

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6144638号
(P6144638)

(45) 発行日 平成29年6月7日(2017.6.7)

(24) 登録日 平成29年5月19日(2017.5.19)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 H 29/04 (2006.01) F 1 6 H 29/04

請求項の数 4 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2014-22749 (P2014-22749)	(73) 特許権者	000005326
(22) 出願日	平成26年2月7日(2014.2.7)		本田技研工業株式会社
(65) 公開番号	特開2015-148314 (P2015-148314A)		東京都港区南青山二丁目1番1号
(43) 公開日	平成27年8月20日(2015.8.20)	(74) 代理人	100076428
審査請求日	平成28年2月26日(2016.2.26)		弁理士 大塚 康德
		(74) 代理人	100112508
			弁理士 高柳 司郎
		(74) 代理人	100115071
			弁理士 大塚 康弘
		(74) 代理人	100116894
			弁理士 木村 秀二
		(74) 代理人	100134175
			弁理士 永川 行光

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 無段変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

走行用駆動源から駆動力が入力される入力軸(2)と、
 前記入力軸(2)と平行に配置された出力軸(3)と、
 前記入力軸(2)により回転駆動される駆動力入力部(4~7)と、
 前記出力軸(3)に連結された揺動リンク(18)を有し、前記駆動力入力部(4~7)の回転運動を前記揺動リンク(18)の揺動運動に変換し、前記駆動力入力部(4~7)が一回転するとき前記揺動リンクが一往復の揺動運動を行うてこクラック機構(20)と、

前記揺動リンク(18)を一方側に揺動させようとしたときに前記出力軸(3)に前記揺動リンク(18)を固定し、他方側に揺動させようとしたときに前記出力軸(3)に対して前記揺動リンク(18)を空転させる一方向回転阻止機構とを備える無段変速機(1)であって、

前記てこクラック機構(20)は、前記駆動力入力部(4~7)の回転中心(P3)を前記入力軸(2)の回転中心(P1)に対して偏心させる偏心量調節機構(8~14)と、前記駆動力入力部(4~7)と前記揺動リンク(18)とを連結するコネクティングロッド(15)とを有し、

前記駆動力入力部(4~7)は、

前記入力軸(2)の回転中心(P1)に対して偏心して一体回転するカム部(5)と、前記カム部(5)に回転可能に支持される偏心部材(6)と、前記偏心量調節機構(8~

10

20

14)による偏心量(R1)が調節可能なように前記入力軸(2)に対して相対回転可能なピニオンシャフト(7)と、を有し、

前記ピニオンシャフト(7)は、ピニオン軸受(7b)を介して前記入力軸(2)に回転可能に支持されており、

前記偏心部材(6)は、

前記ピニオンシャフト(7)を支持する前記カム部(5)を回転可能に受け入れる受入孔(6a)を有し、前記受入孔(6a)には、前記ピニオンシャフト(7)の外歯(7a)に噛み合う内歯(6b)が形成されており、

前記コネクティングロッド(15)は、軸受(16)を介して前記偏心部材(6)の外縁部に回転可能に支持される環状部を有し、

前記カム部(5)は、前記ピニオンシャフト(7)の外歯(7a)を挟むように軸方向に隣接して配置され、

前記偏心部材(6)の受入孔(6a)の一部を内周から外周に貫通する油路(33)が形成され、

前記油路(33)は、前記偏心部材(6)の受入孔(6a)から潤滑油が供給される入口孔(33a)と、潤滑油を外部に排出する出口孔(33b)とを有し、

前記油路(33)の少なくとも前記出口孔(33b)は、前記偏心量調節機構(8~14)により所定の偏心量(R1max)に調節された状態で前記コネクティングロッド(15)が前記揺動リンク(18)を揺動運動させるときに、前記揺動リンク(18)から受ける反力によって前記コネクティングロッド(15)の環状部(15a)が荷重を受ける領域とは異なる所定の領域(S2)に設けられることを特徴とする無段変速機。

【請求項2】

前記所定の領域(S2)は、前記所定の偏心量(R1max)に調節された状態で前記コネクティングロッド(15)が前記揺動リンク(18)を揺動運動させるときに、前記揺動リンク(18)から受ける反力によって前記コネクティングロッド(15)の環状部(15a)が受ける荷重が最大となる前記揺動リンク(18)と対向する領域(S1)とは反対側の領域(S2)であることを特徴とする請求項1に記載の無段変速機。

【請求項3】

前記偏心量調節機構(8~14)と前記コネクティングロッド(15)との連結部分の中心(P3)を入力側支点とし、前記揺動リンク(18)と前記コネクティングロッド(15)との連結部分の中心(P5)を出力側支点とすると、

前記油路(33)の出口孔(33b)は、前記入力軸(2)および前記出力軸(3)の軸方向から見たときに、前記コネクティングロッド(15)の環状部(15a)が前記揺動リンク(18)から受ける荷重がゼロとなる時の前記入力側支点と前記出力側支点とを結ぶ線(Lcon)の延長上に設けられ、

前記所定の偏心量(R1max)は、前記偏心量(R1)が最大となる変速比(OD)に対応することを特徴とする請求項1または2に記載の無段変速機。

【請求項4】

前記無段変速機は、前記入力軸(2)と前記ピニオンシャフト(7)とを同一速度で回転させることによって前記偏心量が維持され、前記入力軸(2)と前記ピニオンシャフト(7)とを異なる速度で回転させることによって前記偏心量(R1)を変更するものであり、

前記偏心部材(6)の内歯(6b)は、前記偏心量(R1)が最小から最大に変化したとしても前記外歯(7a)と噛み合う領域と、噛み合わない領域(T)とを有し、

前記油路(33)の入口孔(33a)は、前記噛み合わない領域(T)の歯底に形成されることを特徴とする請求項1ないし3のいずれか1項に記載の無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、四節リンク機構型の無段変速機の給油構造に関する。

10

20

30

40

50

【背景技術】

【0002】

例えば、特許文献1には、エンジンに接続された入力軸の回転をコネクティングロッドの往復運動に変換し、コネクティングロッドの往復運動をワンウェイクラッチによって出力軸の回転運動に変換する四節リンク機構型無段変速機が記載されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2012-1048号公報

【発明の概要】

10

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

上記四節リンク機構型無段変速機は、図5(a)に示すように偏心ディスク6が1回転する間にコネクティングロッド15を入力軸側と出力軸側との間で押したり、引いたりを交互に繰り返して、揺動リンク18を揺動させる。このように偏心ディスク6が1回転する間に、図5(b)に示すように、コネクティングロッド15の大径環状部15aにかかる荷重(以下、コンロッド荷重)が最大となり、その後急激にゼロになる。このため、コンロッド荷重を受けるコンロッド軸受16の転動体(球体)と軌道輪(内輪および外輪)には、1サイクルごとにコンロッド荷重 N_{max} が最大となる間に、コネクティングロッド15の押し引きに伴う荷重の変化によって所定の領域 S_1 や S_2 にクリアランスが生じ、荷重がゼロとなった直後に荷重の作用方向が切り替わるタイミングでクリアランスが急激に詰まることによりコンロッド軸受16の転動体と軌道輪の衝突音が発生する。例えば、図5(b)に示すようなコネクティングロッド15の大径環状部15aが揺動リンク18を押す状態では、コネクティングロッド15の大径環状部15aが揺動リンク18から受ける反力が作用している領域 S_1 とは反対側の領域 S_2 ($90^\circ \sim 270^\circ$)に生じたクリアランスが急激に詰まることによりコンロッド軸受16の転動体と軌道輪の衝突音が発生し、NVH(ノイズ・バイブレーション・ハーシュネス)の悪化の原因となる。

20

【0005】

本発明は、上記課題に鑑みてなされ、その目的は、NVH(ノイズ・バイブレーション・ハーシュネス)の悪化の原因となるコンロッド軸受の軌道輪と転動体の衝突音を低減できる軸受構造を実現することである。

30

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記課題を解決し、目的を達成するために、本発明に係る第1の形態は、走行用駆動源から駆動力が入力される入力軸(2)と、前記入力軸(2)と平行に配置された出力軸(3)と、前記入力軸(2)により回転駆動される駆動力入力部(4~7)と、前記出力軸(3)に連結された揺動リンク(18)を有し、前記駆動力入力部(4~7)の回転運動を前記揺動リンク(18)の揺動運動に変換し、前記駆動力入力部(4~7)が1回転するときに前記揺動リンクが1往復の揺動運動を行うてこクラック機構(20)と、前記揺動リンク(18)を一方側に揺動させようとしたときに前記出力軸(3)に前記揺動リンク(18)を固定し、他方側に揺動させようとしたときに前記出力軸(3)に対して前記揺動リンク(18)を空転させる一方向回転阻止機構とを備える無段変速機(1)であって、前記てこクラック機構(20)は、前記駆動力入力部(4~7)の回転中心(P3)を前記入力軸(2)の回転中心(P1)に対して偏心させる偏心量調節機構(8~14)と、前記駆動力入力部(4~7)と前記揺動リンク(18)とを連結するコネクティングロッド(15)とを有し、前記駆動力入力部(4~7)は、前記入力軸(2)の回転中心(P1)に対して偏心して一体回転するカム部(5)と、前記カム部(5)に回転可能に支持される偏心部材(6)と、前記偏心量調節機構(8~14)による偏心量(R1)が調節可能なように前記入力軸(2)に対して相対回転可能なピニオンシャフト(7)と、

40

50

を有し、前記ピニオンシャフト(7)は、ピニオン軸受(7b)を介して前記入力軸(2)に回転可能に支持されており、前記偏心部材(6)は、前記ピニオンシャフト(7)を支持する前記カム部(5)を回転可能に受け入れる受入孔(6a)を有し、前記受入孔(6a)には、前記ピニオンシャフト(7)の外歯(7a)に噛み合う内歯(6b)が形成されており、前記コネクティングロッド(15)は、軸受(16)を介して前記偏心部材(6)の外縁部に回転可能に支持される環状部を有し、前記カム部(5)は、前記ピニオンシャフト(7)の外歯(7a)を挟むように軸方向に隣接して配置され、前記偏心部材(6)の受入孔(6a)の一部を内周から外周に貫通する油路(33)が形成され、前記油路(33)は、前記偏心部材(6)の受入孔(6a)から潤滑油が供給される入口孔(33a)と、潤滑油を外部に排出する出口孔(33b)とを有し、前記油路(33)の少なくとも前記出口孔(33b)は、前記偏心量調節機構(8~14)により所定の偏心量(R1max)に調節された状態で前記コネクティングロッド(15)が前記揺動リンク(18)を揺動運動させるときに、前記揺動リンク(18)から受ける反力によって前記コネクティングロッド(15)の環状部(15a)が荷重を受ける領域とは異なる所定の領域(S2)に設けられる。

10

【0007】

また、本発明に係る第2の形態は、前記所定の領域(S2)は、前記所定の偏心量(R1max)に調節された状態で前記コネクティングロッド(15)が前記揺動リンク(18)を揺動運動させるときに、前記揺動リンク(18)から受ける反力によって前記コネクティングロッド(15)の環状部(15a)が受ける荷重が最大となる前記揺動リンク(18)と対向する領域(S1)とは反対側の領域(S2)である。

20

【0008】

また、本発明に係る第3の形態は、前記偏心量調節機構(8~14)と前記コネクティングロッド(15)との連結部分の中心(P3)を入力側支点とし、前記揺動リンク(18)と前記コネクティングロッド(15)との連結部分の中心(P5)を出力側支点とすると、前記油路(33)の出口孔(33b)は、前記入力軸(2)および前記出力軸(3)の軸方向から見たときに、前記コネクティングロッド(15)の環状部(15a)が前記揺動リンク(18)から受ける荷重がゼロとなるときの前記入力側支点と前記出力側支点とを結ぶ線(Lcon)の延長上に設けられ、前記所定の偏心量(R1max)は、前記偏心量(R1)が最大となる変速比(OD)に対応する。

30

【0009】

また、本発明に係る第4の形態は、前記無段変速機は、前記入力軸(2)と前記ピニオンシャフト(7)とを同一速度で回転させることによって前記偏心量が維持され、前記入力軸(2)と前記ピニオンシャフト(7)とを異なる速度で回転させることによって前記偏心量(R1)を変更するものであり、前記偏心部材(6)の内歯(6b)は、前記偏心量(R1)が最小から最大に変化したとしても前記外歯(7a)と噛み合う領域と、噛み合わない領域(T)とを有し、前記油路(33)の入口孔(33a)は、前記噛み合わない領域(T)の歯底に形成される。

【発明の効果】

【0010】

本発明によれば、コネクティングロッドと揺動リンクとの間に作用する荷重の変化に起因して発生するコンロッド軸受の軌道輪と転動体の衝突音を低減し、NVH(ノイズ・バイブレーション・ハーシュネス)の悪化を抑えることができる。

40

【0011】

詳しくは、本発明に係る第1の形態によれば、コンロッド軸受(16)における転動体と軌道輪の衝突が発生しやすい領域に潤滑油を供給することで、油のダンピング効果により衝突音を低減し、NVHの悪化を抑えることができる。

【0012】

また、本発明に係る第2および第3の形態によれば、コンロッド軸受(16)における転動体と軌道輪の衝突が発生しやすい領域に必要な最小限の潤滑油を供給することで、オイ

50

ルポンプの負荷を増加せず効率よく冷却すると共に、潤滑油のせん断力によるフリクションを最小限に抑えることができる。

【0013】

また、本発明に係る第4の形態によれば、偏心部材(6)の内歯(6b)におけるピニオンシャフト(7)の外歯(7a)と噛み合う部分の強度を確保することができる。

【図面の簡単な説明】

【0014】

【図1】本実施形態の無段変速機の構造を示す断面図。

【図2】図1の無段変速機の偏心量調節機構、コネクティングロッド及び揺動リンクを軸方向から見た図。

【図3】図1の無段変速機の偏心量調節機構による偏心量の変化を示す図。

【図4】本実施形態の偏心量調節機構による偏心量の変化と、揺動リンクの揺動運動の揺動角度範囲の関係を示す図。

【図5】てこクランク機構のコネクティングロッドが受けるコンロッド荷重の変化を示す図。

【図6】本実施形態の無段変速機の変速比マップを示す図。

【図7】本実施形態のてこクランク機構に形成される油路を示す図。

【図8】本実施形態のてこクランク機構に形成される油路を示す図。

【図9】本実施形態のてこクランク機構の油路が形成される範囲を示す図。

【発明を実施するための形態】

【0015】

以下に、本発明の実施の形態について添付図面を参照して詳細に説明する。尚、以下に説明する実施の形態は、本発明の実現手段としての一例であり、本発明は、その趣旨を逸脱しない範囲で下記実施形態を修正又は変形したものに適用可能である。なお、本発明の無段変速機は、自動車以外の他の用途にも適用できることは言うまでもない。

【0016】

<無段変速機の構造>まず、図1および図2を参照して、本実施形態の無段変速機の構造について説明する。

【0017】

本実施形態の無段変速機1は、変速比 i ($i = \text{入力軸の回転速度} / \text{出力軸の回転速度}$)を無限大()にして出力軸の回転速度を「0」にできる変速機、いわゆるIVT(Infinity Variable Transmission)の一種である。

【0018】

本実施形態の無段変速機1は、入力軸2と、出力軸3と、6つの偏心量調節機構4とを備える。

【0019】

入力軸2は中空の部材からなり、エンジンやモータ等の走行駆動源からの駆動力を受けて回転中心軸線P1を中心として回転駆動される。

【0020】

出力軸3は、入力軸2とは水平方向に離れた位置に入力軸2に平行に配置され、デファレンシャルギヤ等を介して自動車の車軸に駆動力を伝達する。

【0021】

偏心量調節機構4はそれぞれ駆動力入力部であり、入力軸2の回転中心軸線P1を中心として回転するように設けられ、カム部としてのカムディスク5と、偏心部材としての偏心ディスク6と、ピニオンシャフト7とを有する。

【0022】

カムディスク5は、円盤形状であり、入力軸2の回転中心軸線P1から偏心して入力軸2と一体的に回転するように入力軸2に2個1組で設けられている。各1組のカムディスク5は、それぞれ位相を 60° 異なるように設定され、6組のカムディスク5で入力軸2の周方向を一回りするよう配置されている。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 3 】

偏心ディスク 6 は、円盤形状であり、その中心 P 3 から偏心した位置に受入孔 6 a が設けられ、その受入孔 6 a を挟むように、1 組のカムディスク 5 が回転可能に支持されている。

【 0 0 2 4 】

偏心ディスク 6 の受入孔 6 a は、その中心が、入力軸 2 の回転中心軸線 P 1 からカムディスク 5 の中心 P 2 (受入孔 6 a の中心) までの距離 R a とカムディスク 5 の中心 P 2 から偏心ディスク 6 の中心 P 3 までの距離 R b とが同一となるように形成されている。また、偏心ディスク 6 の受入孔 6 a には、1 組のカムディスク 5 に挟まれた内周面に、内歯 6 b が形成されている。

10

【 0 0 2 5 】

ピニオンシャフト 7 は、入力軸 2 の中空部内に、入力軸 2 と同心に配置され、ピニオン軸受 7 b を介して入力軸 2 の内周面に相対回転可能に支持されている。また、ピニオンシャフト 7 の外周面には、外歯 7 a が設けられている。さらに、ピニオンシャフト 7 には、差動機構 8 が接続されている。

【 0 0 2 6 】

入力軸 2 における 1 組のカムディスク 5 の間には、カムディスク 5 の偏心方向に対向する箇所内周面と外周面とを連通させる切欠孔 2 a が形成されており、この切欠孔 2 a を介して、ピニオンシャフト 7 の外歯 7 a は、偏心ディスク 6 の受入孔 6 a の内歯 6 b と噛合している。

20

【 0 0 2 7 】

差動機構 8 は、遊星歯車機構であり、サンギヤ 9 と、入力軸 2 に連結された第 1 リングギヤ 1 0 と、ピニオンシャフト 7 に連結された第 2 リングギヤ 1 1 と、サンギヤ 9 及び第 1 リングギヤ 1 0 と噛合する大径部 1 2 a と、第 2 リングギヤ 1 1 と噛合する小径部 1 2 b とからなる段付きピニオン 1 2 を自転及び公転可能に軸支するキャリア 1 3 とを有している。また、差動機構 8 のサンギヤ 9 は、ピニオンシャフト 7 駆動用の電動機からなる偏心量調節用駆動源 1 4 の回転軸 1 4 a に連結されている。

【 0 0 2 8 】

そして、この偏心量調節用駆動源 1 4 の回転速度を入力軸 2 の回転速度と同一にした場合、サンギヤ 9 と第 1 リングギヤ 1 0 とが同一速度で回転することとなり、サンギヤ 9、第 1 リングギヤ 1 0、第 2 リングギヤ 1 1 及びキャリア 1 3 の 4 つの要素が相対回転不能なロック状態となって、第 2 リングギヤ 1 1 と連結するピニオンシャフト 7 が入力軸 2 と同一速度で回転する。

30

【 0 0 2 9 】

また、偏心量調節用駆動源 1 4 の回転速度を入力軸 2 の回転速度よりも遅くした場合、サンギヤ 9 の回転数を N_s 、第 1 リングギヤ 1 0 の回転数を N_{R1} 、サンギヤ 9 と第 1 リングギヤ 1 0 のギヤ比 (第 1 リングギヤ 1 0 の歯数 / サンギヤ 9 の歯数) を j とすると、キャリア 1 3 の回転数が $(j \cdot N_{R1} + N_s) / (j + 1)$ となる。また、サンギヤ 9 と第 2 リングギヤ 1 1 のギヤ比 (第 2 リングギヤ 1 1 の歯数 / サンギヤ 9 の歯数) \times (段付きピニオン 1 2 の大径部 1 2 a の歯数 / 小径部 1 2 b の歯数) を k とすると、第 2 リングギヤ 1 1 の回転数が $\{ j (k + 1) N_{R1} + (k - j) N_s \} / \{ k (j + 1) \}$ となる。

40

【 0 0 3 0 】

したがって、偏心量調節用駆動源 1 4 の回転速度を入力軸 2 の回転速度よりも遅くした場合であって、カムディスク 5 が固定された入力軸 2 の回転速度とピニオンシャフト 7 の回転速度とが同一である場合には、偏心ディスク 6 はカムディスク 5 と共に一体に回転する。一方で、入力軸 2 の回転速度とピニオンシャフト 7 の回転速度とに差がある場合には、偏心ディスク 6 はカムディスク 5 の中心 P 2 を中心にカムディスク 5 の周縁を回転する。

【 0 0 3 1 】

50

図2に示すように、偏心ディスク6は、カムディスク5に対して、P1からP2までの距離R_aとP2からP3までの距離R_bとが同一となるように偏心されている。そのため、偏心ディスク6の中心P3を入力軸2の回転中心軸線P1と同一線上に位置させて、入力軸2の回転中心軸線P1と偏心ディスク6の中心P3との距離、すなわち、偏心量R₁を「0」にすることもできる。

【0032】

偏心ディスク6の外縁部には、コネクティングロッド15が回転可能に支持されている。コネクティングロッド15は、一方の端部に大径の大径環状部15aを有し、他方の端部に小径の小径環状部15bを有している。コネクティングロッド15の大径環状部15aは、コンロッド軸受16を介して偏心ディスク6の外縁部に支持されている。

10

【0033】

出力軸3には、一方向回転阻止機構としてのワンウェイクラッチ17を介して、揺動リンク18が連結されている。ワンウェイクラッチ17は、出力軸3の回転中心軸線P4を中心として一方側に回転しようとする場合に出力軸3に対して揺動リンク18を固定し、他方側に回転しようとする場合に出力軸3に対して揺動リンク18を空転させる。

【0034】

揺動リンク18には、揺動端部18aが設けられ、揺動端部18aには、小径環状部15bを軸方向で挟み込むことができるように形成された一对の突片18bが設けられている。一对の突片18bには、小径環状部15bの内径に対応する貫通孔18cが穿設されている。貫通孔18c及び小径環状部15bに連結ピン19が挿入されることによって、コネクティングロッド15と揺動リンク18とが連結されている。また、揺動リンク18には、環状部18dが設けられている。

20

【0035】

<てこクラック機構>次に、図2～図4を参照して、本実施形態の無段変速機にてこクラック機構について説明する。

【0036】

図2に示すように、本実施形態の無段変速機1において、偏心量調節機構4と、コネクティングロッド15と、揺動リンク18とが、てこクラック機構20（四節リンク機構）を構成している。

【0037】

てこクラック機構20によって、入力軸2の回転運動は、出力軸3の回転中心軸線P4を中心とする揺動リンク18の揺動運動に変換される。本実施形態の無段変速機1は、図1に示すように、合計6個のてこクラック機構20を備えている。

30

【0038】

てこクラック機構20では、偏心量調節機構4の偏心量R₁が「0」でない場合に、入力軸2とピニオンシャフト7を同一速度で回転させると、各コネクティングロッド15が60度ずつ位相を変えながら、入力軸2と出力軸3との間で出力軸3側に押したり、入力軸2側に引いたりを交互に繰り返して、揺動リンク18を揺動させる。

【0039】

そして、揺動リンク18と出力軸3との間にはワンウェイクラッチ17が設けられているので、揺動リンク18が押された場合には、揺動リンク18が固定されて出力軸3に揺動リンク18の揺動運動によるトルクが伝達されて出力軸3が回転し、揺動リンク18が引かれた場合には、揺動リンク18が空回りして出力軸3に揺動リンク18の揺動運動によるトルクが伝達されない。6つの偏心量調節機構4は、それぞれ60度ずつ位相を変えて配置されているので、出力軸3は6つの偏心量調節機構4により順に回転駆動される。

40

【0040】

また、本実施形態の無段変速機1では、図3に示すように、偏心量調節機構4によって偏心量R₁が調節可能である。

【0041】

図3(a)は、偏心量R₁を「最大」とした状態を示し、入力軸2の回転中心軸線P1

50

とカムディスク5の中心P2と偏心ディスク6の中心P3とが一直線に並ぶように、ピニオンシャフト7と偏心ディスク6とが位置する。この場合の変速比*i*は最小となる。図3(b)は、偏心量R1を図3(a)よりも小さい「中」とした状態を示し、図3(c)は、偏心量R1を図3(b)よりも更に小さい「小」とした状態を示している。変速比*i*は、図3(b)では図3(a)の変速比*i*よりも大きい「中」となり、図3(c)では図3(b)の変速比*i*よりも大きい「大」とした状態を示している。図3(d)は、偏心量R1を「0」とした状態を示し、入力軸2の回転中心軸線P1と、偏心ディスク6の中心P3とが同心に位置する。この場合の変速比*i*は無量大()となる。

【0042】

図4は、本実施形態の偏心量調節機構4による偏心量R1の変化と、揺動リンク18の揺動運動の揺動角度範囲の関係を示している。

10

【0043】

図4(a)は偏心量R1が図3(a)の「最大」である場合(変速比*i*が最小である場合)、図4(b)は偏心量R1が図3(b)の「中」である場合(変速比*i*が中である場合)、図4(c)は偏心量R1が図3(c)の「小」である場合(変速比*i*が大である場合)の、偏心量調節機構4の回転運動(回転角度 1)に対する揺動リンク18の揺動角度範囲 2を示している。ここで、出力軸3の回転中心軸線P4からコネクティングロッド15と揺動端部18aの連結点、すなわち、連結ピン19の中心P5までの距離が、揺動リンク18の長さR2である。

【0044】

20

図4から明らかなように、偏心量R1が小さくなるのに伴い、揺動リンク18の揺動角度範囲 2が狭くなり、偏心量R1が「0」になった場合には、揺動リンク18は揺動しなくなる。

【0045】

<てこクランク機構の給油構造>次に、図5から図9を参照して、本実施形態のてこクランク機構20のコンロッド軸受16の給油構造について説明する。

【0046】

本実施形態の無段変速機1は、図5を用いて説明した課題を解決するために、コンロッド荷重を受けるコンロッド軸受16における転動体と軌道輪の衝突が発生しやすい所定の領域S2に集中的に潤滑油を供給して油のダンピング効果によって衝突音を低減する構造とした。

30

【0047】

本実施形態の無段変速機1を自動車のパワートレインに適用した場合、偏心量調節機構4による偏心量R1の変化に応じて出力軸3に伝達される出力軸トルクは、車両の特性等により、図6に示す変速比マップのように変化する。

【0048】

図6において、出力軸トルクは、変速比*i*が最大減速比側~UD(アンダードライブ)の間(偏心量R1が所定の値R10以下の場合)では、その車両の駆動輪の摩擦係数等によって定まるスリップ限界(最大値)となり、その後、変速比*i*がTD(トップドライブ:最高車速が出せる変速比*i*)からOD(オーバードライブ:最小減速比側)に移行していくにしたがって(偏心量R1が増加するほど)低下していき、OD(偏心量R1が最大R1max)で最小となる。

40

【0049】

ここで、変速比がOD側に移行するときには、比較的走行時の負荷が低い巡航走行が想定されるので、他の変速比に比べて入力軸の回転数やトルクも低い。このため、エンジン側の騒音や振動は少ない反面、変速機側の騒音や振動が目立ちやすくなる。よって、偏心量R1が可変の場合、最もOD側で衝突音を低減することがNVHの悪化を抑える効果が高いと言える。

【0050】

図7から図9は、本実施形態のてこクランク機構20に設けられる油路を示している。

50

図7において、(a)は図5(a)のA-A断面図、(b)はピニオンシャフトの外観図である。図8は偏心ディスクの外観図である。また、図9は図5(a)のconnectingロッドの大径環状部を示す拡大図である。

【0051】

図7および図8に示すように、本実施形態では、上記所定の領域S2のコンロッド軸受16に潤滑油を供給するために、ピニオンシャフト7を貫通してピニオン軸受7bと外歯7aとカムディスク5の間の空隙34を通り、偏心ディスク6の受入孔6aの内周から外周を貫通するような油路31~34が形成されている。

【0052】

第1油路31はピニオンシャフト7の内部に中心軸線に沿って延びる中空部として形成されている。第2の油路32は、第1の油路31からピニオンシャフト7をピニオン軸受7bに向けて径方向に貫通して形成されており、ピニオン軸受7bと外歯7aとカムディスク5の間の空隙34に連通する。第3の油路33は、偏心ディスク6の受入孔6aの一部を内周から外周に貫通するように形成されており、第2の油路32から空隙34を通過してピニオンシャフト7の外歯7aに到達した潤滑油が供給される入口孔33aと、潤滑油を外部に排出する出口孔33bとを有する。出口孔33bから排出される潤滑油は、偏心ディスク6の回転運動による遠心力で飛散されてコンロッド軸受16に供給される。

【0053】

第3の油路33の少なくとも出口孔33bは、connectingロッド15が揺動リンク18を揺動運動させるときに、揺動リンク18から受ける反力によってconnectingロッド15の大径環状部15aが受けるコンロッド荷重が作用する領域S1とは反対側の領域S2に設けられる。

【0054】

詳しくは、図5(a)に示すように、偏心量調節機構4(偏心ディスク6)とconnectingロッド15との連結部分の中心P3を入力側支点とし、揺動リンク18とconnectingロッド15との連結部分の中心P5を出力側支点とし、これら入力側支点と出力側支点とを結ぶ線をLconとすると、第3の油路33の少なくとも出口孔33b、好ましくは入口孔33aおよび出口孔33bは、軸方向から見たときに、コンロッド荷重がゼロとなるときのLconの延長上に設けられる。そして、そのときの偏心量R1は、出力軸トルクが最小となり、変速比iがOD(オーバードライブ:最小減速比側)のときの最大の偏心量(R1max)に対応する。このように、コンロッド荷重を受けるコンロッド軸受16における転動体と軌道輪の衝突が発生しやすい領域S2に集中的に潤滑油を供給して油のダンピング効果によって衝突音を低減することができる。

【0055】

なお、本実施形態では、第1の油路31から第2の油路32を経由して第3の油路33に到達する油路の構成を例に説明したが、第3の油路33に潤滑油が到達する経路は、例えば、隣接するてこクランク機構20同士の間隙など、他にも無数に存在することは言うまでもない。

【0056】

上述したように、本実施形態のてこクランク機構20は、入力軸2とピニオンシャフト7とを同一速度で回転させると偏心量R1が維持され、入力軸2とピニオンシャフト7とに速度差を発生させる偏心量R1が変更される機構であり、変速比iに応じて偏心量調節機構4により偏心量R1が最小(=0)から最大まで変化したときに、偏心ディスク6の内歯6bがピニオンシャフト7の外歯7aと噛み合う領域と、噛み合わない領域がある。そこで、第3の油路33の入口孔33aは、図9に示すように、偏心ディスク6の内歯6bがピニオンシャフト7の外歯7aと噛み合わない領域Tの歯底に形成される。このように、第3の油路33の入口孔33aを、どのような偏心量であっても外歯7aと噛み合うことがない角度範囲Tにおける内歯6bの歯底に形成することで、偏心ディスク6の内歯6bにおける外歯7aと噛み合う部分の強度を確保することができる。

【0057】

10

20

30

40

50

以上のように、本実施形態によれば、コンロッド荷重を受けるコンロッド軸受16における転動体と軌道輪の衝突が発生しやすい領域S2に集中的に潤滑油を供給することで、油のダンピング効果によって衝突音を低減することができる。また、特定の部位に必要な最小限の潤滑油を供給することで、オイルポンプの負荷を増加せず効率よく冷却すると共に、潤滑油のせん断力によるフリクションを最小限に抑えることができる。

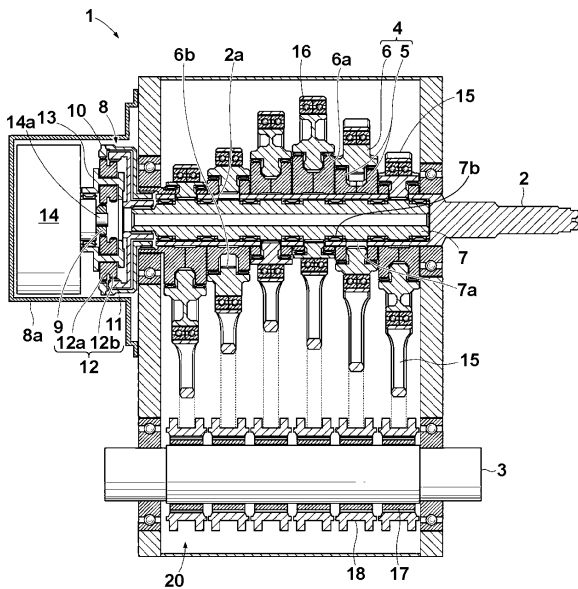
【符号の説明】

【0058】

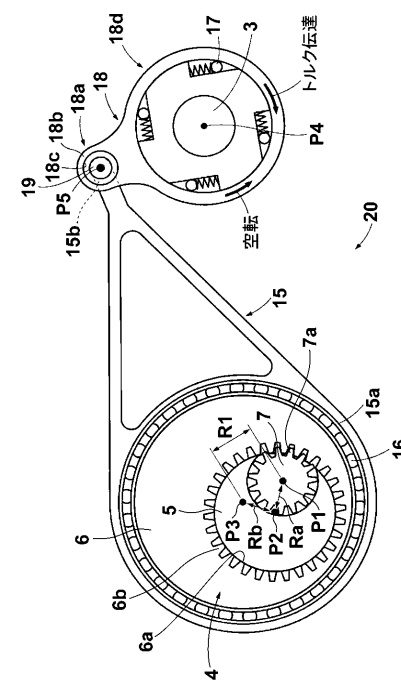
1...無段変速機、2...入力軸、3...出力軸、4...偏心量調節機構、5...カムディスク、6...偏心ディスク、6a...受入孔、6b...内歯、7...ピニオンシャフト、7a...外歯、7b...ピニオン軸受、14...偏心量調節用駆動源、14a...回転軸、15...コネクティングロッド、15a...大径環状部、15b...小径環状部、16...コンロッド軸受、17...ワンウェイクラッチ、18...揺動リンク、20...てこクラック機構、31...第1の油路、32...第2の油路、33...第3の油路、33a...入口孔、33b...出口孔、34...空隙

10

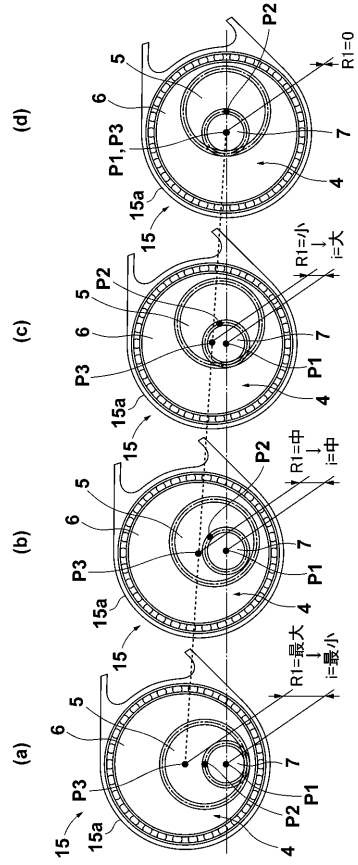
【図1】



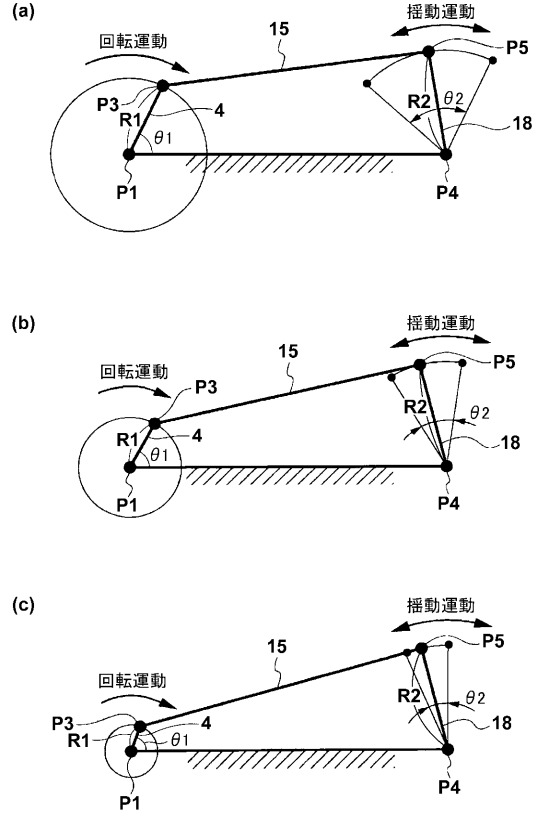
【図2】



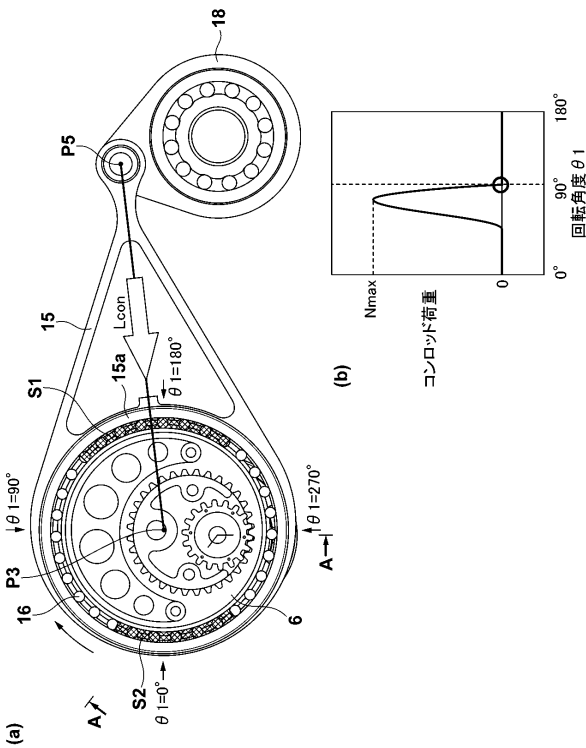
【図3】



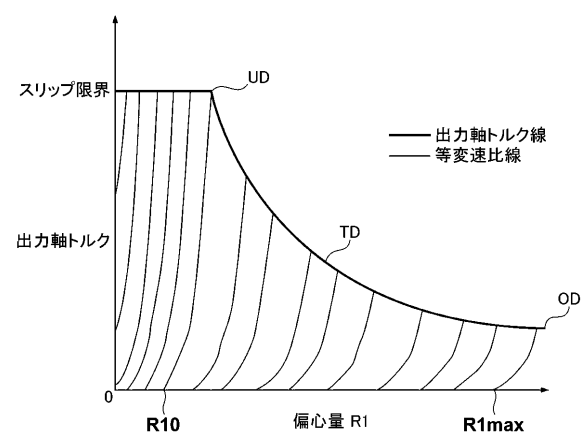
【図4】



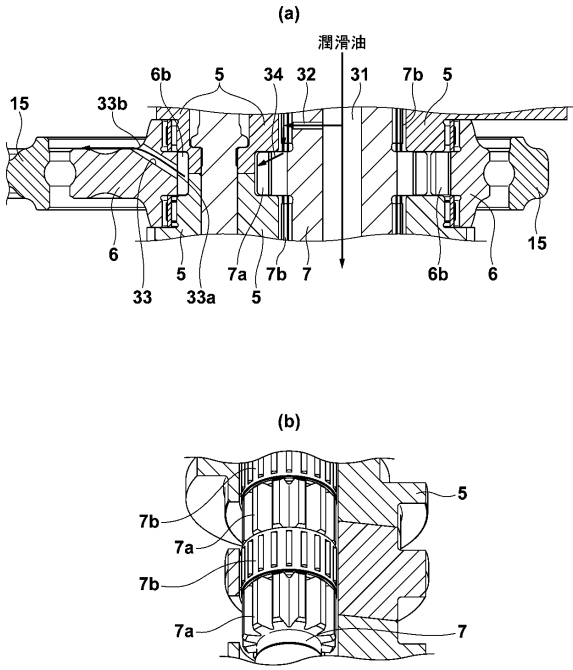
【図5】



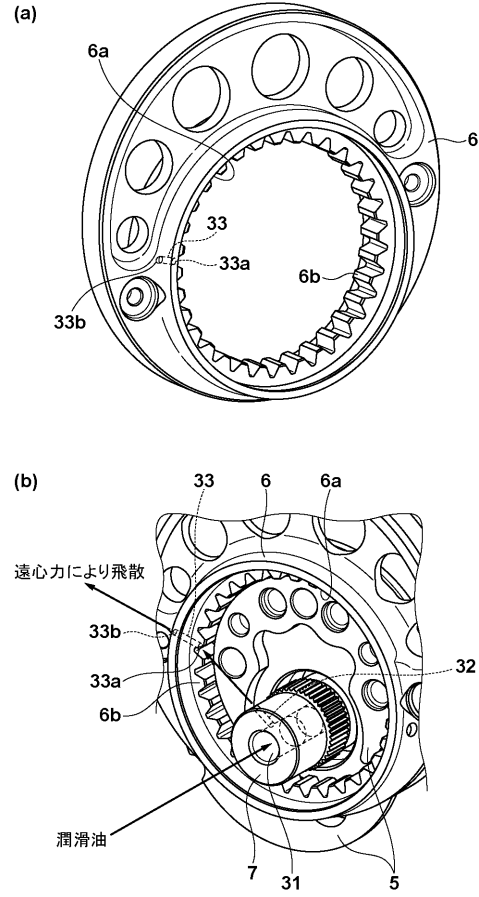
【図6】



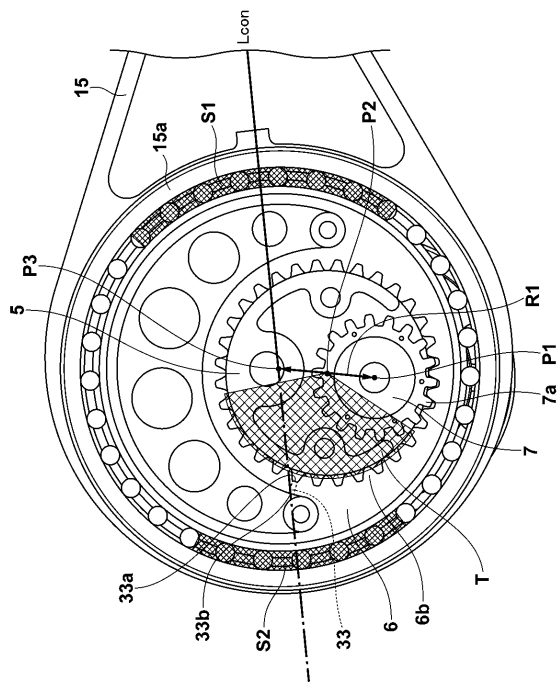
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

(72)発明者 西村 優史

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

審査官 高吉 統久

(56)参考文献 特開2013-019501(JP,A)

特開2012-001048(JP,A)

実開昭56-044248(JP,U)

国際公開第2010/009695(WO,A1)

実開平03-102643(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 29/04