

(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2013-117237

(P2013-117237A)

(43) 公開日 平成25年6月13日(2013.6.13)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 1 6 H 37/02 (2006.01)	F 1 6 H 37/02 A	3 J 0 3 0
F 1 6 H 15/38 (2006.01)	F 1 6 H 15/38	3 J 0 5 1
F 1 6 H 55/17 (2006.01)	F 1 6 H 55/17 A	3 J 0 6 2

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2011-263636 (P2011-263636)
 (22) 出願日 平成23年12月1日 (2011.12.1)

(71) 出願人 000004204
 日本精工株式会社
 東京都品川区大崎1丁目6番3号
 (74) 代理人 100104547
 弁理士 栗林 三男
 (72) 発明者 大石 保徳
 神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目5番50号
 日本精工株式会社内
 Fターム(参考) 3J030 BA05 BB16 CA10
 3J051 AA02 BA03 BB01 BE09 CA05
 CB06 EC02 FA02 FA10
 3J062 AA02 AA60 AB01 AB16 AC03
 BA01 CG01 CG35 CG38

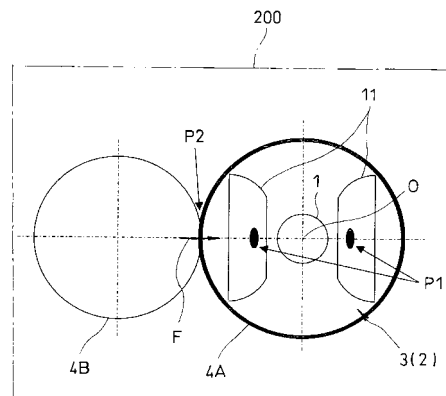
(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

(57) 【要約】

【課題】出力歯車の噛合部分で発生するスラスト力（ギア反力）が軸受に作用する度合いを減らして（軸受の負担を軽減して）、軸受の小型化を図ることができるトロイダル型無段変速機を提供する。

【解決手段】このトロイダル型無段変速機では、入力軸1の軸方向から見て、ディスク3とパワーローラ11との接触点P1と、第1の出力歯車4Aと第2の出力歯車4Bとの噛合部P2と、入力軸1の中心軸Oとがそれぞれ、入力軸1と垂直な1つの平面200内に位置して配置される。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

回転力を受ける入力軸に結合され且つ入力軸と一体で回転する入力側ディスクと、入力側ディスクとの間に設けられたパワーローラを介して入力側ディスクの回転力を所定の变速比で受ける出力側ディスクと、前記出力側ディスクと一体で回転する第 1 の出力歯車と、前記第 1 の出力歯車と噛合し、回転力を伝達する伝達軸と一体回転する第 2 の出力歯車とを備えるトロイダル型無段変速機において、

前記入力軸の軸方向から見て、前記ディスクと前記パワーローラとの接触点と、前記第 1 の出力歯車と前記第 2 の出力歯車との噛合部と、前記入力軸の中心軸とがそれぞれ、前記入力軸と垂直な 1 つの平面内に位置して配置されることを特徴とするトロイダル型無段変速機。

10

【請求項 2】

ダブルキャピティ型であることを特徴とする請求項 1 に記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項 3】

前記出力歯車と前記出力側ディスクとが別体であることを特徴とする請求項 2 に記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項 4】

前記出力歯車と前記出力側ディスクとが一体であることを特徴とする請求項 2 に記載のトロイダル型無段変速機。

20

【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型のトロイダル型無段変速機は、図 3 および図 4 に示すように構成されている。図 3 に示すように、ケーシング 50 の内側には入力軸（中心軸）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群 4 を構成する第 1 の出力歯車 4 A が回転自在に支持されている。この第 1 の出力歯車 4 A の中心部に設けられた円筒状のフランジ部 4 a、4 a 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。

30

【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 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、出力歯車群 4 は、2 つの部材の結合によって構成された仕切壁 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。

40

【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）2 a、2 a と出力側ディスク 3、3 の内側面（凹面）3 a、3 a との間には、パワーローラ 11（図 4 参照）が回転自在に挟持されている。

【0005】

図 3 中右側に位置する入力側ディスク 2 の内周面 2 c には、段差部 2 b が設けられ、こ

50

の段差部 2 b に、入力軸 1 の外周面 1 a に設けられた段差部 1 b が突き当てられるとともに、入力側ディスク 2 の背面（図 3 の右面）が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 1 d 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 2 a, 2 a, 3 a, 3 a とパワーローラ 1 1, 1 1 の周面 1 1 a, 1 1 a との当接部に押圧力を付与する。

【 0 0 0 6 】

図 4 は、図 3 の A - A 線に沿う断面図である。図 4 に示すように、ケーシング 5 0 の内側には、入力軸 1 に対し捻れの位置にある一对の枢軸 1 4, 1 4 を中心として揺動する一对のトラニオン 1 5, 1 5 が設けられている。なお、図 4 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 1 5, 1 5 は、パワーローラ 1 1 を支持する支持板部 1 6 の長手方向（図 4 の上下方向）の両端部に、この支持板部 1 6 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 2 0, 2 0 を有している。そして、この折れ曲がり壁部 2 0, 2 0 によって、各トラニオン 1 5, 1 5 には、パワーローラ 1 1 を収容するための凹状のポケット部 P が形成される。また、各折れ曲がり壁部 2 0, 2 0 の外側面には、各枢軸 1 4, 1 4 が互いに同心的に設けられている。

10

【 0 0 0 7 】

支持板部 1 6 の中央部には円孔 2 1 が形成され、この円孔 2 1 には変位軸（支持軸）2 3 の基端部 2 3 a が支持されている。そして、各枢軸 1 4, 1 4 を中心として各トラニオン 1 5, 1 5 を揺動させることにより、これら各トラニオン 1 5, 1 5 の中央部に支持された変位軸 2 3 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 1 5, 1 5 の内側面から突出する変位軸 2 3 の先端部 2 3 b の周囲には、ラジアルニードル軸受 9 9 を介して各パワーローラ 1 1 が回転自在に支持されており、各パワーローラ 1 1, 1 1 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 2 3, 2 3 の基端部 2 3 a と先端部 2 3 b とは、互いに偏心している。

20

【 0 0 0 8 】

また、各トラニオン 1 5, 1 5 の枢軸 1 4, 1 4 はそれぞれ、一对のヨーク 2 3 A, 2 3 B に対して揺動自在および軸方向（図 4 の上下方向）に変位自在に支持されており、各ヨーク 2 3 A, 2 3 B により、トラニオン 1 5, 1 5 はその水平方向の移動を規制されている。各ヨーク 2 3 A, 2 3 B 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。各ヨーク 2 3 A, 2 3 B の四隅には円形の支持孔 1 8 が 4 つ設けられており、これら支持孔 1 8 にはそれぞれ、トラニオン 1 5 の両端部に設けた枢軸 1 4 がラジアルニードル軸受 3 0 を介して揺動自在に支持されている。また、ヨーク 2 3 A, 2 3 B の幅方向（図 3 の左右方向）の中央部には、円形の係止孔 1 9 が設けられており、この係止孔 1 9 の内周面は円筒面として、球面ポスト 6 4, 6 8 を内嵌している。すなわち、上側のヨーク 2 3 A は、ケーシング 5 0 に固定部材 5 2 を介して支持されている球面ポスト 6 4 によって揺動自在に支持されており、下側のヨーク 2 3 B は、球面ポスト 6 8 およびこれを支持する駆動シリンダ 3 1 の上側シリンダボディ 6 1 によって揺動自在に支持されている。

30

【 0 0 0 9 】

なお、各トラニオン 1 5, 1 5 に設けられた各変位軸 2 3, 2 3 は、入力軸 1 に対し、互いに 1 8 0 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 2 3, 2 3 の先端部 2 3 b が基端部 2 3 a 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 4 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 1 1, 1 1 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 1 2 が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。

40

【 0 0 1 0 】

50

また、パワーローラ 11 の外側面とトラニオン 15 の支持板部 16 の内側面との間には、パワーローラ 11 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 24 と、スラストニードル軸受 25 とが設けられている。このうち、スラスト玉軸受 24 は、各パワーローラ 11 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 11 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 24 はそれぞれ、複数個ずつの玉（以下、転動体という）26、26 と、これら各転動体 26、26 を転動自在に保持する円環状の保持器 27 と、円環状の外輪 28 とから構成されている。また、各スラスト玉軸受 24 の内輪軌道は各パワーローラ 11 の外側面（大端面）に、外輪軌道は各外輪 28 の内側面にそれぞれ形成されている。

【0011】

また、スラストニードル軸受 25 は、トラニオン 15 の支持板部 16 の内側面と外輪 28 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 25 は、パワーローラ 11 から各外輪 28 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 11 および外輪 28 が各変位軸 23 の基端部 23a を中心として揺動することを許容する。

【0012】

さらに、各トラニオン 15、15 の一端部（図 4 の下端部）にはそれぞれ駆動ロッド（トラニオン軸）29、29 が設けられており、各駆動ロッド 29、29 の中間部外周面に駆動ピストン（油圧ピストン）33、33 が固設されている。そして、これら各駆動ピストン 33、33 はそれぞれ、上側シリンダボディ 61 と下側シリンダボディ 62 とによって構成された駆動シリンダ 31 内に油密に嵌装されている。これら各駆動ピストン 33、33 と駆動シリンダ 31 とで、各トラニオン 15、15 を、これらトラニオン 15、15 の枢軸 14、14 の軸方向に変位させる駆動装置 32 を構成している。

【0013】

このように構成されたトロイダル型無段変速機の場合、入力軸 1 の回転は、押圧装置 12 を介して、各入力側ディスク 2、2 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、一对のパワーローラ 11、11 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、出力歯車群 4 より取り出される。

【0014】

入力軸 1 と出力歯車群 4 との間の回転速度比を変える場合には、一对の駆動ピストン 33、33 を互いに逆方向に変位させる。これら各駆動ピストン 33、33 の変位に伴って、一对のトラニオン 15、15 が互いに逆方向に変位する。例えば、図 4 の左側のパワーローラ 11 が同図の下側に、同図の右側のパワーローラ 11 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 11、11 の周面 11a、11a 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 2a、2a、3a、3a 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 15、15 が、ヨーク 23A、23B に枢支された枢軸 14、14 を中心として、互いに逆方向に揺動（傾転）する。

【0015】

その結果、各パワーローラ 11、11 の周面 11a、11a と各内側面 2a、3a との当接位置が変化し、入力軸 1 と出力歯車群 4 との間の変速比が変化する。また、これら入力軸 1 と出力歯車群 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 11、11 およびこれら各パワーローラ 11、11 に付属の外輪 28、28 が、各変位軸 23、23 の基端部 23a、23a を中心として僅かに回動する。これら各外輪 28、28 の外側面と各トラニオン 15、15 を構成する支持板部 16 の内側面との間には、それぞれスラストニードル軸受 25、25 が存在するため、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 23、23 の傾斜角度を変化させるための力が小さくて済む。

【0016】

ところで、上記構成のトロイダル型無段変速機において、出力歯車群 4 を構成する各出力歯車 4A、4B は、一般に、出力側ディスク 3 と一体的に回転するはずば歯車となって

10

20

30

40

50

いる。この理由は、トロイダル型無段変速機の運転時に、出力歯車 4 A , 4 B の噛合部で発生する騒音（噛み合い音）を低減させるためである。このように出力歯車 4 A , 4 B をはずば歯車としたことに伴って、トロイダル型無段変速機の運転時に、出力歯車 4 A , 4 B の噛合部にスラスト力が発生する。そして、これらの第 1 および第 2 の出力歯車 4 A , 4 B（図 3 参照）同士の噛合部で発生したスラスト力（ギア反力）は、第 1 の出力歯車 4 A のフランジ 4 a と第 2 の出力歯車 4 B を固設した伝達軸 9 8 とを軸方向反対側に押圧する。この場合、第 1 の出力歯車 4 A のみしか設けていないフランジ 4 a に関しては、前記スラスト力を相殺することができない。

【 0 0 1 7 】

このため、従来は、ケーシング 5 0 に対してフランジ 4 a を回転自在に支持するための転がり軸受 1 0 7 として、ラジアル荷重の他スラスト荷重も支承できるものを使用していた。より具体的には、転がり軸受 1 0 7 としてアンギュラ型の玉軸受など（例えば、組み合わせアンギュラ軸受の構造や、スラスト・ラジアル軸受を組み合わせた構造）を使用し、第 1 の出力歯車 4 A からフランジ 4 a に加わるスラスト力（このスラスト力は、出力側ディスク 3 を傾けようとするモーメントを発生させる）を支承自在としていた。

【 0 0 1 8 】

ところが、フランジ 4 a に発生するスラスト力をそのままにして、転がり軸受 1 0 7 により、このスラスト力を支承する構造の場合には、トロイダル型無段変速機の運転時に転がり軸受 1 0 7 部分で発生する動トルク損失が大きくなる。このため、トロイダル型無段変速機の伝達効率が低下し、このトロイダル型無段変速機を組み込んだ自動車の動力性能がその分悪化する。また、転がり軸受 1 0 7 に余分なスラスト力が加わることは、この転がり軸受 1 0 7 の耐久性確保の面からも好ましくない。

【 0 0 1 9 】

また、こうした問題に関連して、例えば特許文献 1 では、出力側ディスク 3 と一体回転する出力歯車 4 A , 4 B をやまば歯車もしくは互いに傾斜方向が逆である一対のはずば歯車とすることにより、第 1 および第 2 の両出力歯車 4 A , 4 B の噛合部分で発生するスラスト力を打ち消すようにしている。

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 2 0 】

【 特許文献 1 】 特開平 9 - 8 9 0 6 3 号公報

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 2 1 】

しかしながら、特許文献 1 の構成では、別体のはずば歯車を一体化して使用する場合、部品点数が増加し、あるいは、組立工数が増加するという問題が生じる。また、前記一体化により、平歯車等に対して加工コストが大幅に増加するだけでなく、ねじれ方向の切替部近傍で正確な歯が切れないため有効歯幅が小さいことによる総歯幅の増加が懸念される。

【 0 0 2 2 】

いずれにしても、フランジ 4 a に発生するスラスト力をそのままにして、転がり軸受 1 0 7 により、このスラスト力を支承することは、前述したように、トロイダル型無段変速機の運転時に転がり軸受 1 0 7 部分で発生する動トルク損失が大きくなり、それにより、トロイダル型無段変速機の伝達効率が低下し、このトロイダル型無段変速機を組み込んだ自動車の動力性能がその分悪化する。また、転がり軸受 1 0 7 に余分なスラスト力が加わることは、この転がり軸受 1 0 7 の耐久性確保の面からも好ましくない。更に、近年、軽量化やスペースの制限により、支持軸受の小型化が求められており、また、静粛性の観点から、はずば歯車のねじれ角を大きくとる傾向により、スラスト方向のギア反力が大きくなる懸念がある。そのため、現状では、軸受 1 0 7 に作用するスラスト力を軽減できる画期的な他の構造が求められる。

10

20

30

40

50

【0023】

本発明は、前記事情に鑑みて為されたもので、出力歯車の噛合部分で発生するスラスト力（ギア反力）が軸受に作用する度合いを減らして（軸受の負担を軽減して）、軸受の小型化を図ることができる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】

【0024】

前記目的を達成するために、本発明は、回転力を受ける入力軸に結合され且つ入力軸と一体で回転する入力側ディスクと、入力側ディスクとの間に設けられたパワーローラを介して入力側ディスクの回転力を所定の変速比で受ける出力側ディスクと、前記出力側ディスクと一体で回転する第1の出力歯車と、前記第1の出力歯車と噛合し、回転力を伝達する伝達軸と一体回転する第2の出力歯車とを備えるトロイダル型無段変速機において、前記入力軸の軸方向から見て、前記ディスクと前記パワーローラとの接触点と、前記第1の出力歯車と前記第2の出力歯車との噛合部と、前記入力軸の中心軸とがそれぞれ、前記入力軸と垂直な1つの平面内に位置して配置されることを特徴とする。

【0025】

上記構成によれば、入力軸の軸方向から見て、ディスクとパワーローラとの接触点と、第1の出力歯車と第2の出力歯車との噛合部と、入力軸の中心軸とがそれぞれ、入力軸と垂直な1つの平面内に位置して配置されるので、第1の出力歯車と第2の出力歯車との噛合部分で発生するスラスト力（ギア反力）の一部（スラスト力によるモーメントの一部）をディスクとパワーローラとの接触点で受けることができ、したがって出力側ディスクおよび出力歯車を回転可能に支持する軸受に作用するスラスト力を軽減できる。すなわち、前記軸受の負担を軽減でき、その結果、前記軸受の小型化を図ることができる。また、このような構成では、スラスト力がディスクとパワーローラとの接触点に対して垂直に作用するので、パワーローラが現状の位置から押し出されることなく、パワーローラの姿勢を安定的に保つことができる。

【発明の効果】

【0026】

本発明のトロイダル型無段変速機によれば、入力軸の軸方向から見て、ディスクとパワーローラとの接触点と、第1の出力歯車と第2の出力歯車との噛合部と、入力軸の中心軸とをそれぞれ、入力軸と垂直な1つの平面内に配置して、前記接触点の位置と前記噛合部の位置とを規定したため、出力歯車の噛合部分で発生するスラスト力（ギア反力）が軸受に作用する度合いを減らして（軸受の負担を軽減して）、軸受の小型化を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0027】

【図1】本発明の第1の実施形態に係るトロイダル型無段変速機の入力軸の軸方向から見た要部概略図であって、入力軸の軸方向に対して垂直な面内での各ポイント（出力歯車同士の噛合部、パワーローラとディスクとの接触点、および入力軸の中心軸線）の平面的な配置関係を示す図である。

【図2】出力歯車と出力側ディスクとが一体を成す構造における図1の構成の適用を示す本発明の第2の実施形態に係るトロイダル型無段変速機の要部断面図である。

【図3】従来から知られているハーフトロイダル型無段変速機の具体的構造の一例を示す断面図である。

【図4】図3のA-A線に沿う断面図である。

【図5】出力歯車同士の噛合部、パワーローラとディスクとの接触点、および入力軸の中心軸線の従来の配置関係を示す断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0028】

以下、図面を参照して本発明の実施の形態を説明する。

なお、本発明の特徴は、出力歯車の噛合部分で発生するスラスト力（ギア反力）が軸受

10

20

30

40

50

に作用する度合いを減らす（軸受の負担を軽減する）ための構成にあり、その他の構成および作用は前述した従来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3および図4と同一の符号を付して簡潔に説明するに留める。

【0029】

図1は、本発明の第1の実施形態に係るトロイダル型無段変速機の入力軸1の中心軸O方向から見た要部概略図であって、入力軸1の中心軸O方向に対して垂直な面200内の各要素の平面的な配置関係を示す図である。図示のように、本実施形態に係るトロイダル型無段変速機では、入力軸1の中心軸O方向から見て、ディスク2,3とパワーローラ11との接触点P1と、第1の出力歯車4A（出力側ディスク3と一体回転：図1では、出力側ディスク3の外周に第1の出力歯車4Aが形成されるように示されている）と第2の出力歯車4Bとの噛合部P2と、入力軸1の中心軸Oとがそれぞれ、入力軸1と垂直な1つの平面200内に位置して配置されている。

10

【0030】

したがって、このような構成によれば、第1の出力歯車4Aと第2の出力歯車4Bとの噛合部P2で発生するスラスト力（ギア反力）Fの一部をディスク3（2）とパワーローラ11との接触点P1で受けることができ、したがって、出力側ディスク3および出力歯車4Aを回転可能に支持する軸受（例えば、前述した軸受107・・・図3参照）に作用するスラスト力を軽減でき、すなわち、軸受の負担を軽減でき、その結果、前記軸受の小型化を図ることができる。これに対し、図5に示される従来のように、ディスク2,3とパワーローラ11との接触点P1と、第1の出力歯車4Aと第2の出力歯車4Bとの噛合部P2と、入力軸1の中心軸Oとがそれぞれ入力軸1と垂直な1つの平面内に位置していないと、軸受107に大きなスラスト力Fが作用し、軸受107を強化して大型化しなければならない。

20

【0031】

また、図1に示される本実施形態の構成では、スラスト力Fがディスク3とパワーローラ11との接触点P1に対して垂直に作用するため、パワーローラ11が現状の位置から押し出されることなく、パワーローラ11の姿勢を安定的に保つことができる。

【0032】

なお、図1に示される本発明の配置構成は、シングルキャピティ型に限らず、ダブルキャピティ型にも適用でき、その場合、図3に示されるように第1の出力歯車4Aと出力側ディスク3とが別体であってもよいが、図2に示されるように出力歯車4Aと出力側ディスク3とが一体であっても構わない。なお、図2においては、2つの出力側ディスク3,3も一体に形成されている。図2に示されるように、出力歯車4Aと出力側ディスク3とが一体の構造において、ディスク2,3とパワーローラ11との接触点P1と、第1の出力歯車4Aと第2の出力歯車4Bとの噛合部P2と、入力軸1の中心軸Oとをそれぞれ、入力軸1と垂直な1つの平面200内に位置させれば、前述した作用効果を得ることができる。

30

【0033】

なお、図2に示すトロイダル型無段変速機では、支持板部16がパワーローラ側に向かって凸になる円筒状凸面を有する支持梁部として形成されるとともに、この円筒状凸面に係合する円筒面状の凹部が外輪28の外側面に形成されており、これにより外輪28はパワーローラ11とともにトラニオン15に対して入力軸1の中心軸O方向に関する揺動変位が可能となっている。この外輪28は支持軸23と一体に形成されており、支持軸23はパワーローラ11の回転中心部を貫通してパワーローラ11を回転可能に支持している。この支持軸23は変位軸ではなく直線状の軸として形成されている。

40

【産業上の利用可能性】

【0034】

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その他、トラニオンが無いフルトロイダル型無段変速機にも適用することがで

50

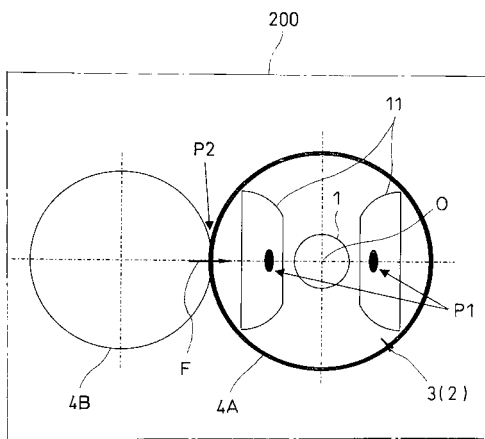
きる。

【符号の説明】

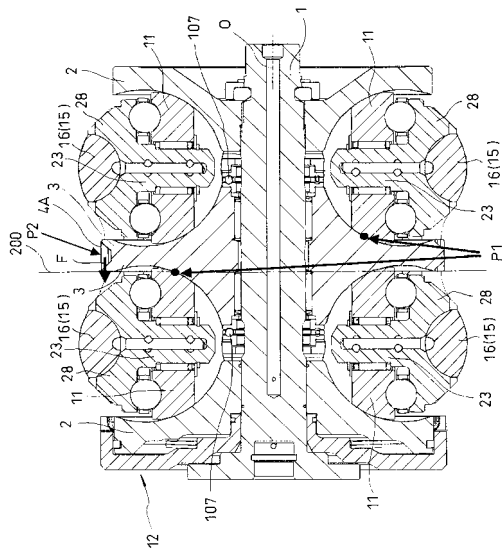
【0035】

- 1 入力軸
- 2 入力側ディスク
- 3 出力側ディスク
- 4 A 第1の出力歯車
- 4 B 第2の出力歯車
- 11 パワーローラ
- 9 8 伝達軸
- O 入力軸の中心軸
- P 1 接触点
- P 2 噛合部

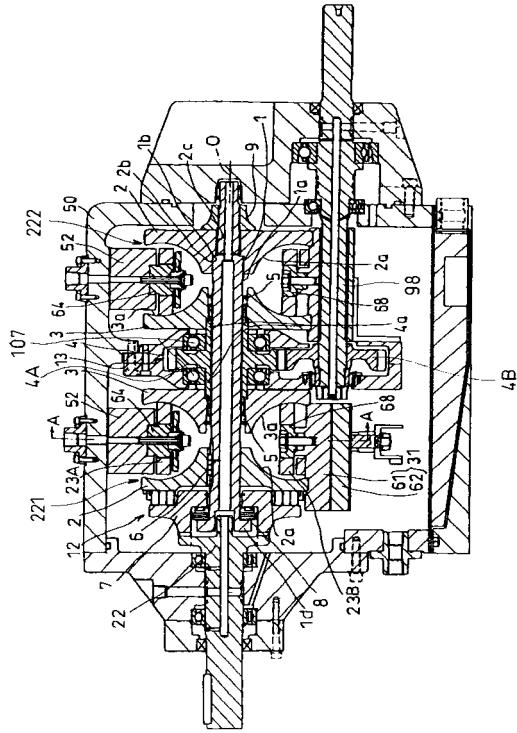
【図1】



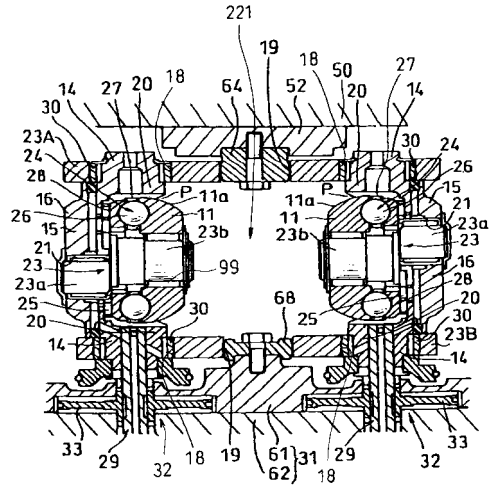
【図2】



【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 5 】

