(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第3823359号

(P3823359)

(45)発行日　平成18年9月20日(2006.9.20)　(24)登録日　平成18年7月7日(2006.7.7)

(51)Int.Cl.			F I		
F01L	1/34	(2006.01)	F01L	1/34	Z
F01M	1/20	(2006.01)	F01L	1/34	E
F02D	13/02	(2006.01)	F01M	1/20	Z
			F02D	13/02	G

請求項の数 6　(全 19 頁)

(21)出願番号　特願平8-26733
(22)出願日　平成8年2月14日(1996.2.14)
(65)公開番号　特開平9-217610
(43)公開日　平成9年8月19日(1997.8.19)
審査請求日　平成14年8月9日(2002.8.9)

(73)特許権者　000004260
株式会社デンソー
愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地
(74)代理人　100089738
弁理士　樋口　武尚
(72)発明者　藤木　賢一
愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地　日本電装株式会社内
(72)発明者　黒田　京彦
愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地　日本電装株式会社内
(72)発明者　漆畑　晴行
愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地　日本電装株式会社内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】内燃機関用バルブタイミング制御装置

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

内燃機関の駆動軸から吸気バルブまたは排気バルブの少なくともいずれか一方を開閉する従動軸に駆動力を伝達する駆動力伝達系に設けられ、前記駆動軸または前記従動軸のいずれか一方を所定角度範囲内で相対回転自在なバルブタイミング制御機構と、

前記駆動軸の回転角を検出する駆動軸回転角検出手段と、

前記従動軸の回転角を検出する従動軸回転角検出手段と、

前記駆動軸回転角検出手段で検出された前記駆動軸の回転角と前記従動軸回転角検出手段で検出された前記従動軸の回転角との位相差である相対回転角を算出する相対回転角演算手段と、

前記内燃機関の運転状態に基づき前記駆動軸の回転角と前記従動軸の回転角との目標とする位相差である目標相対回転角を算出する目標相対回転角演算手段と、

前記相対回転角演算手段で算出された前記相対回転角と前記目標相対回転角演算手段で算出された前記目標相対回転角との偏差に応じて前記バルブタイミング制御機構により前記駆動軸または前記従動軸を相対回転する相対回転角制御手段と、

前記相対回転角演算手段で算出された前記相対回転角の遷移状態に基づき前記相対回転角の移動方向の切替わりを判定する移動方向判定手段と、

前記移動方向判定手段で前記相対回転角の移動方向が切替わったと判定されたときには、そのときの前記相対回転角制御手段における前記バルブタイミング制御機構側への出力値を所定期間同じ値に保持する出力値保持設定手段と

を具備することを特徴とする内燃機関用バルブタイミング制御装置。
【請求項２】
内燃機関の駆動軸から吸気バルブまたは排気バルブの少なくともいずれか一方を開閉する従動軸に駆動力を伝達する駆動力伝達系に設けられ、前記駆動軸または前記従動軸のいずれか一方を所定角度範囲内で相対回転自在なバルブタイミング制御機構と、
前記駆動軸の回転角を検出する駆動軸回転角検出手段と、
前記従動軸の回転角を検出する従動軸回転角検出手段と、
前記駆動軸回転角検出手段で検出された前記駆動軸の回転角と前記従動軸回転角検出手段で検出された前記従動軸の回転角との位相差である相対回転角を算出する相対回転角演算手段と、
前記内燃機関の運転状態に基づき前記駆動軸の回転角と前記従動軸の回転角との目標とする位相差である目標相対回転角を算出する目標相対回転角演算手段と、
前記相対回転角演算手段で算出された前記相対回転角と前記目標相対回転角演算手段で算出された前記目標相対回転角との偏差に応じて前記バルブタイミング制御機構により前記駆動軸または前記従動軸を相対回転する相対回転角制御手段と、
前記相対回転角演算手段で算出された前記相対回転角の遷移状態に基づき前記相対回転角の移動方向の切替わりを判定する移動方向判定手段と、
前記移動方向判定手段で前記相対回転角の移動方向が切替わったと判定されたときには、そのときの前記相対回転角制御手段における前記バルブタイミング制御機構側への出力値からの変化量を制限する出力値変更制限手段と
を具備することを特徴とする内燃機関用バルブタイミング制御装置。
【請求項３】
内燃機関の駆動軸から吸気バルブまたは排気バルブの少なくともいずれか一方を開閉する従動軸に駆動力を伝達する駆動力伝達系に設けられ、前記駆動軸または前記従動軸のいずれか一方を所定角度範囲内で相対回転自在なバルブタイミング制御機構と、
前記駆動軸の回転角を検出する駆動軸回転角検出手段と、
前記従動軸の回転角を検出する従動軸回転角検出手段と、
前記駆動軸回転角検出手段で検出された前記駆動軸の回転角と前記従動軸回転角検出手段で検出された前記従動軸の回転角との位相差である相対回転角を算出する相対回転角演算手段と、
前記内燃機関の運転状態に基づき前記駆動軸の回転角と前記従動軸の回転角との目標とする位相差である目標相対回転角を算出する目標相対回転角演算手段と、
前記相対回転角演算手段で算出された前記相対回転角と前記目標相対回転角演算手段で算出された前記目標相対回転角との偏差に応じて前記バルブタイミング制御機構により前記駆動軸または前記従動軸を相対回転する相対回転角制御手段と、
前記相対回転角演算手段で算出された前記相対回転角の遷移状態に基づき前記相対回転角の移動方向の切替わりを判定する移動方向判定手段と、
前記移動方向判定手段で前記相対回転角の移動方向が切替わったと判定されたときには、そのときの前記相対回転角制御手段における前記バルブタイミング制御機構側への出力値を所定量ずつ変化させる出力値変更設定手段と
を具備することを特徴とする内燃機関用バルブタイミング制御装置。
【請求項４】
内燃機関の駆動軸から吸気バルブまたは排気バルブの少なくともいずれか一方を開閉する従動軸に駆動力を伝達する駆動力伝達系に設けられ、前記駆動軸または前記従動軸のいずれか一方を所定角度範囲内で相対回転自在なバルブタイミング制御機構と、
前記駆動軸の回転角を検出する駆動軸回転角検出手段と、
前記従動軸の回転角を検出する従動軸回転角検出手段と、
前記駆動軸回転角検出手段で検出された前記駆動軸の回転角と前記従動軸回転角検出手段で検出された前記従動軸の回転角との位相差である相対回転角を算出する相対回転角演算手段と、

前記内燃機関の運転状態に基づき前記駆動軸の回転角と前記従動軸の回転角との目標とする位相差である目標相対回転角を算出する目標相対回転角演算手段と、
前記相対回転角演算手段で算出された前記相対回転角と前記目標相対回転角演算手段で算出された前記目標相対回転角との偏差に応じて前記バルブタイミング制御機構により前記駆動軸または前記従動軸を相対回転する相対回転角制御手段と、
前記目標相対回転角演算手段で算出された前記目標相対回転角の遷移状態に基づき前記相対回転角の移動方向の切替わりを判定する移動方向判定手段と、
前記移動方向判定手段で前記相対回転角の移動方向が切替わったと判定されたときには、そのときの前記相対回転角制御手段における前記バルブタイミング制御機構側への出力値を所定期間同じ値に保持する出力値保持設定手段と
を具備することを特徴とする内燃機関用バルブタイミング制御装置。

【請求項５】

内燃機関の駆動軸から吸気バルブまたは排気バルブの少なくともいずれか一方を開閉する従動軸に駆動力を伝達する駆動力伝達系に設けられ、前記駆動軸または前記従動軸のいずれか一方を所定角度範囲内で相対回転自在なバルブタイミング制御機構と、
前記駆動軸の回転角を検出する駆動軸回転角検出手段と、
前記従動軸の回転角を検出する従動軸回転角検出手段と、
前記駆動軸回転角検出手段で検出された前記駆動軸の回転角と前記従動軸回転角検出手段で検出された前記従動軸の回転角との位相差である相対回転角を算出する相対回転角演算手段と、
前記内燃機関の運転状態に基づき前記駆動軸の回転角と前記従動軸の回転角との目標とする位相差である目標相対回転角を算出する目標相対回転角演算手段と、
前記相対回転角演算手段で算出された前記相対回転角と前記目標相対回転角演算手段で算出された前記目標相対回転角との偏差に応じて前記バルブタイミング制御機構により前記駆動軸または前記従動軸を相対回転する相対回転角制御手段と、
前記目標相対回転角演算手段で算出された前記目標相対回転角の遷移状態に基づき前記相対回転角の移動方向の切替わりを判定する移動方向判定手段と、
前記移動方向判定手段で前記相対回転角の移動方向が切替わったと判定されたときには、そのときの前記相対回転角制御手段における前記バルブタイミング制御機構側への出力値からの変化量を制限する出力値変更制限手段と
を具備することを特徴とする内燃機関用バルブタイミング制御装置。

【請求項６】

内燃機関の駆動軸から吸気バルブまたは排気バルブの少なくともいずれか一方を開閉する従動軸に駆動力を伝達する駆動力伝達系に設けられ、前記駆動軸または前記従動軸のいずれか一方を所定角度範囲内で相対回転自在なバルブタイミング制御機構と、
前記駆動軸の回転角を検出する駆動軸回転角検出手段と、
前記従動軸の回転角を検出する従動軸回転角検出手段と、
前記駆動軸回転角検出手段で検出された前記駆動軸の回転角と前記従動軸回転角検出手段で検出された前記従動軸の回転角との位相差である相対回転角を算出する相対回転角演算手段と、
前記内燃機関の運転状態に基づき前記駆動軸の回転角と前記従動軸の回転角との目標とする位相差である目標相対回転角を算出する目標相対回転角演算手段と、
前記相対回転角演算手段で算出された前記相対回転角と前記目標相対回転角演算手段で算出された前記目標相対回転角との偏差に応じて前記バルブタイミング制御機構により前記駆動軸または前記従動軸を相対回転する相対回転角制御手段と、
前記目標相対回転角演算手段で算出された前記目標相対回転角の遷移状態に基づき前記相対回転角の移動方向の切替わりを判定する移動方向判定手段と、
前記移動方向判定手段で前記相対回転角の移動方向が切替わったと判定されたときには、そのときの前記相対回転角制御手段における前記バルブタイミング制御機構側への出力値を所定量ずつ変化させる出力値変更設定手段と

を具備することを特徴とする内燃機関用バルブタイミング制御装置。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、内燃機関の吸気バルブまたは排気バルブの少なくともいずれか一方の開閉タイミングを運転条件に応じて変更自在な内燃機関用バルブタイミング制御装置に関するものである。

【０００２】

【従来の技術】

従来、内燃機関用バルブタイミング制御装置に関連する先行技術文献としては、特願平７－２６８８３２号公報にて開示されたものが知られている。このものでは、加工が容易で部材強度及びシール性が確保され、最適に小型化されたベーン式のバルブタイミング制御機構（バルブタイミング調整装置）が示されている。

【０００３】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上述のベーン式のバルブタイミング制御機構において、相対回転角の移動方向が切替わった際には、その時点まで油圧を付与している側の圧力は直ちに低下し、新たに油圧を付与する側の圧力の上昇は遅れてしまう。このため、進角油圧室及び遅角油圧室の両方の圧力が一瞬抜けてしまい、双方共に圧力がかかっていない状態が存在することとなる。すると、ベーンをハウジング部材側に固定して動かないようにする低油圧時（内燃機関停止時等）以外には、常時、油圧が付与されその飛出しが抑えられているはずのストッパピストンの飛出状態が現出し、ハウジング部材側への接触による異音の発生や双方の摩耗が促進されたり、移動しようとする方向に対する摩擦抵抗になってしまうという不具合があった。

【０００４】

そこで、この発明はかかる不具合を解決するためになされたもので、上述のようなベーン式のバルブタイミング制御機構を用い、相対回転角の移動方向が切替わった際、その時点まで油圧を付与している側の圧力の低下を抑えてストッパピストンが飛出状態となることを防止可能な内燃機関用バルブタイミング制御装置の提供を課題としている。

【０００５】

【課題を解決するための手段】

請求項１または請求項４の内燃機関用バルブタイミング制御装置によれば、相対回転角演算手段で算出された駆動軸の回転角と従動軸の回転角との相対回転角の遷移状態、または目標相対回転角演算手段で算出された駆動軸の回転角と従動軸の回転角との目標相対回転角の遷移状態に基づき移動方向判定手段で相対回転角の移動方向が切替わったと判定されると、出力値保持設定手段でバルブタイミング制御機構側へのそのときの出力値が所定期間同じ値に保持される。これにより、相対回転角の移動方向が切替わった際、異音の発生や摩耗促進が起こることなく、移動方向に対する摩擦抵抗も生じることがないという効果が得られる。

【０００６】

請求項２または請求項５の内燃機関用バルブタイミング制御装置によれば、相対回転角演算手段で算出された駆動軸の回転角と従動軸の回転角との相対回転角の遷移状態、または目標相対回転角演算手段で算出された駆動軸の回転角と従動軸の回転角との目標相対回転角の遷移状態に基づき移動方向判定手段で相対回転角の移動方向が切替わったと判定されると、出力値変更制限手段でバルブタイミング制御機構側へのそのときの出力値からの変化量が制限される。これにより、相対回転角の移動方向が切替わった際、異音の発生や摩耗促進が起こることなく、移動方向に対する摩擦抵抗も生じることがないという効果が得られる。

【０００７】

請求項３のまたは請求項６の内燃機関用バルブタイミング制御装置によれば、相対回転

角演算手段で算出された駆動軸の回転角と従動軸の回転角との相対回転角の遷移状態、または目標相対回転角演算手段で算出された駆動軸の回転角と従動軸の回転角との目標相対回転角の遷移状態に基づき移動方向判定手段で相対回転角の移動方向が切替わったと判定されると、出力値変更設定手段でバルブタイミング制御機構側へのそのときの出力値が所定量ずつ変化される。これにより、相対回転角の移動方向が切替わった際、異音の発生や摩耗促進が起こることなく、移動方向に対する摩擦抵抗も生じることがないという効果が得られる。

【０００８】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を実施例に基づいて説明する。

【０００９】

〈実施例１〉

図１は本発明の実施の形態の第１実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置を適用したダブルオーバヘッドカム式内燃機関とその周辺機器を示す概略構成図である。また、図２は本発明の実施の形態の第１実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置を示す断面図、図３は図２のＡ－Ａ線に沿う断面図、図４は図２のＢ－Ｂ線に沿う断面図、図５は図３の一部拡大断面図である。

【００１０】

図１において、１０は内燃機関であり、内燃機関１０の駆動軸としてのクランクシャフト１１からチェーン１２を介して一対のチェーンスプロケット１３，１４に駆動力が伝達される。このクランクシャフト１１と同期して回転される一対のチェーンスプロケット１３，１４には従動軸としての一対のカムシャフト１５，１６が配設され、これらのカムシャフト１５，１６によって図示しない吸気バルブ及び排気バルブが開閉駆動される。

【００１１】

クランクシャフト１１にはクランクポジションセンサ２１、カムシャフト１５にはカムポジションセンサ２２がそれぞれ配設されている。このクランクポジションセンサ２１の出力信号θ1 及びカムポジションセンサ２２の出力信号θ2 はＥＣＵ（Electronic Control Unit:電子制御装置）３０に入力される。なお、ＥＣＵ３０は、周知の中央処理装置としてのＣＰＵ、制御プログラムを格納したＲＯＭ、各種データを格納するＲＡＭ、入出力回路及びそれらを接続するバスライン等からなる論理演算回路として構成されている。

【００１２】

ＥＣＵ３０ではこれらの信号の他に内燃機関１０の運転状態を表す機関回転数、冷却水温、スロットル開度等の各種信号に基づき後述のクランクシャフト１１に対するカムシャフト１５の相対回転角ＶＴ及び目標相対回転角ＶＴＴが算出される。そして、ＥＣＵ３０からの駆動信号によりスプールバルブ４０のリニアソレノイド４１がDuty(デューティ比)制御され、油タンク４５内の油がポンプ４６により供給油通路４７を通って一方のカムシャフト１５に設けられたバルブタイミング制御機構５０（図１の斜線部）に圧送される。このバルブタイミング制御機構５０に供給される油の油量が調整されることで、カムシャフト１５がチェーンスプロケット１３、即ち、クランクシャフト１１に対し所定の位相差を有して回転自在であり、カムシャフト１５が目標相対回転角ＶＴＴに設定可能である。なお、バルブタイミング制御機構５０からの油は排出油通路４８を通って油タンク４５内に戻される。

【００１３】

ここで、クランクシャフト１１が１回転してクランクポジションセンサ２１からのパルス数がＮ個発生するとき、カムシャフト１５の１回転でカムポジションセンサ２２からのパルス数がＮ個発生するようにする。また、カムシャフト１５のタイミング変換角最大値をθmax °ＣＡ（クランク角）とすると、Ｎ＜（３６０／θmax ）となるようにパルス数Ｎを設定する。これによって、相対回転角ＶＴの算出時、クランクポジションセンサ２１のパルス信号θ1 と、このパルス信号θ1 の次に続いて発生するカムポジションセンサ２２のパルス信号θ2 とを使用することができる。

【００１４】
次に、バルブタイミング制御機構５０の構造について図２、図３、図４及び図５を参照して詳細に説明する。ここで、チェーンスプロケット１３及びカムシャフト１５は図３に示す矢印Ｘ方向から見て時計方向に回転される。以下、この回転方向を進角方向とする。
【００１５】
図２及び図３に示すように、バルブタイミング制御機構５０のハウジング部材であるチェーンスプロケット１３とシューハウジング５１とフロントプレート５２とはボルト５３により同軸上に固定されている。チェーンスプロケット１３のボス部１３ａの内周壁はカムシャフト１５の先端部１５ａに相対回転可能に嵌合されている。フロントプレート５２とシューハウジング５１とはノックピン５５ａにより、シューハウジング５１とチェーンスプロケット１３とはノックピン５５ｂによりそれぞれ回転角度方向の位置決めがなされている。
【００１６】
図２に示すように、シューハウジング５１は互いに対向する台形状のシュー５１ａ及び５１ｂを有している。シュー５１ａ及び５１ｂのそれぞれの対向面は、断面円弧状に形成されており、シュー５１ａ及び５１ｂの周方向の２箇所の間隙にはそれぞれベーン５６ａ及び５６ｂの収容室としての扇状空間部が形成されている。
【００１７】
図２及び図３に示すように、ベーンロータ５６は支持部５６ｆと、支持部５６ｆ外周の径方向両端に支持部５６ｆと一体に形成され支持部５６ｆと共に回転するベーン５６ａ及び５６ｂとからなる。支持部５６ｆはボルト５４によりカムシャフト１５に一体に固定されている。ベーン５６ａ及び５６ｂは扇形状に形成され、このベーン５６ａ及び５６ｂがシュー５１ａ及び５１ｂの周方向の間隙に形成されている扇状空間部内に回転可能に収容されている。インロー部５６ｃはカムシャフト１５の先端部１５ａに同軸に嵌合し、ベーンロータ５６とカムシャフト１５とはノックピン５７により回転角度方向の位置決めがなされている。ベーンロータ５６と一体に固定される円筒突出部５８は、フロントプレート５２の内周壁に相対回転可能に嵌合されている。
【００１８】
図２に示すように、ベーンロータ５６の外周壁とシューハウジング５１の内周壁との間に微小なクリアランス５９ａ及び５９ｂが設けられており、ベーンロータ５６はシューハウジング５１と相対回転可能である。シュー５１ａとベーン５６ａとの間には遅角油圧室６１が形成され、シュー５１ｂとベーン５６ｂとの間には遅角油圧室６２が形成され、シュー５１ａとベーン５６ｂとの間には進角油圧室６３が形成され、シュー５１ｂとベーン５６ａとの間には進角油圧室６４が形成されている。また、ベーンロータ５６の外周壁に形成された回転軸方向の溝部５６ｄとシュー５１ａ及び５１ｂとの間にはシール部材６５が挿嵌されている。
【００１９】
図２、図３及び図４に示すように、ベーンロータ５６の支持部５６ｆの軸方向両端面には、円筒突出部５８との当接部において溝通路としての油路７１、カムシャフト１５との当接部において溝通路としての油路７２がそれぞれＣ字状に周方向にずらして設けられている。油路７１は、油路７３，７４により遅角油圧室６１，６２と連通し、油路７５により油圧室８３と連通されている。油路７２は油路７６，７７により進角油圧室６３，６４と連通されている。油路７８は支持部５６ｆとカムシャフト１５との軸方向当接部においてカムシャフト１５内に形成された油路７９と連通されており、油路７１は支持部５６ｆと円筒突出部５８との軸方向当接部において油路７８と連通されている。油路７２は支持部５６ｆとカムシャフト１５との軸方向の当接部においてカムシャフト１５内に形成された油路８１と連通している。このように支持部５６ｆの軸方向両端面に油路７１，７２が形成されたことにより、各油圧室への油圧の分配が容易になる。また、支持部５６ｆ内の油路の構成が単純化することにより、支持部５６ｆ内で油路が互いに干渉することを防止すると共に支持部５６ｆを小径化可能である。更に、支持部５６ｆにおける油路の加工が容

易になる。

【００２０】

ベーン５６ａ，５６ｂの軸方向の長さは、フロントプレート５２とチェーンスプロケット１３との間に挟まれたシューハウジング５１の軸方向の長さより僅かに短く設定されている。上述の構成により、カムシャフト１５及びベーンロータ５６はチェーンスプロケット１３、シューハウジング５１及びフロントプレート５２に対して同軸に相対回転可能である。

【００２１】

図３に示すように、カムシャフト１５のジャーナル部９１はシリンダヘッド９０に設けられた軸受部９０ａにより回転可能に支持されると共に回転軸方向への移動を規制されている。ジャーナル部９１の外周壁の周方向には外周溝通路９２，９３が設けられている。油タンク４５内の油をポンプ４６により圧送する供給油通路４７と油タンク４５内へ油を排出する排出油通路４８とは、スプールバルブ４０の切替操作により外周溝通路９２，９３と選択的に連通または遮断可能である。本実施例ではスプールバルブ４０は後述の４ポート案内バルブである。

【００２２】

図４に示すように、外周溝通路９２はカムシャフト１５の油路８０，８１により、支持部５６ｆとカムシャフト１５との軸方向当接部において油路７２と連通されている。図３に示すように、外周溝通路９３はカムシャフト１５内の油路７９により、支持部５６ｆとカムシャフト１５との軸方向当接部において支持部５６ｆの油路７８と連通されている。このような構成により、外周溝通路９２，９３にポンプ４６からの圧油をスプールバルブ４０により選択的に供給し、遅角油圧室６１，６２及び油圧室８３と進角油圧室６３，６４及び油圧室８４にポンプ４６からの圧油の供給が可能になると共に油タンク４５への油の排出が可能となる。

【００２３】

図３に示すように、連結部材であるストッパピストン８５はベーンロータ５６のベーン５６ａの内部に収容されている。ストッパピストン８５は小径部８５ａと大径部８５ｂとで構成されており、小径部８５ａの先端部８５ｃは反大径部８５ｂ側、つまりストッパピストン８５がストッパ穴８６に嵌合する方向にいくにしたがい僅かに先細りのテーパ形状に形成されている。ストッパピストン８５の大径部８５ｂは、ベーン５６ａの収容孔８７に収容されており、収容孔８７を形成するベーン５６ａの内壁にカムシャフト１５の軸方向に摺動可能に支持されている。ストッパピストン８５の図３に示す軸方向右側の収容孔８７にはスプリング８８が組込まれている。ガイドリング８９は、収容孔８７を形成するベーン５６ａの内壁と遊嵌または圧入されており、ストッパピストン８５の小径部８５ａの外壁と遊嵌している。したがって、ストッパピストン８５はカムシャフト１５の軸方向に摺動可能にベーン５６ａに収容され、且つスプリング８８によりフロントプレート５２側に付勢されている。

【００２４】

図５に示すように、ストッパピストン８５の先端部８５ｃのテーパ面はストッパ穴８６のテーパ面と当接し、ストッパピストン８５の先端面８５ｄはストッパ穴８６の底面と当接していない。したがって、ストッパピストン８５の軸心とストッパ穴８６の中心との位置関係が部品の精度誤差等でばらついても、スプリング８８の付勢力にて自動的にストッパピストン８５が軸方向に位置修正され嵌合ミスまたはガタの発生が防止される。

【００２５】

図２及び図３はシューハウジング５１に対してベーンロータ５６が最遅角側に位置する状態を示し、ベーン５６ｂのストッパ部５６ｅがシュー５１ａの側面に当接されている。図５に示すように、この状態において、ストッパピストン８５の先端部８５ｃはフロントプレート５２のテーパ形状のストッパ穴８６に嵌合され、スプリング８８により先端部８５ｃのテーパ側面がストッパ穴８６のテーパ側面に付勢されている。ストッパピストン８５の先端部８５ｃのテーパ角度とストッパ穴８６のテーパ角度とは同一に設定されている。

【００２６】
図３に示すように、収容孔８７を形成するベーン５６ａのチェーンスプロケット１３側の側壁にはドレン孔５６ｇが設けられており、ベーンロータ５６が最遅角側に位置する状態において、チェーンスプロケット１３の大気孔１３ｂとドレン孔５６ｇとの位置がほぼ一致しているので、収容孔８７の一部であるストッパピストン８５のスプリング８８側の空間部は大気圧相当である。図３に示すように、ガイドリング８９とストッパピストン８５の大径部８５ｂとの間には油圧室８３が形成されている。フロントプレート５２のストッパ穴８６とストッパピストン８５の小径部８５ａとの間には油圧室８４が形成され、油圧室８４と進角油圧室６４とはフロントプレート５２の油路８２により連通されている。
【００２７】
ベーン５６ａ，５６ｂの最外径部のクリアランス５９ａを微小に設定することで、ベーン５６ａ，５６ｂの周方向の長さが比較的長いことにより、遅角油圧室６１と進角油圧室６４、遅角油圧室６２と進角油圧室６３がクリアランス５９ａを介して連通することが極力防止されている。また、シュー５１ａ，５１ｂの最小径部に形成される微小クリアランス５９ｂにはシール部材６５が支持部５６ｆの外周壁に形成された溝部５６ｄに挿嵌されており、遅角油圧室６１と進角油圧室６３、遅角油圧室６２と進角油圧室６４がクリアランス５９ｂを介して連通することが極力防止されている。また、シューハウジング５１に対してベーンロータ５６が相対回転するために、ベーンロータ５６の軸方向両端面とチェーンスプロケット１３及びフロントプレート５２の内側面との間には摺動クリアランスが設定されている。この摺動クリアランスから油圧室間に油がリークする可能性があるが、シューハウジング５１の軸方向長さに対してベーンロータ５６の軸方向長さを僅かに短くすることにより、ベーンロータ５６の軸方向両端面に形成される摺動クリアランスを微小に設定できる。また、ベーン５６ａ，５６ｂの周方向の長さが比較的長く、つまりベーン５６ａ，５６ｂの横断面積が大きいことにより、油圧室間の油のリークを極力防止することができる。このため、各油圧室の油圧を所定値に保持できるので、シューハウジング５１に対するベーンロータ５６の相対回転を高精度に制御することができる。また、ベーン５６ａ，５６ｂの横断面積が大きいのでストッパピストン８５を容易に収容することができる。
【００２８】
図６は本発明の実施の形態の第１実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で用いられているスプールバルブ４０による油の流路の切替状態を示す説明図である。なお、図６（ａ）はリニアソレノイド４１によりスプールバルブ４０が図１の右側位置への切替状態、図６（ｂ）は図１の中央位置への切替状態、図６（ｃ）は図１の左側位置への切替状態をそれぞれ示している。
【００２９】
スプールバルブ４０は４ポート案内バルブであり、ＥＣＵ３０からの出力信号で駆動されるリニアソレノイド４１とスプリング４３の付勢力とによって、リニアソレノイド４１と一体的な２箇所の大径部４２ａ，４２ｂを有するソレノイド軸４２がスプールバルブ４０内で移動され、大径部４２ａ，４２ｂにより４ポート４４ａ，４４ｂ，４４ｃ，４４ｄのうちの３ポート４４ｂ，４４ｃ，４４ｄが適宜開閉されて油の流路が矢印にて示すように切替えられる。
【００３０】
次に、本発明の実施の形態の第１実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で使用されているＥＣＵ３０におけるバルブ制御のためのフラグ設定の処理手順を図７に示すフローチャートに基づき、図９のタイムチャートを参照して説明する。
【００３１】
まず、ステップＳ１０１で、バルブタイミング制御機構５０において、進角側から遅角側または遅角側から進角側に移動方向が変化したことを示す移動方向変化時制御フラグがオンであるかが判定される。ステップＳ１０１の判定条件が成立せず、移動方向変化時制御フラグがオフであるときにはステップＳ１０２に移行し、目標相対回転角ＶＴＴに変化が

有ったかが判定される。ステップＳ１０２の判定条件が成立しないときには、ステップＳ１０３に移行し、進角側に移動していることを示す進角移動フラグ及び遅角側に移動していることを示す遅角移動フラグが共にオフとされ、本ルーチンを終了する。

【００３２】

一方、ステップＳ１０２の判定条件が成立するときには、ステップＳ１０４に移行し、目標相対回転角変化量が０より大きいかが判定される。ステップＳ１０４の判定条件が成立するときには、ステップＳ１０５に移行し、進角側に移動しているとして進角移動フラグがオンとされる（図９の時刻ｔ０）。また、ステップＳ１０４の判定条件が成立しないときには、ステップＳ１０６に移行し、遅角側に移動しているとして遅角移動フラグがオンとされる（図９の時刻ｔ１）。そして、ステップＳ１０７に移行し、進角移動フラグ及び遅角移動フラグが共にオンであるかが判定される。ステップＳ１０７の判定条件が成立しないときには、何もすることなく本ルーチンを終了する。

【００３３】

ここで、ステップＳ１０７の判定条件が成立するときには、ステップＳ１０８に移行し、移動方向変化時制御フラグがオンとされる（図９の時刻ｔ１）。次にステップＳ１０９に移行して、進角側から遅角側または遅角側から進角側に移動方向が変化したときの制御期間を設定する移動方向変化時制御カウンタがクリアされ、本ルーチンを終了する。

【００３４】

一方、ステップＳ１０１の判定条件が成立するときには、ステップＳ１１０に移行し、移動方向変化時制御カウンタがカウントアップされる。次にステップＳ１１１に移行して、移動方向変化時制御カウンタ値が制御期間を設定する所定値α以上であるかが判定される。ステップＳ１１１の判定条件が成立しないときには、何もすることなく本ルーチンを終了する。ここで、ステップＳ１１１の判定条件が成立するときには、ステップＳ１１２に移行し、移動方向変化時制御フラグがオフとされる（図９の時刻ｔ２）。そして、ステップＳ１１３に移行し、進角移動フラグ及び遅角移動フラグが共にオフとされ（図９の時刻ｔ２）、本ルーチンを終了する。

【００３５】

次に、本発明の実施の形態の第１実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で使用されているＥＣＵ３０のバルブ制御値演算の処理手順を図８に示すフローチャートに基づき、図１０のクランクポジションセンサ２１及びカムポジションセンサ２２の出力信号を示す説明図を参照して説明する。

【００３６】

ステップＳ２０１で、移動方向変化時制御フラグがオンであるかが判定される。ステップＳ２０１の判定条件が成立しないときには、ステップＳ２０２に移行し、各種センサ信号としてクランクポジションセンサ２１の出力信号θ１及びカムポジションセンサ２２の出力信号θ２、内燃機関１０の運転状態を表す機関回転数、冷却水温、スロットル開度等が読込まれる。次にステップＳ２０３に移行して、図１０に示すように、ステップＳ２０２で読込まれたクランクポジションセンサ２１の出力信号θ１及びカムポジションセンサ２２の出力信号θ２から相対回転角ＶＴ（＝θ１－θ２）が算出される。

【００３７】

次にステップＳ２０４に移行して、ステップＳ２０２で読込まれた内燃機関１０の運転状態を表す各種センサ信号に基づき目標相対回転角ＶＴＴが算出される。次にステップＳ２０５に移行して、ステップＳ２０４で算出された目標相対回転角ＶＴＴがステップＳ２０３で算出された相対回転角ＶＴに等しいかが判定される。ステップＳ２０５の判定条件が成立するときには、このときの目標相対回転角ＶＴＴに相対回転角ＶＴを一致させ保持するため、ステップＳ２０６に移行して、バルブタイミング制御機構５０への油路を制御するスプールバルブ４０のリニアソレノイド４１の駆動に必要な出力Duty(デューティ比)値としての保持学習Duty 値が算出される。一方、ステップＳ２０５の判定条件が成立せず、目標相対回転角ＶＴＴと相対回転角ＶＴとに偏差があり相違しているときには、ステップＳ２０７に移行し、目標相対回転角ＶＴＴが相対回転角ＶＴを越えているかが判定さ

れる。ステップＳ２０７の判定条件が成立するときには、ステップＳ２０８に移行し、目標相対回転角ＶＴＴに対して相対回転角ＶＴを偏差分だけ進角させ一致させるための進角制御値が算出される。

【００３８】

一方、ステップＳ２０７の判定条件が成立せず、目標相対回転角ＶＴＴが相対回転角ＶＴ未満であるときには、ステップＳ２０９に移行し、目標相対回転角ＶＴＴに対して相対回転角ＶＴを偏差分だけ遅角させ一致させるための遅角制御値が算出される。また、ステップＳ２０１の判定条件が成立するときには、出力Duty 値がステップＳ２０６と同様に算出される保持学習Duty 値とされる。ステップＳ２０６、ステップＳ２０８、ステップＳ２０９またはステップＳ２１０の処理ののちステップＳ２１１に移行し、出力Duty 値としての保持学習Duty 値、進角制御値または遅角制御値に基づく制御信号が出力され、本ルーチンを終了する。

【００３９】

このように、本実施例の内燃機関用バルブタイミング制御装置は、内燃機関１０の駆動軸としてのクランクシャフト１１から吸気バルブを開閉する従動軸としてのカムシャフト１５に駆動力を伝達するチェーン１２等からなる駆動力伝達系に設けられ、カムシャフト１５を所定角度範囲内で相対回転自在なバルブタイミング制御機構５０と、クランクシャフト１１の回転角θ1 を検出する駆動軸回転角検出手段としてのクランクポジションセンサ２１と、カムシャフト１５の回転角θ2 を検出する従動軸回転角検出手段としてのカムポジションセンサ２２と、クランクポジションセンサ２１で検出されたクランクシャフト１１の回転角θ1 とカムポジションセンサ２２で検出されたカムシャフト１５の回転角θ2 との位相差である相対回転角ＶＴを算出するＥＣＵ３０にて達成される相対回転角演算手段と、内燃機関１０の運転状態に基づきクランクシャフト１１の回転角θ1 とカムシャフト１５の回転角θ2 との目標とする位相差である目標相対回転角ＶＴＴを算出するＥＣＵ３０にて達成される目標相対回転角演算手段と、前記相対回転角演算手段で算出された相対回転角ＶＴと前記目標相対回転角演算手段で算出された目標相対回転角ＶＴＴとの偏差に応じてバルブタイミング制御機構５０によりカムシャフト１５を相対回転するＥＣＵ３０にて達成される相対回転角制御手段と、前記相対回転角演算手段で算出された相対回転角ＶＴの遷移状態に基づき相対回転角ＶＴの移動方向の切替わりを判定するＥＣＵ３０にて達成される移動方向判定手段と、前記移動方向判定手段で相対回転角ＶＴの移動方向が切替わったと判定されたときには、そのときの前記相対回転角制御手段におけるバルブタイミング制御機構５０側への出力Duty 値を所定期間同じ値に保持するＥＣＵ３０にて達成される出力値保持設定手段とを具備するものである。

【００４０】

したがって、相対回転角演算手段としてのＥＣＵ３０で算出されたクランクシャフト１１の回転角θ1 とカムシャフト１５の回転角θ2 との相対回転角ＶＴが移動方向判定手段としてのＥＣＵ３０でその遷移状態に基づき移動方向が切替わったと判定されると、出力値保持設定手段としてのＥＣＵ３０でバルブタイミング制御機構５０側へのそのときの出力Duty 値が図９に示す時刻ｔ1 ～ｔ2 の間、保持学習Duty 値に保持される。つまり、相対回転角ＶＴの移動方向の切替わり時点では、バルブタイミング制御機構５０で機関停止時にベーンロータ５６をシューハウジング５１側に係止しておくためのストッパピストン８５がスプリング８８の付勢力にて飛出さないように、保持学習Duty 値に所定期間保持される。

【００４１】

故に、ベーンロータ５６の移動方向が切替わった際、ストッパピストン８５の先端部８５ｃがシューハウジング５１と一体的なフロントプレート５２側に接触することが防止され、異音の発生や双方の摩耗の促進が起こることなく、移動方向に対する摩擦抵抗も生じることがない。

【００４２】

〈実施例２〉

図１１は本発明の実施の形態の第２実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で使用されているＥＣＵ３０のバルブ制御値演算の処理手順を示すフローチャートである。なお、本実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置の構成は上述の第１実施例における図１～図６と同一であるためその説明を省略する。

【００４３】

図１１のステップＳ３０１で、各種センサ信号としてクランクポジションセンサ２１の出力信号θ１ 及びカムポジションセンサ２２の出力信号θ２ 、内燃機関１０の運転状態を表す機関回転数、冷却水温、スロットル開度等が読込まれる。次にステップＳ３０２に移行して、ステップＳ３０１で読込まれたクランクポジションセンサ２１の出力信号θ１ 及びカムポジションセンサ２２の出力信号θ２ から相対回転角ＶＴ（＝θ１ －θ２ ）が算出される。

【００４４】

次にステップＳ３０３に移行して、ステップＳ３０１で読込まれた内燃機関１０の運転状態を表す各種センサ信号に基づき目標相対回転角ＶＴＴが算出される。次にステップＳ３０４に移行して、ステップＳ３０３で算出された目標相対回転角ＶＴＴがステップＳ３０２で算出された相対回転角ＶＴに等しいかが判定される。ステップＳ３０４の判定条件が成立するときには、ステップＳ３０５に移行し、このときの目標相対回転角ＶＴＴに相対回転角ＶＴを保持するために必要な保持学習Ｄuty 値が算出される。一方、ステップＳ３０４の判定条件が成立せず、目標相対回転角ＶＴＴと相対回転角ＶＴとに偏差があり相違しているときには、ステップＳ３０６に移行し、目標相対回転角ＶＴＴが相対回転角ＶＴを越えているかが判定される。ステップＳ３０６の判定条件が成立するときには、ステップＳ３０７に移行し、目標相対回転角ＶＴＴに対して相対回転角ＶＴを偏差分だけ進角させ一致させるための進角制御値が算出される。

【００４５】

一方、ステップＳ３０６の判定条件が成立せず、目標相対回転角ＶＴＴが相対回転角ＶＴ未満であるときには、ステップＳ３０８に移行し、目標相対回転角ＶＴＴに対して相対回転角ＶＴを偏差分だけ遅角させ一致させるための遅角制御値が算出される。ステップＳ３０５、ステップＳ３０７またはステップＳ３０８の処理ののちステップＳ３０９に移行し、後述のガード制御処理が実行される。そして、ステップＳ３１０でガード制御処理された出力Ｄuty 値に基づく制御信号が出力され、本ルーチンを終了する。

【００４６】

図１２は本発明の実施の形態の第２実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で使用されているＥＣＵ３０のガード制御処理における上限ガード値または下限ガード値演算の処理手順を示すフローチャートであり、図１３の移動方向変化時制御カウンタ値からガード補正値を設定するテーブルを参照して説明する。

【００４７】

図１２のステップＳ４０１で、移動方向変化時制御カウンタがカウントアップされたのち、ステップＳ４０２に移行し、ステップＳ４０１でカウントアップされた移動方向変化時制御カウンタ値に基づき、図１３の移動方向変化時制御カウンタ値に対するガード補正値を示すテーブルが検索され、移動方向変化時制御カウンタ値からガード補正値が設定される。次にステップＳ４０３に移行して、進角側に移動しているかが判定される。ステップＳ４０３の判定条件が成立するときには、ステップＳ４０４に移行し、保持学習Ｄuty 値にガード補正値が加算されて上限ガード値とされ、本ルーチンを終了する。一方、ステップＳ４０３の判定条件が成立しないときには、ステップＳ４０５に移行し、保持学習Ｄuty 値からガード補正値が減算されて下限ガード値とされ、本ルーチンを終了する。

【００４８】

図１４は本発明の実施の形態の第２実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で使用されているＥＣＵ３０におけるガード制御のための出力Ｄuty 値設定の処理手順を示すフローチャートである。

【００４９】

まず、ステップＳ５０１で、移動方向に変化が有ったかが判定される。ステップＳ５０１の判定条件が成立しないときには、ステップＳ５０２に移行し、移動方向変化時制御カウンタがクリアされたのち、本ルーチンを終了する。一方、ステップＳ５０１の判定条件が成立するときには、ステップＳ５０３に移行し、進角側に移動しているかが判定される。ステップＳ５０３の判定条件が成立するときには、ステップＳ５０４に移行し、上述の図１１のステップＳ３０５、ステップＳ３０７またはステップＳ３０８で算出された出力Ｄuty 値としての演算値が、上述の図１２のステップＳ４０４で算出された上限ガード値を越えているかが判定される。ステップＳ５０４の判定条件が成立するときには、ステップＳ５０５に移行し、上限ガード値が出力Duty 値とされ本ルーチンを終了する。一方、ステップＳ５０４の判定条件が成立しないときには、ステップＳ５０６に移行し、上述の図１１のステップＳ３０５、ステップＳ３０７またはステップＳ３０８で算出された演算値が出力Duty 値とされる。そして、ステップＳ５０７に移行し、移動方向変化時の制御を終了させたのち本ルーチンを終了する。

【００５０】

一方、ステップＳ５０３の判定条件が成立しないときには、ステップＳ５０８に移行し、上述の図１１のステップＳ３０５、ステップＳ３０７またはステップＳ３０８で算出された出力Duty 値としての演算値が、上述の図１２のステップＳ４０５で算出された下限ガード値未満であるかが判定される。ステップＳ５０８の判定条件が成立するときには、ステップＳ５０９に移行し、下限ガード値が出力Duty 値とされ本ルーチンを終了する。一方、ステップＳ５０８の判定条件が成立しないときには、ステップＳ５１０に移行し、上述の図１１のステップＳ３０５、ステップＳ３０７またはステップＳ３０８で算出された演算値が出力Duty 値とされる。そして、ステップＳ５１１に移行し、移動方向変化時の制御を終了させたのち本ルーチンを終了する。

【００５１】

このように、本実施例の内燃機関用バルブタイミング制御装置は、内燃機関１０の駆動軸としてのクランクシャフト１１から吸気バルブを開閉する従動軸としてのカムシャフト１５に駆動力を伝達するチェーン１２等からなる駆動力伝達系に設けられ、カムシャフト１５を所定角度範囲内で相対回転自在なバルブタイミング制御機構５０と、クランクシャフト１１の回転角θ1 を検出する駆動軸回転角検出手段としてのクランクポジションセンサ２１と、カムシャフト１５の回転角θ2 を検出する従動軸回転角検出手段としてのカムポジションセンサ２２と、クランクポジションセンサ２１で検出されたクランクシャフト１１の回転角θ1 とカムポジションセンサ２２で検出されたカムシャフト１５の回転角θ2 との位相差である相対回転角ＶＴを算出するＥＣＵ３０にて達成される相対回転角演算手段と、内燃機関１０の運転状態に基づきクランクシャフト１１の回転角θ1 とカムシャフト１５の回転角θ2 との目標とする位相差である目標相対回転角ＶＴＴを算出するＥＣＵ３０にて達成される目標相対回転角演算手段と、前記相対回転角演算手段で算出された相対回転角ＶＴと前記目標相対回転角演算手段で算出された目標相対回転角ＶＴＴとの偏差に応じてバルブタイミング制御機構５０によりカムシャフト１５を相対回転するＥＣＵ３０にて達成される相対回転角制御手段と、前記相対回転角演算手段で算出された相対回転角ＶＴの遷移状態に基づき相対回転角ＶＴの移動方向の切替わりを判定するＥＣＵ３０にて達成される移動方向判定手段と、前記移動方向判定手段で相対回転角ＶＴの移動方向が切替わったと判定されたときには、そのときの前記相対回転角制御手段におけるバルブタイミング制御機構５０側への出力Duty 値からの変化量を制限するＥＣＵ３０にて達成される出力値変更制限手段とを具備するものである。

【００５２】

したがって、相対回転角演算手段としてのＥＣＵ３０で算出されたクランクシャフト１１の回転角θ1 とカムシャフト１５の回転角θ2 との相対回転角ＶＴが移動方向判定手段としてのＥＣＵ３０でその遷移状態に基づき移動方向が切替わったと判定されると、出力値変更制限手段としてのＥＣＵ３０でバルブタイミング制御機構５０側へのそのときの出力Duty 値からの変化量が制限される。つまり、相対回転角ＶＴの移動方向の切替わり時点

では、バルブタイミング制御機構５０で機関停止時にベーンロータ５６をシューハウジング５１側に係止しておくためのストッパピストン８５がスプリング８８の付勢力にて飛出さないように、保持学習Duty 値からガード補正値を加減した上限ガード値、下限ガード値以内となるように出力Duty 値からの変化量が制限される。

【００５３】

故に、ベーンロータ５６の移動方向が切替わった際、ストッパピストン８５の先端部８５ｃがシューハウジング５１と一体的なフロントプレート５２側に接触することが防止され、異音の発生や双方の摩耗の促進が起こることなく、移動方向に対する摩擦抵抗も生じることがない。

【００５４】

〈実施例３〉

図１５は本発明の実施の形態の第３実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で使用されているＥＣＵ３０におけるガード制御のための出力Duty 値設定の処理手順を示すフローチャートである。なお、本実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置の構成は上述の第１実施例における図１～図６と同一であるためその説明を省略する。また、本発明の実施の形態の第３実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で使用されているＥＣＵ３０のバルブ制御値演算ルーチンについては上述の第２実施例と同じであるためその説明を省略する。

【００５５】

ステップＳ６０１で、移動方向に変化が有ったかが判定される。ステップＳ６０１の判定条件が成立しないときには、何もすることなく本ルーチンを終了する。一方、ステップＳ６０１の判定条件が成立するときには、ステップＳ６０２に移行し、進角側に移動しているかが判定される。ステップＳ６０２の判定条件が成立するときには、ステップＳ６０３に移行し、上述の図１１のステップＳ３０５、ステップＳ３０７またはステップＳ３０８で算出された出力Duty 値としての演算値が、前回の出力Duty 値に所定値βが加算された値を越えているかが判定される。ステップＳ６０３の判定条件が成立するときには、ステップＳ６０４に移行し、前回の出力Duty 値に所定値βが加算された値が出力Duty 値とされ本ルーチンを終了する。一方、ステップＳ６０３の判定条件が成立しないときには、ステップＳ６０５に移行し、上述の図１１のステップＳ３０５、ステップＳ３０７またはステップＳ３０８で算出された演算値が出力Duty 値とされる。そして、ステップＳ６０６に移行し、移動方向変化時の制御を終了させたのち本ルーチンを終了する。

【００５６】

一方、ステップＳ６０２の判定条件が成立しないときには、ステップＳ６０７に移行し、上述の図１１のステップＳ３０５、ステップＳ３０７またはステップＳ３０８で算出された出力Duty 値としての演算値が、前回の出力Duty 値から所定値βが減算された値未満であるかが判定される。ステップＳ６０７の判定条件が成立するときには、ステップＳ６０８に移行し、前回の出力Duty 値から所定値βが減算された値が出力Duty 値とされ本ルーチンを終了する。一方、ステップＳ６０７の判定条件が成立しないときには、ステップＳ６０９に移行し、上述の図１１のステップＳ３０５、ステップＳ３０７またはステップＳ３０８で算出された演算値が出力Duty 値とされる。そして、ステップＳ６１０に移行し、移動方向変化時の制御を終了させたのち本ルーチンを終了する。

【００５７】

このように、本実施例の内燃機関用バルブタイミング制御装置は、内燃機関１０の駆動軸としてのクランクシャフト１１から吸気バルブを開閉する従動軸としてのカムシャフト１５に駆動力を伝達するチェーン１２等からなる駆動力伝達系に設けられ、カムシャフト１５を所定角度範囲内で相対回転自在なバルブタイミング制御機構５０と、クランクシャフト１１の回転角θ1 を検出する駆動軸回転角検出手段としてのクランクポジションセンサ２１と、カムシャフト１５の回転角θ2 を検出する従動軸回転角検出手段としてのカムポジションセンサ２２と、クランクポジションセンサ２１で検出されたクランクシャフト１１の回転角θ1 とカムポジションセンサ２２で検出されたカムシャフト１５の回転角θ2

との位相差である相対回転角ＶＴを算出するＥＣＵ３０にて達成される相対回転角演算手段と、内燃機関１０の運転状態に基づきクランクシャフト１１の回転角θ1 とカムシャフト１５の回転角θ2 との目標とする位相差である目標相対回転角ＶＴＴを算出するＥＣＵ３０にて達成される目標相対回転角演算手段と、前記相対回転角演算手段で算出された相対回転角ＶＴと前記目標相対回転角演算手段で算出された目標相対回転角ＶＴＴとの偏差に応じてバルブタイミング制御機構５０によりカムシャフト１５を相対回転するＥＣＵ３０にて達成される相対回転角制御手段と、前記相対回転角演算手段で算出された相対回転角ＶＴの遷移状態に基づき相対回転角ＶＴの移動方向の切替わりを判定するＥＣＵ３０にて達成される移動方向判定手段と、前記移動方向判定手段で相対回転角ＶＴの移動方向が切替わったと判定されたときには、そのときの前記相対回転角制御手段におけるバルブタイミング制御機構５０側への出力Duty 値を所定量ずつ変化させるＥＣＵ３０にて達成される出力値変更設定手段とを具備するものである。

【００５８】

したがって、相対回転角演算手段としてのＥＣＵ３０で算出されたクランクシャフト１１の回転角θ1 とカムシャフト１５の回転角θ2 との相対回転角ＶＴが移動方向判定手段としてのＥＣＵ３０でその遷移状態に基づき移動方向が切替わったと判定されると、出力値変更設定手段としてのＥＣＵ３０でバルブタイミング制御機構５０側へのそのときの出力Duty 値が所定量ずつ変化される。つまり、相対回転角ＶＴの移動方向の切替わり時点では、バルブタイミング制御機構５０への出力Duty 値が、機関停止時にベーンロータ５６をシューハウジング５１側に係止しておくためのストッパピストン８５がスプリング８８の付勢力にて飛出さないように前回の出力Duty 値から所定量が加減された値以内とされる。

【００５９】

故に、ベーンロータ５６の移動方向が切替わった際、ストッパピストン８５の先端部８５ｃがシューハウジング５１と一体的なフロントプレート５２側に接触することが防止され、異音の発生や双方の摩耗の促進が起こることなく、移動方向に対する摩擦抵抗も生じることがない。

【図面の簡単な説明】

【図１】　図１は本発明の実施の形態の第１実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置を適用したダブルオーバヘッドカム式内燃機関とその周辺機器を示す概略構成図である。

【図２】　図２は本発明の実施の形態の第１実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置を示す断面図である。

【図３】　図３は図２のＡ－Ａ線に沿う断面図である。

【図４】　図４は図２のＢ－Ｂ線に沿う断面図である。

【図５】　図５は図３の一部拡大断面図である。

【図６】　図６は本発明の実施の形態の第１実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で用いられているスプールバルブによる油流れ方向の切替状態を示す説明図である。

【図７】　図７は本発明の実施の形態の第１実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で使用されているＥＣＵにおけるバルブ制御のためのフラグ設定の処理手順を示すフローチャートである。

【図８】　図８は本発明の実施の形態の第１実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で使用されているＥＣＵにおけるバルブ制御値演算の処理手順を示すフローチャートである。

【図９】　図９は本発明の実施の形態の第１実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置における各種信号の遷移状態を示すタイムチャートである。

【図１０】　図１０は本発明の実施の形態の第１実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置における相対回転角算出を示す説明図である。

【図１１】　図１１は本発明の実施の形態の第２実施例にかかる内燃機関用バルブタイミ

ング制御装置で使用されているＥＣＵにおけるバルブ制御値演算の処理手順を示すフローチャートである。

【図１２】　図１２は本発明の実施の形態の第２実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で使用されているＥＣＵにおけるガード値演算の処理手順を示すフローチャートである。

【図１３】　図１３は図１２のガード補正値を設定するテーブルである。

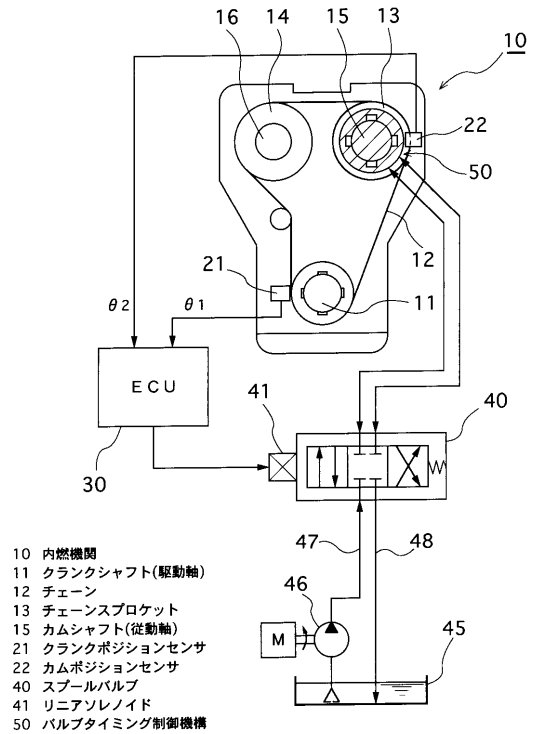
【図１４】　図１４は本発明の実施の形態の第２実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で使用されているＥＣＵにおけるガード制御のための出力Ｄuty 値設定の処理手順を示すフローチャートである。

【図１５】　図１５は本発明の実施の形態の第３実施例にかかる内燃機関用バルブタイミング制御装置で使用されているＥＣＵにおけるガード制御のための出力Ｄuty 値設定の処理手順を示すフローチャートである。

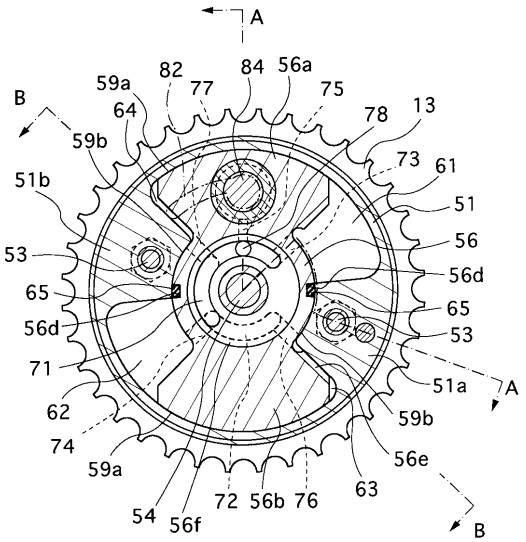
【符号の説明】

１０　内燃機関
１１　クランクシャフト（駆動軸）
１２　チェーン
１３　チェーンスプロケット
１５　カムシャフト（従動軸）
２１　クランクポジションセンサ
２２　カムポジションセンサ
３０　ＥＣＵ（電子制御装置）
４０　スプールバルブ
４１　リニアソレノイド
５０　バルブタイミング制御機構

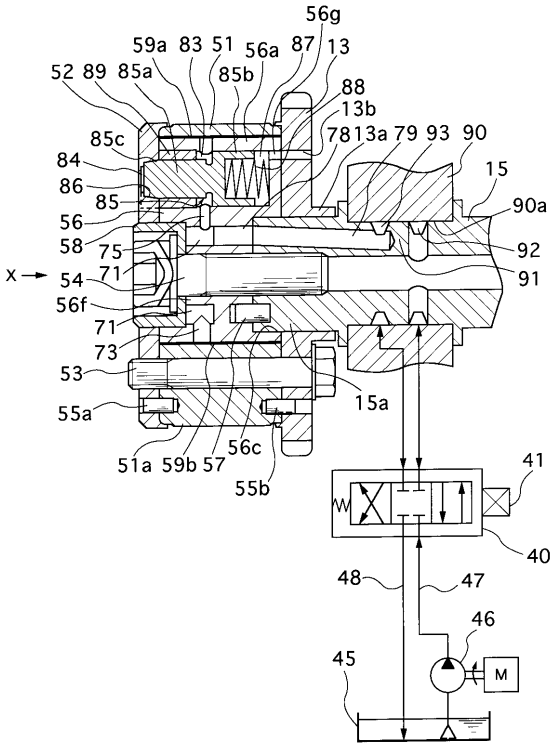
【図１】



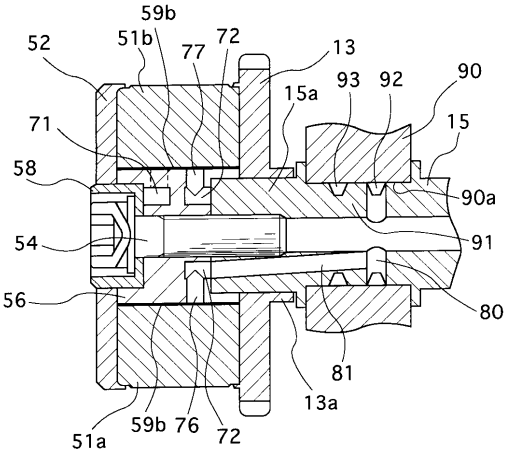
【図２】



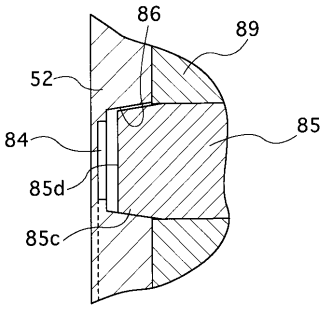
【図３】


56g
59a 83 51 56a 87 13
52 89 85a 85b 88
13b
85c 78 13a 79 93 90
84 15
86 90a
85
56
58 75 92
X 54 71 91
56f
71
73
53
55a 15a
51a 59b 57 56c 41
55b
W
40
48 47
46
45
M

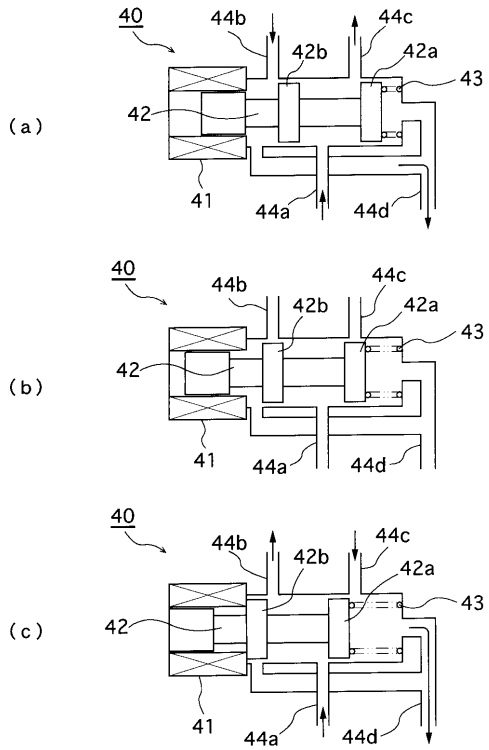
【図４】


59b
52 51b 77 72 13
15a 93 92 90
71 15
58 90a
54 91
56 80
81
13a
51a 59b 76 72

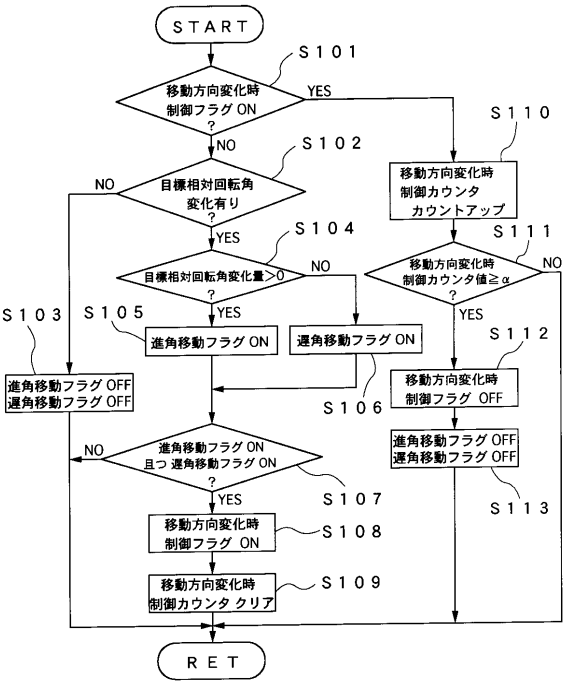
【図５】


86
89
52
85
84
85d
85c

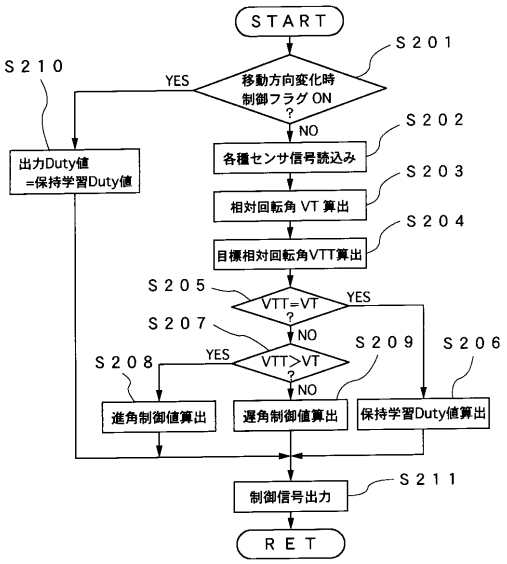
【図６】


(a)
40
44b 44c
42b 42a
43
42
41
44a 44d
(b)
40
44b 44c
42b 42a
43
42
41
44a 44d
(c)
40
44b 44c
42b 42a
43
42
41
44a 44d

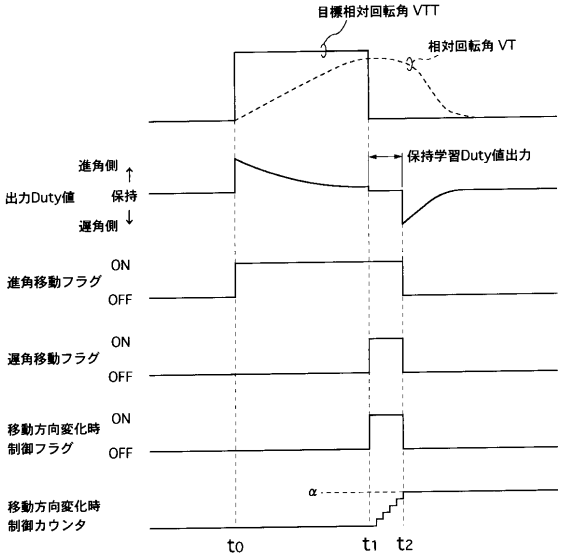
【図７】


START
S101
移動方向変化時
制御フラグ ON
?
YES
NO
S110
移動方向変化時
制御カウンタ
カウントアップ
S102
目標相対回転角
変化有り
?
NO
YES
S104
目標相対回転角変化量>0
?
NO
YES
S111
移動方向変化時
制御カウンタ値≧α
?
NO
YES
S103
S105
進角移動フラグ ON
遅角移動フラグ ON
進角移動フラグ OFF
遅角移動フラグ OFF
S106
S112
移動方向変化時
制御フラグ OFF
進角移動フラグ OFF
遅角移動フラグ OFF
S113
NO
進角移動フラグ ON
且つ 遅角移動フラグ ON
?
YES
S107
移動方向変化時
制御フラグ ON
S108
移動方向変化時
制御カウンタ クリア
S109
RET

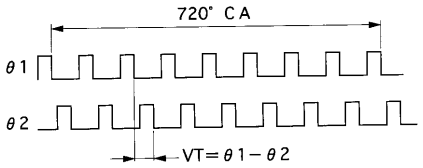
【図８】



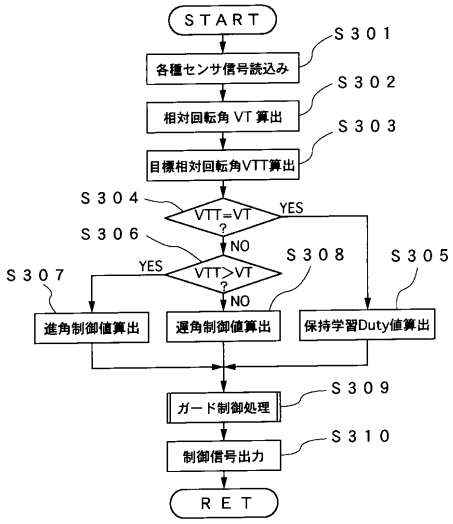
【図９】



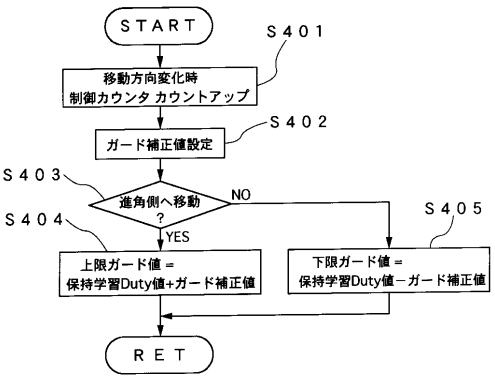
【図１０】



【図１１】



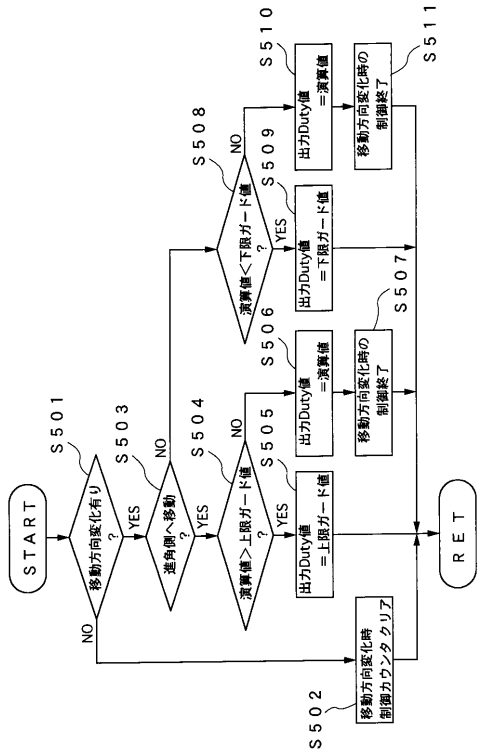
【図１２】



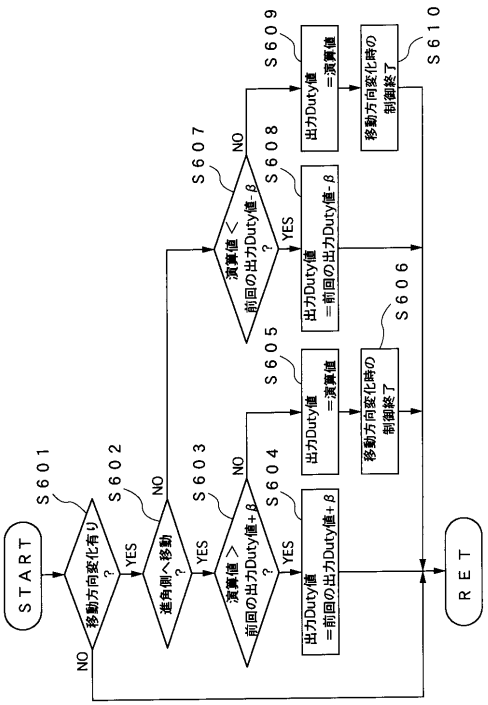
【図１３】

移動方向変化時制御カウンタ値	ガード補正値
1	0
2	2
3	5
4	10
5	30
6	50

【図１４】


START
S501
移動方向変化有り
?
YES
NO
S503
進角側へ移動
?
YES
NO
S504
演算値＞上限ガード値
?
YES
NO
S505
出力Duty値
＝上限ガード値
S506
出力Duty値
＝演算値
S507
移動方向変化時の
制御終了
S508
演算値＜下限ガード値
?
YES
NO
S509
出力Duty値
＝下限ガード値
S510
出力Duty値
＝演算値
S511
移動方向変化時の
制御終了
S502
移動方向変化時
制御カウンタクリア
RET

【図１５】


START
S601
移動方向変化有り
?
YES
NO
S602
進角側へ移動
?
YES
NO
S603
演算値＞
前回の出力Duty値＋β
?
YES
NO
S604
出力Duty値
＝前回の出力Duty値＋β
S605
出力Duty値
＝演算値
S606
移動方向変化時の
制御終了
S607
演算値＜
前回の出力Duty値－β
?
YES
NO
S608
出力Duty値
＝前回の出力Duty値－β
S609
出力Duty値
＝演算値
S610
移動方向変化時の
制御終了
RET

フロントページの続き

審査官　嶋田　研司

(56)参考文献　特開平０６－１５９０２１（ＪＰ，Ａ）
特開平０６－２８０５１６（ＪＰ，Ａ）
特開平０６－２９９８１３（ＪＰ，Ａ）
特開平０９－０６０５０７（ＪＰ，Ａ）
特開平０９－２０９７２４（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F01L 1/34
F01M 1/20
F02D 13/02