

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第3627340号
(P3627340)

(45) 発行日 平成17年3月9日(2005.3.9)

(24) 登録日 平成16年12月17日(2004.12.17)

(51) Int.Cl.⁷

FO1L 1/34

FO2D 13/02

FI

FO1L 1/34

FO2D 13/02

E

G

請求項の数 5 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願平8-14615	(73) 特許権者	000000011
(22) 出願日	平成8年1月30日(1996.1.30)		アイシン精機株式会社
(65) 公開番号	特開平9-209723		愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地
(43) 公開日	平成9年8月12日(1997.8.12)	(72) 発明者	吉 良 直 樹
審査請求日	平成14年12月2日(2002.12.2)		愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内
		審査官	久島 弘太郎
		(56) 参考文献	特開平07-238806(JP, A)
			特開昭56-129702(JP, A)
			特開昭54-084112(JP, A)
			特開平05-195726(JP, A)
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 弁開閉時期制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

内燃機関のクランクプーリからの回転動力がタイミングプーリを介して伝達されるカムシャフトと前記タイミングプーリとの間または、該カムシャフトと他のカムシャフトとの間で内燃機関の運転状態に応じた回転位相の変化を行い、前記カムシャフトによる吸気、排気弁の開閉動作時期または、前記他のカムシャフトによる吸気、排気弁の開閉動作時期を変化可能とした弁開閉時期制御装置であって、その外周から放射方向に延びる複数のベーンを有し、前記カムシャフトに固定されるロータと、前記タイミングプーリに固定されるかまたは、前記他のカムシャフトに動力伝達手段を介して連結されると共に、前記ロータの外周に回転可能に嵌合されるその内周部に前記ベーンが夫々収嵌される周方向に延びる複数の溝を有し、該溝内に前記ベーン及び前記ロータにより前記ベーンの周方向両側に位相進角用及び位相遅角用の各圧力室が区画形成されるハウジングと、該位相進角用及び位相遅角用の各圧力室と前記ハウジングに形成される油路との直接的連通を確保しながら前記各ベーンが前記各溝の周方向端面に当接する前に最大進角時及び最大遅角時の前記ハウジングと前記ロータ間の相対回転量を規定する相対回転量規定手段とを備えていることを特徴とする弁開閉時期制御装置。

【請求項2】

前記動力伝達手段が、前記ハウジングに固定されると共に前記カムシャフトに回転可能に嵌合される第1ギヤと、該第1ギヤに嚙合されると共に前記他のカムシャフトに固定される第2ギヤとから成り、前記相対回転量規定手段が、前記第1ギヤと前記カムシャフトの

間の相対回転量を、前記各ベーンを前記各溝の周方向一端面から他端面へ移動させるのに必要な前記ロータと前記ハウジング間の相対回転量よりも小さく規定する規定部材から成ることを特徴とする請求項 1 に記載の弁開閉時期制御装置。

【請求項 3】

前記相対回転量規定手段が、前記各ベーンの周方向両側に位置する前記ロータの外周部に、前記各溝内に突出し、前記ロータと前記ハウジングの相対回転時に夫々前記溝の周方向端面に当接可能な一対の突部で構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の弁開閉時期制御装置。

【請求項 4】

前記各ベーンが前記ロータに一体形成されると共に、該各ベーンの周方向両端面の外周部に周方向に突出する突出部を設け、該突出部と前記各溝の周方向端面との当接により前記ロータと前記ハウジングとの間の相対回転量を規定するようにしたことを特徴とする請求項 1 に記載の弁開閉時期制御装置。

【請求項 5】

前記動力伝達手段が、前記ハウジングに固定されると共に前記カムシャフトに回転可能に嵌合される第 1 ギヤと、該第 1 ギヤに噛合されると共に前記他のカムシャフトに固定される第 2 ギヤとから成ることを特徴とする請求項 3 または 4 に記載の弁開閉時期制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、内燃機関における吸気、排気弁の開閉動作時期を変化可能とした弁開閉時期制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

内燃機関では、吸気、排気弁の開閉動作時期は機関の特性や用途によってカムシャフトによる動弁機構によって決定しているが、回転速度によって燃焼状態が若干異なるため、全回転域に最適な弁開閉動作時期を与えることには困難がある。そこで、内燃機関の回転状態に合わせて弁開閉動作時期を変化できる弁開閉時期制御装置が動弁機構の補助機構として設けられる。

【0003】

弁開閉時期制御装置の一方式として、クランクシャフトからの機関回転動力をタイミングベルト又はタイミングチェーン等の動力伝達手段によりカムシャフトに伝達する内燃機関において、カムシャフト側には放射方向に延びる複数のベーンを組付けたロータを固定するとともに、該ロータに同軸状に嵌合されたタイミングプーリにはその内周部に複数の溝からなる油圧室を形成し、該各油圧室に上記ベーンを夫々区画部材として係入してなるベーンタイプの弁開閉時期制御装置が、例えば特開平 1-92504 号公報に開示されている。

【0004】

この弁開閉時期制御装置では、内燃機関の運転状態に応じた進角用の油圧及び遅角用の油圧を、ベーンによって油圧室内に区画形成される第 1 油圧室及び第 2 油圧室に夫々作用させてカムシャフトとタイミングプーリ間で相対位相を変えた弁開閉時期制御を行っている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記した従来の弁開閉時期制御装置においては、タイミングプーリとロータ間の相対回転量が、ベーンの周方向端面と圧力室の周方向端面との当接により規定されるため、カムシャフトの変動トルクの荷重がベーンに加わり、ロータのベーンガイド部に応力が集中してベーン（やロータ）の座屈や変形などが生じる恐れがある。また、圧力室へ作動油を供給するためにロータに形成される作動油通路をロータのベーンガイド部より離すために各圧力室間のシール幅が減少され、圧力室間での作動油の漏れ量が増加すると共に

10

20

30

40

50

、必要作動油通路面積の確保が困難となり、制御応答性が悪化する。

【0006】

本発明は、上記した実情に鑑みなされたもので、応答性を向上できる弁開閉時期制御装置を提供することを、その課題とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するために講じた請求項1の発明の技術的手段は、当該弁開閉時期制御装置を、内燃機関のクランクプリーからの回転動力がタイミングプリーを介して伝達されるカムシャフトと前記タイミングプリーとの間または、該カムシャフトと他のカムシャフトとの間で内燃機関の運転状態に応じた回転位相の変化を行い、前記カムシャフトによる吸気、排気弁の開閉動作時期または、前記他のカムシャフトによる吸気、排気弁の開閉動作時期を変化可能とした弁開閉時期制御装置であって、その外周から放射方向に延びる複数のベーンを有し、前記カムシャフトに固定されるロータと、前記タイミングプリーに固定されるかまたは、前記他のカムシャフトに動力伝達手段を介して連結されると共に、前記ロータの外周に回転可能に嵌合されるその内周部に前記ベーンが夫々収嵌される周方向に延びる複数の溝を有し、該溝内に前記ベーン及び前記ロータにより前記ベーンの周方向両側に位相進角用及び位相遅角用の各圧力室が区画形成されるハウジングと、該位相進角用及び位相遅角用の各圧力室と前記ハウジングに形成される油路との直接的連通を確保しながら前記各ベーンが前記各溝の周方向端面に当接する前に最大進角時及び最大遅角時の前記ハウジングと前記ロータ間の相対回転量を規定する相対回転量規定手段とを備えている構成としたことである。

【0008】

この請求項1の発明によれば、クランクプリーと同期して回転するタイミングプリーによってカムシャフトが駆動されると、カムシャフトの回転が動力伝達手段を介して他のカムシャフトに伝達され、各カムシャフトにおけるバルブ群を駆動させる。その際、弁開閉時期制御装置は、圧力室への作動油の作用により、ハウジングをロータに対して相対回転させて、カムシャフトにおけるバルブ群の動作時期を変更したり、または動力伝達手段を介して他のカムシャフトの位相を可変させ、カムシャフトと他のカムシャフトとの間で相対位相を変化させる。この位相変換時、最大進角時及び最大遅角時のハウジングとロータとの相対回転量を規定する相対回転量規定手段によって、常に油路と各圧力室との直接的な絞られない連通が確保される。それゆえ、必要油路面積が確保され、位相変換制御時の応答性が向上され得る。

【0009】

また、位相変換時、ハウジングとロータ間の最大相対回転量は、相対回転量規定手段により各ベーンが各溝の周方向端面に当接する前に規定され、ベーンには変動トルクの荷重が全く作用しない。それゆえ、ベーンが応力集中により座屈、変形したりする恐れはなくなり、信頼性を向上させることができる。また、最大相対回転時にベーンと溝の周方向端面との間に空間を設けることが可能となる。それゆえ、各圧力室間のシール幅を減少させることなく、必要作動油通路の確保が可能となり、応答性を向上することができる。

【0010】

請求項2の発明のように、前記動力伝達手段は、前記ハウジングに固定されると共に前記カムシャフトに回転可能に嵌合される第1ギヤと、該第1ギヤに噛合されると共に前記他のカムシャフトに固定される第2ギヤとから成り、前記相対回転量規定手段が、前記第1ギヤと前記カムシャフトの間の相対回転量を、前記各ベーンを前記各溝の周方向一端面から他端面へ移動させるのに必要な前記ロータと前記ハウジング間の相対回転量よりも小さく規定する規定部材から構成されることが好ましい。これによれば、弁開閉時期制御装置のその主体となる機構をシリンダヘッド内に構成して内燃機関の小型化に寄与することができるとともに、ロータには変動トルクの荷重が全く作用しないので信頼性を向上できる。

【0011】

また、請求項 3 の発明のように、相対回転量規定手段は、前記各ベーンの周方向両側に位置する前記ロータの外周部に、前記各溝内に突出し、前記ロータと前記ハウジングの相対回転時に夫々前記溝の周方向端面に当接可能な一对の突部で構成されても良い。これによれば、より簡単な構成で相対回転量規定手段を設けることができる。

【0012】

また、請求項 4 の発明のように、前記各ベーンが前記ロータに一体形成されると共に、該各ベーンの周方向両端面の外周部に周方向に突出する突出部を設け、該突出部と前記各溝の周方向端面との当接により前記ロータと前記ハウジングとの間の相対回転量を規定するようにしても良い。

【0013】

これによれば、ベーンとロータの接続部に作用する変動トルクによる応力集中を緩和することができ、信頼性を向上させることができる。

【0014】

また請求項 4 の発明においては、最大相対回転時にベーンと溝の周方向端面との間に空間を設けることが可能となる。それゆえ、各圧力室間のシール幅を減少させることなく、必要作動油通路の確保が可能となり、応答性を向上することができる。

【0015】

また、請求項 5 の発明のように、前記動力伝達手段を、前記ハウジングに固定されると共に前記カムシャフトに回転可能に嵌合される第 1 ギヤと、該第 1 ギヤに噛合されると共に前記他のカムシャフトに固定される第 2 ギヤとから構成することが好ましい。これによれば、弁開閉時期制御装置のその主体となる機構をシリンダヘッド内に構成して内燃機関の小型化に寄与することができる。

【0016】

【発明の実施の形態】

以下、本発明に従った弁開閉時期制御装置の実施形態を図面に基づき、説明する。

【0017】

図 1 に本発明の第 1 実施形態を示す。図 1 において、本第 1 実施形態に係わる弁開閉時期制御装置は、DOHC タイプの内燃機関に適用したものであり、シリンダヘッド 1 に回転可能に支持された排気弁用カムシャフト 2（カムシャフト）及び吸気弁用カムシャフト 3（他のカムシャフト）は、シリンダヘッド 1 内において、夫々排気弁用カムシャフト 2 の外周に相対回転可能に装着されたギヤ 4 と吸気弁用カムシャフト 3 の外周に相対回転不能に装着されたギヤ 5 とが噛合してなる動力伝達手段 6 を介して連結されている。尚、以下に説明する弁開閉時期制御機構は、ここでは上記排気弁用カムシャフト 2 に装着される。

【0018】

タイミングプリー 7 は、シリンダヘッド 1 内より突出した排気弁用カムシャフト 2（以下、単にカムシャフト 2 という）の端部に締着されたボルト 8 によって該カムシャフト 2 に締結されている。ボルト 8 の偏心位置には、回り止め機能を果たすストッパピン 9 が設けられている。

【0019】

シリンダヘッド 1 内に延びるカムシャフト 2 の円筒部 10 は、フロント側より雄ねじ部 11 と、作動油の周状油路 12 が形成された部分とからなり、該周状油路 12 が形成された部分よりリヤ側には、ジャーナル部 14 が形成され、該ジャーナル部 14 はカム形成部 15 へと続いている。尚、ギヤ 4 は、ジャーナル部 14 の外周に前述したように相対回転可能に装着されている。

【0020】

しかして、周状油路 12 が形成された部分には、弁開閉時期制御装置の主体となる弁開閉時期制御機構 16 が装着される。弁開閉時期制御機構 16 は、図 1 の A-A 断面である図 2 に示すように、ロータ 17 と、該ロータ 17 の外周に等間隔に 4 個形成された溝に一端が係留され放射方向に延びる 4 個のベーン 18 と、その内周部に 4 個の周方向に延びる凹溝 19a を等間隔に円陣状に有してロータ 17 を内包し、凹溝 19a 間の内周凸面がロー

10

20

30

40

50

タ１７の外周面と摺接した環状のハウジング１９と、図１に示すように、ロータ１７、ベーン１８及びハウジング１９を軸方向に挟み、凹溝１９ａをベーン１８をピストンとして収嵌した圧力室２０を形成するフロントスラストプレート２１及びリヤスラストプレート２２とからなり、ギヤ４に螺入したボルト２３によってフロントスラストプレート２１とリヤスラストプレート２２との間が圧接されている。尚、フロントスラストプレート２１とハウジング１９のフロント側面の間と、リヤスラストプレート２２とハウジング１９のリヤ側面の間は、夫々メタルタッチでシールされている。

【００２１】

また、弁開閉時期制御機構１６は、ロータ１７のリヤ側に向く側面がジャーナル部１４に当接しており、この当接状態において、ロータ１７のフロント側に向く側面から雄ねじ部１１に締結されたナット２５とジャーナル１４との間に挟圧されている。これにより、ロータ１７はカムシャフト２と一体的に回転される。

10

【００２２】

また、弁開閉時期制御機構１６は、円筒部１０に放射方向に打ち込まれたピン３２がロータ１７の内周部に形成した位置決め溝３３と係合して、周方向の位置決めがなされている。

【００２３】

圧力室２０には油圧供給装置３８から作動油圧が供給される。油圧供給装置３６は、弁開閉時期制御機構１６を制御する油圧制御弁３９及び制御装置４１などによって構成されていて、カムシャフト２内に同シャフトの軸心に形成された油路２７は、シリンダヘッド１に形成された周溝４２を介して油圧制御弁３９のＡポートに接続され、カムシャフト２内に油路２７に軸対称に平行に形成された油路２６はカムシャフト２上に形成された周溝４１を通して油圧制御弁３９のＢポートに接続されている。また、油圧制御弁３９のＰポートには例えば内燃機関により駆動される油圧ポンプ４０が接続され、Ｒポートにはリザーバ４２が接続されていて、油圧制御弁３９が制御装置４１により作動を制御されることにより、後述するように弁開閉時期制御機構１６が進角及び遅角作動及び、中立位置保持を行うようになっている。油路２６は、周状油路１２を介してロータ１７に放射状に形成された各油路２８に連通し（図２）、油路２７は同油路２７を中心に等間隔に放射状に４個形成された通路５０及びロータ１７に各通路５０と同軸上に夫々形成される各油路２９に連通している。そして、各油路２８は、ベーン１８によって画成される各圧力室２０の第１油圧室３０及び第２油圧室３１のうち、第２油圧室３１に作動油を導き、各油路２９は第１油圧室３０に油圧を導くようになっている。ここで、軸方向に形成された油路２７は、両端に圧入されているボール３４、３５によって他の通路と遮断されている。

20

30

【００２４】

図３にギヤ４の断面を示すように、カムシャフト４のジャーナル部１４の外周には軸対称な位置に軸方向に延びる一対の溝が設けられており、該各溝内にはキー６０（規定部材）が固定されている。ギヤ４の内周には、同様に軸対称な位置に一対の周方向溝４ａが形成され、各溝４ａ内にキー６０が収容されている。これにより、キー６０の周方向溝４ａの一方の周方向端面との当接（図３）によりハウジング１９及びロータ１７の相対回転量が規定される。図１は図３のＢ－Ｂ断面を示し、このときには、図２に示すように、各ベーン１８と凹溝１９ａの周方向端面との間には空間が形成されるようになっている。尚、本第１実施形態では、カムシャフト４のジャーナル部１４の外周に形成された軸方向に延びる溝内にキー６０が固定されているが、例えば、ジャーナル部１４に半径方向の孔を設け、該孔内にピンを固定するようにしても良い。

40

【００２５】

上記構成において、クランクプーリの回転動力が伝達されるタイミングプーリ７によってカムシャフト２が駆動されると、このカムシャフト２の回転がロータ１７、ベーン１８、ハウジング１９及びボルト２３を介してギヤ４へ伝達され、更に、ギヤ４及びギヤ５を介してカムシャフト３に伝達され、カムシャフト２の各バルブとカムシャフト３の各バルブが駆動される。

50

【0026】

ここで、ギヤ4は、カムシャフト2のジャーナル部14に対して所定量の周方向の移相が可能となっており、油圧供給装置38の油圧制御弁39を介して油圧ポンプ40からの作動油圧が第2油圧室31に作用すると（第1油圧室30はリザーバへ連通される）、ハウジング19と共にギヤ4がロータ17及びカムシャフト2に対して、図2上時計方向に回転し、ベーン18の最大位相角度分 θ （位相変換角度）だけ、カムシャフト2に対するカムシャフト3の相対位相を進ませる。本実施形態では、ベーン18の最大位相角度 θ は、図3において、図示位置からギヤ4がボルト23を介して反時計方向に回転し、キー60が周方向溝4aの他方の周方向端面との当接までの回転角度である。この最大進角時には、上記したように各ベーン18と凹溝19aの周方向端面との間には空間が形成される。

10

【0027】

また、油圧ポンプ40からの作動油圧が第1油圧室30に作用すると（第2油圧室31はリザーバへ連通される）、ハウジング19と共にギヤ4がロータ17及びカムシャフト2に対して、上記した最大進角位置にて図2上反時計方向に回転し、上記した最大進角位置からベーン18の最大位相角度分 θ だけ、カムシャフト2に対するカムシャフト3の相対位相を遅らせる。尚、最大位相角度 θ は、図3において、上記したようにキー60が周方向溝4aの他方の周方向端面との当接している位置から、ギヤ4がボルト23を介して時計方向に回転し、キー60が周方向溝4aの一方の周方向端面に当接（図3に示す位置）するまでの回転角度である。また、同様に、この最大遅角時には、上記したように各ベーン18と凹溝19aの周方向端面との間には空間が形成される。

20

【0028】

これにより、進角時と遅角時には、カムシャフト3における各バルブの開閉時期とカムシャフト2における各バルブの開閉時期とを調整することができる。

【0029】

本第1実施形態では、弁開閉時期制御機構16以外に軸方向の寸法を費やす部材がナット25だけであり、内燃機関本体を大きくすることなく、弁開閉時期制御機構16をシリンダヘッド1内に収容した構成となり、弁開閉時期制御装置が内燃機関本体外の外付け装置として突出せず、内燃機関の外観を簡潔化、小型化し得て、例えば、自動車のエンジンルームにおける空スペースが増加し、他部品の配置の自由度、或いは新規部品の配置性が良好となる。

30

【0030】

また、本第1実施形態では、各ベーン18がハウジング19の各溝19aの周方向端面に当接する前に、最大進角時及び最大遅角時のハウジング19とロータ17間の相対回転量（位相変換角度）が位相変換体の別部位に設けられたキー60により規定されるので、ベーン18及びロータ17には変動トルクの荷重が全く作用しない。それゆえ、ベーン18及びロータ17のベーンガイド部が応力集中により座屈、変形したりする恐れはなくなり、弁開閉時期制御装置の信頼性を向上させることができる。また、更にベーン18には作動油圧のみしか作用しないため、図2におけるベーンガイド部の深さbを短くでき、圧力室20を大きくすることができる。これにより、ベーン18の受圧面積を拡大することができ、弁開閉時期制御装置の応答性を向上することができる。また、ベーン18の半径方向の動きも円滑になる。

40

【0031】

また、最大進角時及び最大遅角時に、各ベーン18と凹溝19aの周方向端面との間に空間が形成されるので、放射状油路28及び油路29を直接第2圧力31及び第1圧力室30へ連通させることができ、ハウジング19を加工し、隣合う圧力室20間のシール幅を減らすことなく、容易に且つ制限されることなく必要作動油路を確保することができる。また、ベーン18が凹溝19aの周方向端面と当接することによりハウジング19とロータ17の相対回転角度（位相変換角度）を規定する場合には、ベーン18と凹溝19aの周方向端面間の作動油中の異物が挟まることにより該相対回転角度が変化してしまうが、本第1実施形態では、最大進角時及び最大遅角時に、各ベーン18と凹溝19aの周方向

50

端面との間に形成される空間に、作動油中の異物が溜められるので、相対回転角度を維持することができ、弁開閉時期制御装置の信頼性を向上させることができる。

【0032】

図4は、本発明の第2実施形態を示す。この第2実施形態では、油路28及び油路29にパイプ（突部）70の一端が夫々固定（圧入）されており、他端が第1圧力室30及び第2圧力室31内に突出している。これによれば、上記した位相変換時、パイプ70の他端が凹溝19aの周方向端面に当接することにより、最大進角時及び最大遅角時のロータ17とハウジング19との間の相対回転角度（位相変換角度）が規定される。この第2実施形態では、上記した第1実施形態と同様に、ベーン18及びハウジング19のベーンガイド部に変動トルクの荷重が全く作用しないこと及び最大進角及び遅角時にベーン18と凹溝19aとの間に空間が形成されることによる上記した第1実施形態と同じ効果が得られ、弁開閉時期制御装置の信頼性及び応答性を向上することができる。また、この第2実施形態では、相対回転量を規定するために、油路28、29にパイプ70を固定しているため、新たな加工が不要であり、簡素且つ安価に相対回転量（位相変換角度）を規定できる。尚、その他の構成及び作用は、上記した第1実施形態と同じであるため、図4において図2と同じ構成には同じ番号符号を付して、説明は省略する。尚、図4には、ベーン18により1つの圧力室20内に区画形成される第1圧力室30と第2圧力室31に突出するように対応する油路28及び油路29のみにパイプ70が固定されているが、軸対称な位置にある油路28及び油路29にも同様にパイプ70を固定するのが望ましい。

【0033】

図5は、本発明の第3実施形態を示す。この第3実施形態では、各ベーン117aがロータ117に一体形成されると共に、各ベーン117aがT字状を呈するように該各ベーン117aの周方向両端面の外周部に周方向に突出する突出部117bを設け、該突出部117bとハウジング119の各溝119aの周方向端面との当接によりロータ117とハウジング119との間の相対回転量が規定されるようになっている。また、ベーン117aにより凹溝119a内に区画形成される第1及び第2圧力室130、131への油路128、129は、ベーン117aと周方向において同位置にて放射状に形成され、その外側端部がベーン117aの突出部117bとロータ117の外周面との間の接続部にて各圧力室130、131に開口している。ベーン117aの突出部117bと凹溝119aの周方向端面との当接時には、空間a部が形成され、該各空間a部に夫々油路128、129が直接的に開口するようになっている。尚、ベーン117aのロータ117の外周面との間の接続部にはR部117cが形成されている。

【0034】

また、更にベーン117aの外周は、突出部117bにより周方向に幅広となり、ベーン117aを挟んで隣合う第1及び第2圧力室130、131間のシール幅が増加されると共に、ロータ117の内周に摺接するハウジング119の突出部が周方向に幅広となっている。尚、ベーン117aの外周と摺接するハウジング119の凹溝119aの底面には樹脂等をコーティングしてなじみ性を向上させ、シール性を向上させても良い。

【0035】

この第3実施形態によれば、ベーン117aとロータ117を一体化することにより、接続部をR部117cにできるので、突出部117bが凹溝119aの周方向端面との当接時、即ち、相対回転量規定時、ベーン117aに作用する変動トルクによる応力集中を緩和することができ、信頼性を向上させることができる。突出部117bにより凹溝119aの周方向端面との間に空間a部を形成することができるため、油路128、129を直接的に各圧力室130、131に夫々連通させることができると共に各油路128、129の断面積を大きくすることができる。また、ロータ117にベーンガイド部がないため、油路配設の自由度があり、油路が制限されることなく、ロータ117の内周に摺接するハウジング119の突出部を周方向に幅広として隣合う圧力室間のシール幅を大きく確保することができると共に、図5においてb寸法を短くでき、各圧力室容積を大きくするこ

10

20

30

40

50

とができる。よって、位相変換制御時の応答性を向上させることができる。また、ベーン 117a の一体化により部品点数が削減できること及びベーンガイド部の加工が不要となることにより、当該弁開閉時期制御装置の製造コストを低減することができる。尚、その他の構成及び作用は、上記した第 1 実施形態と同じであるため、図 5 において図 2 と同じ構成には図 2 で用いた番号符号に

【0036】

100 を加えた番号符号を付して、説明は省略する。

【発明の効果】

以上の如く、請求項 1～4 の発明によれば、位相変換時、最大進角時及び最大遅角時のハウジングとロータとの相対回転量を規定する相対回転量規定手段によって、常に油路と各圧力室との直接的な絞られない連通が確保される。それゆえ、必要油路面積が確保され、位相変換制御時の応答性を向上することができる。

10

【0037】

また、位相変換時、ハウジングとロータ間の最大相対回転量は、相対回転量規定手段により各ベーンが各溝の周方向端面に当接する前に規定され、ベーンには変動トルクの荷重が全く作用しない。それゆえ、ベーン及びロータが応力集中により座屈、変形したりする恐れはなくなり、信頼性を向上させることができる。また、最大相対回転時にベーンと溝の周方向端面との間に空間を設けることが可能となる。それゆえ、各圧力室間のシール幅を減少させることなく、必要作動油通路の確保が可能となり、応答性を向上することができる。

20

【0038】

請求項 2 の発明によれば、更に、弁開閉時期制御装置のその主体となる機構をシリンダヘッド内に構成して内燃機関の小型化に寄与することができるとともに、ロータには変動トルクの荷重が全く作用しないので信頼性を向上できる。

【0039】

請求項 3 の発明によれば、更に、より簡単且つ安価な構成で相対回転量規定手段を設けることができる。

【0040】

請求項 4 の発明によれば、ベーンとロータの接続部に作用する変動トルクによる応力集中を緩和することができ、信頼性を向上させることができる。また、最大相対回転時にベーンと溝の周方向端面との間に空間を設けることが可能となり、それゆえ、各圧力室間のシール幅を減少させることなく、必要作動油通路の確保が可能となり、応答性を向上することができる。

30

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明による弁開閉時期制御装置の第 1 実施形態を示す断面図である。

【図 2】図 1 の A-A 断面図である。

【図 3】図 1 及び図 2 に示す弁開閉時期制御装置の第 1 実施形態におけるギヤ 4 の断面図である。

【図 4】本発明による弁開閉時期制御装置の第 2 実施形態を示す断面図である。

【図 5】本発明による弁開閉時期制御装置の第 3 実施形態を示す断面図である。

40

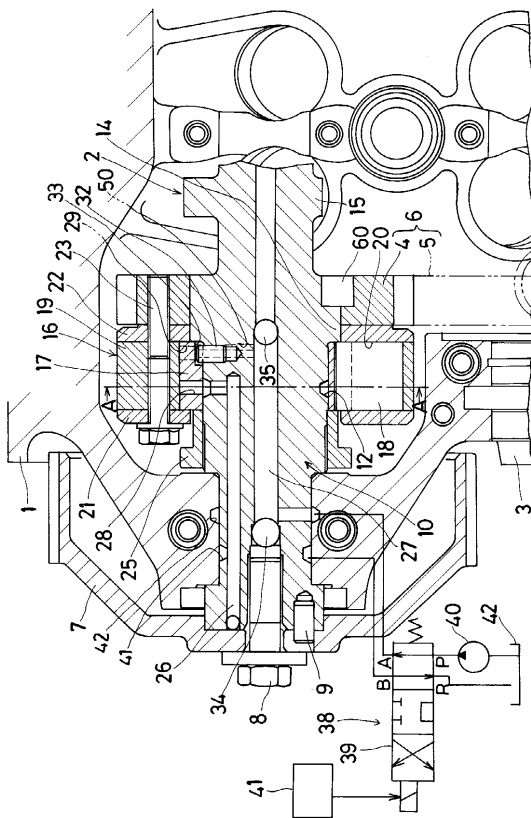
【符号の説明】

- 1 シリンダヘッド
- 2 カムシャフト
- 3 他のカムシャフト
- 4 ギヤ
- 6 動力伝達手段
- 7 タイミングプーリ
- 17 ロータ
- 18 ベーン
- 19 ハウジング

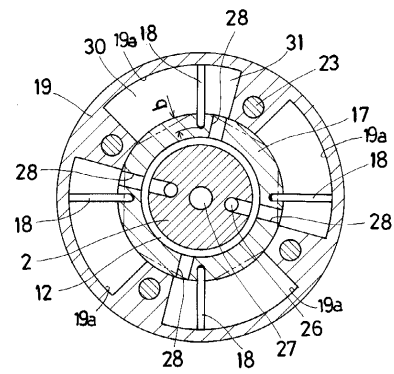
50

- 19 a 凹溝
- 28、29 油路
- 30 第1圧力室
- 31 第2圧力室
- 60 キー（相対回転量規定手段）
- 70 パイプ（相対回転量規定手段）
- 117 a ベーン
- 117 b 突出部（相対回転量規定手段）

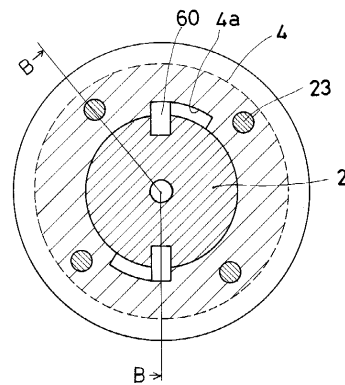
【図1】



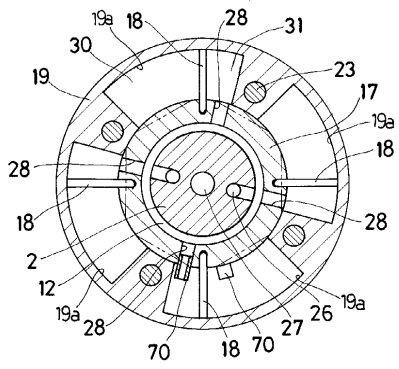
【図2】



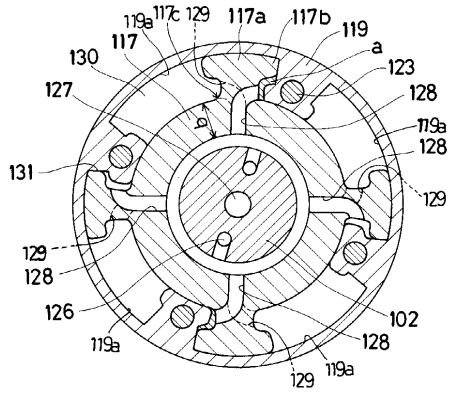
【図3】



【図 4】



【図 5】



フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

F01L 1/34

F03C 4/00

F01C 9/00