

(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2007-232112

(P2007-232112A)

(43) 公開日 平成19年9月13日(2007.9.13)

(51) Int. Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 1 6 C 9/02 (2006.01)	F 1 6 C 9/02	3 G O 9 2
F O 2 D 15/02 (2006.01)	F O 2 D 15/02 C	3 J O 1 1
F O 2 B 75/32 (2006.01)	F O 2 B 75/32 B	3 J O 3 3
F O 2 B 75/04 (2006.01)	F O 2 B 75/04	
F 1 6 C 17/02 (2006.01)	F 1 6 C 17/02 C	

審査請求 未請求 請求項の数 11 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2006-55636 (P2006-55636)  
 (22) 出願日 平成18年3月2日(2006.3.2)

(71) 出願人 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 潔  
 (72) 発明者 小林 誠  
 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 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

最終頁に続く

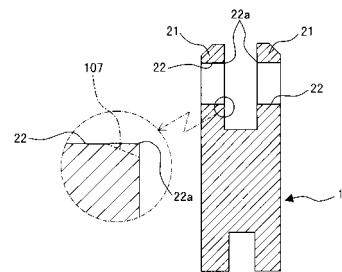
(54) 【発明の名称】 複リンク式ピストンクランク機構の軸受構造

(57) 【要約】

【課題】 リンク連結部の耐久性向上ならびにコスト低減を図る。

【解決手段】 複リンク式ピストンクランク機構を構成するロアリンク13とアッパリンクとがフルフロート形式に支持された第1連結ピンによって揺動可能に連結される。ロアリンク13の第1軸受部21は第1連結ピンの両端部を支持するように二股状をなし、両者間にアッパリンクが挟まれる。第1軸受部21には、それぞれ軸受孔22が貫通形成されているが、この軸受孔22は、従来のエッジ当たり緩和のためのクラウニング107を具備しておらず、単純な一つの円筒面をなしている。この連結部は、揺動運動するので、第1連結ピンとの間でくさび効果により十分な油膜形成が可能であり、クラウニングを設けないことで、油膜形成領域が拡大し、潤滑状態が良好となる。

【選択図】 図4



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

少なくとも一つのリンク連結部が、運転中に回転加速度を有し、かつ、一方のリンク部材の二股状の第 1 軸受部と、この二股状の第 1 軸受部の間に位置する他方のリンク部材の第 2 軸受部と、からなり、それぞれの軸受孔に連結ピンが回転可能に嵌合したフルフロー軸受として構成された内燃機関の複リンク式ピストンクランク機構において、上記第 1 軸受部の軸受孔は、クラウニングを具備しない一つの円筒面からなることを特徴とする複リンク式ピストンクランク機構の軸受構造。

## 【請求項 2】

上記連結ピンは端部に面取部を有し、かつ一对の第 1 軸受部の軸受孔の内側の開口縁に施される面取は、その軸方向の幅が上記連結ピンの面取部の軸方向の幅よりも小さいことを特徴とする請求項 1 に記載の複リンク式ピストンクランク機構の軸受構造。

10

## 【請求項 3】

上記第 1 軸受部の軸受孔の周囲に薄肉部を設けて、該第 1 軸受部の剛性を低くしたことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の複リンク式ピストンクランク機構の軸受構造。

## 【請求項 4】

リンク部材の軸方向の端面に沿って一对の第 1 軸受部が延びており、その内側の面に、軸受孔の周囲に沿って凹溝部が形成されていることを特徴とする請求項 3 に記載の複リンク式ピストンクランク機構の軸受構造。

## 【請求項 5】

一对の第 1 軸受部の内側における軸受孔の径が外側における径よりも大径となるように、第 1 軸受部的一对の軸受孔が互に対称なテーパ形状をなしていることを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれかに記載の複リンク式ピストンクランク機構の軸受構造。

20

## 【請求項 6】

第 1 軸受部の軸受孔の表面粗さが連結ピンの表面粗さよりも粗いことを特徴とする請求項 1 ~ 5 のいずれかに記載の複リンク式ピストンクランク機構の軸受構造。

## 【請求項 7】

第 1 軸受部にブッシュ材を備え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複リンク式ピストンクランク機構の軸受構造。

## 【請求項 8】

連結ピンに DLC 加工を施すことを特徴とする請求項 1 ~ 7 のいずれかに記載の複リンク式ピストンクランク機構の軸受構造。

30

## 【請求項 9】

上記ピストンクランク機構は、ピストンにピストンピンを介して一端が連結されたアップリンクと、このアップリンクの他端にアップピンを介して連結され、かつクランクシャフトのクランクピンに連結されたロアリンクと、一端が機関本体側に揺動可能に支持され、かつ他端が上記ロアリンクにコントロールピンを介して連結されたコントロールリンクと、から構成されていることを特徴とする請求項 1 ~ 8 のいずれかに記載の複リンク式ピストンクランク機構の軸受構造。

## 【請求項 10】

上記ロアリンクと上記アップリンクとのリンク連結部に適用され、ロアリンク側が第 1 軸受部として二股状に構成されていることを特徴とする請求項 9 に記載の複リンク式ピストンクランク機構の軸受構造。

40

## 【請求項 11】

上記ロアリンクと上記アップリンクとのリンク連結部に適用され、アップリンク側が第 1 軸受部として二股状に構成されていることを特徴とする請求項 9 に記載の複リンク式ピストンクランク機構の軸受構造。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

50

この発明は、レシプロ式内燃機関のピストンクランク機構、特に複リンク式のピストンクランク機構におけるリンク連結部のフルフロート式軸受構造に関する。

【背景技術】

【0002】

例えば、内燃機関のピストンとコネクティングロッドとは、連結ピンつまりピストンピンを介して互いに揺動可能となるように連結されているので、一種のリンク機構とみなすことができるが、このピストンの連結構造においては、一般に、単純な円筒状をなすピストンピンが用いられており、ピストン側のピンボス部とコネクティングロッド小端部のピンボス部とに亘って該ピストンピンが挿通されて、両者が互いに揺動可能に連結されている。

10

【0003】

ここで、ピストンピンと各ピンボス部との関係としては、ピストンピンを、コネクティングロッド側およびピストン側のピンボス部の双方に対し回転可能としたフルフロート式の構成（例えば特許文献1）が多く採用されているが、このような構成において、上記ピストンピンを支持するピストン側の二股状ピンボス部の軸受孔には、所謂エッジ当たりを回避するためのクラウニングが施されるのが一般的である。

【0004】

すなわち、図1に例示するように、ピストン101側の一对のピンボス部102およびコネクティングロッド103端部のピンボス部104に、それぞれ軸受孔105、106が形成され、図示せぬピストンピンが回転可能に支持されるが、ピストン101側の軸受孔105のコネクティングロッド103側の端部に、比較的緩い傾斜面（テーパ面）からなるクラウニング107が設けられている。これは、ピストンピンがピストン101側の軸受孔105に対しあまり回転せず、くさび効果による油膜が形成されにくいいため、軸受孔105の開口縁のエッジがピストンピン外周面に金属接触することを回避しようとしているのである。

20

【0005】

また本出願人は、先に、レシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構として、複リンク式ピストンクランク機構を用い、そのリンク構成の一部を動かすことによりピストン上死点位置を変化させるようにした機構を種々提案している（例えば特許文献2）が、この種の可変圧縮比機構を構成する複リンク式のピストンクランク機構においては、やはりリンク同士

30

【特許文献1】実公平4-26671号公報

【特許文献2】特開2004-124776号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

上記のようなクラウニングの加工には手間が掛かり、コストも嵩む。また、軸受孔の内周面の中で、クラウニングの部分だけ油膜形成面積が減少し、潤滑状態は厳しいものになってしまう。

【課題を解決するための手段】

40

【0007】

この発明は、少なくとも一つのリンク連結部が、運転中に回転加速度を有し、かつ、一方のリンク部材の二股状の第1軸受部と、この二股状の第1軸受部の間に位置する他方のリンク部材の第2軸受部と、からなり、それぞれの軸受孔に連結ピンが回転可能に嵌合したフルフロート軸受として構成された内燃機関の複リンク式ピストンクランク機構において、上記第1軸受部の軸受孔は、クラウニングを具備しない一つの円筒面からなることを特徴としている。

【0008】

図2(a)には一般的な油膜発生原理を示す。油膜が発生する要因としては、一つはスクイズ効果、一つはくさび効果によるものだと一般的に考えられている。このうち、く

50

さび効果とは、軸 1 1 1 と軸受面 1 1 2 の相対的な回転によって、潤滑油が矢印で示すように軸受面 1 1 2 と軸 1 1 1 との間に巻き込まれることによって圧力が発生する効果のことである。

【 0 0 0 9 】

前述したように、例えば、ピストン 1 0 1 とコネクティングロッド 1 0 3 とのリンク連結部においては、ピストン 1 0 1 側のピンボス部 1 0 2 は回転運動せず、単にシリンダに沿った往復運動のみをするので、連結ピンつまりピストンピンとの相対速度が小さく、くさび効果による油膜がほとんど発生せずに、スクイズ効果のみで油膜圧力が発生している。従って、油膜圧力は小さく、金属接触を起こしやすい。そのために、前述したようにクラウニング 1 0 7 を設けることによって、エッジ当たりを緩和させているが、図 2 ( b ) のように、クラウニング 1 0 7 により油膜形成領域 ( 斜線を施して示す領域 ) が減少する。

10

【 0 0 1 0 】

これに対し、運転中に回転加速度を有するリンク連結部では、二股状第 1 軸受部の軸受孔と連結ピンとの接触面間で十分に大きな相対摺動速度が確保され、くさび効果による潤滑油膜が形成されやすくなる。従って、図 2 ( c ) のようにクラウニングを設けずに油膜形成面積をその分だけ拡大することにより、潤滑状態が良好となり、軸受耐久性が向上する。

【 0 0 1 1 】

クラウニングを具備しない軸受孔の開口縁には、一般的な必要最小限の面取を備えていても良い。この場合の面取は、クラウニングとは異なる微少なものである。

20

【 0 0 1 2 】

本発明の一つの態様では、上記連結ピンは端部に面取部を有し、かつ一对の第 1 軸受部の軸受孔の内側の開口縁に施される面取は、その軸方向の幅が上記連結ピンの面取部の軸方向の幅よりも小さい。このように連結ピンに十分に大きな面取部を設けることで、潤滑性能に悪影響を与えることなしに組立性が向上する。

【 0 0 1 3 】

また、本発明の一つの態様では、上記第 1 軸受部の軸受孔の周囲に薄肉部を設けることで、該第 1 軸受部の剛性を低くしてある。例えば、リンク部材の軸方向の端面に沿って一对の第 1 軸受部が延びており、その内側の面に、軸受孔の周囲に沿って凹溝部が形成されている。これにより、連結ピンの撓み変形に追従して第 1 軸受部が軸方向に傾くように変形し、軸受孔開口縁のエッジ当たりが緩和される。

30

【 0 0 1 4 】

さらに、本発明の一つの態様では、一对の第 1 軸受部の内側における軸受孔の径が外側における径よりも大径となるように、第 1 軸受部的一对の軸受孔が互いに対称なテーパ形状をなしている。これにより、連結ピンの撓み変形が許容され、軸受孔開口縁のエッジ当たりが緩和される。

【 0 0 1 5 】

第 1 軸受部の軸受孔の表面粗さが連結ピンの表面粗さよりも粗いものとするれば、くさび効果により油膜を巻き込む量が多くなり、潤滑油膜圧力を発生させやすく、潤滑状態が良好になる。

40

【 0 0 1 6 】

第 1 軸受部は、ブッシュ材を備えていてもよい。また、連結ピンの表面に DLC ( ダイアモンド状炭素 ) 加工を施すようにしてもよい。

【 0 0 1 7 】

上記ピストンクランク機構は、例えば、ピストンにピストンピンを介して一端が連結されたアップリンクと、このアップリンクの他端にアップピンを介して連結され、かつクランクシャフトのクランクピンに連結されたロアリンクと、一端が機関本体側に揺動可能に支持され、かつ他端が上記ロアリンクにコントロールピンを介して連結されたコントロールリンクと、から構成される。

50

## 【0018】

そして、本発明の軸受構造は、例えば、上記ロアリンクと上記アップリンクとのリンク連結部に適用され、ロアリンク側が第1軸受部として二股状に構成される。あるいは、逆に、アップリンク側が第1軸受部として二股状に構成される。前者の構成では、アップリンク側がアップピン中央部に嵌合する小型の軸受部となるので、機関全体としての慣性重量が低減され、ひいては、軸受荷重が小さくなり、軸受耐久性が向上する。また後者の構成では、ロアリンク側の軸受部が小型となり、ロアリンクにおけるアップピンとクランクピンとの間の軸間距離を小さくすることができ、コンパクトな構成となる。

## 【発明の効果】

## 【0019】

この発明によれば、第1軸受部の軸受孔の油膜形成面積を大きく確保でき、潤滑状態がより良好なものになるとともに、クラウニングの加工工程や加工コストを削減できる。

## 【発明を実施するための最良の形態】

## 【0020】

以下、この発明の好ましい一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

## 【0021】

図3は、本発明に係る軸受構造が適用されるピストンクランク機構の一例として、複リンク式のピストンクランク機構を利用した内燃機関の可変圧縮比機構を示している。

## 【0022】

図示するように、シリンダブロック5に形成されたシリンダ6内に、ピストン1が摺動可能に配設されており、このピストン1に、アップリンク11の一端がピストンピン2を介して揺動可能に連結されている。このアップリンク11の他端は、第1連結ピン12を介してロアリンク13の一端部に回転可能に連結されている。このロアリンク13は、その中央部においてクランクシャフト3のクランクピン4に揺動可能に取り付けられている。なお、ロアリンク13は、実際には、クランクピン4への組付のためにクランクピン4中心を通る分割面に沿って2分割して構成され、かつ互いにボルトにより一体化されている。また、クランクシャフト3は、クランク軸受ブラケット7によってシリンダブロック5に回転可能に支持されている。

## 【0023】

上記ロアリンク13の他端部には、コントロールリンク15の一端が第2連結ピン14を介して回転可能に連結されている。このコントロールリンク15の他端は、内燃機関本体の一部に揺動可能に支持されており、かつ、圧縮比の変更のために、その揺動支点の位置が、内燃機関本体に対して変位可能となっている。具体的には、クランクシャフト3と平行に延びた制御軸18と、この制御軸18に偏心して設けられた円形の偏心カム19と、を有しており、この偏心カム19の外周面に上記コントロールリンク15の他端が回転可能に嵌合している。上記制御軸18は、上記のクランク軸受ブラケット7と制御軸受ブラケット8との間に回転可能に支持されている。

## 【0024】

従って、圧縮比の変更のために、図外のアクチュエータにより制御軸18を回転駆動すると、コントロールリンク15の揺動支点となる偏心カム19の中心位置が機関本体に対して移動する。これにより、コントロールリンク15によるロアリンク13の運動拘束条件が変化して、クランク角に対するピストン1の行程位置が変化し、ひいては機関圧縮比が変更されることになる。

## 【0025】

上記のようなピストンクランク機構において、第1連結ピン12によるロアリンク13とアップリンク11とのリンク連結部は、ロアリンク13側の第1軸受部が第1連結ピン12の両端部を支持する二股状をなし、アップリンク11側の第2軸受部を中間に挟むような構成となっている。なお、第1連結ピン12は、フルフロート形式としていずれのリンク部材にも固定されておらず、双方に対し回転可能である。

## 【0026】

10

20

30

40

50

図4は、上記ロアリンク13の一对の第1軸受部21の構成を示しており、図示するように、第1軸受部21は、ロアリンク13の軸方向の両端面に沿って延びており、それぞれに軸受孔22が貫通形成されている。そして、この軸受孔22は、クラウニング(対比のために仮想線107で示す)を具備せず、その全体が単純な一つの円筒面から構成されている。なお、開口縁のエッジ22aには、他の部位のエッジと同じく、バリ除去等のために、必要最小限の微少な面取(図示せず)が施されている。

【0027】

上記の第1連結ピン12によるリンク連結部は、ピストンピン2の軸受部とは異なり、大きく揺動運動するので、第1連結ピン12との間で、大きな相対角速度を有する。そのため、くさび効果による油膜圧力が十分に発生する。従って、クラウニングを設けなくても、内側の開口縁のエッジ22aが第1連結ピン12に金属接触する所謂エッジ当たりが生じにくい。このような場合、クラウニングを設けずに、油膜形成領域をその分だけ拡大することによって、耐久性が向上する。

10

【0028】

上記第1連結ピン12の端部には、例えば図5に示すように、十分に大きな面取部23を設けることが望ましく、これにより、クラウニングを具備しない軸受孔22への組付性が向上する。なお、この面取部23の軸方向の幅は、軸受孔22開口縁のエッジ22aの面取に比べて遙かに大きい。

【0029】

図6は、ロアリンク13の第1軸受部21の異なる構成を示している。この第2実施例では、ロアリンク13の本体部分から二股状に分岐しつつ延びた各第1軸受部21の付け根部分、特に、互いに対向する一对の第1軸受部21の内側の面に、軸受孔22の周囲に沿ってそれぞれ凹溝部25が形成されている。

20

【0030】

従って、第1軸受部21の軸方向の剛性が低くなり、アップリンク11から加わる荷重により第1連結ピン12が図7のように撓み変形したときに、これに追従して、各第1軸受部21が軸方向に倒れるように容易に変形する。そのため、クラウニングを具備しない軸受孔22の開口縁のエッジ22aが第1連結ピン12外周面に金属接触しにくくなり、耐久性が向上する。

【0031】

30

次に、図8は、第1軸受部21の軸受孔22をテーパ形状とした第3実施例を示している。一对の軸受孔22は、互いに対称な緩いテーパ形状をなし、特に、一对の第1軸受部21の内側の面における径が外側の面における径よりも大径となるようなテーパ形状となっている。これにより、やはりアップリンク11から加わる荷重により第1連結ピン12が図7のように撓み変形したときに、内側の開口縁のエッジ22aが第1連結ピン12外周面に金属接触しにくくなる。

【図面の簡単な説明】

【0032】

【図1】一般的なピストンピン軸受部のクラウニングを示す説明図。

【図2】くさび効果による油膜発生を示す説明図。

40

【図3】複リンク式ピストンクランク機構の全体構成を示す内燃機関要部の断面図。

【図4】この発明に係る軸受構造の一実施例を示すロアリンク要部の断面図。

【図5】面取部を備えた第1連結ピンの平面図。

【図6】第2実施例を示すロアリンク要部の断面図。

【図7】第1連結ピンの変形状態を示す説明図。

【図8】第3実施例を示すロアリンク要部の断面図。

【符号の説明】

【0033】

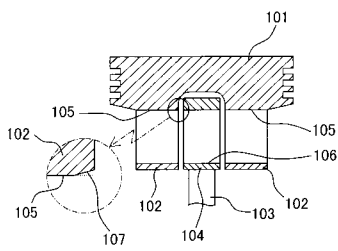
11 ... アップリンク

12 ... 第1連結ピン

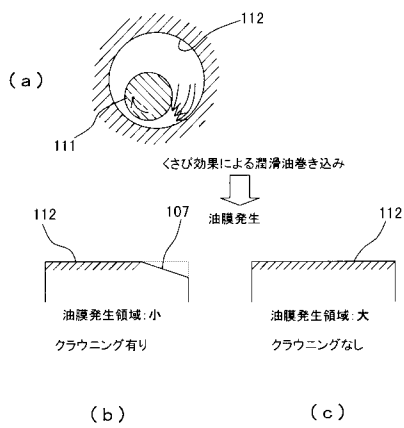
50

- 1 3 ... ロアリンク
- 2 1 ... 第 1 軸受部
- 2 2 ... 軸受孔

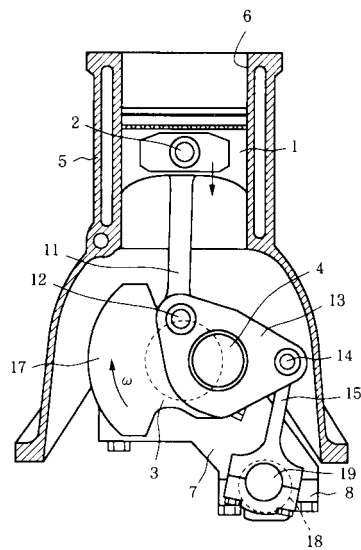
【 図 1 】



【 図 2 】

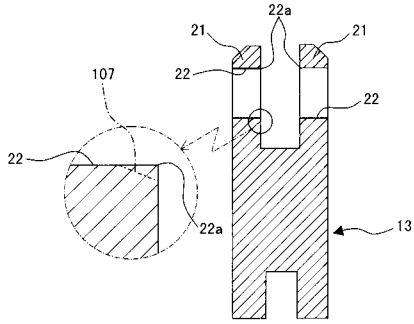


【 図 3 】

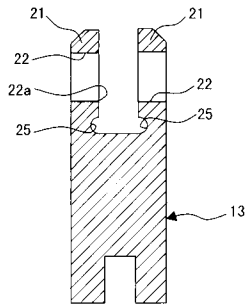


- 11...アッパリンク
- 12...第 1 連結ピン
- 13...ロアリンク

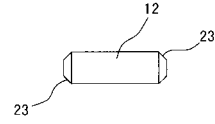
【 図 4 】



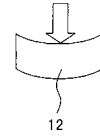
【 図 5 】



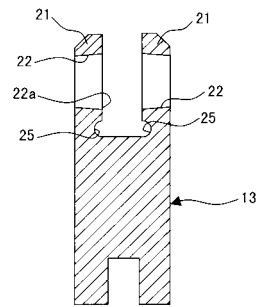
【 図 6 】



【 図 7 】



【 図 8 】





---

フロントページの続き

(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

(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

Fターム(参考) 3G092 AA12 DD06 FA13 FA49  
3J011 BA02 KA02 MA12 NA01  
3J033 AA05 AB03 BB01 GA01