

(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2005-195156

(P2005-195156A)

(43) 公開日 平成17年7月21日(2005.7.21)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F 1 6 H 15/38

F I

F 1 6 H 15/38

テーマコード (参考)

3 J 0 5 1

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2004-4643 (P2004-4643)  
(22) 出願日 平成16年1月9日(2004.1.9)

(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 100087457  
弁理士 小山 武男  
(74) 代理人 100120190  
弁理士 中井 俊  
(74) 代理人 100056833  
弁理士 小山 欽造  
(72) 発明者 西井 大樹  
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  
Fターム(参考) 3J051 AA03 BA03 BB02 BD02 BE09  
CA05 CB07 EC03 FA02 FA04  
FA07

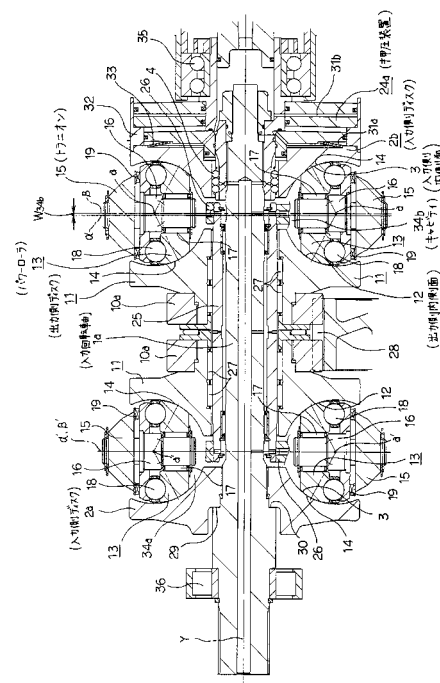
(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

## (57) 【要約】

【課題】 構成各部材の弾性変形に基づく各パワーローラ13、13の変位に拘わらず、耐久性及び伝達効率を十分に確保できる構造を実現する。

【解決手段】 押圧装置24aが押圧力を発生しない状態で、他方の入力側ディスク2bと他方の出力側ディスク11との間部分である他方のキャビティ34bに存在する各トラニオン15、15の各枢軸の中心軸を通り、入力回転軸1aの中心軸Yに垂直に交わる、第一の仮想平面を規定する。同じく、他方のキャビティ34bを構成する上記他方の入力側ディスク2bの入力側内側面3及びこの内側面3に対向する上記他方の出力側ディスク11の出力側内側面12の曲率中心aを通り、上記入力回転軸1aの中心軸Yに垂直に交わる第二の仮想平面を規定する。上記第一の仮想平面をこの第二の仮想平面よりも、上記入力回転軸1aの軸方向に関して、一方の入力側ディスク2a寄りに位置させる。

【選択図】 図1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

ケーシング内に回転自在に且つ軸方向の変位を阻止された状態で支持された回転軸と、それぞれが断面円弧形の凹面である互いの軸方向片側面同士を対向させた状態でこの回転軸の軸方向 2 箇所位置に、この回転軸と同期した回転を自在として支持された 1 対の外側ディスクと、この回転軸の中間部周囲に、断面円弧形の凹面である軸方向両側面を上記各外側ディスクの軸方向片側面に対向させた状態で、上記回転軸に対する相対回転を自在に支持された内側ディスクと、軸方向に関してこの内側ディスクの軸方向両側面と各外側ディスクの軸方向片側面との間位置にそれぞれ複数個ずつ、上記回転軸に対し擦れの位置にある枢軸を中心とする揺動変位を自在に設けられた支持部材と、これら各支持部材に回転自在に支持され、球状凸面としたそれぞれの周面を、上記内側ディスクの軸方向両側面と各外側ディスクの軸方向片側面とに当接させたパワーローラと、上記各外側ディスクと上記内側ディスクとを互いに近付ける方向に押圧する押圧装置とを備え、上記各外側ディスクのうちの一方の外側ディスクを上記回転軸の周囲にこの回転軸の軸方向の変位を阻止した状態で設けると共に、他方の外側ディスク並びに上記内側ディスクを、上記回転軸の周囲に直接或は他の部材を介してこの回転軸の軸方向に変位可能に設けたトロイダル型無段変速機に於いて、上記押圧装置が押圧力を発生しない状態で、上記他方の外側ディスクと内側ディスクとの間部分である他方のキャビティに存在する上記各トラニオンの各枢軸の中心軸を通り、上記回転軸に垂直に交わる第一の仮想平面を、同じく他方のキャビティを構成する上記他方の外側ディスクの軸方向側面及びこの側面に対向する上記内側ディスクの軸方向側面の曲率中心を通り、上記回転軸に垂直に交わる第二の仮想平面よりも、この回転軸の軸方向に関して、上記一方の外側ディスク寄りに位置させた事の特徴とするトロイダル型無段変速機。

## 【請求項 2】

一方の外側ディスクと内側ディスクとの間部分である一方のキャビティに存在する各トラニオンの各枢軸の中心軸を通り、回転軸に垂直に交わる第三の仮想平面を、同じく一方のキャビティを構成する上記一方の外側ディスクの軸方向側面及びこの側面に対向する上記内側ディスクの軸方向側面の曲率中心を通り、上記回転軸に垂直に交わる第四の仮想平面よりも、この回転軸の軸方向に関し上記一方の外側ディスク寄りに位置させると共に、これら一方のキャビティの第三の仮想平面と第四の仮想平面との上記回転軸の軸方向に関する距離を、他方のキャビティの第一の仮想平面と第二の仮想平面との上記回転軸の軸方向に関する距離よりも小さくした、請求項 1 に記載したトロイダル型無段変速機。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

この発明に係るトロイダル型無段変速機は、例えば自動車用自動変速装置を構成する変速ユニットとして、或はポンプ等の各種産業機械の運転速度を調節する為の変速装置として利用する。

## 【背景技術】

## 【0002】

例えば特許文献 1 ～ 2 等に記載されている様に、自動車用自動変速装置の変速ユニットとして、図 3 ～ 5 に示す様なトロイダル型無段変速機を使用する事が研究され、一部で実施されている。このトロイダル型無段変速機は、ダブルキャビティ型と呼ばれるもので、特許請求の範囲に記載した回転軸である入力回転軸 1 の周囲に、それぞれが特許請求の範囲に記載した外側ディスクである 1 対の入力側ディスク 2 a、2 b を支持している。これら両入力側ディスク 2 a、2 b は上記入力回転軸 1 に対し、それぞれがトロイダル曲面（断面円弧形の凹面）であって特許請求の範囲に記載した軸方向片側面に相当する入力側内側面 3、3 同士を互いに対向させた状態で、それぞれボールスプライン 4、4 を介して支持している。従って上記両入力側ディスク 2 a、2 b は、互いに同心に、且つ、同期した回転を自在に支持されている。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 0 3 】

又、上記入力回転軸 1 の中間部は、トロイダル型無段変速機を収納したケーシング 5 内に設置した隔壁部 6 に設けた通孔 7 を挿通している。この通孔 7 の内径側には、円筒状の出力筒 8 を、1 対の転がり軸受 9、9 により回転自在に支持しており、この出力筒 8 の中間部外周面に出力歯車 10 を固設している。又、この出力筒 8 の両端部で上記隔壁部 6 の両外側面から突出した部分に、それぞれが特許請求の範囲に記載した内側ディスクに相当する出力側ディスク 11、11 を、スプライン係合により、上記出力筒 8 と同期した回転自在に支持している。この状態で、それぞれがトロイダル曲面であって特許請求の範囲に記載した軸方向片側面に相当する、上記各出力側ディスク 11、11 の出力側内側面 12、12 が、上記各入力側内側面 3、3 に対向する。

10

## 【 0 0 0 4 】

又、上記入力回転軸 1 の周囲で上記入力側、出力側両内側面 3、12 同士の間部分（キャビティ）に、それぞれ複数個（一般的には 2 個又は 3 個）ずつのパワーローラ 13、13 を配置している。これら各パワーローラ 13、13 はそれぞれ、上記入力側、出力側両内側面 3、12 に当接する周面 14、14 を球状凸面としたもので、特許請求の範囲に記載した支持部材に相当するトラニオン 15、15 の内側面に、変位軸 16、16 と、ラジアルニードル軸受 17、17 と、スラスト玉軸受 18、18 と、スラストニードル軸受 19、19 とにより、回転及び若干の揺動変位自在に支持されている。

## 【 0 0 0 5 】

即ち、上記各変位軸 16、16 は基半部と前半部とが互いに偏心した偏心軸であり、このうちの基半部を上記各トラニオン 15、15 の中間部に、別のラジアルニードル軸受 20、20 により、揺動変位自在に支持している。上記各パワーローラ 13、13 は、このような変位軸 16、16 の前半部に、上記ラジアルニードル軸受 17、17 と上記スラスト玉軸受 18、18 とにより、回転自在に支持している。又、構成各部材の弾性変形に基づく、上記入力回転軸 1 の軸方向に関する上記各パワーローラ 13、13 の変位を、上記別のラジアルニードル軸受 20、20 と上記各スラストニードル軸受 19、19 とにより、自在としている。

20

## 【 0 0 0 6 】

又、上記各トラニオン 15、15 は、それぞれの長さ方向（図 4 の表裏方向、図 3、5 の上下方向）両端部にこれら各トラニオン 15、15 毎に互いに同心に設けられた枢軸 21、21 を中心として揺動変位自在である。これら各トラニオン 15、15 を揺動（傾斜）させる動作は、油圧式のアクチュエータ 22、22 によりこれら各トラニオン 15、15 を上記各枢軸 21、21 の軸方向に変位させる事により行なう。変速時には、上記各アクチュエータ 22、22 への圧油の給排により、上記各トラニオン 15、15 を上記各枢軸 21、21 の軸方向に変位させる。この結果、上記各パワーローラ 13、13 の周面 14、14 と上記入力側、出力側各ディスク 2a、2b、11 の入力側、出力側各内側面 3、12 との接触部（トラクション部）の接線方向に作用する力の方向が変化するので、上記各トラニオン 15、15 が上記各枢軸 21、21 を中心として揺動変位する。尚、総てのトラニオン 15、15 の揺動角度は、油圧式及び機械式に互いに同期させる。

30

## 【 0 0 0 7 】

上述の様なトロイダル型無段変速機の運転時には、エンジン等の動力源に繋がる駆動軸 23 により一方（図 3～4 の左方）の入力側ディスク 2a を、ローディングカム式の押圧装置 24 を介して回転駆動する。この結果、前記入力回転軸 1 の両端部に支持された 1 対の入力側ディスク 2a、2b が、互いに近づく方向に押圧されつつ同期して回転する。そして、この回転が、上記各パワーローラ 13、13 を介して上記各出力側ディスク 11、11 に伝わり、前記出力歯車 10 から取り出される。

40

## 【 0 0 0 8 】

上記入力回転軸 1 と出力歯車 10 との回転速度の比を変える場合で、先ず入力回転軸 1 と出力歯車 10 との間で減速を行なう場合には、上記各トラニオン 15、15 を図 4 に示す位置に揺動させ、上記各パワーローラ 13、13 の周面 14、14 をこの図 4 に示す様

50

に、上記各入力側ディスク 2 a、2 b の入力側内側面 3、3 の中心寄り部分と上記各出力側ディスク 1 1、1 1 の出力側内側面 1 2、1 2 の外周寄り部分とにそれぞれ当接させる。反対に、増速を行なう場合には、上記各トラニオン 1 5、1 5 を図 4 と反対方向に揺動させ、上記各パワーローラ 1 3、1 3 の周面 1 4、1 4 を、図 4 に示した状態とは逆に、上記各入力側ディスク 2 a、2 b の入力側内側面 3、3 の外周寄り部分と上記各出力側ディスク 5、5 の出力側内側面 1 2、1 2 の中心寄り部分とにそれぞれ当接させる。上記各トラニオン 1 5、1 5 の揺動角度を中間にすれば、上記入力回転軸 1 と出力歯車 1 0 との間で、中間の速度比（変速比）を得られる。

#### 【0009】

ところで、上述の図 3～5 に示した構造の場合、ケーシング 5 内に設置した隔壁部 6 に転がり軸受 9、9 により出力筒 8 を支持する事で、1 対の出力側ディスク 1 1、1 1 を上記ケーシング 5 に、軸方向の変位を阻止した状態で、回転自在に支持している。これに対して図 6 は、出力側ディスク 1 1、1 1 を支持する為の隔壁部 6 並びに転がり軸受 9、9（図 3～4 参照）を省略した構造を示している。この図 6 に示した構造の場合、入力回転軸 1 a をケーシング 5（図 3、5 参照）に、複列アンギュラ型の玉軸受 3 5 によりその一端部（図 6 の右端部）を、軸方向の変位を阻止した状態で支持している。上記入力回転軸 1 a の他端部（図 6 の左端部）は、円筒ころ軸受 3 6 により、軸方向の変位を許容する状態で、回転自在に支持している。又、上記入力回転軸 1 a の中間部周囲に支持筒 2 5 を、この入力回転軸 1 a と同心に設けている。

#### 【0010】

この支持筒 2 5 は、上記ケーシング 5 内に直接又は他の部材を介して固定される 1 対の支持フレーム 2 6、2 6 により、その両端部を支持されている。そして、上記支持筒 2 5 の周囲に、1 対の出力側ディスク 1 1、1 1 を、それぞれラジアルニードル軸受 2 7、2 7 により、回転及び軸方向の変位自在に支持している。又、上記各出力側ディスク 1 1、1 1 の互いに対向する外側面側に、それぞれ出力歯車 1 0 a、1 0 a を固定している。これら両出力歯車 1 0 a、1 0 a は、図示しない出力回転軸に固定した別の出力歯車 2 8 に噛み合わせ、上記両出力歯車 1 0 a、1 0 a の動力を上記出力回転軸に伝達自在としている。

#### 【0011】

又、図示の例の場合、1 対の入力側ディスク 2 a、2 b のうちの一方（図 6 の左方）の入力側ディスク 2 a を、上記入力回転軸 1 a にスプライン係合により支持すると共に、この一方の入力側ディスク 2 a の内周面に設けた段差面 2 9 と上記入力回転軸 1 a の一端寄り部（図 6 の左端寄り部）外周面に設けた段差面 3 0 とを当接させている。従って、上記一方の入力側ディスク 2 a は、上記各段差面 2 9、3 0 同士が当接した状態からそれ以上の軸方向一方（図 6 の左右方向左方）に変位する事を阻止した状態で、上記入力回転軸 1 a に支持されている。これに対して、上記各入力側ディスク 2 a、2 b のうちの他方（図 6 の右方）の入力側ディスク 2 b は、上記入力回転軸 1 a にボールスプライン 4 を介して支持すると共に、油圧式の押圧装置 2 4 a により、上記一方の入力側ディスク 2 a に向け押圧自在としている。

#### 【0012】

上記押圧装置 2 4 a は、1 対の油圧室 3 1 a、3 1 b 内に圧油を導入する事で、上記他方の入力側ディスク 2 b を直接並びにシリンダ筒 3 2 を介して、上記一方の入力側ディスク 2 a に向け押圧する。尚、上記各油圧室 3 1 a、3 1 b のうちの一方（図 6 の左方）の油圧室 3 1 a 内に、皿板ばね等の予圧ばね 3 3 を設け、上記両油圧室 3 1 a、3 1 b 内に油圧を導入していない状態でも、上記入力側、出力側各ディスク 2 a、2 b、1 1 の入力側、出力側各内側面 3、1 2 と各パワーローラ 1 3、1 3 の周面 1 4、1 4 との転がり接触部（トラクション部）の面圧を、最低限確保できる様にしている。

#### 【0013】

ところで、上述の様な図 6 に示した構造の場合、運転時に押圧装置 2 4 a が発生する押圧力に基づいて構成各部材が弾性変形すると、これら構成各部材の変位を吸収すべく、各

10

20

30

40

50

パワーローラ 13、13 が変位軸 16、16 の基半部を中心として揺動（円弧運動）し、1 対の入力側ディスク 2 a、2 b のうち他方の入力側ディスク 2 b 及び各出力側ディスク 11、11 が、入力回転軸 1 a の軸方向に変位する。ところが、図 6 に示した様な一方の入力側ディスク 2 a の軸方向位置を固定して、他方の入力側ディスク 2 b だけでなく、各出力側ディスク 11、11 も上記入力回転軸 1 a の軸方向に変位させる構造の場合、上記変位軸 16、16 の基半部を中心とする円弧運動に基づいて上記各パワーローラ 13、13 が、上記入力回転軸 1 a の軸方向に変位する量が、各キャビティ（図 6 の左右のキャビティ）34 a、34 b 毎に、互いに異なる事が避けられない。この理由は、上記各パワーローラ 13、13 を支持する各トラニオン 15、15 及び一方の入力側ディスク 2 a が、上記入力回転軸 1 a の軸方向に変位しないのに対し、上記他方の入力側ディスク 2 b 及び各出力側ディスク 11、11 が、上記入力回転軸 1 a の軸方向に変位する為である。

#### 【0014】

即ち、上記押圧装置 24 a の押圧力に基づき構成各部材が弾性変形すると、一方（図 6 の左方）のキャビティ 34 a に存在する各パワーローラ 13、13 は、この一方のキャビティ 34 a を構成する一方の入力側ディスク 2 a 及び上記各パワーローラ 13、13 の変形量（圧縮量）に相当する分だけ、上記入力回転軸 1 a の軸方向一方（図 6 の左右方向左方）に（弾性変形する前の位置から）変位する。これに対して、他方（図 6 の右方）のキャビティ 34 b に存在する各パワーローラ 13、13 は、上記一方のキャビティ 34 a 部分の変形量（圧縮量）に相当する分に、上記各出力側ディスク 11、11 並びに上記他方のキャビティ 34 b の各パワーローラ 13、13 の変形量（圧縮量）に相当する分が足された状態で、同じく軸方向一方に変位する。但し、上記各パワーローラ 13、13 を支持する各トラニオン 15、15 は何れも、上記入力回転軸 1 a の軸方向に変位しない。この為、これら各トラニオン 15、15 に対する、上記各パワーローラ 13、13 の上記入力回転軸 1 a の軸方向に関する変位量が、上記一方のキャビティ 34 a よりも、他方のキャビティ 34 b で大きくなる事が避けられない。

#### 【0015】

一方、上記各パワーローラ 13、13 が上記構成各部材の弾性変形に基づく変位を吸収すべく、上記入力回転軸 1 a の軸方向に変位すると、これら各パワーローラ 13、13、上記各トラニオン 15、15、上記各変位軸 16、16 及び上記各枢軸 21、21 は、図 7 に誇張して示す様な位置関係となる。即ち、上記各トラニオン 15、15 の両端部に設けた各枢軸 21、21 の中心軸 X（各トラニオン 15、15 の揺動中心軸 X）を通り、上記入力回転軸 1 a（図 6 参照）の中心軸 Y と垂直に交わる第一の仮想平面 と、互いに対向する入力側、出力側両内側面 3、12 の曲率中心 a を通り、上記入力回転軸 1 a の中心軸 Y と垂直に交わる第二の仮想平面 とが、この入力回転軸 1 a の軸方向に関してずれる（一致しなくなる）。より具体的には、上記曲率中心 a を通る第二の仮想平面 が上記中心軸 X を通る第一の仮想平面 に対し、上記各パワーローラ 13、13 が上記入力回転軸 1 a の軸方向に変位した分だけ、これら各パワーローラ 13、13 が変位した方向にずれる。尚、図 6 ~ 7 に示した構造の場合、上記押圧装置 24 a が押圧力を発生しない状態（＝構成各部材が弾性変形しない状態）では、図 6 に示す様に、上記両仮想平面 、 同士が一致する。

#### 【0016】

そして、上述の様に両仮想平面 、 が互いにずれた状態で運転を続けると、上記各トラニオン 15、15 が上記各枢軸 21、21 を中心として大きく揺動した状態、即ち、上記各パワーローラ 13、13 の傾転角（傾転中心軸と仮想平面 とのなす角）が大きくなった状態（＝トロイダル型無段変速機の変速比の 1 からのずれが大きい状態）で、これら各パワーローラ 13、13 の周面 14、14 の端縁が、上記入力側、出力側両内側面 3、12 と当接し（トラクション部の接触楕円が周面 14、14 の端縁に達し）易くなる。そして、この様に各パワーローラ 13、13 の周面 14、14 の端縁と上記入力側、出力側両内側面 3、12 とが当接すると、これら各パワーローラ 13、13 並びに入力側、出力側両ディスク 2 a、2 b、11 に、エッジロードに基づく損傷が生じ易くなる可能性があ

る。特に上述した様に第一、第二の仮想平面、同士のずれが大きくなる他方のキャビティ 3 4 b 側で、上記損傷が一方のキャビティ 3 4 a 側よりも著しくなる可能性があり、この様な損傷に基づいてこの他方のキャビティ 3 4 b の各パワーローラ 1 3、1 3 並びに入力側、出力側両ディスク 2 a、2 b、1 1 が早期に寿命に至る可能性がある。

【0017】

又、上述の様にそれぞれのキャビティ 3 4 a、3 4 b 毎に各パワーローラ 1 3、1 3 の上記入力回転軸 1 a の軸方向に関する変位量が異なると、これら各パワーローラ 1 3、1 3 の、上記変位軸 1 6、1 6 の基半部を中心とする円弧運動に基づく上記各枢軸 2 1、2 1 の軸方向に関する変位量も、(円弧運動に伴うこれら各枢軸 2 1、2 1 の軸方向成分の相違に基づき)それぞれのキャビティ 3 4 a、3 4 b 毎に異なる。この様な各パワーローラ 1 3、1 3 の上記各枢軸 2 1、2 1 の軸方向に関する変位は、前述した様に、上記各トラニオン 1 5、1 5 を上記各枢軸 2 1、2 1 を中心に揺動させる為のトリガーとなる。従って、上記変位量の相違は、各キャビティ 3 4 a、3 4 b 同士の間で、上記各トラニオン 1 5、1 5 の揺動量が異なる原因となる。そして、これら各トラニオン 1 5、1 5 に支持された上記各パワーローラ 1 3、1 3 の傾転角もそれぞれのキャビティ 3 4 a、3 4 b 毎に異なり、トロイダル型無段変速機の効率が低下したり、変速比制御が不安定になる可能性がある。又、これと共に、上記入力側、出力側各ディスク 2 a、2 b、1 1 の入力側、出力側各内側面 3、1 2 と各パワーローラ 1 3、1 3 の周面 1 4、1 4 との転がり接触部の滑り量(クリープ量)が、それぞれのキャビティ 3 4 a、3 4 b 毎に異なり、この滑り量が増大する側の周面 1 4、1 4 及び入力側、出力側各内側面 3、1 2 の耐久性を確保しにくくなる可能性がある。前述した、上記各トラニオン 1 5、1 5 の揺動角度を機械的に同期させる機構は、構成部材の弾性変形により、この揺動角度を完全に一致させられるものではない。従って、上記耐久性並びに伝達効率確保の面からは、改良の余地がある。

【0018】

尚、上述の様な原因で生じる、各パワーローラの各枢軸の軸方向に関する変位量がそれぞれのキャビティ毎に異なる事による不都合を防止する構造として従来から、特許文献 3 に記載された構造がある。この従来構造では、上記各パワーローラを支持する変位軸の偏心量(変位軸の前半部と基半部との偏心量)を、それぞれのキャビティ毎に異ならせている。この様な従来構造の場合、上記各パワーローラの各枢軸の軸方向に関する変位量を、各キャビティ同士の間で一致させる事はできるが、これら各パワーローラの入力回転軸の軸方向に関する変位に関しては考慮していない。この為、前述した様な、パワーローラの周面の端縁と入力側、出力側各ディスクの入力側、出力側各内側面とのエッジロードに基づく損傷等を防止する事は難しい。

【0019】

【特許文献 1】特開平 0 2 - 2 8 3 9 4 9 号公報

【特許文献 2】特開平 0 6 - 2 8 0 9 5 9 号公報

【特許文献 3】特開平 1 1 - 4 4 3 5 2 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0020】

本発明は、上述の様な事情に鑑みて、回転軸の軸方向に関し、他方の外側ディスク及び内側ディスクが変位すると共に、トラニオンが変位しない構造で、構成各部材の弾性変形に基づく各パワーローラの変位に拘わらず、耐久性を十分に確保できるトロイダル型無段変速機を実現すべく発明したものである。

【課題を解決するための手段】

【0021】

本発明のトロイダル型無段変速機は、前述した図 6 に示す構造と同様に、回転軸と、1 対の外側ディスクと、内側ディスクと、複数個の支持部材と、複数個のパワーローラと、押圧装置とを備える。

このうちの回転軸は、ケーシング内に回転自在に且つ軸方向の変位を阻止された状態で

10

20

30

40

50

支持されている。

又、上記各外側ディスクは、それぞれが断面円弧形の凹面である互いの軸方向片側面同士を対向させた状態で、上記回転軸の軸方向２箇所位置に、この回転軸と同期した回転を自在として支持されている。

又、上記内側ディスクは、上記回転軸の中間部周囲に、断面円弧形の凹面である軸方向両側面を上記各外側ディスクの軸方向片側面に対向させた状態で、上記回転軸に対する相対回転を自在に支持されている。

又、上記各支持部材は、軸方向に関して上記内側ディスクの軸方向両側面と各外側ディスクの軸方向片側面との間位置にそれぞれ複数個ずつ、上記回転軸に対し擦れの位置にある枢軸を中心とする揺動変位を自在に設けられている。

又、上記各パワーローラは、上記各支持部材に回転自在に支持され、球状凸面としたそれぞれの周面を、上記内側ディスクの軸方向両側面と各外側ディスクの軸方向片側面とに当接させている。

又、上記押圧装置は、上記各外側ディスクと上記内側ディスクとを互いに近付ける方向に押圧する。

そして、上記各外側ディスクのうちの一方の外側ディスクを上記回転軸の周囲に、この回転軸の軸方向の変位を阻止した状態で設けている。又、これと共に、他方の外側ディスク並びに上記内側ディスクを、上記回転軸の周囲に直接或は他の部材を介して、この回転軸の軸方向に変位可能に設けている。

特に、本発明のトロイダル型無段変速機に於いては、上記押圧装置が押圧力を発生しない状態で、上記他方の外側ディスクと内側ディスクとの間部分である他方のキャビティに存在する上記各トラニオンの各枢軸の中心軸（各トラニオンの揺動中心軸）を通り、上記回転軸に垂直に交わる第一の仮想平面を、同じく他方のキャビティを構成する上記他方の外側ディスクの軸方向側面及びこの側面に対向する上記内側ディスクの軸方向側面の曲率中心を通り、上記回転軸に垂直に交わる第二の仮想平面よりも、この回転軸の軸方向に関して、上記一方の外側ディスク寄りに位置させている。

#### 【発明の効果】

#### 【００２２】

上述の様に構成する本発明のトロイダル型無段変速機によれば、構成各部材の弾性変形に基づく各パワーローラの変位に拘わらず、耐久性及び伝達効率を十分に確保できる。即ち、押圧装置の発生する押圧力に基づき上記構成各部材が弾性変形した状態で、他方のキャビティに存在する各トラニオンの各枢軸の中心軸を通り、回転軸に垂直に交わる第一の仮想平面と、この他方のキャビティを構成する他方の外側ディスクの軸方向側面及びこの側面に対向する内側ディスクの軸方向側面の曲率中心を通り、上記回転軸に垂直に交わる第二の仮想平面との間に存在する、この回転軸の軸方向に関するずれを僅少（０も含む）に抑えられる。言い換えれば、運転時に上記構成各部材が弾性変形した状態で、この弾性変形に基づく変位量が大きくなる他方のキャビティ側の各パワーローラを支持する各トラニオンの揺動中心軸を、この他方のキャビティの軸方向中央に位置させられる。この為、この他方のキャビティを構成する外側、内側両ディスクの各内側面及び各パワーローラの周面に、エッジロードや滑り（クリープ）に基づく損傷を生じにくして、これら各部材が早期に寿命に至る事を防止できる。又、過大な滑りを防止できる分、伝達効率を良好にできる。

#### 【発明を実施するための最良の形態】

#### 【００２３】

本発明を実施する場合に好ましくは、請求項２に記載した様に、押圧装置が押圧力を発生しない状態で、一方の外側ディスクと内側ディスクとの間部分である一方のキャビティに存在する各トラニオンの各枢軸の中心軸を通り、回転軸に垂直に交わる第三の仮想平面を、同じく一方のキャビティを構成する上記一方の外側ディスクの軸方向側面及びこの側面に対向する上記内側ディスクの軸方向側面の曲率中心を通り、上記回転軸に垂直に交わる第四の仮想平面よりも、この回転軸の軸方向に関し上記一方の外側ディスク寄りに位置

10

20

30

40

50

させる。又、これと共に、これら一方のキャビティの第三の仮想平面と第四の仮想平面との上記回転軸の軸方向に関する距離を、他方のキャビティの第一の仮想平面と第二の仮想平面との上記回転軸の軸方向に関する距離よりも小さくする。

【0024】

この様に構成すれば、構成各部材が弾性変形した状態で、他方のキャビティの各パワーローラを支持する各トラニオンの揺動中心軸だけでなく、一方のキャビティの各パワーローラを支持する各トラニオンの揺動中心軸に関しても、これら各キャビティの軸方向中央に位置させられる。即ち、構成各部の弾性変形に基づく各パワーローラの変位量が、それぞれのキャビティ毎に異なるにも拘わらず、これら両キャビティで、上記各パワーローラを支持する各トラニオンの揺動中心軸を、これら各キャビティの軸方向中央に位置させられる。この為、上記各キャビティを構成する外側、内側両ディスクの各内側面及び各パワーローラの周面にエッジロードや滑りに基づく損傷を生じにくくして、これら各部材が早期に寿命に至る事を防止できる。

10

【実施例1】

【0025】

図1は、請求項1にのみ対応する、本発明の実施例1を示している。尚、本実施例の特徴は、隔壁部6(図3~4)を設けず、出力側ディスク11、11を軸方向変位を許容して回転自在に支持した構造で、構成各部材の弾性変形に基づき各パワーローラ13、13が変位した場合に、他方(図1の右方)のキャビティ34bの各パワーローラ13、13を支持する各トラニオン15、15の揺動中心軸が、この他方のキャビティ34bのほぼ軸方向中央に位置する様に、各部材の位置関係を規制する点にある。その他の部分の構造及び作用は、前述の図3~5に示した従来構造、及び図6に示した構造と同様であるから、重複する図示及び説明を省略若しくは簡略にし、以下、本実施例の特徴部分を中心に説明する。

20

【0026】

本実施例の場合、特許請求の範囲に記載した回転軸に相当する入力回転軸1aをケーシング5(図3、5参照)内に、複列アンギュラ型の玉軸受35により、軸方向の変位を阻止した状態で支持している。又、それぞれが特許請求の範囲に記載した外側ディスクである1対の入力側ディスク2a、2bのうち的一方(図1の左方)の入力側ディスク2aを、上記入力回転軸1aにスプライン係合により支持すると共に、この一方の入力側ディスク2aの外側面内径寄り部分に設けた段差面29と上記入力回転軸1aの一端(図1の左端)寄り部分の外周面に設けた段差面30とを当接させている。従って、上記一方の入力側ディスク2aは、これら各段差面29、30同士を当接させた状態からそれ以上の軸方向一方(図1の左右方向左方)への変位を阻止された状態で、上記入力回転軸1aに支持されている。

30

【0027】

一方、上記各入力側ディスク2a、2bのうちの他方(図1の右方)の入力側ディスク2bは、上記入力回転軸1aにボールスプライン4を介して支持すると共に、油圧式の押圧装置24aにより、上記一方の入力側ディスク2aに向け押圧自在としている。又、特許請求の範囲に記載した内側ディスクである各出力側ディスク11、11を、1対の支持フレーム26、26に支持された支持筒25の周囲に、ラジアルニードル軸受27、27により、回転及び軸方向の変位自在に支持している。

40

【0028】

更に、本実施例の場合には、上記押圧装置24aが押圧力を発生しない状態で、上記他方の入力側ディスク2bと他方の出力側ディスク11との間部分である他方のキャビティ34bに存在する上記各トラニオン15、15の各枢軸22、22(図5、7参照)の中心軸(各トラニオン22、22の揺動中心軸)を通り、上記入力回転軸1aの中心軸Yに垂直に交わる第一の仮想平面を、同じく他方のキャビティ34bを構成する上記他方の入力側ディスク2bの入力側内側面3及びこの内側面3に対向する上記他方の出力側ディスク11の出力側内側面12の曲率中心aを通り、上記入力回転軸1aの中心軸Yに垂直

50



に交わる第二の仮想平面よりも、この入力回転軸 1 a の軸方向に関して、上記一方の入力側ディスク 2 a 寄り（図 1 の左寄り）に位置させている。尚、上記第一の仮想平面と第二の仮想平面との上記入力回転軸 1 a の軸方向に関する距離  $W_{34b}$  は、上記押圧装置 2 4 a が発生する押圧力に基づいて構成各部材が弾性変形した状態で（より好ましくは、最も大きく弾性変形した状態と弾性変形していない状態との中間の状態）、上記両仮想平面、同土が互いに一致する（重なる）距離とする。

#### 【0029】

又、本実施例の場合、上記一方の入力側ディスク 2 a と一方の出力側ディスク 1 1 との間部分である一方のキャビティ 3 4 a に存在する各トラニオン 1 5、1 5 の各枢軸 2 2、2 2 の中心軸を通り、上記入力回転軸 1 a の中心軸に垂直に交わる第三の仮想平面と、同じく一方のキャビティ 3 4 a を構成する上記一方の入力側ディスク 2 a の入力側内側面 3 及びこの内側面 3 に対向する上記一方の出力側ディスク 1 1 の出力側内側面 1 2 の曲率中心 a を通り、上記入力回転軸 1 a の中心軸に垂直に交わる第四の仮想平面とを、互いに一致させている。

#### 【0030】

上述の様に構成する本実施例のトロイダル型無段変速機によれば、構成各部材の弾性変形に基づく、前記各パワーローラ 1 3、1 3 の、上記入力回転軸 1 a の軸方向の変位に拘わらず、耐久性及び伝達効率を十分に確保できる。即ち、押圧装置 2 4 a の発生する押圧力に基づき上記構成各部材が弾性変形した状態で、他方のキャビティ 3 4 b に存在する各トラニオン 1 5、1 5 の各枢軸 2 2、2 2 の中心軸を通り、入力回転軸 1 a に垂直に交わる第一の仮想平面と、この他方のキャビティ 3 4 b を構成する他方の入力側ディスク 2 b の入力側内側面 3 及びこの内側面 3 に対向する他方の出力側ディスク 1 1 の出力側内側面 1 2 の曲率中心 a を通り、上記入力回転軸 1 a に垂直に交わる第二の仮想平面との、この入力回転軸 1 a の軸方向に関するずれを、僅少若しくは 0 に抑えられる。言い換えれば、運転時に上記構成各部材が弾性変形した状態で、この弾性変形に基づく変位量が大きくなる、他方のキャビティ 3 4 b 側の各パワーローラ 1 3、1 3 を支持する各トラニオン 1 5、1 5 の揺動中心軸を、この他方のキャビティ 3 4 b のほぼ軸方向中央に位置させられる。この為、この他方のキャビティ 3 4 b を構成する入力側、出力側両ディスク 2 b、1 1 の入力側、出力側各内側面 3、1 2 及び各パワーローラ 1 3、1 3 の周面 1 4 に、エッジロードや滑り（クリープ）に基づく損傷を生じにくして、これら各部材 2 b、1 1、1 3 が早期に寿命に至る事を防止できる。又、各トラクション部に過大な滑りが発生する事を防止して、良好な伝達効率を得られる。

#### 【実施例 2】

#### 【0031】

図 2 は、請求項 1、2 に対応する、本発明の実施例 2 を示している。本実施例の場合には、構成各部材の弾性変形に基づき各パワーローラ 1 3、1 3 が変位した状態で、他方（図 2 の右方）のキャビティ 3 4 b だけでなく、一方（図 2 の左方）のキャビティ 3 4 a の各パワーローラ 1 3、1 3 を支持する各トラニオン 1 5、1 5 の揺動中心軸に関しても、この一方のキャビティ 3 4 a の軸方向中央に位置する様に、各部材の位置関係を規制している。即ち、押圧装置 2 4 a が押圧力を発生しない状態で、上記一方のキャビティ 3 4 a に存在する上記各トラニオン 1 5、1 5 の各枢軸 2 1、2 1（図 5 参照）の中心軸を通り、入力回転軸 1 a の中心軸 Y に垂直に交わる第三の仮想平面を、この一方のキャビティ 3 4 a を構成する一方の出力側ディスク 2 a の入力側内側面 3 及びこの内側面 3 に対向する一方の出力側ディスク 1 1 の出力側内側面 1 2 の曲率中心 a を通り、上記入力回転軸 1 a の中心軸 Y に垂直に交わる仮想平面よりも、この入力回転軸 1 a の軸方向に関し上記一方の入力側ディスク 2 a 寄り（図 2 の左寄り）に位置させている。

#### 【0032】

尚、上記仮想平面と仮想平面との上記入力回転軸 1 a の軸方向に関する距離  $W_{34a}$  は、上記押圧装置 2 4 a が発生する押圧力に基づいて構成各部材が弾性変形した状態で（より好ましくは、最も大きく弾性変形した状態と弾性変形していない状態との中間の

10

20

30

40

50

状態で)、上記両仮想平面、同士が上記入力回転軸 1 a の軸方向に一致する(重なる)距離とする。又、弾性変形に基づく上記各パワーローラ 1 3、1 3 の、上記軸方向に関する変位量は、上記他方のキャビティ 3 4 b に比べて上記一方のキャビティ 3 4 a の方が小さい為、この一方のキャビティ 3 4 a の第三の仮想平面 第四の仮想平面との上記入力回転軸 1 a の軸方向に関する距離  $W_{34a}$  は、他方のキャビティ 2 4 の第一の仮想平面と第二の仮想平面との上記入力回転軸 1 a の軸方向に関する距離  $W_{34b}$  よりも小さく ( $W_{34a} < W_{34b}$ ) する。

#### 【0033】

上述の様に構成する本実施例のトロイダル型無段変速機の場合にも、構成各部材の弾性変形に基づく、各パワーローラ 1 3、1 3 の、上記入力回転軸 1 a の軸方向に関する変位に拘わらず、耐久性及び伝達効率を十分に確保できる。即ち、押圧装置 2 4 a の発生する押圧力に基づき上記構成各部材が弾性変形した状態で、各キャビティ 3 4 a、3 4 b に存在する各トラニオン 1 5、1 5 の各枢軸 2 2、2 2 の中心軸を通り、入力回転軸 1 a に垂直に交わる第一、第三の仮想平面、と、これら各キャビティ 3 4 a、3 4 b を構成する各入力側ディスク 2 a、2 b の入力側内側面 3、3 及びこれら各内側面 3、3 に対向する各出力側ディスク 1 1、1 1 の各出力側内側面 1 2、1 2 の曲率中心 a、a を通り、上記入力回転軸 1 a に垂直に交わる第二、第四の仮想平面、を、この入力回転軸 1 a の軸方向に関しほぼ一致させられる。言い換えれば、運転時に上記構成各部材が弾性変形した状態で、各パワーローラ 1 3、1 3 を支持する各トラニオン 1 5、1 5 の揺動中心軸を、上記各キャビティ 3 4 a、3 4 b のほぼ軸方向中央に位置させられる。この為、上記入力側、出力側両ディスク 2 a、2 b、1 1 の入力側、出力側各内側面 3、1 2 及び各パワーローラ 1 3、1 3 の周面 1 4 にエッジロードや滑り(クリープ)に基づく損傷を生じにくくして、これら各部材 2 a、2 b、1 1、1 3 が早期に寿命に至る事を防止できる。その他の構成及び作用は、前述した実施例 1 と同様であるから、重複する説明は省略する。

尚、本発明は、図示の様なハーフトロイダル型に限らず、フルトロイダル型無段変速機でも実施できる。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0034】

【図 1】本発明の実施例 1 を、押圧装置が押圧力を発生していない状態で示す、図 6 と同様の断面図。

【図 2】同実施例 2 を示す、図 1 と同様の断面図。

【図 3】従来構造の第 1 例を示す断面図。

【図 4】図 3 の A - A 断面図。

【図 5】同 B - B 断面図。

【図 6】従来構造の第 2 例を、押圧装置が押圧力を発生していない状態で示す、図 4 と同様の断面図。

【図 7】トルク伝達に伴う構成各部材の弾性変形に基づくパワーローラの変位を説明する為の図で、(A)は略半部断面図、(B)は(A)の上方から見た図。

#### 【符号の説明】

#### 【0035】

- 1、1 a 入力回転軸
- 2 a、2 b 入力側ディスク
- 3 入力側内側面
- 4 ボールスプライン
- 5 ケーシング
- 6 隔壁部
- 7 通孔
- 8 出力筒
- 9 転がり軸受

10

20

30

40

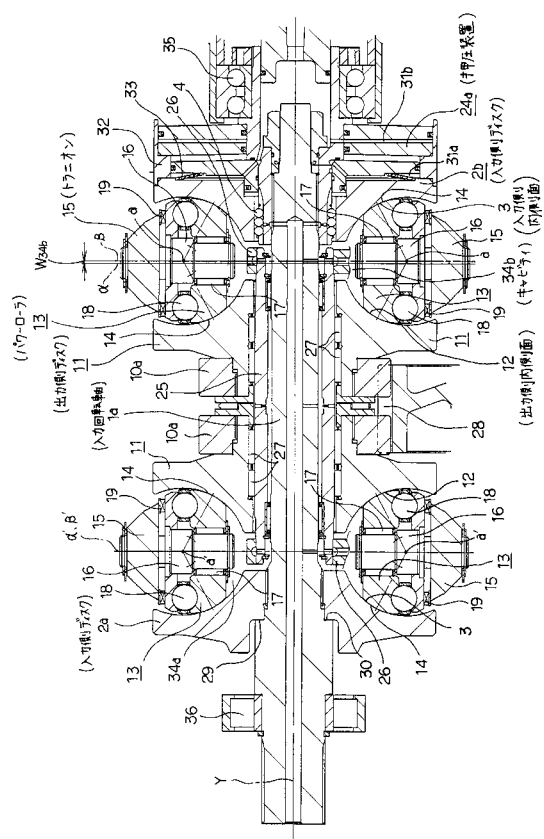
50

- 1 0、1 0 a 出力歯車
- 1 1 出力側ディスク
- 1 2 出力側内側面
- 1 3 パワーローラ
- 1 4 周面
- 1 5 トラニオン
- 1 6 変位軸
- 1 7 ラジアルニードル軸受
- 1 8 スラスト玉軸受
- 1 9 スラストニードル軸受
- 2 0 ラジアルニードル軸受
- 2 1 枢軸
- 2 2 アクチュエータ
- 2 3 駆動軸
- 2 4、2 4 a 押圧装置
- 2 5 支持筒
- 2 6 支持フレーム
- 2 7 ラジアルニードル軸受
- 2 8 出力歯車
- 2 9 段差面
- 3 0 段差面
- 3 1 a、3 1 b 油圧室
- 3 2 シリンダ筒
- 3 3 予圧ばね
- 3 4 a、3 4 b キャピティ
- 3 5 玉軸受
- 3 6 円筒ころ軸受

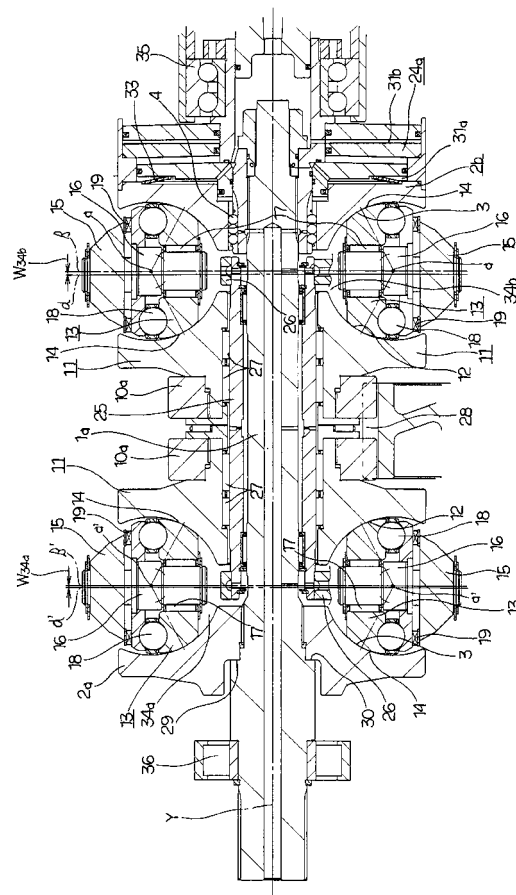
10

20

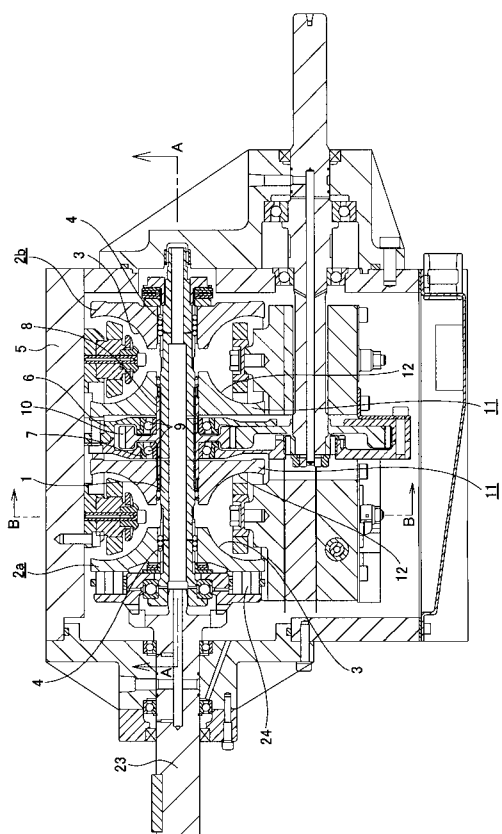
【 図 1 】



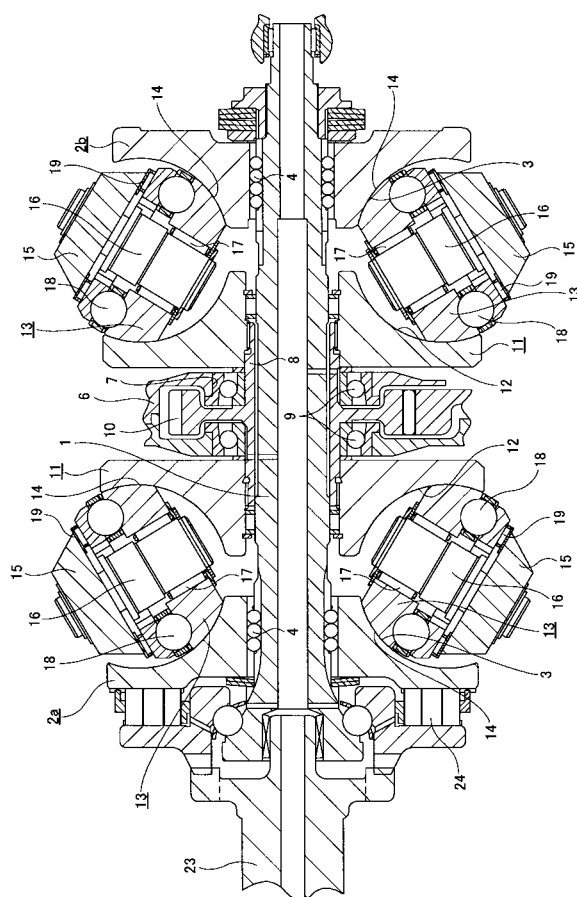
【 図 2 】



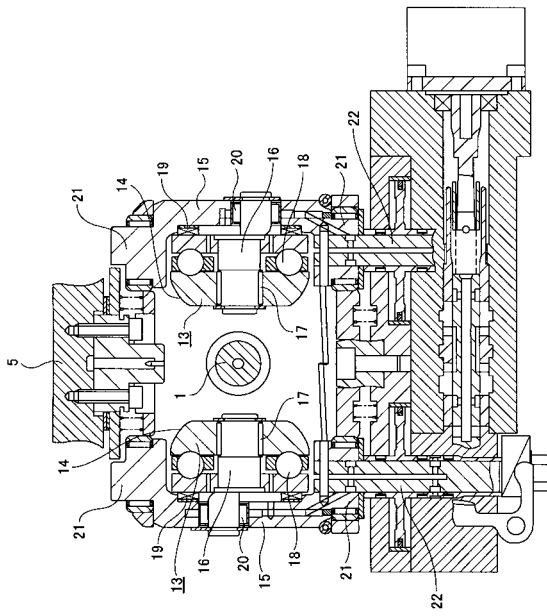
【 図 3 】



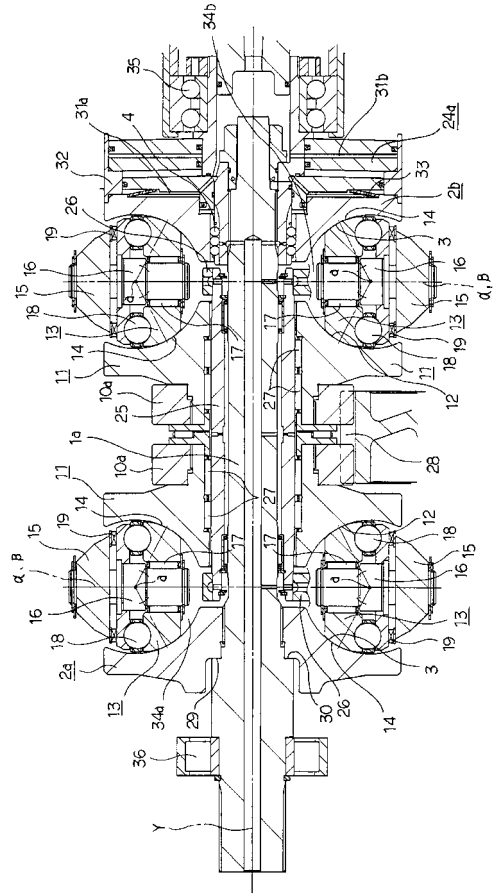
【 図 4 】



【図 5】



【図 6】



【図 7】

