。これで滑走体の状態維持時間が提供され、レシプロ運動は発生しない。カムシャフトの 360° 回転の作用の説明は吸込バルブ作用または排出バルブ作用の 4 サイクルを反映する。バルブは上昇サイクル部と下降サイクル部とによって開閉し、吸込バルブ圧縮、燃焼及び排気のための 270° 回転には吸込バルブは閉鎖した状態でなければならず、 270° が状態維持時間となる。排出バルブでは作動は図 3 F に示すように残りの 90° である。カムシャフトが時計回りに回転するとき、排出バルブの破線で示される上昇サイクル部 25e と下降サイクル部 26e は吸込サイクルの上昇サイクル部 25i と下降サイクル部 26i に先行する。図 1 A で示す吸込バルブ 1 (カムは 45° 回転) は開放ポジションであり、排出バルブ 2 は半径 R_c で閉鎖ポジションであり、上昇サイクル部 25e と下降サイクル部 26e も 45° の回転ポジションである。これらカムに関しては後述する。

【0022】

図 3 D に示す放射溝位置 14 は回転入力カムの平面を安定化させるためにのみ使用されるボールを拘束する目的でバックギングプレート 19 内に提供される。入力カムの回転時にこれらボールは放射溝 14 内で前後にレシプロ運動するだけである。バックギングプレート内にはレシプロ運動時に滑走体をガイドするガイド溝 18 も示されている。

【0023】

図 4 には吸込バルブ 1 と排出バルブ 2 の基本構成が図示されている。カムシャフト 10 が時計回りに回転するとカム構造体 30i と 30e はそれぞれの作用線に沿ってスライドし、それらの上昇サイクル部と下降サイクル部に従って前後にレシプロ運動し、滑走体に従って状態維持する。スロットカム 31 は角度 で滑走体に合わせて LOA に沿ってレシプロ運動する。スロットカム内にはバルブステムから延びるピン 32e と 32i が提供され、スロットに沿った移動が強制され、バルブはシリンダヘッド 3 で捕捉されてピストン内で上下運動できるだけであるため、スロット傾斜カム軌道溝を有したドライカムは構成体が外側に移動されるときにピンを押し下げ、当初ポジションに戻るときにピンを押し上げる。従って、カムシャフトが 90° 回転すると、上昇サイクル部と下降サイクル部はバルブを閉鎖ポジションから開放ポジションさらに閉鎖ポジションと移動させる。入力カムが残りの 270° 回転を継続するときバルブ 2 は状態維持して図 4 に示すように閉鎖状態を保持する。図 4 でバルブは最大である 100% の開放状態となる。この本質的に無スプリング式の作用は本発明の好適実施例であり、最小慣性反発力と能動的な無スプリング制御は高速エンジン速度と共存できる能力を提供する。

【0024】

図 4 に示す形態は固定移動式バルブ作動システムを示す。これはスプリングカムシステムと同じように作動する。本発明の可変移動特性はまだ導入されていないが、この構造はスプリングカムシステムよりも優れている。なぜならスプリング内の保存エネルギーを不要とすることで相当なるエネルギー節約が可能であり、バルブ構造体の最小慣性が高速エンジン速度に対応するからである。

【0025】

図 5 A は本発明のバルブ作動の可変移動特性を示す。図 5 A で示すアクチュエータシス

10

20

30

40

50

テムにおいて、吸込バルブ 50 はエンジンが作動中にバルブストロークを全開状態にまで徐々に調整可能なだけでなく、バルブポートを無制限に閉鎖させるように制御する機構を示している。作動原理を先に説明し、制御特性を後で説明する。排出バルブ 60 は必ずしも制御されていなくとも構わず、よって今回は含めない。類似した可変作動システムを利用することもできる。

【0026】

図 4 で説明した固定角のドライブカムスロットは図 5 A の円形ディスク 52 に回転式に含まれている。この回転は好適にはディスクの中心である点 M を中心にして行われる。

【0027】

図示されている回転機能は図 5 B に示すように半径 R の円形凹部とピン 54 を含んだハウジング 53 内で回転する半径 R の円形ディスクを含んでいる。ピンはハウジング 53 を越えて延び、円形スロット部分 55 で回転する。ピン 54 は後述する制御システムが角内で円形ディスク 52 を望む角度で回転させる手段である。図 5 C、図 5 D 及び図 5 E は円形ディスク 52 の様々な回転角とスロット 56 の与えられる方位性とを図示する。図 5 C のバルブ 51 の下降は最大であり D となる。図 5 E は、ドライブリンクスロットがレシプロ運動する滑走体の作動線と共線状態になって下降移動が発生しないので、スロットカムを水平としてバルブ 51 を降下させないように角回転した円形ディスクスロット 56 を示す。図 5 D は、最大移動 D の一部である下降移動 B となるように一定の中間角へと回転された円形ディスクスロットを示す。回転ディスクリンクを点 M の周囲で回転させることでバルブ 51 の移動の調整はゼロから最大値 D まで本質的には自由可変となる。

【0028】

中心点 M は重要である。なぜなら、それはバルブ 51 の閉鎖ポジションを表し、図 5 C、図 5 D 及び図 5 E で示すように円形ドライブディスクのどの回転角にも適応して反復性がなければならないからである。バルブ 51 は各サイクル部に対して閉鎖していなければならない、バルブ移動の可変性は常に必要であるため、各サイクルに対してバルブを閉鎖するためにはピン 54 は各サイクルに対して点 M でそのポジションを達成しなくてはならない。円形ディスクの回転角に関係なく同一並置状態で点 M を維持することでこの必要性は満たされる。

【0029】

図 5 F の構造体において、吸込バルブと排出バルブのアクチュエータシステム 50 と 60 はそれぞれ本発明の好適実施例の一部として図示されている。吸込サイクル用の吸込可変バルブアクチュエータシステム 50 は図 5 A に関して前述した。排出バルブアクチュエータシステム 60 は図 2 A と図 2 B で解説した。滑走体のレシプロ運動を開始させるカム軌道溝機構は入力カム 61 及び吸込ストローク用の軌道溝 62 と排出ストローク用の軌道溝と一体的に提供される。入力カム 61 が両構造体を回転させると、吸込バルブ（アクチュエータシステム）50 と排出バルブ（アクチュエータシステム）60 は正確に同一速度でレシプロ運動し、カム溝 62 及び 63 に従ってエンジンクランクシャフト 57 と協調する。

【0030】

図 6 A から図 6 J は 4 サイクル内燃機関と協調し、エンジンクランクシャフトによってタイミングされた入力カムの作動を順番に表す側面図と平面図である。他のサイクルエンジンも本発明概念を応用することができる。

【0031】

図 6 A と図 6 B は、吸込バルブ 50 と排出バルブ 60 がそれぞれ閉鎖し、図 4 に示すようにそれらのカム軌道溝 62 と 63 が R_c 半径にあるときを表す。この瞬間のカムシャフトの時計回り回転は排出バルブの閉鎖完了時と吸込バルブの開放準備時とを示す。バルブシステムは点 M にあり、吸込バルブボード 68 と排出バルブボード 69 の閉鎖ポジションである。図 6 C と図 6 D は 45° のカムシャフト回転後の状態であり、カム軌道溝 62 の最大移動 R_{max} と点 B での滑走体の全移動を示し、その結果、吸込バルブ 68 の完全開放と最大ポート開放が提供される。なぜなら、円形ドライブディスクスロットは図 5 C に従っ

て角 に方位されているからである。これでシリンダの吸込サイクルは完了する。排出バルブは、点 A のカム軌道溝 6 3 が Rc 半径を反映し、バルブをその閉鎖ポジションに維持するときに閉鎖状態のままである。

【 0 0 3 2 】

図 6 E と図 6 F の状態は 4 5 ° 後に発生し、Rc は点 A と B で反映され、カム 6 8 と 6 9 の両方は閉鎖される。これらバルブは、カム軌道溝 6 2 と 6 3 が点 A と B で Rc を提供するので続く 1 8 0 ° のカムシャフト回転中は閉鎖状態に残る。これはピストンに圧縮サイクルと燃焼サイクルを経験させるために必要である。従って、ここでカムシャフトは全部で 2 7 0 ° 回転したことになり、カム軌道溝は図 6 G と図 6 H で示されるポジションを達成したことになる。排出カム軌道溝 6 2 は点 A で最終の 9 0 ° 排出バルブを開く準備ができており、吸込カム軌道溝 6 3 は点 A で Rc にあり、カムシャフトの最終 9 0 ° 回転中は Rc に残る。図 6 I と図 6 J は点 A の Rmax でカム軌道溝で規制され、図 6 G と図 6 H からカムシャフトの 4 5 ° 回転により開いた排出バルブ 6 9 を反映する。一方、吸込バルブ 6 8 は吸込カム軌道溝 6 2 が点 B で Rc 半径を反映するときに閉鎖状態となる。排出ポートは図示のごとくに常に最大限に開いているが、望むならば吸込バルブと同様に調整できる。カムシャフトの追加の 4 5 ° 回転で排出ポートは閉じられ、エンジンの 4 ストロークサイクルが完了する。その最終状態は図 6 A と図 6 B のようになる。吸込バルブ 6 8 の開放はカムシャフトの回転に従って円形ドライブディスク 5 2 を回転させて調整する。バルブ移動は円形ドライブディスクカムスロットを調整する手段を有することでピストンサイクルに影響を及ぼさずに変更できる。

【 0 0 3 3 】

4 サイクルエンジンの正確な動作順序とタイミングは図 6 B のカム構造体 7 0 と整合している。2 つのカム溝 6 2 と 6 3 は 1 体の入力カムにそれぞれ精密に加工されて位相処理されているからである。カム構造体 7 0 は完全で頑丈並びに単純な構造体であり、1 つの吸込バルブと 1 つの排出バルブを制御できる。図 7 は共通ハウジング内の 2 つの構造体がどのように 1 つのシリンダの 2 つの吸込バルブと 2 つの排出バルブを制御するかを示す。多数の車のエンジンはさらに効率的なドライブのために 4 バルブで作動する。これらバルブの制御機能を説明する目的で本発明のこの実施例を完成させるために図 7 の 4 バルブ構造体に基本原理を導入する。図 8 A から図 8 D は 1 吸込バルブに提供された基本制御機能を図示する。

【 0 0 3 4 】

吸込バルブ構造体 1 0 0 は前述したバルブを示す。これは本発明の好適実施例の完全な作動機能を含んでいる。円形ディスク (5 2) 1 0 1、ドライブスロット 5 6 及び滑走構造体 1 0 2 によってバルブ作動がどのように徐々に変動するかが示された。図 5 A のピン 5 4 で示したように、調整ピン 1 0 3 はドライブスロット 5 6 の角度 で回転変動させ、バルブ 1 0 8 のストロークを変動させるために円形ディスクの回転に利用される部材である。図 8 A で示すように角 はバルブ 1 0 4 の最大開口状態を反映する。ピン 1 0 3 に対しては 2 つの主要な規制要因が存在する。1 つは望むバルブ開口状態のためにピンを回転させる能力であり、1 つはバルブの作動時に調整された閉鎖ポジションを維持する能力である。

【 0 0 3 5 】

制御ブロック 1 0 5 は滑走構造体 1 0 2 から延び出るピン 1 0 3 をスロット 1 0 3 に捕捉する。スロット 1 0 6 は滑走構造体 1 0 0 の作用線 L O A に整合して平行状態を維持しなければならない。下方の移動距離 D だけ力 P が制御ブロック 1 0 5 に適用されると (図 8 C) (スロット 1 0 6 の L O A に対する平行並置を維持)、円形スロット部分 1 0 7 に捕捉されたピン 1 0 3 は円形ドライブディスク 1 0 1 を 0 ° から角度 まで徐々に回転させる。円形ドライブディスク 1 0 1 が回転するとピン 1 0 3 は円形スロット部分 1 0 7 内を回転し、回転を可能にするためにスロット 5 6 内で軸方向移動を必要とする。スロット 1 0 6 と L O A に要求される平行性を提供するために制御ブロックに対して規制は必要である。ここで作動原理を解説し、方法原理は後述する。望む角ポジションが達成されると、

滑走構造体のレシプロ運動は調整ピン 103 をも同時にレシプロ運動させる。滑走構造体がレシプロ運動するとき、制御ブロック内で L O A に平行なスロット 106 は調整ピン 103 の動作を可能にし、ドライブスロットの角ポジションに対するその角ポジションを確実にし、バルブの望む移動を提供する。制御ブロックはバルブ構造体 100 に対して固定され、バルブに適用されるいかなる荷重や滑走構造体に付与されるいかなる物理的ノイズに対抗して円形ドライブディスクの並置性を確実に提供する。図 8 B は滑走構造体の断面図であり、スロット 106 内の調整ピン 103 と滑走体ハウジング 102 の円形部分スロット 107 を示している。

【0036】

図 8 C はスロット角における最大バルブ移動条件での構造体の補完図であり、図 8 D は円形ドライブディスクを回転させるための荷重 P の適用後の角度 0 ° での円形ディスクを図示する。これら 2 つの図面を結ぶ中央線は滑走構造体の固定ポジションを図示するが、円形ディスク 101 の変動を示す。それは円形ディスク 101 の平坦部 111 とその半径 R との間の差である。ゼロ角であり、バルブ移動のないドライブスロット 110 の破線ポジションは図 8 D に示されている。規制の 2 条件は制御ブロック 105 で充足されており、滑走構造体のレシプロ運動と吸込バルブの適切な連続サイクル中に吸込バルブ移動の調整及び必要な移動維持の機能を示している。

【0037】

図 9 A から図 9 D は本発明の全好適実施例に利用される方法を図示している。図 9 B は 4 バルブシリンダの平面図であり、図 9 C は断面平面図であり、図 9 D は補完断面側面図である。図 7 に関して説明したように 4 バルブ構造体 120 は制御構造体 125 と一体であり、図 5 A に関して説明したように吸込バルブ構造体 135 と一体である。制御構造体 125 は図 9 A に関して解説した制御機能を示す。これは内燃機関の 4 バルブシリンダその他に適用される。図 9 B、図 9 C 及び図 9 D で図示した 2 つの吸込バルブ構造体 135 は制御ブロック構造体 125 で制御される。図 9 C と図 9 D で示すように両方の吸込滑走構造体の調整ピン 136 は制御ブロックスロット 137 内に捕捉される。制御ブロックはガイド溝ハウジング 127 内に捕捉される。ブロック構造体は軸方向運動のために 128 インターフェースで規制され、横方向運動のために 129 インターフェースで規制される。これらインターフェースはスロット 137 の並置性をレシプロ運動する吸込バルブ構造体 135 の作動線と平行に維持する制御ブロックの上下運動を確実にするように配置される。制御ブロックは油圧シリンダ 140 のときアクチュエータによって作用され、その中央線がバルブと平行に配置されると徐々に移動されて望むバルブ開放特性を提供する。もちろんシリンダ移動を制御して適当なバルブ技術で望むポジションにてロックすることは必要である。従って、2 つの吸込バルブを有した 4 バルブシリンダでは本発明の別の好適実施例がバルブ作動を変動させるための制御性能を提供する。

【0038】

例えば、6 体のそのような構造体を有した 6 気筒エンジンにおいて、中央制御システムが油圧シリンダのポジション情報を有しているものでは、全てのシリンダに対してエンジン作動中にガソリン吸込状態を個々または共通で制御することは可能である。さらに、6 気筒エンジンでは図 9 A で示す 6 体の構造体は非常に有効であろう。なぜなら、V 6 エンジンの各側の 1 体のカムシャフトのみが、今日の自動車エンジンのカム/スプリングバルブ作動システムで必要な 4 体のカムシャフト（2 体の吸込用及び 2 体の排出用）に代えて必要になるだけである。これらシャフトとの整合性とタイミングは非常に重要であり、図 9 A の単純な 6 構造体と 1 体のクランクシャフトの場合と比較して複雑でもある。それぞれのピストンのタイミングは独立的で正確であり、反復性的で整合も容易である。このバルブ作動システムは 4 バルブのそれぞれのシリンダに対して同一作動構造体を利用しており、点火順序に従ったそれぞれのアクチュエータの調整を必要とするだけである。従来技術のスプリング/カムシステムは 4 体のクランクシャフトの高精度の整合とタイミングを必要とするばかりか、24 体のスプリングに 65 ポンドから 80 ポンドの負荷をかけて提供する必要がある。これらスプリング負荷とバルブ質量慣性を克服するパワーの不要性は

10

20

30

40

50

エンジンの経済性を大きく高める。スプリングを利用せず、慣性力が弱い本発明の構造は内燃機関の性能を大きく高める。本発明の単純で頑丈な作動システムは現在一般的なカム/スプリングシステムと較べて性能が優れているばかりか、その製造、組立て及び装着も容易である。

【 0 0 3 9 】

図 1 から図 9 において図示したように、吸込バルブ機構と排出バルブ機構のバルブ形態は 2 バルブシリンダ用である。1 気筒あたりに複数のバルブ（1 気筒に 4 個から 6 個のバルブ）を備えたエンジンが存在する。図 10 に示すように 1 バルブ機構の同ドライブリンクから複数のバルブ作動を含ませることは可能である。本発明のこの実施例のドライブ 150 はそれぞれのバルブに対して関連ドライブ（作動）機構を備えた 2 つのドライブリンク 151 と 152 を有したマルチ形態ドライブリンクとなる。図示した 4 バルブに対してはダブル作動機構が必要であろう。従って、カムシャフト 154 の 1 体のカム 153 は、例えば、6 バルブシリンダの場合と同様に、図示のごとく 4 バルブを制御する。

【 0 0 4 0 】

本発明を様々な実施例を利用して解説したが、本発明の範囲内でのそれらの変更は可能である。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 4 1 】

【図 1 A】図 1 A は本発明のバルブシステムの 1 実施例の一部断面図である。

【図 1 B】図 1 B は従来技術のバルブシステム 1 例の一部断面図である。

【図 2 A】図 2 A は本発明のバルブシステムの閉鎖バルブポジションを表す一部断面図である。

【図 2 B】図 2 B は本発明のバルブシステムの開放バルブポジションを表す一部断面図である。

【図 3 A】図 3 A は本発明のバルブシステムの作動工程を図示する。

【図 3 B】図 3 B は本発明のバルブシステムの作動工程を図示する。

【図 3 C】図 3 C は本発明のバルブシステムの作動工程を図示する。

【図 3 D】図 3 D は本発明のバルブシステムの作動工程を図示する。

【図 3 E】図 3 E は本発明のバルブシステムの作動工程を図示する。

【図 3 F】図 3 F は本発明のバルブシステムの作動工程を図示する。

【図 4】図 4 は本発明のバルブシステムの吸込バルブ及び排出バルブの一部断面図である。

【図 5 A】図 5 A は本発明のバルブシステムの可変移動特性を図示している。

【図 5 B】図 5 B は一部を取り外した状態を表している。

【図 5 C】図 5 C は一部を取り外した状態を表している。

【図 5 D】図 5 D は一部を取り外した状態を表している。

【図 5 E】図 5 E は一部を取り外した状態を表している。

【図 5 F】図 5 F は本発明のバルブシステムの可変移動特性を図示している。

【図 6 A】図 6 A は本発明のバルブシステム内のバルブの動きを示す側面図である。

【図 6 B】図 6 B は本発明のバルブシステム内のバルブの動きを示す平面図である。

【図 6 C】図 6 C は本発明のバルブシステム内のバルブの動きを示す側面図である。

【図 6 D】図 6 D は本発明のバルブシステム内のバルブの動きを示す平面図である。

【図 6 E】図 6 E は本発明のバルブシステム内のバルブの動きを示す側面図である。

【図 6 F】図 6 F は本発明のバルブシステム内のバルブの動きを示す平面図である。

【図 6 G】図 6 G は本発明のバルブシステム内のバルブの動きを示す側面図である。

【図 6 H】図 6 H は本発明のバルブシステム内のバルブの動きを示す平面図である。

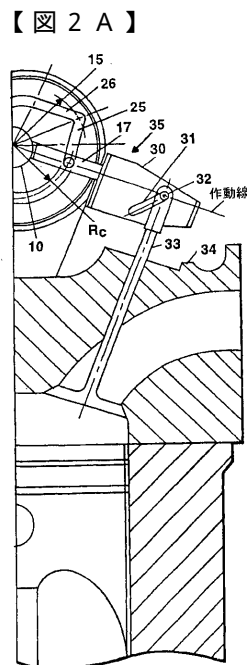
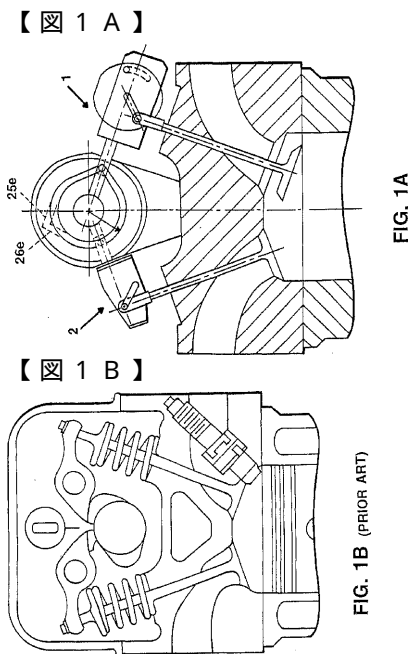
【図 6 I】図 6 I は本発明のバルブシステム内のバルブの動きを示す側面図である。

【図 6 J】図 6 J は本発明のバルブシステム内のバルブの動きを示す平面図である。

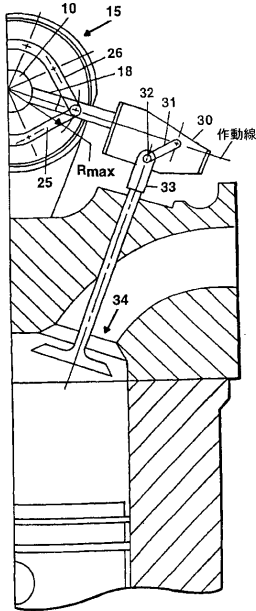
【図 7】図 7 は本発明の共通ハウジング内の 2 バルブ構造体の一部平面図である。

【図 8 A】図 8 A は本発明のバルブ構造体の基本的な制御機能を示す。

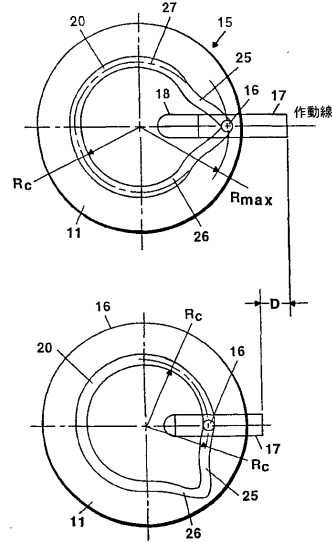
【図 8 B】図 8 B は本発明のバルブ構造体の基本的な制御機能を示す。
 【図 8 C】図 8 C は本発明のバルブ構造体の基本的な制御機能を示す。
 【図 8 D】図 8 D は本発明のバルブ構造体の基本的な制御機能を示す。
 【図 9 A】図 9 A は本発明のバルブ構造体に利用される理論を示す。
 【図 9 B】図 9 B は本発明のバルブ構造体に利用される理論を示す。
 【図 9 C】図 9 C は本発明のバルブ構造体に利用される理論を示す。
 【図 9 D】図 9 D は本発明のバルブ構造体に利用される理論を示す。
 【図 10】図 10 は複数のバルブを有したシリンダを表す本発明のさらに別な実施例の概略図である。



【図 2 B】



【図 3 A . 3 B】



【図 3 C】

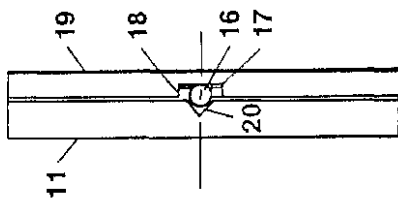


FIG. 3C

【図 3 D】

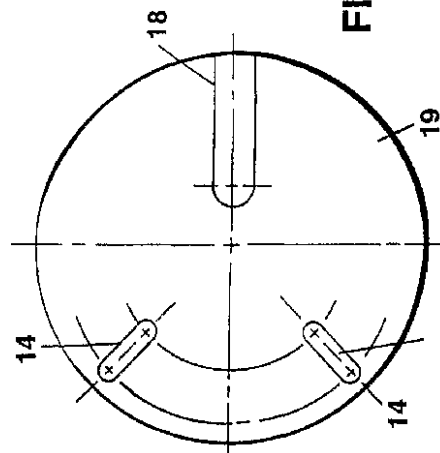
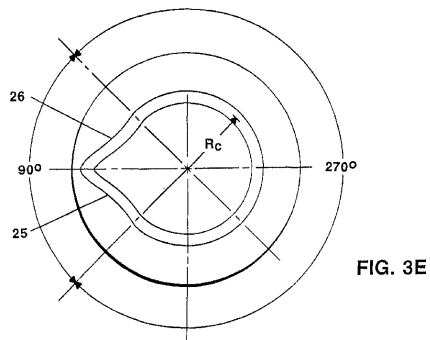
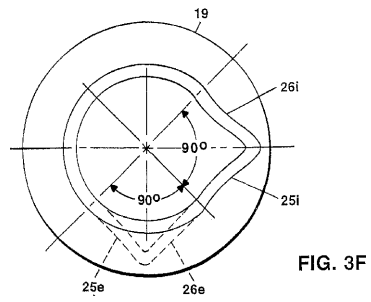


FIG. 3D

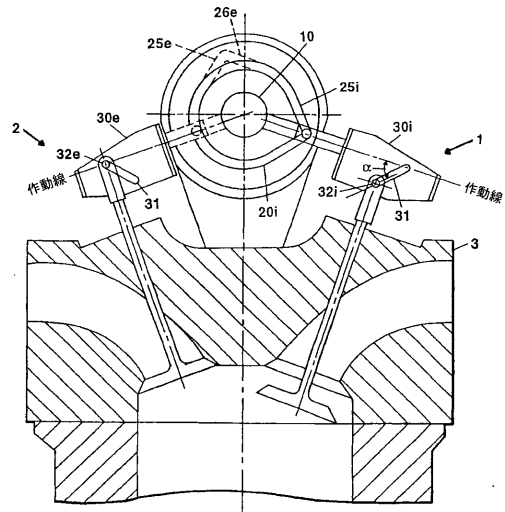
【図 3 E】



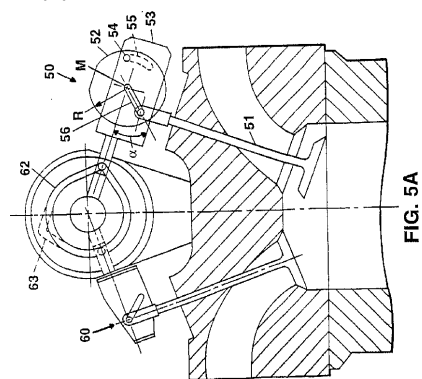
【図 3 F】



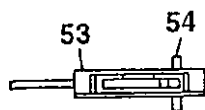
【図 4】



【図 5 A】

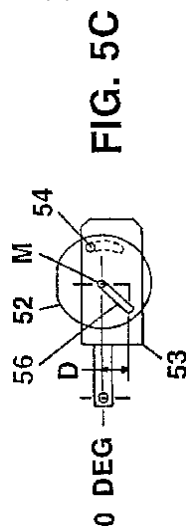


【図 5 B】

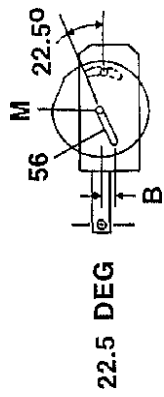


上面図

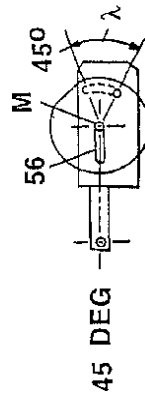
【図 5 C】



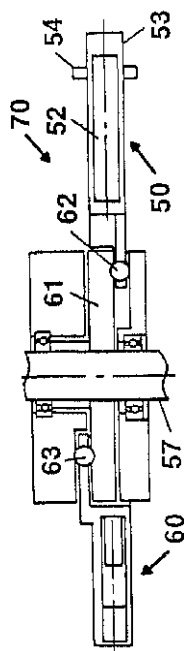
【図 5 D】



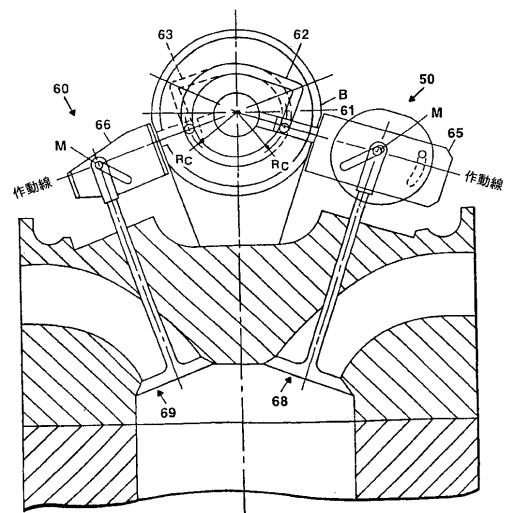
【図 5 E】



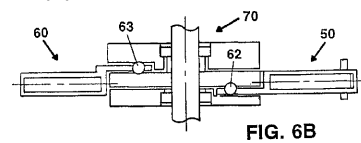
【図 5 F】



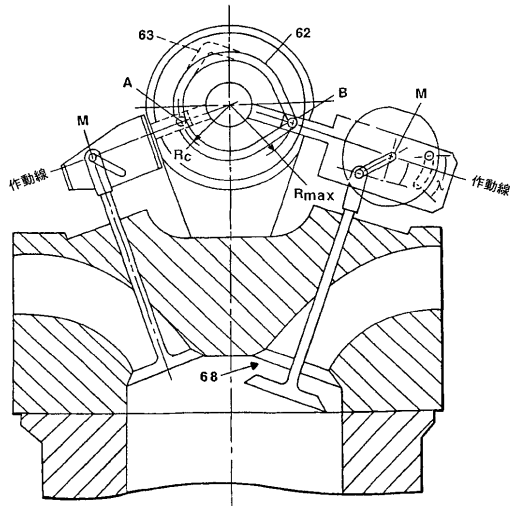
【図 6 A】



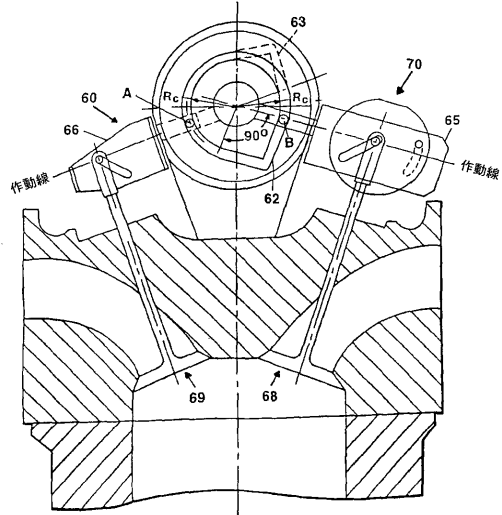
【図 6 B】



【図 6 C】



【図 6 E】



【図 6 D】

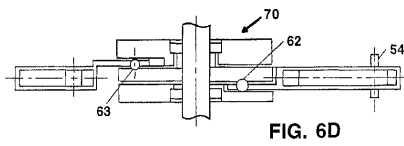


FIG. 6D

【図 6 F】

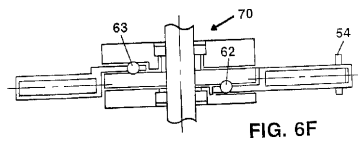
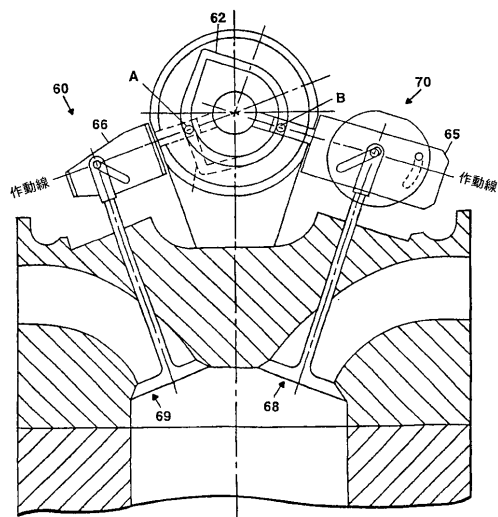
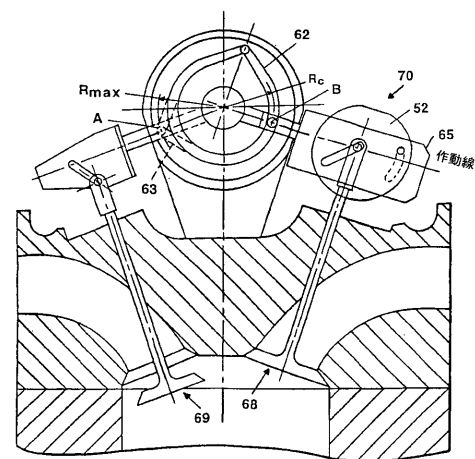


FIG. 6F

【図 6 G】



【図 6 I】



【図 6 H】

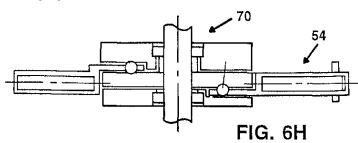


FIG. 6H

【図 6 J】

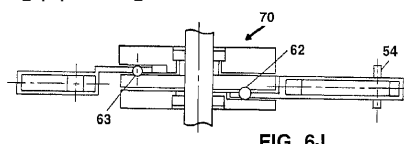


FIG. 6J

【図 7】

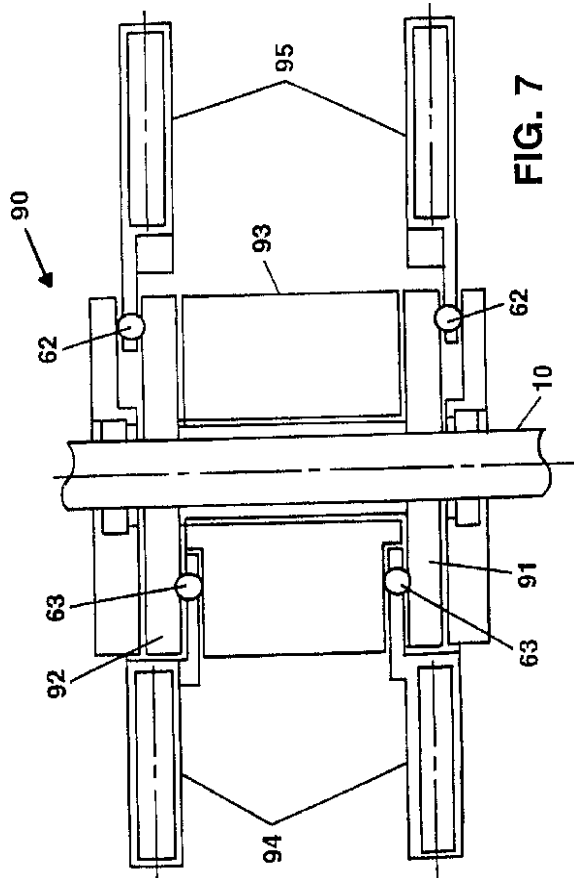
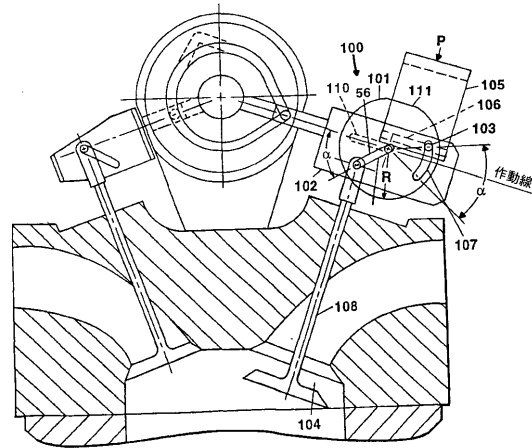


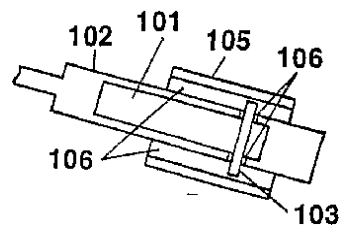
FIG. 7

【図 8 A】



【図 8 B】

FIG. 8B



【図 8 C】

FIG. 8D

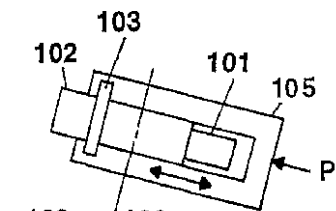
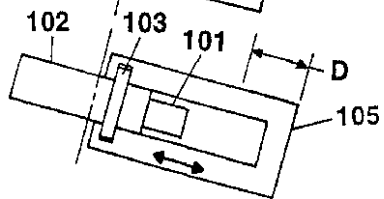


FIG. 8C



【図 8 D】

FIG. 8D

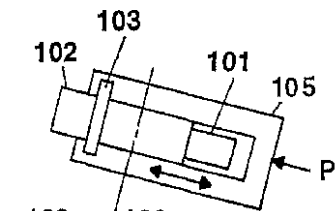
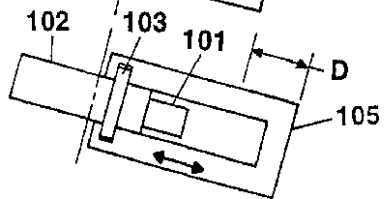


FIG. 8C



【図 9 A】

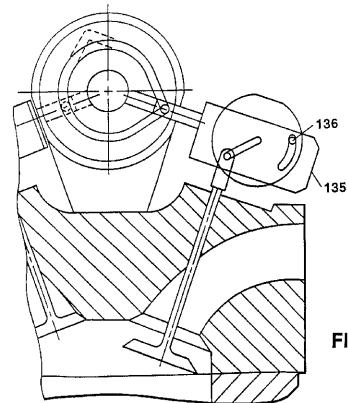


FIG. 9A

【図 9 B】

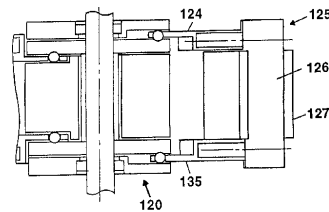
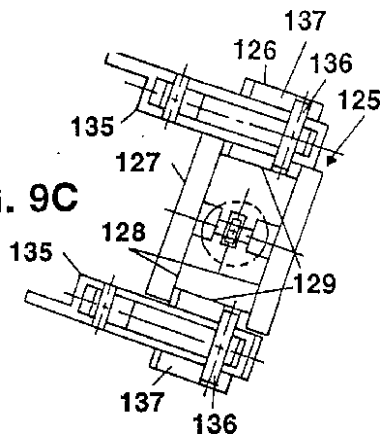


FIG. 9B

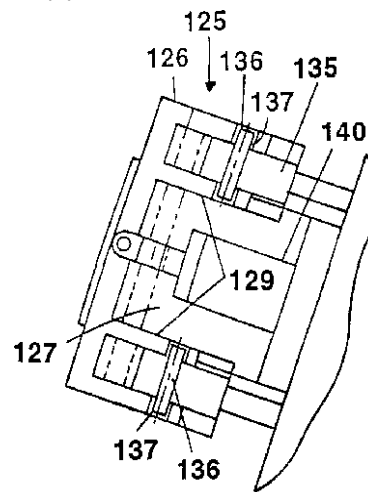
【図 9 C】

FIG. 9C

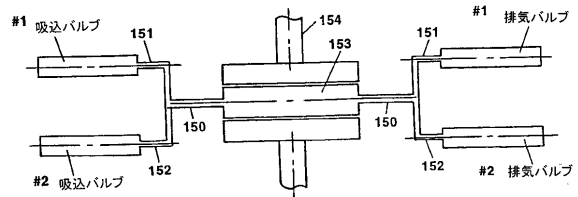


【図 9 D】

FIG. 9D



【図 1 0】



フロントページの続き

(56)参考文献 国際公開第98/036157(WO,A1)
特開平10-159513(JP,A)
特開平03-100310(JP,A)
特開平01-285610(JP,A)
特開平01-147106(JP,A)
国際公開第00/073636(WO,A1)
米国特許第2954017(US,A)

(58)調査した分野(Int.Cl.,DB名)

F01L 1/30

F01L 1/12

F01L 13/00