

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4253339号
(P4253339)

(45) 発行日 平成21年4月8日(2009.4.8)

(24) 登録日 平成21年1月30日(2009.1.30)

(51) Int. Cl.	F I
FO2D 13/02 (2006.01)	FO2D 13/02 J
FO2D 23/00 (2006.01)	FO2D 13/02 H
FO2P 5/15 (2006.01)	FO2D 23/00 K
FO2D 41/04 (2006.01)	FO2P 5/15 H
FO2D 45/00 (2006.01)	FO2D 41/04 320
請求項の数 13 (全 23 頁) 最終頁に続く	

(21) 出願番号	特願2006-255721 (P2006-255721)	(73) 特許権者	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
(22) 出願日	平成18年9月21日(2006.9.21)	(74) 代理人	100091096 弁理士 平木 祐輔
(65) 公開番号	特開2008-75549 (P2008-75549A)	(72) 発明者	鈴木 邦彦 茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株式会社日立製作所 日立研究所内
(43) 公開日	平成20年4月3日(2008.4.3)	(72) 発明者	根本 守 茨城県ひたちなか市大字高場2520番地 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
審査請求日	平成20年5月2日(2008.5.2)	審査官	後藤 信朗
		最終頁に続く	

(54) 【発明の名称】 内燃機関の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

吸気バルブと排気バルブの少なくとも一方の開閉時期またはリフト量を可変制御できる可変バルブ機構と、ターボ過給機と、排気管を流れる排ガス成分に基づきシリンダ内へ供給される未燃ガスの空燃比を検知する空燃比センサと、を備えた内燃機関の制御装置であって、

該制御装置は、過給状態において、吸気圧力が排気圧力に比して大きくなる場合に、吸気バルブと排気バルブとが共に開となるオーバーラップ期間中にシリンダから排気管へ掃気されて減少する内部EGR量である内部EGR掃気量を演算する内部EGR掃気量演算手段と、前記演算された内部EGR掃気量が所定量となるようにオーバーラップ期間を制御する手段と、前記空燃比センサの出力値に基づき、オーバーラップ期間に吸気管からシリンダを介して排気管への未燃ガスの吹き抜けの有無を判別する手段と、を備え、

前記未燃ガスの吹き抜けの有無を判別する手段で未燃ガスの吹き抜けがあると判別された場合に、オーバーラップ期間を減じるように可変バルブをフィードバック制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項2】

前記制御装置は、吸気圧力、前記吸気バルブの可変バルブ機構の制御状態、前記内燃機関の回転速度及び前記演算された内部EGR掃気量に基づき、シリンダに吸入される充填空気量を演算する手段と、前記演算された充填空気量に基づき燃料噴射量を演算する手段と、前記演算された内部EGR掃気量及び前記演算された充填空気量に基づき点火時期を

演算する手段と、を備えることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 3】

前記内部 E G R 掃気量演算手段は、シリンダへの吸気圧力を取得する吸気圧力取得手段と、シリンダからの排気圧力を取得する排気圧力取得手段と、を備え、前記吸気圧力取得手段で取得した吸気圧力、前記排気圧力取得手段で取得した排気圧力、内燃機関の回転速度及び前記吸気バルブの可変バルブ機構の制御状態に基づいて内部 E G R 掃気量を演算することを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 4】

前記制御装置は内燃機関の運転動作点を判別する運転状態検出手段を備え、

前記吸気圧力取得手段は、前記運転状態検出手段で判別した内燃機関の運転動作点、前記ターボ過給機のコンプレッサーを通過するガスの流量、コンプレッサー下流の圧力をコンプレッサー上流へと逆流させるためのエアバイパスバルブの開度、及び、スロットルバルブの開度に基づき吸気圧力を算出する吸気圧力算出手段で算出して取得することを特徴とする請求項 3 に記載の内燃機関の制御装置。

10

【請求項 5】

前記吸気圧力取得手段は、内燃機関の回転速度と、スロットルバルブ下流に設けられたサージタンクから各シリンダまでの吸気管長さに基づき吸気圧力の脈動パターンを把握する手段を備え、把握した吸気圧力の脈動パターンによって前記吸気圧力算出手段で算出された吸気圧力を補正することを特徴とする請求項 4 に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 6】

前記制御装置は内燃機関の運転動作点を判別する運転状態検出手段を備え、

前記排気圧力取得手段は、前記運転状態検出手段で判別した機関の運転動作点、前記ターボ過給機のタービンを通過する排ガスの流量、及び、過給レベルを制御するウェストゲートバルブの開度に基づき排気圧力を算出する排気圧力算出手段で算出して取得することを特徴とする請求項 3 ないし 5 のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

20

【請求項 7】

前記排気圧力取得手段は、内燃機関の回転速度、シリンダからターボ過給機までの排気管容積又はシリンダから排気集合部までの排気管長さ、集合部を介して連結された他方のシリンダに設けられた排気バルブの開閉時期に基づき排気圧力の脈動パターンを把握する手段を備え、把握した排気圧力の脈動パターンによって排気圧力算出手段で算出された排気圧力を補正することを特徴とする請求項 6 に記載の内燃機関の制御装置。

30

【請求項 8】

前記ターボ過給機は、ターボ過給機のタービン軸に、タービン回転運動を補助するためのモータを設けた電動アシストターボを備え、

前記内部 E G R 掃気量演算手段は、前記電動アシストターボの駆動状態を考慮して内部 E G R 掃気量を演算することを特徴とする請求項 1 ないし 7 のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 9】

前記ターボ過給機は、流量特性の異なる 2 機のターボ過給機で構成された 2 ステージターボ過給機で構成されており、

40

前記制御装置は、内燃機関の運転動作点を判別する運転状態検出手段と、前記運転状態検出手段で判別された内燃機関の運転動作点に応じて前記各ターボ過給機に設けられたウェストゲートバルブを開閉操作して前記 2 ステージターボ過給機の動作モードを選択する手段と、を備え、

前記内部 E G R 掃気量演算手段は、前記 2 ステージターボ過給機の動作モードを考慮して内部 E G R 掃気量を演算することを特徴とする請求項 1 ないし 7 のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 10】

前記ターボ過給機は、コンプレッサーまたはタービンに可変翼を設けた可変ターボ過給機で構成されていて前記可変翼の角度を検知する手段を備え、

50

前記内部 E G R 掃気量演算手段は、前記可変翼の角度を検知する手段で検知された可変翼の角度を考慮して内部 E G R 掃気量を演算することを特徴とする請求項 1 ないし 9 のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 1 1】

前記制御装置は、吸気圧力、前記吸気バルブの可変バルブ機構の制御状態、前記内燃機関の回転速度及び前記演算された内部 E G R 掃気量に基づき、シリンダ内に充填される充填空気量を演算し、前記演算されたシリンダへ充填される充填空気量とシリンダへ充填されうる最大充填空気量との比較に基づき、オーバーラップ期間に吸気管からシリンダを介して排気管への未燃ガスの吹き抜けの有無を判別する手段と、を備え、

前記未燃ガスの吹き抜けの有無を判別する手段で未燃ガスの吹き抜けがあると判別された場合に、オーバーラップ期間を減じるように可変バルブをフィードバック制御することを特徴とする請求項 1 ないし 1 0 のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

10

【請求項 1 2】

前記制御装置は、エアフローセンサにより検知された空気流量に基づきシリンダへ充填される充填空気量を演算する手段と、前記演算されたシリンダへ充填される充填空気量とシリンダへ充填されうる最大充填空気量との比較に基づき、オーバーラップ期間に吸気管からシリンダを介して排気管への未燃ガスの吹き抜けの有無を判別する手段と、を備え、

前記未燃ガスの吹き抜けの有無を判別する手段で未燃ガスの吹き抜けがあると判別された場合に、オーバーラップ期間を減じるように可変バルブをフィードバック制御することを特徴とする請求項 1 ないし 1 1 のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

20

【請求項 1 3】

前記内燃機関は、シリンダ内に直接燃料を噴射する筒内直接噴射式インジェクタを備え、前記制御装置は、筒内直接噴射式インジェクタの燃料噴射タイミングを前記オーバーラップ期間以後に設定することを特徴とする請求項 1 ないし 1 0 のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ターボ過給機と可変バルブを備えた内燃機関の制御装置に関する。

【背景技術】

30

【0002】

従来、バルブの開特性を任意に変化させることができる可変バルブを備えた内燃機関においては、シリンダ内へ供給される充填空気量と、前サイクルの燃焼ガスの残留するガス量、すなわち内部 E G R 量とが、バルブの開特性によって異なるために、内燃機関の運動作点に応じて、バルブの開特性と充填空気量の関係、またはバルブの開特性と内部 E G R 量の関係に基づいた可変バルブの制御が行われる。

【0003】

例えば、特開 2 0 0 5 - 3 0 7 8 4 7 号公報（特許文献 1）には、可変バルブ機構を備えた内燃機関において、充填空気量と、排気バルブ閉じ時期の隙間容積に起因する内部 E G R 量と、オーバーラップ期間中の吹き返しに起因する内部 E G R 量とを、内燃機関の回転速度、吸気管圧力及び可変バルブ制御量に基づき算出する構成が開示されている。

40

【0004】

【特許文献 1】特開 2 0 0 5 - 3 0 7 8 4 7 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかし、前記特許文献 1 に開示される構成は、内部 E G R 量の算出手段が、オーバーラップ期間が増加するにしたがって、内部 E G R 量が増加するような関係にある場合においてのみ適用できるものであり、ターボ過給機を備えた内燃機関において特有に見られる、オーバーラップ期間が増加するにしたがって、内部 E G R が掃気され、内部 E G R 量が減

50

少するような運転状態においては、正確に充填空気量と内部 E G R 量とを算出することができないといった問題があった。

【 0 0 0 6 】

本発明は、上記のような問題に鑑みなされたものであり、可変バルブとターボ過給機を備えた内燃機関において、加速時において、オーバーラップ期間が増加するにしたがって、内部 E G R が掃気されるような運転状態においても、充填空気量と内部 E G R 量とを正確に算出し、オーバーラップ期間をより好適に制御することで、排気を悪化させることなくターボ過給機内燃機関のターボラグを軽減できる内燃機関の制御装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 7 】

上記目的を達成するために、請求項 1 の発明における内燃機関の制御装置は、吸気バルブと排気バルブの少なくとも一方の開閉時期またはリフト量を可変制御できる可変バルブ機構と、ターボ過給機と、排気管を流れる排ガス成分に基づきシリンダ内へ供給される未燃ガスの空燃比を検知する空燃比センサと、を備えた内燃機関において、過給状態において、吸気圧力が排気圧力に比して大きくなる場合に、吸気バルブと排気バルブとが共に開となるオーバーラップ期間中にシリンダから排気管へ掃気されて減少する内部 E G R 量である内部 E G R 掃気量を演算する内部 E G R 掃気量演算手段と、前記演算された内部 E G R 掃気量が所定量となるようにオーバーラップ期間を制御する手段と、前記空燃比センサの出力値に基づき、オーバーラップ期間に吸気管からシリンダを介して排気管への未燃ガスの吹き抜けの有無を判別する手段と、を備え、前記未燃ガスの吹き抜けの有無を判別する手段で未燃ガスの吹き抜けがあると判別された場合に、オーバーラップ期間を減じるように可変バルブをフィードバック制御することを特徴としている。

【 0 0 0 8 】

この発明によると、過給状態において、吸気圧力が排気圧力に比して大きくなる場合に、オーバーラップ期間中にシリンダから排気管へ掃気されて減少する内部 E G R 量を演算し、内部 E G R 掃気量に基づきオーバーラップ期間をより好適に制御できるので、ターボ過給機を備えた内燃機関の加速時に見られるターボラグを軽減することができ、オーバーラップ期間に吸気管からシリンダを介して排気管へ吹き抜ける未燃ガスの有無を、空燃比センサの出力値に基づき判別し、未燃ガスの吹き抜けがあると判別された場合に、オーバーラップ期間を減じるように可変バルブをフィードバック制御するので、エミッションの悪化を防ぐことができる。

【 0 0 0 9 】

また、請求項 2 の発明における内燃機関の制御装置は、吸気圧力、吸気バルブの可変バルブ機構の制御状態、内燃機関の回転速度及び演算された内部 E G R 掃気量に基づき、シリンダに吸入される充填空気量を演算する手段と、前記演算された充填空気量に基づき燃料噴射量を演算する手段と、前記演算された内部 E G R 掃気量及び前記演算された充填空気量に基づき点火時期を演算する手段と、を備えることを特徴としている。

【 0 0 1 0 】

この発明によると、内部 E G R 掃気量、吸気圧力、吸気バルブの可変バルブ機構の制御状態及び内燃機関の回転速度に基づいてシリンダに吸入される充填空気量を演算するので、充填空気量を正確に求めることができ、また、燃料噴射量と点火時期を適切に制御することができる。

【 0 0 1 1 】

また、請求項 3 の発明における内燃機関の制御装置では、内部 E G R 掃気量演算手段が、シリンダへの吸気圧力を取得する吸気圧力取得手段と、シリンダからの排気圧力を取得する排気圧力取得手段と、を備え、前記吸気圧力取得手段で取得した吸気圧力、前記排気圧力取得手段で取得した排気圧力、内燃機関の回転速度及び前記吸気バルブの可変バルブ機構の制御状態に基づいて内部 E G R 掃気量を演算することを特徴としている。

【 0 0 1 2 】

この発明によると、シリンダへの吸気圧力を吸気圧センサ等で取得し、また、シリンダからの排気圧力を排気圧センサ等で取得し、この取得した吸気圧力と排気圧力に基づいて内部EGR掃気量を演算するので、内部EGR掃気量を正確に求めることができる。

【0013】

さらに、請求項4の発明における内燃機関の制御装置は、内燃機関の運転動作点を判別する運転状態検出手段を備え、吸気圧力取得手段は、前記運転状態検出手段で判別した内燃機関の運転動作点、過給機のコンプレッサーを通過するガスの流量、コンプレッサー下流の圧力をコンプレッサー上流へと逆流させるためのエアバイパスバルブの開度、及び、スロットルバルブの開度に基づき吸気圧力を算出する吸気圧力算出手段で算出して取得することを特徴としている。この発明によると、吸気圧力を演算により精度良く算出することができ、算出した吸気圧力に基づき精度良く内部EGR量と充填空気量を演算することができる。

10

【0014】

さらに、請求項5の発明における内燃機関の制御装置では、吸気圧力取得手段が、内燃機関の回転速度と、スロットルバルブ下流に設けられたサージタンクから各シリンダまでの吸気管長さに基づき吸気圧力の脈動パターンを把握する手段を備え、把握した吸気圧力の脈動パターンによって吸気圧力算出手段で算出された吸気圧力を補正することを特徴としている。この発明によると、吸気圧力の脈動パターンを考慮して吸気圧力を求め、吸気圧力の精度が高められるので、精度良く内部EGR量と充填空気量を演算することができる。

20

【0015】

さらに、請求項6の発明における内燃機関の制御装置は、内燃機関の運転動作点を判別する運転状態検出手段を備え、排気圧力取得手段は、前記運転状態検出手段で判別した機関の運転動作点、ターボ過給機のタービンを通過する排ガスの流量、及び、過給レベルを制御するウェストゲートバルブの開度に基づき排気圧力を算出する排気圧力算出手段で算出して取得することを特徴としている。この発明によると、排気圧力を演算により精度良く算出することができ、算出した排気圧力に基づき精度良く内部EGR量と充填空気量を演算することができる。

【0016】

さらに、請求項7の発明における内燃機関の制御装置では、吸気圧力取得手段が、内燃機関の回転速度、シリンダからターボ過給機までの排気管容積又はシリンダから排気集合部までの排気管長さ、集合部を介して連結された他方のシリンダに設けられた排気バルブの開閉時期に基づき排気圧力の脈動パターンを把握する手段を備え、把握した排気圧力の脈動パターンによって排気圧力算出手段で算出された排気圧力を補正することを特徴としている。この発明によると、排気圧力の脈動パターンを考慮して排気圧力を求め、排気圧力の精度が高められるので、精度良く内部EGR量と充填空気量を演算することができる。

30

【0017】

さらに、請求項8の発明における内燃機関の制御装置では、ターボ過給機が、ターボ過給機のタービン軸に、タービン回転運動を補助するためのモータを設けた電動アシストターボを備え、内部EGR掃気量演算手段が、前記電動アシストターボの駆動状態を考慮して内部EGR掃気量を演算することを特徴としている。この発明によると、内部EGR掃気量演算手段が電動アシストターボの駆動状態を考慮して内部EGR掃気量を演算するので、精度良く内部EGR量と充填空気量を演算することができる。

40

【0018】

さらに、請求項9の発明における内燃機関の制御装置では、ターボ過給機が、流量特性の異なる2機のターボ過給機で構成された2ステージターボ過給機で構成されており、前記制御装置は、内燃機関の運転動作点を判別する運転状態検出手段と、前記運転状態検出手段で判別された内燃機関の運転動作点に応じて前記各ターボ過給機に設けられたウェストゲートバルブを開閉操作して前記2ステージターボ過給機の動作モードを選択する手段

50

と、を備え、内部EGR掃気量演算手段は、前記2ステージターボ過給機の動作モードを考慮して内部EGR掃気量を演算することを特徴としている。

【0019】

この発明によると、内部EGR掃気量を推定する手段に2ステージターボ過給機の動作モードを考慮することで、精度良く内部EGR量と充填空気量を推定することができる。

【0020】

さらに、請求項10の発明における内燃機関の制御装置では、ターボ過給機が、コンプレッサまたはタービンに可変翼を設けた可変ターボ過給機で構成されていて前記可変翼の角度を検知する手段を備え、内部EGR掃気量演算手段が、前記可変翼の角度を検知する手段で検知された可変翼の角度を考慮して内部EGR掃気量を演算することを特徴としている。この発明によると、内部EGR掃気量演算手段が可変翼の角度を考慮して内部EGR掃気量を演算するので、精度良く内部EGR量と充填空気量を演算することができる。

10

【0021】

さらに、請求項11の発明における内燃機関の制御装置は、吸気圧力、吸気バルブの可変バルブ機構の制御状態、内燃機関の回転速度及び前記演算された内部EGR掃気量に基づき、シリンダ内に充填される充填空気量を演算し、前記演算されたシリンダへ充填される充填空気量とシリンダへ充填されうる最大充填空気量との比較に基づき、オーバーラップ期間に吸気管からシリンダを介して排気管への未燃ガスの吹き抜けの有無を判別する手段と、を備え、前記未燃ガスの吹き抜けの有無を判別する手段で未燃ガスの吹き抜けがあると判別された場合に、オーバーラップ期間を減じるように可変バルブをフィードバック制御することを特徴としている。

20

【0022】

また、請求項12の発明における内燃機関の制御装置は、エアフローセンサにより検知された空気流量に基づきシリンダへ充填される充填空気量を演算する手段と、前記演算されたシリンダへ充填される充填空気量とシリンダへ充填されうる最大充填空気量との比較に基づき、オーバーラップ期間に吸気管からシリンダを介して排気管への未燃ガスの吹き抜けの有無を判別する手段と、を備え、前記未燃ガスの吹き抜けの有無を判別する手段で未燃ガスの吹き抜けがあると判別された場合に、オーバーラップ期間を減じるように可変バルブをフィードバック制御することを特徴としている。

30

【0023】

これら発明によると、定常時又は加速時におけるシリンダへ充填される充填空気量を演算し、シリンダへ充填される充填空気量とシリンダへ充填されうる最大充填空気量との比較に基づき、オーバーラップ期間に吸気管からシリンダを介して排気管へ吹き抜ける未燃ガスの有無を判別し、未燃ガスが吹き抜け状態にあると判別された場合に、オーバーラップ期間を減じるように可変バルブをフィードバック制御するので、エミッションの悪化を防ぐことができる。

【0026】

さらに、請求項13の発明における内燃機関は、シリンダ内に直接燃料を噴射する筒内直接噴射式インジェクタを備え、制御装置は、筒内直接噴射式インジェクタの燃料噴射タイミングをオーバーラップ期間以後に設定することを特徴としている。

40

【0027】

この発明によると、シリンダ内に直接燃料を噴射する筒内直接噴射式インジェクタを備えた内燃機関の場合に、燃料噴射タイミングをオーバーラップ期間以後に設定することで、排気管への未燃燃料の吹き抜けを防止し、エミッションの悪化を防ぐことができる。

【発明の効果】

【0028】

本発明は、可変バルブとターボ過給機を備えた内燃機関において、加速時において、オーバーラップ期間が増加するにしたがって、内部EGRが掃気されるような運転状態においても、充填空気量と内部EGR量とを正確に演算し、オーバーラップ期間をより好適に

50

制御することで、排気エミッションを悪化させることなくターボ過給機内燃機関のターボラグを軽減することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0029】

以下、本発明に係る内燃機関の制御装置について図に基づいて説明する。

まず、図1～12により本発明に係る内燃機関の制御装置における第1の実施形態について説明する。図1は、本発明の内燃機関のシステム構成図である。本実施形態における内燃機関1には吸気流路を形成する吸気管22及び排気流路を形成する排気管23が接続されている。吸気流路の上流部にはエアクリーナ3が接続されている。エアクリーナ3の下流には吸気流路を通過する吸入空気の流量を計測するためのエアフローセンサ4が組付けられている。吸気流路と排気流路にはターボ過給機2が接続されている。ターボ過給機2は排ガスの有するエネルギーをタービン翼の回転運動に変換するための排気タービンと、タービン翼に連結されたコンプレッサ翼の回転によって吸入空気を圧縮するためのコンプレッサとで構成されている。コンプレッサが吸気流路に、タービンが排気流路にそれぞれ接続されている。ターボ過給機2のコンプレッサ側の下流には、断熱圧縮されて上昇した吸気温度を冷却するためのインタークーラ5が備えられている。インタークーラ5の下流には、シリンダに流入する吸気温度を計測するための吸気温度センサ6が組付けられている。エアフローセンサ4の下流には、吸気流路を絞りシリンダに流入する吸入空気の量を制御するためのスロットルバルブ7が備えられている。スロットルバルブ7の下流には、吸気マニホールド内の圧力を計測するための吸気圧センサ8が組付けられている。吸気ポートには、シリンダ内へ流入する吸入空気の流れに、偏りを生じさせることでシリンダ内流動に縦渦を形成させ、乱れを強化するためのタンブルコントロールバルブ9が備えられている。なおタンブルコントロールバルブ9には、シリンダ内流動に横渦を形成させ、乱れを強化するためのスワールコントロールバルブを備えることとしてもよい。

【0030】

エアフローセンサ4の出力値に基づきシリンダ内へ供給される定常時の充填空気量が演算される。一方、加速時には、吸気圧センサ8の出力値、後述する吸気可変バルブ機構11の制御状態及び内燃機関の回転速度及び内部EGR掃気量に基づき充填空気量が演算される。所定の空燃比となるように上述の充填空気量に応じて燃料を噴霧し、可燃混合気を形成するためのポート噴射式インジェクタ10が備えられている。なおポート噴射式インジェクタ10に換えてシリンダ内へ直接燃料を噴霧する筒内直接噴射式インジェクタを用いることとしてもよい。

【0031】

シリンダには、バルブリフト量を可変とするためのコントロールシャフトが設けられ、吸気バルブ24の開閉時期やバルブリフト量を任意に制御することができる吸気可変バルブ機構11が備えられている。コントロールシャフトには角度センサが取り付けられている。吸気カムシャフトには吸気可変バルブ機構11の制御状態を検知するための吸気カム角センサ12が備えられ、吸気カムシャフトの回転位相を検出することができる。シリンダに供給された可燃混合気は、ピストンによって圧縮され、ピストンが上死点近傍に達するタイミングで、点火プラグ13により混合気が点火される。ピストンが下降し、下死点近傍に達すると排気バルブ25が開き燃焼ガスが排気管23へ排出される。排気バルブ25には、排気バルブ25の開閉時期を任意に制御することができる排気可変バルブ機構14が備えられており、排気バルブ25の制御量を検知するための排気カム角センサ15が組付けられている。クランク軸にはクランク角度やクランク回転速度を計測するためのクランク角センサ17が設けられている。

【0032】

点火プラグ13によって可燃混合気を点火するタイミングは、燃焼圧がクランク機構を介してクランク軸へ作用するトルクが最大となるMBT(Minimum spark advance for best Torque)に通常設定される。この点火タイミングがMBTより大幅に早期に設定されると、シリンダ内の末端ガスが火炎伝ばを待たず

10

20

30

40

50

に自己着火し、ノッキングと呼ばれる不正燃焼を生じることがある。シリンダにはノッキングによって生じる圧力振動に基づき、ノッキングの有無を検知するノックセンサ16が組付けられている。ノッキングが生じるとノッキングが生じなくなるまで点火時期が遅角補正される。シリンダから排出された高温、高圧の排ガスは、排気管23を通してターボ過給機2の排気タービン入口へ導入される。排気タービン入口へ導入された高圧の排ガスは、排気タービンにおいてタービン翼を回転させる仕事をなした後、圧力の低下した排ガスとなって排気タービン出口より排出される。排気タービン下流には、排気ガス中の酸素濃度から未燃ガスの空燃比を検知する空燃比センサ18が組付けられている。空燃比センサ18の出力値より、シリンダ内へ供給される混合気の実空燃比を検知することができ、空燃比の制御目標値と実空燃比の値との差異に基づきインジェクタ10より噴霧される燃料量が目標制御量となるように補正される。空燃比センサ18の下流には、排ガス中の有害物質を浄化するための排気浄化触媒19が備えられている。

10

【0033】

ターボ過給機2には、エアバイパスバルブ20及びウェストゲートバルブ21が備えられている。エアバイパスバルブ20は、コンプレッサーの下流部からスロットルバルブ7の上流部における圧力が過剰に上昇するのを防ぐために備えられている。過給状態においてスロットルバルブ7を急激に閉止した場合に、エアバイパスバルブ20を開くことによってコンプレッサー下流部の吸入空気をコンプレッサー上流部へ逆流させることができる。一方、ウェストゲートバルブ21は、排気ガスによる排気タービンの高速回転によって内燃機関1への吸入空気量が過剰な過給レベルとなるのを防ぐために設けられている。吸気圧センサ8により検知された吸入空気の過給圧が所定の値に達した場合に、ウェストゲートバルブ21を開くことによって排ガスが排気タービンを迂回するように誘導され、過給圧を抑制あるいは所定の過給圧に保持することができる。

20

【0034】

本実施形態のシステムは図1に示すようにECU(Electronic Control Unit) 28を備えており、ECU28には、上述した吸気温度センサ6、エアスロットルバルブ7の開度センサ、クランク角センサ17、エアバイパスバルブ20の開度センサ、ウェストゲートバルブ21の開度センサ、コントロールシャフトの角度センサ等の各種センサが接続されている。また、スロットルバルブ7、インジェクタ10、吸排気可変バルブ機構11、14などを作動させるためのアクチュエータが、ECU28に接続されている。ECU28には、運転状態検出手段が備えられており、運転状態検出手段で、吸気圧センサ8、クランク角センサ17、スロットルバルブ7の開度センサ等の信号に基づき内燃機関1の運転動作点が判別される。運転動作点は、例えば内燃機関1の回転速度や負荷などにより複数の領域に区分されており、ECU28は、実装された制御プログラムに従って、区分された運転動作点に対応するアクチュエータの目標制御量を演算し、目標制御量となるように上述した各種アクチュエータへ制御信号を出力する。アクチュエータの目標制御量の演算時には、内燃機関1の運転動作点の他に外気温度などの外部環境の影響や、始動時などの運転動作モードが考慮される。

30

【0035】

図2は、ターボ過給機を搭載した内燃機関の運転動作範囲と吸排気バルブのオーバーラップ状態を説明するための図である。吸気バルブ24あるいは排気バルブ25の位相を可変とする可変バルブ機構11、14を備えた内燃機関においては、通常、領域Aのような、中回転速度で部分負荷の運転領域では、吸気バルブ24の開時期を進角側へ制御し、また排気バルブ25の閉時期を遅角側へ制御することによって、吸気バルブ24と排気バルブ25とが共に開状態となるオーバーラップ期間を設けている。部分負荷領域においては、スロットルバルブ7によって吸気圧力が排気圧力に比べて低くなっており、吸排気バルブのオーバーラップ期間では排気がシリンダを介して吸気管22内へ逆流する。このようにシリンダ内に残留した既燃ガスを一般に内部EGRと呼ぶ。内部EGRを生じさせることにより、部分負荷時のポンプ損失を低減でき、スロットルバルブ7により負荷制御を行う内燃機関の燃料消費率を削減することができる。さらに、内部EGRは燃焼温度を低下

40

50

させるため、排気中に含まれる窒素酸化物 NO_x を低減することができる。

【0036】

ターボ過給機内燃機関においては、吸気圧力と排気圧力との関係が内燃機関の運転動作状態によって異なる。領域Bのような過給状態では、過給圧が高いため吸気圧力が排気圧力と比較して大きくなる場合があるのに対して、領域Cのような過給状態では、通常では排気圧力が吸気圧力と比較して大きくなる。また、領域Cにおいては、内燃機関の過給状態が過剰となるのを防ぐために、ウェストゲートバルブ21が作動するので、吸気圧力と排気圧力との関係はウェストゲートバルブ21の開閉動作によっても影響を受ける。内燃機関が過給状態にある加速時には、できる限り内部EGR量を少なくすることにより出力向上を実現すべく各種制御量が設定される必要があり、吸気圧力と排気圧力との関係に基づき可変制御できる吸排気バルブ24、25を適切に制御することでターボラグを軽減することができる。運転動作点に応じて内部EGR量を制御することにより窒素酸化物 NO_x を低減し燃費を削減するように制御することができる。

10

【0037】

図3は、ターボ過給機内燃機関における、吸気圧力と排気圧力との関係が、オーバーラップ期間と内部EGR量との関係に与える影響を説明するための図である。(a)に示すような、排気圧力が吸気圧力より大きくなる領域Aや領域Cの運転動作状態においては、オーバーラップ期間が増加するにしたがって排気管から既燃ガスがシリンダ内に流入するため内部EGR量が増す。オーバーラップ期間がゼロとなるように可変バルブ機構11、14を設定したときに内部EGR量が最小となり、そのときの内部EGR量は排気バルブ25の閉じ時期の燃焼室の隙間容積部に残留する既燃ガスに起因している。オーバーラップ期間を増加させることで内部EGR量を増加させ、ポンプ損失や NO_x を低減できる一方で、内部EGRを過度に残留させると、燃焼速度の低下などに起因した燃焼不安定化や、未燃炭化水素の増加などの問題が生じる。そのため、図2の領域Aや領域Cにおいては、オーバーラップ期間は、上記問題が発生しない範囲で、できる限り大きい値に設定されるのがよい。

20

【0038】

一方、上述したようにターボ過給機内燃機関においては、加速時において、図2中の領域Bを通過する際に、吸気圧力が排気圧力に対して大きくなる場合がある。このような関係にあるとき、オーバーラップ期間と内部EGR量との間には、図3(b)に示すような関係が存在する。すなわち、オーバーラップ期間がゼロとなるように可変バルブを設定したときに、燃焼室の隙間容積部に残留する既燃ガスに起因した内部EGR量が最大値を示す。オーバーラップ期間を増加させることで内部EGR量が減少する。これはオーバーラップ期間において、吸気管内の新気(吸入空気)がシリンダに吸気され、排気圧力より高い圧力の新気がシリンダ内に残留している内部EGRを排気管へ排出させるために、オーバーラップ期間を増加させるにしたがって内部EGRが掃気されるからである。内部EGRが掃気されるとともに、新気として取り入れられる充填空気量が増すので、出力が向上する。しかしながら、オーバーラップ期間を過度に大きく設定すると、内部EGRに加えて未燃ガスが排気管内へ吹き抜けるために、エミッションを悪化させる問題を生じる。そのため、図2の領域Bにおいては、オーバーラップ期間は上記問題が発生しない範囲で、できる限り大きい値に設定されるのがよい。

30

40

【0039】

上述したように、領域A、Cと領域Bとの間にはオーバーラップ期間を設定するための目的と、留意すべき課題が異なるために、オーバーラップ期間を制御するための手段を個別に備える必要がある。また、ターボ過給機内燃機関においては、内燃機関が加減速をとまなう運転状態にある場合や、ターボ過給機の作動状態をモータなどでアシストする場合や、内燃機関の運転領域によって複数のターボ過給機を切替える場合や、内燃機関の運転領域によってターボ過給機の流量特性を可変制御する場合などにおいて、定常状態における吸気圧力と排気圧力とのバランスに基づき、あらかじめ適合されたオーバーラップ期間と内部EGR量との関係から乖離する場合がある。このような場合においても、内部EGR

50

R量と充填空気量を適切に制御するためには、過渡状態で変化するシリンダ前後の圧力を算出または検知し、シリンダ前後の圧力に基づきオーバーラップ期間を制御する必要がある。

【0040】

図4は、ターボ過給機内燃機関における加速時(図2の領域B)において、吸気圧力が排気圧力よりも大きくなる場合の、吸入バルブと排気バルブの開閉時期等の目標バルブ制御量を演算し、オーバーラップ期間を制御する手段の制御動作を示すフローチャートである。ステップ101において、運転状態検出手段で内燃機関の運転状態を判別する。内燃機関の回転速度と負荷の値の時間的変化量が所定の値以下である場合は、運転状態が定常状態であると判定し、定常状態において最適となるように予め設定されている制御状態に各種制御量が設定される。ステップ101において、加速状態でかつ過給状態であると判別された場合には、以下に述べる処理が実行される。

10

【0041】

ステップ102において、クランク軸に備えられたクランク角センサ17の出力信号に基づき内燃機関の回転速度を検出する。次に、ステップ103において吸気圧力を算出する。吸気圧力は、内燃機関の回転速度と、ターボ過給機2のコンプレッサーを通過する排ガスの流量と、タービンの回転速度と、過給レベルを制御するウェストゲートバルブ21の開度と、コンプレッサー下流の圧力をコンプレッサー上流へと逆流させるためのエアバイパスバルブ20の開度と、スロットルバルブ7の開度と、エアフローセンサ4で検知された吸気量などのパラメータを用いて算出することができる(詳細は図7により後述する)。

20

【0042】

ステップ104においては、排気圧力を算出する。排気圧力は、内燃機関の回転速度と、ターボ過給機2のコンプレッサーを通過する排ガスの流量と、タービンの回転速度と、過給レベルを制御するウェストゲートバルブの開度をパラメータとして算出することができる(詳細は図8により後述する)。

【0043】

上述したようにして吸気圧力と排気圧力とを算出した後、ステップ105において両者を比較する。吸気圧力が排気圧力に比して大きいと判別されたときは、ステップ106に進み、内部EGR掃気量を演算し、ステップ108に進む。ステップ108において、内部EGR掃気量とオーバーラップ期間との関係に基づき、演算した内部EGR掃気量が所定の値になるように吸排気バルブの開閉時期、リフト量等の目標バルブ制御量を演算する。

30

【0044】

ステップ105で吸気圧力が排気圧力以下と判別されたときは、ステップ107に進み、オーバーラップ期間に生じる内部EGR吹き返し量を、前述した吸気圧力ならびに排気圧力に基づいて演算し、演算した内部EGR吹き返し量に基づきステップ108で目標バルブ制御量を演算する。このようにして、ターボ過給機の状態によって排気圧力が変化した場合においても、部分負荷運転時の内部EGR量を精度良く算出することができる。そして、演算した内部EGR量を考慮して燃料噴射量を制御することにより、燃焼状態を不安定化させることなく、燃料消費率をより削減できる動作点に可変バルブを制御することができる。本実施形態では、吸気圧力と排気圧力とを算出しているため、内燃機関の高速回転時においても応答遅れなく吸気圧力と排気圧力を取得できる。

40

【0045】

本実施形態では、ステップ103で吸気圧力を算出しているが、吸気マニホールド内の圧力を計測する吸気圧センサ8によって吸気圧力を検出してもよい。また、ステップ104において、排気圧力を算出しているが、排気管23中に排気圧センサを設けて、排気圧力を検知することとしてもよい。さらに、吸気圧センサ8により検出された吸気圧力と排気圧力との関係をあらかじめ取得してマップ等のデータとしておき、このデータを用いて排気圧力を求める構成とすることも可能である。

50

【 0 0 4 6 】

図5は、ターボ過給機内燃機関における加速時において、吸気圧力が排気圧力よりも大きくなる場合の、燃料噴射量を演算する燃料噴射量演算手段と点火時期を演算する点火時期演算手段の制御を示すフローチャートである。ステップ110において、内燃機関の回転速度をクランク角センサ17により検出する。ステップ112において内部EGR掃気量を演算する。ステップ113において、充填空気量演算手段によってシリンダに吸気される充填空気量を、エアフローセンサ4、吸気温度センサ6、吸気圧センサ8などの各センサ出力値、及びスロットルバルブ7のバルブ開度、内燃機関の回転数に基づき演算する。シリンダに吸気される充填空気量を演算するにあたって内部EGR掃気量を考慮することにより、シリンダ内に吸気された充填空気量と内部EGR量をより正確に求めることができる。ステップ114においては、燃料噴射量演算手段によって目標空燃比を実現するための燃料噴射量を充填空気量に基づき演算する。

10

【 0 0 4 7 】

ステップ115において、上述して演算された内部EGR量と充填空気量に基づき点火時期を点火時期演算手段によって演算する。点火時期は、トルクの最大となる時期(MBT)に設定されている。しかし、オーバーラップ期間を増加させ、内部EGR掃気量が大きくなると充填空気量が増加するため、圧縮上死点での温度が上昇する。そのため、ノックが生じやすくなるので、点火時期を遅角側に補正する。一方、オーバーラップ期間を減少させ、内部EGR掃気量が少なくなると充填空気量の減少とともに内部EGRの割合が増すため、燃焼速度が低下するので、点火時期を進角側に補正する。このように、内部EGR掃気量を演算することで、燃料噴射量と点火時期をより好適に制御することができる。

20

【 0 0 4 8 】

図6は、ターボ過給機内燃機関における加速時において、吸気圧力が排気圧力よりも大きくなる場合に、シリンダから排気管へ掃気されて減少する内部EGR量、すなわち、内部EGR掃気量を演算する内部EGR掃気量演算手段の制御手順を示すフローチャート(図4におけるステップ106の詳細を示す。)である。ステップ121~123において、図4のステップ102~104で説明した手順にしたがって内燃機関の回転速度を検出し、吸気圧力と排気圧力を算出する。

【 0 0 4 9 】

ステップ124において、吸気バルブ24の制御状態を検出する。本実施形態では、吸気バルブ24に吸気カムシャフトとの相対回転位相差やバルブリフト量を任意に制御可能な吸気可変バルブ機構11を備えている。吸気カム角センサ12によって吸気カムシャフトとの相対回転位相差を検出し、また、バルブリフト量を可変とするためのコントロールシャフトに取り付けられている角度センサと吸気カム角センサ12の出力信号をもとにバルブリフト量を検出する。両者に基づき吸気バルブ24の開時期を検出する。

30

【 0 0 5 0 】

ステップ125においては、排気バルブ25の制御状態を検出する。排気カム角センサ15からの出力信号に基づき排気カムシャフトとの相対回転位相差を検出し、これに基づき排気バルブ25の開時期を検出する。ステップ126においては、ステップ124及び125において検出された吸気バルブ24の開時期と排気バルブ25の開時期に基づき、吸気バルブ24と排気バルブ25とが共に開となっているオーバーラップ期間を算出する。

40

【 0 0 5 1 】

ステップ127においては、吸気圧力と排気圧力、オーバーラップ期間及び内燃機関の回転速度をパラメータとして内部EGR掃気量を演算する。内部EGR掃気量は、図3(b)にQとして示すようにオーバーラップ期間が増加する程増加し、また、吸気圧力が排気圧力と比較して大きくなる程、増加する傾向をもつ。また、内燃機関の回転速度が増加する程、バルブ開口部をガスが通過する実時間が減少するため、内部EGR掃気量は減少する傾向をもつ。内部EGR掃気量は、吸気圧力、排気圧力、オーバーラップ期間及び内

50

燃機関の回転速度をパラメータとして演算によって求めることができるが、吸気圧力と排気圧力との圧力差、オーバーラップ期間及び内燃機関の回転速度との関係を予めマップ等のデータとし、このマップを用いて求めることもできる。

【 0 0 5 2 】

図 7 は、ターボ過給機内燃機関において、吸気圧力算出手段によって吸気圧力を算出する手順を示すフローチャート（図 4 のステップ 1 0 3 における制御の詳細を示す。）である。

【 0 0 5 3 】

ステップ 1 3 1 において内燃機関の回転速度を検出する。ステップ 1 3 2 においてコンプレッサー流量を演算する。コンプレッサーの流量は、現在のタービン回転速度と、コンプレッサーの前後圧力比に基づき算出することができる。

10

【 0 0 5 4 】

ステップ 1 3 3 ではウェストゲートバルブ開度を検出し、ステップ 1 3 4 ではエアパイパスバルブ開度を検出し、1 3 4 でスロットルバルブ開度を検出する。ステップ 1 3 6 では加速時に変化する次の時間ステップにおけるタービン回転速度を演算する。タービン回転速度は、排気がタービン翼へ与える動力と、コンプレッサーが吸入空気へ与える動力と、タービン軸での摩擦動力に基づき、次式に示す常微分方程式を解くことで算出することができる。

【 0 0 5 5 】

$$d N t ^ 2 / d t = C (1 / J t) \times (L t - L c - L f) \dots \dots \dots (1)$$

20

【 0 0 5 6 】

ここで、N t はタービン軸の回転速度、t は時間、C は定数、J t はタービン軸周りの慣性モーメント、L t は排気がタービン翼へ与える動力、L c はコンプレッサーが吸入空気へ与える動力、L f はタービン軸での摩擦動力である。排気がタービン翼へ与える動力 L t は、タービン入口及び出口圧力、タービン入口温度、タービンを通過する質量流量及びタービン効率に基づき算出することができる。また、コンプレッサーが吸入空気へ与える動力 L c は、コンプレッサー入口及び出口圧力、コンプレッサー入口温度、コンプレッサーを通過する質量流量及びコンプレッサー効率に基づき算出することができる。タービン軸での摩擦動力はタービン回転速度に基づき算出することができる。

【 0 0 5 7 】

コンプレッサー入口と出口との圧力比、コンプレッサー流量、コンプレッサー効率、及びタービン回転速度の間の関係は、ターボ過給機に備えられたコンプレッサー固有の特性として、あらかじめマップデータあるいは関数で与えられている。さらに、タービン入口と出口との圧力比、タービン流量、タービン効率、及びタービン回転速度の間の関係は、ターボ過給機に備えられたタービン固有の特性として、あらかじめマップデータあるいは関数で与えられている。ターボ過給機内燃機関によっては、コンプレッサー翼あるいはタービン翼の角度を内燃機関の運転動作点に基づき可変制御する可変ターボを備えたものがある。このような機構を備えたターボ過給機であっても、上述したマップデータあるいは関数に可変翼の効果を考慮することで、大幅な変更を行うことなく式（1）に基づきタービン回転速度を算出することができる。

30

40

【 0 0 5 8 】

式（1）で排気がタービン翼へ与える動力 L t 及びコンプレッサーが吸入空気へ与える動力 L c を算出するため、コンプレッサー出口圧力 P c o 及び温度 T c o、タービン入口圧力 P t i 及び温度 T t i を演算する。コンプレッサー出口とは、コンプレッサーとスロットルバルブとの中間領域である。コンプレッサー入口圧力 P c i 及び温度 T c i は大気圧力及び温度で置き換えることができる。また、タービン出口圧力 P t e についても大気圧力でほぼ置き換えることができる。

【 0 0 5 9 】

コンプレッサー出口圧力 P c o 及び温度 T c o を次式で演算することができる。

$$d M c o / d t = d M c o i / d t - d M c o o / d t - d M c o a / d t$$

50

$$d T c o / d t = (1 / (M c o \times C p)) \times (d H c o i / d t - d H c o o / d t - d H c o a / d t - d Q c o / d t)$$

$$P c o = (M c o \times R \times T c o) / V c o \dots\dots\dots (2)$$

【 0 0 6 0 】

ここで、M c o はコンプレッサー出口の質量、M c o i はコンプレッサー出口に流入する質量、M c o o はコンプレッサー出口から流出する質量、M c o a はエアバイパスバルブを通過して流出する質量、C p は比熱、H c o i はコンプレッサー出口に流入するエンタルピ、H c o o はコンプレッサー出口から流出するエンタルピ、H c o a はエアバイパスバルブを通過して流出するエンタルピ、Q c o はコンプレッサー出口部で壁面へ失われるエネルギー、R はガス定数、V c o はコンプレッサー出口の容積である。コンプレッサー出口に流入するエンタルピH c o i には、コンプレッサーによる圧縮仕事が考慮されている。M c o o にはスロットルバルブ開度が考慮されている。コンプレッサーとスロットルバルブとの間にインタークーラを備えたシステムにおいては、インタークーラの効果をQ c o で考慮することも可能である。コンプレッサー出口の状態量、吸気可変バルブの制御量、内燃機関の回転速度、及び、スロットルバルブ開度からスロットルバルブ下流部の圧力（吸気圧力）を演算することができる。

10

【 0 0 6 1 】

また、タービン入口圧力P t i 及び温度T t i を次式で演算することができる。

$$d M t i / d t = d M t i i / d t - d M t i o / d t - d M t i w / d t$$

$$d T t i / d t = (1 / (M t i \times C p))$$

$$\times (d H t i i / d t - d H t i o / d t - d H t i w / d t - d$$

$$Q t i / d t)$$

$$P t i = (M t i \times R \times T t i) / V t i \dots\dots\dots (3)$$

20

【 0 0 6 2 】

ここで、M t i はタービン入口の質量、M t i i はタービン入口に流入する質量、M t i o はタービン入口から流出する質量、M t i w はウェストゲートバルブを通過して流出する質量、C p は比熱、H t i i はタービン入口に流入するエンタルピ、H t i o はタービン入口から流出するエンタルピ、H t i w はウェストゲートバルブを通過して流出するエンタルピ、Q t i はタービン入口部で壁面へ失われるエネルギー、R はガス定数、V t i はタービン入口の容積である。タービン入口に流入するエンタルピH c o i は、タービンに連結されている全てのシリンダより排出されるガスの有するエンタルピである。式（ 3 ）によって求められるタービン入口圧力P t i を排気圧力とみなすことができる。

30

【 0 0 6 3 】

式（ 2 ）及び式（ 3 ）で算出された圧力や温度などの物理量を用いて式（ 1 ）を解くことで、タービン回転速度を演算することができる。

【 0 0 6 4 】

本実施形態においては、内燃機関が定常運転時のタービン軸回転速度N t のデータを、内燃機関の運転動作範囲毎に予めマップ等のデータで所持している構成としている。このような構成とすることで、内燃機関の運転動作点の時間的変化が所定の値以上となり運転状態検出手段で過渡状態と判別された場合に、初期値として定常運転時のタービン軸回転速度を与え、式（ 1 ）を時間積分することにより、過渡時の時々刻々のタービン軸回転速度を精度良く算出することができる。

40

【 0 0 6 5 】

さらに、本実施形態においては、内燃機関が定常運転時のコンプレッサー出口部、タービン入口部の物理量を、内燃機関の運転動作範囲毎に予めマップ等のデータで所持している構成としている。このような構成とすることで、内燃機関の運転動作点の時間的変化が所定の値以上となり過渡状態と判別された場合に、初期値として定常運転時のコンプレッサー出口部、タービン入口部の物理量を与え、式（ 2 ）～（ 3 ）を時間積分することにより、過渡時の時々刻々のコンプレッサー出口部、タービン入口部の物理量を精度良く算出

50

することができる。

【 0 0 6 6 】

また、本実施形態においては、式(1)～(3)に基づき吸気圧力を算出する構成としたが、本発明はこれに限定されるものではない。すなわち、スロットルバルブ7の下流のサージタンクに設けた吸気圧センサ8に基づき吸気圧を検出することとしてもよい。さらに、コンプレッサの流量を、タービン回転数と、コンプレッサの前後圧力比に基づき算出しているが、ターボ過給機のコンプレッサ上流部にはエアフローセンサ4が取り付けられており、このエアフローセンサ4の出力値をコンプレッサ流量とみなすことができる。

【 0 0 6 7 】

図8は、ターボ過給機内燃機関において、排気圧力算出手段によって排気圧力を算出する手順を示すフローチャート(図4におけるステップ104の詳細を示す。)である。ステップ141において内燃機関の回転速度を検出する。ステップ142ではタービン流量を演算し、ステップ143ではタービン回転速度を算出し、ステップ144では、ウェストゲートバルブ開度を検出し、ステップ145では、排気温度を演算し、ステップ146では排気圧力を演算する。ステップ145、ステップ146では、上述した式(1)～式(3)によって排気温度、排気圧力を演算する。

【 0 0 6 8 】

本実施形態においては、式(1)～(3)に基づき排気圧力を演算する構成としたが、本発明はこれに限定されるものではない。すなわち、シリンダ下流からタービン入口の間に排気圧センサを設け、この排気圧センサに基づき排気圧を検出することとしてもよい。また、吸気圧センサ8により検出された吸気圧力と排気圧力との関係をあらかじめ取得しておき、この関係を用いて排気圧力を求める構成とすることも可能である。

【 0 0 6 9 】

図9は、吸気管内で発生する吸気圧力の脈動パターンを把握して吸気圧力を補正する手順を示すフローチャート(図4におけるステップ103の詳細を示す。)である。吸気圧力の脈動パターンを決定する要素としては、内燃機関の回転速度と、シリンダの総数と、スロットルバルブ下流に設けられたサージタンクから前記各シリンダまでの吸気管長さがある。吸気圧力の脈動パターンは、内燃機関の回転速度、スロットルバルブ下流に設けられたサージタンクから前記各シリンダまでの吸気管長さによって把握することができるので、これらのパラメータと、吸気脈動パターンとの関係がマップ等でデータ化されている。そして、ステップ151で内燃機関の回転速度を検知し、ステップ152でシリンダ総数が入力され、ステップ153では吸気管の長さが入力され、ステップ154では、このマップに基づき吸気脈動パターンを把握し、ステップ155において、把握した吸気脈動パターンによって吸気圧力を補正する。

【 0 0 7 0 】

吸気圧力の脈動パターンを決定する要素のうち、シリンダの総数、及び、スロットルバルブ下流に設けられたサージタンクから前記各シリンダまでの吸気管長さは、内燃機関によって予め設定されているので、実際の運転時には、内燃機関の回転速度から吸気脈動パターンを把握する。

【 0 0 7 1 】

図10は、排気管内で発生する排気圧力の脈動パターンを把握して排気圧力を補正する手順を示すフローチャート(図4におけるステップ104の詳細を示す。)である。

【 0 0 7 2 】

排気圧力の脈動パターンを決定する要素としては、内燃機関の回転速度と、シリンダの総数と、シリンダから排気集合部までの排気管長さ、シリンダからターボ過給機までの排気管容積と、集合部を介して連結された他方のシリンダに設けられた排気バルブの開閉時期がある。排気圧力の脈動パターンは、内燃機関の回転速度、シリンダからターボ過給機までの排気管容積又はシリンダから排気集合部までの排気管長さによって把握することができるので、これらのパラメータと、排気脈動パターンとの関係が予めマップ等でデー

10

20

30

40

50

タ化されている。

【0073】

そして、ステップ161で内燃機関の回転速度を検出し、ステップ162でシリンダ総数が入力され、ステップ163では排気管の長さが入力され、ステップ164で排気管容積が入力され、ステップ165では、他シリンダとの排気タイミングが入力され、ステップ166では、マップに基づき排気脈動パターンを把握し、ステップ167において、把握した排気脈動パターンによって排気圧力を補正する。

【0074】

吸気圧力と排気圧力との関係は、平均値としての比較において排気圧力が大きい場合であっても、排気脈動の効果によって瞬時的に吸気圧力を下回り、オーバーラップ期間に内部EGRが掃気される場合がある。そのような場合であっても、排気圧力の脈動パターンを考慮することで、精度良く内部EGR掃気量を演算することができる。

10

【0075】

排気圧力の脈動パターンを決定する要素のうち、シリンダの総数、シリンダから排気集合部までの排気管長さ、及び、シリンダからターボ過給機までの排気管容積は、内燃機関によって予め設定されているので、実際の運転時には、内燃機関の回転速度と集合部を介して連結された他方のシリンダに設けられた排気バルブの開閉時期とから排気脈動パターンを把握する。

【0076】

図11は、未燃ガスの吹き抜けを防止するためにオーバーラップ期間を制御する制御手順を説明するためのフローチャート(図4におけるステップ107の詳細を示す。)である。

20

【0077】

ステップ171においては、充填空気量と燃料噴射量とに基づいて現在の空燃比を演算する。ステップ172においては、空燃比センサ18で排気流路を通過する排ガスの状態を検出し、この状態に基づいて未燃ガスの空燃比を検出する。空燃比センサ18は、排ガス中の酸素濃度に基づき空燃比を検出するので、オーバーラップ期間に吹き抜けが生じると、未燃ガス中の酸素を検出するため、ステップ172において検出された空燃比は希薄側に検出される。

【0078】

30

ステップ173においては、ステップ171で演算された現在の空燃比と、ステップ172で検出された空燃比とを比較し、両者の空燃比の差異に基づき吹き抜けが生じているかを判別する。吹き抜けが生じていると判別された場合にはステップ174に進み、ステップ174においてオーバーラップ期間を減じるように吸気バルブ24または排気バルブ25の可変バルブ機構11, 15をフィードバック制御する。吹き抜けが生じていないと判別された場合にはステップ175に進む。

【0079】

このように、オーバーラップ期間を制御することにより、吸気管からシリンダを介して排気管へ未燃ガスが吹き抜けるのを防止し、エミッションの悪化を生じさせることなく、ターボ過給機内燃機関のターボラグを軽減することができる。より好適には、空燃比センサ18をターボ過給機の上流に設けることで吹き抜け状態の判別の精度を向上することができる。

40

【0080】

本実施形態においては、空燃比センサ18の出力値に基づき吹き抜け状態を判別する構成としたが、本発明はこれに限定されるものではない。すなわち、シリンダ容積で決まるシリンダ内へ充填される最大充填空気量を演算し、エアフローセンサ4により検知された空気流量に基づきシリンダへ供給される充填空気量を算出し、これらの比較に基づき、オーバーラップ期間に吸気管からシリンダを介して排気管へ吹き抜ける未燃ガスの有無を判別する構成としてもよい。この場合、最大充填空気量は内燃機関によって予め設定されているので、算出した充填空気量を最大充填空気量と比較して排気管へ吹き抜ける未燃ガ

50

スの有無を判別すればよい。

【 0 0 8 1 】

また、本実施形態においては、燃料噴射弁にポート噴射式インジェクタを用いたが、本発明はこれに限定されるものではなく、シリンダ内へ直接燃料を噴射する筒内直接噴射式インジェクタを用いる構成としてもよい。この場合には、オーバーラップ期間以後に燃料噴射タイミングを設定することにより、排気管への未燃燃料の吹き抜けを防止し、エミッションの悪化を防ぐことができる。

【 0 0 8 2 】

次に、図 1 2 及び図 1 3 図により本発明に係る内燃機関の制御装置における第 2 の実施形態について説明する。図 1 2 は、本実施形態の内燃機関のシステム構成図である。本実施形態の内燃機関のシステムは、第 1 の実施形態のシステムにおけるターボ過給機に加えて、ターボ過給機のタービン軸に、タービン回転運動を補助するためのモータ 3 3 を具備した電動アシストターボ 3 0 を備えている。

10

【 0 0 8 3 】

図 1 3 は、電動アシストターボ過給機を備えた内燃機関の加速時において、吸気圧力が排気圧力に対して大きくなる場合の、目標バルブ制御量を演算する手順を示すフローチャートである。ステップ 2 0 1 において、アクセル踏込角と内燃機関の回転数から内燃機関に要求されるトルクを演算する。

【 0 0 8 4 】

ステップ 2 0 2 において、要求トルクに応じて E C U 2 8 の指令値に基づき電動アシストターボ 3 0 に備えられたモータ 3 3 が駆動される。ステップ 2 0 3 ~ ステップ 2 0 8 は、タービン回転速度の演算手段を除いて、図 4 で説明した第 1 の実施形態における手順と同じである。すなわち、本実施形態では、第 1 の実施形態の図 7 及び図 8 におけるタービン回転速度の演算手段が相違しているため、以下に、タービン回転速度の演算手段についてのみ説明する。タービン回転速度は、排気がタービン翼へ与える動力と、コンプレッサーが吸入空気へ与える動力と、タービン軸での摩擦動力に加えて、アシストモータ 3 3 がタービン軸に与える動力を考慮して、次式に示す常微分方程式を解くことで推定することができる。

20

【 0 0 8 5 】

$$d N t ^ 2 / d t = C (1 / J t) \times (L t - L c - L f + L e) \dots \dots \dots (4)$$

30

【 0 0 8 6 】

ここで、N t はタービン軸の回転速度、t は時間、C は定数、J t はタービン軸周りの慣性モーメント、L t は排気がタービン翼へ与える動力、L c はコンプレッサーが吸入空気へ与える動力、L f はタービン軸での摩擦動力、L e は電動アシストモータ 3 3 がタービン軸に与える動力である。排気がタービン翼へ与える動力 L t は、タービン入口及び出口圧力、タービン入口温度、タービンを通過する質量流量及びタービン効率に基づき算出することができる。また、コンプレッサーが吸入空気へ与える動力 L c は、コンプレッサー入口及び出口圧力、コンプレッサー入口温度、コンプレッサーを通過する質量流量及びコンプレッサー効率に基づき算出することができる。タービン軸での摩擦動力はタービン回転速度に基づき算出することができる。さらに、電動アシストモータ 3 3 がタービン軸に与える動力は、モータを駆動する消費電力に基づき算出することができる。

40

【 0 0 8 7 】

電動アシストモータ 3 3 が駆動状態にある場合には、コンプレッサーによる圧縮仕事が増加するとともに、タービンを通過する流量が増加するので、電動アシストモータ 3 3 をもたないターボ過給機に対して、内部 E G R 量の掃気効果が大きくなり、未燃ガスの吹き抜けが生じやすい。そのため、電動アシストモータ 3 3 の駆動状態が所定値以上となる場合に、ステップ 2 0 3 ~ 2 0 7 の演算を実施することなく、オーバーラップ期間を設けないように吸気バルブ 2 4 または排気バルブ 2 5 の可変バルブ機構 1 1 , 1 4 を制御することとしてもよい。このように、オーバーラップ期間を設けないことで、吹き抜けに伴うエミッションの悪化を防ぐことができる。電動モータによるアシスト効果によって、十分に

50

ターボラグを軽減することができる。

【0088】

また、本実施形態のシステムにおいては電動モータによるアシスト機構を具備した電動アシスタターボ過給機を備える構成としたが、本発明はこれに限定されるものではない。すなわち、内燃機関のクランク軸の動力に基づきコンプレッサーを駆動するスーパーチャージャを備えるシステムや、ターボ過給機のコンプレッサー上流側に電動モータで駆動されたコンプレッサーを備えるシステムにおいても、図13で説明した目標バルブ制御量の演算手段を大幅に変更することなく適用することができる。

【0089】

図14及び図15により本発明に係る内燃機関の制御装置における第3の実施形態について説明する。図14は、本実施形態の内燃機関のシステム構成図である。本実施形態の内燃機関のシステムは、第1の実施形態のシステムにおけるターボ過給機に換えて、流量特性の異なる2機のターボ過給機で構成された2ステージターボ過給機を備えている。本実施形態の2ステージターボ過給機には、低流量高圧過給タイプのターボ過給機40と大流量低圧過給タイプのターボ過給機43が備えられている。内燃機関の運転状態に応じて低流量高圧過給タイプのターボ過給機40と大流量低圧過給タイプのターボ過給機43にそれぞれ設けられたエアバイパスバルブ41, 44とウェストゲートバルブ42, 45の開閉操作により2ステージターボ過給機の動作モードを選択することができる。

【0090】

図15は、2ステージターボ過給機を備えた内燃機関の加速時において、吸気圧力が排気圧力に対して大きくなる場合の、目標バルブ制御量を演算する手順を示すフローチャートである。ステップ301において、運転状態検出手段で内燃機関の運転動作点を検出し、ステップ302では、内燃機関の運転状態に応じて2ステージターボ過給機を構成する各ターボ過給機に設けられたウェストゲートバルブ41, 44の開閉操作により2ステージターボ過給機の動作モードを選択する。ステップ303～ステップ307における演算は、タービン回転速度の演算手段を除いて、図4で説明した第1の実施形態における手順と同じである。すなわち、本実施形態は、第1の実施形態とは図7及び図8におけるタービン回転速度の演算手段が相違しているため、以下には、2ステージターボ過給機タービン回転速度の演算手段についてのみ説明する。

【0091】

本実施形態で用いた2ステージターボ過給機システムでは、内燃機関の回転速度が低回転時において、エアバイパスバルブ41及びウェストゲートバルブ42を閉弁し、エアバイパスバルブ44及びウェストゲートバルブ45を開弁することで、低流量高圧過給タイプのターボ過給機40を作動させる。この場合は、式(1)～(3)を用いて、ターボ過給機40のタービン回転速度 N_{t1} を算出することができる。さらに内燃機関の回転速度が高回転時において、エアバイパスバルブ41及びウェストゲートバルブ42を開弁し、エアバイパスバルブ44及びウェストゲートバルブ45を閉弁することで、大流量低圧過給タイプのターボ過給機43を作動させる。この場合についても、式(1)～(3)を用いて、ターボ過給機43のタービン回転速度 N_{t2} を算出することができる。この場合、式(2)におけるコンプレッサー出口の容積 V_{co} を、作動状態にあるコンプレッサーからスロットルバルブまでの容積とする。また、式(3)におけるタービン入口の容積 V_{ti} を、作動状態にあるタービンからシリンダまでの容積とする。作動状態にあるターボ過給機に応じて変更する必要がある。

【0092】

内燃機関の回転速度が中回転時において、低流量高圧過給タイプのターボ過給機40と大流量低圧過給タイプのターボ過給機43との両者を作動させる場合には、ターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある吸気管及び排気管の状態量を算出する必要がある。ターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある吸気管内の圧力 P_{cm} 及び温度 T_{cm} が次式で演算される。

【0093】

$$\begin{aligned}
 dM_{cm} / dt &= dM_{cmi} / dt - dM_{cmo} / dt \\
 &\quad - dM_{c1ma} / dt + dM_{c2ma} / dt \\
 dT_{cm} / dt &= (1 / (M_{cm} \times C_p)) \\
 &\quad \times (dH_{cmi} / dt - dH_{cmo} / dt - dH_{c1ma} / dt \\
 &\quad + dH_{c2ma} / dt - dQ_{cm} / dt) \\
 P_{cm} &= (M_{cm} \times R \times T_{cm}) / V_{cm} \dots \dots \dots (5)
 \end{aligned}$$

【 0 0 9 4 】

ここで、 M_{cm} はターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある吸気管内の質量、 M_{cmi} はターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある吸気管内に流入する質量、 M_{cmo} はターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある吸気管内から流出する質量、 M_{c1ma} はターボ過給機43のエアバイパスバルブを通過して流出する質量、 M_{c2ma} はターボ過給機40のエアバイパスバルブを通過して流入する質量、 C_p は比熱、 H_{cmi} はターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある吸気管内に流入するエンタルピ、 H_{cmo} はターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある吸気管内から流出するエンタルピ、 H_{c1ma} はターボ過給機43のエアバイパスバルブ44を通過して流出するエンタルピ、 H_{c2ma} はターボ過給機40のエアバイパスバルブ41を通過して流入するエンタルピ、 Q_{cm} はコンプレッサー出口部で壁面へ失われるエネルギー、 R はガス定数、 V_{cm} はコンプレッサー出口の容積である。コンプレッサー出口に流入するエンタルピ H_{cmi} には、ターボ過給機43のコンプレッサーによる圧縮仕事が考慮されている。インタークーラ46の効果を Q_{cm} で考慮することも可能である。

10

20

【 0 0 9 5 】

また、ターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある排気管内の圧力 P_{tm} 及び温度 T_{tm} が次式で算出される。

【 0 0 9 6 】

$$\begin{aligned}
 dM_{tm} / dt &= dM_{tmi} / dt - dM_{tmo} / dt \\
 &\quad - dM_{t1mw} / dt + dM_{t2mw} / dt \\
 dT_{tm} / dt &= (1 / (M_{tm} \times C_p)) \\
 &\quad \times (dH_{tmi} / dt - dH_{tmo} / dt - dH_{tm1w} / dt \\
 &\quad + dH_{tm2w} / dt - dQ_{tm} / dt) \\
 P_{tm} &= (M_{tm} \times R \times T_{tm}) / V_{tm} \dots \dots \dots (6)
 \end{aligned}$$

30

【 0 0 9 7 】

ここで、 M_{tm} はターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある排気管内の質量、 M_{tmi} はターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある排気管内に流入する質量、 M_{tmo} はターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある排気管内から流出する質量、 M_{t1mw} はターボ過給機43のウェストゲートバルブ45を通過して流出する質量、 M_{t2mw} はターボ過給機40のウェストゲートバルブ42を通過して流入する質量、 C_p は比熱、 H_{tmi} はターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある排気管内に流入するエンタルピ、 H_{tmo} はターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある排気管内から流出するエンタルピ、 H_{t1ma} はターボ過給機43のウェストゲートバルブを通過して流出するエンタルピ、 H_{t2ma} はターボ過給機40のウェストゲートバルブを通過して流入するエンタルピ、 Q_{tm} はターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある排気管内で壁面へ失われるエネルギー、 R はガス定数、 V_{tm} はターボ過給機40とターボ過給機43との中間領域にある排気管内の容積である。

40

【 0 0 9 8 】

式(5)及び式(6)で算出された圧力や温度などの物理量を用いて、ターボ過給機40とターボ過給機43について式(1)に基づきタービン回転速度を算出することができる。このように2ステージターボ過給機のタービン回転速度を算出することで、2ステージターボ過給機の作動モードを切替えるような場合であっても、精度良くシリンダ前後圧

50

力を算出することができる。

【図面の簡単な説明】

【0099】

【図1】本発明の内燃機関の制御装置における実施形態の内燃機関のシステム構成図。

【図2】ターボ過給機を搭載した内燃機関の運転動作範囲と吸排気バルブのオーバーラップ状態を説明するための図。

【図3】吸気圧力と排気圧力との関係が、オーバーラップ期間と内部EGR量との関係に与える影響を説明するための図。

【図4】第1の実施形態における内燃機関の制御装置において、目標バルブ制御量を演算する手順を示すフローチャート。

10

【図5】第1の実施形態における内燃機関の制御装置において、燃料噴射量ならびに点火時期を演算する手順を示すフローチャート。

【図6】第1の実施形態における内燃機関の制御装置において、内部EGR掃気量を演算する手順を示すフローチャート。

【図7】第1の実施形態における内燃機関の制御装置において、吸気圧力を算出する手順を示すフローチャート。

【図8】第1の実施形態における内燃機関の制御装置において、排気圧力を算出する手順を示すフローチャート。

【図9】第1の実施形態における内燃機関の制御装置において、吸気圧力に吸気脈動補正を行う手順を示すフローチャート。

20

【図10】第1の実施形態における内燃機関の制御装置において、排気圧力に排気脈動補正を行う手順を示すフローチャート。

【図11】第1の実施形態における内燃機関の制御装置において、未燃ガスの吹き抜けを防ぐためにオーバーラップ期間の制御を行う手順を示すフローチャート。

【図12】第2の実施形態における内燃機関の制御装置に適用される内燃機関のシステム構成図。

【図13】電動アシストターボ過給機を備えた、第2の実施形態における内燃機関の制御装置において、目標バルブ制御量を演算する手順を示すフローチャート。

【図14】第3の実施形態における内燃機関の制御装置に適用される内燃機関のシステム構成図。

30

【図15】2ステージターボ過給機を備えた、第3の実施形態における内燃機関の制御装置において、目標バルブ制御量を演算する手順を示すフローチャート。

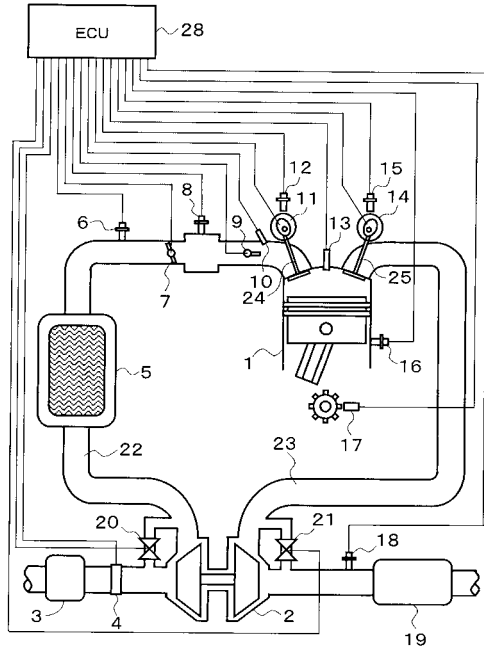
【符号の説明】

【0100】

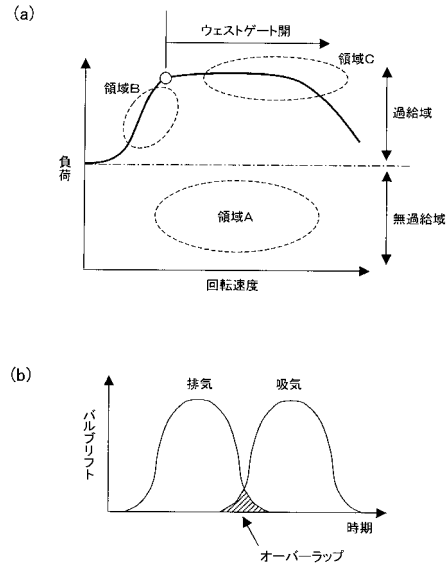
1 ... 内燃機関、2 ... ターボ過給機、3 ... エアクリーナ、4 ... エアフローセンサ、5 ... インタークーラ、6 ... 吸気温度センサ、7 ... スロットルバルブ、8 ... 吸気圧センサ、9 ... タンブルコントロールバルブ、10 ... ポート噴射式インジェクタ、11 ... 吸気可変バルブ機構、12 ... 吸気カム角センサ、13 ... 点火プラグ、14 ... 排気可変バルブ機構、15 ... 排気カム角センサ、16 ... ノックセンサ、17 ... クランク角センサ、18 ... 空燃比センサ、19 ... 排気浄化触媒、20, 41, 44 ... エアバイパスバルブ、21, 42, 45 ... ウェストゲートバルブ、22 ... 吸気管、23 ... 排気管、24 ... 吸気バルブ、25 ... 排気バルブ、30 ... 電動アシストターボ、33 ... アシストモータ、40 ... 低流量高圧過給タイプのターボ過給機、43 ... 大流量低圧過給タイプのターボ過給機

40

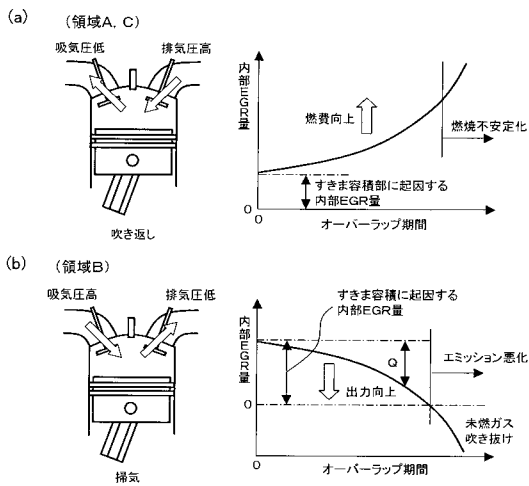
【図1】



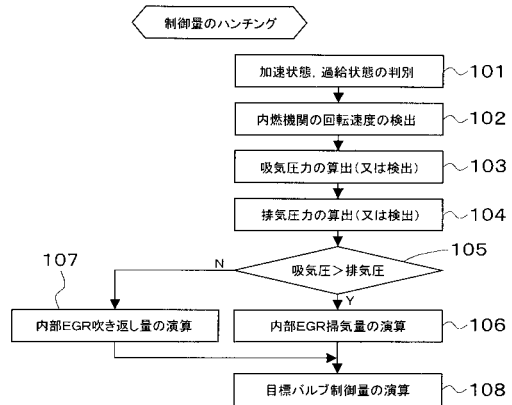
【図2】



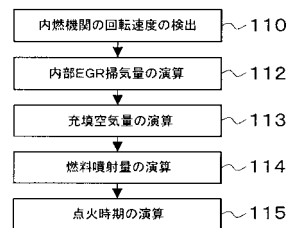
【図3】



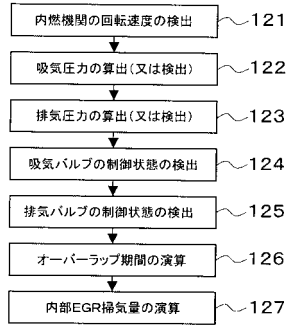
【図4】



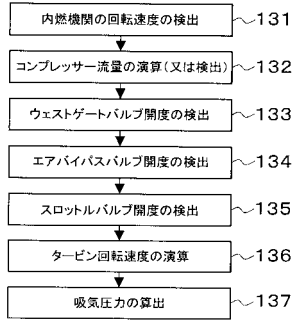
【図5】



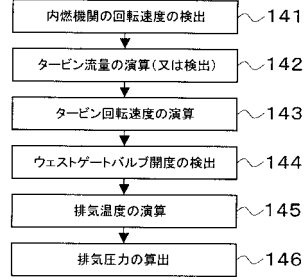
【図6】



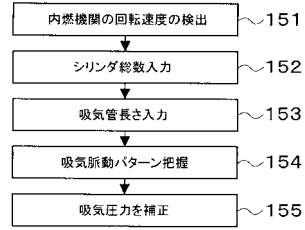
【図7】



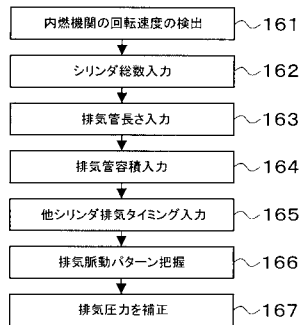
【図8】



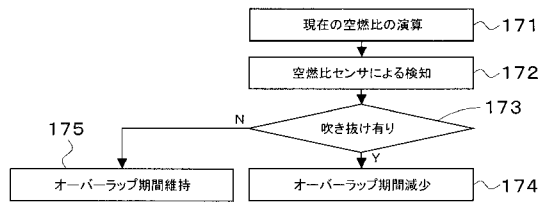
【図9】



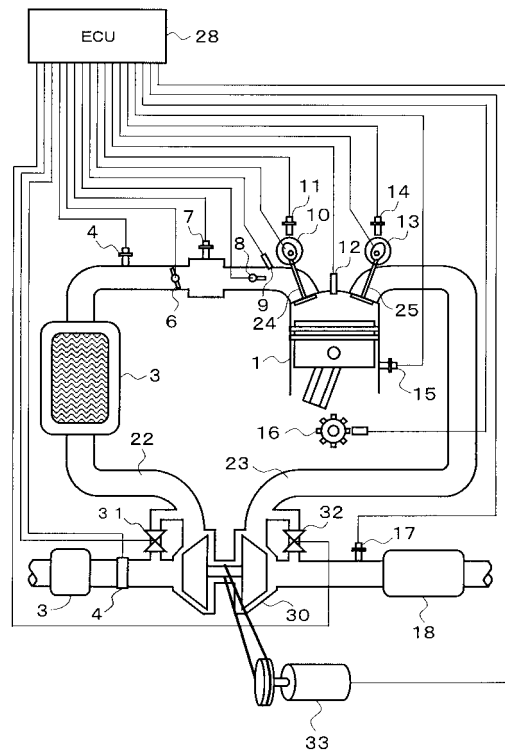
【図10】



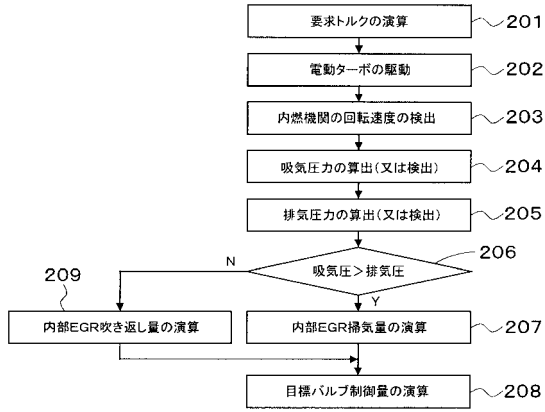
【図11】



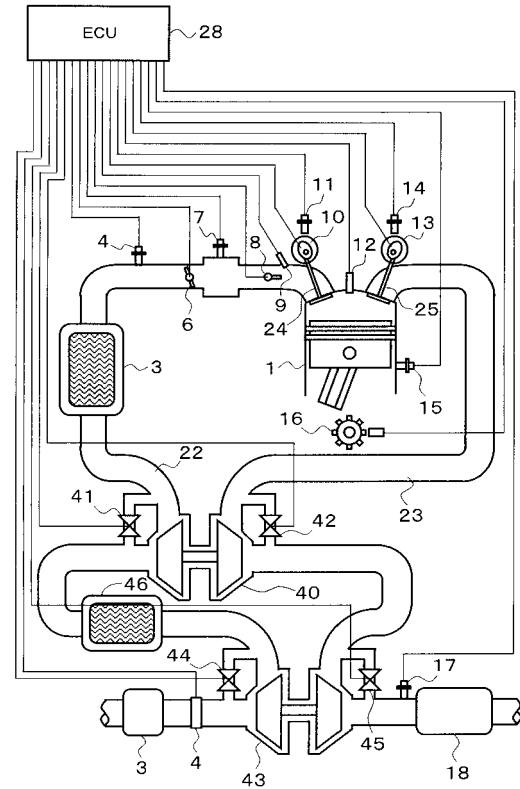
【図12】



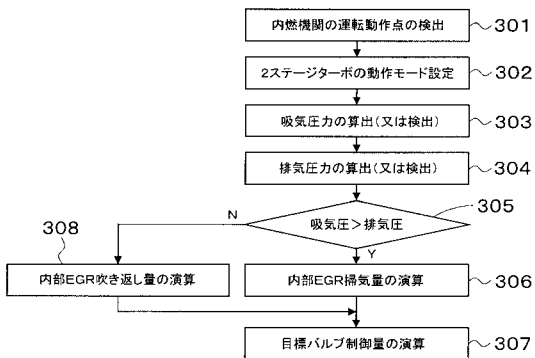
【図13】



【図14】



【図15】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I		
<i>F 0 2 D</i>	<i>43/00</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 D</i>	<i>45/00</i> <i>3 6 4 D</i>
<i>F 0 2 B</i>	<i>37/00</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 D</i>	<i>45/00</i> <i>3 6 6 E</i>
<i>F 0 2 B</i>	<i>33/00</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 D</i>	<i>43/00</i> <i>3 0 1 R</i>
<i>F 0 2 M</i>	<i>25/07</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 D</i>	<i>43/00</i> <i>3 0 1 Z</i>
<i>F 0 2 B</i>	<i>37/013</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 D</i>	<i>45/00</i> <i>3 6 6 F</i>
<i>F 0 2 B</i>	<i>37/10</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 D</i>	<i>45/00</i> <i>3 6 8 F</i>
			<i>F 0 2 D</i>	<i>41/04</i> <i>3 3 5 Z</i>
			<i>F 0 2 B</i>	<i>37/00</i> <i>3 0 2 F</i>
			<i>F 0 2 B</i>	<i>37/00</i> <i>3 0 2 A</i>
			<i>F 0 2 B</i>	<i>33/00</i> <i>E</i>
			<i>F 0 2 M</i>	<i>25/07</i> <i>5 5 0 C</i>
			<i>F 0 2 M</i>	<i>25/07</i> <i>5 1 0 B</i>
			<i>F 0 2 M</i>	<i>25/07</i> <i>5 5 0 R</i>
			<i>F 0 2 B</i>	<i>37/00</i> <i>3 0 1 B</i>
			<i>F 0 2 B</i>	<i>37/10</i> <i>Z</i>

- (56)参考文献 特開2005 - 240750 (JP, A)
 特開2005 - 307847 (JP, A)
 特開2001 - 082259 (JP, A)
 特開平10 - 274064 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 0 2 D *1 3 / 0 2*
F 0 2 B *3 3 / 0 0*
F 0 2 B *3 7 / 0 0*
F 0 2 B *3 7 / 0 1 3*
F 0 2 B *3 7 / 1 0*
F 0 2 D *2 3 / 0 0*
F 0 2 D *4 1 / 0 4*
F 0 2 D *4 3 / 0 0*
F 0 2 D *4 5 / 0 0*
F 0 2 M *2 5 / 0 7*
F 0 2 P *5 / 1 5*