



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称 : エンジンのバルブ制御機構

技術分野

[0001] 本発明は、エンジンのバルブ制御機構に関し、詳しくは、吸気バルブと排気バルブの少なくとも一方のリフト量を調節する技術に関する。

背景技術

[0002] 上記のように構成されたエンジンのバルブ制御機構として特許文献 1 には、中高速用ロッカアームがロッカシャフトに対してエキセントリック大径部に嵌装され、ロッカシャフトを回転駆動する油圧シリンダを備えた構成が示されている。この構成ではエキセントリック大径部としてロッカシャフトに偏芯ブッシュを介して中高速用ロッカアームが支持され、ロッカシャフトの回転駆動により中高速用ロッカアームを全体的にシフトさせてカムリフト量を変更し、結果として、バルブリフト量とバルブタイミングとの設定変更を実現する。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献 1 : 特開平 5 - 1 7 9 9 1 2 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 特許文献 1 に記載されるように、ロッカアームの端部をバルブの突出端に当接させ押圧力の作用によりバルブを開放する作動形態では、ロッカアームの端部がバルブの突出端に当接した際に当接音が発生する。このように当接音が発生する構成ではエンジン音を増大させることになり改善の余地がある。

[0005] また、特許文献 1 では、ロッカアームを全体的にシフトさせるため、ロッカシャフトに偏芯ブッシュを備え、これにロッカアームの基端部分を外嵌する構成であるが、この構成においてロッカアームを大きくシフトさせるため

には、偏芯ブッシュが大径化し、この偏芯ブッシュに外嵌するリング状の支持部も大径化するものとなり、この点にも改善の余地がある。

[0006] 本発明の目的は、作動時の騒音を抑制しながらバルブを必要とする量だけリフトさせエンジンを最適に制御し得るバルブ制御機構を合理的に構成する点にある。

課題を解決するための手段

[0007] 本発明の特徴は、駆動回転するカムシャフトと、前記カムシャフトの回転に応じて基端部の揺動軸芯を中心にして揺動するロッカアームと、前記ロッカアームを長手方向にシフトさせるシフトユニットと、当該ロッカアームの他方の端部に当接して、前記ロッカアームからの押圧力をバルブに伝達するラッシュアジャスタと、前記シフトユニットが、前記揺動軸芯と平行する制御軸芯を中心にして回転自在に支持され、且つ、前記制御軸芯から偏芯する偏芯支持部に対して前記ロッカアームの基端部を揺動自在に支持する制御部材が備えられ、この制御部材を、前記制御軸芯を中心に回転させるアクチュエータを備えて構成されている点にある。

[0008] この構成によると、カムシャフトの回転に伴いロッカアームが基端部の揺動軸芯を中心にして揺動し、このロッカアームの揺動端からの押圧力がラッシュアジャスタからバルブに伝達され、この押圧力によりバルブの開放操作が行われる。ラッシュアジャスタはロッカアームからの衝撃を抑制するため騒音が低減する。また、シフトユニットの制御部材をアクチュエータの駆動力で回転させることでロッカアームの基端部の揺動軸芯の位置を変位させる形態でロッカアームを長手方向にシフトさせる。これによりロッカアームにおいてカムシャフトのカム部が当接する位置と揺動軸芯の位置との距離を変更しロッカアームの揺動量を変更してバルブのリフト量の変更が可能となる。特に、この構成によるとカムシャフトからバルブに押圧力が作用するタイミングを変化させてバルブの開閉タイミングを変更も可能となる。

この構成では、制御部材がロッカアームの基端部を、揺動軸芯を中心にして支持する構成であるため、例えば、この制御部材を偏芯部材に構成し、こ

の偏芯部材に外嵌するリング状に支持構造をロッカアームに形成する構成と比較すると、シフトユニットの小型化が実現する。

従って、作動時の騒音を抑制しながらバルブを必要とする量だけリフトさせエンジンを最適に制御し得るバルブ制御機構が小型に構成された。特に、この構成によるとバルブのリフト量の変更と連動してバルブの開閉タイミングの変更も可能となり、吸気タイミングや排気タイミングを最適に設定できる。

[0009] 本発明は、前記バルブが、エンジンの吸気バルブとして構成され、アクセル操作具が増速方向に操作された場合には、操作量の増大に伴い前記吸気バルブによる吸気量を増大させる方向に前記アクチュエータを作動させて前記ロッカアームのシフトを行う制御部を備えても良い。

[0010] これによると、アクセル操作具が増速方向に操作された場合には、制御部がアクチュエータを制御することで吸気バルブによる吸気量を増大させる方向にロッカアームをシフトさせる。これにより、エンジンを増速させない場合には吸気量を少なくし、増速する場合には吸気量を増大させることが可能となり、吸気系に備えられるスロットルバルブで吸気量を調節しなくとも、吸気バルブのリフト量の調節により吸気量を調節してエンジンの回転速度の調節も実現する。また、スロットルバルブでの吸気抵抗を小さくし、結果としてポンピングロスを小さくして燃費の向上も実現する。

[0011] 本発明は、前記ロッカアームの中間部分で、前記カムシャフトのカム部が当接可能な位置に前記揺動軸芯と平行する軸芯を中心にして回転自在に中間ローラを備えても良い。

[0012] これによると、ロッカアームの中間部分の中間ローラに対してカムシャフトのカム部が当接するので、この当接時には中間ローラが回転することにより円滑な当接が実現し、摩耗を抑制できる。

[0013] 本発明は、前記ラッシュアジャスタが、前記ロッカアームからの押圧力を受けて作動する受圧作動体と、受圧作動体からの作動力を前記バルブに伝える中継作動体とを相対移動自在に備え、前記受圧作動体と前記中継作動体と

を離間する方向に付勢する中間スプリングを備えると共に、前記受圧作動体が前記中継作動体に接近する方向に変位した際に、前記受圧作動体と前記中継作動体とが互いに嵌め込まれる挿嵌部分に形成される受圧側ダンパ空間から流体の流出を抑制するオリフィス部が備えられても良い。

[0014] これによると、中間スプリングの付勢力により受圧作動体と中継作動体とが離間する方向に相対移動することになり、受圧作動体を突出させロッカアームやカム等の駆動機構と受圧作動体とを接触させる状態を維持できる。また、受圧作動体に対してロッカアームやカム等の駆動機構から押圧力が作用した場合には、受圧作動体に作用する押圧力が受圧側ダンパ空間の流体を介して中継作動体に作用し、この中継作動体からバルブを開放する方向に作用する。この中継作動体からバルブに押圧力が作用する際には受圧側ダンパ空間の内部の流体がオリフィス部から流れ出ることにより受圧作動体から中継作動体に作用する押圧力の一部を逃がし衝撃を吸収する。

[0015] 本発明において、前記中間ローラは常に前記カム部と接触しても良い。

[0016] これによると、中間ローラは常にカム部と接触しているため、カム部が回転しても中間ローラとカム部の接触部分からは衝撃音が発生せず、静粛性の高いバルブ制御機構を提供することができる。また、中間ローラは回転体であるため、カム部との接触部分の摩耗を最小限に抑えることができる。

[0017] 本発明において、前記ロッカアームの当接体は常に前記受圧作動体に設けられた受圧ローラと接触しても良い。

[0018] これによると、ロッカアームの当接体は常に受圧ローラと接触しているため、当接体が摺動しても当接体と受圧ローラの接触部分からは衝撃音が発生せず、静粛性の高いバルブ制御機構を提供することができる。また、受圧ローラは回転体であるため、当接体との接触部分の摩耗を最小限に抑えることができる。

図面の簡単な説明

[0019] [図1]は、エンジンのバルブ制御機構の構成を示す図である。

[図2]は、偏芯支持部がmin位置にある状態で閉じ状態のバルブとラッシュ

アジャスタとを示す断面図である。

[図3]は、偏芯支持部がm i n位置にある状態で開放作動が開始された際のバルブとラッシュアジャスタとを示す断面図である。

[図4]は、偏芯支持部がm i n位置にある状態で開放状態に達した際のバルブとラッシュアジャスタとを示す断面図である。

[図5]は、偏芯支持部がm i n位置にある状態で開放状態から閉じ状態に復帰した際のバルブとラッシュアジャスタとを示す断面図である。

[図6]は、偏芯支持部がm a x位置にある状態で閉じ状態のバルブとラッシュアジャスタとを示す断面図である。

[図7]は、偏芯支持部がm a x位置にある状態で開放状態に達した際のバルブとラッシュアジャスタとを示す断面図である。

[図8]は、受圧作動体に押圧力作用した直後を示すラッシュアジャスタの断面図である。

[図9]は、第2ダンパ空間がダンパ機能を奏する状態のラッシュアジャスタの断面図である。

[図10]は、受圧作動体から中継作動体に直接的に押圧力が伝わる状態のラッシュアジャスタの断面図である。

[図11]は、中継作動体がバルブスプリングの付勢力により突出作動を開始した直後のラッシュアジャスタの断面図である。

[図12]は、中継作動体が突出作動を行う際のラッシュアジャスタの断面図である。

[図13]は、偏芯支持部をm i n位置からm a x位置に変化させた際のバルブのリフト量の変化を示す図である。

発明を実施するための形態

[0020] 以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。

(基本構成)

図1には4サイクル型のエンジンEの吸気バルブ10と、カムシャフト20と、シフトユニット30と、ロッカアーム40と、ラッシュアジャスタ5

０と、吸気バルブ１０のリフト量を制御する制御部（ＥＣＵ）としてのエンジン制御ユニット６０とを備えたエンジンＥのバルブ制御機構を示している。

[0021] バルブ制御機構は、カムシャフト２０のカム部２２がロッカアーム４０の長手方向の中間位置の中間ローラ４３に当接することにより、ロッカアーム４０が揺動軸芯Ｔを中心に揺動するように構成されている。バルブ制御機構は、ロッカアーム４０の揺動端の当接体４４がラッシュアジャスタ５０に近接配置され、ロッカアーム４０の揺動に伴い当接体４４からの押圧力の作用時に衝撃を吸収しつつラッシュアジャスタ５０から吸気バルブ１０に伝えることにより吸気バルブ１０を開放する作動が行われる。

[0022] このバルブ制御機構では、シフトユニット３０の制御部材３２が制御軸芯Ｑを中心にして回動自在に支持され、この制御軸芯Ｑと偏芯する偏芯支持部３３に揺動軸芯Ｔを中心にして揺動自在にロッカアーム４０の基端部が支持されている。バルブ制御機構は、アクチュエータＡの駆動により制御部材３２が回動することでロッカアーム４０を長手方向にシフトさせ、吸気バルブ１０のリフト量を連続的に調節し、この調節に連動して吸気タイミングも変更する。

[0023] 具体的な作動形態は後述するが、カムシャフト２０が１回転する際に、このカムシャフト２０から吸気バルブ１０に作用する作動ストロークの変更によりリフト量を変更し、カムシャフト２０から吸気バルブ１０に押圧力が作用する領域（作用角）の変更により吸気バルブ１０の開放タイミングと開放継続時間とを変更する。また、作用角は、吸気バルブ１０が開放状態にある際のカムシャフト２０の回転角の領域であり、この作用角の変更により必然的にリフト量が最大となるタイミング（カムシャフト２０の回転角）も変更される。尚、カムシャフト２０のカム軸芯Ｐと、制御軸芯Ｑと、揺動軸芯Ｔとは互いに平行姿勢に設定されている。

[0024] エンジン制御ユニット６０は、車両のアクセルペダル６１（アクセル操作具の一例）の踏み込み操作量をペダルセンサ６２で検出し、この検出値に基

づいてアクチュエータAを制御することでロッカアーム40を長手方向にシフトさせ、カムシャフト20のカム部22が中間ローラ43に当接した際のロッカアーム40の揺動量を調節する。この調節により吸気バルブ10のリフト量を目標とする値に設定すると同時に、吸気タイミングを設定することでエンジンEの燃焼室3の吸気量と吸気タイミングとを制御し、結果としてエンジンEの回転速度の制御を実現する。

[0025] バルブ制御機構は、前述した吸気バルブ10の他に排気バルブに備えても良く、吸気バルブと排気バルブとの夫々に備えても良い。このバルブ制御機構の詳細を以下に説明する。

[0026] [吸気バルブ]

吸気バルブ10は、下端側で傘状に拡がるバルブヘッド11と、これに連なる軸状のバルブステム12とを一体的形成した形状を有している。シリンダヘッド1に備えたバルブガイド13に対してバルブステム12をスライド移動自在に挿通する形態で吸気バルブ10が支持されている。

[0027] バルブステム12の上端のストッパ14とシリンダヘッド1との間に圧縮コイル型のバルブスプリング15を備え、このバルブスプリング15の付勢力により吸気経路2と燃焼室3との境界位置のバルブシート16にバルブヘッド11が当接することで、吸気バルブ10が閉じ状態に維持される。

[0028] [カムシャフトとシフトユニット]

カムシャフト20は、カムシャフト部21と、この外周から突出するカム部22とを備えている。カムシャフト部21は、クランクシャフト（図示せず）からタイミングチェーン（図示せず）によって伝えられる駆動力によりカム軸芯Pを中心に回転するようにシリンダヘッド1に支持されている。

[0029] また、このバルブ制御機構では、タイミングチェーンとカムシャフト20との伝動系に対し、カム部22の相対回転位相を変更する可変バルブタイミングシステムを備えても良い。この可変バルブタイミングシステムの一例を挙げると、タイミングチェーンが巻回するスプロケットと一体回転する駆動側回転部材と、カムシャフト20と一体回転する従動側回転部材と、これら

の相対回転角を変更するアクチュエータとを備えて構成される。

[0030] この可変バルブタイミングシステムは、エンジンEの回転速度やエンジンEに作用する負荷等に基づいて吸気タイミングを最適に設定することが可能となり、例えば、低速時のトルクを高め、エンジンEの始動性を向上させることが可能となる。尚、可変バルブタイミングシステムは、排気用のカムシャフトに備えても良く、アクチュエータとして油圧式のものでも電動式のものでも使用が可能である。

[0031] シフトユニット30は、シリンダヘッド1に支持した軸体31の軸芯（制御軸芯Q）を中心にして回転自在に円盤状の制御部材32を支持し、この制御部材32の外周部において制御軸芯Qと平行姿勢の軸状となる偏芯支持部33を備えている。このシフトユニット30は、軸体31に対して制御部材32を回転させる電動モータ型のアクチュエータAを備えており、軸体31に対する制御部材32の回転量を検出する角度センサ34を備えている。

[0032] 尚、シフトユニット30のアクチュエータAとして油圧式のものをを用いて良く、この油圧式のものをを用いる場合には、油圧式の可変バルブタイミングシステムに用いられるアクチュエータと同一の構成を利用できる。

[0033] [ロッカアーム]

ロッカアーム40は、基端部に偏芯支持部33に遊嵌するリング状の遊嵌部41を備え、長手方向の中間位置には、カム軸芯Pと平行姿勢の支軸42を中心にして回転自在に中間ローラ43を支持し、基端部と反対側の揺動端側には当接体44が備えられている。

[0034] このロッカアーム40の遊嵌部41をシフトユニット30の偏芯支持部33に対して回転支持することにより、このロッカアーム40が揺動軸芯Tを中心にして支持される。そして、カムシャフト20のカム部22が、中間ローラ43に当接することにより、当接体44が下方に変位するように揺動する。この揺動に伴い、当接体44からの押圧力がラッシュアジャスタ50に伝えられ、更に、吸気バルブ10に伝えられ、この吸気バルブ10が開放する。

[0035] 当接体 44 は下方に緩やかに突出する円弧状の当接面を有しており、このロッカアーム 40 が長手方向にシフトした場合にもラッシュアジャスタ 50 との当接位置を上下に変動させないように構成されている。

[0036] [ラッシュアジャスタ]

図 8 に示すように、ラッシュアジャスタ 50 は、固定系としてのシリンダヘッド 1 に嵌め込み固定されたスリーブ部材 51 の内部に受圧作動体 52 と、中継作動体 53 とが摺動する状態で相対移動自在に内挿した構成を有している。スリーブ部材 51 と受圧作動体 52 と中継作動体 53 とは吸気バルブ 10 のバルブステム 12 のバルブ軸芯 R と同軸芯上に配置され、受圧作動体 52 と中継作動体 53 とはバルブ軸芯 R に沿って往復自在に支持される。流体空間 S1 と、受圧側ダンパ空間 S2 と、復帰側ダンパ空間 S3 が形成されている。また、ラッシュアジャスタ 50 は、前述した空間に対して作動流体としてのオイルの給排を行う油路系を備えている。このラッシュアジャスタ 50 は姿勢に拘わらず機能するものであるが、図 8 に示す姿勢に準じて位置関係や構成等を説明する。

[0037] スリーブ部材 51 は、全体がリング状であり外周部分の一部を小径化することによりオイルを貯留する貯留空間 51A が外周部分に形成されている。この貯留空間 51A に油圧ポンプ（図示せず）からオイルを供給する油路 1A がシリンダヘッド 1 に形成されている。スリーブ部材 51 の内側の上部側（吸気バルブ 10 と反対側）に小径部 51B が形成され、この下部側に大径部 51C が形成されている。スリーブ部材 51 には、受圧作動体 52 と中継作動体 53 とオイルを供給する供給油路として貯留空間 51A から小径部 51B に連通する第 1 給排経路 51D が形成され、貯留空間 51A から大径部 51C に連通する第 2 給排経路 51E が形成されている。尚、オイルポンプはエンジン E で駆動されるものを想定しているが、電動モータで駆動されるものであっても良い。

[0038] 受圧作動体 52 は、筒状の外周面を有し、上端位置にロッカアーム 40 の当接体 44 の圧力を受ける受圧ローラ 52R が回転自在に支持されている。

上部外面 5 2 A より小径となる下部外面 5 2 B を形成し、この下部外面 5 2 B を上下に 2 分する制御体 5 2 C が下部外面 5 2 B から外方に突出形成されている。内部にはバネ収容空間 5 2 D が形成され、これに圧縮コイル型の中間スプリング 5 4 が収容される。この中間スプリング 5 4 は受圧作動体 5 2 と中継作動体 5 3 との間に介装され、受圧作動体 5 2 を上方に突出させる付勢力を作用させる。この受圧作動体 5 2 の下端には当接部 5 2 E が形成されている。

[0039] 受圧作動体 5 2 の上部外面 5 2 A の外径をスリーブ部材 5 1 の小径部 5 1 B の内径より僅かに小さい値に設定することで、この受圧作動体 5 2 は、バルブ軸芯 R に沿う方向に移動自在に支持される。

[0040] 中継作動体 5 3 は、筒状部 5 3 A と下部の底壁部 5 3 B とを備えることで有底筒状に形成され、筒状部 5 3 A の上端（吸気バルブ 1 0 と反対側）の内周には受圧作動体 5 2 の制御体 5 2 C の入り込みが可能な段状部 5 3 C が形成されている。中継作動体 5 3 の底壁部 5 3 B の上面と受圧作動体 5 2 の上壁との間に中間スプリング 5 4 が配置され、この中継作動体 5 3 は、底壁部 5 3 B の底面に吸気バルブ 1 0 のバルブステム 1 2 の上端が当接する位置に配置されている。

[0041] 中間スプリング 5 4 として、バルブスプリング 1 5 と比較して小さい付勢力のもの（バネ定数が小さいもの）が使用されている。

[0042] 中継作動体 5 3 の筒状部 5 3 A の外径をスリーブ部材 5 1 の大径部 5 1 C の内径より僅かに小さい値に設定し、筒状部 5 3 A の内径を受圧作動体 5 2 の下部外面 5 2 B の外径より僅かに大きい値に設定している。これにより、中継作動体 5 3 はスリーブ部材 5 1 と受圧作動体 5 2 とに対してバルブ軸芯 R に沿う方向に相対移動自在となる。

[0043] 受圧作動体 5 2 の下部外面 5 2 B のうち、制御体 5 2 C より上側の領域を流体空間 S 1 と称しており、制御体 5 2 C より下側の領域を受圧側ダンパ空間 S 2 と称している。尚、受圧側ダンパ空間 S 2 は受圧作動体 5 2 が中継作動体 5 3 との挿嵌部分に形成される。また、スリーブ部材 5 1 の小径部 5 1

Bと大径部51Cとの境界の段状面51Sと、中継作動体53の上端外周の上端面53Sとで挟まれる領域に復帰側ダンパ空間S3が形成される。

[0044] このラッシュアジャスタ50では、受圧ローラ52Rにロッカアーム40の当接体44から圧力が作用しない状態では、中間スプリング54の付勢力により受圧作動体52が上方に突出して受圧ローラ52Rをロッカアーム40の当接体44に当接する状態が維持される。このように突出する際に流体空間S1に対して第1給排経路51Dが連通する位置関係にある場合には、オイルからの圧力も作用する状態で受圧作動体52が上方に突出する。次に、受圧ローラ52Rにロッカアーム40の当接体44から圧力が作用して受圧作動体52が中継作動体53に接近した場合には、受圧作動体52の外周面が第1給排経路51Dを閉塞して流体空間S1に対するオイルの出入りが遮断される。この後、受圧作動体52が中継作動体53に対して更に接近した場合には、復帰側ダンパ空間S3が第2給排経路51Eに連通する状態に切り換わる。このように第1給排経路51Dのオイルの流れを制御する受圧作動体52と、第2給排経路51Eのオイルの流れを制御する中継作動体53とで流体制御部が構成されている。

[0045] また、このラッシュアジャスタ50は、制御体52Cが受圧側ダンパ空間S2を閉じる方向に変位した場合には、制御体52Cと受圧側ダンパ空間S2の内壁との間に隙間状のオリフィス部55が形成される。受圧作動体52が更に下方に変位した場合には、下端の当接部52Eが中継作動体53に当接する状態に達し、当接体44からの押圧力を直接的に吸気バルブ10のバルブステム12に伝える状態となる。

[0046] [ラッシュアジャスタの作動形態]

ラッシュアジャスタ50は、ロッカアーム40の当接体44から受圧作動体52に押圧力が作用しない非押圧状態では、バルブスプリング15の付勢力によりバルブステム12が上限に達している。この状態で受圧作動体52は中間スプリング54の付勢力により突出しており、第2給排経路51Eはオイルの流れが遮断される遮断状態にある。尚、流体空間S1に対して第1

給排経路 5 1 D が連通する位置関係にある場合には、オイルからの圧力も作用する状態で受圧作動体 5 2 が上方に突出する。従って、この非押圧状態では、中間スプリング 5 4 の付勢力により受圧作動体 5 2 がスリーブ部材 5 1 から上方に突出して受圧ローラ 5 2 R がロッカアーム 4 0 の当接体 4 4 に当接する位置関係となる。また、受圧作動体 5 2 の下端の当接部 5 2 E が中継作動体 5 3 から離間する位置関係となる。

[0047] 図 8 にはロッカアーム 4 0 の揺動により当接体 4 4 から受圧作動体 5 2 に押圧力が作用して受圧作動体 5 2 が下降を開始した直後のラッシュアジャスタ 5 0 の断面を示している。このように受圧作動体 5 2 が下降を開始した状態では、第 1 給排経路 5 1 D と第 2 給排経路 5 1 E とが遮断状態となり、流体空間 S 1 と受圧側ダンパ空間 S 2 と復帰側ダンパ空間 S 3 とが連通状態となる。このように当接体 4 4 からの押圧力の作用が継続する状態では、流体空間 S 1 と受圧側ダンパ空間 S 2 と復帰側ダンパ空間 S 3 との容積変化が伴わない状態で受圧作動体 5 2 が中間スプリング 5 4 の付勢力に抗して中継作動体 5 3 に接近する作動が行われる。

[0048] この作動が行われることにより、図 9 に示すように受圧作動体 5 2 の制御体 5 2 C が受圧側ダンパ空間 S 2 に接近し、受圧側ダンパ空間 S 2 にオイルが封入されると共に、制御体 5 2 C と受圧側ダンパ空間 S 2 の内壁との間にオリフィス部 5 5 が形成される。これにより、受圧側ダンパ空間 S 2 の体積が縮小し、この受圧側ダンパ空間 S 2 に封入されたオイルをオリフィス部 5 5 から流体空間 S 1 と復帰側ダンパ空間 S 3 との内部に漏出させる状態に達し、受圧作動体 5 2 の作動が抑制される。この状態に達することにより受圧作動体 5 2 の下降に伴い流体空間 S 1 と受圧側ダンパ空間 S 2 と復帰側ダンパ空間 S 3 とに封入されたオイルを介して押圧力が受圧作動体 5 2 に伝えられ、受圧作動体 5 2 の下降が行われる。

[0049] また、受圧側ダンパ空間 S 2 の内部の圧力が上昇することにより受圧作動体 5 2 から中継作動体 5 3 に下降方向に押圧力が作用し、受圧作動体 5 2 の当接部 5 2 E が中継作動体 5 3 の底壁部 5 3 B に接近する作動が行われる。

この作動により、吸気バルブ 10 に対して中継作動体 53 から開放方向への押圧力が作用し、吸気バルブ 10 は開放方向への作動を開始する。

[0050] そして、中継作動体 53 の下降により第 2 給排経路 51E が復帰側ダンパ空間 S3 に連通する位置に達することで、図 10 に示すように受圧側ダンパ空間 S2 に封入されたオイルの圧力だけが受圧作動体 52 に作用する状態で受圧作動体 52 の当接部 52E が中継作動体 53 の底壁部 53B に当接する状態に達する。これにより受圧側ダンパ空間 S2 が機能して受圧作動体 52 の当接時の下降速度が抑制され、当接時の衝撃を吸収する緩衝作動を実現する。当接状態に達することでロッカアーム 40 の揺動力が受圧作動体 52 から中継作動体 53 に伝えられ、吸気バルブ 10 を開放方向に作動させる。

[0051] このように受圧作動体 52 が中継作動体 53 の底壁部 53B に当接して吸気バルブ 10 を開放操作した後に、ロッカアーム 40 の当接体 44 の当接力が解除され、吸気バルブ 10 が閉じ方向へ作動を開始する場合には、図 11 に示すように、流体空間 S1 と受圧側ダンパ空間 S2 と復帰側ダンパ空間 S3 とにオイルが封入される状態に達するが、受圧作動体 52 の上昇方向へ変化する際には、これらの空間の容積変化を伴わないので、受圧作動体 52 が中間スプリング 54 の付勢力により突出作動が行われる。

[0052] 中間スプリング 54 の付勢力により受圧作動体 52 が上昇方向に作動することにより、受圧ローラ 52R を当接体 44 に当接する状態が維持される。また、この受圧作動体 52 の作動により、図 12 に示すように受圧側ダンパ空間 S2 と復帰側ダンパ空間 S3 とが閉じた状態に達する。この状態ではバルブスプリング 15 の付勢力が中継作動体 53 を上昇させる方向に作用するが、スリーブ部材 51 の段状面 51S と中継作動体 53 の上端外周の上端面 53S とで挟まれる復帰側ダンパ空間 S3 にオイルが封入される状態となるため、中継作動体 53 の上昇速度が抑制される。これにより、バルブスプリング 15 の付勢力が作用する状況であっても、復帰側ダンパ空間 S3 からのオイルの流出が抑制されるため中継作動体 53 の上昇速度が抑制され、吸気バルブ 10 のバルブヘッド 11 がバルブシート 16 に当接する際の衝撃が吸

収される。

[0053] 〔制御構成・制御形態〕

図 1 に示すように、エンジン制御ユニット 60 は、ペダルセンサ 62 の検出信号と、角度センサ 34 の検出信号とからの検出信号とを取得する入力系を備えると共に、アクチュエータ A に制御出力する出力系を備えている。このエンジン制御ユニット 60 は、ペダルセンサ 62 で取得した検出値に対応して制御部材 32 の揺動量を目標値に設定するテーブルデータ等を備え、このテーブルデータ等に基づいてアクチュエータ A を作動させるプログラムを備えている。

[0054] このような構成から、アクセルペダル 61 の操作に基づいて吸気量の制御を行う際に、ペダルセンサ 62 の検出結果からアクセルペダル 61 が非操作状態にあることを判定した場合には、エンジン制御ユニット 60 がペダルセンサ 62 の検出値に基づいてアイドリング回転に対応した目標値を設定すると共に、この目標値に合致する検出値を角度センサ 34 で検出するようにアクチュエータ A の制御を実行する。

[0055] アイドリング状態に設定する場合には、図 1 ～図 5 に示す如く偏芯支持部 33 を min 位置に設定するように目標値が設定され、この制御によりロッカアーム 40 が変位し、当接体 44 が受圧ローラ 52 R との当接位置から揺動軸芯 T までの距離を最短にする。この制御により、図 4 に示すようにカムシャフト 20 のカム部 22 が中間ローラ 43 に当接してロッカアーム 40 が揺動した際の吸気バルブ 10 のリフト量が最小（最小リフト量 L_{min} ）となる。

[0056] 次に、ペダルセンサ 62 の検出結果からアクセルペダル 61 が踏み込み操作されたことを判定した場合には、エンジン制御ユニット 60 がペダルセンサ 62 の検出値に対応した目標値を設定すると共に、この目標値に合致する検出値を角度センサ 34 で検出するようにアクチュエータ A の制御を実行する。

[0057] この制御において、例えば、最高速位置まで踏み込み操作された場合には

、図6、図7に示すように、偏芯支持部33をmax位置に設定するように目標値が設定され、この制御によりロッカアーム40が変位し、当接体44が受圧ローラ52Rとの当接位置から揺動軸芯Tまでの距離を最長にする。この制御により、図7に示すように、カムシャフト20のカム部22が中間ローラ43に当接してロッカアーム40が揺動した際の吸気バルブ10のリフト量が最大（最大リフト量Lmax）となる。

[0058] 〔偏芯支持部の設定に基づく作動形態〕

このエンジンEのバルブ制御機構では、偏芯支持部33をmax位置に設定した場合には、カムシャフト20のカム部22の円周部分（ベースサークル）にロッカアーム40の中間ローラ43が接触する状態で、図6に示す如く受圧作動体52の下端の当接部52Eが中継作動体53に当接する。これに対して、偏芯支持部33をmin位置に設定した場合には、カムシャフト20のカム部22の円周部分（ベースサークル）にロッカアーム40の中間ローラ43が接触する状態で図2に示す如く、受圧作動体52の下端の当接部52Eが中継作動体53から離間する。

[0059] 図13には、カムシャフト20の回転角を横軸にとり、偏芯支持部33の設定位置を変化させた場合のバルブリフト量（吸気バルブ10の開放量）を縦軸にとったグラフを示している。同図に示すように、偏芯支持部33をmax位置に設定した場合には、吸気バルブ10は、カムシャフト20のカム部22のプロフィールを反映した基準軌跡に従う開閉作動を行い、吸気バルブ10は最大リフト量Lmaxだけ開放する。また、偏芯支持部33をmax位置から徐々にmin位置に変更した場合に吸気バルブ10は、基準軌跡を下方にシフトさせた形態の軌跡（上部のみの軌跡）に従う作動を行う。そして、偏芯支持部33をmin位置に設定した場合には、吸気バルブ10は、基準軌跡を大きく下方にシフトさせた形態の規制に従う作動を行い、吸気バルブ10は最小リフト量Lminだけ開放する。

[0060] つまり、偏芯支持部33をmax位置からmin位置に変化させた場合には、カム部22の凸面（カムノーズ）の近傍の形状を反映する作動を行うた

め、偏芯支持部 33 を $m i n$ 位置の近傍に設定するほど、基準軌跡を下方にシフトさせた軌跡（軌跡の上部領域）に従って吸気バルブ 10 が作動する形態が現れるのである。

[0061] 従って、偏芯支持部 33 を $m i n$ 位置に設定した状態では、カムシャフト 20 の回転に伴い、カムシャフト 20 のカム部 22 の円周部分（ベースサークル）に中間ローラ 43 が接触するタイミングで図 2 に示す如く、受圧作動体 52 の下端の当接部 52 E が中継作動体 53 から離間し、吸気バルブ 10 は閉じ状態を維持する（図 13（II））。また、このタイミングで、ラッシュアジャスタ 50 は、流体空間 S1 に供給されるオイルの圧力と、中間スプリング 54 の付勢力とにより受圧作動体 52 が上方に突出してロッカーム 40 の当接体 44 に当接する位置関係を作り出す。

[0062] 次に、カム部 22 の凸部に中間ローラ 43 が当接して押圧力が受圧作動体 52 に作用するタイミングでは、図 3 に示す如く、吸気バルブ 10 の開放作動が開始される（図 13（III））。このように押圧力が作用する際には、ラッシュアジャスタ 50 は前述したように図 8～図 10 に示す一連の作動を行うことにより受圧作動体 52 の当接部 52 E が中継作動体 53 の底壁部 53 B に当接する際の衝撃を低減する。つまり、前述したように流体空間 S1 と受圧側ダンパ空間 S2 と復帰側ダンパ空間 S3 とにオイルを封入する形態で押圧力を中継作動体 53 から吸気バルブ 10 に伝える作動を行うと共に、受圧側ダンパ空間 S2 の体積の縮小に伴い、この受圧側ダンパ空間 S2 に封入されたオイルをオリフィス部 55 から漏出させる緩衝作動を行うことで衝撃を低減する。

[0063] このように衝撃を低減するため吸気バルブ 10 が開放を開始する際の開放開始曲線 C は、基準曲線と異なり、緩速での開放作動を示す。

[0064] この後に、当接部 52 E が底壁部 53 B に当接した状態で受圧作動体 52 からの押圧力が中継作動体 53 から吸気バルブ 10 に伝えられることで、図 4 に示す如く、吸気バルブ 10 は最小リフト量 $L m i n$ だけ開放する（図 13（IV））。そして、カム部 22 の凸部から中間ローラ 43 に作用する押圧

力が解除されるタイミングでは、図5に示す如く、受圧作動体52の下端の当接部52Eが中継作動体53から離間し、吸気バルブ10は閉じ状態に復帰する(図13(V))。また、このように押圧力が解除される場合には、図11に示すように復帰側ダンパ空間S3に封入されるオイルにより吸気バルブ10の閉じ作動時において、バルブヘッド11がバルブシート16に当接する際の衝撃が低減される。

[0065] このように衝撃を低減するため吸気バルブ10の閉じ作動時の開放終了曲線Dは、基準曲線と異なり、緩速での閉塞作動を示す。

[0066] これと同様に、偏芯支持部33をmax位置に設定した状態では、カムシャフト20のカム部22の円周部分(ベースサークル)に中間ローラ43が接触するタイミングで図6に示す如く、受圧作動体52の下端の当接部52Eが中継作動体53に当接した状態で吸気バルブ10は閉じ状態を維持する(図13(VI))。また、このタイミングで、ラッシュアジャスタ50は、流体空間S1に供給されるオイルの圧力と、中間スプリング54の付勢力とにより受圧作動体52が上方に突出してロッカアーム40の当接体44に当接する位置関係を作り出す。

[0067] 次に、カムシャフト20の回転に伴い、中間ローラ43が円周部分からカム部22の凸面(カムノーズ)の境界部分に達した時点から中間ローラ43に押圧力を作用させ滑らかに吸気バルブ10の開放作動が開始する。これに続いて、図7に示す如く凸面のカム形状を反映した特性で開放作動が行われる(図13(VII))。

[0068] このように、偏芯支持部33をmax位置に設定した状態では、開放作動時には受圧作動体52の下端の当接部52Eが中継作動体53に当接する状態を維持しながら円滑な開放作動が行われるためラッシュアジャスタ50での緩衝作動を必要とするものではなく、この緩衝作動は行われない。

[0069] [実施形態の作用・効果]

このように本発明のバルブ制御機構では、アクセルペダル61の踏み込み操作に基づいてアクチュエータAを制御することによりロッカアーム40の

長手方向のシフト量を設定し、吸気バルブ１０のリフト量を連続的に変更し、この変更と連動して吸気バルブ１０による吸気タイミングの変更も可能となる。特に、スロットルバルブで吸気量の調節を行わずとも吸気バルブ１０のリフト量の変更により吸気量の調節が可能であるため、スロットルバルブでの吸気抵抗を小さくし、結果としてポンピングロス小さくして燃費の向上を実現する。

[0070] 本発明の構成では、制御部材３２に形成した偏芯支持部３３にロッカアーム４０の基端部を支持する構成と、制御部材３２を回動させるアクチュエータＡと、回転角度を検出する角度センサ３４を備える程度で吸気バルブ１０のリフト量の変更を実現できるので、バルブ制御機構の部品点数を少なくできる。

[0071] また、ロッカアーム４０の長手方向の中間位置に中間ローラ４３を備えているので、中間ローラ４３に対してカムシャフト２０のカム部２２が当接する際に、中間ローラ４３が回転することで円滑な当接を実現し、摩耗も抑制される。

[0072] この構成によると、ロッカアーム４０の当接体４４が高速で受圧作動体５２の受圧ローラ５２Ｒに当接する作動形態となるが、この当接時には受圧ローラ５２Ｒが回転し、ラッシュアジャスタ５０がロッカアーム４０の当接体４４の当接時の衝撃を抑制し、衝撃音の低減化も実現する。これと同様に、当接体４４が受圧ローラ５２Ｒから離間する方向に作動し吸気バルブ１０が閉じ方向に作動する際の衝撃もラッシュアジャスタ５０が抑制し、衝撃音の低減も実現する。これによりエンジン音を低減して静粛性を高めることになる。

[0073] 〔別実施形態〕

本発明は、上記した実施形態以外に以下のように構成しても良い。

[0074] (a) シフトユニット３０に備えられるアクチュエータＡとして油圧により作動する構成のものを使用する。このように構成することでエンジンＥで駆動される油圧ポンプからの作動油を利用して制御を実現できる。

[0075] (b) 実施形態にも説明した通り本発明のバルブ制御機構で排気バルブを制御するように構成する。このように排気バルブを制御する場合にも、リフト速度と、リフト量と、リフトタイミングとを任意に設定できるため、ポンピングロスを低減し、最適なタイミングでの排気を実現する。

産業上の利用可能性

[0076] 本発明は、カムシャフトのカム部と当接するロッカアームを備えたエンジンのバルブ制御装置に利用することができる。

符号の説明

[0077]	1 0	バルブ・吸気バルブ
	2 0	カムシャフト
	3 0	シフトユニット
	3 2	制御部材
	3 3	偏芯支持部
	4 0	ロッカアーム
	4 3	中間ローラ
	5 0	ラッシュアジャスタ
	5 2	受圧作動体
	5 3	中継作動体
	5 4	中間スプリング
	5 5	オリフィス部
	6 1	アクセル操作具（アクセルペダル）
	6 0	制御部（エンジン制御ユニット）
	A	アクチュエータ
	E	エンジン
	Q	制御軸芯
	S 2	受圧側ダンパ空間
	T	揺動軸芯

請求の範囲

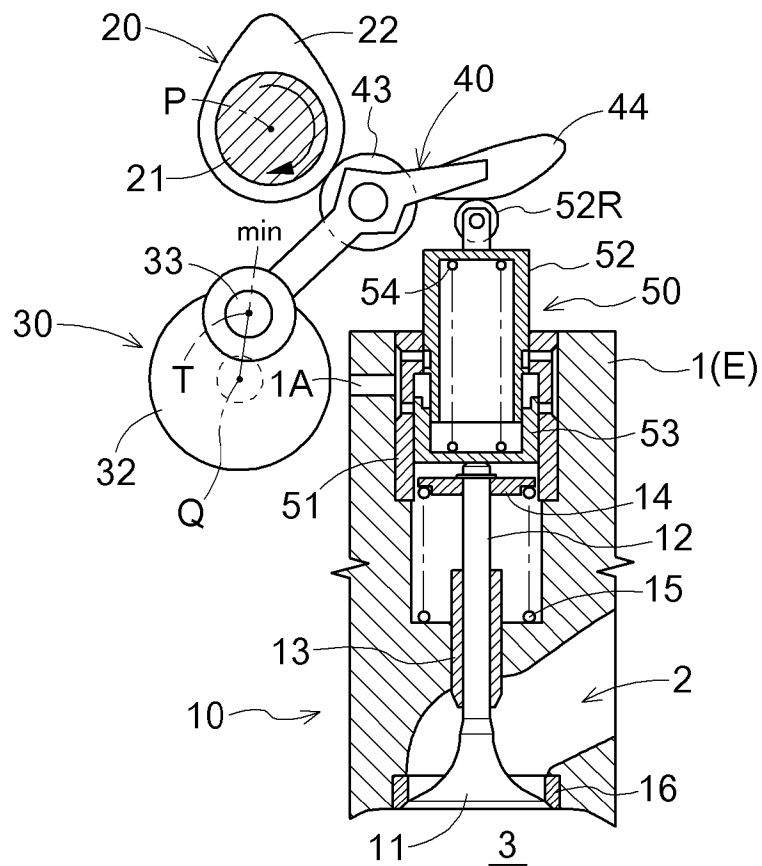
- [請求項1] 駆動回転するカムシャフトと、
前記カムシャフトの回転に応じて基端部の揺動軸芯を中心にして揺動するロッカアームと、
前記ロッカアームを長手方向にシフトさせるシフトユニットと、
当該ロッカアームの他方の端部に当接して、前記ロッカアームからの押圧力をバルブに伝達するラッシュアジャスタと、
前記シフトユニットが、前記揺動軸芯と平行する制御軸芯を中心にして回転自在に支持され、且つ、前記制御軸芯から偏芯する偏芯支持部に対して前記ロッカアームの基端部を揺動自在に支持する制御部材が備えられ、この制御部材を、前記制御軸芯を中心に回転させるアクチュエータを備えて構成されているエンジンのバルブ制御機構。
- [請求項2] 前記バルブが、エンジンの吸気バルブとして構成され、アクセル操作具が増速方向に操作された場合には、操作量の増大に伴い前記吸気バルブによる吸気量を増大させる方向に前記アクチュエータを作動させて前記ロッカアームのシフトを行う制御部を備えている請求項1記載のエンジンのバルブ制御機構。
- [請求項3] 前記ロッカアームの中間部分で、前記カムシャフトのカム部が当接可能な位置に前記揺動軸芯と平行する軸芯を中心にして回転自在に中間ローラを備えている請求項1又は2記載のエンジンのバルブ制御機構。
- [請求項4] 前記ラッシュアジャスタが、前記ロッカアームからの押圧力を受けて作動する受圧作動体と、受圧作動体からの作動力を前記バルブに伝える中継作動体とを相対移動自在に備え、前記受圧作動体と前記中継作動体とを離間する方向に付勢する中間スプリングを備えると共に、
前記受圧作動体が前記中継作動体に接近する方向に変位した際に、前記受圧作動体と前記中継作動体とが互いに嵌め込まれる挿嵌部分に形成される受圧側ダンパ空間から流体の流出を抑制するオリフィス部

が備えられている請求項 1 ～ 3 のいずれか一項に記載のエンジンのバルブ制御機構。

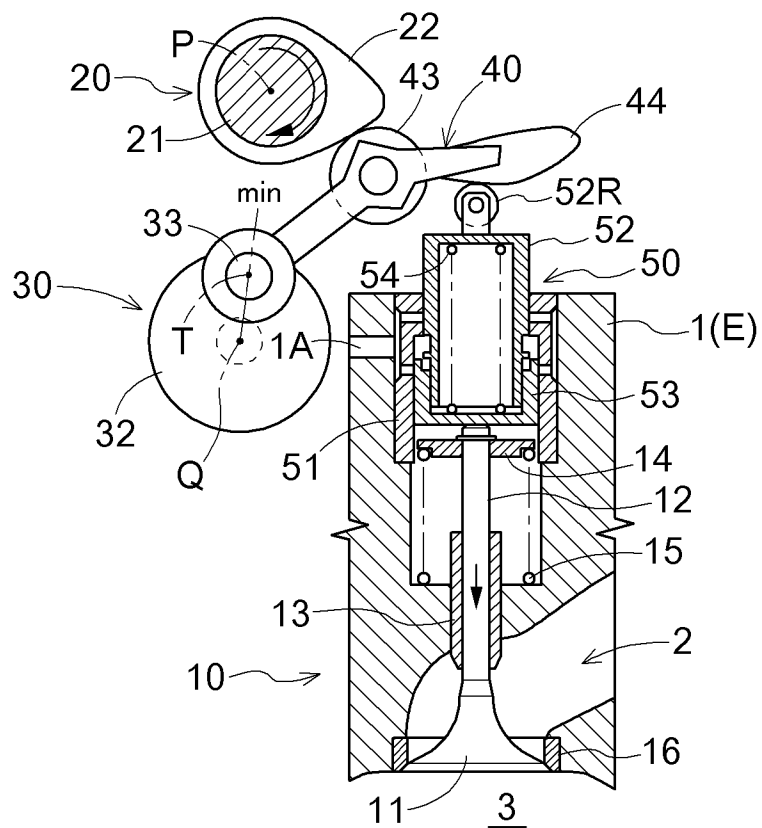
[請求項5] 前記中間ローラは常に前記カム部と接触している請求項 3 に記載のエンジンのバルブ制御機構。

[請求項6] 前記ロッカアームの当接体は常に前記受圧作動体に設けられた受圧ローラと接触している請求項 4 に記載のエンジンのバルブ制御機構。

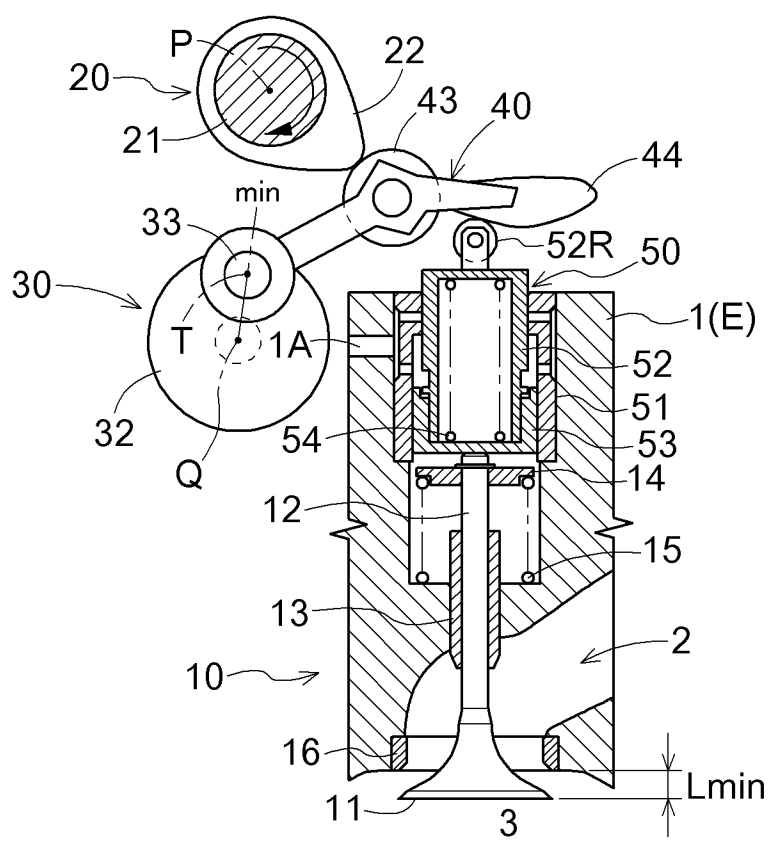
[図2]



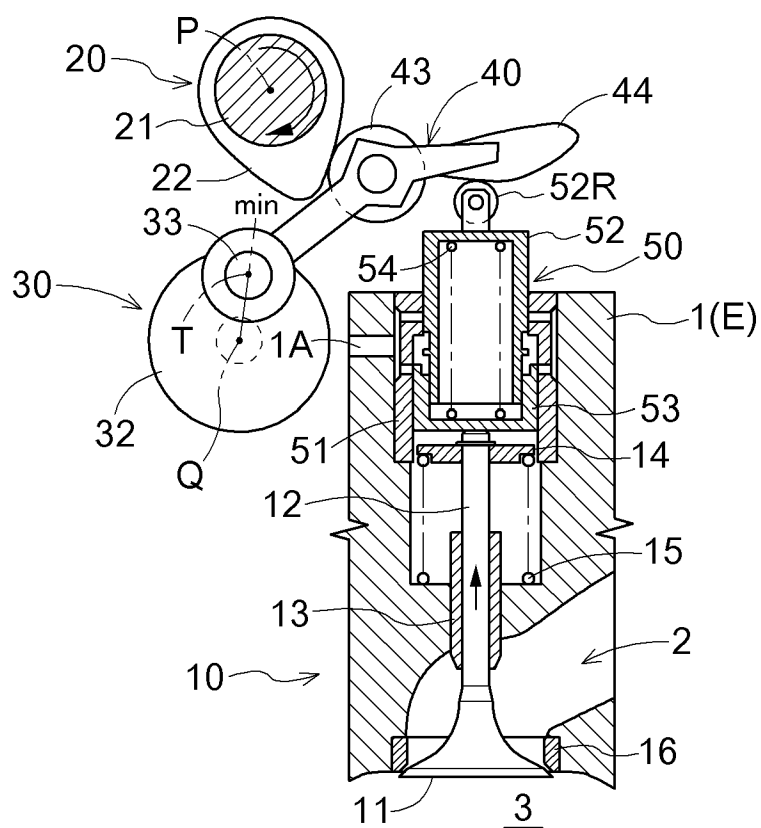
[図3]



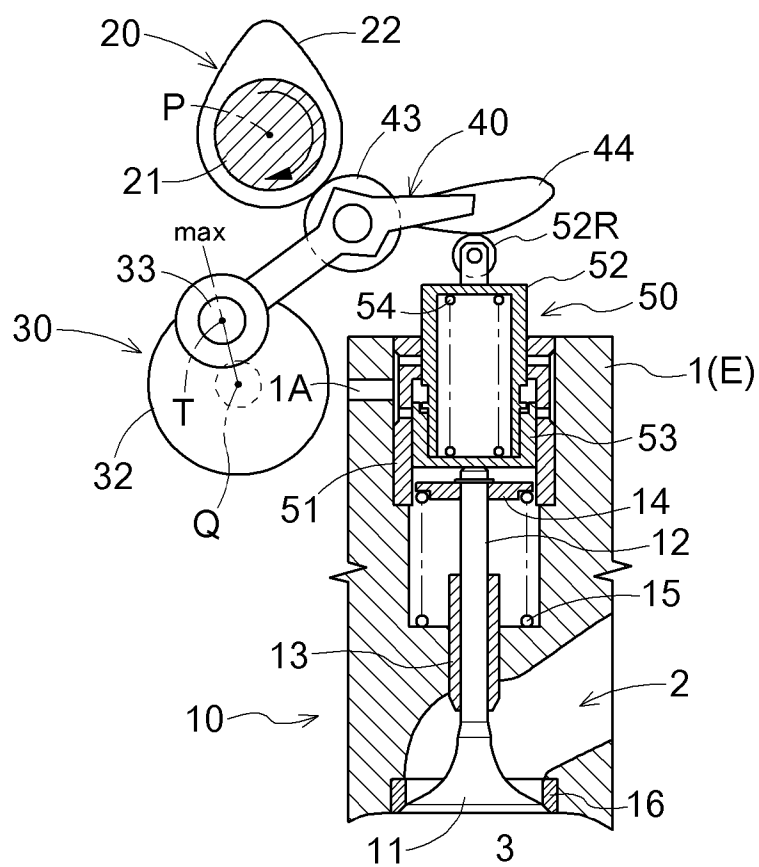
[図4]



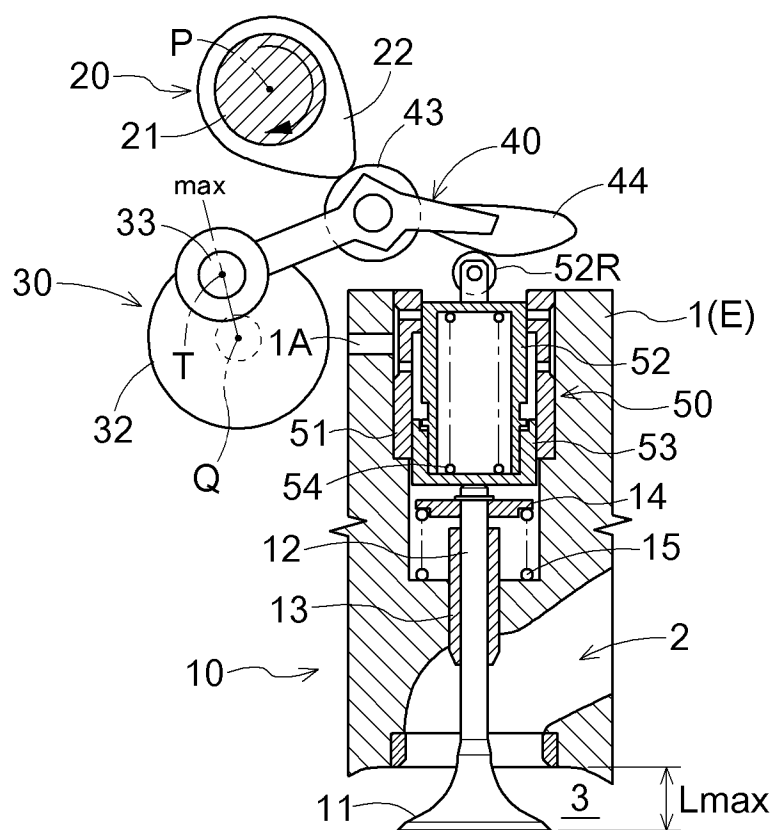
[図5]



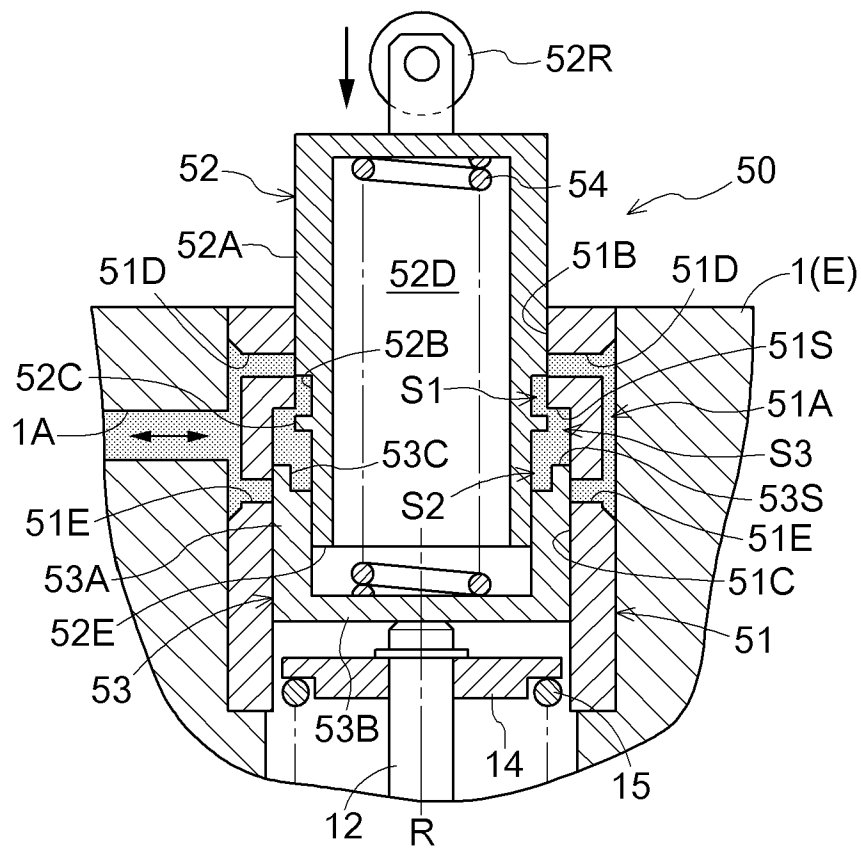
[図6]



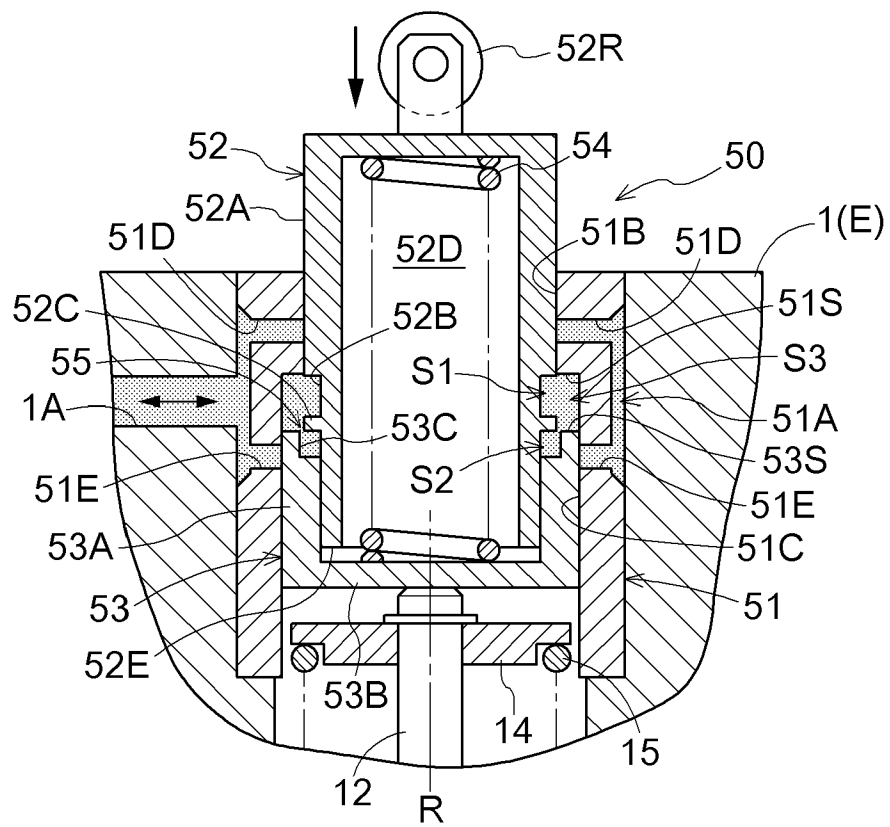
[図7]



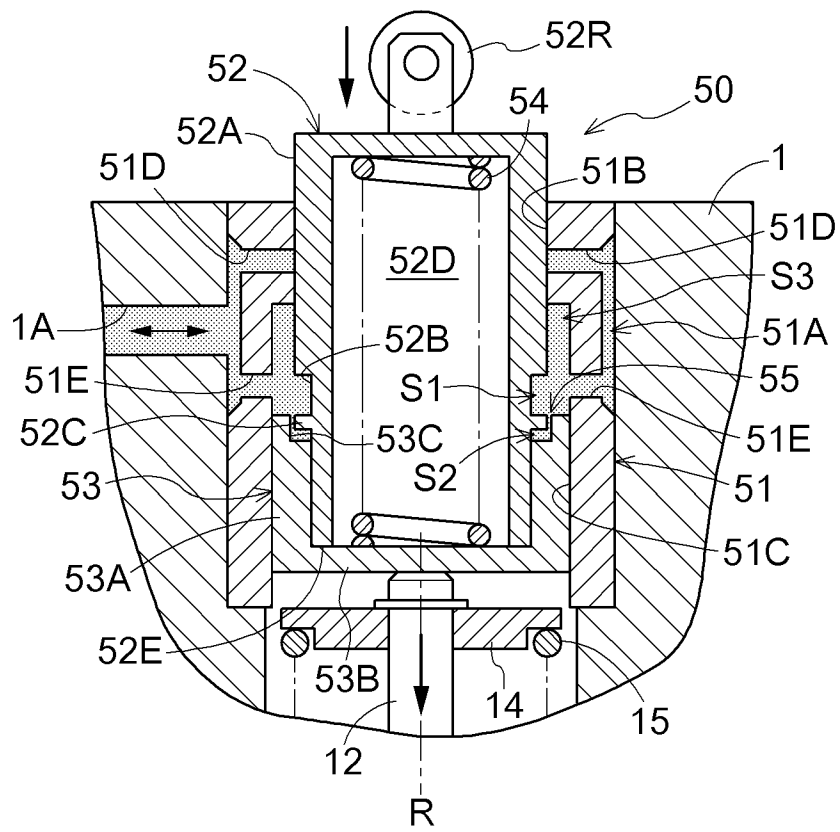
[図8]



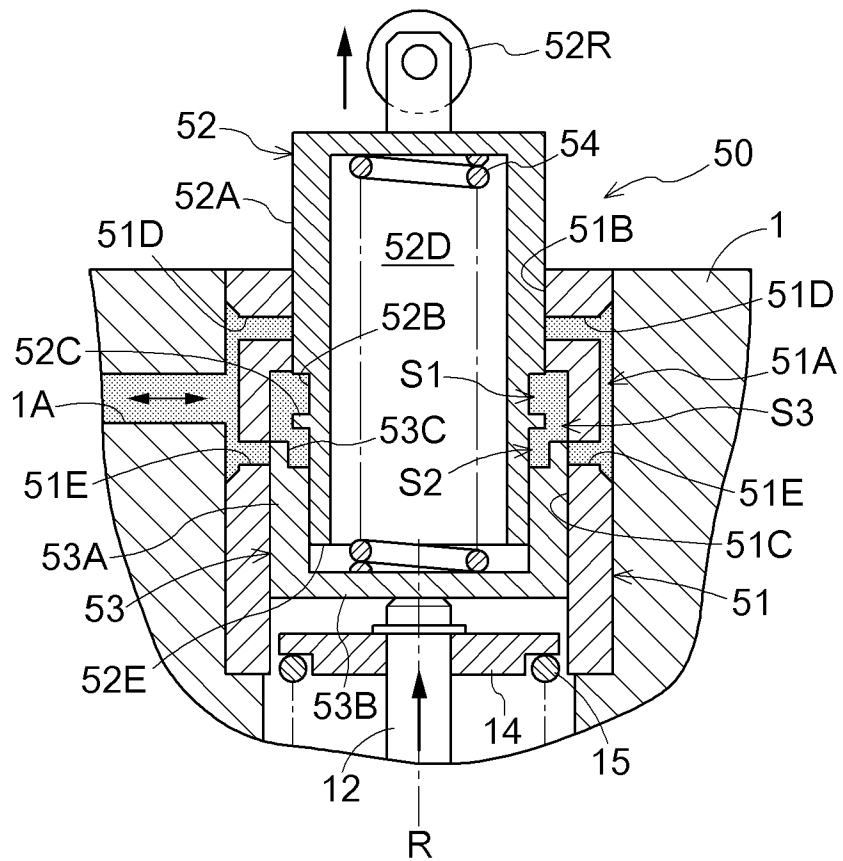
[図9]



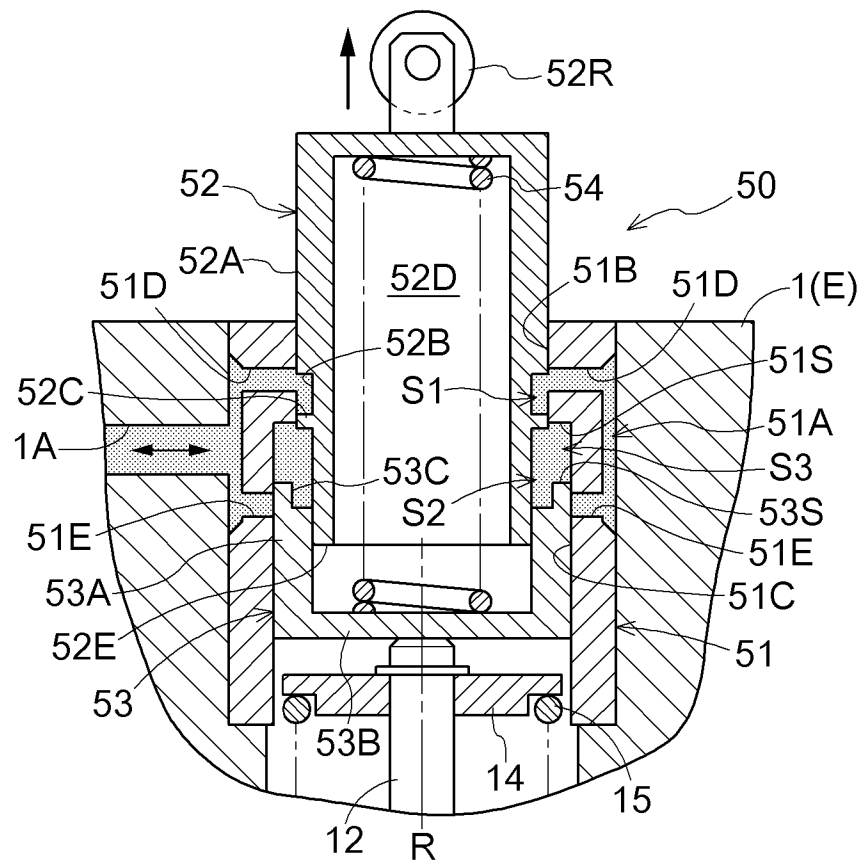
[図10]



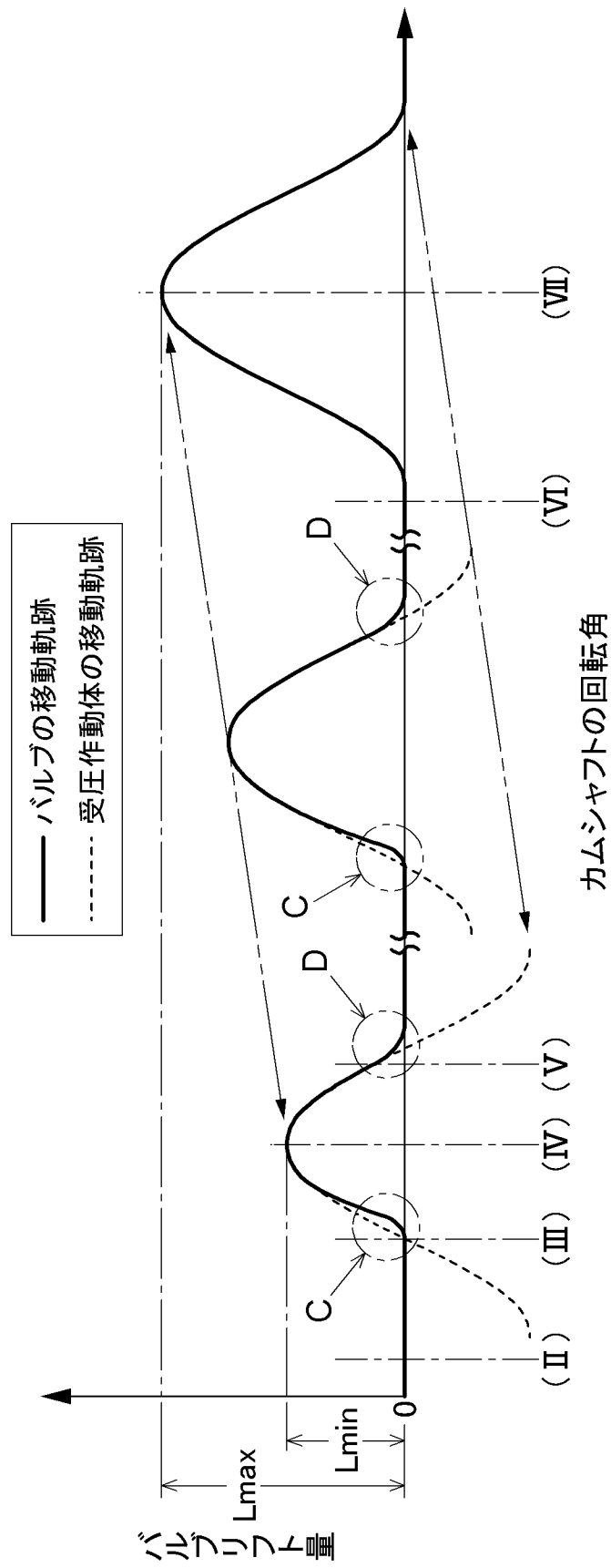
[図11]



[図12]



[図13]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/052200

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01L13/00(2006.01)i, F01L1/18(2006.01)i, F01L1/24(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F01L13/00, F01L1/18, F01L1/24

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2013

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2013 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2013

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 64033/1989(Laid-open No. 5906/1991) (Odai Iron Works Co., Ltd.), 21 January 1991 (21.01.1991), page 7, line 1 to page 9, line 18; fig. 1 to 6 (Family: none)	1-6
Y	JP 61-215410 A (Yanmar Diesel Engine Co., Ltd.), 25 September 1986 (25.09.1986), page 2, upper right column, line 20 to lower left column, line 16; fig. 5 (Family: none)	1-6



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

26 March, 2013 (26.03.13)

Date of mailing of the international search report

09 April, 2013 (09.04.13)

Name and mailing address of the ISA/

Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/052200

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 6-93816 A (Toyota Motor Corp.), 05 April 1994 (05.04.1994), fig. 2 (Family: none)	3-6
Y	JP 11-210416 A (Aisin Seiki Co., Ltd.), 03 August 1999 (03.08.1999), fig. 1 (Family: none)	6
A	JP 5-340226 A (Aisin Seiki Co., Ltd.), 21 December 1993 (21.12.1993), fig. 1 (Family: none)	1-6

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F01L13/00(2006.01)i, F01L1/18(2006.01)i, F01L1/24(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F01L13/00, F01L1/18, F01L1/24

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 3 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 3 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 3 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	日本国実用新案登録出願 1-64033 号(日本国実用新案登録出願公開 3-5906 号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（小田井鉄工株式会社）1991.01.21, 第7ページ第1行-第9ページ第18行、第1-6図（ファミリーなし）	1-6
Y	JP 61-215410 A（ヤンマーディーゼル株式会社）1986.09.25, 第2ページ右上欄第20行-同ページ左下欄第16行、第5図（ファミリーなし）	1-6

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献
「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

2 6 . 0 3 . 2 0 1 3

国際調査報告の発送日

0 9 . 0 4 . 2 0 1 3

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）
郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

橋本 敏行

3 G

3 9 2 7

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 5 5

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリ*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 6-93816 A (トヨタ自動車株式会社) 1994. 04. 05, 図 2 (ファミリーなし)	3-6
Y	JP 11-210416 A (アイシン精機株式会社) 1999. 08. 03, 図 1 (ファミリーなし)	6
A	JP 5-340226 A (アイシン精機株式会社) 1993. 12. 21, 図 1 (ファミリーなし)	1-6