

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2012-117376

(P2012-117376A)

(43) 公開日 平成24年6月21日(2012.6.21)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
FO1L 13/00 (2006.01)	FO1L 13/00 3O1K	3G016
FO1L 1/08 (2006.01)	FO1L 1/08 A	3G018

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2010-264898 (P2010-264898)	(71) 出願人	509186579 日立オートモティブシステムズ株式会社 茨城県ひたちなか市高場2520番地
(22) 出願日	平成22年11月29日(2010.11.29)	(74) 代理人	100096459 弁理士 橋本 剛
		(74) 代理人	100086232 弁理士 小林 博通
		(74) 代理人	100092613 弁理士 富岡 潔
		(72) 発明者	庄司 真敬 神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 日立 オートモティブシステムズ株式会社内
		(72) 発明者	吉田 克成 神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 日立 オートモティブシステムズ株式会社内 最終頁に続く

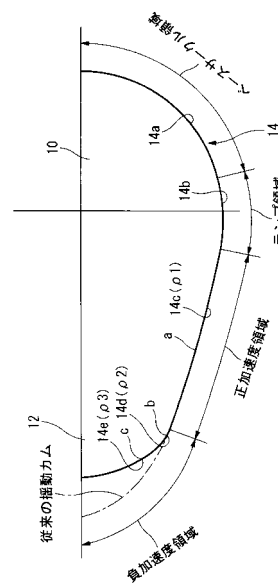
(54) 【発明の名称】 内燃機関の動弁装置及びこの動弁装置に用いられる揺動カム

(57) 【要約】

【課題】吸気弁のバルブリフト量を小さく抑えた状態で作動角を大きくすることのできる内燃機関の動弁装置を提供する。

【解決手段】揺動カム10のカム面14によってバルブリフトを介して吸気弁のバルブリフト量と作動角を可変制御する可変機構を備え、機関の低回転低負荷時に、可変機構を介して吸気弁が最大バルブリフト量となるように制御する。前記カム面は、吸気弁を閉弁状態にするベースサークル面14aからランプ面14bを経てカムノーズ側12に延びる開弁小リフト面14c(正加速度領域)と、開弁小リフト面からノーズトップ側に延びる開弁中リフト面14d及び開弁大リフト面14e(負加速度領域)と、を有し、開弁中リフト面の開弁小リフト面との境界付近の部位の曲率半径2を、開弁大リフト面よりも小さく設定すると共に、開弁大リフト面の曲率半径3を開弁小リフト面よりも小さくした。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

クランクシャフトから回転力が伝達される駆動カムと、
 該駆動カムの回転運動を揺動運動に変換する伝達機構と、
 該伝達機構の揺動運動によって揺動して機関弁を開閉作動させる曲面状のカム面を有する揺動カムと、を備え、

前記揺動カムのカム面は、前記機関弁を閉弁状態にするベースサークル領域から開弁リフト状態にするカムノーズ側の開弁小リフト領域と、該開弁小リフト領域からノーズトップ側に連続して延びる開弁中リフト領域及び開弁大リフト領域と、を有し、

前記開弁中リフト領域における前記開弁小リフト領域との境界付近の部位の曲率半径を、前記開弁大リフト領域の曲率半径よりも小さく設定したことを特徴とする内燃機関の動弁装置。 10

【請求項 2】

クランクシャフトから回転力が伝達される駆動カムと、
 該駆動カムの回転運動を揺動運動に変換する伝達機構と、
 該伝達機構の揺動運動によって揺動することによって機関弁を開閉作動させるカム面を有する揺動カムと、

前記伝達機構の姿勢を変化させることによって前記揺動カムの揺動状態を変化させて前記機関弁のバルブリフト量を可変にする可変機構と、

前記可変機構を駆動するアクチュエータと、 20

機関の作動状態に応じて前記アクチュエータを制御するコントローラと、
 を備え、

前記コントローラは、機関の低回転低負荷時に、前記可変機構を介して機関弁が最大バルブリフト量及び最大作動角となるように前記アクチュエータに制御信号を出力し、

前記揺動カムのカム面は、前記機関弁を閉弁状態にするベースサークル面からランプ面を経てカムノーズ側に延びる開弁小リフト面と、該開弁小リフト面からノーズトップ側に連続して延びる開弁中リフト面及び開弁大リフト面と、を有し、

前記開弁中リフト面における前記開弁小リフト面との境界付近の部位の曲率半径を、前記開弁大リフト面よりも小さく設定すると共に、前記開弁大リフト面の曲率半径を前記開弁小リフト面よりも小さくしたことを特徴とする内燃機関の動弁装置。 30

【請求項 3】

揺動することによってカム面により機関弁を開閉作動させる内燃機関の動弁装置に用いられる揺動カムであって、

前記カム面は、前記機関弁を閉弁状態にするベースサークル領域から開弁リフト状態にするカムノーズ側の開弁小リフト領域と、該開弁小リフト領域からノーズトップ側に連続して延びる開弁中リフト領域及び開弁大リフト領域と、を有し、

前記開弁中リフト領域における前記開弁小リフト領域との境界付近の部位の曲率半径を、前記開弁大リフト領域の曲率半径よりも小さく設定したことを特徴とする内燃機関の動弁装置に用いられる揺動カム。 40

【発明の詳細な説明】 40

【技術分野】

【0001】

本発明は、例えば内燃機関の動弁装置及び該動弁装置に用いられる揺動カムの改良技術に関する。

【背景技術】

【0002】

この種の従来の内燃機関の動弁装置としては種々提供されており、その1つとして本出願人が先に出願した以下の特許文献1に記載されているものが知られている。

【0003】

この動弁装置は、機関運転状態に応じて可変機構により吸気弁のバルブリフト量と作動 50

角を可変にできるものであって、クランクシャフトから伝達された回転力を揺動運動に変換して揺動カムを揺動させることによって吸気弁を開閉作動させるようになっている。前記揺動カムのカム面のプロフィールは、ベースサークル領域では曲率半径が小さく、ランプ領域からカムノーズ側のリフト領域に向かって曲率半径が大きくなるように設定されている。

【0004】

そして、前記可変機構によって前記揺動カムのカム面のバルブリフトに対する摺動位置を変化させて、バルブリフト量と作動角を同時に変化させるようになっている。

【先行技術文献】

【特許文献】

10

【0005】

【特許文献1】特開1102-176821号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、前記従来 of 動弁装置にあっては、吸気弁の作動角の増加に比例してバルブリフト量も大きくなってしまいうため、バルブリフト量を小さくした状態で大きな作動角を得ることができなかった。

【0007】

本発明は、前記従来 of 技術的課題に鑑みて案出されたもので、機関弁のバルブリフト量を小さく抑えた状態で作動角を大きくすることのできる内燃機関の動弁装置を提供することを目的としている。

20

【課題を解決するための手段】

【0008】

請求項1に記載の発明は、クランクシャフトから回転力が伝達される駆動カムと、該駆動カムの回転運動を揺動運動に変換する伝達機構と、該伝達機構の揺動運動によって揺動して機関弁を開閉作動させる曲面状のカム面を有する揺動カムと、を備え、前記揺動カムのカム面は、前記機関弁を閉弁状態にするベースサークル領域から開弁リフト状態にするカムノーズ側の開弁小リフト領域と、該開弁小リフト領域からノーズトップ側に連続して延びる開弁中リフト領域及び開弁大リフト領域と、を有し、前記開弁中リフト領域における前記開弁小リフト領域との境界付近の部位の曲率半径を、前記開弁大リフト領域の曲率半径よりも小さく設定したことを特徴としている。

30

【発明の効果】

【0009】

本発明によれば、機関弁のバルブリフト量を小さく抑制した状態で大きな作動角を得ることが可能になる。

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】本発明に係る動弁装置の実施形態を示す要部斜視図である。

【図2】本実施形態に供される揺動カムの拡大側面図である。

40

【図3】同揺動カムのカム面を拡大して示す模式図である。

【図4】同揺動カムの揺動時におけるカム揺動角とリフト、加速度、曲率半径及び面圧との関係を示す特性図である。

【図5】作動角とバルブリフト量との関係を示す図4の一部拡大図である。

【図6】Aは動弁装置における最小バルブリフト量制御時の閉弁作用を示す図1のA矢視図、Bは同最小バルブリフト量制御時の開弁作用を示す図1のA矢視図である。

【図7】Aは動弁装置における中バルブリフト量制御時の閉弁作用を示す図1のA矢視図、Bは同中バルブリフト量制御時の開弁作用を示す図1のA矢視図である。本実施形態の可変動弁装置による各吸気弁のバルブリフト特性図である。

【図8】Aは動弁装置における最大バルブリフト量制御時の閉弁作用を示す図1のA矢視

50

図、Bは同最大バルブリフト量制御時の開弁作用を示す図1のA矢視図である。

【図9】図6～図8にそれぞれ対応したバルブリフト量の特長図であって、Aは最小バルブリフト量、Bは中バルブリフト量、Cは最大バルブリフト量を示している。

【発明を実施するための形態】

【0011】

以下、本発明に係る内燃機関の動弁装置及びこの動弁装置に用いられる揺動カムの実施形態を図面に基いて詳述する。この実施形態では、例えばV型6気筒の内燃機関の吸気側の動弁装置に適用したものを示している。

【0012】

この動弁装置は、図1に示すように、シリンダヘッド1にバルブガイドを介して摺動自在に設けられて、バルブスプリング3、3によって閉方向に付勢された機関弁である一对の吸気弁2、2と、該各吸気弁2、2の作動特性であるバルブリフト量と作動角を同時に可変制御する可変機構4と、該可変機構4の作動位置を制御する制御機構5と、該制御機構5を回転駆動する駆動機構6と、を備えている。

【0013】

前記可変機構4は、シリンダヘッド1の上部に有する図外の軸受に回転自在に支持された中空状の駆動軸7と、該駆動軸7に圧入等により固設された偏心回転カムである駆動カム8と、駆動軸7の外周面に揺動自在に支持されて、各吸気弁2、2の上端部に配設されたバルブリフタ9、9の上面に摺接して各吸気弁2、2を開作動させる一気筒当たり2つの揺動カム10、10と、前記駆動カム8と揺動カム10、10との間に連係されて、駆動カム8の回転力を揺動運動に変換して揺動カム10、10に伝達する伝達機構と、を備えている。

【0014】

前記駆動軸7は、機関前後方向に沿って配置されていると共に、一端部に設けられた図外の従動スプロケットや、該従動スプロケットに巻装されたタイミングチェーン等を介して機関のクランク軸から回転力が伝達されており、この回転方向は図1中、時計方向（矢印方向）に設定されている。

【0015】

前記駆動カム8は、ほぼリング状を呈し、円環状のカム本体と、該カム本体の外端面に一体に設けられた筒状部とからなり、内部軸方向に駆動軸挿通孔が貫通形成されていると共に、カム本体の軸心Yが駆動軸7の軸心Xから径方向へ所定量だけオフセットしている。

【0016】

前記両揺動カム10は、同一形状のほぼ雨滴状を呈し、円筒状のカムシャフト11の両端部に一体に設けられていると共に、該カムシャフト11を介して駆動軸7に揺動自在に支持されている。また、先端部のカムノーズ12側にピン孔13が貫通形成されていると共に、下面全体にはカム面14が形成されている。

【0017】

このカム面14は、図2及び図3に示すように、全体が曲率半径の異なる曲面状に形成されており、前記カムシャフト11側の基円面であるほぼ円弧状のベースサークル面14a（ベースサークル領域）と、該ベースサークル面14aからカムノーズ12側に連続して延びる緩衝部であるランプ面14b（ランプ領域）と、該ランプ面14bからカムノーズ12側に延びる正加速度領域である開弁小リフト面14cと、該開弁小リフト面14cからノーズトップ側に延びる負加速度領域である開弁中リフト面14d及び開弁大リフト面14eと、から主として構成されている。このカム面14のさらに具体的な構成は後述する。

【0018】

前記ベースサークル面14aとランプ面14b、開弁小リフト面14c、開弁中リフト面14d及び開弁大リフト面14eが、揺動カム10の揺動位置に応じて各バルブリフタ9の冠面9aの所定位置に当接するようになっている。

【0019】

前記伝達機構は、図6～図8にも示すように、前記駆動軸7の上方に配置されたロッカアーム15と、該ロッカアーム15の一端部15aと駆動カム8とを連係するリンクアーム16と、ロッカアーム15の他端部15bと揺動カム10とを連係するリンクロッド17と、を備えている。

【0020】

前記ロッカアーム15は、中央に有する筒状の基部が支持孔を介して後述する制御カム22に回転自在に支持されている。また、前記筒状基部の外端から突設された前記一端部15aには、ピン18が嵌入するピン孔が貫通形成されている一方、筒状基部の内端から突設された前記他端部15bには、リンクロッド17の上端部と連結するピン19が嵌入するピン孔が形成されている。

10

【0021】

前記リンクアーム16は、比較的大径な円環状の基部16aと、該基部16aの外周面所定位置に突設された突出端16bと、を備え、基部16aの中央位置には、前記駆動カム8のカム本体が回転自在に嵌合する嵌合孔16cが形成されている一方、突出端16bには、前記ピン18が回転自在に挿通するピン孔が貫通形成されている。

【0022】

前記リンクロッド17は、ロッカアーム15側が凹状のほぼく字形状に形成され、両端部17a, 17bには前記ロッカアーム15の他端部15bと揺動カム10のカムノーズ12の各ピン孔に挿入した各ピン19, 20の端部が回転自在に挿通するピン挿通孔が貫通形成されている。

20

【0023】

なお、各ピン18～20の一端部には、リンクアーム16やリンクロッド17の軸方向の移動を規制する図外のスナッピングがそれぞれ設けられている。

【0024】

前記制御機構5は、駆動軸7の上方位置に同じ軸受に回転自在に支持された制御軸21と、該制御軸21の外周に固定されてロッカアーム15の支持孔に摺動自在に嵌入されて、ロッカアーム15の揺動支点となる制御カム22と、を備えている。

【0025】

前記制御軸21は、駆動軸7と並行に機関前後方向に配設されていると共に、所定位置のジャーナル部21aが前記軸受のメインブラケットとサブブラケットとの間に回転自在に軸受されていると共に、前記駆動機構6によって正転あるいは逆転方向へ回転制御されるようになっている。

30

【0026】

前記制御カム22は、円筒状を呈し、軸心P2位置が制御軸21の軸心P1から所定分だけ偏倚している。

【0027】

また、前記制御軸21は、図1に示すように、一方側の最大回転位置と他方側の最大回転位置がストッパ機構によって規制されるようになっている。このストッパ機構は、シリンダヘッド1の上端部に突設された図外のストッパ壁と、制御軸21の外周面に一体的に固定された扇状のストッパ部材23とから構成され、前記ストッパ壁は、上端部のほぼ中央に半円形状の凹溝が形成されていると共に、該凹溝の両側上面に一对の第1、第2ストッパ部が形成されている。

40

【0028】

前記駆動機構6は、図1に示すように、シリンダヘッド1の後端部に固定された図外のハウジングと、該ハウジングの一端部に固定された電動モータ24と、ハウジングの内部に収容されて、電動モータ24の回転力を前記制御軸21に伝達する減速機であるボール螺子機構25と、前記ハウジングの前記電動モータ24と反対側の位置に収容されて、前記ボール螺子機構25を介して前記制御軸21により吸気弁2, 2を最小リフト量に制御する方向へ付勢する付勢手段であるコイルスプリング26と、から構成されている。

50

【 0 0 2 9 】

前記電動モータ24は、比例型のDCモータによって構成され、機関の運転状態を検出するコントロールユニット27から出力された制御電流によって正逆回転駆動するようになっている。

【 0 0 3 0 】

このコントロールユニット27は、クランク角センサやエアフローメータ、水温センサや、制御軸21の回転位置を検出するポテンシオメータ34等の各種のセンサからの検出信号をフィードバックして現在の機関運転状態を演算などにより検出して、前記電動モータ24に制御電流を出力している。

【 0 0 3 1 】

前記ボール螺子機構25は、前記ハウジング内に電動モータ24のモータ軸とほぼ同軸上に配置された出力軸であるボール螺子軸28と、該ボール螺子軸28の外周に螺合する移動部材であるボールナット29と、前記制御軸21の一端部に軸方向から連結された連係アーム30と、該連係アーム30と前記ボールナット29とを連係するリンク部材31と、から主として構成されている。

【 0 0 3 2 】

前記ボール螺子軸28は、両端部を除く外周面全体に所定幅のねじ部であるボール循環溝が螺旋状に連続して形成されていると共に、両端部がボールベアリング32によって回転自在に軸受けされている。

【 0 0 3 3 】

ボール螺子軸28は、一端部の先端部と電動モータ24のモータ軸の先端部が図外の連結部材によって同軸上で軸方向移動可能にセレクション結合され、かかる結合によって電動モータ24の回転力を前記ボール螺子軸28に伝達すると共に、ボール螺子軸28の軸方向の僅かな移動を許容している。

【 0 0 3 4 】

前記ボールナット29は、ほぼ円筒状に形成され、内周面に前記ボール循環溝と共同して複数のボールを転動自在に保持するガイド溝が螺旋状に連続して形成されている。また、このボールナット29は、各ボールを介してボール螺子軸28の回転運動を直線運動に変換しつつ軸方向の移動力が付与されるようになっていると共に、軸方向のほぼ中央位置に設けられた枢支ピン33によって前記リンク部材31が回動自在に連結されている。なお、このボールナット29は、例えば機関の停止時などでは、前記コイルスプリング26のばね力によって図1中、右側つまり電動モータ24側に付勢されて、制御軸21を介して吸気弁2,2を最小リフト、作動角に制御するようになっている。

【 0 0 3 5 】

前記リンク部材28は、板材をプレス成形によってほぼH字形状に形成され、平行な一対の細長い平板状のリンク部の一端部が前記ボールナット29の両側に跨がって配置されて前記枢支ピン31を介してボールナット29に回転自在に連結されている一方、他端部側が図外の前記枢支ピンを介して連係アーム30に回転自在に連結されている。

【 0 0 3 6 】

また、前記ボール螺子機構25は、図1に示すように、前記ボール螺子軸28の一方方向の回転に伴ってボールナット29が図中、最大右方向へ移動した位置で、前述したように、前記制御軸21を介して吸気弁2,2のバルブリフト量を最小リフト量及び作動角を最小作動角に制御し、また、前記ボール螺子軸28の他方向の回転に伴ってボールナット29が図中、コイルスプリング26のばね力に抗して所定量だけ左方向へ移動した位置で、前記制御軸21を介して吸気弁2,2のバルブリフト量を中間リフト量及び作動角を中作動角に制御するようになっている。さらに、前記ボール螺子軸28の他方向の回転に伴ってボールナット29が、コイルスプリング26のばね力にさらに抗して図中、最大左方向へ移動した位置で、前記制御軸21を介して吸気弁2,2のバルブリフト量を最大リフト量及び作動角を最大作動角に制御するようになっている。

【 0 0 3 7 】

そして、前記各揺動カム 10 のカム面 14 は、前述したように、前記ベースサークル面 14 a (ベースサークル領域)と、ランプ面 14 b (ランプ領域)と、正加速度領域である開弁小リフト面 14 c と、負加速度領域である開弁中リフト面 14 d 及び開弁大リフト面 14 e と、から主として構成されている。

【0038】

前記ベースサークル面 14 a とランプ面 14 b 及び開弁小リフト面 14 c とは、図 2 及び図 3 に示すように、それぞれ曲率半径が前記公報記載の従来のものと同じに設定されているが、前記開弁中リフト面 14 d と開弁大リフト面 14 e の曲率半径 2, 3 が従来のもの(図 3 の一点鎖線)と異なっている。

【0039】

すなわち、前記開弁小リフト面 14 c の曲率半径 1 は、従来と同じくほぼ直線状に近い大きく形成されて、前記ベースサークル面 14 a やランプ面 14 b よりも大きく設定されている一方、前記開弁中リフト面 14 d と開弁大リフト面 14 e の各曲率半径 2, 3 は従来のものよりも小さく設定されている。

【0040】

すなわち、本実施形態の揺動カム 10 は、図 3 に示すように、従来 of 揺動カムに対して本実施形態の揺動カム 10 のカムプロフィール(曲率半径)は、ベースサークル領域、ランプ領域、開弁小リフト面 14 c の正加速度領域の各領域では一致するが、負加速度領域における正加速度領域との境界付近の部位である負加速度領域の開始直後の開弁中リフト面 14 d は、その曲率半径 2 が従来のものよりも小さく設定されている。また、前記開弁中リフト面 14 d からノーズトップ側へ連続して延びた開弁大リフト面 14 e の曲率半径 3 は、前記開弁中リフト面 14 d よりも大きく設定されているが、全体として前記従来のものよりも小さく設定されている。

【0041】

また、図 3 に示すカム面 14 中の角度 a、b、c は、図 4、図 5 の角度 a、b、c とそれぞれ対応しており、これらは、図 2 に示す角度範囲 の範囲内と一致する。

【0042】

つまり、本実施形態の揺動カム 10 と従来 of 揺動カムとを比較した場合、前記正加速度領域である開弁小リフト面 14 c の角度 a の最小作動角 D1 では、両者とも同じ特性になり、開弁中リフト面 14 d の角度 b の中作動角 D2 では、後述する図 9 B に示すように、ピークリフト L2 が従来 of の L2' より 分だけ低下してリフト差が発生する。また、開弁大リフト面 14 e の角度 c の最大作動角 D3 では、図 9 C に示すように、ピークリフト L3 が従来 of の L3' より 分だけ低下して大きなリフト差が発生する。

【0043】

以下、従来 of 揺動カムと本実施形態 of 揺動カム 10 におけるカム面 14 のプロフィール、特に開弁中リフト面 14 d と開弁大リフト面 14 e の設定を、揺動カム 10 の正、負の加速度や、図 6 ~ 図 9 に示す後述 of 可変機構 4 の作動中における揺動カム 10 の挙動などの関係から説明する。

【0044】

前記図 2 に示す揺動カム 10 の角度 は、揺動カム 10 の揺動中心点 O を通り、揺動カム 10 と共に回転する基準線 Q とバルブリフト 9 の冠面 9 a に対する垂線 R との間に成す角度である。リフト y は、前記ベースサークル面 14 a と冠面 9 a との間の距離である。また、図 4 に示す揺動カム 10 の加速度 y'' は、バルブリフト y を角度 で 2 回微分したものである。

【0045】

前記カム面 14 のプロフィールは、開弁リフト y と加速度 y'' の特性をもって領域を区分される。つまり、開弁リフト y が 0 になるように設計されたベースサークル面 14 a と、該ベースサークル面 14 a から小さい加速度 y'' を与えた後に、再び加速度 y'' をほぼ 0 に戻して開弁リフト y を安定的に増加させるランプ面 14 b と、開弁リフト y を作動させるためのイベント領域であって加速度 y'' が正となる正加速度領域である開弁

10

20

30

40

50

小リフト面 14c と、加速度 y'' が負になる負加速度領域である開弁中、大リフト面 14d、14e に区分される。

【0046】

前記揺動カム 10 のカム面 14 の曲率半径と機関低回転時の揺動カム 10 とバルブリフタ 9 間の荷重 F 及び面圧 P は以下の式で表すことができる。

【0047】

【数 1】

$$\rho = Rc + y + y''$$

$$F = F_0 + k \times y$$

$$P = \sqrt{\frac{E \times F}{2\pi \times \rho \times w}}$$

10

【0048】

ここで、 F_0 はバルブスプリング 3 のばね荷重、 k はバルブスプリング 3 のばね定数、 w は揺動カム 10 の巾長さ、 E は揺動カム 10 とバルブリフタ 9 の等価ヤング率である。

【0049】

図 4 で示すように、負加速度領域の開始直後、つまり、開弁中リフト面 14d の角度 b において曲率半径 ρ_2 を最も小さくする。この角度 b の領域では、曲率半径 ρ_2 が小さくバルブリフト量 L_2 が小さくなるため、バルブリフタ 9 の冠面 9a に対する荷重 F が小さい。これによって、バルブリフタ 9 の冠面 9a との間の面圧 P が小さくなる。

20

【0050】

開弁大リフト面 14e の最大作動角 D_3 での角度 c では、バルブリフト量 L_3 を低下させるために、図 4 に示すように、角度 a から角度 b において加速度 y'' をより小さくする。すなわち、曲率半径を、最小の状態を維持するように加速度 y'' を設定する。

【0051】

しかし、この場合、バルブリフト量が増加することによって、前記荷重 F が大きくなり面圧 P が増加する。この結果、カム面 14 とバルブリフタ 9 の冠面 9a との間の摩耗が発生し易くなる。このため、前記角度 a から角度 b との間は、面圧 P が極度に増加しないように、加速度 y'' を調整して曲率半径 ρ_3 を曲率半径 ρ_2 より大きく設定した。

30

【0052】

以下、本実施形態に係る動弁装置の作動を説明する。まず、機関停止時には、前記コイルスプリング 26 のばね力でボールナット 29 が電動モータ 24 側に押圧付勢されて、自動的に前記制御軸 21 を前記ストッパ機構に規制される最大一方向に回転させて、吸気弁 2, 2 のバルブリフト量を最小リフト量にすると共に、最小作動角側に制御する。

【0053】

機関始動後の機関運転状態の変化に応じて、前記コントロールユニット 27 27 から出力された制御電流に応じて前記電動モータ 24 が正回転あるいは逆回転してボール螺子軸 28 を同方向に回転させて、前記ボールナット 29 を図 1 の左右いずれかの方向へ移動させる。これによって、前記制御軸 21 が制御カム 22 を正転あるいは逆転させる。

40

【0054】

例えば、制御カム 22 が、最大一方向の回転によって軸心 P_2 が図 6 A、B に示すように、制御軸 21 の軸心 P_1 の回りを同一半径で回転して、肉厚部が駆動軸 7 から右上方向に離間移動する。これにより、ロッカアーム 15 の他端部 15b とリンクロッド 17 の枢支点は、駆動軸 7 に対して上方向へ移動し、このため、各揺動カム 10 は、リンクロッド 17 を介してカムノーズ 12 側が強制的に引き上げられて全体が時計方向へ回動する。

【0055】

よって、駆動カム 8 が回転してリンクアーム 16 を介してロッカアーム 15 の一端部 15a を押し上げると、その開弁リフトがリンクロッド 17 を介して各揺動カム 10 及び各

50

バルブリフタ 16 に伝達されるが、その開度量は十分に小さくなる。これによって、吸気弁 2, 2 は、バルブリフト量 L_1 と作動角 D_1 が図 9 A に示すように最も小さくなる。この結果、各吸気弁 2 の開時期が遅くなると共に、閉時期が早くなる。

【0056】

また、機関運転状態がさらに変化すると、制御カム 22 が、他方向の中間位置まで回転して軸心 P2 が図 7 A、B に示すように、制御軸 21 の軸心 P1 の回りを同一半径で回転して、肉厚部が右回転して駆動軸 7 に僅かに近づく。これにより、ロッカアーム 15 の他端部 15 b とリンクロッド 17 の枢支点は、駆動軸 7 に対して僅かに下方向へ移動することから、各揺動カム 10 は、リンクロッド 17 を介してカムノーズ 12 側が強制的に引き下げられて全体が反時計方向へ回動する。

10

【0057】

よって、駆動カム 8 が回転してリンクアーム 16 を介してロッカアーム 15 の一端部 15 a を押し上げると、その開弁リフトがリンクロッド 17 を介して各揺動カム 10 及び各バルブリフタ 16 に伝達され、その開弁リフトはやや大きくなる。これによって、吸気弁 2, 2 は、図 9 B に示すように、バルブリフト量が L_2 まで大きくなると共に、作動角も D_2 まで大きくなる。この結果、最小バルブリフト量 L_1 のときよりも各吸気弁 2 の開時期が早くなると共に、閉時期が遅くなる。

【0058】

このとき、前記作動角 D_2 は、図 9 B に示すように、従来 of 揺動カムを用いた場合と同じ大きさになるが、バルブリフト量 L_2 (実線) は、従来 of 揺動カムによるバルブリフト量 L_2' (一点鎖線) よりも 分だけ低くなる。

20

【0059】

機関運転状態がさらに変化すると、制御カム 22 が、他方向の最大位置まで回転して軸心 P2 が図 8 A、B に示すように、制御軸 21 の軸心 P1 の回りをさらに回転して、肉厚部がさらに右回転して駆動軸 7 に近づく。これにより、ロッカアーム 15 の他端部 15 b とリンクロッド 17 の枢支点は、駆動軸 7 に対してさらに下方向へ移動することから、各揺動カム 10 は、リンクロッド 17 を介してカムノーズ 12 側が強制的にさらに引き下げられて全体が反時計方向へ回動する。

【0060】

よって、駆動カム 8 が回転してリンクアーム 16 を介してロッカアーム 15 の一端部 15 a を押し上げると、その開弁リフトがリンクロッド 17 を介して各揺動カム 10 及び各バルブリフタ 16 に伝達され、その開弁リフトは十分に大きくなる。これによって、吸気弁 2, 2 は、図 9 C に示すように、バルブリフト量が L_3 まで最大に大きくなると共に、作動角も D_3 まで最大に大きくなる。この結果、中バルブリフト量 L_2 、中作動角 D_2 のときよりも各吸気弁 2 の開時期が最も早くなると共に、閉時期も最も遅くなる。

30

【0061】

このとき、前記作動角 D_3 は、図 9 C に示すように、従来 of 揺動カムを用いた場合とほぼ同じ大きさになるが、最大バルブリフト量 L_3 (実線) は、従来 of 揺動カムによるバルブリフト量 L_3' (一点鎖線) よりも 分だけ低くなる。

【0062】

つまり、バルブリフト量 y と作動角との関係を示す図 5 の特性図からも明らかなように、バルブリフト量 y は、最小作動角 (角度 a) から中間作動角 (角度 b) までは従来 of 揺動カムと同じ傾きで推移するが、前記中間作動角 (角度 b) 以降の最大作動角まではバルブリフト量に変化して、従来 of のもの (図中細線) よりも本実施形態の揺動カム (太い実線) の方が低いバルブリフト量になる。

40

【0063】

このように、本実施形態では、図 9 B, C に示すように、吸気弁 2, 2 の中バルブリフト量 L_2 と最大バルブリフト量 L_3 (図 4 及び図 5 の太い実線) を、従来 of の各バルブリフト量 (図 4 及び図 5 の細線) よりも低く抑えることができるのは、前述したように、前記各揺動カム 10 のカム面 14 中、従来 of のものに対して同じ正加速度領域を維持しながら負

50

加速度領域の開始点直後である前記角度 b の曲率半径 r_2 を小さくしたことによるためであり、また、その後の角度 c の曲率半径 r_3 も従来のものよりは小さくしたことによるためである。

【0064】

そして、機関始動後の機関のアイドル運転時を含む低回転運転領域では、前述のように、コントロールユニット 2727 から出力された制御電流によって電動モータ 24 の回転に伴って各ボールがボール循環溝とガイド溝との間を転動しながらボールナット 29 を、図 1 中、最大左方向へ直線状に移動させる。これによって制御軸 21 が、制御カム 22 を他方向の最大位置まで回転させて軸心 P2 が図 8 A、B に示すように、制御軸 21 の軸心 P1 の回りをさらに回転して、ロッカアーム 15 とリンクロッド 17 を介して各揺動カム 10 が、リンクロッド 17 を介してカムノーズ 12 側が強制的に引き下げられて全体が反時計方向へ回転する。

10

【0065】

よって、駆動カム 8 が回転してリンクアーム 16 を介してロッカアーム 15 の一端部 15a を押し上げると、その開弁リフトがリンクロッド 17 を介して各揺動カム 10 及び各バルブリフタ 16 に伝達され、その開弁リフトは十分に大きくなる。これによって、吸気弁 2, 2 は、図 9 C に示すように、バルブリフト量が L_3 まで最大に大きくなると共に、作動角も D_3 まで最大に大きくなる。この結果、中バルブリフト量 L_2 、中作動角 D_2 のときよりも各吸気弁 2 の開時期が最も早くなると共に、閉時期も最も遅くなる。

【0066】

このとき、前述したように、前記作動角 D_2 、 D_3 は、図 9 B、C に示すように、従来の揺動カムを用いた場合とほぼ同じ大きさになるが、バルブリフト量は、中バルブリフト量 L_2 と最大バルブリフト量 L_3 で、従来の揺動カムによるバルブリフト量 L_2' 、 L_3' (一点鎖線) よりも、分だけ低くなる。

20

【0067】

このように、機関低回転域では、吸気弁 2, 2 の最大バルブリフト量 L_3 を従来に比較して低く抑えつつ作動角を従来と同じく大きさの最大作動角 D_3 を確保することができるので、揺動カム 10 のカム面 14 とバルブリフタ 9 の冠面 9a との間の面圧を低減できると共に、安定した燃焼状態が得られる。この結果、前記カム面 14 と冠面 9a との間のフリクションが十分に低減されて摩耗の発生を抑制できると共に、機関回転の安定化と燃費の向上が図れる。

30

【0068】

すなわち、いわゆるアトキンソンサイクルを実現するには、ピストンが吸気上死点を閉じる方法と、ピストンが吸気下死点を通過した後に吸気弁を閉じる方法があるが、前記ピストンが吸気下死点になる前に吸気弁を閉じると、異常燃焼が発生するおそれがある。そこで、低回転時に、吸気弁を、ピストンの吸気下死点よりも遅く閉じた場合には、バルブリフト量が大きくなりすぎてフリクションが増大してしまうおそれがある。

【0069】

そこで、本実施形態では、大きな作動角 D_3 を確保することによって、吸気弁 2, 2 の閉弁時期 (IVC) を、ピストン下死点を通過した後とすることができるので、異常燃焼を抑制できる。また、このとき、吸気弁 2, 2 の最大バルブリフト量 L_3 における揺動カム 10 とバルブリフタ 9 との間の面圧 P を十分に低減できることから、前記両者 9, 10 間のフリクションの増加を抑制できるのである。

40

【0070】

また、前記各揺動カム 10 のカムノーズ 12 側の曲率半径を、従来の揺動カムよりも小さく形成したことによって、各揺動カム 10 の軽量化が図れる慣性質量が小さくなるので、作動応答性の向上と振動の低減化が図れる。

【0071】

また、本実施形態では、前述のように、揺動カム 10 の最大バルブリフト量 L_3 が、従来の揺動カムの最大バルブリフト量よりも分だけ小さくなるが、これは、例えば機関高

50

回転高負荷時における高出力を得るために必要なバルブリフト量であって、機関性能の低下をもたらすものではなく、却って過度なバルブリフト量が抑制されることによるフリクションの低減や燃費の向上、さらには振動抑制効果が大きい。

【0072】

本発明は、前記実施形態の構成に限定されるものではなく、前記揺動カム10のカム面14の開弁中、大リフト面14d、14eの曲率半径2, 3を、機関に仕様や大きさなどに応じて任意に変更することも可能である。

【0073】

また、前記吸気弁2, 2の他に、排気弁に適用することも可能である。

【0074】

また、前記可変機構4を備えない通常の動弁装置に適用することも可能であり、また、さらに異なる可変動弁装置に適用することも可能である。

【0075】

前記実施形態から把握される前記請求項以外の発明の技術的思想について以下に説明する。

〔請求項a〕請求項1に記載の内燃機関の動弁装置において、

前記開弁大リフト領域の曲率半径を、前記開弁中リフト領域の境界付近の部位よりも大きく設定したことを特徴とする内燃機関の動弁装置。

〔請求項b〕請求項1に記載の内燃機関の動弁装置において、

前記揺動カムの揺動加速度が正加速度領域から負加速度領域に変化したカム面の部位の曲率半径が、前記ベースサークル領域の曲率半径よりも小さく設定されていることを特徴とする内燃機関の動弁装置。

〔請求項c〕請求項2に記載の内燃機関の動弁装置において、

前記低回転低負荷時とは、アイドル運転時であることを特徴とする内燃機関の動弁装置。

【0076】

この発明によれば、かかる低回転域で、吸気弁の閉時期をピストン下死点よりも遅く位置にできると共に、揺動カムとバルブリフトとの面圧を十分に小さくすることが可能になる。

〔請求項d〕請求項1に記載の内燃機関の動弁装置において、

前記カムノーズ側の開弁小リフト領域は、前記カム面のベースサークル領域と隣接するランプ領域から延びた正加速度領域であり、前記開弁中、大リフト領域は、前記正加速度領域を経た負加速度領域であることを特徴とする内燃機関の動弁装置。

〔請求項e〕請求項2に記載の内燃機関の動弁装置において、

前記カムノーズ側の開弁小リフト面は、前記カム面のベースサークル面と隣接するランプ面から延びた正加速度領域であり、前記開弁中、大リフト面は、前記正加速度領域を経た負加速度領域であることを特徴とする内燃機関の動弁装置。

〔請求項f〕請求項3に記載の内燃機関の動弁装置に用いられる揺動カムにおいて、

前記開弁中リフト領域の境界付近の部位からさらにノーズトップ側に延びた開弁大リフト領域の曲率半径を、前記境界付近の部位よりも大きく設定したことを特徴とする内燃機関の動弁装置に用いられる揺動カム。

〔請求項g〕請求項3に記載の内燃機関の動弁装置に用いられる揺動カムにおいて、

前記カムノーズ側の開弁小リフト領域は、前記カム面のベースサークル領域と隣接するランプ領域から延びた正加速度領域であると共に、前記開弁中、大リフト領域は、前記正加速度領域を経た負加速度領域であり、前記負加速度領域の開弁大リフト領域の曲率半径を、前記ベースサークル領域の曲率半径よりも小さく設定したことを特徴とする内燃機関の動弁装置に用いられる揺動カム。

【符号の説明】

【0077】

2...吸気弁(機関弁)

10

20

30

40

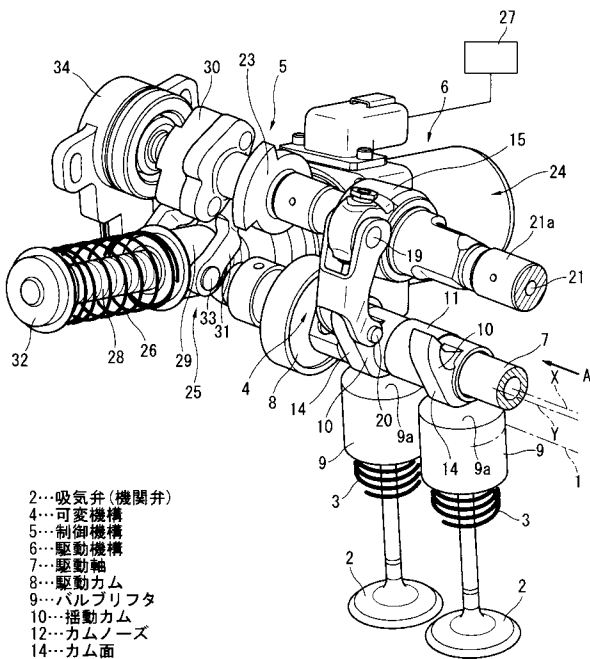
50

- 4 ... 可変機構
- 5 ... 制御機構
- 6 ... 駆動機構
- 7 ... 駆動軸
- 8 ... 駆動カム
- 9 ... バルブリフタ
- 10 ... 揺動カム
- 12 ... カムノーズ
- 14 ... カム面
- 14 a ... ベースサークル面 (ベースサークル領域)
- 14 b ... ランプ面
- 14 c ... 開弁小リフト面 (正加速度領域)
- 14 d ... 開弁中リフト面 (負加速度領域)
- 14 e ... 開弁大リフト面 (負加速度領域)
- 15 ... ロッカアーム
- 16 ... リンクアーム
- 17 ... リンクロッド
- 21 ... 制御軸
- 22 ... 制御カム
- 24 ... 電動モータ
- 25 ... ボールネジ機構 (減速機)
- 26 ... コイルスプリング

10

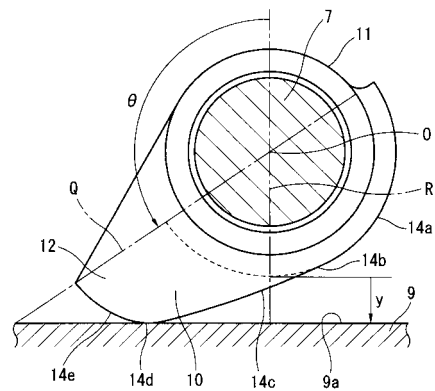
20

【 図 1 】

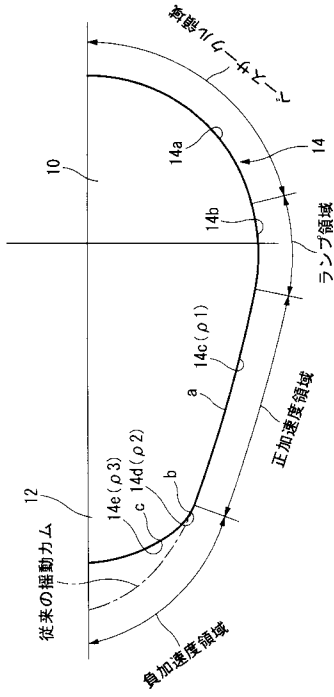


- 2...吸気弁 (機関弁)
- 4...可変機構
- 5...制御機構
- 6...駆動機構
- 7...駆動軸
- 8...駆動カム
- 9...バルブリフタ
- 10...揺動カム
- 12...カムノーズ
- 14...カム面
- 14a...ベースサークル面 (ベースサークル領域)
- 14b...ランプ面
- 14c...開弁小リフト面 (正加速度領域)
- 14d...開弁中リフト面 (負加速度領域)
- 14e...開弁大リフト面 (負加速度領域)
- 15...ロッカアーム
- 16...リンクアーム
- 17...リンクロッド
- 21...制御軸
- 22...制御カム
- 24...電動モータ
- 25...ボールネジ機構 (減速機)
- 26...コイルスプリング

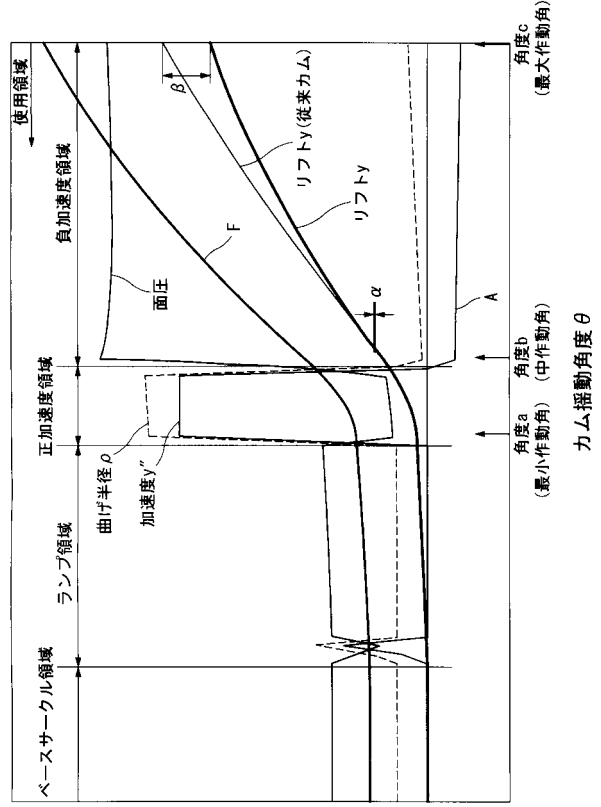
【 図 2 】



【 図 3 】

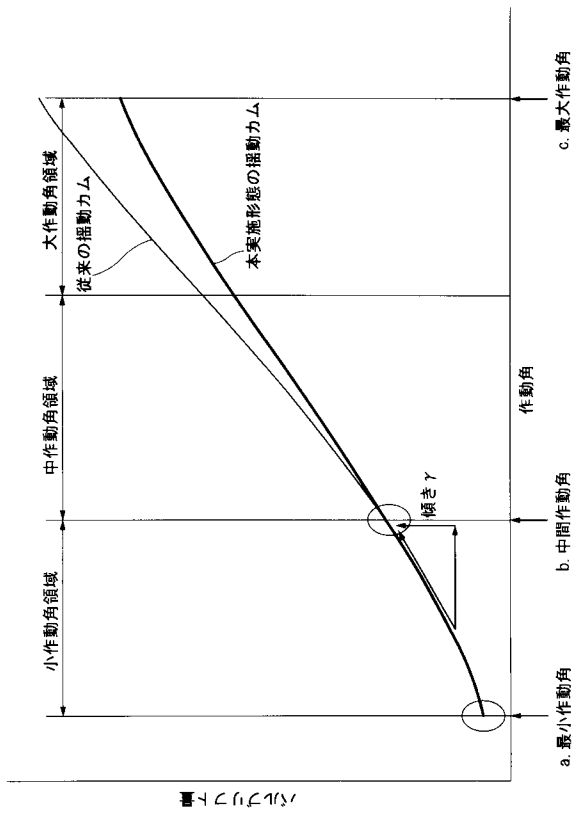


【 図 4 】

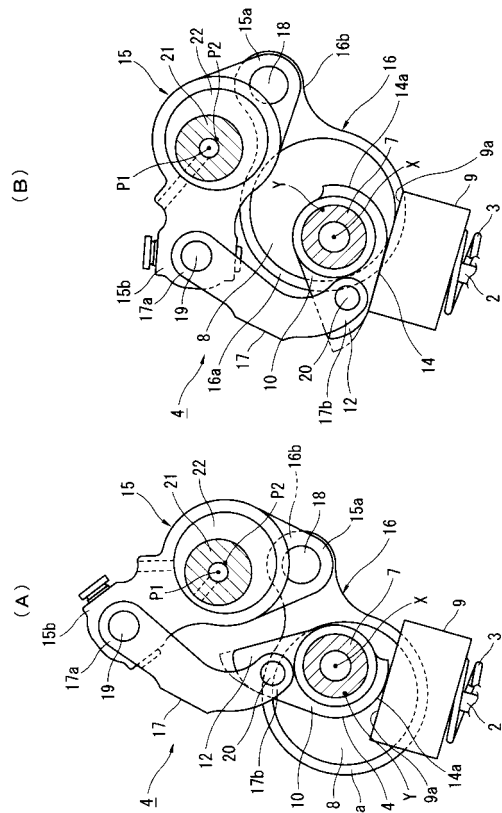


出願 2012-117376 機械部 図 4

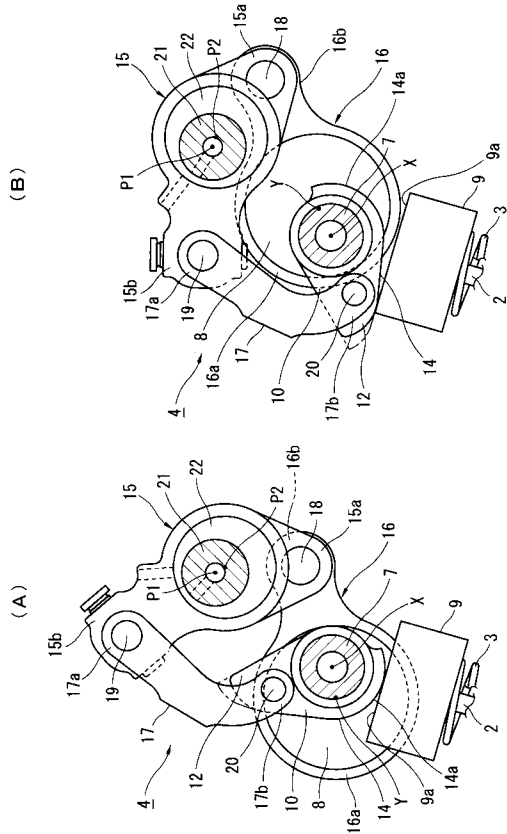
【 図 5 】



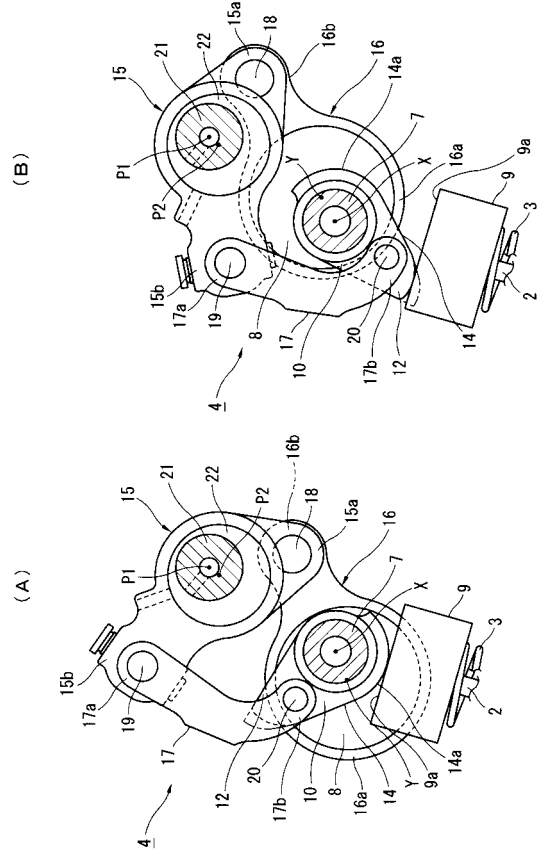
【 図 6 】



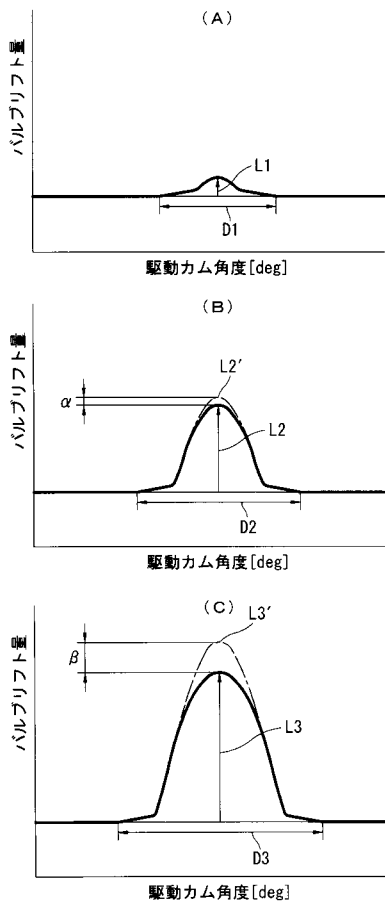
【 図 7 】



【 図 8 】



【 図 9 】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3G016 AA08 AA19 BA03 BA37 BA40 BB02 CA09 CA25
3G018 AB17 BA02 BA09 BA19 CA07 CA13 DA02 DA03 DA83 DA85
EA03 EA12 EA13 FA01 FA06 FA08 GA02