

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5835361号
(P5835361)

(45) 発行日 平成27年12月24日(2015.12.24)

(24) 登録日 平成27年11月13日(2015.11.13)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 H 15/38 (2006.01) F 1 6 H 15/38

請求項の数 6 (全 22 頁)

(21) 出願番号	特願2013-556529 (P2013-556529)	(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
(86) (22) 出願日	平成25年2月4日(2013.2.4)	(74) 代理人	110000811 特許業務法人貴和特許事務所
(86) 国際出願番号	PCT/JP2013/052469	(72) 発明者	大黒 優也 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
(87) 国際公開番号	W02013/115396	(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
(87) 国際公開日	平成25年8月8日(2013.8.8)	(72) 発明者	横山 将司 埼玉県羽生市大沼1-1 日本精工株式会社内
審査請求日	平成26年6月19日(2014.6.19)		
(31) 優先権主張番号	特願2012-21944 (P2012-21944)		
(32) 優先日	平成24年2月3日(2012.2.3)		
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		
(31) 優先権主張番号	特願2013-18001 (P2013-18001)		
(32) 優先日	平成25年2月1日(2013.2.1)		
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		
(31) 優先権主張番号	特願2013-18003 (P2013-18003)		
(32) 優先日	平成25年2月1日(2013.2.1)		
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		

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】

断面円弧形のトロイダル曲面である互いの軸方向片側面同士を対向させた状態で、互いに同心に、相対回転を可能に支持されている、少なくとも1対のディスクと、当該ディスクの軸方向側面同士の間で周方向の複数箇所設けられた、複数のトラニオンとパワーローラとスラスト転がり軸受との組み合わせを備え、

それぞれの前記トラニオンと前記パワーローラと前記スラスト転がり軸受の組み合わせにおいて、

前記トラニオンは、その両端部に互いに同心に、かつ、軸方向に関して前記ディスクの中心軸に対し捩れの位置に設けられた1対の傾転軸と、これらの傾転軸同士の間が存在し、少なくとも前記ディスクの径方向に関する内側の側面を、当該傾転軸の中心軸と平行で当該傾転軸の中心軸よりも前記ディスクの径方向に関して外側に存在する中心軸を有する、円筒状凸面とした支持梁部とを備え、前記傾転軸を中心とする揺動変位が自在となっており、

前記パワーローラは、前記トラニオンの内側面に、前記スラスト転がり軸受を介して回転自在に支持され、球状凸面とした周面を、前記ディスクの両方の軸方向片側面に当接させており、

前記スラスト転がり軸受は、前記トラニオンの支持梁部と前記パワーローラの外側面との間に設けられ、前記支持梁部側に設けられた外輪と、当該外輪の内側面に設けられた外輪軌道と前記パワーローラの外側面に設けられた内輪軌道との間に転動自在に、複数個ず

つ設けられた転動体とを備え、

前記スラスト転がり軸受の外輪は、当該外輪の外側に設けられた凹部と前記支持梁部の円筒状凸面とを係合させることにより、前記トラニオンに対し、前記ディスクの軸方向に関する揺動変位を可能に支持されると共に、前記凹部の内面に、前記支持梁部を中心とする周方向に形成され、開口部の幅が広く底部の幅が狭いテーパ溝である凹溝と、前記支持梁部の外周面に形成され、基部の幅が広く先端部の幅が狭いテーパ突条との係合により、前記支持梁部の軸方向の変位を制限されている、
トロイダル型無段変速機。

【請求項 2】

前記凹溝の内側面と前記突条の外側面とのうちの少なくとも一方の側面の断面形状が、他方の側面に向けて突出する方向に湾曲した部分円弧である、請求項 1 に記載のトロイダル型無段変速機。

10

【請求項 3】

前記部分円弧の曲率半径が 2 mm 以上である、請求項 2 に記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項 4】

前記パワーローラがトルクを伝達せず、前記支持梁部と前記外輪とが弾性変形していない状態で、当該支持梁部の軸方向に関して、前記凹溝の幅が前記突条の幅よりも、当該支持梁部の径方向に関する位置が互いに一致する部分で大きく、かつ、前記外輪が前記支持梁部に対して、当該支持梁部の軸方向に変位可能な量であるがたつきが、0.100 mm 以下である、請求項 1 に記載のトロイダル型無段変速機。

20

【請求項 5】

前記がたつきを 0.100 mm 以下に抑えるために、前記凹溝の内面と前記突条の外面とのうちの少なくとも一方の面に、当該面に沿った部分円弧状に形成されたスペーサが挟持されている、請求項 4 に記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項 6】

前記支持梁部の外周面の一部で前記突条を軸方向両側から挟む部分に、径方向に凹んだ逃げ凹部が形成されており、当該逃げ凹部の底面と前記凹部の内周面との間に弾性を有するシール材が充填されている、請求項 1 に記載のトロイダル型無段変速機。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動車などの車両用の自動変速機、建設機械用の自動変速機、航空機などで使用される発電機用の自動変速機、およびポンプなどの各種産業機械の運転速度を調節するための自動変速機として利用される、ハーフトロイダル型のトロイダル型無段変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

特開 2003 - 214516 号公報、特開 2007 - 315595 号公報、特開 2008 - 25821 号公報および特開 2008 - 275088 号公報などに記載されているように、自動車用変速装置としてハーフトロイダル型のトロイダル型無段変速機を使用することは、周知である。また、特開 2004 - 169719 号公報などには、トロイダル型無段変速機と遊星歯車機構とを組み合わせ、変速比の調整幅を広くする構造が記載されている。

40

【0003】

図 21 および図 22 は、トロイダル型無段変速機の従来構造の第 1 例を示している。この従来構造の第 1 例では、入力回転軸 1 の両端寄り部分の周囲に、1 対の入力ディスク 2 を、トロイド曲面である内側面同士を互に対向させた状態で、入力回転軸 1 と同期した回転を可能に支持している。また、入力回転軸 1 の中間部周囲に出力筒 3 を、入力回転軸

50

1 に対する回転を可能に支持している。また、出力筒 3 の外周面の軸方向中央部に出力歯車 4 を固設し、かつ、出力筒 3 の外周面の軸方向両端部に 1 対の出力ディスク 5 を、スプライン係合により、出力筒 3 と同期した回転を可能に支持している。また、この状態で、トロイド曲面である、1 対の出力ディスク 5 の内側面を、入力ディスク 2 の内側面に対向させている。

【 0 0 0 4 】

また、入力ディスク 2 と出力ディスク 5 との間に、周面を球状凸面とした複数個のパワーローラ 6 を挟持している。パワーローラ 6 は、トラニオン 7 に回転自在に支持されており、トラニオン 7 は、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の中心軸に対し擦れの位置にある傾転軸 8 を中心とする揺動変位自在に支持されている。すなわち、トラニオン 7 は、その軸方向両端部に互いに同心に設けられた 1 対の傾転軸 8 と、傾転軸 8 同士の間が存在する支持梁部 9 とを備えており、傾転軸 8 が、支持板 1 0 に対し、ラジアルニードル軸受 1 1 を介して枢支されている。

【 0 0 0 5 】

また、パワーローラ 6 は、トラニオン 7 の支持梁部 9 の内側面に、基半部と前半部とが互いに偏心した支持軸 1 2 と、複数の転がり軸受とを介して、支持軸 1 2 の前半部回りの回転、および、支持軸 1 2 の基半部を中心とする若干の揺動変位を可能に支持されている。すなわち、パワーローラ 6 の外側面と、トラニオン 7 の支持梁部 9 の内側面との間に、スラスト玉軸受 1 3 と、スラストニードル軸受 1 4 とを、パワーローラ 6 の側から順に設けている。スラスト玉軸受 1 3 は、パワーローラ 6 に加わるスラスト方向の荷重を支承しつつ、パワーローラ 6 の支持軸 1 2 の前半部回りの回転を許容するためのものである。スラスト玉軸受 1 3 は、パワーローラ 6 の外側面に形成された内輪軌道 1 5 と、外輪 1 6 の内側面に形成された外輪軌道 1 7 との間に複数個の玉 1 8 を、転動可能に設けることにより構成される。また、スラストニードル軸受 1 4 は、パワーローラ 6 からスラスト玉軸受 1 3 を構成する外輪 1 6 に加わるスラスト荷重を支承しつつ、外輪 1 6 および支持軸 1 2 の前半部が、支持軸 1 2 の基半部を中心に揺動することを許容するものである。

【 0 0 0 6 】

このようなトロイダル型無段変速機の運転時には、駆動軸 1 9 により一方（図 2 1 の左方）の入力ディスク 2 を、押圧装置 2 0 を介して回転駆動する。この結果、入力回転軸 1 の両端部に支持された 1 対の入力ディスク 2 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、1 対の入力ディスク 2 の回転は、パワーローラ 6 を介して 1 対の出力ディスク 5 に伝わり、出力歯車 4 から取り出される。入力回転軸 1 と出力歯車 4 との間の変速比を変える場合は、油圧式のアクチュエータ 2 1 によりトラニオン 7 を傾転軸 8 の軸方向に変位させる。この結果、パワーローラ 6 の周面と、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の内側面との転がり接触部（トラクション部）に作用する、接線方向の力の向きが変化する、換言すれば、転がり接触部にサイドスリップが発生する。そして、このような接線方向の力の向きの変化に伴ってトラニオン 7 が、傾転軸 8 を中心に揺動し、パワーローラ 6 の周面と、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の内側面との接触位置が変化する。パワーローラ 6 の周面を、入力ディスク 2 の内側面の径方向外寄り部分と、出力ディスク 5 の内側面の径方向内寄り部分とに転がり接触させれば、入力回転軸 1 と出力歯車 4 との間の変速比が増速側になる。これに対して、パワーローラ 6 の周面を、入力ディスク 2 の内側面の径方向内寄り部分と、出力ディスク 5 の内側面の径方向外寄り部分とに転がり接触させれば、入力回転軸 1 と出力歯車 4 との間の変速比が減速側になる。

【 0 0 0 7 】

上述のようなトロイダル型無段変速機の運転時には、動力の伝達に供されるそれぞれの部材、すなわち、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 とパワーローラ 6 とが、押圧装置 2 0 が発生する押圧力に基づいて弾性変形する。そして、この弾性変形に伴って、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 が軸方向に変位する。また、押圧装置 2 0 が発生する押圧力は、トロイダル型無段変速機により伝達するトルクが大きくなる程大きくなり、それに伴ってこれらの部材 2、5、6 の弾性変形量も多くなる。したがって、トロイダル型無段

10

20

30

40

50

変速機のトルクの変動にかかわらず、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の内側面とパワーローラ 6 の周面との接触状態を適正に維持するために、トラニオン 7 に対してパワーローラ 6 を、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の軸方向に変位させる機構が必要になる。

【 0 0 0 8 】

従来構造の第 1 例の場合には、パワーローラ 6 を支持した支持軸 1 2 の前半部を、支持軸 1 2 の基半部を中心として揺動変位させることにより、パワーローラ 6 を入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の軸方向に変位させるようにしている。しかしながら、パワーローラ 6 を入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の軸方向に変位させるための構造が複雑となるため、部品製作、部品管理、組立作業が何れも面倒になり、コストが高むことが避けられない。

10

【 0 0 0 9 】

これに対して、特開 2 0 0 3 - 2 1 4 5 1 6 号公報において、図 2 3 ~ 図 2 8 に示すような構造が提案されている。この従来構造の第 2 例は、トラニオン 7 a に対してパワーローラ 6 a を、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 (図 2 1 参照) の軸方向の変位を可能に支持する部分の構造に特徴がある。従来構造の第 2 例のトラニオン 7 a は、両端部に互いに同心に設けられた 1 対の傾転軸 8 a、8 b と、傾転軸 8 a、8 b 同士の間が存在し、少なくとも入力ディスク 2 および出力ディスク 5 (図 2 1 参照) の径方向 (図 2 4、図 2 7 および図 2 8 の上下方向) に関する内側 (図 2 4、図 2 7 および図 2 8 の上側) の側面を円筒状凸面 2 2 とした、支持梁部 2 3 とを備える。傾転軸 8 a、8 b は、ラジアルニードル軸受 1 1 a を介して、支持板 1 0 (図 2 2 参照) に、揺動および軸方向の変位を可能に支持される。

20

【 0 0 1 0 】

円筒状凸面 2 2 の中心軸 は、図 2 4 および図 2 7 に示すように、傾転軸 8 a、8 b の中心軸 と平行で、傾転軸 8 a、8 b の中心軸 よりも、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の径方向に関して外側 (図 2 4、図 2 7 および図 2 8 の下側) に存在する。また、支持梁部 2 3 とパワーローラ 6 a の外側面との間に設けるスラスト玉軸受 1 3 a の外輪 1 6 a の外側面に、部分円筒面状の凹部 2 4 を、外輪 1 6 a の外側面を径方向に横切る状態で設けている。そして、凹部 2 4 と、支持梁部 2 3 の円筒状凸面 2 2 とを係合させ、トラニオン 7 a に対して外輪 1 6 a を、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の軸方向に関する揺動変位を可能に支持している。

30

【 0 0 1 1 】

外輪 1 6 a の内側面中央部に支持軸 1 2 a を、外輪 1 6 a と一体に固設して、パワーローラ 6 a を支持軸 1 2 a の周囲に、ラジアルニードル軸受 2 5 を介して、回転自在に支持している。さらに、トラニオン 7 a の内側面のうち、支持梁部 2 3 の両端部と 1 対の傾転軸 8 a、8 b との連続部に、互いに対向する 1 対の段差面 2 6 を設けている。そして、1 対の段差面 2 6 と、スラスト玉軸受 1 3 a を構成する外輪 1 6 a の外周面とを、当接もしくは近接対向させて、パワーローラ 6 a から外輪 1 6 a に加わるトラクション力を、何れかの段差面 2 6 で支承可能としている。

【 0 0 1 2 】

従来構造の第 2 例は、パワーローラ 6 a を入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の軸方向に変位させて、これらの部材 2、5、6 a の弾性変形量の変化にかかわらず、パワーローラ 6 a の周面と入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の内側面との接触状態を適正に維持させる構造を、簡単かつ低コストで構成することを可能としている。

40

【 0 0 1 3 】

すなわち、トロイダル型無段変速機の運転時に、これらの部材 2、5、6 a などの弾性変形に基づき、パワーローラ 6 a を入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の軸方向に変位させる必要が生じると、パワーローラ 6 a を回転自在に支持しているスラスト玉軸受 1 3 a の外輪 1 6 a が、外輪 1 6 a の凹部 2 4 と支持梁部 2 3 の円筒状凸面 2 2 との当接面を滑らせつつ、円筒状凸面 2 2 の中心軸 を中心として揺動変位する。そして、外輪 1 6 a

50

の揺動変位に基づき、パワーローラ 6 a の周面のうちで、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の軸方向片側面と転がり接触する部分が、これらのディスク 2、5 の軸方向に変位し、パワーローラ 6 a の周面とこれらのディスク 2、5 の内側面との接触状態を適正に維持する。

【 0 0 1 4 】

円筒状凸面 2 2 の中心軸 は、変速動作の際にトラニオン 7 a の揺動中心となる傾転軸 8 a、8 b の中心軸 よりも、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の径方向に関して外側に存在する。したがって、円筒状凸面 2 2 の中心軸 を中心とする揺動変位の半径は、変速動作の際の揺動半径よりも大きく、入力ディスク 2 と出力ディスク 5 との間の変速比の変動に及ぼす影響は少なく、無視できるか、容易に修正できる範囲にとどまる。

10

【 0 0 1 5 】

しかしながら、従来構造の第 2 例にも、変速動作を安定させる面からは、改良の余地がある。すなわち、支持梁部 2 3 を中心とする外輪 1 6 a の揺動変位を円滑に行わせるため、支持梁部 2 3 の両端部分に設けた、1 対の段差面 2 6 同士の間隔 D を、外輪 1 6 a の外径 d よりも少し大きく ($D > d$) する必要がある。したがって、外輪 1 6 a およびこの外輪 1 6 a と同心に支持されたパワーローラ 6 a は、段差面 2 6 同士の間隔 D と外輪 1 6 a の外径 d との差 ($D - d$) 分だけ、支持梁部 2 3 の軸方向に変位可能である。

【 0 0 1 6 】

一方、トロイダル型無段変速機を搭載した車両の運転時、パワーローラ 6 a には、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 から、加速時と減速時 (エンジブレーキの作動時) とで逆方向の、トロイダル型無段変速機の技術分野で周知の「2 Ft」と呼ばれる力が加わる。そして、この力「2 Ft」により、パワーローラ 6 a が、外輪 1 6 a と共に、支持梁部 2 3 の軸方向に変位する。支持梁部 2 3 の変位の方向は、アクチュエータ 2 1 によるトラニオン 7 (図 2 2 参照) の変位方向と同じであり、変位量が 0.1 mm 程度であっても、変速動作が開始される可能性が生じる。そして、このような原因で変速動作が開始された場合には、運転動作とは直接関連しない変速動作となり、何れ修正されるにしても、運転者に違和感を与える。特に、トロイダル型無段変速機が伝達するトルクが低い状態で、運転者が意図しない変速が行われると、運転者に与える違和感が大きくなりやすい。

20

【 0 0 1 7 】

このような運転動作とは直接関連しない変速動作の発生を抑えるためには、1 対の段差面 2 6 同士の間隔 D と外輪 1 6 a の外径 d との差 ($D - d$) を僅少に、たとえば数十 μm 程度に、抑えることが考えられる。ただし、ハーフトロイダル型のトロイダル型無段変速機の運転時には、トラクション部からパワーローラ 6 a、外輪 1 6 a を介して支持梁部 2 3 に加わるスラスト荷重により、トラニオン 7 a が、図 2 9 に誇張して示すように、外輪 1 6 a を設置した側が凹となる方向に弾性変形する。そして、この弾性変形の結果、トラニオン 7 a 毎に 1 対ずつ設けた段差面 2 6 同士の間隔が縮まる。このような状態でも、1 対の段差面 2 6 同士の間隔 D が外輪 1 6 a の外径 d 以下にならないようにするためには、トラニオン 7 a が弾性変形していない通常状態での、間隔 D と外径 d との差をある程度確保する必要がある。この結果、特に違和感が大きくなりやすい、低トルクでの運転時に、運転動作とは直接関連しない変速動作が発生しやすくなる。特に、特開 2 0 0 4 - 1 6 9 7 1 9 号公報に記載されているように、トロイダル型無段変速機と、遊星歯車式の変速機と、クラッチ装置とを組み合わせ、クラッチ装置により低速モードと高速モードとを切り換える無段変速装置の場合、モードの切り換えに伴って、加速状態のまま、トロイダル型無段変速機を通過するトルクが逆転する。このため、上述したような運転動作とは直接関連しない変速動作が発生して、運転者に違和感を与えやすい。

30

40

【 0 0 1 8 】

特開 2 0 0 8 - 2 5 8 2 1 号公報には、支持梁部側に設けた円筒状凸面の一部に係止したアンカ駒と、外輪側の凹部の内面に形成したアンカ溝とを係合させることにより、力「2 Ft」を支承する構造が記載されている。この構造では、アンカ駒を支持梁部に、力「2 Ft」を支承できる程度の強度および剛性を確保して支持固定することが難しく、低コ

50

スト化と十分な信頼性確保とを図りにくい。また、円筒状凸面と凹部との互いに整合する部分に形成された、断面円弧形である転動溝同士の間複数個の玉を掛け渡して、力「 $2F_t$ 」を支承する構造も記載されている。この構造では、力「 $2F_t$ 」が大きくなり、玉の転動面と転動溝との転がり接触部の面圧が上昇すると、転動溝の内面に圧痕が形成され、トラニオンに対して内輪が揺動変位する際に振動が発生する可能性がある。さらに、支持梁部の外周面に形成した、軸方向両側面が互いに平行な突条と、外輪側の凹部の内面に形成した凹溝とを係合させることにより、力「 $2F_t$ 」を支承する構造も記載されている。この構造では、突条と凹溝との係合部の隙間を小さくすべく、突条の側面同士の間隔を高精度に上げるための研磨加工時に、これらの側面に研磨焼けに伴う損傷が発生しやすい。すなわち、研磨加工は、回転させた砥石を、突条の側面に押し当てることにより行う。この時、加工面である突条の側面同士が平行、言い換えれば、これらの側面が砥石の回転軸に対し垂直であるため、これらの側面の温度が上昇し研磨焼けが発生しやすい。また、砥石の回転軸の軸方向と押し付け方向とが平行となるため、突条の側面および円筒状凸面に同時に研磨加工を施すことができず、加工効率が悪く、トラニオン全体の製造コストが上昇する。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0019】

【特許文献1】特開2003-214516号公報

【特許文献2】特開2007-315595号公報

20

【特許文献3】特開2008-25821号公報

【特許文献4】特開2008-275088号公報

【特許文献5】特開2004-169719号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0020】

本発明は、上述のような事情に鑑み、部品製作、部品管理、組立作業が何れも容易になり、コスト低廉化を図りやすく、しかも変速動作を安定させられ、かつ、加工が容易な構造を備えたトロイダル型無段変速機を提供することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

30

【0021】

本発明のトロイダル型無段変速機は、断面円弧形のトロイド曲面である互いの軸方向片側面同士を対向させた状態で、互いに同心に、相対回転を可能に支持されている、少なくとも1対のディスクと、当該ディスクの軸方向側面同士の間で周方向の複数箇所に設けられた、複数のトラニオンとパワーローラとスラスト転がり軸受との組み合わせを備える。

【0022】

それぞれの前記トラニオンと前記パワーローラと前記スラスト転がり軸受の組み合わせにおいて、前記トラニオンは、その両端部に互いに同心に、かつ、軸方向に関して前記ディスクの中心軸に対し擦れの位置に設けられた1対の傾転軸と、これらの傾転軸同士の間で存在し、少なくとも前記ディスクの径方向に関する内側の側面を、当該傾転軸の中心軸と平行で当該傾転軸の中心軸よりも前記ディスクの径方向に関して外側に存在する中心軸を有する、円筒状凸面とした支持梁部とを備える。当該トラニオンは、前記傾転軸を中心とする揺動変位が自在となっている。

40

【0023】

前記パワーローラは、前記トラニオンの内側面に、前記スラスト転がり軸受を介して回転自在に支持され、球状凸面とした周面を、前記ディスクの両方の軸方向片側面に当接させている。

【0024】

前記スラスト転がり軸受は、前記トラニオンの支持梁部と前記パワーローラの外側面との間に設けられ、前記支持梁部側に設けられた外輪と、当該外輪の内側面に設けられた外

50

輪軌道と前記パワーローラの外側面に設けられた内輪軌道との間に転動自在に、複数個ずつ設けられた転動体とを備える。

【0025】

前記スラスト転がり軸受の外輪は、当該外輪の外側面に設けられた凹部と前記支持梁部の円筒状凸面とを係合させることにより、前記トラニオンに対し、前記ディスクの軸方向に関する揺動変位を可能に支持されると共に、前記凹部の内面に、前記支持梁部を中心とする周方向に形成され、開口部の幅が広く底部の幅が狭いテーパ溝である凹溝と、前記支持梁部の外周面に形成され、基部の幅が広く先端部の幅が狭いテーパ突条との係合により、前記支持梁部の軸方向の変位を制限されている。

【0026】

前記凹溝の内側面と前記突条の外側面とのうちの少なくとも一方の側面の断面形状を、他方の側面に向けて突出する方向に湾曲した部分円弧とすることが好ましい。

【0027】

この場合、前記部分円弧の曲率半径を好ましくは2mm以上、より好ましくは3mm以上、さらに好ましくは4mm以上、最も好ましくは5mm以上とする。

【0028】

代替的に、前記凹溝の内側面と前記突条の外側面とのうちの一方の側面の断面形状を、他方の側面に向けて突出する方向に湾曲した部分円弧とし、前記他方の側面を、前記一方の側面に沿って、当該一方の側面から離れる方向に湾曲した部分円弧とするもできる。

【0029】

なお、前記凹部と前記凹溝とを同時に加工し、かつ、前記円筒状凸面と前記突条とを同時に加工することが好ましい。

【0030】

好ましくは、前記パワーローラがトルクを伝達せず、前記支持梁部と前記外輪とが弾性変形していない状態で、当該支持梁部の軸方向に関して、前記凹溝の幅が前記突条の幅よりも、当該支持梁部の径方向に関する位置が互いに一致する部分で大きく、かつ、前記外輪が前記支持梁部に対して、当該支持梁部の軸方向に変位可能な量であるがたつき（径方向に関する位置が互いに一致する部分での幅の差）を0.100mm以下、より好ましくは0.050mm以下とする。

【0031】

前記がたつきを0.100mm以下に抑えるために、前記凹溝の内面と前記突条の外面とのうちの少なくとも一方の面に、当該面に沿った部分円弧状に形成されたスペースを挟持するように構成することもできる。

【0032】

また、前記支持梁部の外周面の一部で前記突条を軸方向両側から挟む部分に、径方向に凹んだ逃げ凹部を形成し、当該逃げ凹部の底面と前記凹部の内周面との間に弾性を有するシール材が充填することが好ましい。

【0033】

換言すれば、本発明のトロイダル型無段変速機は、少なくとも1対のディスクと、複数のトラニオンとパワーローラとスラスト転がり軸受との組み合わせを備え、それぞれの組み合わせにおいて、前記スラスト転がり軸受の外輪の外側面に設けられた凹部と前記トラニオンの支持梁部の円筒状凸面とを係合させることにより、前記スラスト転がり軸受の外輪を、前記トラニオンに対し、前記ディスクの軸方向に関する揺動変位を可能に支持するものであり、前記スラスト転がり軸受の外輪を、前記支持梁部の軸方向の変位を制限するための部分の構造を、前記パワーローラが伝達するトルクが大きくなり、当該パワーローラから前記外輪に加わるスラスト荷重が大きくなって、前記支持梁部の弾性変形量が大きくなる程、当該支持梁部が軸方向の変位を許容する量を大きくするように構成し、かつ、一体型の総型砥石で研削可能な形状としている。

【発明の効果】

【0034】

本発明により、部品製作、部品管理、組立作業が何れも容易になり、コスト低廉化を図りやすく、しかも変速動作を安定させられ、かつ、加工が容易なトロイダル型無段変速機の構造が実現される。

【0035】

本発明では、変速動作の安定化は、外輪の凹部の内面に周方向に設けた凹溝と、トラニオンの支持梁部の外周面に周方向に設けた突条との係合に基づき、外輪がトラニオンに対し、支持梁部の軸方向に変位することを防止することにより図られている。特に、開口部の幅が広く底部の幅が狭いテーパ溝である凹溝と、基部の幅が広く先端部の幅が狭いテーパ突条である前記突条との係合部の、支持梁部の軸方向に関する隙間は、パワーローラが伝達するトルクが大きくなり、パワーローラから外輪に加わるスラスト荷重が大きくなると、支持梁部の弾性変形量が多くなる程、大きくなる傾向になる。このため、スラスト荷重がゼロもしくは僅少で、支持梁部が弾性変形しない状態での凹溝と突条との係合部の軸方向に関する隙間を、加工可能な限り僅少に抑えられる。このため、特に違和感が大きくなりやすい、低トルクでの運転時に、運転動作とは直接関連しない変速動作の発生が防止される。

10

【0036】

本発明では、加工の容易化は、外輪に設けた凹溝を、開口部の幅が広く底部の幅が狭いテーパ溝とし、トラニオンに設けた突条を、基部の幅が広く先端部の幅が狭いテーパ突条としたことにより図られている。このようなテーパ溝およびテーパ突条は、幅寸法の精度を向上させるための研磨加工時に、側面に研磨焼けを発生しにくい。すなわち、当該側面を加工する際に、砥石の回転方向に対し側面が傾斜して、砥石の回転方向と当該側面とのなす角度が鋭角となるため、当該側面の温度が上昇しにくく、研磨焼けの発生が防止される。また、前記側面と支持梁部の円筒状凸面とを同時に研磨加工することができるため、従来構造の場合と比較して、加工効率が高くなる。

20

【図面の簡単な説明】

【0037】

【図1】図1は、本発明の実施の形態の第1例のトラニオンとスラスト転がり軸受用外輪について、取り出した状態で示す断面図である。

【図2】図2は、第1例のトラニオンについて、取り出してディスクの径方向内側から見た状態で示す斜視図である。

30

【図3】図3は、第1例の外輪について、取り出してディスクの径方向外側から見た状態で示す斜視図である。

【図4】図4(A)は、第1例のトラニオン側に形成した突条の断面形状を示す図であり、図4(B)は、第1例の外輪側に形成した凹溝の断面形状を示す図である。

【図5】図5は、第1例における突条と凹溝との係合状態を示す断面図である。

【図6】図6は、第1例における突条と凹溝との係合部の隙間の概念を説明するための部分断面図である。

【図7】図7は、突条の側面の断面形状の曲率半径が、突条と凹溝との係合部の摩耗に及ぼす影響を示す線図である。

【図8】図8は、突条と凹溝との係合部の隙間の大きさが、トロイダル型無段変速機を通過するトルクが反転する瞬間に変速比の急激な変動に結び付く状況を説明するための線図である。

40

【図9】図9は、本発明の実施の形態の第2例のパワーローラと外輪とスペーサとトラニオンについて、取り出してディスクの径方向内側から見た状態で示す分解斜視図である。

【図10】図10は、第2例の外輪とスペーサとトラニオンについて、組み立てた状態で示す、図6と同様の断面図である。

【図11】図11(A)は、第2例のスペーサについて、取り出した状態で示す斜視図であり、図11(B)は、図11(A)と異なる方向から見た状態で示す斜視図である。

【図12】図12(A)は、第2例の支持梁部の軸方向から見た図であり、図12(B)は、図12(A)の上方から見た図であり、図12(C)は、図12(A)の側方から見

50

た図である。

【図 1 3】図 1 3 は、第 2 例に適用されるスペーサの構造の別例を示す、図 1 2 (A) と同様の図である。

【図 1 4】図 1 4 (A) (B) は、第 2 例に適用されるスペーサの形状の別の 2 例を示す、図 1 0 と同様の図である。

【図 1 5】図 1 5 (A) は、本発明の実施の形態の第 3 例の外輪とトラニオンについて、シール材を充填した後の状態で示す部分断面図であり、図 1 5 (B) は、シール材を充填する以前の状態で示す部分断面図である。

【図 1 6】図 1 6 は、本発明の実施の形態の第 3 例の外輪とトラニオンについて、組み合わせた状態で示す断面図である。

10

【図 1 7】図 1 7 (A) (B) は、本発明の実施の形態の第 4 例を示す、図 4 (A) (B) と同様の図である。

【図 1 8】図 1 8 は、本発明の実施の形態の第 5 例を示す、図 4 (A) と同様の図である。

【図 1 9】図 1 9 (A) (B) は、本発明の実施の形態の第 6 例を示す、図 4 (A) (B) と同様の図である。

【図 2 0】図 2 0 は、本発明の実施の形態の第 7 例を示す、図 4 と同様の図である。

【図 2 1】図 2 1 は、従来構造の第 1 例を示す断面図である。

【図 2 2】図 2 2 は、図 2 1 の a - a 断面図である。

【図 2 3】図 2 3 は、従来構造の第 2 例のスラスト玉軸受を介してパワーローラを支持したトラニオンについて、ディスクの径方向外側から見た斜視図である。

20

【図 2 4】図 2 4 は、従来構造の第 2 例のスラスト玉軸受を介してパワーローラを支持したトラニオンについて、ディスクの周方向から見た状態で示す正面図である。

【図 2 5】図 2 5 は、図 2 4 の上方から見た平面図である。

【図 2 6】図 2 6 は、図 2 5 の右方から見た側面図である。

【図 2 7】図 2 7 は、図 2 5 の b - b 断面図である。

【図 2 8】図 2 8 は、図 2 4 の c - c 断面図である。

【図 2 9】図 2 9 は、パワーローラから加わるスラスト荷重に基づいてトラニオンが弾性変形した状態を誇張して示す、図 2 7 と同方向から見た断面図である。

【発明を実施するための形態】

30

【 0 0 3 8 】

[実施の形態の第 1 例]

図 1 ~ 図 8 は、本発明の実施の形態の第 1 例を示している。なお、本例の特徴は、変速動作を安定させるために、トラニオン 7 b の支持梁部 2 3 a に対し、スラスト玉軸受 1 3 a を構成する外輪 1 6 b を、支持梁部 2 3 a に対する揺動変位を可能に支持しつつ、外輪 1 6 が支持梁部 2 3 a の軸方向に変位しないようにするための構造にある。その他の部分の構造および作用は、従来構造の第 2 例と同様である。

【 0 0 3 9 】

外輪 1 6 b は、外輪 1 6 b の外側面に設けられた凹部 2 4 と支持梁部 2 3 a の円筒状凸面 2 2 とを係合させることにより、トラニオン 7 b に対し、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 (図 2 1 参照) の軸方向に関する揺動変位を可能に支持される。また、外輪 1 6 b の凹部 2 4 の内面に、支持梁部 2 3 a を中心とする周方向に形成された凹溝 2 7 と、支持梁部 2 3 a の外周面に形成された突条 2 8 とを係合させることにより、支持梁部 2 3 a の軸方向の変位を制限している。パワーローラ 6 a (図 2 7 ~ 図 2 8 参照) がトルクを伝達する際に、凹溝 2 7 の内側面と凸状 2 8 の外側面とが互いに当接する。この構成は、特開 2 0 0 8 - 2 5 8 2 1 号公報に記載された構造と同様である。なお、本例に係る構造は、単独のトロイダル型無段変速機に適用できるほか、特開 2 0 0 4 - 1 6 9 7 1 9 号公報に記載されているような、遊星歯機構と組み合わせた無段変速装置に適用することもできる。

40

【 0 0 4 0 】

50

本例では、凹溝 27 を、開口部の幅が広く底部の幅が狭いテーパ溝としている。また、凹溝 27 の両側の内側面の断面形状を、図 4 (B) および図 6 に示すように、直線としている。なお、凹溝 27 の内側面の延長線と凹部 24 とがなす角度 (図 4 (B) 参照) は、45 度程度 (40 度 ~ 50 度) としている。凹溝 27 の底部は、図 6 に示すように、凹溝 27 の両側の内側面の延長線およびこれらの内側面同士を滑らかに連続させる円弧面よりも凹んだ逃げ凹部 33 として、これらの内側面の仕上げ加工の容易化を図っている。凹部 24 と凹溝 27 は、途中で加工装置を変更することなく、すなわち、途中でチャッキングを行わずに、同時に、切削加工および研削加工が施されている。特に、仕上げのための研削加工は、凹部 24 と凹溝 27 とを、一体型の総型砥石で研削することにより行われる。これにより、凹部 24 と凹溝 27 との位置精度を確保している。

10

【 0041 】

また、突条 28 を、基部の幅が広く先端部の幅が狭いテーパ突条としている。本例では、突条 28 の両側の外側面を、図 4 (A) および図 6 に示すように、凹溝 27 の両側の内側面に向けて突出する方向に湾曲した、部分円弧としている。本例では、当該部分円弧の曲率半径 R を 2 mm 以上、より好ましくは 3 mm 以上、さらに好ましくは 4 mm 以上、最も好ましくは 5 mm 以上としている。また、支持梁部 23 a の外周面のうちで突条 28 を軸方向両側から挟む部分は、支持梁部 23 a の円筒状凸面 22 よりも凹んだ逃げ凹部 34 として、突条 28 の外側面の仕上げ加工の容易化を図っている。突条 28 の外側面および円筒状凸面 22 も、同時に加工している。特に、仕上げのための研削加工は、突条 28 の外側面と円筒状凸面 22 とを、一体型の総型砥石で研削することにより行う。これにより、突条 28 の外側面と円筒状凸面 22 との位置精度を確保している。

20

【 0042 】

突条 28 の両側の外側面の断面形状を凸円弧とすることにより、突条 28 の外側面と凹溝 27 の両側の内側面との加工誤差にかかわらず、これらの側面同士の擦れ合い部の摩擦を抑えることができる。すなわち、突条 28 の外側面と凹溝 27 の内側面とを断面形状が直線状の平坦面とすれば、これらの側面同士の当接部の面圧を低く抑えられるが、この場合には、加工誤差により、互いに対向する突条 28 の外側面と凹溝 27 の内側面とを完全に平行とすることは難しい。突条 28 の外側面と凹溝 27 の内側面とが平行でないと、これらの側面同士の擦れ合い部での接触が不均一となって、突条 28 または凹溝 27 の端部に応力が集中し、かえって摩擦が発生しやすくなる。本例では、突条 28 の外側面の断面形状を凸円弧とするとともに、凸円弧である部分円弧の曲率半径 R を 2 mm 以上確保している。

30

【 0043 】

表 1 および図 7 は、部分円弧の曲率半径 R が、突条 28 の両側の外側面と凹溝 27 の両側の内側面との擦れ合い部の摩擦量に及ぼす影響について示している。図 7 の縦軸は、摩擦による隙間の増加量 (単位 : mm) を曲率半径 R により除して無次元化した値を示している。曲率半径 R は小さい程、許容できる突条 28 の外側面および凹溝 27 の内側面の加工誤差の大きさは大きくなる。ただし、表 1 と図 7 とから理解されるように、部分円弧の曲率半径 R を 2 mm 未満とすると、擦れ合い部の摩擦量が急激に大きくなる。そこで、曲率半径 R を 2 mm 以上確保すれば、擦れ合い部の摩擦を十分に低く抑えつつ、加工誤差をある程度許容することができる。さらに、曲率半径 R をより好ましくは 3 mm 以上、さらに好ましくは 4 mm 以上、最も好ましくは 5 mm 以上確保すれば、擦れ合い部の摩擦量をより低減することができる。ただし、部分円弧の曲率半径 R を 10 mm を超えて大きくしても、擦れ合い部の摩擦量の低減効果は飽和し、ほとんど変わらない。

40

【 0044 】

【表 1】

曲面Rの大きさ [mm]	摩耗によるすきま増加量 [mm]
1	0.018
2	0.015
3	0.012
5	0.010
9	0.008
15	0.007

10

【 0 0 4 5 】

突条 2 8 の幅寸法は、凹溝 2 7 の幅寸法よりも僅かに小さくしている。なお、この場合の幅寸法の大小関係は、支持梁部 2 3 a の径方向に関する位置が互いに一致し、円筒状凸面 2 2 と凹部 2 4 とを当接させた状態で互いに整合する部分同士の幅寸法を比較したものである。突条 2 8 および凹溝 2 7 の幅寸法の大小関係を上述のように規制することにより、円筒状凸面 2 2 と凹部 2 4 とを当接させた状態で、突条 2 8 が凹溝 2 7 に食い込まず、支持梁部 2 3 a に対する外輪 1 6 b の揺動変位が円滑に行われるようにしている。また、トラニオン 7 b に支持したパワーローラ 6 a がトルクを伝達せず、支持梁部 2 3 a と外輪 1 6 b とが弾性変形していない状態で、支持梁部 2 3 a の軸方向に関して、凹溝 2 7 の幅を突条 2 8 の幅よりも、支持梁部 2 3 a の径方向に関する位置が互いに一致する部分で、図 6 に W で示した分だけ大きくしている。換言すれば、支持梁部 2 3 a と外輪 1 6 b とが弾性変形していない状態で、外輪 1 6 b が支持梁部 2 3 a に対し、支持梁部 2 3 a の軸方向に変位できる量を、W だけに制限している。

20

【 0 0 4 6 】

ただし、凹溝 2 7 の幅を突条 2 8 の幅よりも大きくする程度 (W) は、製造誤差にかかわらず、これらの幅の大小関係が逆転しない範囲で、できる限り小さく抑えている。具体的には、外輪 1 6 b が支持梁部 2 3 a に対して、支持梁部 2 3 a の軸方向に変位可能な量であるがたつき (径方向に関する位置が互いに一致する部分での幅の差) を 0 . 1 0 0 mm 以下、より好ましくは 0 . 0 5 0 mm 以下とする。

30

【 0 0 4 7 】

表 2 は、凹溝 2 7 の幅と突条 2 8 の幅との差 W が、運転者が意図しない変速動作が行われることにより、運転者に与える違和感に及ぼす影響について示している。表 2 から理解されるように、幅の差 W を 0 . 1 0 0 mm 以下に抑えれば、アクチュエータ 2 1 (図 2 2 参照) の動きと関係なくパワーローラ 6 a がトラニオン 7 b の軸方向に変位する量を僅少に抑えられる。そして、トロイダル型無段変速機によるトルクの伝達方向が逆転する際に、意図しない変速動作が行われることで、運転者に与える違和感を小さく抑えられる。幅の差 W を 0 . 0 5 0 mm 以下に抑えれば、トロイダル型無段変速機によるトルクの伝達方向が逆転する際に、意図しない変速動作が行われることを防止して、運転者に違和感を与えることを防止できる。このように、幅の差 W を小さくする程運転者に与える違和感を小さくすることができる。

40

【 0 0 4 8 】

【表 2】

凹溝27の幅と突条28の幅との差 ΔW [mm]	変速ショック
0.010	なし
0.050	なし
0.100	多少あり
0.150	あり

【0049】

幅の差 W を小さくすることによる効果について、図 8 を参照しつつ説明する。図 8 は、特開 2004-169719 号公報に記載されているように、トロイダル型無段変速機と、遊星歯車式の変速機と、クラッチ装置とを組み合わせ、このクラッチ装置により低速モードと高速モードとを切り換える無段変速装置を搭載した車両の加速時における、各部の状態を示している。図 8 の横軸は経過時間を、左側の縦軸はエンジンの回転数（回転速度）を、右側の縦軸は車速を、それぞれ表している。図 8 中の鎖線が車速を、実線が凹溝 27 と突条 28 との幅の差 W を 0.125 mm とした場合のエンジン回転数を、破線がこの差 W を 0.050 mm とした場合のエンジン回転数を、それぞれ表している。なお、経過時間が 4.1 秒の時点で、クラッチ装置を低速モード状態から高速モード状態に切り換えており、その結果、トロイダル型無段変速機によるトルクの伝達方向が逆転している。

10

20

【0050】

図 8 から明らかな通り、凹溝 27 と突条 28 との幅の差 W を 0.125 mm とした場合には、トロイダル型無段変速機の変速比が急変動し、その結果、エンジンの回転数が急上昇する。この理由は、トロイダル型無段変速機によるトルクの伝達方向の逆転に伴って、外輪 16b を介して支持梁部 23a に支持されたパワーローラ 6a が、支持梁部 23a の軸方向に変位し、その結果、パワーローラ 6a の周面と入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の軸方向側面（図 21 参照）とのトラクション部に作用する、接線方向の力の向きが変化するためである。このような原因で、エンジンの回転数が急上昇すると、運転者に違和感を与える。これに対して、本例のように、凹溝 27 と突条 28 との幅の差 W を 0.050 mm とすれば、トルクの伝達方向が逆転する際にも、トロイダル型無段変速機の変速比がアクチュエータ 21 の動きと関係なく変化することはないため、運転者に違和感を与えることもない。ただし、幅の差 W を 0 mm とすると、外輪 16b の凹部 24 が、支持梁部 23a に形成した突条 28 の先端面に乗り上げやすくなってしまい、外輪 16b およびトラニオン 7b に損傷を生じたり、トロイダル型無段変速機の耐久性が損なわれたりする可能性がある。また、凹部 24 が突条 28 に対し乗り上げると、トロイダル型無段変速機の組立性が損なわれる。

30

【0051】

トロイダル型無段変速機により伝達されるトルクが大きくなり、その結果、パワーローラ 6a から外輪 16b を介して支持梁部 23a に加わるスラスト荷重が大きくなると、支持梁部 23a が、外輪 16b を設置した側が凹となる円弧状に弾性変形する。この結果、図 5 に矢印で示すように、突条 28 が凹溝 27 から抜け出る方向に変位し、突条 28 の両側の外側面と凹溝 27 の両側の内側面との間の隙間が広がる傾向になる。ただし、実際の広がり量は僅かである。そして、隙間が広がる傾向になることによって、パワーローラ 6a がトルクを伝達せず、支持梁部 23a と外輪 16b とが弾性変形していない状態での、凹溝 27 と突条 28 との幅の差 W を 0.100 mm 以下と僅少に抑えても、大きなトルクを伝達する際に、突条 28 が凹溝 27 の内側面同士の間で挟みこまれることはなく、支持梁部 23a を中心とする外輪 16b の揺動変位は、円滑に行われる。また、トロイダル型無段変速機が伝達するトルクが大きい状態では、多少の変速比の変動によりエンジンの回転数が変動した場合でも、運転者に与える違和感は、低トルク時に比べて低く抑えら

40

50

れるため、特に問題とはならない。

【 0 0 5 2 】

また、本例の構造では、トラニオン 7 b の内部に形成した上流側潤滑油流路 2 9 と外輪 1 6 b の支持軸 1 2 a の内部に設けた下流側潤滑油流路 3 0 とを通じて、外輪 1 6 b とパワーローラ 6 a との間に設けた、スラスト玉軸受 1 3 a およびラジアルニードル軸受 2 5 (図 2 7 ~ 図 2 8 参照) に潤滑油 (トラクションオイル) を供給するように構成している。支持梁部 2 3 a に対する外輪 1 6 b の揺動変位にかかわらず、上流側潤滑油流路 2 9 の下流端開口と下流側潤滑油流路 3 0 の上流端開口とが連通したままとなる。このため、上流側潤滑油流路 2 9 の下流端開口に整合する、凹溝 2 7 の周方向中央部に、凹溝 2 7 の幅寸法よりも大きな開口径を有する、円形の中央凹部 3 1 を形成している。また、下流側潤滑油流路 3 0 の上流端開口に整合する、突条 2 8 の周方向中央部に、切り欠き部 3 2 を形成している。トロイダル型無段変速機が伝達するトルクの変動に伴って、支持梁部 2 3 a に対して外輪 1 6 b が揺動変位した場合でも、上流側潤滑油流路 2 9 と下流側潤滑油流路 3 0 とは、切り欠き部 3 2 と中央凹部 3 1 とを介して連通したままとなる。このため、上流側潤滑油流路 2 9 および下流側潤滑油流路 3 0 を通じての、スラスト玉軸受 1 3 a およびラジアルニードル軸受 2 5 への潤滑油供給を、支持梁部 2 3 a を中心とする外輪 1 6 b の揺動変位にかかわらず、安定して行うことができる。

10

【 0 0 5 3 】

なお、力「 2 F t 」を支承するだけであれば、外輪の凹部の内面に突条を、支持梁部の円筒状凸面に凹溝をそれぞれ形成し、これらの突条と凹溝とを係合させるように構成することも可能である。

20

【 0 0 5 4 】

[実施の形態の第 2 例]

図 9 ~ 図 1 2 は、本発明の実施の形態の第 2 例を示している。本例では、外輪 1 6 b の凹部 2 4 に周方向に形成した凹溝 2 7 に、スペーサ 3 5 を装着している。スペーサ 3 5 は、断面 V 字形で全体を円弧状としたもので、十分な耐圧縮性および耐摩耗性、さらに好ましくは自己潤滑性を有する金属材料により、凹溝 2 7 の内面形状に合わせて形成している。具体的には、スペーサ 3 5 を、鉄鋼材料、セラミック材料、チタン合金、黄銅などの銅系合金、アルミニウム合金などにより造る。スペーサ 3 5 を鉄鋼材料により造る場合、浸炭処理、窒化処理、浸炭窒化処理などの熱処理を施してもよい。また、スペーサ 3 5 の表面に、ダイヤモンドライクカーボン (D L C) などの、摩擦係数が低い、硬質のコーティング層を設けることもできる。特に、スペーサ 3 5 を金属材料により造る場合、硬さを 3 5 4 H v 以上とし、表面粗さを 0 . 8 μ m R a 以下とする。また、スペーサ 3 5 の周方向中央部に通孔 3 6 を形成している。スペーサ 3 5 を凹溝 2 7 内に装着した状態で、スペーサ 3 5 の外側面と凹溝 2 7 の内側面とが隙間なく当接すると共に、通孔 3 6 が、凹溝 2 7 の周方向中央部に存在する、下流側潤滑流路 3 0 の上流端開口に整合する。

30

【 0 0 5 5 】

トラニオン 7 b 側の支持梁部 2 3 a の外周面に周方向に形成した突条 2 8 は、スペーサ 3 5 の内側に係合させる。言い換えれば、突条 2 8 と凹溝 2 7 とを、スペーサ 3 5 を介して、周方向の相対変位を可能に、かつ、支持梁部 2 3 a の軸方向の変位を抑えた状態で係合させる。このように、突条 2 8 と凹溝 2 7 とを係合させた状態で、トラニオン 7 b に対する外輪 1 6 b の、支持梁部 2 3 a の軸方向に関する移動可能距離 (軸方向に関するがたつき W) を、0 . 1 0 0 m m 以下、より好ましくは 0 . 0 5 0 m m 以下に抑えている。このため、本例では、スペーサ 3 5 として、支持梁部 2 3 a の軸方向に関する厚さが微妙に異なる種々のものを用意し、この中から選択した、適切な厚さ寸法を有するスペーサ 3 5 を、突条 2 8 と凹溝 2 7 との間に組み付けている。その他の部分の構成および作用に関しては、実施の形態の第 1 例と同様である。

40

【 0 0 5 6 】

なお、本例のように、突条 2 8 と凹溝 2 7 との間にスペーサを組み付ける構造の場合、

50

代替的に、図13～図14に示したスペーサを使用することもできる。図13に示したスペーサ35aは、外周面の中央部に通油管37を、スペーサ35aの外周面に、径方向外方に突出するように結合固定している。突条28と凹溝27との間にスペーサ35aを組み付けた状態では、通油管37を、外輪16b側に形成した下流側潤滑油流路30（図1および図3参照）に内嵌する。このため、外輪16bとスペーサ35aとが同期して、トラニオン7bの支持梁部23aに対し揺動変位する。

【0057】

図14（A）に示したスペーサ35bは、両側の内側面の断面形状を凸円弧とすると共に、両側の外側面の断面形状を直線状としており、凹溝27の両側の内側面同士の間隙なく組み付けられるように構成されている。図14（B）に示したスペーサ35cは、両側の外側面の断面形状を凸円弧とすると共に、両側の内側面の断面形状を直線状としており、突条28に隙間なく外嵌して組み付けられるように構成されている。図14（A）および図14（B）に示したスペーサ35b、35cを使用すれば、凹溝27の内側面および突条28の外側面の断面形状を直線状として、凹溝27および突条28の加工の容易化を図りつつ、互いに対向する突条28の外側面と凹溝27の内側面が完全に平行でない場合であっても、これらの側面の擦れ合い部の摩耗を抑えることができる。

【0058】

[実施の形態の第3例]

図15および図16は、本発明の実施の形態の第3例を示している。本例では、トラニオン7bを構成する支持梁部23aの外周面の一部で突条28を軸方向両側から挟む部分に、径方向に凹んだ逃げ凹部34を形成している。また、外輪16bの凹部24の内面に形成した凹溝27の底部に逃げ凹部33を形成している。そして、逃げ凹部34、33と、逃げ凹部34、33が対向する相手面である、凹部24の内面および突条28の先端面との間に、液状ガスケット、ゴム、または、逃げ凹部34、33の形状に沿った形状に加工したナイロン、アクリル、PEEK、フッ素樹脂などのエンジニアリングプラスチックなどの、弾性を有するシール材38を充填している。

【0059】

本例では、逃げ凹部34、33と凹部24の内面および突条28の先端面との間に充填したシール材38により、トラニオン7bの内部に形成した上流側潤滑油流路29から、外輪16bの内部に設けた下流側潤滑油流路30に向けて、図16の矢印方向に流れる潤滑油が周囲に漏洩することを防止している。その他の部分の構成および作用は、実施の形態の第1例と同様である。

【0060】

[実施の形態の第4例]

図17（A）（B）は、本発明の実施の形態の第4例を示している。本例では、実施の形態の第1例の場合とは逆に、凹溝27aの両側の内側面の断面形状を凸円弧とし、突条28aの両側の外側面の断面形状を直線状としている。その他の部分の構成および作用は、実施の形態の第1例と同様である。

【0061】

[実施の形態の第5例]

図18は、本発明の実施の形態の第5例を示している。本例では、支持梁部23bの外周面の一部に周方向に形成した凹溝39に、十分な強度および剛性、並びに耐摩耗性を有する金属材料により、全体を部分円弧形に形成した係止ブラケット40の基端部を締め内嵌固定している。そして、係止ブラケット40の径方向中間部から先端部までを、突条28bとしている。その他の部分の構成および作用は、実施の形態の第1例と同様である。

【0062】

[実施の形態の第6例]

図19（A）（B）は、本発明の実施の形態の第6例を示している。本例では、突条28の両側の外側面の断面形状を凸円弧とすると共に、凹溝27bの両側の内側面の断面形

10

20

30

40

50

状を、突条 28 の外側面の断面形状に沿った、凹円弧としている。そして、凹溝 27 b の両内側面の断面形状である、凹円弧の曲率半径 R_{27b} を、突条 28 の断面形状である、凸円弧の曲率半径 R_{28} よりも大きくしている ($R_{27b} > R_{28}$)。この結果、本例では、突条 28 の外側面と凹溝 27 b の内側面との当接部の面圧を、実施の形態の第 1 例の構造と比較して、低く抑えられ、突条 28 の外側面と凹溝 27 b の内側面との擦れ合い部の摩耗をより抑えられる。また、突条 28 の外側面と凹溝 27 b の内側面との間の隙間のうち、突条 28 の外側面が、凹溝 27 b の内側面に向けて最も突出した部分から外れた部分の幅を、実施の形態の第 1 例に係る構造と比較して、小さく抑えられる。このため、凹溝 27 の周方向中央部に形成した中央凹部 31 (図 3 参照) から供給される潤滑油の、突条 28 の外側面と凹溝 27 b の内側面との間の隙間からの流出を抑えられる。その他の部分の構成および作用は、実施の形態の第 1 例と同様である。

10

【 0 0 6 3 】

[実施の形態の第 7 例]

図 20 は、本発明の実施の形態の第 7 例を示している。本例では、突条 28 の両側の外側面の断面形状を凸円弧とすると共に、凹溝 27 a の両側の内側面の断面形状についても凸円弧としている。そして、突条 28 の外側面の断面形状および凹溝 27 a の内側面の断面形状の両方の凸円弧の曲率半径を、4 mm 以上としている。これにより、突条 28 の外側面と凹溝 27 a の内側面との間の隙間のうち、突条 28 の外側面が凹溝 27 a の内側面に向けて最も突出した部分 (凹溝 27 a の内側面が突条 28 の外側面に向けて最も突出した部分) から外れた部分の幅が、実施の形態の第 1 例の構造と比較して大きくなる。この結果、凹溝 27 の周方向中央部に形成した中央凹部 31 (図 3 参照) から供給される潤滑油の、突条 28 の外側面と凹溝 27 b の内側面との間の隙間への流出量が増大し、これらの側面同士の当接部の潤滑性が向上して、これらの側面同士の擦れ合い部の摩耗をより抑えられる。その他の部分の構成および作用は、実施の形態の第 1 例と同様である。

20

【 符号の説明 】

【 0 0 6 4 】

- 1 入力回転軸
- 2 入力ディスク
- 3 出力筒
- 4 出力歯車
- 5 出力ディスク
- 6、6 a パワーローラ
- 7、7 a、7 b トラニオン
- 8、8 a、8 b 傾転軸
- 9 支持梁部
- 10 支持板
- 11、11 a ラジアルニードル軸受
- 12、12 a 支持軸
- 13、13 a スラスト玉軸受
- 14 スラストニードル軸受
- 15 内輪軌道
- 16、16 a、16 b 外輪
- 17 外輪軌道
- 18 玉
- 19 駆動軸
- 20 押圧装置
- 21 アクチュエータ
- 22 円筒状凸面
- 23、23 a、23 b 支持梁部
- 24 凹部

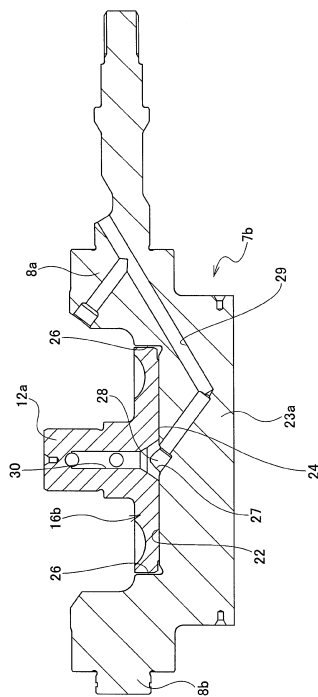
30

40

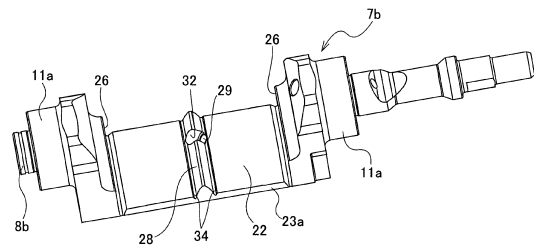
50

- 25 ラジアルニードル軸受
- 26 段差面
- 27、27a 凹溝
- 28、28a、28b 突条
- 29 上流側潤滑油流路
- 30 下流側潤滑油流路
- 31 中央凹部
- 32 切り欠き部
- 33 逃げ凹部
- 34 逃げ凹部
- 35、35a、35b、35c スペーサ
- 36 通孔
- 37 通油管
- 38 シール材
- 39 凹溝
- 40 係止ブラケット

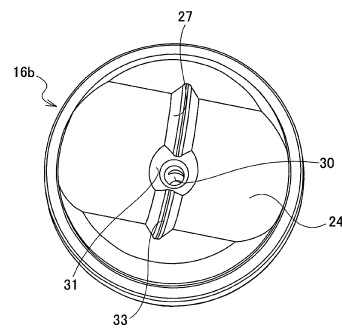
【図1】



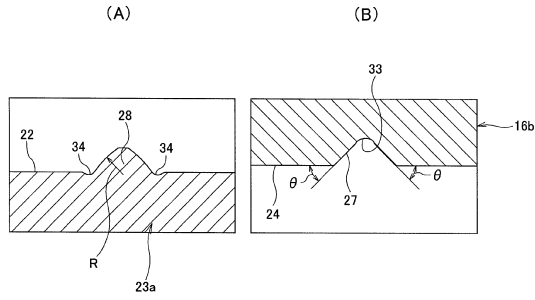
【図2】



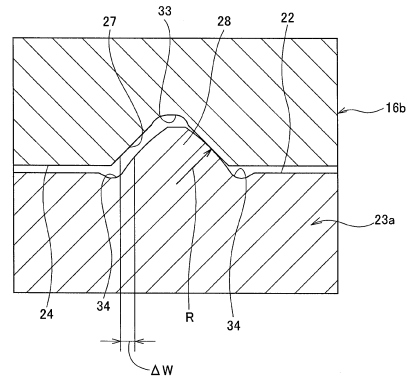
【図3】



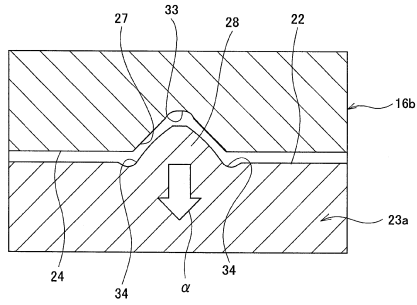
【図4】



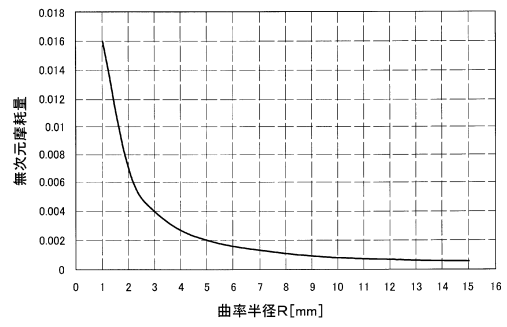
【図6】



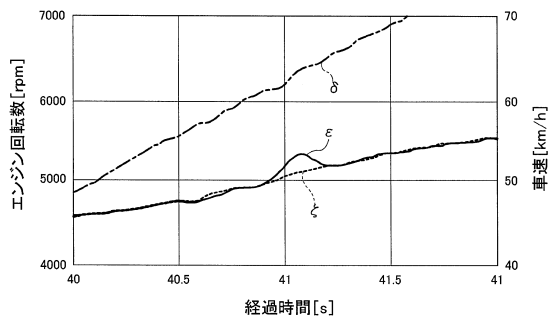
【図5】



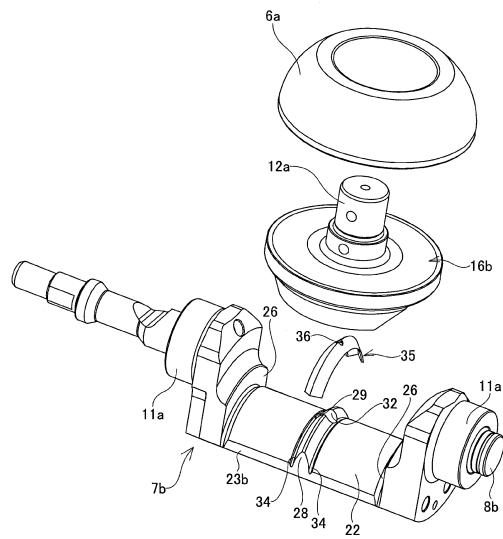
【図7】



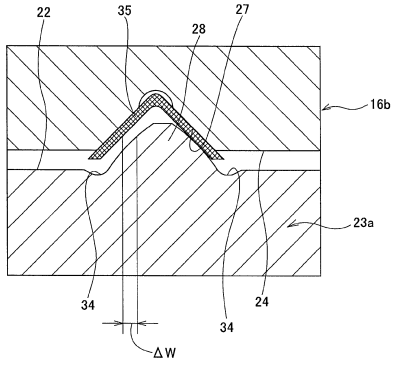
【図8】



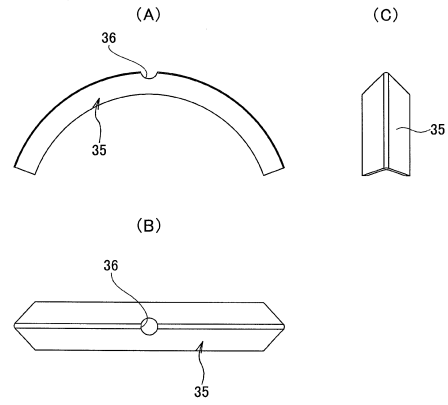
【図9】



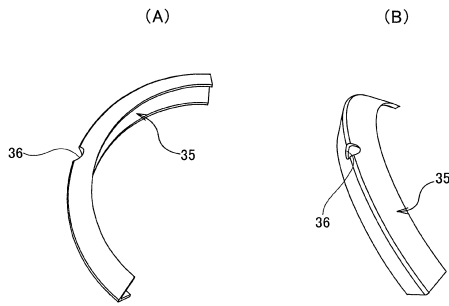
【図10】



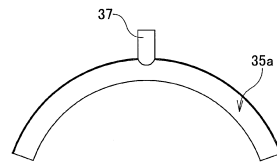
【図12】



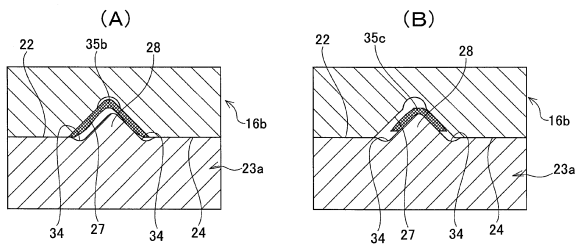
【図11】



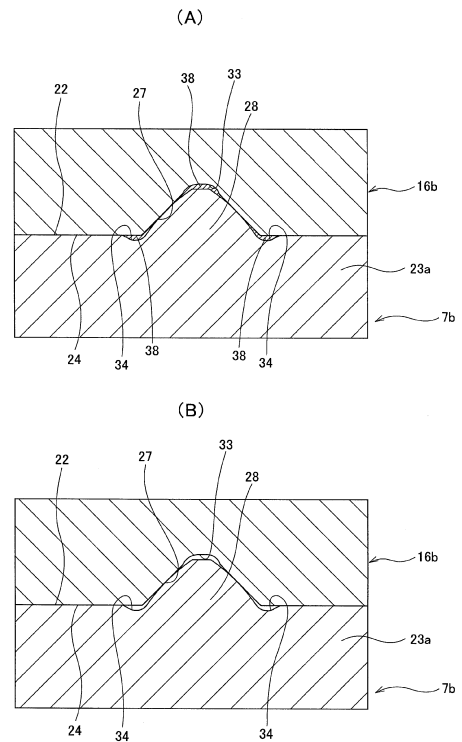
【図13】



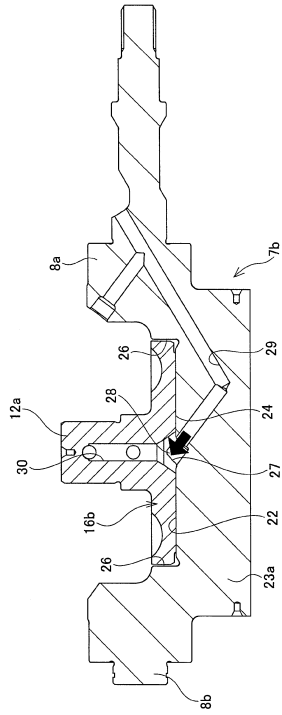
【図14】



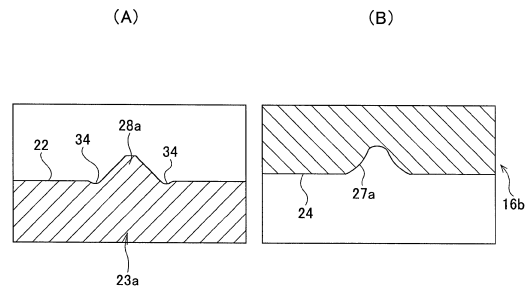
【図15】



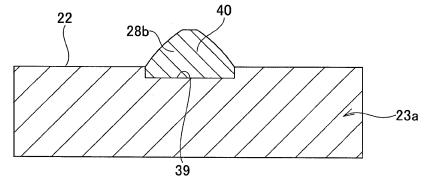
【図16】



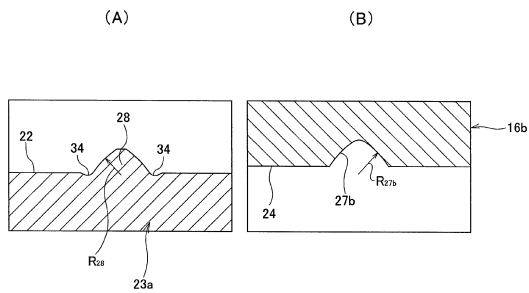
【図17】



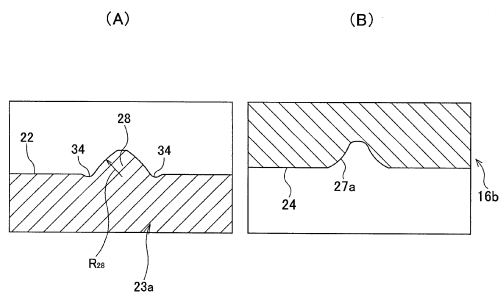
【図18】



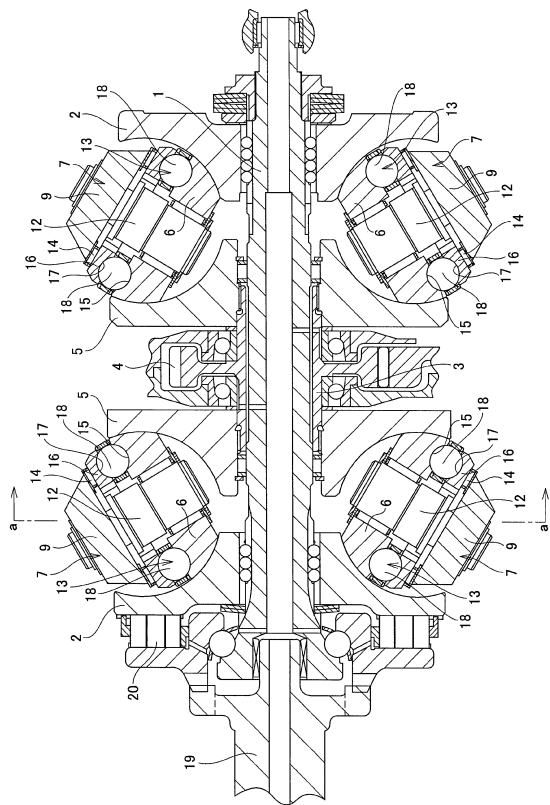
【図19】



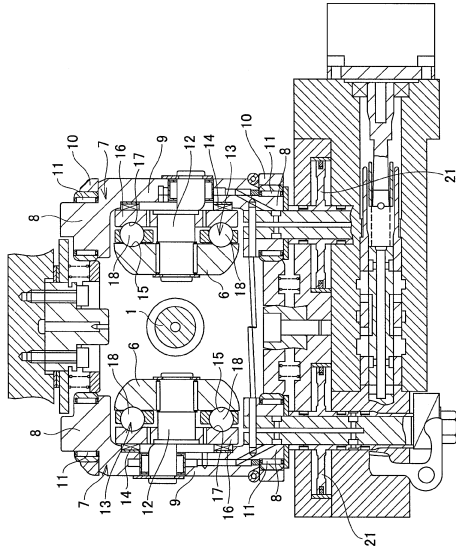
【図20】



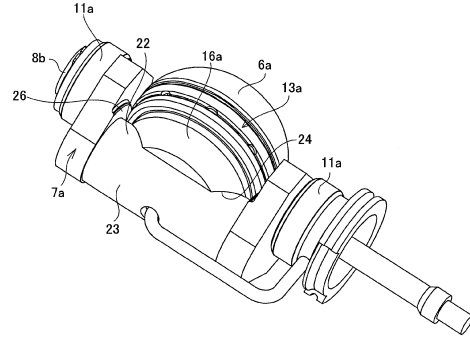
【図21】



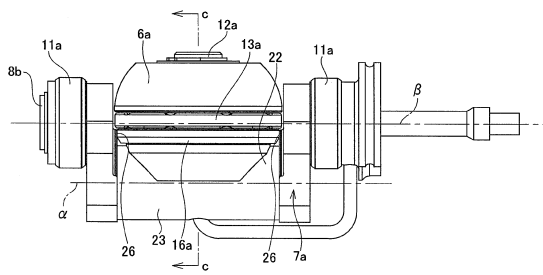
【図 2 2】



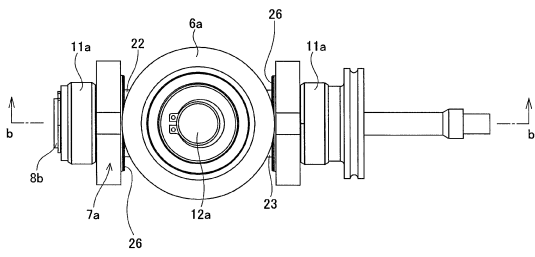
【図 2 3】



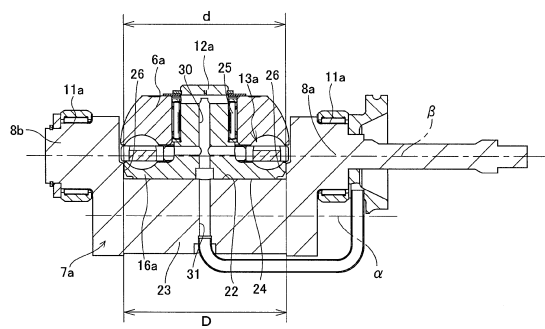
【図 2 4】



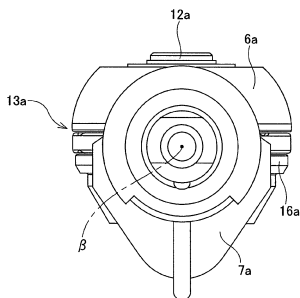
【図 2 5】



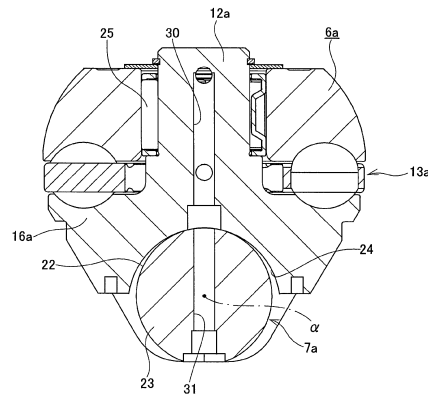
【図 2 7】



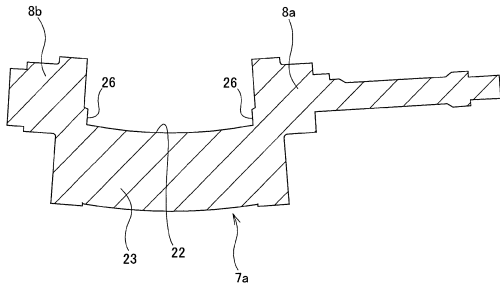
【図 2 6】



【図 2 8】



【 29 】



フロントページの続き

(31)優先権主張番号 特願2013-18005(P2013-18005)

(32)優先日 平成25年2月1日(2013.2.1)

(33)優先権主張国 日本国(JP)

(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

(72)発明者 豊田 俊郎

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 稲葉 大紀

(56)参考文献 特開2011-174539(JP,A)

特開2008-025821(JP,A)

特開2001-012574(JP,A)

特開2004-084803(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 15/38