

(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2010-38031

(P2010-38031A)

(43) 公開日 平成22年2月18日(2010.2.18)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
FO2D 15/02 (2006.01)	FO2D 15/02 B	3G023
FO2D 13/02 (2006.01)	FO2D 13/02 J	3G092
FO2B 75/04 (2006.01)	FO2B 75/04	
FO2F 3/00 (2006.01)	FO2F 3/00 3O1Z	
FO2B 23/00 (2006.01)	FO2F 3/00 F	
審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 21 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号	特願2008-201672 (P2008-201672)	(71) 出願人	000005326
(22) 出願日	平成20年8月5日 (2008.8.5)		本田技研工業株式会社
			東京都港区南青山二丁目1番1号
		(74) 代理人	100071870
			弁理士 落合 健
		(74) 代理人	100097618
			弁理士 仁木 一明
		(74) 代理人	100152227
			弁理士 ▲ぬで▼島 慎二
		(72) 発明者	黒谷 忠司
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
			社本田技術研究所内
		(72) 発明者	近藤 卓
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
			社本田技術研究所内
		最終頁に続く	

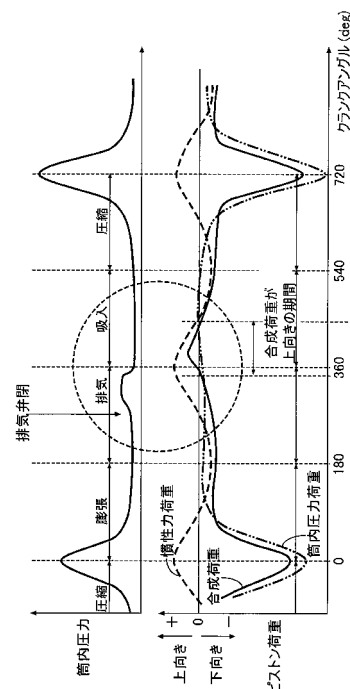
(54) 【発明の名称】 可変圧縮比内燃機関

(57) 【要約】

【課題】 ピストンインナおよびピストンアウトを備えた可変圧縮比内燃機関の圧縮比の変更時に発生する衝撃を低減する。

【解決手段】 内燃機関の運転中にピストンアウトに作用する筒内圧力および慣性力の合力により、ピストンアウトを排気上死点付近で低圧縮比位置から高圧縮比位置へと燃焼室側へ移動させるとき、排気弁の開弁タイミングを遅角することで筒内圧力を高めに保持し、ピストンアウトの燃焼室側への移動速度を低く抑えて圧縮比切換時の衝撃を低減することができる。逆に、吸気下死点付近でピストンアウトを高圧縮比位置から低圧縮比位置へとピストンインナ側に移動させるとき、吸気弁の開弁タイミングを遅角することで筒内圧力を低めに保持し、ピストンアウトのピストンインナ側への移動速度を低く抑えて圧縮比切換時の衝撃を低減することができる。

【選択図】 図16



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

コンロッド(7)にピストンピン(6)を介して連結されたピストンインナ(5a)と、前記ピストンインナ(5a)にシリンダ軸線方向に移動可能に支持されて燃焼室(4a)に臨むピストンアウト(5b)とを備え、内燃機関(E)の運転中に前記ピストンアウト(5b)に作用する筒内圧力および慣性力の合力により、該ピストンアウト(5b)の位置を前記ピストンインナ(5a)寄りの低圧縮比位置と前記燃焼室(4a)寄りの高圧縮比位置との間で変更可能な可変圧縮比内燃機関において、

圧縮比の変更時に前記筒内圧力を制御する筒内圧力制御手段(63)を備えることを特徴とする可変圧縮比内燃機関。

10

【請求項 2】

排気上死点付近で前記ピストンアウト(5b)を前記低圧縮比位置から前記高圧縮比位置へと移動させるとき、前記筒内圧力制御手段(63)は、圧縮比の非切替時に比べて排気弁(31e)の開弁タイミングを進角することを特徴とする、請求項 1 に記載の可変圧縮比内燃機関。

【請求項 3】

吸気下死点付近で前記ピストンアウト(5b)を前記高圧縮比位置から前記低圧縮比位置へと移動させるとき、前記筒内圧力制御手段(63)は、圧縮比の非切替時に比べて吸気弁(31i)の開弁タイミングを遅角することを特徴とする、請求項 1 に記載の可変圧縮比内燃機関。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、コンロッドにピストンピンを介して連結されたピストンインナと、前記ピストンインナにシリンダ軸線方向に移動可能に支持されて燃焼室に臨むピストンアウトとを備え、内燃機関の運転中に前記ピストンアウトに作用する筒内圧力および慣性力の合力により、該ピストンアウトの位置を前記ピストンインナ寄りの低圧縮比位置と前記燃焼室寄りの高圧縮比位置との間で変更可能な可変圧縮比内燃機関に関する。

【背景技術】

【0002】

かかるピストンインナおよびピストンアウトよりなる二重ピストンを備えた可変圧縮比内燃機関は、下記特許文献 1 により公知である。

30

【0003】

またクランクシャフトおよびピストンに対してシリンダブロックおよびシリンダヘッドをカム機構で上下動させ、燃焼室の容積を増減することで圧縮比を変更する可変圧縮比内燃機関において、前記カム機構の駆動力を低減すべく吸気弁および排気弁のバルブタイミングを変更するものが、下記特許文献 2 により公知である。

【特許文献 1】特開 2003 - 65090 号公報

【特許文献 2】特開 2005 - 83361 号公報

【発明の開示】

40

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、上記特許文献 1 に記載されたものは、低圧縮比→高圧縮比の切替時にピストンインナに対してピストンアウトが上昇し、高圧縮比→低圧縮比の切替時にピストンインナに対してピストンアウトが下降するため、その移動の終端で衝撃が発生して振動や騒音の原因となり、しかも内燃機関の高回転時ほど前記衝撃が著しくなる問題がある。

【0005】

また上記特許文献 2 に記載されたものは、吸気弁および排気弁のバルブタイミングを変更することで、圧縮比を変更するカム機構の駆動力を低減しているが、バルブタイミングの変更が圧縮比を急激に変化させる方向に作用するため、圧縮比の変更完了時に強い衝撃

50

が発生する可能性がある。

【 0 0 0 6 】

本発明は、前述の事情に鑑みてなされたもので、ピストンインナおよびピストンアウトを備えた可変圧縮比内燃機関の圧縮比の変更時に発生する衝撃を低減することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 7 】

上記目的を達成するために、請求項 1 に記載された発明によれば、コンロッドにピストンピンを介して連結されたピストンインナと、前記ピストンインナにシリンダ軸線方向に移動可能に支持されて燃焼室に臨むピストンアウトとを備え、内燃機関の運転中に前記ピストンアウトに作用する筒内圧力および慣性力の合力により、該ピストンアウトの位置を前記ピストンインナ寄りの低圧縮比位置と前記燃焼室寄りの高圧縮比位置との間で変更可能な可変圧縮比内燃機関において、圧縮比の変更時に前記筒内圧力を制御する筒内圧力制御手段を備えることを特徴とする可変圧縮比内燃機関が提案される。

10

【 0 0 0 8 】

また請求項 2 に記載された発明によれば、請求項 1 の構成に加えて、排気上死点付近で前記ピストンアウトを前記低圧縮比位置から前記高圧縮比位置へと移動させるとき、前記筒内圧力制御手段は、圧縮比の非切換時に比べて排気弁の開弁タイミングを進角すること

20

【 0 0 0 9 】

また請求項 3 に記載された発明によれば、請求項 1 の構成に加えて、吸気下死点付近で前記ピストンアウトを前記高圧縮比位置から前記低圧縮比位置へと移動させるとき、前記筒内圧力制御手段は、圧縮比の非切換時に比べて吸気弁の開弁タイミングを遅角すること

30

【 0 0 1 0 】

尚、実施の形態の可変バルブタイミング機構 6 3 は本発明の筒内圧力制御手段に対応する。

【発明の効果】

【 0 0 1 1 】

請求項 1 の構成によれば、内燃機関の運転中にピストンアウトに作用する筒内圧力および慣性力の合力により、ピストンアウトの位置をピストンインナ寄りの低圧縮比位置と燃焼室寄りの高圧縮比位置との間で変更する際に、筒内圧力制御手段により筒内圧力を変化させることで筒内圧力および慣性力の合力を制御し、ピストンアウトがピストンインナに対して急激に相対移動しないようにして衝撃を低減し、振動や騒音を低減するとともにピストンの耐久性を高めることができる。

【 0 0 1 2 】

また請求項 2 の構成によれば、排気上死点付近でピストンアウトを低圧縮比位置から高圧縮比位置へと燃焼室側に移動させるとき、排気弁の開弁タイミングを進角することで筒内圧力を高めに保持し、ピストンアウトの燃焼室側への移動速度を低く抑えて圧縮比切換時の衝撃を低減することができる。

40

【 0 0 1 3 】

また請求項 3 の構成によれば、吸気下死点付近でピストンアウトを高圧縮比位置から低圧縮比位置へとピストンインナ側に移動させるとき、吸気弁の開弁タイミングを遅角することで筒内圧力を低めに保持し、ピストンアウトのピストンインナ側への移動速度を低く抑えて圧縮比切換時の衝撃を低減することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 1 4 】

以下、本発明の実施の形態を添付図面に基づいて説明する。

【 0 0 1 5 】

図 1 ~ 図 2 3 は本発明の実施の形態を示すもので、図 1 は圧縮比可変装置を備えた内燃

50

機関の要部縦断正面図、図 2 は上記圧縮比可変装置の上方からの分解斜視図、図 3 は同圧縮比可変装置の下方からの分解斜視図、図 4 は図 1 の要部拡大図（低圧縮比状態）、図 5 は図 4 の 5 - 5 線断面図、図 6 は図 5 の 6 - 6 線断面図、図 7 は図 5 の 7 - 7 線断面図、図 8 は図 5 の 8 - 8 線断面図、図 9 は高圧縮比状態を示す、図 4 との対応図、図 10 は図 9 の 10 - 10 線断面図、図 11 は図 10 の 11 - 11 線断面図、図 12 は図 10 の 12 - 12 線断面図、図 13 は図 5 の 13 - 13 線断面図（低圧縮比状態）、図 14 は高圧縮比状態を示す、図 13 との対応図、図 15 はピストンに作用する荷重の変化を示す図（バルブタイミング制御なしの場合）、図 16 はピストンに作用する荷重の変化を示す図（バルブタイミング制御ありの場合）、図 17 は低圧縮比→高圧縮比の切換時を示す、図 16 の要部の詳細図、図 18 は高圧縮比→低圧縮比の切換時を示す、図 17 との対応図、図 19 は内燃機関の回転数に応じたバルブタイミングの切換の説明図、図 20 は圧縮比切換時の衝撃を低減するためのバルブタイミング変更制御のフローチャート、図 21 は目標圧縮比を検索するマップ、図 22 は低圧縮比→高圧縮比の切換時の振動低減効果の説明図、図 23 は高圧縮比→低圧縮比の切換時の振動低減効果の説明図である。

10

20

30

40

50

【0016】

先ず、図 1 および図 5 において、内燃機関 E の機関本体 1 は、シリンダボア 2 a を有するシリンダブロック 2 と、このシリンダブロック 2 の下端に結合されるクランクケース 3 と、シリンダボア 2 a の上端に連なるペントルフ型燃焼室 4 a を有してシリンダブロック 2 の上端に結合されるシリンダヘッド 4 とからなっており、そのシリンダヘッド 4 には、燃焼室 4 a の天井面に開口する吸気ポート 30 i および排気ポート 30 e をそれぞれ開閉する吸気弁 31 i および排気弁 31 e と、燃焼室 4 a の中心部に電極を臨ませる点火プラグ 32 とが設けられる。

【0017】

シリンダボア 2 a に摺動可能に嵌装されるピストン 5 にはコンロッド 7 の小端部 7 a がピストンピン 6 を介して連結され、コンロッド 7 の大端部 7 b は、左右一対のベアリング 8 , 8 を介してクランクケース 3 に回転自在に支承されるクランク軸 9 のクランクピン 9 a に連結される。

【0018】

図 2 ~ 図 5 に示すように、前記ピストン 5 は、ピストンピン 6 を介してコンロッド 7 の小端部 7 a に連結されるピストンインナ 5 a と、このピストンインナ 5 a の外周面に摺動自在に嵌合し、頂面を燃焼室 4 a に臨ませるピストンアウト 5 b とからなっており、ピストンアウト 5 b の外周に、シリンダボア 2 a の内周面に摺動自在に密接する複数のピストンリング 10 a ~ 10 c が装着される。

【0019】

ピストンインナ 5 a には、前記ピストンピン 6 の両端部を支持する一対のピンボス部 11 , 11 と、これらピンボス部 11 , 11 の外端に対応する部分を除いてシリンダボア 2 a の内周面に摺動自在に嵌合する円弧状の一対のスカート部 12 , 12 とが一体に形成される。前記ピストンピン 6 は中空に形成されている。

【0020】

一方、ピストンアウト 5 b は、ピストンリング 10 a ~ 10 c が装着される周壁を上記スカート部 12 , 12 の上端面 12 a との対向位置で終わらせている。このピストンアウト 5 b には、両ピンボス部 11 , 11 の外端に対向する一対の耳部 13 , 13 が一体に形成される。これらには、ピストン 5 の軸方向を長径とする長孔 14 , 14 が設けられており、これら長孔 14 , 14 には、前記ピストンピン 6 の中空部を貫通する延長軸 15 の両端部がピストン 5 の軸方向に沿って摺動可能に嵌合され、この延長軸 15 は、ピストンピン 6 に圧入等により固着される。しかして、上記長孔 14 , 14 および延長軸 15 の嵌合により、ピストンインナ 5 a およびピストンアウト 5 b は、相対回転を阻止されながら軸方向の相対摺動が許容され、延長軸 15 が長孔 14 , 14 の下側面に当接することにより、ピストンアウト 5 b に対するピストンインナ 5 a の下方摺動限界が規制される。

【0021】

またピストンインナ 5 a の外周面の、ピストンピン 6 の両端面が臨む両側部に、ピストンピン 5 の軸方向に延びる一对の内側摺動平坦面 2 3 , 2 3 が形成され、これら内側摺動平坦面 2 3 , 2 3 が摺動自在に当接する外側摺動平坦面 2 4 , 2 4 がピストンアウト 5 b の耳部 1 3 , 1 3 内側面に形成され、これら摺動平坦面 2 3 , 2 4 も、ピストンインナ 5 a およびピストンアウト 5 b の相対回転を阻止しながら軸方向の相対摺動を許容する。したがって、ピストンインナ 5 a およびピストンアウト 5 b の相対回転は、長孔 1 4 , 1 4 および延長軸 1 5 相互の嵌合と、内側および外側摺動平坦面 2 3 , 2 4 相互の当接とにより、これを強力に阻止することができる。

【 0 0 2 2 】

また図 2、図 3 および図 5 において、ピストンインナ 5 a およびピストンアウト 5 b は、前記延長軸 1 5 および長孔 1 4 , 1 4 の摺動自在の嵌合と、ピストンインナ 5 a 外周の一对の円弧面 3 3 , 3 3 およびピストンアウト 5 b の雌スプライン 4 2 の内周面 4 2 a の摺動自在の嵌合とにより十分な軸方向相対摺動支持長さを得て、安定した軸方向相対摺動を確保することができる。上記円弧面 3 3 , 3 3 は、一对のスカート部 1 2 , 1 2 の上端面 1 2 a と第 1 支持面 1 7 との間を結ぶように垂直に形成されるものである。

【 0 0 2 3 】

図 3 ~ 図 5 に明示するように、ピストンインナ 5 a の上部には、その外周側から順に、上向きの環状の第 1 支持面 1 7、この第 1 支持面 1 7 の内周縁から起立する第 1 枢軸 1 8、この第 1 枢軸 1 8 の上端に形成される環状の第 2 支持面 1 9、この第 2 支持面 1 9 の内周縁から起立する第 2 枢軸 2 0、並びにこの第 2 枢軸 2 0 の上端面に形成される環状の第 3 支持面 2 1 がピストンインナ 5 a と同軸状に形成される。上記第 2 枢軸 2 0 は、その軽量化のために、周方向に沿って複数のブロックに分割されると共に、その中心部には、前記コンロッド 7 の小端部 7 a が臨む開口部 2 2 が設けられ、クランクケース 3 内、即ちクランク室 3 a で発生する飛散潤滑油がこの開口部 2 2 を通過するようになっている。

【 0 0 2 4 】

そして、第 1 枢軸 1 8 には、第 1 支持面 1 7 に載置される環状のロック板 2 5 が回転可能に嵌合され、このロック板 2 5 の上面に対向するようにして第 2 枢軸 2 0 に嵌合する環状の第 1 押さえ板 2 6 が第 2 支持面 1 9 に複数のビス 2 7 , 2 7 ... により固着される。さらに第 2 枢軸 2 0 には、第 1 押さえ板 2 6 上に載置される環状のリフト部材 2 8 が回転可能に嵌合され、このリフト部材 2 8 の内周縁部の上面に対向する第 2 押さえ板 2 9 が複数のビス 3 4 , 3 4 ... により第 3 支持面 2 1 に固着される。

【 0 0 2 5 】

リフト部材 2 8 は、第 2 枢軸 2 0 周りに設定されるリフト位置 B およびリフト解除位置 A 間を往復回動し得るもので、その往復回動に伴いピストンアウト 5 b をピストンインナ 5 a 寄りの低圧縮比位置 L (図 4、5 参照)と、燃焼室 4 a 寄りの高圧縮比位置 H (図 9、10 参照)とに交互に保持するカム機構 3 7 の要部をなしている。

【 0 0 2 6 】

即ち、カム機構 3 7 は、図 4、図 5 および図 8 に示すように、上記リフト部材 2 8 と、このリフト部材 2 8 の上面に一体に突設される環状配列の複数の第 1 カム山 3 8 , 3 8 ... と、ピストンアウト 5 b のヘッド部下面に突設される環状配列の第 2 カム山 3 9 , 3 9 ... とよりなっており、各カム山 3 8 , 3 9 は、その頂面が平坦面とされると共に、各カム山 3 8 , 3 9 の配列方向に並ぶ両側面が、その頂面に対する垂直面とされる矩形断面形状に形成される。

【 0 0 2 7 】

しかして、リフト部材 2 8 がリフト解除位置 A にあるときは、該リフト部材 2 8 の第 1 カム山 3 8 , 3 8 ... 間の谷に上部の第 2 カム山 3 9 , 3 9 ... が出入り可能であり (図 1 3 参照)、ピストンアウト 5 b の低圧縮比位置 L または高圧縮比位置 H への移行が許容される。そして第 1 および第 2 カム山 3 8 , 3 9 が噛み合って、少なくとも一方のカム山の頂面が他方のカム山間の谷底に当接すれば、カム機構 3 7 は軸方向収縮状態となり、ピストンアウト 5 b に低圧縮比位置 L を与える。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 8 】

またリフト部材 2 8 がリフト位置 B にあるときは、第 1 および第 2 カム山 3 8 , 3 9 同士が平坦な頂面を衝合させる (図 1 4 参照) ことで、カム機構 3 7 は軸方向拡張状態となっていて、ピストンアウト 5 b に高圧縮比位置 H を与える。このとき、前述のようにピストンピン 6 に固着した延長軸 1 5 が、ピストンアウト 5 b における耳部 1 3 , 1 3 の長孔 1 4 , 1 4 の下側面に当接することで、ピストンアウト 5 b が所定の高圧縮比位置 H を超えて燃焼室 4 a 側に移動することが阻止される。

【 0 0 2 9 】

図 4、図 5 および図 7 に示すように、前記ロック板 2 5 は、第 1 枢軸 1 8 周りに設定されるロック解除位置 C (図 1 2 参照) およびロック位置 D (図 7 参照) 間を往復回動し得るもので、そのロック位置 D でカム機構 3 7 の軸方向収縮状態を保持するロック機構 4 0 の要部をなしている。

【 0 0 3 0 】

即ち、ロック機構 4 0 は、ロック板 2 5 と、このロック板 2 5 の外周に形成される雄スプライン 4 1 と、この雄スプライン 4 1 が摺動可能に嵌合するようにピストンアウト 5 b の内周に形成される雌スプライン 4 2 と、この雌スプライン 4 2 の溝部の上端部を相互に連通させて、雄スプライン 4 1 の歯部の回転、進入を許す環状のロック溝 4 3 とで構成され、ピストンアウト 5 b の低圧縮比位置 L および高圧縮比位置 H 間での位置切換の際には、ロック板 2 5 をロック解除位置 C に設定して、雄スプライン 4 1 を雌スプライン 4 2 との摺動関係に置き、またピストンアウト 5 b が低圧縮比位置 L に来たときは、ロック板 2 5 をロック位置 D に回動して雄スプライン 4 1 の歯部をロック溝 4 3 に進入させ、その雄スプライン 4 1 の歯部と雌スプライン 4 2 の歯部との端面同士を突き当てることにより、ピストンアウト 5 b の低圧縮比位置 L がロックされる。

【 0 0 3 1 】

図 2 および図 1 0 に示すように、前記第 1 押さえ板 2 6 によるロック板 2 5 の押さえを強化するために、雄スプライン 4 1 の複数の溝部に配置されて第 1 押さえ板 2 6 の外周部下面を支持する複数のボス 3 5 , 3 5 ... がピストンインナ 5 a に一体に形成され、これらボス 3 5 , 3 5 ... に第 1 押さえ板 2 6 の外周部が複数のボス 2 7 ' , 2 7 ' ... により固着される。勿論、上記ボス 3 5 , 3 5 ... は、雄スプライン 4 1 のロック解除位置 C およびロック位置 D への回動を妨げないように形成される。

【 0 0 3 2 】

ピストンインナ 5 a には、上記リフト部材 2 8 およびロック板 2 5 をそれぞれ駆動する第 1 および第 2 アクチュエータ 4 5₁ , 4 5₂ が設けられ、これらについて図 5、図 6、図 1 3 および図 1 4 を参照しながら説明する。

【 0 0 3 3 】

先ず、第 1 アクチュエータ 4 5₁ より説明する。ピストンインナ 5 a には、ピストンピン 6 の一側方にそれと平行に延びる有底のシリンダ孔 4 6₁ と、このシリンダ孔 4 6₁ の中間部の上壁および第 1 押さえ板 2 6 を貫通する一連の長孔 4 7₁ とが設けられ、リフト部材 2 8 の下面に突設された受圧ピン 4 8₁ が長孔 4 7₁ を通してシリンダ孔 4 6₁ に臨ませてある。

【 0 0 3 4 】

受圧ピン 4 8₁ には、シリンダ孔 4 6₁ に緩く嵌合してシリンダ孔 4 6₁ 内でその半径方向に遊び得る円板状の摺動子 4 9₁ が相対的に首振り自在に取り付けられる。シリンダ孔 4 6₁ には、この摺動子 4 9₁ を挟んで作動プランジャ 5 0₁ および有底円筒状の戻しプランジャ 5 1₁ が摺動可能に嵌装される。したがって、摺動子 4 9₁ は受圧ピン 4 8₁ と作動プランジャ 5 0₁ および戻しプランジャ 5 1₁ との間に介装されることになるが、受圧ピン 4 8₁ の、リフト部材 2 8 の回動中心周りの円弧運動は、摺動子 4 9₁ が作動プランジャ 5 0₁ および戻しプランジャ 5 1₁ 間で摺動しながらシリンダ孔 4 6₁ 内を移動することで許容される。しかも受圧ピン 4 8₁ から作動プランジャ 5 0₁ および戻しプランジャ 5 1₁ に至る各部の接触は、常に面接触となるので、その接触部の耐摩耗性が確保

10

20

30

40

50

される。

【 0 0 3 5 】

シリンダ孔 4 6₁ 内には、作動プランジャ 5 0₁ の内端が臨む油圧室 5 2₁ が画成され、この油圧室 5 2₁ に油圧を供給すると、その油圧を受けて作動プランジャ 5 0₁ が摺動子 4 9₁ および受圧ピン 4 8₁ を介してリフト部材 2 8 をリフト位置 B へ回動するようになり、前記長孔 4 7₁ は、そのときの受圧ピン 4 8₁ の動きを妨げない大きさになっている。

【 0 0 3 6 】

またシリンダ孔 4 6₁ の開放側端部には、円筒状のばね保持筒 5 3₁ が止環 5 4₁ を介して係止され、このばね保持筒 5 3₁ と前記戻しプランジャ 5 1₁ との間に、その戻しプランジャ 5 1₁ を受圧ピン 4 8₁ 側に付勢する戻しばね 5 5₁ が縮設される。

10

【 0 0 3 7 】

しかして、リフト部材 2 8 のリフト解除位置 A は、受圧ピン 4 8₁ が長孔 4 7₁ の、作動プランジャ 5 1₁ 側内端壁に当接することにより規定され（図 1 3 参照）、リフト部材 2 8 のリフト位置 B は、受圧ピン 4 8₁ が摺動子 4 9₁ および戻しプランジャ 5 1₁ を介してばね保持筒 5 3₁ に当接することにより規定される（図 1 4 参照）。

【 0 0 3 8 】

第 2 アクチュエータ 4 5₂ は、ピストンピン 6 を挟んで第 1 アクチュエータ 4 5₁ と軸対称的もしくは点対称的に配置され、受圧ピン 4 8₂ はロック板 2 5 の下面に突設される。その他の構成は、第 1 アクチュエータ 4 5₁ と同様であるので、図中、第 1 アクチュエータ 4 5₁ と対応する部分には、添え字のみを「₂」とした対応符号を付して、その詳細な説明を省略する。

20

【 0 0 3 9 】

しかして、ロック板 2 5 のロック解除位置 C は、受圧ピン 4 8₂ が長孔 4 7₂ の、作動プランジャ 5 0₂ 側内端壁に当接することにより規定され、ロック板 2 5 のロック位置 D は、受圧ピン 4 8₂ が摺動子 4 9₂ および戻しプランジャ 5 1₂ を介してばね保持筒 5 3₂ に当接することにより規定される。

【 0 0 4 0 】

ところで、受圧ピン 4 8₁ , 4 8₂ の作動ストロークを、長孔 4 7₁ , 4 7₂ の内端壁で規定するすれば、受圧ピン 4 8₁ , 4 8₂ の作動ストロークを高精度に規定することができ、また作動プランジャ 5 0₁ , 5 0₂ および戻しプランジャ 5 1₁ , 5 1₂ を、シリンダ孔 4 6₁ , 4 6₂ の内端壁に当接させることで受圧ピン 4 8₁ , 4 8₂ の作動ストロークを規制すれば、受圧ピン 4 8₁ , 4 8₂ の作動限界において受圧ピン 4 8₁ , 4 8₂ から負荷を取り除くことができる。

30

【 0 0 4 1 】

こうして第 1 および第 2 アクチュエータ 4 5₁ , 4 5₂ は、実質的に同一構造に構成されると共に、第 1 押さえ板 2 6 を挟んで上下に重ね配置されるリフト部材 2 8 およびロック板 2 5 の下方で、ピストンインナ 5 a の軸線を挟むようにして配置される。また第 1 および第 2 アクチュエータ 4 5₁ , 4 5₂ の互いに対応する部品には互換性が付与される。これにより、第 1 および第 2 アクチュエータ 4 5₁ , 4 5₂ の構成部品の共通化を図り、コストの低減を大いに図ることができる。

40

【 0 0 4 2 】

図 1 および図 6 に示すように、前記ピストンピン 6 と、その中空部に嵌合された延長軸 1 5 との間に筒状の油室 5 7 が画成され、この油室 5 7 を第 1 および第 2 アクチュエータ 4 5₁ , 4 5₂ の油圧室 5 2₁ , 5 2₂ に接続する第 1 および第 2 分配油路 5 8₁ , 5 8₂ がピストンピン 6 およびピストンインナ 5 a に渡り設けられる。また油室 5 7 は、ピストンピン 6、コンロッド 7 およびクランク軸 9 に渡り設けられる油路 5 9 に接続され、この油路 5 9 は、電磁式の切換弁 6 0 を介して油圧源たるオイルポンプ 6 1 と、油溜め 6 2 とに切換可能に接続される。油溜め 6 2 は、クランクケース 3 底部に取り付けられるオイルパンであり、したがって第 1 および第 2 アクチュエータ 4 5₁ , 4 5₂ の作動油として

50

、内燃機関 E の潤滑油が使用される。

【 0 0 4 3 】

図 4 において、前記延長軸 1 5 は、両端の開放面を端板 1 5 a , 1 5 a で閉塞される中空部 1 5 b を有しており、その中空部 1 5 b は、延長軸 1 5 中央部の通孔 1 6 a を通してピストンピン 6 内の筒状の油室 5 7 に連通され、またその中空部 1 5 b は、延長軸 1 5 の両端部の噴孔 1 6 b , 1 6 b を介して前記耳部 1 3 , 1 3 の長孔 1 4 , 1 4 内に連通される。その際、延長軸 1 5 の各端部の噴孔 1 6 b は、対応する長孔 1 4 の下端面に向かって開口するように配置することが望ましく、図示例では、噴孔 1 6 b を延長軸 1 5 の端部に周方向に複数配列して、ピストンピン 6 が回転しても、少なくとも一つの噴孔 1 6 b が長孔 1 4 の下端面を指向するようにしてある。

10

【 0 0 4 4 】

図 5 および図 1 0 に示すように、吸気弁 3 1 i および排気弁 3 1 e には、そのバルブタイミングを変更可能な可変バルブタイミング機構 6 3 が接続される。可変バルブタイミング機構 6 3 には、例えば、特開平 7 - 3 3 2 0 5 1 号公報に記載されているように、異なる形状を有する複数の動弁カムにより駆動される複数のロッカーアームを油圧作動のピンで連結あるいは連結解除することで、吸気弁 3 1 i および排気弁 3 1 e のバルブタイミングを変更するものや、特開 2 0 0 0 - 2 2 7 0 3 3 号公報に記載されているように、カムシャフトの軸端に設けられてタイミングチェーンで駆動されるスプロケットと前記カムシャフトとの間に設けられ、スプロケットの位相に対するカムシャフトの位相を油圧で変化させることで、吸気弁 3 1 i および排気弁 3 1 e のバルブタイミングを変更するものがある。

20

【 0 0 4 5 】

次に、上記構成を備えた本発明の実施の形態の作用について説明する。

【 0 0 4 6 】

先ず、図 1 5 に基づいてピストンアウト 5 b に作用する荷重の変化を説明する。ピストンアウト 5 b に作用する荷重には、燃焼室 4 a の圧力に基づく筒内圧力荷重と、ピストン 5 の昇降に基づく慣性力荷重とがあり、その二つの合力がピストンアウト 5 b に作用する荷重（以下、ピストン荷重という）となる。

【 0 0 4 7 】

筒内圧力は圧縮行程で急激に増加して圧縮上死点でピーク値になった後、膨張行程で急激に減少して膨張下死点で略大気圧のボトム値になり、続く排気行程および吸入行程で概ね前記ボトム値付近の値に維持される。よって、上向きのピストン荷重を正とし、下向きのピストン荷重を負としたとき、筒内圧力荷重は圧縮行程で略ゼロの値から急激に減少して圧縮上死点でボトム値になった後、膨張行程で急激に増加して膨張下死点で略ゼロの値に復帰し、続く排気行程および吸入行程で略ゼロの値に維持される。一方、慣性力荷重はサインカーブ状に変化し、圧縮行程で負値から正值に増加し、膨張行程で正值から負値に減少し、排気行程で負値から正值に増加し、吸入行程で正值から負値に減少する。

30

【 0 0 4 8 】

その結果、ピストンアウト 5 b に作用するピストン荷重は、排気行程の後半から排気上死点を経て吸入行程の前半までの期間で正值（上向き）となり、その前後の期間で負値（下向き）となる。

40

【 0 0 4 9 】

図 3 ~ 図 8 および図 1 3 に示すように、カム機構 3 7 のリフト部材 2 8 がリフト解除位置 A にあり、またロック板 2 5 がロック溝 4 3 に係合していることで、いま、ピストンアウト 5 b は、ピストンインナ 5 a 側に寄った低圧縮比位置 L に保持されているとする。したがって、この状態で運転される内燃機関 E の圧縮比は比較的強く制御される。

【 0 0 5 0 】

このような状態から、例えば内燃機関 E の高速運転時、出力向上を図るべく高圧縮比状態を得るには、切換弁 6 0 を通電状態、即ちオン状態にして、油路 5 9 をオイルポンプ 6 1 に接続する。こうすると、オイルポンプ 6 1 が吐出する作動油は、クランクシャフト 9

50

の上流側油路 5 9 a、コンロッド 7 の下流側油路 5 9 b、第 1 および第 2 分配油路 5 8₁、5 8₂ を経て第 1 および第 2 アクチュエータ 4 5₁、4 5₂ の油圧室 5 2₁、5 2₂ に供給される。

【0051】

すると、先ず第 2 アクチュエータ 4 5₂ の作動プランジャ 5 0₂ が油圧室 5 2₂ の油圧を受けて摺動子 4 9₂ と共に受圧ピン 4 8₂ を、戻しばね 5 5₂ の付勢力に抗して押圧するので、受圧ピン 4 8₂ がロック板 2 5 をロック位置 D (図 7 参照) からロック解除位置 C (図 9 参照) へと回動し、ロック板 2 5 の雄スプライン 4 1 とピストンアウト 5 b の雌スプライン 4 2 との摺動嵌合が可能な状態となる。

【0052】

そこで、ピストンアウト 5 b は、次のようなピストン荷重の作用で高圧縮比位置 H へ移動する。即ち、図 1 5 で説明したように、排気上死点の付近で、それまで下向きに作用していたピストン荷重が上向きに変化すると、ピストンアウト 5 b はピストンインナ 5 a から燃焼室 4 a 側へ離れる方向に変位し、これに伴ないピストンインナ 5 a に支持される延長軸 1 5 がピストンアウト 5 b の耳部 1 3、1 3 の長孔 1 4、1 4 を相対的に下降して、それら長孔 1 4、1 4 の下端壁に当接することにより、ピストンアウト 5 b は所定の高圧縮比位置 H でその変位は阻止される。

【0053】

したがって、特別なストッパ部材を用いることなく、ピストンアウト 5 b の高圧縮比位置側への移動限界を規制することができ、装置の構造の簡素化に寄与し得る。しかもピストンアウト 5 b の高圧縮比位置側への移動限界規制時の衝撃は、ピストンアウト 5 b から、互いに当接する長孔 1 4、1 4 下端壁および延長軸 1 5 を介してピストンピン 6 に直接的に伝達させ、ピストンインナ 5 a には伝達させないので、ピストンインナ 5 a に設けられるカム機構 3 7、ロック機構 4 0、第 1 および第 2 アクチュエータ 4 5₁、4 5₂ 等への衝撃の影響を防ぐことができ、それらの耐久性および作動安定性を確保することができる。

【0054】

ピストンアウト 5 b が高圧縮比位置 H に来ると、リフト部材 2 8 の第 1 カム山 3 8、3 8 ... がピストンアウト 5 b の第 2 カム山 3 9、3 9 ... 間の谷部から離脱するので、第 1 アクチュエータ 4 5₁ において、既に油圧室 5 2₁ の油圧を受けていた作動プランジャ 5 0₁ が摺動子 4 9₁ と共に受圧ピン 4 8₁ を戻しばね 5 5₁ の付勢力に抗して押動し、リフト部材 2 8 をリフト解除位置 A からリフト位置 B へと回動する。したがって、図 1 4 に示すように、第 1 カム山 3 8、3 8 ... と第 2 カム山 3 9、3 9 ... とは互いに平坦の頂面を当接させることになる。即ち、カム機構 3 7 は軸方向拡張状態となる。

【0055】

こうして、ピストンアウト 5 b は、カム機構 3 7 の軸方向拡張状態と、延長軸 1 5 および長孔 1 4、1 4 下端壁の当接とにより高圧縮比位置 H に保持される。したがって、ピストンインナおよびアウト 5 a、5 b は、圧縮比を高めながら一体となってシリンダボア 2 a 内を昇降し、内燃機関 E の出力性能の向上に寄与することができる。しかも、カム機構 3 7 において、互いに当接する環状配列の第 1 および第 2 カム山 3 8、3 9 の頂面の当接面は、ピストン 5 の全周に均等に分布する上、その総面積が広いので、カム機構 3 7 は、内燃機関 E の膨張行程や圧縮行程での大なる筒内圧力に充分に耐えることができる。

【0056】

次に、内燃機関 E を、上記高圧縮比状態から、再び低圧縮比状態に切換えるには、切換弁 6 0 をオフ状態、即ち非通電状態にして、油路 5 9 を油溜め 6 2 に開放する。すると、下流側油路 5 9 b に連なる第 1 および第 2 アクチュエータ 4 5₁、4 5₂ の油圧室 5 2₁、5 2₂ は減圧し、第 1 および第 2 アクチュエータ 4 5₁、4 5₂ の受圧ピン 4 8₁、4 8₂ は、それぞれ戻しばね 5 5₁、5 5₂ の付勢力を受ける戻しプランジャ 5 1₁、5 1₂ の制御下に置かれる。

【0057】

10

20

30

40

50

こうして、油圧室 5 2₁ , 5 2₂ が減圧すると、先ず、第 1 アクチュエータ 4 5₁ では、戻しプランジャ 5 1₁ が受圧ピン 4 8₁ を摺動子 4 9₁ と共に油圧室 5 2₁ 側に押動して、リフト部材 2 8 をリフト解除位置 A へと回動し、第 1 カム山 3 8 , 3 8 ... および第 2 カム山 3 9 , 3 9 ... は、互いに頂部をずらした配置となるから、図 1 5 で説明したように、吸入下死点の付近で、それまで上向きに作用していたピストン荷重が下向きに変化すると、ピストンアウト 5 b は、図 1 3 に示すように、第 1 カム山 3 8 , 3 8 ... および第 2 カム山 3 9 , 3 9 ... を相互に噛み合せながら、ピストンインナ 5 a に近接するように変位し、一方のカム山 3 9 の頂部が、他方のカム山 3 8 間の谷底に突き当たったことでピストンアウト 5 b の低圧縮比位置 L が決まる。

【 0 0 5 8 】

10

ピストンアウト 5 b が低圧縮比位置 L に到達すると、ロック板 2 5 の雄スプライン 4 1 は、ピストンアウト 5 b のロック溝 4 3 に進入可能となるから、第 2 アクチュエータ 4 5₂ の戻しプランジャ 5 1₂ が戻しばね 5 5₂ の付勢力で受圧ピン 4 8₂ を摺動子 4 9₂ と共に、油圧室 5 2₂ 側に押動して、ロック板 2 5 をロック位置 D へと回動し、ロック機構 4 0 をロック状態にする。即ち、ロック板 2 5 の雄スプライン 4 1 を、ピストンアウト 5 b の雌スプライン 4 2 の上端面に対向させ、両スプライン 4 1 , 4 2 相互の摺動を阻止する。

【 0 0 5 9 】

次に、低圧縮比→高圧縮比の切換時に排気弁 3 1 e のバルブタイミングを進角することで切換振動を低減する原理を、図 1 6 および図 1 7 に基づいて説明する。図 1 7 において、各特性曲線のうち、細線はバルブタイミングの制御なしの場合に対応し、太線はバルブタイミングの制御ありの場合に対応する。

20

【 0 0 6 0 】

通常、排気弁 3 1 e は排気上死点の近傍で閉弁するが、排気弁 3 1 e の閉弁タイミングを進角して通常よりも早めに閉弁することで、排気行程の末期で燃焼室 4 a に排気を閉じ込めて筒内圧力を高めに維持することができる。その結果、筒内圧力荷重および慣性力荷重の合成荷重が正值（上向き）になるタイミングが、排気弁 3 1 e のバルブタイミングの制御を行わない場合（図 1 5 参照）に比べて遅れ、排気上死点の直前へと移動する。

【 0 0 6 1 】

低圧縮比→高圧縮比の切換は、筒内圧力荷重および慣性力荷重の合成荷重が正值（上向き）になることで行われるが、排気弁 3 1 e のバルブタイミングの制御を行わない場合（図 1 5 参照）では、合成荷重が早めに正值になるため、排気上死点の近傍で低圧縮比→高圧縮比の切換が行われるときに、上向きの合成荷重が過大になってピストンアウト 5 b が高圧縮比位置に向かって急激に上昇し、大きな衝撃を発生する虞がある。

30

【 0 0 6 2 】

一方、本実施の形態によれば、排気上死点の近傍における上向きの合成荷重が小さく抑えられるので、排気上死点の近傍で低圧縮比→高圧縮比の切換が行われるときに、上向きの合成荷重が適切な大きさに維持され、ピストンアウト 5 b が高圧縮比位置に向かって上昇する速度を抑制して大きな衝撃の発生を防止することができる。

【 0 0 6 3 】

40

尚、排気弁 3 1 e のバルブタイミングを過剰に進角すると、合成荷重が正值（上向き）になるタイミングが排気上死点よりも後になり、ピストン 5 が下降を始めてからピストンアウト 5 b が上昇して圧縮比の切換が行われることになり、極めて大きい衝撃が発生する虞がある。よって、排気弁 3 1 e のバルブタイミングの進角量は、合成荷重が正值（上向き）になるタイミングが、排気上死点の直前になるように設定するのが望ましい。

【 0 0 6 4 】

次に、高圧縮比→低圧縮比の切換時に吸気弁 3 1 i のバルブタイミングを遅角することで切換振動を低減する原理を、図 1 8 に基づいて説明する。図 1 8 において、各特性曲線のうち、細線はバルブタイミングの制御なしの場合に対応し、太線はバルブタイミングの制御ありの場合に対応する。

50

【 0 0 6 5 】

通常、吸気弁 3 1 i は排気上死点の近傍で開弁するが、吸気弁 3 1 i の開弁タイミングを遅角して通常よりも遅めに開弁することで、吸入行程の前半で燃焼室 4 a を密閉して筒内圧力を低めに維持することができる。その結果、筒内圧力荷重および慣性力荷重の合成荷重が負値（下向き）になるタイミングを通常よりも遅らせ、吸入下死点の近傍で高圧縮比→低圧縮比の切換が行われるときに、下向きの合成荷重が過大になるのを防止し、ピストンアウト 5 b が低圧縮比位置に向かって下降する速度を抑制して大きな衝撃の発生を防止することができる。

【 0 0 6 6 】

図 1 9 に示すように、本実施の形態のバルブタイミング可変機構 6 3 は、排気弁 3 1 e のバルブタイミングを、通常バルブタイミングと、それを進角した第 1 バルブタイミングと、それを更に進角した第 2 バルブタイミングとの 3 段階の変更可能であり、吸気弁 3 1 i のバルブタイミングを、通常バルブタイミングと、それを遅角した第 3 バルブタイミングとの 2 段階の変更可能である。

【 0 0 6 7 】

図 1 9 (A) の横軸は内燃機関 E の回転数 N_e であり、縦軸はピストン荷重が上向きになるクランクアングル C_A であり、回転数 N_e が増加するのに伴い、ピストン荷重が上向きになるクランクアングル C_A が進角する。設定角度は、低圧縮比→高圧縮比の切換時の衝撃が設計値を超えないための限界のクランクアングル C_A であり、クランクアングル C_A が設定角度を超えると切換時の衝撃が設計値を超えることになる。

【 0 0 6 8 】

内燃機関 E の回転数 N_e が閾値 A 以下のときは、通常バルブタイミングでもピストン荷重が上向きになるクランクアングル C_A が設定角度を超えることはなく、切換時の衝撃が設計値を超えることはない。回転数 N_e が閾値 A を超えると、通常バルブタイミングでは切換時の衝撃が設計値を超えるため、第 1 バルブタイミングに進角することで、ピストン荷重が上向きになるクランクアングル C_A を設定角度未満に抑えることができる。

【 0 0 6 9 】

回転数 N_e が閾値 B を超えると、ピストン荷重が上向きになるクランクアングル C_A が設定角度を超え、第 1 バルブタイミングでは切換時の衝撃が設計値を超えるため、第 2 バルブタイミングに進角することで、ピストン荷重が上向きになるクランクアングル C_A を設定角度未満に抑えることができる。回転数 N_e が閾値 C を超えると、ピストン荷重が上向きになるクランクアングル C_A が設定角度を超え、第 2 バルブタイミングでは切換時の衝撃が設計値を超えるため、低圧縮比→高圧縮比の切換を禁止することで、ピストン荷重が上向きになるクランクアングル C_A が設定角度未満に抑えられる。

【 0 0 7 0 】

図 1 9 (B) の横軸は内燃機関 E の回転数 N_e であり、縦軸はピストン荷重が下向きになるクランクアングル C_A であり、回転数 N_e が増加するのに伴い、ピストン荷重が下向きになるクランクアングル C_A は進角する。設定角度は、高圧縮比→低圧縮比の切換時の衝撃が設計値を超えないための限界のクランクアングル C_A であり、クランクアングル C_A が設定角度を超えると切換時の衝撃が設計値を超えることになる。

【 0 0 7 1 】

内燃機関 E の回転数 N_e が閾値 D 以下のときは、通常バルブタイミングでもピストン荷重が下向きになるクランクアングル C_A が設定角度を超えることはなく、切換時の衝撃が設計値を超えることはない。回転数 N_e が閾値 D を超えると、ピストン荷重が下向きになるクランクアングル C_A が設定角度を超え、通常バルブタイミングでは切換時の衝撃が設計値を超えるため、第 3 バルブタイミングに遅角することで、ピストン荷重が下向きになるクランクアングル C_A を設定角度未満に抑えることができる。

【 0 0 7 2 】

回転数 N_e が閾値 E を超えると、ピストン荷重が下向きになるクランクアングル C_A が設定角度を超え、通常バルブタイミングでは切換時の衝撃が設計値を超えるため、高圧縮

10

20

30

40

50

比→低圧縮比の切換を禁止することで、ピストン荷重が下向きになるクランクアングルC Aが設定角度未満に抑えられる。

【0073】

尚、高負荷運転時にはノッキングが発生し易い傾向があるため、それを防止すべく、通常とは逆に高圧縮比→低圧縮比の変更を行う場合がある。つまり、高回転・高負荷状態では高圧縮比→低圧縮比の切換禁止要求と、高圧縮比→低圧縮比の切換要求とが拮抗する可能性がある。そこで、回転数 N_e が閾値E以上になることが予想されたとき、フィードフォワードとして前もって低圧縮比への切換を行うことで、上記相反する要求への対策を行うことができる。

【0074】

次に、図20のフローチャートに基づいて、上述した圧縮比切換時の衝撃を低減するためのバルブタイミング変更制御の内容を再度説明する。

【0075】

先ず、ステップX1で内燃機関Eの回転数や負荷のような運転条件を検出し、ステップX2で前記回転数および負荷を図21のマッパに適用して圧縮比切換条件を検索する。その結果、ステップX3で高圧縮比指令が出力されたとき、ステップX4で高圧縮比への切換が完了していれば、ステップX5で高圧縮比状態にて通常バルブタイミングによる運転が行われる。前記ステップX4で高圧縮比への切換が完了しておらず、ステップX6で回転数が閾値A以下であれば、前記ステップX5で高圧縮比状態にて通常バルブタイミングによる運転が行われる。

【0076】

前記ステップX7で回転数 N_e が閾値Aを超えて閾値B以下であれば、ステップX8で高圧縮比状態にて第1バルブタイミングによる運転が行われる。ステップX9で回転数が閾値Bを超えて閾値C以下であれば、ステップX10で高圧縮比状態にて第2バルブタイミングによる運転が行われる。前記ステップX9で回転数が閾値Cを超えていれば、ステップX11で低圧縮比→高圧縮比の切換を禁止し、ステップX12で低圧縮比状態にて通常バルブタイミングによる運転が行われる。

【0077】

前記ステップX3で高圧縮比指令が出力されておらず（つまり低圧縮比指令が出力されており）、ステップX13で低圧縮比への切換が完了していれば、前記ステップX12で低圧縮比状態にて通常バルブタイミングによる運転が行われる。前記ステップX13で低圧縮比への切換が完了しておらず、ステップX14で回転数が閾値D以下であれば、前記ステップX12で低圧縮比状態にて通常バルブタイミングによる運転が行われる。

【0078】

ステップX15で回転数が閾値Dを超えて閾値E以下であれば、ステップX16で低圧縮比状態にて第3バルブタイミングによる運転が行われる。前記ステップX15で回転数 N_e が閾値Eを超えていれば、ステップX17で高圧縮比→低圧縮比の切換を禁止し、ステップX18で高圧縮比状態にて通常バルブタイミングによる運転が行われる。

【0079】

図22は低圧縮比→高圧縮比の切換時の効果を示すものである。

【0080】

排気弁31eが閉弁するバルブタイミングを進角する制御なしの場合には、内燃機関Eの回転数が増加するのに伴って切換振動が小→中→大と増加している。

【0081】

バルブタイミングを一段だけ進角できる場合には、回転数が低いときには通常バルブタイミングでも切換振動は小さく、回転数が中程度のときには第1バルブタイミングに遅角することで切換振動を小さく抑えることができる。しかしながら、回転数が大きいときには、第1バルブタイミングに進角しても不十分で、切換振動が中程度まで増加してしまう。

【0082】

バルブタイミングを二段に進角できる場合には、回転数が低いときには通常バルブタイミングでも切換振動は小さく、回転数が中程度のときには第 1 バルブタイミングに進角することで切換振動を小さく抑えることができ、回転数が大きいときには第 2 バルブタイミングに進角することで切換振動を小さく抑えることができる。

【 0 0 8 3 】

図 2 3 は高圧縮比→低圧縮比の切換時の効果を示すものである。

【 0 0 8 4 】

内燃機関 E の回転数が増加するのに伴って切換振動が大きくなったとき、吸気弁 3 1 i が閉弁するバルブタイミングを遅角することで切換振動を小さくすることができる。

【 0 0 8 5 】

以上、本発明の実施の形態を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

【 0 0 8 6 】

例えば、実施の形態の圧縮比可変装置は圧縮比を高低の 2 段階に切り換えるようになっているが、圧縮比を 3 段階以上に切り換えるものであっても良い。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 8 7 】

【図 1】圧縮比可変装置を備えた内燃機関の要部縦断正面図

【図 2】上記圧縮比可変装置の上方からの分解斜視図

【図 3】同圧縮比可変装置の下方からの分解斜視図

【図 4】図 1 の要部拡大図（低圧縮比状態）

【図 5】図 4 の 5 - 5 線断面図

【図 6】図 5 の 6 - 6 線断面図

【図 7】図 5 の 7 - 7 線断面図

【図 8】図 5 の 8 - 8 線断面図

【図 9】高圧縮比状態を示す、図 4 との対応図

【図 10】図 9 の 10 - 10 線断面図

【図 11】図 10 の 11 - 11 線断面図

【図 12】図 10 の 12 - 12 線断面図

【図 13】図 5 の 13 - 13 線断面図（低圧縮比状態）

【図 14】高圧縮比状態を示す、図 13 との対応図

【図 15】ピストンに作用する荷重の変化を示す図（バルブタイミング制御なしの場合）

【図 16】ピストンに作用する荷重の変化を示す図（バルブタイミング制御ありの場合）

【図 17】低圧縮比→高圧縮比の切換時を示す、図 16 の要部の詳細図

【図 18】高圧縮比→低圧縮比の切換時を示す、図 17 との対応図

【図 19】内燃機関の回転数に応じたバルブタイミングの切換の説明図

【図 20】圧縮比切換時の衝撃を低減するためのバルブタイミング変更制御のフローチャート

【図 21】目標圧縮比を検索するマップ

【図 22】低圧縮比→高圧縮比の切換時の振動低減効果の説明図

【図 23】高圧縮比→低圧縮比の切換時の振動低減効果の説明図

【符号の説明】

【 0 0 8 8 】

E 内燃機関

4 a 燃焼室

5 a ピストンインナ

5 b ピストンアウト

6 ピストンピン

7 コンロッド

3 1 e 排気弁

10

20

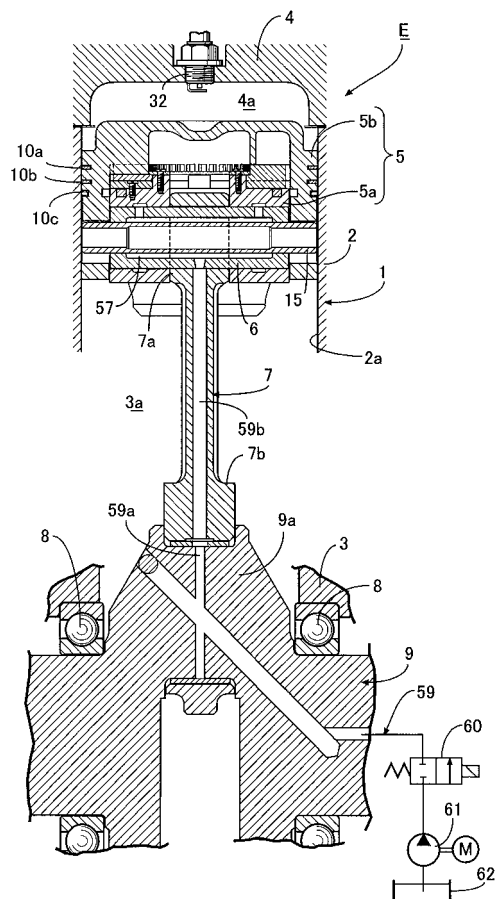
30

40

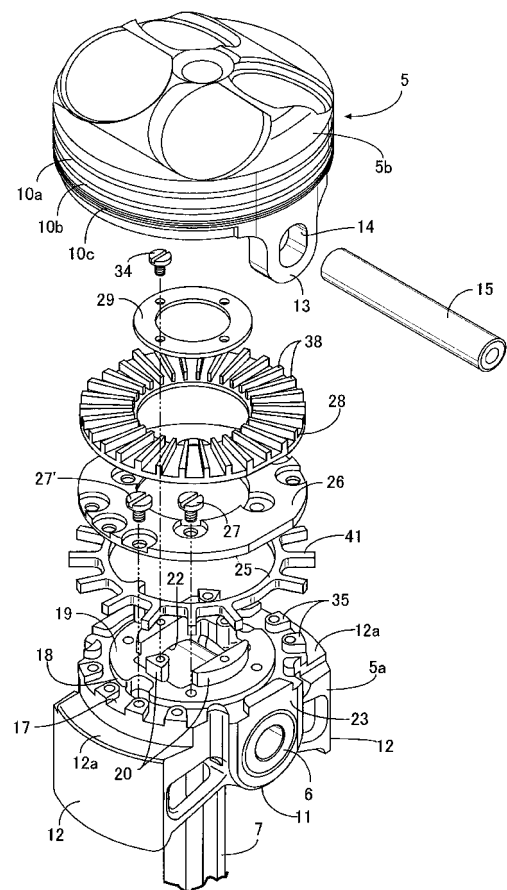
50

- 3 1 i 吸気弁
6 3 可変バルブタイミング機構（筒内圧力制御手段）

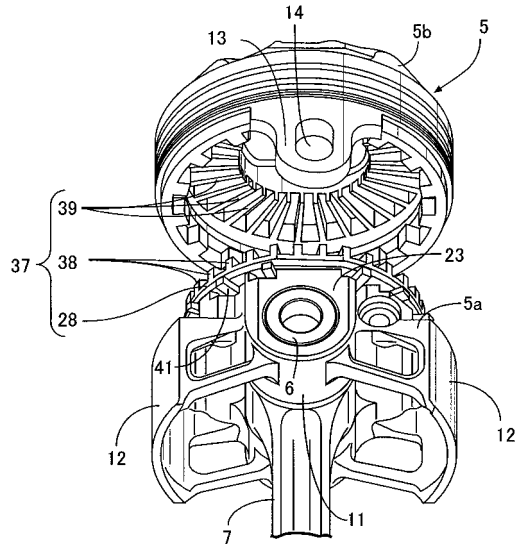
【図 1】



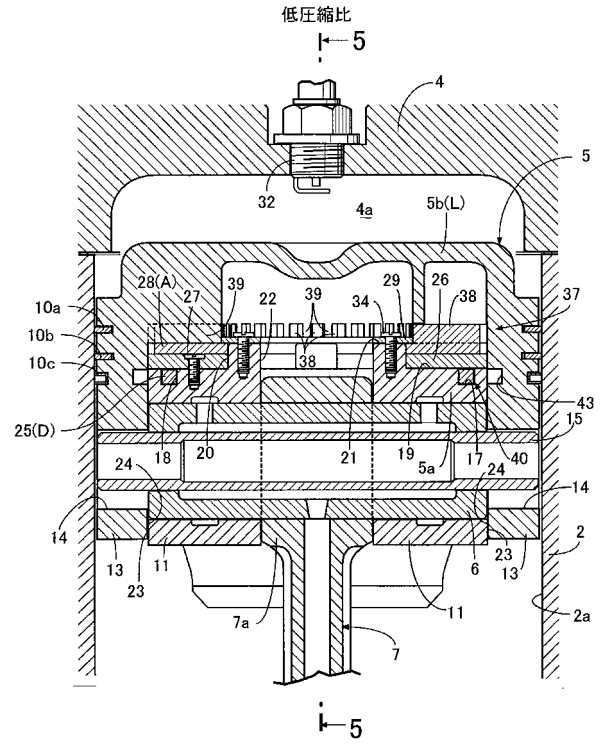
【図 2】



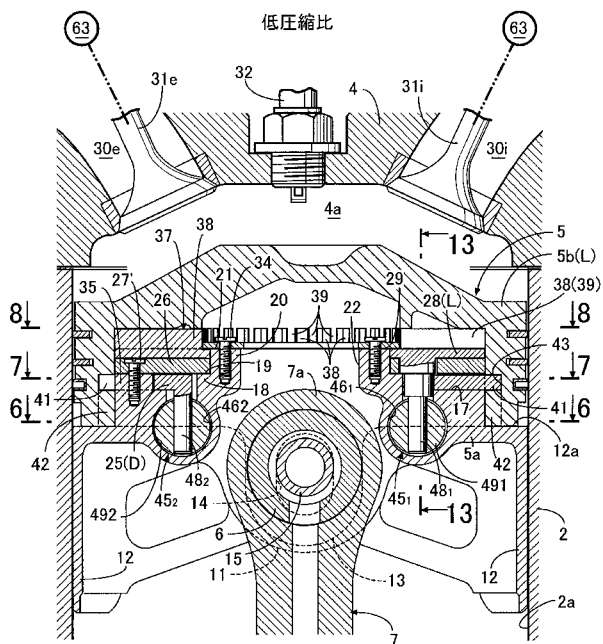
【図 3】



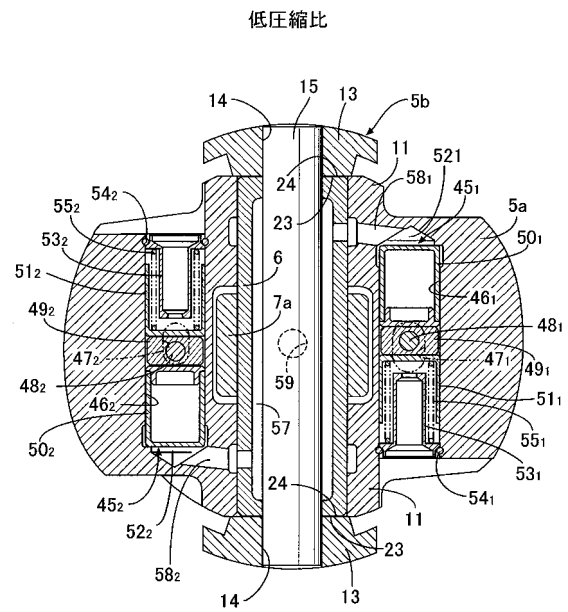
【図 4】



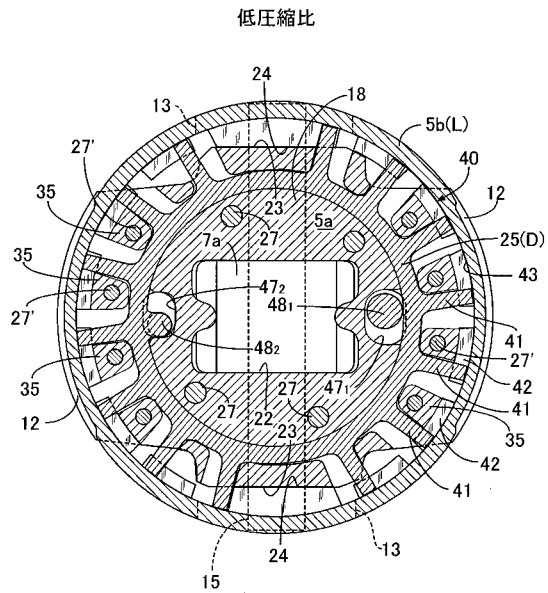
【図 5】



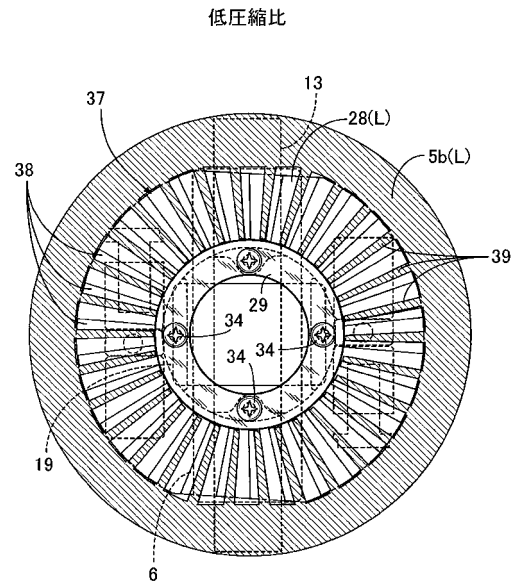
【図 6】



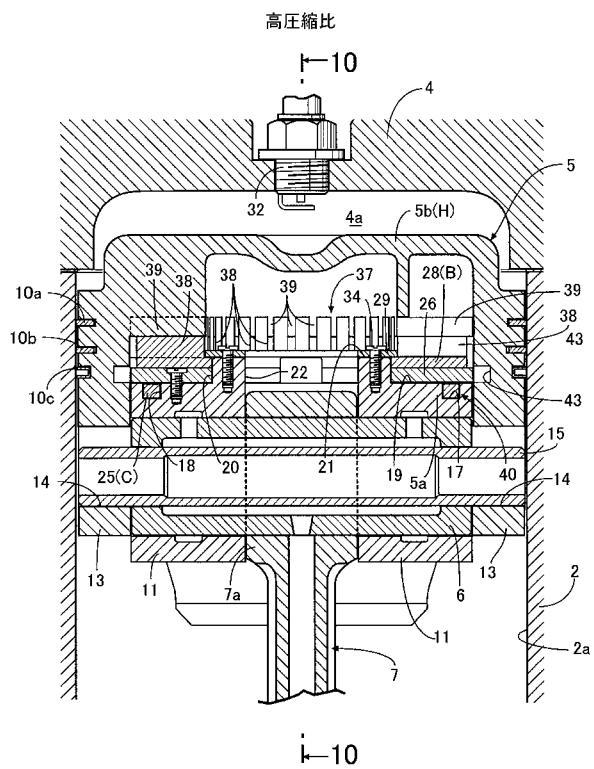
【図 7】



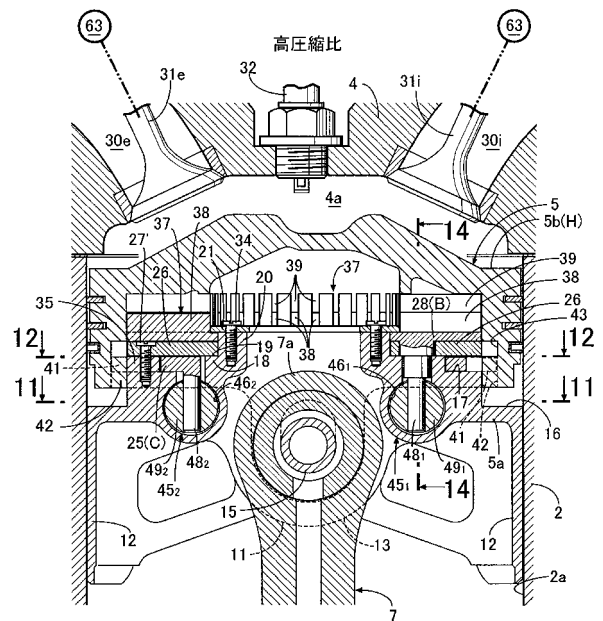
【図 8】



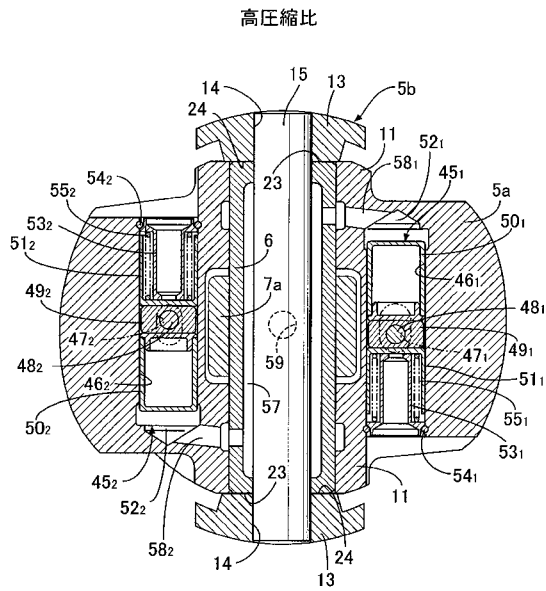
【図 9】



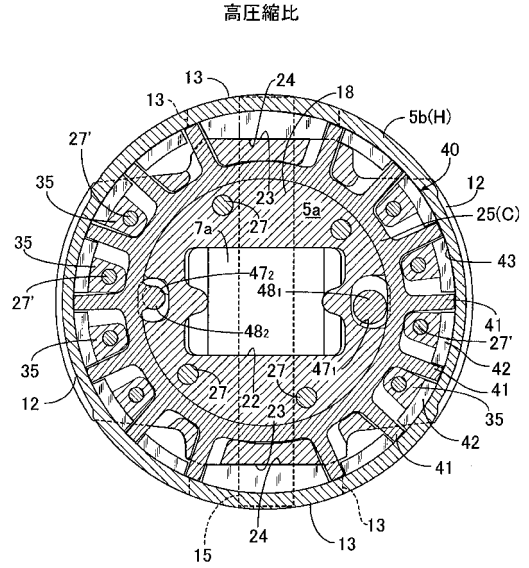
【図 10】



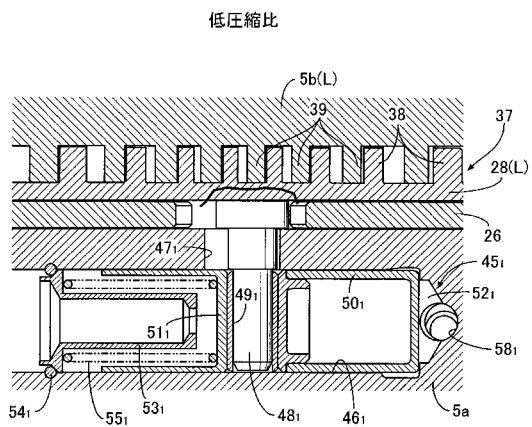
【図 1 1】



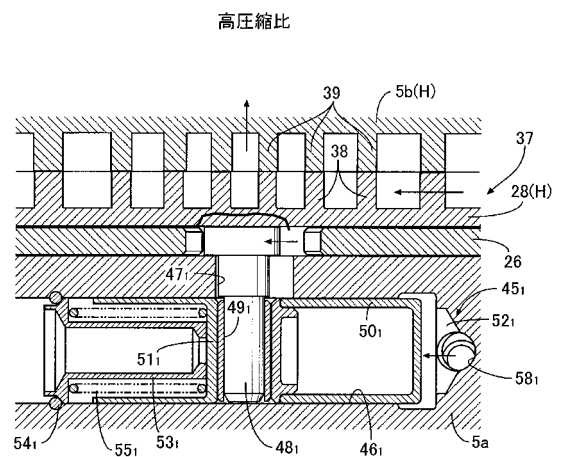
【図 1 2】



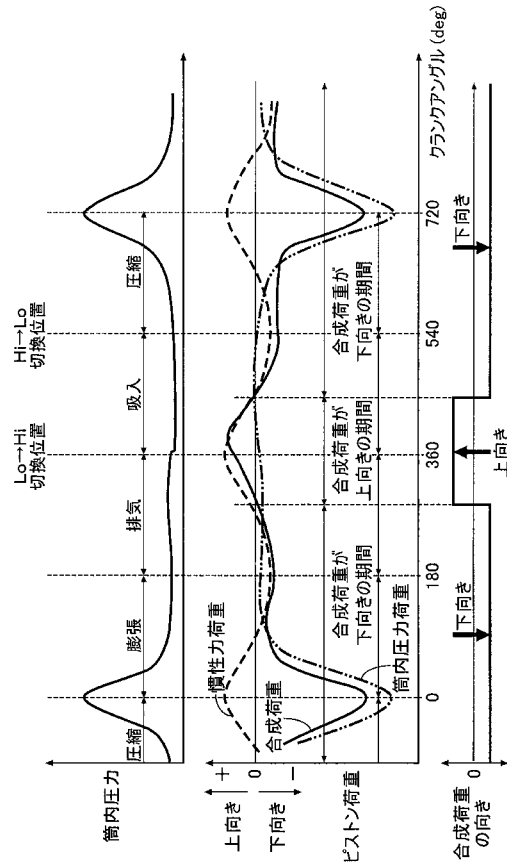
【図 1 3】



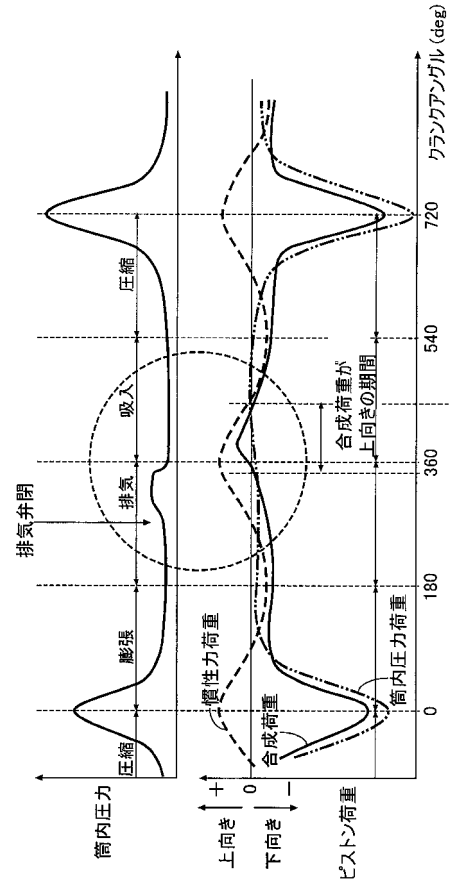
【図 1 4】



【図 15】

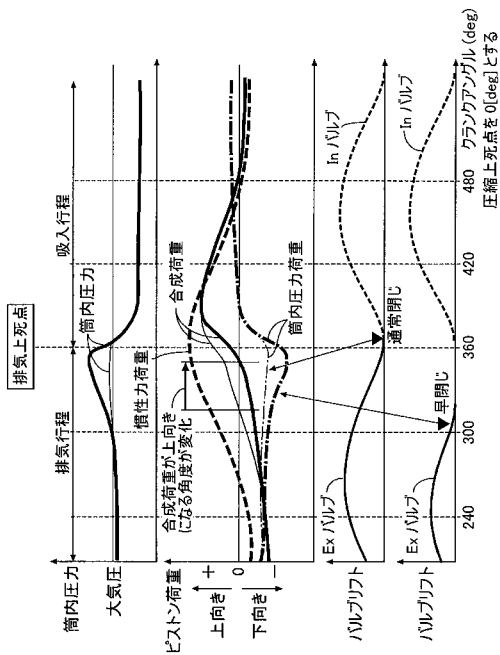


【図 16】



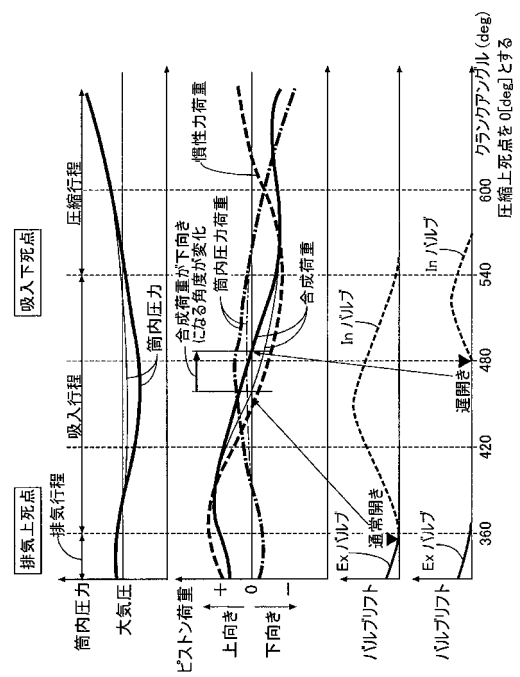
【図 17】

衝撃荷重低減手法 排気上死点前後の拡大図(低→高圧縮比)

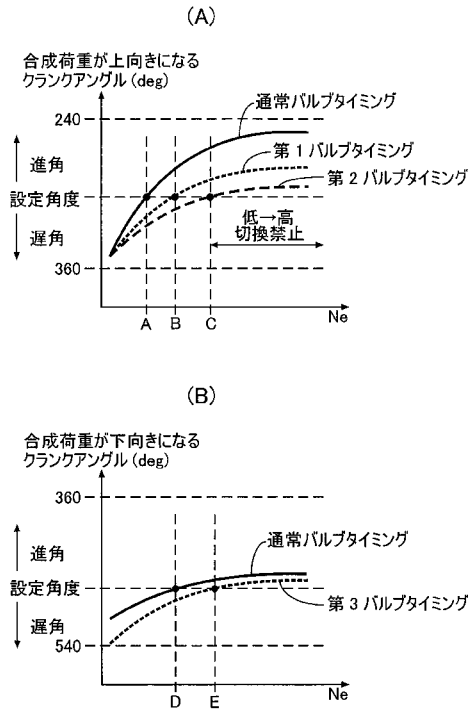


【図 18】

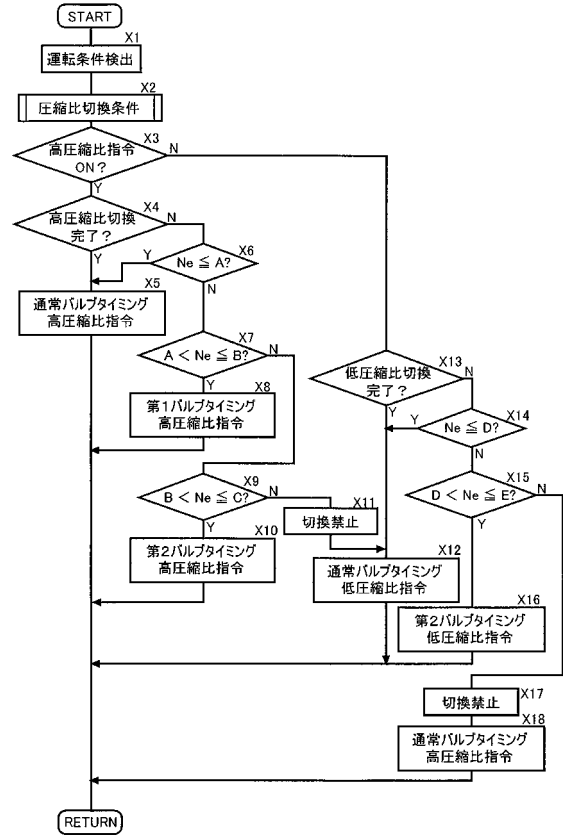
衝撃荷重低減手法 吸入行程の拡大図(高→低圧縮比)



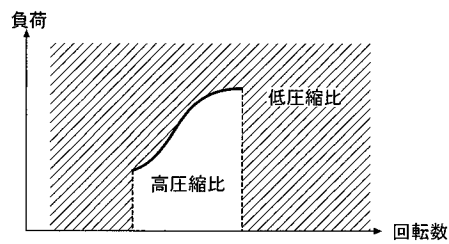
【図 19】



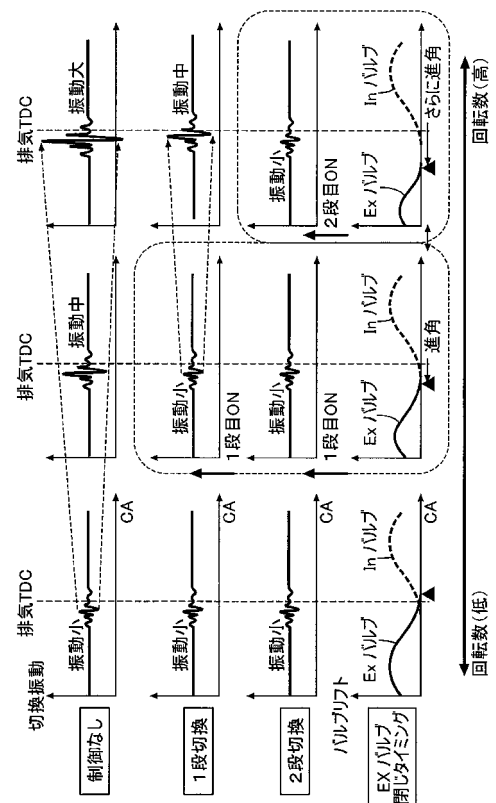
【図 20】



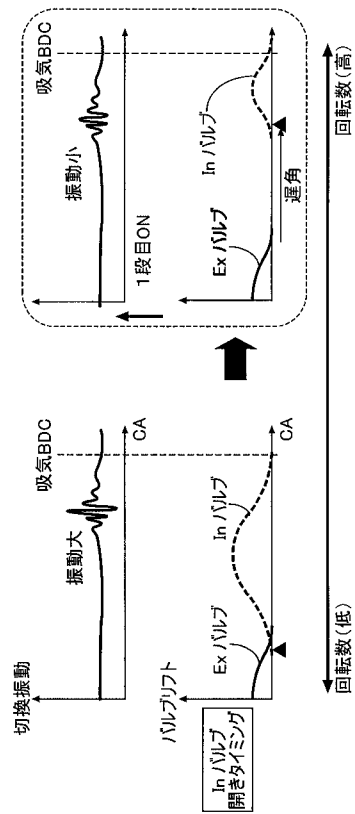
【図 21】



【図 22】



【図 23】



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 B 23/00

P

F ターム(参考) 3G023 AA11 AA18 AB01 AD04 AE07

3G092 AA01 AA11 AA12 AB02 DA01 DA02 DA04 DA09 DD05 DG05

EA01 EA02 EA03 EA04 EA11 EA12 EA14 FA04 FA11 GA14

HA13X HA14X HC01X