

(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2017-180352

(P2017-180352A)

(43) 公開日 平成29年10月5日(2017.10.5)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
FO2D 13/02 (2006.01)	FO2D 13/02 D	3G018
FO2D 41/04 (2006.01)	FO2D 13/02 K	3G092
FO2D 43/00 (2006.01)	FO2D 13/02 H	3G301
FO2D 45/00 (2006.01)	FO2D 41/04 310F	3G384
FO1L 9/02 (2006.01)	FO2D 41/04 320	

審査請求 有 請求項の数 4 O L (全 16 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2016-70466 (P2016-70466)
 (22) 出願日 平成28年3月31日 (2016. 3. 31)

(71) 出願人 000003137
 マツダ株式会社
 広島県安芸郡府中町新地3番1号
 (74) 代理人 100086771
 弁理士 西島 孝喜
 (74) 代理人 100059959
 弁理士 中村 稔
 (74) 代理人 100067013
 弁理士 大塚 文昭
 (74) 代理人 100088694
 弁理士 弟子丸 健
 (74) 代理人 100157185
 弁理士 吉野 亮平

最終頁に続く

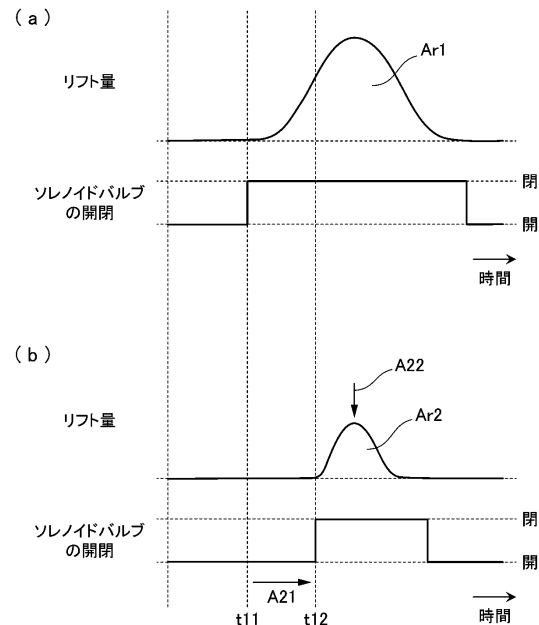
(54) 【発明の名称】 エンジンの制御装置

(57) 【要約】

【課題】油圧脈動を抑制することにより、吸気弁のリフト量を正確に制御することができるエンジンの制御装置を提供する。

【解決手段】エンジンの制御装置は、カム72dと、内部にエンジンオイルが充填され、カム72dの動作によってエンジンオイルの油圧が変化する圧力室72cと、圧力室72cに接続されており、開閉することにより吸気弁22に作用させる油圧を制御する油圧バルブ72bと、を有する可変動弁機構72によってエンジンの吸気弁の開閉を制御する、エンジンの制御装置であって、可変動弁機構72は、圧縮自己燃焼制御を行っており、かつ吸気行程時に既燃ガスと新気とを混合させている場合にエンジンの負荷に応じて吸気行程における吸気弁22の開弁時期を遅角させるように油圧バルブを制御し、吸気弁22の開弁時期は、所定のエンジンの負荷までは、エンジンの負荷に応じて所定期間まで遅角され、エンジンの負荷が所定のエンジンの負荷を超えた場合には所定期間とされる。

【選択図】 図7



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

クランクシャフトの回転に同期して回転するカムと、内部にエンジンオイルが充填され、前記カムの動作によってエンジンオイルの油圧が変化する圧力室と、前記圧力室に接続されており、開閉することにより前記吸気弁に作用させる油圧を制御する油圧バルブと、を有する可変動弁機構によってエンジンの吸気弁の開閉を制御する、エンジンの制御装置であって、

前記可変動弁機構は、圧縮自己燃焼制御を行っており、かつ吸気行程時に既燃ガスと新気とを混合させている場合に、前記エンジンの負荷に応じて吸気行程における前記吸気弁の開弁時期を遅角させるように前記油圧バルブを制御し、

10

前記吸気弁の前記開弁時期は、所定のエンジンの負荷までは、前記エンジンの負荷に応じて所定時期まで遅角され、前記エンジンの負荷が前記所定のエンジンの負荷を超えた場合には前記所定時期とされる、エンジンの制御装置。

【請求項 2】

前記所定時期は、前記エンジンの回転数が高いほど進角される、請求項 1 に記載のエンジンの制御装置。

【請求項 3】

前記エンジンの回転数が所定の回転数を超えた場合には、スロットル弁の開度を小さくする、請求項 1 又は 2 に記載のエンジンの制御装置。

20

【請求項 4】

前記エンジンの回転数が所定の回転数を超えた場合には、排気シャッター弁を閉じる、請求項 1 乃至 3 の何れか 1 項に記載のエンジンの制御装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、エンジンの制御装置に関し、特に、可変動弁機構によって吸気弁の開閉を制御するエンジンの制御装置に関する。

【背景技術】**【0002】**

従来から、エンジンの制御装置においては、エンジンの吸気弁及び排気弁の開弁及び閉弁の時期を適切に制御することにより、特に圧縮自己燃焼運転領域におけるエンジンの運転効率を高める技術が知られている。そして、エンジンの吸気弁及び排気弁の開弁及び閉弁を制御するための手段としては、弁の開閉を、カムの表面に設けられたカム山の形状に応じて一定の間隔で、且つ一定のリフト量で開閉弁させる、いわゆるメカニカル動弁機構や、所定のタイミングで所定のリフト量で開閉弁させることができる可変動弁機構が知られている（例えば、特許文献 1）。

30

【先行技術文献】**【特許文献】****【0003】**

【特許文献 1】 特開 2009 - 121481 号公報

40

【発明の概要】**【発明が解決しようとする課題】****【0004】**

特許文献 1 に記載された可変動弁機構は、クランクシャフトの回転に同期して回転するカムと、内部にエンジンオイルが充填され、カムの動作によってエンジンオイルの油圧が変化する圧力室と、圧力室に接続されており、開閉することにより吸気弁に作用させる油圧を制御する油圧バルブと、を備えている。そして、このような可変動弁機構によれば、カムの形状に完全に依存することなく、油圧バルブによって吸気弁の開閉を制御することができる。

【0005】

50

ところで、近年では、燃費の向上、及び排気のエミッション性能の向上を目的として、エンジンの運転状態に応じて、エンジン内の燃焼形態を使い分けることが多用されている。具体的には、このような制御では、エンジンの低負荷運転領域では、圧縮自己燃焼による制御を行うことで、燃費の向上、及び排気のエミッション性能の向上を達成し、エンジンの高負荷運転領域では、点火プラグを用いた火花点火燃焼を行うことでエンジンの失火を防止している。この内、圧縮自己燃焼による制御を行う場合には、基本的にはエンジンの気筒内の容積減少に応じた温度上昇によって燃料を自己燃焼させる。従って、圧縮自己燃焼による制御を行っている最中は、吸気行程が開始する前からエンジンの気筒内の温度を高温に保つ必要がある。そして、エンジンの気筒内の温度を高温に保つために、吸気行程が開始する前から直前の燃焼行程で生じた高温の既燃ガスを気筒内に留め、気筒内の温度を保つ、いわゆる内部 E G R (Exhaust Gas Recirculation) 制御が用いられている。

10

【 0 0 0 6 】

上述した可変動弁機構を適用したエンジンにおいて、内部 E G R 制御を行う場合、エンジンの負荷に応じて吸気弁の開弁時期を制御することで、E G R 量と新気の割合を制御する必要がある。即ち、吸気弁の開弁時期が遅くなると、気筒内において新気の割合が減少し、E G R 量が相対的に増加し、一方で、吸気弁の開弁時期が早くなると、気筒内において新気の割合が増加し、E G R 量が相対的に減少することとなる。そして、エンジンの低負荷時には、一定量の E G R 量を確保するために、吸気弁の開弁時期を遅らせることが必要となる。

20

【 0 0 0 7 】

上述した可変動弁機構において、エンジンの高回転時に、吸気弁の開弁時期を遅らせるためには、クランクシャフトと同期して回転するカムのカム山のプロフィールに従わず、カムの動作によって圧力室が高まったとしても、油圧バルブを制御することにより、カムの動作に連動して吸気弁が作動しないようにすることが必要となる。そして、カムによって圧力室内の圧力が上昇し始めてから所定の時間経過後に、油圧バルブを閉弁することにより、圧力室内の圧力上昇を吸気弁に伝達し、吸気弁を開弁させることで吸気弁の開弁時期を、カム山のプロフィールに対して遅らせる。

【 0 0 0 8 】

しかしながら、吸気弁の開弁時期を遅らせる制御を行うと、油圧脈動が生じ、油圧バルブの開閉制御に遅延が生じてしまう、という問題があった。即ち、油圧バルブを用いて吸気弁のリフト開始時期を遅らせる場合、カム山のプロフィールに応じて圧力室内の圧力が高まった状態で油圧バルブを作動させ、吸気弁のリフトを開始することとなる。しかしながら、上述したように、圧力室内の圧力が高まった状態で吸気弁のリフトを開始すると、吸気弁に作用する圧力が急激に増加し、圧力室内で油圧脈動が発生してしまう。そして、圧力室内で油圧脈動が発生すると、油圧バルブを閉じる動作が遅れ、吸気弁のリフト量を正確に制御することができなくなってしまう。

30

【 0 0 0 9 】

そこで本発明は、上述した問題点を解決するためになされたものであり、油圧脈動を抑制することにより、吸気弁のリフト量を正確に制御することができるエンジンの制御装置を提供することを目的とする。

40

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 0 】

上述した課題を解決するために、本発明は、クランクシャフトの回転に同期して回転するカムと、内部にエンジンオイルが充填され、前記カムの動作によってエンジンオイルの油圧が変化する圧力室と、前記圧力室に接続されており、開閉することにより前記吸気弁に作用させる油圧を制御する油圧バルブと、を有する可変動弁機構によってエンジンの吸気弁の開閉を制御する、エンジンの制御装置であって、前記可変動弁機構は、圧縮自己燃焼制御を行っており、かつ吸気行程時に既燃ガスと新気とを混合させている場合に、前記エンジンの負荷に応じて吸気行程における前記吸気弁の開弁時期を遅角させるように前記油圧バルブを制御し、前記吸気弁の前記開弁時期は、所定のエンジンの負荷までは、前記

50

エンジンの負荷に応じて所定期間まで遅角され、前記エンジンの負荷が前記所定のエンジンの負荷を超えた場合には前記所定期間とされる。

【0011】

このように構成された本発明によれば、エンジン負荷に応じて吸気弁の開弁時期を遅くすることができる。そして、吸気弁の開弁時期は、エンジン負荷が高くなる程遅くなり、これにより、エンジン負荷が高いほど、吸気弁の開弁時期が遅くなり、エンジン気筒内の新気の相対量を少なくし、既燃ガスの相対量を多くすることができる。従って、本発明によれば、エンジン負荷が高い場合に、適切に既燃ガスを処理することができる。

【0012】

また、上述した、吸気弁の開弁時期を遅らせる処理は、所定のエンジンの負荷まで行われ、エンジンの負荷が所定の負荷を超えた場合には、それ以上、吸気弁の開弁時期を遅らせず、開弁時期を所定期間とする。このように、吸気弁の開弁時期を遅らせる制御に対して、エンジン負荷に応じた限界値を設けることにより、圧力室内の圧力が急激に吸気弁に伝達されるのを防止することができる。

10

【0013】

より具体的には、吸気弁の開弁時期を遅らせる場合には、油圧バルブを閉弁する時期を遅らせることにより、カム山のプロフィールに応じた圧力室内の圧力変化を吸気弁に伝達する時期を遅らせることとなる。そして、油圧バルブを閉弁する時期を遅らせるにつれて、油圧バルブを閉弁した際に、吸気弁に伝達される圧力の量が急激に増加してしまう。そして、本発明では、吸気弁の開弁時期を遅らせる制御を、エンジンの負荷が所定負荷以下のときに限り実行するようにすることにより、吸気弁に伝達される圧力室内の圧力が大きいときには、それ以上吸気弁の開弁時期を遅らせない。これにより、圧力室内で油圧脈動が生じるのを抑制することができる。

20

【0014】

また、本発明において、好ましくは、前記所定期間は、前記エンジンの回転数が高いほど進角される。

【0015】

また、本発明において、好ましくは、前記エンジンの回転数が所定の回転数を超えた場合には、スロットル弁の開度を小さくする。

【0016】

このように構成された本発明によれば、エンジンの回転数が所定の回転数を超えるまでは、上述したように、吸気弁の開弁時期を遅らせる。そして、エンジンの回転数が所定の回転数を超えた場合には、スロットル弁の開度を小さくし、これにより、吸気弁を介して気筒内に導入される新気の量を減らし、既燃ガスの相対的な量を増やすことができる。

30

【0017】

また、本発明において、好ましくは、前記エンジンの回転数が所定の回転数を超えた場合には、排気シャッター弁を閉じる。

【0018】

このように構成された本発明によれば、エンジンの回転数が所定の回転数を超えるまでは、上述したように、吸気弁の開弁時期を遅らせる。そして、エンジンの回転数が所定の回転数を超えた場合には、排気シャッター弁を閉じ、これにより、気筒内から一旦排出された既燃ガスをエンジン付近に留めることができる。そして、エンジン付近に留まっている既燃ガスを気筒内に再導入することにより、気筒内の既燃ガスの相対的な量を増やすことができる。

40

【発明の効果】

【0019】

以上のように、本発明によれば、油圧脈動を抑制することにより、吸気弁のリフト量を正確に制御することができる。

【図面の簡単な説明】

【0020】

50

【図 1】本発明の実施形態によるエンジンの概略構成図である。

【図 2】本発明の実施形態によるエンジンにおける吸気弁に適用される吸気側可変動弁機構の概略側面図である。

【図 3】本発明の実施形態による吸気側可変動弁機構のカムを示す概略側面図である。

【図 4】本発明の実施形態によるエンジンの制御ブロック図である。

【図 5】本発明の実施形態によるエンジンの運転領域の説明図である。

【図 6】本発明の実施形態による第 1 の運転領域での吸気弁及び吸気弁の基本動作の説明図である。

【図 7】本発明の実施形態による吸気側可変動弁機構の特性についての説明図である。

【図 8】本発明の実施形態による吸気弁及び排気弁の動作についての説明図である。

【図 9】本発明の実施形態による吸気弁のリフト開始時期を決定するためのフロー図である。

【発明を実施するための形態】

【0021】

以下、添付図面を参照して、本発明の実施形態によるエンジンについて説明する。

【0022】

〔エンジンの構成〕

まず、図 1 乃至図 4 を参照して、本発明の実施形態によるエンジンの構成について説明する。図 1 は、本発明の実施形態によるエンジンの概略構成図であり、図 2 は、本発明の実施形態によるエンジンの吸気弁に適用される排気側可変動弁機構の概略側面図（部分的に断面図を示している）であり、図 3 は、本発明の実施形態による吸気側可変動弁機構のカムを示す概略側面図であり、図 4 は、本発明の実施形態によるエンジンの制御ブロック図である。

【0023】

図 1 に示すように、エンジン 1 は、車両に搭載されると共に、少なくともガソリンを含有する燃料が供給されるガソリンエンジンである。エンジン 1 は、複数の気筒 18 が設けられたシリンダブロック 11（なお、図 1 では、1 つの気筒のみを図示するが、例えば 4 つの気筒が直列に設けられる）と、このシリンダブロック 11 上に配設されたシリンダヘッド 12 と、シリンダブロック 11 の下側に配設され、潤滑油が貯留されたオイルパン 13 とを有している。各気筒 18 内には、コンロッド 142 を介してクランクシャフト 15 と連結されているピストン 14 が往復動可能に嵌挿されている。ピストン 14 の頂面には、ディーゼルエンジンでのリエントラント型のようなキャビティ 141 が形成されている。キャビティ 141 は、ピストン 14 が圧縮上死点付近に位置するときには、後述するインジェクタ 67 に相対する。シリンダヘッド 12 と、気筒 18 と、キャビティ 141 を有するピストン 14 とは、燃焼室 19 を画定する。なお、燃焼室 19 の形状は、図示する形状に限定されるものではない。例えばキャビティ 141 の形状、ピストン 14 の頂面形状、及び、燃焼室 19 の天井部の形状等は、適宜変更することが可能である。

【0024】

このエンジン 1 は、理論熱効率の向上や、後述する圧縮着火燃焼の安定化等を目的として、15 以上の比較的高い幾何学的圧縮比に設定されている。なお、幾何学的圧縮比は 15 以上 20 以下程度の範囲で、適宜設定すればよい。

【0025】

シリンダヘッド 12 には、気筒 18 毎に、吸気ポート 16 及び排気ポート 17 が形成されていると共に、これら吸気ポート 16 及び排気ポート 17 には、燃焼室 19 側の開口を開閉する吸気弁 21 及び排気弁 22 がそれぞれ配設されている。具体的には、図 2 に示すように、気筒 18 毎に、2 つの吸気ポート 16 が形成され、これら吸気ポート 16 のそれぞれに吸気弁 21（21a、21b）が配設されると共に、2 つの排気ポート 17 が形成され、これら排気ポート 17 のそれぞれに排気弁 22（22a、22b）が配設される。

【0026】

吸気弁 21 には、吸気側可変動弁機構 72 が取り付けられており（図 4 参照）、この吸

10

20

30

40

50

気側可変動弁機構 7 2 は、吸気弁 2 1 の開閉時期及び / 又はリフト量を変化させる。

【 0 0 2 7 】

図 2 に示すように、吸気弁 2 1 に適用される吸気側可変動弁機構 7 2 は、外部から供給されたエンジンオイルが通過するオイル供給路 7 2 a と、オイル供給路 7 2 a 上に設けられた三方弁としてのソレノイドバルブ 7 2 b (油圧バルブに相当する) と、オイル供給路 7 2 a からソレノイドバルブ 7 2 b を介して供給されたエンジンオイルが充填される圧力室 7 2 c と、を有する。この場合、ソレノイドバルブ 7 2 b が開弁しているときに、オイル供給路 7 2 a と圧力室 7 2 c とが流体連通されて、オイル供給路 7 2 a から圧力室 7 2 c へとエンジンオイルが供給される (図 2 中の矢印 A 1 1 参照)。ソレノイドバルブ 7 2 b は、通電されていない状態では開弁しており、通電されると閉弁する。より詳しくは、ソレノイドバルブ 7 2 b は、通電され続けることにより、閉弁状態が維持される。なお、ソレノイドバルブ 7 2 b の上流側のオイル供給路 7 2 a 上には、図示しない逆止弁などが設けられている。

10

【 0 0 2 8 】

また、吸気側可変動弁機構 7 2 は、タイミングベルトなどを介してクランクシャフト 1 5 の回転が伝達される吸気カムシャフト 2 3 上に設けられたカム 7 2 d と、カム 7 2 d から伝達された力により揺動するローラーフィンガーフォロア 7 2 e と、圧力室 7 2 c に連結されており、ローラーフィンガーフォロア 7 2 e によって動作されて、圧力室 7 2 c 内のエンジンオイルの圧力 (油圧) を上昇させるポンプユニット 7 2 f と、を有する。加えて、吸気側可変動弁機構 7 2 は、ソレノイドバルブ 7 2 b を介して圧力室 7 2 c に連結され、圧力室 7 2 c 内の油圧によって吸気弁 2 1 を開弁させるように動作するブレーキユニット 7 2 g と、ブレーキユニット 7 2 g が動作していないときに吸気弁 2 1 の閉状態を維持するための力を付与するバルブスプリング 7 2 h と、を有する。この場合、ソレノイドバルブ 7 2 b が閉弁しているときに、オイル供給路 7 2 a と圧力室 7 2 c との流体連通が遮断されて、圧力室 7 2 c とブレーキユニット 7 2 g とが流体連通されることで、圧力室 7 2 c 内の油圧がブレーキユニット 7 2 g に作用する (図 2 中の矢印 A 1 2 参照)。

20

【 0 0 2 9 】

また、図 3 に示すように、カム 7 2 d は、クランクシャフト 2 3 に固定されており、クランクシャフト 2 3 の回転と同期して、矢印 A 1 3 方向に回転する。そして、カム 7 2 d が回転すると、カム 7 2 d のカム山の回転方向先行側端面 7 2 i がローラーフィンガーフォロア 7 2 e に作用する。

30

【 0 0 3 0 】

吸気側可変動弁機構 7 2 が吸気弁 2 1 を開弁させる動作について具体的に説明する。カム 7 2 d が吸気カムシャフト 2 3 と同期して回転している最中において、カム 7 2 d に形成されたカム山 (換言するとカムロブ) がローラーフィンガーフォロア 7 2 e に接触すると、このカム山の先行側端面 7 2 i がローラーフィンガーフォロア 7 2 e に接触している間、カム山がローラーフィンガーフォロア 7 2 e を押し込む。これにより、ローラーフィンガーフォロア 7 2 e がポンプユニット 7 1 f を付勢して、ポンプユニット 7 1 f が圧力室 7 1 c 内のエンジンオイルを圧縮するように動作することで、圧力室 7 1 c 内の油圧が上昇する。このときに、ソレノイドバルブ 7 2 b を閉弁すると、上昇された圧力室 7 2 c 内の油圧がブレーキユニット 7 2 g に作用して、ブレーキユニット 7 2 g が吸気弁 2 1 を付勢することで、吸気弁 2 1 がリフトする、つまり吸気弁 2 1 が開弁する。

40

【 0 0 3 1 】

基本的には、カム 7 2 d に形成されたカム山の先行側端面 7 2 i がローラーフィンガーフォロア 7 2 e に作用している間の何処かのタイミングでソレノイドバルブ 7 2 b を閉弁すると、吸気弁 2 1 を開弁させることができる。したがって、ソレノイドバルブ 7 2 b を開状態から閉状態に切り替えるタイミングを変えることで、吸気弁 2 1 の開弁時期を変化させることができる。本実施形態では、吸気行程において吸気弁 2 1 を開弁できるように、カム 7 2 d 上の所定位置にカム山が形成されている。

【 0 0 3 2 】

50

また、排気側可変動弁機構 7 1 も、吸気側可変動弁機構 7 2 と同様の構成を有しており、排気行程において排気弁 2 2 を開弁できるように、排気側可変動弁機構 7 1 のカム上の所定の位置にカム山が形成されている。また、後述するように、吸気行程において排気弁 2 2 を開弁して、いわゆる排気の二度開きを行う場合には、追加のカム山が排気側可変動弁機構 7 1 の所定の位置に形成されている。このような排気の二度開きは、排気ポート 1 7 から燃焼室 1 9 へ既燃ガス（内部 E G R ガス）を逆流させて再導入する場合に実行される。

【0033】

図 1 を再度参照すると、シリンダヘッド 1 2 には、気筒 1 8 毎に、気筒 1 8 内に燃料を直接噴射する（直噴）インジェクタ 6 7 が取り付けられている。インジェクタ 6 7 は、その噴口が燃焼室 1 9 の天井面の中央部分から、その燃焼室 1 9 内に臨むように配設されている。インジェクタ 6 7 は、エンジン 1 の運転状態に応じて設定された噴射タイミングでかつ、エンジン 1 の運転状態に応じた量の燃料を、燃焼室 1 9 内に直接噴射する。この例において、インジェクタ 6 7 は、詳細な図示は省略するが、複数の噴口を有する多噴口型のインジェクタである。これによって、インジェクタ 6 7 は、燃料噴霧が、燃焼室 1 9 の中心位置から放射状に広がるように、燃料を噴射する。ピストン 1 4 が圧縮上死点付近に位置するタイミングで、燃焼室 1 9 の中央部分から放射状に広がるように噴射された燃料噴霧は、ピストン頂面に形成されたキャビティ 1 4 1 の壁面に沿って流動する。キャビティ 1 4 1 は、ピストン 1 4 が圧縮上死点付近に位置するタイミングで噴射された燃料噴霧を、その内部に収めるように形成されている、と言い換えることが可能である。この多噴口型のインジェクタ 6 7 とキャビティ 1 4 1 との組み合わせは、燃料の噴射後、混合気形成期間を短くすると共に、燃焼期間を短くする上で有利な構成である。なお、インジェクタ 6 7 は、多噴口型のインジェクタに限定されず、外開弁タイプのインジェクタを採用してもよい。

【0034】

図外の燃料タンクとインジェクタ 6 7 との間は、燃料供給経路によって互いに連結されている。この燃料供給経路上には、燃料ポンプ 6 3 とコモンレール 6 4 とを含みかつ、インジェクタ 6 7 に、比較的高い燃料圧力で燃料を供給することが可能な燃料供給システム 6 2 が介設されている。燃料ポンプ 6 3 は、燃料タンクからコモンレール 6 4 に燃料を圧送し、コモンレール 6 4 は圧送された燃料を、比較的高い燃料圧力で蓄えることが可能である。インジェクタ 6 7 が開弁することによって、コモンレール 6 4 に蓄えられている燃料がインジェクタ 6 7 の噴口から噴射される。ここで、燃料ポンプ 6 3 は、図示は省略するが、プランジャー式のポンプであり、エンジン 1 によって駆動される。このエンジン駆動のポンプを含む構成の燃料供給システム 6 2 は、30 MPa 以上の高い燃料圧力の燃料を、インジェクタ 6 7 に供給することを可能にする。燃料圧力は、最高で 120 MPa 程度に設定してもよい。インジェクタ 6 7 に供給される燃料の圧力は、エンジン 1 の運転状態に応じて変更される。なお、燃料供給システム 6 2 は、この構成に限定されるものではない。

【0035】

シリンダヘッド 1 2 にはまた、燃焼室 1 9 内の混合気に強制点火（具体的には火花点火）する点火プラグ 2 5 が取り付けられている。点火プラグ 2 5 は、この例では、エンジン 1 の排気側から斜め下向きに延びるように、シリンダヘッド 1 2 内を貫通して配置されている。点火プラグ 2 5 の先端は、圧縮上死点に位置するピストン 1 4 のキャビティ 1 4 1 内に臨んで配置される。

【0036】

エンジン 1 の一側面には、図 1 に示すように、各気筒 1 8 の吸気ポート 1 6 に連通するように吸気通路 3 0 が接続されている。一方、エンジン 1 の他側面には、各気筒 1 8 の燃焼室 1 9 からの既燃ガス（排気ガス）を排出する排気通路 4 0 が接続されている。

【0037】

吸気通路 3 0 の上流端部には、吸入空気を濾過するエアクリーナ 3 1 が配設され、その

10

20

30

40

50

下流側には、各気筒 18 への吸入空気量を調節するスロットル弁 36 が配設されている。また、吸気通路 30 における下流端近傍には、サージタンク 33 が配設されている。このサージタンク 33 よりも下流側の吸気通路 30 は、気筒 18 毎に分岐する独立通路とされ、これら各独立通路の下流端が各気筒 18 の吸気ポート 16 にそれぞれ接続されている。

【0038】

排気通路 40 の上流側の部分は、気筒 18 毎に分岐して排気ポート 17 の外側端に接続された独立通路と該各独立通路が集合する集合部とを有する排気マニホールドによって構成されている。この排気通路 40 における排気マニホールドよりも下流側には、排気ガス中の有害成分を浄化する排気浄化装置として、直キャタリスト 41 とアンダーフットキャタリスト 42 とがそれぞれ接続されている。直キャタリスト 41 及びアンダーフットキャタリスト 42 はそれぞれ、筒状ケースと、そのケース内の流路に配置した、例えば三元触媒とを備えて構成されている。

【0039】

吸気通路 30 におけるサージタンク 33 とスロットル弁 36 との間の部分と、排気通路 40 における直キャタリスト 41 よりも上流側の部分とは、排気ガスの一部を吸気通路 30 に還流するための EGR 通路 50 を介して接続されている。この EGR 通路 50 は、排気ガスをエンジン冷却水によって冷却するための EGR クーラ 52 が配設された主通路 51 を含んで構成されている。主通路 51 には、排気ガスの吸気通路 30 への還流量を調整するための EGR 弁 511 が配設されている。

【0040】

エンジン 1 は、制御手段としてのパワートレイン・コントロール・モジュール（以下では「PCM」と呼ぶ。）10 によって制御される。PCM 10 は、CPU、メモリ、カウンタタイマ群、インターフェース及びこれらのユニットを接続するバスを有するマイクロプロセッサで構成されている。この PCM 10 が制御器を構成する。

【0041】

PCM 10 には、図 1、2 及び図 4 に示すように、各種のセンサ SW1、SW2、SW4～SW18 の検出信号が入力される。具体的には、PCM 10 には、エアクリーナ 31 の下流側で、新気の流量を検出するエアフローセンサ SW1 の検出信号と、新気の温度を検出する吸気温度センサ SW2 の検出信号と、EGR 通路 50 における吸気通路 30 との接続部近傍に配置されかつ、外部 EGR ガスの温度を検出する EGR ガス温センサ SW4 の検出信号と、吸気ポート 16 に取り付けられかつ、気筒 18 内に流入する直前の吸気の温度を検出する吸気ポート温度センサ SW5 の検出信号と、シリンダヘッド 12 に取り付けられかつ、気筒 18 内の圧力を検出する筒内圧センサ SW6 の検出信号と、排気通路 40 における EGR 通路 50 の接続部近傍に配置されかつ、それぞれ排気温度及び排気圧力を検出する排気温センサ SW7 及び排気圧センサ SW8 の検出信号と、直キャタリスト 41 の上流側に配置されかつ、排気中の酸素濃度を検出するリニア O₂ センサ SW9 の検出信号と、直キャタリスト 41 とアンダーフットキャタリスト 42 との間に配置されかつ、排気中の酸素濃度を検出するラムダ O₂ センサ SW10 の検出信号と、エンジン冷却水の温度を検出する水温センサ SW11 の検出信号と、クランクシャフト 15 の回転角を検出するクランク角センサ SW12 の検出信号と、車両のアクセルペダル（図示省略）の操作量に対応したアクセル開度を検出するアクセル開度センサ SW13 の検出信号と、吸気側及び排気側のカム角センサ SW14、SW15 の検出信号と、燃料供給システム 62 のコモンレール 64 に取り付けられかつ、インジェクタ 67 に供給する燃料圧力を検出する燃圧センサ SW16 の検出信号と、エンジン 1 の油圧を検出する油圧センサ SW17 の検出信号と、エンジン 1 の油温を検出する油温センサ SW18 の検出信号と、が入力される。

【0042】

PCM 10 は、これらの検出信号に基づいて種々の演算を行うことによってエンジン 1 や車両の状態を判定し、これに応じて、（直噴）インジェクタ 67、点火プラグ 25、吸気側可変動弁機構 72、排気側可変動弁機構 71、燃料供給システム 62、及び、各種の弁（スロットル弁 36、EGR 弁 511）のアクチュエータに対して制御信号を出力する

10

20

30

40

50

。こうしてPCM10は、エンジン1を運転する。特に、本実施形態では、PCM10は、吸気側可変動弁機構72のソレノイドバルブ72bに対して制御信号を出力して（詳しくはソレノイドバルブ72bに対して電圧又は電流を供給する）、ソレノイドバルブ72bの開閉を切り替えることで、吸気弁21の開閉時期を変化させる制御を実行する。

【0043】

〔運転領域〕

次に、図5を参照して、本発明の実施形態によるエンジン1の運転領域について説明する。図4は、エンジン1の運転制御マップの一例を示している。このエンジン1は、燃費の向上や排気エミッション性能の向上を目的として、エンジン負荷が相対的に低い低負荷域である第1の運転領域R11では、点火プラグ25による点火を行わずに、圧縮自己着火による圧縮着火燃焼を行う。しかしながら、エンジン1の負荷が高くなるに従って、この圧縮着火燃焼では、燃焼が急峻になりすぎてしまい、燃焼騒音が発生したり、着火時期の制御が困難になったりする（失火などが発生する傾向にある）。そのため、このエンジン1では、エンジン負荷が相対的に高い高負荷域である第2の運転領域R12では、圧縮着火燃焼の代わりに、点火プラグ25を利用した強制点火燃焼（ここでは火花点火燃焼）を行うようにする。このように、このエンジン1は、エンジン1の運転状態、特にエンジン1の負荷に応じて、圧縮着火燃焼による運転を実行するCI（Compression Ignition）運転と、火花点火燃焼による運転を実行するSI（Spark Ignition）運転とを切り替えるように構成されている。

【0044】

ここで、図6を参照して、CI運転を行う第1の運転領域R11での吸気弁21及び排気弁22（特に吸気側可変動弁機構72が適用された排気弁21）の基本動作について説明する。図5は、横軸にクランク角を示し、縦軸に弁のリフト量を示している。また、実線のグラフG11は、クランク角に応じた排気弁22の動作を示し、破線のグラフG12及びG13は、クランク角に応じた吸気弁21の動作を示している。図5に示すように、CI運転を行う第1の運転領域R11においては、排気側可変動弁機構71によって排気弁22を排気行程中に開弁させると共に吸気行程中にも開弁させる排気の二度開きを実行して、相対的に温度の高い内部EGRガスを気筒18内に導入する。こうすることで、CI運転時に、気筒18内の圧縮端温度を高めて、圧縮着火燃焼の着火性及び安定性を高めるようにしている。また、吸気行程では、吸気弁21の開弁時期が吸気側可変動弁機構72によって制御され、エンジンの負荷に応じて、例えばグラフG12又はグラフG13に示すタイミングで動作する。

【0045】

〔吸気弁の動作〕

次に、本発明の実施形態による吸気弁21の動作について具体的に説明する。

【0046】

まず、図7を参照して、吸気弁21を動作させる排気側可変動弁機構72の特性について説明する。

【0047】

図7(a)の上には、吸気可変動弁機構72によって吸気弁21を比較的早い時期t1にて開弁させたときの吸気弁21の動作（リフトカーブ）を示しており、図7(a)の下には、このように吸気弁21を動作させたときの吸気側可変動弁機構72のソレノイドバルブ72bの開閉状態を示している。例えば、開弁時期t11は、吸気側可変動弁機構71によって吸気弁21の開弁時期を最大に進角させたときの開弁時期（以下では適宜「最大進角時期」と呼ぶ。）である。一方、図7(b)の上には、比較的遅い時期t12に、具体的には図7(a)に示した開弁時期t11から遅角させた時期t12に（矢印A21参照）、吸気側可変動弁機構71によって吸気弁21を開弁させたときの吸気弁21の動作（リフトカーブ）を示しており、図7(b)の下には、このように吸気弁21を動作させたときの吸気側可変動弁機構71のソレノイドバルブ71bの開閉状態を示している。また、図7(b)の上には、比較のために、図7(a)の上を示したリフトカーブを破

10

20

30

40

50

線にて重ねて示してある。

【 0 0 4 8 】

図 7 (a) と図 7 (b) とを比較すると、吸気弁 2 1 の開弁時期を遅角させると、吸気弁 2 1 のリフト量が小さくなることがわかる (矢印 A 2 2 参照) 。また、符号 A r 2 で示す面積に対応する、吸気弁 2 1 のリフト量積分値が、符号 A r 1 で示す面積に対応する、吸気弁 2 1 のリフト量積分値よりも小さいことがわかる。このように吸気弁 2 1 の開弁時期を遅角させるとリフト量及びリフト量積分値が小さくなる理由は、以下の通りである。

【 0 0 4 9 】

上述したように、吸気側可変動弁機構 7 2 においては、カム 7 2 d に形成されたカム山がローラーフィンガーフォロア 7 2 e に接触しているときに、このカム山がローラーフィンガーフォロア 7 2 e を押し込むことで、ポンプユニット 7 2 f によって圧力室 7 2 c 内の油圧が上昇される。このようにカム 7 2 d のカム山がローラーフィンガーフォロア 7 2 e に作用しているときに、ソレノイドバルブ 7 2 b を閉弁すると、上昇された圧力室 7 2 c 内の油圧がブレーキユニット 7 2 g を介して吸気弁 2 1 に作用することで、吸気弁 2 1 が開弁する。ここで、圧力室 7 2 c 内の油圧は、カム 7 2 d のカム山がローラーフィンガーフォロア 7 2 e に作用し始めると上昇していくが、カム山の頂点がローラーフィンガーフォロア 7 2 e に到達した後、圧力室 7 2 c 内の油圧は低下していく。

【 0 0 5 0 】

したがって、カム 7 2 d のカム山がローラーフィンガーフォロア 7 2 e に作用し始めた初期の所定のタイミングでは、圧力室 7 2 c 内の油圧が高くなるため、このタイミングにおいてソレノイドバルブ 7 2 b を閉弁すると、相対的に早い時期から高圧室の圧力は上昇するため、排気弁 2 2 の開弁は早くなり、その後もカム山によって押し込まれるポンプユニットの動きに合わせてリフトするため、リフト量及びリフト量積分値は最も大きくなる (図 7 (a) 参照) 。この場合、吸気弁 2 1 のリフト量及びリフト量積分値が最も大きくなるような吸気弁 2 1 の開弁時期が、吸気弁 2 1 の最大進角時期として規定される。他方で、そのような最大進角時期から吸気弁 2 1 の開弁時期を遅角させていくと、圧力室 7 2 c 内の油圧が低くなって、吸気弁 2 1 に付与される力が小さくなるため、吸気弁 2 1 のリフト量及びリフト量積分値が小さくなるのである (図 7 (b) 参照) 。

【 0 0 5 1 】

そして、吸気弁 2 1 のリフト量積分値は、実質的に、気筒 1 8 内に導入される新気の量に相当する。従って、吸気側可変動弁機構 7 2 のソレノイドバルブ 7 2 b を閉弁する時期を制御することにより、実質的に、気筒 1 8 内に導入される新気の量を制御することができる。

【 0 0 5 2 】

図 8 は、C I 運転時における吸気弁と排気弁のリフト量とクランク角との関係を示している。そして、図 8 中、実戦のグラフ G 2 1 は、排気弁 2 2 の動作を示し、破線のグラフ G 2 2 乃至 G 2 5 は、吸気弁 2 1 の動作を示す。図 7 に示すように、排気弁 2 2 は、排気行程においてリフト量が増大して開弁量が増加し、リフト量が最大値に達した後、開弁量が減少する。そして、排気弁 2 2 のリフト量は、吸気行程において一旦増加し、いわゆる排気の二度開きを行う。これにより、排気行程で気筒 1 8 内から排気された既燃ガスを、内部 E G R ガスとして気筒 1 8 内に戻す。

【 0 0 5 3 】

一方で、吸気弁 2 1 は、エンジンの負荷に応じて、例えばグラフ G 2 2 乃至 G 2 5 のいずれかのリフトカーブに従って動作する。グラフ G 2 2 乃至 G 2 5 は、リフト開始の時期が異なるものであり、吸気弁 2 1 のリフト開始の時期を、例えば時期 t 1 乃至 t 4 の何れかの時期となるように制御することにより、吸気弁 2 1 のリフト量及びリフト量積分値を制御することができる。

【 0 0 5 4 】

そしてリフト開始の時期 t 1 乃至 t 4 は、エンジンの回転数に応じて予め決定された値であり、エンジンの回転数が多いほど、遅い時期となり、反対に、エンジンの回転数が少

10

20

30

40

50

ないほど、早い時期となる。即ち、エンジンの回転数が多い場合、気筒 18 内の EGR ガスを、新気の量に対して多くし、気筒 18 内の EGR ガスの相対量を多くすることができる。従って、エンジンの回転数が多い場合には、吸気弁 21 のリフト開始時期を遅くし、例えば時期 t4 とすることにより、グラフ G25 によって描かれる曲線のリフト量積分値に相当する新気を気筒 18 内に導入することができる。これにより、気筒 18 内の EGR ガスの相対量を多くすることができる。

【0055】

また、エンジンの回転数が少ない場合、気筒 18 内の新気の量を EGR ガスの量に対して多くすることが求められる。従って、エンジンの回転数が少ない場合には、吸気弁 21 のリフト開始時期を早くし、例えば時期 t1 とすることにより、グラフ G22 によって描かれる曲線のリフト量積分値に相当する新気を気筒 18 内に導入することができる。これにより、新気の量を EGR ガスの量に対して相対的に多くすることができる。

10

【0056】

また、吸気弁 21 のリフト開始時期は、理論上、カムの先行側端面 72i がローラーフィンガーフォロア 72e に接触している間、即ち、カム山の頂点がローラーフィンガーフォロア 72e に接触する直前まで遅延させることができる。しかしながら、吸気弁 21 のリフト開始時期を遅らせるべく、ソレノイドバルブ 72b を開弁した状態にしておくと、カム山の先行側端面 72i がローラーフィンガーフォロア 72e に作用している間は、圧力室 72c 内の圧力は上昇し続ける。そして、カム山の先行側端面 72i がローラーフィンガーフォロア 72e に作用し始めてから所定の時間後には、圧力室 72c 内の圧力が比較的高い状態になっている。そして、この状態で吸気弁 21 のリフトを開始すべくソレノイドバルブ 72b を閉弁すると、ソレノイドバルブ 72b の動作によって、密室である圧力室 72c 内に油圧脈動が発生し、油圧脈動によってソレノイドバルブ 72b の動作が遅れてしまう場合がある。従って、本実施形態では、圧力室 72c 内の圧力が比較的高い状態、即ち、カム山の先行側端面 72i がローラーフィンガーフォロア 72e に作用し始めてから所定時間後は、それ以上、吸気弁 21 のリフト開始を遅延させないように構成されている。例えば、図 8 に示す例で説明すると、時刻 t3 が吸気弁 21 のリフト開始時期の最遅時期であると仮定する。そして、現在のエンジン回転数が多く、PCM10 によって決定されたエンジン回転数に応じた吸気弁 21 のリフト開始時期が時刻 t4 となったと仮定する。この場合、リフト開始時期 t4 が、最遅時期 t3 よりも遅いため、PCM10 は、決定された時刻 t4 に関わらず、時刻 t3 において吸気弁 21 のリフトを開始させる。これにより、圧力室 72c 内の圧力が高い状態でソレノイドバルブ 72b が作動を開始するのを防止し、圧力室 72c 内で油圧脈動が発生するのを抑制することができる。

20

30

【0057】

また、上述の実施形態において、エンジンの回転数が所定の回転数を超え、気筒 18 内の EGR ガスの量を相対的に多くしたい場合には、吸気弁 21 のリフト開始時期を遅延させる制御に加えて、スロットル弁 36 の開度を小さくし、気筒 18 内に流入する新気の量を減らしても良い。スロットル弁 36 の開度を小さくすることにより、気筒 18 内に流入する新気の量を減らし、EGR ガスの量を相対的に増やすことができる。

【0058】

40

また、エンジンの回転数が所定の回転数を超え、気筒 18 内の EGR ガスの量を相対的に多くしたい場合には、エンジンの排気弁 24 の直後に排気シャッター弁を設け、エンジンの排気行程において排気シャッター弁を閉じるようにしてもよい。これにより、排気行程で排出された既燃ガスをエンジンと排気シャッターとの間に留め、吸気行程において排気弁 24 を開弁することにより、排気行程で排出された既燃ガスを効率的に気筒 18 内に吸入することができる。

【0059】

次に、吸気弁 21 のリフト開始時期を決定するための具体的な制御について詳述する。図 9 は、吸気弁のリフト開始時期を決定するためのフロー図である。

【0060】

50

一連の処理が開始すると、ステップ S 1 において P C M 1 0 は、現在のエンジン 1 の回転数、及びアクセル開度に基づく目標エンジン負荷を読み込む。そして、ステップ S 2 において P C M 1 0 は、エンジン回転数及びエンジン負荷に基づいて、エンジン 1 が目標エンジン負荷を達成するために必要な要求内部 E G R 量を算出する。そして、ステップ S 3 において P C M 1 0 は、算出された要求内部 E G R 量を達成するために必要なリフト量積分値に基づいて、E G R 量に基づく吸気弁 2 1 の開弁時期 T e g r を算出する。

【 0 0 6 1 】

そしてステップ S 4 において P C M は、エンジン負荷に基づいて吸気弁 2 1 の開弁時期の遅角限界 T l i m (上述の例でいう時刻 t 4 のクランクタイミング) を算出する。そして、ステップ S 5 において P C M 1 0 は、算出した開弁時期 T e g r と遅角限界 T l i m とを比較し、開弁時期 T e g r が遅角限界 T l i m よりも進角側にあるか否かを判断する。

10

【 0 0 6 2 】

そして、開弁時期 T e g r が遅角限界 T l i m よりも進角側でない場合には、より遅角側にある遅角限界 T l i m のタイミングで吸気弁 2 1 の開弁時期を制御する。また、任意のステップであるステップ S 7 において P C M 1 0 は、スロットル弁 3 6 の開度又は排気シャッターを制御することにより、既燃ガスの吸入効率を高める。

【 0 0 6 3 】

一方で、開弁時期 T e g r が遅角限界 T l i m よりも進角側にある場合には、開弁時期 T e g r に基づいて吸気弁 2 1 を制御する。

20

【 0 0 6 4 】

以上のように、本実施形態によれば、エンジン回転数に応じて吸気弁の開弁時期を遅くすることができる。そして、吸気弁の開弁時期は、エンジン回転数が高くなる程遅くなり、これにより、エンジン回転数が高いほど、吸気弁の開弁時期が遅くなり、エンジン気筒内の新気の相対量を少なくし、既燃ガスの相対量を多くすることができる。従って、本発明によれば、エンジン回転数が高い場合に、適切に既燃ガスを処理することができる。

【 0 0 6 5 】

このように、本発明の実施形態によれば、圧縮自己燃焼制御を行う際に、吸気可変動弁機構 7 1 によって、エンジン 1 の回転数が高いほど吸気行程時の吸気弁 2 1 が開く時期を遅らせることができる。そして、吸気行程において吸気弁 2 1 が開く時期を遅らせることで、気筒 1 8 内に流入する新気の量を制限し気筒 1 8 内の E G R ガスの相対量を増やすことができる。これにより、気筒 1 8 内の温度を保ち、圧縮自己燃焼の効率を高めることができる。

30

【 0 0 6 6 】

また、上述した実施形態では、いわゆる排気の二度開きによって、一旦、気筒 1 8 内から排出された E G R ガスを気筒 1 8 内に戻す制御を行ったが、排気行程時に、吸気弁 2 1 及び排気弁 2 2 の両弁を閉じたままにする、いわゆる吸排気のネガティブオーバーラップ (N V O) 制御を行うことによって既燃ガスを気筒 1 8 内に留めてもよい。この場合も同様に、吸気行程時の吸気弁 2 1 の開弁時期を、エンジン回転数に応じて決定することにより、圧縮自己燃焼の効率を高めることができる。

40

【 符号の説明 】

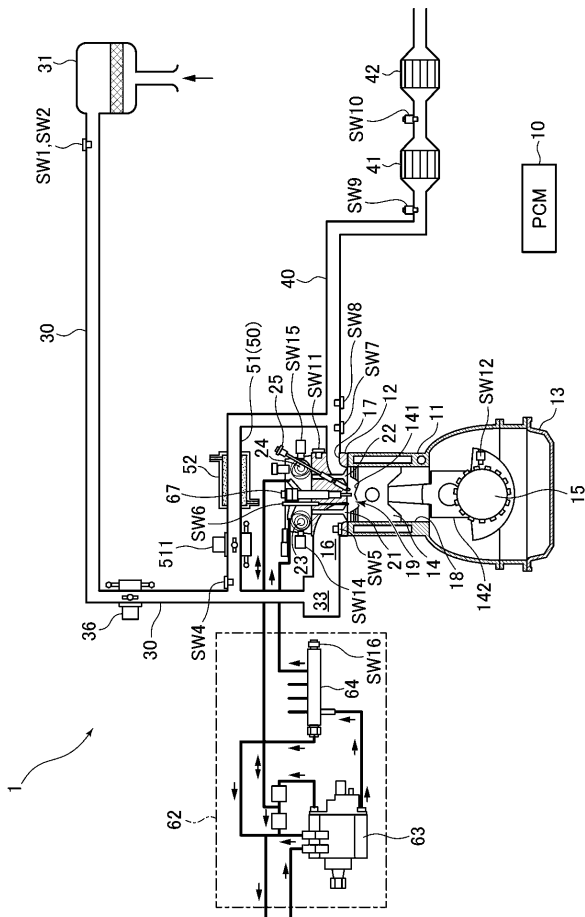
【 0 0 6 7 】

- 1 エンジン
- 1 0 P C M
- 1 8 気筒
- 2 1 吸気弁
- 2 2 排気弁
- 2 5 点火プラグ
- 6 7 インジェクタ
- 7 1 吸気側可変動弁機構

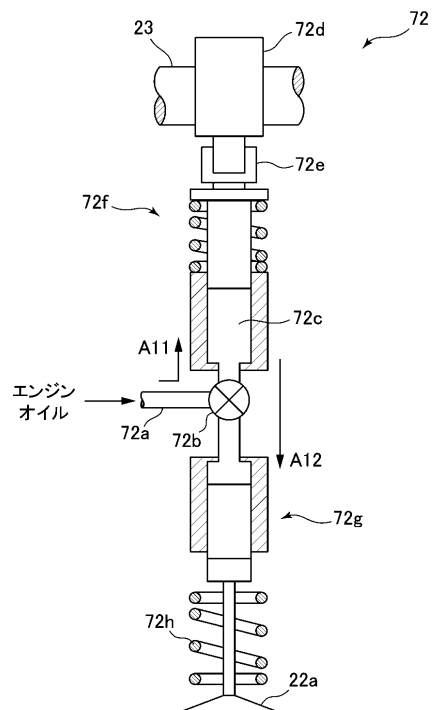
50

- 7 2 b ソレノイドバルブ
 7 2 c 圧力室
 7 2 d カム

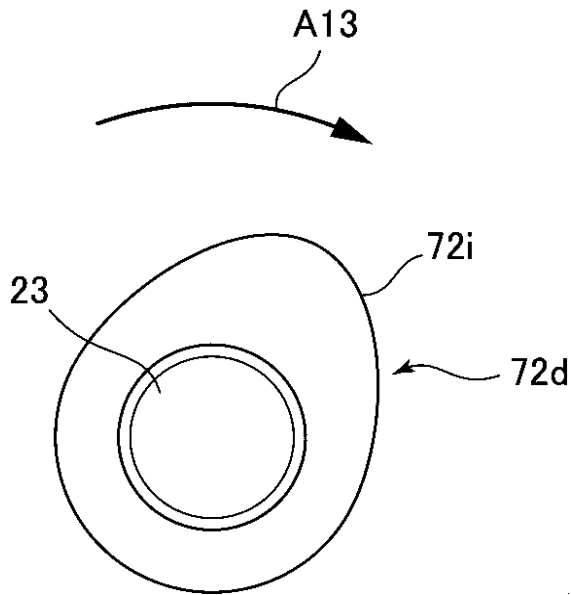
【図 1】



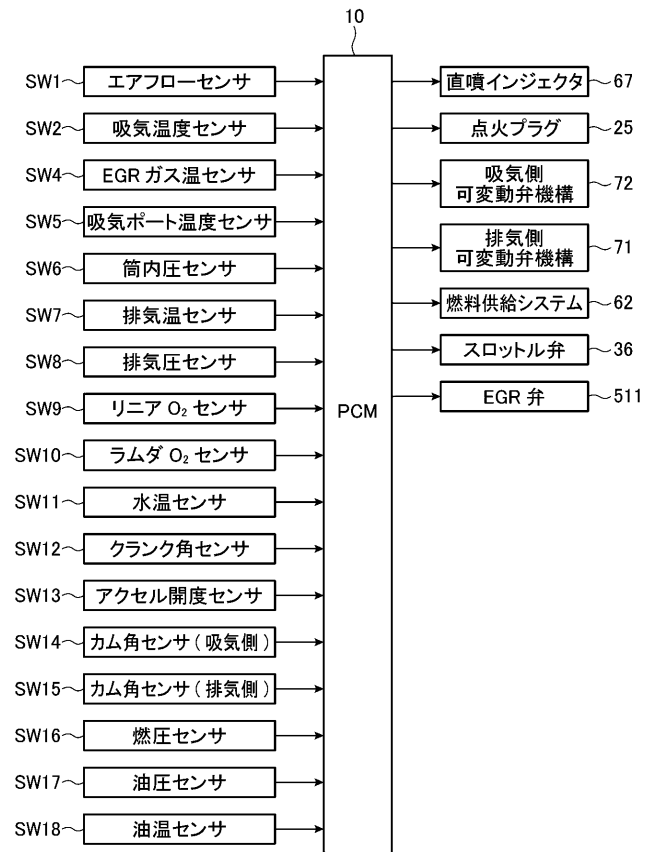
【図 2】



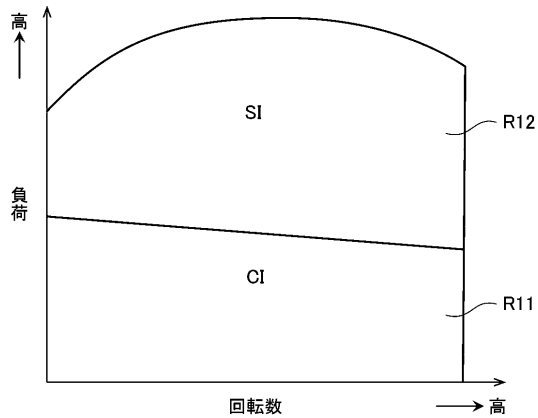
【図 3】



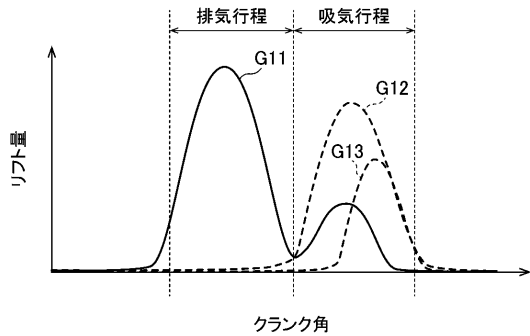
【図 4】



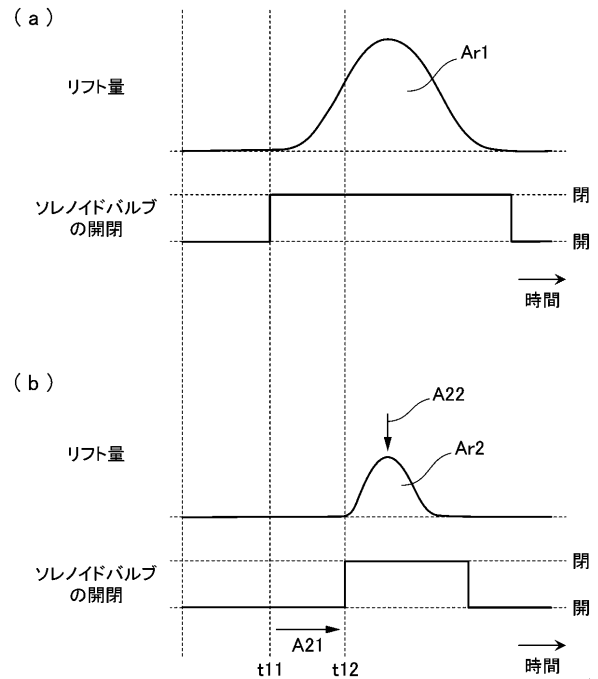
【図 5】



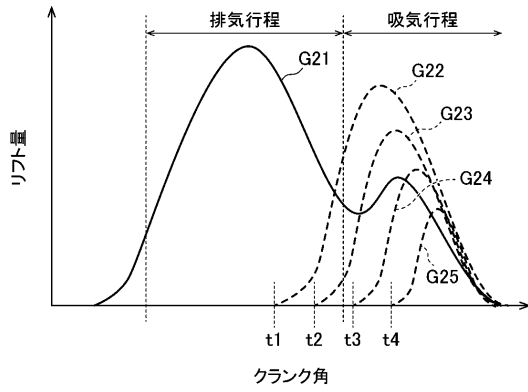
【図 6】



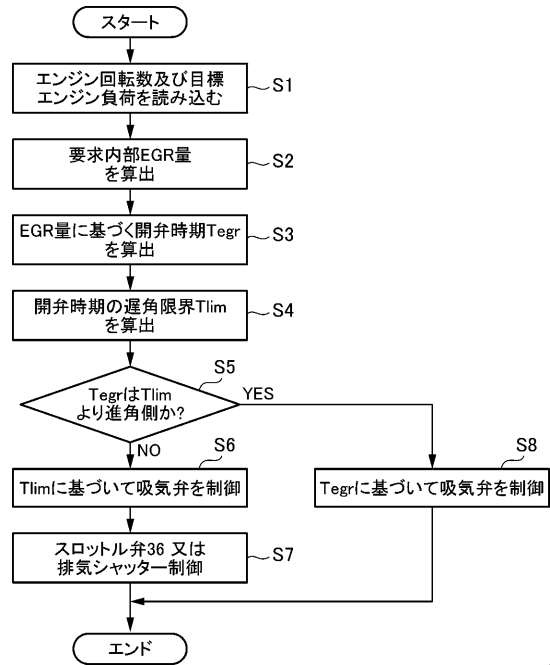
【図 7】



【図 8】



【図 9】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
	F 0 2 D 43/00	3 0 1 N
	F 0 2 D 43/00	3 0 1 K
	F 0 2 D 43/00	3 0 1 Z
	F 0 2 D 45/00	3 1 2 H
	F 0 2 D 45/00	3 1 2 N
	F 0 1 L 9/02	A

(72)発明者 末岡 賢也
 広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内

(72)発明者 日高 匡聡
 広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内

(72)発明者 ▲高▼橋 敏彰
 広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内

(72)発明者 橋口 匡
 広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内

F ターム(参考) 3G018 AB12 AB16 CA19 DA51 DA58 DA59 DA63 DA83 EA13 EA25
 EA32 FA01 FA06 FA07 FA23 GA02
 3G092 AA01 AA06 AA11 AA17 AB02 DA06 DC01 DC12 EA04 FA07
 GA05 GA06 GA18 HA01Z HA04Z HB03Z HC01Z HD01Z HD06Z HD08Z
 HE08Z HF08Z
 3G301 HA01 HA04 HA13 HA19 JA14 KA08 KA09 KA25 LA01 LA07
 LC08 MA01 NE06 PA01Z PA10Z PB08Z PC01Z PD09Z PD11Z PD14Z
 PE08Z PE10Z PF03Z
 3G384 AA01 AA06 BA05 BA26 BA36 CA06 CA07 CA18 DA04 EB04
 EB17 EG08 FA01Z FA06Z FA15Z FA28Z FA29Z FA42Z FA45Z FA47Z
 FA61Z