

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6520909号
(P6520909)

(45) 発行日 令和1年5月29日(2019.5.29)

(24) 登録日 令和1年5月10日(2019.5.10)

(51) Int.Cl.		F I			
FO1L 13/00	(2006.01)	FO1L 13/00	3 O 1 U		
FO1L 1/04	(2006.01)	FO1L 1/04	D		
FO1L 1/18	(2006.01)	FO1L 1/04	E		
FO1L 1/245	(2006.01)	FO1L 1/18	B		
		FO1L 1/245	Z		

請求項の数 2 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2016-250730 (P2016-250730)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成28年12月26日(2016.12.26)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2018-105174 (P2018-105174A)	(74) 代理人	110000947 特許業務法人あーく特許事務所
(43) 公開日	平成30年7月5日(2018.7.5)	(72) 発明者	矢野 寿行 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
審査請求日	平成30年3月22日(2018.3.22)	(72) 発明者	横山 友 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		(72) 発明者	西村 悠太 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 エンジンの可変動弁機構

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

多気筒エンジンに搭載され、カムシャフトに外挿したカムユニットを軸方向にスライドさせて、当該カムユニットに設けられた複数のカムのうちのいずれかを選択するようにしたエンジンの可変動弁機構であって、

各気筒毎に吸気および排気の少なくとも一方のバルブが2つずつ設けられて、それぞれロッカアームを介して前記選択されたカムにより駆動されるように構成され、

前記各ロッカアームは、エンジンのシリンダヘッドに揺動可能に支持される支持部と、前記バルブのステム部を押圧する押圧部とを有し、

各気筒毎の2つのロッカアームのいずれか一方の支持部が、その押圧部よりも前記カムシャフトの軸方向一側に偏位し、他方のロッカアームの支持部は、その押圧部よりも前記カムシャフトの軸方向他側に偏位している、ことを特徴とするエンジンの可変動弁機構。

【請求項2】

請求項1に記載のエンジンの可変動弁機構において、

前記シリンダヘッドには各気筒毎に、前記2つのロッカアームをそれぞれ支持するラッシュアジャスタの装着穴と、前記2つのバルブのステム部がそれぞれ挿通される挿通穴とが設けられ、

前記各気筒毎の2つの装着穴の中心の間隔が、2つの挿通穴の中心の間隔よりも広い、エンジンの可変動弁機構。

【発明の詳細な説明】

10

20

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジンの動弁系に用いられる可変動弁機構に関し、特に、カムシャフトに外挿したカムユニットを軸方向（以下、カム軸方向ともいう）にスライドさせて、複数のカムの中のいずれかを選択するようにしたカム切替方式のものに係る。

【背景技術】

【0002】

従来より、エンジンの吸気バルブのリフト特性を変更可能な可変動弁機構として、例えば特許文献1に記載されているように、複数のカムが設けられたカムキャリア（カムユニット）を吸気カムシャフトに外挿し、その軸方向にスライドさせることにより、いずれかのカムを選択するようにしたカム切替方式のものが知られている。この例ではエンジンの各気筒毎に2つずつ吸気バルブが設けられ、それぞれロッカアームを介して、前記の選択されたカムにより駆動されるようになっている。

10

【0003】

すなわち、吸気カムシャフトに外挿された各気筒毎のカムキャリアには、2つの吸気バルブのそれぞれに対応して、互いに高さの異なる複数のカムが設けられており、このカムユニットをカム軸方向にスライドさせることにより、いずれかのカムがロッカアームを押圧するようになっている。また、カムキャリアの外周には螺旋状のガイド溝が設けられており、これに外方からシフトピンを係合させると、カムシャフトの回転に伴いカムキャリアが回転しながら、カム軸方向にスライドする。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2010-520395号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

そのような動弁系の構造について図2を参照して説明すると、まず、ロッカアーム15は、基端側の支持部15bがラッシュアジャスタ16を介してシリンダヘッド（図示せず）に支持されており、一方、先端部15c（押圧部）は吸気バルブ10のステム部10aの頂部を押圧している。そして、ロッカアーム15の中間部分に設けられたローラ15aが例えば低リフト側のカム41によって押圧され、先端部15cが下向きに揺動して吸気バルブ10を開動作させるようになっている。

30

【0006】

そのように揺動するロッカアーム15は、上方から見ると、通常はカム41とほぼ平行に、即ちカム軸方向（軸線X）に対して直交するように配置されているが、製造上の公差などによって実際には、図7に誇張して示すようにロッカアーム15に対してカム41（仮想線で示す）が少し傾斜していることがある（図には傾斜角を θ として示す）。このため、カム41が回転してロッカアーム15を押圧するときには、それらの間の摩擦抵抗によって軸線X（図7には示さず）の方向にカム41が引き摺られることになる。

40

【0007】

すなわち、カム41がロッカアーム15を押圧するときには、このロッカアーム15を介してバルブスプリング18の反力を受けることになるが、前記のようにロッカアーム15とカム41とが傾斜していると、そのロッカアーム15を介してカム41に、ひいてはカムユニット4に作用するバルブスプリング反力には、軸線X方向の成分が含まれることになる。そして、これによりカムユニット4に予期せぬスライドが発生するおそれがあった。

【0008】

かかる実状を考慮して本発明の目的は、カムユニットのスライドによってバルブのリフト特性を切り替えるようにした可変動弁機構において、バルブスプリングからの反力に起

50

困する予期しないスライドの発生を抑制することにある。

【課題を解決するための手段】

【0009】

本発明では、気筒毎に例えば吸気バルブが2つずつ設けられている場合に、それぞれのバルブスプリング反力がカムユニットに対して、カム軸方向については逆向きに作用するようにし、これによりスライド力を相殺した。具体的に本発明は、多気筒エンジンに搭載され、カムシャフトに外挿したカムユニットを軸方向にスライドさせて、当該カムユニットに設けられた複数のカムのうちのいずれかを選択するようにしたエンジンの可変動弁機構が対象である。

【0010】

そして、各気筒毎に吸気および排気の少なくとも一方のバルブが2つずつ設けられて、それぞれロッカアームを介して前記選択されたカムにより駆動されるように構成され、それらの各ロッカアームが、エンジンのシリンダヘッドに揺動可能に支持される支持部と、前記バルブのステム部を押圧する押圧部とを有している場合に、いずれか一方のロッカアームの支持部を、その押圧部よりもカム軸方向一側に偏位させ、かつ、他方のロッカアームの支持部は、その押圧部よりもカム軸方向他側に偏位させたものである。

【0011】

前記のように構成されたエンジンの可変動弁機構においては、各気筒毎にシリンダヘッドの上方から見ると、製造上の公差によってカムがロッカアームに対して少し傾斜しているため、図7を参照して上述したように、ロッカアームからカム、そしてカムユニットに対して作用するバルブスプリング反力には、カム軸方向の成分が含まれるようになる。通常、カムユニットにおいて複数のカムは一体として同時に研磨されるので、2つのロッカアームからはカム軸方向について同じ向きに力が作用しやすい。

【0012】

しかしながら前記の構成では、各気筒毎の2つのロッカアームを敢えてカム軸方向に直交させず、少し傾斜させるとともに、その傾斜の向きを互いに逆の向きにしている。すなわち、前記のようにいずれか一方のロッカアームの支持部を、その押圧部よりもカム軸方向一側に偏位させ、反対に他方のロッカアームの支持部は、その押圧部よりもカム軸方向他側に偏位させている（図8を参照）。

【0013】

このような2つのロッカアームの傾斜配置によって、各気筒毎の2つのカムにそれぞれロッカアームから作用する力は、カム軸方向について逆の向きになる。すなわち、一方のロッカアームからの力はカム軸方向について一側に向かい、他方のロッカアームからの力はカム軸方向について他側に向かうようになる。こうしてバルブスプリング反力に起因して気筒毎2つのカムに作用するカム軸方向の力が相殺されることで、カムユニットのスライドを抑制することができる。

【0014】

そのように各気筒毎2つのロッカアームを互いに逆の向きに傾斜させるために好ましい構造は、前記シリンダヘッドに各気筒毎に、2つのロッカアームをそれぞれ支持するラッシュアジャスタの装着穴と、2つのバルブのステム部がそれぞれ挿通される挿通穴とが設けられている場合に、それら2つの装着穴の中心の間隔を2つの挿通穴の中心の間隔よりも広くすることである。

【0015】

すなわち一般的に、エンジンの各気筒毎の2つのバルブのレイアウトは、燃焼室の構成によって決定されるものであり、これにより、バルブのステム部の挿通穴のレイアウトも決定される。そのため、そうして決定される2つの挿通穴の間隔に対して、前記のように2つのラッシュアジャスタの装着穴の間隔を広くすれば、この装着穴と吸気ポートとの干渉を回避しやすくなり、吸気ポートの形状およびレイアウトの自由度が高くなるからである。

【0016】

また、好ましいのは、前記のようにロッカアームとの間の摩擦抵抗によってカムが引き摺られることを抑制するために、このカムのベース円区間において各気筒の排気行程に相当する角度範囲の少なくとも一部に、相対的に小径の区間を形成することである。こうすれば、その小径の区間においてロッカアームとの摩擦抵抗が小さくなって、カムの引き摺りが抑制される。なお、気筒の排気行程であれば小径の区間においてバルブの密閉度が低下しても不具合は生じない。

【発明の効果】

【0017】

本発明は、カムユニットのスライドによってバルブのリフト特性を切り替えるようにしたエンジンの可変動弁機構において、各気筒毎に吸気および排気の少なくとも一方のバルブが2つずつ設けられている場合に、それぞれに対応するロッカアームを逆向きに傾斜させて配置することで、バルブスプリング反力がカムユニットに対しカム軸方向については逆の向きに作用するようにした。これにより、バルブスプリング反力に起因する予期しないスライドの発生を抑制できる。

10

【図面の簡単な説明】

【0018】

【図1】本発明の実施の形態に係る可変動弁機構を装備したエンジンの動弁系の概略構成図である。

【図2】吸気側の動弁系の基本的な構成を示す斜視図である。

【図3】吸気カムシャフトに外挿されたカムユニットの横断面図である。

20

【図4】同カムユニットの構造を示す部分断面図である。

【図5】シフトピンとガイド溝との係合によってカムユニットをスライドさせるカム切替機構の基本的な構成を説明する図である。

【図6】同カム切替機構の動作を説明する図である。

【図7】シリンダヘッドの上方から見て、ロッカアームやカムの位置関係を誇張して示す説明図である。

【図8】実施の形態に係るロッカアームの傾斜配置を誇張して示す図7相当図である。

【図9】バルブ挿通穴とアジャスタ装着穴との位置関係を誇張して示す図である。

【図10】カムのベース円区間に相対的に小径の区間を形成した他の実施の形態に係るカムプロフィールの説明図である。

30

【発明を実施するための形態】

【0019】

以下、本発明をエンジンの動弁系に適用した実施の形態について説明する。本実施の形態のエンジン1は、一例として直列4気筒のガソリンエンジン1であって、図1には模式的に示すように第1～第4の4つの気筒3（#1～#4）がシリンダブロック（図示せず）の長手方向、即ちエンジン1の前後方向（矢印で示す図1の左右方向）に並んでいる。なお、以下ではエンジン1の前後方向を単に前後と呼ぶこともある。

【0020】

図1には上方から見て示すように、エンジン1の上部、即ちシリンダヘッド2の上部には、吸気バルブ10および排気バルブ11の動弁系が配設されている。すなわち、図1には破線で示すように、エンジン1の前後方向に一列に並んで設けられた4つの気筒3のそれぞれに、2つの吸気バルブ10および2つの排気バルブ11が設けられており、それらが吸気カムシャフト12および排気カムシャフト13によって駆動されるようになっている。

40

【0021】

それら吸気カムシャフト12および排気カムシャフト13の前端（図1の左端）部にはそれぞれ、バルブタイミングを連続的に変更可能なVVT（Variable Valve Timing）14が設けられている。さらに、吸気カムシャフト12には各気筒3毎に、吸気バルブ10を駆動するカム41、42（図2を参照）を切り替えて、そのリフト特性を変更するカム切替機構（本発明の可変動弁機構）が設けられている。

50

【 0 0 2 2 】

一例として第1気筒3（#1）について図2に拡大して示すように、各気筒3毎に吸気カムシャフト12の軸線Xの方向（カム軸方向、エンジン前後方向）に並ぶ2つの吸気バルブ10にそれぞれ対応して、プロフィールの異なる2つのカム41, 42が設けられている。図2においては左側（軸線X方向の一侧）から右側（他側）に向かって、低リフトカム41および高リフトカム42が並んでおり、そのいずれかが選択され、ロッカアーム15を介して吸気バルブ10を駆動する。

【 0 0 2 3 】

これら低リフトカム41および高リフトカム42のベース円は同径で、互いに連続する円弧面として形成されており、図2には、低リフトカム41のベース円区間にロッカアーム15のローラ15aが当接している状態を示している。ロッカアーム15は、その基端側の支持部15bが、ラッシュアジャスタ16を介してシリンダヘッド2（図2には示さず）に揺動可能に支持されている一方、先端部15c（押圧部）はリテーナ17を介して吸気バルブ10のステム部10aの頂部を押圧するようになっている。

10

【 0 0 2 4 】

すなわち、吸気バルブ10は一般的なポペット弁であり、そのステム部10aの上部にリテーナ17が取り付けられて、バルブスプリング18から上向きの押圧力を受けている。これにより、図2に実線で示すように吸気バルブ10は、その傘部が吸気ポート（仮想線で示す）を閉じている。なお、吸気バルブ10のステム部10aは、シリンダヘッド2に固定されたバルブガイド19に挿通されている。

20

【 0 0 2 5 】

前記図2に表れているようにベース円区間にローラ15aが当接していて、吸気バルブ10がリフトしていないときに、ロッカアーム15の先端部15cは吸気バルブ10を殆ど押圧していない。この状態から矢印Rの向きに吸気カムシャフト12が回転すると、図示はしないが、低リフトカム41がローラ15aを押圧して、ロッカアーム15を押し下げる。これにより吸気バルブ10はバルブスプリング18の反力に抗して、図2に仮想線で示すようにリフトされる。

【 0 0 2 6 】

- カム切替機構の全体構成 -

本実施の形態では、前記のようにロッカアーム15を介して吸気バルブ10をリフトさせるカムを、低リフトカム41または高リフトカム42のいずれかに切り替えるようになっている。すなわち、前記図2の他、図3～5にも示すように本実施の形態では、円筒状のスリーブ43の所定力所にカム41, 42が2つずつ一体に設けられてカムユニット4を構成し、吸気カムシャフト12にスライド可能に外挿されている。

30

【 0 0 2 7 】

なお、図1にのみ示すように本実施の形態では、長尺のスリーブ43が第1気筒3（#1）および第2気筒3（#2）に亘って延びていて、それぞれの気筒3の2つの吸気バルブ10に対応する部位に、即ち合計4力所に2つずつカム41, 42が設けられている。つまり、第1気筒3（#1）および第2気筒3（#2）の2つのカムユニット4, 4は、一つのスリーブ43で連結一体化されている。第3気筒3（#3）および第4気筒3（#4）についても同様である。

40

【 0 0 2 8 】

図3には、第1気筒（#1）のカムユニット4について軸線X方向の中央付近における横断面（図4のIII-III線断面）を示すように、スリーブ43の内周にはスプラインの内歯が形成され、吸気カムシャフト12の外周に形成されたスプラインの外歯と噛み合っている。つまり、カムユニット4（スリーブ43）は吸気カムシャフト12に対しスプライン結合されており、これと一体に回転するとともに軸線Xの方向にはスライドするようになっている。

【 0 0 2 9 】

そのようにカムユニット4をスライドさせるためにスリーブ43の外周には、以下に説

50

明するようにシフトピン 5 1 の係合されるガイド溝 4 4 が設けられている。本実施の形態では、前記図 2、4 などに表れているように、第 1 気筒（# 1）のカムユニット 4 における軸線 X 方向の中間部分に、全周に亘って周方向に延びる右回りの螺旋状のガイド溝 4 4 が設けられている。同様に、図示はしないが第 2 気筒（# 2）のカムユニット 4 には、左回りの螺旋状のガイド溝が設けられている。

【 0 0 3 0 】

そして、それらのガイド溝 4 4 にそれぞれシフトピン 5 1 を係合させることができるように、吸気カムシャフト 1 2 の上方には各気筒 3 毎にアクチュエータ 5 が配設されて、例えば軸線 X 方向に延びるステー 5 2 によってシリンダヘッド 2 に支持されている。このアクチュエータ 5 は、電磁ソレノイドによってシフトピン 5 1 を進退駆動するものであり、そのオン状態でシフトピン 5 1 が進出して、ガイド溝 4 4 に係合する。

10

【 0 0 3 1 】

そうして進出したシフトピン 5 1 が例えばガイド溝 4 4 と係合することにより、以下に図 6 も参照して説明するように、吸気カムシャフト 1 2 の回転に伴い、カムユニット 4 の外周面において相対的にはシフトピン 5 1 が周方向に移動しながら、ガイド溝 4 4 に沿って軸線 X 方向にも（即ち斜めに）移動するようになる。このとき実際にはカムユニット 4 が回転しながら軸線 X 方向にスライドする。

【 0 0 3 2 】

詳しくは、まず、図 5 に表れているようにガイド溝 4 4 は、カムユニット 4 の外周における軸線 X 方向の一側（図 5 の左側）寄りおよび他側（図 5 の右側）寄りを、それぞれ周方向に直線的に延びる直溝部 4 4 a、4 4 b と、これらの直溝部 4 4 a、4 4 b 同士を繋ぐ S 字状の湾曲溝部 4 4 c とを有している。そして、前記図 2 に表れているように低リフトカム 4 1 が選択されている位置（低リフト位置）では、軸線 X 方向一側の直溝部 4 4 a がアクチュエータ 5 のシフトピン 5 1 と対向している。

20

【 0 0 3 3 】

この状態でアクチュエータ 5 が動作してシフトピン 5 1 を進出させると、図 6 の上段に示すようにシフトピン 5 1 がガイド溝 4 4 の一側の直溝部 4 4 a と係合し、吸気カムシャフト 1 2 の回転に伴い図の下側に相対移動する。そして、図 6 の中段に示すように湾曲溝部 4 4 c に至り、この湾曲溝部 4 4 c に沿ってシフトピン 5 1 が図の下側に相対移動しながら、軸線 X 方向の他側にも、即ち斜めに移動するようになる。

30

【 0 0 3 4 】

これにより、実際にはシフトピン 5 1 がカムユニット 4 を軸線 X 方向の一側に押圧してスライドさせ、高リフトカム 4 2 が選択される位置（高リフト位置）へと切り替える。このとき、図 6 の下段に示すようにシフトピン 5 1 は、ガイド溝 4 4 の他側の直溝部 4 4 b に到達し、その後、ガイド溝 4 4 から離脱する。このようにして低リフト位置から高リフト位置に切り替えるときのカムユニット 4 のスライド量 S は、図 5 に示すように、低リフトカム 4 1 および高リフトカム 4 2 の間隔と同じになっている。

【 0 0 3 5 】

なお、前記のようにカムユニット 4 が高リフト位置に切り替えられると、図示はしないが、第 2 気筒（# 2）のカムユニット 4 に設けられたガイド溝の軸線 X 方向他側の直溝部がアクチュエータ 5 のシフトピン 5 1 と対向するようになる。そして、このアクチュエータ 5 をオンして、シフトピン 5 1 をガイド溝に係合させることで、前記と同様にして、吸気カムシャフト 1 2 の回転に伴いカムユニット 4 を軸線 X 方向の他側にスライドさせて、低リフト位置へと移動させることができる。

40

【 0 0 3 6 】

- ロック機構 -

本実施の形態では、前記のようにカム 4 1、4 2 を切り替えたときのカムユニット 4 の位置（低リフト位置、高リフト位置）を保持するためのロック機構 6 が、当該カムユニット 4 と吸気カムシャフト 1 2 との間に設けられている。すなわち、前記図 4 に表れているようにカムユニット 4 のスリーブ 4 3 の内周面には、軸線 X 方向（図 4 の左右方向）に並

50

んで2つの環状溝43a, 43bが形成され、その間に残存するように環状突部43cが形成されている。

【0037】

そして、カムユニット4が前記低リフト位置または高リフト位置にあるときに、前記の環状溝43a, 43bにそれぞれ嵌り込むように、吸気カムシャフト12には、その外周において出沒可能に2つのロックボール61が配設されている。すなわち、本実施の形態では、吸気カムシャフト12を貫通してその外周面の2カ所にそれぞれ開口する断面円形状の貫通孔12aが形成され、その内部に2つのロックボール61とコイルスプリング62とが収容されている。

【0038】

それら2つのロックボール61は、コイルスプリング62の両端部にそれぞれ配設されて、そのばね力によって貫通孔12aの両端の開口から外方に押し出されるように付勢されている。これにより、図4の上段に示すようにカムユニット4が低リフト位置(図4の右側の位置)にあるときには、2つのロックボール61がそれぞれ環状溝43aに嵌まり込んでカムユニット4のスライドを規制し、低リフト位置に保持している。

【0039】

一方、図4の下段に示すようにカムユニット4が高リフト位置(図4の左側の位置)にあるときには、2つのロックボール61がそれぞれ環状溝43bに嵌まり込んで、カムユニット4のスライドを規制し、高リフト位置に保持している。そして、図6を参照して前述したように、カムユニット4が例えば低リフト位置から高リフト位置にスライドするときには、ロックボール61が環状突部43cを乗り越えて環状溝43aから環状溝43bに移動するようになる。

【0040】

このときにはカムユニット4のスライドに伴いロックボール61が、まず、環状突部43cに押されて、コイルスプリング62のばね力に抗して移動し、環状溝43aから離脱する。そして、環状突部43cを乗り越えた後にロックボール61は、コイルスプリング62のばね力によって環状溝43bに嵌り込んでゆく。なお、カムユニット4が高リフト位置から低リフト位置にスライドする場合についても同様である。

【0041】

- ロッカアームの配置 -

ところで、上述したカム切替機構のように、吸気カムシャフト12にカムユニット4をスライド可能に外挿した構造では、吸気バルブ10のバルブスプリング18からの反力に起因して、カムユニット4がスライドしてしまうことがあった。すなわち、まず、図2を参照して上述したようにロッカアーム15は、その中間部分に設けられたローラ15aがカム41, 42により押圧されることによって揺動し、リテーナ17を介して吸気バルブ10を開動作させる。

【0042】

そのように揺動するロッカアーム15は、図7に示すように上方から見ると、仮想線で示すカム(図7では低リフトカム41とし、以下、単にカム41ともいう)と平行になるように、即ち吸気カムシャフト12の軸線X(図7には示さず)に対して直交するように配置される。しかしながら、製造上の公差などによって実際には、同図に誇張して示すようにロッカアーム15に対してカム41が少し傾斜していることがある(図には傾斜角をとして示す)。

【0043】

このようにカム41との間にミスアライメントがあると、ロッカアーム15を介してカム41、ひいてはカムユニット4に作用するバルブスプリング18の反力によって、予期しないカムユニット4のスライドが発生する可能性があった。すなわち、前記のようにカム41が回転してロッカアーム15を揺動させるときには、このロッカアーム15を介してバルブスプリング18からの反力を受ける。

【0044】

10

20

30

40

50

このとき、前記のようにロッカアーム 15 とカム 41 とが傾斜していると、両者の摩擦抵抗（本実施の形態ではカム 41 とローラ 15 a との転がり抵抗）によって軸線 X の方向にカム 41 が引き摺られることになる。言い換えると、ロッカアーム 15 を介してカム 41 ひいてはカムユニット 4 に作用するバルブスプリング反力には、軸線 X 方向の成分が含まれるようになり、これによりカムユニット 4 にスライド力が加わるのである。

【0045】

こうしてカムユニット 4 に加わるスライド力の大きさは、摩擦抵抗の大きさに比例するとみなしてよいので、バルブスプリング 18 の反力が大きいほど、スライド力は大きくなる。また、スライドの量については、ロッカアーム 15 とカム 41 との傾斜角度 θ を用いて、「カム 41 の周長」 $\times \tan \theta$ と表すことができ、傾斜角度 θ が大きいほど、スライド量が大きくなる。

10

【0046】

さらに、本実施の形態では、気筒 3 毎のカムユニット 4 において 2 つの吸気バルブ 10 に対応するカム 41 が一体として同時に研磨される（カム 42 も同じ）ので、ロッカアーム 15 との傾斜が同様に発生し、前記の引き摺りの向きが 2 つのロッカアーム 15 において同じ向きになる。このため、カム 41 ひいてはカムユニット 4 に作用するスライド力が大きくなりやすく、これがロック機構 6 の保持力に勝ると、カムユニット 4 の予期しないスライドが発生することになる。

【0047】

これに対し、例えばロック機構 6 のコイルスプリング 62 のばね定数を大きくしたり、ロックボール 61 の嵌り込む環状溝 43 a, 43 b を深くしたりすることも考えられるが、こうすると、カム 41, 42 の切り替えのためにカムユニット 4 をスライドさせる際の抵抗が増大することになり、切り替えの上限となるエンジン回転数が低くなってしまふ。また、コイルスプリング 62 を高応力状態で使用することになり、その耐久性が低下する懸念もある。

20

【0048】

このような実状を考慮して本実施の形態では、各気筒 3 毎の 2 つのロッカアーム 15 の配置に工夫をして、それぞれのバルブスプリング 18 の反力がカムユニット 4 に対し、軸線 X 方向については逆の向きになるようにしている。こうすれば、2 つのロッカアーム 15 を介してそれぞれカムユニット 4 へ作用するスライド力が相殺されることになるので、その予期しないスライドが抑制される。

30

【0049】

具体的には図 8 に一例を示すように本実施の形態では、各気筒 3 毎の 2 つのロッカアーム 15 のうち、いずれか一方（図の例では左側）のロッカアーム 15 の支持部 15 b を、その先端部 15 c よりも軸線 X 方向の一侧（図の左側）に偏位させ、かつ、他方（図の例では右側）のロッカアーム 15 の支持部 15 b は、その先端部 15 c よりも軸線 X 方向の他側（図の右側）に偏位させて、図では「八の字」になるようにしている。

【0050】

こうすると、前記一方のロッカアーム 15 の先端部 15 c に入力して、その揺動によりカム 41, 42（図 8 には示さず）に作用するバルブスプリング反力には、軸線 X 方向一侧に向かう成分が含まれるようになる。また、他方のロッカアーム 15 を介してカム 41, 42 に作用するバルブスプリング反力には、軸線 X 方向他側に向かう成分が含まれるようになって、両者が相殺し合うことになる。

40

【0051】

そのように 2 つのロッカアーム 15 をレイアウトするために本実施の形態では、図 9 に一例を示すようにシリンダヘッド 2 を上方から見て、各気筒 3 毎 2 つのラッシュアジャスタ 16 が装着されるアジャスタ装着穴 2 a と、2 つの吸気バルブ 10 の挿通穴（吸気バルブ 10 のステム部 10 a が挿通されるバルブ挿通穴 2 b）との位置関係を、以下のように設定している。なお、バルブ挿通穴 2 b には、吸気バルブ 10 のバルブガイド 19 が嵌入されている。

50

【0052】

図9において軸線X方向の一側(図では左側)にあるアジャスタ装着穴2aは、バルブ挿通穴2bよりも軸線X方向一側に偏位しており、他方(図では右側)のアジャスタ装着穴2aは、バルブ挿通穴2bよりも軸線X方向他側に偏位している。これにより、2つのアジャスタ装着穴2aの中心同士の間隔D1は、2つのバルブ挿通穴2bの中心(バルブガイド19の中心)同士の間隔D2よりも広がっている。

【0053】

ここで、一般的に本実施の形態のようなエンジン1において、各気筒3毎2つの吸気バルブ10のレイアウトは燃焼室の構成によって決定され、これにより2つのバルブ挿通穴2bの間隔D2が決定される。そこで、この間隔D2に対して2つのアジャスタ装着穴2aの間隔D1を広くすれば、このアジャスタ装着穴2aと吸気ポート(図9には示さず)との干渉を回避しやすくなって、その形状およびレイアウトの自由度が高くなる。

【0054】

以上、説明したように本実施の形態に係るエンジン1では、吸気カムシャフト12に装着したカムユニット4をスライドさせて、2つのカム41, 42を切り替えるカム切替機構を備える場合に、各気筒3毎2つの吸気バルブ10にそれぞれに対応するロッカアーム15を逆向きに傾斜させて配置することで、バルブスプリング18からの反力がカムユニット4に対しては軸線X方向について逆の向きに作用して、相殺されるようになる。これにより、バルブスプリング反力に起因する予期しないカムユニット4のスライドを抑制することができる。

【0055】

- 他の実施形態 -

本発明の構成は、上述した実施の形態の記載には限定されない。実施の形態はあくまで例示に過ぎず、本発明の構成は勿論、用途などについても限定しない。例えば実施の形態では、カムユニット4に吸気バルブ10毎に低リフトカム41および高リフトカム42を設け、そのリフト特性を高低2段階に切り替えるようにしているが、これに限定されず、例えばリフト特性を3段階に切り替えるものであってもよい。

【0056】

また、前記実施の形態では、第1および第2気筒3(#1、#2)のカムユニット4をスリーブ43によって連結一体化し、同様にして第3および第4気筒3(#3、#4)のカムユニット4も連結一体化しているが、これにも限定されず、第1~第4気筒3(#1~#4)それぞれのカムユニット4を独立してスライドするように構成してもよい。この場合にガイド溝44は、例えば特許文献1に記載されているY字状のガイド溝など、公知の種々の形状とすればよい。

【0057】

また、前記実施の形態では、各気筒3毎2つのロッカアーム15を介してカムユニット4に作用するバルブスプリング反力を、軸線X方向について相殺するために、それら2つのロッカアーム15を逆向きに傾斜させて、図9において八の字になるように配置しているが、2つのロッカアーム15の傾斜状態は図9において逆八の字になるようにしてもよい。

【0058】

さらに、ロッカアーム15との間の摩擦抵抗によってカム41, 42が引き摺られることを抑制するために、カムプロフィールに工夫をすることも効果的である。すなわち、一例を図10に示すようにカムプロフィールのベース円区間において、気筒3の排気行程に相当する角度範囲にベース円よりも少し小径の区間A(図では仮想線で示す)を形成するのである。

【0059】

こうすると、その小径の区間においてロッカアーム15との摩擦抵抗が小さくなって、カム41, 42の引き摺りが抑制されることによっても、カムユニット4の予期しないスライドが発生し難くなる。排気行程であれば小径の区間において吸気バルブ10の密閉度

10

20

30

40

50

が低下しても、不具合は生じない。なお、図 10 では気筒 3 の排気行程に相当する角度範囲全部を小径の区間としているが、これは排気行程に相当する角度範囲の一部であってもよい。

【 0 0 6 0 】

さらにまた、前記実施の形態ではエンジン 1 の動弁系における吸気側にカム切替機構を設けた例について説明したが、これは排気側であってもよいし、両側であってもよい。エンジン 1 についても直列 4 気筒には限定されず、直列 2 気筒、3 気筒或いは 5 気筒以上であってもよいし、直列でなく V 型など種々の気筒配列のエンジンにも本発明は適用可能である。

【 産業上の利用可能性 】

10

【 0 0 6 1 】

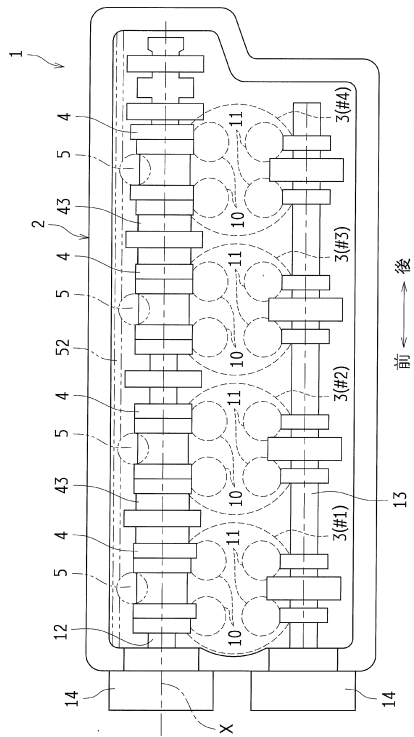
本発明は、エンジンの動弁系に設けたカム切替方式の可変動弁機構において、バルブスプリングの反力に起因する予期しないカムユニットのスライドを抑制できるものであり、例えば自動車に搭載されるエンジンに適用して効果が高い。

【 符号の説明 】

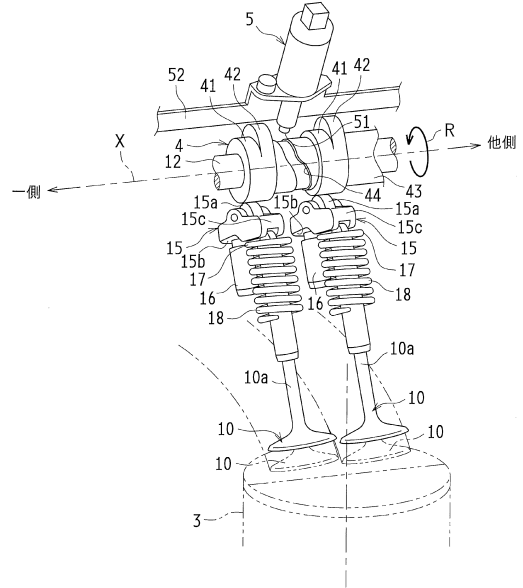
【 0 0 6 2 】

1	エンジン	
2	シリンダヘッド	
2 a	アジャスタ装着穴	
2 b	バルブ挿通穴	20
3 (# 1)	第 1 気筒	
3 (# 2)	第 2 気筒	
4	カムユニット	
4 1	低リフトカム	
4 2	高リフトカム	
4 4	ガイド溝	
1 0	吸気バルブ	
1 0 a	ステム部	
1 2	吸気カムシャフト	
1 5	ロッカアーム	30
1 5 b	支持部	
1 5 c	先端部 (押圧部)	
1 6	ラッシュアジャスタ	
D 1	2 つのアジャスタ装着穴の中心間隔	
D 2	2 つのバルブ挿通穴の中心間隔	
X	吸気カムシャフトの軸線 (カム軸方向、エンジン前後方向)	

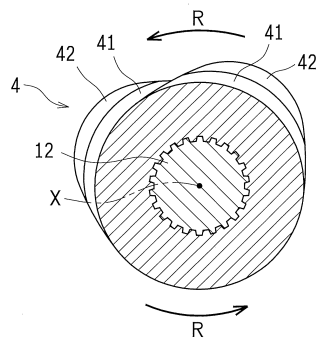
【図1】



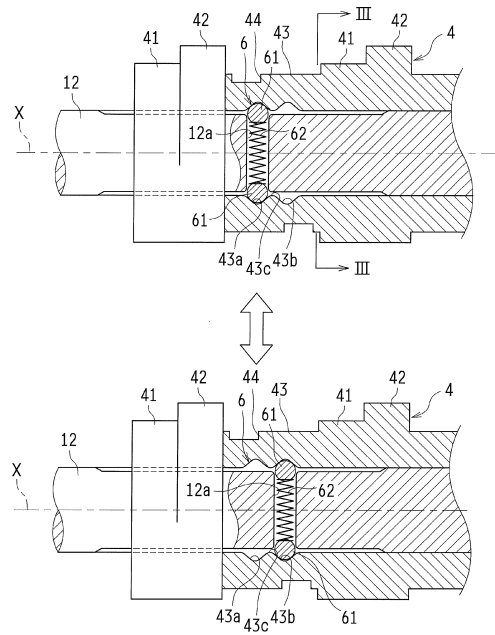
【図2】



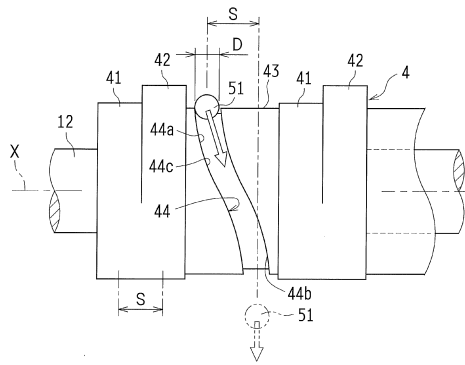
【図3】



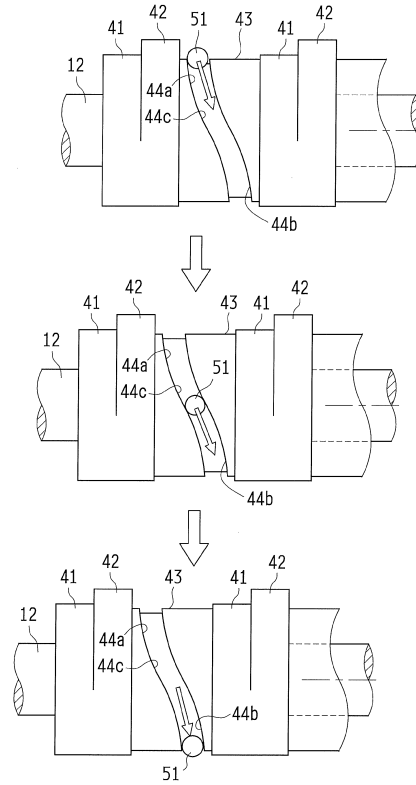
【図4】



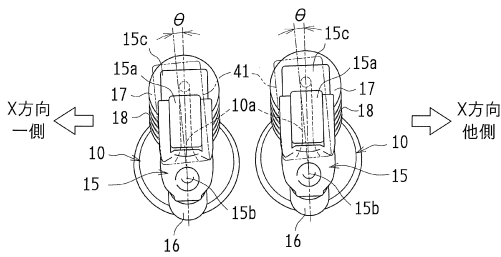
【 図 5 】



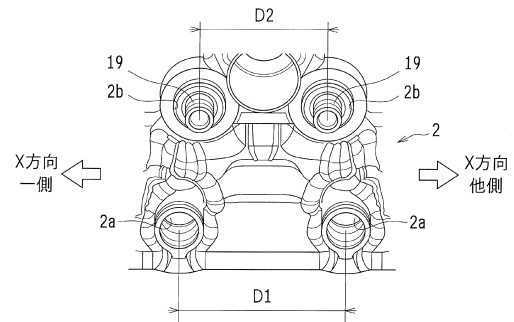
【 図 6 】



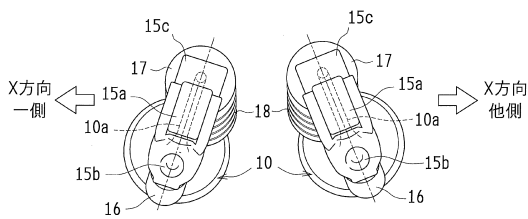
【 図 7 】



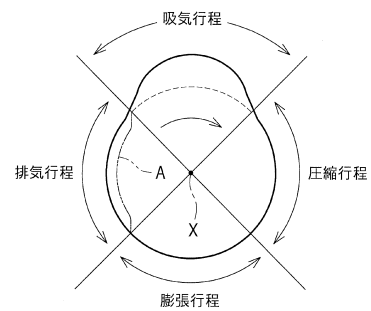
【 図 9 】



【 図 8 】



【 図 10 】



フロントページの続き

- (72)発明者 玉野 篤央
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
- (72)発明者 菅 聡一郎
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 堀内 亮吾

- (56)参考文献 特開昭59-213912(JP,A)
特開2011-99422(JP,A)
特開2009-197732(JP,A)
特開平10-18823(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|------|---------------|
| F01L | 1/34 - 1/356 |
| | 9/00 - 9/04 |
| | 13/00 - 13/08 |