(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2009-250082
(P2009-250082A)
(43)公開日　平成21年10月29日(2009.10.29)

(51)Int.Cl.		F I			テーマコード（参考）
F02D 41/04	(2006.01)	F02D	41/04	330B	3G092
F02D 13/02	(2006.01)	F02D	13/02	J	3G301
F02D 41/34	(2006.01)	F02D	13/02	D	3G384
F02D 43/00	(2006.01)	F02D	41/34	H	
F02D 45/00	(2006.01)	F02D	41/04	330C	

審査請求 未請求　請求項の数 11　ＯＬ　（全 32 頁）　最終頁に続く

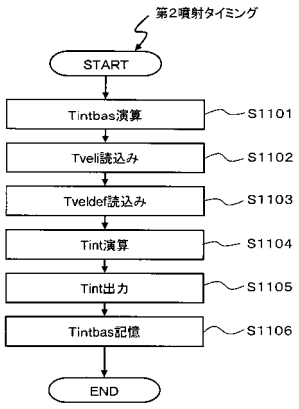
(21)出願番号　特願2008-97013(P2008-97013)
(22)出願日　平成20年4月3日(2008.4.3)

(71)出願人　000005108
株式会社日立製作所
東京都千代田区丸の内一丁目６番６号
(74)代理人　100078330
弁理士　笹島　富二雄
(72)発明者　清水　博和
群馬県伊勢崎市粕川町１６７１番地１　株式会社日立製作所オートモティブシステムグループ内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】エンジンの燃料噴射制御装置

(57)【要約】　（修正有）
【課題】吸気ポートに燃料噴射弁を備えると共に、吸気弁の開特性を可変制御する機構を備えた機関において、可変動弁機構の動作による吸入空気量の変化に応じ、目標空燃比の混合気形成に必要な燃料を噴射可能とする。
【解決手段】排気行程中の第１噴射と、吸気行程の後期の第２噴射とを行わせる。エンジンの運転条件に基づいて第２噴射の基本分担量を求め、第１噴射時の吸入空気量の計測結果に基づく燃料噴射量から前記基本分担量を減算した結果を、第１噴射として噴射させる。一方、前記第１噴射時における可変動弁機構の制御量から推定される吸入空気量と、前記第２噴射時における可変動弁機構の制御量から推定される吸入空気量との差分に基づいて前記基本分担量を補正するための補正分を演算し、前記基本分担量を前記補正分で補正した結果を、第２噴射として噴射させる。
【選択図】図２９



【特許請求の範囲】
【請求項１】
吸気バルブの上流側に燃料噴射弁を備えると共に、前記吸気バルブの開特性を可変とする可変動弁機構を備えたエンジンの燃料噴射制御装置であって、
前記燃料噴射弁により第１噴射量を噴射する第１噴射と、前記第１噴射の後であって吸気行程の後期に前記燃料噴射弁により第２噴射量を噴射する第２噴射とを行うと共に、
前記第２噴射量を、前記第１噴射量の演算後の前記可変動弁機構の動作で生じる吸入空気量の変化分に応じて設定することを特徴とするエンジンの燃料噴射制御装置。
【請求項２】
前記吸入空気量の変化分への対応が不要である場合に、前記第２噴射を行わないことを特徴とする請求項１記載のエンジンの燃料噴射制御装置。
【請求項３】
前記第２噴射量の基本値が予め設定され、前記第１噴射量の演算後の前記可変動弁機構の動作で生じる吸入空気量の変化分に応じて前記基本値を増減補正して前記第２噴射量を決定することを特徴とする請求項１又は２記載のエンジンの燃料噴射制御装置。
【請求項４】
前記第２噴射量の基本値が、前記エンジンの運転状態に応じて決定されることを特徴とする請求項３記載のエンジンの燃料噴射制御装置。
【請求項５】
前記第２噴射量の基本値が、前記エンジンの低回転・高負荷時ほどより大きな値に設定されることを特徴とする請求項４記載のエンジンの燃料噴射制御装置。
【請求項６】
前記第１噴射量の演算タイミングにおけるエンジンの要求噴射量から前記第２噴射量の基本値を減算した量を前記第１噴射量とすることを特徴とする請求項３～５のいずれか１つに記載のエンジンの燃料噴射制御装置。
【請求項７】
前記吸入空気量の変化分に見合う燃料噴射量の所定割合だけ、次回の前記第１噴射における第１噴射量を補正すると共に、前記第１噴射量を補正した分が相殺されるように、前記第２噴射量を補正することを特徴とする請求項１～６のいずれか１つに記載のエンジンの燃料噴射制御装置。
【請求項８】
前記第１噴射量の演算タイミングにおける前記可変動弁機構の制御量から推定される吸入空気量と、前記第２噴射量の演算タイミングにおける前記可変動弁機構の制御量から推定される吸入空気量との偏差に基づいて、前記第２噴射量を設定することを特徴とする請求項１～７のいずれか１つに記載のエンジンの燃料噴射制御装置。
【請求項９】
前記第２噴射量の演算タイミングが、前記第１噴射量の演算タイミングにおける前記可変動弁機構の制御量から推定される前記吸気バルブの閉時期を基準に設定され、前記閉時期に対する、前記第２噴射量の演算タイミングにおける前記可変動弁機構の制御量から推定される前記吸気バルブの閉時期の変化率を演算し、該変化率に基づき前記偏差を補正して、前記第２噴射量を設定することを特徴とする請求項８記載のエンジンの燃料噴射制御装置。
【請求項１０】
前記第１噴射量の演算タイミングにおける前記可変動弁機構の制御量から前記吸気バルブの閉時期を推定し、前記吸気バルブの閉時期からエンジン回転速度が高いほど進角した時期を、前記第２噴射量の演算タイミングに設定し、該演算タイミングにおいて、前記第２噴射量を演算し、かつ、前記第２噴射量を噴射する第２噴射を開始することを特徴とする請求項１～９のいずれか１つに記載のエンジンの燃料噴射制御装置。
【請求項１１】
可変動弁系のシステム異常の発生状態で、前記吸入空気量の変動分に対応する燃料噴射

量の補正設定を制限することを特徴とする請求項１～１０のいずれか１つに記載のエンジンの燃料噴射制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、吸気バルブの上流側に燃料噴射弁を備えると共に、前記吸気バルブの開特性を可変とする可変動弁機構を備えたエンジンの燃料噴射制御装置に関する。

【背景技術】

【０００２】

特許文献１には、吸気バルブの上流側の吸気通路内に燃料を噴射する吸気通路内噴射弁と、筒内に直接燃料を噴射する筒内噴射弁と、吸気バルブのリフト量及び／又はバルブタイミングを変更する可変動弁機構を備えたエンジンにおいて、吸気バルブのリフト量が小さくなるほど、及び／又は、吸気バルブの開弁時期が吸気上死点後から遅くなるほど、総燃料噴射量に対する吸気通路内噴射弁からの燃料噴射量の比率を低くし、総燃料噴射量に対する筒内噴射弁からの燃料噴射量の比率を高くする制御システムが開示されている。

【特許文献１】特開２００５－２４８８８３号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【０００３】

ところで、可変動弁機構によって吸気バルブの開特性を連続的に変更することでシリンダ吸入空気量を制御する場合、過渡運転時には、吸気バルブが開き始めてからも吸気バルブの開特性（バルブリフト量）が徐々に変化するので、吸気バルブの閉時期になった時点で、その吸気行程でのシリンダ吸入空気量が確定することになる。

しかし、混合気の均質度を高めるためには、早い時期に燃料を噴射することが要求され、吸気通路内に燃料を噴射する噴射弁による噴射タイミングは、例えば、排気行程（吸気バルブの開弁前）から吸気行程の前期（吸気バルブの開弁直後）に設定されている。

【０００４】

このため、シリンダ吸入空気量が最終的に決まるタイミングと、燃料噴射量を決定するタイミングとには大きなずれがあり、燃料噴射量を決定した後に可変動弁機構が動作して吸気バルブの開特性が変化すると、燃料噴射量を適合させたシリンダ吸入空気量と、実際のシリンダ吸入空気量とに差が生じ、実際の空燃比が目標空燃比からずれてしまう。

そして、エンジンの過渡運転時に、実際の空燃比が目標空燃比からずれると、排気性状の悪化や動力性能の低下などが生じるという問題があった。

【０００５】

本発明は上記問題点に鑑みなされたものであり、吸気バルブの上流側に燃料噴射弁を備えると共に、前記吸気バルブの開特性を可変とする可変動弁機構を備えたエンジンにおいて、可変動弁機構の動作による吸入空気量の変化に応じて、目標空燃比の混合気形成に必要とされる燃料を噴射させることができるようにすることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【０００６】

そのため、本発明に係るエンジンの燃料噴射制御装置は、吸気バルブの上流側に備えられた燃料噴射弁により第１噴射量を噴射する第１噴射と、前記第１噴射の後であって吸気行程の後期に前記燃料噴射弁により第２噴射量を噴射する第２噴射とを行うと共に、前記第２噴射量を、前記第１噴射量の演算後の前記可変動弁機構の動作で生じる吸入空気量の変化分に応じて設定するようにした。

【発明の効果】

【０００７】

上記発明によると、燃料噴射が、吸気行程の後期での第２噴射と、該第２噴射よりも前の第１噴射との２回に分けて実行され、第１噴射における第１噴射量と第２噴射における第２噴射量との総和によりそのサイクルにおける混合気形成がなされる。

ここで、吸気行程の後期に行われる第２噴射では、第１噴射における第１噴射量の演算後に可変動弁機構の動作で生じる吸入空気量の変動分に応じて設定される第２噴射量を噴射する。

【０００８】

即ち、第１噴射量を演算するタイミング（例えば排気行程）で、そのときの可変動弁機構の制御状態に対応するシリンダ吸入空気量に基づいて燃料噴射量を決定しても、その後に可変動弁機構が動作して吸気バルブの開特性が変化するとシリンダ吸入空気量が変化し、第１噴射量の演算タイミングで判断した要求噴射量から変化してしまう。

そこで、第１噴射量の演算後の可変動弁機構の動作で生じる吸入空気量の変化分に応じて、吸気行程の後期に噴射させる第２噴射量を設定させることで、第１噴射量と第２噴射量との総和が、吸気バルブの閉弁時に確定するその吸気行程でのシリンダ吸入空気量に対応し、目標空燃比の混合気が得られる燃料量になるようにした。

【０００９】

従って、第１噴射で噴射される燃料によって混合気の均質化を図りつつ、可変動弁機構によって吸気バルブの開特性が変更される過渡運転状態において、シリンダ吸入空気量に対して燃料噴射量の過不足が生じて、実際の空燃比が目標空燃比からずれてしまうことを抑制又は防止でき、過渡運転時における排気性状及び動力性能を改善できる。

【発明を実施するための最良の形態】

【００１０】

以下、本発明の実施形態を図に基づいて説明する。

図１は、本発明に係る燃料噴射制御装置が適用される車両用エンジンを示す。

図１において、エンジン１０１の吸気管１０２には、スロットルモータ１０３ａでスロットル弁１０３ｂを開閉する電子制御スロットル１０４が介装されている

複数気筒からなるエンジン１０１の各燃焼室１０６内には、前記電子制御スロットル１０４及び吸気バルブ１０５を介して空気が吸入される。

【００１１】

また、前記吸気バルブ１０５上流でかつ電子制御スロットル１０４下流の吸気管１０２には、気筒毎に燃料噴射弁１２１が設けられており、該燃料噴射弁１２１から噴射される燃料によって、燃焼室１０６内に混合気が形成される。

尚、前記燃料噴射弁１２１は、開弁時間（噴射パルス幅）に比例する量の燃料を噴射する。

【００１２】

前記燃焼室１０６内の燃料は、図示省略した点火プラグによる火花点火によって、着火燃焼する。

前記燃焼室１０６内の燃焼排気は、排気バルブ１０７を介して排気管１２３に排出される。

前記排気管１２３によって燃焼室１０６内から導出された排気は、触媒コンバータ１０８及びマフラー１０９を通過した後に、大気中に放出される。

【００１３】

前記排気バルブ１０７は、排気カム軸１１０に一体的に設けられたカム１１１によって、一定のバルブリフト量、バルブ作動角及びバルブタイミングを保って開閉動作する。

一方、前記吸気バルブ１０５は、可変動弁機構としての可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２によってバルブリフト量及びバルブ作動角が連続的に変えられるようになっている。

【００１４】

また、吸気カム軸１１３の端部には、クランク軸１２４に対する吸気カム軸１１３の回転位相を変化させることで、吸気バルブ１０５のバルブ作動角の中心位相を連続的に変化させる可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４が設けられている。

前記電子制御スロットル１０４、燃料噴射弁１２１、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２及び可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４は、マイクロコンピュータを内蔵

するコントロールユニット（Ｃ／Ｕ）１１５によって制御される。
【００１５】
前記コントロールユニット（Ｃ／Ｕ）１１５には、各種センサからの信号が入力される。
前記各種センサとしては、アクセルペダルの踏込量（アクセル開度）ＡＣＣを検出するアクセル開度センサ１１６、エンジン１０１の吸入空気量Ｑａを検出するエアフローメータ（ＡＦ／Ｍ）１１７、クランク軸１２４の回転角信号ＰＯＳを出力するクランク角センサ１１８、吸気カム軸１１３の回転角信号ＣＡＭを出力するカム角センサ１１９、スロットル弁１０３ｂの開度ＴＶＯを検出するスロットルセンサ１２０などが設けられている。
【００１６】
そして、コントロールユニット（Ｃ／Ｕ）１１５は、前記クランク角センサ１１８及びカム角センサ１１９の検出信号に基づき、クランク軸１２４に対する吸気カム軸１１３の回転位相を検出すると共に、エンジン１０１の運転状態に応じて前記回転位相の目標値（目標進角値）を設定し、吸気カム軸１１３の回転位相が前記目標値となるよう可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４を制御する。
【００１７】
また、コントロールユニット（Ｃ／Ｕ）１１５は、アクセル開度ＡＣＣに対応する吸入空気量が得られるように、前記電子制御スロットル１０４及び可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２を制御する。
具体的には、前記可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２によりバルブリフト量及びバルブ作動角を制御することで吸入空気量を制御しつつ、目標の吸気管負圧（マニホールド負圧）を発生させるようにスロットル弁１０３ｂの開度を制御する。
【００１８】
前記吸気管負圧は、燃料タンクにて発生した燃料蒸気を捕集するキャニスタからの燃料蒸気のパージやブローバイガスの処理などに用いられる他、ブレーキ操作力を倍力するマスタバックなどにおいて動力源として使用される。
尚、吸気管負圧の発生要求のない運転条件では、スロットル弁１０３ｂを全開に保持して、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２のみで吸入空気量を制御する。
【００１９】
また、前記可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２のみでは吸入空気量を目標に制御できない低負荷領域においては、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２を制御すると共に、前記スロットル弁１０３ｂの開度を絞る制御を行う。
ここで、前記可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の構造を説明する。
可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２は、図２～図４に示すように、シリンダヘッド１１のカム軸受１４に回転自在に支持された中空状のカム軸１３と、前記カム軸１３の上方位置に同じカム軸受１４に回転自在に支持された制御軸１６とを、各気筒に共通の部品として備える一方、気筒毎の部品として、一対の吸気バルブ１０５，１０５と、前記カム軸１３に軸支された回転カムである２つの偏心カム１５，１５と、前記制御軸１６に制御カム１７を介して揺動自在に支持された一対のロッカアーム１８，１８と、各吸気バルブ１０５，１０５の上端部にバルブリフター１９、１９を介して配置された一対のそれぞれ独立した揺動カム２０，２０と、を備えている。
【００２０】
前記偏心カム１５，１５とロッカアーム１８，１８とは、リンクアーム２５，２５によって連係され、ロッカアーム１８，１８と揺動カム２０，２０とは、リンク部材２６，２６によって連係されている。
また、前記偏心カム１５は、図５に示すように、略リング状を呈し、小径なカム本体１５ａと、該カム本体１５ａの外端面に一体に設けられたフランジ部１５ｂとからなり、内部軸方向にカム軸挿通孔１５ｃが貫通形成されていると共に、カム本体１５ａの軸心Ｘがカム軸１３の軸心Ｙから所定量だけ偏心している。
【００２１】

また、前記偏心カム１５は、カム軸１３に対し前記バルブリフター１９に干渉しない両外側にカム軸挿通孔１５ｃを介して圧入固定されていると共に、カム本体１５ａの外周面１５ｄが同一のカムプロフィールに形成されている。

前記ロッカアーム１８は、図４に示すように、略クランク状に屈曲形成され、中央の基部１８ａが制御カム１７に回転自在に支持されている。

【００２２】

また、前記ロッカアーム１８の基部１８ａの外端部に突設された一端部１８ｂには、リンクアーム２５の先端部と連結するピン２１が圧入されるピン孔１８ｄが貫通形成されている一方、基部１８ａの内端部に突設された他端部１８ｃには、各リンク部材２６の後述する一端部２６ａと連結するピン２８が圧入されるピン孔１８ｅが形成されている。

前記制御カム１７は、円筒状を呈し、制御軸１６外周に固定されていると共に、図２に示すように、軸心Ｐ１が制御軸１６の軸心Ｐ２から所定量αだけ偏心している。

【００２３】

前記揺動カム２０は、図２，図６及び図７に示すように、略横Ｕ字形状を呈し、略円環状の基端部２２にカム軸１３が嵌挿されて回転自在に支持される支持孔２２ａが貫通形成されていると共に、ロッカアーム１８の他端部１８ｃ側に位置する端部２３にピン孔２３ａが貫通形成されている。

また、前記揺動カム２０の下面には、基端部２２側の基円面２４ａと該基円面２４ａから端部２３端縁側に円弧状に延びるカム面２４ｂとが形成されており、該基円面２４ａとカム面２４ｂとが、揺動カム２０の揺動位置に応じて各バルブリフター１９の上面の所定位置に当接するようになっている。

【００２４】

即ち、図８に示すバルブリフト特性からみると、図２に示すように基円面２４ａの所定角度範囲θ１がベースサークル区間になり、また、カム面２４ｂの前記ベースサークル区間θ１から所定角度範囲θ２が所謂ランプ区間となり、更に、カム面２４ｂのランプ区間θ２から所定角度範囲θ３がリフト区間になるように設定されている。

前記リンクアーム２５は、円環状の基部２５ａと、該基部２５ａの外周面の所定位置に突設された突出端２５ｂとを備え、基部２５ａの中央位置には、前記偏心カム１５のカム本体１５ａの外周面に回転自在に嵌合する嵌合穴２５ｃが形成されている一方、突出端２５ｂには、前記ピン２１が回転自在に挿通するピン孔２５ｄが貫通形成されている。

【００２５】

前記リンク部材２６は、所定長さの直線状に形成され、円形状の両端部２６ａ，２６ｂには、前記ロッカアーム１８の他端部１８ｃと揺動カム２０の端部２３の各ピン孔１８ｄ，２３ａに圧入した各ピン２８，２９の端部が回転自在に挿通する、ピン挿通孔２６ｃ，２６ｄが貫通形成されている。

尚、各ピン２１，２８，２９の一端部には、リンクアーム２５やリンク部材２６の軸方向の移動を規制するスナップリング３０，３１，３２が設けられている。

【００２６】

前記制御軸１６は、図１０に示すように、一端部に設けられたＤＣサーボモータ等のアクチュエータ２０１によって所定の回転角度範囲内で回転駆動されるようになっており、前記制御軸１６の角度を前記アクチュエータ２０１で変化させることで、吸気バルブ１０５，１０５のバルブリフト量及びバルブ作動角が連続的に変化する（図９参照）。

即ち、図１０において、アクチュエータ（ＤＣサーボモータ）２０１の回転は、伝達部材２０２を介してネジ切り加工が施された軸１０３に伝達され、該軸２０３が通されたナット２０４の軸方向位置が変化する。

【００２７】

そして、制御軸１６の先端に取り付けられ、その一端が前記ナット２０４に固定された一対のステー部材２０５ａ、２０５ｂにより制御軸１６が回転する。

尚、本実施形態では、図１０に示すように、ナット２０４の位置を前記伝達部材２０２に近づけることでバルブリフト量が小さくなり、逆に、ナット２０４の位置を前記伝達部

材２０２から遠ざけることでバルブリフト量が大きくなる。

【００２８】

また、前記制御軸１６の先端には、該制御軸１６の角度（ＶＥＬ作動角）を検出する作動角センサ２０６が設けられており、該作動角センサ２０６で検出される実際の制御軸１６の角度が、目標角度（目標ＶＥＬ作動角）に近づくように、前記コントロールユニット（Ｃ／Ｕ）１１５が前記アクチュエータ（ＤＣサーボモータ）２０１の操作量をフィードバック制御する。

【００２９】

図１１は、前記可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４の構造を示す。

本実施形態における可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４は、油圧ベーン式の機構であり、クランク軸１２４によりタイミングチェーンを介して回転駆動されるカムスプロケット５１（タイミングスプロケット）と、吸気カム軸１１３の端部に固定されてカムスプロケット５１内に回転自在に収容された回転部材５３と、該回転部材５３をカムスプロケット５１に対して相対的に回転させる油圧回路５４と、カムスプロケット５１と回転部材５３との相対回転位置を所定位置で選択的にロックするロック機構６０とを備えている。

【００３０】

前記カムスプロケット５１は、外周にタイミングチェーン（又はタイミングベルト）が噛合する歯部を有する回転部（図示省略）と、該回転部の前方に配置されて前記回転部材５３を回転自在に収容するハウジング５６と、該ハウジング５６の前後開口を閉塞するフロントカバー，リアカバー（図示省略）とから構成される。

前記ハウジング５６は、前後両端が開口形成された円筒状を呈し、内周面には、横断面が台形状を呈し、それぞれハウジング５６の軸方向に沿って設けられる４つの隔壁部６３が９０°間隔で突設されている。

【００３１】

前記回転部材５３は、吸気カム軸１１３の前端部に固定されており、円環状の基部７７の外周面に９０°間隔で４つのベーン７８ａ，７８ｂ，７８ｃ，７８ｄが設けられている。

前記第１～第４ベーン７８ａ～７８ｄは、それぞれ断面が略逆台形状を呈し、各隔壁部６３間の凹部に配置され、前記凹部を回転方向の前後に隔成し、ベーン７８ａ～７８ｄの両側と各隔壁部６３の両側面との間に、進角側油圧室８２と遅角側油圧室８３を構成する。

【００３２】

前記ロック機構６０は、ロックピン８４が、回転部材５３の最大遅角側の回動位置（基準作動状態）において係合孔（図示省略）に係入するようになっている。

前記油圧回路５４は、進角側油圧室８２に対して油圧を給排する第１油圧通路９１と、遅角側油圧室８３に対して油圧を給排する第２油圧通路９２との２系統の油圧通路を有し、この両油圧通路９１，９２には、供給通路９３とドレン通路９４ａ，９４ｂとがそれぞれ通路切り換え用の電磁切換弁９５を介して接続されている。

【００３３】

前記供給通路９３には、オイルパン９６内の油を圧送するエンジン駆動のオイルポンプ９７が設けられている一方、ドレン通路９４ａ，９４ｂの下流端がオイルパン９６に連通している。

前記第１油圧通路９１は、回転部材５３の基部７７内に略放射状に形成されて各進角側油圧室８２に連通する４本の分岐路９１ｄに接続され、第２油圧通路９２は、各遅角側油圧室８３に開口する４つの油孔９２ｄに接続される。

【００３４】

前記電磁切換弁９５は、内部のスプール弁体が各油圧通路９１，９２と供給通路９３及びドレン通路９４ａ，９４ｂとを相対的に切り換え制御するようになっている。

前記コントロールユニット（Ｃ／Ｕ）１１５は、前記電磁切換弁９５を駆動する電磁ア

クチュエータ９９に対する通電量を、オン時間割合を制御するデューティ制御信号に基づいて制御する。

【００３５】

例えば、電磁アクチュエータ９９にデューティ比０％の制御信号（ＯＦＦ信号）を出力すると、オイルポンプ４７から圧送された作動油は、第２油圧通路９２を通って遅角側油圧室８３に供給されると共に、進角側油圧室８２内の作動油が、第１油圧通路９１を通って第１ドレン通路９４ａからオイルパン９６内に排出される。

従って、遅角側油圧室８３の内圧が高、進角側油圧室８２の内圧が低となって、回転部材５３は、ベーン７８ａ～７８ｂを介して最大遅角側に回転し、この結果、吸気バルブ１０５の作動角の中心位相が遅角される。

【００３６】

一方、電磁アクチュエータ９９にデューティ比１００％の制御信号（ＯＮ信号）を出力すると、作動油は、第１油圧通路９１を通って進角側油圧室８２内に供給されると共に、遅角側油圧室８３内の作動油が第２油圧通路９２及び第２ドレン通路９４ｂを通ってオイルパン９６に排出され、遅角側油圧室８３が低圧になる。

このため、回転部材５３は、ベーン７８ａ～７８ｄを介して進角側へ最大に回転し、これによって、吸気バルブ１０５の作動角の中心位相が進角される。

【００３７】

尚、前記可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４は、図１１に示した油圧ベーン式の機構に限定されるものではなく、例えば、特開２００３－１８４５１６号公報に開示される、渦巻き状ガイドに変位可能に案内係合される可動案内部を備えてなる可変バルブタイミング機構や、特開２００８－０２５５４１号公報に開示される、モータによってカムシャフトを駆動するモータ式の可変バルブタイミング機構や、特開２００７－１２０３３９号公報に開示されるヘリカルスプラインと電磁ブレーキとの組み合わせからなる電磁ブレーキ式の可変バルブタイミング機構などであっても良い。

【００３８】

次に、前記コントロールユニット（Ｃ／Ｕ）１１５による吸入空気量制御について説明する。

図１２は、前記コントロールユニット（Ｃ／Ｕ）１１５による吸入空気量の制御機能の基本構成を示すブロック図であり、この図１２に示すように、コントロールユニット（Ｃ／Ｕ）１１５は、目標体積流量比演算部ａ，ＶＥＬ目標作動角演算部ｂ及び目標スロットル開度演算部ｃとしての機能を備えている（特開２００３－１８４５８７号公報参照）。

【００３９】

まず、前記目標体積流量比演算部ａにおける演算処理について説明する。

前記目標体積流量比演算部ａでは、目標トルク相当の目標体積流量比ＴＱＨ０ＳＴを算出する。

具体的には、アクセル開度ＡＣＣ及びエンジン回転速度ＮＥに対応する、或いは、アクセル開度ＡＣＣ及びエンジン回転速度ＮＥに基づき設定される目標トルクが得られる要求空気量Ｑ０を算出する一方、アイドル時のエンジン回転速度ＮＥを目標アイドル回転速度ＮＥに近づけるために要求されるアイドル要求空気量ＱＩＳＣを算出する。

【００４０】

尚、エンジン回転速度ＮＥは、前記コントロールユニット（Ｃ／Ｕ）１１５が、前記クランク角センサ１１８からの信号に基づいて算出する。

そして、前記要求空気量Ｑ０に前記アイドル要求空気量ＱＩＳＣを加算して、総要求空気量Ｑ（Ｑ＝Ｑ０＋ＱＩＳＣ）を算出し、前記総要求空気量Ｑを、エンジン回転速度Ｎｅ及び排気量（シリンダ総容積）ＶＯＬ＃で除算することにより、目標体積流量比ＴＱＨ０ＳＴを算出する。

【００４１】

ＴＱＨ０ＳＴ＝Ｑ／（Ｎｅ・ＶＯＬ＃）

次に、前記ＶＥＬ目標作動角演算部ｂにおける演算処理について説明する。

前記ＶＥＬ目標作動角演算部ｂでは、前記目標体積流量比ＴＱＨ０ＳＴに基づいて目標バルブ開口面積ＴＶＥＬＡＡを算出し、更に、前記目標バルブ開口面積ＴＶＥＬＡＡに基づいて目標ＶＥＬ作動角ＴＧＶＥＬを設定する。

【００４２】

図１３は、前記ＶＥＬ目標作動角演算部ｂの演算機能の詳細を示す。

図１３において、Ａ部では、前記目標体積流量比ＴＱＨ０ＳＴと最小体積流量比ＱＨ０ＬＭＴとを比較して大きい方を選択し、可変バルブリフト機構ＶＥＬ１１２で実現すべき体積流量比ＴＱＨ０ＶＥＬを設定する。

尚、前記最小体積流量比ＱＨ０ＬＭＴは、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２によって実現可能な最小体積流量比、即ち、最小バルブリフト量のときの体積流量比であり、ａ１部において、エンジン回転速度ＮＥに基づき、図に示すようなテーブルＴＱＨ０ＬＭＴを検索することにより、エンジン回転速度ＮＥが高いほどより大きな値に算出される。

【００４３】

Ｂ部では、前記体積流量比ＴＱＨ０ＶＥＬを、図に示すようなテーブルＴＶＡＣＤＮＶに基づいてバルブ開口面積ＡＶ相当の状態量ＶＡＣＤＮＶに変換する。

ここで、ＶＡＣＤＮＶ＝ＡＶ・Ｃｄ／Ｎ／Ｖであり、ＡＶはバルブ開口面積、Ｃｄは損失係数、Ｎは回転速度、Ｖは排気量を示す。

そして、前記Ｂ部において求めた状態量ＶＡＣＤＮＶに対し、Ｃ部においてはエンジン回転速度ＮＥを、Ｄ部においては排気量ＶＯＬ＃を乗算することで、要求バルブ開口面積ＴＶＥＬＡＡ０を算出する。

【００４４】

即ち、前記要求バルブ開口面積ＴＶＥＬＡＡ０は、ＴＶＥＬＡＡ０＝Ａｖ・Ｃｄである。

Ｅ部では、前記要求バルブ開口面積ＴＶＥＬＡＡ０を、吸気バルブ１０５の閉弁タイミングＩＶＣに応じた補正値ＫＨＯＳＩＶＣで除算し、要求バルブ開口面積ＴＶＥＬＡＡ１を算出する。

【００４５】

これは、吸気バルブ１０５の閉弁タイミングＩＶＣを進角させると有効シリンダ容積が減少し、同じバルブ開口面積であっても体積流量比が減少するため、これに対応させるように前記要求バルブ開口面積ＴＶＥＬＡＡ０を補正するものである。

Ｆ部では、Ｅ部において算出した要求バルブ開口面積ＴＶＥＬＡＡ１に対し、吸気バルブ１０５に上流側の吸気管圧に応じて設定される補正値ＫＭＡＮＩＰを乗算して、要求バルブ開口面積ＴＶＥＬＡＡ２を求める。

【００４６】

Ｇ部では、Ｆ部において算出された要求バルブ開口面積ＴＶＥＬＡＡ２を、エンジン回転速度ＮＥに応じて設定される補正値ＫＨＯＳＮＥで除算して、要求バルブ開口面積ＴＶＥＬＡＡを求める。

前記補正値ＫＨＯＳＮＥは、ｇ１部において、エンジン回転速度Ｎｅに基づき図に示すようなテーブルＴＫＨＯＳＮＥを検索することにより算出され、エンジン回転速度ＮＥが高くなるほど１よりも大きな値に設定される。

【００４７】

Ｈ部では、前記要求バルブ開口面積ＴＶＥＬＡＡを、図に示すようなテーブルＴＴＧＶＥＬ０を用いて、目標ＶＥＬ作動角ＴＧＶＥＬ０（制御軸１６の目標角度）に変換する。

そして、Ｉ部では、Ｈ部で求めた目標ＶＥＬ作動角ＴＧＶＥＬ０と、最大ＶＥＬ作動角ＶＥＬＨＬＭＴとを比較し、ＴＧＶＥＬ０≧ＶＥＬＨＬＭＴであれば、ＶＥＬＨＬＭＴを目標ＶＥＬ作動角ＴＧＶＥＬとして設定し、ＴＧＶＥＬ０＜ＶＥＬＨＬＭＴであれば、ＴＧＶＥＬ０を目標ＶＥＬ作動角ＴＧＶＥＬとして設定する。

【００４８】

前記最大ＶＥＬ作動角ＶＥＬＨＬＭＴは、ｉ１部において、エンジン回転速度Ｎｅに基づき、図に示すようなテーブルＴＶＥＬＨＬＭＴを検索することにより算出する。

前記コントロールユニットＣ／Ｕ１１５は、実際のＶＥＬ作動角ＶＥＬＣＯＭ（実際の制御軸１６の角度）が前記目標ＶＥＬ作動角ＴＧＶＥＬとなるように、前記アクチュエータ２０１の操作量をフィードバック制御する。

【００４９】

ここで、図１３のＥ部において用いる補正値ＫＨＯＳＩＶＣの設定を、図１４に基づいて説明する。

図１４において、ｅ１部では、前記可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４が動作していないとき、即ち、吸気バルブ１０５の作動角の中心位相が最遅角状態である場合の吸気バルブ１０５の閉弁タイミングＩＶＣの角度Ｖ０ＩＶＣを、そのときの吸気バルブ１０５のバルブ作動角ＶＳＣ－ＡＮＧＬに基づき、図に示すようなテーブルＴＶ０ＩＶＣを参照して求める。

【００５０】

次に、ｅ２部において、前記閉弁タイミングＩＶＣの角度Ｖ０ＩＶＣから、前記可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４によるそのときの中心位相の進角値ＶＴＣＮＯＷを減算することで、実際のＩＶＣ角度ＲＥＡＬＩＶＣを求める。

そして、ｅ３部において、前記実際のＩＶＣ角度ＲＥＡＬＩＶＣに基づき、図に示すようなテーブルＴＫＨＯＳＩＶＣを検索して補正値ＫＨＯＳＩＶＣを設定し、図１３のＥ部に出力する。

【００５１】

次に、図１３のＦ部で用いる補正値ＫＭＡＮＩＰの設定を、図１５に基づいて説明する。

図１５のｆ１部において、補正値ＫＭＡＮＩＰは、大気圧／目標Ｂｏｏｓｔ（例えば、１０１．３ＫＰａ／８８ＫＰａ）、又は、１．０であり、前記目標体積流量ＴＱＨ０ＳＴが前記最小体積流量比ＱＨ０ＬＭＴ以下の場合、補正値ＫＭＡＮＩＰとして１．０を出力し、それ以外では、大気圧／目標Ｂｏｏｓｔが、補正値ＫＭＡＮＩＰとして出力される。

【００５２】

次に、前記目標スロットル開度演算部ｃにおける演算処理を、図１６に基づいて説明する。

図１６において、Ｊ部では、吸気バルブ１０５の作動特性が基準状態であるときに要求されるスロットル弁の開口面積Ａｔに相当する状態量ＴＡＤＮＶ０を算出する。

前記作動特性が基準状態である場合とは、吸気バルブ１０５のバルブリフト量、バルブ作動角、バルブタイミングを固定とし、スロットルバルブ開度でエンジン１０１の吸入空気量が制御される場合に相当する。

【００５３】

前記Ｊ部では、前記目標体積流量比ＴＱＨ０ＳＴに基づいて、図に示すような変換テーブルＴＴＡＤＮＶ０を検索することによりＴＡＤＮＶ０を算出する。

尚、前記状態量ＴＡＤＮＶ０は、スロットル弁開口面積をＡｔ、エンジン回転速度をＮｅ、排気量（シリンダ容積）をＶＯＬ＃としたときに、ＴＡＤＮＶ０＝Ａｔ／（Ｎｅ・ＶＯＬ＃）で表されるものである。

【００５４】

そして、算出したＴＡＤＮＶ０に対し、Ｋ部においてエンジン回転速度Ｎｅを、Ｌ部において排気量ＶＯＬ＃を乗算し、吸気バルブ１０５の作動特性が基準状態であるときのスロットル要求開口面積ＴＶＯＡＡ０を算出する。

Ｍ部では、算出したスロットル要求開口面積ＴＶＯＡＡ０に、実際の吸気バルブ１０５の作動特性、すなわち、作動特性の変化に応じた補正を行う。

【００５５】

具体的には、前記スロットル要求開口面積ＴＶＯＡＡに、実際の吸気バルブ１０５の作動特性に応じて設定される補正値ＫＡＶＥＬを乗算して、目標スロットル開口面積ＴＶＯＡＡを算出する。

Ｎ部では、算出した目標スロットル開口面積ＴＡＶＯＡＡに基づいて、図に示すような

変換テーブルＴＴＤＴＶＯを検索して目標スロットル開度ＴＤＴＶＯを設定する。

【００５６】

前記コントロールユニット（Ｃ／Ｕ）１１５は、実際のスロットル弁１０３ｂの開度ＴＶＯが前記目標スロットル開度ＴＤＴＶＯに収束するように、前記電子制御スロットル１０４の操作量をフィードバック制御する。

ここで、図１６のＭ部で用いる補正値ＫＡＶＥＬの設定を、図１７に基づいて説明する。

【００５７】

図１７のｍ１部において、圧力比Ｐｍ’０／Ｐａを、目標体積流量比ＴＱＨ０ＳＴとエンジン回転速度ＮＥに基づいて図に示すようなマップを参照して求める。

尚、Ｐａは大気圧、Ｐｍ’０は吸気バルブ１０５の作動特性が基準状態であるときの吸気マニホールド圧である。

そして、ｍ２部において、前記圧力比Ｐｍ’０／Ｐａに基づいて、図に示すテーブルＴＢＬＫＰＡ０を検索して係数ＫＰＡ０を算出する。

【００５８】

一方、ｍ３部において、スロットル弁１０３ｂの全開時における吸気バルブ通過体積流量比ＷＱＨ０ＶＥＬに、変換定数ＴＰＧＡＩＮ＃を乗算することで、スロットル弁１０３ｂの全開時においてシリンダに吸入される空気量ＴＰ１００を算出する。

また、ｍ４部においては、新気割合ηを、スロットル弁１０３ｂが絞られている時の吸気バルブ通過体積流量比ＲＱＨ０ＶＥＬとエンジン回転速度ＮＥに基づいて、図に示すようなマップを参照して算出する。

【００５９】

ｍ５部では、前記スロットル弁１０３ｂの全開時においてシリンダに吸入される空気量ＴＰ１００に、前記新気割合ηを乗算して、「ＴＰ１００・η」を算出し、ｍ６部において「ＴＰ／（ＴＰ１００・η）」を算出する。

前記「ＴＰ／（ＴＰ１００・η）」は、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の作動時における圧力比Ｐｍ’１／Ｐａを示す。

【００６０】

更に、ｍ７部では、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の作動時における圧力比Ｐｍ’１／Ｐａに基づいて、図に示すテーブルＴＫＰＡ１を検索して係数ＫＰＡ１を算出する。

ｍ８部では、ｍ２部で算出した係数ＫＡＰ０を、ｍ７部で算出した係数ＫＡＰ１で除算することで、補正値ＫＡＶＥＬを設定し、図１６のＭ部に出力する。

【００６１】

次に、吸気バルブ通過体積流量比ＷＱＨ０ＶＥＬ及び実体積流量比ＲＱＨ０ＶＥＬの算出を、図１８のブロック図に基づいて説明する。

ｍ１０部では、前記可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の制御軸１６の作動角ＶＥＬＲＥＡＬ（制御量）に基づいて、図に示すようなテーブルＴＡＡＶＥＬ０を検索して吸気バルブ１０５の開口面積ＡＡＶＥＬ０を算出する。

【００６２】

ｍ１１部では、図１３のＧ部と同様に、開口面積ＡＡＶＥＬ０を、エンジン回転速度Ｎｅに応じた補正値ＫＨＯＳＮＥで除算して、ＡＡＶＥＬを算出する。

そして、算出したＡＡＶＥＬを、ｍ１２部においてエンジン回転速度ＮＥで除算し、ｍ１３部において排気量（シリンダ容積）ＶＯＬ＃で除算する。

ｍ１４部では、図に示すようなテーブルＴＷＨ０ＶＥＬ０を検索して、ＡＡＶＥＬ／ＮＥ／ＶＯＬ＃を、体積流量比ＷＨ０ＶＥＬ０に変換する。

【００６３】

そして、ｍ１５部において、図１３のＥ部と同様に、補正値ＫＨＯＳＩＶＣによる補正を体積流量比ＷＨ０ＶＥＬ０に対して施して、スロットル弁１０３ｂ全開時の吸気バルブ通過体積流量比ＷＱＨ０ＶＥＬを算出して、図１７のｍ３部へ出力する。

一方、ｍ１６部では、ｍ１１部で算出したＡＡＶＥＬに、実際の吸気マニホールド圧Ｐｍと大気圧Ｐａの比（Ｐｍ／Ｐａ）を乗算して、ＡＡＶＥＬ’を算出する。

【００６４】

そして、前記ＡＡＶＥＬ’を、ｍ１７部においてエンジン回転速度Ｎｅで除算し、ｍ１８部において排気量（シリンダ容積）ＶＯＬ＃で除算する。

ｍ１９部では、ｍ１４部と同様に、図に示すようなテーブルＴＲＨ０ＶＥＬ０を検索して、ＡＡＶＥＬ’／ＮＥ／ＶＯＬ＃を体積流量比ＲＨ０ＶＥＬ０に変換する。

そして、ｍ２０部において、ｍ１５部（図１３のＥ部）と同様に、補正値ＫＨＯＳＩＶＣによる補正を体積流量比ＲＨ０ＶＥＬ０に対して施して、実体積流量比ＲＱＨ０ＶＥＬを算出して、図１７のｍ４部へ出力する。

【００６５】

次に、前記コントロールユニット（Ｃ／Ｕ）１１５による燃料噴射制御を説明する。

本実施形態における燃料噴射弁１２１は、吸気バルブ１０５上流の吸気管１０２に設けられており、前記燃料噴射弁１２１による燃料噴射は、各気筒の１サイクル当たり、排気行程中（例えば排気行程の中期）の第１噴射と吸気行程の後期の第２噴射との２回に分けて行われ、排気行程中に噴射された燃料と吸気行程中に噴射された燃料との総和によって、混合気が形成されるようになっている（図３３参照）。

【００６６】

各気筒における噴射開始タイミングは、クランク角センサ１１８及びカム角センサ１１９からの信号に基づいて検出される。

前記排気行程中の第１噴射は、排気行程中に予め設定された噴射開始タイミングになると、燃料噴射量（第１噴射量）Ｔｉを演算し、該燃料噴射量（第１噴射量）Ｔｉに対応するパルス幅の噴射パルスを、噴射開始タイミング（排気行程）である気筒に設けられている燃料噴射弁１２１に出力することでなされる。

【００６７】

前記燃料噴射量（第１噴射量）Ｔｉは、後に詳細に説明するように、基本燃料噴射量Ｔｐ，各種補正係数ＣＯＥＦ，ポート壁流補正量Tvelp，筒内壁流補正量Tvels，無効噴射パルス分Ｔｓ，増減補正分担分Tveli，吸気行程噴射基本分担量Tveldefから、Ｔｉ＝Ｔｐ×ＣＯＥＦ＋Tvelp＋Tvels＋Ｔｓ＋Tveli－Tveldefとして算出される。

ここで、前記吸気行程噴射基本分担量Tveldefは、吸気行程の後期で実行される第２噴射で噴射させる燃料量の基本値であり、第１噴射のタイミングにおけるシリンダ吸入空気量に対応する燃料量のうち、Tveldefを除いた分を排気行程での第１噴射で噴射させ、残りのTveldefを第２噴射で噴射させ、第１噴射で噴射される第１噴射量とその後の第２噴射で噴射される第２噴射量との総和が、定常時にはシリンダ吸入空気量に見合った量となり、目標空燃比の混合気が形成されるようにする（図３３参照）。

【００６８】

図１９のフローチャートは、排気行程において行われる第１噴射の制御を示す。

この図１９のフローチャートに示すルーチンは、予め設定された第１噴射における噴射開始タイミング（噴射開始クランク角度）であることが、クランク角センサ１１８で検出されたときに、割り込み実行されるようになっている。

前記第１噴射における噴射開始タイミングは、排気行程中の固定の角度位置、又は、エンジン運転状態（エンジン負荷・エンジン回転速度・エンジン温度など）から可変に設定される排気行程中の角度位置とすることができる。

【００６９】

前記第１噴射における噴射開始タイミングになって割り込み処理が開始されると、まず、ステップＳ１００１では、第１噴射後の吸気行程の後期で行わせる第２噴射の噴射開始タイミングを決定する。

具体的には、図２７に示すように、そのときの可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の制御軸１６の作動角（ＶＥＬ角度）から、可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４が最遅角に制御されていると仮定したときの吸気バルブ１０５の閉弁タイミングＩＶＣを

求める。

【００７０】

そして、前記閉弁タイミングＩＶＣを、そのときの可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４によるカム軸１１３の回転位相の進角量（ＶＴＣ角度）で補正することで、そのときの可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２及び可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４の制御状態における吸気バルブ１０５の閉弁タイミングＩＶＣを求める。

更に、エンジン回転速度ＮＥが高いほど、実際の閉弁タイミングＩＶＣからより進角した角度位置を、第２噴射の開始タイミングとすべく、エンジン回転速度ＮＥに応じた進角補正値で前記実際の閉弁タイミングＩＶＣを進角補正した結果を、第２噴射の開始タイミングとする。

【００７１】

前記エンジン回転速度ＮＥに応じた開始タイミングの補正は、エンジン回転速度が高いほど、閉弁タイミングＩＶＣからより進角した角度位置を第２噴射の開始タイミングとすべく設定される。

本実施形態の場合に、吸気バルブ１０５の上流側に燃料噴射弁１２１が設けられるから、吸気バルブ１０５が開弁しているときだけ燃焼室１０６に燃料を供給でき、しかも、燃料噴射弁１２１から噴射された燃料が燃焼室１０６に吸入されるまでには輸送時間を要する。

【００７２】

従って、吸気バルブ１０５の閉弁間際に噴射させた燃料を燃焼室１０６内に吸引させるためには、吸気バルブ１０５の閉弁タイミングから前記輸送時間だけ前の時点で燃料を噴射させる必要があり、前記輸送時間に相当する角度は、高回転時ほど大きな角度となる。

そこで、エンジン回転速度ＮＥが高いときほど、噴射開始タイミングを、吸気バルブ１０５の閉弁タイミングからより進角させるようにしている。

【００７３】

上記ステップＳ１００１において、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の制御軸１６の作動角と、可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４によるカム軸１１３の回転位相の進角量とから閉弁タイミングを求めると、第１噴射の噴射開始タイミングから前記閉弁タイミングまでの角度ＩＶＣＡＮＧｚを求め記憶する。

尚、前記ステップＳ１００１では、第１噴射タイミングにおける、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２及び可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４の制御状態に基づいて、吸気バルブ１０５の閉弁タイミングＩＶＣを求めており、この閉弁タイミングは、第１噴射後における可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の動作で変わり得る値である。

【００７４】

次のステップＳ１００２では、基本燃料噴射量（基本噴射パルス幅）Ｔｐを演算する。

前記基本燃料噴射量（基本噴射パルス幅）Ｔｐは、エンジン回転速度ＮＥとエアフローメータ（ＡＦ／Ｍ）１１７で検出された吸入空気量Ｑａと定数Ｋとを用いて、Ｔｐ＝Ｑａ／Ｎｅ×Ｋとして算出される。

即ち、前記基本燃料噴射量（基本噴射パルス幅）Ｔｐは、そのときに計測されたシリンダ吸入空気量に対して、目標空燃比の混合気を形成させるために要求される総燃料量である。

【００７５】

ステップＳ１００３では、前記基本燃料噴射量（基本噴射パルス幅）Ｔｐを補正するための各種補正係数ＣＯＥＦを算出する。

前記各種補正係数ＣＯＥＦは、始動及び始動直後に燃料量を増量するための始動及び始動後増量Ｋａｓ，低水温（冷機）時に燃料量を増量するための水温増量率Ｋｔｗ，高負荷・高回転運転時に燃料を増量して排気温度の上昇を抑えつつ出力を発生させるための高負荷・高回転増量率ＫＭＲ，高水温時に燃料を増量して排気温度の上昇を抑えるための高水温時増量率ＫＨＯＴなどに基づき、ＣＯＥＦ＝Ｋａｓ＋Ｋｔｗ＋ＫＭＲ＋ＫＨＯＴとして算出される。

【００７６】
ステップＳ１００４では、前記基本燃料噴射量（基本噴射パルス幅）Ｔｐを、ポート壁流量の変化に応じて補正するためのポート壁流補正量Tvelpを算出する。
前記ポート壁流補正量Tvelpの算出は、図２０のフローチャートに詳細に示してある。
ステップＳ２０１１では、エンジン回転速度ＮＥ，エンジン負荷を代表する基本噴射パルス幅（基本燃料噴射量）Ｔｐ，水温Ｔｗ，スロットルバルブ開度ＴＶＯ，制御軸１６の作動角（バルブリフト量）を入力する。
【００７７】
ステップＳ２０１２では、前記エンジン回転速度Ｎｅ，基本噴射パルス幅Ｔｐ，水温Ｔｗ，スロットルバルブ開度ＴＶＯに基づいて、ポート壁流補正基本値を演算する。
具体的には、図２１に示すように、エンジン回転速度ＮＥ及び基本噴射パルス幅Ｔｐに対応してポート壁流の平衡付着量を記憶したマップから、アクセル操作前（過渡運転直前）のエンジン回転速度Ｎｅ及び基本噴射パルス幅Ｔｐに対応する平衡付着量と、アクセル操作後（過渡運転中）のエンジン回転速度ＮＥ及び基本噴射パルス幅Ｔｐに対応する平衡付着量とを検索する。
【００７８】
尚、前記ポート壁流の平衡付着量は、低回転・高負荷時ほど大きな値に設定される。
そして、基本補正値を、基本補正値＝平衡付着量（アクセル操作後）－平衡付着量（アクセル操作前）として算出する。
一方、図２２に示すように、水温Ｔｗが低いときほど大きな水温補正係数を設定し、更に、図２３に示すように、スロットルバルブ開度ＴＶＯの単位時間当たりの変化量（変化速度）ΔＴＶＯが大きいときほど大きなΔＴＶＯ係数を設定する。
【００７９】
そして、ポート壁流補正基本値を、ポート壁流補正基本値＝基本補正値×水温補正係数×ΔＴＶＯ係数として算出する。
ステップＳ２０１３では、前記制御軸１６の作動角に応じてＶＥＬ補正量を設定する。
本実施形態では、前記制御軸１６の作動角が大きいときほど吸気バルブ１０５のバルブリフト量が大きくなるものとし、前記ＶＥＬ補正量は、フローチャート中に示すように、バルブリフト量が多くなる制御軸１６の作動角が大きいときほど、大きな値に設定される。
【００８０】
上記ＶＥＬ補正量は、バルブリフト量が小さい条件では、吸気バルブ１０５を通過する吸気の流速が速く、吸気バルブ１０５付近の吸気ポート壁面に付着している燃料が吸い出され易くなって、ポート付着壁流量が少なくなることに対応している。
ステップＳ２０１４では、前記ポート壁流補正量Tvelpを、Tvelp＝ポート壁流補正基本値×ＶＥＬ補正量として算出する。
【００８１】
ステップＳ１００５では、前記基本燃料噴射量（基本噴射パルス幅）Ｔｐを、筒内壁流量の変化に応じて補正するための筒内壁流補正量Tvelsを算出する。
前記筒内壁流補正量Tvelsの算出は、図２４のフローチャートに詳細に示してある。
ステップＳ３０２１では、エンジン回転速度Ｎｅ，エンジン負荷を代表する基本噴射パルス幅（基本燃料噴射量）Ｔｐ，水温Ｔｗ，スロットルバルブ開度ＴＶＯ，制御軸１６の作動角（バルブリフト量）及び始動後からの経過時間を入力する。
【００８２】
ステップＳ３０２２では、前記エンジン回転速度Ｎｅ，基本噴射パルス幅Ｔｐ，水温Ｔｗ，スロットルバルブ開度ＴＶＯ及び始動後からの経過時間に基づいて、筒内壁流補正基本値を演算する。
具体的には、図２５に示すように、エンジン回転速度Ｎｅ及び基本噴射パルス幅Ｔｐに対応して筒内壁流の平衡付着量を記憶したマップから、アクセル操作前（過渡運転直前）のエンジン回転速度Ｎｅ及び基本噴射パルス幅Ｔｐに対応する平衡付着量と、アクセル操

作後（過渡運転中）のエンジン回転速度Ｎｅ及び基本噴射パルス幅Ｔｐに対応する平衡付着量とを検索する。

【００８３】

尚、前記筒内壁流の平衡付着量は、低回転・低負荷時ほど大きな値に設定される。

そして、基本補正値を、基本補正値＝平衡付着量（アクセル操作後）－平衡付着量（アクセル操作前）として算出する。

一方、図２２に示すように、水温Ｔｗが低いときほど大きな水温補正係数を設定し、更に、図２３に示すように、スロットルバルブ開度ＴＶＯの単位時間当たりの変化量（変化速度）ΔＴＶＯが大きいときほど大きなΔＴＶＯ係数を設定する。

【００８４】

また、始動後からの経過時間に応じて始動後時間係数を設定する。前記始動後時間係数は、図２６に示すように、始動からの経過時間が長くなるほどより小さい値に設定される。

そして、筒内壁流補正基本値を、筒内壁流補正基本値＝基本補正値×水温補正係数×ΔＴＶＯ係数×始動後時間係数として算出する。

【００８５】

ステップＳ３０２３では、前記制御軸１６の作動角に応じてＶＥＬ補正量を設定する。

前記ＶＥＬ補正量は、フローチャート中に示すように、バルブリフト量が大きくなる作動角が大きいときほど、小さな値に設定される。

上記筒内壁流補正基本値の補正に用いられるＶＥＬ補正量は、バルブリフト量が小さい条件では、吸気バルブを通過するときの吸気の流れが周辺（吸気バルブ１０５の径方向）に指向して筒内付着壁流量が多くなることに対応している。

【００８６】

ステップＳ３０２４では、筒内壁流補正量Tvelsを、Tvels＝筒内壁流補正基本値×ＶＥＬ補正量として算出する。

上記のように、ポート壁流補正量Tvelp，筒内壁流補正量Tvelsの演算において、吸気バルブ１０５のバルブリフト量に応じた補正を施すことで、バルブリフト量の変化によるポート壁流量及び筒内壁流量の変化に対応して燃料噴射量を適切に補正することができ、過渡時の空燃比制御精度を向上させることができる。

【００８７】

ステップＳ１００６では、無効噴射パルス分Ｔｓを算出する。

前記無効噴射パルス分Ｔｓは、前記燃料噴射弁１２１の電源であるバッテリの電圧による開弁遅れ時間の変化に対応するための補正値であり、バテッリ電圧が低く燃料噴射弁１２１の開弁遅れ時間が長くなるほど大きな値に設定される。

ステップＳ１００７では、増減補正分担分Tveliを演算する。

【００８８】

本実施形態では、後述するように、第１噴射量を演算してからの可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の動作によるシリンダ吸入空気量の増減変化分に対応する噴射量の増減補正を、吸気行程後期の第２噴射における第２噴射量に対して施すことで、変化後のシリンダ吸入空気量で目標空燃比の混合気が形成されるようにする。

しかし、第２噴射は、前述のように、吸気行程の後期で噴射されるため、第２噴射で噴射された燃料を吸気行程中に燃焼室１０６内に均等に分布させることは困難であり、燃焼室１０６内に均質な混合気を形成させるためには、目標空燃比の混合気形成に必要とされる燃料量のうちのなるべく多くの燃料を、第１噴射で噴射させることが望まれる。

【００８９】

そこで、前回の第２噴射において、第１噴射量を演算してからの可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の動作によるシリンダ吸入空気量の増減変化分に対応する増減補正分として算出された量のうちの一定割合を、次のサイクルにおける第１噴射で噴射させ、第２噴射で噴射させるべき燃料量を減らすようにしてある。

即ち、前回の第２噴射の噴射開始タイミングで演算した、第１噴射後のシリンダ吸入空

気量の変化に対応するための増減補正分Ｔintbasと、予め設定された比率Ｒatioとから、前記増減補正分担分Ｔveliを、Ｔveli＝Ｔintbas×Ｒatioとして算出する。

【００９０】

前記比率Ｒatioは、固定値であっても良いし、急加速ほどより大きな値に設定することができる。

前記増減補正分Ｔintbasについては、後で詳細に説明する。

ステップＳ１００８では、吸気行程噴射基本分担量Ｔveldefを演算する。

前記吸気行程噴射基本分担量Ｔveldefは、エンジン１０１の定常運転時にも第２噴射で噴射させる第２噴射量の基本値であり、エンジン１０１の運転状態に応じて設定される。

【００９１】

具体的には、図２８に示すマップに示すように、前記吸気行程噴射基本分担量Ｔveldefは、エンジン回転速度Ｎｅ及びエンジン負荷を代表する基本噴射パルス幅（基本燃料噴射量）Ｔｐに応じて予め設定されており、低回転高負荷時ほど大きな値に設定され、低回転低負荷域、中高回転低負荷、高回転中高負荷域では零に設定される。

前記基本分担量Ｔveldefが零に設定される領域は、一般的に定常運転で使用される運転領域であり、加速されることで、基本分担量Ｔveldef＞０となる運転領域に入るため、実質的には、第１噴射が行われた後にシリンダ吸入空気量が変化することになる場合に、基本分担量Ｔveldef＞０に設定され、第２噴射による噴射量の修正が不要の場合には、第２噴射が行われないことになる。

【００９２】

尚、前記吸気行程噴射基本分担量Ｔveldefを、加速時と減速時とで異なる値に設定させることができ、具体的には、加速時には、減速時より分担量Ｔveldefを少なくすることができる。

これは、減速に伴ってシリンダ吸入空気量が減少変化する場合、係る減少変化に対応するために、予め減少代が第２噴射において確保されている必要があるのに対し、加速時には、シリンダ吸入空気量の増大変化に対応して燃料を追加噴射すればよく、分担量Ｔveldefが零であってもよいためである。

【００９３】

第２噴射のタイミングで燃料を減らそうとしても、最大に減らせるのは基本分担量Ｔveldefに限られ、基本分担量Ｔveldefが少ないと、第２噴射量を最大に減らしても、既に噴射されている第１噴射量だけで空燃比がリッチ化してしまう可能性があり、減らす量よりも第２噴射量を多くしておく必要がある。

従って、加速・減速運転を判別し、加速時には分担量Ｔveldefを零或いは最小噴射量程度に設定し、減速時に、固定値（＞０）或いはエンジン負荷やエンジン回転速度などに応じた可変値として、加速時よりも大きな分担量Ｔveldefを設定させることができる

更に、急減速時ほど分担量Ｔveldefを多くすることで、第１噴射後のシリンダ吸入空気量の減少変化が大きい場合に、分担量Ｔveldefを予め多くしておくことができる。

【００９４】

前記急減速の判断は、例えばアクセル開度や制御軸１６の角速度などのシリンダ吸入空気量の変化速度に相関する状態量に基づいて行わせることができる。

ステップＳ１００９では、上記ステップＳ１００２～ステップＳ１００８の演算結果に基づいて、燃料噴射量（第１噴射量）Ｔｉを、下式に従って算出する。

Ｔｉ＝Ｔｐ×ＣＯＥＦ＋Ｔvelp＋Ｔvels＋Ｔｓ＋Ｔveli－Ｔveldef

ステップＳ１０１０では、前記燃料噴射量（第１噴射量）Ｔｉに相当するパルス幅の噴射パルス信号を、第１噴射の開始タイミング（排気行程）である気筒に備えられている燃料噴射弁１２１に対して出力する。

【００９５】

即ち、排気行程中の噴射開始タイミングになったときに、燃料噴射量（第１噴射量）Ｔｉを演算し、かつ、該燃料噴射量（第１噴射量）Ｔｉの噴射を直ちに開始させる。

但し、前記燃料噴射量（第１噴射量）Ｔｉの演算を一定時間毎に繰り返し実行させ、第

１噴射タイミングに相当するクランク角になったときに、最新に演算された燃料噴射量（第１噴射量）Ｔｉに基づいて第１噴射を行わせることができる。

【００９６】

ステップＳ１０１１では、吸気バルブ通過体積流量比ＷＱＨ０ＶＥＬの最新値を、第１噴射時の値ＷＱＨ０ＶＥＬｚとして記憶する。

尚、前記吸気バルブ通過体積流量比ＷＱＨ０ＶＥＬは、前記制御軸１６の角度（可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の制御量）に基づいて推定される吸入空気量に相当する。

【００９７】

図２９のフローチャートに示すルーチンは、吸気行程後期の第２噴射を制御するルーチンであり、前記ステップＳ１００１で演算された第２噴射の噴射開始タイミングになったことが、クランク角センサ１１８の信号に基づいて検出されたときに、割り込み実行されるようになっている。

そして、第２噴射の開始タイミングになって割り込み処理が開始されると、まず、ステップＳ１１０１で、第１噴射の開始タイミング、換言すれば、第１噴射における燃料噴射量（第１噴射量）Ｔｉを決定してからの可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の動作によるシリンダ吸入空気量の変化分に対応する噴射量である補正分Ｔintbasを演算する。

【００９８】

定常状態では、第１噴射量を、そのときのシリンダ吸入空気量相当量から基本分担量Ｔveldefだけ減らした量とし、基本分担量Ｔveldefだけ第２噴射を行わせることで、第１噴射量と第２噴射量との総和は、そのときのシリンダ吸入空気量に見合った量となる。

しかし、第１噴射量を演算したタイミングから、吸気バルブ１０５が閉弁するまでの間に、シリンダ吸入空気量を変化させることになる可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の動作があった場合、前記基本分担量Ｔveldefだけ第２噴射を行わせたのでは、前記シリンダ吸入空気量の変化に対応できず、変化した分のシリンダ吸入空気量に見合った分だけ噴射量に誤差を生じる。

【００９９】

即ち、第１噴射量を演算してからバルブリフトを変化させる制御が行われた場合、実際にシリンダ吸入空気量がどれだけになるかは、吸気バルブ１０５が閉じられた時点で確定されることになり、第１噴射時に計測した吸入空気量とは異なる量になり、結果、第１噴射時に判断した要求噴射量では過不足を生じることになってしまう。

そこで、本実施形態では、第１噴射後から吸気バルブ１０５の閉弁タイミング近傍乃至閉弁タイミング直前まで待って、第１噴射の開始タイミングからのシリンダ吸入空気量の変化を判断し、第１噴射の開始タイミング時点でのシリンダ吸入空気量に対する変化分だけ、第２噴射における第２噴射量を変化させて、実際にシリンダに吸引された空気量に見合う燃料量が、第１噴射量と第２噴射量との総和で得られるようにする。

【０１００】

例えば、加速時でバルブリフトが増大方向に変化する場合、第１噴射量を決定してからも制御軸１６がリフト増大方向に回転することで、吸気バルブ１０５の閉弁時点で確定されるシリンダ吸入空気量は、第１噴射量の決定時点でのシリンダ吸入空気量よりも多くなるので、前記シリンダ吸入空気量の増大変化分に相当する補正分Ｔintbasだけ第２噴射量を増やして、実際のシリンダ吸入空気量に見合う量の燃料が噴射されるようにする。

【０１０１】

尚、上記の第２噴射は、吸気バルブ１０５の閉弁直前になされるので、第２噴射で噴射された燃料を燃焼室１０６内に均等に分布させることは困難であるが、必要噴射量の大部分を排気行程での第１噴射で噴射させるので、吸気ポートの熱を利用して気化させた燃料噴霧を、吸気行程中の空気流動に乗せて、燃焼室１０６内に略均一に分布させることができ、第１噴射及び第２噴射によって燃焼室１０６内に形成される混合気を均質混合気にすることができる。

【０１０２】

前記補正分Ｔintbasは、前記図１８のブロック図に従って演算される吸気バルブ通過体積流量比ＷＱＨ０ＶＥＬを用いて、以下にようにして算出される。

まず、吸気バルブ通過体積流量比ＷＱＨ０ＶＥＬの最新値、換言すれば、第２噴射の開始タイミングにおける可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２（可変動弁機構）の制御量から推定されたシリンダ吸入空気量と、第１噴射の開始タイミングにおいて演算された吸気バルブ通過体積流量比ＷＱＨ０ＶＥＬｚと、吸気バルブ１０５の閉弁タイミングＩＶＣの変化に基づくゲインＧＡＩＮとに基づいて、第１噴射開始タイミングからのシリンダ吸入空気量の変化量ＤＷＱＨ０ＶＥＬを算出する。

【０１０３】

ＤＷＱＨ０ＶＥＬ＝（ＷＱＨ０ＶＥＬ－ＷＱＨ０ＶＥＬｚ）×ＧＡＩＮ

前記ゲインＧＡＩＮは、ＧＡＩＮ＝ＩＶＣＡＮＧ／ＩＶＣＡＮＧｚとして算出される。

ここで、前記角度ＩＶＣＡＮＧは、前記第１噴射を開始させるクランク角から吸気バルブ１０５の閉弁タイミングＩＶＣまでの角度であって、前記ＩＶＣＡＮＧは、第２噴射の開始タイミングにおける可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２及び可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４の制御状態に従って予測される閉弁タイミングＩＶＣに基づく値であり、前記ＩＶＣＡＮＧｚは、第１噴射の開始タイミングにおける可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２及び可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４の制御状態に従って予測される閉弁タイミングＩＶＣに基づく値である。

【０１０４】

即ち、前記ゲインＧＡＩＮは、第１噴射の開始タイミングで予測した、換言すれば、第２噴射の開始タイミングの設定基準とした閉弁タイミングに対して、第２噴射の開始タイミングになった時点で予測した閉弁タイミングがより遅角していて、ＩＶＣＡＮＧ＞ＩＶＣＡＮＧｚとなると、１を超える値に設定され、逆に、第１噴射の開始タイミングで予測した閉弁タイミングに対して、第２噴射の開始タイミングになった時点で予測した閉弁タイミングがより進角していて、ＩＶＣＡＮＧ＜ＩＶＣＡＮＧｚとなると、１を下回る値に設定される。

【０１０５】

第２噴射の開始タイミングは、第１噴射の開始タイミングにおける可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２及び可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４の制御状態に従って予測される閉弁タイミングＩＶＣに基づいて設定しており、第１噴射の開始タイミング後から第２噴射開始タイミングになるまでに、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２及び／又は可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４の制御状態が変わって、吸気バルブ１０５の閉弁タイミングが変わると、第２噴射の開始タイミングと吸気バルブ１０５の閉弁タイミングとの相対位置が変化することになる。

【０１０６】

第１噴射開始後に吸気バルブ１０５の閉弁タイミングに変化がなかった場合、第２噴射タイミングは、吸気バルブ１０５の閉弁間際であり、そのときの吸気バルブ通過体積流量比ＷＱＨ０ＶＥＬは、今回の吸気行程での最終的なシリンダ吸入空気量を略表すことになる。

しかし、例えば、吸気バルブ１０５の閉弁タイミングが、第１噴射の開始タイミングの時点で予測した角度位置から遅角変化すると、第２噴射開始タイミングは、吸気バルブ１０５の閉弁タイミングから相対的により進角した位置となり、第２噴射タイミング後も、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２及び可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４の制御状態が変わり続ける場合、第２噴射タイミングにおける吸気バルブ通過体積流量比ＷＱＨ０ＶＥＬは、今回の吸気行程での最終的なシリンダ吸入空気量を表さず、変わりつつあるシリンダ吸入空気量の途中経過を示すことになる。

【０１０７】

一方、第１噴射開始タイミングから第２噴射開始タイミングまでの間における可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の動作によるシリンダ吸入空気量の変化が、その後もそれまでの割合で継続すると仮定すると、ＷＱＨ０ＶＥＬ－ＷＱＨ０ＶＥＬｚをＩＶＣＡＮＧ

ｚで除算して得られる単位クランク角当たりの空気量変化に、前記ＩＶＣＡＮＧを乗算すれば、前記ＩＶＣＡＮＧにおける空気量変化、換言すれば、第１噴射の開始タイミングから吸気バルブ１０５の閉弁タイミングまでの間における空気量変化が求められることになる。

【０１０８】

そこで、第１噴射開始タイミングから第２噴射開始タイミングまでの間における可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の制御状態の変化から予測される、シリンダ吸入空気量の変化分「ＷＱＨ０ＶＥＬ－ＷＱＨ０ＶＥＬｚ」に、前記ゲインＧＡＩＮを乗算することで、第１噴射開始タイミング（第１噴射量の決定時期）から吸気バルブ１０５の閉時期までの角度ＩＶＣＡＮＧにおけるシリンダ吸入空気量の変化分を求めるようにしてある。

【０１０９】

従って、例えば、加速に伴うバルブリフト量の増大によって、吸気バルブ１０５の閉弁タイミングが大きく遅角し、相対的に第２噴射開始タイミングが閉弁タイミングから進角しても、第１噴射タイミングにおける可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の制御状態から推定されるシリンダ吸入空気量と、閉弁タイミングにおける可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の制御状態に見合うシリンダ吸入空気量との偏差に相当する変化量ＤＷＱＨ０ＶＥＬを、第２噴射開始タイミングにおいて求めることができる。

【０１１０】

上記のようにして、変化量ＤＷＱＨ０ＶＥＬを求めると、次いで、体積流量としての前記偏差ＤＷＱＨ０ＶＥＬを、係数ＡＩＲＳＰＧによって質量流量として偏差ＤＭＡＳＣＹＬに変換する。

ＤＭＡＳＣＹＬ＝ＤＷＱＨ０ＶＥＬ×ＡＩＲＳＰＧ

前記係数ＡＩＲＳＰＧは、吸気温度及び吸気マニホールド圧に基づき、下式に従って算出される、

ＡＩＲＳＰＧ＝（１．２９３／（１＋０．００３６７×吸気温度℃））×吸気マニホールド圧kPa／１０１．３kPa

更に、吸気量を目標空燃比相当の燃料噴射量に変換するための係数Ｋと、水温に応じて設定される補正係数ＨＯＳＥＩとに基づいて前記偏差ＤＭＡＳＣＹＬを補正して、その結果を、前記補正分Ｔintbasとする。

【０１１１】

Ｔintbas＝ＤＭＡＳＣＹＬ×Ｋ×ＨＯＳＥＩ

前記補正係数ＨＯＳＥＩは、図３０に示すように、高温時に１．０に設定され、低温になるほど１．０よりも大きな値に設定される。

前記補正係数ＨＯＳＥＩによる増量補正は、前記燃料噴射量（第１噴射量）Ｔｉにおける前記各種補正係数ＣＯＥＦ（水温増量率Ｋｔｗ）などと同様に、前記補正分Ｔintbasを低温時ほど増大補正する。

【０１１２】

ステップＳ１１０２では、前記ステップＳ１００７で設定した増減補正分担分Ｔveliを読み込み、次のステップＳ１１０３では、前記ステップＳ１００８で設定した吸気行程噴射基本分担量Ｔveldefを読み込む。

ステップＳ１１０４では、第２噴射量Ｔintを、下式に従って算出する。

Ｔint＝Ｔveldef＋Ｔintbas－Ｔveli

上記のように、第２噴射量Ｔintは、吸気行程噴射基本分担量Ｔveldefを基本量とし、第１噴射量を決定してからの空気量の変化分Ｔintbasだけ補正し、変化分Ｔintbasのうち第１噴射量の転嫁させた分であるＴveliを減算補正する。

【０１１３】

前記増減補正分担分Ｔveliは、前述のように、Ｔveli＝Ｔintbas×Ｒatioとして設定され、例えば、今回の第２噴射タイミングで求めたＴintbasの所定割合が、次回の第１噴射に加算されるようになっており、この第１噴射量に加算したＴveliだけ、第２噴射量を減算することで相殺し、総和として変化しないようにしている。

上記のように、増減補正分担分Tveliだけ第１噴射量を補正すれば、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２が動作して吸気バルブ１０５のバルブリフト量が変化し続ける状態において、該増大変化による第１噴射後のシリンダ吸入空気量の増大変化を予め見込んで、第１噴射量が補正されることになって、相対的に、第２噴射で噴射する必要がある燃料量が減ることになる。

【０１１４】

ここで、均質混合気の形成には、早いタイミングでの燃料噴射が望まれるから、必要な燃料量のうち第１噴射で噴射させる燃料量をなるべく多くすることで、混合気の均質化に寄与できる。

尚、第１噴射後のシリンダ吸入空気量の増大変化は、例えば、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の動作速度から予測できるので、前記増減補正分担分Tveliを、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の動作速度に応じて設定することで、第１噴射で噴射させる燃料量をなるべく多くすることが可能である。

【０１１５】

また、第２噴射量を相対的に減らすことで、第２噴射で噴射した燃料を吸気バルブ１０５が閉じるまでの間にシリンダ内に燃料を吸引させることができ、また、第２噴射量を決定するタイミングをなるべく遅くして、吸気バルブ１０５が閉じるまでの間におけるシリンダ吸入空気量の変化を精度良く推定させることができる。

但し、増減補正分担分Tveliが過剰であると、吸入空気量が変化する過渡運転から吸入空気量が殆ど変化しない定常運転に移行するときに、第１噴射量が過剰に補正されてしまう可能性があるので、前記比率Ratioは、第１噴射量の過剰補正にならないように、予め実験やシミュレーションによって適合される。

【０１１６】

尚、前記比率Ratioは固定値とすることができるが、例えばアクセル開度の変化速度や制御軸１６の角速度などのシリンダ吸入空気量の変化速度に相関する状態量に基づいて可変に設定させることができ、この場合、シリンダ吸入空気量の変化速度が速くなる条件では、前記比率Ratioをより大きな値に設定する。

図３１は、加速時におけるＴｉ、Tintbas、Tveliの変化を示し、ここでは、比率Ratio＝０．５としてある。

【０１１７】

加速時には、吸気行程噴射基本分担量Tveldefが、シリンダ吸入空気量の増大変化分だけ増量補正されて第２噴射量Tintが決定されることになる。

具体的には、加速の開始によって第２噴射の開始タイミングでTintbas＝A(ms)が算出されると、そのときの第２噴射量は、Tint＝Tveldef＋Ａ－０に決定され、次回の第１噴射量には、Tveli＝Ａ×０．５が加算される一方、その次の第２噴射の開始タイミングでTintbas＝B(ms)が算出されると、Tint＝Tveldef＋Ｂ－Ａ×０．５に決定される。

【０１１８】

更に、次の第１噴射においては、Tveli＝Ｂ×０．５が加算される一方、その次の第２噴射の開始タイミングでTintbas＝C(ms)が算出されると、Tint＝Tveldef＋Ｃ－Ｂ×０．５に決定される。

一方、減速時には、図３２に示すように、吸気行程噴射基本分担量Tveldefがシリンダ吸入空気量の減少変化分だけ減量補正されることになり、第１噴射及び第２噴射のトータルでの噴射量が、第１噴射時の見込みよりも減量されることになる。

【０１１９】

尚、減速運転によるバルブリフト量の減少に伴ってバルブ作動角が減少するので、減速運転時には吸気バルブ１０５の閉時期が進角変化することになり、第１噴射の開始タイミングにおいて決定した第２噴射のタイミングになった時点で、既に吸気バルブ１０５が閉じている可能性がある。

この場合には、第２噴射を行わないようにすることで、実質的には、吸気行程噴射基本分担量Tveldefだけ燃料量を減量したことになり、減速によって過剰となる燃料の噴射を

抑制して、実際の吸入空気量に対する噴射量の制御精度を高めることができる。

【０１２０】

ステップＳ１１０４で上記のようにして、第２噴射量Ｔintを算出すると、ステップＳ１１０５では、前記第２噴射量Ｔintに相当するパルス幅の噴射パルス信号をそのときに吸気行程である気筒の燃料噴射弁１２１に出力して、燃料噴射を開始させる。

また、次のステップＳ１１０６では、次回の第１噴射量Ｔｉを、今回算出された補正分Ｔintbasに基づいて補正させるべく、今回算出された補正分Ｔintbasを記憶する。

【０１２１】

上記実施形態によると、第１噴射の開始タイミング（第１噴射量Ｔｉの決定タイミング）から吸気バルブ１０５が閉じられるまでの間における、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の動作によるシリンダ吸入空気量の変化分だけ第２噴射量を補正することで、当該サイクルにおけるトータルの燃料噴射量が補正される。

従って、第１噴射の開始タイミング（第１噴射量Ｔｉの決定タイミング）から吸気バルブ１０５が閉じられるまでの間において、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２が動作しても、実際のシリンダ吸入空気量に略見合った燃料を噴射させることができ、空燃比ずれによる排気性状の悪化や、動力性能の低下を抑制又は防止できる。

【０１２２】

尚、可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２に機械的な異常が生じ、目標バルブリフトに収束させることができなくなっている場合や応答速度が大幅に低下したりしている場合、更に、前記制御軸１６の角度を検出する作動角センサ２０６が故障している場合などの可変動弁系のシステム異常時には、第２噴射を停止させ、第１噴射量Ｔｉ＝Ｔｐ×ＣＯＥＦ＋Tvelp＋Tvels＋Ｔｓとして第１噴射のみを行わせるか、第２噴射量をフェール状態用の限界値以下に制限するようにする。

【０１２３】

可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の応答速度によって第２噴射で補正される可能性のある量が異なるので、そのときの応答速度に応じて予測される第２噴射で補正される可能性のある量に基づいて前記限界値を設定することができる。

上記のように、可変動弁系のシステム異常時に第２噴射を制限することで、第２噴射量が誤って設定されることによる空燃比ずれの発生を抑制又は防止でき、また、均質混合気の生成が第２噴射で妨げられることを回避できる。

【０１２４】

また、前記吸気行程噴射基本分担量Ｔveldefの設定を省略し（Ｔveldef＝０に固定し）、加速時における追加噴射としての第２噴射を補正分Ｔintbasに基づいて行わせることができ、更に、前記Ｔveliによる第１及び第２噴射量の補正を省略することができる。

更に、吸気行程後期の第２噴射のタイミングは、第２噴射で噴射される燃料を燃焼室内に均質に分布させるためには、なるべく早い時期とすることが望まれる一方、吸気バルブ１０５の閉時期に近い方が、第１噴射後の可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の動作によるシリンダ吸入空気量の変化を高精度に捉えることができる。しかし、吸気バルブ１０５の閉時期に近づき過ぎると、第２噴射で噴射させた燃料の全てをその回の吸気行程で燃焼室内に吸引させることができなくなってしまう。そこで、上記のような噴射タイミングに要求される条件を加味しつつ、第２噴射のタイミングを設定する。

【０１２５】

また、加速による追加噴射の要求時にのみ第２噴射を行わせ、加速時以外は、第２噴射を停止させ、第１噴射のみで混合気を形成させることができ、これによって、混合気の均質性を向上させることができる。

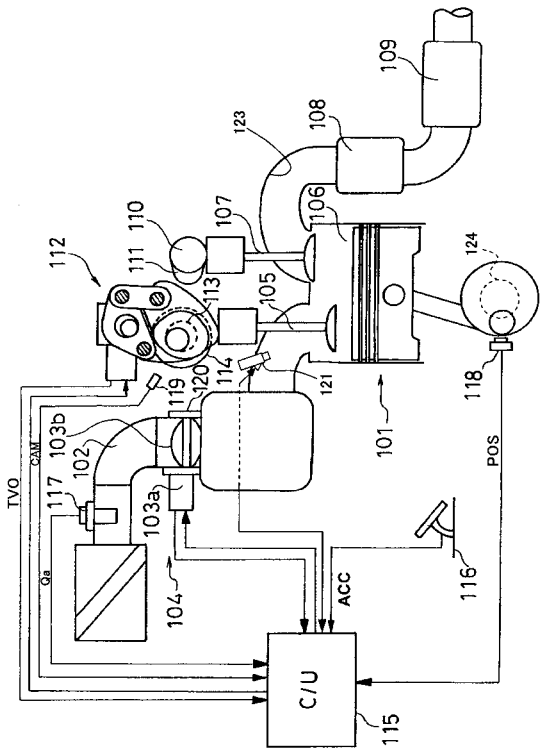
更に、本実施形態では、前記吸気バルブ通過体積流量比ＷＱＨ０ＶＥＬの変化に基づいて、第１噴射後の吸入空気量の変化分を検出したが、例えば、実際の吸気バルブ通過体積流量比ＲＱＨ０ＶＥＬの変化や、前記可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の制御軸１６の角度（制御量）やアクチュエータ（ＤＣサーボモータ）２０１の操作量の変化に基づいて、第２噴射量を決定することができる。

【０１２６】
尚、バルブリフト量を連続的に可変とする機構は、前記可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２に限定されるものではなく、可変動弁機構のアクチュエータもＤＣサーボモータに限定されず、例えばブラシレスモータなどであってもよく、第２噴射量は、適用される可変動弁機構の制御量又は操作量の変化から設定させることができる。
また、上記実施形態では、第１噴射を排気行程中に行わせるようにしたが、排気バルブ１０７の閉弁直後や吸気行程の初期（好ましくは吸気バルブ１０５の開弁直後）に、第１噴射を行わせることができる。
【０１２７】
また、可変動弁機構としての可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）１１２の構造を、図２～図４に示した構造に限定するものではなく、吸気バルブ１０５の閉時期の進角・遅角制御によってエンジンの吸入空気量を制御する可変動弁機構であってもよい。
吸気バルブ１０５の閉時期の進角・遅角制御を行う可変バルブタイミング機構としては、前記図１１に示した機構の他、特開２００３－２６９１２４号公報に開示される、電磁リターダの磁力によってバルブ作動角の中心位相を進遅角制御する機構や、特開２００３－１８４５１６号公報に開示される、渦巻き状ガイドに変位可能に案内係合される可動案内部を備えてなる機構や、更に、特開２００８－０２５５４１号公報に開示される、モータによってカムシャフトを駆動する機構などの公知の機構を適宜採用できる。
【０１２８】
また、バルブリフト量を連続的に可変とする機構としては、例えば、特開２００１－２６３０１５号公報に開示される機構を用いることができる。
前記特開２００１－２６３０１５号公報に開示される機構は、コントロールシャフトと連動して移動可能なスライダギアと、カムシャフトのカムにより駆動される入力アームと、機関バルブをリフトさせる出力アームとを備え、コントロールシャフトの軸方向への移動に連動してスライダギアが軸方向に移動することで、スライダギアと入力アーム及び出力アームとの軸方向における相対位置が変化し、スライダギア上の入力アームと出力アームとが相対回転して、両者の相対位相差が変更され、機関バルブの作用角及びリフト量を連続的に変化させる機構である。
【０１２９】
更に、第１噴射の開始タイミングで決定した第２噴射の開始タイミングを、第１噴射後における吸気バルブ１０５の閉時期の変化に基づいて進角・遅角補正させることができる。
例えば、加速時でバルブリフト量が第１噴射後に増大変化する場合には、係る増大変化による吸気バルブ１０５の閉時期の遅角変化に対応して、第２噴射タイミングを第１噴射時の決定よりも遅角させ、減速時でバルブリフト量が第１噴射後に減少変化する場合には、係る減少変化による吸気バルブ１０５の閉時期の進角変化に対応して、第２噴射タイミングを第１噴射時の決定よりも進角させるようにする。
【０１３０】
具体的には、図２７のブロック図に示した第２噴射タイミングの演算を、第１噴射後に繰り返し実行させ、最新に求めた第２噴射タイミングとそのときのクランク角との比較で第２噴射タミングを判断させることで行え、また、閉弁タイミングの進角・遅角速度を考慮して、進角速度が速い場合には、より閉弁タイミングから遠いクランク角を第２噴射タイミングとし、逆に、遅角速度が速い場合には、より閉弁タイミングから近いクランク角を第２噴射タイミングとすることができる。
【０１３１】
上記のようにして、第２噴射タイミングを補正すれば、第２噴射のタイミングと吸気バルブの閉弁タイミングとの相対位置が大きく変化することを防止でき、以って、第１噴射後の吸入空気量変化を安定して推定でき、また、第２噴射で噴射させる燃料をその吸気行程で確実にシリンダ内に吸引させることができ、更に、安定した性能で混合気を形成させることができる。

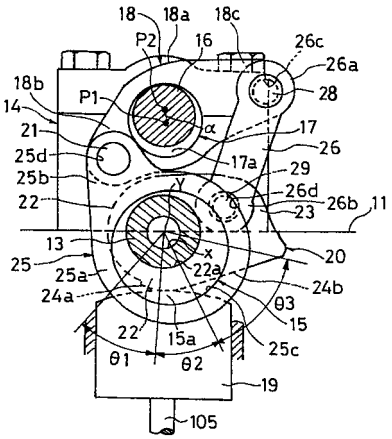
【図面の簡単な説明】
【０１３２】
【図１】本発明の実施形態におけるエンジンの構成図。
【図２】本発明の実施形態における可変バルブリフト機構ＶＥＬの断面図（図３のＡ－Ａ断面図）。
【図３】上記可変バルブリフト機構ＶＥＬの側面図。
【図４】上記可変バルブリフト機構ＶＥＬの平面図。
【図５】上記可変バルブリフト機構ＶＥＬに使用される偏心カムを示す斜視図。
【図６】上記可変バルブリフト機構ＶＥＬの低リフト時の作用を示す断面図（図３のＢ－Ｂ断面図）。
【図７】上記可変バルブリフト機構ＶＥＬの高リフト時の作用を示す断面図（図３のＢ－Ｂ断面図）。
【図８】上記可変バルブリフト機構ＶＥＬにおける揺動カムの基端面とカム面に対応したバルブリフト特性図。
【図９】上記可変バルブリフト機構ＶＥＬのバルブタイミングとバルブリフトの特性図。
【図１０】上記可変バルブリフト機構ＶＥＬにおける制御軸の回転駆動機構を示す斜視図。
【図１１】本発明の実施形態における可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）１１４の断面図。
【図１２】本発明の実施形態における吸入空気量（トルク）制御の全体構成を示すブロック図。
【図１３】本発明の実施形態における可変バルブリフト機構ＶＥＬの目標作動角の演算を示すブロック図。
【図１４】本発明の実施形態において吸気バルブの閉弁タイミングに応じてＶＥＬ目標作動角を補正するバルブタイミング補正値ＫＨＯＳＩＶＣの設定を示すブロック図。
【図１５】本発明の本実施形態において吸気バルブ上流側の吸気圧に応じてＶＥＬ目標作動角を補正するバルブ上流圧補正値ＫＭＡＮＩＰの設定を示す図。
【図１６】本発明の実施形態における目標スロットル開度演算を示すブロック図。
【図１７】本発明の実施形態における吸気バルブ開度補正値ＫＡＶＥＬの設定を示すブロック図。
【図１８】本発明の実施形態におけるスロットル弁全開時の吸気バルブ通過体積流量比ＷＱＨ０ＶＥＬ及び実際の吸気バルブ通過体積流量比ＲＱＨ０ＶＥＬの算出を示すブロック図。
【図１９】本発明の実施形態における排気行程で行われる第１噴射における第１噴射量Ｔｉの演算を示すフローチャート。
【図２０】本発明の実施形態におけるポート壁流補正量の演算を示すフローチャート。
【図２１】本発明の実施形態における吸気ポートにおける平衡壁流付着量とエンジン負荷ＴＰ・エンジン回転速度ＮＥとの相関を示す線図。
【図２２】本発明の実施形態において筒内壁流補正基本値を補正する水温係数と水温ＴＷとの相関を示す線図。
【図２３】本発明の実施形態において筒内壁流補正基本値を補正するΔＴＶＯ係数とスロットルバルブ開度ＴＶＯの変化ΔＴＶＯとの相関を示す線図。
【図２４】本発明の実施形態における筒内壁流補正量の演算を示すフローチャート。
【図２５】本発明の実施形態における筒内における平衡壁流付着量とエンジン負荷ＴＰ・エンジン回転速度ＮＥとの相関を示す線図。
【図２６】本発明の実施形態において筒内壁流補正基本値を補正する始動後時間係数と始動後からの経過時間との相関を示す線図。
【図２７】本発明の実施形態における第２噴射の開始タミンングの演算を示すブロック図。
【図２８】本発明の実施形態における吸気行程噴射基本分担量Tveldefとエンジン負荷Ｔ

Ｐ・エンジン回転速度ＮＥとの相関を示す線図。
【図２９】本発明の実施形態における吸気行程で行われる第２噴射における第２噴射量Ｔintの演算を示すフローチャート。
【図３０】本発明の実施形態において補正分Ｔintbasを補正する補正係数ＨＯＳＥＩと水温ＴＷとの相関を示す線図。
【図３１】本発明の実施形態における加速時（バルブリフト量の増大変化時）における噴射量の特性を示す図。
【図３２】本発明の実施形態における減速時（バルブリフト量の減少変化時）における噴射量の特性を示す図。
【図３３】本発明の実施形態における第１，第２噴射のタイミングと、吸・排気バルブのリフト状態との相関を示す図。
【符号の説明】
【０１３３】
１０１…エンジン、１０４…電子制御スロットル、１０５…吸気バルブ、１１２…可変バルブリフト機構（ＶＥＬ）、１１４…可変バルブタイミング機構（ＶＴＣ）、１１５…コントロールユニット（Ｃ／Ｕ）、１１６…アクセル開度センサ、１１７…エアフローメータ（ＡＦ／Ｍ）、１１８…クランク角センサ、１１９…カム角センサ、１２０…スロットルセンサ、１２１…燃料噴射弁、２０１…アクチュエータ（ＤＣサーボモータ）、２０６…作動角センサ

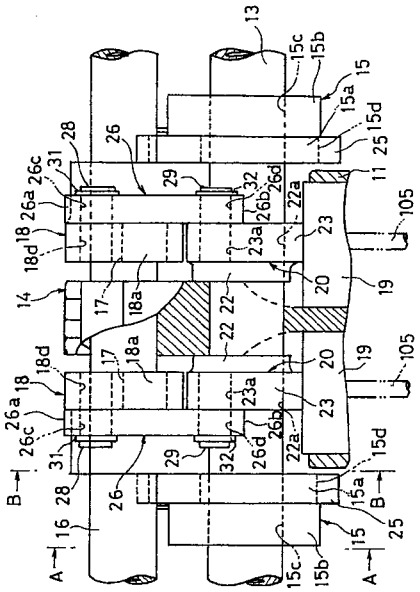
【図１】



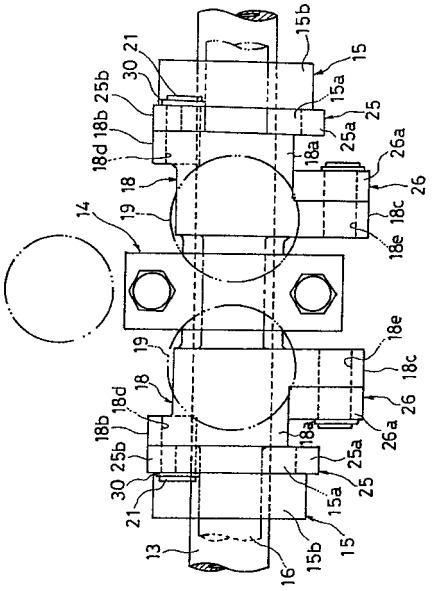
【図２】



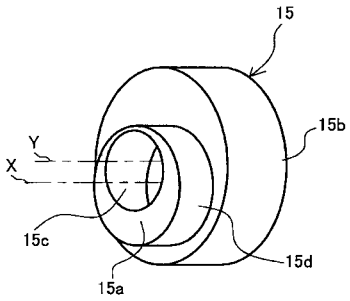
【図３】



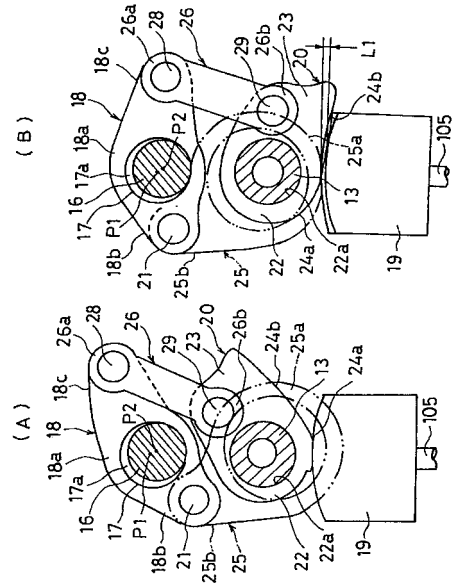
【図４】



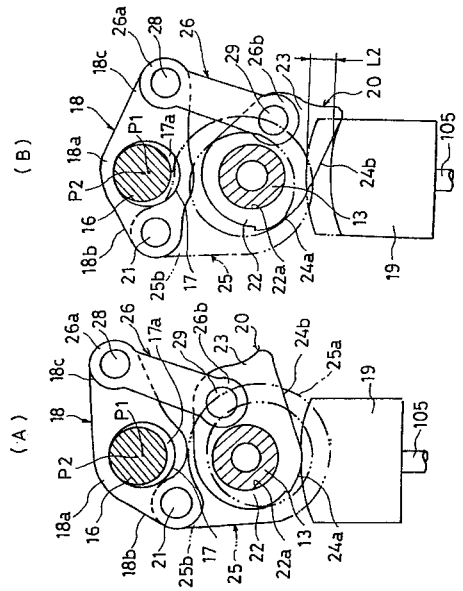
【図５】



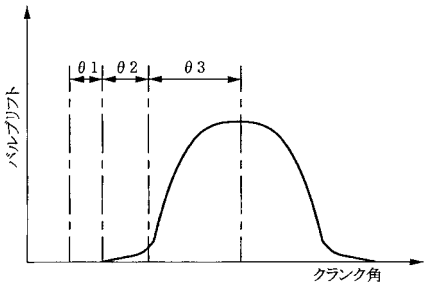
【図６】



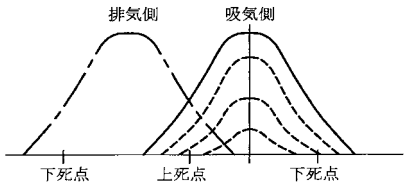
【図７】



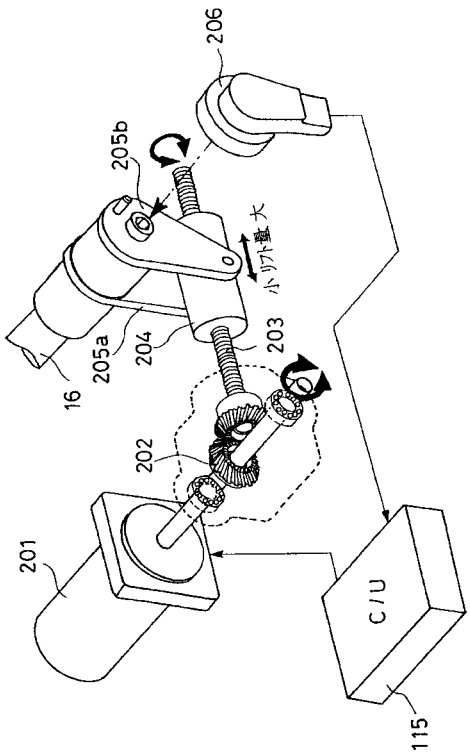
【図８】



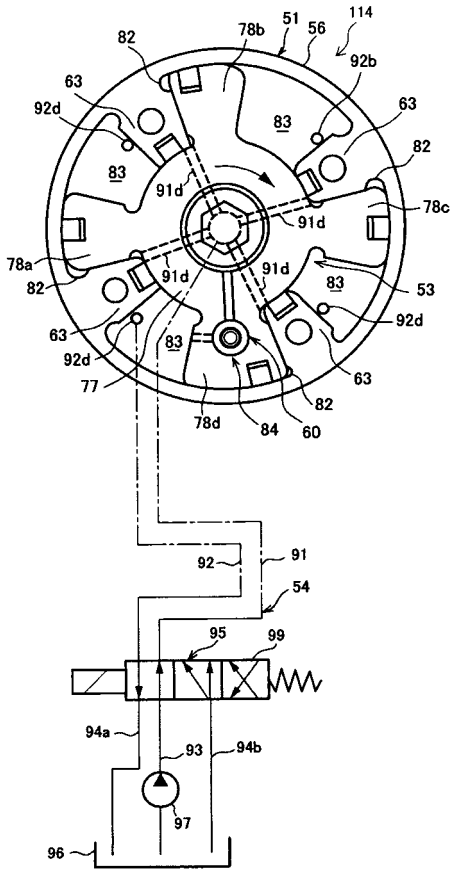
【図９】



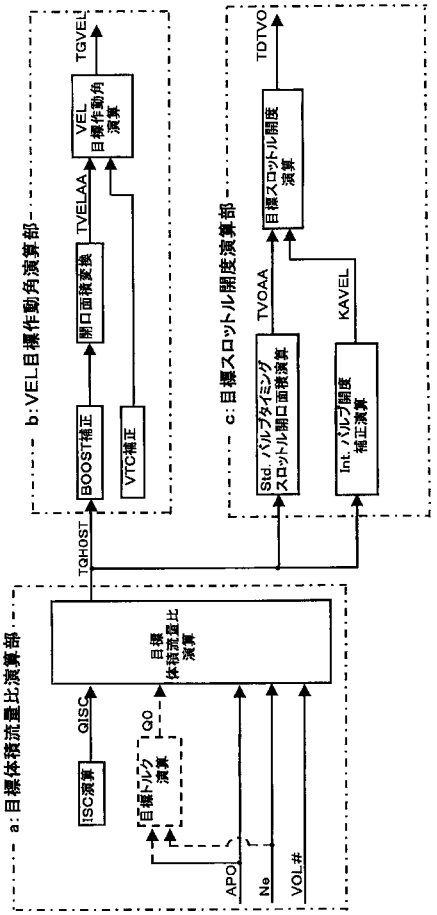
【図１０】



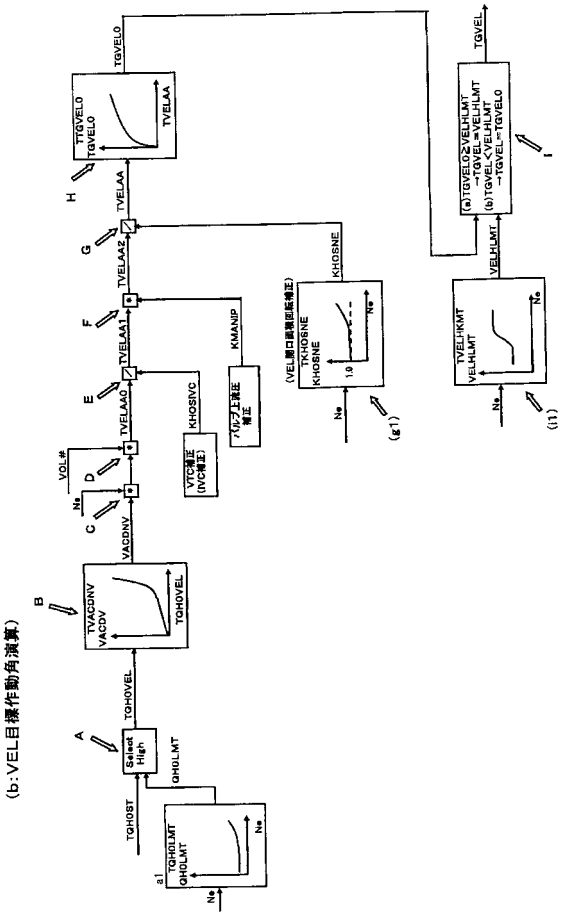
【図１１】



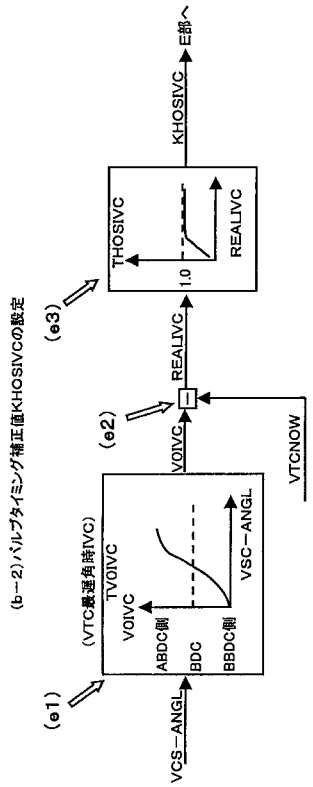
【図１２】



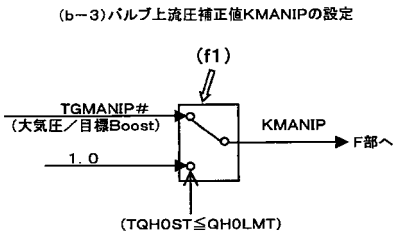
【図１３】



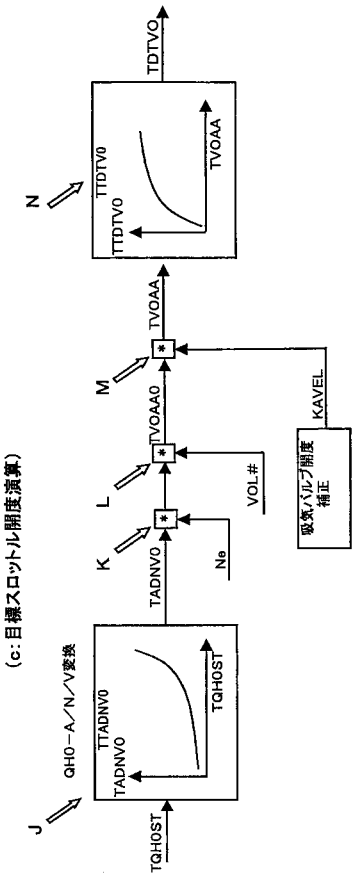
【図１４】



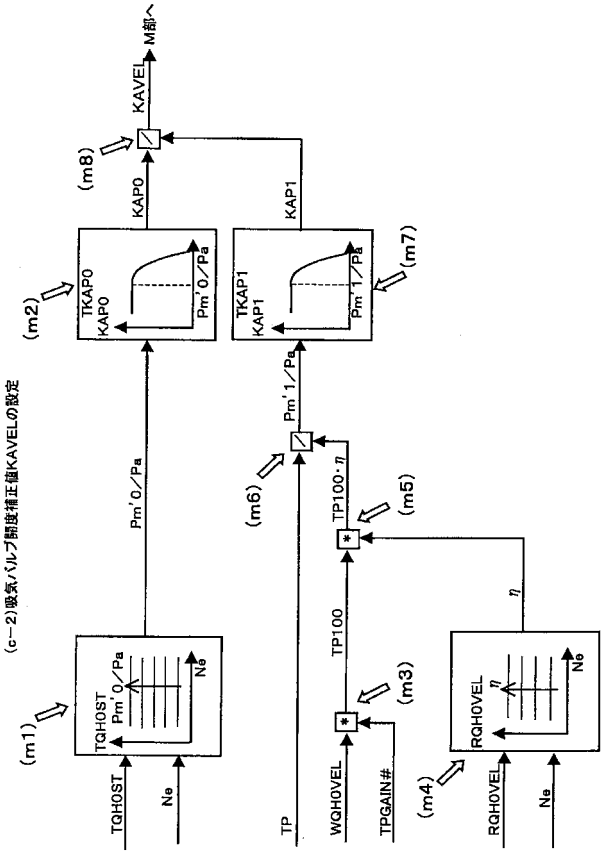
【図１５】



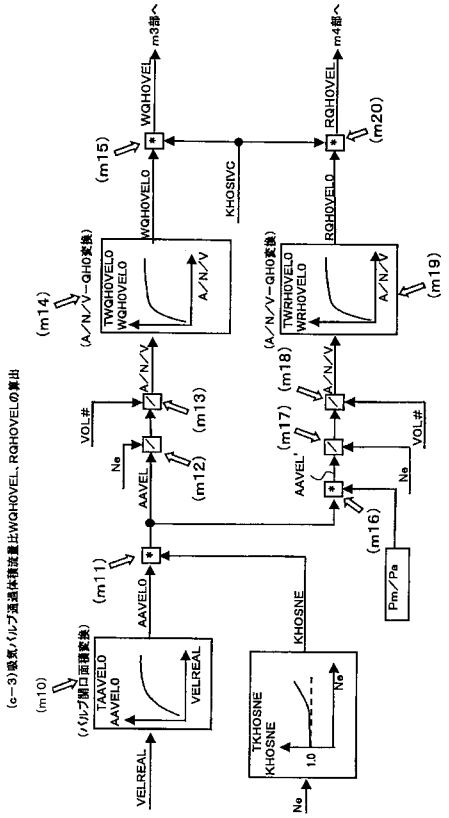
【図１６】



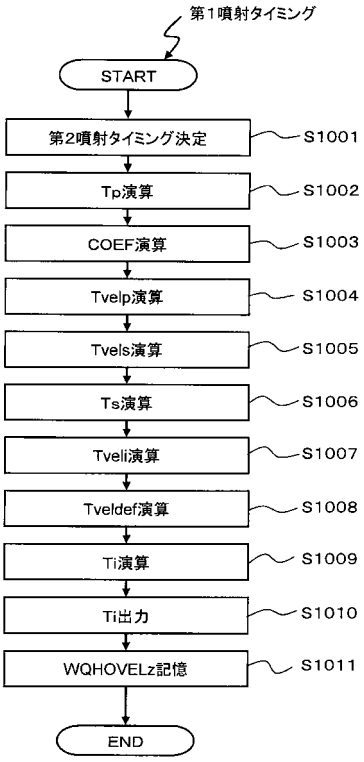
【図１７】



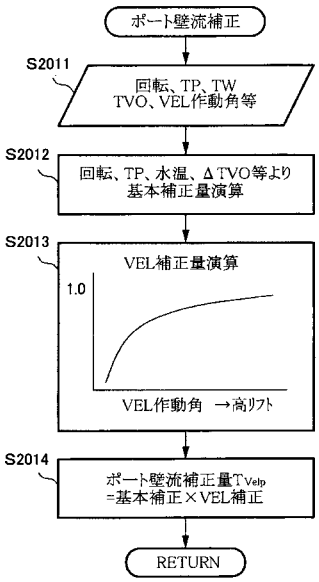
【図１８】



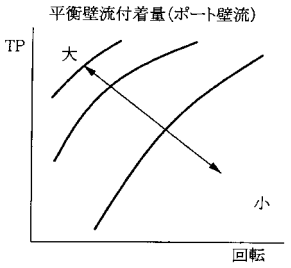
【図１９】



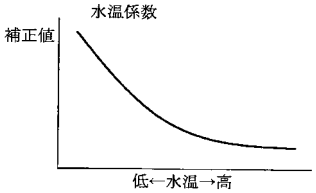
【図２０】



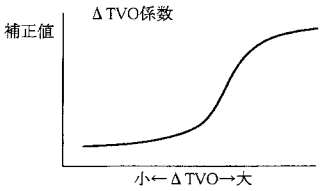
【図２１】



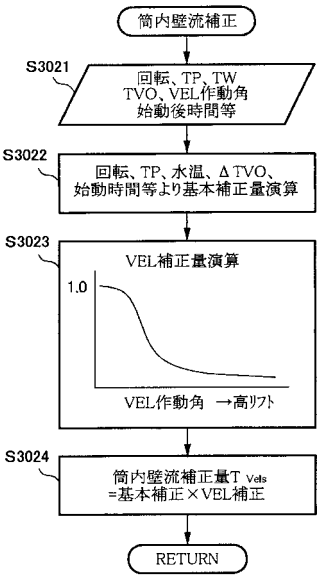
【図２２】



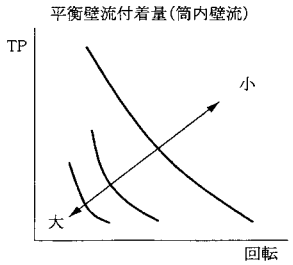
【図２３】



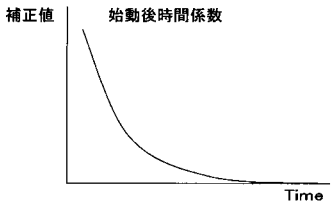
【図２４】



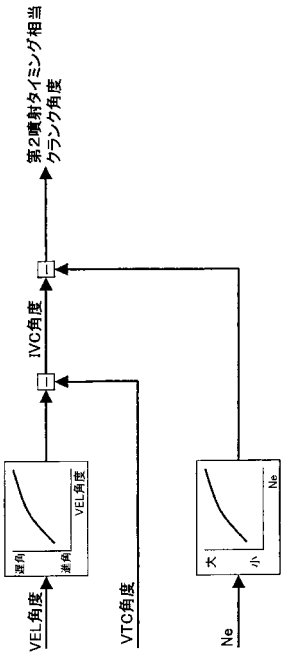
【図２５】



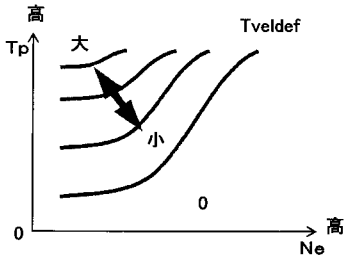
【図２６】



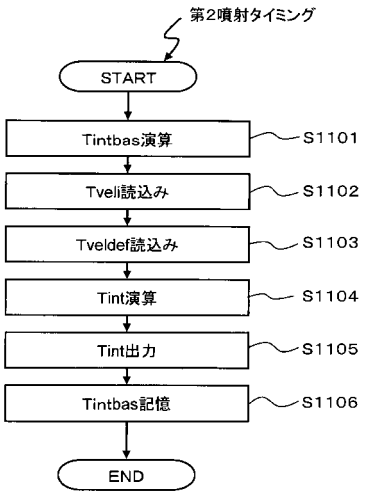
【図２７】



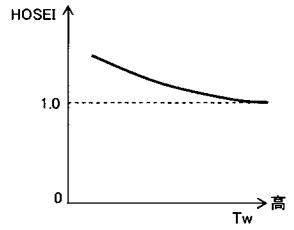
【図２８】



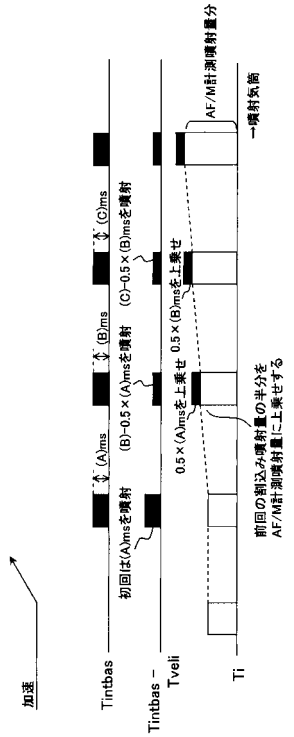
【図２９】



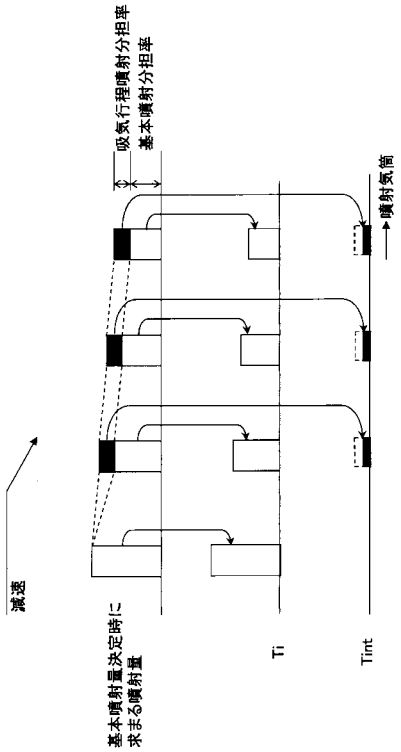
【図３０】



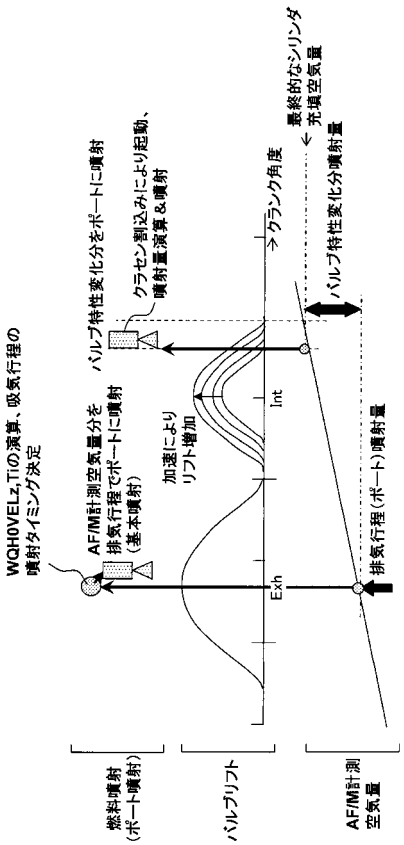
【図３１】



【図３２】



【図３３】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.	FI		テーマコード（参考）
	Ｆ０２Ｄ 41/04	３３５Ｆ	
	Ｆ０２Ｄ 43/00	３０１Ｈ	
	Ｆ０２Ｄ 43/00	３０１Ｊ	
	Ｆ０２Ｄ 43/00	３０１Ｚ	
	Ｆ０２Ｄ 45/00	３４５Ａ	

Ｆターム(参考) 3G092 AA01 AA05 AA11 AB02 BA01 BA04 BB01 BB06 BB13 DA01
DA05 DA09 DD03 DG03 DG05 DG08 EA01 EA02 EA03 EA14
EB02 EB03 EC01 EC09 FA01 FA08 FA15 GA06 GA14 GA17
HA01X HA01Z HA02Z HA06Z HA11Z HA13X HA13Z HB01X HB02X HE01Z
HE03Z HE08Z
3G301 HA01 HA19 JA01 JA12 JA21 JA28 JA29 JB02 JB07 KA09
KA11 KA23 KA24 LA01 LA07 LB02 LC03 LC08 MA01 MA19
MA20 MA23 MA26 NA03 NA04 NC02 ND01 NE01 NE06 NE11
PA01A PA01Z PA11A PA11Z PA18Z PB03A PB05A PB10Z PE01Z PE03Z
PE08Z PE10A PE10Z
3G384 AA01 BA04 BA05 BA09 BA13 BA18 BA19 BA26 CA07 CA11
CA16 CA17 CA25 DA01 DA09 DA14 DA48 EA01 EB01 EB02
EB03 EB10 ED03 ED04 EG03 EG08 FA01Z FA04Z FA14Z FA16Z
FA26Z FA28Z FA37Z FA49B FA49Z FA56Z FA58Z FA61Z