

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5212552号  
(P5212552)

(45) 発行日 平成25年6月19日(2013.6.19)

(24) 登録日 平成25年3月8日(2013.3.8)

(51) Int.Cl.	F 1
FO2D 13/02 (2006.01)	FO2D 13/02 G
FO2B 37/24 (2006.01)	FO2D 13/02 J
FO2B 37/00 (2006.01)	FO2B 37/12 301Q
FO2B 37/12 (2006.01)	FO2B 37/00 302A
	FO2B 37/12 302B

請求項の数 15 (全 28 頁)

(21) 出願番号 特願2011-548891 (P2011-548891)  
 (86) (22) 出願日 平成22年1月7日(2010.1.7)  
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2010/050112  
 (87) 国際公開番号 WO2011/083577  
 (87) 国際公開日 平成23年7月14日(2011.7.14)  
 審査請求日 平成24年3月7日(2012.3.7)

(73) 特許権者 000003207  
 トヨタ自動車株式会社  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地  
 (74) 代理人 100106150  
 弁理士 高橋 英樹  
 (74) 代理人 100082175  
 弁理士 高田 守  
 (74) 代理人 100113011  
 弁理士 大西 秀和  
 (72) 発明者 小郷 知由  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
 (72) 発明者 石山 忍  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

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】

吸気弁開弁期間と排気弁開弁期間とが重なるバルブオーバーラップ期間を可変とする可変動弁機構と、

排気脈動が谷となるタイミングと合致するように前記可変動弁機構を用いて前記バルブオーバーラップ期間を制御するオーバーラップ期間制御手段と、を備え、

前記オーバーラップ期間制御手段は、排気圧力が高くなる方向に排気脈動が全体的に変化するオフセット変化が生ずる場合と、排気脈動の谷における圧力の最小値よりも排気脈動の振幅の方が大きく変化する振幅変化が生ずる場合とで、前記バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることを特徴とする内燃機関の制御装置。

## 【請求項 2】

前記オフセット変化が生ずる場合とは、排気通路面積およびまたは排気ガス流量に影響する1または複数の第1パラメータの変化に起因して排気脈動が変化する場合であり、

前記振幅変化が生ずる場合とは、排気弁が開く際の排気ガスのエネルギーに影響する1または複数の第2パラメータの変化に起因して排気脈動が変化する場合であることを特徴とする請求項1記載の内燃機関の制御装置。

## 【請求項 3】

前記第1パラメータは、過給圧、閉じ側への可変ノズル開度の制御量、および吸入空気量のうちの少なくとも1つであり、

前記第2パラメータは、燃料噴射量、燃料噴射時期の遅角量、排気弁の開き時期の進角

10

20

量、および吸気下死点に向けての吸気弁の閉じ時期の制御量うちの少なくとも1つであることを特徴とする請求項2記載の内燃機関の制御装置。

【請求項4】

前記内燃機関の制御装置は、排気脈動の変化が前記オフセット変化であるか前記振幅変化であるかを判別する脈動変化態様判別手段を更に備え、

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記脈動変化態様判別手段の判別結果に応じて、前記バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることを特徴とする請求項1記載の内燃機関の制御装置。

【請求項5】

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記バルブオーバーラップ期間が設定されている場合において、前記オフセット変化が生じた場合には、前記バルブオーバーラップ期間が小さくなるように若しくはゼロとなるように制御し、前記振幅変化が生じた場合には、現在の前記バルブオーバーラップ期間が維持されるように若しくは前記バルブオーバーラップ期間が拡大されるように制御することを特徴とする請求項4記載の内燃機関の制御装置。10

【請求項6】

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記バルブオーバーラップ期間が設定されていない若しくは実質的に設定されていない場合において、前記オフセット変化が生じた場合には、前記バルブオーバーラップ期間を設定せず、前記振幅変化が生じた場合には、前記バルブオーバーラップ期間を設定することを特徴とする請求項4記載の内燃機関の制御装置。20

【請求項7】

前記内燃機関の制御装置は、前記第1パラメータおよび前記第2パラメータのそれぞれの変化を検知するパラメータ変化検知手段を更に備え、

前記オーバーラップ期間制御手段は、変化が検知されたパラメータが前記第1パラメータであるか前記第2パラメータであるかに応じて、前記バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることを特徴とする請求項2または3記載の内燃機関の制御装置。

【請求項8】

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記バルブオーバーラップ期間が設定されている場合において、前記第1パラメータが大きくなった場合には、前記バルブオーバーラップ期間が小さくなるように若しくはゼロとなるように制御し、前記第2パラメータが大きくなった場合には、現在の前記バルブオーバーラップ期間が維持されるように若しくは前記バルブオーバーラップ期間が拡大されるように制御することを特徴とする請求項7記載の内燃機関の制御装置。30

【請求項9】

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記バルブオーバーラップ期間が設定されていない若しくは実質的に設定されていない場合において、前記第1パラメータが大きくなった場合には、前記バルブオーバーラップ期間を設定せず、前記第2パラメータが大きくなつた場合には、前記バルブオーバーラップ期間を設定することを特徴とする請求項7記載の内燃機関の制御装置。40

【請求項10】

前記第1パラメータが複数である場合において、前記第1パラメータは、排気脈動の前記最小値の変化への影響が大きいほど、前記第1パラメータが大きくなつた際の前記バルブオーバーラップ期間の制御量が大きくなるように設定されていることを特徴とする請求項2または3記載の内燃機関の制御装置。

【請求項11】

前記第2パラメータが複数である場合において、前記第2パラメータは、排気脈動の前記最小値の変化への影響が大きいほど、前記第2パラメータが大きくなつた際の前記バルブオーバーラップ期間の制御量が大きくなるように設定されていることを特徴とする請求項2または3記載の内燃機関の制御装置。50

## 【請求項 1 2】

前記内燃機関の制御装置は、前記第1パラメータおよび前記第2パラメータのそれぞれを排気脈動の波形と予め対応づけた関係に基づいて、前記第1パラメータおよび前記第2パラメータのそれぞれの変化に伴う排気脈動の谷における圧力を推定する脈動波形推定手段を更に備え、

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記脈動波形推定手段により推定された排気脈動の谷における圧力に基づいて、前記バルブオーバーラップ期間を制御することを特徴とする請求項2または3記載の内燃機関の制御装置。

## 【請求項 1 3】

前記内燃機関の制御装置は、  
10  
排気系容積を調整する排気容積調整手段と、  
排気脈動の谷における圧力を取得する排気脈動取得手段と、  
前記排気系容積の拡大に伴う掃気効果の変化を予測する掃気効果予測手段と、を更に備え、

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記排気系容積を拡大する要求が出された際に、前記排気系容積の拡大が行われると有効な掃気効果が得られなくなると判断した場合には、前記排気系容積の拡大に先立って、前記バルブオーバーラップ期間が無くなるように制御するオーバーラップ制御先出し実行手段を含むことを特徴とする請求項1記載の内燃機関の制御装置。

## 【請求項 1 4】

前記内燃機関は、排気エネルギーによって駆動されるタービンと、当該タービンに供給される排気ガスの流量を調整するための可変ノズルとを有するターボ過給機を更に備え、  
20

前記内燃機関の制御装置は、前記可変ノズルの開度を制御するノズル開度制御手段と、を更に備え、

前記ノズル開度制御手段は、前記排気系容積を拡大する要求が出された際に、前記排気系容積の拡大が行われると有効な掃気効果が得られなくなると判断した場合には、前記排気系容積の拡大に先立って、前記オーバーラップ制御先出し実行手段による前記バルブオーバーラップ期間の制御と同時若しくは当該制御の実行後に、前記可変ノズルの開度を閉じ側の開度に制御するノズル制御先出し実行手段を含むことを特徴とする請求項13記載の内燃機関の制御装置。

## 【請求項 1 5】

前記内燃機関の制御装置は、前記内燃機関が搭載された車両のアクセルペダルの踏み込みの有無を検知するアクセル踏込検知手段を更に備え、  
30

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記アクセルペダルの踏み込みが検知された場合に、前記バルブオーバーラップ期間の前記制御を実行することを特徴とする請求項1乃至14の何れか1項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】

この発明は、内燃機関の制御装置に係り、特に、可変動弁機構を備える内燃機関の制御装置に関する。

## 【背景技術】

## 【0002】

従来、例えば特許文献1には、吸排気弁の少なくとも一方のバルブタイミングを変更することで、吸気弁開弁期間と排気弁開弁期間とが重なるバルブオーバーラップ期間を変更可能とする可変動弁機構を備える内燃機関のバルブタイミング制御装置が開示されている。この従来の制御装置では、排気脈動により生じる負圧波の排気ポート到達時期が吸排気弁のバルブオーバーラップ期間に合致するように、吸排気弁のバルブタイミングを変更するようにしている。このような制御によれば、吸気弁から筒内に新気が流入し易くなるとともに、吸気弁から流入した新気によって筒内の既燃ガスを排気弁へ確実に追い出すこと  
40  
50

ができる。すなわち、いわゆる掃気効果を発揮させることができる。その結果、残留ガス量が少なくなり、筒内に吸入される新気量を向上することができる。つまり、吸気の体積効率を向上することができる。

尚、出願人は、本発明に関連するものとして、上記の文献を含めて、以下に記載する文献を認識している。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】日本特開平11-22499号公報

10

【特許文献2】日本特開平11-229915号公報

【特許文献3】日本特開2009-103084号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

上記特許文献1に記載の技術のように、掃気効果を利用するためには排気脈動が谷となるタイミングに合致するようにバルブオーバーラップ期間を設定する内燃機関の制御装置が知られている。従来の内燃機関の制御装置においては、排気圧力を推定等の手法により平均値として取得したうえで、当該平均値が高くなる場合には掃気効果が小さくなると判断してバルブオーバーラップ期間を短くする制御を行うことが一般的であった。しかしながら、内燃機関の運転状態の変化に伴う排気脈動の変化のパターンとしては、次のような2通りのパターンが存在する。すなわち、排気圧力が高くなる方向に排気脈動が全体的に変化するオフセット変化が生ずるパターンと、排気脈動の谷における圧力の最小値よりも排気脈動の振幅の方が大きく変化する振幅変化が生ずるパターンである。

20

【0005】

上記のような2通りのパターンの何れにおいても、排気圧力の平均値としては上昇するが、オフセット変化の場合には、排気脈動の谷における圧力の最小値が高くなるのに対し、振幅変化の場合には、排気脈動の上記最小値はあまり変化しない。排気脈動の上記最小値が低くなるほど、吸気圧力と排気圧力との差圧を大きく確保できるようになり、掃気効果が大きくなる。上述した従来の(一般的な)制御において、排気脈動の変化が上記オフセット変化であった場合には、排気脈動の上記最小値が上昇するため、バルブオーバーラップ期間を短く制御することは適切であるといえる。しかしながら、排気脈動の変化が上記振幅変化であった場合には、排気脈動の上記最小値はあまり変わらないため、掃気効果が小さくなると判断してバルブオーバーラップ期間を短く制御することは適切な制御とはいえない。以上のように、従来においては、排気圧力の上昇が認められる場合に、排気脈動の変化が上記オフセット変化であるのか上記振幅変化であるのかを区別した制御がなされていない。このため、掃気効果を有效地に利用するという点において、従来の制御は、未だ改善の余地を残すものであった。

30

【0006】

この発明は、上述のような課題を解決するためになされたもので、掃気効果をより有効に得られる制御を実現可能とする内燃機関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】

【0007】

第1の発明は、内燃機関の制御装置であって、

吸気弁開弁期間と排気弁開弁期間とが重なるバルブオーバーラップ期間を可変とする可変動弁機構と、

排気脈動が谷となるタイミングと合致するように前記可変動弁機構を用いて前記バルブオーバーラップ期間を制御するオーバーラップ期間制御手段と、を備え、

前記オーバーラップ期間制御手段は、排気圧力が高くなる方向に排気脈動が全体的に変化するオフセット変化が生ずる場合と、排気脈動の谷における圧力の最小値よりも排気脈動の振幅の方が大きく変化する振幅変化が生ずる場合とで、前記バルブオーバーラップ期

50

間の制御を異ならせることを特徴とする。

【0008】

また、第2の発明は、第1の発明において、

前記オフセット変化が生ずる場合とは、排気通路面積およびまたは排気ガス流量に影響する1または複数の第1パラメータの変化に起因して排気脈動が変化する場合であり、

前記振幅変化が生ずる場合とは、排気弁が開く際の排気ガスのエネルギーに影響する1または複数の第2パラメータの変化に起因して排気脈動が変化する場合であることを特徴とする。

【0009】

また、第3の発明は、第2の発明において、

前記第1パラメータは、過給圧、閉じ側への可変ノズル開度の制御量、および吸入空気量のうちの少なくとも1つであり、

前記第2パラメータは、燃料噴射量、燃料噴射時期の遅角量、排気弁の開き時期の進角量、および吸気下死点に向けての吸気弁の閉じ時期の制御量うちの少なくとも1つであることを特徴とする。

【0010】

また、第4の発明は、第1の発明において、

前記内燃機関の制御装置は、排気脈動の変化が前記オフセット変化であるか前記振幅変化であるかを判別する脈動変化様判別手段を更に備え、

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記脈動変化様判別手段の判別結果に応じて、前記バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることを特徴とする。

【0011】

また、第5の発明は、第4の発明において、

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記バルブオーバーラップ期間が設定されている場合において、前記オフセット変化が生じた場合には、前記バルブオーバーラップ期間が小さくなるように若しくはゼロとなるように制御し、前記振幅変化が生じた場合には、現在の前記バルブオーバーラップ期間が維持されるように若しくは前記バルブオーバーラップ期間が拡大されるように制御することを特徴とする。

【0012】

また、第6の発明は、第4の発明において、

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記バルブオーバーラップ期間が設定されていない若しくは実質的に設定されていない場合において、前記オフセット変化が生じた場合には、前記バルブオーバーラップ期間を設定せず、前記振幅変化が生じた場合には、前記バルブオーバーラップ期間を設定することを特徴とする。

【0013】

また、第7の発明は、第2または第3の発明において、

前記内燃機関の制御装置は、前記第1パラメータおよび前記第2パラメータのそれぞれの変化を検知するパラメータ変化検知手段を更に備え、

前記オーバーラップ期間制御手段は、変化が検知されたパラメータが前記第1パラメータであるか前記第2パラメータであるかに応じて、前記バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることを特徴とする。

【0014】

また、第8の発明は、第7の発明において、

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記バルブオーバーラップ期間が設定されている場合において、前記第1パラメータが大きくなった場合には、前記バルブオーバーラップ期間が小さくなるように若しくはゼロとなるように制御し、前記第2パラメータが大きくなった場合には、現在の前記バルブオーバーラップ期間が維持されるように若しくは前記バルブオーバーラップ期間が拡大されるように制御することを特徴とする。

【0015】

また、第9の発明は、第7の発明において、

10

20

30

40

50

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記バルブオーバーラップ期間が設定されていない若しくは実質的に設定されていない場合において、前記第1パラメータが大きくなった場合には、前記バルブオーバーラップ期間を設定せず、前記第2パラメータが大きくなつた場合には、前記バルブオーバーラップ期間を設定することを特徴とする。

【0016】

また、第10の発明は、第2または第3の発明において、

前記第1パラメータが複数である場合において、前記第1パラメータは、排気脈動の前記最小値の変化への影響が大きいほど、前記第1パラメータが大きくなつた際の前記バルブオーバーラップ期間の制御量が大きくなるように設定されていることを特徴とする。

【0017】

また、第11の発明は、第2または第3の発明において、

前記第2パラメータが複数である場合において、前記第2パラメータは、排気脈動の前記最小値の変化への影響が大きいほど、前記第2パラメータが大きくなつた際の前記バルブオーバーラップ期間の制御量が大きくなるように設定されていることを特徴とする。

【0018】

また、第12の発明は、第2または第3の発明において、

前記内燃機関の制御装置は、前記第1パラメータおよび前記第2パラメータのそれぞれを排気脈動の波形と予め対応づけた関係に基づいて、前記第1パラメータおよび前記第2パラメータのそれぞれの変化に伴う排気脈動の谷における圧力を推定する脈動波形推定手段を更に備え、

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記脈動波形推定手段により推定された排気脈動の谷における圧力に基づいて、前記バルブオーバーラップ期間を制御することを特徴とする。

【0019】

また、第13の発明は、第1の発明において、

前記内燃機関の制御装置は、

排気系容積を調整する排気容積調整手段と、

排気脈動の谷における圧力を取得する排気脈動取得手段と、

前記排気系容積の拡大に伴う掃気効果の変化を予測する掃気効果予測手段と、を更に備え、

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記排気系容積を拡大する要求が出された際に、前記排気系容積の拡大が行われると有効な掃気効果が得られなくなると判断した場合には、前記排気系容積の拡大に先立って、前記バルブオーバーラップ期間が無くなるように制御するオーバーラップ制御先出し実行手段を含むことを特徴とする。

【0020】

また、第14の発明は、第13の発明において、

前記内燃機関は、排気エネルギーによって駆動されるタービンと、当該タービンに供給される排気ガスの流量を調整するための可変ノズルとを有するターボ過給機を更に備え、

前記内燃機関の制御装置は、前記可変ノズルの開度を制御するノズル開度制御手段と、を更に備え、

前記ノズル開度制御手段は、前記排気系容積を拡大する要求が出された際に、前記排気系容積の拡大が行われると有効な掃気効果が得られなくなると判断した場合には、前記排気系容積の拡大に先立って、前記オーバーラップ制御先出し実行手段による前記バルブオーバーラップ期間の制御と同時若しくは当該制御の実行後に、前記可変ノズルの開度を閉じ側の開度に制御するノズル制御先出し実行手段を含むことを特徴とする。

【0021】

また、第15の発明は、第1乃至第14の発明の何れかにおいて、

前記内燃機関の制御装置は、前記内燃機関が搭載された車両のアクセルペダルの踏み込みの有無を検知するアクセル踏込検知手段を更に備え、

前記オーバーラップ期間制御手段は、前記アクセルペダルの踏み込みが検知された場合

10

20

30

40

50

に、前記バルブオーバーラップ期間の前記制御を実行することを特徴とする。

【発明の効果】

【0022】

第1の発明によれば、掃気効果を利用するべくバルブオーバーラップ期間を制御する際に、排気脈動の変化が上記オフセット変化であるか上記振幅変化であるかに応じて、バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることにより、掃気効果をより有効に得られる制御を実現できるようになる。

【0023】

第2の発明によれば、上記第1パラメータが変化する場合と上記第2パラメータが変化する場合とで、バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることにより、掃気効果をより有効に得られる制御を実現できるようになる。 10

【0024】

第3の発明によれば、上記オフセット変化および上記振幅変化を識別するパラメータを明らかにしたうえで、変化するパラメータが何であるかを考慮して、バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることにより、掃気効果をより有効に得られる制御を実現できるようになる。

【0025】

第4の発明によれば、排気脈動の変化が上記オフセット変化および上記振幅変化のどちらであるかを実際に判別したうえで、当該判別結果に基づいてバルブオーバーラップ期間の制御が異なるものとされる。これにより、掃気効果をより有効に得られる制御を実現できるようになる。 20

【0026】

第5の発明によれば、バルブオーバーラップ期間が設定されている場合において、排気脈動の変化の判別結果に応じて、バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることにより、掃気効果をより有効に得られるようになる。

【0027】

第6の発明によれば、バルブオーバーラップ期間が設定されていない場合若しくは実質的に設定されていない場合において、排気脈動の変化の判別結果に応じて、バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることにより、掃気効果をより有効に得られるようになる。 30

【0028】

第7の発明によれば、第1パラメータまたは第2パラメータの変化に応じて、排気脈動の変化が上記オフセット変化および上記振幅変化のどちらであるかが実際に判別される。そして、当該判別結果に基づいてバルブオーバーラップ期間の制御が異なるものとされる。これにより、掃気効果をより有効に得られる制御を実現できるようになる。

【0029】

第8の発明によれば、バルブオーバーラップ期間が設定されている場合において、第1パラメータまたは第2パラメータの変化を利用した排気脈動の変化の判別結果に応じて、バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることにより、掃気効果をより有効に得られるようになる。 40

【0030】

第9の発明によれば、バルブオーバーラップ期間が設定されていない場合若しくは実質的に設定されていない場合において、第1パラメータまたは第2パラメータの変化を利用した排気脈動の変化の判別結果に応じて、バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることにより、掃気効果をより有効に得られるようになる。

【0031】

第10の発明によれば、複数の第1パラメータ内の個々のパラメータ間における排気脈動の最小値の変化への影響（寄与度）の相違を考慮することにより、掃気効果をより引き出せるようにバルブオーバーラップ期間をより正確に制御できるようになる。

【0032】

10

20

30

40

50

第 1 1 の発明によれば、複数の第 2 パラメータ内の個々のパラメータ間における排気脈動の最小値の変化への影響（寄与度）の相違を考慮することにより、掃気効果をより引き出せるようにバルブオーバーラップ期間をより正確に制御できるようになる。

【 0 0 3 3 】

第 1 2 の発明によれば、上記第 1 パラメータおよび上記第 2 パラメータのそれぞれを排気脈動の波形と予め対応づけた関係に基づいて、上記第 1 パラメータおよび上記第 2 パラメータのそれぞれの変化に伴う排気脈動の谷における圧力を推定したうえで、当該結果に応じてバルブオーバーラップ期間が制御される。このような手法によっても、上記第 1 パラメータが変化する場合と上記第 2 パラメータが変化する場合とで、バルブオーバーラップ期間の制御が異なるものとなる。このため、掃気効果をより有効に得られる制御を実現できるようになる。 10

【 0 0 3 4 】

第 1 3 の発明によれば、掃気効果の利用中において排気系容積を拡大する要求が出された際に、内燃機関の加速不良やドライバビリティの悪化を良好に抑制することが可能となる。

【 0 0 3 5 】

第 1 4 の発明によれば、排気系容積を拡大した際に生ずる過給遅れを最小限に抑制することができる。

【 0 0 3 6 】

第 1 5 の発明によれば、排気脈動の変化が上記振幅変化となり易い状況下で本発明のバルブオーバーラップ制御を実行することにより、掃気効果をより有効に引き出すことができるようになる。 20

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 3 7 】

【 図 1 】本発明の実施の形態 1 のシステム構成を説明するための図である。

【 図 2 】図 1 に示すシステムにおけるディーゼル機関の一つの気筒の断面を示す図である。

【 図 3 】体積効率向上制御実行中の吸気圧力および排気圧力とクランク角度との関係を示す図である。

【 図 4 】排気圧力の平均値が高くなる方向に排気脈動が変化する際の 2 つのパターン A、B を説明するための図である。 30

【 図 5 】本発明の実施の形態 1 において実行されるルーチンのフローチャートである。

【 図 6 】本発明の実施の形態 1 におけるバルブオーバーラップ期間の制御によって掃気効果を有効に引き出せる状況を説明するためのタイムチャートである。

【 図 7 】排気脈動の谷における圧力の最小値の上昇に対する第 1 および第 2 パラメータのそれぞれの寄与度を説明するための図である。

【 図 8 】本発明の実施の形態 2 において実行されるルーチンのフローチャートである。

【 図 9 】本発明の実施の形態 3 において、第 1 および第 2 パラメータのそれぞれの変化に伴う排気脈動の変化を算出するために使用される実験式（関係式）の傾向を表した図である。 40

【 図 1 0 】本発明の実施の形態 3 において実行されるルーチンのフローチャートである。

【 図 1 1 】排気系容積を調整するための遮断弁の開閉領域を説明するための図である。

【 図 1 2 】遮断弁の開閉に伴う排気脈動の波形の変化を表した図である。

【 図 1 3 】本発明の実施の形態 4 の制御の概要を説明するためのタイムチャートである。

【 図 1 4 】本発明の実施の形態 4 において実行されるルーチンのフローチャートである。

【 図 1 5 】遮断弁を開いた状態での、排気脈動の谷における圧力の最小値の上昇に対する第 1 および第 2 パラメータのそれぞれの寄与度を説明するための図である。

【 図 1 6 】遮断弁を開いた際に掃気効果を諦めて V N 開度を閉じ側の開度にする制御 A に対する、遮断弁を開いた際に掃気効果を継続する制御 B のメリットを説明するための図である。 50

## 【符号の説明】

## 【0038】

- 10 ディーゼル機関  
 12 インジェクタ  
 18 排気マニホールド  
 20 排気通路  
 22 ターボ過給機  
 22a タービン  
 22b コンプレッサ  
 22c 可変ノズル  
 26 吸気通路  
 32 吸気マニホールド  
 36 エアフローメータ  
 42 遮断弁  
 44 アクセルポジションセンサ  
 46 吸気圧センサ  
 48 排気圧センサ  
 50 ECU (Electronic Control Unit)  
 62 クランク角センサ  
 64 吸気弁  
 66 吸気可変動弁機構  
 68 排気弁  
 70 排気可変動弁機構  
 72 吸気カム角センサ  
 74 排気カム角センサ

10

## 【発明を実施するための形態】

## 【0039】

実施の形態1.

## [内燃機関のシステム構成]

図1は、本発明の実施の形態1のシステム構成を説明するための図である。図1に示すシステムは、4サイクルのディーゼル機関(圧縮着火内燃機関)10を備えている。ディーゼル機関10は、車両に搭載され、その動力源とされているものとする。本実施形態のディーゼル機関10は、直列4気筒型であるが、本発明におけるディーゼル機関の気筒数および気筒配置はこれに限定されるものではない。

30

## 【0040】

ディーゼル機関10の各気筒には、燃料を筒内に直接噴射するインジェクタ12が設置されている。各気筒のインジェクタ12は、共通のコモンレール14に接続されている。コモンレール14内には、サプライポンプ16によって加圧された高圧の燃料が貯留されている。そして、このコモンレール14から各気筒のインジェクタ12へ燃料が供給される。各気筒から排出される排気ガスは、排気マニホールド18によって集合され、排気通路20に流入する。

40

## 【0041】

ディーゼル機関10は、可変ノズル型のターボ過給機22を備えている。ターボ過給機22は、排気ガスの排気エネルギーによって作動するタービン22aと、タービン22aと一体的に連結され、タービン22aに入力される排気ガスの排気エネルギーによって回転駆動されるコンプレッサ22bとを有している。更に、ターボ過給機22は、タービン22aに供給される排気ガスの流量を調整するための可変ノズル(VN)22cを有している。

## 【0042】

可変ノズル22cは、図示省略するアクチュエータ(例えば、電動モータ)によって開

50

閉動作可能になっている。可変ノズル 22c の開度を小さくすると、タービン 22a の入口面積が小さくなり、タービン 22a に吹き付けられる排気ガスの流速を速くすることができる。その結果、コンプレッサ 22b およびタービン 22a の回転数（以下、「ターボ回転数」と称する）が上昇するので、過給圧を上昇させることができる。逆に、可変ノズル 22c の開度を大きくすると、タービン 22a の入口面積が大きくなり、タービン 22a に吹き付けられる排気ガスの流速が遅くなる。その結果、ターボ回転数が降下するので、過給圧を低下させることができる。

#### 【0043】

ターボ過給機 22 のタービン 22a は、排気通路 20 の途中に配置されている。タービン 22a よりも下流側の排気通路 20 には、排気ガスを浄化する排気浄化装置 24 が設けられている。

10

#### 【0044】

ディーゼル機関 10 の吸気通路 26 の入口付近には、エアクリーナ 28 が設けられている。エアクリーナ 28 を通って吸入された空気は、ターボ過給機 22 のコンプレッサ 22b で圧縮された後、インターフーラ 30 で冷却される。インターフーラ 30 を通過した吸入空気は、吸気マニホールド 32 により分配されて、各気筒に流入する。

#### 【0045】

吸気通路 26 におけるインターフーラ 30 と吸気マニホールド 32 との間には、吸気絞り弁 34 が設置されている。また、吸気通路 26 におけるエアクリーナ 28 の下流近傍には、吸入空気量を検出するエアフローメータ 36 が設置されている。

20

#### 【0046】

吸気通路 26 の吸気マニホールド 32 の近傍には、EGR 通路 38 の一端が接続されている。EGR 通路 38 の他端は、排気通路 20 の排気マニホールド 18 に接続されている。EGR 通路 38 の途中には、EGR弁 40 が設けられている。この EGR弁 40 の開度を変えることにより、EGR 通路 38 を通る排気ガス量、すなわち外部 EGR ガス量を調整することができる。

#### 【0047】

更に、排気マニホールド 18 と EGR 通路 38 との接続部位には、排気系容積（より具体的には、タービン 22a よりも上流側の排気系容積）を調整するための遮断弁 42 が設置されている。この遮断弁 42 は、EGR弁 40 の上流側（排気マニホールド 18 側）において EGR 通路 38 を遮断可能に構成されている。

30

#### 【0048】

このような遮断弁 42 によって排気マニホールド 18 と EGR 通路 38 とを遮断した状態では、EGR 通路 38 や EGR クーラの容積が排気系容積に加わらなくなるので、開弁時と比べ、EGR 通路 38 と EGR クーラとを合わせた容積の分だけ、排気系容積を小さくすることができる。このように、遮断弁 42 によれば、排気系容積を可変とすることができます。

#### 【0049】

また、本実施形態のシステムは、ディーゼル機関 10 が搭載された車両のアクセルペダルの踏み込み量を検出するアクセルポジションセンサ 44 と、吸気圧力（過給圧）を検出する吸気圧センサ 46 と、排気圧力を検出する排気圧センサ 48 と、ECU (Electronic Control Unit) 50 とを更に備えている。ECU 50 には、上述した各種のセンサおよびアクチュエータが接続されている。ECU 50 は、各センサの出力に基づき、所定のプログラムに従って各アクチュエータを作動させることにより、ディーゼル機関 10 の運転状態を制御する。

40

#### 【0050】

図 2 は、図 1 に示すシステムにおけるディーゼル機関 10 の一つの気筒の断面を示す図である。以下、ディーゼル機関 10 について更に説明する。図 2 に示すように、ディーゼル機関 10 のクランク軸 60 の近傍には、クランク軸 60 の回転角度、すなわちクランク角を検出するクランク角センサ 62 が取り付けられている。このクランク角センサ 62 は

50

、 ECU50 に接続されている。 ECU50 は、 クランク角センサ 62 の検出信号に基づいて、 エンジン回転数を算出することもできる。

【 0051 】

また、 ディーゼル機関 10 は、 吸気弁 64 の開弁特性を可変とする吸気可変動弁機構 66 と、 排気弁 68 の開弁特性を可変とする排気可変動弁機構 70 とを備えている。 吸気可変動弁機構 66 および排気可変動弁機構 70 の具体的な構成は、 特に限定されるものではなく、 カムシャフトの位相を変化させることによって開閉時期を連続的に可変とする位相可変機構のほか、 カムを電気モータで駆動する機構、 電磁駆動弁などを用いることもできる。

【 0052 】

また、 吸気カム軸および排気カム軸の近傍には、 それぞれのカム軸の回転角度、 すなわち、 吸気カム角および排気カム角を検出するための吸気カム角センサ 72 および排気カム角センサ 74 がそれぞれ配置されている。 これらのセンサ 72、 74 は、 ECU50 に接続されている。 ECU50 は、 これらのセンサ 72、 74 の検出信号に基づいて、 吸気弁 64 および排気弁 68 の開閉時期の進角量を算出することもできる。

【 0053 】

吸気可変動弁機構 66 や排気可変動弁機構 70 によれば、 排気弁 68 の開弁期間と吸気弁 64 の開弁期間とが重なるバルブオーバーラップ期間（以下、 単に「バルブオーバーラップ期間」若しくは「O/L 期間」という）の長さを変化させることができる。

【 0054 】

[ 排気脈動を利用した掃気効果によって体積効率を向上させる体積効率向上制御 ]

図 3 は、 体積効率向上制御実行中の吸気圧力および排気圧力とクランク角度との関係を示す図である。

図 3 に示すように、 吸気圧力は、 脈動が小さく、 クランク角度に関わらずにほぼ一定となる。 これに対し、 排気圧力は、 各気筒の排気弁 68 から排気ガスが間欠的に排出されるのに伴って、 大きく脈動（周期的に変動）する。

【 0055 】

図 3 に示す波形は、 排気圧力の脈動（以下、「排気脈動」）の谷となるタイミングと合致するように、 正のバルブオーバーラップ期間（O/L 期間）が設定されている状態を示している。 また、 図 3 に示す波形は、 ターボ効率が良い状態で過給がなされることにより、 排気圧力に対して吸気圧力（過給圧）が高められた状態を示している。 このような状態においては、 図 3 中にハッチングを付して表された領域が、 すなわち、 バルブオーバーラップ期間において排気圧力よりも吸気圧力の方が高くなる領域が、 十分に確保されるようになる。 その結果、 新気が筒内に流入し易くなるとともに、 流入した新気によって筒内の既燃ガスを速やかに排気ポートへ追い出す効果（いわゆる、 掃気効果）が十分に得られるようになる。

【 0056 】

上記のような掃気効果は、 図 3 中にハッチングを付して示す領域が大きくなるほど、 大きくなる。 従って、 当該領域が大きく確保されるように、 吸気可変動弁機構 66 を用いた吸気弁の開き時期の調整や排気可変動弁機構 70 を用いた排気弁の閉じ時期の調整に基づくバルブオーバーラップ期間の調節を行うこととすれば、 掃気効果を十分に得ることができるようになる。 このようにして、 掃気効果を利用する体積効率向上制御を実行することにより、 残留ガス量を十分に少なくし、 その分、 筒内に充填される新気の量を増やすことができる。 つまり、 吸気の体積効率  $V$  を増大させることができる。 その結果、 ディーゼル機関 10 のトルクを良好に向上させることができる。 また、 上記のように、 上記領域が大きくなるほど、 すなわち、 排気脈動の谷における圧力の最小値が低くなるほど、 掃気効果が大きくなる。 従って、 掃気効果を高めるうえで、 当該最小値を精度良く推定することは重要である。

【 0057 】

[ 実施の形態 1 の特徴部分 ]

10

20

30

40

50

図4は、排気圧力の平均値が高くなる方向に排気脈動が変化する際の2つのパターンA、Bを説明するための図である。尚、図4において、細線で示す波形は、変化前の排気脈動を示し、実線で示す波形は、変化後の排気脈動を示している。

1つ目のパターンAは、図4(A)に示すように、排気圧力が高くなる方向に排気脈動が全体的に変化するオフセット変化である。この場合には、掃気効果を高めるうえで重要な排気脈動の谷における圧力の最小値が上昇することになる。もう1つのパターンBは、図4(B)に示すように、排気脈動の谷における圧力の最小値よりも排気脈動の振幅の方が大きく変化する振幅変化である。この場合には、排気脈動の上記最小値は、あまり変化せずに排気脈動の振幅が大きくなる。図4(B)では、上記最小値が変化していないものを一例として示している。

10

#### 【0058】

上記のような2通りのパターンA、Bの何れにおいても、排気圧力の平均値としては上昇するが、オフセット変化の場合には、排気脈動の上記最小値が高くなるのに対し、振幅変化の場合には、排気脈動の上記最小値はあまり変化しない。既述したように、排気脈動の谷における圧力の最小値が低くなるほど、吸気圧力と排気圧力との差圧を大きく確保できるようになり、掃気効果が大きくなる。ところが、従来の内燃機関においては、排気圧力を推定等の手法により平均値として取得したうえで、当該平均値が高くなる場合には掃気効果が小さくなると判断してバルブオーバーラップ期間を短くする制御を行うことが一般的であった。このような従来の制御では、排気脈動の変化が上記オフセット変化であった場合には、排気脈動の上記最小値が上昇するため、バルブオーバーラップ期間を短く制御することは適切であるといえる。しかしながら、排気脈動の変化が上記振幅変化であった場合には、排気脈動の上記最小値はあまり変わらないため、掃気効果が小さくなると判断してバルブオーバーラップ期間を短く制御することは適切な制御とはいえない。

20

#### 【0059】

以上のように、排気脈動の変化には、上記オフセット変化と上記振幅変化という現象の異なる2つのパターンA、Bが存在する。従って、これら2つのパターンA、Bのそれぞれに対して異なる思想で制御を行わなければ、掃気効果を十分に引き出すことができない。そうであるのに、従来の制御では、両変化の識別がなされておらず、また、物理現象から両変化を識別するパラメータ(因子)が確定されていない。そこで、本実施形態では、上記オフセット変化と上記振幅変化という2つの変化を以下のように規定し、かつ、各変化の要因となる第1パラメータおよび第2パラメータを確定した。

30

#### 【0060】

すなわち、本実施形態では、図4(A)に示すオフセット変化は、主に、排気流路面積および排気マニホールド18を流れる排気ガス流量の変化に伴って生ずる変化であるものと規定している。そして、このようなオフセット変化を生じさせる要因となる第1パラメータとしては、過給圧、閉じ側への可変ノズル22cの開度(以下、「VN開度」と略する)の制御量、および吸入空気量(過給圧の検知により代用可)が該当するものとしている。これらの第1パラメータが大きくなると、排気圧力が高くなる。より具体的には、過給圧が高くなると、吸入空気量が増えるので、排気マニホールド18を流れる排気ガス流量が増えて排気圧力が高くなる。閉じ側へのVN開度の制御量が増えると(つまり、可変ノズル22cが絞られる)、排気流路面積が狭くなり、排気圧が高くなる。

40

#### 【0061】

また、本実施形態では、図4(B)に示す振幅変化は、主に、排気弁68が開く際の排気ガスのエネルギーの変化に伴って生ずる変化であるものと規定している。そして、このような振幅変化を生じさせる要因となるパラメータとしては、燃料噴射量、燃料噴射時期の遅角量、排気弁68の開き時期の進角量、および吸気下死点に向けての吸気弁64の閉じ時期の制御量が該当するものとしている。これらの第2パラメータが大きくなると、排気圧力が高くなる。より具体的には、燃料噴射量が増えると、筒内圧が上昇し、排気弁68が開く際の排気ガスの圧力が上昇し、(排気マニホールド18における)排気圧力が高くなる。燃料噴射時期の遅角量が増えると、燃焼が行われる時期が遅くなり、排気弁68が

50

開く際の排気ガスの圧力が上昇し、排気圧力が高くなる。排気弁 6 8 の開き時期の進角量が増えると、より筒内圧が高い状態で排気弁 6 8 が開くことになるので、排気弁 6 8 が開く際の排気ガスの圧力が上昇し、排気圧力が高くなる。また、吸気下死点に向けての吸気弁 6 4 の閉じ時期の制御量が大きくなると(つまり、吸気弁 6 4 の閉じ時期が吸気下死点に近づけられると)、実圧縮比が高くなり、圧縮端での圧力および温度が上昇する。その結果、排気弁 6 8 が開く際の排気ガスの圧力が上昇し、排気圧力が高くなる。

#### 【0062】

そのうえで、本実施形態では、これら第1および第2のパラメータの変化(増大)に基づき、排気圧上昇要因が生じていると判断した場合に、排気脈動の変化が上記オフセット変化であるのか上記振幅変化であるのかに応じて、バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせるようにした。

10

#### 【0063】

図5は、上記の機能を実現するために、本発明の実施の形態1においてECU50が実行する制御ルーチンを示すフローチャートである。

図5に示すルーチンでは、先ず、アクセルペダルの踏み込みの有無がアクセルポジションセンサ44の出力をを利用して判別される(ステップ100)。その結果、アクセルペダルの踏み込みが検知された場合には、掃気効果を利用するためのバルブオーバーラップ期間(0/L)の設定中であるか否かが判別される(ステップ102)。

#### 【0064】

上記ステップ102において、0/L設定中ではないと判定された場合には、次いで、排気圧の上昇要因が発生したか否かが判別される(ステップ104)。具体的には、上記第1または第2パラメータが大きくなる方向に変化したか否かが各種センサの出力変化や各種アクチュエータの制御値の変化の情報に基づいて判別される。この場合には、例えば、可変ノズル22cの開度が閉じ側に制御されたか否か、若しくは燃料噴射量が増やされたか否か等が判別される。

20

#### 【0065】

上記ステップ104において排気圧力の上昇要因の発生が認められた場合には、排気脈動のオフセット変化による排気圧の上昇であるか否かが判別される(ステップ106)。具体的には、本ステップ106では、第1パラメータ(過給圧、VN開度など)の何れかの増加が検知された場合には、排気脈動のオフセット変化による排気圧力の上昇が生じたと判定され、第2パラメータ(燃料噴射量、燃料噴射時期等)の何れかの増加が検知された場合には、排気脈動の振幅変化による排気圧の上昇が生じたと判定される。

30

#### 【0066】

上記ステップ106においてオフセット変化による排気圧力の上昇が生じるケースであると判定された場合には、正の0/L期間の設定が禁止される(ステップ108)。これにより、0/L期間が設定されていない状態(0/L期間が微小であるために実質的に0/L期間が設定されていないといえる状態を含む)が維持される。一方、上記ステップ106の判定が不成立である場合、つまり、振幅変化による排気圧力の上昇が生じるケースであると判定された場合には、吸気圧力(過給圧)と排気圧力との差分が算出されたうえで(ステップ110)、当該差分に応じた正の0/L期間が設定される(ステップ112)。具体的には、当該差分が大きいほど、正の0/L期間がより長くなるように制御される。

40

#### 【0067】

一方、上記ステップ102において0/L設定中であると判定された場合にも、上記ステップ104と同様の処理によって、排気圧力の上昇要因が発生したか否かが判別される(ステップ114)。その結果、排気圧力の上昇要因の発生が認められた場合には、上記ステップ106と同様の処理によって、排気脈動のオフセット変化による排気圧力の上昇であるか否かが判別される(ステップ116)。

#### 【0068】

上記ステップ116においてオフセット変化による排気圧の上昇が生じるケースである

50

と判定された場合には、吸気圧力（過給圧）と排気圧力との差分が算出されたうえで（ステップ118）、当該差分が所定の閾値に対して縮小したか否かが判別される（ステップ120）。その結果、上記差分が上記閾値に対して縮小したと判定された場合、つまり、現在のO/L期間では有効な掃気効果を得ることができないと判断できる場合には、正のO/L期間が短くなるように制御される（ステップ122）。尚、本ステップ122では、上記差分の縮小の程度によっては、O/L期間が無くなるように制御してもよい。

#### 【0069】

一方、上記ステップ116の判定が不成立である場合、つまり、振幅変化による排気圧の上昇が生じるケースであると判定された場合には、現状のO/L期間が維持される（ステップ124）。尚、本ステップ124では、振幅変化によって排気脈動の圧力の最小値が低くなるケースでは、正のO/L期間を拡大してもよい。

10

#### 【0070】

図6は、本発明の実施の形態1におけるバルブオーバーラップ期間の制御によって掃気効果を有効に引き出せる状況を説明するためのタイムチャートである。

図6に示すタイムチャートは、図6(F)に示すように、アクセルペダルの踏み込みに伴う加速時に、上記パラメータの増大の一例として、燃料噴射量が増量された状況を示している。燃料噴射量が増量すると、図6(E)に示すように、排気圧力（の平均値）が上昇する。このような場合に、既述した従来の制御では、図6(D)に示すように、掃気効果を有効に利用できないと判断し、一律に正のO/L期間が縮小されていた。

20

#### 【0071】

これに対し、以上説明した図5に示すルーチンの処理によれば、排気圧力の上昇が発生した場合に、排気圧力の上昇要因の識別が行われる。そして、排気脈動の変化がオフセット変化であるのか振幅変化であるのかに応じて、バルブオーバーラップ期間の制御が異なるものとされる。具体的には、図6(B)、(C)に示すように、排気脈動の変化がオフセット変化ではなく振幅変化であると判定された場合には、O/L期間の設定中であれば、図6(A)に示すように、正のO/L期間の設定が維持される。これにより、排気圧力が上昇しても実際には正のO/L期間の設定を抑制する必要のない当該状況下（振幅変化時）において、掃気効果を利用できるようになる。このため、以上のような処理によれば、上記従来の制御と比べ、掃気効果をより有効に引き出すことができるようになる。

#### 【0072】

30

また、上記ルーチンでは、アクセルペダルの踏み込みが検知された場合に、上述したバルブオーバーラップ期間の制御が実行される。アクセルペダルの踏み込みが検知された場合には（より具体的には、アクセルペダルの踏み込みがなされた後の加速初期においては）、要求トルクを発生させるべく燃料噴射量が増やされるが、過給遅れがあるため過給圧は直ちに上昇しない。そのような期間、つまり、第1パラメータである過給圧は増大せずに第2パラメータである燃料噴射量が増大する期間では、排気脈動の変化は上記振幅変化となる。従って、アクセルペダルの踏み込み時（特に加速初期）に、本実施形態のバルブオーバーラップ期間の制御を行うようになると、上記従来の制御では生かせなかった期間中において、掃気効果をより有効に引き出すことができるようになる。

#### 【0073】

40

また、図11を参照して後述するように、ディーゼル機関10における低回転低負荷側の運転領域は、排気エミッション性能の向上のためにEGR制御の実行を伴うモード領域とされている。ディーゼル機関10の運転領域が上記モード領域にある状況からアクセルペダルが踏み込まれることによって、運転領域が当該モード領域の外の領域（高回転高負荷側の領域）に移行する場合がある。このような場合においても、アクセルペダルの踏み込みに伴って燃料噴射量が増やされる。更に、この場合には、モード領域内においてスマート排出の抑制のために行われていたアフター噴射が実行されなくなるので、タービン22aに供給される排気ガスのエネルギーが減少する。その結果、アフター噴射を止めることによりターボ回転数が上がりにくくなり、燃料噴射量が増量されているが、過給圧の立ち上がりが遅れ易い状態となる。従って、このようなアクセルペダルの踏み込み時（モード

50

領域から外れる時)に、本実施形態のバルブオーバーラップ期間の制御を行うようによりすることで、上記従来の制御では生かせなかった期間中において、掃気効果をより有効に引き出すことができるようになる。

【0074】

尚、上述した実施の形態1においては、ECU50が上記図5に示すルーチンの一連の処理を実行することにより前記第1の発明における「オーバーラップ期間制御手段」が実現されている。

また、ECU50が上記ステップ106または116の処理を実行することにより前記第4の発明における「脈動変化様判別手段」が実現されている。

また、ECU50が上記ステップ106または116の処理を実行することにより前記第7の発明における「パラメータ変化検知手段」が実現されている。 10

また、ECU50が上記ステップ100の処理を実行することにより前記第15の発明における「アクセル踏込検知手段」が実現されている。

【0075】

実施の形態2.

次に、図7および図8を参照して、本発明の実施の形態2について説明する。

本実施形態のシステムは、図1、2に示すハードウェア構成を用いて、ECU50に図5に示すルーチンに代えて後述する図8に示すルーチンを実行させることにより実現することができるものである。

【0076】

図7は、排気脈動の谷における圧力の最小値の上昇に対する第1および第2パラメータのそれぞれの寄与度を説明するための図である。

図7に示す各パラメータの寄与度は、重回帰解析によって標準回帰係数として得られる値である。上記第1および第2パラメータには、相互に影響し合うパラメータが含まれている。例えば、VN開度を閉じ側に制御すると、排気圧力が上昇する一方でターボ回転数が高くなるので過給圧が高くなることがある。このような寄与度の設定によれば、そのようなパラメータ間の相互作用を含めて、各パラメータが、排気脈動の上記最小値の上昇に対してどれくらいの程度で影響を与えているかを把握することができる。 20

【0077】

図7に示す関係では、上記第1パラメータに該当するパラメータである過給圧(および吸入空気量)および閉じ側へのVN開度の制御量については、寄与度がプラス側の値となるように設定されている。寄与度がプラス側に大きくなることは、第1パラメータの増大によって、排気脈動の上記最小値がより大きく上昇することを意味している。また、過給圧の寄与度は、VN開度の上記制御量の寄与度に対して2倍強となるように設定されている。このことは、過給圧を所定量だけ増大させた場合には、VN開度の上記制御量を所定量だけ増大させた場合と比べ、上記最小値の上昇度合いが2倍強となることを示している。 30

【0078】

また、図7に示す関係では、上記第2パラメータに該当するパラメータである燃料噴射量、燃料噴射時期の遅角量、排気弁68の開き時期の進角量、および吸気下死点に向けての吸気弁64の閉じ時期の制御量については、寄与度がマイナス側の値となるように設定されている。寄与度がマイナス側に大きくなることは、第2パラメータの増大によって、排気脈動の上記最小値がより大きく下降することを意味している。また、これらの4つのパラメータについてのマイナス側での寄与度の相対的な大小関係の設定は、図7に示す通りである。 40

【0079】

本実施形態では、上記のように設定された各パラメータの寄与度を、排気圧力の上昇要因が発生した場合のバルブオーバーラップ期間の制御量の調整に反映させるようしている。以下、図8に示すルーチンを参照して、具体的な処理の一例について説明する。

【0080】

50

図8は、本発明の実施の形態2におけるバルブオーバーラップ期間の制御を実現するために、ECU50が実行する制御ルーチンを示すフローチャートである。尚、図8において、実施の形態1における図5に示すステップと同一のステップについては、同一の符号を付してその説明を省略または簡略する。

#### 【0081】

図8に示すルーチンでは、アクセルペダルの踏み込みが検知された場合において（ステップ100）、排気圧の上昇要因が発生したと判定された場合には（ステップ104）、次いで、今回の排気圧力の上昇要因となるパラメータの寄与度が取得される（ステップ200）。ECU50は、第1および第2パラメータのそれぞれに対して上記図7に示すような関係で定められた寄与度を記憶しており、ここでは、該当するパラメータの寄与度の記憶値が取得される。

10

#### 【0082】

次に、上記ステップ200において取得された寄与度に基づいて、今回の排気圧力の上昇要因となるパラメータの増大に伴って変化した排気脈動の上記最小値が算出（推定）されたうえで、吸気圧力（過給圧）と当該最小値の算出値との差分が算出される（ステップ202）。本実施形態で規定する寄与度は、対応するパラメータが所定量だけ増大した際の排気脈動の最小値の上昇度合いを示す度合いである。従って、今回の排気圧力の上昇要因となるパラメータの増大量と当該パラメータの寄与度が判れば、両者の積から得られる上記最小値の上昇量とECU50に記憶されている排気脈動の所定の基準波形とに基づいて、排気脈動の上記最小値を算出することができる。また、本ステップ202で算出される差分は、次のステップ204において、正のO/L期間を決定する際に使用される。

20

#### 【0083】

次に、上記ステップ200において取得された寄与度を反映させたO/L期間の制御が実行される（ステップ204）。具体的には、既にO/L期間が設定されている場合であれば、取得された寄与度がプラス側に大きいほど、O/L期間が短くなるように制御され、取得された寄与度がマイナス側に大きいほど、O/L期間が長くなるように制御される。また、現時点でO/L期間が設定されていない場合であれば、取得された寄与度がプラス側の値の場合にはO/L期間の設定が禁止され、取得された寄与度がマイナス側に大きいほど、より長いO/L期間が設定されるように制御される。

#### 【0084】

30

以上説明した図8に示すルーチンによれば、排気圧力の上昇要因が発生した場合のバルブオーバーラップ期間の調整量が、排気圧力の上昇要因となるパラメータの寄与度の符号の向きおよび大きさに応じて、フィードフォワード的に変更される。図7を参照して既述したように、排気脈動の変化がオフセット変化となるように影響を与える第1パラメータのそれぞれは、寄与度がプラス側の値となるように設定されており、排気脈動の変化が振幅変化となるように影響を与える第2パラメータのそれぞれは、寄与度がマイナス側の値となるように設定されている。つまり、上記図8に示すルーチンの処理において、各パラメータの寄与度を反映させてバルブオーバーラップ期間の制御を行うことによっても、上述した実施の形態1と同様に、排気脈動の変化がオフセット変化である場合と振幅変化である場合とで、バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることが実現されている。そして、上記ルーチンの処理によっても、排気圧力が上昇しても実際には正のO/L期間の設定を抑制する必要のない当該状況下（振幅変化時）において、掃気効果を利用できるようになる。このため、本実施形態の制御によっても、上記従来の制御と比べ、掃気効果をより有効に引き出すことができるようになる。

40

#### 【0085】

また、本実施形態では、上記図7に示すように、第1パラメータに関してはプラス側においてパラメータ毎に寄与度の大きさが設定されており、第2パラメータに関してはマイナス側においてパラメータ毎に寄与度の大きさが設定されている。これにより、排気圧力の上昇要因の発生が認められた場合に、排気脈動の変化がオフセット変化であるのか振幅変化であるのかに応じてバルブオーバーラップ期間の制御を切り替えるだけでなく、今回

50

の排気圧力の上昇要因となるパラメータの寄与度のプラス側或いはマイナス側の大きさ(つまり、排気脈動の最小値の変化への影響の大きさ)に応じて、バルブオーバーラップ期間の制御量が調整されるようになる。より具体的には、当該寄与度が大きいほど、O/L期間の制御量が大きく調整される。このため、排気圧力の上昇が認められた場合に、上述した実施の形態1の制御と比べ、掃気効果をより引き出せるようにバルブオーバーラップ期間をより正確に制御できるようになる。

【0086】

ところで、上述した実施の形態2においては、各パラメータの寄与度を反映させてバルブオーバーラップ期間の制御を行うことによって、排気脈動の変化がオフセット変化である場合と振幅変化である場合とで、バルブオーバーラップ期間の制御が異なるものとされている。しかしながら、本発明におけるバルブオーバーラップ期間の制御は、このような手法に限定されるものではなく、例えば、排気脈動の詳細な波形を検知可能な排気圧力センサを備えている場合には、次のような制御を行うようにしてもよい。すなわち、先ず、当該排気圧力センサにより検知される排気脈動の最小値を利用して、吸気圧力との差分を取得する。そして、その後に第1または第2のパラメータがある量だけ大きくなつた場合に、変化が生じたパラメータの変化量と当該パラメータの上記寄与度とを利用して、排気脈動の最小値の変化を推定することで、当該パラメータの変化後の上記差分を推定する。そして、推定された差分に応じた期間となるようにバルブオーバーラップ期間をフィードフォワード的に制御する。このような制御によれば、上記排気圧力センサにより現状の上記差分を把握することができるので、第1または第2パラメータの変化に応じてバルブオーバーラップ期間をフィードフォワード的に制御する際の制御基準値を正確に得られるようになる。そして、排気圧力の上昇要因(第1または第2パラメータ)に応じたバルブオーバーラップ期間の制御量を当該上昇要因毎(パラメータ毎)に正確に区別することが可能となる。

【0087】

また、排気脈動の詳細な波形を検知可能な排気圧力センサを備えている場合には、例えば、当該排気圧力センサによって得られる排気脈動の波形を参照して、排気脈動の変化が上記オフセット変化であるのか上記振幅変化であるのかを判断し、その判断結果に応じて、バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせてもよい。

【0088】

尚、上述した実施の形態2においては、ECU50が上記図8に示すルーチンの一連の処理を実行することにより前記第1の発明における「オーバーラップ期間制御手段」が実現されている。

【0089】

実施の形態3.

次に、図9および図10を参照して、本発明の実施の形態3について説明する。

本実施形態のシステムは、図1、2に示すハードウェア構成を用いて、ECU50に図5に示すルーチンに代えて後述する図10に示すルーチンを実行させることにより実現することができるものである。

【0090】

図9は、本発明の実施の形態3において、第1および第2パラメータのそれぞれの変化に伴う排気脈動の変化を算出するために使用される実験式(関係式)の傾向を表した図である。より具体的には、図9(A)は、上記オフセット変化を生じさせる要因となる第1パラメータに対する排気脈動の変化を規定した実験式Aの傾向を示しており、図9(B)は、上記振幅変化を生じさせる要因となる第2パラメータの変化に対する排気脈動の変化を規定した実験式Bの傾向を示している。

【0091】

図9(A)に示すように、実験式Aでは、第1パラメータが大きくなるほど(つまり、排気圧力が上昇する側への第1パラメータの変化量が大きくなるほど)、排気脈動の変化量におけるオフセット変化分が大きくなるように規定されている。また、実験式Aでは、

10

20

30

40

50

第1パラメータの値の増減に応じて、排気脈動の変化量における振幅変化分があまり変化しないように規定されている。このような実験式Aの傾向は、上記図4(A)に示すオフセット変化の傾向を捉えたものとなっている。また、実施の形態2において既述したように、第1パラメータの中のパラメータ間(例えば、過給圧とVN開度)で、排気脈動の変化に対する寄与度が異なるものとなる。従って、第1パラメータに関する実験式Aは、厳密には、パラメータが過給圧であるかVN開度であるかに応じて、パラメータの値の増減に応じた排気脈動の変化の度合いが異なるように規定されるものである。

#### 【0092】

一方、図9(B)に示すように、実験式Bでは、第2パラメータが大きくなるほど(つまり、排気圧力が上昇する側への第2パラメータの変化量が大きくなるほど)、排気脈動の変化量における振幅変化分が大きくなるように規定されている。また、実験式Bでは、第2パラメータが大きくなることに対して、排気脈動の変化量におけるオフセット変化分が同じままであるかマイナス側に大きくなるように規定されている。このような実験式Bの傾向は、上記図4(B)に示す振幅変化の傾向を捉えたものとなっている。また、第2パラメータに関する実験式Bも、厳密には、第1パラメータと同様に、第2パラメータの中のパラメータ間(例えば、燃料噴射量と燃料噴射時期)で、パラメータの値の増減に応じた排気脈動の変化の度合いが異なるように規定されるものである。

10

#### 【0093】

本実施形態では、第1および第2パラメータのそれぞれの変化に対する排気脈動の変化の傾向(関係)を、上記実験式AおよびBのような実験式を用いて規定したうえで、ディーゼル機関10の運転中における各パラメータの変化に伴う排気脈動の変化をパラメータ毎に算出するようにした。そして、そのようにして算出(推定)されるパラメータ毎の排気脈動の変化分を足し合わせて得た排気脈動の波形(特に谷における圧力の最小値)に基づいて、バルブオーバーラップ期間を制御するようにした。

20

#### 【0094】

図10は、上記の機能を実現するために、本実施の形態3においてECU50が実行する制御ルーチンを示すフローチャートである。尚、図10において、実施の形態1における図5に示すステップと同一のステップについては、同一の符号を付してその説明を省略または簡略する。

#### 【0095】

30

図10に示すルーチンでは、アクセルペダルの踏み込みが検知された場合において(ステップ100)、排気圧の上昇要因が発生したと判定された場合には(ステップ104)、次いで、ステップ300～ステップ310の判別処理がそれぞれ実行される。これらのステップの処理は、何れも、第1パラメータまたは第2パラメータが大きくなかったか否かを判別する処理である。

#### 【0096】

具体的には、ステップ300では、VN開度が閉じ側に制御されたか(閉じ側へのVN開度の制御量が増えたか)否かが判別される。ステップ302では、過給圧(吸入空気量)が増えたか否かが判別される。ステップ304では、燃料噴射量が増えたか否かが判別される。ステップ306では、燃料噴射時期の遅角量が増えたか(例えば、メイン噴射後にアフター噴射が行われたか)否かが判別される。ステップ308では、排気弁68の開き時期の進角量が増えたか否かが判別される。ステップ310では、吸気下死点に向けての吸気弁64の閉じ時期の制御量が増えたか否かが判別される。

40

#### 【0097】

上記ステップ300において、閉じ側へのVN開度の制御量が増えたと判定された場合には、VN開度の上記制御量の変化に対する排気脈動の変化を規定した実験式A1(上記図9に示す実験式Aのような傾向を有する実験式)を用いて、VN開度の上記制御量の変化に対する排気脈動のオフセット変化分および振幅変化分が算出される(ステップ312)。

#### 【0098】

50

上記ステップ302において、過給圧が増えたと判定された場合には、過給圧の変化に対する排気脈動の変化を規定した実験式A2（実験式A）を用いて、過給圧の変化に対する排気脈動のオフセット変化分および振幅変化分が算出される（ステップ314）。

【0099】

上記ステップ304において、燃料噴射量が増えたと判定された場合には、燃料噴射量の変化に対する排気脈動の変化を規定した実験式B1（実験式B）を用いて、燃料噴射量の変化に対する排気脈動のオフセット変化分および振幅変化分が算出される（ステップ316）。

【0100】

上記ステップ306において、燃料噴射時期の遅角量が増えたと判定された場合には、燃料噴射時期の遅角量の変化に対する排気脈動の変化を規定した実験式B2（実験式B）を用いて、燃料噴射時期の遅角量の変化に対する排気脈動のオフセット変化分および振幅変化分が算出される（ステップ318）。

【0101】

上記ステップ308において、排気弁68の開き時期の進角量が増えたと判定された場合には、排気弁68の開き時期の進角量の変化に対する排気脈動の変化を規定した実験式B3（実験式B）を用いて、排気弁68の開き時期の進角量の変化に対する排気脈動のオフセット変化分および振幅変化分が算出される（ステップ320）。

【0102】

上記ステップ310において、吸気下死点に向けての吸気弁64の閉じ時期の制御量が増えたと判定された場合には、吸気弁64の閉じ時期の上記制御量の変化に対する排気脈動の変化を規定した実験式B4（実験式B）を用いて、吸気弁64の閉じ時期の上記制御量の変化に対する排気脈動のオフセット変化分および振幅変化分が算出される（ステップ322）。

【0103】

次に、上記ステップ312～322の処理により各パラメータとの関係で算出が行われた排気脈動のオフセット変化分および振幅変化分の積算がそれぞれ実行される（ステップ324、326）。次いで、排気脈動の所定の基準波形に対して、上記ステップ324および326で算出されたオフセット変化分および振幅変化分のそれぞれの積算値を反映させることにより、今回の排気圧力の上昇要因の発生に伴う変化後の排気脈動の波形が算出（推定）される（ステップ328）。

【0104】

次に、吸気圧力（過給圧）と上記ステップ328において算出された排気脈動の最小値との差分が算出される（ステップ330）。次いで、算出された差分に応じて、正のバルブオーバーラップ期間の補正量が算出される（ステップ332）。より具体的には、上記ステップ324～328の処理によれば、上記オフセット変化を生じさせる要因である第1パラメータが大きくなつた場合であれば、排気脈動の最小値が大きくなるように排気脈動の波形が算出される。このため、この場合には、上記差分が小さくなる。一方、上記振幅変化を生じさせる要因であると第2パラメータが大きくなつた場合であれば、排気脈動の最小値は同じ値のままで若しくは当該最小値が小さくなるように排気脈動の波形が算出される。このため、この場合には、上記差分は変わらないか若しくは大きくなる。本ステップ332では、上記差分が小さくなる場合には、O/L期間の設定中であればO/L期間が短くなるように制御され、O/L期間が未設定であった場合であればO/L期間の設定が禁止される。上記差分が変わらない場合には、O/L期間の設定が維持される。また、上記差分が大きくなる場合には、O/L期間の設定中であればO/L期間が長くなるように制御され、O/L期間が未設定であった場合であればO/L期間の設定が実行される。

【0105】

以上説明した図10に示すルーチンによれば、排気圧力の上昇要因が発生した場合に、排気圧力の上昇要因となる第1または第2パラメータのそれぞれの排気脈動の変化分を足

10

20

30

40

50

し合わせて得た排気脈動の波形に基づいて、バルブオーバーラップ期間が制御される。図 9 (A) および (B) に示す実験式 A および B によれば、排気脈動の変化がオフセット変化となるように影響を与える第 1 パラメータについては、第 1 パラメータが大きくなるほど、オフセット変化分が大きくなるように規定されており、排気脈動の変化が振幅変化となるように影響を与える第 2 パラメータについては、第 2 パラメータが大きくなるほど、振幅変化分が大きくなるように規定されている。つまり、上記図 10 に示すルーチンの処理において、上記実験式 A、B のような傾向を有する各自の実験式 A1、B1 等に従ってパラメータ毎に算出した排気脈動の変化分を足し合わせて得た排気脈動の波形に基づいてバルブオーバーラップ期間の制御を行うことによっても、上述した実施の形態 1 と同様に、排気脈動の変化がオフセット変化である場合と振幅変化である場合とで、バルブオーバーラップ期間の制御を異ならせることができることが実現されている。そして、上記ルーチンの処理によっても、排気圧力が上昇しても実際には正の O/L 期間の設定を抑制する必要のない当該状況下（振幅変化時）において、掃気効果を利用できるようになる。このため、本実施形態の制御によっても、上記従来の制御と比べ、掃気効果をより有効に引き出すことができるようになる。10

#### 【0106】

尚、上述した実施の形態 3 においては、ECU50 が上記図 10 に示すルーチンの一連の処理を実行することにより前記第 1 の発明における「オーバーラップ期間制御手段」が実現されている。

また、ECU50 が上記ステップ 300 ~ 328 の処理を実行することにより前記第 1 2 の発明における「脈動波形推定手段」が実現されている。20

#### 【0107】

実施の形態 4 。

次に、図 11 乃至図 16 を参照して、本発明の実施の形態 4 について説明する。

本実施形態のシステムは、図 1、2 に示すハードウェア構成を用いて、ECU50 に図 2 に示すルーチンに代えて後述する図 14 に示すルーチンを実行させることにより実現することができるものである。

#### 【0108】

図 11 は、排気系容積を調整するための遮断弁 42 の開閉領域を説明するための図である。図 12 は、遮断弁 42 の開閉に伴う排気脈動の波形の変化を表した図である。30

図 11 に示すように、ディーゼル機関 10 の運転領域における低回転低負荷側の領域は、EGR 制御の実行を伴うモード領域となっている。図 12 に示すように、遮断弁 42 を閉じると、排気系容積が縮小するので排気脈動が強くなる。そこで、当該モード領域よりも高負荷側の領域では、掃気効果を利用してトルク向上を図るため、遮断弁 42 が閉じられるようになっている。ただし、遮断弁 42 を閉じた場合には、図 12 に示すように、排気圧力のピーク値が上昇する。このため、ターボ過給機 22（タービン 22a）の保護などの観点により、図 11 に示すように、高回転高負荷側の運転領域では、遮断弁 42 を開くようにする必要がある。

#### 【0109】

図 13 は、本発明の実施の形態 4 の制御の概要を説明するためのタイムチャートである。40

図 13 中において「掃気効果大ライン」と指示されたトルク曲線は、遮断弁 42 が閉じていることで排気脈動が大きく生成されている状態で排気脈動が谷となるタイミングに O/L 期間を合致させることにより、掃気効果を有効に利用している場合の曲線を示している。このような掃気効果の利用中において、上述したターボ過給機 22 の保護などの理由により遮断弁 42 が何らの配慮なしに開かれると、排気脈動が弱くなるので、掃気効果の減少、或いは、吸気圧力が排気圧力よりも低くなることによる吸気側への排気ガスの逆流が生ずることとなる。その結果、図 13 中に「掃気効果判断ミスライン」と指示されたトルク曲線が示すように、一時的にトルクが大きく低下するという次なる課題が発生する。

#### 【0110】

そこで、本実施形態では、遮断弁 4 2 が開いている時と閉じている時の双方での排気脈動の状態をディーゼル機関 1 0 の運転中に常に推定（予測）するようにした。そして、ディーゼル機関 1 0 の運転中に遮断弁 4 2 を聞く要求が出された際に、遮断弁 4 2 が開かれると有効な掃気効果が得られなくなると判断した場合には、図 1 3 中に「掃気効果あきらめライン」と指示されたトルク曲線が示すように、遮断弁 4 2 の開放に先立って、バルブオーバーラップ期間が無くなるように制御するようにした。この場合には、更に、遮断弁 4 2 の開放に先立って、バルブオーバーラップ期間が無くなるようにする上記制御と同時若しくは当該制御の実行後に、VN 開度を閉じ側の開度に制御するようにした。言い換えれば、先ず、バルブオーバーラップ期間が無くなるように制御され、当該制御と同時若しくは当該制御の実行後に、VN 開度が閉じ側の開度に制御される。そして、その後に、遮断弁 4 2 が開放される。遮断弁 4 2 の開放に先立って、このような VN 開度の制御をも実行することにより、遮断弁 4 2 の開放後に VN 開度を閉じ側の開度に制御する場合と比べ、VN 開度の調整により速やかに過給圧を高めることができるので、図 1 3 に示すように、過給遅れを最小限に抑えることができる。

#### 【0111】

一方、本実施形態では、遮断弁 4 2 を聞く要求が出された際に、遮断弁 4 2 を開いても掃気効果を確保できると判断した場合には、図 1 3 中に「掃気効果継続ライン」と指示された一点鎖線のトルク曲線が示すように、低くなる掃気効果に合わせるようにバルブオーバーラップ期間を適切に縮小したうえで、掃気効果を継続的に利用するようにした。

#### 【0112】

図 1 4 は、上記の機能を実現するために、本実施の形態 4 において ECU 5 0 が実行する制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 1 4 に示すルーチンでは、掃気効果の利用中に遮断弁 4 2 を聞く要求があるか否かが判別される（ステップ 4 0 0）。その結果、遮断弁 4 2 を聞く要求があると判定された場合には、現在の O / L 期間の制御量が取得される（ステップ 4 0 2）。

#### 【0113】

次に、遮断弁 4 2 が開いている時と閉じている時の双方での排気脈動の状態（排気脈動の谷における圧力の最小値）が取得される（ステップ 4 0 4）。本ステップ 4 0 4 では、上記図 8 に示すルーチンのステップ 2 0 2 の処理と同様の処理によって排気脈動の状態（上記最小値）が算出されるものとする。図 1 5 は、遮断弁 4 2 を開いた状態での、排気脈動の谷における圧力の最小値の上昇に対する第 1 および第 2 パラメータのそれぞれの寄与度を説明するための図である。尚、上記図 7 に示す寄与度は、遮断弁 4 2 が閉じた状態での寄与度を示している。既述したように、遮断弁 4 2 が開いている状態では、遮断弁 4 2 が閉じている状態と比べ、排気脈動が弱くなる。従って、図 1 5 を図 7 と比較して判るように、遮断弁 4 2 が開いている状態での寄与度は、遮断弁 4 2 が閉じている状態での寄与度に対して、各パラメータ間の相対的な大小の比率は同じままで全体的に小さくなるように設定されている。

#### 【0114】

上記ステップ 4 0 4 では、上記図 7 に示す寄与度と上記図 1 5 に示す寄与度とを参照して、遮断弁 4 2 が開いている時と閉じている時の双方での排気脈動の状態（排気脈動の上記最小値）が取得される。尚、このような寄与度を用いた排気脈動の状態の取得に代え、上述した実施の形態 3 の手法のように、パラメータ毎に排気脈動の変化を規定した実験式を用いて、遮断弁 4 2 が開いている時と閉じている時の双方での排気脈動の状態を算出して取得するものであってもよい。この場合には、遮断弁 4 2 が開いている時と閉じている時のそれに対応する実験式を予め規定して備えておくようとする。

#### 【0115】

次に、遮断弁 4 2 が開いている時の排気脈動の状態の取得（予測）結果に基づき、遮断弁 4 2 が開かれると有効な掃気効果が得られなくなる状況であるか否かが判別される（ステップ 4 0 6）。より具体的には、本ステップ 4 0 6 では、遮断弁 4 2 が開いている時の排気脈動の上記最小値の取得（予測）結果と吸気圧力の検出値とに基づいて、吸気圧力が

10

20

30

40

50

排気圧力よりも高くなる領域が所定の閾値以下に減少したか、或いは吸気圧力が排気圧力よりも高くなる領域が逆転したか否かが判別される。その結果、本ステップ406の判定が不成立である場合、すなわち、遮断弁42が開かれても掃気効果を維持できる状況であると判定(予測)された場合には、低くなる掃気効果に合わせるようにO/L期間が適切に縮小されることで正のO/L期間の設定が維持され(ステップ408)、掃気効果が継続的に利用される。

#### 【0116】

一方、上記ステップ406において、遮断弁42が開かれると有効な掃気効果が得られなくなる状況であると判定(予測)された場合には、次いで、遮断弁42が開いている時と閉じている時の双方に対して、掃気効果の程度を示す指標値が算出される(ステップ410)。具体的には、本ステップ410では、吸気圧力が排気圧力よりも高くなる領域の大きさに基づいて、当該領域が大きいほど、上記指標値が大きくなるように算出される。尚、吸気圧力が排気圧力よりも高くなる領域の大きさは、吸気圧力と排気圧力との差分に基づき取得することができる。

#### 【0117】

次に、上記ステップ410において算出された、遮断弁42が開いている時と閉じている時の掃気効果の上記指標値の差に基づいて、遮断弁42が開かれるとトルク段差が発生するか否かが判別される(ステップ412)。具体的には、本ステップ412では、上記指標値の上記差が所定の閾値よりも大きい場合には、トルク段差が発生すると判断される。

10

20

#### 【0118】

上記ステップ412において、遮断弁42が開かれるとトルク段差が発生すると判定された場合には、正のO/L期間が縮小若しくは当該O/L期間の設定が禁止される(ステップ414)。次いで、VN開度が閉じ側の開度に制御され、(ステップ416)、その後、遮断弁42が開放される(ステップ418)。

#### 【0119】

以上説明した図14に示すルーチンによれば、掃気効果の利用中において遮断弁42を開く要求が出された際に、遮断弁42が開かれると有効な掃気効果が得られなくなると判断した場合には、遮断弁42の開放に先立って、バルブオーバーラップ期間が無くなるように制御される。掃気効果の利用中において遮断弁42が開かれると有効な掃気効果が得られなくなる条件を予測できずに遮断弁42が開かれると、既述したようにトルクの低下が生ずる。そして、このようなトルク低下が発生したことを吸入空気量の変化によって事後的に検知してO/L期間の設定を禁止するようにする手法(図13中の「掃気効果判断ミスライン」参照)では、ディーゼル機関10の加速不良やドライバビリティの悪化が生じてしまう。その一方で、このような問題を回避するために遮断弁42が開かれる前に一律にO/L期間の設定を禁止するようにすると、遮断弁42が開かれても掃気効果が確保できる状況であった場合には、得られるはずの掃気効果が得られなくなる。これにより、ディーゼル機関10の加速不良やドライバビリティの悪化が生じてしまう。これに対し、上記ルーチンの処理によれば、掃気効果の利用中において遮断弁42を開く要求が出された際に、遮断弁42が開かれると有効な掃気効果が得られなくなる状況であるか否かの予測が行われたうえで、予測結果に応じて、バルブオーバーラップ期間を遮断弁42の開放に先立って縮小若しくは禁止するかどうかが判断される。これにより、掃気効果の利用中において遮断弁42を開く要求が出された際に、ディーゼル機関10の加速不良やドライバビリティの悪化を良好に抑制することが可能となる。

30

40

#### 【0120】

また、上記ルーチンによれば、掃気効果の利用中において遮断弁42を開く要求が出された際に、遮断弁42が開かれると有効な掃気効果が得られなくなると判断した場合には、バルブオーバーラップ期間が無くなるようにする上記制御だけでなくVN開度を閉じる制御が、遮断弁42の開放に先立って実行される。掃気効果を有効に得るために、排気圧力が低い状態が必要であるため、開き側のVN開度が使用される。このため、掃気効果

50

の利用中は、絶対値としては過給圧が低くなっている。その結果、そのような掃気効果の利用中に遮断弁 4 2 を開く際に O / L 期間を狭めて掃気効果の利用を諦めるようにすると、過給圧が低い状態となる。このため、遮断弁 4 2 が開いた後に VN 開度を閉じ側の開度に制御することによって過給圧を確保しようとすると、図 13 中に示すようにトルク段差（トルクの上昇が停滞している状態）が発生してしまう。このようなトルク段差は、加速停止感を生じさせてしまう。これに対し、上記ルーチンの処理によれば、VN 開度を閉じる制御が、遮断弁 4 2 の開放に先立って実行される。これにより、O / L 期間を狭めて遮断弁 4 2 を開いた際に生ずる過給遅れを最小限に抑制することができる。

#### 【 0 1 2 1 】

図 16 は、遮断弁 4 2 を開いた際に掃気効果を諦めて VN 開度を閉じ側の開度にする制御 A に対する、遮断弁 4 2 を開いた際に掃気効果を継続する制御 B のメリットを説明するための図である。

図 16 は、吸気圧力（過給圧）と排気圧力との関係でターボ過給機 2 2 の特性を表した図である。図 16 に示すように、吸気圧力が比較的低い領域では、ターボ効率が良く、排気圧力の上昇に対して吸気圧力が良好に上昇するが、吸気圧力が比較的高い領域では、ターボ効率が悪く、排気圧力の上昇に対する吸気圧力の上昇が鈍くなる。従って、ターボ効率の良い低吸気圧力領域では、吸気圧力が排気圧力（排気脈動の最小値）よりも高い状況を作り易く、掃気効果を利用し易くなる。逆に、ターボ効率の悪い高吸気圧力領域では、吸気圧力が排気圧力（排気脈動の最小値）よりも高い状況を作りにくく、掃気効果を利用しにくくなる。

#### 【 0 1 2 2 】

ターボ効率の良い上記領域は、ターボ効率の優れた開き側の所定開度に VN 開度を制御することで実現することができる。また、図 16 に示すように、このようなターボ効率の良い開度に VN 開度が制御された状態から VN 開度が閉じ側の開度に制御された場合、或いは当該状態からディーゼル機関 1 0 の運転領域が高回転高負荷領域に移行した場合には、ターボ効率の良い領域からターボ効率の悪い領域に移行することになる。

#### 【 0 1 2 3 】

掃気効果の利用中において遮断弁 4 2 を開く要求が出された際には、状況によっては、VN 開度をターボ効率の良い開度に維持したまま低過給圧下で掃気効果を利用する制御 A と、O / L 期間を狭めて掃気効果を諦めつつ VN 開度を閉じ側の開度に制御することで高過給圧を得るようにする制御 B のどちらを実行した場合であっても、要求トルク（吸入空気量）を得ることができる場合がある。そのような状況下では、ターボ効率の良い状態を使用することで燃費上有利となる上記制御 A（掃気効果利用継続）を選択することが好ましい。

#### 【 0 1 2 4 】

尚、上述した実施の形態 4 においては、ECU 5 0 が、上記ステップ 4 1 8 の処理を実行することにより前記第 1 3 の発明における「排気容積調整手段」が、上記ステップ 4 0 4 の処理を実行することにより前記第 1 3 の発明における「排気脈動取得手段」が、上記ステップ 4 0 6 、 4 1 0 、および 4 1 2 の処理を実行することにより前記第 1 3 の発明における「掃気効果予測手段」が、上記ステップ 4 1 8 の処理に先立って上記ステップ 4 1 4 の処理を実行することにより前記第 1 3 の発明における「オーバーラップ制御先出し実行手段」が、それぞれ実現されている。

また、ECU 5 0 が、上記ステップ 4 1 6 の処理を実行することにより前記第 1 4 の発明における「ノズル開度制御手段」が、上記ステップ 4 1 8 の処理に先立って上記ステップ 4 1 6 の処理を実行することにより前記第 1 4 の発明における「ノズル制御先出し実行手段」が、それぞれ実現されている。

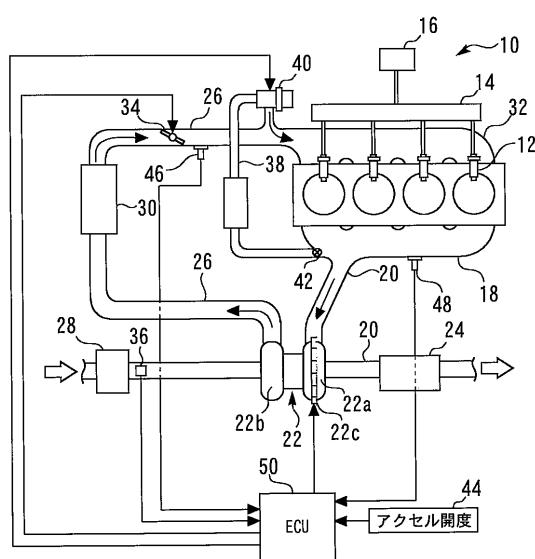
10

20

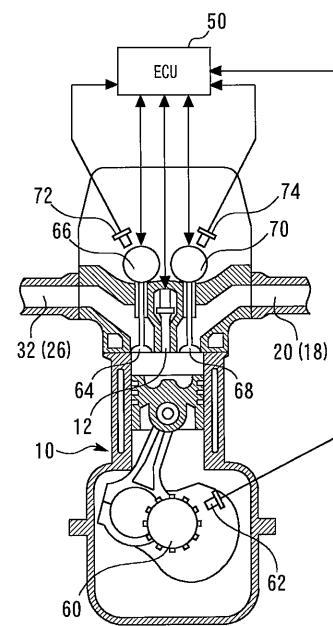
30

40

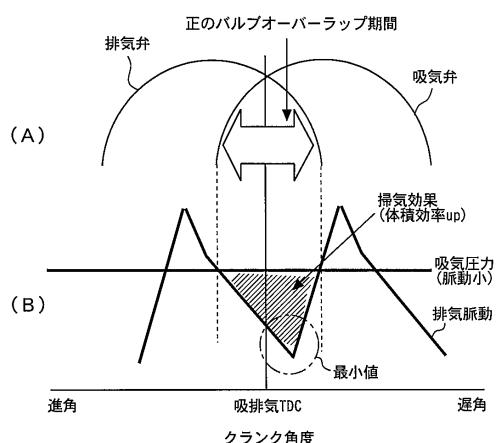
【図1】



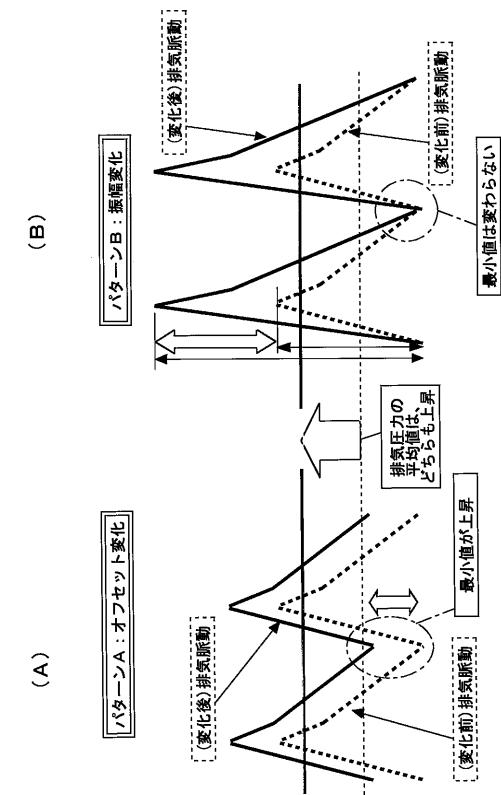
【図2】



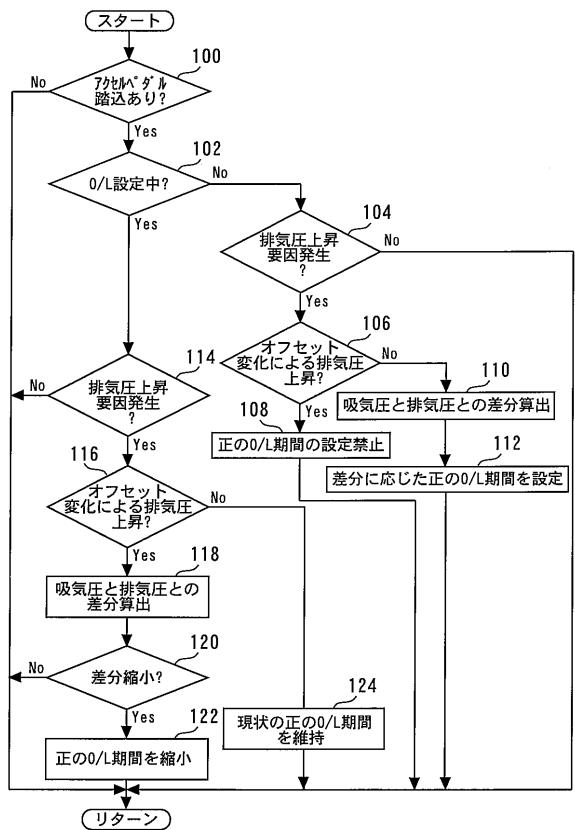
【図3】



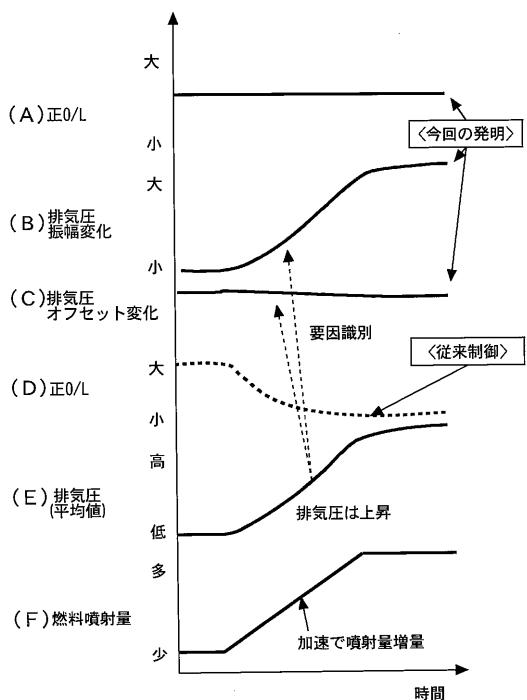
【図4】



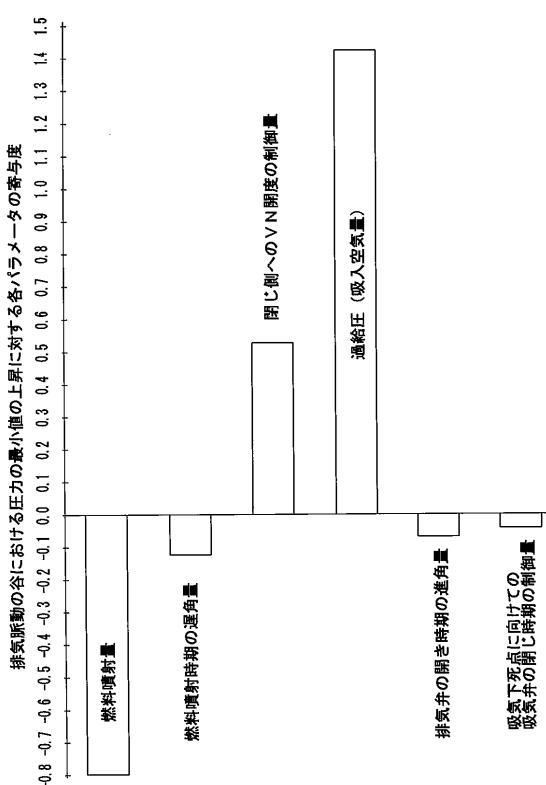
【図5】



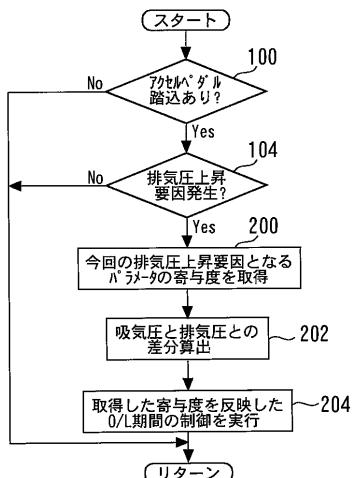
【図6】



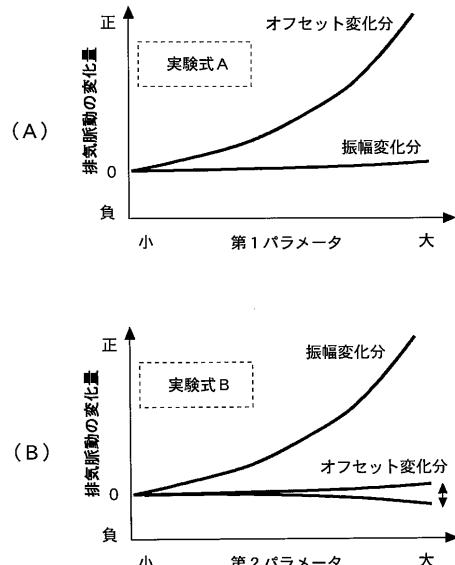
【図7】



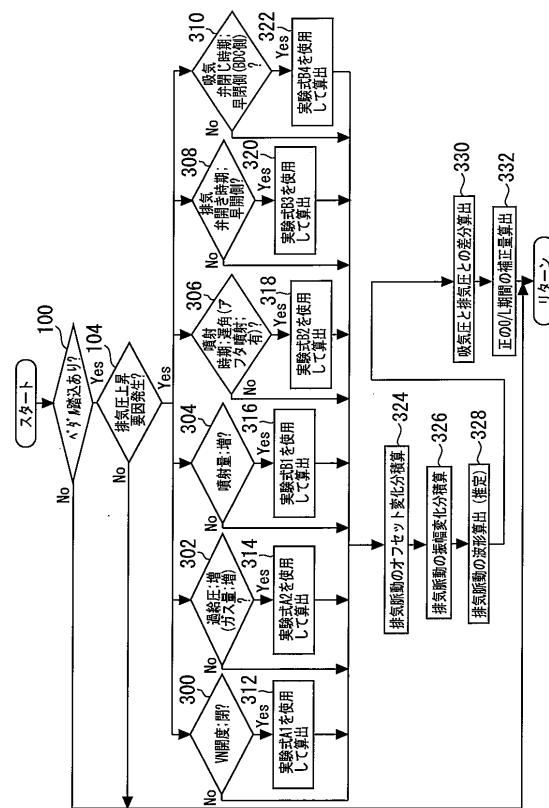
【図8】



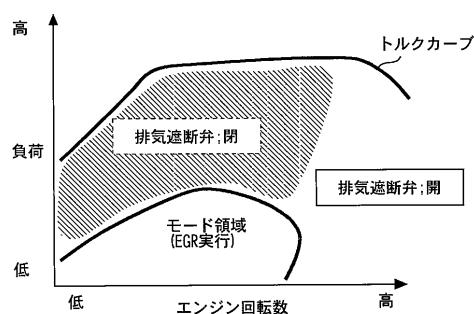
【図 9】



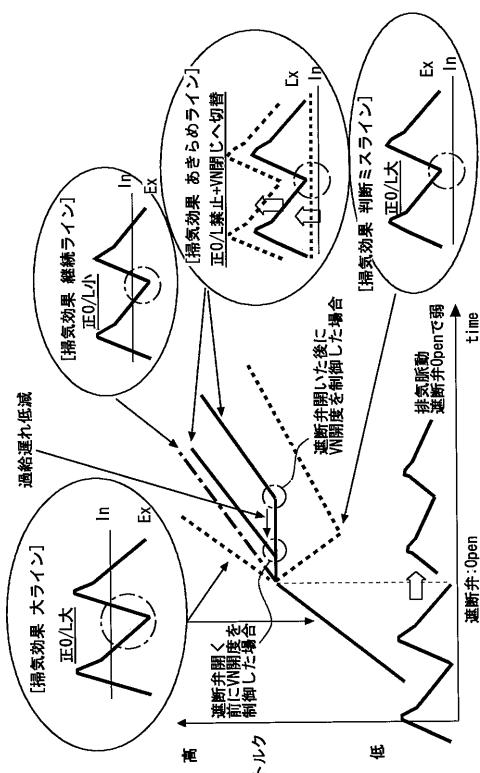
【図 10】



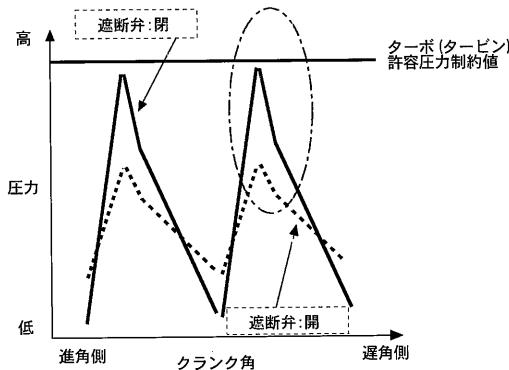
【図 11】



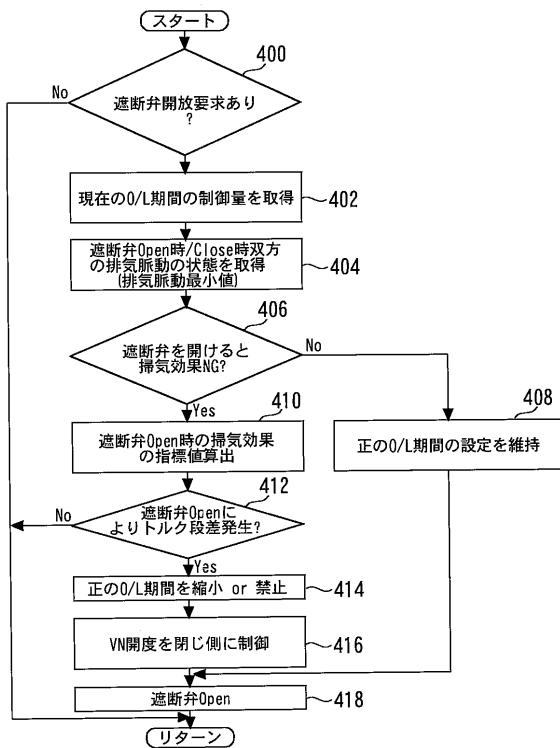
【図 13】



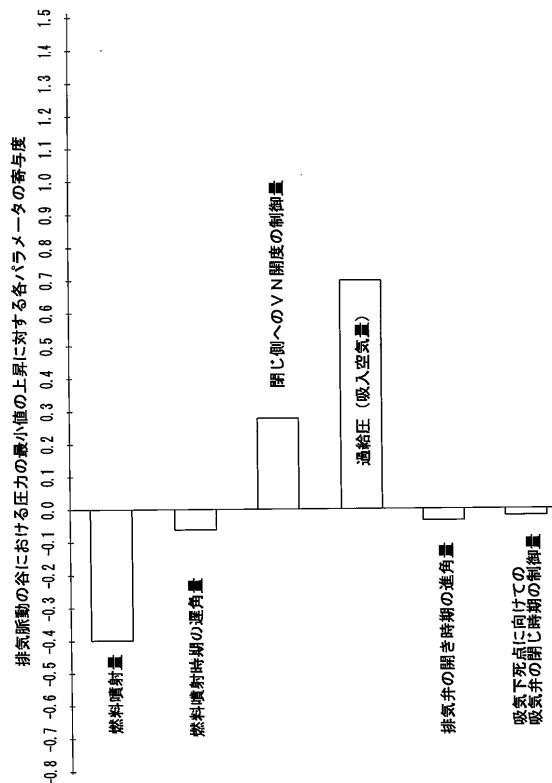
【図 12】



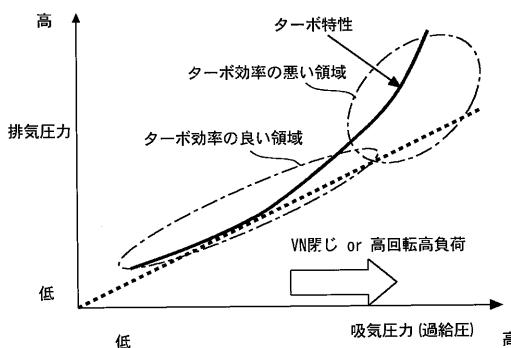
【図14】



【図15】



【図16】



---

フロントページの続き

(72)発明者 小川 孝  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 伊藤 勝広  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 岩田 一康  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 柳瀬 佳紀  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 後藤 信朗

(56)参考文献 特開平11-82074(JP, A)  
特開2009-103084(JP, A)  
特開2009-209780(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 02 D 13 / 02

F 02 B 37 / 00

F 02 B 37 / 12

F 02 B 37 / 24