

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4604358号
(P4604358)

(45) 発行日 平成23年1月5日(2011.1.5)

(24) 登録日 平成22年10月15日(2010.10.15)

(51) Int.Cl.

F I

FO1L 13/00 (2006.01)
 FO1L 1/18 (2006.01)
 FO2D 13/02 (2006.01)
 FO2D 15/02 (2006.01)
 FO2D 41/04 (2006.01)

FO1L 13/00 3O1K
 FO1L 1/18 C
 FO2D 13/02 D
 FO2D 13/02 J
 FO2D 15/02 C

請求項の数 9 (全 15 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2001-17718 (P2001-17718)
 (22) 出願日 平成13年1月26日(2001.1.26)
 (65) 公開番号 特開2002-221014 (P2002-221014A)
 (43) 公開日 平成14年8月9日(2002.8.9)
 審査請求日 平成19年12月21日(2007.12.21)

(73) 特許権者 000003997
 日産自動車株式会社
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
 (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 青山 俊一
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
 自動車株式会社内
 (72) 発明者 竹村 信一
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
 自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関及びその制御システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

駆動軸に回転可能かつ揺動可能に装着された揺動カムの揺動によって、吸気弁及び排気弁の双方をリフトする内燃機関であって、

前記揺動カムは、前記吸気弁もしくは前記排気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構の構成部材であり、

前記リフト・作動角可変機構は、前記駆動軸により回転駆動される偏心カムと、この偏心カムの外周に相対回転可能に嵌合したリンクアームと、前記駆動軸と平行に設けられ、かつ偏心カム部を備えた回動可能な制御軸と、この制御軸の偏心カム部に回転可能に装着され、かつ前記リンクアームにより揺動されるロッカアームと、前記駆動軸に回転可能に支持されるとともに、前記ロッカアームにリンクを介して連結され、該ロッカアームに伴って揺動することにより前記吸気弁もしくは前記排気弁のバルブリフトを押圧する前記揺動カムと、を備えており、前記制御軸の偏心カム部の回動位置を変化させることにより前記吸気弁もしくは前記排気弁のリフト・作動角が同時に増減変化すると共に、当該駆動軸の回転運動を当該揺動カムの揺動運動に変換するよう構成され、

前記駆動軸は、その軸方向で見たときに対応するバルブシステムの上端に配置されたバルブリフトの上方に位置すると共に、その端部に設けられたスプロケットを介してクランクシャフトに連動し、

前記揺動カムは、その揺動中心が、前記駆動軸の軸方向で見たときに、バルブリフト上方の駆動軸回転中心と一致すると共に、機関運転中は、バルブリフトが無いゼロリフトの

10

20

ときも揺動運動を行うよう構成されている内燃機関において、

前記揺動カムの揺動中心に対して、吸気弁及び排気弁の双方のバルブステムの中心線が、燃焼室中心を通る軸線側に位置することを特徴とする内燃機関。

【請求項 2】

ピストン上死点位置を変化させるピストンストローク可変機構と、内燃機関の回転数及び負荷を検出する手段とを有し、内燃機関の回転数及び負荷に応じて、前記ピストンストローク可変機構と前記リフト・作動角可変機構とを制御することを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の制御システム。

【請求項 3】

内燃機関の負荷が小さい状態においては、内燃機関の圧縮比 ε が高くなるよう前記ピストンストローク可変機構を制御すると共に、前記吸気弁の閉時期を下死点から遠ざけることによって、内燃機関の有効圧縮比 ε' を低下させていることを特徴とする請求項 2 に記載の内燃機関の制御システム。

【請求項 4】

前記ピストンストローク可変機構は、ピストンのピストンピンに一端が連結されるアップパーリンクと、このアップパーリンクとクランクシャフトのクランクピンとに連結されるロアーリンクと、クランクシャフトに対して略平行に延びるコントロールシャフトと、一端が前記コントロールシャフトに揺動可能に連結されると共に、他端が前記ロアーリンクに連結され、前記コントロールシャフトに対する揺動中心が、前記コントロールシャフトの回転中心に対して偏心した制御リンクと、を有し、前記コントロールシャフトを回動させることによって、ピストン上死点位置を変化させることを特徴とする請求項 2 または 3 に記載の内燃機関の制御システム。

【請求項 5】

前記ピストンストローク可変機構により、前記ピストンのクランク回転に関するストローク特性を、略単振動としたことを特徴とする請求項 2 ~ 4 のいずれかに記載の内燃機関。

【請求項 6】

内燃機関の回転数が高い状態においては、前記吸気弁及び前記排気弁、あるいはその一方のリフト・作動角を拡大制御することを特徴とする請求項 2 ~ 5 のいずれかに記載の内燃機関の制御システム。

【請求項 7】

前記内燃機関の負荷の検出手段として、吸入負圧、吸入空気量、スロットル開度もしくは燃料噴射量のいずれかをを用いていることを特徴とする請求項 2 ~ 6 のいずれかに記載の内燃機関の制御システム。

【請求項 8】

前記バルブリフタの中心に対して、前記揺動カムの揺動中心を燃焼室中心を通る前記軸線に関して外側に配置し、かつ前記吸気弁及び排気弁、あるいはその一方が最大リフトされたときに、前記バルブリフタに対する前記揺動カムの接触位置が、燃焼室中心を通る前記軸線から最も遠ざかるように前記バルブリフタを駆動させることを特徴とする請求項 1 ~ 7 のいずれかに記載の内燃機関。

【請求項 9】

前記吸気弁のリフト中心角の位相を遅進させる位相可変機構を有していることを特徴とする請求項 1 ~ 8 のいずれかに記載の内燃機関。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、内燃機関及びその制御システムに関する。

【0002】

【従来の技術】

ピストンが下死点にあるときの燃焼室側の容積であるシリンダ容積と、ピストンが上死点

10

20

30

40

50

にあるときの燃焼室側の容積である隙間容積と、の比は圧縮比 ε と呼ばれている。一方、作動ガス容積の最大値である有効シリンダ容積と作動ガス容積の最小値である有効隙間容積と、の比は有効圧縮比 ε' と呼ばれ、両者は熱力学的取り扱い上では区別されている。

【0003】

ピストン上死点位置を変化させることにより、圧縮比 ε を可変制御する複リンク式ピストンストローク可変機構が、本出願人により、本願に先行して出願されている。

【0004】

このようなピストンストローク可変機構が採用されたいわゆる可変圧縮比エンジンにおいては、圧縮比 ε は、基本的に従来の固定圧縮比エンジンより概略高い側で使うことになる。

10

【0005】

また、可変圧縮比エンジンの場合、過給機と組み合わせて比出力の向上を図る考え方があるが、この場合は図14に示すように、過給時では圧縮比 ε を固定圧縮比エンジンの固定圧縮比よりも相対的に減少させる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、ピストンストロークによって決定される圧縮比 ε 大きくした場合、図14に示すように、上死点位置での燃焼室の S/V 比（燃焼室表面積 / 燃焼室体積）が増大するため、燃焼時の冷却損失が大きくなるという問題がある。

【0007】

また、上死点位置での燃焼室の S/V 比が大きく、かつ有効圧縮比 ε' が高くない場合には、燃焼室での火炎伝播が遅くなり、圧縮比 ε を機関運転条件に応じて制御することで得られる燃費性能向上の効果が減殺される傾向が生じるという問題がある。

20

【0008】

一方、上死点位置での燃焼室の S/V 比は、図15に示すように、吸排気弁のバルブ挟角を減少させると減少するが、バルブ挟角を小さくすると、これまでのエンジンでは、吸排気弁の弁径も小さくなり、高速での吸気量が減少して出力が低下する他に、吸排気弁を駆動するカムシャフト間の距離が小さくなるため、通常のようなスプロケットによるチェーンレイアウトが難しくなるなど、トレードオフの発生が避けられないという問題がある。

【0009】

そこで、本発明は、上死点位置での燃焼室の S/V 比を増大させずに、かつ出力性能悪化等のトレードオフを招かないエンジン構成を提供することを目的とする。

30

【0010】

【課題を解決するための手段】

そこで、請求項1に記載の発明は、駆動軸に回転可能かつ揺動可能に装着された揺動カムの揺動によって、吸気弁及び排気弁の双方をリフトする内燃機関において、前記揺動カムの揺動中心に対して、吸気弁及び排気弁の双方のバルブステムの中心線が、燃焼室中心を通る軸線側に位置することを特徴としている。これによって、駆動軸及び揺動カムのレイアウトを変更することなくバルブ挟角を小さくでき、相対的に上死点位置での S/V 比が小さくなる。

40

【0011】

また、前記揺動カムは、前記吸気弁もしくは前記排気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構の構成部材である。

【0012】

前記リフト・作動角可変機構は、前記駆動軸により回転駆動される偏心カムと、この偏心カムの外周に相対回転可能に嵌合したリンクアームと、前記駆動軸と平行に設けられ、かつ偏心カム部を備えた回動可能な制御軸と、この制御軸の偏心カム部に回転可能に装着され、かつ前記リンクアームにより揺動されるロッカアームと、前記駆動軸に回転可能に支持されるとともに、前記ロッカアームにリンクを介して連結され、該ロッカアームに伴って揺動することにより前記吸気弁もしくは前記排気弁のバルブリフトを押圧する前記揺

50

動カムと、を備えており、前記制御軸の偏心カム部の回動位置を変化させることにより前記吸気弁もしくは前記排気弁のリフト・作動角が同時に増減変化するように構成されている。

【 0 0 1 3 】

請求項 2 に記載の発明は、請求項 1 に記載の発明において、ピストン上死点位置を変化させるピストンストローク可変機構と、内燃機関の回転数及び負荷を検出する手段とを有し、内燃機関の回転数及び負荷に応じて、前記ピストンストローク可変機構と前記リフト・作動角可変機構とを制御することを特徴としている。ピストン上死点位置を変化させることで、圧縮比 ε を可変制御可能となる。

【 0 0 1 4 】

請求項 3 に記載の発明は、請求項 2 に記載の発明において、内燃機関の負荷が小さい状態においては、内燃機関の圧縮比 ε が高くなるよう前記ピストンストローク可変機構を制御すると共に、前記吸気弁の閉時期を下死点から遠ざけることによって、内燃機関の有効圧縮比 ε' を低下させていることを特徴としている。圧縮比 ε を高くすることで良好な燃焼を維持しつつ、有効圧縮比 ε' を下げることでポンプ損失の低減が可能になると共に、圧縮比 ε の増加による S / V 比の増加が抑制される。

【 0 0 1 5 】

請求項 4 に記載の発明は、請求項 2 または 3 に記載の発明において、前記ピストンストローク可変機構は、ピストンのピストンピンに一端が連結されるアップーリンクと、このアップーリンクとクランクシャフトのクランクピンとに連結されるロアーリンクと、クランクシャフトに対して略平行に延びるコントロールシャフトと、一端が前記コントロールシャフトに揺動可能に連結されると共に、他端が前記ロアーリンクに連結され、前記コントロールシャフトに対する揺動中心が、前記コントロールシャフトの回転中心に対して偏心した制御リンクと、を有し、前記コントロールシャフトを回動させることによって、ピストン上死点位置を変化させることを特徴としている。

【 0 0 1 6 】

請求項 5 に記載の発明は、請求項 2 ~ 4 のいずれかに記載の発明において、前記ピストンストローク可変機構により、前記ピストンのクランク回転に関するストローク特性を、略単振動としたことを特徴としている。ピストンストローク可変機構は、アップーリンク、ロアーリンク及び制御リンクを有する複リンク式の機構であるためピストンのクランク回転に関するストローク特性を、略単振動にすることが可能となる。

【 0 0 1 7 】

請求項 6 に記載の発明は、請求項 2 ~ 5 のいずれかに記載の発明において、内燃機関の回転数が高い状態においては、前記吸気弁及び前記排気弁あるいはその一方のリフト・作動角を拡大制御することを特徴としている。バルブ挟角が小さくなると、吸排気弁の弁径は相対的に減少するが、内燃機関の負荷が大きいときには、弁径の減少量に応じてリフト・作動角を拡大することで、出力の低下を補うことができる。

【 0 0 1 8 】

請求項 7 に記載の発明は、請求項 2 ~ 6 のいずれかに記載の発明において、前記内燃機関の負荷の検出手段として、吸入負圧、吸入空気量、スロットル開度もしくは燃料噴射量のいずれかを用いていることを特徴としている。

【 0 0 1 9 】

請求項 8 に記載の発明は、請求項 1 ~ 7 のいずれかに記載の発明において、前記バルブリフタの中心に対して、前記揺動カムの揺動中心を燃焼室中心を通る前記軸線に関して外側に配置し、かつ前記吸気弁及び排気弁、あるいはその一方が最大リフトされたときに、前記バルブリフタに対する前記揺動カムの接触位置が、燃焼室中心を通る前記軸線から最も遠ざかるように前記バルブリフタを駆動させることを特徴としている。

【 0 0 2 0 】

請求項 9 に記載の発明は、請求項 1 ~ 8 のいずれかに記載の発明において、前記吸気弁のリフト中心角の位相を遅進させる位相可変機構を有していることを特徴としている。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 1 】

【 発明の効果 】

本発明によれば、駆動軸及び揺動カムのレイアウトを変更することなく吸排気弁のバルブ挟角を小さくすることができる。また、吸排気弁のバルブ挟角を小さくすることで、圧縮比 ε を高くすることによって増加する上死点位置での S/V 比を相対的に小さくでき、冷却損失が低減することができる。

【 0 0 2 2 】

そして、請求項 2 のように、ピストンストローク可変機構により圧縮比 ε を運転条件に応じて可変制御する場合においても、圧縮比 ε を高くすることによって増加する上死点位置での S/V 比を相対的に小さくすることができ、出力性能を悪化させることなく冷却損失を低減することができる。

10

【 0 0 2 3 】

請求項 3 では、圧縮比 ε を高くすることで良好な燃焼を維持しつつ、有効圧縮比 ε' を下げることでポンプ損失の低減が可能になると共に、圧縮比 ε の増加による上死点位置での S/V 比の増加が抑制される。すなわち、出力性能を悪化させることなく冷却損失を低減することができる。

【 0 0 2 4 】

請求項 5 のようにすれば、2 次振動を低減することができる。

【 0 0 2 5 】

また、請求項 6 では、内燃機関の負荷が大きい条件では、バルブ挟角を小さくすることで減少した吸気弁の弁径に応じてリフト・作動角を拡大することで、出力の低下を補うことができる。

20

【 0 0 2 6 】

そして、請求項 8 のようにすれば、吸排気弁のバルブ挟角の設定範囲を大きくすることができる。

【 0 0 2 7 】

【 発明の実施の形態 】

以下、本発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

【 0 0 2 8 】

図 1 は、内燃機関の吸気弁側可変動弁機構の構成を示す構成説明図であり、この可変動弁機構は、吸気弁 4 のリフト・作動角を変化させるリフト・作動角可変機構 1 と、そのリフトの中心角の位相（図示せぬクランクシャフトに対する位相）を進角もしくは遅角させる位相可変機構 2 と、が組み合わされて構成されている。

30

【 0 0 2 9 】

図 2 は、リフト・作動角可変機構 1 のみを示しており、図 1 および図 2 に基づいて、このリフト・作動角可変機構 1 を説明する。

【 0 0 3 0 】

リフト・作動角可変機構 1 は、シリンダヘッド 3 に図示せぬバルブガイドを介して摺動自在に設けられた吸気弁と、シリンダヘッド 3 上部のカムブラケット 5 に回転自在に支持された中空状の駆動軸 6 と、この駆動軸 6 に、圧入等により固定された偏心カム 7 と、駆動軸 6 の上方位置に同じカムブラケット 5 に回転自在に支持されるとともに駆動軸 6 と平行に配置された制御軸 8 と、この制御軸 8 の偏心カム部 9 に揺動自在に支持されたロッカアーム 10 と、各吸気弁の上端部、すなわちバルブステム 4 の上端部に配置されたバルブリフト 11 に当接する揺動カム 12 と、を備えている。偏心カム 7 とロッカアーム 10 とはリンクアーム 13 によって連係されており、ロッカアーム 10 と揺動カム 12 とは、リンク部材 14 によって連係されている。

40

【 0 0 3 1 】

駆動軸 6 は、後述するように、タイミングチェーンないしはタイミングベルトを介して機関のクランクシャフトによって駆動されるものである。

【 0 0 3 2 】

50

偏心カム 7 は、円形外周面を有し、該外周面の中心が駆動軸 6 の軸心から所定量だけオフセットしているとともに、この外周面に、リンクアーム 1 3 の環状部 1 3 a が回転可能に嵌合している。

【 0 0 3 3 】

ロッカアーム 1 0 は、略中央部が偏心カム部 9 によって支持されており、その一端部に、リンクアーム 1 3 の延長部 1 3 b が連係しているとともに、他端部に、リンク部材 1 4 の上端部が連係している。偏心カム部 9 は、制御軸 8 の軸心から偏心しており、従って、制御軸 8 の角度位置に応じてロッカアーム 1 0 の揺動中心は変化する。

【 0 0 3 4 】

揺動カム 1 2 は、駆動軸 6 の外周に嵌合して回転自在に支持されており、側方へ延びたカムノーズ部 1 2 a に、リンク部材 1 4 の下端部が連係している。この揺動カム 1 2 の下面には、駆動軸 6 と同心状の円弧をなす基円面 1 5 a と、該基円面 1 5 a から端部 1 2 a へと所定の曲線を描いて延びるカム面 1 5 b と、が形成されており、これらの基円面 1 5 a ならびにカム面 1 5 b が、揺動カム 1 2 の揺動位置に応じてバルブリフタ 1 1 の上面に当接するようになっている。

【 0 0 3 5 】

すなわち、基円面 1 5 a はベースサークル区間として、リフト量が 0 となる区間であり、揺動カム 1 2 が揺動してカム面 1 5 b がバルブリフタ 1 1 に接触すると、徐々にリフトしていくことになる。なお、ベースサークル区間とリフト区間との間には若干のランプ区間が設けられている。

【 0 0 3 6 】

そして、揺動カム 1 2 の揺動中心 Q、すなわち駆動軸 6 の軸心 Q に対して、吸気弁のバルブステム 4 中心軸の延長線 L が、図 2 における右側、すなわち燃焼室中心を通る軸線 R (詳細は後述、図 2 中には図示せず) 側に位置するよう構成されている。

【 0 0 3 7 】

制御軸 8 は、図 1 に示すように、一端部に設けられたリフト・作動角制御用油圧アクチュエータ 1 6 によって所定回転角度範囲内で回転するように構成されている。このリフト・作動角制御用油圧アクチュエータ 1 6 への油圧供給は、エンジンコントロールユニット 1 7 からの制御信号に基づき、第 1 油圧制御部 1 8 によって制御されている。尚、アクチュエータ 1 6 は、このアクチュエータ 1 6 の駆動油圧が OFF の条件において、吸気弁を小リフト・小作動角側に付勢するよう構成されている。

【 0 0 3 8 】

このリフト・作動角可変機構 1 の作用を説明すると、駆動軸 6 が回転すると、偏心カム 7 のカム作用によってリンクアーム 1 3 が上下動し、これに伴ってロッカアーム 1 0 が揺動する。このロッカアーム 1 0 の揺動は、リンク部材 1 4 を介して揺動カム 1 2 へ伝達され、該揺動カム 1 2 が揺動する。この揺動カム 1 2 のカム作用によって、バルブリフタ 1 1 が押圧され、吸気弁がリフトする。

【 0 0 3 9 】

ここで、リフト・作動角制御用油圧アクチュエータ 1 6 を介して制御軸 8 の角度が変化すると、ロッカアーム 1 0 の初期位置が変化し、ひいては揺動カム 1 2 の初期揺動位置が変化する。

【 0 0 4 0 】

例えば偏心カム部 9 が図の上方へ位置しているとする、ロッカアーム 1 0 は全体として上方へ位置し、揺動カム 1 2 のカムノーズ部 1 2 a が相対的に上方へ引き上げられた状態となる。つまり、揺動カム 1 2 の初期位置は、そのカム面 1 5 b がバルブリフタ 1 1 から離れる方向に傾く。従って、駆動軸 6 の回転に伴って揺動カム 1 2 が揺動した際に、基円面 1 5 a が長くバルブリフタ 1 1 に接触し続け、カム面 1 5 b がバルブリフタ 1 1 に接触する期間は短い。従って、リフト量が全体として小さくなり、かつその開時期から閉時期までの角度範囲つまり作動角も縮小する。

【 0 0 4 1 】

逆に、偏心カム部 9 が図の下方へ位置しているとすると、ロッカアーム 10 は全体として下方へ位置し、揺動カム 12 の端部 12a が相対的に下方へ押し下げられた状態となる。つまり、揺動カム 12 の初期位置は、そのカム面 15b がバルブリフタ 11 に近づく方向に傾く。従って、駆動軸 6 の回転に伴って揺動カム 12 が揺動した際に、バルブリフタ 11 と接触する部位が基円面 15a からカム面 15b へと直ちに移行する。従って、リフト量が全体として大きくなり、かつその作動角も拡大する。

【0042】

偏心カム部 9 の位置は連続的に変化させ得るので、これに伴って、バルブリフト特性は、図 3 に示すように、連続的に変化する。つまり、リフトならびに作動角を、両者同時に、連続的に拡大、縮小させることができる。特に、このものでは、リフト・作動角の大小変化に伴い、吸気弁の開時期と閉時期とがほぼ対称に変化する。

10

【0043】

次に、位相可変機構 2 は、図 1 に示すように、駆動軸 6 の前端部に設けられたスプロケット 19 と、このスプロケット 19 と駆動軸 6 とを、所定の角度範囲内において相対的に回転させる位相制御用油圧アクチュエータ 20 と、から構成されている。スプロケット 19 は、図示せぬタイミングチェーンもしくはタイミングベルトを介して、クランクシャフトに連動している。位相制御用油圧アクチュエータ 20 への油圧供給は、エンジンコントロールユニット 17 からの制御信号に基づき、第 2 油圧制御部 21 によって制御されている。この位相制御用油圧アクチュエータ 20 への油圧制御によって、スプロケット 19 と駆動軸 6 とが相対的に回転し、図 4 に示すように、リフト中心角が遅進する。つまり、リフト特性の曲線自体は変わらずに、全体が進角もしくは遅角する。また、この変化も、連続的に得ることができる。位相可変機構 2 としては、油圧式のものに限られず、電磁式アクチュエータを利用したものなど、種々の構成が可能である。

20

【0044】

尚、リフト・作動角可変機構 1 ならびに位相可変機構 2 の制御としては、実際のリフト・作動角あるいは位相を検出するセンサを設けて、クローズドループ制御するようにしても良く、あるいは運転条件に応じて単にオープンループ制御するようにしても良い。

【0045】

図 5 は、本願と同一出願人によって提案された複リンク式ピストンストローク可変機構 24 を示している。

30

【0046】

このピストンストローク可変機構 24 は、各気筒のピストン 25 にピストンピン 26 を介して一端が連結されたアッパーリンク 27 と、このアッパーリンク 27 の他端にアッパーリンクピン 28 を介して揺動可能に連結されると共に、クランクシャフト 29 のクランクピン 30 に連結されるロアーリンク 31 と、クランクシャフト 29 と略平行に延びるコントロールシャフト 32 と、一端がコントロールシャフト 32 に揺動可能に連結されると共に、他端が制御リンクピン 33 を介してロアーリンク 31 に揺動可能に連結される制御リンク 34 と、を有している。

【0047】

コントロールシャフト 32 には、制御リンク 34 の一端に設けられたベ어링（図示せず）に回転可能に支持されるピンジャーナル（図示せず）が、クランクシャフト 29 の軸方向に間欠的に形成されている。

40

【0048】

このピンジャーナルの回転中心 P1 は、コントロールシャフト 32 の回転中心 P2 に対して所定量偏心しており、この回転中心 P1 を揺動支点として、制御リンク 34 がコントロールシャフト 32 に対して揺動する。

【0049】

従って、コントロールシャフト 32 が回転すると、制御リンク 34 の揺動支点 P1 の位置が変化し、これに伴って、ピストン上死点位置が変化する。すなわち、ピストン上死点位置での燃焼室側の容積とピストン下死点位置での燃焼室側の容積の比によって定義される

50

内燃機関の圧縮比 ε を増減させることができる。

【 0 0 5 0 】

尚、コントロールシャフト 3 2 は、ウォーム 3 5 及びウォームホイール 3 6 を介して接続されたアクチュエータ 3 7 を駆動源として回転駆動され、このアクチュエータ 3 7 は、エンジンコントロールユニット 1 7 により機関運転状態に応じて駆動制御される。

【 0 0 5 1 】

また、ピストンストローク可変機構の制御としては、実際のピストンストロークを検出するセンサを設けて、クローズドループ制御するようにしても良く、あるいは運転条件に応じて単にオープンループ制御するようにしても良い。

【 0 0 5 2 】

図 6 は、本願発明の燃焼制御システムの全体構成を示す説明図であって、上述した図 1 に示す内燃機関の吸気弁側可変動弁機構と上述した図 5 の示すピストンストローク可変機構とを組み合わせたものである。

【 0 0 5 3 】

ここで、3 8 はノッキングの強度を検出するノック検出手段としてのノックセンサであり、このノックセンサ 3 8 の検出値はコントロールユニット 1 7 に入力される。また、ピストンストローク可変機構のコントロールシャフト 3 2 の駆動源であるアクチュエータ 3 7 は、コントロールユニット 1 7 からの指令に基づいて駆動制御される。

【 0 0 5 4 】

また、本実施例においては、クランク角センサによって内燃機関の回転数を、スロットル弁の開度によって内燃機関の負荷を、それぞれ検出し、これらの各検出値は、エンジンコントロールユニット 1 7 へ入力される。そして、3 9 は、エンジンコントロールユニット 1 7 からの指令に基づいて、点火時期を調整する点火時期調整手段である点火進角装置である。

【 0 0 5 5 】

尚、内燃機関の負荷の検出手段としては、スロットル弁の開度ではなく、吸入負圧、吸入空気量もしくは燃料噴射量のいずれかをを用いることも可能である。

【 0 0 5 6 】

図 7 は、リフト・作動角可変機構 1、位相可変機構 2 及びピストンストローク可変機構とが組み合わされた内燃機関において、ピストンストロークによる燃焼室の容積変化のみで決まる圧縮比 ε の制御特性を示している。

【 0 0 5 7 】

一方、有効圧縮比 ε' は、機関運転状態に応じて最適制御される図 8 に示すような吸気弁閉時期 (I V C) によって決まることになる。

【 0 0 5 8 】

アイドル及び部分負荷 (R / L 等) の運転条件 ▲ 1 ▼、▲ 2 ▼ (図 8 を参照) では、吸気弁のリフト・作動角は比較的小さく、I V C も下死点より相当早く閉じる特性となる。これにより、大幅なポンプ損失の低減が図れるが、圧縮比 ε が従来機関並だと有効圧縮比 ε' が低下して燃焼が悪化するため、図 7 に示すように、このような低負荷領域では圧縮比 ε を高めている。

【 0 0 5 9 】

加速領域での運転条件 ▲ 3 ▼ (図 8 を参照) では、吸気充填効率を高める必要から、I V C が下死点に近づく方向に制御するため、有効圧縮比 ε' を低下させることが、ノッキングの発生を事前に防止する上からも必要となる。

【 0 0 6 0 】

全開出力での運転条件では、最大限に吸気量を確保するため、有効圧縮比 ε' も高くなる。そのためピストンストロークによって決定される圧縮比 ε を低下させ、全開の低速条件 ▲ 4 ▼ (図 8 を参照) では、従来機関並に近づけることが必要となる。全開の高速条件 ▲ 5 ▼ (図 8 を参照) では、ノッキングの発生要因となる過酸化物等の化学反応が進行する前に燃焼が終わるため、ピストンストロークによって決定される圧縮比 ε は低速条件のと

10

20

30

40

50

きよりも高くすることができる。これにより、膨張比も高くなるため、排気温度が低下し、排気系に配置された触媒の劣化を緩和できるメリットもある。

【 0 0 6 1 】

尚、このように運転状態に応じて決定される吸気弁のリフト・作動角、中心角 ϕ 及びピストンストロークによって決定される圧縮比 ε は、予め用意された制御マップに基づいて制御され、通常のスロットル開度、もしくはアクセル開度による点火進角制御も合わせて行われる。

【 0 0 6 2 】

図 9 に示すリフト・作動角可変機構は、上述した本願発明のリフト・作動角可変機構 1 とは異なり、揺動カム 1 2 ' の揺動中心 Q ' (駆動軸の軸心) が、バルブステム 4 ' 中心線の延長線 L ' 上に位置している。これは、従来のカム機構と同じ配置になっている。

10

【 0 0 6 3 】

従来のカム機構の場合、バルブリフタの当接するカムはフル回転するため、バルブリフタの中心線上にカム軸の中心があるのが最も合理的であるが、バルブリフタに当接するカムが揺動カム方式の場合、カムはフル回転しないため、バルブリフタと組み合わせて使用する場合ある程度自由度が得られる。

【 0 0 6 4 】

図 1 0 は、本願発明の要部を示す断面図であって、バルブステム 4 中心線の傾きを立て、バルブ挟角を小さくした場合のレイアウトである。

20

【 0 0 6 5 】

バルブリフタ 1 1 は、その中心が燃焼室中心を通る軸線 R 側、すなわち図 1 0 における左側に配置されているが、揺動カム 1 1 の配置はそのままである。

【 0 0 6 6 】

詳述すれば、燃焼室を基準として、揺動カム 1 2 の揺動中心 Q がバルブリフタ 1 1 の中心よりも外側 (図 1 0 における右側) に配置されており、吸気弁が最大リフトした時に、バルブリフタ 1 1 に対する揺動カム 1 2 の接触位置が上記軸線 R から最も遠ざかるように、バルブリフタ 1 1 は駆動される。換言すれば、揺動カム 1 2 は、カムノーズ部 1 2 a が上記軸線 R 側 (図 1 0 における左側) を向いた姿勢で、バルブリフタ 1 1 を駆動する構成となっている。

30

【 0 0 6 7 】

揺動カム 1 2 のカムノーズ部 1 2 a が上記軸線 R 側に向いていれば、このようなバルブリフタ 1 1 との位置関係の変更に問題はなく、むしろ揺動カム 1 2 とバルブリフタ 1 1 との接点が、バルブリフタ 1 1 中心付近になるため、バルブリフタ 1 1 に作用するモーメントが軽減するという効果がある。

【 0 0 6 8 】

すなわち、比較的広い範囲で、吸排気弁のバルブ挟角を変えられるメリットが揺動カム 1 2 とバルブリフタ 1 1 との組み合わせにおいて得ることができる。

【 0 0 6 9 】

従来のエンジンのカム駆動の場合、このようにバルブ挟角を変えるには、大きな設計変更となる。例えば、カムシャフトの位置が変わるので、エンジンフロント側の駆動レイアウトは全面変更となる。また、スプロケット間の距離が近い場合は、他の駆動方式に移行しなければならない。カムシャフトの配置変更に伴うシリンダヘッド上面のレイアウトも全面変更となり、全く新規のシリンダヘッドとなる。

40

【 0 0 7 0 】

これに対し、図 9 から図 1 0 への変更の場合、シリンダヘッド内部のポート形状及びウォータージャケット形状などの鋳型変更と、バルブリフタ及びバルブステムの加工変更、バルブ及びバルブシートなどの部品変更だけで済むため、多くのパリエーションの設定も可能である。

【 0 0 7 1 】

図 1 1 は、吸排気弁に適用した実施例である。揺動カム 1 2 のカムノーズ部 1 2 a を対向

50

させるように配置することで、吸排気弁の挟角 θ の許容範囲を大きくとることができ、吸排気弁のバルブ挟角を小さくすることが可能となる。

【0072】

図12に、吸気弁のリフト・作動角を拡大した場合の比出力の向上効果を示す。吸気平均流速が増大しないようにバルブ挟角を小さくすることにより吸気弁の弁径が減少した分、高速時、すなわち内燃機関の回転数が高い時の吸気弁のリフト・作動角を拡大することができれば、出力の低下を補うことができる。これは、吸気弁のリフト・作動角を連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構を備えたエンジンに適用した場合の大きな利点メリットである。

【0073】

図13は、上述したピストンストローク可変機構24で得られるピストンストローク特性を示している。従来からある一般的な単リンク式のクランク機構に比べ、アッパーリンク、ロアーリンク及び制御リンクを備えた複リンク式のピストンストローク可変機構24では単振動に近いピストンストローク特性を得ることが可能となる。

【0074】

このように単振動に近いピストンストローク特性の場合、2次振動が低減できるため振動特性を大幅に改良することができる。

【0075】

また、上死点付近でのピストン速度が遅くなるために冷却損失の点では不利ではあるが、燃焼室内の混合気は燃えやすく、そして、ピストンがすぐに下がり、すぐトルク変換される訳ではないので静粛性が向上する。

【図面の簡単な説明】

【図1】可変動弁機構を示す構成説明図。

【図2】リフト・作動角可変機構の要部断面図。

【図3】リフト・作動角可変機構によるリフト・作動角の特性変化を示す特性図。

【図4】位相可変機構によるバルブリフト特性の位相変化を示す特性図。

【図5】内燃機関の断面図にして、ピストンストローク可変機構を示す説明図。

【図6】内燃機関の燃焼制御システムの全体構成を示す説明図。

【図7】ピストンストローク可変機構によって決定される圧縮比 ε のエンジン運転条件に対応した制御特性を示す特性線図。

【図8】エンジンの運転条件の変化に伴う吸気弁の開閉時期の変化を示す説明図。

【図9】バルブリフタ中心の延長線上に駆動軸の軸線が配設された内燃機関の上部の断面図。

【図10】本発明の要部を示す断面図にして、バルブリフタ中心の延長線上の外側に駆動軸の軸線が配設された内燃機関の上部の断面図。

【図11】本発明に係る内燃機関のバルブ制御システムを吸気弁と排気弁に適用した場合を示す、内燃機関の上部の断面図。

【図12】吸気弁のリフト・作動角と比出力との相関関係を示す特性線図。

【図13】単リンク式クランク機構のピストンストローク特性と複リンク式ピストンストローク可変機構のピストンストローク特性とを比較した特性線図。

【図14】高膨張比システムの圧縮比使用範囲と上死点位置での S/V 比の関係を示す特性線図。

【図15】吸排気弁のバルブ挟角と上死点位置での S/V 比の関係を示す特性線図。

【符号の説明】

1 ... リフト・作動角可変機構

2 ... 位相可変機構

24 ... ピストンストローク可変機構

4 ... バルブシステム

6 ... 駆動軸

11 ... バルブリフタ

10

20

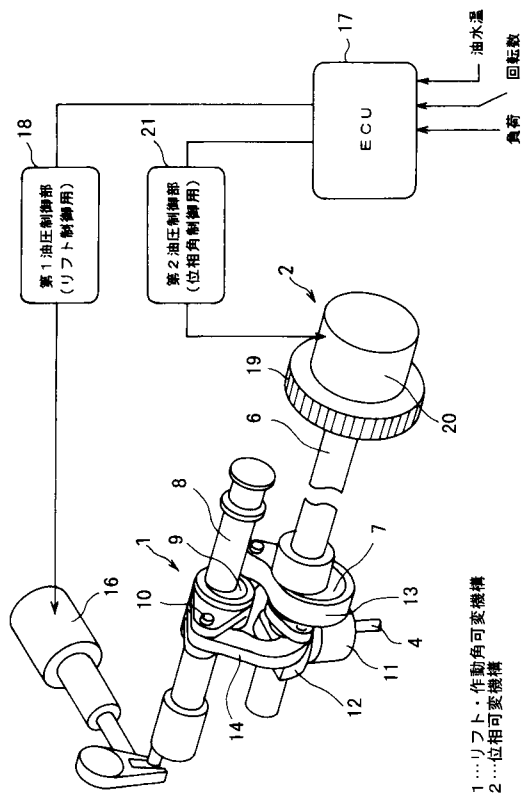
30

40

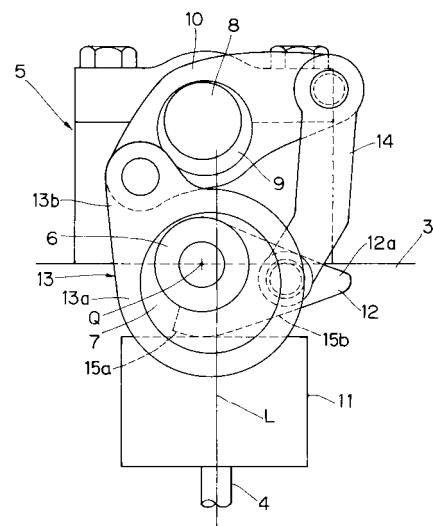
50

1 2 ... 揺動カム

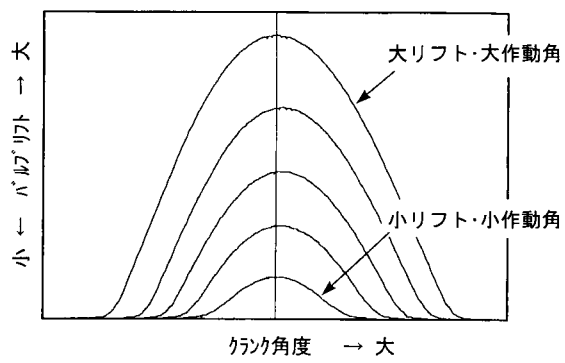
【図 1】



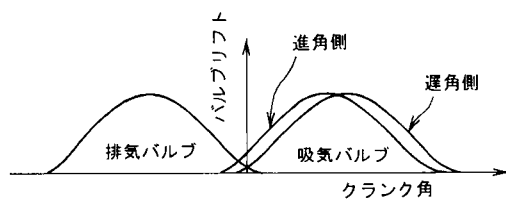
【図 2】



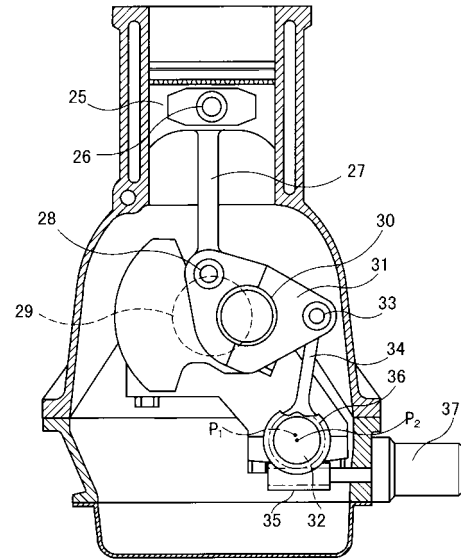
【 図 3 】



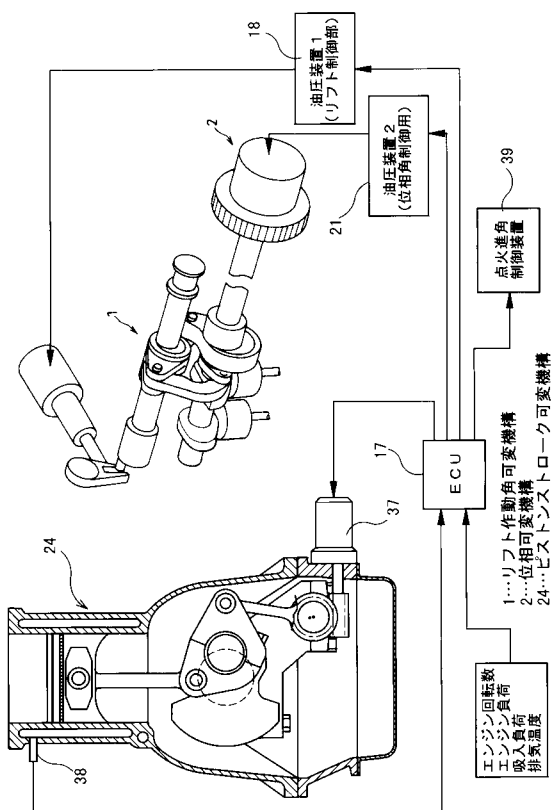
【圖 4】



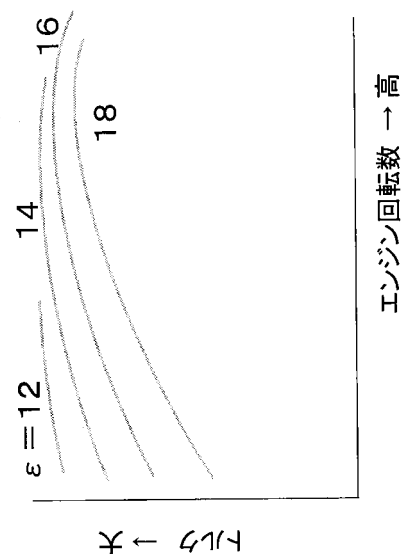
【 図 5 】



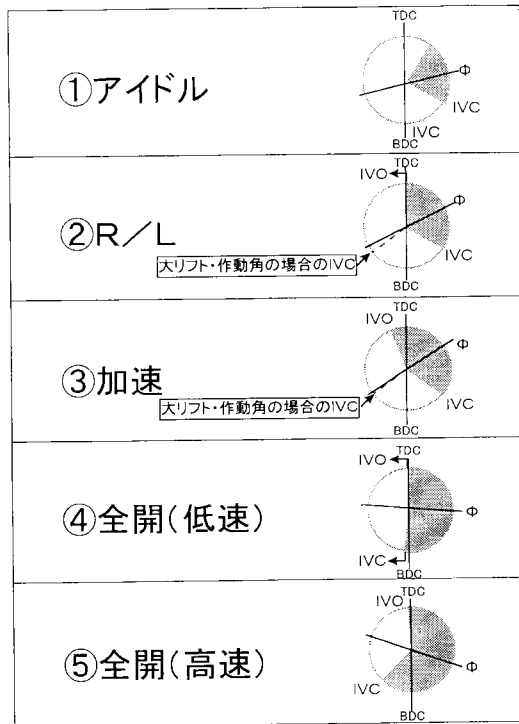
【 図 6 】



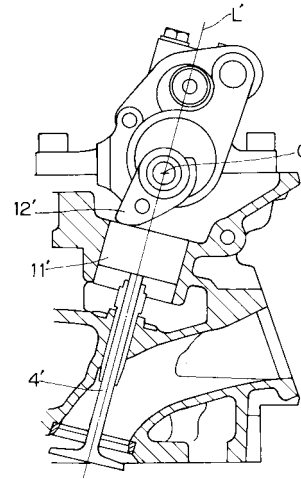
【圖 7】



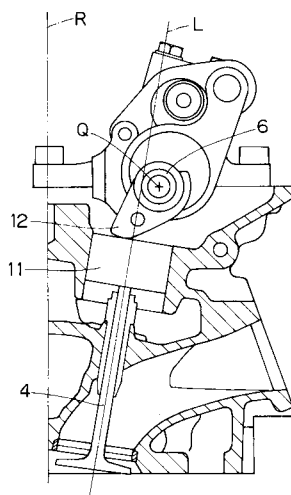
【図 8】



【図 9】

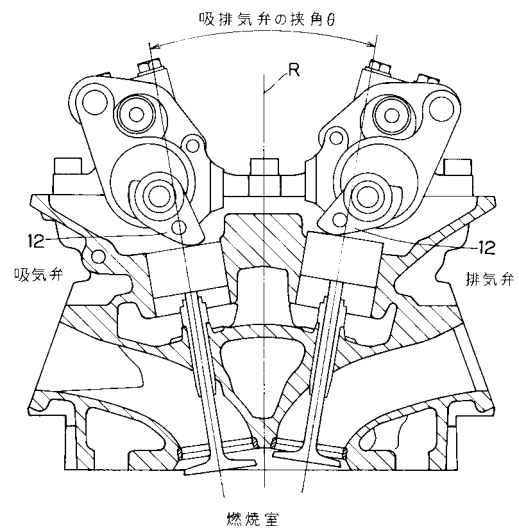


【図 10】

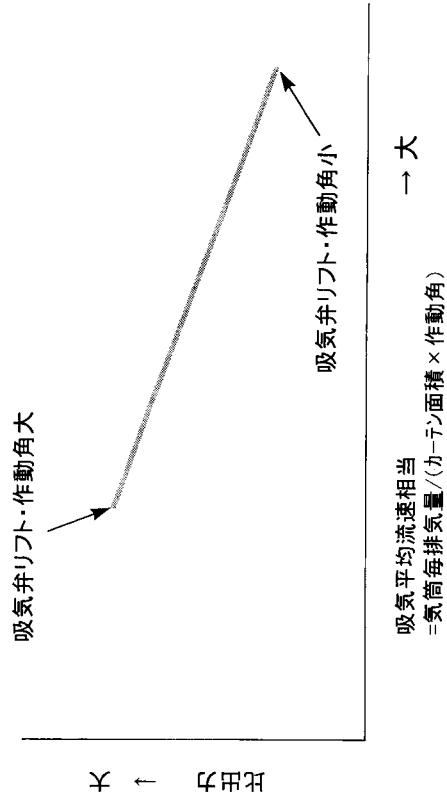


- 4…バルブステム
6…駆動軸
11…タペット
12…揺動カム

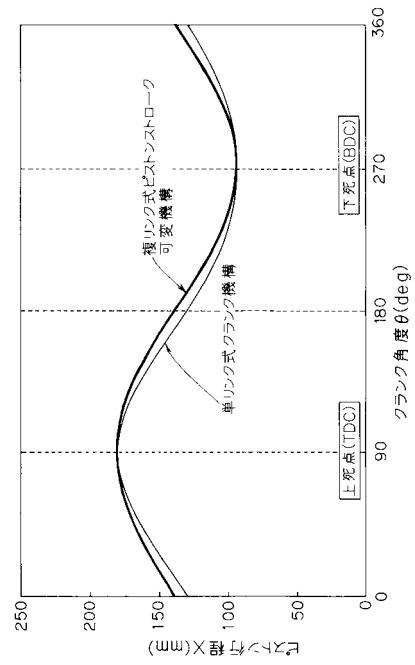
【図 11】



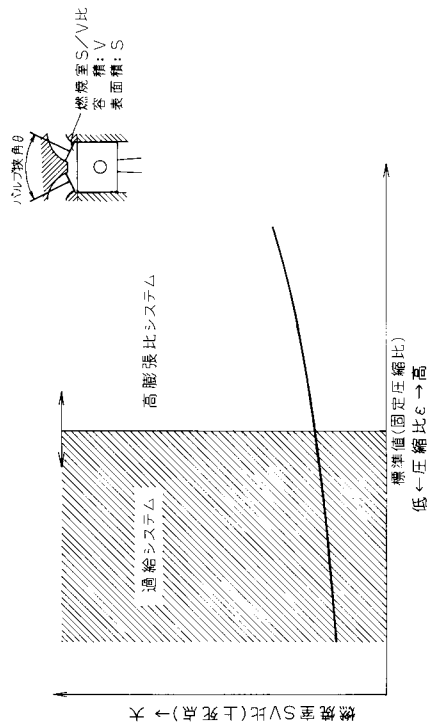
【図 1 2】



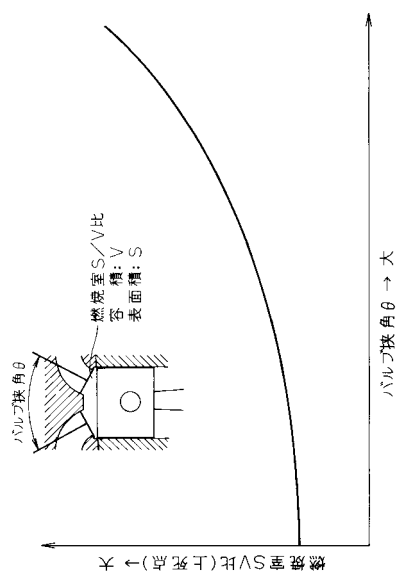
【図 1 3】



【図 1 4】



【図 1 5】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I		
<i>F 0 2 D</i>	<i>41/18</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 D</i>	<i>41/04</i> <i>3 2 0</i>
<i>F 0 2 D</i>	<i>43/00</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 D</i>	<i>41/18</i> <i>Z</i>
<i>F 0 2 D</i>	<i>45/00</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 D</i>	<i>43/00</i> <i>3 0 1 S</i>
			<i>F 0 2 D</i>	<i>43/00</i> <i>3 0 1 Z</i>
			<i>F 0 2 D</i>	<i>45/00</i> <i>3 1 2 J</i>
			<i>F 0 2 D</i>	<i>45/00</i> <i>3 1 2 N</i>

(72)発明者 杉山 孝伸
 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内

審査官 中村 一雄

(56)参考文献 特開 2 0 0 1 - 0 0 3 7 2 1 (J P , A)
 特開平 1 0 - 1 4 1 0 3 2 (J P , A)
 特開平 1 1 - 3 3 6 5 2 1 (J P , A)
 特開 2 0 0 0 - 0 7 3 8 0 4 (J P , A)
 特開平 0 4 - 1 6 6 6 2 4 (J P , A)
 特開 2 0 0 0 - 2 1 3 3 1 4 (J P , A)
 特開平 1 0 - 2 5 2 4 2 8 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F01L 1/18
 F01L 1/34
 F01L 9/00- 9/04
 F01L 13/00-13/08
 F01L 1/18
 F02D 13/02
 F02D 15/02
 F02D 41/04
 F02D 41/18
 F02D 43/00