

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4983363号  
(P4983363)

(45) 発行日 平成24年7月25日(2012.7.25)

(24) 登録日 平成24年5月11日(2012.5.11)

(51) Int.Cl.  
F16H 15/38 (2006.01)

F1  
F16H 15/38

請求項の数 1 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2007-107832 (P2007-107832)	(73) 特許権者	000004204 日本精工株式会社 東京都品川区大崎1丁目6番3号
(22) 出願日	平成19年4月17日(2007.4.17)	(74) 代理人	100104547 弁理士 栗林 三男
(65) 公開番号	特開2008-267421 (P2008-267421A)	(74) 代理人	100102967 弁理士 大畑 進
(43) 公開日	平成20年11月6日(2008.11.6)	(72) 発明者	豊田 俊郎 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内
審査請求日	平成22年2月25日(2010.2.25)	(72) 発明者	井上 英司 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内
		審査官	小林 忠志

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

それぞれの内側面同士を互いに対向させた状態で互いに同心的に且つ回転自在に支持された入力側ディスクおよび出力側ディスクと、前記入力側ディスクと前記出力側ディスクとの間に挟持されたパワーローラと、前記入力側ディスクおよび前記出力側ディスクの回転中心軸に対して捻れの位置にあり且つ互いに同心的に設けられた一対の枢軸を中心に揺動するとともに、前記パワーローラを支軸を介して回転自在に支持するトラニオンと、前記パワーローラに加わるスラスト方向の荷重を支承するスラスト軸受とを備え、前記スラスト軸受は、前記パワーローラによって形成される内輪と、前記支軸と一体を成す外輪と、これらの内輪と外輪との間で転動する転動体とを有して成り、前記トラニオンは、その

10

本体部である支持板部の長手方向の両端部にこの支持板部の内側面側に折れ曲がる状態で形成された一対の折れ曲がり壁部を有することにより前記パワーローラを収容する収容空間を内側に形成し、前記各折れ曲がり壁部の外側面に前記枢軸が互いに同心的に設けられ、前記一対の折れ曲がり壁部の先端縁同士が連結部材により連結されて成るトロイダル型無段変速機において、

前記支軸は、一端が前記トラニオンに支持されるとともに、他端が前記連結部材に支持され、前記トラニオンの支持板部および前記連結部材にはそれぞれ、前記支持板部の長手方向に対して略直交する方向に延びる長穴が形成され、これらの長穴に沿って前記支軸が移動できるようになっており、

20

かつ、前記支軸は、前記トラニオンにより支持される部位の外径が前記連結部材により

支持される部位の外径と略同一になっているとともに、前記パワーローラの回転中心軸と同軸に一直線状に形成されていることを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動車や各種産業機械の変速機などに利用可能なトロイダル型無段変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

例えば自動車用変速機として用いるダブルキャピティ式トロイダル型無段変速機は、図6および図7に示すように構成されている。図6に示すように、ケーシング50の内側には入力軸1が回転自在に支持されており、この入力軸1の外周には、2つの入力側ディスク2、2と2つの出力側ディスク3、3とが取り付けられている。また、入力軸1の中間部の外周には出力歯車4が回転自在に支持されている。この出力歯車4の中心部に設けられた円筒状のフランジ部4a、4aには、出力側ディスク3、3がスプライン結合によって連結されている。

10

【0003】

入力軸1は、図中左側に位置する入力側ディスク2とカム板（ローディングカム）7との間に設けられたローディングカム式の押圧装置12を介して、駆動軸22により回転駆動されるようになっている。また、出力歯車4は、2つの部材の結合によって構成された仕切壁（中間壁）13に対しアンギュラ玉軸受107を介して支持されるとともに、この仕切壁13を介してケーシング50内に支持されており、これにより、入力軸1の軸線Oを中心に回転できる一方で、軸線O方向の変位が阻止されている。

20

【0004】

出力側ディスク3、3は、入力軸1との間に介在されたニードル軸受5、5によって、入力軸1の軸線Oを中心に回転自在に支持されている。また、図中左側の入力側ディスク2は、入力軸1にボールスプライン6を介して支持され、図中右側の入力側ディスク2は、入力軸1にスプライン結合されており、これら入力側ディスク2は入力軸1と共に回転するようになっている。また、入力側ディスク2、2の内側面（凹面；トラクション面とも言う）2a、2aと出力ディスク3、3の内側面（凹面；トラクション面とも言う）3a、3aとの間には、パワーローラ11（図7参照）が回転自在に挟持されている。

30

【0005】

図6中右側に位置する入力側ディスク2の内周面2cには、段差部2bが設けられ、この段差部2bに、入力軸1の外周面1aに設けられた段差部1bが突き当てられるとともに、入力側ディスク2の背面（図6の右面）は、入力軸1の外周面に形成されたネジ部に螺合されたローディングナット9に突き当てられている。これによって、入力側ディスク2の入力軸1に対する軸線O方向の変位が実質的に阻止されている。また、カム板7と入力軸1の鏝部1dとの間には、皿ばね8が設けられており、この皿ばね8は、各ディスク2、2、3、3の凹面2a、2a、3a、3aとパワーローラ11、11の周面11a、11aとの当接部に押圧力を付与する。

40

【0006】

図6のA-A線に沿う断面図である図7に示すように、ケーシング50の内側であって、出力側ディスク3、3の側方位置には、両ディスク3、3を両側から挟む状態で一对のヨーク23A、23Bが支持されている。これら一对のヨーク23A、23Bは、鋼等の金属のプレス加工あるいは鍛造加工により矩形状に形成されている。そして、後述するトラニオン15の両端部に設けられた枢軸14を揺動自在に支持するため、ヨーク23A、23Bの四隅には、円形の支持孔18が設けられるとともに、ヨーク23A、23Bの幅方向の中央部には、円形の係止孔19が設けられている。

【0007】

一对のヨーク23A、23Bは、ケーシング50の内面の互いに対向する部分に形成さ

50

れた支持ポスト64, 68により、支持ポスト64, 68を支点として揺動できるように支持されている。これらの支持ポスト64, 68はそれぞれ、入力側ディスク2の内側面2aと出力側ディスク3の内側面3aとの間にある第1キャビティ221および第2キャビティ222にそれぞれ対向する状態で設けられている。

【0008】

したがって、ヨーク23A, 23Bは、各支持ポスト64, 68に支持された状態で、その一端部が第1キャビティ221の外周部分に対向するとともに、その他端部が第2キャビティ222の外周部分に対向している。

【0009】

第1および第2のキャビティ221, 222は同一構造であるため、以下、第1キャビティ221のみについて説明する。

【0010】

図7に示すように、ケーシング50の内側において、第1キャビティ221には、入力軸1に対し捻れの位置にある一对の枢軸(傾転軸)14, 14を中心として揺動する一对のトラニオン15, 15が設けられている。なお、図7においては、入力軸1の図示は省略している。各トラニオン15, 15は、その本体部である支持板部16の長手方向(図7の上下方向)の両端部に、この支持板部16の内側面側に折れ曲がる状態で形成された一对の折れ曲がり壁部20, 20を有している。そして、この折れ曲がり壁部20, 20によって、各トラニオン15, 15は、パワーローラ11を収容するための凹状の収容空間であるポケット部Pを形成している。また、各折れ曲がり壁部20, 20の外側面には、各枢軸14, 14が互いに同心的に設けられている。

【0011】

支持板部16の中央部には円孔21が形成され、この円孔21には支軸としての変位軸23の基端部(第1の軸部)23aが支持されている。そして、各枢軸14, 14を中心として各トラニオン15, 15を揺動させることにより、これら各トラニオン15, 15の中央部に支持された変位軸23の傾斜角度を調節できるようになっている。また、各トラニオン15, 15の内側面から突出する変位軸23の先端部(第2の軸部)23bの周囲には、各パワーローラ11が回転自在に支持されており、各パワーローラ11, 11は、各入力側ディスク2, 2および各出力側ディスク3, 3の間に挟持されている。なお、各変位軸23, 23の基端部23aと先端部23bとは、互いに偏心している。

【0012】

また、前述したように、各トラニオン15, 15の枢軸14, 14はそれぞれ、一对のヨーク23A, 23Bに対して揺動自在および軸方向(図7の上下方向)に変位自在に支持されており、各ヨーク23A, 23Bにより、トラニオン15, 15はその水平方向の移動を規制されている。前述したように、各ヨーク23A, 23Bの四隅には円形の支持孔18が4つ設けられており、これら支持孔18にはそれぞれ、トラニオン15の両端部に設けた枢軸14がラジアルニードル軸受(傾転軸受)30を介して揺動自在(傾転自在)に支持されている。また、前述したように、ヨーク23A, 23Bの幅方向(図6の左右方向)の中央部には、円形の係止孔19が設けられており、この係止孔19の内周面は円筒面として、支持ポスト64, 68を内嵌している。すなわち、上側のヨーク23Aは、ケーシング50に固定部材52を介して支持されている球面ポスト64によって揺動自在に支持されており、下側のヨーク23Bは、球面ポスト68およびこれを支持する駆動シリンダ31の上側シリンダボディ61によって揺動自在に支持されている。

【0013】

なお、各トラニオン15, 15に設けられた各変位軸23, 23は、入力軸1に対し、互いに180度反対側の位置に設けられている。また、これらの各変位軸23, 23の先端部23bが基端部23aに対して偏心している方向は、両ディスク2, 2, 3, 3の回転方向に対して同方向(図7で上下逆方向)となっている。また、偏心方向は、入力軸1の配設方向に対して略直交する方向となっている。したがって、各パワーローラ11, 11は、入力軸1の長手方向に若干変位できるように支持される。その結果、押圧装置12が

10

20

30

40

50

発生するスラスト荷重に基づく各構成部材の弾性変形等に起因して、各パワーローラ 1 1 , 1 1 が入力軸 1 の軸方向に変位する傾向となった場合でも、各構成部材に無理な力が加わらず、この変位が吸収される。

【 0 0 1 4 】

また、パワーローラ 1 1 の外側面とトラニオン 1 5 の支持板部 1 6 の内側面との間には、パワーローラ 1 1 の外側面の側から順に、スラスト転がり軸受であるスラスト玉軸受 2 4 と、スラストニードル軸受 2 5 とが設けられている。このうち、スラスト玉軸受 2 4 は、各パワーローラ 1 1 に加わるスラスト方向の荷重を支承しつつ、これら各パワーローラ 1 1 の回転を許容するものである。このようなスラスト玉軸受 2 4 はそれぞれ、複数個ずつの玉（転動体） 2 6 , 2 6 と、これら各玉 2 6 , 2 6 を転動自在に保持する円環状の保持器 2 7 と、円環状の外輪 2 8 とから構成されている。また、各スラスト玉軸受 2 4 の内輪軌道は各パワーローラ 1 1 の外側面（大端面）に、外輪軌道は各外輪 2 8 の内側面にそれぞれ形成されている。

10

【 0 0 1 5 】

また、スラストニードル軸受 2 5 は、トラニオン 1 5 の支持板部 1 6 の内側面と外輪 2 8 の外側面との間に挟持されている。このようなスラストニードル軸受 2 5 は、パワーローラ 1 1 から各外輪 2 8 に加わるスラスト荷重を支承しつつ、これらパワーローラ 1 1 および外輪 2 8 が各変位軸 2 3 の基端部 2 3 a を中心として揺動することを許容する。

【 0 0 1 6 】

さらに、各トラニオン 1 5 , 1 5 の一端部（図 7 の下端部）にはそれぞれ駆動ロッド（枢軸 1 4 から延びる軸部） 2 9 , 2 9 が設けられており、各駆動ロッド 2 9 , 2 9 の中間部外周面に駆動ピストン（油圧ピストン） 3 3 , 3 3 が固設されている。そして、これら各駆動ピストン 3 3 , 3 3 はそれぞれ、上側シリンダボディ 6 1 と下側シリンダボディ 6 2 とによって構成された駆動シリンダ 3 1 内に油密に嵌装されている。これら各駆動ピストン 3 3 , 3 3 と駆動シリンダ 3 1 とで、各トラニオン 1 5 , 1 5 を、これらトラニオン 1 5 , 1 5 の枢軸 1 4 , 1 4 の軸方向に変位させる駆動装置 3 2 を構成している。

20

【 0 0 1 7 】

このように構成されたトロイダル型無段変速機の場合、駆動軸 2 2 の回転は、押圧装置 1 2 を介して、各入力側ディスク 2 , 2 および入力軸 1 に伝えられる。そして、これら入力側ディスク 2 , 2 の回転が、一對のパワーローラ 1 1 , 1 1 を介して各出力側ディスク 3 , 3 に伝えられ、更にこれら各出力側ディスク 3 , 3 の回転が、出力歯車 4 より取り出される。

30

【 0 0 1 8 】

入力軸 1 と出力歯車 4 との間の回転速度比を変える場合には、一對の駆動ピストン 3 3 , 3 3 を互いに逆方向に変位させる。これら各駆動ピストン 3 3 , 3 3 の変位に伴って、一對のトラニオン 1 5 , 1 5 が互いに逆方向に変位（オフセット）する。例えば、図 7 の左側のパワーローラ 1 1 が同図の下側に、同図の右側のパワーローラ 1 1 が同図の上側にそれぞれ変位する。その結果、これら各パワーローラ 1 1 , 1 1 の周面 1 1 a , 1 1 a と各入力側ディスク 2 , 2 および各出力側ディスク 3 , 3 の内側面 2 a , 2 a , 3 a , 3 a との当接部に作用する接線方向の力の向きが変化する。そして、この力の向きの変化に伴って、各トラニオン 1 5 , 1 5 が、ヨーク 2 3 A , 2 3 B に枢支された枢軸 1 4 , 1 4 を中心として、互いに逆方向に揺動（傾転）する。

40

【 0 0 1 9 】

その結果、各パワーローラ 1 1 , 1 1 の周面（トラクション面） 1 1 a , 1 1 a と各内側面 2 a , 3 a との当接位置が変化し、入力軸 1 と出力歯車 4 との間の回転速度比が変化する。また、これら入力軸 1 と出力歯車 4 との間で伝達するトルクが変動し、各構成部材の弾性変形量が変化すると、各パワーローラ 1 1 , 1 1 およびこれら各パワーローラ 1 1 , 1 1 に付属の外輪 2 8 , 2 8 が、各変位軸 2 3 , 2 3 の基端部 2 3 a , 2 3 a を中心として僅かに回動する。これら各外輪 2 8 , 2 8 の外側面と各トラニオン 1 5 , 1 5 を構成する支持板部 1 6 の内側面との間には、それぞれスラストニードル軸受 2 5 , 2 5 が存在

50

するため、前記回動は円滑に行われる。したがって、前述のように各変位軸 2 3 , 2 3 の傾斜角度を変化させるための力が小さくて済む。

【 0 0 2 0 】

ところで、上記構成のトロイダル型無段変速機の運転時、各トラニオン 1 5 , 1 5 の内側面側に回転自在に支持されたパワーローラ 1 1 には、入力側および出力側の両ディスク 2 , 3 内側面 2 a , 3 a からスラスト荷重が加わる。そしてこのスラスト荷重は、スラスト玉軸受 2 4 およびスラストニードル軸受 2 5 を介して各トラニオン 1 5 を構成する支持板部 1 6 の内側面に伝達される。したがって、トロイダル型無段変速機の運転時に各トラニオン 1 5 , 1 5 は、図 8 に誇張して示すように、内側面側が凹面となる方向に、僅かとは言え弾性変形する。そして、この弾性変形量が大きくなると、スラスト玉軸受 2 4 を構成する転動体である玉 2 6 , 2 6 およびスラストニードル軸受 2 5 を構成するニードルに加わるスラスト荷重が不均一になる。すなわち、各トラニオン 1 5 の弾性変形の結果、これら各トラニオン 1 5 を構成する支持板部 1 6 の内側面と各パワーローラ 1 1 の外側面との距離が不均一になる。そして、これら両面同士の距離が大きくなった部分に存在する転動体 2 6 に加わるスラスト荷重が小さくなる代わりに、この距離が小さくなった部分に存在する転動体 2 6 に加わるスラスト荷重が大きくなる。この結果、一部の転動体 2 6 に過大なスラスト荷重が加わり、この一部の転動体 2 6 と転動体 2 6 の転動面が当接している軌道面との当接圧が過大となって、これら転動面および軌道面の疲れ寿命が著しく短くなる。

10

【 0 0 2 1 】

また、図 9 の A 部のように、トラニオン 1 5 の両端部に設けた各枢軸 1 4 , 1 4 の基端部に応力が集中して、過大なトルクが入力された場合には、この部分に亀裂等の損傷が発生し易くなる。従来は、トラニオン 1 5 の肉厚を大きくして、このような損傷が発生するのを防止していたが、重量やコストが増大する原因となるため、好ましくない。また、トロイダル型無段変速機の運転時に各パワーローラ 1 1 には、入力側ディスク 2 の回転方向の力が加わる。すなわち、これら各パワーローラ 1 1 の周面 1 1 a と入力側ディスク 2 の内側面 2 a との当接部では、この入力側ディスク 2 から各パワーローラ 1 1 にトルクを伝達することに伴って、この入力側ディスク 2 の回転方向の力が加わる。また、各パワーローラ 1 1 の周面 1 1 a と出力側ディスク 3 の内側面 3 a との当接部では、このパワーローラ 1 1 からこの出力側ディスク 3 にトルクを伝達することに伴う反作用として、この出力側ディスク 3 の回転方向と反対方向で入力側ディスク 2 の回転方向の力が加わる。この結果、各パワーローラ 1 1 およびこれら各パワーローラ 1 1 を支持した変位軸 2 3 の先端部 2 3 b には、図 9 の矢印 向または矢印 方向の力が加わり、この変位軸 2 3 が当該矢印方向に傾斜する傾向になる。

20

30

【 0 0 2 2 】

このようにして変位軸 2 3 が傾斜し、この変位軸 2 3 の先端部 2 3 b に支持されたパワーローラ 1 1 の位置がずれると、このパワーローラ 1 1 の周面 1 1 a と各ディスク 2 , 3 の内側面 2 a , 3 a との接触点が所定位置からずれ、変速動作が不安定になる。このような変速動作の不安定な状態は、変位軸 2 3 がトラニオン 1 5 に対し傾斜した場合だけでなく、このトラニオン 1 5 が図 8 に示すように弾性変形し、このトラニオン 1 5 に支持された変位軸 2 3 の先端部 2 3 b の位置がずれることによって生じる。また、前述したように変位軸 2 3 がトラニオン 1 5 に対し傾斜した場合には、図 9 の B 部のように、この変位軸 2 3 の基端部 2 3 a とトラニオン 1 5 との係合部に応力が集中して、この部分に亀裂等の損傷が発生し易くなる。この部分においても従来は肉厚を大きくして損傷が発生するのを防止していたが、重量やコストが増大する原因となるため、好ましくない。

40

【 0 0 2 3 】

そこで、特許文献 1 では、図 1 0 に示すように、トラニオン 1 5 を構成する支持板部 1 6 の両端部に設けた一対の折れ曲がり壁部 2 0 , 2 0 の先端縁同士を連結部材 2 0 0 により連結することにより、パワーローラ 1 1 から支持板部 1 6 に加わるスラスト荷重にかかわらず、この支持板部 1 6 (トラニオン 1 5 ) が弾性変形することを抑制し、それにより

50

、前述した問題を解決しようとしている。また、特許文献2では、トラニオン15の弾性変形の影響を吸収するため、パワーローラ11をトラニオン15に対して並進運動させる構造を提案している。

【0024】

【特許文献1】特開2001-304366号公報

【特許文献2】特開2006-258231号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0025】

図9等を示すように、従来のパワーローラ軸受の外輪28はトラニオン15側に片持ち支持されている。そのため、パワーローラ軸受の内輪(パワーローラ11)および外輪28はいずれも軸受の隙間の分だけ傾いてしまい、理想的な位置からずれ、トルク伝達効率の低下を引き起こす場合がある。また、このような片持ち支持に伴い、パワーローラ軸受の内輪(パワーローラ11)と内輪支持軸(前述した従来の構造では、変位軸23)との間の傾きも大きくなる。そのため、これら両者の間にはケージおよびローラから成るニードル軸受202が設けられているが、傾きが大きくなると、この軸受202のニードルの一部に大きな力が掛かってしまう(局部的に面圧が高くなる(エッジロード))。また、前記ケージと内輪または内輪支持軸とが接触してしまうことも考えられる。この場合は、トルク伝達効率の低下を引き起こす。

【0026】

また、トラニオン15の弾性変形の影響を吸収するため、従来においては、前述した特許文献1および特許文献2に開示された構造をはじめ、パワーローラ軸受をトラニオン15に対して軸方向に揺動させる構造にしたり、変位軸23を有さない場合にはパワーローラ軸受をトラニオン15に対して摺動させる構造にしているが、いずれにおいても、揺動抵抗や摺動抵抗が大きいと、押圧装置12で発生した力が正しく伝わらず、面圧が不足してグロススリップが生じてしまう。そのため、抵抗を小さくする新たな構造を加える必要がある。

【0027】

また、前述した特許文献2に示されるような構造では、パワーローラ11をトラニオン15に対して並進運動させるための特別な軸受を使用するため、また、この軸受の転走面をトラニオン15および外輪28の双方に設ける必要があるため、コストが嵩む虞がある。

【0028】

本発明は、前記事情に鑑みて為されたもので、パワーローラ軸受をトラニオンの軸方向に並進させることでトラニオンの弾性変形の影響を吸収する構造において、その並進の抵抗による滑りを最小限に抑えることができるとともに、パワーローラ軸受の傾きも抑制できる、トルク伝達効率の良好で低コストなトロイダル型無段変速機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0029】

前記目的を達成するために、請求項1に記載のトロイダル型無段変速機は、それぞれの内側面同士を互いに対向させた状態で互いに同心的に且つ回転自在に支持された入力側ディスクおよび出力側ディスクと、前記入力側ディスクと前記出力側ディスクとの間に挟持されたパワーローラと、前記入力側ディスクおよび前記出力側ディスクの回転中心軸に対して捻れの位置にあり且つ互いに同心的に設けられた一対の枢軸を中心に揺動するとともに、前記パワーローラを支軸を介して回転自在に支持するトラニオンと、前記パワーローラに加わるスラスト方向の荷重を支承するスラスト軸受とを備え、前記スラスト軸受は、前記パワーローラによって形成される内輪と、前記支軸と一体を成す外輪と、これらの内輪と外輪との間で転動する転動体とを有して成り、前記トラニオンは、その本体部である支持板部の長手方向の両端部にこの支持板部の内側面側に折れ曲がる状態で形成された一

10

20

30

40

50

対の折れ曲がり壁部を有することにより前記パワーローラを収容する収容空間を内側に形成し、前記各折れ曲がり壁部の外側面に前記枢軸が互いに同心的に設けられ、前記一对の折れ曲がり壁部の先端縁同士が連結部材により連結されて成るトロイダル型無段変速機において、前記支軸は、一端が前記トラニオンに支持されるとともに、他端が前記連結部材に支持され、前記トラニオンの支持板部および前記連結部材にはそれぞれ、前記支持板部の長手方向に対して略直交する方向に延びる長穴が形成され、これらの長穴に沿って前記支軸が移動できるようになっており、かつ、前記支軸は、前記トラニオンにより支持される部位の外径が前記連結部材により支持される部位の外径と略同一になっているとともに、前記パワーローラの回転中心軸と同軸に一直線状に形成されていることを特徴とする

【0030】

この請求項1に記載された発明においては、支軸の一端がトラニオンに支持されるとともに、支軸の他端が連結部材に支持されているので、パワーローラ（内輪）および外輪を含むパワーローラ軸受全体の傾きを抑制できる。そのため、パワーローラとディスクとの接点ズレによるトルク伝達効率の低下を防止できる（トルク伝達効率が従来に比べて向上する）。また、パワーローラと支軸との間の傾きも小さくなるので、パワーローラと支軸との間に介在する軸受の局所的な面圧増大を防ぐこともでき、当該軸受の破損を防止することができる。また、上記構成では、支持板部の長手方向に対して略直交する方向に延びる長穴が連結部材および支持板部に形成され、これらの長穴に沿って支軸が移動できるようになっているので、トルク伝達時において、支軸は、回転しながら長穴に沿って移動し、それにより、パワーローラ軸受全体を並進移動させることができる（支軸の回転運動がパワーローラ軸受全体の並進運動に変換される）。また、パワーローラ軸受をトラニオンの軸方向に並進させることでトラニオンの弾性変形の影響を吸収することができる。

【0032】

また、前記連結部材の長穴および前記支持板部の長穴に沿って移動する支軸の部位の外径が互いに略同一であるので、支軸は長穴内を転がるようになり、滑りが非常に小さい軸方向の変位が可能になる。すなわち、並進の抵抗による滑りを最小限に抑えることができる。また、パワーローラを小さい摩擦抵抗で摺動させるための特別な軸受が必要なくなるので、コストも低くなる。

【発明の効果】

【0033】

本発明によれば、支軸の一端がトラニオンに支持され、支軸の他端が連結部材に支持されるとともに、支持板部の長手方向に対して略直交する方向に延びる長穴が形成され、これらの長穴に沿って前記支軸が移動できるようになっているので、パワーローラ軸受をトラニオンの軸方向に並進させることでトラニオンの弾性変形の影響を吸収する構造において、その並進の抵抗による滑りを最小限に抑えることができるとともに、パワーローラ軸受の傾きも抑制できる。また、トルク伝達効率を向上させ、低コストに製造することもできる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0034】

以下、図面を参照しながら、本発明の実施形態について説明する。なお、本発明の特徴は、パワーローラ軸受の支持構造および並進構造にあり、その他の構成および作用は前述した従来の構成および作用と同様であるため、以下においては、本発明の特徴部分についてのみ言及し、それ以外の部分については、図6ないし図10と同一の符号を付して簡潔に説明するに留める。

【0035】

図1～図5には本発明の実施形態を示している。これらの図に示すように、トラニオン15は、その本体部である支持板部16の長手方向の両端部にこの支持板部16の内側面に折れ曲がる状態で形成された一对の折れ曲がり壁部20, 20を有している。また、一对の折れ曲がり壁部20, 20の先端縁同士は連結部材200により連結されている。また、トラニオン15の支持板部16および連結部材200にはそれぞれ、支持板部16

10

20

30

40

50

の長手方向に対して略直交する方向に延びる長穴 230, 220 が形成されている。

【0036】

また、パワーローラ 11 は支軸 23 を介してトラニオン 15 に回転自在に支持されている。支軸 23 は、一端がトラニオン 15 の長穴 230 に挿入されて支持されるとともに、他端が連結部材 200 の長穴 200 に挿入されて支持されている。そして、支軸 23 は、これらの長穴 230, 220 に沿って移動できるようになっている。

【0037】

また、図 4 に明確に示すように、支軸 23 は、トラニオン 15 により支持される部位 23a' の外径 R が連結部材 200 により支持される部位 23b' の外径と略同一になっている。

10

【0038】

このように、上記構成では、支軸 23 の一端 23a' がトラニオン 15 に支持されるとともに、支軸 23 の他端 23b' が連結部材 200 に支持されているため、パワーローラ 11 および外輪 28 を含むパワーローラ軸受全体の傾きを抑制できる。そのため、パワーローラ 11 とディスク 2, 3 との接点ズレによるトルク伝達効率の低下を防止できる（トルク伝達効率が従来に比べて向上する）。また、パワーローラ 11 と支軸 23 との間の傾きも小さくなるため、パワーローラ 11 と支軸 23 との間に介在するニードル軸受 202 の局所的な面圧増大を防ぐこともでき、ニードル軸受 202 の破損を防止することができる。また、上記構成では、支持板部 16 の長手方向に対して略直交する方向に延びる長穴 230, 220 が連結部材 200 および支持板部 16 に形成され、これらの長穴 230, 220 に沿って支軸 23 が移動できるようになっているため、トルク伝達時において、支軸 23 は、図 2 の (b) に示すように回転しながら長穴 230, 220 に沿って移動し、それにより、パワーローラ軸受全体を並進移動させることができる（支軸 23 の回転運動がパワーローラ軸受全体の並進運動に変換される）。また、パワーローラ軸受をトラニオン 15 の軸方向に並進させることでトラニオンの弾性変形の影響を吸収することができる。

20

【0039】

また、本実施形態では、連結部材 200 の長穴 220 および支持板部 16 の長穴 230 に沿って移動する支軸 23 の部位の外径が互いに略同一であるため、支軸 23 は長穴 220, 230 内を転がるようになり、滑りが非常に小さい軸方向の変位が可能になる。すな

30

わち、並進の抵抗による滑りを最小限に抑えることができる。また、パワーローラ 11 を小さい摩擦抵抗で摺動させるための特別な軸受が必要なくなるため、コストも低くなる。

【産業上の利用可能性】

【0040】

本発明は、シングルキャピティ型やダブルキャピティ型などの様々なハーフトロイダル型無段変速機に適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0041】

【図 1】本発明の実施形態に係るトロイダル型無段変速機の要部の斜視図である。

【図 2】(a) は図 1 のトロイダル型無段変速機のパワーローラ軸受を取り除いた状態を示す斜視図、(b) はトラニオンの長穴に支軸を挿入した状態の模式図である。

40

【図 3】図 1 のトロイダル型無段変速機をトラニオンの上面側から見た平面図である。

【図 4】図 3 の A - A 線に沿う断面図である。

【図 5】図 1 のトロイダル型無段変速機を連結部材の下面側から見た平面図である。

【図 6】従来のトロイダル型無段変速機における要部断面図である。

【図 7】図 6 の A - A 線に沿う断面図である。

【図 8】トラニオンの弾性変形の様子を示す断面図である。

【図 9】従来のトロイダル型無段変速機の要部断面図である。

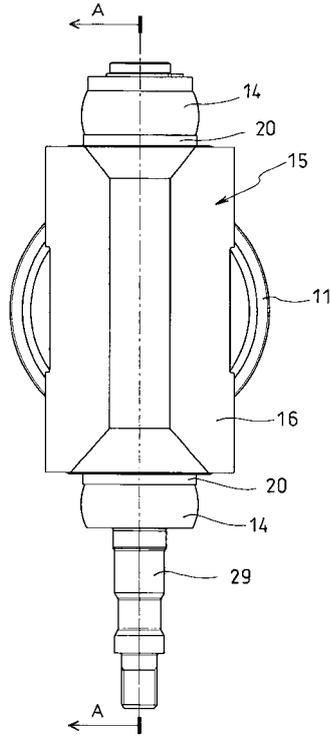
【図 10】連結部材を有する従来のトロイダル型無段変速機の要部断面図である。

【符号の説明】

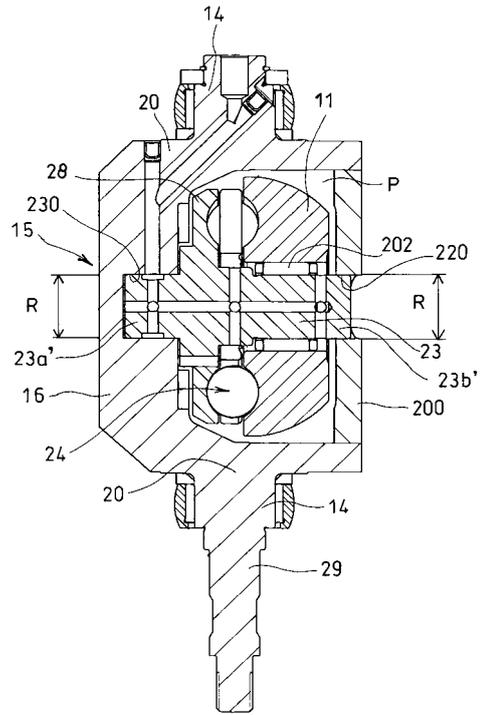
50



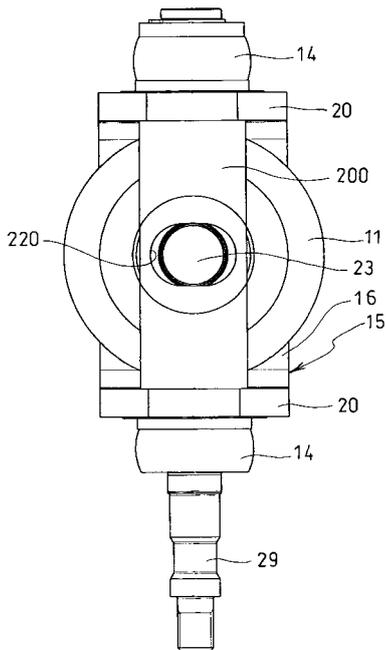
【 図 3 】



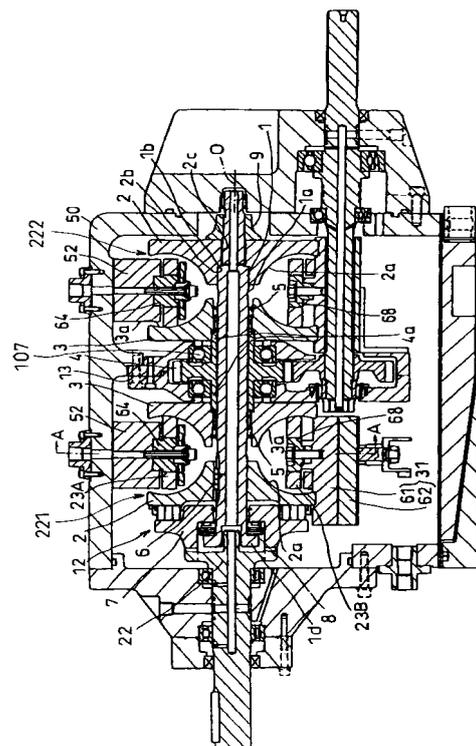
【 図 4 】



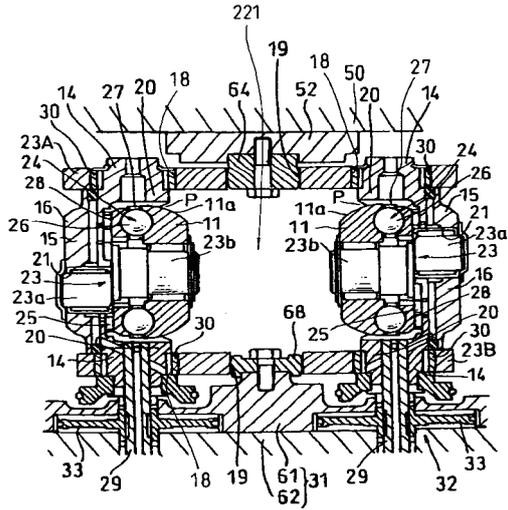
【 図 5 】



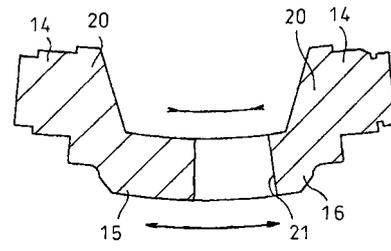
【 図 6 】



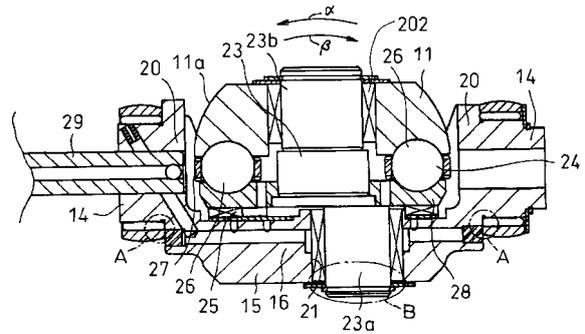
【図7】



【図8】



【図9】



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2001-304366(JP,A)  
特開2006-118700(JP,A)  
特開2002-106667(JP,A)  
特開2004-100748(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 13/00 - 15/56