

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5385410号
(P5385410)

(45) 発行日 平成26年1月8日(2014.1.8)

(24) 登録日 平成25年10月11日(2013.10.11)

(51) Int. Cl. F I
FO1L 1/18 (2006.01) FO1L 1/18 F
FO1L 1/22 (2006.01) FO1L 1/22

請求項の数 34 (全 24 頁)

(21) 出願番号	特願2011-548070 (P2011-548070)	(73) 特許権者	513077427
(86) (22) 出願日	平成22年1月20日 (2010.1.20)		スクデリ グループ インコーポレイテッド
(65) 公表番号	特表2012-515879 (P2012-515879A)		アメリカ合衆国 01089 マサチューセッツ州 ウェスト スプリングフィールド エルム ストリート 1111 スイート 33
(43) 公表日	平成24年7月12日 (2012.7.12)	(74) 代理人	110001243
(86) 国際出願番号	PCT/US2010/021500		特許業務法人 谷・阿部特許事務所
(87) 国際公開番号	W02010/085488	(72) 発明者	リカルド メルドレン
(87) 国際公開日	平成22年7月29日 (2010.7.29)		イギリス ビーエヌ 436アールビー
審査請求日	平成23年8月3日 (2011.8.3)		ウェスト サセックス ショアハムーパイ
(31) 優先権主張番号	61/205,777		-シー ニュー ロード 55
(32) 優先日	平成21年1月22日 (2009.1.22)		
(33) 優先権主張国	米国 (US)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 分割サイクルエンジン用のバルブラッシュ調節システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

バルブを作動させるためのバルブトレーンであって、バルブラッシュ及びロッカーを含むバルブトレーンと、

該バルブトレーンの該ラッシュを調節するバルブラッシュ調節システムと、を備え、該バルブラッシュ調節システムが、

ロッカーを回転自在に支持すべく動作可能なロッカーシャフトを含むロッカーシャフト組立体であって、該ロッカーシャフトは、固定軸線に同心である台座ベアリング部分、及び該ロッカーが回転する、可動ロッカー軸線に同心のロッカーベアリング部分を含み、該可動ロッカー軸線は固定軸線からオフセットされているロッカーシャフト組立体と、

ロッカーシャフトの回転位置がロッカーシャフトレバーの回転位置によって決定されるべく動作可能であるように、ロッカーシャフトに固定されたロッカーシャフトレバーと、

ラッシュアジャスター組立体であって、該ロッカーシャフトレバーの回転位置を調節するように該ロッカーシャフトレバーに力を及ぼすべく動作可能であり、それによって、ロッカーシャフトの回転位置を制御し、かつ、ロッカーを変位させて該ラッシュを修正するラッシュアジャスター組立体と、を含み、

(1) ロッカーシャフトレバーによって該ラッシュアジャスター組立体に加えられる力の作用線と固定軸線との間の最短距離に対する、(2) ロッカーによってロッカーシャフト組立体に加えられる力の作用線と固定軸線との間の最短距離の比として定義されるレバー比は、おおよそ10:1であり、これにより、ロッカーから該ラッシュアジャスター組立体

10

20

への力を低減し、かつ、該ラッシュアジャスター組立体の有効な剛性を増大させることを特徴とするバルブ作動システム。

【請求項 2】

ロッカーを含むバルブトレーンのラッシュを調節するバルブラッシュ調節システムであって、

前記バルブラッシュ調節システムが、

ロッカーを回転自在に支持すべく動作可能なロッカーシャフトを含むロッカーシャフト組立体であって、該ロッカーシャフトは、固定軸線に同心である台座ベアリング部分、及び該ロッカーが回転する、可動ロッカー軸線に同心のロッカーベアリング部分を含み、該可動ロッカー軸線は固定軸線からオフセットされているロッカーシャフト組立体と、

10

ロッカーシャフトの回転位置がロッカーシャフトレバーの回転位置によって決定されるべく動作可能であるように、ロッカーシャフトに固定されたロッカーシャフトレバーと、

ラッシュアジャスター組立体であって、該ロッカーシャフトレバーの回転位置を調節するように該ロッカーシャフトレバーに力を及ぼすべく動作可能であり、それによって、ロッカーシャフトの回転位置を制御し、かつ、ロッカーを変位させて該ラッシュを修正するラッシュアジャスター組立体と、を備え、

(1)ロッカーシャフトレバーによって該ラッシュアジャスター組立体に加えられる力の作用線と固定軸線との間の最短距離に対する、(2)ロッカーによってロッカーシャフト組立体に加えられる力の作用線と固定軸線との間の最短距離の比として定義されるレバー比は、おおよそ 10 : 1 であり、これにより、ロッカーから該ラッシュアジャスター組立体への力を低減し、かつ、該ラッシュアジャスター組立体の有効な剛性を増大させることを特徴とするバルブラッシュ調節システム。

20

【請求項 3】

該ラッシュアジャスター組立体によって経験される力が該ロッカーによって経験される力よりも著しく小さいように動作可能であることを特徴とする請求項 1 に記載のバルブ作動システム。

【請求項 4】

該ラッシュアジャスター組立体によって経験される力が該ロッカーによって経験される力よりも著しく小さいように動作可能であることを特徴とする請求項 2 に記載のバルブラッシュ調節システム。

30

【請求項 5】

ロッカーシャフトが挿入される台座フレームをさらに備え、該台座フレームは台座ベアリング部分を回転自在に支持する前孔、及びロッカーを収容するスロットを含むことを特徴とする請求項 1 に記載のバルブ作動システム。

【請求項 6】

ロッカーシャフトが挿入される台座フレームをさらに備え、該台座フレームは台座ベアリング部分を回転自在に支持する前孔、及びロッカーを収容するスロットを含むことを特徴とする請求項 2 に記載のバルブラッシュ調節システム。

【請求項 7】

該バルブトレーンに対して垂直方向に該台座を位置決めするための台座シムをさらに含むことを特徴とする請求項 5 に記載のバルブ作動システム。

40

【請求項 8】

該バルブトレーンに対して垂直方向に該台座を位置決めするための台座シムをさらに含むことを特徴とする請求項 6 に記載のバルブラッシュ調節システム。

【請求項 9】

外側ベアリング表面が固定軸線に同心であるように、台座フレームの後壁の後孔に滑り嵌合する大きさの外側ベアリング表面を含む偏心キャップをさらに含み、及びロッカーベアリング部分を収容する偏心した内側ベアリング表面を含む偏心キャップを含んでいることを特徴とする請求項 5 に記載のバルブ作動システム。

【請求項 10】

50

外側ベアリング表面が固定軸線に同心であるように、台座フレームの後壁の後孔に滑り嵌合する大きさの外側ベアリング表面を含む偏心キャップをさらに含み、及びロッカーベアリング部分を収容する偏心した内側ベアリング表面を含む偏心キャップを含んでいることを特徴とする請求項 6 に記載のバルブラッシュ調節システム。

【請求項 1 1】

該ラッシュアジャスター組立体の上端部に配置されたロッカーシャフトタペットをさらに含み、該ロッカーシャフトタペットはロッカーシャフトレバーに形成されたクリアランススロット内に捕捉され、該スロット内でロッカーシャフトタペットと該スロットの縁部との間に側方クリアランスが設けられ、これにより、該ラッシュアジャスター組立体が垂直にとどまることができ、及び側方の力を最小化することを特徴とする請求項 1 に記載のバルブ作動システム。

10

【請求項 1 2】

該ラッシュアジャスター組立体の上端部に配置されたロッカーシャフトタペットをさらに含み、該ロッカーシャフトタペットはロッカーシャフトレバーに形成されたクリアランススロット内に捕捉され、該スロット内でロッカーシャフトタペットと該スロットの縁部との間に側方クリアランスが設けられ、これにより、該ラッシュアジャスター組立体が垂直にとどまることができ、及び側方の力を最小化することを特徴とする請求項 2 に記載のバルブラッシュ調節システム。

【請求項 1 3】

バルブラッシュ調節システムは、ロッカーでのみ該バルブトレーンに係合することを特徴とする請求項 1 に記載のバルブ作動システム。

20

【請求項 1 4】

バルブラッシュ調節システムは、ロッカーでのみ該バルブトレーンに係合することを特徴とする請求項 2 に記載のバルブラッシュ調節システム。

【請求項 1 5】

ロッカーの質量は、バルブ作動システムがロッカーを高い周波数の作動運動にさらすことができるように選定されていることを特徴とする請求項 1 に記載のバルブ作動システム。

【請求項 1 6】

ロッカーの質量は、バルブ作動システムがロッカーを高い周波数の作動運動にさらすことができるように選定されていることを特徴とする請求項 2 に記載のバルブラッシュ調節システム。

30

【請求項 1 7】

ロッカーは実質的に鋼から作られていることを特徴とする請求項 1 に記載のバルブ作動システム。

【請求項 1 8】

ロッカーは実質的に鋼から作られていることを特徴とする請求項 2 に記載のバルブラッシュ調節システム。

【請求項 1 9】

ロッカーは補強用のリブを含んでいることを特徴とする請求項 1 に記載のバルブ作動システム。

40

【請求項 2 0】

ロッカーは補強用のリブを含んでいることを特徴とする請求項 2 に記載のバルブラッシュ調節システム。

【請求項 2 1】

バルブを作動させるためのバルブトレーンであって、作動エレメント及びバルブラッシュを含むバルブトレーンと、

該バルブラッシュを調節するバルブラッシュ調節システムであって、該バルブラッシュ調節システムは、固定軸線の回りを回転可能で該バルブトレーンに動作可能に連結されたロッカーシャフト組立体であって、固定軸線からオフセットされた可動軸線を提供する口

50

ッカーベアリング部分を含むロッカーシャフト組立体と、バルブラッシュを修正すべく動作可能なラッシュアジャスター組立体であって、中心線軸に沿って延在可能なラッシュアジャスター組立体と、該ラッシュアジャスター組立体及びロッカーシャフト組立体の間でレバー比をもたすべく動作可能に連結されたロッカーシャフトレバーと、を含むバルブラッシュ調節システムと、を備え、

前記バルブトレーン及び前記バルブラッシュ調節システムは、如何なる共通する作動用エレメントをも共有せず、該ロッカーシャフト組立体は、ロッカーベアリング部分の変形からの結果としての少なくとも偏倚によって生起される曲がり成分、及びロッカーシャフト組立体の回転からの結果としての少なくとも偏倚によって生起される回転成分を含む剛性を有し、そして該ラッシュ調節組立体は、レバー比の2乗倍された回転成分の剛性のおおよそ25パーセント内の剛性を有することを特徴とするバルブ作動システム。

10

【請求項22】

バルブを作動させるためのバルブトレーンのバルブラッシュを調節するためのバルブラッシュ調節システムであって、前記バルブラッシュ調節システムは、バルブラッシュを調節するためのラッシュアジャスター組立体であって、前記バルブラッシュ調節システムが、固定軸線の回りを回転可能で該バルブトレーンに動作可能に連結されたロッカーシャフト組立体であって、固定軸線からオフセットされた可動軸線を提供するロッカーベアリング部分を含むロッカーシャフト組立体と、バルブラッシュを修正すべく動作可能なラッシュアジャスター組立体であって、中心線軸に沿って延在可能なラッシュアジャスター組立体と、該ラッシュアジャスター組立体及びロッカーシャフト組立体の間でレバー比をもた

20

らすべく動作可能に連結されたロッカーシャフトレバーと、を備えるラッシュアジャスター組立体を備え、
前記バルブトレーン及び前記バルブラッシュ調節システムは、如何なる共通する作動用エレメントをも共有せず、該ロッカーシャフト組立体は、ロッカーベアリング部分の変形からの結果としての少なくとも偏倚によって生起される曲がり成分、及びロッカーシャフト組立体の回転からの結果としての少なくとも偏倚によって生起される回転成分を含む剛性を有し、そして該ラッシュ調節組立体は、レバー比の2乗倍された回転成分の剛性のおおよそ25パーセント内の剛性を有することを特徴とするバルブラッシュ調節システム。

【請求項23】

当該レバー比は、3以上であることを特徴とする請求項21に記載のバルブ作動システム。

30

【請求項24】

当該レバー比は、3以上であることを特徴とする請求項22に記載のバルブラッシュ調節システム。

【請求項25】

当該レバー比は、5以上であることを特徴とする請求項21に記載のバルブ作動システム。

【請求項26】

当該レバー比は、5以上であることを特徴とする請求項22に記載のバルブラッシュ調節システム。

40

【請求項27】

当該レバー比は、7以上であることを特徴とする請求項21に記載のバルブ作動システム。

【請求項28】

当該レバー比は、7以上であることを特徴とする請求項22に記載のバルブラッシュ調節システム。

【請求項29】

回転成分は曲がり成分より大きいか又は等しいことを特徴とする請求項21に記載のバルブ作動システム。

【請求項30】

50

回転成分は曲がり成分より大きいか又は等しいことを特徴とする請求項 2 2 に記載のバルブラッシュ調節システム。

【請求項 3 1】

バルブを作動させるためのバルブトレーンであって、作動エレメント及びバルブラッシュを含むバルブトレーンと、

該バルブラッシュを調節するバルブラッシュ調節システムであって、該バルブラッシュ調節システムは、固定軸線の回りを回転可能で該バルブトレーンに動作可能に連結されたロッカーシャフト組立体であって、固定軸線からオフセットされた可動軸線を提供するロッカーベアリング部分を含むロッカーシャフト組立体と、バルブラッシュを修正すべく動作可能なラッシュアジャスター組立体であって、中心線軸に沿って延在可能なラッシュアジャスター組立体と、該ラッシュアジャスター組立体及びロッカーシャフト組立体の間でレバー比をもたらすべく動作可能に連結されたロッカーシャフトレバーと、を含むバルブラッシュ調節システムと、を備え、

前記バルブトレーン及び前記バルブラッシュ調節システムは、如何なる共通する作動用エレメントをも共有せず、該ロッカーシャフト組立体は、ロッカーベアリング部分の変形からの結果としての少なくとも偏倚によって生起される曲がり成分、及びロッカーシャフト組立体の回転からの結果としての少なくとも偏倚によって生起される回転成分を含む剛性を有し、そして該ラッシュ調節組立体は、レバー比の 2 乗倍された回転成分の剛性のおおよそ 10 パーセント内の剛性を有することを特徴とするバルブ作動システム。

【請求項 3 2】

バルブを作動させるためのバルブトレーンのバルブラッシュを調節するためのバルブラッシュ調節システムであって、前記バルブラッシュ調節システムは、バルブラッシュを調節するためのラッシュアジャスター組立体であって、前記バルブラッシュ調節システムが、固定軸線の回りを回転可能で該バルブトレーンに動作可能に連結されたロッカーシャフト組立体であって、固定軸線からオフセットされた可動軸線を提供するロッカーベアリング部分を含むロッカーシャフト組立体と、バルブラッシュを修正すべく動作可能なラッシュアジャスター組立体であって、中心線軸に沿って延在可能なラッシュアジャスター組立体と、該ラッシュアジャスター組立体及びロッカーシャフト組立体の間でレバー比をもたらすべく動作可能に連結されたロッカーシャフトレバーと、を備えるラッシュアジャスター組立体を備え、

前記バルブトレーン及び前記バルブラッシュ調節システムは、如何なる共通する作動用エレメントをも共有せず、該ロッカーシャフト組立体は、ロッカーベアリング部分の変形からの結果としての少なくとも偏倚によって生起される曲がり成分、及びロッカーシャフト組立体の回転からの結果としての少なくとも偏倚によって生起される回転成分を含む剛性を有し、そして該ラッシュ調節組立体は、レバー比の 2 乗倍された回転成分の剛性のおおよそ 10 パーセント内の剛性を有することを特徴とするバルブラッシュ調節システム。

【請求項 3 3】

ロッカーシャフト組立体は、該バルブトレーンの支持エレメントの 1 つであることを特徴とする請求項 2 1 に記載のバルブ作動システム。

【請求項 3 4】

ロッカーシャフト組立体は、該バルブトレーンの支持エレメントの 1 つであることを特徴とする請求項 2 2 に記載のバルブラッシュ調節システム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

2009 年 1 月 2 日出願の米国仮出願第 61/205,777 号の 35 U.S.C. § 119 (e) に基づく優先権が主張され、その記載内容の全ては参照によってここに組み込まれているものとする。

【0002】

本発明は、概して、内燃機関のバルブのためのバルブラッシュ調節システム及びバルブ

10

20

30

40

50

作動システムに関する。より詳しくは、本発明は、分割サイクルエンジンのバルブのためのバルブラッシュ調節システムに関する。

【背景技術】

【0003】

明確化の目的のために、本出願で用いられるとき、用語、「従来のエンジン」とは、周知のオットーサイクルの全ての4つのストローク(すなわち、吸気、圧縮、膨張、及び排気のストローク)が、エンジンのピストン/シリンダーの組み合わせの各々に包含されている内燃機関を意味している。各ストロークはクランクシャフトの半回転(180度のクランク角(CA))を要し、そして、従来のエンジンの各シリンダーで全オットーサイクルを完遂するには、クランクシャフトの完全な2回転(720度CA)が必要である。

10

【0004】

また、明確化の目的のために、先行技術に開示されたエンジンに適用され、及び本出願に言及されるように、用語、「分割サイクルエンジン」について、以下の定義が提供される。

【0005】

分割サイクルエンジンは、

クランクシャフト軸線の回りに回転可能なクランクシャフト、

圧縮シリンダー内に摺動可能に収容された圧縮ピストンであって、クランクシャフトの単一の回転の間に吸気ストローク及び圧縮ストロークを通して往復動すべくクランクシャフトに作用的に連結された圧縮ピストン、

20

膨張シリンダー内に摺動可能に収容された膨張(動力)ピストンであって、クランクシャフトの単一の回転の間に膨張ストローク及び排気ストロークを通して往復動すべくクランクシャフトに作用的に連結された膨張ピストン、及び

圧縮シリンダー及び膨張シリンダーを相互に連結するクロスオーバー通路であって、間に圧力チャンバーを画成するクロスオーバー圧縮(XovrC)バルブ及びクロスオーバー膨張(XovrE)バルブを含むクロスオーバー通路、を含んでいる。

【0006】

2003年4月8日にCarmelo J. Scuderiに許可された特許文献1(Scuderi特許)及び2005年10月11日にDavid P. Branyon 他に許可された特許文献2(Branyon特許)は、それぞれ、分割サイクル及び同様なタイプのエンジンの広範囲に亘る議論を含んでいる。加えて、特許文献1及び2は、さらなる開発から成る本発明のエンジンの先行バージョンの詳細を開示している。これらの全体は参照によってここに組み入れられている。

30

【0007】

図1を参照するに、特許文献1及び特許文献2に記載されたのと同じ形式の先行技術の分割サイクルエンジンが、概して、符号10によって示されている。分割サイクルエンジン10は、従来のエンジンの2つの隣接するシリンダーを1つの圧縮シリンダー12及び1つの膨張シリンダー14の組み合わせに置き換えている。オットーサイクルの4つのストロークは、圧縮シリンダー12がその関連する圧縮ピストン20と共に、吸気及び圧縮ストロークを遂行し、膨張シリンダー14がその関連する膨張ピストン30と共に、膨張及び排気ストロークを遂行するように、2つのシリンダー12及び14に亘って「分割」されている。したがって、オットーサイクルは、クランクシャフト16の1回転(360度CA)に1回、これらの2つのシリンダー12、14によって完成される。

40

【0008】

吸気ストロークの間、吸入空気は内開き(シリンダー内方に向けて開く)のポペット型吸気バルブ18を介して圧縮シリンダー12に吸込まれる。圧縮ストロークの間、圧縮ピストン20は充填空気を加圧し、そして、該充填空気を膨張シリンダー14のための吸気通路として作用するクロスオーバー通路22に押し出す。

【0009】

圧縮シリンダー12内での極めて高い容積測定の前圧縮比(例えば、20対1、30対1

50

、40対1、又はそれ以上)の故に、圧縮シリンダー12からクロスオーバー通路22への流れを制御するために、外開き(シリンダーから外方に離れて開く)ポペット型クロスオーバー圧縮(XovrC)バルブ24がクロスオーバー通路の入口25に用いられている。膨張シリンダー14内での極めて高い容積測定(例えば、20対1、30対1、40対1、又はそれ以上)の故に、クロスオーバー通路22の出口27での外開きのポペット型クロスオーバー膨張(XovrE)バルブ26が、クロスオーバー通路22から膨張シリンダー14への流れを制御している。XovrCバルブ24とXovrEバルブ26の作動の割合及び位相は、オットーサイクルの4つのストロークの全ての間に、クロスオーバー通路22内の圧力を高い最小圧力(典型的には、20 bar (= 10⁵Pa)以上)に維持すべく、タイミング付けられている。

10

【0010】

燃料インジェクター28が、XovrEバルブ26の開きに合わせて、クロスオーバー通路22の出口端部において加圧された空気に燃料を噴射する。空気/燃料の充填物は、膨張ピストン30がその上死点(TDC)位置に到達した少し後に、膨張シリンダー14に完全に入る。ピストン30がその上死点位置からその下降を開始したとき、かつ、XovrEバルブ26がまだ開いている間に、点火栓32が燃焼を開始すべく点火される(典型的には、膨張ピストン30の上死点後、10ないし20度CAの間)。XovrEバルブ26は、その後、結果としての燃焼事象がクロスオーバー通路22に入るができる前に閉じられる。燃焼事象は、動力ストロークにおいて膨張ピストン30を下方に押し下げる。排気ガスは、排気ストロークの間、内開きのポペット型排気バルブ34を介して、膨張シリンダー14外に排出される。

20

【0011】

分割サイクルエンジンのコンセプトによれば、圧縮シリンダー及び膨張シリンダーの幾何学的エンジンパラメーター(すなわち、ボア、ストローク、コネクティングロッド長さ、圧縮比等)は、一般に、互いから独立している。例えば、圧縮シリンダー12及び膨張シリンダー14のためのクランクロー36、38は、それぞれ、異なる半径を有し、膨張ピストン30の上死点(TDC)が圧縮ピストン20のTDCより前に起こるように、互いから離れて位相付けられてもよい。この独立性は、分割サイクルエンジン10が典型的な4ストロークエンジンよりも、より高い効率レベルと、より大きなトルクとを潜在的に達成することを可能にしている。

30

【0012】

クロスオーバーバルブ24,26のための作動機構(不図示)は、カム駆動による又はカム無しであってもよい。一般に、カムによる駆動機構は、クランクシャフトに機械的に連携されたカムシャフトを含んでいる。カムは、カムシャフトに取付られ、そしてバルブ開成事象(すなわち、バルブ作動中に起こる事象)のバルブリフトプロファイルを制御する輪郭表面を有している。カムによる駆動の作動機構は効率的で迅速であり、一般に柔軟性が制限されるが、可変バルブ作動システムの一部であってもよい。

【0013】

ここでの目的のために、バルブ開成事象とは、バルブリフトが起きている間のクランクシャフトの回転に対しての、そのバルブシートから離れるその最初の開きからそのバルブシートへ戻るその閉じまでのバルブリフトとして定義される。また、ここでの目的のために、バルブ開成事象割合(すなわち、バルブ作動割合)とは、所与のエンジンサイクル内でバルブ開成事象が起こるために必要とされる継続時間である。バルブ開成事象は、一般に、エンジン運転サイクル、例えば、従来のエンジンサイクルについては720CA度、及び分割サイクルエンジンについては360CA度の、全継続時間のほんの一部であるということを知ることが重要である。

40

【0014】

また、一般に、カム無しの作動システムが知られ、機械式、油圧式、空圧式、及び/又は電気式の構成部品等の1つ以上の組合せを有しているシステムを含んでいる。カム無しのシステムは、運転中におけるより大きな適応性を可能にさせ、限定されるわけではない

50

が、バルブリフトの高さ及び期間を変える、及びノ又はバルブを選択した時期に作動停止させる能力を含んでいる。

【 0 0 1 5 】

図 2 を参照するに、分割サイクルエンジンにおいて、クロスオーバーバルブの模範的な先行技術のバルブリフトプロファイル 4 0 が示されている。バルブリフトプロファイル 4 0 は、潜在的に、図 1 のクロスオーバーバルブ 2 4、2 6 のいずれか又は両方に適用できる。バルブ 2 4 及びバルブ 2 6 は、単に議論の目的のために、以下では同じバルブリフトプロファイル 4 0 を有するとみなされる。

【 0 0 1 6 】

バルブ 2 4 及びバルブ 2 6 が、カムによる駆動、又はカム無しのシステムで作動されるか否かにかかわらず、バルブリフトプロファイル 4 0 は、バルブ 2 4、2 6 がそれらのバルブシートに対抗するそれらの閉じられた位置に接近するとき、損傷を与える衝突を回避すべく制御されることを必要とする。それ故に、プロファイル 4 0 の一部(ここで、「着地用」傾斜 4 2 と称される)は、バルブ 2 4、2 6 がそれらのバルブシートに接近するときのそれらの速度を急激に減速させるべく制御されてもよい。(プロファイル 4 0 の下行側での)最大減速度の始まりにおけるバルブリフトは、ここで着地用傾斜高さ 4 4 として定義される。着地用傾斜期間 4 6 は、ここで、動いているバルブの最大減速度の始まりからバルブシート上に着地した点までの時間的な期間として定義される。バルブがバルブシートに接触したときのバルブ 2 4 又は 2 6 の速度は、ここで、着座速度として定義される。ここでの目的のためには、「離陸」傾斜 4 5 は着地用傾斜 4 2 ほど重要ではなく、そして最大リフト 4 8 を適切に達成する如何なる値に設定されてもよい。

【 0 0 1 7 】

カム駆動による作動システムでは、着地用傾斜はカムのプロファイルによって発生される。それ故に、着地用傾斜の継続時間はエンジン速度に比例し、一方、クランクシャフトの回転(すなわち、度 C A)に対するその期間は一般に固定されている。カム無しの作動システムでは、一般に、着地用傾斜はバルブ着座用制御装置ないしはシステムによって能動的に制御される。

【 0 0 1 8 】

(Scuderi 特許及び Branyon 特許におけるような)膨張ピストンがその上死点位置に到達した後に充填物に点火する分割サイクルエンジンにとっては、クロスオーバーバルブ 2 4、2 6 の動的作動は極めて要求が厳しい。これは、エンジン 1 0 のクロスオーバーバルブ 2 4 及び 2 6 は、通常、少なくとも 1 8 0 度 C A の期間内にバルブを作動させている従来のエンジンに対して、クランクシャフトの回転の極めて短い期間(一般に、3 0 ないし 6 0 度 C A の範囲)内に燃料 - 空気の充填物を十分に移送させるべく、十分なリフトを達成しなければならないからである。このことは、クロスオーバーバルブ 2 4、2 6 は、従来のエンジンのバルブよりも約 4 ないし 6 倍の速さで作動しなければならないことを意味している。

【 0 0 1 9 】

より速い作動要求の結果として、分割サイクルエンジン 1 0 の Xovr C バルブ 2 4 及び Xovr E バルブ 2 6 は、従来のエンジンにおけるバルブのリフトに比べ、厳しく制限された最大リフト(図 2 の 4 8)を有している。典型的には、これらのクロスオーバーバルブ 2 4、2 6 の最大リフト 4 8 は、従来のエンジンのバルブについては約 1 0 ないし 1 2 mm であるのに比べ、2 ないし 3 mm のオーダーである。その結果として、Xovr C バルブ 2 4 及び Xovr E バルブ 2 6 についての着地用傾斜 4 2 の高さ 4 4 及び期間 4 6 の両者は、短縮された最大リフト及びより速い作動速度のために最小化される必要がある。

【 0 0 2 0 】

問題なことに、クロスオーバーバルブ 2 4 及び 2 6 の着地用傾斜 4 2 の高さ 4 4 が余りにも制限されているので、従来のエンジンのより大きなリフトプロファイルへの影響では通常重大ではない、傾斜の高さを制御するパラメーターにおける不可避な変動が今や重大となった。これらのパラメーターの変動は、限定されるわけではないが、以下を含んでいる

【 0 0 2 1 】

- 1) エンジン運転温度が変わるのにつれての、バルブの作動機構における金属製バルブステム及び他の金属構成部品の熱膨張による寸法変化、
 2) バルブの運転寿命中におけるバルブ及びバルブシートの通常の磨耗、
 3) 製造及び組立ての許容誤差、及び
 4) バルブトレーンの全ての構成部品における油圧流体(例えば、オイル)の圧縮性(及び結果としての偏倚)の変動(主に曝気により起こる)。

【 0 0 2 2 】

図3を参照するに、従来のエンジンのための従来のカムによる駆動バルブトレーン50の模範的な実施形態が示されている。ここでの目的のために、内燃機関のバルブトレーンは、バルブの作動を制御するために用いられているバルブトレーンの要素のシステムとして定義される。バルブトレーンの要素は、一般に、作動用要素とそれらの関連する支持要素の組合せを備えている。また、ここでの目的のために、バルブトレーンの要素の主運動は、バルブトレーンの要素が無限の剛性を有するべく理想化されたとき、要素が実質的に経験するであろうその運動として定義されている。作動用要素(例えば、カム、タペット、スプリング、ロッカーアーム、バルブなど)は、バルブの各々のバルブ開成事象中にエンジンのバルブに主作動運動を直接的に与えるため(すなわち、バルブを作動させるため)に用いられている。それ故に、バルブトレーンにおける個々の作動用要素の主運動は、作動用要素が作動するバルブのバルブ開成事象と実質的に同じ作動速度で動作しなければならない。支持要素(例えば、シャフト、台座など)は、作動用要素をエンジンに確実に取付けそして案内するために用いられ、そして、一般に、バルブトレーンシステムの全体の剛性に影響するけれども、主運動は有していない。しかしながら、バルブトレーンにおける支持要素の主運動は、もしあれば、バルブのバルブ開成事象よりもゆるい速度で動作する。

【 0 0 2 3 】

支持要素は、運転中に支持要素に力を加えるバルブトレーンの作動用要素の高周波運動によって主として起こされるある高周波振動にさらされる、ということに注目すべきである。高周波振動は、有限な剛性を有しているバルブトレーンの作動及び支持要素の帰結であり、主運動の部分ではない。しかしながら、この振動だけによって誘発される変位は、バルブトレーンの作動用要素の主運動の大きさよりも実質的に小さい、典型的には、1桁ほど小さい、大きさを有するであろう。

【 0 0 2 4 】

バルブトレーン50は、バルブヘッド54及びバルブステム56を有している内方に開くポペットバルブ52を作動させる。バルブステム56の末端部には、タペット60に対して当接しているバルブチップ58が配置されている。スプリング62は、バルブ52がその閉じられた位置にあるとき、バルブヘッド54をバルブシート64に対してしっかりと保持している。カム66は、スプリング62を押し下げ、かつバルブヘッド54をバルブシート64からリフトさせるために、タペット60に対抗して回転する。この模範的な実施形態では、バルブ52、スプリング62、タペット60、及びカム66が作動用要素である。関連する支持要素は図示されていないが、当業者はそれらが必要であることを認識するであろう。カム66はまた、バルブ52に如何なる直線運動をも与えない、一般にベースサークル68と称される円筒部分を含んでいる。カム66はまた、バルブ52に直線運動を与えるリフト(すなわち、偏心)部分70を含んでいる。カムの偏心部分70の輪郭がバルブ52のリフトプロファイルを制御する。前述の熱膨張による寸法変化の影響は、予め設定された隙間空間(すなわち、クリアランス)72によって補償される。

【 0 0 2 5 】

ここでの目的のために、用語、「バルブラッシュ」又は「ラッシュ」は、バルブが完全に着座されているときに、バルブトレーン内に存在する合計のクリアランスとして定義さ

10

20

30

40

50

れる。バルブラッシュは、バルブトレーンの全ての個々のバルブトレーンエレメント(すなわち、作動用エレメント及び支持エレメント)の間の全ての個々のクリアランスの総合的寄与に等しい。

【0026】

この特定の実施形態において、クリアランス72は、カム66のベースサークル68とタペット60との間の距離である。また、この特定の実施形態において、クリアランス72は、バルブトレーンのバルブラッシュ、すなわち、バルブ52が完全にバルブシート64に着座されたとき、バルブの末端のチップ58とカム66との間に存するクリアランスの全ての総合的寄与に実質的に等しいことを知るべきである。

【0027】

内方に開くバルブ52への熱の影響を補償するために、クリアランス72はエンジンの冷機時にその最大の許容誤差で設定される。エンジンが暖まったとき、バルブのステム56は長さが延伸し、クリアランス72を低減させるが、カムのベースサークル68に対しては当接しない(すなわち、クリアランス72をゼロにまでは低減しない)。それ故に、クリアランス72が低減されるにつれ、バルブ52は、バルブ52が開かれたとき、シリンダー(不図示)内にさらに延伸される。しかしながら、クリアランス72が低減されると同時に、バルブ52は、バルブ52が閉じられたとき、そのバルブシートに対して着座されて残ることに注意されたい。

【0028】

しかしながら、上述のように、分割サイクルエンジン10におけるバルブ24、26のようなクロスオーバーバルブは、従来のエンジンの着地用傾斜高さに比べてより小さな着地用傾斜高さを含んでいるリフトプロファイルを有している。このことは、バルブが内方に開くか又は外方に開くかにかかわらず、バルブ作動の期間(すなわち、バルブ開成事象)が、例えば、バルブが約3ms、且つ180度CA以下の作動期間を備える従来のエンジンのバルブの作動期間に対して短い限り、事実上反しない。かかる早期作動のカム駆動による内方に開くバルブの場合、バルブの末端のチップが、制御された着地用及び安全な着座用速度を有するためには、カムの着地用傾斜に係合しなければならず、そしてかかる内方に開くクロスオーバーバルブのための固定されたバルブラッシュは、比例的に小さく必然的に設定されねばならない。問題なことに、熱膨張の影響のせいで、設定されたバルブラッシュにおける変動は、実際には、かかるバルブに要求される傾斜高さよりも大きいかもしれない。このことは、仮に、バルブラッシュが熱膨張のために十分に大きく設定されると、これらの内方に開くクロスオーバーバルブのチップは着地用傾斜に全く届くことができず、バルブがそれらのバルブシートに対して繰り返して衝突すること、そして時期尚早にバルブの損傷を生じさせるであろうことを意味している。加えて、仮に、全ての運転温度において着地用傾斜との係合を保証すべくバルブラッシュが十分に小さく設定されると、バルブのチップがカムのベースサークルに対して当接するのに十分に延伸して、バルブがその閉じられた位置にあるべきときでさえも、内方に開くクロスオーバーバルブを開かせるべく強いるであろう。

【0029】

さらに、大きなラッシュを設定することは、より短いバルブリフト期間を発生させ、そして小さなラッシュを設定することは、長くされたバルブリフト期間を発生させることになる。いずれの場合にも、バルブ開成事象の変動の範囲は、望むのよりも大きくなり得る。バルブ開成事象の範囲を管理可能なレベルに抑えることが望ましい。

【0030】

図4を参照するに、自動的に調節可能なバルブラッシュを有する従来のエンジンのカム駆動によるバルブトレーン73の模範的な実施形態が図示されている。バルブトレーン73は、内方に開くポペットバルブ74を作動させる。バルブトレーン73は、各サイクル中にバルブ74を作動させるバルブトレーン作動用エレメントとして、カム76、旋回用レバーアーム78、及びスプリング80を含んでいる。上述の熱膨張及び他のパラメータの影響は、ラッシュアジャスター組立体を加えることにより対応されている。ラッシュ

10

20

30

40

50

アジャスター組立体のためには、油圧式ラッシュアジャスター(H L A) 8 2のような能動式ラッシュ制御装置が用いられてきた。油圧式ラッシュアジャスター(H L A) 8 2はまた、レバーアーム 7 8に関連された支持エレメントとして機能する。当該分野で知られているように、バルブトレーンにおけるバルブラッシュが変わるとき、H L A 8 2は、バルブラッシュを補償しそしてゼロにすべく、レバーアーム 7 8の位置を油圧的に調節する(この特定の実施形態において、バルブラッシュは、カム 7 6とレバーアーム 7 8との間のクリアランスのみならず、レバーアーム 7 8とバルブ 7 4のステムの末端のチップとの間のクリアランスでもあり得る)。

【 0 0 3 1 】

レバーアーム 7 8は、バルブトレーン 7 3の作動用エレメントの 1 つ(すなわち、各サイクル中に内方に開くバルブ 7 4を直接に作動させ、そしてバルブ 7 4に主の作動運動を直接に与えるのに用いられているエレメント)であるので、レバーアームの適切な剛性(レバーアームの一点に加えられる力と該力により生じる当該点の撓みとの比)のために要求される最小質量と高速運転を許容する最大質量との間に不可避なトレードオフが存する。すなわち、仮に、レバーアーム 7 8の質量が小さ過ぎると、不当な曲がり及び/又は変形なくしては、バルブ 7 4を作動させることができないであろう。加えて、仮に、レバーアーム 7 8の質量が大きすぎると、その最大運転速度でバルブ 7 4を作動させるには重過ぎるであろう。特定のバルブトレーンの作動用エレメントについて、仮に、適切な剛性のために要求される最小質量が最大運転速度を許容する最大質量を超えると、当該エレメントは該バルブトレーンには用いられない。一般に、従来のエンジンにおいては、剛性と速度に対する要求は、バルブトレーン 7 3でのレバーアーム 7 8の使用を排除するほどには厳しくない。

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 3 2 】

しかしながら、上述のように、クロスオーバーバルブ 2 4 , 2 6は、従来のエンジンのバルブよりも約 4 ないし 6 倍の速さで作動しなければならず、これはバルブトレーンシステムの作動用エレメントが、従来のエンジンのそれに対して、極めて高速、かつ急激に加速度レベルを変えて運転しなければならないことを意味する。これらの運転条件は、バルブトレーン 7 3におけるレバーアーム 7 8の最大質量を厳しく制限するであろう。

【 0 0 3 3 】

加えて、クロスオーバーバルブ 2 4 , 2 6は、従来のエンジンの圧力に比べて極めて高いクロスオーバー通路 2 2内の圧力(例えば、2 0 bar以上)に対抗して開かねばならず、これはバルブトレーンシステムにおける剛性要求に悪影響を及ぼす。また、曲がりは、レバーアーム 7 8のようなエレメントにおいて問題である。というのも、1つの方向の作動力はエレメントの中央部分(すなわち、カム 7 6がレバーアーム 7 8に係合するところ)に集中され、そして全ての反対方向の反動的な力はレバーアームの端部部分(すなわち、H L A 8 2及びバルブ 7 4のチップがレバーアーム 7 8の両端部に係合するところ)に集中されるからである。さらに、この曲がりの問題は、レバーアーム 7 8の長さが増大するに従い比例的に増大するであろう。それ故に、仮に、図 4の先行技術に示されているエンジンが、分割サイクルエンジン 1 0において遭遇するであろう高い圧力及び厳しい作動速度にさらされるとすれば、バルブトレーン 7 3におけるレバーアーム 7 8の剛性及び質量が実質的に増大されねばならないであろうし、それ故に、バルブトレーン 7 3の全体的な作動速度を制限することになる。

【 0 0 3 4 】

一般にまた、(H L A 8 2のような)先行技術の H L Aなどは、通常、その内部に含まれているオイルの圧縮性のせいで、バルブトレーン剛性を低下させる主な貢献要因の 1 つである。これは、次に、バルブトレーンが安全に作用し得る最大のエンジン運転速度を制限することになる。それ故に、バルブトレーン 7 3に示されるようなレバーアーム 7 8に連結されている先行技術の H L A 8 2は、バルブが非常に急激に作動することを必要とし

、かつHLA82は、従来のエンジンのものよりもさらに剛性でなければならない分割サイクルエンジン10と共に、実施され得ないのである。

【0035】

それ故に、(a)バルブを安全に作動させるために必要である高速かつ剛性の要求に対処すること、且つ、(b)ラッシュ内で変動を生じさせる、作動構成部品の熱膨張、バルブ磨耗、及び製造許容誤差のような不可避な要因を自動的に補償することの両者ができる、分割サイクルエンジンのカム駆動によるバルブのためのバルブラッシュ調節システムについての必要性が存する。

【課題を解決するための手段】

【0036】

バルブ作動システム(150)は、バルブ(132/134)を作動させるためのバルブトレーン(152)であって、作動用エレメント(161、162、132/134)及びバルブラッシュ(178、180)を含むバルブトレーン(152)と、バルブラッシュ(178、180)を調節するバルブラッシュ調節システム(160)とを備え、前記バルブトレーン(152)及び前記バルブラッシュ調節システム(160)は如何なる共通する作動用エレメントをも共有しないことを特徴とする。

【図面の簡単な説明】

【0037】

【図1】本発明のエンジンに関連する先行技術の分割サイクルエンジンの概略的な断面図である。

【図2】分割サイクルエンジンにおいて、クロスオーバーバルブの模範的な先行技術バルブリフトプロフィールを示している。

【図3】従来のエンジンのカム駆動による先行技術バルブトレーンを示している。

【図4】フィンガーレバー旋回エレメントを用いる、先行技術の油圧式バルブラッシュ調節システムの概略的な断面図である。

【図5】分割サイクルエンジンに搭載された本発明のバルブラッシュ調節システムの模範的な実施形態を示す。

【図6】本発明のバルブラッシュ調節システム及びバルブトレーンの模範的な実施形態の側面図を示す。

【図7】本発明のバルブラッシュ調節システム及びバルブトレーンの模範的な実施形態の斜視図を示す。

【図8】本発明のバルブラッシュ調節システム及びバルブトレーンの模範的な実施形態の分解図を示す。

【図9】バルブラッシュ調節システムの重要な構成部品のいくつかの分解図を示す。

【図10】バルブラッシュ調節システム及びバルブトレーンの両者のバルブトレーンのロッカーのみとロッカーシャフトの斜視図である。

【図11】バルブラッシュ調節システムのロッカーシャフト及びロッカーシャフトレバーの上面図である。

【図12】バルブラッシュ調節システムのロッカーアームの運動を示す。

【図13】バルブラッシュ調節システムのロッカーアームの運動を示す。

【図14】図13の中心部分14-14の拡大図である。

【発明を実施するための形態】

【0038】

図5を参照するに、符号100は、概して、本発明による分割サイクルエンジンの模範的な実施形態の図表示を指示している。エンジン100は、図に示されるように、クランクシャフト軸線104の回りを時計回り方向に回転可能なクランクシャフト102を含んでいる。クランクシャフト102は、コネクティングロッド110、112にそれぞれ連結され、隣接し角度的に変位された先導及び追隨するクランクスロー106、108を含んでいる。

【0039】

10

20

30

40

50

エンジン 100 はさらに、シリンダーブロック 114 を含み、シリンダーブロック 114 は、クランクシャフト 102 と反対側のシリンダーの一端でシリンダーヘッド 120 によって閉じられている一対の隣接するシリンダー、特に、圧縮シリンダー 116 及び膨張シリンダー 118 を画成している。圧縮ピストン 122 は圧縮シリンダー 116 内に収容され、そして上死点(TDC)及び下死点(BDC)の位置の間でのピストン 122 の往復のために、コネクティングロッド 112 に連結されている。膨張ピストン 124 は膨張シリンダー 118 内に収容され、同様のTDC/BDC往復のために、コネクティングロッド 110 に連結されている。シリンダー 116、118 及びピストン 122、124 の直径、及びピストン 122、124 のストローク及びそれらの変位量は同じである必要はない。

【0040】

シリンダーヘッド 120 は、シリンダー 116 及び 118 への、それらからの、及びそれらの両者間のガスの流れ手段を提供している。シリンダーヘッド 120 は、吸入ストローク中に内方に開くポペット吸入バルブ 128 を介して、圧縮シリンダー 116 内に吸入空気が引き込まれる吸入ポート 126 を含んでいる。圧縮ピストン 122 は圧縮ストローク中に空気充填物を加圧し、膨張シリンダー 118 に対する吸入通路として作用するクロスオーバー(Xovr)通路 130 を介して、その空気を押し出す。

【0041】

圧縮シリンダー 116 での極めて高い圧縮比(例えば、20対1、30対1、40対1、又はそれ以上)の故に、クロスオーバー通路の入口で外方に開くポペットクロスオーバー圧縮(XovrC)バルブ 132 が、圧縮シリンダー 116 からクロスオーバー通路 130 への流れを制御すべく用いられている。膨張シリンダー 118 での極めて高い圧縮比(例えば、20対1、30対1、40対1、又はそれ以上)の故に、クロスオーバー通路 130 の出口で外方に開くポペットクロスオーバー膨張(XovrE)バルブ 134 が、クロスオーバー通路 130 から膨張シリンダー 118 内への流れを制御する。クロスオーバー圧縮バルブ 132、クロスオーバー膨張バルブ 134 及びクロスオーバー通路 130 は、圧力チャンバー 136 を画成し、そこには、加圧されたガス(典型的には、20bar以上)が、エンジン 100 の一つのサイクル(クランク回転)で膨張ピストン 124 の膨張ストロークでのクロスオーバー膨張(XovrE)バルブ 134 の閉じと、エンジンの次のサイクル(クランク回転)で圧縮ピストン 122 の圧縮ストロークでのクロスオーバー圧縮(XovrC)バルブ 132 の開きとの間に蓄えられる。

【0042】

燃料インジェクター 138 は、XovrE バルブ 134 の開きに対応させて、クロスオーバー通路 130 の出口端部で加圧空気に燃料を噴射する。燃料 - 空気の充填物は、膨張ピストン 124 がその上死点位置に到達した直後に膨張シリンダー 118 内に入る。ピストン 124 がその上死点位置から下降を始め、そしてXovrEバルブ 134 が未だ開いている間に、点火栓 140 が、(典型的には、膨張ピストン 124 の上死点後 10 ないし 20 度 C A の間に) 燃焼を開始させるべく点火される。その後、XovrEバルブ 134 は結果としての燃焼事象がクロスオーバー通路 130 内に入り得る前に、閉じられる。燃焼事象は、動力ストロークにおいて膨張ピストン 124 を下方に押し下げる。排気ガスは、排気ストローク中に内方に開くポペット排気バルブ 142 を介して膨張シリンダー 118 の外に排出される。

【0043】

入口バルブ 128 及び排気バルブ 142 のための作動機構(不図示)は、適当なカム駆動による又はカム無しシステムであってもよい。クロスオーバー圧縮及びクロスオーバー膨張バルブ 132、134 もまた、全ての適切な方法で作動されてもよい。しかしながら、本発明によれば、好ましくは、クロスオーバーバルブ 132 及び 134 の両者が、カム駆動による作動システム 150 によって作動される。作動システム 150 は、バルブ 132、134 に主たる作動運動を直接的に与えるべく用いられるに必要な作動用エレメントを含んでいるバルブトレーン 152 と、バルブトレーン 152 から離れて取付けられる別のバルブラッシュ調節システム 160 とを備えている。より詳しくは、バルブラッシュ調

10

20

30

40

50

節システム 160 は、バルブトレーン 152 に共有される作動用エレメントを含まず、そして、バルブラッシュ調節システム 160 のエレメントは、いずれも、バルブ 132 及び 134 の主たる作動運動を直接的に与えるためには用いられていない。

【0044】

図 6, 7 及び 8 を参照するに、クロスオーバーバルブ 132 及び 134 のためのカム駆動による作動システム 150 の模範的な実施形態の側面図、斜視図、及び分解図がそれぞれ示されている。

【0045】

図 6 及び 7 を参照するに、クロスオーバーバルブ 132, 134 の各々のためのバルブトレーン 152 は、作動用エレメントとして、カム 161、ロッカー 162、及びクロスオーバーバルブ 132 / 134 を含んでいる。図 8 に示されるように、バルブ 132 / 134 の各々は、バルブヘッド 164 とバルブヘッドから垂直に延びているバルブステム 166 とを含んでいる。ステム 166 の末端のチップ 169 には、コレットリテーナー 168 が配置され、それに対してコレット 170 及びクリップ 172 がしっかりと固定されている。

【0046】

図 8 を参照するに、ロッカー 162 は一端部に、分岐したロッカーパッド 174 を含み、それはバルブステム 166 に跨ってコレットリテーナー 168 の下側に係合している。加えて、ロッカー 162 はまた、反対方向の端部に、バルブトレーン 152 のカム 161 に摺り接触する固体のロッカーパッド 176 を含んでいる。加えて、ロッカー 162 は、貫通して延在するロッカーシャフト孔 177 を含んでいる（下記のより詳細な議論を参照のこと）。

【0047】

ロッカー 162 の分岐したロッカーパッド 174 は、カム 161 の作動によって生じられるロッカーパッド 176 の下方の方向（図 6, 12 及び 13 における方向 A）への運動が、バルブ 132, 134 を開かせるロッカーパッド 174 の上方（図 6, 12 及び 13 における方向 B）への運動に変換するように、外方に開くポペットバルブ 132 / 134 のコレットリテーナー 168 に接触している。ガススプリング（不図示）は、ロッカー 162 によって駆動されないときにバルブ 132, 134 を閉じたまま保持すべくバルブ 132, 134 に作用している。

【0048】

図 6 に示されるように、バルブトレーン 152 内のバルブラッシュは、限定はされないが、ロッカー 162 とカム 161 との間、及びロッカー 162 とバルブ 132, 134 のコレットリテーナー 168 との間の如何なるクリアランスをも含む。詳しくは、クリアランス 178 は、コレットリテーナー 168 とロッカーパッド 174 との間のクリアランスである。加えて、クリアランス 180 は、カム 161 とロッカーパッド 176 との間のクリアランスである。この実施形態において、エレメントのクリアランス 178 及び 180 は、バルブトレーン 152 のバルブラッシュを実質的に備えている。以下に説明されるように、バルブラッシュ調節システム 160 はクリアランス 178 及び 180 を実質的にゼロクリアランスに調節し、そしてそれ故に、バルブトレーン 152 のバルブラッシュを実質的にゼロに調節する。

【0049】

本発明において、バルブラッシュ調節システム 160 のエレメントは、以下にさらに説明されるように、バルブラッシュ調節システムの剛性を増すために、バルブトレーン 152 に対して離れて取付けられている。より詳しくは、バルブラッシュ調節システム 160 のエレメントは、バルブトレーン 152 の作動用エレメントでもなく、そしてバルブラッシュ調節システム 160 のエレメントは、バルブ 132 及び 134 の主たる作動運動を直接的に与えるようには構成されていない。結果として、バルブラッシュ調節システム 160 の個々のエレメントの主運動は、バルブ 132 及び 134 の作動速度よりも遅い速度で動作する。図 8 及び 9 に示されるように、バルブラッシュ調節システム 160 は、バルブ

10

20

30

40

50

トレーン 152 のロッカー 162 を回転自在に支持するロッカーシャフト組立体 200、ロッカーシャフトレバー 300、ロッカーシャフト組立体 200 を回転自在に包含する台座組立体 400、及びラッシュアジャスター組立体 600 を含んでいる。この模範的な実施形態において、油圧式ラッシュアジャスター(HLA)組立体がラッシュアジャスター組立体 600 として用いられている。この HLA 組立体は、この模範的な実施形態に特有のものであることに注目すべきである。当業者は、他のラッシュ調節組立体、例えば、空圧式、機械式、又は電気式のラッシュ調節組立体などが用いられ得ることを理解するであろう。

【0050】

バルブラッシュ調節システム 160 のロッカーシャフト組立体 200 及び台座組立体 400 の両者はまた、バルブトレーン 152 の支持エレメントであるということに留意することも重要である。すなわち、台座組立体 400 及びロッカーシャフト組立体 200 の両者は、ロッカー 162 のための支持体を提供し、及びバルブトレーン 152 の全体の剛性に影響を与えている。しかしながら、台座組立体 400 及びロッカーシャフト組立体 200 は、バルブトレーン 152 の作動用エレメントと同じ作動速度又は相対的大きさでサイクルすることが必要とされていない。

【0051】

図 10 に最もよく見られるように、バルブラッシュ調節システム 160 は、ロッカー 162 でのみバルブトレーン 152 に係り合っている。すなわち、ロッカー 162 は相対的に静止のロッカーシャフト組立体 200 上を旋回的に回転する。ロッカー 162 は、バルブトレーン 152 の 1 つのエレメントであり、そしてバルブラッシュ調節システム 160 のエレメントではなく、一方、ロッカーシャフト組立体 200 は、バルブラッシュ調節システム 160 のエレメント及びバルブトレーン 152 の支持エレメントの両者であることに留意されたい。それ故に、ロッカーシャフト組立体 200 は、作動用エレメントのようにバルブ 132 及び 134 へ主たる作動運動を直接的に与えずに、むしろバルブ 132 及び 134 を作動させるべくロッカー 152 がその上で旋回する相対的に静止のシャフトとして作用する。

【0052】

図 8 及び 9 に最もよく見られるように、台座組立体 400 は、例えば、ボルト 404 や他の同様な締結具によってエンジブロック(不図示)に堅く固定される台座 402 を含んでいる。台座組立体 400 はまた、台座 402 をバルブトレーン 152 に対して垂直方向(バルブ 132 / 134 の移動の方向)に正確に位置決めするために所定の厚さを有している台座シム 406 を含んでいる。バルブトレーン 152 に対して水平方向に台座 402 を正確に整列させるべく、中実だぼ 408 及び中空だぼ 410 が用いられている。

【0053】

台座 402 は、間にスロット 416 を画成する前壁 412 及び後壁 414 を機械加工している。この台座のスロット 416 は、ロッカー 162 を収容する大きさにされている。前壁 412 及び後壁 414 は、そこにそれぞれ形成された前孔 418 及び後孔 420 を含んでいる。前孔 418 及び後孔 420 は、図 9 に最もよく示されるように、固定軸線 422 の回りに同心である。前孔 418 及び後孔 420 は、以下に詳細に説明されるように、ロッカーシャフト組立体 200 を収容する大きさにされている。

【0054】

ロッカーシャフト組立体 200 は、ロッカーシャフト 202、及びピン 207 とボルト 320 とを用いてロッカーシャフト 202 に固く固定された、偏心ロッカーシャフトキャップ 204 を含んでいる。ロッカーシャフト 202 は、前孔 418 に滑り嵌合する大きさにされた台座ベアリング部分 206 を含み、該台座ベアリング部分 206 は固定軸線 422 に同心である。ロッカーシャフト 202 はまた、ロッカー 162 がロッカーベアリング部分 208 の上で回転及び旋回するように、ロッカー孔 177 内に収容される大きさにされているロッカーベアリング部分 208 を含んでいる。ロッカー 162 が台座 402 に形成されたスロット 416 内に挿入された状態で、ロッカー 162 がロッカーベアリング部

10

20

30

40

50

分 2 0 8 に搭載され、及びロッカーシャフト 2 0 2 の台座ベアリング部分 2 0 6 が前孔 4 1 8 によって捕捉されたとき、ロッカー 1 6 2 はスロット 4 1 6 内でロッカーベアリング部分 2 0 8 の回りに回転する。図 9 に示されるように、ロッカーベアリング部分 2 0 8 は、ロッカーベアリング部分 2 0 8 の中心線(可動ロッカー軸線 2 1 0)が固定軸線 4 2 2 から約 2 mm オフセットするように、台座ベアリング部分 2 0 6 から偏心している。ロッカー 1 6 2 はロッカーベアリング部分 2 0 8 上を回転するので、ロッカー 1 6 2 は、それがバルブ 1 3 2、1 3 4 を作動させるとき、可動ロッカー軸線 2 1 0 の回りに回転する。

【 0 0 5 5 】

偏心キャップ 2 0 4 は、台座 4 0 2 の後壁 4 1 4 の後孔 4 2 0 に滑り嵌合する大きさの外側ベアリング表面 2 1 2 を含み、当該外側ベアリング表面 2 1 2 は固定軸線 4 2 2 に同心である。偏心キャップ 2 0 4 は、加えて、ロッカーベアリング部分 2 0 8 を収容して捕捉する偏心した内側ベアリング表面 2 1 4 を含んでいる。内側ベアリング表面 2 1 4 は可動ロッカー軸線 2 1 0 に同心である。

10

【 0 0 5 6 】

ロッカーベアリング部分 2 0 8 は台座ベアリング部分 2 0 6 及び外側ベアリング表面 2 1 2 に対し偏心しているので、台座ベアリング部分 2 0 6 の固定軸線 4 2 2 の回りの回転は、台座ベアリング部分 2 0 6 及び外側ベアリング表面 2 1 2 に関して、ロッカーベアリング部分 2 0 8 が偏心して移動するのを生じさせる。すなわち、台座ベアリング部分 2 0 6 の固定軸線 4 2 2 の回りの回転(図 1 4 に最もよく見られる)は、図 1 2、1 3、及び 1 4 に関して以下により詳細に説明されるように、ロッカーベアリング部分 2 0 8 の中心(可動ロッカー軸線 2 1 0)が固定軸線 4 2 2 の回りに弧状に移動することを生じさせる。ロッカー 1 6 2 はロッカーベアリング部分 2 0 8 上を回転するので、ロッカーベアリング部分 2 0 8 の中心 2 1 0 のこの運動は、カム 1 6 1 に対するロッカーパッド 1 7 6 の位置、及びコレトリテーナー 1 6 8 に対するロッカーパッド 1 7 4 の位置を調節し、これにより、クリアランス 1 8 0、1 7 8、及び、それ故に、バルブトレーン 1 5 2 のバルブラッシュを制御する。

20

【 0 0 5 7 】

ロッカーシャフト組立体 2 0 0 の回転角度は、ねじ 3 2 0 又は他の同様な締結具によってそれに堅く連結されているロッカーシャフトレバー 3 0 0 により制御される。図 1 1 に最もよく示されるように、ねじ 3 2 0 は可動ロッカー軸線 2 1 0 に整列されている。図 8 及び 9 に示されるように、ロッカーシャフトレバー 3 0 0 は、ロッカーシャフトレバー 3 0 0 の回転位置が油圧式ラッシュアジャスター(HLA)組立体 6 0 0 の垂直方向の偏倚によって制御されるように、油圧式ラッシュアジャスター(HLA)組立体 6 0 0 に連結されている。HLA組立体 6 0 0 は、油圧式ラッシュアジャスター 6 2 0 (HLA 6 2 0)の上端部に配置された連結用キャップ 6 1 0 を含んでいる。連結用キャップ 6 1 0 は、ベース部 6 0 6 から垂直方向に延在するピン 6 0 8 を含んでいる。ベース部 6 0 6 はさらに、上側表面 6 0 7 と下側の概して球状に形成されたソケット 6 0 9 とを含んでいる。ピン 6 0 8 は、ロッカーシャフトレバー 3 0 0 のクリアランススロット 3 1 0 内に包含されている。下側のソケット 6 0 9 は、キャップ 6 1 0 がプランジャ 6 3 0 上で自由に回転できるように、概ね球状先端のプランジャ 6 3 0 に適合している。キャップ 6 1 0 の上側表面 6 0 7 は、キャップ 6 1 0 がレバー 3 0 0 と HLA プランジャ 6 3 0 との間に捕捉されるように、ロッカーシャフトレバー 3 0 0 の下側表面に対して平坦に当接している。ピン 6 0 8 は、主として組立の容易化のために用いられ、キャップ 6 1 0 を捕捉するためには必要とされないことに留意されたい。クリップ 6 1 1 は、さらに組立を支援するために選択肢的に嵌められている。加圧された油圧流体(不図示)が、連結用キャップ 6 1 0 を上昇させるプランジャ 6 3 0 を延ばすべく HLA 6 2 0 に供給され、これにより、ロッカーシャフトレバー 3 0 0 を回転させる。油圧式ラッシュアジャスター(HLA)組立体 6 0 0 の端部 6 4 0 は、よく知られているように、シリンダーヘッド(不図示)に取付られている。油圧式ラッシュアジャスター 6 2 0 のためには、「Schaeffler」の F-5 6 3 1 8-3 7 フィンガーレバーピボットエレメント、又は他の同様のピボットエレメントが用いられてもよい。

30

40

50

上述のように、油圧式ラッシュアジャスター(H L A)組立体が、この模範的な実施形態においては、ラッシュアジャスター組立体600として用いられている。H L A組立体はこの模範的な実施形態に特有であることが注目すべきである。当業者は、例えば、空圧式、機械式又は電気式のラッシュ調節組立体などの他のラッシュ調節組立体が用いられ得ることを理解するであろう。

【0058】

ロッカー162はバルブトレーン152の一部であるから、それは非常に硬く作られねばならない。また、ロッカー162は、駆動トレーンの高い周波数の作動運動にさらされるので、その質量は最小化されねばならない。それ故に、ロッカー162は、鋼ないしはより硬い材料から機械加工され、及び図10に示されるように、補強用のリブを含んでいる。ロッカー162の構成は、周知の有限要素解析計算を実行することによって決定されてもよい。

10

【0059】

図9に最もよく示されるように、ロッカーシャフト組立体200は、台座ベアリング部分206に取付られた雄型連結部分216を含み、これはロッカーシャフトレバー300に形成された雌型連結部分に嵌り合い、結果として、ロッカーシャフトレバー300及びロッカーシャフト組立体200は共に固定軸線422の回りを回転する。それ故に、軸線612に沿うプランジャ630の並進的運動がロッカーシャフト組立体200の回転を生じさせる。ロッカーシャフト組立体200のこの回転は、上述のように、ロッカーシャフト組立体200のロッカーベアリング部分208に連結されているロッカー162の変位を生じさせる。

20

【0060】

ロッカーシャフト組立体200の雄型連結部分216の形状及び/又は向きと、ロッカーシャフトレバー300の雌型連結部分の対応する形状及び/又は向きとが、ロッカーシャフト組立体200に対するロッカーシャフトレバー300の向きを決定する。

【0061】

図12、13、及び14に示されるように、H L A 620に供給中の加圧された油圧流体は、プランジャ630がH L A 620に対し完全に引き込まれた位置から完全に延ばされた位置に向って外方に延出することを生じさせる。これは、ロッカーシャフトレバー300の回転に帰し、そしてロッカーベアリング部分208の可動ロッカー軸線210の固定軸線422回りの(図13及び14において、方向矢印220によって指示されるような)弧状の運動を生じさせる。図14に最もよく見られるように、この弧状の移動220は、垂直及び水平の両方向成分を有している。これは、ロッカー162のロッカーパッド176がカム161に向う方向の変位、及びロッカーパッド174がコレットリテーナー168に向う方向の変位に帰し、これにより、図13に示されるように、クリアランス180及び178を実質的にゼロに低減させる。それ故に、クリアランス180及び178から実質的になるバルブラッシュもまた、実質的にゼロに低減される。

30

【0062】

上に説明された実施形態は、ラッシュを実質的にゼロに低減するバルブラッシュ調節システム160を記載し、ここで、カム161とロッカー162のパッド176との間には摩擦抵抗を生じさせる接触が存している。このカム161とパッド176との間の接触は、エンジンからエネルギーを失わせるであろう。それ故に、摩擦抵抗を低減するか、又はカム161とロッカー162のパッド176との間の接触を防止するために、ゼロではない最小値にラッシュを制限する摩擦低減機構(不図示)を含むことが望ましいかもしれない。

40

【0063】

かかる機構の1つは、ベアリングによってカムシャフトに取付けられた非回転ディスクであってもよく、これはロッカーパッド176をカム161のベースサークルから離して保持する。代わりに、ロッカー162のための固定ストッパないしは休止台が、ロッカーパッド176をカム161のベースサークルから分離すべく、シリンダーヘッド120に

50

堅く取付けられてもよい。非回転ディスク及び固定ストッパの両者の場合には、熱膨張の影響を考慮して、それらはカム 161 の膨張率にほぼ等しい膨張率を有することが望ましい。代わりに、ロッカー 162 とカム 161 との間の摩擦抵抗を低減するために、ローラーがパッド 176 に追加されてもよい。

【0064】

ここでの目的のために、以下の定義が言及され、そして適用される。

1) H L A 組立体 600 の剛性 (K 600) : (ロッカーシャフトレバー 300 によって) H L A プランジャ 630 に加えられた力 (F 600) と、その力の印加によって直接に生じた (加えられた力の方向における) プランジャ 630 の偏倚 (D 600) との比、及び

2) ロッカーシャフト組立体 200 の剛性 (K 200) : ロッカー 162 によってロッカーシャフト組立体 200 に加えられた力 (F 200) と、その力の印加によって直接に生じた (加えられた力の方向における) ロッカーシャフト組立体 200 の偏倚 (D 200) との比

10

【0065】

ロッカーシャフト組立体 200 の剛性、すなわち、K 200 は、以下の 2 つの主成分に細分される。

(A) ロッカーシャフト組立体 200 の種々の構成部品の変形の結果としての偏倚 (D 200 B) によって主に生じるが、主としてロッカーベアリング部分 208 の曲がりのせいである曲がり成分 (K 200 B)、及び

(B) H L A 組立体 600 の偏倚によって生成されたロッカーシャフト組立体 200 の回転の結果としての偏倚 (D 200 R) によって主に生じる回転成分 (K 200 R)。

20

【0066】

加えて、K 200 R と K 200 B との間のおおよその関係は以下のとおりである。

$$1/K 200 = 1/K 200 R + 1/K 200 B$$

【0067】

曲がり成分 K 200 B は、ロッカーベアリング部分 208 の直径、及び前孔 418 及び後孔 420 の間の距離によって、主として支配される。回転成分 K 200 R は、ロッカーシャフトレバー 300 の長さ、及び可動軸線 210 及び固定軸線 422 の間の距離によって主として支配される。回転成分 K 200 R が曲がり成分 K 200 B より大きいか又は等しくなるように設計するのが望ましい。

30

【0068】

ロッカーシャフトレバー 300 の長さ、中心線 612、可動軸線 210 及び固定軸線 422 の間の相対的距離とは、有利なレバー比 (すなわち、1 より大きい、好ましくは 3 より大きい、そしてより好ましくは 5 より大きい) を創生する。詳しくは、この模範的な実施形態において、このレバー比 (L R) は、(1) ロッカーシャフトレバー 300 によって H L A 600 に加えられる力 (F 600) の作用線と固定軸線 422 との間の最短距離に対する (2) ロッカー 162 にによってロッカーシャフト組立体 200 に加えられる力 (F 200) の作用線と固定軸線 422 との間の最短距離の比として定義される。

【0069】

当該レバー比が 1 より大きく増えると、(ロッカーシャフトレバー 300 を介して印加される) ロッカー 162 から H L A 組立体 600 への力を減少させ、以下の等式に従いレバー比のおおよそ 2 乗だけ H L A 組立体剛性 K 600 に対する回転成分剛性 K 200 R を増大させる。

40

【0070】

1) $K 600 = F 600 / D 600$

2) $K 200 = F 200 / D 200$

3) $K 200 R = F 200 / D 200 R$

4) $K 200 B = F 200 / D 200 B$

5) $1/K 200 = 1/K 200 R + 1/K 200 B$

6) $D 200 = D 200 R + D 200 B$

50

- 7) $D600 = F600 / K600$
 8) $F600 = F200 / LR$
 9) $D600 = F200 / (K600 * LR)$
 10) $D200R = D600 / LR$
 11) $D200R = F200 / (K600 * LR * LR)$
 12) $K200R = K600 * LR * LR$

【0071】

仮に、おおよそ10対1の好ましいレバー比(LR)が用いられると、HLA組立体600のプランジャ630によって経験される力(F600)は、(等式8に記載されているように)ロッカーシャフト組立体200によって経験される力(F200)のただおおよそ10分の1(1/10)である。同時に、プランジャ630の軸線612の一般的な方向における偏倚(D600)は、(10対1のレバー比のせいで)ロッカーシャフト組立体200の軸線612の一般的な方向において結果として生じる偏倚(D200R)の(等式10に記載されているように)おおよそ10倍である。

10

【0072】

全体の結果は、レバー比(LR)が、ロッカーシャフト組立体200の全体の剛性(K200)の回転成分(K200R)において、(等式12に記載されているように)レバー比の2乗におおよそ等しいHLA組立体600の剛性(K600)に比べて、有効な増大を創り出すということである。剛性K600に対する剛性K200Rの関係が、正確にというよりもむしろ、等式12のおおよそ関係であるという理由の1つは摩擦である。ここでの目的のために、用語、「おおよそ」は、前記レバー比の前記2乗に適用するとき、前記2乗されたレバー比の値の25パーセント以内(又はより好ましくは10パーセント以内)を意味するものとする。すなわち、仮に、おおよそ10対1のレバー比(好ましいレバー比)が用いられると、回転成分剛性K200RはHLA組立体剛性K600のおおよそ100倍である。より詳しくは、回転成分の剛性K200Rは、好ましくは、HLA組立体剛性K600の75倍に等しいかそれより大きい。より好ましくは、回転成分の剛性K200RはHLA組立体剛性K600の90倍に等しいかそれより大きい。

20

【0073】

上述のように、HLA組立体600は、作動用エレメントとしてのカム161、ロッカー162及びクロスオーバーバルブ132/134を含んでいるバルブトレーン152から離れて位置されている。それ故に、ロッカーシャフトレバー300の主運動及びHLA組立体600の主運動は、バルブトレーン152の作動用エレメントによって経験される高い周波数の運動(従来のエンジンのバルブよりも約4ないし6倍速い)にはさらされない。すなわち、ロッカーシャフトレバー300及びHLA組立体600の主運動(例えば、熱膨張、磨耗、HLAオイルの漏洩などのようなより緩やかな現象のせいで)のバルブラッシュの変動を補償する運動)は、バルブトレーン152の作動用エレメントの主運動よりも極めて低い周波数でのものがある。それ故に、ロッカーシャフトレバー300の質量は、バルブトレーン152の高い周波数運動の要求によっては拘束されないであろう。それ故に、ロッカーシャフトレバー300は極めて硬く、嵩だかに作られてもよい。加えて、ロッカーシャフトレバー300のレバー比は極めて大きく、すなわち、レバー比3以上、好ましくはレバー比5以上、及びより好ましくはレバー比7以上に作られてもよい。

30

40

【0074】

ロッカーシャフトレバー300及びHLA組立体600は、バルブトレーンの高周波運動で引起されるいくらかの高周波振動にさらされるということに注目すべきである。しかしながら、この振動によって誘発される変位は、バルブトレーンの構成部品の変位の大きさよりも実質的に小さい、典型的には、1桁の大きさ分小さい、大きさを有している。ロッカーシャフトレバー300及びHLA組立体600のラッシュ調節機能における主運動は、バルブトレーン152の作動用エレメントの作動運動の周波数よりも実質的に低い周波数を有している。

【0075】

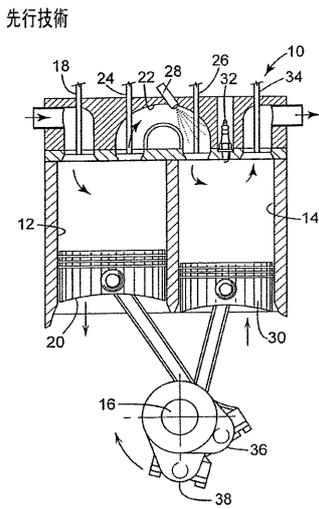
50

ここに説明されたバルブラッシュ調節システム160は、分割サイクルエンジンの外方に開くバルブと連動して作動するけれども、全てのバルブの運転に適用されてもよい。より好ましくは、それはおよそ3ms及び180度以下のクランク角の作動期間を有する高速作動バルブに適用され得る。

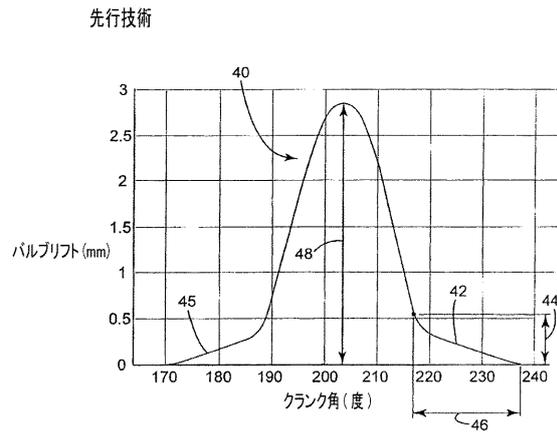
【0076】

本発明が特定の実施形態を参照して説明されてきたが、説明された発明の概念の趣旨及び範囲内で多数の変更がなされ得ることが理解されるべきである。例えば、ここに説明されたバルブラッシュ調節システムはカム駆動によるシステムに限定されない。それ故に、本発明は説明された実施形態に限定されず、以下の請求項の言語によって定められる全範囲を有することが意図されている。

【図1】

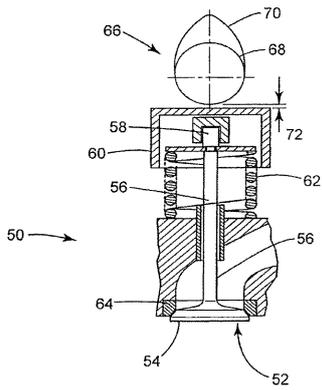


【図2】



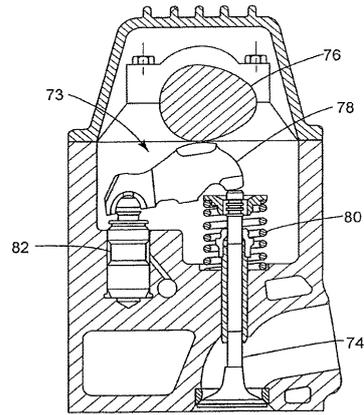
【 図 3 】

先行技術

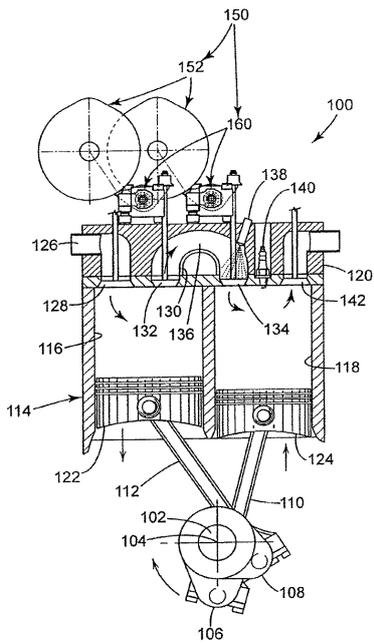


【 図 4 】

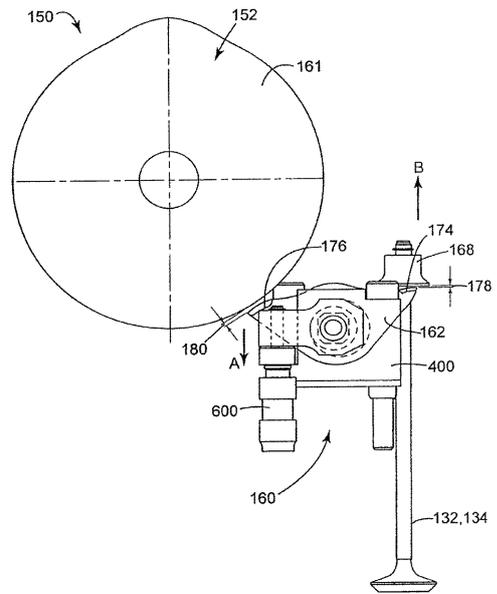
先行技術



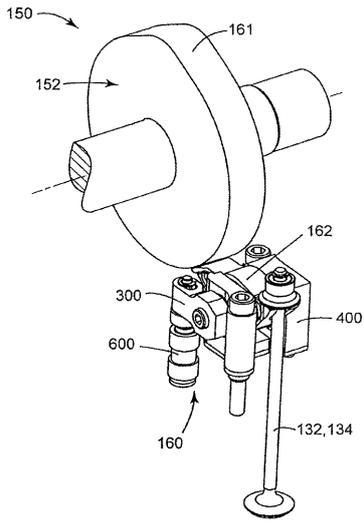
【 図 5 】



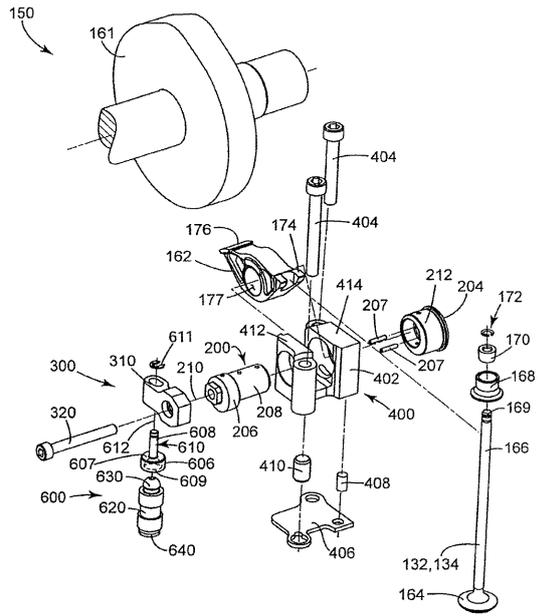
【 図 6 】



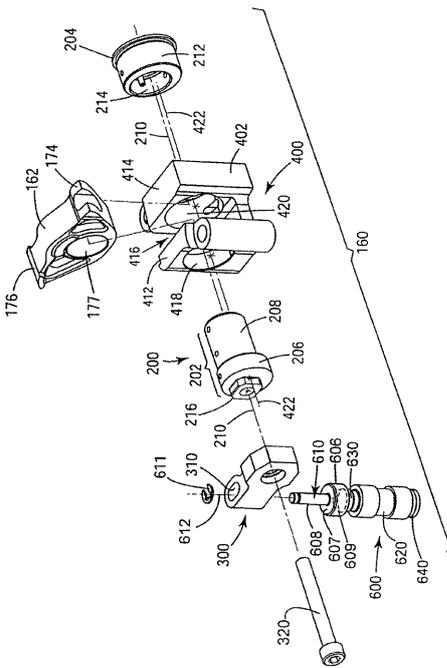
【 図 7 】



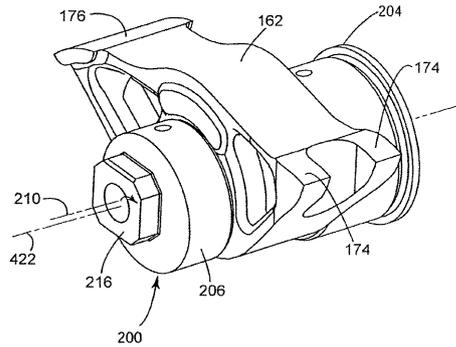
【 図 8 】



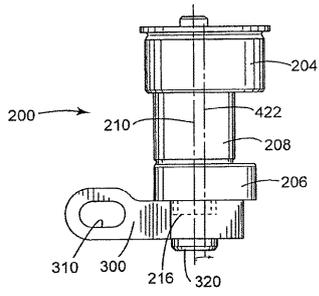
【 図 9 】



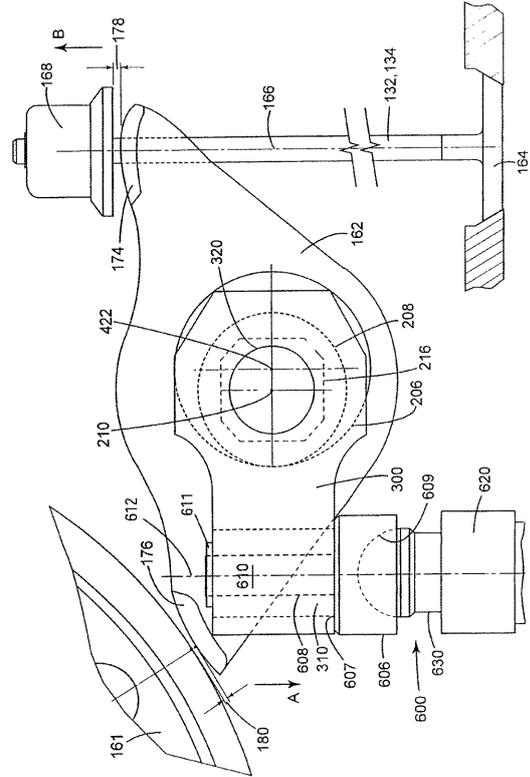
【 図 10 】



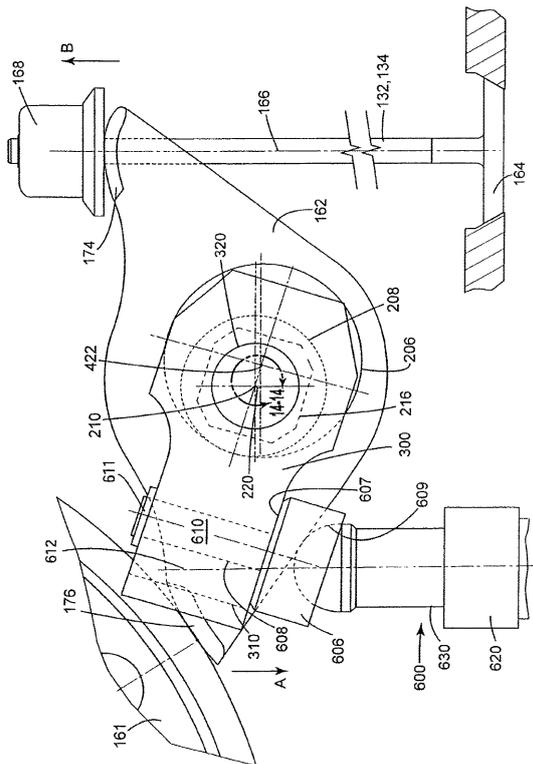
【図 1 1】



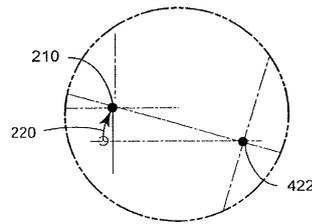
【図 1 2】



【図 1 3】



【図 1 4】



フロントページの続き

- (72)発明者 クライブ レーシー
イギリス ビーエヌ12 4エックスジー ウェスト サセックス ワージング ゴーリング - バ
イ - シー オルズワース アベニュー 57
- (72)発明者 アンソニー パーキンス
イギリス ビーエヌ43 5エーディー ウェスト サセックス ショアハム - バイ - シー ウィ
ンドルシャム ガーデنز 21
- (72)発明者 イアン ギルバート
イギリス ビーエヌ43 5ワイイー ウェスト サセックス ショアハム - バイ - シー ビーチ
グリーン 67

審査官 岩附 秀幸

- (56)参考文献 米国特許第02772667 (US, A)
実開昭59-150911 (JP, U)
特開平05-280312 (JP, A)
特開昭59-136509 (JP, A)
特開昭60-001311 (JP, A)
特開平10-103028 (JP, A)
米国特許出願公開第2005/0022768 (US, A1)
特開平02-075707 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F01L 1/18
F01L 1/22