

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3740818号

(P3740818)

(45) 発行日 平成18年2月1日(2006.2.1)

(24) 登録日 平成17年11月18日(2005.11.18)

(51) Int.Cl.

F 1 6 H 15/38 (2006.01)

F I

F 1 6 H 15/38

請求項の数 4 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願平9-355548	(73) 特許権者	000004204
(22) 出願日	平成9年12月24日(1997.12.24)		日本精工株式会社
(65) 公開番号	特開平11-182645		東京都品川区大崎1丁目6番3号
(43) 公開日	平成11年7月6日(1999.7.6)	(74) 代理人	100087457
審査請求日	平成16年9月28日(2004.9.28)		弁理士 小山 武男
		(74) 代理人	100056833
			弁理士 小山 欽造
		(72) 発明者	伊藤 裕之
			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
		(72) 発明者	後藤 伸夫
			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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機及びその製造方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

回転軸と、この回転軸の周囲に設けられ、この回転軸に対する回転が不能でこの回転軸の軸方向に互る変位を可能とされ、内側面を断面が円弧形の凹面とした、少なくとも1個の入力側ディスクと、上記回転軸に対する回転及び軸方向の変位を自在として支持され、内側面を断面が円弧形の凹面とした、少なくとも1個の出力側ディスクと、上記回転軸の一端に、この回転軸と一体に設けられた外向フランジ状の鏝部と、この回転軸の一端寄り部分に、この鏝部との間に設けたアンギュラ型のスラスト玉軸受を介して回転自在に支承され、上記回転軸と共に回転するカム板と、このカム板を含んで上記鏝部と上記入力側ディスクとの間に設けられ、この入力側ディスクを上記回転軸の軸方向で上記カム板から離れる方向に押圧する加圧装置と、上記回転軸の他端寄り部分に形成した雄ねじ部に螺合してこの回転軸と上記入力側ディスクとの軸方向に互る相対変位を規制するローディングナットと、上記回転軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動するトラニオンと、周面を球面状の凸面とし、このトラニオンに支持された変位軸に回転自在に支持されて、上記各入力側、出力側両ディスクの間に挟持された複数のパワーローラとから成るトロイダル型無段変速機に於いて、上記鏝部の内側面に、上記スラスト玉軸受の内輪軌道を直接形成し、この内輪軌道と上記カム板側に設けた外輪軌道との間に複数の玉を転動自在に保持する事により上記スラスト玉軸受を構成しており、上記鏝部の端面側半部を、4面以上の多角筒状の外周面を有する係止部として、上記スラスト玉軸受を構成する複数の玉に加わる荷重の作用線の方法に、この係止部を形成する事に伴う欠肉部が存在しない様にした事

10

20

を特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項 2】

回転軸と、この回転軸の周囲に設けられ、この回転軸に対する回転が不能でこの回転軸の軸方向に互る変位を可能とされ、内側面を断面が円弧形の凹面とした、少なくとも 1 個の入力側ディスクと、上記回転軸に対する回転及び軸方向の変位を自在として支持され、内側面を断面が円弧形の凹面とした、少なくとも 1 個の出力側ディスクと、上記回転軸の一端に、この回転軸と一体に設けられた外向フランジ状の鏝部と、この回転軸の一端寄り部分に、この鏝部との間に設けたアンギュラ型のスラスト玉軸受を介して回転自在に支承され、上記回転軸と共に回転するカム板と、このカム板を含んで上記鏝部と上記入力側ディスクとの間に設けられ、この入力側ディスクを上記回転軸の軸方向で上記カム板から離れる方向に押圧する加圧装置と、上記回転軸の他端寄り部分に形成した雄ねじ部に螺合してこの回転軸と上記入力側ディスクとの軸方向に互る相対変位を規制するローディングナットと、上記回転軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動するトラニオンと、周面を球面状の凸面とし、このトラニオンに支持された変位軸に回転自在に支持されて、上記各入力側、出力側両ディスクの間に挟持された複数のパワーローラとから成るトロイダル型無段変速機の製造方法であって、上記他端寄り部分に上記雄ねじ部よりも大径の円柱部を形成した上記回転軸のうち、この円柱部、及び、この雄ねじ部よりもこの回転軸の軸方向中央部に寄った部分に存在する、軸方向に対し直角な段差面、及び、この段差面の内周縁と上記雄ねじ部の端部とを連続させる曲がり面に対応する部分に熱処理を施した後、上記円柱部の表面を削り取って上記雄ねじ部を形成する事を特徴とするトロイダル型無段変速機の製造方法。

10

20

【請求項 3】

回転軸と、この回転軸の周囲に設けられ、この回転軸に対する回転が不能でこの回転軸の軸方向に互る変位を可能とされ、内側面を断面が円弧形の凹面とした、少なくとも 1 個の入力側ディスクと、上記回転軸に対する回転及び軸方向の変位を自在として支持され、内側面を断面が円弧形の凹面とした、少なくとも 1 個の出力側ディスクと、上記回転軸の一端に、この回転軸と一体に設けられた外向フランジ状の鏝部と、この回転軸の一端寄り部分に、この鏝部との間に設けたアンギュラ型のスラスト玉軸受を介して回転自在に支承され、上記回転軸と共に回転するカム板と、このカム板を含んで上記鏝部と上記入力側ディスクとの間に設けられ、この入力側ディスクを上記回転軸の軸方向で上記カム板から離れる方向に押圧する加圧装置と、上記回転軸の他端寄り部分に形成した雄ねじ部に螺合してこの回転軸と上記入力側ディスクとの軸方向に互る相対変位を規制するローディングナットと、上記回転軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動するトラニオンと、周面を球面状の凸面とし、このトラニオンに支持された変位軸に回転自在に支持されて、上記各入力側、出力側両ディスクの間に挟持された複数のパワーローラとから成るトロイダル型無段変速機に於いて、上記入力側ディスクは回転軸の端部寄り部分の外周面にボールスプラインにより、この回転軸と同期した回転及びこの回転軸の軸方向に互る変位自在に支持されており、上記回転軸は中空管状で中心部に給油通路が設けられており、この回転軸の外周面に形成した外周面側ボールスプライン溝の底部には、この外周面側ボールスプライン溝と上記給油通路とを連通させる分岐給油通路の下流端が開口しており、この分岐給油通路は、上記外周面側ボールスプライン溝の外端部で、上記ボールスプラインを構成する複数のボールの移動に拘らず、何れのボールよりも上記回転軸の外端寄り部分に位置して、何れのボールもが対向しない位置に設けられている事を特徴とするトロイダル型無段変速機。

30

40

【請求項 4】

ローディングナットを螺合させる為に回転軸の他端寄り部分の外周面に形成した雄ねじ部の端部で、上記ローディングナットよりも上記回転軸の他端側に突出する部分に塑性変形部を設け、このローディングナットを上記雄ねじ部に螺合させた状態でこの塑性変形部を上記回転軸の直径方向外方にかしめ広げてかしめ部とする事により、上記ローディングナットの緩み止めを図っている、請求項 1 又は請求項 3 に記載したトロイダル型無段変速

50

機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明の対象となるトロイダル型無段変速機は、例えば自動車用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10～11に略示する様な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。このトロイダル型無段変速機は、図示しない変速機ケースの内側に回転自在に支承された入力軸1と同心に入力側ディスク2を支持し、同じく変速機ケースに対し回転自在に支承された出力軸3の端部に出力側ディスク4を固定している。トロイダル型無段変速機を納めた上記変速機ケースの内面、或はこの変速機ケース内に設けられた支持ブラケットには、上記入力軸1並びに出力軸3に対して捻れの位置にある枢軸を中心に揺動するトラニオン5、5を設けている。

10

【0003】

これら各トラニオン5、5は、十分な剛性を有する金属材料により形成したもので、両端部外側面に上記枢軸を、図10～11の表裏方向に互り互いに同心に設けている。又、上記各トラニオン5、5の中心部に設けた変位軸6、6の周囲には、それぞれパワーローラ7、7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7、7を、上記入力側、出力側両ディスク2、4同士の間挟持している。これら入力側、出力側両ディスク2、4の軸方向片側面で、互いに対向する面には、それぞれ断面が上記枢軸上の点を中心とする断面円弧形の入力側凹面2a、出力側凹面4aを形成している。そして、回転円弧面状の凸面に形成した各パワーローラ7、7の周面7a、7aを、上記入力側凹面2a及び出力側凹面4aに当接させている。

20

【0004】

又、上記入力軸1と入力側ディスク2との間には、ローディングカム式の加圧装置8を設け、この加圧装置8によって、上記入力側ディスク2を出力側ディスク4に向け押圧している。この加圧装置8は、入力軸1と共に回転するカム板9と、保持器10により回転自在に保持した複数個(例えば4個)のローラ11、11とから構成している。上記カム板9の片側面(図10～11の右側面)には、円周方向に互る凹凸面であるカム面12を形成すると共に、上記入力側ディスク2の外側面(図10～11の左側面)にも、同様のカム面13を形成している。そして、上記複数個のローラ11、11を、上記入力軸1の中心に対し放射方向の軸を中心に、回転自在としている。尚、上記入力側ディスク2は、入力軸1に対し軸方向に互る若干の摺動可能、且つ回転方向への回転自在に支持している。

30

【0005】

上記入力軸1の回転に伴ってカム板9が回転し、入力側ディスク2に対し回転位相差を生ずると、上記複数個のローラ11、11が上記両カム面12、13に乗り上げて、上記カム板9と入力側ディスク2とを互いに遠ざける。このカム板9は、変速機ケースに対して軸受により支承された入力軸1に、軸方向への移動不能に支持されている為、入力側ディスク2はパワーローラ7、7に向けて押され、パワーローラ7、7は出力側ディスク4に向けて押される。一方、出力側ディスク4は、前記変速機ケースに対して出力軸3と共に回転のみ自在に支承されて軸方向に移動できない。この為、パワーローラ7、7は入力側ディスク2と出力側ディスク4との間で強く挟持される。この為、パワーローラ7、7の周面7a、7aと入力側、出力側両凹面2a、4aとの当接圧が十分に高くなり、入力側ディスク2の回転がほぼ滑らずに上記各パワーローラ7、7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を固定した出力軸3が回転する。

40

【0006】

上記入力軸1と出力軸3との回転速度比を変える場合で、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、図10に示す様に、前記枢軸を中心として各トラニオン5、5

50

を所定方向に揺動させ、上記各パワーローラ 7、7 の周面 7 a、7 a を、入力側凹面 2 a の中心寄り部分と出力側凹面 4 a 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 6、6 を傾斜させる。反対に、増速を行なう場合には、上記トラニオン 5、5 を図 11 に示す様に、上記所定方向とは逆方向に揺動させ、上記各パワーローラ 7、7 の周面 7 a、7 a を、上記入力側凹面 2 a の外周寄り部分と出力側凹面 4 a 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 6、6 を傾斜させる。各変位軸 6、6 の傾斜角度を、図 10 と図 11 との中間にすれば、上記入力軸 1 と出力軸 3 との間で、中間の変速比を得られる。

#### 【0007】

トロイダル型無段変速機の基本的な構造及び作用は、上述の通りである。ところで、この様なトロイダル型無段変速機を、出力の大きなエンジンを持った自動車用変速機として利用する場合には、伝達可能な動力を確保すべく、前記入力側ディスク 2 及び出力側ディスク 4 を 2 個ずつ設ける事が考えられている。この様な、所謂ダブルキャピティ型のトロイダル型無段変速機では、上記 2 個ずつの入力側ディスク 2 及び出力側ディスク 4 を、動力の伝達方向に対し互いに並列に配置する。図 12 は、この様な目的で考えられたダブルキャピティ型のトロイダル型無段変速機の 1 例を示している。

#### 【0008】

この図 12 に示した従来構造に於いては、ハウジング 14 の内側に回転軸であるトルク伝達軸 15 を、回転のみ自在に支持している。そして、このトルク伝達軸 15 を、クラッチの出力軸等に結合される駆動軸 16 により回転駆動自在としている。又、上記トルク伝達軸 15 の軸方向両端部に 1 対の入力側ディスク 2、2 を、それぞれの入力側凹面 2 a、2 a 同士を互に対向させた状態で、ボールスプライン 17、17 を介して支持している。従って上記各入力側ディスク 2、2 は上記トルク伝達軸 15 の軸方向両端部に、このトルク伝達軸 15 と同期した回転及びこのトルク伝達軸 15 の軸方向に互る変位自在に支持されている。又、上記各入力側ディスク 2、2 の背面（上記入力側凹面 2 a、2 a と軸方向反対側の面）中央部には、凹部 18、18 を形成している。そして、これら各凹部 18、18 の奥面と、ローディングナット 19 或は上記トルク伝達軸 15 の外周面一端（図 12 の左端）寄り部分に形成した係止段部 20 との間に、皿板ばね 21 a、21 b を設けている。これら各皿板ばね 21 a、21 b によって上記各入力側ディスク 2、2 に、次述する出力側ディスク 4、4 に向かう予圧を付与している。尚、上記ローディングナット 19 側の皿板ばね 21 a の弾力は十分に大きくして、このローディングナット 19 に対向する入力側ディスク 2 の軸方向移動を、実質的に阻止している。

#### 【0009】

上記トルク伝達軸 15 の中間部周囲には 1 対の出力側ディスク 4、4 を、それぞれの出力側凹面 4 a、4 a と上記各入力側凹面 2 a、2 a とを対向させた状態で、このトルク伝達軸 15 に対する回転を自在として支持している。又、複数のトラニオン 5、5 に変位軸 6、6 を介して回転自在に支持した複数のパワーローラ 7、7（図 10～11 参照。図 12 では表裏両側に存在する為、表われない。）を、上記各入力側、出力側凹面 2 a、4 a の間に挟持している。又、上記ハウジング 14 の内側には、上記 1 対の出力側ディスク 4、4 の間部分に於いて隔壁 22 を設けている。そして、この隔壁 22 に設けた通孔 23 の内側部分に、それぞれがアンギュラ型玉軸受である 1 対の転がり軸受 24、24 によって、円管状のスリーブ 25 を支持している。上記 1 対の出力側ディスク 4、4 は、このスリーブ 25 の両端部にスプライン係合させて、このスリーブ 25 と共に回転自在としている。又、このスリーブ 25 の中間部で上記隔壁 22 の内側部分には、出力歯車 26 を固設している。一方、上記ハウジング 14 の内側には、上記トルク伝達軸 15 と平行に出力軸 27 を、回転自在に支持している。そして、この出力軸 27 の一端（図 12 の左端）に固定した歯車 28 と上記出力歯車 26 とを嚙合させて、上記 1 対の出力側ディスク 4、4 の回転を取り出し自在としている。更に、前記駆動軸 16 と一方（図 12 の左方）の入力側ディスク 2 との間には、ローディングカム式の加圧装置 8 を設け、上記駆動軸 16 の回転に伴ってこの一方の入力側ディスク 2 を、この一方の入力側ディスク 2 が対向する出力側デ

10

20

30

40

50

ィスク 4 に向け軸方向に押圧しつつ、回転駆動自在としている。

【 0 0 1 0 】

又、上記トルク伝達軸 1 5 の一端部外周面に外向フランジ状の鏝部 2 9 を、このトルク伝達軸 1 5 と一体に設けている。そして、この鏝部 2 9 と前記カム板 9 の外側面内周寄り部分との間に、アンギュラ型のスラスト玉軸受 3 0 を設けている。このスラスト玉軸受 3 0 は、前記加圧装置 8 の作動時に、この加圧装置 8 を構成するカム板 9 とトルク伝達軸 1 5 との回転方向に互る相対変位を許容しつつ、このカム板 9 に加わるスラスト荷重を支承する役目を有する。この様なスラスト玉軸受 3 0 を構成する為、上記鏝部 2 9 の内側面（上記トルク伝達軸 1 5 の中央寄り側面で、図 1 2 の右側面）に内輪軌道 3 1 を、上記カム板 9 の外側面内周寄り部分には外輪軌道 3 2 を、それぞれ直接形成している。そして、これら内輪軌道 3 1 と外輪軌道 3 2 との間に複数の玉 3 3、3 3 を転動自在に保持する事により、上記スラスト玉軸受 3 0 を構成している。上記鏝部 2 9 の端面側半部（上記トルク伝達軸 1 5 の端部寄り半部で、図 1 2 の左半部）外周面には、図 1 3 ~ 1 4 に示す様に、互いに平行な 1 対の平坦面 3 4、3 4 を形成している。これら各平坦面 3 4、3 4 には、前記ローディングナット 1 9 を緊締する際にスパナ等の工具を係止し、上記トルク伝達軸 1 5 の回り止めを図る。

10

【 0 0 1 1 】

更に、前記 1 対の入力側ディスク 2、2 を上記トルク伝達軸 1 5 の両端寄り部分に支持する為の前記各ボールスプライン 1 7、1 7 を構成する為、上記トルク伝達軸 1 5 の外周面両端寄り部分には外周面側スプライン溝 3 5、3 5 を、上記各入力側ディスク 2、2 の内周面には内周面側スプライン溝 3 6、3 6 を、それぞれ形成している。そして、これら外周面側、内周面側両スプライン溝 3 5、3 6 同士の間、それぞれ複数個ずつのボール 3 7、3 7 を介在させて、上記各ボールスプライン 1 7、1 7 を構成している。又、上記トルク伝達軸 1 5 は中空管状として、中心部に給油通路 3 8 を設けている。そして、この給油通路 3 8 から上記トルク伝達軸 1 5 の断面の直径方向外方に分岐した、図 1 2、1 5 に示す様な分岐給油通路 3 9、3 9 の下流端を、上記各外周面側ボールスプライン溝 3 5、3 5 の底部に開口させている。トロイダル型無段変速機の運転時には、図示しない給油ポンプにより上記給油通路 3 8 内に送り込んだ潤滑油（トラクションオイル）を、上記各分岐給油通路 3 9、3 9 から上記各外周面側ボールスプライン溝 3 5、3 5 内に吐出して、上記各ボールスプライン 1 7、1 7 を潤滑する。

20

30

【 0 0 1 2 】

上述の様に構成するトロイダル型無段変速機の場合には、前記駆動軸 1 6 の回転に伴って、上記トルク伝達軸 1 5 の両端部にそれぞれボールスプライン 1 7、1 7 を介して支持した、1 対の入力側ディスク 2、2 が、同時に回転する。そして、この回転が 1 対の出力側ディスク 4、4 に同時に伝達され、更にこの回転が上記出力軸 2 7 に伝達されて取り出される。この際、回転力の伝達が互いに並列な 2 系統に分けて行なわれるので、大きな動力（トルク）を伝達自在となる。

【 0 0 1 3 】

上記駆動軸 1 6 から出力軸 2 7 への動力の伝達時には、上記加圧装置 8 が発生する大きなスラスト荷重に基づき、上記各入力側、出力側ディスク 2、4 並びにこれら両ディスク 2、4 同士の間、挟持されたパワーローラ 7、7（図 1 0 ~ 1 1 参照）が弾性変形する。この弾性変形は、上記各入力側ディスク 2、2 が上記トルク伝達軸 1 5 に対し軸方向に変位する事により吸収する。このトルク伝達軸 1 5 に対し上記各入力側ディスク 2、2 は、上記ボールスプライン 1 7、1 7 により軸方向に互る変位自在に支持しているので、上記弾性変形の吸収は円滑に行なわれる。又、上記各パワーローラ 7、7 は、これら各パワーローラ 7、7 を枢支している、それぞれが偏心軸である変位軸 6、6（図 1 0 ~ 1 1 参照）が各トラニオン 5、5 に設けた図示しない円孔を中心に揺動する事により、やはり上記トルク伝達軸 1 5 の軸方向に変位して、上記弾性変形分を吸収する。尚、この様な変位軸 6、6 の揺動変位に基づく弾性変形分の吸収に就いては、従来から周知であり、本発明の特徴部分とも関係しないので、詳しい図示並びに説明は省略する。

40

50

## 【 0 0 1 4 】

## 【 発明が解決しようとする課題 】

上述の様に構成し作用する従来のトロイダル型無段変速機の場合には、次の(1)～(3)の理由により、トルク伝達軸 15 の耐久性を確保する事が難しい。

(1) 鏝部 29 の端面側半部外周面に形成した 1 対の平坦面 34、34 の存在に基づき、この鏝部 29 の耐久性確保が難しくなる。

(2) ローディングナット 19 を螺合させる為の雄ねじ部に隣接した部分の硬度を確保する事が難しく、この部分から亀裂等の損傷を発生する可能性がある。

(3) 外周面側スプライン溝 35、35 の底部に下流端が開いた分岐給油通路 39、39 の存在に基づき、この部分で捩り剛性が低下する為、これら各分岐給油通路 39、39 部分から亀裂等の損傷を発生する可能性がある。

10

以下、これら(1)～(3)のそれぞれに就いて説明する。

## 【 0 0 1 5 】

## (1) に就いて

上記各平坦面 34、34 は前述した通り、ローディングナット 19 を緊締する際にスパナ等の工具を係止し、上記トルク伝達軸 15 の回り止めを図る為のものであるが、上記ローディングナット 19 の締め付けトルクは  $20 \text{ kgf} \cdot \text{m}$  以上にも達する大きなものである。従って、上記各平坦面 34、34 の長さ  $L_{34}$  (図 13) 並びに幅  $W_{34}$  (図 14) を十分に確保して、これら各平坦面 34、34 と上記工具との係合面積を広くする必要がある。

一方、上記各平坦面 34、34 を形成した鏝部 29 の内側面には、スラスト玉軸受 30 を構成する為の内輪軌道 31 を設けている。アンギュラ型玉軸受であるこのスラスト玉軸受 30 の接触角は、図 14 に鎖線で示す様に、上記鏝部 29 の外端面に向かう程、この鏝部 29 の中心軸に近づく方向に傾斜している。従って、上記各平坦面 34、34 の長さ  $L_{34}$  及び幅  $W_{34}$  を大きくすると、これら各平坦面 34、34 の長さ方向中央部を上記鎖線が通過する状態となる。

20

このような状態になると、カム板 9 から玉 33、33 を介して上記鏝部 29 に加わるスラスト荷重の作用線(上記鎖線に一致する)が、上記平坦面 34、34 を形成する事に伴う欠肉部を通過する状態になる。このような状態では、上記スラスト荷重を支承する部分の剛性が低くなり、上記鏝部 29 を含むトルク伝達軸 15 の耐久性確保が難しくなる。この鏝部 29 の厚さを厚くすれば、上記作用線が欠肉部を通過する事を防止し、耐久性確保を図れるが、上記トルク伝達軸 15 及びこのトルク伝達軸 15 を組み込んだトロイダル型無段変速機の大形化と重量増大との原因となる為、好ましくない。

30

## 【 0 0 1 6 】

## (2) に就いて

上記ローディングナット 19 を螺合させる為、上記トルク伝達軸 15 の外周面他端寄り部分に雄ねじ部 40 を造る際には、この雄ねじ部 40 の表面硬度が高くなり過ぎない様に(硬さが入り過ぎない様に)する。この理由は、ねじ山部分の硬度が高すぎると遅れ破壊を起こす可能性がある為、上記雄ねじ部 40 の硬度を、 $\text{HRc } 20 \sim 46$  程度に抑える為である。一方、上記トルク伝達軸 15 の表面で上記雄ねじ部 40 以外の部分の硬度は、耐摩耗性及び各種強度を確保する為、高くする必要がある。この為上記トルク伝達軸 15 は、上記雄ねじ部 40 の形状を加工後、浸炭熱処理により表面の硬度を高くしている。そして、この浸炭熱処理の際に、上記雄ねじ部 40 の表面に防炭剤を塗布して、この雄ねじ部 40 の硬度が高くなり過ぎない様にしている。

40

一方、上記雄ねじ部 40 よりも上記トルク伝達軸 15 の中央部に寄った部分には、上記ローディングナット 19 の内端面を当接させてこのローディングナット 19 の軸方向に互る位置決めを図る為、この軸方向に対し直角な段差面 41 を形成している。そして、この段差面 41 の内周縁と上記雄ねじ部 40 の端部とを、断面円弧形の曲がり面 42 により連続させている。トロイダル型無段変速機の運転時にこの曲がり面 42 には、加圧装置 8 が発生する推力に基づいて、大きな引っ張り応力が加わる。このような大きな引っ張り応力に拘らず、上記曲がり面 42 が破損する事を防止する為には、この曲がり面 42 の表面硬度

50

を HRC50 以上にする必要がある。

ところが、上記曲がり面 42 と上記雄ねじ部 40 の端部とは近接している為、この雄ねじ部 40 に塗布した防炭剤が上記曲がり面 42 にまで付着し易く、付着した場合にはこの曲がり面 42 の硬度が不十分になり、上記引っ張り応力に基づいて、この曲がり面 42 から亀裂等の損傷を発生する可能性が生じる。

【0017】

(3) に就いて

上記トルク伝達軸 15 の一部で外周面側スプライン溝 35、35 を形成した部分は、ボールスプライン 17、17 を構成するボール 37、37 から、擦り方向に互る大きな応力を受ける。この様に大きな応力を受ける部分に前記分岐給油通路 39、39 を設け、この部分の断面積がこれら各分岐給油通路 39、39 の分だけ小さくなると、この部分で擦り剛性が低下する。そして、上記トルク伝達軸 15 が、上記分岐給油通路 39、39 部分から亀裂等の損傷を発生する可能性が生じる。上記トルク伝達軸 15 の直径を大きくすれば、上記擦り剛性を向上させて、耐久性確保を図れるが、上記トルク伝達軸 15 及びこのトルク伝達軸 15 を組み込んだトロイダル型無段変速機の大変型化と重量増大との原因となる為、好ましくない。

本発明のトロイダル型無段変速機及びその製造方法は、これら (1) ~ (3) の様な原因の全部又は一部を解消する事により、重量の増大や大型化を招く事なく、トルク伝達軸 15 の耐久性確保を図るべく、発明したものである。

【0018】

【課題を解決する為の手段】

本発明の対象となるトロイダル型無段変速機は、前述した従来のトロイダル型無段変速機と同様に、回転軸と、この回転軸の周囲に設けられ、この回転軸に対する回転が不能でこの回転軸の軸方向に互る変位を可能とされ、内側面を断面が円弧形の凹面とした、少なくとも 1 個の入力側ディスクと、上記回転軸に対する回転及び軸方向の変位を自在として支持され、内側面を断面が円弧形の凹面とした、少なくとも 1 個の出力側ディスクと、上記回転軸の一端に、この回転軸と一体に設けられた外向フランジ状の鏝部と、この回転軸の一端寄り部分に、この鏝部との間に設けたアンギュラ型のスラスト玉軸受を介して回転自在に支承され、上記回転軸と共に回転するカム板と、このカム板を含んで上記鏝部と上記入力側ディスクとの間に設けられ、この入力側ディスクを上記回転軸の軸方向で上記カム板から離れる方向に押圧する加圧装置と、上記回転軸の他端寄り部分に螺合してこの回転軸と上記入力側ディスクとの軸方向に互る相対変位を規制するローディングナットと、上記回転軸に対して捻れの位置にある枢軸を中心として揺動するトラニオンと、周面を球面状の凸面とし、このトラニオンに支持された変位軸に回転自在に支持されて、上記各入力側、出力側両ディスクの間に挟持された複数のパワーローラとから成る。

【0019】

特に、請求項 1 に記載したトロイダル型無段変速機に於いては、上記鏝部の内側面に、上記スラスト玉軸受の内輪軌道を直接形成し、この内輪軌道と上記カム板側に設けた外輪軌道との間に複数の玉を転動自在に保持する事により上記スラスト玉軸受を構成している。そして、上記鏝部の端面側半部を、4 面以上の多角筒状の外周面を有する係止部として、上記スラスト玉軸受を構成する複数の玉に加わる荷重の作用線の方に、この係止部を形成する事に伴う欠肉部が存在しない様にしている。

【0020】

又、請求項 2 に記載したトロイダル型無段変速機の製造方法に於いては、上記他端寄り部分に上記雄ねじ部よりも大径の円柱部を形成した上記回転軸のうち、この円柱部、及び、この雄ねじ部よりもこの回転軸の軸方向中央部に寄った部分に存在する、軸方向に対し直角な段差面、及び、この段差面の内周縁と上記雄ねじ部の端部とを連続させる曲がり面に対応する部分に熱処理を施した後、上記円柱部の表面を削り取って上記雄ねじ部を形成する。

【0021】

10

20

30

40

50

更に、請求項 3 に記載したトロイダル型無段変速機に於いては、上記入力側ディスクは回転軸の端部寄り部分の外周面にボールスプラインにより、この回転軸と同期した回転及びこの回転軸の軸方向に互る変位自在に支持されている。又、上記回転軸は中空管状で中心部に給油通路が設けられている。又、この回転軸の外周面に形成した外周面側ボールスプライン溝の底部には、この外周面側ボールスプライン溝と上記給油通路とを連通させる分岐給油通路の下流端が開口している。そして、この分岐給油通路は、上記外周面側ボールスプライン溝の外端部で、上記ボールスプラインを構成する複数個のボールの移動に拘らず、何れのボールよりも上記回転軸の外端寄り部分に位置して、何れのボールもが対向しない位置に設けられている。

【 0 0 2 2 】

10

【作用】

上述の様に構成する本発明のトロイダル型無段変速機及びその製造方法によれば、回転軸の耐久性を向上させて、この回転軸を組み込んだトロイダル型無段変速機の耐久性向上を図れる。

先ず、請求項 1 に記載したトロイダル型無段変速機の場合には、スラスト玉軸受の玉から鍔部に加わるスラスト荷重の作用線が、この鍔部の欠肉部を通過する事を防止して、この鍔部に亀裂等の損傷が発生しにくくできる。

又、請求項 2 に記載した製造方法により造られたトロイダル型無段変速機の場合には、ローディングナットを螺合させる為の雄ねじ部に隣接した部分である、段差面及び曲がり面部分の硬度を確保する事ができて、この部分から亀裂等の損傷が発生する事を防止できる。

20

更に、請求項 3 に記載したトロイダル型無段変速機の場合には、上記回転軸のうちでボールスプラインを構成する為の外周面側ボールスプライン溝を形成した部分のうち、トルク伝達に供される部分の断面積を確保して、この部分の捩り剛性を向上させると共に、応力集中を防止する事により、この部分から亀裂等の損傷が発生する事を防止できる。

【 0 0 2 3 】

【発明の実施の形態】

図 1 ~ 7 は、請求項 1 ~ 3 に記載した発明を総て組み合わせて実施した状態を示す、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、回転軸であるトルク伝達軸 15 の構造及び製造方法を工夫する事により、このトルク伝達軸 15 を含むトロイダル型無段変速機の耐久性向上を図る点にある。その他の部分の構造及び作用は、前述した従来構造と同様である。従って、重複する説明を省略若しくは簡略にし、以下、本発明の特徴部分並びに前述した従来構造と異なる部分を中心に説明する。

30

【 0 0 2 4 】

上記トルク伝達軸 15 の一端に形成した鍔部 29a の端面側半部（図 1、2、4 の左半部）を、六角筒状の外周面を有する係止部 43 としている。この係止部 43 には、上記トルク伝達軸 15 の外周面他端寄り部分に形成した雄ねじ部 40 にローディングナット 19 を螺合し更に緊締する際に、ボックスレンチ、スパナ等の工具を係止する。上記係止部 43 は、正六角筒状に配置された 6 個所の平坦面 34a、34a により構成され、緊締作業時にはこれら 6 個所の平坦面 34a、34a が、ほぼ均一に上記ローディングナット 19 の締め付けトルクを支承する。

40

【 0 0 2 5 】

従って、上記各平坦面 34a、34a のそれぞれの長さ  $L_{34a}$  を特に大きくしなくても、十分に上記締め付けトルクを支承できる為、上記各平坦面 34a、34a の長さ方向中央部が、あまり上記鍔部 29a の中心軸側に位置しなくなる。この為、図 4 に示す様に、これら各平坦面 34a、34a を形成する事に伴って上記鍔部 29a の端面側半部（図 4 の左半部）外周寄り部分に形成された欠肉部を、カム板 9 から玉 33、33（図 1）を介して上記鍔部 29a に加わるスラスト荷重の作用線を示す鎖線が通過しない状態になる。この結果、このスラスト荷重を支承する部分の剛性を確保して、上記鍔部 29a に割れ等の損傷が発生する事を防止し、この鍔部 29a を含むトルク伝達軸 15 の耐久性を確保で

50



きる。又、この鏝部 29a の内側面に形成した内輪軌道 31 の、上記スラスト荷重に基づく弾性変形量を少なく抑える事ができる為、上記スラスト荷重に拘らず、上記各玉 33、33 が上記内輪軌道 31 の肩部に乗り上げる事を防止し、これら各玉 33、33 の転動面にエッチロードが加わる事を防止して、これら各玉 33、33 を含むスラスト玉軸受 30 の耐久性向上も図れる。

#### 【0026】

又、前記ローディングナット 19 を螺合させる為に、上記トルク伝達軸 15 の他端寄り（図 1～2 の右寄り）部分の外周面に形成した前記雄ねじ部 40 を、次の様にして造っている。即ち、図 6 に示す様に、上記トルク伝達軸 15 の他端寄り部分に、上記雄ねじ部 40 の外径  $D_{40}$ （図 1～2）よりも大径の円柱部 44 を形成し、この円柱部 44 を含む上記トルク伝達軸 15 を浸炭熱処理した後、この円柱部 44 の表面を少し削り取った後に、旋盤加工、ダイス等、一般的なねじ加工法により上記雄ねじ部 40 のねじ山を形成する。

10

#### 【0027】

この様に、浸炭熱処理後に表面を少し削り取る事により、上記円柱部 44 の表面硬度を適度に低く（HRC20～46 程度に）できるので、上記ねじ山部分が遅れ破壊を起こす事を防止できる。この結果、上記雄ねじ部 40 を含むトルク伝達軸 15 の耐久性を確保できる。又、この雄ねじ部 40 の硬度を抑える為に防炭剤を使用しないので、この雄ねじ部 40 に隣接してこの雄ねじ部 40 の端部と段差面 41 の内周縁とを連続させる、断面円弧形の曲がり面 42 の表面硬度を（HRC50 以上に）確保できる。従って、トロイダル型無段変速機の運転時に加圧装置 8 が発生する推力に基づいて加わる、大きな引っ張り応力に拘らず、上記曲がり面 42 が破損する事を有効に防止できる。尚、この曲がり面 42 の断面形状の曲率半径は 0.5mm 以上にする事が、この曲がり面 42 の破損防止の面から好ましい。又、この曲がり面 42 及び上記段差面 41 の表面粗さは、25S 以下の平滑面にする事が、やはり破損防止の面から好ましい。

20

#### 【0028】

又、図示の例では、上記雄ねじ部 40 の端部で上記ローディングナット 19 よりも上記トルク伝達軸 15 の他端側に突出する部分に、かしめ部 45（図 1）を形成している。この様なかしめ部 45 を形成する為に、上記雄ねじ部 40 の円周方向一部には、円筒状凹面である凹部 46 を形成している。上記ローディングナット 19 を上記雄ねじ部 40 に螺合し、このローディングナット 19 の内端面を段差面 41 に当接させた状態で、上記凹部 46 の端部に位置する、先端が尖った塑性変形部 47 を上記トルク伝達軸 15 の直径方向外方にかしめ広げて上記かしめ部 45 とする事により、上記ローディングナット 19 の緩み止めを図っている。

30

#### 【0029】

又、各ボールスプライン 17、17 を構成する為、上記トルク伝達軸 15 の外周面両端寄り部分に形成した外周面側ボールスプライン溝 35、35 の底部には分岐給油通路 39、39 の下流端を開口させて、これら各外周面側ボールスプライン溝 35、35 と上記トルク伝達軸 15 の中心部に設けた給油通路 38 とを連通させている。本例の場合には、これら各分岐給油通路 39、39 を、上記外周面側ボールスプライン溝 35、35 の外端部で、複数のボール 37、37 の移動に拘らず、何れのボール 37、37 よりも上記トルク伝達軸 15 の外端寄り部分に位置して、何れのボール 37、37 もが対向しない位置としている。この様に上記各分岐給油通路 39、39 の形成位置を規制する事で、上記トルク伝達軸 15 のうち上記外周面側ボールスプライン溝 35、35 を形成した部分のうち、トルク伝達に供される部分の断面積を確保し、この部分の捩り剛性を向上させると共に、応力集中を防止する事により、この部分から亀裂等の損傷が発生する事を防止できる。

40

#### 【0030】

尚、上記給油通路 38 の内径は、上記トルク伝達軸 15 の外径に合わせて変える事により、このトルク伝達軸 15 の肉厚を、軸方向に互って極力均一になる様にすることが、このトルク伝達軸 15 の耐久性確保の面からは好ましい。上記各分岐給油通路 39、39 は、上記給油通路 38 の内径が大きく、上記トルク伝達軸 15 の肉厚が比較的薄くなっている部

50

分に形成すれば、これら各分岐給油通路 39、39 の形成作業を容易に行なえる。又、このトルク伝達軸 15 の中間部には、上記各ボールスプライン 17、17 に給油する為の、上記各分岐給油通路 39、39 の他、スリーブ 25 を支持する為の転がり軸受 24、24 や 1 対の出力側ディスク 4、4 を上記トルク伝達軸 15 の周囲に回転自在に支持する為のニードル軸受 48、48 に給油する為の分岐給油通路 39a、39a も設けている。これら各分岐給油通路 39a、39a は、上記トルク伝達軸 15 の中間部で、上記ニードル軸受 48、48 の内輪軌道を構成する為、このトルク伝達軸 15 の中間部に形成した大径部 49、49 同士の間部分に設けている。又、上記スリーブ 25 には通孔 50、50 を設けて、上記各分岐給油通路 39a、39a からこのスリーブ 25 の内周面側に吐出された潤滑油を、上記各転がり軸受 24、24 に供給自在としている。尚、上記分岐給油通路 39a、39a と通孔 50、50 との軸方向位置は、必ずしも一致させる必要はない。例えば、上記各通孔 50、50 を上記各転がり軸受 24、24 に対向する部分に設け、上記各分岐給油通路 39a、39a を上記ニードル軸受 48、48 寄り部分に設けても良い。尚、上記トルク伝達軸 15 は、表面硬度を高くする為、浸炭熱処理を行なうが、この浸炭熱処理後に引っ張り方向の力を付与して曲がりを矯正する。この矯正作業時に、上記各分岐給油通路 39、39a 部分から亀裂等の損傷が発生する事を防止する為、これら各分岐給油通路 39、39a の形成作業は、上記矯正作業後に行なう事が好ましい。

10

#### 【0031】

更に、図示の例では、前記鍔部 29a の外端面の一部に、この外端面よりも突出する台地状且つ円環状の凸部 51 を形成し、この凸部 51 の先端面を、上記トルク伝達軸 15 の軸方向寸法に関する基準面としている。この様に凸部 51 の先端面を基準面とする事により、上記トルク伝達軸 15 の管理の確実化と加工作業の容易化によるコスト低減とを図れる。即ち、前述の図 12 ~ 15 に示した従来構造の様に、鍔部 29 の外端面を平坦にし、この外端面の全面を基準面とすると、この基準面を仕上げる為の研削作業が面倒で、トルク伝達軸 15 のコストが嵩む。又、上記外端面には、このトルク伝達軸 15 のロット番号等を表す刻印 52、52 を付するが、上記研削作業により、この刻印が不明瞭になったり、著しい場合には消滅したりする。

20

#### 【0032】

これに対して図示の例の場合には、上記凸部 51 の先端面のみを研削すれば良いので、研削作業に要する手間を低減して、上記トルク伝達軸 15 のコスト削減を図れる。又、上記刻印 52、52 を、上記鍔部 29a の外端面で上記凸部 51 から外れた部分に形成すれば、上記研削作業によって上記刻印 52、52 が不明瞭になったり消滅したりする事がない。

30

#### 【0033】

上述の様にして上記凸部 51 の先端面に形成した基準面は、上記トルク伝達軸 15 の外周面他端寄り部分に形成した、前記ローディングナット 19 の内端面を突き当てる為のローディングナット用基準段差面である前記段差面 41 と、前記内輪軌道 31 の肩部（一方の軌道の基準位置）との距離  $L_a$  を測定する為に利用する。即ち、この距離  $L_a$  は、1 対の入力側ディスク 2、2 同士の間隔を設計値通りに規制し、トロイダル型無段変速機に所望の性能を発揮させる為に重要である。上記距離  $L_a$  が大き過ぎると、皿板ばね 21a、21b による予圧が不足して、トロイダル型無段変速機のトラクション部（各ディスクとパワーローラとの当接部）で滑りが発生する。反対に、上記距離  $L_a$  が小さ過ぎると、上記予圧が過大になり、上記トラクション部の抵抗が大きくなる他、各部の耐久性が低下する。

40

#### 【0034】

上記基準面を利用して上記距離  $L_a$  を求める為には、図 7 に示す様に、定盤 53 の上面に上記凸部 51 の先端面に形成した基準面を突き当てて、この定盤 53 の上面に上記トルク伝達軸 15 を垂直に立てる。そして、この定盤 53 の上面と上記内輪軌道 31 の肩部との距離  $L_b$ 、並びにこの上面と段差面 41 との距離  $L_c$  を求める。そして、これら両距離  $L_b$ 、 $L_c$  の差から、上記段差面 41 と内輪軌道 31 の肩部との距離  $L_a$  を求める。この

50

様にしてこの距離 $L_a$ を求めれば、直接この距離 $L$ を求める場合に比べて、測定作業が容易になり、測定作業に要する時間の短縮化を図れる。

#### 【0035】

次に、図8～9は、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、鍔部29bの端面側半部に形成する係止部43aを、正四角筒状に配置された4個所の平坦面34b、34bにより構成している。本例の場合も、上記鍔部29bに加わるスラスト荷重の作用線を示す鎖線が欠肉部を通過しない様にしてこの鍔部29bを含むトルク伝達軸15の耐久性を確保すると共に、上記スラスト荷重に拘らず、スラスト玉軸受30を構成する各玉33、33(図1)の転動面にエッジロードが加わる事を防止して、これら各玉33、33を含むスラスト玉軸受30の耐久性向上も図れる。

10

#### 【0036】

尚、上述の様なトルク伝達軸15の表面には、洗浄、防錆の為の油を付着させるが、この油としては、トラクションオイル中に混入した場合にもこのトラクションオイルを劣化させる事のない、指定された種類の油を使用する事が好ましい。この様な油を使用すれば、上記トルク伝達軸15をトロイダル型無段変速機中に組み込む際に、付着している油を拭き取る手間を省略できる。又、図示の例は、入力側、出力側両ディスク2、4をそれぞれ2個ずつ、動力の伝達方向に関して互いに並列に設けた、所謂ダブルキャビティ型のトロイダル型無段変速機に本発明を適用した場合に就いて示した。但し、本発明は、この様なダブルキャビティ型のトロイダル型無段変速機に限らず、入力側、出力側両ディスク2、4をそれぞれ1個ずつ設けた、所謂シングルキャビティ型のトロイダル型無段変速機にも適用できる。

20

#### 【0037】

##### 【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ので、トルク伝達軸等の回転軸の耐久性を向上させ、この回転軸を組み込んだトロイダル型無段変速機の耐久性向上を図れる。

##### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態の1例を示す断面図。

【図2】トルク伝達軸のみを取り出して示す断面図。

【図3】図2の左方から見た図。

【図4】図3のA-A断面図。

30

【図5】図2のB矢視図。

【図6】雄ねじ部を形成する以前の状態で示す、図5と同様の図。

【図7】トルク伝達軸の寸法を測定する状態を示す略側面図。

【図8】本発明の実施の形態の第2例を示す、図3と同様の図。

【図9】図8のC-C断面図。

【図10】トロイダル型無段変速機の基本構造を、最大減速時の状態で示す側面図。

【図11】同じく最大増速時の状態で示す側面図。

【図12】従来から知られた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13】従来構造を示す、図3と同様の図。

【図14】図13のD-D断面図。

40

【図15】同じくE-E断面図。

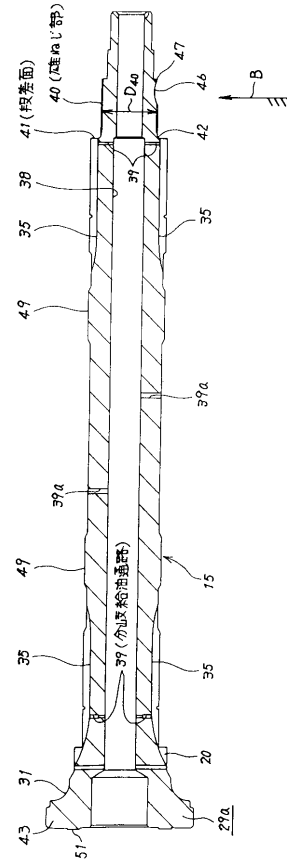
##### 【符号の説明】

- 1 入力軸
- 2 入力側ディスク
- 2a 入力側凹面
- 3 出力軸
- 4 出力側ディスク
- 4a 出力側凹面
- 5 トラニオン
- 6 変位軸

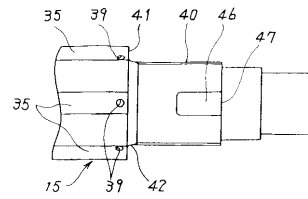
50

7	パワーローラ	
7 a	周面	
8	加圧装置	
9	カム板	
10	保持器	
11	ローラ	
12、13	カム面	
14	ハウジング	
15	トルク伝達軸	
16	駆動軸	10
17	ボールスプライン	
18	凹部	
19	ローディングナット	
20	係止段部	
21 a、21 b	皿板ばね	
22	隔壁	
23	通孔	
24	転がり軸受	
25	スリーブ	
26	出力歯車	20
27	出力軸	
28	歯車	
29、29 a、29 b	鏝部	
30	スラスト玉軸受	
31	内輪軌道	
32	外輪軌道	
33	玉	
34、34 a、34 b	平坦面	
35	外周面側スプライン溝	
36	内周面側スプライン溝	30
37	ボール	
38	給油通路	
39、39 a	分岐給油通路	
40	雄ねじ部	
41	段差面	
42	曲がり面	
43、43 a	係止部	
44	円柱部	
45	かしめ部	
46	凹部	40
47	塑性変形部	
48	ニードル軸受	
49	大径部	
50	通孔	
51	凸部	
52	刻印	
53	定盤	

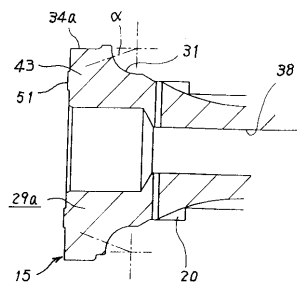
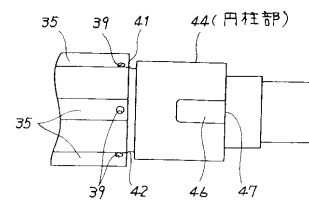
【 図 2 】



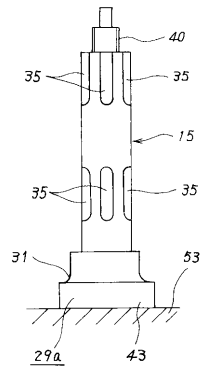
【 図 5 】



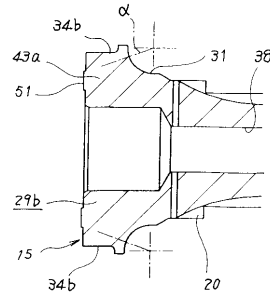
【圖 4】



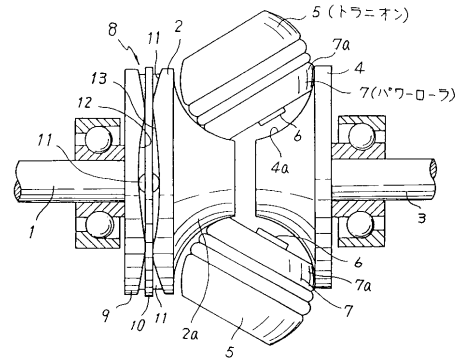
【図 7】



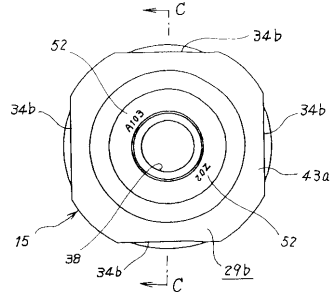
【図 9】



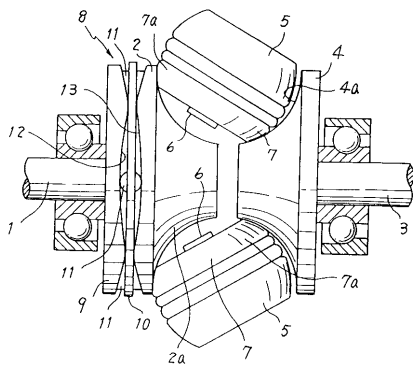
【図 10】



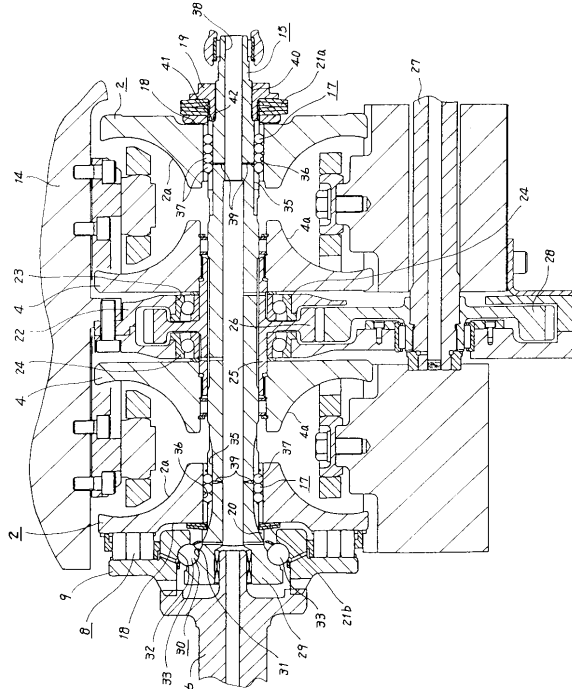
【図 8】



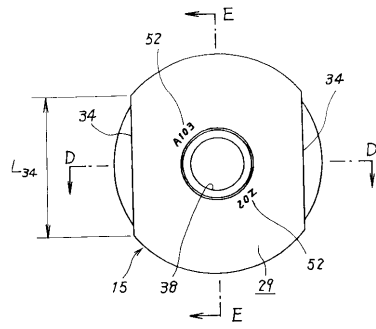
【図 11】



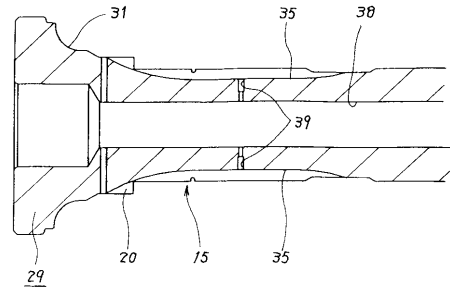
【図 12】



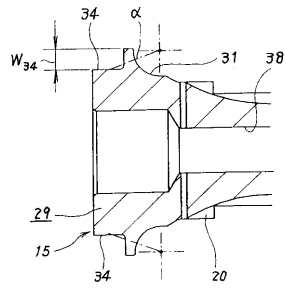
【図 13】



【図 15】



【図 14】



---

フロントページの続き

- (72)発明者 藤波 誠  
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
- (72)発明者 今西 尚  
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
- (72)発明者 加藤 寛  
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

- (56)参考文献 特開平09-317744(JP,A)  
特開平09-088988(JP,A)  
特開平09-317843(JP,A)  
特開昭63-312511(JP,A)  
実開平04-058615(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 9/00 - 15/56  
F16H 25/20 - 25/24  
F16H 57/00 - 57/12  
F16B 23/00 - 43/02  
F16C 19/00 - 19/56  
F16C 29/00 - 33/66  
B60B 21/00 - 37/12