

(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2008-215327  
(P2008-215327A)

(43) 公開日 平成20年9月18日(2008.9.18)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>FO2D 13/02 (2006.01)</b>	FO2D 13/02 H	3G005
<b>FO2D 41/04 (2006.01)</b>	FO2D 13/02 G	3G065
<b>FO2D 41/10 (2006.01)</b>	FO2D 13/02 J	3G092
<b>FO2B 37/00 (2006.01)</b>	FO2D 13/02 D	3G301
<b>FO2D 9/02 (2006.01)</b>	FO2D 41/04 310C	

審査請求 未請求 請求項の数 18 O L (全 23 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2007-58111 (P2007-58111)  
(22) 出願日 平成19年3月8日(2007.3.8)

(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 100096459  
弁理士 橋本 剛  
(74) 代理人 100086232  
弁理士 小林 博通  
(74) 代理人 100092613  
弁理士 富岡 潔  
(72) 発明者 中村 信  
神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 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  
Fターム(参考) 3G005 EA16 FA04 GD02 GD11 HA09  
JA24 JA39 JA40 JB02  
最終頁に続く

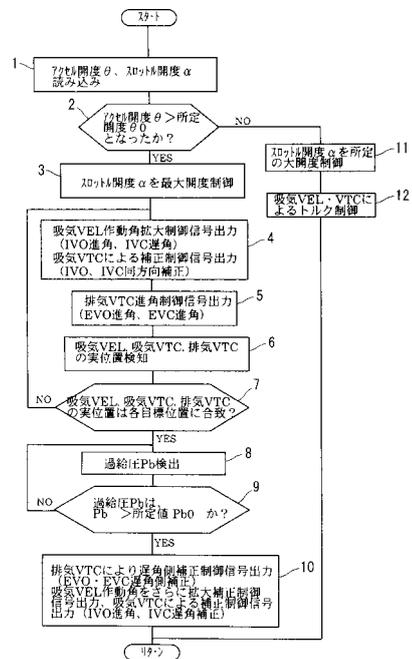
(54) 【発明の名称】 内燃機関の可変動弁装置及び制御装置

(57) 【要約】

【課題】 機関の例えば急加速時などの過渡時においてさらに過給機によるトルクレスポンスを向上させることのできる可変動弁装置を提供する。

【解決手段】 ステップ2でアクセル開度  $\alpha$  が所定の開度  $0$  よりも大きいと判別した場合は、ステップ3でスロットルバルブ開度  $\alpha$  を最大開度に制御し、ステップ4においては、吸気弁の作動角を拡大して開時期を進角側に制御し、閉時期を遅角側に制御する。アクセル開度  $\alpha$  が小さいときもスロットルバルブの開度が大きくなっていることから、吸気弁の作動角が拡大すると、吸気管内の新気の移動遅れなく燃焼室内に多量の新気が流れ込む。これによって、過給初期におけるトルクの初期レスポンスが大幅に向上する。ステップ5では、進角制御することから、排気ブローダウンエネルギーが増加して排圧が上昇することから、排気タービンホイールの回転速度が急速に立ち上がる。

【選択図】 図9



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

機関の出力目標値を設定する目標値設定部と、

該目標値設定部からの出力信号に基づいて制御信号を出力する制御部と、

該制御部から出力された制御信号に基づいて吸気弁の作動角とリフト量を制御する吸気弁特性変更部と、

前記制御部から出力された制御信号に基づいて排気弁の開閉時期を制御する排気弁特性変更部と、

前記排気弁によって排出された排気ガスの圧力によって排気タービンを回転駆動して該排気タービンと同軸のコンプレッサを回転駆動して吸入空気を過給する過給機と、を備え

、

前記出力目標値が高められた際に、前記制御部が前記吸気弁特性変更部に制御信号を出力して、前記吸気弁の開時期を進角させると共に閉時期を遅角させる一方、前記排気弁特性変更部に制御信号を出力して、排気弁の開時期を進角させたことを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

**【請求項 2】**

前記目標設定部により出力目標値が小さい値から大きな値に設定された際に、前記吸気弁特性変更部を排気弁特性変更部よりも優先して作動させることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

**【請求項 3】**

排気弁特性変更部によって排気弁の開時期を進角させるとともに排気弁の閉時期も進角させたことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

**【請求項 4】**

前記過給機による過給圧上昇後に、前記吸気弁特性変更部によって吸気弁の作動角及びリフト量をさらに増加させると共に、前記排気弁特性変更部によって排気弁の開時期と閉時期を遅角させることを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

**【請求項 5】**

前記目標設定部は、アクセル開度を設定するアクセル開度設定部によって構成され、

前記制御部は、前記アクセル開度設定部からのアクセル開度信号を含む前記機関の状態を演算によって検出された制御信号によってスロットルバルブの開度を所定値に設定し、

前記アクセル開度が所定の開度以下の領域では、前記スロットルバルブの開度を所定の開度以上に設定すると共に、前記吸気弁特性変更部によって吸気弁の作動角とリフト量を制御してトルク制御を行う、

一方、アクセル開度が所定の開度以上の領域では、前記スロットルバルブの開度を所定の開度以上に設定すると共に、前記吸気弁特性変更部によって吸気弁の作動角とリフト量を増加する制御を行い、前記排気弁特性変更部によって排気弁の開時期を進角する制御を行うことを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

**【請求項 6】**

前記排気弁特性変更部は、前記排気弁の作動角とリフト量を維持しつつ排気弁の開閉時期を制御することを特徴とする請求項 1 ~ 5 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

**【請求項 7】**

前記目標設定部の出力目標値が小さい値から大きい値に設定された際に、前記排気弁特性変更部は、前記吸気弁特性変更部よりも優先して前記排気弁の開閉時期を制御することを特徴とする請求項 1、3 ~ 6 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

**【請求項 8】**

前記目標値設定部の出力目標値が小さい値から大きい値への設定は、前記アクセル開度が小から大開度に設定される場合であることを特徴とする請求項 1 ~ 7 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

10

20

30

40

50

## 【請求項 9】

機関の回転数が所定以下の低回転域では、前記吸気弁特性変更部を前記排気弁特性変更部より優先して制御し、所定以上の中、高回転域では、前記排気弁特性変更部を吸気弁特性変更部よりも優先して制御することを特徴とする請求項 1 ~ 8 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

## 【請求項 10】

前記吸気弁特性変更部は、前記吸気弁の作動角とリフト量を連続的に可変制御する第 1 の吸気弁特性変更部と、前記吸気弁のリフト位相を連続的に可変制御する第 2 の吸気弁特性変更部とによって構成したことを特徴とする請求項 1 ~ 9 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

10

## 【請求項 11】

前記排気弁特性変更部は、排気弁の開閉時期を進角側へ付勢する付勢手段を有することを特徴とする請求項 1 ~ 10 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

## 【請求項 12】

前記排気弁特性変更部は、排気弁の開閉時期を遅角側へ付勢する付勢手段を有することを特徴とする請求項 1 ~ 10 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

## 【請求項 13】

前記排気弁特性変更部は、前記排気弁の開閉時期を進角量を前記吸気弁の開閉時期を進角量よりも大きくなるように設定し、前記排気弁と吸気弁のバルブオーバーラップを減少させたことを特徴とする請求項 1 ~ 12 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

20

## 【請求項 14】

前記の過給圧が所定以上になったことを検出した場合には、前記吸気弁特性変更部が吸気弁の作動角を拡大して開閉時期を進角制御する一方、前記排気弁特性変更部が排気弁の開閉時期と閉閉時期とを遅角制御することを特徴とする請求項 1 ~ 13 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

## 【請求項 15】

前記過給圧が所定以上の領域において、前記吸気弁の開閉時期を進角量は、前記排気弁の開閉時期の遅角量よりも大きく設定され、前記吸気弁と排気弁の開閉時期のバルブオーバーラップを減少させたことを特徴とする請求項 4 ~ 14 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

30

## 【請求項 16】

前記過給機の異常が生じた場合に、前記排気弁特性変更部によって排気弁の開閉時期を遅角側に制御したことを特徴とする請求項 1 ~ 15 のいずれか一項に記載の内燃機関の可変動弁装置。

## 【請求項 17】

機関の排気弁を介して排出された排気ガスの圧力によって吸入空気を過給する過給機と、  
吸気弁の作動角とリフト量を制御する吸気弁特性変更部と、  
前記排気弁の開閉時期を制御する排気弁特性変更部と、  
機関の出力目標値に基づいて前記吸気弁特性変更部と排気弁特性変更部を制御する制御部と、を備えた内燃機関の制御装置であって、

40

前記出力目標値が高くなった際に、前記制御部からの制御信号によって前記吸気弁特性変更部が吸気弁の開閉時期を進角制御しかつ閉閉時期を遅角制御すると共に、前記排気弁特性変更部が排気弁の開閉時期を進角制御する第 1 のトルク制御と、

前記過給機によって過給圧が上昇した後に、前記吸気弁特性変更部により吸気弁の作動角を拡大しかつリフト量を増大させる制御を行うと共に、排気弁特性変更部により排気弁の開閉時期と閉閉時期を遅角側に制御する第 2 のトルク制御と、

を有することを特徴とする内燃機関の制御装置。

## 【請求項 18】

前記第 1 のトルク制御において、前記排気弁特性変更部に制御信号を出力して前記排気弁の開閉時期と閉閉時期とを進角制御して吸気弁とのバルブオーバーラップを減少させることを

50

特徴とする請求項 17 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、例えば過給機を備えた車両の急加速時などの過渡時において、排気弁と吸気弁の開閉時期を制御してトルクレスポンスなどの性能を向上し得る内燃機関の可変動弁装置及び制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来の内燃機関の可変動弁装置としては、例えば、本出願人が先に出願した以下の特許文献 1 に記載されているものが知られている。

10

【0003】

概略を説明すれば、この可変動弁装置は、過給機付き内燃機関に適用されたもので、加速状態検出手段によって機関の加速状態が検出されたときは、加速直前に設定されていた通常運転時のバルブ作動特性に対して、排気弁の開時期を進角させると共に、排気弁閉時期を進角して吸気・排気弁の開弁期間が重なり合うバルブオーバーラップ量を減少させることにより、加速初期時のバルブ作動特性を設定し、その後、吸気弁の開時期と閉時期とを進角側に制御して加速状態におけるバルブ作動特性を設定するようになっている。

【0004】

このように、加速初期に排気弁を制御することによってブローダウンエネルギーを有効に利用して加速初期における排気タービンの回転上昇を早めて過給圧を高めることが可能になる。

20

【特許文献 1】特開 2003 - 3871 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、特許文献 1 に記載された可変動弁装置にあつては、前述のように、加速状態を検出した加速初期に、排気弁の開時期を進角制御してバルブオーバーラップを減少させて加速初期の排気タービンの応答性を改善するようになっているものの、かかる加速初期には単に排気弁の開閉時期を進角制御するだけであつて、加速初期の吸気弁の具体的な作動特性については何ら具体的に示されていない。

30

【0006】

したがって、たとえ過給機による過給圧が高まっても筒内へ吸入空気を速やかに筒内に供給することができないおそれがある。この結果、加速初期のトルクレスポンスを十分に向上させることができず、さらに改善の余地があつた。

【0007】

本発明は、前記従来 of 可変動弁装置の技術的課題に鑑みて案出したもので、機関の例えば急加速時などの加速初期過渡時などにおいてさらにトルクレスポンスを向上させることのできる内燃機関の可変動弁装置を提供することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

40

【0008】

請求項 1 に記載の発明は、機関の出力目標値を設定する目標値設定部と、該目標値設定部からの出力信号に基づいて制御信号を出力する制御部と、該制御部から出力された制御信号に基づいて吸気弁の作動角とリフト量を制御する吸気弁特性変更部と、前記制御部から出力された制御信号に基づいて排気弁の開閉時期を制御する排気弁特性変更部と、前記排気弁によって排出された排気ガスの圧力によって排気タービンを回転駆動して該排気タービンと同軸のコンプレッサを回転駆動して吸入空気を過給する過給機と、を備え、前記出力目標値が高められた際に、前記制御部が前記吸気弁特性変更部に制御信号を出力して、前記吸気弁の開時期を進角させると共に閉時期を遅角させる一方、前記排気弁特性変更部に制御信号を出力して、排気弁の開時期を進角させたことを特徴としている。

50

## 【 0 0 0 9 】

この発明によれば、吸気弁の開時期（I V O）を早めかつ閉時期（I V C）を遅くすることによって吸気弁の作動角を増大させて筒内への吸入空気量を増加させて燃焼トルクを増加し、また、燃焼ガスを増加させることができると共に、排気弁の開時期（E V O）を早めたことによってさらに排気ブローダウンのエネルギーを高めタービン前の排圧を上昇させてコンプレッサの回転上昇を促進させることが可能になる。したがって、いわゆるターボラグが低減してトルクレスポンスが向上する。

## 【 0 0 1 0 】

つまり、この発明は、単に排気弁の開時期を早めるだけではなく、吸気弁の作動角及びリフト量を大きくすることによって、吸入空気を十分な量を筒内に吸入することができるから、まずトルク自体を高めることができ、かつ燃焼ガスの増加と排気弁開時期（E V O）の進角制御と相俟ってコンプレッサ回転上昇を促してターボラグも低減させることによりトルクレスポンスを向上させることが可能になるのである。

10

## 【 0 0 1 1 】

請求項 2 に記載の発明は、前記目標設定部により出力目標値が小さい値から大きな値に設定された際に、前記吸気弁特性変更部を排気弁特性変更部よりも優先して作動させることを特徴としている。

## 【 0 0 1 2 】

この発明によれば、吸気弁特性変更部による優先された作動角の拡大制御に伴って筒内への吸入空気の増加応答性が向上するため、アクセル開度を大きくした際の初期のトルクレスポンスを向上させることができる。

20

請求項 3 に記載の発明は、排気弁特性変更部によって排気弁の開時期を進角させるとともに排気弁の閉時期も進角させたことを特徴としている。

## 【 0 0 1 3 】

この発明によれば、吸気弁開時期（I V O）が吸気弁特性変更部により進角制御されているにも拘わらず吸気弁と排気弁のバルブオーバーラップの増加を抑制することができるので、バルブオーバーラップ区間における排気ガスの筒内への吹き返しを減少させることができる。この結果、過給機の作動の立ち上げ速度を高めることができ、これにより、過給による出力トルクの上昇を図ることが可能になり、さらにトルクレスポンスが向上する。

30

## 【 0 0 1 4 】

請求項 4 に記載の発明は、前記過給機による過給圧上昇後に、前記吸気弁特性変更部によって吸気弁の作動角及びリフト量をさらに増加させると共に、前記排気弁特性変更部によって排気弁の開時期と閉時期を遅角させることを特徴としている。

## 【 0 0 1 5 】

この発明によれば、過給圧が上昇した時点での吸入空気量の絶対値を増加させ、トルクや出力の絶対値を高めることが可能になる。

40

## 【 0 0 1 6 】

請求項 5 に記載の発明にあつては、前記目標設定部は、アクセル開度を設定するアクセル開度設定部によって構成され、前記制御部は、前記アクセル開度設定部からのアクセル開度信号を含む前記機関の状態を演算によって検出された制御信号によってスロットルバルブの開度を所定値に設定し、前記アクセル開度が所定の開度以下の領域では、前記スロットルバルブの開度を所定の開度以上に設定すると共に、前記吸気弁特性変更部によって吸気弁の作動角とリフト量を制御してトルク制御を行う一方、アクセル開度が所定の開度以上の領域では、前記スロットルバルブの開度を所定の開度以上に設定すると共に、前記吸気弁特性変更部によって吸気弁の作動角とリフト量を増加する制御を行い、前記排気弁特性変更部によって排気弁の開時期を進角する制御を行うことを特徴としている。

50

## 【 0 0 1 7 】

この発明によれば、例えば機関低回転域では、吸気弁特性変更部の制御によって吸入応答性を向上させる一方、中、高回転域では、過給機の良好な回転応答性を確保するため、機関の全回転域において良好なトルク応答性を実現できる。

## 【 0 0 1 8 】

請求項 6 に記載の発明にあつては、前記排気弁特性変更部は、前記排気弁の作動角とリフト量を維持しつつ排気弁の開閉時期を制御することを特徴としている。

## 【 0 0 1 9 】

この発明によれば、排気弁開時期を進角させた際に、排気弁閉時期も進角するので、吸気弁開時期の進角制御によるバルブオーバーラップの拡大を抑制することができ、排気ガスの吸気側への吹き返しを低減でき、これによってトルクレスポンスがさらに良好になる。

10

## 【 0 0 2 0 】

請求項 7 に記載の発明は、前記目標設定部の出力目標値が小さい値から大きい値に設定された際に、前記排気弁特性変更部は、前記吸気弁特性変更部よりも優先して前記排気弁の開閉時期を制御することを特徴としている。

## 【 0 0 2 1 】

この発明によれば、排気弁特性変更部によって排気弁の開閉時期を進角側へ制御を優先しつつ、吸気弁特性変更部によって吸気弁の作動角の拡大制御に伴って吸気弁の開時期が遅角側に制御されることから、前記バルブオーバーラップの増大化をさらに抑制することが可能になる。この結果、排気ガスの筒内への吹き返しをさらに減少させて、過給機の作動の立ち上がりより早くすることができ、この結果、過給によるトルクの上昇を早めることができる。

20

## 【 0 0 2 2 】

請求項 8 に記載の発明は、前記目標値設定部の出力目標値が小さい値から大きい値への設定は、前記アクセル開度が小から大開度に設定される場合であることを特徴としている。

## 【 0 0 2 3 】

請求項 9 に記載の発明は、機関の回転数が所定以下の低回転域では、前記吸気弁特性変更部を前記排気弁特性変更部より優先して制御し、所定以上の中、高回転域では、前記排気弁特性変更部を吸気弁特性変更部よりも優先して制御することを特徴としている。

30

## 【 0 0 2 4 】

この発明によれば、機関回転数に応じて吸気弁特性変更部と排気弁特性変更部とを切り換えて吸気弁や排気弁の特性を制御するため、低回転時の吸入応答性の向上と、中、高回転時の過給機の応答性の向上によって全回転域で良好なトルク応答性を実現できる。

## 【 0 0 2 5 】

請求項 10 に記載の発明にあつては、前記吸気弁特性変更部は、前記吸気弁の作動角とリフト量を連続的に可変制御する第 1 の吸気弁特性変更部と、前記吸気弁のリフト位相を連続的に可変制御する第 2 の吸気弁特性変更部とによって構成したことを特徴としている。

40

## 【 0 0 2 6 】

この発明によれば、目標設定部の出力目標値が大きくなった場合には、吸気弁の開時期と閉時期のバランスを機関運転状態によって変えることが可能になるので、運転状態毎によりトルク応答性を高めることが可能になる。

## 【 0 0 2 7 】

請求項 11 に記載の発明にあつては、前記排気弁特性変更部は、排気弁の開閉時期を進角側へ付勢する付勢手段を有することを特徴としている。

## 【 0 0 2 8 】

この発明によれば、急加速などで目標設定部により出力目標値が高く設定された際に、排気弁の開閉時期を付勢手段によって進角側へ速やかに移行させることができるので、過

50

給機の回転上昇がより速くなる。

【0029】

請求項12に記載の発明にあつては、前記排気弁特性変更部は、排気弁の開閉時期を遅角側へ付勢する付勢手段を有することを特徴としている。

【0030】

この発明によれば、付勢手段の付勢力によって、過給圧が低い小アクセル開度の通常運転領域に適した遅角側へメカ的に移行させることができるので、該遅角側への制御の安定化が図れる。特に過給機が故障した場合において最低限の機関性能を維持しやすい。

【0031】

請求項13に記載の発明にあつては、前記排気弁特性変更部は、前記排気弁の閉時期の進角量を前記吸気弁の開時期の進角量よりも大きくなるように設定し、前記排気弁と吸気弁のバルブオーバーラップを減少させたことを特徴としている。

10

【0032】

例えば、大アクセル開度状態に移行した直後に前記バルブオーバーラップを小さくすることができるので、排圧の筒内への逆流を防止することが可能になる。

【0033】

請求項14に記載の発明は、前記の過給圧が所定以上になったことを検出した場合には、前記吸気弁特性変更部が吸気弁の作動角を拡大して開時期を進角制御する一方、前記排気弁特性変更部が排気弁の開時期と閉時期とを遅角制御することを特徴としている。

20

【0034】

この発明によれば、過給機の過給圧が上昇した時点で吸入空気量の絶対値を増加しトルクや出力の絶対値を高めることが可能になる。

【0035】

請求項15に記載の発明にあつては、前記過給圧が所定以上の領域において、前記吸気弁の開時期の進角量は、前記排気弁の閉時期の遅角量よりも大きく設定され、前記吸気弁と排気弁の開閉時期をバルブオーバーラップさせたことを特徴としている。

【0036】

これによれば、バルブオーバーラップの中心位相が進角するので、残留ガスの掃気効果を高めてトルクをより向上させることが可能になる。

【0037】

請求項16に記載の発明は、前記過給機の異常が生じた場合に、前記排気弁特性変更部によって排気弁の開閉時期を遅角側に制御したことを特徴としている。

30

【0038】

この発明によれば、過給機が故障した場合に、過給機の排圧を抑制しつつ低過給圧に適したバルブタイミングになるので、該故障した場合であってもある程度の機関性能を保証できる。

【0039】

請求項17に記載の発明は、機関の排気弁を介して排出された排気ガスの圧力によって吸入空気を過給する過給機と、吸気弁の作動角とリフト量を制御する吸気弁特性変更部と、前記排気弁の開閉時期を制御する排気弁特性変更部と、機関の出力目標値に基づいて前記吸気弁特性変更部と排気弁特性変更部を制御する制御部と、を備えた内燃機関の制御装置であつて、前記出力目標値が高くなった際に、前記制御部からの制御信号によって前記吸気弁特性変更部が吸気弁の開時期を進角制御しかつ閉時期を遅角制御すると共に、前記排気弁特性変更部が排気弁の開時期を進角制御する第1のトルク制御と、前記過給機によって過給圧が上昇した後に、前記吸気弁特性変更部により吸気弁の作動角を拡大しかつリフト量を増大させる制御を行うと共に、排気弁特性変更部により排気弁の開時期と閉時期を遅角側に制御する第2のトルク制御と、を有することを特徴としている。

40

【0040】

この発明によれば、加速初期のトルクレスポンスを向上できるだけでなく、過給圧が上昇した時点でのトルクや出力の絶対値を向上できる。

50

## 【 0 0 4 1 】

請求項 1 8 に記載の発明は、前記第 1 のトルク制御において、前記排気弁特性変更部に制御信号を出力して前記排気弁の開時期と閉時期とを進角制御して吸気弁とのバルブオーバーラップを減少させることを特徴としている。

## 【 0 0 4 2 】

この発明によれば、請求項 3 の発明と同様な作用効果が得られる。

## 【 発明を実施するための最良の形態 】

## 【 0 0 4 3 】

以下、本発明に係る内燃機関の可変動弁装置の実施形態を図面に基づいて詳述する。なお、この実施形態では多気筒内燃機関に適用したものを示している。

10

## 【 0 0 4 4 】

まず、本発明における内燃機関全体の構成を、図 1 に基づいて説明すると、シリンダブロック S B 内に形成されたシリンダボア内に上下摺動自在に設けられたピストン 0 1 と、シリンダヘッド S H の内部にそれぞれ形成された吸気ポート I P 及び排気ポート E P と、シリンダヘッド S H 内に摺動自在に設けられて前記吸、排気ポート I P , E P の開口端を開閉する一気筒当たりそれぞれ一対の吸気弁 4 , 4 及び排気弁 5 , 5 とを備えている。

## 【 0 0 4 5 】

前記ピストン 0 1 は、図外のクランクシャフトにコンロッド 0 2 を介して連結されると共に、冠面とシリンダヘッド S H の下面との間に燃焼室 0 3 を形成している。

20

## 【 0 0 4 6 】

前記吸気ポート I P に接続された吸気管 0 4 の吸気マニホールドの上流側の内部には、吸入空気量を制御するスロットルバルブ S V が設けられていると共に、下流側に図外の燃料噴射弁が設けられている。

## 【 0 0 4 7 】

また、前記吸気管 0 4 と排気管 0 5 との間には、ターボ過給機 1 が設けられており、このターボ過給機 1 は、排気管 0 5 内を通流する排気ガスの圧力を受けて回転する排気タービンホイール 1 a と、該排気タービンホイール 1 a の回転力によって連結軸 1 c を介して回転して吸入空気を燃焼室 0 3 内に圧送する吸気コンプレッサホイール 1 b とを備えている。つまり、排気タービンホイール 1 a と吸気コンプレッサホイール 1 b は同軸であって、排気タイミングホイール 1 a の回転がそのまま吸気コンプレッサホイール 1 b を回転させる。

30

## 【 0 0 4 8 】

また、図 1 及び図 2 に示すように、前記吸気弁 4 側には、吸気弁特性変更部が設けられており、この吸気弁特性変更部は、各吸気弁 4 , 4 の作動角とリフト量を可変制御するリフト可変機構 ( V E L ) 2 と、開閉時期を可変制御する吸気側位相変更機構 ( V T C ) 3 とから構成されている。

## 【 0 0 4 9 】

一方、排気弁 5 側には、排気弁特性変更部が設けられており、この排気弁特性変更部は、各排気弁 5 , 5 の開閉時期を可変制御する排気側位相変更機構 3 0 によって構成されている。

40

## 【 0 0 5 0 】

前記リフト可変機構 2 は、本出願人が先に出願した例えば特開 2 0 0 3 - 1 7 2 1 1 2 号公報などに記載されたものと同様の構成であるから、簡単に説明すると、シリンダヘッド S H の上部の軸受に回転自在に支持された駆動軸 6 と、該駆動軸 6 に固設された駆動カム 7 と、駆動軸 6 の外周面に揺動自在に支持されて、バルブリフター 8、8 の上面に摺接して各吸気弁 4 , 4 を開作動させる 2 つの揺動カム 9 , 9 と、駆動カム 7 の回転力を揺動運動に変換して揺動カム 9 , 9 に伝達する伝達機構とを備えている。

## 【 0 0 5 1 】

前記駆動軸 6 は、一端部に設けられたタイミングsprocket 3 1 を介して前記クラン

50

クシャフトから図外のタイミングチェーンを介して回転力が伝達されており、この回転方向は図2中、時計方向（矢印方向）に設定されている。

【0052】

前記駆動カム7は、駆動軸挿通孔を介して駆動軸6に貫通固定されていると共に、軸心が駆動軸6の軸心から径方向へ所定量だけオフセットしている。

【0053】

前記両揺動カム9は、図2及び図3などにも示すように、同一形状のほぼ雨滴状を呈し、円環状のカムシャフト10の両端部に一体的に設けられていると共に、該カムシャフト10が内周面を介して駆動軸6に回転自在に支持されている。また、下面にベースサークル面とランプ面及びリフト面からなるカム面9aが形成され、このカム面が揺動カム9の揺動位置に応じて各バルブリフター8の上面の所定位置に当接するようになっている。

10

【0054】

前記伝達機構は、駆動軸6の上方に配置されたロッカアーム11と、該ロッカアーム11の一端部11aと駆動カム7とを連係するリンクアーム12と、ロッカアーム11の他端部11bと揺動カム9とを連係するリンクロッド13とを備えている。

【0055】

前記ロッカアーム11は、中央部が後述する制御カムに回転自在に支持されていると共に、一端部11aがピン14によってリンクアーム12に回転自在に連結されている一方、他端部11bがリンクロッド13の一端部13aにピン15によって回転自在に連結されている。

20

【0056】

前記リンクアーム12は、比較的大径な円環状の基部の中央位置に前記駆動カム7が回転自在に嵌合していると共に、突出端に前記ピン14を介してロッカアーム一端部11aが回転自在に連結されている。

【0057】

前記リンクロッド13は、他端部13bがピン16を介して揺動カム9のカムノーズ部に回転自在に連結されている。

【0058】

また、駆動軸6の上方位置に同じ軸受に制御軸17が回転自在に支持されていると共に、該制御軸17の外周に前記ロッカアーム11の支持孔に摺動自在に嵌入されて、ロッカアーム11の揺動支点となる制御カム18が固定されている。

30

【0059】

前記制御軸17は、駆動機構19によって回転制御されている一方、前記制御カム18は、軸心位置が制御軸17の軸心から所定分だけ偏倚している。

【0060】

前記駆動機構19は、電動モータ20と、該電動モータ20の回転駆動力を前記制御軸17に伝達するボール螺子伝達手段21とから構成されている。

【0061】

前記ボール螺子伝達手段21は、ボール螺子軸23と、該ボール螺子軸23の外周に螺合するボールナット24と、前記制御軸17の一端部に直径方向に沿って連結された係合アーム25と前記ボールナット24とを連係するリンク部材26とから主として構成されている。

40

【0062】

前記ボール螺子軸23は、前記電動モータ20の回転駆動力によって回転するようになっている一方、前記ボールナット24は、内周面にボール螺子軸23のボール循環溝と共同して複数のボールを転動自在に保持するガイド溝が螺旋状に連続して形成されていると共に、各ボールを介してボール螺子軸23の回転運動をボールナット24に直線運動に変換しつつ軸方向の移動力が付与されるようになっている。また、このボールナット24は、コイルスプリング24aのばね力によって電動モータ20側に付勢されて、ボール螺子軸23との間のバックラッシュ隙間が消失されるようになっている。また、このばね力は最

50

小リフト、最小作動角側へ付勢するようになっている。

【0063】

前記電動モータ20は、比例型のDCモータによって構成され、機関運転状態を検出するコントローラ22からの制御信号によって駆動するようになっている。

【0064】

前記コントローラ22は、リフト可変機構2や吸気側位相変更機構3と共通のものであって、クランク角センサや水温センサ、吸気管圧センサ27、排圧センサ28、アクセル開度センサ、スロットルバルブ開度センサなどから出力された検出信号によって現在の機関運転状態を演算によって検出すると共に、前記クランク角センサ及び駆動軸角度センサからの信号によってクランク軸と前記駆動軸6との相対回転位置を検出している。

10

【0065】

また、このコントローラ22は、前記吸気管04と排気管05に前記ターボ過給機1をバイパスするバイパス通路06、07に設けられた吸気バイパス弁08や排気バイパス弁09を開閉制御していると共に、前記排気タービンホイール1aの回転を検出するタービン回転センサ60や吸気管04のスロットルバルブSVよりも上流側の過給圧を検出する過給圧センサ61からの検出信号を入力している。

【0066】

さらに、コントローラ22は、前記スロットルバルブSVの開度制御信号を出力すると共に、機関運転状態に応じてリフト可変機構2の電動モータ20や吸気側及び排気側位相変更機構3、30の各電磁切換弁47に制御信号それぞれ出力するようになっている。

20

【0067】

以下、前記リフト可変機構2の作動を簡単に説明すると、始動後の機関低回転低負荷時には、前記コントローラ22からの電動モータ20への通電制御によって回転駆動し、該電動モータ20の回転トルクによってボールネジ軸23が一方向へ回転すると、ボールナット24が最大一方向へ直線状に移動し、これによって制御軸17がリンク部材39と連係アーム25を介して一方向へ回転する。

【0068】

したがって、制御カム18は、図3A、B(リアビュー)に示すように、軸心が制御軸17の軸心の回りを同一半径で回転して、肉厚部が駆動軸6から上方向に離間移動する。これにより、ロッカアーム11の他端部11bとリンクロッド13の枢支点は、駆動軸6に対して上方向へ移動し、このため、各揺動カム9は、リンクロッド13を介してカムノーズ部側が強制的に引き上げられて全体が図3に示す反時計方向へ回動する。

30

【0069】

よって、駆動カム7が回転してリンクアーム12を介してロッカアーム11の一端部11aを押し上げると、そのリフト量がリンクロッド13を介して揺動カム9及びバルブリフター16に伝達され、これによって、吸気弁4,4は、そのバルブリフト量が図5のバルブリフト曲線で示すように小リフト(L1)になり、その作動角D1(クランク開弁期間の半分)が小さくなる。このとき、低過給圧時に適したバルブタイミングになっている。

【0070】

次に、機関が始動された場合、つまり、イグニッションスイッチをオン操作して、スターティングモータを回転駆動してクランクシャフト02のクランキング回転が開始されると、このクランキング初期では、コイルスプリング24aの付勢効果もあり、バルブリフトは小リフトを維持すると共に、作動角D1も小さくなって、吸気弁4,4の閉時期(IVC)も下死点より進角側になっている。したがって、デコンプ効果と小作動角、小リフト低フリクション効果によってスピーディにクランキング回転が増加する。ここで、作動角D1が小さいこともあり吸気弁4,4の開時期(IVO)は、上死点より遅角位置にあり始動時及び低過給圧時に適したオーバーラップのない状態にできるのである。

40

【0071】

その後、通常運転に移行して中回転中負荷域に移行すると、コントローラ22からの制

50

御信号によって電動モータ20が逆回転してこの回転トルクがボールネジ軸23に伝達されて回転すると、この回転に伴ってボールナット24が反対方向へ直線移動する。これにより、制御軸17が、図3中、反時計方向へ所定量だけ回転駆動する。

【0072】

このため、制御カム18は、軸心が制御軸17の軸心から所定量だけ下方の回転角度位置に保持され、肉厚部が下方へ移動する。このため、ロッカアーム11は、全体が図3の位置から時計方向へ移動して、これによって各揺動カム9がリンク部材13を介してカムノーズ部側が強制的に押し下げられて、全体が時計方向へ僅かに回動する。

【0073】

したがって、駆動カム7が回転してリンクアーム12を介してロッカアーム11の一端部11aを押し上げると、そのリフト量がリンク部材13を介して各揺動カム9及びバルブリフター8に伝達され、吸気弁4,4のリフト量が図5に示すように、中リフト(L2)になり、作動角D2も大きくなる。

【0074】

また、この低・中負荷領域から高負荷領域に移行した場合は、コントローラ22からの制御信号によって電動モータ20がさらに逆回転し、制御軸17は、制御カム18をさらに反時計方向へ回転させて、図4A、Bに示すように軸心を下方向へ回動させる。このため、ロッカアーム11は、全体がさらに駆動軸6方向寄りに移動して他端部11bが揺動カム9のカムノーズ部をリンクロッド13を介して下方へ押圧して該揺動カム9全体を所定量だけさらに時計方向へ回動させる。

【0075】

よって、駆動カム7が回転してリンクアーム12を介してロッカアーム11の一端部11aを押し上げると、そのリフト量がリンクロッド13を介して揺動カム9及びバルブリフター8に伝達されるが、そのバルブリフト量は図5に示すようにL2からL3に連続的に大きくなる。

【0076】

これらの連続的な切り換えは、準定常状態を維持しつつ切り換わった場合を述べたが、急加速の過渡状態では、後述するような、異なった切り換え制御も行われる。

【0077】

すなわち、吸気弁4,4のリフト量は、機関の運転状態乃至過渡状態に応じて小リフトのL1から大リフトL3まで連続的に変化ようになっており、したがって、各吸気弁4,4の作動角(開閉期間)も小リフトD1から大リフトのD3まで連続的に変化する。

【0078】

前記吸気側位相変更機構3と排気側位相変更機構30は、それぞれ同じ構造のいわゆるベーンタイプのものが用いられている。したがって、便宜上、排気側位相変更機構30のものについて説明すると、図6及び図7に示すように、前記駆動軸6に回転力を伝達するタイミングスプロケット31と、排気カムシャフトCSの端部に固定されてタイミングスプロケット31内に回転自在に収容されたベーン部材32と、該ベーン部材32を油圧によって正逆回転させる油圧回路33とを備えている。

【0079】

前記タイミングスプロケット31は、前記ベーン部材32を回転自在に収容したハウジング34と、該ハウジング34の前端開口を閉塞する円板状のフロントカバー35と、ハウジング34の後端開口を閉塞するほぼ円板状のリアカバー36とから構成され、これらハウジング34及びフロントカバー35,リアカバー36は、4本の小径ボルト37によって駆動軸6の軸方向から一体的に共締め固定されている。

【0080】

前記ハウジング34は、前後両端が開口形成された円筒状を呈し、内周面の周方向の約90°位置に4つの隔壁であるシュー34aが内方に向かって突設されている。

【0081】

この各シュー34aは、横断面ほぼ台形状を呈し、ほぼ中央位置に前記各ボルト37の

10

20

30

40

50

軸部が挿通する4つのボルト挿通孔34bが軸方向へ貫通形成されていると共に、各内端面に軸方向に沿って切欠形成された保持溝内に、コ字形のシール部材38と該シール部材38を押圧する図外の板ばねが嵌合保持されている。

【0082】

前記フロントカバー35は、円盤プレート状に形成されて、中央に比較的大径な支持孔35aが穿設されていると共に、外周部に前記ハウジング34の各ボルト挿通孔に対応する位置に図外の4つのボルト孔が穿設されている。

【0083】

前記リアカバー36は、後端側に前記タイミングチェーンが噛合する歯車部36aが一体に設けられていると共に、ほぼ中央に大径な軸受孔36bが軸方向に貫通形成されている。

10

【0084】

前記ベーン部材32は、中央にボルト挿通孔を有する円環状のベーンロータ32aと、該ベーンロータ32aの外周面の周方向のほぼ90°間隔に一体に設けられた4つのベーン32bとを備えている。

【0085】

前記ベーンロータ32aは、前端側の小径筒部が前記フロントカバー35の支持孔35aに回転自在に支持されている一方、後端側の小径な円筒部が前記リアカバー36の軸受孔36bに回転自在に支持されている。

【0086】

また、ベーン部材32は、前記ベーンロータ32aのボルト挿通孔に軸方向から挿通した固定ボルト39によって排気カムシャフトCSの前端部に軸方向から固定されている。

20

【0087】

前記各ベーン32bは、その内の3つが比較的細長い長方体形状に形成され、他の1つが比較的大きな台形状に形成されて、前記3つのベーン32bはそれぞれの幅長さがほぼ同一に設定されているのに対して1つのベーン32bはその幅長さが前記3つのものよりも大きく設定されて、ベーン部材32全体の重量バランスが取られている。

【0088】

また、各ベーン32bは、各シュー34a間に配置されていると共に、各外面の軸方向に形成された細長い保持溝内に、前記ハウジング34の内周面に摺接するコ字形のシール部材40及び該シール部材40をハウジング34の内周面方向に押圧する板ばねが夫々嵌着保持されている。また、各ベーン32bの前記排気カムシャフトCSの回転方向と反対側のそれぞれの側面には、ほぼ円形状の2つの凹溝32cがそれぞれ形成されている。

30

【0089】

また、この各ベーン32bの両側と各シュー34aの両側面との間に、それぞれ4つの進角室41と遅角室42がそれぞれ隔成されている。

【0090】

前記油圧回路33は、図6に示すように、前記各進角室41に対して作動油の油圧を給排する第1油圧通路43と、前記各遅角室42に対して作動油の油圧を給排する第2油圧通路44との2系統の油圧通路を有し、この両油圧通路43,44には、供給通路45とドレン通路46とが夫々通路切替用の電磁切替弁47を介して接続されている。前記供給通路45には、オイルパン48内の油を圧送する一方向のオイルポンプ49が設けられている一方、ドレン通路46の下流端がオイルパン48に連通している。

40

【0091】

前記第1、第2油圧通路43,44は、円柱状の通路構成部39の内部に形成され、この通路構成部39は、一端部が前記ベーンロータ32aの小径筒部から内部の支持穴32d内に挿通配置されている一方、他端部が前記電磁切替弁47に接続されている。

【0092】

また、前記通路構成部39の一端部の外周面と支持穴14dの内周面との間には、各油圧通路43,44の一端側間を隔成シールする3つの環状シール部材27が嵌着固定され

50

ている。

【0093】

前記第1油圧通路43は、前記支持穴32dの排気カムシャフト側の端部に形成された油室43aと、ベーンロータ32aの内部にほぼ放射状に形成されて油室43aと各進角室41とを連通する4本の分岐路43bとを備えている。

【0094】

一方、第2油圧通路44は、通路構成部39の一端部内で止められ、該一端部の外周面に形成された環状室44aと、ベーンロータ32の内部にほぼL字形状に折曲形成されて、前記環状室44aと各遅角室42と連通する第2油路44bとを備えている。

【0095】

前記電磁切換弁47は、4ポート3位置型であって、内部の弁体が各油圧通路43、44と供給通路45及びドレン通路46とを相対的に切り替え制御するようになっていると共に、前記コントローラ22からの制御信号によって切り換え作動されるようになっている。

【0096】

そして、前記電磁切換弁47の切り替え作動によって、機関始動時に前記進角室41に作動油を供給し、その後、遅角室42に作動油を供給するようになっている。

【0097】

また、前記ベーン部材32とハウジング34との間には、このハウジング34に対してベーン部材32の回転を拘束及び拘束を解除する固定手段であるロック機構が設けられている。

【0098】

すなわち、このロック機構は、図6に示すように、前記幅長さの大きな1つのベーン32bとリアカバー36との間に設けられ、前記ベーン32bの内部の駆動軸6軸方向に沿って形成された摺動用穴50と、該摺動用穴50の内部に摺動自在に設けられた有蓋円筒状のロックピン51と、前記リアカバー36に有する固定孔内に固定された横断面カップ状の係合穴構成部52に設けられて、前記ロックピン51のテーパ状先端部51aが係脱する係合穴52aと、前記摺動用穴50の底面側に固定されたスプリングリテーナ53に保持されて、ロックピン51を係合穴52a方向へ付勢するばね部材54とから構成されている。

【0099】

また、前記係合穴52aには、図外の油孔を介して前記遅角室42内の油圧乃至オイルポンプの油圧が供給されるようになっている。

【0100】

そして、前記ロックピン51は、前記ベーン部材32が最進角側に回転した位置で、先端部51aが前記ばね部材54のばね力によって係合穴52aに係合してタイミングスプロケット31と駆動軸6との相対回転をロックする。また、前記遅角室42から係合穴52a内に供給された油圧あるいはオイルポンプの油圧によって、ロックピン51が後退移動して係合穴52aとの係合が解除される。

【0101】

さらに、前記各ベーン32bの一側面と該一側面に対向する各シュー34aの対向面10bとの間には、ベーン部材32を進角側へ回転付勢する付勢手段である一对のコイルスプリング55、56がそれぞれ配置されている。

【0102】

この2つのコイルスプリング55、56は、図7、図8に示すように、それぞれ独立して形成されて互いに並列に形成されていると共に、それぞれの軸方向の長さ(コイル長)は、前記ベーン32bの一側面とシュー34aの対向面との間の長さよりも大きく設定されて、両者とも同一の長さに設定されている。

【0103】

各コイルスプリング55、56は、最大圧縮変形時に互いが接触しない軸間距離をもつ

10

20

30

40

50

て並設されていると共に、各一端部が各シュー 3 4 a の凹溝 3 2 c に嵌合する図外の薄板状のリテーナを介して連結されている。

【 0 1 0 4 】

以下、排気側位相変更機構 3 0 の作用を説明する。まず、機関停止時には、コントローラ 2 2 から電磁切換弁 4 7 に対する制御電流の出力が停止され、オイルポンプ 4 9 の作動も停止状態になるから、ベーン部材 3 2 は、前記各コイルスプリング 5 5 , 5 6 のばね力によって、図 7 に示すように、駆動軸 6 の回転方向（矢印方向）である時計方向に回転する。これによって、ベーン部材 3 2 は、最大幅のベーン 3 2 b がシュー 3 4 a の遅角室 4 2 側の側面に当接した状態になり、タイミングスプロケット 3 1 と排気カムシャフト C S との相対回転位相が最大進角側に変更される。

10

【 0 1 0 5 】

また、同時にロックピン 5 1 の先端部 5 1 a が係合穴 5 2 a 内に係合して前記タイミングスプロケット 3 1 と排気カムシャフト C S との自由な相対回転を規制する。

【 0 1 0 6 】

次に、機関始動時には、コントローラ 2 2 から出力された制御信号によって電磁切換弁 4 7 が供給通路 4 5 と第 2 油圧通路 4 4 を連通させると共に、ドレン通路 4 6 と第 1 油圧通路 4 3 とを連通させる。このため、オイルポンプ 4 9 から圧送された油圧は、第 2 油圧通路 4 4 を通って遅角室 4 2 に供給される一方、進角室 4 1 には、機関停止時と同じく油圧が供給されずドレン通路 4 6 から油圧がオイルパン 4 8 内に排出されて低圧状態を維持している。また、前記遅角室 4 2 への油圧の供給とともに係合穴 5 2 a 内にも油圧が供給

20

【 0 1 0 7 】

したがって、ベーン部材 3 2 は、ハウジング 3 4 に対するロック状態が解除されると共に、遅角室 4 2 内の高圧化に伴い各コイルスプリング 5 5 , 5 6 のばね力に抗して図 8 に示すように、図中反時計方向へ回転する。これによって、排気カムシャフト C S がタイミングスプロケット 3 1 に対して遅角側に相対回転する。したがって、排気弁開時期（E V O）が遅れて燃焼が十分行われた後に排気弁を開くので、排気エミッションが低減する。

【 0 1 0 8 】

その後、低回転域に移行すると、コントローラ 3 9 からの制御信号によって電磁切換弁 4 7 が作動して、供給通路 4 5 と第 1 油圧通路 4 3 を連通させる一方、ドレン通路 4 6 と第 2 油圧通路 4 4 を連通させるため、今度は遅角室 4 2 内の油圧が第 2 油圧通路 4 4 を通ってドレン通路 4 6 からオイルパン 4 8 内に戻され、該遅角室 4 1 内が低圧になる一方、進角室 4 3 内に油圧が供給されて高圧となる。

30

【 0 1 0 9 】

したがって、ベーン部材 3 2 は、かかる進角室 4 1 内の高圧化と、各コイルスプリング 5 5 , 5 6 のばね力によって図中時計方向へ回転し、図 7 に示すように、タイミングスプロケット 3 1 に対する排気カムシャフト C S の相対回転位相を進角側に変換する。この進角制御は後述するように、加速初期の過渡時にも行われる。

【 0 1 1 0 】

さらに、別の運転状態に移行すると、ベーン部材 3 2 が、図 8 に示すように、進角室 4 2 に供給された油圧は低下して、逆に遅角室 4 2 の油圧は上昇し、各コイルスプリング 5 5 , 5 6 のばね力に抗して、タイミングスプロケット 3 1 と駆動軸 6 の相対回転位相を遅角側に変換する。

40

【 0 1 1 1 】

また、ある運転状態では、ベーン部材 3 2 が最進角の位置と最遅角の位置との間の途中位置の状態、供給通路 4 5 及びドレン通路 4 6 の両方を閉止する状態に電磁切換弁 4 7 を制御することによってベーン部材 3 2 を任意の途中位置に制御することができる。

【 0 1 1 2 】

そして、前記コントローラ 2 2 は、前述のように機関運転状態に応じてリフト可変機構

50

2や吸気側位相変更機構3及び排気位相変更機構30、スロットルバルブ開度、吸気バイパス弁08、排気バイパス弁09などの制御目標値を決定してそれぞれに制御信号を出力している。また、前記リフト可変機構2や吸気側位相変更機構3及び排気位相変更機構30については、常に各々の実位置信号をモニターしながらフィードバック制御が行われるが、特に機関の加速状態(過渡時)において前記リフト可変機構2と排気側位相変更機構30とを制御して過給機1の応答性向上を含め加速初期のトルクレスポンスを向上するようになっている。

【0113】

具体的な制御を図9の制御フローチャート図によって説明する。

【0114】

まず、ステップ1では、機関始動後において、前記アクセル開度センサからの現在のアクセル開度を読み込むと共に、スロットルバルブ開度センサから現在のスロットルバルブ開度を読み込む。

【0115】

ステップ2では、前記アクセル開度が所定の開度0よりも大きいかなんかを判別し、ここで大きいと判別した場合はステップ3に移行するが、小さいと判別した場合は、要求トルク(出力目標値)が低い状態であるからステップ11に移行してスロットルバルブ開度を所定の大开度制御を行う。ここで、所定の大开度とはエバポパーズやベンチレーションに必要な最小限の負圧を有するもの的大気圧に近い吸気管04の圧力となる開度であり、吸気管圧力センサ27をモニターしながらスロットルバルブが大开度の範囲で微調整される。

【0116】

続いて、ステップ12において、前述のようなリフト可変機構2による吸気弁4,4の通常の作動角とリフト量の連続制御及び吸気側位相変更機構3による吸気弁4,4の位相(開閉時期)の連続制御によりトルク制御を行う。

【0117】

すなわち、スロットルバルブSVを全開に近い大开度状態として吸気弁4,4の開度によって吸入空気量を制御するいわゆるスロットルレス制御運転を行い、過給機1による過給をあまり行わずに通常運転用の制御マップに基づいた機関制御を行いポンピングロスの少ない低燃費運転を行う。

【0118】

前記ステップ3では、加速初期である過渡時と判断しスロットルバルブ開度を最大開度に制御し、ステップ4においては、リフト可変機構2によって吸気弁4の作動角を拡大する制御信号を出力する。

【0119】

すなわち、図10の吸気弁4のバルブリフト特性変化(右破線波形から実線波形)に示すように、作動角を拡大して吸気弁4の開時期(IVO)を進角側に制御し、閉時期(IVC)を遅角側に制御する。ここで、合わせて吸気側位相変更機構3によって僅かに遅角側へ補正する制御信号を出力しても良い。このようにすれば、開時期の進角量を僅かに小さく補正して、バルブオーバーラップの増大を抑制することが可能になる。

【0120】

ところで、スロットルバルブSVの下流における吸気管04の圧力について考えると、前述のように、アクセル小開度の時点からほぼ大気圧状態になっているので、そこに吸気弁4の作動角が拡大すると、燃焼室03内には吸気管04内での吸気遅れが発生することなく速やかに新気が導入されるので、トルクを速やかに立ち上げることができる。

【0121】

ここで、図12に基づき、本実施の形態のターボ過給機1と通常のターボ過給機のそれぞれの初期の立ち上がり(A領域)特性をみると、通常のターボ過給機ではアクセル開度が小さいスロットルバルブの開度も小さくなっていることから、吸気管の圧力が大きな負圧になる。この状態でスロットルバルブ開度を全開にしても新気の移動遅れにより

10

20

30

40

50

吸気管内が大気圧付近になるにも時間が掛かり、そのため、A領域でのトルク立ち上がりが遅れてしまうのである。

【0122】

これに対して、本実施の形態の場合は、アクセル開度が小さいときもスロットルバルブの開度が大きくなっていることから、吸気管04内の圧力が予め大気圧状態になっている。したがって、アクセルが大開度に移行し、吸気弁4の作動角が拡大すると、吸気管04内の新気の移動遅れなく燃焼室03内に多量の新気が流れ込む。これによって、加速初期のA領域におけるトルク応答性（初期レスポンス）が大幅に向上するのである。

【0123】

次に、図9に戻りステップ5に移行すると、ここでは、排気側位相変更機構30に進角側への制御信号を出力して、排気弁5の開時期（EVO）と閉時期（EVC）を進角制御する。

10

【0124】

すなわち、図10の排気弁5の位相特性に示すように、排気側位相変更機構30によって排気弁5の開時期が進角制御される（左破線波形から実線波形）ので、排気ブローダウンエネルギーが増加して排圧が上昇することから、排気タービンホイール1aの回転速度が急速に立ち上がる。

【0125】

ここで、排気側位相変更機構30は、前述したように、各コイルスプリング55, 56によってベーン部材32が進角側に付勢されているので、開時期の進角応答性は良好であり、したがって、排気タービンホイール1aの回転上昇をより高めることができる。

20

【0126】

なお、吸気弁4と排気弁5が同時に開いている期間であるバルブオーバーラップが大きいと、上昇した排圧が吸気側に逆流し、新気の吸入空気量が減少してしまうが、排気弁5の閉時期が進角しているため、前述の吸気弁4の開時期の進角制御にも拘わらず、バルブオーバーラップが抑制されている。

【0127】

したがって、バルブオーバーラップの抑制による排気ガスの吸気系への逆流防止が得られる。これによれば、排気タービンホイール1a（吸気コンプレッサホイール1b）の回転上昇をさらに促進させるのに加えて、吸入した新気に排気ガスが混入することを抑制して前記過渡トルクもさらに高めることが可能になる。この結果、図12のB領域に示す過渡トルクの上昇を実現できる。

30

【0128】

ここで、吸気弁4の開時期の進角量を吸気側位相可変機構2により遅角側へ補正制御すれば、バルブオーバーラップをさらに減少することができ、排気タービンホイール1aの回転上昇をより促進させることが可能になるのである。

【0129】

続いて、ステップ6では、リフト可変機構2と吸気側位相変更機構3及び排気側位相変更機構30の実位置を検出する。

【0130】

ステップ7において、これらの実位置が過渡時の目標位置にあるか否かを判別し、目標位置にない場合には、ステップ4に戻って再度各機構2, 3, 30による制御を行うが、目標位置になったと判別した場合、つまりバルブリフト特性が図10の実線にほぼ重なった場合には、吸気弁4と排気弁5の特性切り換え制御は一旦終了する。

40

【0131】

本実施の形態では、吸気弁4の切り換え制御と排気弁5の切り換え制御を同時に行うか、あるいは吸気弁4の切り換え制御を優先して行う。したがって、吸気弁4の作動角拡大による過渡トルクの増加を実現でき、図12のA領域の部分のトルクレスポンスを優先的に改善できる。

【0132】

50

一方、逆に排気弁 5 の切り換え制御を優先して行った場合には、過渡時のバルブオーバーラップが減少して排気タービンホイール 1 a (吸気コンプレッサ 1 b) の回転上昇が優先的に行われ、図 12 の A 領域のトルクレスポンスは抑制されるものの、B 領域のトルクの立ち上がりを早めることができ、トルクの向上感が得られる。

#### 【0133】

特に、低回転域では、吸気弁 4 の切り換え制御による過渡時のトルクレスポンスの向上効果が大きいので、吸気弁 4 の切り換え制御を優先して、中、高回転域では、排気弁 5 の切り換え制御による排気タービンホイール 1 a の回転上昇効果が大きいので、排気弁 5 の切り換え制御を優先するという選択もある。いずれにせよ、B 領域においてはタービン過給機 1 の過給圧が急上昇していることになる。

#### 【0134】

そして、ステップ 8 では、吸気管 0 4 内のスロットルバルブ S V 上流の過給圧 (P b) を過給圧センサ 6 1 によって検出し、ステップ 9 において前記過給圧 (P b) が所定値 P b 0 に達しているか否かを判別する。ここで、所定値 p b に達していないと判別した場合は、ステップ 8 に戻るが、達していると判別した場合は、ステップ 10 に移行して吸気弁 4 と排気弁 5 の特性を、図 11 のように変換制御する。

#### 【0135】

すなわち、排気側位相変更機構 30 によって排気弁 5 の開閉時期の位相を遅角側に制御する (図 11 の左一点鎖線) 一方、リフト可変機構 2 によって吸気弁 4 のバルブリフト量をさらに増大する制御を行う (図 11 の右一点鎖線) と共に、吸気側位相変更機構 3 によって吸気弁 4 の開閉時期位相を僅かに進角制御する。これによって、バルブオーバーラップを増大させる。

#### 【0136】

ここで、排圧と近いレベルに過給圧が上昇しているので、前記バルブオーバーラップが大きくなっても排気ガスが吸気系に逆流しにくくなっている。却って、排気脈動効果を利用してバルブオーバーラップ期間での脈動排圧を下げ、この区間で残留ガスを排気側に掃き出して、新気を導入するといった掃気効果を得ることができ、トルクや出力の絶対値を高めることが可能になる。

#### 【0137】

また、吸気側位相変更機構 3 によって吸気弁 4 の開閉時期位相を僅かに進角側へ補正制御することによって、排気脈動の同調、つまり、排圧の低い部分とバルブオーバーラップ期間の位置を僅かに補正することで、前記掃気効果を高めることもできる。例えば、排気弁 5 の閉時期の遅角量より吸気弁 4 の開時期の進角量の方を大きくすれば、バルブオーバーラップ期間の中心が進角するので、排気脈動の負圧波を早くバルブオーバーラップ期間に同調させることができるので、掃気効果を拡大できる。

#### 【0138】

さらに、リフト可変機構 2 によって吸気弁 4 の作動角及びリフト量が増加しているので、同一過給圧での吸入空気量の絶対量も増加しており、これにより燃焼トルクも増加して前記掃気効果と相俟って十分に出力トルクを得ることができる。つまり、図 12 の C 領域のトルク、出力の絶対値を高めることが可能になる。

#### 【0139】

なお、ここで、過給圧が十分に高くなったとことの判断は、過給圧そのものではなく、前記タービン回転センサ 6 0 によって排気タービンホイール 1 a の回転数を検出することによって行うことも可能であり、また、排圧センサ 2 8 によって検出した排圧と、前記過給圧の差が所定値以下になったことによって判断してもよい。

#### 【0140】

図 13 は前記コントローラ 2 2 の別の制御フローチャートを示し、前記図 9 に示すフローチャートのステップ 1 ~ 9 までの処理を踏まえてフェールセーフ運転を可能としたものである。

#### 【0141】

10

20

30

40

50

すなわち、まず、ステップ 2 1 において、前記各センサからアクセル開度 とスロットルバルブ開度 および機関回転数  $N_e$  を読み込み、ステップ 2 2 では、吸気管 0 4 内のスロットルバルブ  $S_V$  下流の圧力  $P_a$  とスロットルバルブ  $S_V$  上流側の過給圧  $P_b$  及び排圧  $P_c$  を読み込む。

【0142】

ステップ 2 3 では、過給圧  $P_b$  と排圧  $P_c$  が機関回転数  $N_e$  とスロットルバルブ開度の情報と照らして異常があるか否かを判別する。

【0143】

ここで異常であると判別した場合は、ターボ過給機 1 に異常があるとして、ステップ 2 4 に移行し、ここでは前記吸気バイパス弁 0 8 と排気バイパス弁 0 9 とをそれぞれ開放制御してそれぞれのバイパス通路 0 6 , 0 7 を開放する。これによって、ターボ過給機 1 の機能を実質停止させる。

【0144】

次に、ステップ 2 5 では、排気側位相変更機構 3 0 によって排気弁 5 の開閉時期を遅角側に固定制御して低過給圧定常運転に適した位置にする。

【0145】

続いてステップ 2 6 では、アクセル開度 からの要求に応じてスロットルバルブ開度 やリフト可変機構 2 及び吸気側位相変更機構 3 を適宜制御することによってトルク制御を行う（フェールセーフ運転）。

【0146】

また、前記ステップ 2 3 において、異常でないと判別した場合には、ステップ 1 に移行して前述と同じステップ 9 までの処理を行うと共に、ステップ 9 以降では、ステップ 1 3 で排圧  $P_c$  を読み込む。

【0147】

ステップ 1 4 では、排圧  $P_c$  と過給圧  $P_b$  の差  $P_c - P_b$  が所定値以下か否かを判別し、所定値以下であれば正常であるから、ステップ 1 5 に移行し、ここでは図 9 のステップ 1 0 と同じ制御を行い、排気側位相変更機構 3 0 によって排気弁 5 の開閉時期の位相を遅角側に制御する（図 1 1 の左一点鎖線）一方、リフト可変機構 2 によって吸気弁 4 のバルブリフト量をさらに増大する制御を行う（図 1 1 の右一点鎖線）と共に、吸気側位相変更機構 3 によって吸気弁 4 の開閉時期位相を僅かに進角制御する。これによって、バルブオーバーラップを増大させる。

【0148】

前記ステップ 1 4 において  $P_c - P_b$  が所定値以上であると判別した場合は、ターボ過給機 1 にホイール渋りなどの故障があると判断し、前記ステップ 2 4 に移行して、各バイパス弁 0 8 , 0 9 の開放制御を行う。

【0149】

本発明は、前記実施の形態の構成や制御に限定されるものではなく、機関の仕様などによって適宜変更することが可能である。例えば、ガソリンエンジンではなくディーゼルエンジンでも良いし、燃料系はいわゆる直噴であっても良い。

【0150】

また、前記排気側位相変更機構 3 0 に設けられた各コイルスプリング 5 5 , 5 6 を進角室 4 2 側に設けて、ベーン部材 3 2 を遅角側へ付勢することも可能であり、このようにすれば、過給圧が低い小アクセル開度の通常運転領域に適した遅角側へメカ的に移行させることができるので、該遅角側での前述のフェールセーフ制御の安定化が図れる。

【図面の簡単な説明】

【0151】

【図 1】本発明に係る可変動弁装置の実施形態に供される内燃機関の概略図である。

【図 2】本実施形態に供されるリフト可変機構と吸気側、排気側位相変更機構を示す斜視図である。

【図 3】A 及び B はリフト可変機構による小リフト制御時の作動説明図である。

10

20

30

40

50

【図 4】 A 及び B は同リフト可変機構による最大リフト制御時の作動説明図である。

【図 5】 本実施形態における吸気弁のバルブリフト量と作動角及びバルブタイミング特性図である。

【図 6】 本実施形態に供される排気側位相変更機構の断面図である。

【図 7】 位相変更機構による最大進角制御状態を示す図 6 の A - A 線断面図である。

【図 8】 位相変更機構による最大遅角制御状態を示す図 6 の A - A 線断面図である。

【図 9】 本実施の形態のコントローラによる制御を示すフローチャート図である。

【図 10】 同コントローラによる制御によって変化する吸気弁と排気弁の作動変化特性図である。

【図 11】 同コントローラによる制御によって変化する吸気弁と排気弁の作動変化特性図である。

10

【図 12】 本実施の形態における内燃機関と通常の過給機付き内燃機関のアクセル踏み込み操作による時間とトルクとの関係を示す特性図である。

【図 13】 本実施の形態のコントローラによる他の制御を示すフローチャート図である。

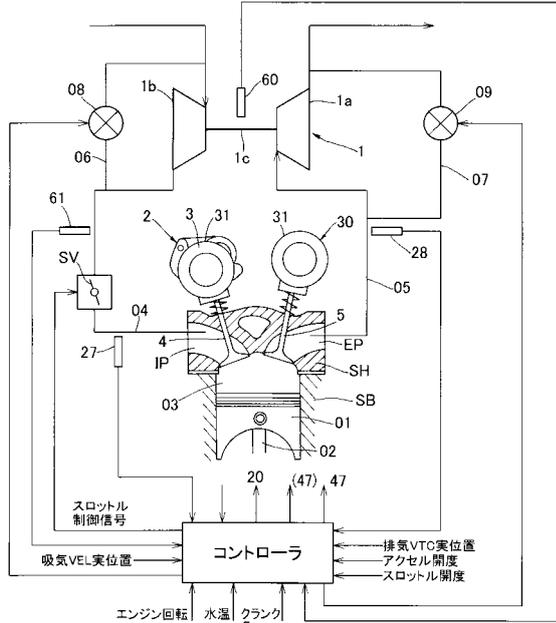
【符号の説明】

【 0 1 5 2 】

- 1 ... ターボ過給機
- 2 ... リフト可変機構 (吸気弁特性変更部)
- 3 ... 吸気側位相変更機構 (吸気弁特性変更部)
- 3 0 ... 排気側位相変更機構 (排気弁特性変更部)
- 4 ... 吸気弁
- 5 ... 排気弁
- 6 ... 駆動軸
- 2 0 ... 電動モータ
- 2 2 ... コントローラ
- 3 2 ... ベーン部材
- 3 3 ... 油圧回路
- 4 7 ... 電磁切換弁
- 5 5 , 5 6 ... コイルスプリング (付勢手段)

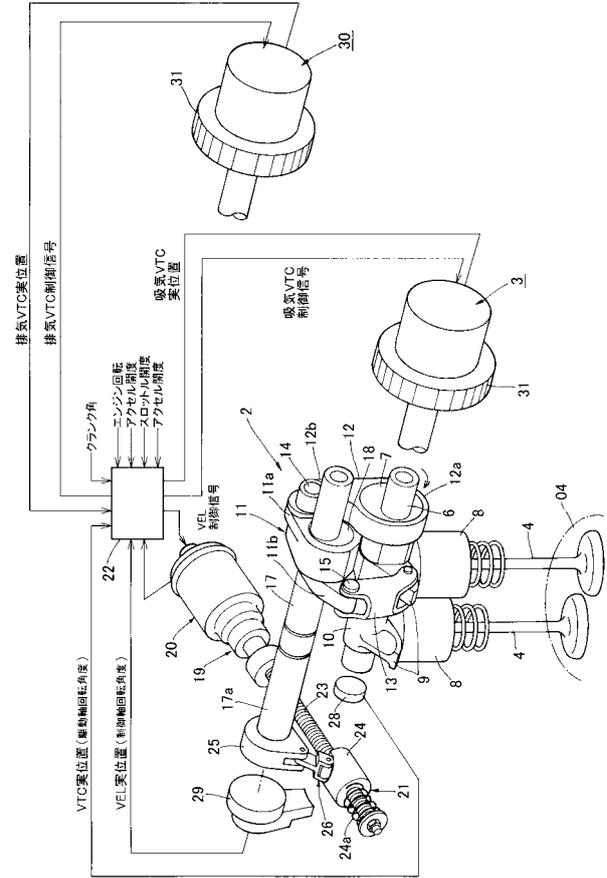
20

【図1】

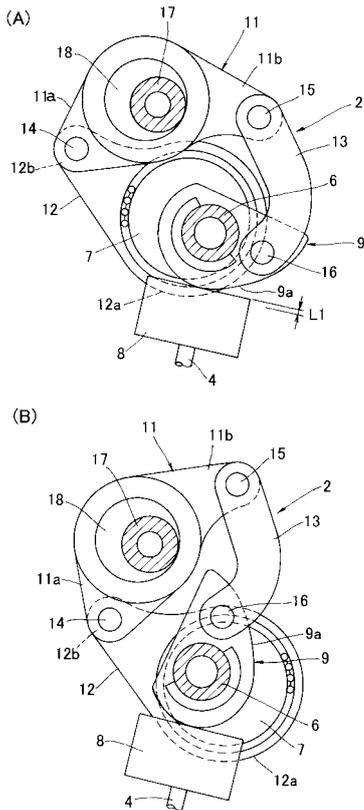


- 1...ターボ過給機
- 2...リフト可変機構(吸気弁特性変更部)
- 3...吸気側位相変更機構(吸気弁特性変更部)
- 30...排気側位相変更機構(排気弁特性変更部)
- 4...吸気弁
- 5...排気弁
- 6...駆動軸
- 20...電動モータ
- 22...コントローラ
- 32...ベーン部材
- 33...油圧回路
- 47...電磁切換弁
- 55, 56...コイルスプリング(付勢手段)

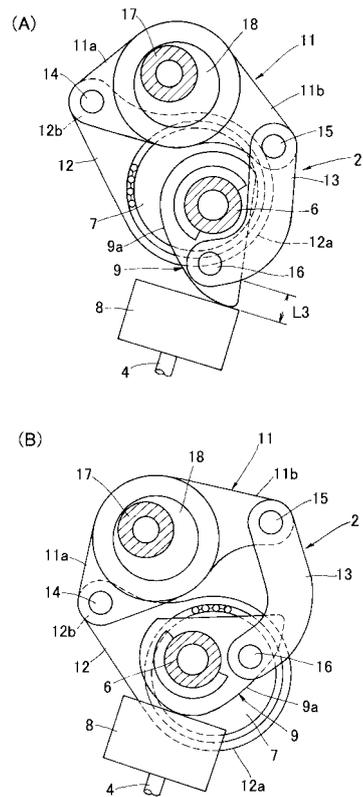
【図2】



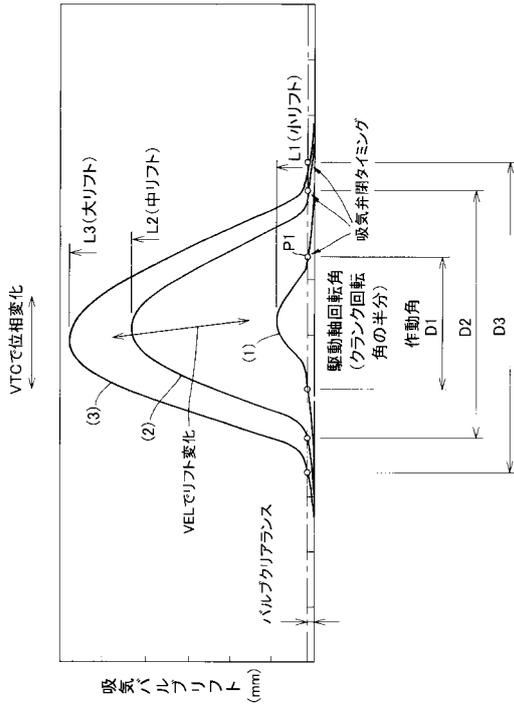
【図3】



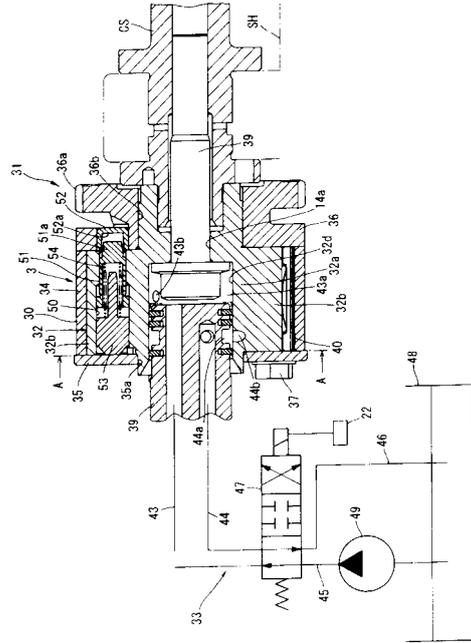
【図4】



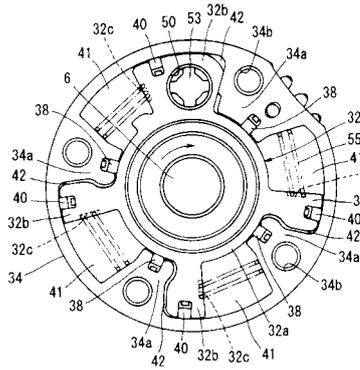
【 図 5 】



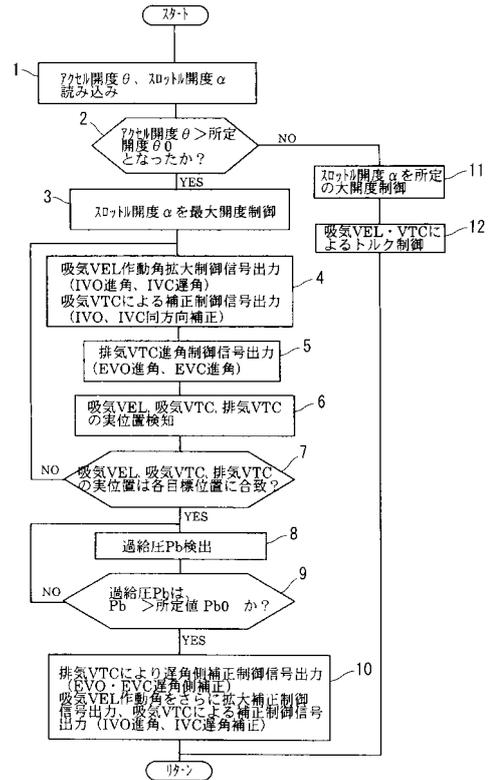
【 図 6 】



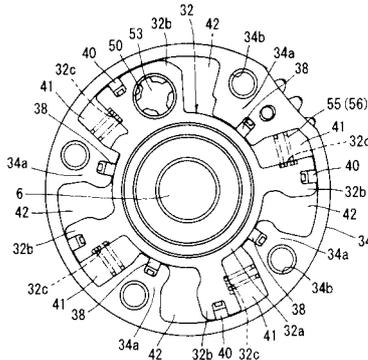
【 図 7 】



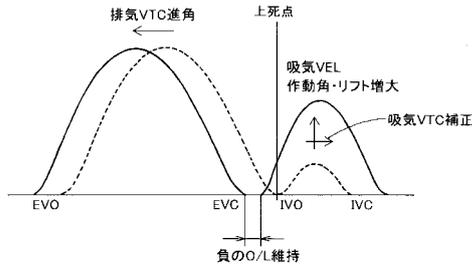
【 図 9 】



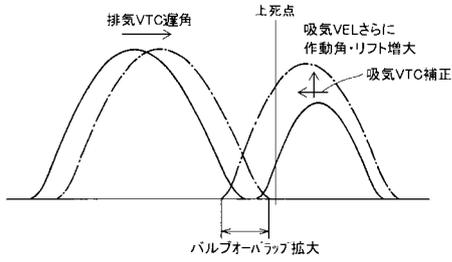
【 図 8 】



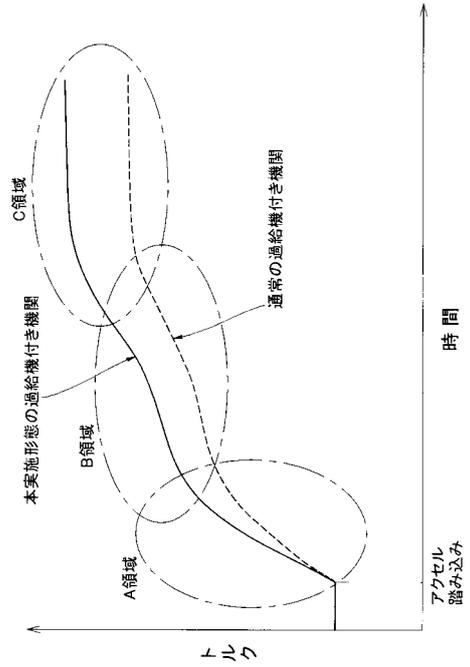
【図10】



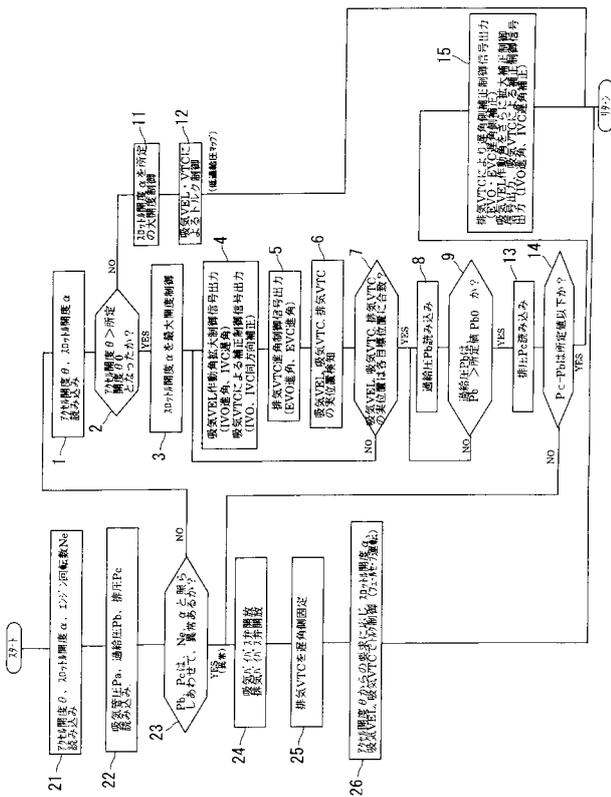
【図11】



【図12】



【図13】



## フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード(参考)
	F 0 2 D 41/04	3 2 0
	F 0 2 D 41/10	3 2 0
	F 0 2 D 41/10	3 1 0
	F 0 2 B 37/00	3 0 2 A
	F 0 2 D 9/02	Q

Fターム(参考) 3G065 AA03 CA00 EA04 GA09 GA10 GA41 GA46  
 3G092 AA11 BA01 DA01 DA02 DA03 DA05 DA09 DA12 DB03 DC01  
 DD03 DF07 DG01 DG05 DG08 DG09 EA01 EA03 EA04 EA08  
 EA11 EC08 FA03 FA10 GA03 GA12 HA05Z HA06X HA06Z HA13X  
 HA16X HA16Z HA17X HA17Z HD08X HD08Z HE01Z HE03Z HF08Z  
 3G301 HA19 JA03 JA12 KA06 KA12 LA01 LA07 LC04 LC08 ND41  
 NE01 NE11 NE12 PA01A PA11A PA11Z PA16A PA16Z PA18Z PD16A  
 PE01Z PE03Z PE10A PF03Z