

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4989523号  
(P4989523)

(45) 発行日 平成24年8月1日(2012.8.1)

(24) 登録日 平成24年5月11日(2012.5.11)

(51) Int.Cl. F I  
**F O 2 D 13/02 (2006.01)** F O 2 D 13/02 H

請求項の数 20 (全 30 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2008-56234 (P2008-56234)                  (22) 出願日 平成20年3月6日(2008.3.6)                  (65) 公開番号 特開2009-209880 (P2009-209880A)                  (43) 公開日 平成21年9月17日(2009.9.17)                  審査請求日 平成22年3月16日(2010.3.16)</p>	<p>(73) 特許権者 509186579                  日立オートモティブシステムズ株式会社                  茨城県ひたちなか市高場2520番地                  (74) 代理人 100086232                  弁理士 小林 博通                  (74) 代理人 100096459                  弁理士 橋本 剛                  (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                    審査官 米澤 篤</p>
---	---

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の可変動弁システム及び内燃機関の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

機関の少なくとも吸気弁のリフト量を変化させるリフト量可変機構と、  
 機関の吸気弁及び/または排気弁のリフト中心位相角を変化させる位相角可変機構と、  
 気筒内への吸気の過給を行う過給機と、  
 を備え、

アクセル開度が小さい状態から大きくなる際であって、前記過給機による過給を開始する前に、前記リフト量可変機構によって前記吸気弁のリフト量を増大させ、その後、前記過給機によって過給圧を増大させると共に、前記位相角可変機構によって前記吸気弁と排気弁のバルブオーバーラップ量を増大させたことを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

10

【請求項2】

請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、  
 前記リフト量可変機構は、少なくとも吸気弁のリフト量を連続的に可変にするように形成され、前記アクセル開度が最も小さい状態から大きくなる際に、少なくとも吸気弁のリフト量を連続的に増大させることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

【請求項3】

請求項2に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、  
 前記吸気弁上流側の吸気管内に、スロットルバルブを設けると共に、少なくともアクセル開度が最も小さい状態から大きくなる際には、前記スロットルバルブの開度がほぼ全

20

開状態になっていることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

【請求項 4】

請求項 1 に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、

前記過給機による過給圧が所定以上になったときに、前記位相角可変機構によって吸気弁と排気弁のバルブオーバーラップ量の増加量が大きくなるように形成したことを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

【請求項 5】

請求項 1 に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、

前記過給機は、任意のタイミングで駆動される機械式過給機によって構成され、前記リフト量可変機構によってリフト量が所定以上になった場合に、前記機械式過給機を駆動させることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

10

【請求項 6】

請求項 1 に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、

前記過給機は、任意のタイミングで駆動される機械式過給機によって構成され、機関回転数が所定以上となった場合に、前記機械式過給機を駆動させることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

【請求項 7】

請求項 1 に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、

前記過給機は、任意のタイミングで駆動される機械式過給機によって構成され、アクセル開度が所定以上になった場合に、前記機械式過給機を駆動させることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

20

【請求項 8】

請求項 1 に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、

前記過給機は、排気エネルギーによって駆動されるターボチャージャーによって構成されたことを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

【請求項 9】

請求項 1 に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、

排気通路に三元触媒を設けると共に、前記排気通路を通流する排気ガスの空燃比を検出する空燃比検出手段を設け、該空燃比検出手段によって混合気が希薄状態であることを検出した場合に、前記位相角可変機構によってバルブオーバーラップを減少させたことを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

30

【請求項 10】

請求項 1 に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、

排気通路に触媒を設けると共に、

燃料噴射を筒内に直接噴射する直接噴射式とし、前記排気弁が閉じた後に燃料を噴射するように形成したことを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

【請求項 11】

車両の停止状態から発進する際であって、過給機による過給を開始する前に、機関の少なくとも吸気弁のリフト量を変化させるリフト量可変機構によって吸気弁のリフト量を増大させ、

40

前記過給機による過給を開始した後に、過給圧の増大と共に機関の吸気弁及び/または排気弁のリフト中心位相角を変化させる位相角可変機構によって吸気弁と排気弁の両方が同時に開弁している時間を増大させたことを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 12】

請求項 11 に記載の内燃機関の制御装置において、

前記リフト量可変機構は、少なくとも前記吸気弁のリフト量を連続的に可変するように構成され、車両の停止状態から発進するときに、少なくとも吸気弁のリフト量を連続的に増大するように制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 13】

請求項 12 に記載の内燃機関の制御装置において、

50

前記吸気弁上流側の吸気通路にスロットルバルブを設けると共に、車両の停止状態から発進する場合に、前記スロットルバルブをほぼ全開状態に制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 14】

請求項 11 に記載の内燃機関の制御装置において、

前記過給機による過給圧が所定以上になったときに、前記位相角可変機構によって吸気弁と排気弁のバルブオーバーラップ量の増加量が大きくなるように制御したことを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 15】

請求項 11 に記載の内燃機関の制御装置において、

前記過給機は、任意のタイミングで駆動される機械式過給機によって構成され、機関回転数が所定以上となった場合に、前記機械式過給機を駆動制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 16】

請求項 11 に記載の内燃機関の制御装置において、

前記過給機は、任意のタイミングで駆動される機械式過給機によって構成され、アクセル開度が所定以上になった場合に、前記機械式過給機を駆動制御することを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 17】

請求項 11 に記載の内燃機関の制御装置において、

前記過給機は、排気エネルギーによって駆動されるターボチャージャによって構成されたことを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 18】

請求項 11 に記載の内燃機関の制御装置において、

排気通路に三元触媒を設けると共に、  
前記排気通路を通流する排気ガスの空燃比を検出する空燃比検出手段を設け、  
該空燃比検出手段によって混合気が希薄状態であることを検出した場合に、前記位相角可変機構によってバルブオーバーラップを減少させるように制御したことを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 19】

請求項 11 に記載の内燃機関の制御装置において、

排気通路に触媒を設けると共に、  
燃料噴射を筒内に直接噴射する直接噴射式とし、前記排気弁が閉じた後に燃料を噴射するように制御したことを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 20】

機関回転数がアイドル回転数から増大する際であって、過給機による過給を開始する前に、機関の少なくとも吸気弁のリフト量を変化させるリフト量可変機構によって吸気弁のリフト量を増大させ、

リフト量が所定以上となった場合に、過給機によって気筒内へ吸気を過給すると共に、機関の吸気弁及び/または排気弁のリフト中心位相角を変化させる位相角可変機構によって吸気弁の開時期と排気弁の閉時期との間のバルブオーバーラップを増大させることを特徴とする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、例えば車両の加速時に、機関弁のリフト量を可変にするリフト量可変機構や、リフト位相を可変にする位相角可変機構を制御して、過給機による加速応答性を向上し得る内燃機関の可変動弁システム及び内燃機関の制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

10

20

30

40

50

周知のように、吸気通路に設けられた過給機の作動によって吸気を過給して機関トルクを増大させる過給機付き内燃機関としては種々提供されており、その一つとして以下の特許文献1に記載されているものがある。

【0003】

この内燃機関は、吸気弁または排気弁のいずれか一方の開閉タイミングの位相を可変にする位相角可変機構が設けられていると共に、吸気弁と排気弁のバルブオーバーラップ量が機関高負荷時に大きく、低負荷時に小さくなるように前記位相角可変機構の作動を制御するようになっている。

【0004】

そして、機関のアイドルリング運転などの無負荷、軽負荷状態から負荷が上昇した場合に、前記バルブオーバーラップ量を拡大して、気筒内の残留ガスを増加させてNOxなどの排気エミッションを低減するようになっている。

【特許文献1】特開平02-119641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、前記従来の機械式の過給機付き内燃機関にあつては、前記アイドルリング運転状態などの無負荷、軽負荷から例えば急加速した場合などのように、負荷が急上昇した場合における加速レスポンスの向上が十分に得られない。

【0006】

すなわち、前記過給機として例えばスーパーチャージャを用いたものにあつては、例えば軽負荷状態からアクセルペダルを大きく踏み込んでアクセル開度を大きくした後に、前記スーパーチャージャの電磁クラッチをオン作動させて接続させることにより初めてスーパーチャージャが駆動するようになっていることから、前記クラッチ動作などの機械的な動作遅れによって加速レスポンスの向上が図れないのである。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明は、前記従来の過給機付き内燃機関の技術的課題に鑑みて案出したもので、請求項1に記載の発明は、内燃機関の可変動弁システムに関し、機関の少なくとも吸気弁のリフト量を変化させるリフト量可変機構と、機関の吸気弁及び/または排気弁のリフト中心位相角を変化させる位相角可変機構と、気筒内への吸気の過給を行う過給機と、を備え、  
アクセル開度が小さい状態から大きくなる際に、前記過給機による過給を開始する前に、前記リフト量可変機構によって前記吸気弁のリフト量を増大させ、その後、前記過給機による過給圧が増大すると共に、前記位相角可変機構によって前記吸気弁と排気弁のバルブオーバーラップ量を増大させたことを特徴としている。

【0008】

請求項11に記載の発明は、内燃機関の制御装置に関し、車両の停止状態から発進する際に、過給機による過給を開始する前に、機関の少なくとも吸気弁のリフト量を変化させるリフト量可変機構によって吸気弁のリフト量を増大させ、前記過給機によって過給を開始した後に、過給圧の増大と共に機関の吸気弁及び/または排気弁のリフト位相を変化させる位相角可変機構によって吸気弁と排気弁の両方が同時に開弁している時間を増大させたことを特徴としている。

【発明の効果】

【0009】

請求項1及び11に記載の各発明によれば、例えば、アクセル開度が小さいアイドルリング運転状態から加速時などでアクセル開度を大きくした場合に、過給機による過給を開始する前に、リフト量可変機構によって吸気弁のリフト量を増大化させることによって、吸気弁から気筒(燃焼室)内への新気充填量を速やかに増加させ、これにより、過渡トルクと機関回転の上昇を促進できる。

【0010】

10

20

30

40

50

その後、過給機の過給が開始されて、機関回転の上昇に伴って過給機によって高まった吸気過給圧により、位相角可変機構で吸気弁の開時期を進角あるいは排気弁の閉時期を遅角させてバルブオーバーラップ量を増加させることで気筒内の残留ガスを掃気し、かかる相乗効果によって新気の充填量を高めることができる。この結果、過渡トルクを増大することが可能になり、加速レスポンスの向上が図れる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0011】

以下、本発明に係る内燃機関の可変動弁システム及び制御装置の各実施例を図面に基づいて詳述する。この各実施例は、いわゆる4サイクル内燃機関に適用したものを示している。

10

【0012】

〔第1実施例〕

まず、内燃機関の全体構成を図1に基づいて概略説明すると、気筒毎にそれぞれ一対の吸気弁4, 4と排気弁5, 5を備えており、シリンダヘッドSHに回転自在に支持された後述する吸気側の駆動軸6の端部に、前記吸気弁4, 4のバルブリフト量を可変制御するリフト量可変機構である吸気VEL1と、吸気弁4, 4の開閉時期を可変制御する吸気側の位相角可変機構である吸気VTC2が設けられている。一方、図外の排気側カムシャフトの端部には、排気弁5, 5の開閉時期を可変制御する排気側の位相角可変機構である排気VTC3が設けられている。

【0013】

20

シリンダブロックSB内に形成されたシリンダボア内には、ピストン01が上下摺動自在に設けられていると共に、前記シリンダヘッドSHには、各吸気ポート04a、04aと各排気ポート05a、05aのそれぞれの開口端を開閉する前記各吸気弁4, 4及び各排気弁5, 5が摺動自在に支持されている。

【0014】

前記ピストン01は、図外のクランクシャフトにコンロッド02を介して連結されていると共に、冠面とシリンダヘッドSHの下面との間に燃焼室03が形成されている。

【0015】

前記燃焼室03に各吸気ポート4a、4aを介して流入させる吸気通路04の前記吸気弁4, 4の上流側の内部には、主にセーフティーのために吸入空気量を補助的に制御するスロットルバルブ06が設けられている。また、シリンダヘッドSHには、燃焼室03に直接燃料を噴射する図外の燃料噴射弁が設けられている。

30

【0016】

また、前記吸気通路04のスロットルバルブ06の上流には、機械式の過給機である周知のルーツ式スーパーチャージャ07が設けられており、このスーパーチャージャ07は、図外の電磁クラッチによって断続制御されて、アイドルリング運転時などの無負荷あるいは低負荷時には、駆動しないようになっており、これは、アイドルリング運転などの無負荷あるいは軽負荷では駆動させると機関の回転がさらに不安定になるため、この領域では駆動させないようになっている。また、かかるスーパーチャージャ07の駆動が停止している場合は、吸気抵抗が大きくなることから、吸気通路04のバイパス通路08に設けられたバイパス弁08aを開いて燃焼室03に吸気抵抗なく供給されるようになっている。

40

【0017】

また、前記スロットルバルブ06とスーパーチャージャ07の間には、該スーパーチャージャ07の過給圧を検出する過給圧センサ09が設けられている。さらに、スロットルバルブ06の下流側には、吸気通路04(吸気管)内の圧力を検出する吸気管圧センサ010が設けられている。

【0018】

前記排気通路05の排気マニフォールド下流側には、三元触媒011が配置されていると共に、該三元触媒010の上流側に空燃比を検出するA/Fセンサ012が設けられている。

50

## 【 0 0 1 9 】

前記各センサ 0 9 , 0 1 0、0 1 2 から出力された検出信号は、後述する電子コントローラ ( E C U ) 2 2 に入力されるようになっている。

## 【 0 0 2 0 】

前記吸気 V E L 1 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、図 2 ~ 図 4 に基づいて簡単に説明すると、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中空状の前記駆動軸 6 と、該駆動軸 6 の外周面に圧入等により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、各吸気弁 4 , 4 の上端部に配設された各バルブリフター 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 と揺動カム 9 , 9 との間に介装されて、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 に揺動力として伝達する伝達機構とを備えている。

10

## 【 0 0 2 1 】

前記駆動軸 6 は、一端部に設けられたタイミングスプロケット 3 3 を介して前記クランクシャフトから図外のタイミングチェーンによっ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。

## 【 0 0 2 2 】

前記駆動カム 7 は、ほぼリング状を呈し、内部軸方向に形成された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、カム本体の軸心が駆動軸 6 の軸心から径方向へ所定量だけオフセットしている。

20

## 【 0 0 2 3 】

前記両揺動カム 9 は、図 3 及び図 4 などにも示すように、円筒状のカムシャフト 1 0 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 1 0 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やランプ面及びリフト面からなるカム面 9 a が形成されており、該ベースサークル面とランプ面及びリフト面が、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。

## 【 0 0 2 4 】

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 1 1 と、該ロッカアーム 1 1 の一端部 1 1 a と駆動カム 7 とを連係するリンクアーム 1 2 と、ロッカアーム 1 1 の他端部 1 1 b と揺動カム 9 とを連係するリンクロッド 1 3 とを備えている。

30

## 【 0 0 2 5 】

前記ロッカアーム 1 1 は、中央に有する筒状の基部が支持孔を介して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 1 1 a がピン 1 4 によってリンクアーム 1 2 に回転自在に連結されている一方、他端部 1 1 b がリンクロッド 1 3 の一端部 1 3 a にピン 1 5 を介して回転自在に連結されている。

## 【 0 0 2 6 】

前記リンクアーム 1 2 は、円環状の基部 1 2 a の中央位置に有する嵌合孔に前記駆動カム 7 のカム本体が回転自在に嵌合している一方、突出端 1 2 b が前記ピン 1 4 によってロッカアーム一端部 1 1 a に連結されている。

40

## 【 0 0 2 7 】

前記リンクロッド 1 3 は、他端部 1 3 b がピン 1 6 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。

## 【 0 0 2 8 】

また、駆動軸 6 の上方位置に同じ軸受部材に制御軸 1 7 が回転自在に支持されていると共に、該制御軸 1 7 の外周に前記ロッカアーム 1 1 の支持孔に摺動自在に嵌入されて、ロッカアーム 1 1 の揺動支点となる制御カム 1 8 が固定されている。

## 【 0 0 2 9 】

前記制御軸 1 7 は、駆動軸 6 と並行に機関前後方向に配設されていると共に、駆動機構 1 9 によって回転制御されている。一方、前記制御カム 1 8 は、円筒状を呈し、軸心位置

50

が制御軸 17 の軸心から所定分だけ偏倚している。

【 0 0 3 0 】

前記駆動機構 19 は、図外のハウジングの一端部に固定された電動モータ 20 と、ハウジングの内部に設けられて電動モータ 20 の回転駆動力を前記制御軸 17 に伝達する減速機構としてのボールネジ伝達手段 21 とから構成されている。

【 0 0 3 1 】

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制御機構である前記電子コントローラ 22 からの制御信号によって駆動するようになっている。

【 0 0 3 2 】

前記ボールネジ伝達手段 21 は、電動モータ 20 の駆動シャフトとほぼ同軸上に配置されたボールネジ軸 23 と、該ボールネジ軸 23 の外周に螺合する移動部材であるボールナット 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連係アーム 25 と、該連係アーム 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。

【 0 0 3 3 】

前記ボールネジ軸 23 は、両端部を除く外周面全体に所定幅のボール循環溝が螺旋状に連続して形成されていると共に、一端部に駆動シャフトが連結された電動モータ 20 によって回転駆動されるようになっている。

【 0 0 3 4 】

前記ボールナット 24 は、ほぼ円筒状に形成され、内周面に前記ボール循環溝と共同して複数のボールを回転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ネジ軸 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、第 1 付勢部材である第 1 コイルスプリング 30 のばね力によって電動モータ 20 側（最小リフト側）に付勢されていると共に、該第 1 コイルスプリング 30 に対向した位置に設けられた第 2 付勢部材である第 2 コイルスプリング 31 のばね力によって電動モータ 20 と反対方向（最大リフト側）に付勢されている。したがって、機関停止時には、かかるボールナット 24 が前記 2 つのコイルスプリング 30, 31 の対向するばね力によってボールネジ軸 23 の軸方向のほぼ中間位置（最大、最小リフトの中間リフト域）に安定して保持されるようになっている。言い換えると、機械的に中間位置に安定するように構成されている。

【 0 0 3 5 】

前記電子コントローラ 22 は、現在の機関回転数  $N_e$  (rpm) を検出するクランク角センサ 27 からのクランク角信号や機関回転数信号、アクセル開度センサ、前記スロットルバルブ 06 のスロットル開度センサ、車速センサ、ギア位置センサ、機関本体の温度を検出する機関冷却水温センサなどから各種情報信号から現在の機関運転状態を検出している。

【 0 0 3 6 】

また、駆動軸 6 の回転角度を検出する駆動軸角度センサ 28 からの検出信号や、クランク角センサ 27 からのクランク検出信号を入力して前記吸気 VTC 2 の実位置を検出すると共に、該クランク角信号と前記排気側カムシャフトのカム角センサから排気 VTC 3 の実位置を検出するようになっている。

【 0 0 3 7 】

さらに、前記電子コントローラ 22 は、前記機関運転状態に応じて前記スロットルバルブ 06 へのスロットル制御電流や、吸気 V E L 1 の電動モータ 20 への制御電流の他に、吸気 VTC 2 及び排気 VTC 3 の後述する電磁切換弁 47 などに常に前記実位置信号をモニターしながらフィードバック制御するようになっている。

【 0 0 3 8 】

以下、前記吸気 V E L 1 の基本作動を説明すると、所定の運転領域で、前記電子コント

10

20

30

40

50

ローラ 22 からの制御電流によって一方向へ回転駆動した電動モータ 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（電動モータ 20 に接近する方向）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。

【0039】

したがって、制御カム 18 は、図 3 A、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 11 b 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転する。

10

【0040】

よって、駆動カム 7 が回転することによりリンクアーム 12 を介してロッカアーム 11 の一端部 11 a 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 に伝達される。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（クランク回転角でみた開弁期間の半分）が小さくなる。

【0041】

なお、ここで、前記揺動カム 9 とバルブリフター 16 との間には、バルブクリアランスが存在し、バルブリフト量はカムリフト量よりバルブクリアランス分だけ小さくなっている。バルブリフトの開時期から閉時期までが作動角となっている。

20

【0042】

別の運転状態では、コントローラ 22 からの制御信号によって電動モータ 20 が他方向へ回転して、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。

【0043】

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転する。

30

【0044】

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 11 a 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。これによって、吸気弁 4, 4 の閉時期が遅角側の下死点近傍に制御されることから、有効圧縮比が高くなって冷機始動時などにおける燃焼が良好になる。また、新気の充填効率も高くなって燃焼トルクも大きくなる。

【0045】

また、例えば高回転高負荷領域に移行した場合は、電子コントローラ 22 からの制御電流によって電動モータ 20 がさらに他方向に回転し、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 4 A、B に示すように軸心を下方向へ回転させる。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 11 b 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転させる。

40

【0046】

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 11 a 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。その結果、高回転域での吸気充填効率を高め、もって出力を向上させることができる。

50

## 【 0 0 4 7 】

すなわち、吸気弁 4 , 4 のリフト量は、機関の運転状態に応じて小リフトの L 1 から大リフト L 3 まで連続的に変化するようになっており、したがって、各吸気弁 4 , 4 の作動角も小リフト D 1 から大リフトの D 3 まで連続的に変化する。

## 【 0 0 4 8 】

また、機関の停止時には、前述したように、ボールナット 2 4 が第 1、第 2 コイルスプリング 3 0 , 3 1 の対向するばね力によって中間位置、つまり中間作動角 D 2 及び中間リフト L 2 域に安定に保持される。これによって、吸気弁 4 , 4 の閉時期がピストンの下死点付近になる。

## 【 0 0 4 9 】

前記吸気 V T C 2 は、いわゆるベーンタイプのものであって、図 6 及び図 7 に示すように、機関のクランクシャフトによって回転駆動されて、この回転駆動力を伝達するタイミングプロケット 3 3 と、前記駆動軸 6 の端部に固定されてタイミングプロケット 3 3 内に回転自在に収容されたベーン部材 3 2 と、該ベーン部材 3 2 を油圧によって正逆回転させる油圧回路とを備えている。

## 【 0 0 5 0 】

前記タイミングプロケット 3 3 は、前記ベーン部材 3 2 を回転自在に収容したハウジング 3 4 と、該ハウジング 3 4 の前端開口を閉塞する円板状のフロントカバー 3 5 と、ハウジング 3 4 の後端開口を閉塞するほぼ円板状のリアカバー 3 6 とから構成され、これらハウジング 3 4 及びフロントカバー 3 5 , リアカバー 3 6 は、4 本の小径ボルト 3 7 によ

## 【 0 0 5 1 】

前記ハウジング 3 4 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 9 0 ° 位置に 4 つの隔壁であるシュー 3 4 a が内方に向かって突設されている。

## 【 0 0 5 2 】

この各シュー 3 4 a 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 3 7 の軸部が挿通する 4 つのボルト挿通孔 3 4 b 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 3 8 と該シール部材 3 8 を内方へ押圧する図外の板ばねが嵌合保持されている。

## 【 0 0 5 3 】

前記フロントカバー 3 5 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 3 5 a が穿設されていると共に、外周部に前記各シュー 3 4 a の各ボルト挿通孔 3 4 b 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。

## 【 0 0 5 4 】

前記リアカバー 3 6 は、後端側に前記タイミングチェーンが噛合する歯車部 3 6 a 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 3 6 b が軸方向に貫通形成されている。

## 【 0 0 5 5 】

前記ベーン部材 3 2 は、中央にボルト挿通孔を有する円環状のベーンロータ 3 2 a と、該ベーンロータ 3 2 a の外周面の周方向のほぼ 9 0 ° 位置に一体に設けられた 4 つのベーン 3 2 b とを備えている。

## 【 0 0 5 6 】

前記ベーンロータ 3 2 a は、前端側の小径筒部が前記フロントカバー 3 5 の支持孔 3 5 a 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 3 6 の軸受孔 3 6 b に回転自在に支持されている。

## 【 0 0 5 7 】

また、ベーン部材 3 2 は、前記ベーンロータ 3 2 a のボルト挿通孔に軸方向から挿通した固定ボルト 3 9 によって駆動軸 6 の前端部に軸方向から固定されている。

## 【 0 0 5 8 】

前記各ベーン 3 2 b 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

10

20

30

40

50

が幅長さの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。

【0059】

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の前記駆動軸6の回転方向と反対側のそれぞれの一側面には、ほぼ円形状の2つの凹溝32cがそれぞれ形成されている。

【0060】

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。

【0061】

前記油圧回路は、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とが夫々通路切り換え用の電磁切換弁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。

【0062】

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換弁47に接続されている。

【0063】

また、前記通路構成部39の一端部の外周面と支持穴32d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が嵌着固定されている。

【0064】

前記第1油圧通路43は、前記支持穴32dの駆動軸6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。

【0065】

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。

【0066】

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、前述のように、前記電子コントローラ22からの制御電流によって切り換え作動されるようになっている。

【0067】

この電子コントローラ22は、吸気VEL1と共通のものであって、機関運転状態を検出すると共に、クランク角センサ27及び駆動軸角度センサ28からの信号によってタイミングプロケット33と駆動軸6との相対回転位置を検出している。

【0068】

そして、前記電磁切換弁47の中立位置への切り換え作動によって、前記進角室41と遅角室42に作動油を積極的に供給しないようになり、ベーン部材32の位置は保持される。

【0069】

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

10

20

30

40

50

ベーン部材 3 2 の回転を拘束及び拘束を解除するロック機構が設けられている。このロック機構は、前記幅長さの大きな 1 つのベーン 3 2 b とリアカバー 3 6 との間に設けられ、前記ベーン 3 2 b の内部の駆動軸 6 軸方向に沿って形成された摺動用穴 5 0 と、該摺動用穴 5 0 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 5 1 と、前記リアカバー 3 6 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 5 2 に設けられて、前記ロックピン 5 1 のテーパ状先端部 5 1 a が係脱する係合穴 5 2 a と、前記摺動用穴 5 0 の底面側に固定されたスプリングリテーナ 5 3 に保持されて、ロックピン 5 1 を係合穴 5 2 a 方向へ付勢するばね部材 5 4 とから構成されている。

【 0 0 7 0 】

また、前記係合穴 5 2 a には、図外の油孔を介して前記進角室 4 1 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。

10

【 0 0 7 1 】

そして、前記ロックピン 5 1 は、前記ベーン部材 3 2 が最進角側に回転した位置で、先端部 5 1 a が前記ばね部材 5 4 のばね力によって係合穴 5 2 a に係合してタイミングスプロケット 3 1 と駆動軸 6 との相対回転をロックする。また、前記進角室 4 1 から係合穴 5 2 a 内に供給された油圧あるいはオイルポンプ 4 9 の油圧によって、ロックピン 5 1 が後退移動して係合穴 5 2 a との係合が解除されるようになっている。

【 0 0 7 2 】

また、前記各ベーン 3 2 b の一側面と該一側面に対向する各シュー 3 4 a の対向面との間には、ベーン部材 3 2 を進角側へ回転付勢する付勢部材である 2 つのコイルスプリング 5 5、5 6 がそれぞれ配置されている。

20

【 0 0 7 3 】

この各コイルスプリング 5 5、5 6 は、図 7、図 8 では、両者が重なるように見えるが、実際には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 3 2 b の一側面とシュー 3 4 a 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。

【 0 0 7 4 】

各コイルスプリング 5 5、5 6 は、最大圧縮変形時にも互いが接触しない軸間距離をもっ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。

30

【 0 0 7 5 】

以下、吸気 V T C 2 の基本的な動作を説明すると、まず、機関停止時には、電子コントローラ 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て、弁体がコイルスプリングによって機械的に図 5 に示すデフォルト位置になり、供給通路 4 5 と進角側の第 1 油圧通路 4 3 とを連通する。また、機関が停止されると、オイルポンプ 4 9 の油圧が作用せず供給油圧も 0 になってしまう。

【 0 0 7 6 】

したがって、ベーン部材 3 2 は、図 7 に示すように、前記各コイルスプリング 5 5、5 6 のばね力によって最進角側に回転付勢されて 1 つの幅広ベーン 3 2 b の一端面が対向する 1 つのシュー 3 4 a の一側面に当接する。と同時に前記ロック機構のロックピン 5 1 の先端部 5 1 a が係合穴 5 2 a 内に係入して、ベーン部材 3 2 をかかる最大進角位置に安定に保持する。すなわち、最大進角位置に吸気 V T C 2 が機械的に安定するデフォルト位置になっている。

40

【 0 0 7 7 】

次に、機関始動時、つまりイグニッションスイッチをオン操作して、スタータモータを回転駆動させてクランクシャフトをクランキング回転させると、電磁切換弁 4 7 にコントローラ 2 2 から制御信号が出力されるようになる。しかしながら、この始動直後の時点では、いまだオイルポンプ 4 9 の吐出油圧が十分に上昇していないことから、ベーン部材 3 2 は、ロック機構と各コイルスプリング 5 5、5 6 のばね力とによって最進角側に保持されている。

50

## 【 0 0 7 8 】

このとき、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 1 油圧通路 4 3 を連通させると共に、ドレン通路 4 6 と第 2 油圧通路 4 4 とを連通させている。そして、オイルポンプ 4 9 から圧送された油圧の油圧上昇とともに第 1 油圧通路 4 3 を通って進角室 4 1 に供給される一方、遅角室 4 2 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 内に開放されて低圧状態を維持している。

## 【 0 0 7 9 】

ここで、油圧が上昇した後は、電磁切換弁 4 7 による自在のベーン位置制御ができるようになる。例えば、暖機後のアイドル状態では、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 を連通させる。

10

## 【 0 0 8 0 】

したがって、ベーン部材 3 2 は、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 7 中、反時計方向へ回転する。これによって、駆動軸 6 がタイミングプロケット 3 3 に対して遅角側に相対回転する。

## 【 0 0 8 1 】

その後、例えば所定の低回転中負荷域に移行すると、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。

## 【 0 0 8 2 】

したがって、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 2 内が低圧になる一方、進角室 4 1 内に油圧が供給されて高圧となる。

20

## 【 0 0 8 3 】

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、タイミングプロケット 3 3 に対する駆動軸 6 の相対回転位相を進角側に変換する。

## 【 0 0 8 4 】

さらに、機関の低回転域から通常の中回転域、さらに高回転域に移行すると、ベーン部材 3 2 は、進角室 4 1 に供給された油圧が低下して、逆に遅角室 4 2 の油圧が上昇し、各コイルスプリング 5 5 , 5 6 のばね力に抗して、タイミングプロケット 3 3 と駆動軸 6 の相対回転位相を遅角側に変換する(図 8 参照)。そして、電磁切換弁 4 7 が中立位置になれば、ベーン部材 6 1 の位置は保持される。ベーン部材 6 1 から最進角から最遅角の任意の位置にあるときに電磁切換弁 4 7 を中立位置にすることで、その位置にベーン部材 6 1 を保持制御することができる。

30

## 【 0 0 8 5 】

次に、前記排気 V T C 3 は、基本構成が前記吸気 V T C 2 と同様にベーンタイプのものであるから図 9 に基づいて簡単に説明すると、図外の排気カムシャフトの端部に配置されてクランクシャフトから回転駆動力が伝達されるタイミングプロケット 6 0 と、該タイミングプロケット 6 0 の内部に回転自在に收容されたベーン部材 6 1 と、該ベーン部材 6 1 を油圧によって正逆回転させる油圧回路とを備えている。

40

## 【 0 0 8 6 】

前記タイミングプロケット 6 0 は、前記ベーン部材 6 1 を回転自在に收容したハウジング 6 2 と、図外のフロントカバー及びリアカバーなどから構成され、これらが 4 本の小径ボルト 6 3 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。前記ハウジング 6 2 は、内周面の周方向の約 9 0 ° 位置に 4 つのシュー 6 2 a が内方に向かって突設されている。なお、リアカバーの外周には、タイミングチェーンが巻回される歯車 6 0 a が設けられていることは吸気 V T C 2 と同様である。

## 【 0 0 8 7 】

前記ベーン部材 6 1 は、中央にボルト挿通孔を有する円環状のベーンロータ 6 1 a と、

50

該ベーンロータ 6 1 a の外周面の周方向のほぼ 90° 位置に一体に設けられた 4 つのベーン 6 1 b とを備えている。

【 0 0 8 8 】

また、ベーン部材 6 1 は、前記ベーンロータ 6 1 a のボルト挿通孔に軸方向から挿通した固定ボルト 6 4 によって排気カムシャフトの前端部に軸方向から固定されている。また、前記各ベーン 6 1 b の両側と各シュー 6 2 a の両側面との間に、それぞれ 4 つの進角室 6 5 と遅角室 6 6 がそれぞれ隔成されている。

【 0 0 8 9 】

前記油圧回路は、基本的に吸気 V T C のものと同様であるが、図 6 に示す前述の 3 ポジションが左右で逆となっている。前記各進角室 6 5 に油圧を給排する第 1 油圧通路と、前記各遅角室 6 6 に油圧を給排する第 2 油圧通路との 2 系統の油圧通路を有し、この両油圧通路には、供給通路とドレン通路とが夫々通路切り換え用の電磁切換弁を介して接続されている。

【 0 0 9 0 】

前記電磁切換弁は、内部の弁体が各油圧通路と供給通路及びドレン通路とを相対的に切り替え制御するようになっており、前記同じコントローラ 2 2 からの制御信号によって切り替え作動されるようになっている。

【 0 0 9 1 】

この排気 V T C 側の電磁切換弁は、制御電流が作用していない場合に、供給通路が遅角室 6 6 につながる第 2 油圧通路と連通し、ドレン通路が進角室 6 5 につながる第 1 油圧通路に連通するようになっている。電磁切換弁内のコイルスプリングによって機械的にかかるポジションになるようになっている。すなわち、かかるポジションが排気 V T C 側の電磁切換弁のデフォルト位置になっている。

【 0 0 9 2 】

また、幅広のベーン 6 1 b とリアカバーとの間には、ロックピン 6 7 や係合穴などから構成されて、ベーン部材 6 1 をハウジング 6 2 にロックするロック機構が設けられている。なお、このロック機構は、機関の停止時などでベーン部材 6 1 が最遅角側に位置した場合（図 9 に示す位置）に、スプリングのばね力でロックピン 6 7 が係合穴に係合してベーン部材 6 1 の自由な回転を規制して安定保持するようになっている。

【 0 0 9 3 】

さらに、前記各ベーン 6 1 b の一側面と該一側面に対向する各シュー 6 2 a の対向面との間には、ベーン部材 6 1 を遅角側へ回転付勢する付勢部材である 2 つのコイルスプリング 6 8 , 6 9 がそれぞれ配置されている。この両コイルスプリング 6 8 , 6 9 は、例えば機関始動前や始動直後などにおいてオイルポンプからの供給油圧が 0 あるいは所定以下の低い場合にベーン部材 6 1 を図 9 の反時計方向に付勢して排気側カムシャフトを最遅角方向へ回転させるようになっている。

【 0 0 9 4 】

以下、本実施の形態における装置の作用を説明する。機関の始動前、つまり機関停止後には、排気 V T C 3 のベーン部材 6 1 は、各コイルスプリング 6 8 , 6 9 のばね力及びロック機構によって図 9 に示す回転位置に機械的に安定に保持されるように構成され、したがって、各排気弁は、図 9 に示すように、その開閉時期が最遅角側に安定保持されている。

【 0 0 9 5 】

一方、吸気 V T C 2 のベーン部材 3 2 は、同じく各コイルスプリング 5 5 , 5 6 のばね力及びロック機構によって図 7 に示す回転位置に機械的に安定に保持されるように構成され、したがって、各吸気弁 4 , 4 は、その開閉時期が最進角側に機械的に安定保持されている。さらに、各吸気弁 4 , 4 は、吸気 V E L 1 によってその作動角が最大作動角 D 3（最大リフト L 3）よりもやや小作動角の中間作動角 D 2（リフト L 2）の位置に機械的に安定保持されている。

【 0 0 9 6 】

10

20

30

40

50

よって、この時点では、吸気弁 4 , 4 と排気弁とのバルブオーバーラップが大きくなっていると共に、吸気弁 4 , 4 の閉時期 ( I V C ) がピストンの下死点付近に機械的に保持されている。また、各排気弁の開時期 ( E V O ) も下死点付近になっている。

【 0 0 9 7 】

したがって、冷間状態にある機関のイグニッションキーをオンして始動させると、前記バルブオーバーラップ区間に高温高圧の燃焼ガスの一部が各吸気弁 4 , 4 を介して低温低圧状態にある吸気系に逆流して新気を加熱する。つまり、筒内の残留ガスの増加によって新気を加熱する。このため、かかる冷機始動時の H C ( ハイドロカーボン ) などの発生を低減させて排気エミッション性能の向上を図ることができる。

【 0 0 9 8 】

また、排気弁の開時期が最遅角側に制御されて下死点付近になっていることから、排気弁が開くまでの間での H C などの燃焼を促進でき、この結果、前記排気エミッションをさらに低減することができる。

【 0 0 9 9 】

しかも、前記吸気弁 4 , 4 の閉時期が下死点付近となるように保持されていることから、有効圧縮比が高くなって燃焼が改善されて良好な始動性が得られると共に、機関回転の安定化と一層の排気エミッション性能の向上が図れる。

【 0 1 0 0 】

前記クランキングにより完爆状態になり、機関回転も上昇すると、オイルポンプ 4 9 の吐出油圧も上昇するため、吸気 V T C 2 の進角室 4 1 や排気 V T C 3 の遅角室 6 6 の油圧が上昇して各ロック機構のロックピン 5 1 が係合穴 5 2 a から抜け出て係合が解除される。ここで、排気 V T C 3 のロックピンの係合穴には遅角室 6 6 の油圧が導かれているわけであるが、ポンプ油圧を導くことによっても同様の係合解除が可能である。このロックピン係合解除によって各ベーン部材 3 2 , 6 1 の自由な回転が許容されて、電子コントローラ 2 2 による機関運転状態に応じた制御が行われる。

【 0 1 0 1 】

以下、前記コントローラ 2 2 による機関始動後の制御を図 1 0 のフローチャートによって説明する。

【 0 1 0 2 】

まず、ステップ S 1 で、アクセル開度 とスロットル開度 を読み込んで、これらを検出する。

【 0 1 0 3 】

ステップ S 2 では、スロットル制御信号を出力して前記スロットルバルブ 0 6 の開度を所定の大開度 0 に制御する。これは、吸気 V E L 1 によって吸気弁 4 , 4 の作動角とリフト量が小さく制御されることによって、スロットルバルブ 0 6 によらずに小さな出力トルクに制御することができるからである。

【 0 1 0 4 】

ここで、前記所定の大開度 0 とは、エバポバーク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通路 0 4 内の圧力となる開度であり、吸気管圧力センサ 0 1 0 をモニターしながらスロットルバルブ 0 6 の大開度の範囲で微調整される。

【 0 1 0 5 】

ステップ S 3 では、前記アクセル開度 が所定量 0 より大きくなったか否かを判別し、小さいと判別した場合は要求トルクが低いと判断し、ステップ S 1 6 に移行する。

【 0 1 0 6 】

このステップ S 1 6 では、スロットルバルブ 0 6 の開度をそのままの所定の大開度 に維持する制御を行い、ステップ S 1 7 で前記吸気 V E L 1 によって吸気弁 4 , 4 の開度を制御して機関のトルク制御を行う。すなわち、いわゆるスロットルレス運転を非過給運転用 (あるいは低過給運転用) の制御マップに基づいてポンピングロスの低減した低燃費運転を継続して行う。

【 0 1 0 7 】

10

20

30

40

50

前記ステップS3において、アクセル開度が所定量0よりも大きいと判別した場合は、ステップS4に移行し、ここでは、スロットル開度をほぼ最大開度に制御する。

【0108】

次に、ステップS5では、吸気VEL1によって吸気弁4,4の作動角及びリフト量を拡大増加する制御信号を出力する。すなわち、図11の吸気弁特性変化(実線)に示すように、吸気弁4,4の開時期(IVO)を進角し、吸気弁4,4の閉時期(IVC)を遅角するように制御する信号を出力する。

【0109】

ところで、吸気通路04(吸気管)内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になっているので、そこに吸気弁4,4の作動角が拡大すると、吸気通路04内での吸気遅れがない状態で燃焼室03内に新気が導入されるので、トルクが速やかに立ち上がる。

10

【0110】

つまり、トルク立ち上がり特性を示す図13のA領域に表れているように、本実施例の場合(実線)は、従来のスーパーチャージャ(SC)を用いた場合(破線)よりも速やかな立ち上がり特性となっている。

【0111】

換言すれば、従来の通常のSCを備えた内燃機関では、アクセル開度が小さいアイドリング運転などの軽負荷時には、スロットル開度も小さく絞られていることから、吸気管圧力が大きな負圧になっている。また、前記軽負荷運転の場合は、機関回転の安定化を確保するために、SCの電磁クラッチをオフとして機械的負荷を低減し、吸気バイパス弁を介して吸気を送るのが一般的である。

20

【0112】

したがって、スロットル開度を全開に作動させても吸気管内が大気圧付近になるにも時間が掛かり、そのためにA領域でのトルクの立ち上がりが遅れるのである。

【0113】

これに対して、本実施例では、アクセル開度が小さいときもスロットルバルブ06が大開度になっていることから、予め吸気通路04内が大気圧近くになっているので、アクセルが大開度に移行して図11の実線に示すように、吸気弁4,4の作動角が拡大すると、吸気通路04内の新気の流動遅れがなく、燃焼室03内に多量の新気が速やかに流れ込む。このため、前記A領域でのトルク応答性(初期レスポンス)が向上するのである。

30

【0114】

次に、ステップS6では、スーパーチャージャ07の電磁クラッチをオン作動して駆動させると共に、吸気バイパス弁08aを閉弁制御する。ここで、機械的な負荷が急増するので、図13のB領域に示すように、従来のSC付き内燃機関では、トルクに停滞が生じるが、本実施例では、前述のようにトルク立ち上がりが向上しているので、このトルク停滞が生じにくい。

【0115】

続いて、ステップS7では、図12の一点鎖線で示すように、吸気VELによって吸気弁4,4の作動角を拡大制御すると共に、吸気VTC2によって吸気弁4,4の開時期(IVO)を進角側に制御する。前記作動角の拡大制御によって吸入空気の燃焼室03内への充填効率を増加させ、前記進角させることによってバルブオーバーラップを増加させて、いわゆる燃焼ガスの掃気効果により、排気上死点付近の残留ガスを吸気過給圧により排気通路05側に押し出し、さらなる吸気充填効率の向上を図る。

40

【0116】

ここで、残留ガスの低減によって耐ノッキング性の向上も図れるので、点火時期を進角させてさらにトルクを高めることができる。これによって、図13のC領域に示すように、加速後期の絶対トルクを高められる。すなわち、前述の加速初期A領域から加速中期のB領域を経て、加速後期のC領域に至る全領域に渡って良好な加速性能を得ることができる。

50

## 【 0 1 1 7 】

続いて、ステップ S 8 では、前記クランク角センサ 2 7 や駆動軸回転角センサ 2 8、制御軸回転角センサ(ポテンショメータ) 2 9 によって吸気 V E L 1 と吸気 V T C 2 の実位置を検出する。

## 【 0 1 1 8 】

次に、ステップ S 9 において A / F センサ 0 1 2 によって排気ガスの空燃比を検出する。つまり、バルブオーバーラップ量が大きくなりすぎると、残留ガスを掃気した後に、さらに排気側に新気が流出すると、排気ガスの A / F が希薄(リーン)になり、三元触媒 0 1 1 による N O x の転化率が悪化して排気エミッションが増加してしまう。

## 【 0 1 1 9 】

そこで、ステップ S 1 0 において、A / F がストイキオメトリ(理論空燃比)か否かを判別し、理論空燃比があるいはそれに近いと判別した場合は、ステップ S 1 2 に移行し、理論空燃比から離れて所定量リーン側にシフトしていると判別した場合は、ステップ S 1 1 に移行する。

## 【 0 1 2 0 】

このステップ S 1 1 では、吸気 V T C 2 によって吸気弁 4 , 4 の位相を遅角側( I V O 遅角)に補正するか、あるいは吸気 V E L 1 を小作動角( I V O 遅角)に補正する。これによって、吸気弁開時期( I V O )が遅角することで、バルブオーバーラップ量が減少して新気の排気側への流出を抑制し、N O x の排気エミッションの増加を抑制することができる。

## 【 0 1 2 1 】

また、ここで、燃料噴射弁は燃焼室 0 3 内に設けられており、排気弁 5 , 5 が開いていないタイミングに燃料を噴射するようになっていて、前記掃気作動の際に、燃焼していない燃料が排気側に流れないようにしている。これによって、触媒の焼損や劣化を防止できる。

## 【 0 1 2 2 】

次に、ステップ S 1 2 では、過給圧センサ 0 9 によってスーパーチャージャ 0 7 による過給圧 P b と、機関回転数 N e、アクセル開度を読み込み、ステップ S 1 3 で前記 P b と N e とによって目標トルク値を演算する。つまり、吸気弁 4 , 4 の目標閉時期( I V C )を演算によって求める。

## 【 0 1 2 3 】

ステップ S 1 4 では、前記 と N e から読み取れる運転者のトルク要求と、過給圧 P b と現在の位相角(実バルブタイミング)から推測されるトルクを比較して、吸気弁 4 , 4 の実閉時期( I V C )と目標閉時期( I V C )が異なるか否かを判別する。ここで異なっていないと判別した場合はそのままリターンするが、異なっていると判別した場合は、ステップ S 1 5 に移行する。

## 【 0 1 2 4 】

このステップ S 1 5 では、吸気 V E L 1 あるいは吸気 V T C 2 を制御して吸気弁 4 , 4 の閉時期( I V C )が目標値となるように補正する。

## 【 0 1 2 5 】

すなわち、運転者のトルク要求の方が低い場合は、吸気弁 4 , 4 の閉時期( I V C )を下死点から離す方向に補正することによって、スロットルバルブ 0 6 を絞ったり、あるいは点火時期を遅らせることなく吸気充填量を減少させて要求トルクに合わせることができる。これによって、ポンピングロスの増加や熱効率の悪化を抑制して燃費の悪化を抑制することができる。また、点火時期を遅らせることによって三元触媒 0 1 1 の異常昇温(触媒劣化)を防止できる。

## 【 0 1 2 6 】

逆に、運転者のトルク要求の方が高い場合は、吸気弁の閉時期( I V C )を下死点に近づける方向に補正して、吸気充填量を増加させて要求トルクに合わせることができる。この際、トルク補正は、燃焼室 0 3 に直近の吸気弁 4 , 4 の閉時期のタイミング切り換えによ

10

20

30

40

50

り行われるので、かかるトルク補正によって加速レスポンスが良好になる。

【0127】

このように、良好な加速レスポンスと、図13のC領域に示す加速盛り上がりを得ることができるばかりか、トルクが盛り上がった後においても、NOxの排気エミッションを抑制し、燃費も良好にできる。

【0128】

本実施例は、特に、アクセル開度が最も小さい状態、例えば、発進加速の場合に前記加速レスポンスの向上などの作用効果が大きくなる。

【0129】

すなわち、前記吸気VEL1を用いない内燃機関の場合には、アイドリング運転などのアクセル開度が最小のときには、スロットルバルブ06によって燃焼室03へ供給される吸入空気量を大幅に抑えていることから、吸気通路04内の負圧が特に大きくなっている。ここからアクセルペダルを踏み込んで加速すると、機関回転数(時間当たりの吸気吸い込み回数)が小さいことと相俟って吸気通路04内が大気圧になるまでの時間が特に長くなってしまい、加速レスポンスがこの運転条件で特に悪化してしまう。

10

【0130】

これに対して本実施例の場合は、前述のように、吸気VEL1を用いていることから、前記アイドリング運転中にはスロットルバルブ06をほぼ全開状態に制御されて、吸気通路04内が予め大気圧に近い状態になっているので、前記加速レスポンスの悪化がこの運転条件で特に改善されるのである。

20

【0131】

なお、前記ステップS9～S11の吸気弁開時期(IVO)の補正を、ステップS12～S15の吸気弁閉時期(IVC)の補正よりも先行して行う場合を示したが、同時に行うことも可能である。また、本実施例では前記排気VTC3については特に制御を行わない。

【0132】

〔第2実施例〕

図14は第2実施例におけるフローチャート図を示し、前記バルブオーバーラップ制御を排気VTC3の排気弁閉時期(EVC)によって行うようにしたものである。

【0133】

図14中、ステップS21～S26までは、第1実施例におけるステップS1～S6までと同じであって、トルクが立ち上がった後に、ステップS26でスーパーチャージャ07(SC)の電磁クラッチをオンさせて駆動させると共に、吸気バイパス弁08aを閉弁する制御信号を出力する。なお、前記ステップS25での吸気VEL1による吸気弁4,4の作動角拡大制御によって図11と同じ特性が得られる。

30

【0134】

また、スーパーチャージャ07の電磁クラッチをオンさせるタイミングであるが、機関回転が所定値以上になった時点としても良いし、吸気弁4,4のリフト量が所定量以上になった時点でも良い。あるいは、アクセル開度が所定値以上になった時点としても良い。リフト量が所定値以上で、スーパーチャージャ07の電磁クラッチをオンするようにすれば、電磁クラッチオン時のエンジントルクが安定するので、加速安定性が向上するというメリットが得られる。

40

【0135】

ステップS27では、吸気VEL1によって吸気弁4,4の作動角を拡大して吸入空気の燃焼室03への充填効率を増加させる。同時に、排気VTC3によって排気弁5,5の閉時期(EVC)を遅角側に制御する(図15の実線から一点鎖線)。

【0136】

これによって、バルブオーバーラップ量を増加させていわゆる掃気効果により、排気上死点付近の残留ガスを吸気過給圧により排気通路05内に押し出して、さらなる充填効率の向上が図れる。ここで、残留ガスの低減によって耐ノッキング性の向上も図れるので、

50

点火時期を進角して、さらにトルクを高めることができる。

【0137】

このように、バルブオーバーラップ量の拡大を排気弁5, 5の閉時期を遅角側に制御して行うことから、吸気VTC2によって吸気弁4, 4の進角を抑制できるので、吸気弁4, 4の閉時期(IVC)を第1実施例の場合に対して下死点側に遅延できる。したがって、吸気充填効率を第1実施例の場合よりも高められ、図13のC領域におけるトルクの上昇率をさらに向上させることができる。

【0138】

そして、ステップS28において、吸気弁VEL1と排気VTC3の各実位置をそれぞれのセンサによって検出する。

10

【0139】

次に、ステップS29では、A/Fセンサ012によって排気ガスのA/F(空燃比)を検出し、ステップS30において、理論空燃比か否かを判別し、理論空燃比かそれに近い場合は、ステップS32に移行するが、空燃比よりも離れたリーン化している場合は、ステップS31に移行する。

【0140】

このステップS31では、吸気VEL1によって吸気弁4, 4を小作動角側(IVO遅角)に制御するか、あるいは排気VTC3によって排気弁5, 5の閉時期(EVC)を進角側へ補正する。これによって、バルブオーバーラップ量が減少して、新気の排気通路05側への流出を抑制しNOxの排気エミッションの増加を抑制することができる。

20

【0141】

次に、ステップS32では、過給圧センサ09によってスーパーチャージャ07による過給圧Pbと、機関回転数Ne、アクセル開度を読み込み、ステップS33で前記PbとNeとによって目標トルク値を演算する。つまり、吸気弁4, 4の目標閉時期(IVC)を演算によって求める。

【0142】

ステップS34では、前記とNeから読み取れる運転者のトルク要求と、過給圧Pbと現在の位相角(実バルブタイミング)から推測されるトルクを比較して、吸気弁4, 4の実閉時期(IVC)と目標閉時期(IVC)が異なるか否かを判別する。ここで異なっていないと判別した場合はそのままリターンするが、異なっていると判別した場合は、ステップS35に移行する。

30

【0143】

このステップS35では、吸気VEL1を制御して吸気弁4, 4の閉時期(IVC)が目標値となるように補正する。

【0144】

すなわち、運転者のトルク要求の方が低い場合は、吸気弁4, 4の閉時期(IVC)を下死点から離す方向に補正することによって、スロットルバルブ06を絞ることなく吸気充填量を低下させて要求トルクに合わせることができる。これによって、ポンピングロスの増加を抑制することができる。

【0145】

逆に、運転者のトルク要求の方が高い場合は、吸気弁の閉時期(IVC)を下死点に近づける方向に補正して、吸気充填量を増加させて要求トルクに合わせることができる。この際、トルク補正は、燃焼室03に直近の吸気弁4, 4の閉時期のタイミング切り換えにより行われるので、トルク補正レスポンスが良好になる。

40

【0146】

このように、良好な加速レスポンスと加速盛り上がりを得ることができるばかりか、トルクが盛り上がった後においても、NOxの排気エミッションを抑制し、燃費も良好にできる。

【0147】

なお、前記ステップS29~S31の吸気弁閉時期(IVO)の補正を、ステップS3

50

2 ~ S 3 5 の吸気弁閉時期 ( I V C ) の補正よりも先行して行う場合を示したが、同時に行うことも可能である。

【 0 1 4 8 】

〔 第 3 実施例 〕

図 1 6 は第 3 実施例におけるフローチャート図を示し、前記バルブオーバーラップ制御を吸気 V T C 2 と排気 V T C 3 の両方によって行い、高回転域の絶対出力向上など高性能化を図るようにしたものである。

【 0 1 4 9 】

図 1 6 中、ステップ S 4 1 ~ S 4 3 までは、第 1 実施例におけるステップ S 1 ~ S 3 までと同じであって、ステップ S 4 4 でスロットル開度 を全開に制御した後、ステップ S 4 5 において吸気 V E L 1 の作動角の拡大制御を行うと共に、排気 V T C 3 によって排気弁 5 , 5 を S e 1 だけ遅角し(図 1 7 の実線参照)、これによって、ステップ S 4 6 でのスーパーチャージャ 0 7 ( S C ) の電磁クラッチをオンに先だててバルブオーバーラップ量を積極的に増加させる。

【 0 1 5 0 】

ステップ S 4 6 では、スーパーチャージャ 0 7 ( S C ) の電磁クラッチをオンさせて駆動させると共に、吸気バイパス弁 0 8 a を閉弁する制御信号を出力する。前記排気弁 5 , 5 の予め遅角制御によって、前記電磁クラッチのオン直後から排気ガスの大きな掃気効果が得られるため、図 1 3 の C 領域でのトルク盛り上がりが顕著になる。

【 0 1 5 1 】

次に、ステップ S 4 7 では、図 1 8 に示すように、排気 V T C 3 によって排気弁 5 , 5 の位相角を S e 2 ' だけさらに遅角制御する。同時に、吸気 V E L 1 によって吸気弁 4 , 4 のリフト及び作動角を、前記第 1 , 第 2 実施例の場合よりもさらに大きな L i 3 ' ' まで増加させる。また、吸気 V T C 2 によって吸気弁 4 , 4 の位相角を S i 4 まで遅角制御する。

【 0 1 5 2 】

吸気 V T C 2 及び排気 V T C 3 によってバルブオーバーラップ量を変化させる場合を考えると、S e 2 ' > S i 4 であり、吸気、排気 V T C 2 , 3 だけの作動でみた場合でもバルブオーバーラップ量は拡大する方向になる。

【 0 1 5 3 】

さらに、吸気 V E L 1 による作動角拡大制御があるので、バルブオーバーラップ量は第 1 , 第 2 実施例の場合よりも大きなものとなる。したがって、高回転域での掃気効果がさらに向上する。

【 0 1 5 4 】

同じバルブオーバーラップ期間(クランク角)であっても、高回転になると、バルブオーバーラップの時間でみれば短くなり、掃気が不十分になる。それに対して本実施例では、バルブオーバーラップがさらに大きくなるので高回転域での掃気効率が向上する。また、吸気 V E L 1 の作動角、リフト量を第 1 , 第 2 実施例よりも拡大されるので、リフト時間面積が向上し、さらに吸気弁閉時期 ( I V C ) も高回転域で充填効率の向上に有利な下死点よりある程度遅延した位置となるので、吸入空気が吸気通路 0 4 内に吐き戻される現象が回避されて十分な燃焼室 0 3 への吸気充填を実現できる。この結果、出力トルクを十分に向上させることが可能になる。

【 0 1 5 5 】

ステップ S 4 8 では、吸気 V E L 1 、吸気 V T C 2 及び排気 V T C 3 の実位置が検出され、ステップ S 4 9 で A / F が検出される。このステップ S 4 9 の検出結果から A / F がリーンであるか否か、つまり、掃気が過度に行われてバルブオーバーラップ量を縮小する補正が必要か否かの情報が得られる。

【 0 1 5 6 】

ステップ S 5 0 においては、過給圧 P b 、機関回転数 N e , アクセル開度 を読み込む。つまり、 と N e から読み取れる運転者のトルク要求と、 P b と現在の実バルブタイミ

10

20

30

40

50

ングから推定されるトルクから、トルクを増減すべきか否かの情報が得られる。

【0157】

ステップS51では、前記からバルブオーバーラップの目標値と、後者から吸気弁4, 4の閉時期(IVC)の目標値を演算する。

【0158】

ステップS52では、実際のバルブオーバーラップ量が目標のバルブオーバーラップ量と異なるか否か、あるいは実吸気弁閉時期(IVC)が目標IVCと異なるか否かを判別する。

【0159】

ここで、異なっていないと判別した場合は、そのままリターンするが、異なっていると判別した場合は、ステップS53において、吸気VEL1と吸気VTC2及び排気VTC3をそれぞれ制御して、目標バルブオーバーラップ量と目標IVCとなるように補正する。

10

【0160】

〔第4実施例〕

図19は第4実施例を示し、前記各実施例に用いられた機械式過給機としてのスーパーチャージャ07に代えて、排気ガスを利用したターボチャージャ013を用いたものであって、それ以外の構造は第1実施例のものと同じである。

【0161】

そして、前記電子コントローラ22による制御は、図20に示すフローチャートによって行われるが、ステップS61～S64までは第3実施例のステップS41～S44と同じであるから具体的な説明は省略する。なお、図中014は、タービン回転センサであって、この回転検出信号がコントローラ22に入力されてパラメータとなる。

20

【0162】

前記ステップS64でスロットルバルブ06の開度をほぼ最大に制御し、ステップS65では、吸気VEL1によって吸気弁4, 4の作動角、リフト量を拡大する制御を行う。

【0163】

すなわち、図21に示すように、作動角、リフト量を拡大して吸気弁閉時期(IVO)を進角制御し、吸気弁閉時期(IVC)を遅角制御する。

ここで、吸気管圧力について考察すると、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るので、そこに吸気弁4, 4の作動角が拡大すると吸気管内での吸気遅れなく燃焼室03内に新気が導入されるので、トルクが速やかに立ち上がる。これによって、排気ガス量も増加するので、排気タービン013a(吸気コンプレッサ013b)の回転が上昇して過給圧Pbが上昇する。

30

【0164】

次に、ステップS66に移行し、過給圧Pbが所定値に達したか否かを判別し、所定値以下である場合はステップS65に戻って前述のように作動角を拡大し、所定値に達していれば、ステップS67に移行する。

【0165】

このステップS67では、図22に示すように、吸気弁4, 4の作動角、リフト量をさらにLi3' 'まで拡大すると共に、排気VTC3によって排気弁5, 5の位相角をSe2' 'まで遅角制御してバルブオーバーラップ量を大きく拡大する。

40

【0166】

ここで、前記過給圧Pbが所定値以下の場合に、排気VTC3によるバルブオーバーラップ量の拡大制御を行わないのは、排気圧Pcによってバルブオーバーラップ期間で排気ガスが燃焼室03内に逆流することからトルクが抑制されてしまうためである。前記過給圧Pbが所定値以上になってからバルブオーバーラップ量を拡大すれば、このようなトルク抑制を回避しつつ掃気効果によりトルクを立ち上げることが可能になるのである。つまり、前記拡大制御のために、排気VTC3により排気弁5, 5の位相角を大きく遅角(Se2' ' )させ、吸気VTC2により吸気弁4, 4の位相角をやや遅角側(Si4)にする

50

と、 $S e 2' > S i 4$ の関係になるので、両VTC2, 3によってもバルブオーバーラップ量は拡大される。したがって、吸気VEL1の作動角増大によるバルブオーバーラップ量拡大に加えて、さらにバルブオーバーラップは増加することになる。これによって、いわゆる掃気効果が生じて排気上死点付近の残留ガスを吸気過給圧により排気通路05内に押し出して、さらなる吸気充填効率を向上させることができる。ここで、残留ガスの低減により耐ノッキング性も向上するので、点火時期を進角側に制御してさらにトルクを高めることができる。

【0167】

ステップS68では、吸気VEL1、吸気VTC2及び排気VTC3の実位置が検出され、ステップS69でA/Fが検出される。このステップS69の検出結果からA/Fがリーンであるか否か、つまり、掃気が過度に行われてバルブオーバーラップ量を縮小する補正が必要か否かの情報が得られる。

10

【0168】

ステップS70においては、過給圧Pb、機関回転数Ne、アクセル開度を読み込む。つまり、とNeから読み取れる運転者のトルク要求と、Pbと現在の実バルブタイミングから推定されるトルクから、トルクを増減すべきか否かの情報が得られる。

【0169】

ステップS71では、前記からバルブオーバーラップの目標値と、後者から吸気弁4, 4の閉時期(IVC)の目標値を演算する。

【0170】

20

ステップS72では、実際のバルブオーバーラップ量が目標のバルブオーバーラップ量と異なるか否か、あるいは実吸気弁閉時期(IVC)が目標IVCと異なるか否かを判別する。

【0171】

ここで、異なっていないと判別した場合は、そのままリターンするが、異なっていると判別した場合は、ステップS73において、吸気VEL1と吸気VTC2及び排気VTC3をそれぞれ制御して、目標バルブオーバーラップ量O/Lと目標IVCとなるように補正する。

【0172】

したがって、適度な掃気により三元触媒011の転化性能を確保でき、良好な排気エミッション性能が得られる。また、燃焼室03内の残留ガスが低減して耐ノッキング性が向上するので、点火時期を進角でき、この結果、燃費の向上ばかりか三元触媒011の過熱化が防止できる。また、トルク調整を吸気弁4, 4の閉時期(IVC)によって行うので、ポンピングロスの発生が抑制されてこの点でも燃費の向上が図れる。

30

【0173】

〔第5実施例〕

第5実施例は、吸気VEL1の構造を、本出願人が先に出願した例えば特開平11-264307号公報に記載された構造としたものであり、吸気弁のバルブリフト特性が前記公報の図10に記載されたように、吸気弁4, 4の開時期(IVO)の変化が小さく、閉時期(IVC)の変化が大きくなるような特性をもつものに適用したものである。

40

【0174】

図23に示す電子コントローラ22のフローチャートについて説明すると、ステップS81~S95まで前記第4実施例の場合とほぼ同様であるが、異なるところは、ステップS85の処理によるリフト特性(図24)と、ステップS87の処理によるリフト特性(図25)が異なっている。

【0175】

すなわち、ステップS85では、吸気VEL1によって吸気弁4, 4の作動角を拡大制御して、図24の破線で示す特性Li1から実線で示す特性Li2'にリフトアップする際には、吸気弁開時期(IVO)の変化が小さくなっていると共に、吸気弁閉時期(IVC)の変化が大きくなっている。

50

## 【0176】

このため、吸気弁閉時期(IVC)の変化が早くなり、また、所定の閉時期になるリフト量 $L_{i2}'$ が第4実施例のリフト量 $I_{i2}$ よりも小さくて済む。これによって、吸気充填効率の上昇速度が速くなる。一方、吸気弁閉時期(IVO)の変化は遅いが、この時点では、過給圧が大きくなっていないので問題は発生しない。したがって、加速レスポンスをさらに向上させることができる。

## 【0177】

次に、ステップS86で過給圧 $P_b$ が所定値以上になっていると判別した場合は、ステップS87において、吸気VEL1と吸気VTC2及び排気VEL3を制御して、図25に示すように、吸気弁4, 4の作動角を破線で示すようにさらに拡大制御する( $L_{i3}'$ )  
10  
( $S_{i4}'$ )が、リフト中心位相角が本実施例の吸気VEL1では大きく遅角してしまうので、吸気VTC2によって一点鎖線に示すように進角側へ制御する( $S_{i4}'$ )。これによって、第4実施例と同じタイミングにすることが可能になり、この結果、第4実施例と同様な作用効果が得られる。

## 【0178】

本発明は、前記各実施例の構成に限定されるものではなく、例えば、吸気、排気VTC2, 3の構造としては、前記ベーンタイプの油圧式のもの以外に、特開2004-156508号公報に記載されているような電磁式のものであってもよい。また、排気側にVELを設けることも可能である。

## 【0179】

また、前記吸気VEL1はリフトや作動角を変化できるものであれば、いかなる構造のものであってもよく、例えば、特開2006-307765号公報に記載されているもの  
20  
などであってもよい。

## 【図面の簡単な説明】

## 【0180】

【図1】本発明の可変動弁システムが適用される内燃機関の概略図である。

【図2】本発明の第1実施例の可変動弁システムを示す要部斜視図である。

【図3】A及びBは吸気VELによる小リフト制御時の作動説明図である。

【図4】A及びBは同吸気VELによる最大リフト制御時の作動説明図である。

【図5】本実施例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  
30  
である。

【図6】本実施例に供される吸気VTCの縦断面図である。

【図7】同吸気VTC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】同吸気VTC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】本実施例に供される排気VTCの断面図である。

【図10】本実施例のコントローラによる制御フローチャート図である。

【図11】同コントローラによる吸気弁の作動角とリフト量の増大制御補正を示すリフト特性図である。

【図12】同コントローラによる吸気弁の作動角とリフト量の増大制御補正を示す特性図  
40  
である。

【図13】本実施例と従来技術のトルクの立ち上がり特性を比較して示すグラフである。

【図14】第2実施例におけるコントローラによる制御フローチャート図である。

【図15】本実施例におけるコントローラによる吸気弁の作動角とリフト量の増大制御補正及び排気弁の位相角制御補正を示すリフト特性図である。

【図16】第3実施例におけるコントローラによる制御フローチャート図である。

【図17】同コントローラによる吸気弁の作動角とリフト量の増大制御補正と排気弁の位相角補正制御を示すリフト特性図である。

【図18】同コントローラによる吸気弁の作動角とリフト量の増大制御補正と排気弁の位相角補正制御を示すリフト特性図である。

【図19】第4実施例の可変動弁システムが適用される内燃機関の概略図である。  
50

【図20】本実施例におけるコントローラの制御フローチャート図である。

【図21】同コントローラによる吸気弁の作動角とリフト量の増大制御補正を示すリフト特性図である。

【図22】同コントローラによる吸気弁の作動角とリフト量の増大制御補正と吸気弁と排気弁の位相角補正制御を示すリフト特性図である。

【図23】第5実施例におけるコントローラの制御フローチャート図である。

【図24】同コントローラによる吸気弁の作動角とリフト量の増大制御補正を示すリフト特性図である。

【図25】同コントローラによる吸気弁の作動角とリフト量の増大制御補正と吸気弁と排気弁の位相角補正制御を示すリフト特性図である。

10

【符号の説明】

【0181】

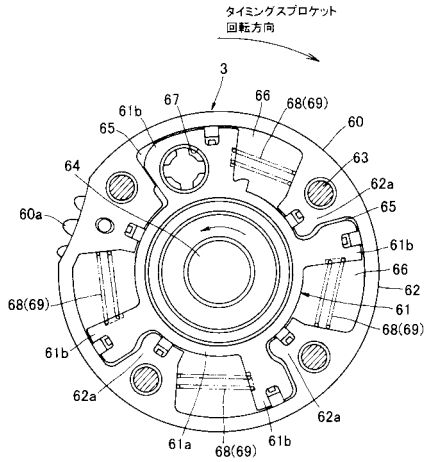
- 04 ... 吸気通路
- 05 ... 排気通路
- 06 ... スロットルバルブ
- 07 ... スーパーチャージャ(過給機)
- 013 ... ターボチャージャ(過給機)
- 1 ... 吸気VEL(リフト量可変機構)
- 2 ... 吸気VTC(吸気側の位相角可変機構)
- 3 ... 排気VTC(排気側の位相角可変機構)
- 4 ... 吸気弁
- 5 ... 排気弁
- 6 ... 駆動軸
- 20 ... 電動モータ
- 22 ... コントローラ
- 27 ... クランク角センサ
- 28 ... 駆動軸角センサ
- 29 ... 制御軸角センサ

20

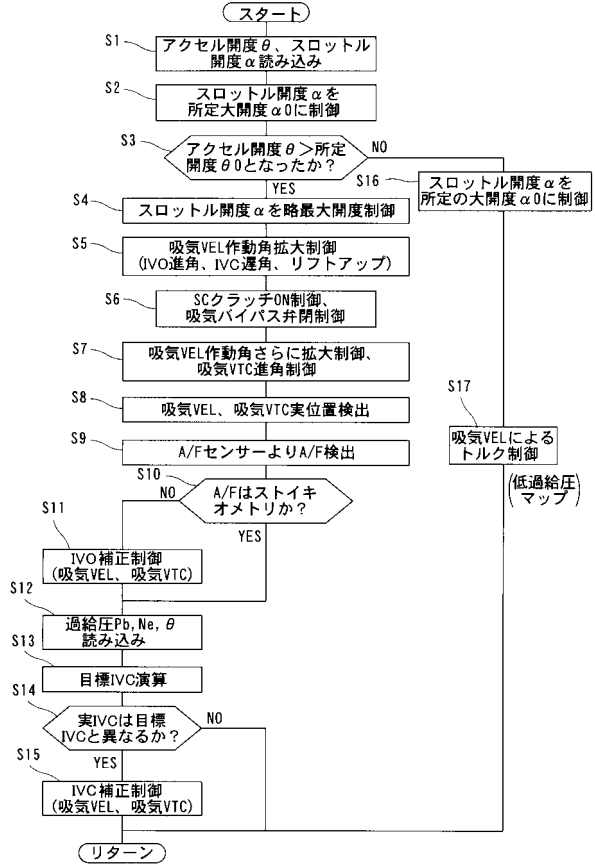




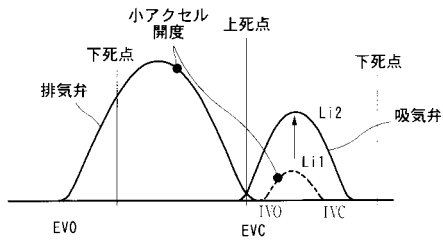
【図9】



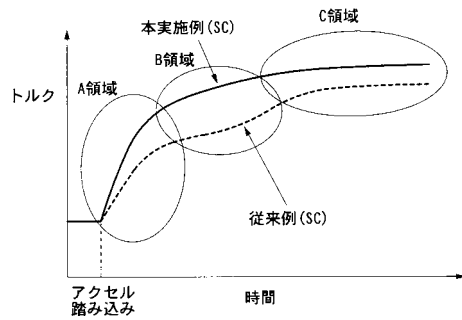
【図10】



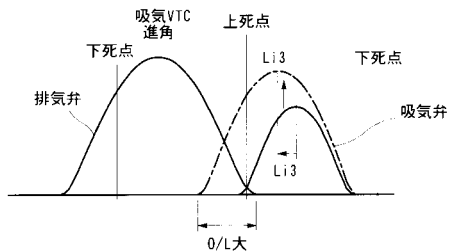
【図11】



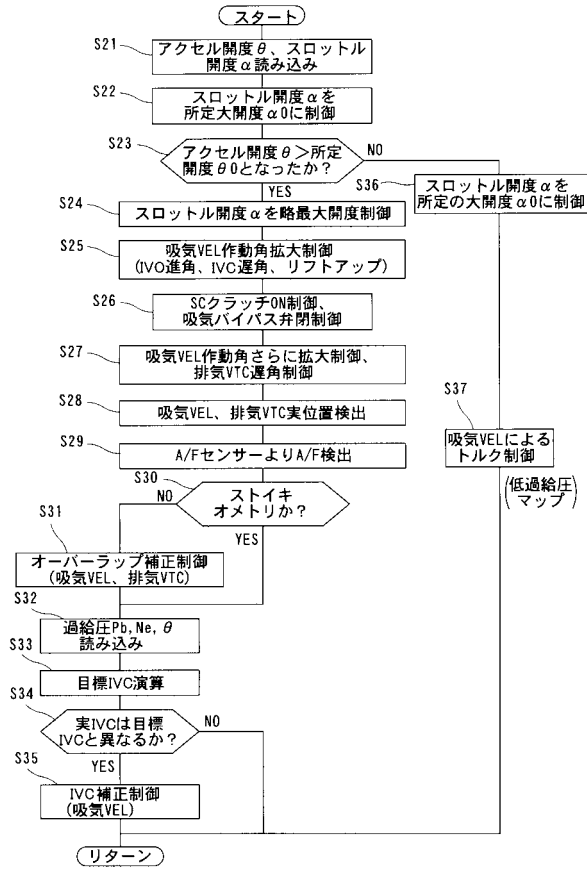
【図13】



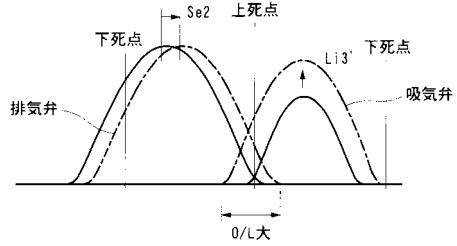
【図12】



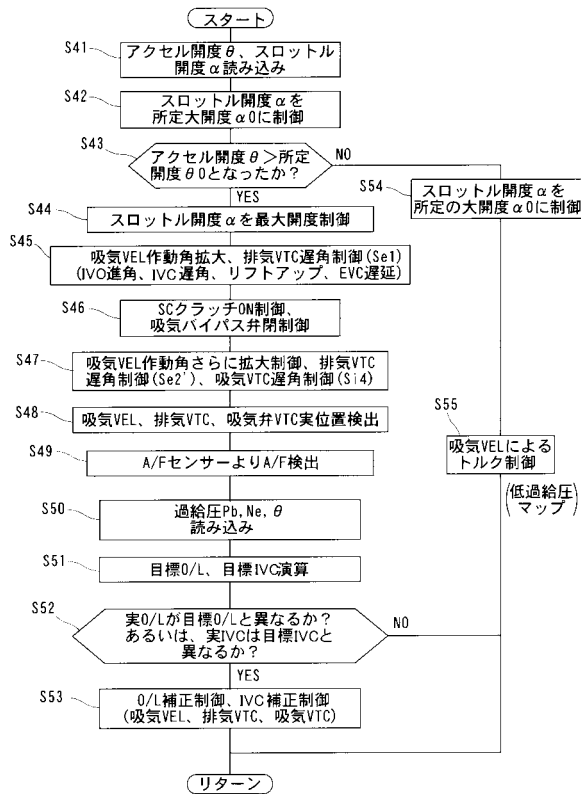
【図14】



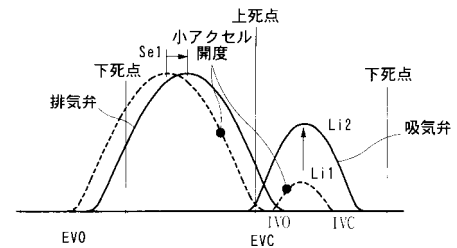
【図15】



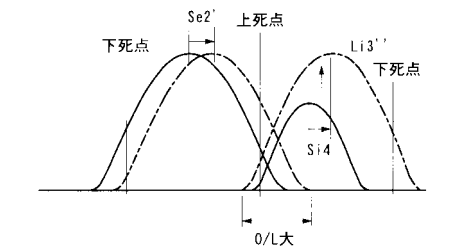
【図16】



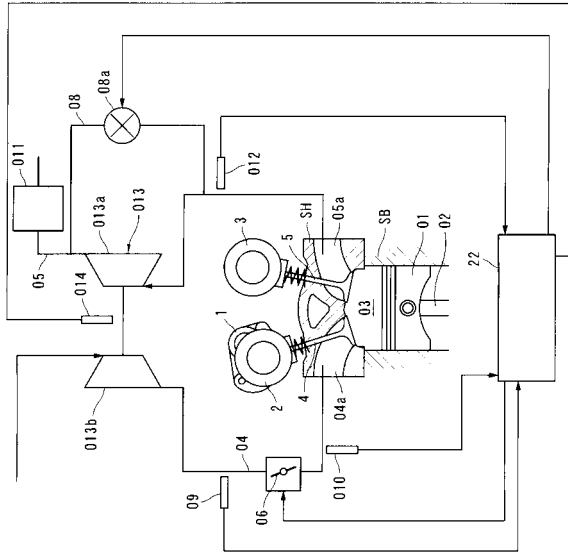
【図17】



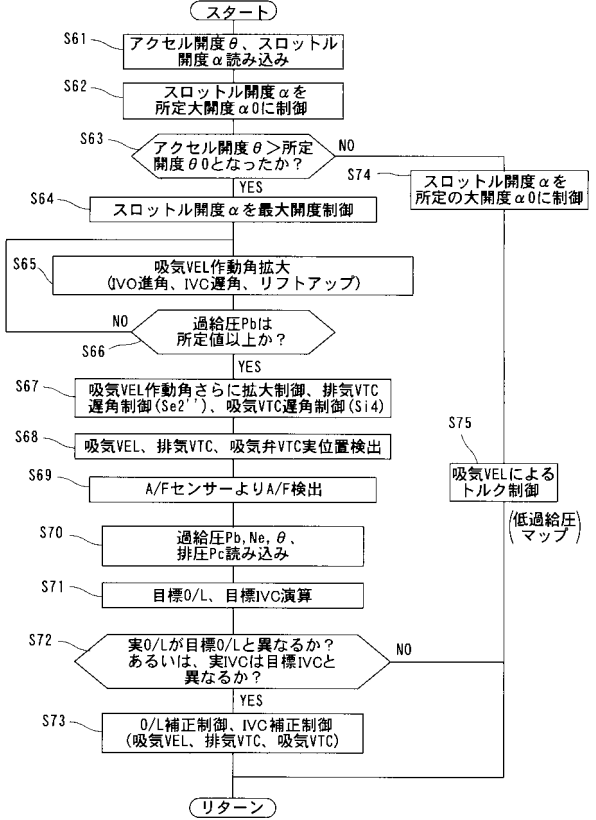
【図18】



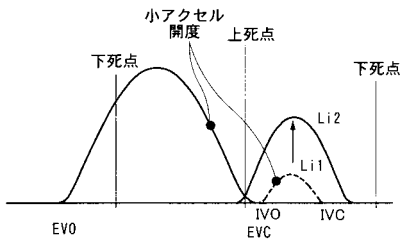
【図19】



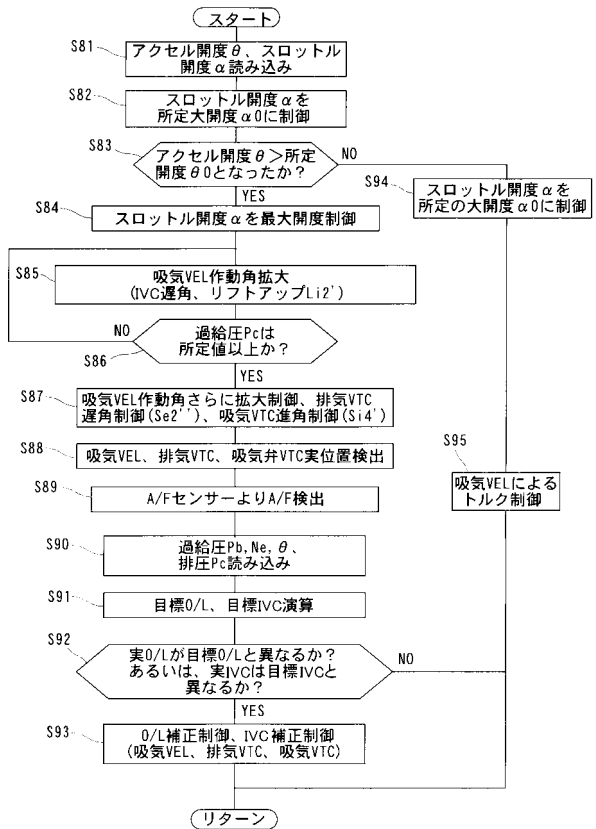
【図20】



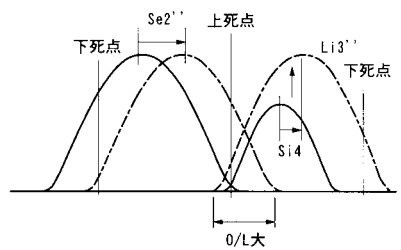
【図21】



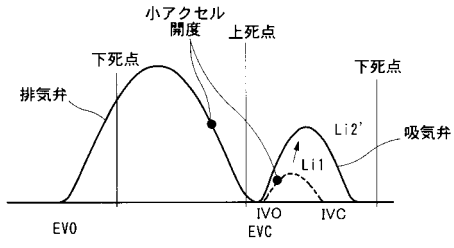
【図23】



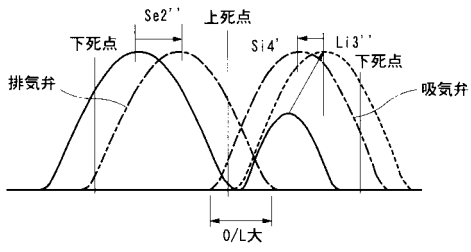
【図22】



【図 24】



【図 25】



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2003-314315(JP,A)  
特開平11-141375(JP,A)  
特開2004-092619(JP,A)  
特開2007-009768(JP,A)  
特開2006-283754(JP,A)  
特開平11-257109(JP,A)  
特開平02-115535(JP,A)  
特開平11-117785(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F02D 13/02