(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第4051791号
(P4051791)
(45)発行日　平成20年2月27日(2008.2.27)　(24)登録日　平成19年12月14日(2007.12.14)

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

請求項の数 2　(全 12 頁)

(21)出願番号　特願平10-373169
(22)出願日　平成10年12月28日(1998.12.28)
(65)公開番号　特開2000-193054(P2000-193054A)
(43)公開日　平成12年7月14日(2000.7.14)
審査請求日　平成16年12月9日(2004.12.9)

(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
(74)代理人　100087457
弁理士　小山　武男
(74)代理人　100056833
弁理士　小山　欽造
(72)発明者　小林　功久
神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目５番５０号
日本精工株式会社内

審査官　谿花　正由輝

最終頁に続く

(54)【発明の名称】ハーフトロイダル型無段変速機

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
互いに同心に且つ互いに独立した回転自在に支持された入力側、出力側両ディスクと、これら入力側、出力側両ディスクの中心軸に対し交差しないがこれら両ディスクの中心軸の方向に対し直角方向位置である捻れの位置にある、互いに同心の１対の枢軸を中心として揺動する複数個のトラニオンと、それぞれが互いに平行で且つ偏心した支持軸部及び枢支軸部を備え、このうちの支持軸部をこれら各トラニオンに形成した円孔の内側に第一のラジアルニードル軸受を介して回転自在に支持する事によりこれら各トラニオン毎に支持された変位軸と、これら各変位軸のうちの枢支軸部の周囲に第二のラジアルニードル軸受により回転自在に支持され、上記入力側、出力側両ディスクの内側面同士の間に挟持されたパワーローラとを備え、上記入力側、出力側両ディスクの互いに対向する内側面を、それぞれ断面が円弧形の凹面とし、上記各パワーローラの周面を球面状の凸面として、これら各周面と上記各内側面とを当接させて成り、上記各第二のラジアルニードル軸受はそれぞれ、上記各パワーローラの内周面に直接形成された凹円筒面状の外輪軌道と、上記各変位軸のうちの枢支軸部の外周面に直接形成された凸円筒面状の内輪軌道との間に、それぞれ複数本ずつのニードルを配置して成るものであるハーフトロイダル型無段変速機に於いて、上記各パワーローラの軸方向両端面のうち、上記各トラニオンと反対側に存在する内端面の外径寄り部分を内径寄り部分よりも軸方向に凹ませる事により、この内端面に段差を形成した事を特徴とするハーフトロイダル型無段変速機。
【請求項２】

各パワーローラの内端面のうち、段差よりも内径寄り部分を、同じく外径寄り部分よりも軸方向に突出した状態で設けられた環状凸部に、この環状凸部の内外両周面同士を連通させる給油孔を形成している、請求項１に記載したハーフトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

この発明に係るハーフトロイダル型無段変速機は、例えば自動車用の変速機として、或は各種産業機械用の変速機として利用する。

【０００２】

【従来の技術】

自動車用変速機として、図５～６に略示する様なハーフトロイダル型無段変速機を使用する事が研究されている。このハーフトロイダル型無段変速機は、例えば実開昭６２－７１４６５号公報に開示されている様に、入力軸１と同心に入力側ディスク２を支持し、この入力軸１と同心に配置した出力軸３の端部に出力側ディスク４を固定している。ハーフトロイダル型無段変速機を納めたケーシングの内側には、上記入力軸１並びに出力軸３に対し捻れの位置にある枢軸５、５を中心として揺動するトラニオン６、６を設けている。

【０００３】

即ち、上記両ディスク２、４の中心軸から外れた部分に配置したこれら各トラニオン６、６は、それぞれの両端部外面に上記枢軸５、５を、上記両ディスク２、４の中心軸の方向に対し直角方向に、且つ、互いに同心に設けている。又、これら各トラニオン６、６の中間部には変位軸７、７の基端部を支持し、上記枢軸５、５を中心として上記各トラニオン６、６を揺動させる事により、上記各変位軸７、７の傾斜角度の調節を自在としている。上記各トラニオン６、６に支持した変位軸７、７の周囲には、それぞれパワーローラ８、８を回転自在に支持している。そして、これら各パワーローラ８、８を、上記入力側、出力側両ディスク２、４の、互いに対向する内側面２ａ、４ａ同士の間に挟持している。これら各内側面２ａ、４ａは、それぞれ断面が、上記枢軸５を中心とする円弧を回転させて得られる凹面をなしている。そして、球状凸面に形成した上記各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａを、上記内側面２ａ、４ａに当接させている。

【０００４】

上記入力軸１と入力側ディスク２との間には、ローディングカム装置９を設け、このローディングカム装置９によって、上記入力側ディスク２を出力側ディスク４に向け弾性的に押圧しつつ、この入力側ディスク２を回転駆動自在としている。このローディングカム装置９は、入力軸１と共に回転するローディングカム１０と、保持器１１により転動自在に保持した複数個（例えば４個）のローラ１２、１２とから構成している。上記ローディングカム１０の片側面（図５～６の右側面）には、円周方向に亙る凹凸であるカム面１３を形成し、上記入力側ディスク２の外側面（図５～６の左側面）にも、同様の形状を有するカム面１４を形成している。そして、上記複数個のローラ１２、１２を、上記入力軸１の中心に関し放射方向の軸を中心とする回転自在に支持している。

【０００５】

上述の様に構成するハーフトロイダル型無段変速機の使用時、入力軸１の回転に伴ってローディングカム１０が回転すると、カム面１３が複数個のローラ１２、１２を、入力側ディスク２の外側面に形成したカム面１４に押圧する。この結果、上記入力側ディスク２が、上記複数のパワーローラ８、８に押圧されると同時に、上記両カム面１３、１４と複数個のローラ１２、１２との押し付け合いに基づいて、上記入力側ディスク２が回転する。そして、この入力側ディスク２の回転が、上記複数のパワーローラ８、８を介して出力側ディスク４に伝達され、この出力側ディスク４に固定の出力軸３が回転する。

【０００６】

入力軸１と出力軸３との回転速度比（変速比）を変える場合で、先ず入力軸１と出力軸３との間で減速を行なう場合には、前記各枢軸５、５を中心として前記各トラニオン６、６を所定方向に揺動させる。そして、上記各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａが図５

に示す様に、入力側ディスク２の内側面２ａの中心寄り部分と出力側ディスク４の内側面４ａの外周寄り部分とにそれぞれ当接する様に、前記各変位軸７、７を傾斜させる。反対に、増速を行なう場合には、上記枢軸５、５を中心として上記各トラニオン６、６を反対方向に揺動させる。そして、上記各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａが図６に示す様に、入力側ディスク２の内側面２ａの外周寄り部分と出力側ディスク４の内側面４ａの中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、上記各変位軸７、７を傾斜させる。各変位軸７、７の傾斜角度を図５と図６との中間にすれば、入力軸１と出力軸３との間で、中間の変速比を得られる。

【０００７】

又、図７～８は、実願昭６３－６９２９３号（実開平１－１７３５５２号）のマイクロフィルムに記載された、より具体化されたハーフトロイダル型無段変速機の１例を示している。入力側ディスク２と出力側ディスク４とは円管状の入力軸１５の周囲に、それぞれニードル軸受１６、１６を介して、回転自在に支持している。即ち、上記入力側ディスク２及び出力側ディスク４の中心部には断面形状が円形である貫通孔１７、１７を、それぞれ上記各ディスク２、４の内側面と外側面とを軸方向（図７の左右方向）に貫通する状態で形成している。上記各ニードル軸受１６、１６は、上記各貫通孔１７、１７の内周面と上記入力軸１５の中間部外周面との間に設けている。又、上記各貫通孔１７、１７の内側面寄り端部内周面に形成した係止溝１８、１８には止め輪１９、１９を係止して、上記各ニードル軸受１６、１６が上記各貫通孔１７、１７から、上記各ディスク２、４の内側面２ａ、４ａ側に抜け出る事を防止している。又、ローディングカム１０は上記入力軸１５の端部（図７の左端部）外周面にスプライン係合させ、外向フランジ状の鍔部２０により上記入力側ディスク２から離れる方向への移動を阻止している。そして、このローディングカム１０とローラ１２、１２とにより、上記入力軸１５の回転に基づいて上記入力側ディスク２を、上記出力側ディスク４に向け押圧しつつ回転させるローディングカム装置９を構成している。上記出力側ディスク４には出力歯車２１を、キー２２、２２により結合し、これら出力側ディスク４と出力歯車２１とが同期して回転する様にしている。

【０００８】

１対のトラニオン６、６の両端部は１対の支持板２３、２３に、揺動並びに軸方向（図７の表裏方向、図８の左右方向）に亙る変位自在に支持している。そして、上記各トラニオン６、６の中間部に形成した円孔２４、２４部分に、変位軸７、７を支持している。これら各変位軸７、７は、互いに平行で且つ偏心した支持軸部２５、２５と枢支軸部２６、２６とを、それぞれ有する。このうちの各支持軸部２５、２５を上記各円孔２４、２４の内側に、第一のラジアルニードル軸受２７、２７を介して、回転自在に支持している。又、上記各枢支軸部２６、２６の周囲にパワーローラ８、８を、第二のラジアルニードル軸受２８、２８を介して、回転自在に支持している。これら各第二のラジアルニードル軸受２８、２８はそれぞれ、上記各パワーローラ８、８の内周面に直接形成された凹円筒面状の外輪軌道４３と、上記各変位軸７、７のうちの枢支軸部２６の外周面に直接形成された凸円筒面状の内輪軌道４４との間に、それぞれ複数本ずつのニードル４５、４５を配置して成る。

【０００９】

尚、上記１対の変位軸７、７は、上記入力軸１５に対して１８０度反対側位置に設けている。又、これら各変位軸７、７の各枢支軸部２６、２６が各支持軸部２５、２５に対し偏心している方向は、上記入力側、出力側両ディスク２、４の回転方向に関し同方向（図８で左右逆方向）としている。又、偏心方向は、上記入力軸１５の配設方向に対しほぼ直交する方向としている。従って、上記各パワーローラ８、８は、上記入力軸１５の配設方向に亙る若干の変位自在に支持される。この結果、回転力の伝達状態で構成各部材に加わる大きな荷重に基づく、これら構成各部材の弾性変形に起因して、上記各パワーローラ８、８が上記入力軸１５の軸方向（図７の左右方向、図８の表裏方向）に変位する傾向となった場合でも、上記構成各部品に無理な力を加える事なく、この変位を吸収できる。

【００１０】

又、上記各パワーローラ８、８の外側面と上記各トラニオン６、６の中間部内側面との間には、パワーローラ８、８の外側面の側から順に、スラスト玉軸受２９、２９とスラストニードル軸受３０、３０とを設けている。このうちのスラスト玉軸受２９、２９は、上記各パワーローラ８、８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８、８の回転を許容するものである。又、上記各スラストニードル軸受３０、３０は、上記各パワーローラ８、８から上記各スラスト玉軸受２９、２９を構成する外輪３１、３１に加わるスラスト荷重を支承しつつ、前記各枢支軸部２６、２６及び上記外輪３１、３１が、前記支持軸部２５、２５を中心に揺動する事を許容するものである。

【００１１】

更に、上記各トラニオン６、６の一端部（図８の左端部）にはそれぞれ駆動ロッド３２、３２を結合し、これら各駆動ロッド３２、３２の中間部外周面に駆動ピストン３３、３３を固設している。そして、これら各駆動ピストン３３、３３を、それぞれ駆動シリンダ３４、３４内に油密に嵌装している。

【００１２】

上述の様に構成するハーフトロイダル型無段変速機の場合、入力軸１５の回転は、ローディングカム装置９を介して入力側ディスク２に伝わる。そして、この入力側ディスク２の回転が、１対のパワーローラ８、８を介して出力側ディスク４に伝わり、更にこの出力側ディスク４の回転が、出力歯車２１より取り出される。入力軸１５と出力歯車２１との間の回転速度比を変える場合には、上記１対の駆動ピストン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の変位に伴って上記１対のトラニオン６、６が、それぞれ逆方向に変位し、例えば図８の下側のパワーローラ８が同図の右側に、同図の上側のパワーローラ８が同図の左側に、それぞれ変位する。この結果、これら各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａと上記入力側ディスク２及び出力側ディスク４の内側面２ａ、４ａ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上記各トラニオン６、６が、支持板２３、２３に枢支された枢軸５、５を中心として、互いに逆方向に揺動する。この結果、前述の図５～６に示した様に、上記各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａと上記各内側面２ａ、４ａとの当接位置が変化し、上記入力軸１５と出力歯車２１との間の回転速度比が変化する。

【００１３】

尚、この様に上記入力軸１５と出力歯車２１との間で回転力の伝達を行なう際には、構成各部材の弾性変形に基づいて上記各パワーローラ８、８が、上記入力軸１５の軸方向に変位し、これら各パワーローラ８、８を枢支している前記各変位軸７、７が、前記各支持軸部２５、２５を中心として僅かに回動する。この回動の結果、前記各スラスト玉軸受２９、２９の外輪３１、３１の外側面と上記各トラニオン６、６の内側面とが相対変位する。これら外側面と内側面との間には、前記各スラストニードル軸受３０、３０が存在する為、この相対変位に要する力は小さい。従って、上述の様に各変位軸７、７の傾斜角度を変化させる為の力が小さくて済む。

【００１４】

【発明が解決しようとする課題】

従来のハーフトロイダル型無段変速機の場合には、パワーローラ８、８の軽量化及び仕上げ作業の手間軽減と耐久性確保とを両立させる事が難しかった。この理由に就いて、図９～１２を参照しつつ説明する。従来のハーフトロイダル型無段変速機に組み込んでいるパワーローラ８は、入力側、出力側両ディスク２、４の内側面２ａ、４ａとの間で回転力の伝達を行なう為のトラクション面である、凸曲面状の周面８ａが、図９に示す様に、軸方向両端面のうちトラニオン６と反対側に存在する内端面３５にまで達している。一方、上記各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａの断面形状の曲率半径は、入力側、出力側両ディスク２、４の内側面２ａ、４ａの断面形状の曲率半径よりも僅かに小さい。従って、これら各内側面２ａ（４ａ）と上記周面８ａとは、図１０に曲率半径の差を誇張して示す様に、これら各内側面２ａ（４ａ）と上記周面８ａとの極く一部の点Ｐでのみ当接する。

【００１５】

又、これら各内側面２ａ（４ａ）と上記周面８ａとの当接圧が高くなると、当接部に接触楕円が存在する様になる。更に、これら各内側面２ａ（４ａ）と上記周面８ａとの間でトルクを伝達すべく、ローディングカム装置９の働きにより、これら各内側面２ａ（４ａ）と上記周面８ａとが強く押し付けられると、伝達すべきトルクに応じて、上記接触楕円が大きくなる。ハーフトロイダル型無段変速機の設計を行なう場合に従来は、上記各内側面２ａ（４ａ）と上記周面８ａとを無負荷状態で当接させた場合の当接位置を考え、この当接位置で接触楕円が大きくなった場合でも、この接触楕円が上記凸曲面状の周面８ａから外れない様に、この周面８ａの幅を確保していた。

【００１６】

これに対して、上記接触楕円は、上記各内側面２ａ（４ａ）と上記周面８ａとの間で伝達すべきトルクに応じて、上記パワーローラ８の軸方向両端面のうち、前記トラニオン６側に存在する外端面３６側に移動する事が、町田　尚の博士論文（町田　尚　１９９１年『自動車用ハーフトロイダル形トラクションドライブ式無段変速機の動力伝達性能に関する研究』第５章）にも記載されている様に、従来から知られている。即ち、上記各内側面２ａ（４ａ）と上記周面８ａとの間で大きなトルク伝達を行なうべく、上記ローディングカム装置９によりこれら各面２ａ（４ａ）、周面８ａを強く押し付けると、前記入力側、出力側両ディスク２、４やトラニオン６等が弾性変形する。そして、この弾性変形に基づき、上記接触楕円が、無負荷状態での当接点Ｐから上記外端面３６に向けて、図１１に矢印αで示す様に移動する。

【００１７】

従って、単に上記パワーローラ８の軽量化と周面８ａの仕上げ作業の手間軽減とを図るのであれば、図１２に示す様に、パワーローラ８の内端面３５側を除去し、このパワーローラ８の軸方向寸法を小さくすれば良い。但し、この様にして上記軽量化及び手間の軽減を図ると、上記パワーローラ８を変位軸７の枢支軸部２６に支持する為の第二のラジアルニードル軸受２８の負荷容量が小さくなる。即ち、この第二のラジアルニードル軸受２８は、上記パワーローラ８の内周面を外輪軌道４３としている為、上述の様にパワーローラ８の軸方向寸法を小さくすると、上記第二のラジアルニードル軸受２８を構成するニードル４５、４５の長さが短くなり、その分だけこの第二のラジアルニードル軸受２８の負荷容量が小さくなって、耐久性が損なわれる。

【００１８】

即ち、ハーフトロイダル型無段変速機の運転時に上記パワーローラ８には、入力側ディスク２の内側面２ａから加えられる力と、出力側ディスク４の内側面４ａに加える力の反力とに基づいて、図１３に矢印で示す様な力が加わる。そして、これらの力により上記パワーローラ８には、図１４に矢印で示す様なモーメントが加わり、このパワーローラ８が傾く傾向になる。この結果、上記第二のラジアルニードル軸受２８が片当たりを起こす。この第二のラジアルニードル軸受２８を構成するニードル４５、４５の長さを短くすると、この様な傾向が顕著になり、この第二のラジアルニードル軸受２８の耐久性が損なわれる。

更には、上述の様にパワーローラ８の軸方向寸法を小さくすると、上記パワーローラ８自体の剛性も小さくなり、このパワーローラ８の耐久性確保の面からも好ましくない。

本発明は、この様な事情に鑑みて、ハーフトロイダル型無段変速機の軽量化及び仕上げ作業の手間軽減と耐久性確保とを両立させるべく発明したものである。

【００１９】

【課題を解決する為の手段】

本発明のハーフトロイダル型無段変速機は、前述した従来のハーフトロイダル型無段変速機と同様に、互いに同心に且つ互いに独立した回転自在に支持された入力側、出力側両ディスクと、これら入力側、出力側両ディスクの中心軸に対し交差しないがこれら両ディスクの中心軸の方向に対し直角方向位置である捻れの位置にある、互いに同心の１対の枢軸を中心として揺動する複数個のトラニオンと、、それぞれが互いに平行で且つ偏心した支持軸部及び枢支軸部を備え、このうちの支持軸部をこれら各トラニオンに形成した円孔

の内側に第一のラジアルニードル軸受を介して回転自在に支持する事によりこれら各トラニオン毎に支持された変位軸と、これら各変位軸のうちの枢支軸部の周囲に第二のラジアルニードル軸受により回転自在に支持され、上記入力側、出力側両ディスクの内側面同士の間に挟持されたパワーローラとを備える。そして、上記入力側、出力側両ディスクの互いに対向する内側面を、それぞれ断面が円弧形の凹面とし、上記各パワーローラの周面を球面状の凸面として、これら各周面と上記各内側面とを当接させて成る。更に、上記各第二のラジアルニードル軸受はそれぞれ、上記各パワーローラの内周面に直接形成された凹円筒面状の外輪軌道と、上記各変位軸のうちの枢支軸部の外周面に直接形成された凸円筒面状の内輪軌道との間に、それぞれ複数本ずつのニードルを配置して成る。

特に、本発明のハーフトロイダル型無段変速機に於いては、上記各パワーローラの軸方向両端面のうち、上記各トラニオンと反対側に存在する内端面の外径寄り部分を内径寄り部分よりも軸方向に凹ませる事により、この内端面に段差を形成している。

【００２０】

【作用】

上述の様に構成する本発明のハーフトロイダル型無段変速機により、入力側ディスクと出力側ディスクとの間で回転力の伝達を行なわせる作用、並びにこれら両ディスク同士の間の変速比を変化させる作用は、前述した様な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場合と同様である。

特に、本発明のハーフトロイダル型無段変速機の場合には、各パワーローラの内端面の外径寄り部分を内径寄り部分よりも軸方向に凹ませる事により、この内端面に段差を形成している為、トラクション面である、凸曲面状の周面の幅を小さくして、上記各パワーローラの軽量化及びこの周面の仕上げ作業の手間軽減を図れる。又、これら各パワーローラの内径寄り部分の軸方向寸法を十分に確保できるので、このパワーローラ自体の剛性確保、及びこれら各パワーローラを変位軸に支持する為の第二のラジアルニードル軸受の負荷容量の確保を図れる。

【００２１】

【発明の実施の形態】

図１～３は、請求項１に対応する、本発明の実施の形態の第１例を示している。尚、本発明の特徴は、パワーローラ８Ａ部分の構造にある。その他の部分の構造及び作用は、前述した従来構造を含め、従来から知られ、或は考えられている各種ハーフトロイダル型無段変速機と同様であるから、同等部分に関する図示並びに説明は、省略若しくは簡略にし、以下、本発明の特徴部分を中心に説明する。

【００２２】

トラニオン６の内側面側に回転自在に支持したパワーローラ８Ａの軸方向両端面（図１～３の上下両端面）のうち、上記トラニオン６と反対側に存在する内端面３５の外径寄り部分を内径寄り部分よりも軸方向に凹ませる事により、この内端面３５の直径方向中間部に、段差３７を形成している。そして、この段差３７よりも内径寄り部分を、全周に亙り外径寄り部分よりも軸方向に突出した、環状凸部３８としている。尚、この環状凸部３８の外径D_{38}は、上記パワーローラ８Ａの内径R_{8A}の１．１～１．８倍程度｛D_{38} （１．１～１．８）R_{8A}｝に規制する。又、上記パワーローラ８Ａをハーフトロイダル型無段変速機に組み込み、このパワーローラ８Ａの周面８ａと、入力側、出力側両ディスク２、４の内側面２ａ、４ａ（図５～７参照）とを軽く（殆ど無負荷状態で）当接させた場合に於ける当接点Ｐ（図１０～１１参照）が、上記周面８ａの小径側端縁よりも少し（接触楕円が内端面３５側にはみ出さない様にできる分）だけ、この周面８ａの幅方向中央寄り（トラニオン６寄り）に存在する様に、上記段差３７の高さH_{37}を規制する。

【００２３】

上述の様なパワーローラ８Ａを組み込んで構成する、本発明のハーフトロイダル型無段変速機の場合には、このパワーローラ８Ａ側のトラクション面である、凸曲面状の周面８ａの幅を小さくして、このパワーローラ８Ａの軽量化及びこの周面８ａの仕上げ作業の手間軽減を図れる。又、このパワーローラ８Ａの内径寄り部分の軸方向寸法を十分に確保で

きるので、このパワーローラ８Ａを変位軸７の枢支軸部２６に支持する為の第二のラジアルニードル軸受２８の負荷容量の確保を図れる。

【００２４】

又、上記パワーローラ８Ａ自体の剛性確保を図れる。即ち、例えばハーフトロイダル型無段変速機を変速比を１として運転する際にパワーローラ８には、入力側、出力側両ディスク２、４の内側面２ａ、４ａから、図１５に矢印で示す様な力が加わる。そして、この様な力により上記パワーローラ８は、図１６に誇張して示す様に、中心軸に対し直角方向の断面形状が楕円形に弾性変形する。この様にパワーローラ８を弾性変形させる力に基づく応力は、図１５に斜格子で示した、外側面側内周寄り部分で高くなる。この為、実公平６－１１４２６号公報に記載されている様に、この外側面側内周寄り部分に、潤滑油供給の為の通孔を形成した場合等は、この通孔部分に応力が集中し易くなり、パワーローラの強度確保が難しくなる。これに対して本発明の場合には、この様な応力の集中を防止して、上記パワーローラ８Ａの強度確保を容易に行なえる。

【００２５】

更に、本発明のハーフトロイダル型無段変速機を構成するパワーローラ８Ａの場合には、トラクション面であり、寸法及び形状を精密に仕上げる必要のある周面８ａの加工を、前記環状凸部３８を利用する事により、この周面８ａを傷める事なく、容易に行なえる。即ち、図１７（Ａ）に示す様に、シュー４０に上記パワーローラ８Ａの内端面を当接させ、このシュー４０の先端縁を上記環状凸部３８の外周面に突き当てると共に、上記パワーローラ８Ａの外側面をバッキングプレート４１に突き当てた状態で、上記周面８ａの研削作業を行なえる。この為、図１７（Ｂ）に示す様に、パワーローラ８の外端側に設けた円筒面４２にシュー４０を突き当てつつ研削作業を行なう、従来の場合に比べて、ハーフトロイダル型無段変速機の運転時に於ける構成部品の弾性変形に基づく接触楕円の移動を考慮しても、上記パワーローラ８Ａの軸方向寸法を過大にする必要がない。又、上記シュー４０とバッキングプレート４１とが、上記パワーローラ８Ａの軸方向反対側に配置されるので、上記周面８ａの研削作業を容易に行なえる。しかも、研削機の自動送り機構により上記パワーローラ８Ａを搬送する事を考えた場合でも、上記環状凸部３８を設けた内側面側でこのパワーローラ８Ａを把持する事で、トラクション面となる上記周面８ａを傷める事なく、搬送作業を行なえる。

【００２６】

次に、図４は、請求項１、２に対応する、本発明の実施の形態の第２例を示している。本例の場合には、パワーローラ８Ａの内端面３５の内径側部分に形成した環状凸部３８に、この環状凸部３８の内外両周面同士を連通させる給油孔３９を形成している。この給油孔３９には、上記環状凸部３８の内径側から外径側に潤滑油が流れ、上記パワーローラ８Ａの周面８ａと、入力側、出力側両ディスク２、４の内側面２ａ、４ａ（図５～７参照）との当接部分に給油する。

【００２７】

【発明の効果】

本発明は以上に述べた通り構成され作用する為、十分な耐久性を確保しつつ、軽量でしかも低コストのハーフトロイダル型無段変速機を実現できる。

【図面の簡単な説明】

【図１】　本発明の実施の形態の第１例を、トラニオンとパワーローラとを取り出した状態で示す断面図。

【図２】　パワーローラのみを取り出して示す断面図。

【図３】　同じく部分断面図。

【図４】　本発明の実施の形態の第２例を示す、パワーローラの部分断面図。

【図５】　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基本的構成を、最大減速時の状態で示す側面図。

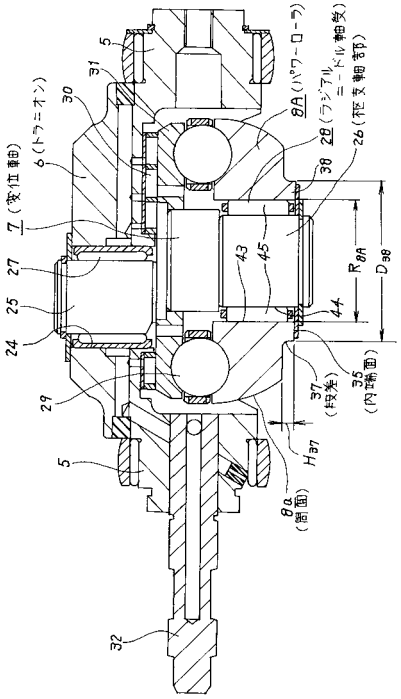
【図６】　同じく最大増速時の状態で示す側面図。

【図７】　ハーフトロイダル型無段変速機の具体的構造の１例を示す断面図。

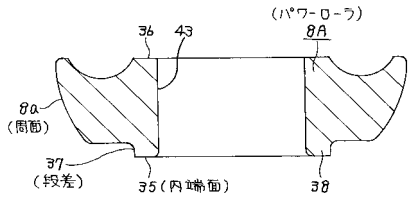
【図８】　図７のＡ－Ａ断面図。
【図９】　従来構造の１例を示す、パワーローラの断面図。
【図１０】　ディスクの内側面とパワーローラの周面との接触部を示す断面図。
【図１１】　パワーローラの部分断面図。
【図１２】　好ましくない構造の１例を示す、パワーローラの部分断面図。
【図１３】　ハーフトロイダル型無段変速機の運転時にパワーローラに加わる力を説明する為、パワーローラ支持部分を内側から見た図。
【図１４】　同じく図１３のＢ－Ｂ断面図。
【図１５】　同じく部分断面図。
【図１６】　ハーフトロイダル型無段変速機の運転時に於けるパワーローラの弾性変形状態を誇張して示す、図１３と同方向から見た略図。
【図１７】　パワーローラの周面を研削する為、シューとバッキングプレートとをセットした状態を示しており、（Ａ）は本発明構造の場合を、（Ｂ）は従来構造の場合を、それぞれ示す部分断面図。
【符号の説明】
１　入力軸
２　入力側ディスク
２ａ　内側面
３　出力軸
４　出力側ディスク
４ａ　内側面
５　枢軸
６　トラニオン
７　変位軸
８、８Ａ　パワーローラ
８ａ　周面
９　ローディングカム装置
１０　ローディングカム
１１　保持器
１２　ローラ
１３、１４　カム面
１５　入力軸
１６　ニードル軸受
１７　貫通孔
１８　係止溝
１９　止め輪
２０　鍔部
２１　出力歯車
２２　キー
２３　支持板
２４　円孔
２５　支持軸部
２６　枢支軸部
２７　第一のラジアルニードル軸受
２８　第二のラジアルニードル軸受
２９　スラスト玉軸受
３０　スラストニードル軸受
３１　外輪
３２　駆動ロッド
３３　駆動ピストン

３４　駆動シリンダ
３５　内端面
３６　外端面
３７　段差
３８　環状凸部
３９　給油孔
４０　シュー
４１　バッキングプレート
４２　円筒面
４３　外輪軌道
４４　内輪軌道
４５　ニードル

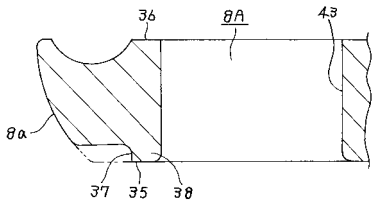
【図１】



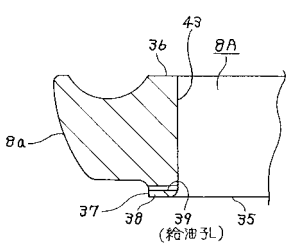
【図２】



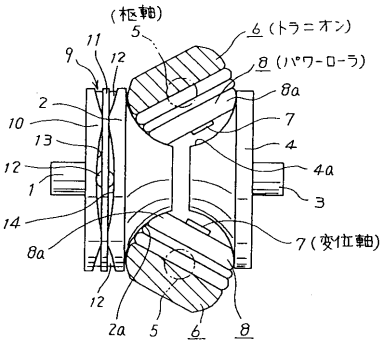
【図３】



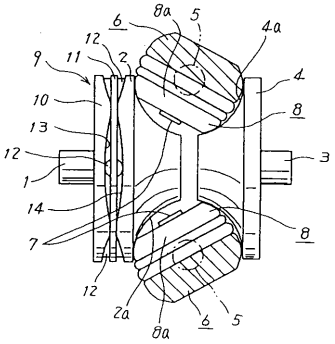
【図４】



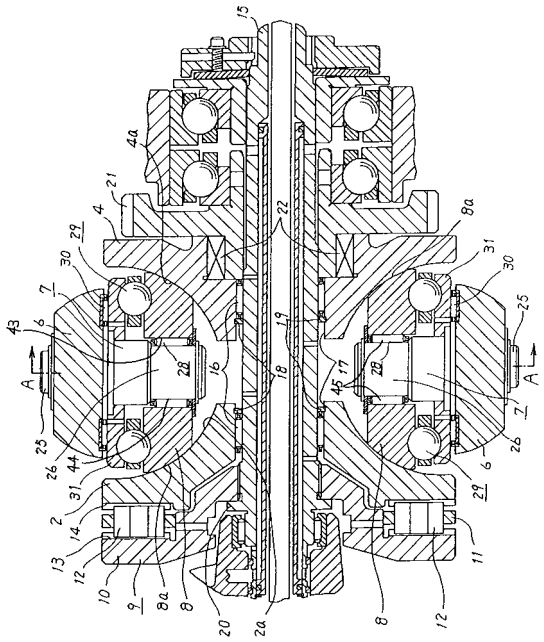
【図５】



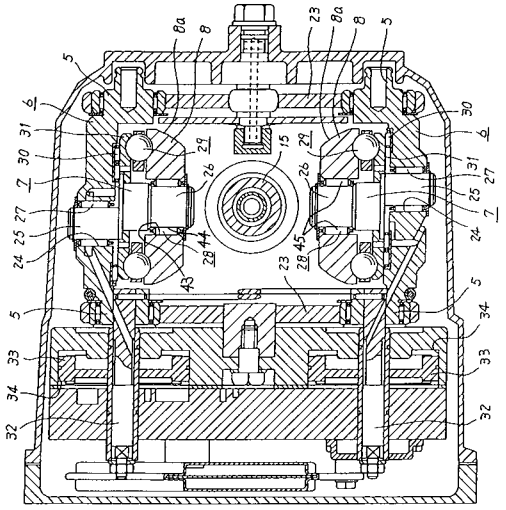
【図６】



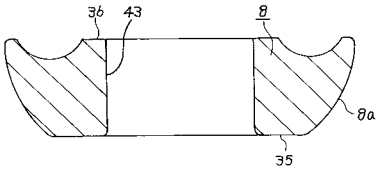
【図７】



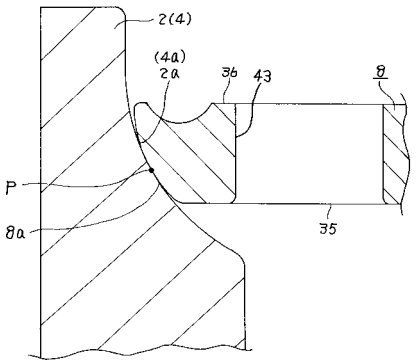
【図８】



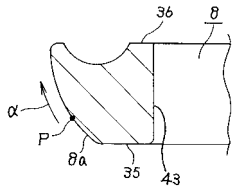
【図９】



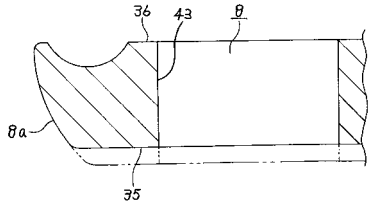
【図１０】



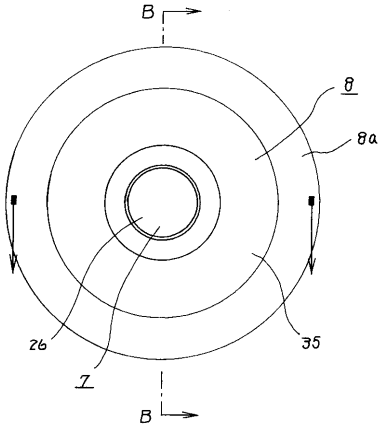
【図１１】



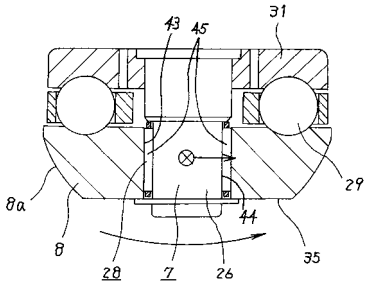
【図１２】



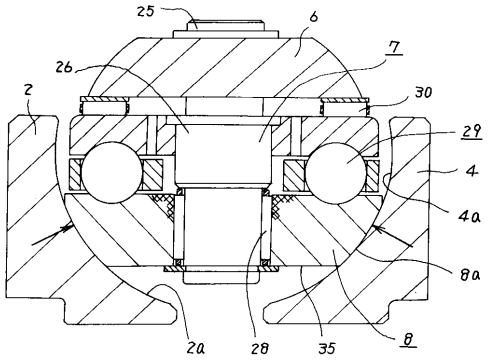
【図１３】



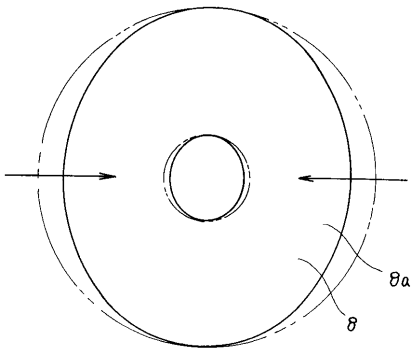
【図１４】



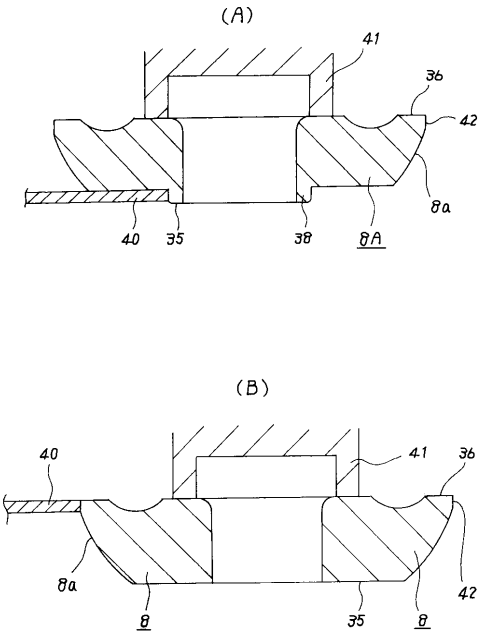
【図１５】



【図１６】



【図１７】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開昭４７－０２１５６５（ＪＰ，Ａ）
国際公開第９６／０２８６６８（WO，Ａ１）
特表平１１－５０２５９１（ＪＰ，Ａ）
特公昭３９－０２７５８７（ＪＰ，Ｂ１）
特公昭４２－００２８４５（ＪＰ，Ｂ１）
特開昭５７－２０８３４６（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F16H 15/38