

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4387770号
(P4387770)

(45) 発行日 平成21年12月24日(2009.12.24)

(24) 登録日 平成21年10月9日(2009.10.9)

(51) Int.Cl.	F 1
FO2B 75/04 (2006.01)	FO2B 75/04
FO2B 75/32 (2006.01)	FO2B 75/32 B
FO2F 3/00 (2006.01)	FO2F 3/00 L
F16C 3/06 (2006.01)	F16C 3/06
F16C 7/00 (2006.01)	F16C 7/00

請求項の数 9 (全 11 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2003-388641 (P2003-388641)
(22) 出願日	平成15年11月19日(2003.11.19)
(65) 公開番号	特開2005-147068 (P2005-147068A)
(43) 公開日	平成17年6月9日(2005.6.9)
審査請求日	平成18年10月25日(2006.10.25)
審判番号	不服2008-8987 (P2008-8987/J1)
審判請求日	平成20年4月10日(2008.4.10)

早期審査対象出願

(73) 特許権者	000003997 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(74) 代理人	100096459 弁理士 橋本 剛
(74) 代理人	100086232 弁理士 小林 博通
(74) 代理人	100092613 弁理士 富岡 澄
(72) 発明者	青山 俊一 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
(72) 発明者	茂木 克也 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】内燃機関

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

シリンドラ内を往復動するピストンを有し、このピストンが複リンク式ピストン - クランク機構によりクランクシャフトに連結されている内燃機関であって、

上記複リンク式ピストン - クランク機構は、一端がピストンにピストンピンを介して連結されるアッパリンクと、このアッパリンクの他端が第1連結ピンを介して連結されるとともに、クランクシャフトのクランクピンに回転可能に取り付けられるロアリンクと、このロアリンクに第2連結ピンを介して一端が連結されるとともに、他端が内燃機関本体に對して揺動可能に支持されるコントロールリンクと、を備え、

上記クランクピンの回転に伴って上記ロアリンクが上記第2連結ピンを支点として上下に揺動するように上記第2連結ピンが上記クランクシャフトの側方に位置し、かつこの第2連結ピンから上記第1連結ピンまでの腕の長さが、該第2連結ピンから上記クランクピンまでの腕の長さよりも長く設定され、

かつ、ピストン膨張行程前半において上記アッパリンクが垂直に近い姿勢をなすように構成されており、

上記クランクシャフトのカウンタウェイトの最外径部が、下死点近傍において、ピストンピンの軸方向への延長線と交差するとともに、

上記ピストンのスカート部のピストンピン軸方向の幅は、上記カウンタウェイトの最外径部の通過を許容するように狭くなっている、ことを特徴とする内燃機関。

【請求項 2】

10

20

上記ピストンピンの軸長と上記第1連結ピンの軸長とがほぼ等しいことを特徴とする請求項1に記載の内燃機関。

【請求項3】

上記ピストンピンは、上記ピストンに設けられた一対のピンボス部によって両端部が保持され、上記アッパリンクは、上記の一対のピンボス部の間で上記ピストンピンに嵌合していることを特徴とする請求項1または2に記載の内燃機関。

【請求項4】

上記ピストンは、周方向の中のラスト - 反ラスト側となる部分に、それぞれスカート部を備えており、このスカート部のピストンピン軸方向に沿った幅が、ピストンピンの全長と略等しいことを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載の内燃機関。

10

【請求項5】

上記ピストンは、周方向の中のラスト - 反ラスト側となる部分に、それぞれスカート部を備えており、このスカート部のピストンピン軸方向に沿った幅が、ピストンピンの全長よりも短いことを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載の内燃機関。

【請求項6】

上記コントロールリンクの上記他端の内燃機関本体に対する揺動支持位置を変位させる支持位置可変手段をさらに備え、上記揺動支持位置の変位により機関圧縮比を可変制御することを特徴とする請求項1～5のいずれかに記載の内燃機関。

【請求項7】

上記ピストンが最大燃焼荷重を受ける位置にあるときに、上記アッパリンクのシリンダ軸線に対する傾きが、単リンクのピストン - クランク機構の場合よりも小さくなるよう、上記複リンク式ピストン - クランク機構のリンク構成が設定されていることを特徴とする請求項1～6のいずれかに記載の内燃機関。

20

【請求項8】

直列4気筒機関として構成されていることを特徴とする請求項1～7のいずれかに記載の内燃機関。

【請求項9】

シリンダ内を往復動するピストンを有し、このピストンが複リンク式ピストン - クランク機構によりクランクシャフトに連結されている内燃機関であって、

上記複リンク式ピストン - クランク機構は、一端がピストンにピストンピンを介して連結されるアッパリンクと、このアッパリンクの他端が第1連結ピンを介して連結されるとともに、クランクシャフトのクランクピンに回転可能に取り付けられるロアリンクと、このロアリンクに第2連結ピンを介して一端が連結されるとともに、他端が内燃機関本体に対して揺動可能に支持されるコントロールリンクと、を備え、

30

上記クランクピンの回転に伴って上記ロアリンクが上記第2連結ピンを支点として上下に揺動するように上記第2連結ピンが上記クランクシャフトの側方に位置し、かつこの第2連結ピンから上記第1連結ピンまでの腕の長さが、該第2連結ピンから上記クランクピンまでの腕の長さよりも長く設定され、

かつ、ピストン膨張行程前半において上記アッパリンクが垂直に近い姿勢をなすように構成されており、

40

上記ピストンピンは上記クランクシャフトと平行に配置され、上記クランクシャフトのカウンタウェイトが、下死点近傍において、上記ピストンピンのピンボス部の側方を通過するように配置されているとともに、

上記ピストンのスカート部のピストンピン軸方向の幅は、上記カウンタウェイトの通過を許容するように狭くなっている、ことを特徴とする内燃機関。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、ピストン - クランク機構によりピストンが往復動する内燃機関、特に、ディーゼル機関もしくは筒内直接噴射式ガソリン機関に関する。

50

【背景技術】**【0002】**

特許文献1は、本出願人が先に提案したものであり、複リンク式ピストン・クランク機構を用いた内燃機関の可変圧縮比機構を開示している。これは、一端がピストンにピストンピンを介して連結されたアップリンクと、このアップリンクの他端が第1連結ピンを介して連結されるとともに、クランクシャフトのクランクピンに回転可能に取り付けられるロアリンクと、によって、ピストンとクランクピンとが連係されるとともに、上記ロアリンクの運動を拘束するように、ロアリンクに第2連結ピンを介してコントロールリンクの一端が連結された構成となっており、コントロールリンクの他端が、例えばシリンドラブロック下部に支持されている。そして、このコントロールリンクの他端の揺動中心をカム機構により変位させることで、ピストン上死点位置ひいては機関の圧縮比を変化させることができる。

10

【特許文献1】特開2001-227367号公報

【発明の開示】**【発明が解決しようとする課題】****【0003】**

ディーゼル機関や筒内直接噴射式ガソリン機関のような筒内噴射機関の場合、燃焼室形状とガス流動の特性が特に重要であり、ディーゼル機関の場合は排気性能だけではなく、全負荷運転時の空気利用率を大きく左右するため、出力性能にも影響を与える。

20

【0004】

内燃機関の排気量を拡大し、出力を増加させるためには、ピストンストロークを拡大することが考えられるが、従来の一般的な単リンク式ピストン・クランク機構でロングストローク化により大排気量とすると、1気筒当たりの排気量がある程度以上となると低速での燃焼が悪化する傾向が有る。これは、例えば火炎伝播に頼るガソリン機関の場合、気筒当たりの容積が大となると、火炎伝播に時間がかかるため、ガス流動の小さい低速で燃焼が不安定になるのである。これを改善するために、圧縮比を高く設定したり点火時期を進めたりすると、ノックングが発生し易くなり、実用内燃機関としては成立が難しくなる。さらに、直列4気筒内燃機関の場合、ピストンの慣性2次振動がピストンストローク拡大に伴い急増するため、騒音振動特性が悪化し品質を著しく損ねる問題がある。また、ピストンストロークの拡大は、内燃機関の大型化を伴い、好ましくない。

30

【0005】

本発明は、内燃機関の基本的な外形寸法の増加や騒音振動特性の悪化等を伴うことなく、内燃機関の排気量の拡大を実現することを目的としている。

【課題を解決するための手段】**【0006】**

本発明は、シリンドラ内を往復動するピストンを有し、このピストンがピストン・クランク機構によりクランクシャフトに連結されている内燃機関において、上記クランクシャフトのカウンタウェイトの最外径部が、下死点近傍において、ピストンピンの軸方向への延長線と交差することを特徴としている。換言すれば、ピストンが下死点近傍にあるときに、ピストンピンを保持したピンボス部の側方を、カウンタウェイトの最外径部が通過する。

40

【0007】

つまり、下死点位置におけるピストンとクランクシャフト中心との距離が非常に小さく設定されているのであり、これにより、上死点から下死点までのピストンストロークひいては排気量をより大きく確保し得る。

【0008】

上記ピストンは、周方向の中のスラスト・反スラスト側となる部分に、それぞれスカート部を備えているが、このスカート部のピストンピン軸方向に沿った幅が、ピストンピンの全長と略等しいか、あるいはこれよりも短いことが望ましい。

【0009】

50

本発明では、望ましくは、上記ピストン - クランク機構としては、一端がピストンにピストンピンを介して連結されるアップリンクと、このアップリンクの他端が第1連結ピンを介して連結されるとともに、クランクシャフトのクランクピンに回転可能に取り付けられるロアリンクと、このロアリンクに第2連結ピンを介して一端が連結されるとともに、他端が内燃機関本体に対して搖動可能に支持されるコントロールリンクと、を備えた複リンク式ピストン - クランク機構が用いられる。

【0010】

上記コントロールリンクの上記他端の内燃機関本体に対する搖動支持位置を変位させる支持位置可変手段をさらに備えた構成とすれば、上記搖動支持位置の変位により機関圧縮比を可変制御する可変圧縮比機構となる。

10

【0011】

このような複リンク式ピストン - クランク機構では、上記ピストンが最大燃焼荷重を受ける位置にあるとき、上記アップリンクのシリンダ軸線に対する傾きが、単リンクのピストン - クランク機構の場合よりも小さくなるように、そのリンク構成を設定することが可能である。このようにアップリンクの姿勢が垂直に近付くことで、ピストンに作用するサイドスラスト荷重が相対的に低減する。そのためピストンスカート部の小型化が可能となる。

【0012】

また、上記複リンク式ピストン - クランク機構では、クランクシャフトの回転に対するピストンのピストンストローク特性が、単リンクのピストン - クランク機構における特性よりも単振動に近い特性となるように、そのリンク構成を設定することも容易である。このように単振動に近い特性とすれば、ピストン加速度が平準化されて上死点付近の最大慣性力が低減し、ピストンピンおよびピンボス部の小型化の上で有利となる。しかも騒音振動特性の上で有利となり、例えば、直列4気筒機関のピストンストローク拡大に伴う、ピストンの慣性2次振動の悪化を回避できる。

20

【発明の効果】

【0013】

この発明によれば、ピストンとアップリンクとを連結するピンボス部およびピストンピンがカウンタウェイトと干渉せずに、下死点におけるピストンの位置をクランクシャフト中心に近付けることができる。従って、内燃機関の大型化を伴わずに、ピストンストロークの拡大ひいては排気量の拡大を達成することができる。

30

【発明を実施するための最良の形態】

【0014】

以下、この発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

【0015】

図1は、この発明に係る内燃機関、例えば筒内直接噴射式ガソリン機関に用いられる可変圧縮比機構の構成を示す構成説明図である。この機構は、ロアリンク4とアップリンク5とコントロールリンク10とを主体とした複リンク式ピストン - クランク機構から構成されている。

40

【0016】

クランクシャフト1は、複数のジャーナル部2とクランクピン3とを備えており、シリンダブロック18の主軸受に、ジャーナル部2が回転自在に支持されている。上記クランクピン3は、ジャーナル部2から所定量偏心しており、ここにロアリンク4が回転自在に連結されている。カウンタウェイト15は、ジャーナル部2とクランクピン3とを接続するクランクウェブ16からクランクピン3とは反対側へ延びている。このカウンタウェイト15は、クランクピン3を挟んで両側に互いに対向するように設けられており、その外周部は、ジャーナル部2を中心とした円弧形に形成されている。

【0017】

上記ロアリンク4は、左右の2部材に分割可能に構成されているとともに、略中央の連結孔に上記クランクピン3が嵌合している。

50

【0018】

アッパリンク 5 は、下端側が第 1 連結ピン 6 によりロアリンク 4 の一端に回動可能に連結され、上端側がピストンピン 7 によりピストン 8 に回動可能に連結されている。上記ピストン 8 は、燃焼圧力を受け、シリンダブロック 18 のシリンダ 19 内を往復動する。

【0019】

ロアリンク 4 の運動を拘束するコントロールリンク 10 は、上端側が第 2 連結ピン 11 によりロアリンク 4 の他端に回動可能に連結され、下端側が制御軸 12 を介して機関本体の一部となるシリンダブロック 18 の下部に回動可能に連結されている。詳しくは、制御軸 12 は、回転可能に機関本体に支持されるとともに、その回転中心から偏心している偏心カム部 12a を有し、この偏心カム部 12a に上記コントロールリンク 10 下端部が回転可能に嵌合している。

10

【0020】

上記制御軸 12 は、図示せぬエンジンコントロールユニットからの制御信号に基づいて作動する図示せぬ圧縮比制御アクチュエータによって回動位置が制御される。

【0021】

上記のような複リンク式ピストン - クランク機構を用いた可変圧縮比機構においては、上記制御軸 12 が圧縮比制御アクチュエータによって回動されると、偏心カム部 12a の中心位置、特に、機関本体に対する相対位置が変化する。これにより、コントロールリンク 10 の下端の揺動支持位置が変化する。そして、上記コントロールリンク 10 の揺動支持位置が変化すると、ピストン 8 の行程が変化し、ピストン上死点 (TDC) におけるピストン 8 の位置が高くなったり低くなったりする。これにより、機関圧縮比を変えることが可能となる。

20

【0022】

図 2 は、上記の複リンク式ピストン - クランク機構の基本的な動作説明図であって、クランクシャフト 1 が 1 回転 (360°CA) する間の各部の動作を、90°CA 毎に示している。図の (b) がピストン上死点位置に相当し、この図 (b) から明らかなように、コントロールリンク 10 の下端の位置が変化すれば、ピストン 8 が上下に変位して、圧縮比が変化することになる。

【0023】

また、上記の複リンク式可変圧縮比機構においては、リンクディメンジョンを適切に選定することにより、単振動に近いピストンストローク特性が得られる。特に、図 10 に示すように、一般的な単リンク式ピストン - クランク機構のピストンストローク特性に比べて、より単振動に近い特性とすることが可能である。そして、図 11 にピストン加速度の特性を示すように、ピストン加速度が平準化され、ピストン上死点付近での最大慣性力が大幅に低減する。なお、上記の単振動に近いピストンストローク特性によれば、上死点付近でのピストン 8 の速度が、単リンク式ピストン - クランク機構のものに比べて、20% 近く遅くなる。

30

【0024】

次に、本発明の要部であるピストン 8 およびアッパリンク 5 の構造について説明する。

【0025】

図 3 ~ 図 6 は、本発明の内燃機関に用いられるピストン 8 の構造を示している。このピストン 8 は、アルミニウム合金を用いて一体に鋳造されたものであって、比較的厚肉な円盤状をなすピストン頭部 21 の外周面に、複数本、例えば 3 本のピストンリング溝 22 が形成されているとともに、ピストン 8 のスラスト - 反スラスト方向となる周方向の一部に、上記外周面から円筒面に沿って延びるように、スカート部 23 が形成されている。このスカート部 23 は、図 6 に示すように、ピストンピン 7 と直交する方向から見た投影形状が略矩形状をなし、そのピストンピン軸方向に沿った幅は、ピストンピン 7 の全長と略等しいか、あるいはピストンピン 7 の全長よりも短いものとなっている。つまり、スカート部 23 は、周方向の非常に小さな範囲に設けられている。

40

【0026】

50

また、上記ピストン 8 の中心部つまり円盤状をなすピストン頭部 21 の裏面中心部に、一対のピンボス部 24 が形成されており、該ピンボス部 24 に、ピストンピン 7 の端部が回転自在に嵌合するピン孔 25 が貫通形成されている。上記ピン孔 25 の内周には、軸方向に沿った一対の油溝 26 が形成されている。

【0027】

一方、アッパリンク 5 は、鋼製のものであり、図 7 に示すように、ピストン 8 側の一端にピストンピン 7 が圧入されている。また、ロアリンク 4 と連結されるアッパリンク 5 の他端は、図 9 に示すように、二股状に分岐し、上記第 1 連結ピン 6 の両端部を支持している。

【0028】

ここで、アッパリンク 5 における上方のピストンピン 7 の軸長と、下方の第 1 連結ピン 6 の軸長とは、互いに等しい。また、ピストンピン 7 が受ける荷重と第 1 連結ピン 6 が受ける荷重とは基本的に等しいので、ピストンピン 7 と第 1 連結ピン 6 とは、互いに等しい径とすることができます。

【0029】

また、図 7 および図 9 に示すように、一対のピンボス部 24 およびピストンピン 7 からなるピストン連結構造のピストンピン軸方向の寸法は、ピストン 8 ないしはシリンダ 19 の直径に比べて、かなり小さなものとなっている。

【0030】

そして、ピストン 8 が下死点近傍にあるときに、クランクシャフト 1 のカウンタウェイト 15 の最外径部が、図示するように、ピストンピン 7 を軸方向へ延長した延長線と交差するようになっている。換言すれば、ピストン 8 が下死点近傍にあるときに、ピストンピン 7 を保持したピンボス部 24 の側方を、カウンタウェイト 15 の最外径部が通過する。なお、図 2 の (d) は、単に動作を説明するためのものであるので、ピストンピン 7 とカウンタウェイト 15 とが上下に離れて描かれているが、上記のように構成することで、図 2 (d) の構成よりも、さらにピストン 8 をクランクシャフト 1 中心に近付けた構成とすることができる。

【0031】

図 8 は、対比のために、従来の一般的な単リンク式ピストン - クランク機構 101 とピストン 102 とを組み合わせた場合の上死点から下死点までのピストンストロークを示している。これと図 9 とを比較すれば明らかのように、上記実施例の構成では、上死点から下死点までのピストンストロークが大幅に拡大し、排気量の拡大が可能である。例えば、20% 程度のピストンストロークの拡大が図れる。

【0032】

また、図 9 から明らかのように、スカート部 23 も小型化されていることから、上記のようにカウンタウェイト 15 がピンボス部 24 の側方を通過する際に、スカート部 23 と干渉することはない。このようにスカート部 23 を小型化すると、その剛性を大きく確保することは困難であるが、本発明が前提とする複リンク式ピストン - クランク機構においては、ピストン 8 を傾けようと作用するサイドスラスト荷重は、一般的な単リンク式ピストン - クランク機構の場合よりも小さくなるので、スカート部 23 は最小の大きさで済む。具体的には、ピストン 8 に最大燃焼圧が作用するのは、膨張行程の前半であり、図 2 の (c) の付近でピストン頭部 21 が最大荷重を受けることになるが、このとき、図示するように、アッパリンク 5 は、垂直に近い姿勢であり、シリンダ 19 の軸線に対する傾きが非常に小さい。特に、単リンク式ピストン - クランク機構の場合のコネクティングロッドの姿勢に比べて、シリンダ 19 の軸線に対する傾きを、より小さくすることが可能である。従って、サイドスラスト荷重が低減し、スカート部 23 の小型化が可能となる。

【0033】

さらに、上記の複リンク式ピストン - クランク機構の利点として、単振動に近いピストン - ストローク特性とすることで、ピストン加速度が平準化され、ピストン上死点付近での最大慣性力が大幅に低減する。従って、上記のように、ピストンピン 7 を保持するピン

10

20

30

40

50

ボス部 24 の小型化が可能となる。

【0034】

なお、図8に示した単リンク式ピストン-クランク機構101を用いた構成において、仮に、クランクピンのクランク半径を大きくしてピストンストロークをロングストローク化したとすると、ピストン102に作用するサイドスラスト荷重は一層大きくなり、スカート部の小型化が到底困難であるばかりか、実用機関としての成立が難しくなる。

【0035】

また、本発明は、直列4気筒機関に好適である。一般に、直列4気筒機関の場合、ピストン8の慣性2次振動がピストンストローク拡大に伴い急増するため、ストロークの拡大で大排気量化を図ると、騒音振動特性が悪化し、品質を著しく損ねる問題があったが、本発明で用いる複リンク式ピストン-クランク機構では、単振動に近いピストンストローク特性となるため、このような騒音振動特性の悪化を回避できる。

【0036】

しかも、単振動に近いピストンストローク特性とすれば、上死点付近でのピストン8の速度が、単リンク式ピストン-クランク機構のものに比べて遅くなることから、同じ燃焼速度に対し十分に時間的な余裕が与えられることになり、気筒当たりの排気量が大きな燃焼室でも、良好な燃焼を確保できる。

【0037】

なお、図3～図6に例示したピストン8は、ピストンリングとして圧縮リングが2本の形式であるのに対し、図7に例示したピストン8は、圧縮リングが1本の構成となっている。本発明のピンボス部24やピストンピン7を小型化したピストン8は、その下半分の重量が非常に軽くなるので、圧縮リングを1本とした構成は、ピストンピン7回りのピストン8の挙動安定の上で有利である。また、本発明のそもそもの目的であるピストンストローク拡大の上でも有利となる。

【図面の簡単な説明】

【0038】

【図1】この発明に係る内燃機関の可変圧縮比機構の全体を示す構成説明図。

【図2】その基本的な動作を示す動作説明図。

【図3】クランクシャフトと直交する面に沿ったピストンの断面図。

【図4】クランクシャフト軸方向に沿ったピストンの断面図。

【図5】ピストンの一部を切り欠いて示す斜視図。

【図6】ピストンの側面図。

【図7】下死点におけるピストンとカウンタウェイトとの位置関係を示す説明図。

【図8】従来のピストン-クランク機構におけるピストンストロークの説明図。

【図9】実施例におけるピストンストロークの説明図。

【図10】実施例のピストン-ストローク特性を示す特性図。

【図11】同じくピストンの加速度特性を示す特性図。

【符号の説明】

【0039】

4 … ロアリンク

5 … アッパリンク

7 … ピストンピン

8 … ピストン

10 … コントロールリンク

15 … カウンタウェイト

23 … スカート部

24 … ピンボス部

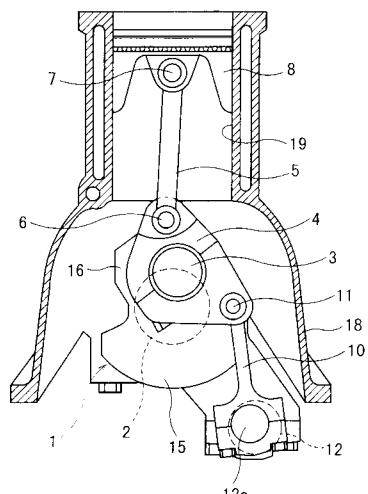
10

20

30

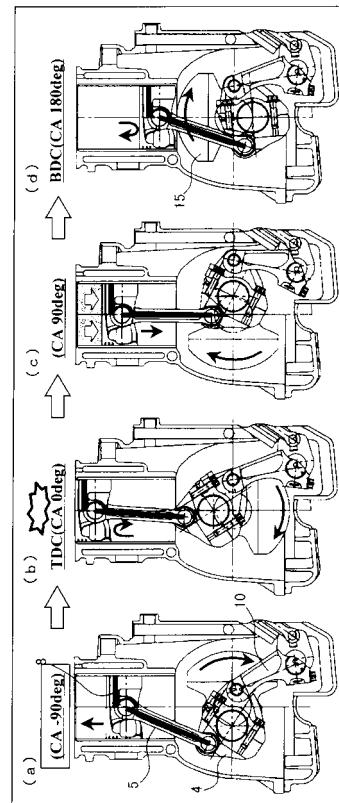
40

【図1】

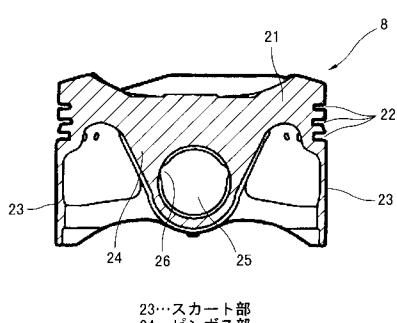


4…ロアリング
 5…アッパーリング
 7…ピストンビン
 8…ピストン
 10…コントロールリンク
 15…カウンタウェイト

【図2】

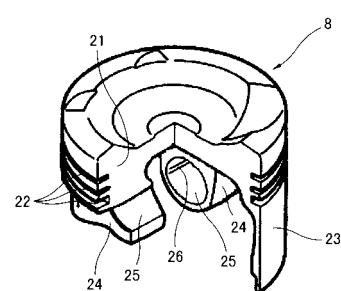


【図3】

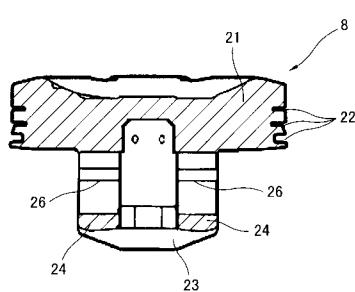


23…スカート部
24…ピンボス部

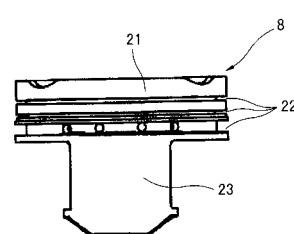
【図5】



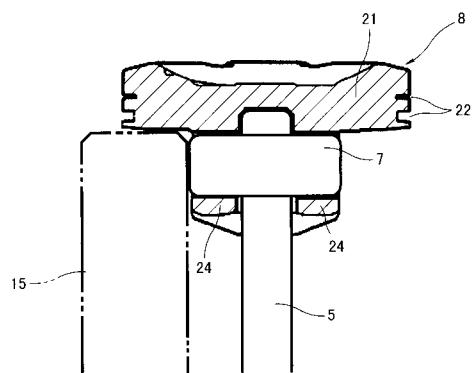
【図4】



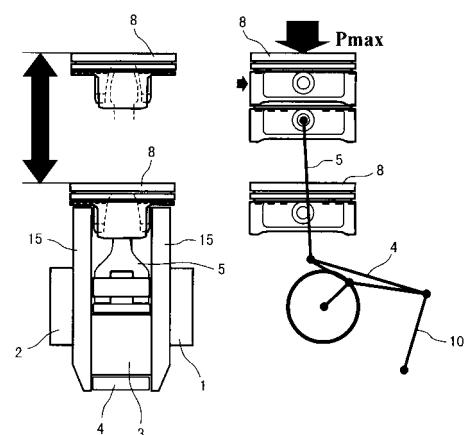
【図6】



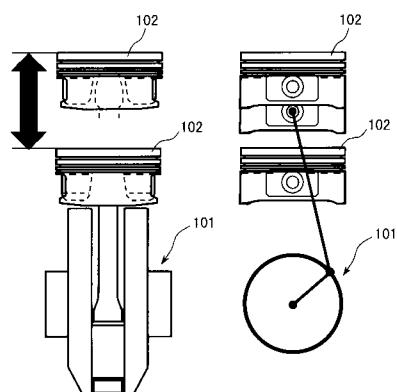
【図7】



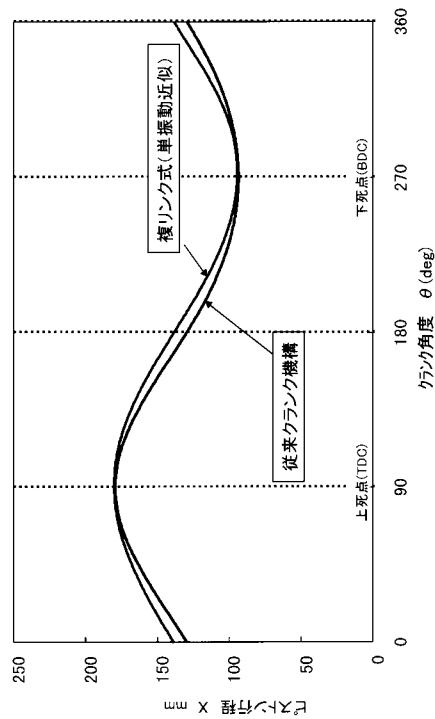
【図9】



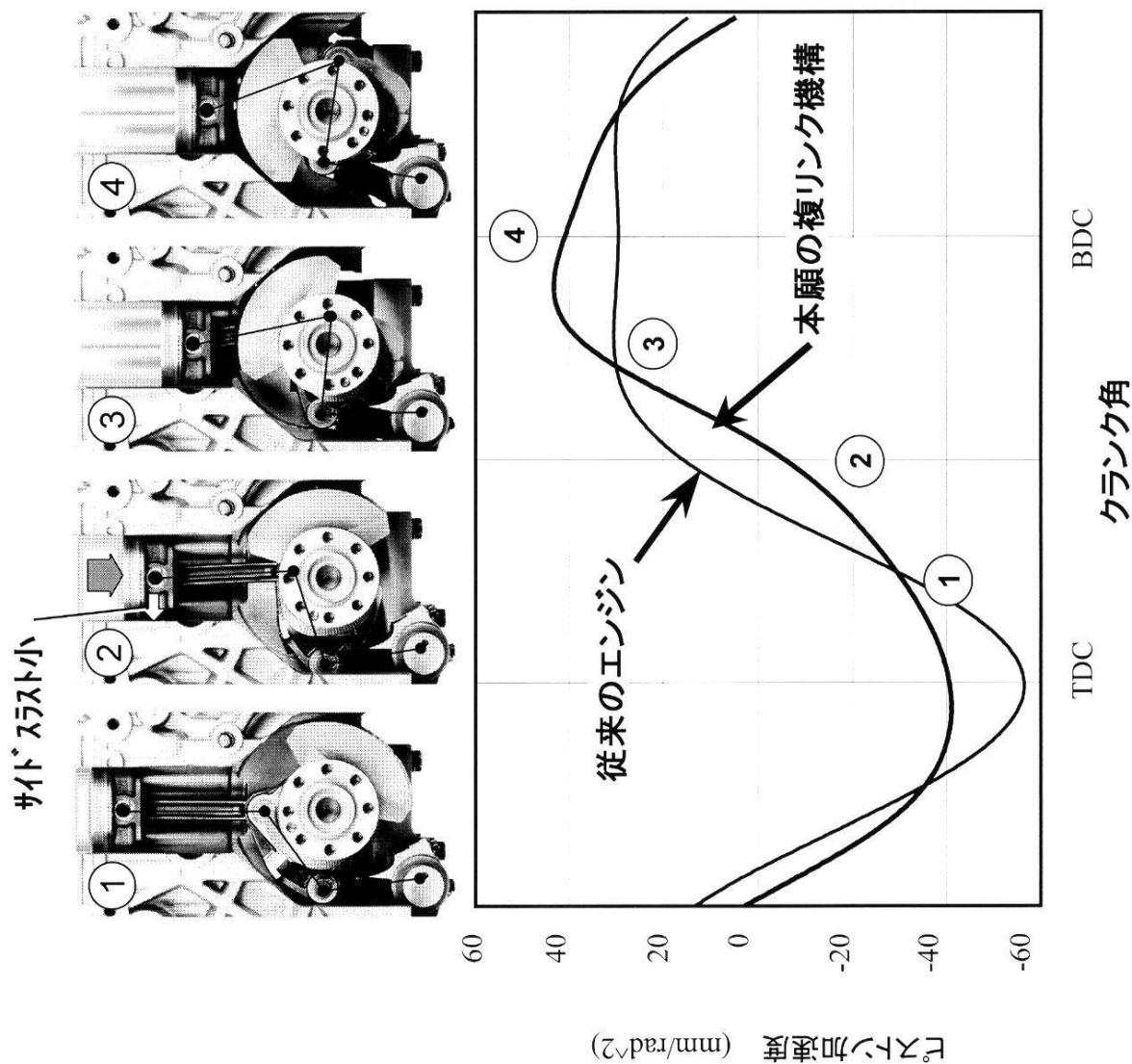
【図8】



【図10】



【図 11】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 16 J 1/16 (2006.01) F 16 J 1/16

(72)発明者 牛嶋 研史
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
(72)発明者 高橋 直樹
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

合議体

審判長 寺本 光生
審判官 藤井 昇
審判官 金丸 治之

(56)参考文献 特開2003-314315 (JP, A)
特開2001-263113 (JP, A)
特開昭49-095063 (JP, A)
特開2000-097105 (JP, A)
米国特許第3403605 (US, A)
特開昭62-20657 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02B 75/04
F02B 75/32
F02F 3/00
F16J 1/00 - 1/24
F16J 7/00 -10/04