

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2013 年 12 月 19 日(19.12.2013)



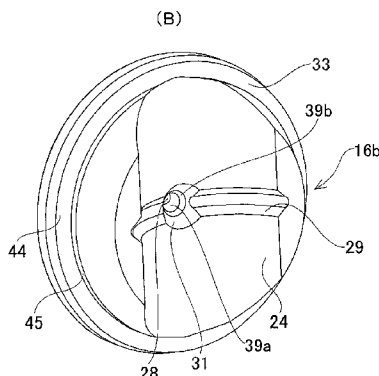
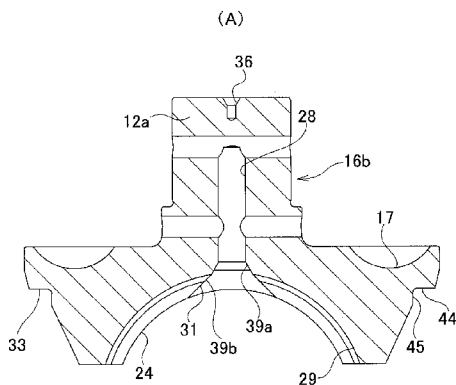
(10) 国際公開番号
WO 2013/187488 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 15/38 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/066387
- (22) 国際出願日: 2013 年 6 月 13 日(13.06.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2012-133453 2012 年 6 月 13 日(13.06.2012) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日本精工株式会社 (NSK LTD.) [JP/JP]; 〒1418560 東京都品川区大崎一丁目 6 番 3 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: および
- (71) 出願人 (米国についてのみ): 横山 将司 (YOKOYAMA, Shouji) [JP/JP]; 〒3488506 埼玉県羽生市大沼 1 丁目 1 番地 日本精工株式会社内 Saitama (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人貴和特許事務所 (KIWA INTERNATIONAL); 〒1050003 東京都港区西新橋 3-25-47 愛宕マークビル 9 階 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI

[続葉有]

(54) Title: POWER ROLLER UNIT, MANUFACTURING METHOD THEREFOR, AND HALF-TOROIDAL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(54) 発明の名称: パワーローラユニットおよびその製造方法、並びに、ハーフトロイダル無段変速機



(57) Abstract: Provided is a power roller unit (22a) the components of which are easily manufactured and managed, and which is easy to assemble, and with which the operation of a half-toroidal continuously variable transmission is stabilized. A trunion (7b) is equipped with inclined rotation shafts (8a, 8b) and a support beam (9b) the insides surface of which is a cylindrical convex surface (23). An outer ring (16b), which forms a thrust rolling bearing (13a) that rotatably supports a power roller (6a) in the support beam (9b), is equipped with a concave part (24) that meshes with the cylindrical convex surface (23), and is equipped with an outer ring raceway (17) and a support shaft (12a). Displacement of the support beam (9b) in the axial direction is restricted by the engagement of a tapered protrusion (30) provided on the inside surface of the support beam (9b) and a tapered concave groove (29) provided in the concave part (24) of the outer ring (16b). In addition, a stepped part (33), which serves as a reference surface when a finishing process is performed on the outer circumferential surfaces of the concave part (24), the concave groove (29), the outer ring raceway (17), and the support shaft (12a), is provided on a portion of the outer circumferential edge on the outside surface of the outer ring (16b).

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2013/187488 A1



(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, 添付公開書類:
MR, NE, SN, TD, TG).

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

部品製作、部品管理、組み立て作業を容易とし、ハーフトロイダル無段変速機の動作を安定させられるパワーローラユニット 22 a が提供される。トラニオン 7 b は、傾転軸 8 a、8 b と、円筒状凸面 23 の内側面を有する支持梁部 9 b を備え、パワーローラ 6 a を支持梁部 9 b に回転可能に支持するスラスト転がり軸受 13 a を構成する外輪 16 b は、円筒状凸面 23 と係合する凹部 24 と、外輪軌道 18 と、支持軸 12 a とを備え、支持梁部 9 b の内側面に設けられたテーパ状の突条 30 と外輪 16 b の凹部 24 に設けられたテーパ状の凹溝 29 の係合により、支持梁部 9 b の軸方向の変位が制限され、かつ、外輪 16 b の外側面外周縁部の一部に、凹部 24 および凹溝 29、外輪軌道 17、支持軸 12 a の外周面に仕上げ加工を施す際の基準面となる段差部 33 が設けられている。

明 細 書

発明の名称：

パワーローラユニットおよびその製造方法、並びに、ハーフトロイダル無段変速機

技術分野

[0001] 本発明は、特に、自動車などの車両用変速装置として利用される、ハーフトロイダル無段変速機、特に、ハーフトロイダル無段変速機に揺動可能に支持されるトラニオンと、ハーフトロイダル無段変速機の入力ディスクと出力ディスクの間に挟持され、トルクを伝達するパワーローラをトラニオンに対して回転可能に支持するためのスラスト転がり軸受を構成する外輪とを少なくとも備えるパワーローラユニットに関する。

背景技術

[0002] 車両用変速装置、特に自動車用変速装置の1つとして、入力ディスクと出力ディスクに挟まれたパワーローラの傾き角度を変えることで無段変速を実現するハーフトロイダル無段変速機（CVT）がある（特開2003-214516号公報、特開2007-315595号公報、特開2008-25821号公報、特開2008-275088号公報参照）。このハーフトロイダル無段変速機と遊星歯車機構とクラッチ装置とを組み合わせ、変速機全体としての変速比の調整幅を大きくする構造も知られている（特開2004-169719号公報参照）。

[0003] 図18および図19は、従来のハーフトロイダル無段変速機の第1例を示している。この例では、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が、入力回転軸1と同期した回転を可能に支持されている。入力回転軸1の中間部周囲には、出力筒3が、入力回転軸1に対する回転を可能に支持されている。出力筒3の外周面の軸方向中央部には、出力歯車4が固設され、その軸方向両端部には、1対の出力ディスク5が、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されている。

[0004] それぞれの入力ディスク 2 と出力ディスク 5 の組み合わせにおいて、それぞれがトロイド曲面である入力ディスク 2 の内側面と出力ディスク 5 の内側面が対向している。また、入力ディスク 2 と出力ディスク 5 との間に、それぞれの周面が球状凸面である複数個のパワーローラ 6 が挟持されている。これらのパワーローラ 6 は、それぞれトラニオン 7 に回転可能に支持される。それぞれのトラニオン 7 は、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、これらの傾転軸 8 を連結する支持梁部 9 とを備える。トラニオン 7 の傾転軸 8 は、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の中心軸に対して捩れの位置にあるように、支持板 10 に対してラジアルニードル軸受 11 を介して枢支され、トラニオン 7 は、傾転軸 8 を中心として揺動変位可能となっている。

[0005] それぞれのパワーローラ 6 は、トラニオン 7 の支持梁部 9 の内側面に、基半部と先半部とが互いに偏心した支持軸 12 と、支持梁部 9 とパワーローラ 6 の外側面の間にパワーローラ 6 側から順番に設けられたスラスト玉軸受 13 とスラストニードル軸受 14 とを介して、支持軸 12 の先半部を中心とする回転、および、支持軸 12 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。スラスト玉軸受 13 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 の回転を許容するもので、パワーローラ 6 の外側面に形成された内輪軌道 15 と、外輪 16 の内側面に形成された外輪軌道 17 と、これらの軌道の間に転動可能に設けられた複数個の玉 18 とにより構成される。また、スラストニードル軸受 14 は、パワーローラ 6 からスラスト玉軸受 13 の外輪 16 に加わるスラスト荷重を支承しつつ、外輪 16 および支持軸 12 の先半部が、支持軸 12 の基半部を中心に揺動することを許容するものである。なお、本例では、パワーローラ 6 とトラニオン 7 とスラスト玉軸受 13 とスラストニードル軸受 14 とによりパワーローラユニットが構成される。

[0006] このようなハーフトロイダル無段変速機の運転時には、駆動軸 19 により、一方（図 18 の左方）の入力ディスク 2 が押圧装置 20 を介して回転駆動

される。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、この回転が、パワーローラ 6 を介して出力ディスク 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 21 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して、転がり接触部にサイドスリップが発生する。そして、この力の向きの変化に伴って、それぞれのトラニオン 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。

[0007] このようなハーフトロイダル無段変速機の運転時に、動力の伝達に供される、入力ディスク 2、出力ディスク 5 およびパワーローラ 6 が、押圧装置 20 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 20 が発生する押圧力は、ハーフトロイダル無段変速機により伝達するトルクが大きくなるほど大きくなり、それに伴って、入力ディスク 2、出力ディスク 5 およびパワーローラ 6 の弾性変形量も大きくなる。したがって、トルクの変動に拘らず、入力ディスク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。従来構造の第 1 例の場合、パワーローラ 6 を支

持した支持軸 1 2 の前半部をそ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、このような構造は複雑となり、パワーローラユニットの部品製作、部品管理、組立作業がいずれも面倒になることから、ハーフトロイダル無段変速機の製造コストが嵩んでしまう。

[0008] 特開 2 0 0 8 - 2 5 8 2 1 号公報には、このような問題を解決するために、パワーローラを入力ディスクおよび出力ディスクの軸方向に変位させるための構造を改良した従来構造の第 2 例が開示されている。図 2 0 ~ 図 2 5 に示すように、従来構造の第 2 例を構成するトラニオン 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、これらの傾転軸 8 a、8 b の間に存在し、少なくとも入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の径方向（図 2 4 および図 2 5 の上下方向）に関する内側（図 2 4 および図 2 5 の上側）の側面を円筒状凸面 2 3 とした、支持梁部 9 a とを備える。傾転軸 8 a、8 b は、それぞれラジアルニードル軸受 1 1 a を介して、支持板 1 0（図 1 9 参照）に、揺動および軸方向の変位を可能に支持されている。

[0009] また、円筒状凸面 2 3 の中心軸 X は、図 2 1 および図 2 4 に示すように、傾転軸 8 a、8 b の中心軸 Y と平行で、これらの傾転軸 8 a、8 b の中心軸 Y 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 および図 2 5 の下側）に存在する。また、支持梁部 9 a 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 を構成する外輪 1 6 a の外側面に、部分円筒面状の凹部 2 4 を、こ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 9 a の円筒状凸面 2 3 とを係合させることにより、外輪 1 6 a は、トラニオン 7 a に対して入力ディスク 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される。

[0010] また、支持軸 1 2 a は、外輪 1 6 a の内側面中央部に、外輪 1 6 a と一体に設けられており、パワーローラ 6 a が、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、回転可能に支持されている。さらに、トラニオン 7 a の内側面のうち、支持梁部 9 a 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２６が設けられている。そして、これらの段差面２６と、スラスト玉軸受１３ａの外輪１６ａの外周面とを、当接もしくは近接対向させており、パワーローラ６ａから外輪１６ａに加わるトラクション力が、いずれかの段差面２６で支承されるようになっている。なお、本例では、パワーローラ６ａとトラニオン７ａとスラスト玉軸受１３ａとラジアルニードル軸受２５とによりパワーローラユニット２２が構成される。

[0011] 従来構造の第２例のハーフトロイダル無段変速機によれば、パワーローラ６ａ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、これらの構成部材の弾性変形量の変化に拘らず、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との接触状態を適正に維持することができる構造が、簡単かつ低コストに実現される。すなわち、ハーフトロイダル無段変速機の運転時に、入力ディスク２および出力ディスク５、パワーローラ６ａの弾性変形に基づき、パワーローラ６ａ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６ａを回転可能に支持しているスラスト玉軸受１３ａの外輪１６ａが、外側面に設けた部分円筒面状の凹部２４と支持梁部９ａの円筒状凸面２３との当接面を滑らせつつ、円筒状凸面２３の中心軸Ｘを中心として揺動変位する。この揺動変位に基づき、パワーローラ６ａ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、入力ディスク２および出力ディスク５の軸方向に変位し、これらの構成部材間の接触状態を適正に維持する。

[0012] 円筒状凸面２３の中心軸Ｘは、変速動作の際にトラニオン７ａの揺動中心となる傾転軸８ａ、８ｂの中心軸Ｙ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２３の中心軸Ｘ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なるため、円筒状凸面２３の中心軸Ｘを中心とするパワーローラ６ａの揺動変位が入力ディスク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、無視できるか、容易に修正できる範囲に留まる。

[0013] 図20～図25に示した従来構造の第2例の場合、従来構造の第1例と比べて、部品製作、部品管理、組立作業がいずれも容易となり、コスト低廉化を図りやすいが、変速動作を安定させる面からは、改良の余地がある。従来構造の第2例では、支持梁部9aを中心とする外輪16aの揺動変位を円滑に行わせるため、支持梁部9aの両端部に1対ずつ設けた、段差面26同士の間隔Dを、外輪16aの外径dよりも少し大きく($D > d$)している。したがって、外輪16aおよびパワーローラ6aは、間隔Dと外径dとの差($D - d$)の分だけ、支持梁部9aの軸方向に変位可能である。

[0014] ハーフトロイダル無段変速機を搭載した車両の運転時、パワーローラ6a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（エンジンブレーキの作動時）とで逆方向の力が加わる。この力は、ハーフトロイダル無段変速機の技術分野で「 $2F_t$ 」として周知である。そして、この力「 $2F_t$ 」により、パワーローラ6aが、外輪16aとともに、支持梁部9aの軸方向に変位する。この変位の方法は、アクチュエータ21によるトラニオン7（図19参照）の変位方向と同じであり、変位量が0.1mm程度であっても、変速動作が開始される可能性がある。このような原因により開始される変速動作は、運転動作とは直接関連しない変速動作であり、いずれ修正されとしても、運転者に違和感を与える。特に、ハーフトロイダル無段変速機が伝達するトルクが低い状態で、このような運転者の意図しない変速動作の発生は、運転者に大きな違和感を与えてしまう可能性がある。

[0015] 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、間隔Dと外径dとの差($D - d$)を僅少に、具体的には数十 μm 程度に抑える必要がある。ただし、ハーフトロイダル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6a、外輪16aを介して支持梁部9aに加わるスラスト荷重により、トラニオン7aが、図26に誇張して示すように、外輪16a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7aごとに1対ずつ設けられている段差面26同士の間隔が縮

まる。この状態でも、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、通常状態、すなわちトラニオン 7 a が弾性変形していない状態での、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、ハーフトロイダル無段変速機と遊星歯車機構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構造を有す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、ハーフトロイダル無段変速機を通過するトルクの方が逆転する。このため、運転動作とは直接関連しない変速動作が発生する可能性が高くなり、運転者に違和感を与えやすい。

[0016] 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「 $2 F_t$ 」を支承する構造も記載されている。ただし、この構造の場合、アンカ駒を支持梁部に、力「 $2 F_t$ 」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、低コスト化と十分な信頼性の確保が図りにくい。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、それぞれが断面円弧形である転動溝同士の上に複数の玉を掛け渡して、力「 $2 F_t$ 」を支承する構造も記載されている。ただし、この構造の場合、力「 $2 F_t$ 」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。さらには、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「 $2 F_t$ 」を支承する構造も記載されている。ただし、この構造の場合、突条と凹溝との係合部の隙間を小さくするため、突条の両側面同士の間隔を高精度に仕上げるための研磨加工時に、突条の両側面に研磨焼けに伴う損傷が発生しやすい。すなわち、この研磨加工は、回転させた砥石を、突条の両側面に押し当て

ることにより行われる。この時、加工面である突条の両側面同士が平行、言い換えれば、突条の両側面が砥石の回転軸に対し垂直であるため、突条の両側面の温度が上昇して研磨焼けが発生しやすくなる。また、この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、突条の両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を上昇させる原因となっている。

[0017] さらに、ハーフトロイダル無段変速機においては、トラニオンが揺動変位した場合に、パワーローラの周面が入力ディスクおよび出力ディスクの内側面の径方向外方に突出したり、外輪の外周縁やスラスト玉軸受を構成する玉を保持する保持器の外周縁が、入力ディスクおよび出力ディスクの内側面に接触したりしないようにする必要がある。実開平6-43404号公報には、トラニオンの端部に設けられた支持板部の先端部を傾斜縁とし、この傾斜縁と、ハウジングなどに固定されたストッパとを、トラニオンが許容限度まで揺動変位した場合に当接させることで、このトラニオンがそれ以上揺動変位することを阻止するストッパ機構が設けられた構造が記載されている。ただし、この構造の場合、パワーローラの周面と入力ディスクおよび出力ディスクの内側面との転がり接触部と、傾斜縁とストッパとの当接部との間に存在する部材が、パワーローラ、スラスト玉軸受を構成する玉、外輪、および、トラニオンからなり、部材点数が多く、これらの間の距離も長い。したがって、入力ディスクおよび出力ディスクに対するパワーローラの傾斜角度をより高精度に規制する面からは、改良の余地がある。

先行技術文献

特許文献

- [0018] 特許文献1：特開2003-214516号公報
特許文献2：特開2007-315595号公報
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

特許文献6：実開平6－43404号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

- [0019] 本発明は、部品製作、部品管理、組み立て作業がいずれも容易となり、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、さらに必要に応じて、入力ディスクおよび出力ディスクに対するパワーローラの傾斜角度を規制することができるパワーローラユニット並びに該パワーローラユニットを備えるハーフトロイダル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

- [0020] 本発明のハーフトロイダル無段変速機は、少なくとも1対のディスクと、複数のパワーローラと、該パワーローラと同数であり、トラニオンとスラスト転がり軸受を構成する外輪を少なくとも有する、パワーローラユニットとを備える。
- [0021] 1対のディスクは、それぞれが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。具体的には、該1対のディスクは、ハーフトロイダル無段変速機の入力回転軸の周囲に該入力回転軸と同期した回転を可能に支持された入力ディスクと、前記入力回転軸の周囲に相対回転可能に支持された出力ディスクとにより構成される。典型的には、ハーフトロイダル無段変速機は、前記入力回転軸の両端寄り部分に1対の入力ディスクが配置され、前記入力回転軸の中間部に1対の出力ディスクあるいは一体型の出力ディスクが配置される。
- [0022] 前記パワーローラユニットを構成するトラニオンは、両端部に互いに同心に設けられた1対の傾転軸と、該傾転軸の間に設けられ、これらの傾転軸を連結する支持梁部とを備える。該支持梁部は、ハーフトロイダル無段変速機内に組み付けられた状態で、ハーフトロイダル無段変速機を構成する1対のディスクの径方向に関する内側に、前記傾転軸の中心軸と平行で、該傾転軸の中心軸よりも前記1対の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からなる内側面を備える。

[0023] 前記パワーローラユニットを構成するスラスト転がり軸受は、前記1対のディスクのそれぞれの断面円弧状のトロイド曲面からなる軸方向片側面に当接する、球状凸面からなる周面を備えるパワーローラを、前記支持梁部の内側面に対して回転可能に支持する。該スラスト転がり軸受を構成する外輪は、前記支持梁部の内側面と係合する凹部が設けられた外側面と、前記スラスト転がり軸受の外輪軌道が設けられた内側面と、該内側面中央部に設けられ、前記パワーローラを回転可能に支持する支持軸とを備える。なお、本明細書では、説明の便宜上、パワーローラユニットは、少なくともトラニオンとスラスト転がり軸受を構成する外輪とを備える構造体をいうものとする。一般的には、パワーローラユニットは、前記パワーローラの外側面に設けられた内輪軌道と前記外輪の外輪軌道との間に転動可能に設けられた複数の転動体と、前記パワーローラを前記支持軸の周囲に回転可能に支持するラジカル転がり軸受も含む。なお、製品としては、本発明のパワーローラユニットとパワーローラとの組み合わせについても、パワーローラユニットと称される。

[0024] 特に、本発明のパワーローラユニットにおいては、前記トラニオンの支持梁部の内側面に、前記円筒状凸面の周方向に伸長し、基部の幅が広く先端部の幅が狭いテーパ状の突条が形成されており、前記外輪の外側面の凹部に、該凹部の周方向に伸長し、開口部の幅が広く底部の幅が狭いテーパ状の凹溝が形成されており、該突条と該凹溝の係合により、前記支持梁部の軸方向の変位が制限されている。

[0025] また、前記外輪の外側面外周縁部の少なくとも一部に、該外輪をチャックにより把持した状態で、前記凹部および前記凹溝、前記外輪軌道、並びに、前記支持軸の外周面に、研削加工あるいはハードターニング仕上げなどの仕上げ加工を施す際の基準面となる段差部が設けられている。

[0026] 前記段差部は、前記外輪の外側面外周縁部のうち、前記凹部を挟む幅方向両側部分に前記支持梁部の軸方向に設けられていることが好ましい。なお、

加工の便宜上、前記段差部が、前記外輪の外側面外周縁部に全周にわたって設けられていてもよい。

[0027] また、前記外輪の外側面に前記チャックの周方向の位置決めを図るための位置決め凹部が設けられていることが好ましい。

[0028] 本発明のハーフトロイダル無段変速機は、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た少なくとも1対のディスクと、前記1対のディスクのそれぞれの前記軸方向片側面に当接し、球状凸面からなる周面を備える複数のパワーローラと、該パワーローラと同数である、本発明のパワーローラユニットとを備える。本発明のハーフトロイダル無段変速機においては、前記トラニオンの前記1対の傾転軸は、前記1対のディスクの軸方向片側面同士の間で、該1対のディスクの周方向の複数箇所に、該1対のディスクの中心軸に対して振れの位置に配置され、前記トラニオンは前記傾転軸を中心とする揺動変位可能に支持されている。

[0029] 好ましくは、本発明のハーフトロイダル無段変速機は、前記トラニオンが前記傾転軸を中心として許容限度まで揺動変位した場合に、前記外輪の段差部が係合する位置に、該外輪の段差部との係合に基づいて前記トラニオンがそれ以上揺動変位することを阻止するストッパが設けられる。

[0030] 本発明のパワーローラユニットの製造方法は、本発明のパワーローラユニットを構成する前記外輪の外側面外周縁部の少なくとも一部に前記段差部を設ける工程、および、該段差部を基準面として位置決めを図った状態で、前記外輪をチャックにより把持し、前記凹部および前記凹溝、前記外輪軌道、並びに、前記支持軸の外周面に、同時に仕上げ加工を施す工程とを備えることを特徴とする。なお、本明細書において、「同時に」加工とは、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加工を行うことを意味し、凹部および凹溝、外輪軌道、並びに、支持軸の外周面が厳密に同時に行われることまでは要求されておらず、同一工程内で行われる場合を含むものと解釈される。

[0031] 本発明のパワーローラユニットの製造方法において、前記外輪の外側面に、前記チャックの周方向の位置決めを図る位置決め凹部を設ける工程をさらに設けることが好ましい。

[0032] なお、前記段差部を、前記外輪の外側面外周縁部のうち、前記凹部を挟む幅方向両側部分に設けることが好ましいが、前記段差部を、前記外輪の外側面外周縁部に全周にわたって設けてもよい。

発明の効果

[0033] 本発明により、パワーローラユニットの部品製作、部品管理、組立作業がいずれも容易になり、ハーフトロイダル無段変速機のコスト低廉化を図りやすく、しかもハーフトロイダル無段変速機の変速動作を安定させることができる。さらに、入力ディスクおよび出力ディスクに対するパワーローラの傾斜角度を精度よく規制可能なハーフトロイダル無段変速機が提供される。

[0034] 具体的には、外輪の外側面外周縁部の一部に段差部が設けられ、この段差部を基準面として位置決めを図った状態で、外輪をチャックにより把持し、該外輪の凹部および凹溝、外輪軌道、並びに、支持軸の外周面に仕上げ加工が施される。このため、前記外輪の各部の寸法および形状（前記凹部および凹溝の同軸度、パワーローラユニット同士の間での組立高さの差、トラニオンの支持梁部の軸方向に対する外輪軌道の平行度、並びに、トラニオンの支持梁部の軸方向に対する支持軸の直角度）を高精度に規制できる。この結果、前記凹溝の幅と突条の幅との差（ ΔW ）を0.050mm以下と僅少に抑えることができ、かつ、ハーフトロイダル無段変速機内へのパワーローラの組み込み位置を高精度に規制することができる。

[0035] また、パワーローラの周面と入力ディスクおよび出力ディスクとの内側面の転がり接触部と、トラニオンの揺動変位を規制するストッパとの間に存在する部材（パワーローラ、スラスト玉軸受を構成する玉、外輪）の点数が、従来の構造と比べて少なく、距離も短い。したがって、入力ディスクおよび出力ディスクに対するパワーローラの傾斜角度を、より高い精度で規制することができる。

図面の簡単な説明

[0036] [図1]図1 (A) は、本発明の実施の形態の第1例のパワーローラユニットを構成する外輪の断面図であり、図1 (B) は、この外輪を図1 (A) の下方から見た状態で示す斜視図である。

[図2]図2は、本発明の実施の形態の第1例のパワーローラユニットを構成するトラニオンと外輪の断面図である。

[図3]図3は、本発明の実施の形態の第1例のパワーローラユニットを構成するトラニオンを入力ディスクおよび出力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。

[図4]図4 (A) は、第1例における、トラニオン側に形成した突条の形状を示す部分断面図であり、図4 (B) は、第1例における、外輪側に形成した凹溝の形状を示す部分断面図である。

[図5]図5は、図4 (A) に示した突条と図4 (B) に示した凹溝との係合状態を示す部分断面図である。

[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、第1例における、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、第1例における、突条と凹溝との係合部の隙間の大きさが、ハーフトロイダル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。

[図9]図9 (A) および図9 (B) は、第1例の外輪の外側面外周縁部に形成した段差面に、仕上げ加工を施す方法の2つの例を示す断面図である。

[図10]図10は、第1例の外輪の凹部および凹溝、外輪軌道、並びに、支持軸の外周面に仕上げ加工を施す状態を示す断面図である。

[図11]図11 (A) ~ (D) は、第1例の外輪の外側面に設けられた位置決め凹部の4つの例を示す斜視図である。

[図12]図12 (A) および図12 (B) は、第1例における、パワーローラ

の傾斜角度を規制するストッパの構造を説明するための断面図である。

[図13]図13(A)は、本発明の実施の形態の第2例のパワーローラユニットを構成する外輪の断面図であり、図13(B)は、この外輪を図13(A)の下方から見た状態で示す斜視図である。

[図14]図14は、第2例の外輪の外側面に、凹部、凹溝、および、段差面を形成する方法を説明するための斜視図である。

[図15]図15(A)は、第2例の外輪をチャックにより把持しようとする途中状態を示す斜視図であり、図15(B)は、チャックによる外輪の把持が完了した状態を示す断面図である。

[図16]図16は、第2例の外輪の凹部および凹溝に対して一体型の総型砥石を用いて施される仕上げ加工を説明するための斜視図である。

[図17]図17(A)は、第2例の外輪の凹部に施される仕上げ加工を説明する斜視図であり、図17(B)は、第2例の外輪の凹溝に施される仕上げ加工を説明する斜視図である。

[図18]図18は、従来構造の第1例のハーフトロイダル無段変速機を示す断面図である。

[図19]図19は、図18のa-a断面図である。

[図20]図20は、従来構造の第2例のハーフトロイダル無段変速機を構成するパワーローラユニットを示す、入力ディスクおよび出力ディスクの径方向外側から見た斜視図である。

[図21]図21は、入力ディスクおよび出力ディスクの周方向から見た状態で示す、従来構造の第2例のパワーローラユニットの正面図である。

[図22]図22は、従来構造の第2例のパワーローラユニットを、図21の上方から見た平面図である。

[図23]図23は、従来構造の第2例のパワーローラユニットを、図22の右方から見た側面図である。

[図24]図24は、図22のb-b断面図である。

[図25]図25は、図21のc-c断面図である。

[図26]図26は、従来構造の第2例において、トラニオンが、パワーローラから加わるスラスト荷重に基づいて弾性変形した状態を誇張して示す、図24と同じ方向から見た断面図である。

発明を実施するための形態

[0037] [実施の形態の第1例]

図1～図12は、本発明の実施の形態の第1例を示している。本例のハーフトロイダル無段変速機は、基本的には、それぞれが入力ディスク2および出力ディスク5から構成される、少なくとも1対のディスク（図18参照）と、複数のトラニオン7bと、トラニオン7bと同数のパワーローラ6a（図20参照）と、トラニオン7bと同数のスラスト転がり軸受であるスラスト玉軸受13aとを備える。本発明は、ハーフトロイダル無段変速機のうち、トラニオン7bと、パワーローラ6aと、スラスト転がり軸受（スラスト玉軸受）13aとを少なくとも備えるパワーローラユニット22aの構造、特にトラニオン7bおよびスラスト転がり軸受13aを構成する外輪16bの構造を工夫した点に特徴がある。なお、パワーローラユニット22aは、パワーローラ6aを、外輪16bの内側面中央部に設けられた支持軸12aの周囲に回転可能に支持するラジアル転がり軸受（ラジアルニードル軸受）25をさらに備える。

[0038] 入力ディスク2および出力ディスク5は、それぞれが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る。本例では、入力ディスク2は入力回転軸1に、出力ディスク5は入力回転軸1の周囲に相対回転可能に支持された出力筒3にそれぞれ支持される。なお、出力ディスク5を入力回転軸1の周囲に直接的に相対回転可能に支持することもできる。また、出力ディスク5を一体型として、入力回転軸1の中間部に配置し、その軸方向両側面を入力回転軸1の両端寄り部分に配置された入力ディスク2のそれぞれ軸方向片側面と対向させた構造も採りうるが、本発明はこのような構造にも適用可能である。

[0039] トラニオン7bは、入力ディスク2および出力ディスク5の軸方向側面同

土の間位置であって、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の周方向の複数箇所に設置される。それぞれのトラニオン 7 b は、それぞれの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 の径方向に関する内側の側面を、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に存在する中心軸を有する、円筒状凸面 23 とした支持梁部 9 b とを備える。傾転軸 8 a、8 b は支持梁部 9 b により連結される。トラニオン 7 b の傾転軸 8 a、8 b は、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の中心軸に対して振れの位置にあるように、支持板 10 に対してラジアルニードル軸受 11 を介して枢支され（図 18 参照）、トラニオン 7 b は、傾転軸 8 を中心として揺動変位を可能に設置されている。

[0040] パワーローラ 6 a は、トラニオン 7 b の内側面に、スラスト玉軸受 13 a を介して回転可能に支持され、球状凸面としたそれぞれの周面を、入力ディスク 2 および出力ディスク 5 の軸方向片側面にそれぞれ当接させている（図 18 参照）。

[0041] スラスト玉軸受 13 a は、トラニオン 7 b の支持梁部 9 b とパワーローラ 6 a の外側面との間に設置される。スラスト玉軸受 13 a は、支持梁部 9 b 側に設けられ、外輪軌道 17 が設けられた内側面および凹部 24 が設けられた外側面を有する外輪 16 b と、外輪 16 b の外輪軌道 17 とパワーローラ 6 a の外側面に設けられた内輪軌道 15 との間に転動可能に、それぞれ複数個ずつ設けられた転動体である玉 18 とを備える。

[0042] スラスト転がり軸受 13 a の外輪 16 b は、中炭素鋼、軸受鋼などの金属材料に、切削加工や熱処理などを施すことにより、作製される。外輪 16 b の内側面中央部に一体に設けられた支持軸 12 a の周囲には、ラジアル転がり軸受であるラジアルニードル軸受 25（図 24 および図 25 参照）を介して、パワーローラ 6 a が回転可能に支持される。

[0043] パワーローラ 6 a は、外輪 16 b の外側面に設けられた凹部 24 と支持梁

部 9 b の円筒状凸面 2 3 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 の軸方向に関する揺動変位を可能に支持される（図 1 8 参照）。また、外輪 1 6 b の外側面に設けられた凹部 2 4 の内面に、支持梁部 9 b を中心とする周方向に形成された凹溝 2 9 と、支持梁部 9 b の外周面に形成された突条 3 0 とを係合させることにより、支持梁部 9 b の軸方向の変位を制限している。

[0044] 外輪 1 6 b の外側面に設けられた凹溝 2 9 は、開口部の幅が広く底部の幅が狭いテーパ状に形成されている。本例では、凹溝 2 9 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、これらの内側面の延長線と凹部 2 4 とのなす角度 θ （図 4（B）参照）は、 45° 程度（ $40^{\circ} \sim 50^{\circ}$ ）となっている。また、凹溝 2 9 の底部は、図 6 に示すように、凹溝 2 9 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 4 2 とすることにより、これらの内側面の仕上げ加工の容易化が図られている。

[0045] 支持梁部 9 b の外周面に形成された突条 3 0 は、基部の幅が広く先端部の幅が狭いテーパ状に形成されている。本例では、突条 3 0 の両側の外側面を、図 4（A）および図 6 に示すように、凹溝 2 9 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。そして、この部分円弧の曲率半径 R を、2 mm 以上としている。さらに、支持梁部 9 b の外周面のうちで突条 3 0 を軸方向両側から挟む部分は、支持梁部 9 b の円筒状凸面 2 2 よりも凹んだ逃げ凹部 4 2 として、突条 3 0 の外側面の仕上げ加工の容易化が図られている。突条 3 0 の外側面および円筒状凸面 2 2 についても、凹部 2 4 および凹溝 2 9 の場合と同様に、同時に加工が施される。特に、仕上げのための研削加工は、突条 3 0 の外側面と円筒状凸面 2 2 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、突条 3 0 の外側面と円筒状凸面 2 2 との位置精度が確保される。

[0046] 本例の構造では、突条 3 0 の外側面の断面形状を凸円弧とすることにより、突条 3 0 の外側面と凹溝 2 9 の内側面との加工誤差に拘らず、突条 3 0 の

外側面と凹溝 29 の内側面との擦れ合い部の摩耗を抑えることが可能となっている。すなわち、突条 30 の外側面と凹溝 29 の内側面とを断面形状が直線状の平坦面とすれば、これらの面同士の当接部の面圧を低く抑えることができる。しかしながら、加工誤差などに起因して、互いに対向する突条 30 の外側面と凹溝 29 の内側面とを完全に平行とすることは困難である。これらの面同士が平行でない場合、これらの面同士の擦れ合い部における接触が不均一となり、かえって摩耗が発生しやすくなる。このため、本例の構造では、突条 30 の外側面の断面形状を凸円弧としているが、この凸円弧である部分円弧の曲率半径 R を 2 mm 以上確保することが望ましい。表 1 および図 7 は、部分円弧の曲率半径 R が、突条 30 の外側面と凹溝 29 の内側面との擦れ合い部の摩耗量に及ぼす影響について示している。図 7 の縦軸には、摩耗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が示されている。曲率半径 R が小さいほど、許容できる突条 30 の外側面および凹溝 29 の内側面の加工誤差の許容量は大きくなる。ただし、表 1 および図 7 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、擦れ合い部の摩耗量が急激に大きくなる。そこで、この曲率半径 R を 2 mm 以上確保して、擦れ合い部の摩耗を十分に低く抑えつつ、ある程度まで加工誤差を許容することを可能としている。

[0047] [表1]

曲面 R の大きさ [mm]	摩耗による隙間の増加量 [mm]
1	0.018
2	0.015
3	0.012
5	0.010
9	0.008
15	0.007

[0048] 凹溝 29 の幅寸法は、突条 30 の幅寸法よりもわずかに大きくなっている。なお、この場合の幅寸法の大小関係は、支持梁部 9b の径方向に関する位置が互いに一致し、円筒状凸面 22 と凹部 24 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場合のものである。幅寸法の大小関係をこのように規制することで、円筒状凸面 22 と凹部 24 とを当接させた状態で、突条 30 が凹溝 29 に食い込まず、支持梁部 9b に対する外輪 16b の揺動変位が円滑に行われる。また、トラニオン 7b に支持したパワーローラ 6a (図 20 参照) がトルクを伝達せず、支持梁部 9b と外輪 16b とが弾性変形していない状態で、この支持梁部 9b の軸方向に関して、凹溝 29 の幅は、突条 30 の幅よりも、それぞれ支持梁部 9b の径方向に関する位置が互いに一致する部分で、図 6 に ΔW で示した分だけ大きくなっている。言い換えれば、支持梁部 9b と外輪 16b とが弾性変形していない状態で、外輪 16b が支持梁部 9b に対し、支持梁部 9b の軸方向に変位できる量は、 ΔW だけに制限される。

[0049] ただし、凹溝 29 の幅を突条 30 の幅よりも大きくする程度 (ΔW) は、製造誤差に拘らず、幅寸法の大小関係が逆転しない範囲で、できる限り小さく、具体的には 0.050 mm 以下に抑える必要がある。この幅の差 (ΔW) を 0.050 mm 以下に抑えれば、アクチュエータ 21 (図 19 参照) の動きと関係なくパワーローラ 6a がトラニオン 7b の軸方向に変位する量を僅少に抑えることができる。これにより、ハーフトロイダル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により運転者に違和感を与えることが防止される。

[0050] 図 8 は、ハーフトロイダル型無段変速機と遊星歯車機構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について、その加速時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 α が車速を、実線 β が凹溝 29 と突条 30 の幅の差 (ΔW) を 0.125 mm とした場合のエンジン回転数を、破線 γ がこの幅の差 (ΔW) 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、ハーフトロイダル無段変速機によるトルクの伝達方向が逆転している。

[0051] 図8から明らかな通り、凹溝29と突条30の幅の差(ΔW)を0.125mmとした場合には、ハーフトロイダル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9bに支持されたパワーローラ6aが、支持梁部9b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18参照)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。これに起因するエンジンの回転数の急上昇は、運転者に違和感を与える。これに対して、凹溝29と突条30の幅の差 ΔW を0.050mmとすれば、トルクの伝達方向が逆転する際にも、ハーフトロイダル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がないため、エンジンの回転数が急上昇して運転者に違和感を与えることはない。

[0052] ハーフトロイダル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9bに加わるスラスト荷重が大きくなると、支持梁部9b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Tで示すように、突条30が凹溝29から抜け出る方向に変位し、突条30の外側面と凹溝29の内側面との間の隙間が広がる傾向になる。ただし、実際の広がり量はわずかである。そして、この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9bと外輪16bとが弾性変形していない状態で、凹溝29と突条30の幅の差(ΔW)を0.050mm以下に抑えても、大きなトルクを伝達する際に、突条30が凹溝29の内側面同士の間で挟みこまれることはなく、支持梁部9bを中心とする外輪16bの揺動変位は、円滑に行われる。また、ハーフトロイダル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れる

ため、特に問題とはならない。

[0053] また、トラニオン 7 b の内部に形成した上流側潤滑油流路 2 7 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 2 8 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 に、潤滑油（トラクションオイル）が供給される。支持梁部 9 b に対する外輪 1 6 b の揺動変位に拘らず、上流側潤滑油流路 2 7 の下流端開口と下流側潤滑油流路 2 8 の上流端開口とが連通したままとなる。このため、下流側潤滑油流路 2 8 の上流端開口に整合する、凹溝 2 9 の周方向中央部に、凹溝 2 9 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、上流側潤滑油流路 2 7 の下流端開口に整合する、突条 3 0 の周方向中央部に、切り欠き部 3 2 を形成している。ハーフトロイダル無段変速機が伝達するトルクの変動に伴って、支持梁部 9 b 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 7 と下流側潤滑油流路 2 8 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 7 および下流側潤滑油経路 2 8 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 9 b を中心とする外輪 1 6 b の揺動変位に拘らず、安定して行わせることができる。

[0054] このように、本例では、凹溝 2 9 と突条 3 0 の幅の差 (ΔW) は、0.050 mm 以下と僅少に抑えられている。このためは、外輪 1 6 b の外側面に設けられた凹部 2 4 と、凹部 2 4 の内面に形成された凹溝 2 9 との同軸度を、0.015 mm 以下、好ましくは 0.010 mm 以下、さらに好ましくは 0.005 mm 以下に規制する必要がある。本例の場合、凹部 2 4 と凹溝 2 9 とに、一体型の総型砥石で研削することにより、仕上げ加工が施されている。ただし、総型砥石は接触面積が大きく、回転抵抗が大きいいため、その使用が仕上げ加工の効率を低下させ、製造コストを増大させる可能性がある。代替的に、凹部 2 4 と凹溝 2 9 とをワンチャックで同時に、それぞれ別の砥石で研削することで、仕上げ加工を施すことも可能である。いずれにしても

、凹部 24 と凹溝 29 との同軸度を確保するためには、凹部 24 と凹溝 29 とに仕上げ加工を施す際の外輪 16b のチャッキングを、高精度に行う必要がある。

[0055] また、ハーフトロイダル無段変速機の変速比を変更する際には、互いに異なるキャビティに設置したトラニオン 7b を、逆方向（変速比の変化方向に関して互いに同方向）に、同じ角度だけ、互いに同期して揺動変位させる。トラニオン 7b の揺動変位を高精度で一致させて、ハーフトロイダル無段変速機の変速同期安定性を向上させるために、パワーローラ 6a の組み込み位置を高精度に規制している。このため、パワーローラユニット 22a の各部の寸法および形状を、特に、同じハーフトロイダル無段変速機に組み込まれるパワーローラユニット 22a 同士の間で、高精度に規制する必要がある。すなわち、トラニオン 7b に対するパワーローラ 6a の組立高さの誤差、トラニオン 7b の支持梁部 9b の軸方向に対する外輪 16b の外輪軌道 17 の平行度、および、トラニオン 7b の支持梁部 9b の軸方向に対する支持軸 12a の直角度を、それぞれ 0.015mm 以下、好ましくは 0.010mm 以下、さらに好ましくは 0.005mm 以下に規制する必要がある。

[0056] 本例の場合、外輪 16b に仕上げ加工を施す際の基準面として、外輪 16b の外側面外周縁部に、全周にわたって段差部 33 が設けられている。具体的には、外輪 16b の外側面に凹部 24 および凹溝 29 を、同時に切削加工により形成し、熱処理を施した後、外輪 16b の外側面外周縁部を全周にわたって切削して段差部 33 を形成する。次に、段差部 33 を構成する径方向段差面 44 および軸方向段差面 45 と、外輪 16b の外周面とに、研削加工あるいはハードターニング仕上げなどの仕上げ加工を施す。

[0057] このような仕上げ加工を行う場合、図 9（A）に示すように、支持軸 12a の内部に設けた下流側潤滑油流路 28 の開口と、支持軸 12a の先端面に設けた凹孔 36 とに、1 対の抑え治具 37 の円すい状の先端部をそれぞれ挿入し、外輪 16b を挟持する。この状態で、抑え治具 37 を回転することにより、外輪 16b を回転させ、段差部 33 の径方向段差面 44 および軸方向

段差面 4 5 と、外輪 1 6 b の外周面とを、一体型の総型砥石 3 8 により研削する。なお、これらの部分を工具により旋削することも可能である。

[0058] この研削加工あるいは旋削加工により、段差部 3 3 の径方向段差面 4 4 および軸方向段差面 4 5 と、外輪 1 6 b の外周面とに仕上げ加工が施され、支持軸 1 2 a の回転中心軸に対する径方向段差面 4 4 の直角度と、支持軸 1 2 a の回転中心軸に対する軸方向段差面 4 5 および外輪 1 6 b の外周面の平行度とを、それぞれ向上させている。本例の場合、段差部 3 3 および支持軸 1 2 a の外周面の仕上げ加工の真円度の悪化を防止するため、下流側潤滑油流路 2 8 の開口部内周縁に 2 段階の面取り部 3 9 a、3 9 b を設けている。ただし、段差部 3 3 の仕上げ加工の真円度を確保できる場合には、単一の面取り部とすることもできる。

[0059] 代替的に、図 9 (B) に示すように、外輪 1 6 b の内側面 (図 9 (B) の左側面) をバックアップ治具 4 3 により抑え、かつ、支持軸 1 2 a の外周面をチャック 4 0 により把持した状態で、バックアップ治具 4 3 およびチャック 4 0 を回転することにより、外輪 1 6 b を回転させ、段差部 3 3 および外輪 1 6 b の外周面に仕上げ加工を施すこともできる。

[0060] 図 1 0 に示すように、段差部 3 3 および外輪 1 6 b の外周面に仕上げ加工を施した後、位置決め治具 4 6 の軸方向端面を径方向段差面 4 4 に突き当てて、支持軸 1 2 a の軸方向に関する位置決めを図った状態で、外輪 1 6 b の外周面をチャック 4 0 a により把持することで、外輪 1 6 b の径方向に関する位置決め (芯出し) を図ることができる。さらに、本例の場合、図 1 1 (A) ~ (D) に示すように、外輪 1 6 b の外側面の径方向に離隔した 2 箇所位置に、チャック 4 0 a の周方向の位置決めを図るための位置決め凹部 4 1 を設けている。このような位置決め凹部 4 1 は、チャック 4 0 a の周方向の位置決めを図ることができればよく、図 1 1 (A) ~ (D) に示す各種の構造を任意に採用することができる。

[0061] 図 1 1 (A) の場合、段差部 3 3 の内周縁のうち、径方向反対側 2 箇所位置に径方向内方に凹んだ状態で、支持軸 1 2 a の軸方向に長い凹溝を設けて

いる。図 1 1 (B) の場合、外輪 1 6 b の幅方向にわたって、すなわち、外輪 1 6 b の外側面の幅方向両端縁に開口する状態で、凹溝 2 9 を形成し、凹溝 2 9 の幅方向両端部分を位置決め凹部 4 1 としている。図 1 1 (C) の場合、外輪 1 6 b の外側面のうちの幅方向 2 箇所位置に、幅方向に凹溝 2 9 とは別の凹溝を形成して位置決め凹部 4 1 としている。図 1 1 (D) の場合、外輪 1 6 b の外側面のうちの幅方向 2 箇所位置にピン孔を設けて位置決め凹部 4 1 としている。いずれの場合も、外輪 1 6 b の位置決め凹部 4 1 に、チャック 4 0 a 側に設けた凸部を係合させて、チャック 4 0 a の外輪 1 6 b の周方向に対する位置決めが図られる。

[0062] 図 1 0 に示すように、本例の場合、外輪 1 6 b の外周面をチャック 4 0 a により把持した状態で、チャック 4 0 a を回転することにより、外輪 1 6 b を回転させ、外輪軌道 1 7 を砥石 3 8 a で、支持軸 1 2 a の外周面を砥石 3 8 b で、それぞれ研削することにより、外輪軌道 1 7 および支持軸 1 2 a の外周面に仕上げ加工を施すことができる。同時に、凹部 2 4 と凹溝 2 9 とを、一体型の総型砥石 3 8 c により研削することで、凹部 2 4 および凹溝 2 9 に仕上げ加工を施すことができる。

[0063] 本例のハーフトロイダル無段変速機の製造方法によれば、ハーフトロイダル無段変速機の変速動作をより確実に安定させることができる。すなわち、本例では、外輪 1 6 b の外側面外周縁部に形成した段差部 3 3 の径方向段差面 4 4 および軸方向段差面 4 5 を基準面として、凹部 2 4 および凹溝 2 9 、外輪軌道 1 7 、並びに、支持軸 1 2 a の外周面に、ワンチャックで、同時に仕上げ加工を施すことを可能としている。このため、凹部 2 4 と凹溝 2 9 との同軸度を、0.015 mm 以下、好ましくは 0.010 mm 以下、さらに好ましくは 0.005 mm 以下と、良好にすることができ、外輪 1 6 b がトラニオン 7 b の支持梁部 9 b に対して、支持梁部 9 b の軸方向に変位可能な量 (ΔW) を、0.050 mm 以下と僅少に抑えることができる。同様に、凹部 2 4 と外輪軌道 1 7 との平行度、凹部 2 4 と支持軸 1 2 a との直角度、並びに、トラニオン 7 b に対するパワーローラ 6 a の組立高さの誤差に関し

ても、0.015mm以下、好ましくは0.010mm以下、さらに好ましくは0.005mm以下にできる。この結果、ハーフトロイダル無段変速機の変速動作をより確実に安定させることができる。

[0064] また、図12(A)および図12(B)に示すように、本例のハーフトロイダル無段変速機は、接触面35を備える合成樹脂製のストッパ34を備える。このストッパ34は、ハーフトロイダル無段変速機のケーシングなどの固定部分(図19参照)に、パワーローラユニット22aをハーフトロイダル無段変速機内に組み付けた状態で、トラニオン7bが、1対の傾転軸8a、8bを中心として許容限度まで揺動変位した場合に、外輪16bの外側面外周縁部に設けられた段差部33が、接触面35に係合しないしは当接する位置に、支持固定されている。これにより、トラニオン7bの傾斜角度が一定範囲に制限される。なお、ストッパ34の形状は、トラニオン7bが許容限度まで揺動変位した場合に、接触面35が段差部33を受け止めることが可能であれば、接触面35を含めたストッパ34の形状は任意である。

[0065] このように、トラニオン7bが傾転軸8a、8bを中心として許容限度まで揺動変位した場合に、外輪16bの段差部33と、ストッパ34の接触面35とを当接させることで、トラニオン7bがそれ以上揺動変位をすることが防止される。このため、パワーローラ6aの周面が入力ディスク2および出力ディスク5の内側面の径方向外方に突出したり、外輪16bの外周縁やスラスト玉軸受13aを構成する保持器の外周縁が、入力ディスク2および出力ディスク5(図18参照)の内側面に接触したりすることも防止される。さらに、パワーローラ6a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)と、ストッパ34との間に存在する部材が、パワーローラ6a、スラスト玉軸受13aの玉、および、外輪16bだけであり、実開平6-43404号公報に記載の構造と比べて少なく、また、その間の距離も短い。したがって、入力ディスク2および出力ディスク5に対するパワーローラ6aの傾斜角度をより精度よく規制することが可能である。なお、ハーフトロイダル無段変速機の全体的な構造を含めて、そ

の他の構成および作用は、従来の構造と同様である

[0066] [実施の形態の第2例]

図13～図17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、実施の形態の第1例の場合と同様に、外輪16cの外側面外周縁部に全周にわたって設けた段差部33に加えて、外輪16cの外側面外周縁部のうちで凹部24を挟む幅方向両側部分に、凹部24と係合するトラニオン7bの支持梁部9b（図2、図3および図12参照）の軸方向と平行に、左右1対の段差部33aを設けている。段差部33aは、図14に示すように、ワンチャックで、凹部24および凹溝29を形成するのと同時に、切削加工（ミーリング加工）によって形成される。なお、その後で、外輪16cに熱処理が施される。さらに、チャック40bに設けた周方向突条47の端面を段差部33の径方向段差面44に突き当てることで、支持軸12aの軸方向に関する位置決めを、チャック40bにも受けた梁部48と段差部33aの軸方向段差面45aとを係合させることで、外輪16cの周方向に関する位置決めを、それぞれ図った状態で、外輪16cをチャック40bに向け、図15（B）の右方に押し付ける。そして、外輪16cをチャック40bにより把持することで、外輪16cの径方向に関する位置決め（芯出し）が図られる。この状態で、チャック40bを回転し、外輪16cの外輪軌道17および支持軸12aの外周面を砥石により研削する。これと同時に、チャック40bを交換することなく、凹部24および凹溝29を、図16に示すように、一体型の総型砥石38cにより研削する。あるいは、図17（A）に示すように、凹部24を、砥石38dにより支持梁部9bの軸方向にわたって研削した後、図17（B）に示すように、凹溝29を、砥石38eにより周方向にわたって研削する。

[0067] 本例の場合、段差部33aを、外輪16cの外側面外周縁部のうち、凹部24を挟む幅方向両側部分に設けている。このため、実施の形態の第1例の場合のように、外輪16cの外側面に、チャックの周方向の位置決めを図るための位置決め凹部41（図11参照）を設ける必要はない。また、段差部

33aを、部分円筒面状である凹部24の中心軸と平行に設け、段差部33aと梁部48との係合により、チャック40bの外輪16cの周方向に関する位置決めを図っている。このため、凹部24の内面に研削加工を施す際に、黒皮残りのような研削不良が発生することが抑制される。なお、本例の場合、外輪16cの外側面外周縁部に全周にわたって設けた段差部33の径方向段差面44の代わりに、支持梁部9bの軸方向に設けた段差部33aの径方向段差面44aを、ストッパ34の接触面35（図12参照）と当接する面とすることもできる。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。

産業上の利用可能性

[0068] 本発明は、車両用の自動変速装置のみならず、建設機械用の自動変速装置、航空機などで使用される発電機用の自動変速装置、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装置として利用される、ハーフトロイダル無段変速機に、広く適用することが可能である。

符号の説明

- [0069]
- 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、6a パワーローラ
 - 7、7a、7b トラニオン
 - 8、8a、8b 傾転軸
 - 9、9a、9b 支持梁部
 - 10 支持板
 - 11、11a ラジアルニードル軸受
 - 12、12a 支持軸
 - 13、13a スラスト玉軸受

- 14 スラストニードル軸受
- 15 内輪軌道
- 16、16a～16c 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、22a パワーローラユニット
- 23 円筒状凸面
- 24 凹部
- 25 ラジアルニードル軸受
- 26 段差面
- 27 上流側潤滑油流路
- 28 下流側潤滑油流路
- 29 凹溝
- 30 突条
- 31 中央凹部
- 32 切り欠き部
- 33、33a 段差部
- 34 ストップ
- 35 接触面
- 36 凹孔
- 37 抑え治具
- 38、38a～38e 砥石
- 39a、39b 面取り部
- 40、40a、40b チャック
- 41 位置決め凹部

- 4 2 逃げ凹部
- 4 3 バックアップ治具
- 4 4、4 4 a 径方向段差面
- 4 5、4 5 a 軸方向段差面
- 4 6 位置決め治具
- 4 7 周方向突条
- 4 8 梁部

請求の範囲

[請求項1]

1 対の傾転軸と、該傾転軸の間に設けられ、該傾転軸を連結する支持梁部とを備え、該支持梁部は、ハーフトロイダル無段変速機内に組み付けられた状態で、該ハーフトロイダル無段変速機を構成する 1 対のディスクの径方向に関する内側に、前記傾転軸の中心軸と平行で、該傾転軸の中心軸よりも前記 1 対の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からなる内側面を備える、トラニオンと、

前記 1 対のディスクのそれぞれのトロイド曲面からなる軸方向片面に当接する、球状凸面からなる周面を備えるパワーローラを、前記支持梁部の内側面に対して回転可能に支持するためのスラスト転がり軸受を構成し、前記支持梁部の内側面と係合する凹部が設けられた外側面と、前記スラスト転がり軸受の外輪軌道が設けられた内側面と、該内側面中央部に設けられ、前記パワーローラを回転可能に支持する支持軸とを備える、外輪とを備え、

前記トラニオンの支持梁部の内側面に、前記円筒状凸面の周方向に伸長し、基部の幅が広く先端部の幅が狭いテーパ状の突条が形成されており、前記外輪の外側面の凹部に、該凹部の周方向に伸長し、開口部の幅が広く底部の幅が狭いテーパ状の凹溝が形成されており、該突条と該凹溝の係合により、前記支持梁部の軸方向の変位が制限されており、かつ、

前記外輪の外側面外周縁部のうちの少なくとも一部に、前記凹部および前記凹溝、前記外輪軌道、並びに、前記支持軸の外周面に仕上げ加工を施す際の基準面となる段差部が設けられている、パワーローラユニット。

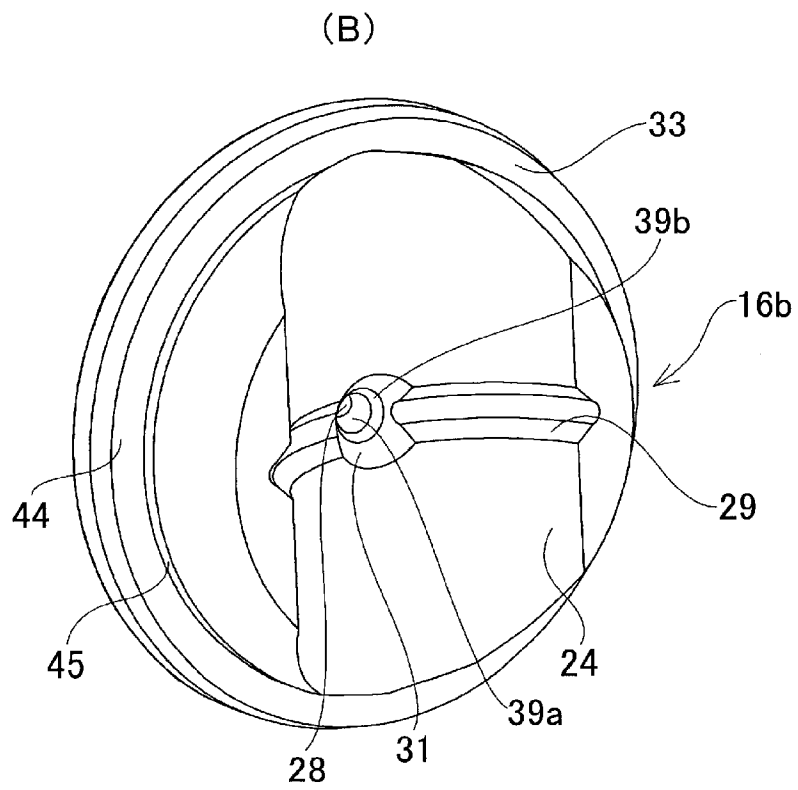
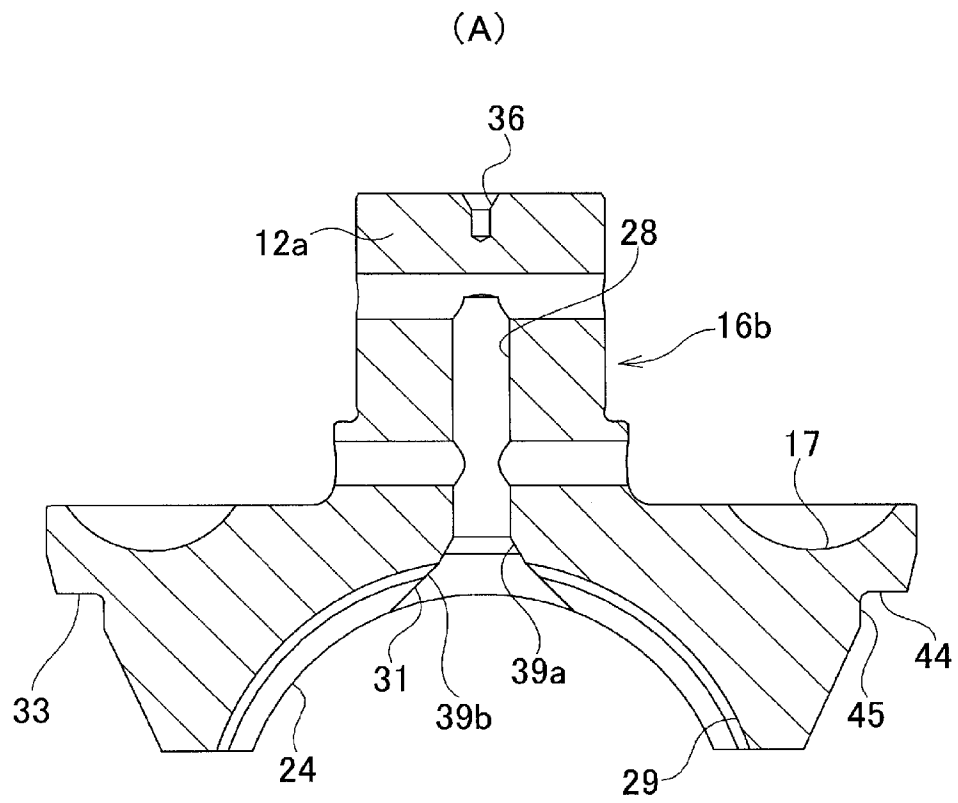
[請求項2]

前記段差部が、前記外輪の外側面外周縁部に全周にわたって設けられている、請求項 1 に記載のパワーローラユニット。

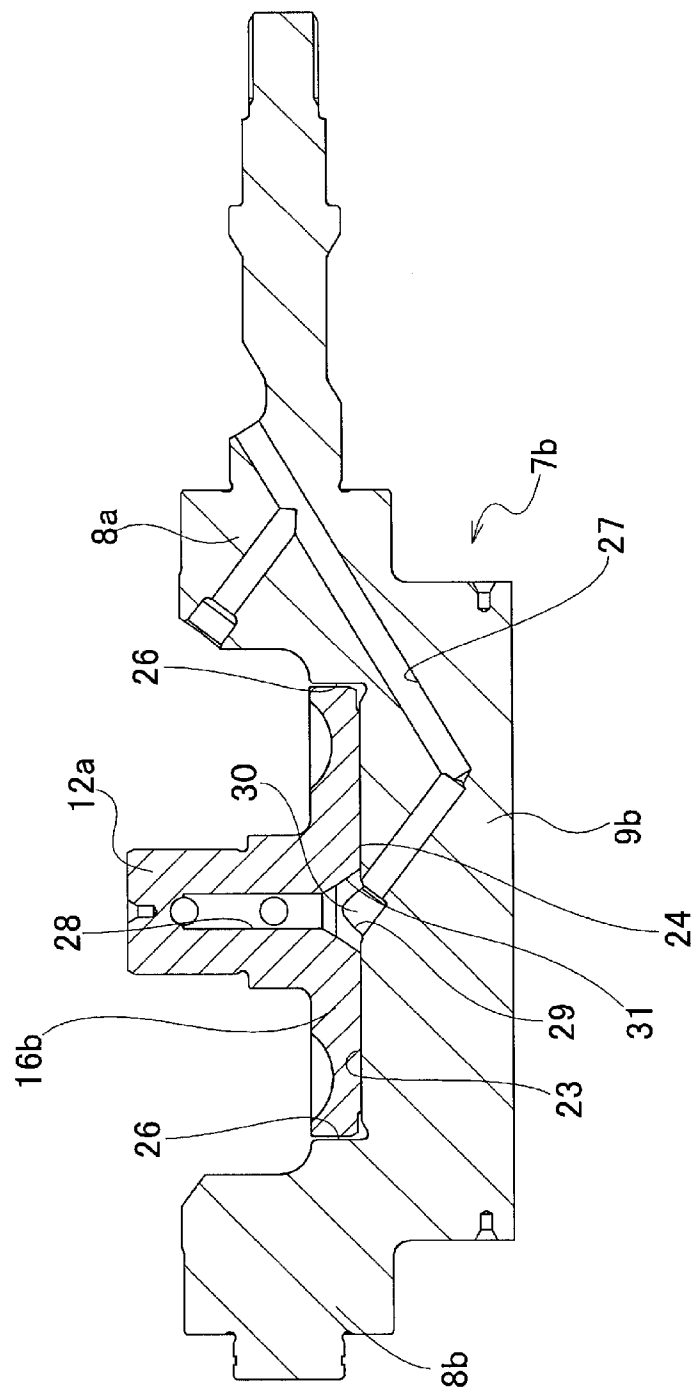
- [請求項3] 前記段差部が、前記外輪の外側面外周縁部のうち、前記凹部を挟む幅方向両側部分に前記支持梁部の軸方向に設けられている、請求項1に記載のパワーローラユニット。
- [請求項4] 前記外輪の外側面に、前記仕上げ加工に際して、該外輪を把持するチャックの周方向の位置決めを図る位置決め凹部が設けられている、請求項1に記載のパワーローラユニット。
- [請求項5] トロイド曲面である互いの軸方向片側面同士を対向させた状態で、互いに同心に、相対回転を可能に支持された少なくとも1対のディスクと、前記1対のディスクのそれぞれの前記軸方向片側面に当接し、球状凸面からなる周面を備える複数のパワーローラと、該パワーローラと同数である、請求項1～4のいずれかに記載のパワーローラユニットとを備え、前記トラニオンの前記1対の傾転軸は、前記1対のディスクの軸方向片側面同士の間で、該1対のディスクの周方向の複数箇所に、該1対のディスクの中心軸に対して捩れの位置に配置され、前記トラニオンは前記傾転軸を中心とする揺動変位可能に支持されている、ハーフトロイダル無段変速機。
- [請求項6] 前記トラニオンが前記傾転軸を中心として許容限度まで揺動変位した場合に、前記外輪の段差部が係合する位置に、該外輪の段差部との係合に基づいて前記トラニオンがそれ以上揺動変位することを阻止するストッパが設けられている、請求項5に記載のトロイダル型無段変速機。
- [請求項7] 請求項1に記載のパワーローラユニットを製造する方法であって、前記外輪の外側面外周縁部の少なくとも一部に前記段差部を設ける工程、および、該段差部を基準面として位置決めを図った状態で、前記外輪をチャックにより把持し、前記凹部および前記凹溝、前記外輪軌道、並びに、前記支持軸の外周面に、同時に仕上げ加工を施す工程とを備える、パワーローラユニットの製造方法。
- [請求項8] 前記外輪の外側面に、前記チャックの周方向の位置決めを図る位置

決め凹部を設ける工程をさらに備える、請求項 7 に記載したパワーローラユニットの製造方法。

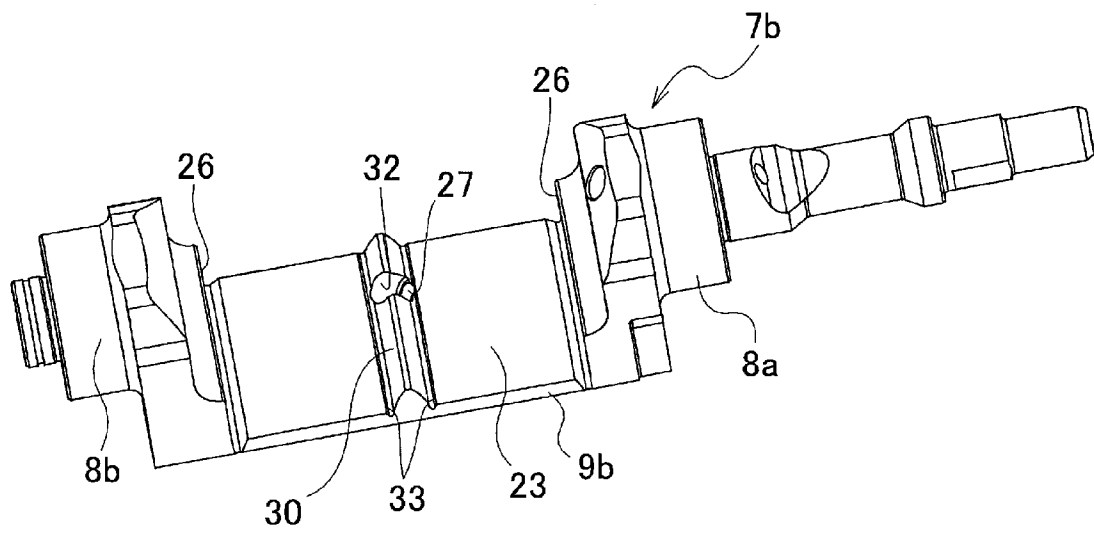
[図1]



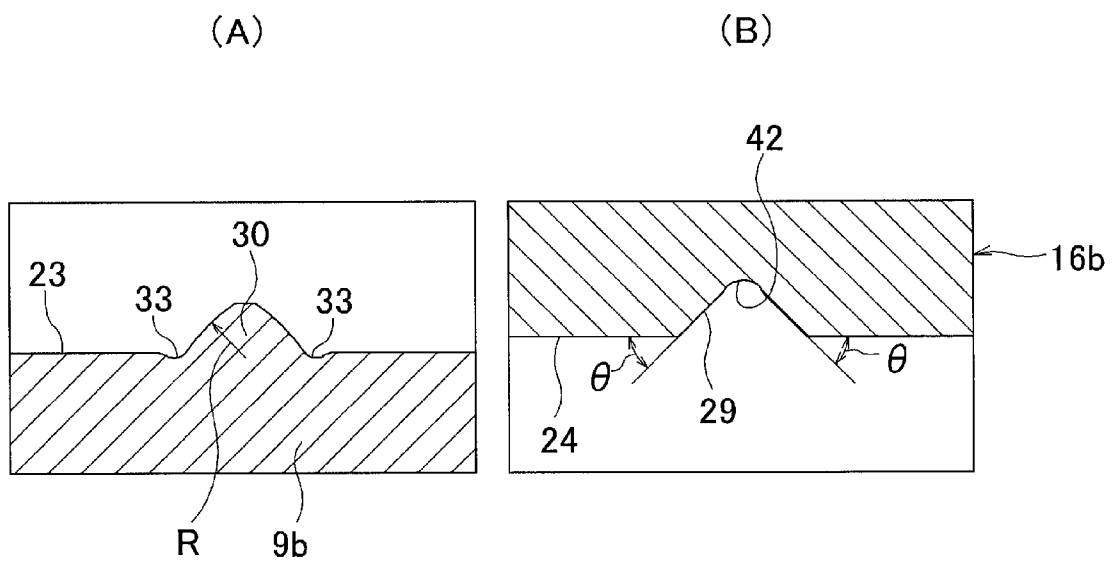
[図2]



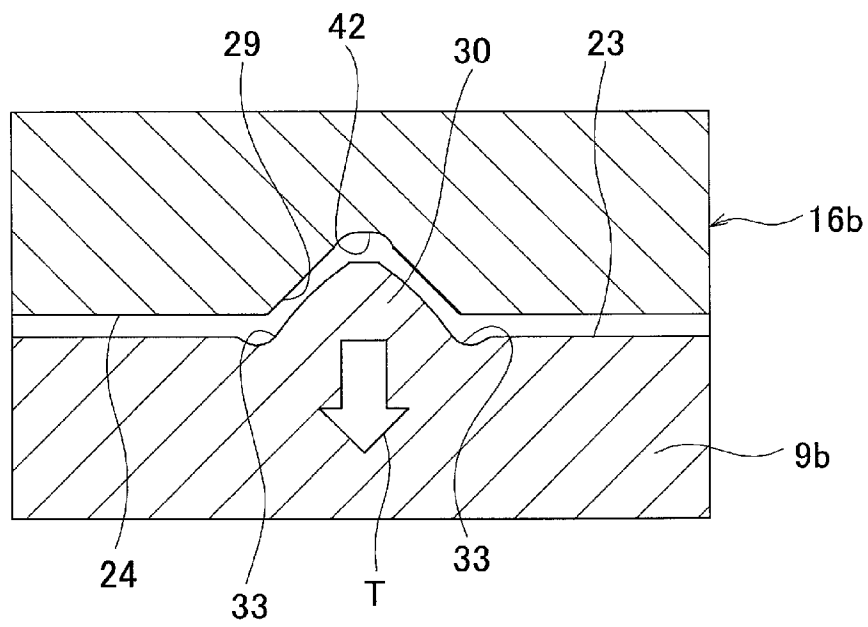
[図3]



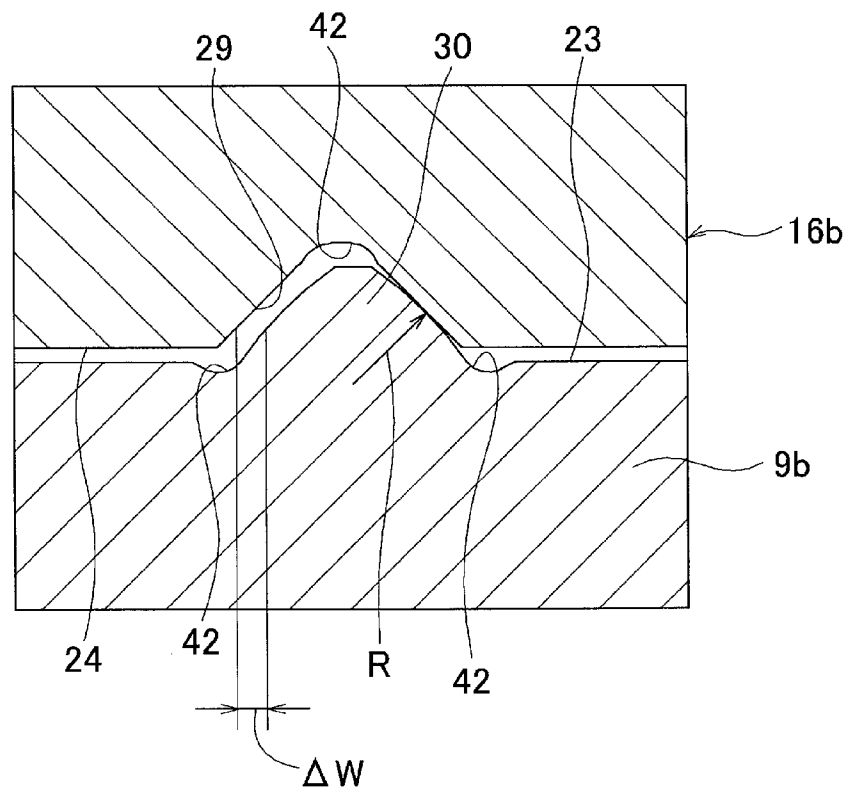
[図4]



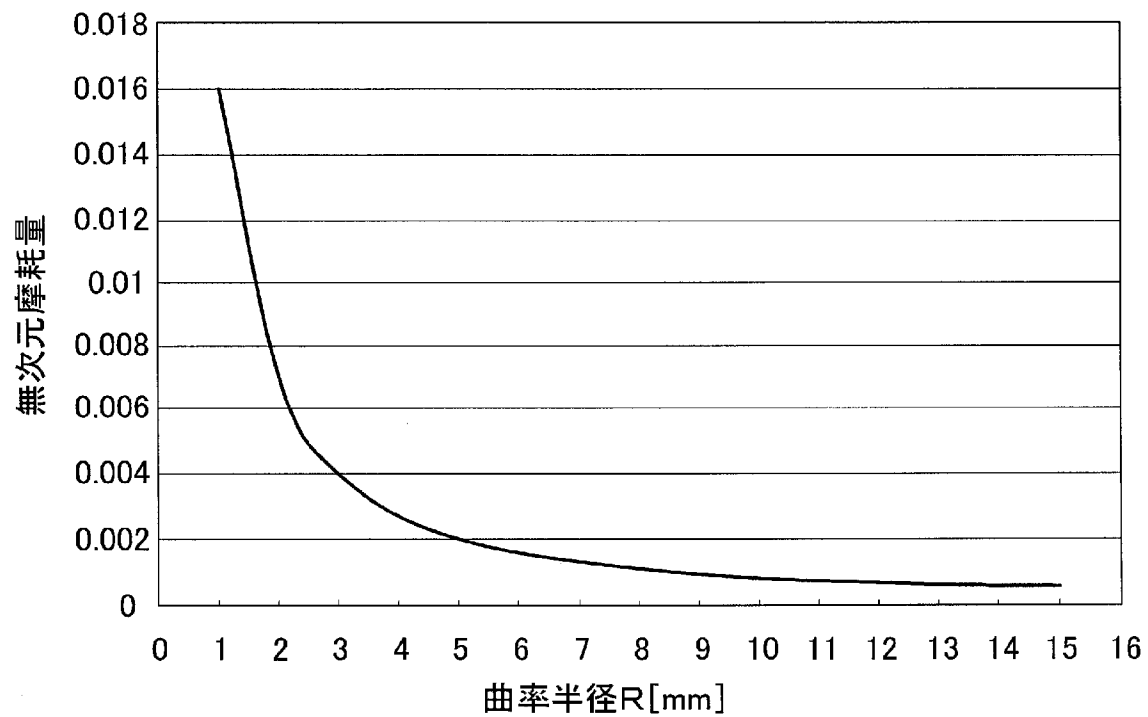
[図5]



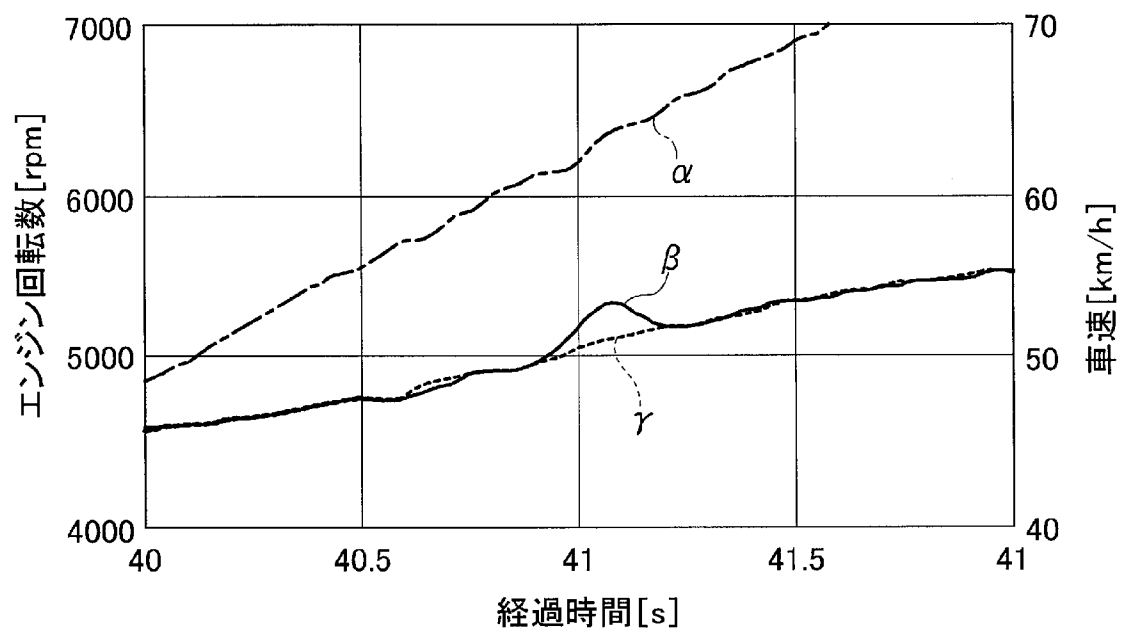
[図6]



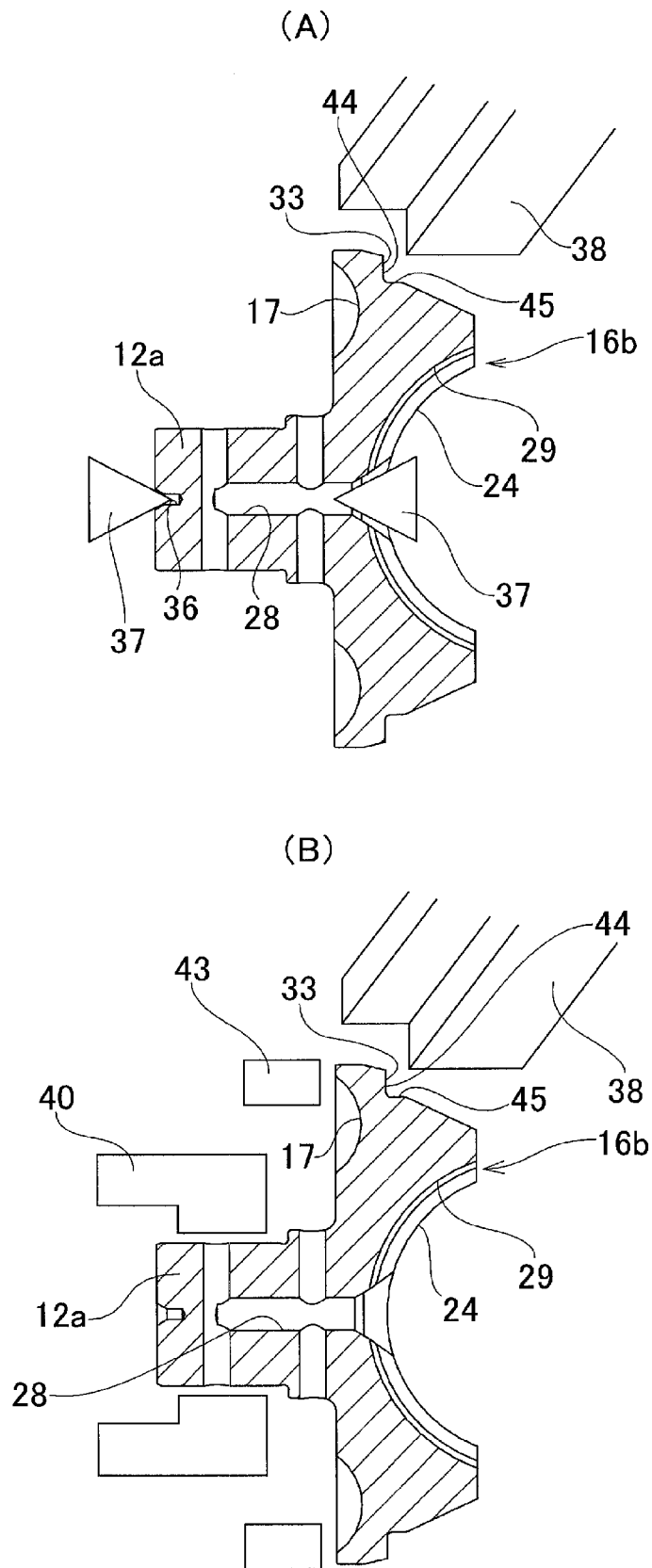
[図7]



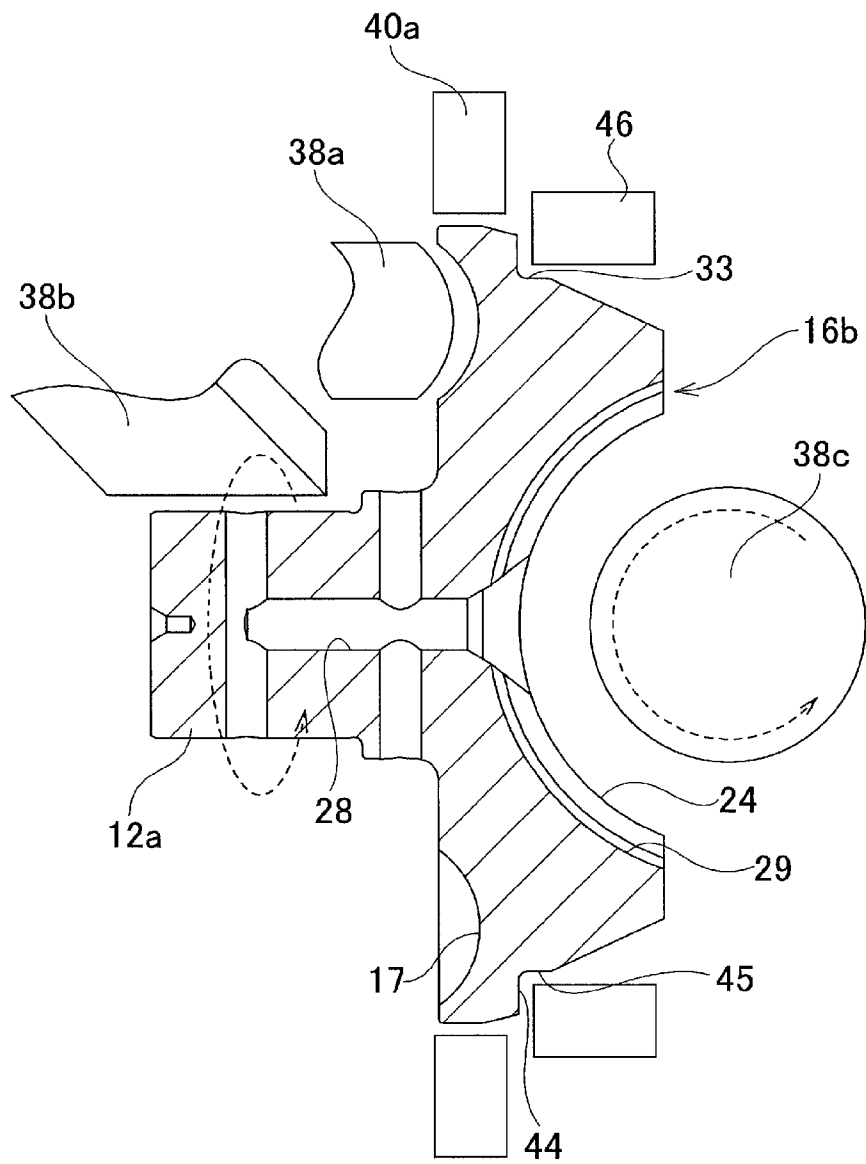
[図8]



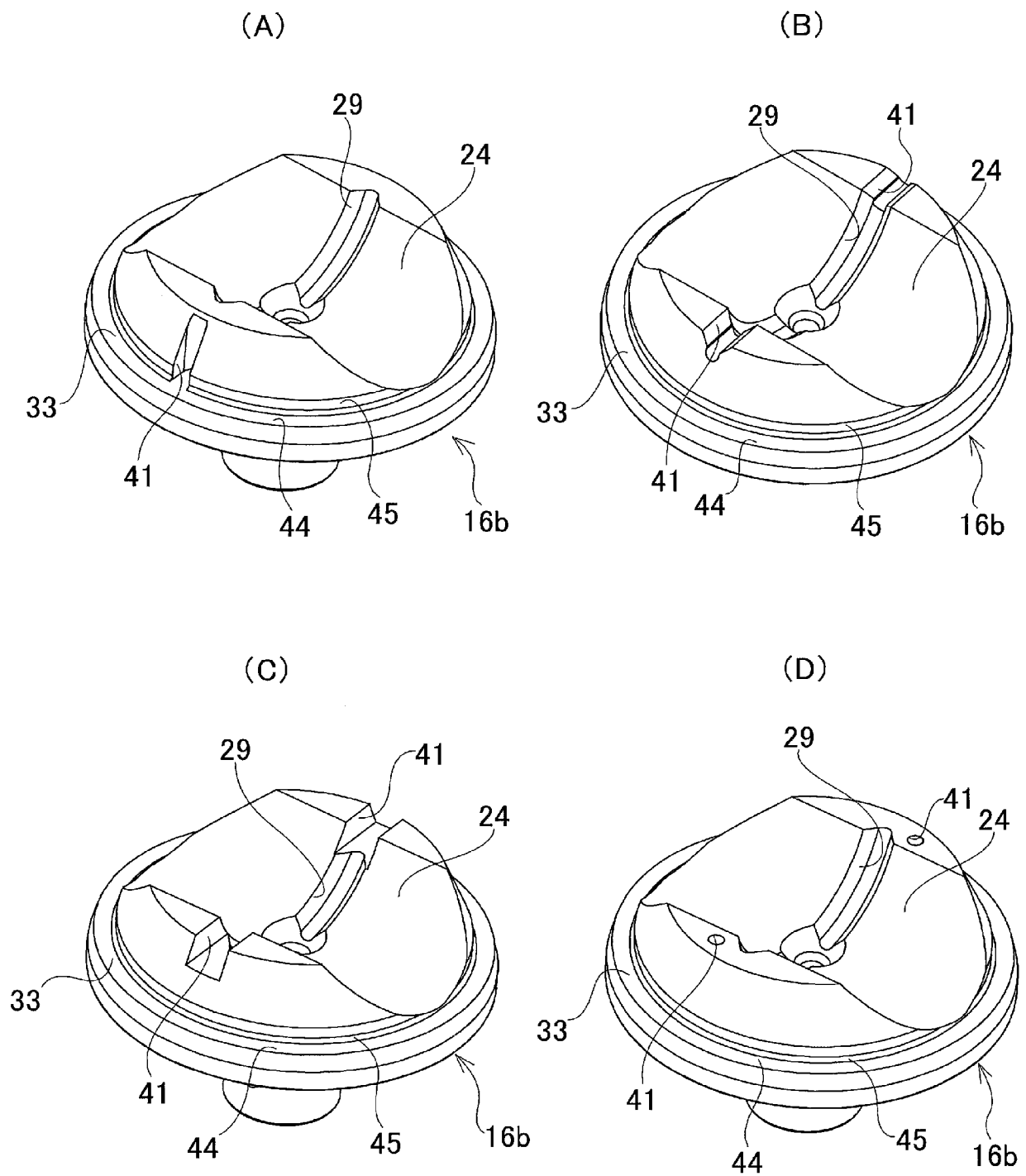
[図9]



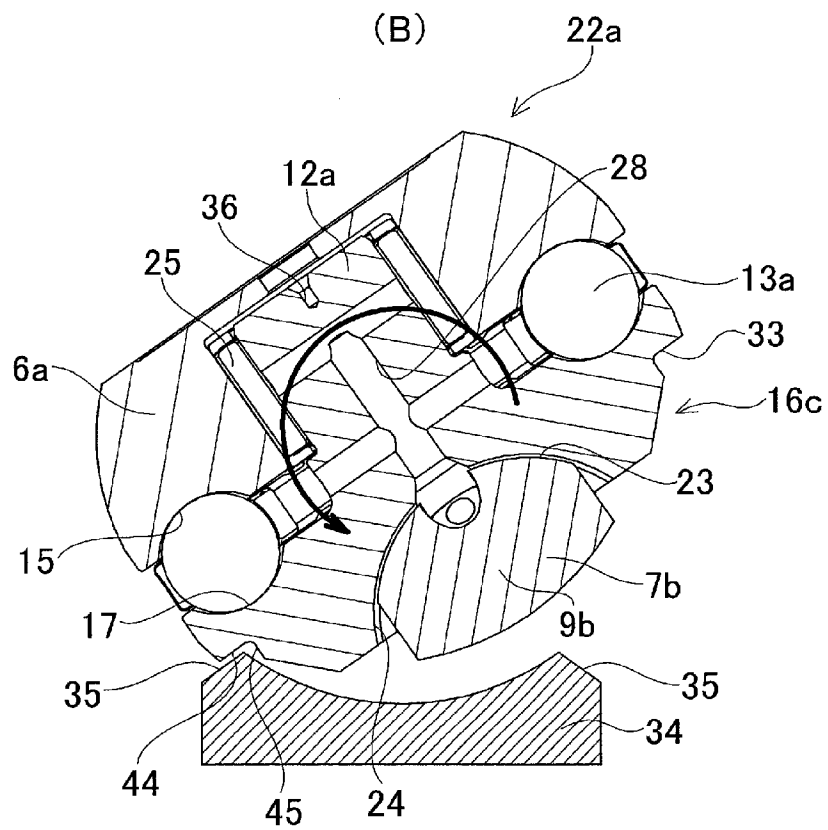
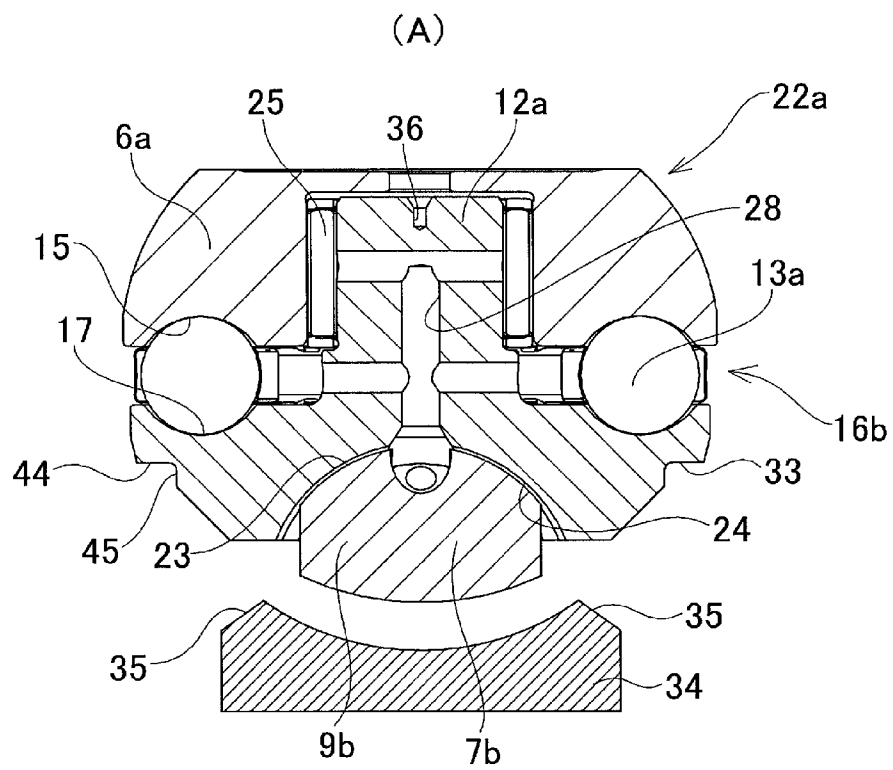
[図10]



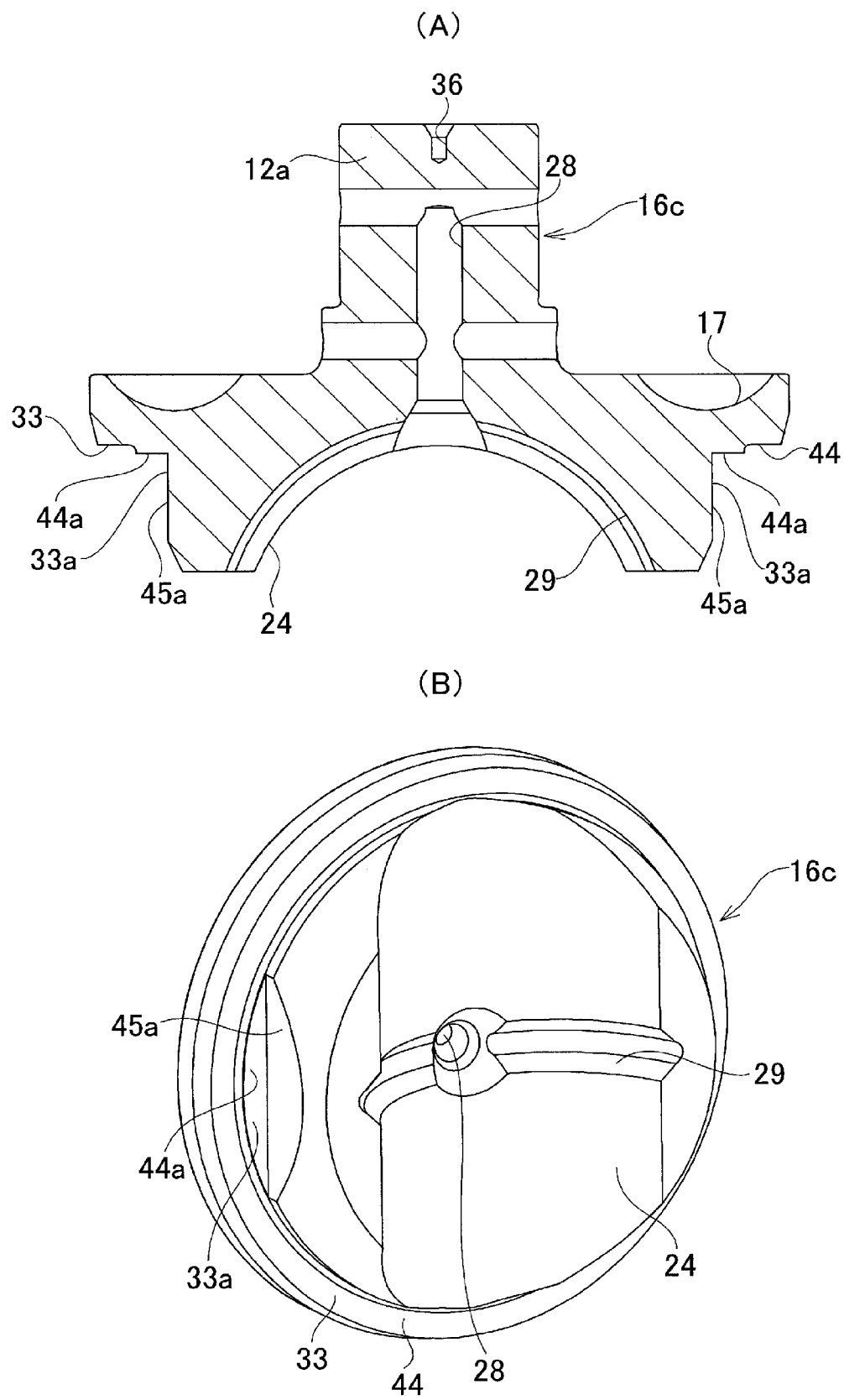
[図11]



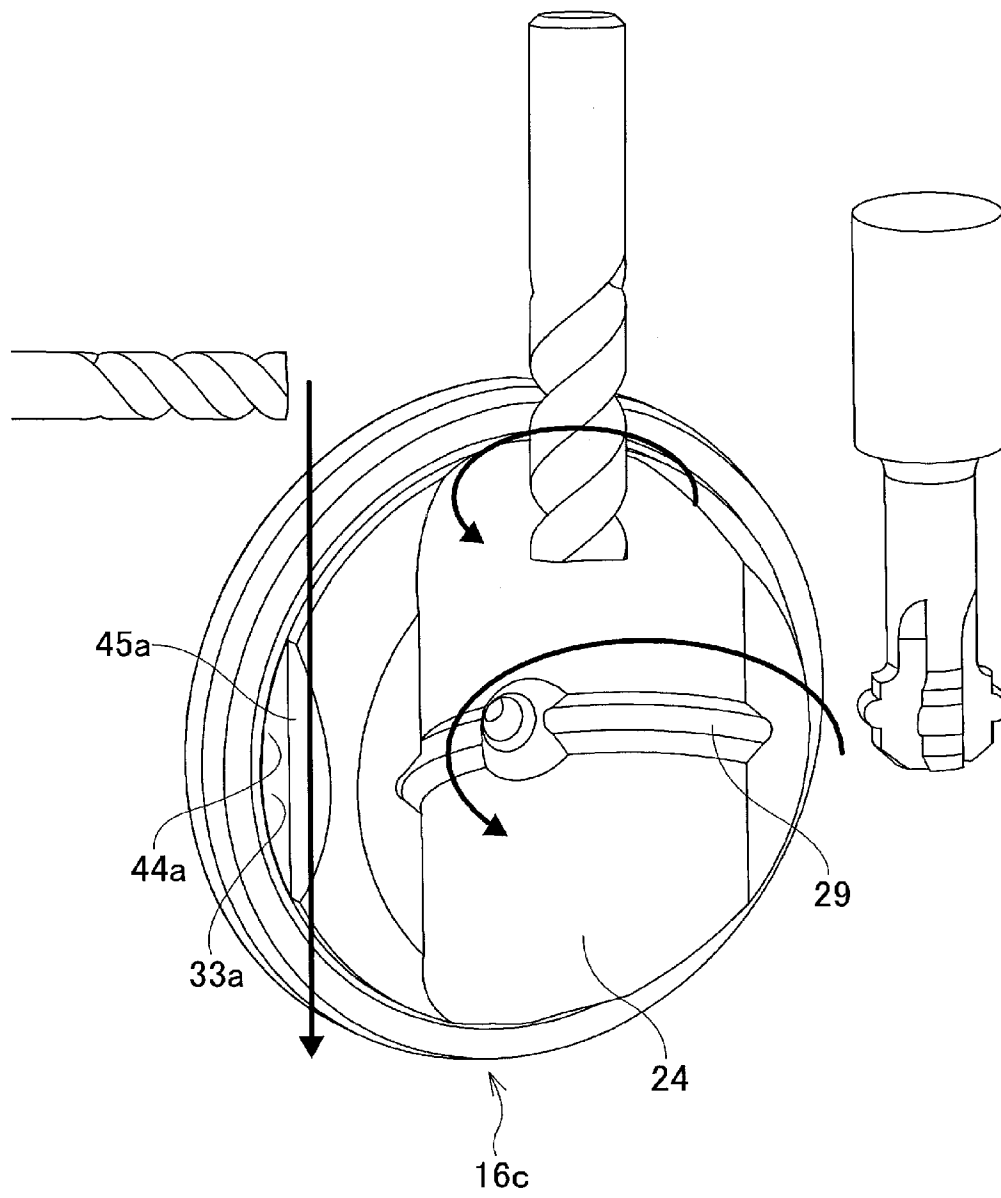
[図12]



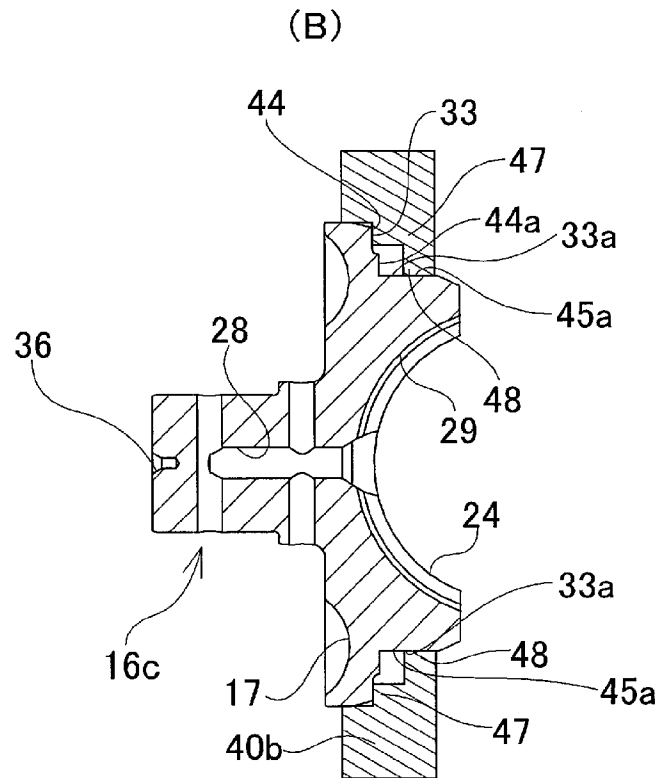
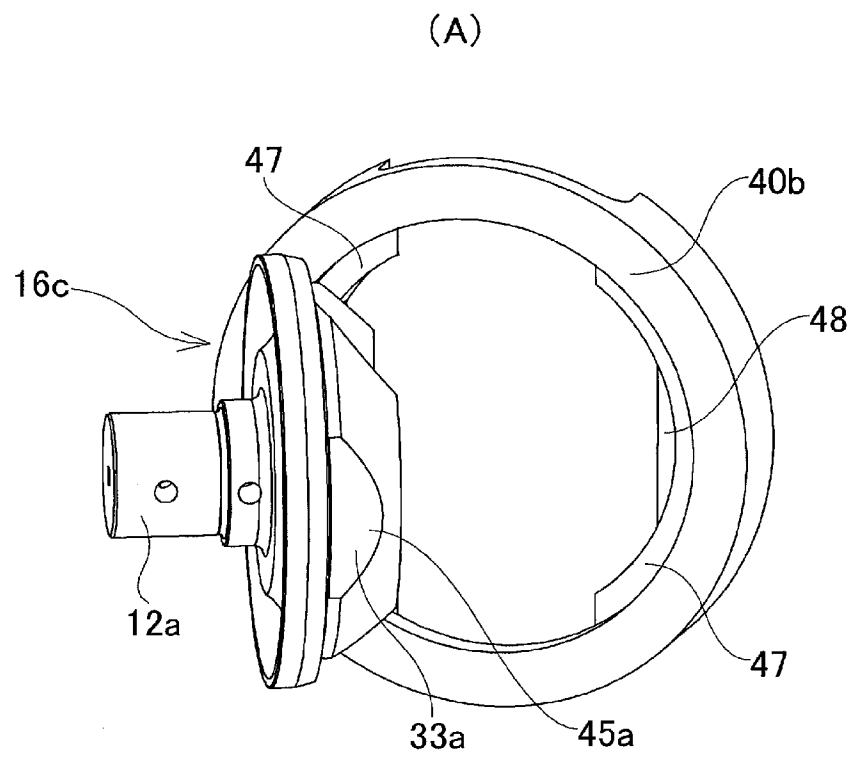
[図13]



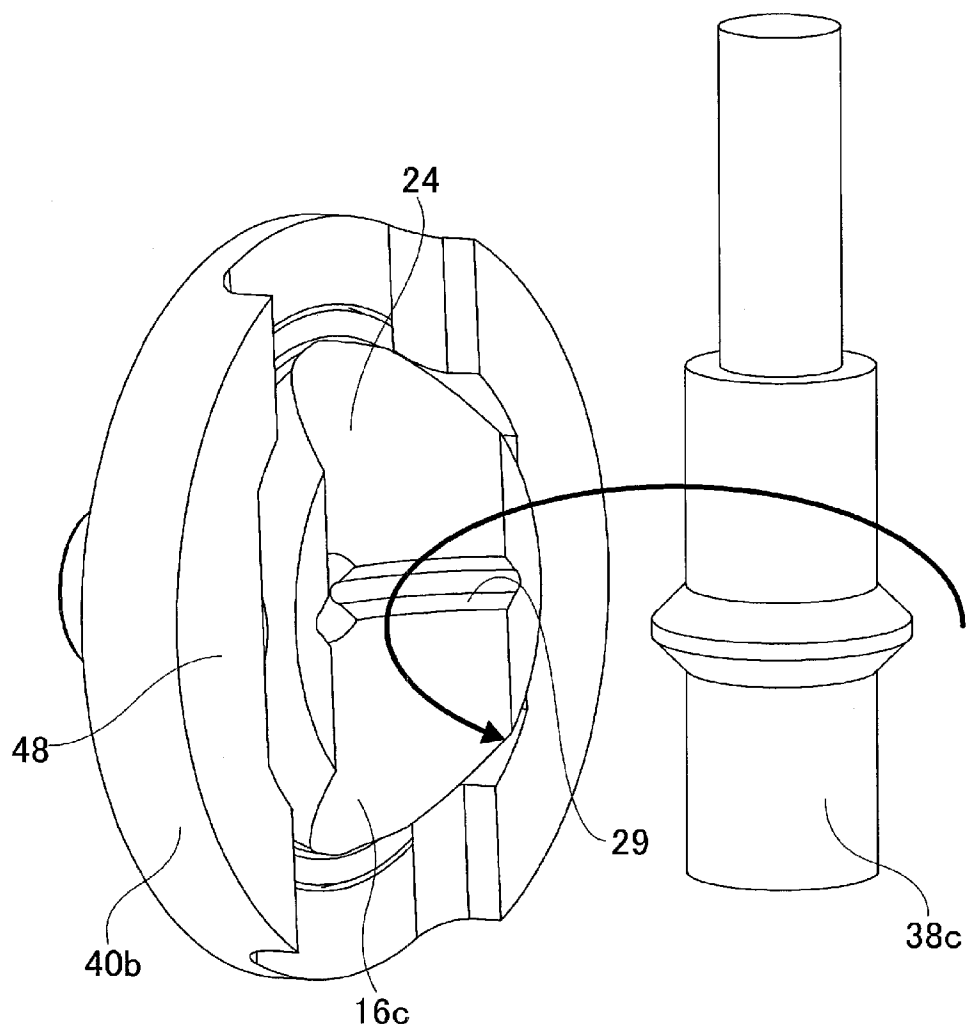
[図14]



[図15]

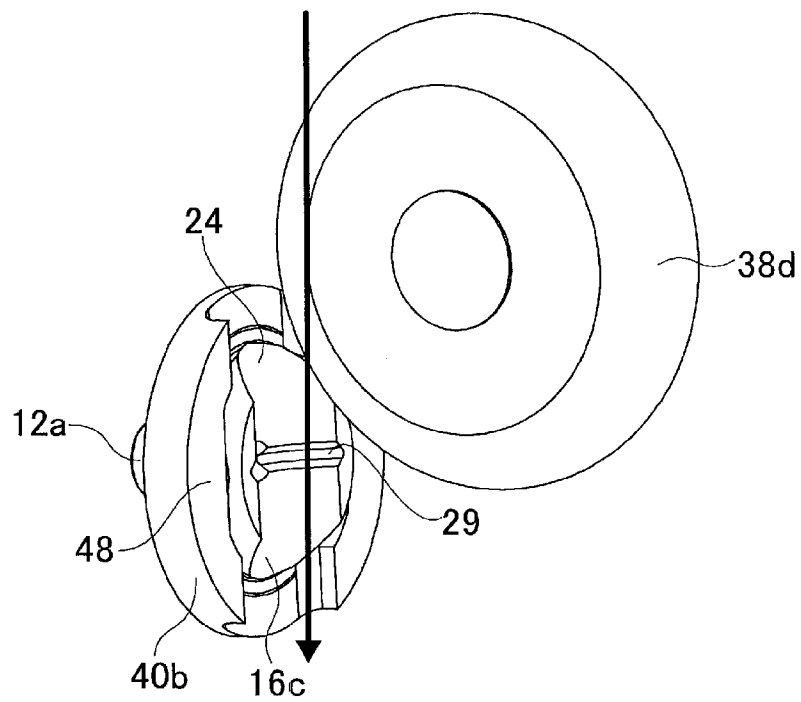


[図16]

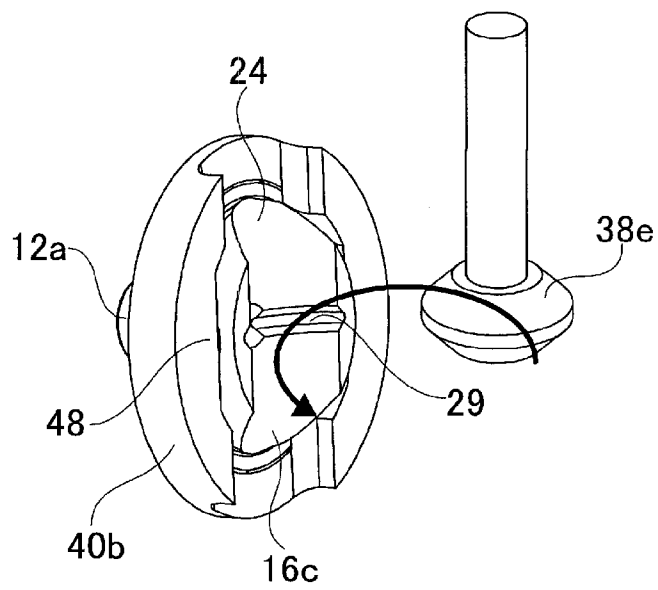


[図17]

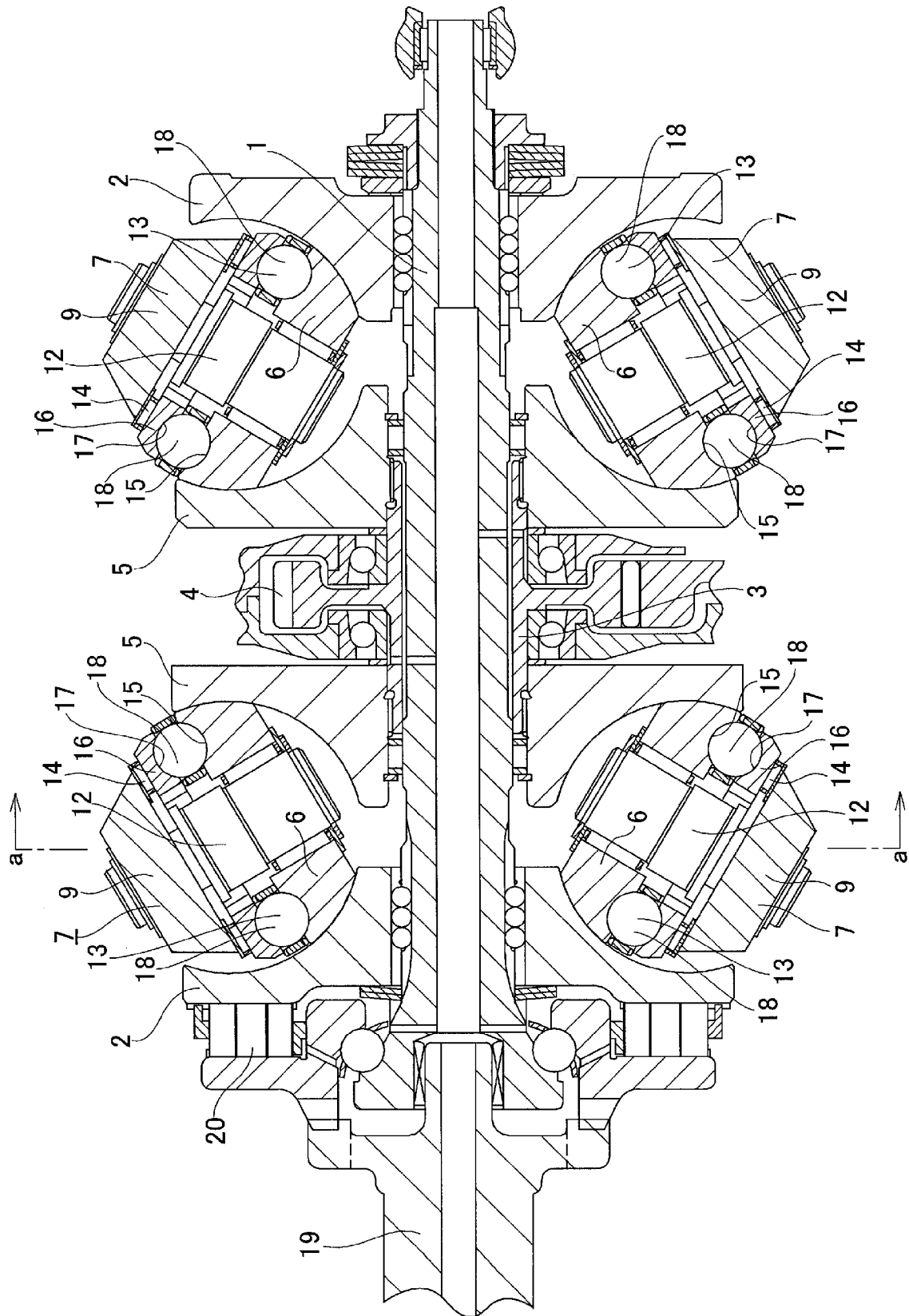
(A)



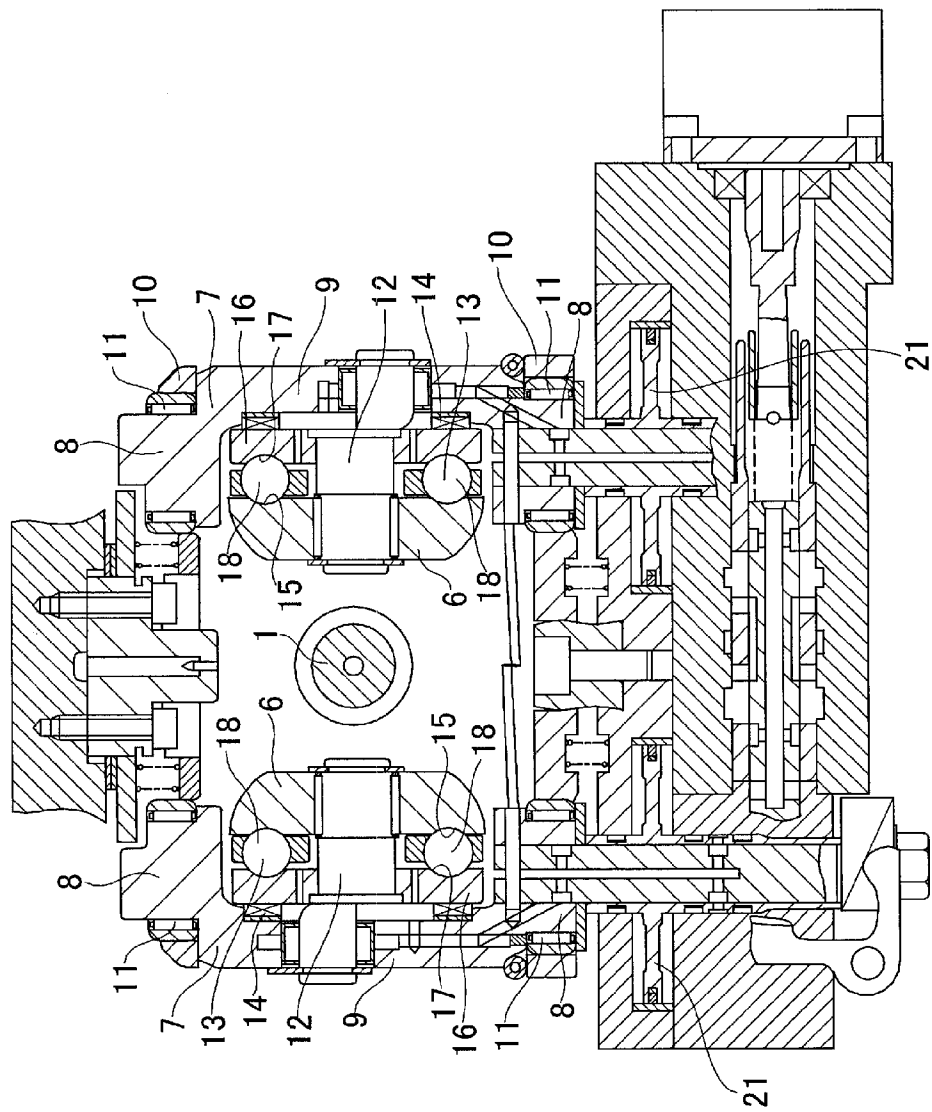
(B)



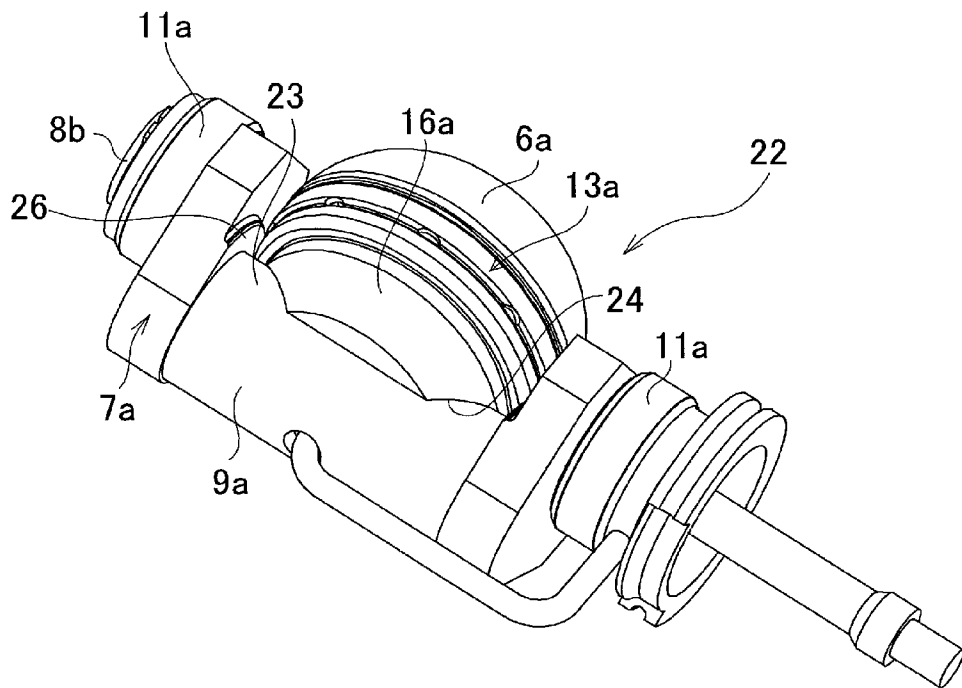
[図18]



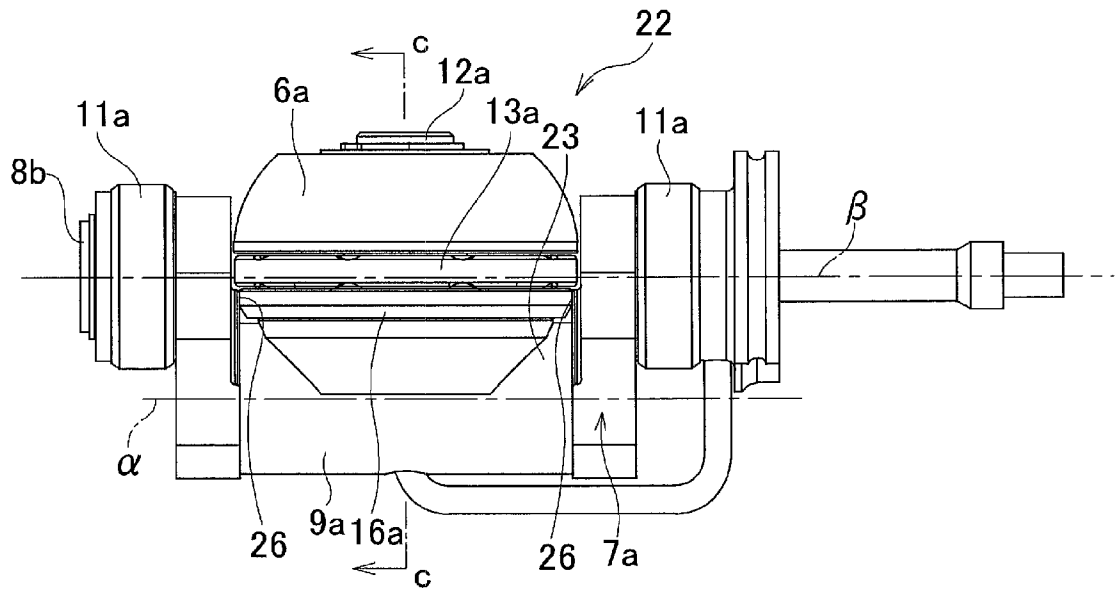
[図19]



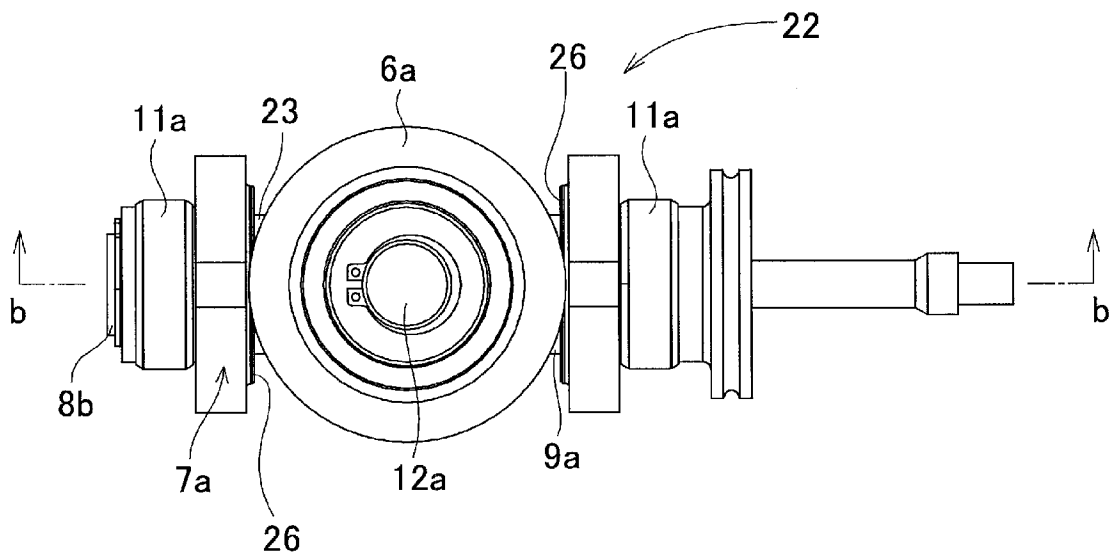
[図20]



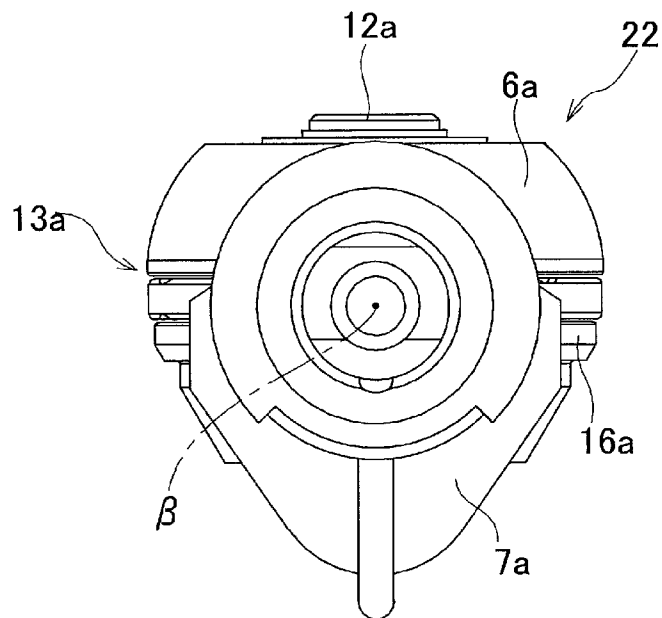
[図21]



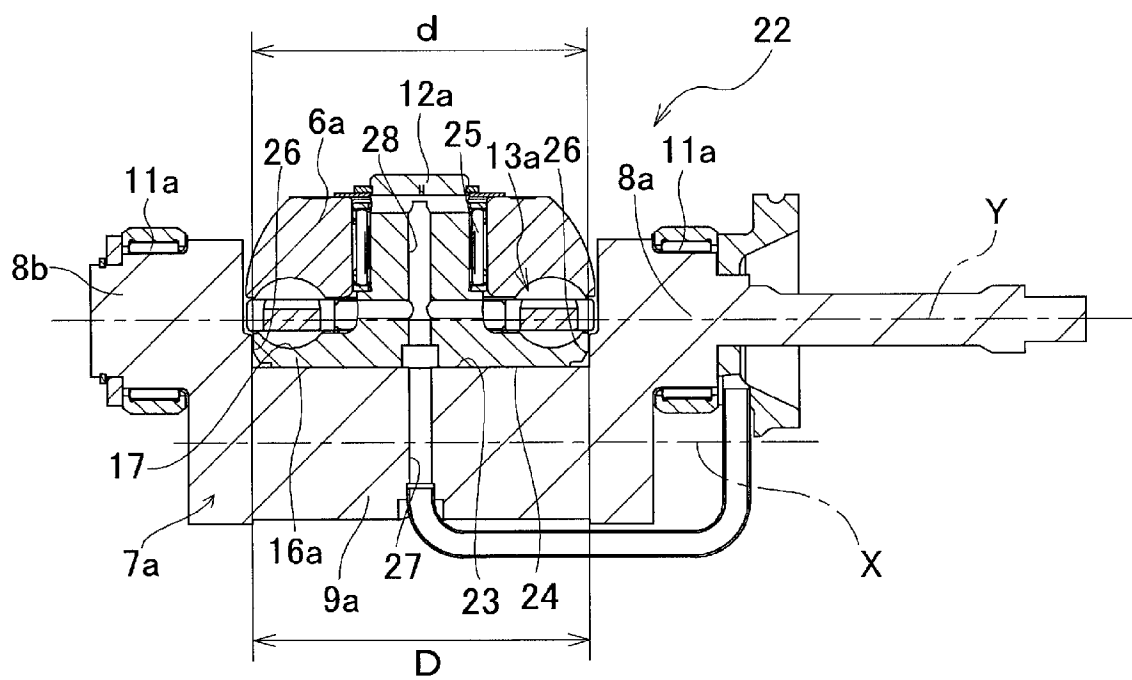
[図22]



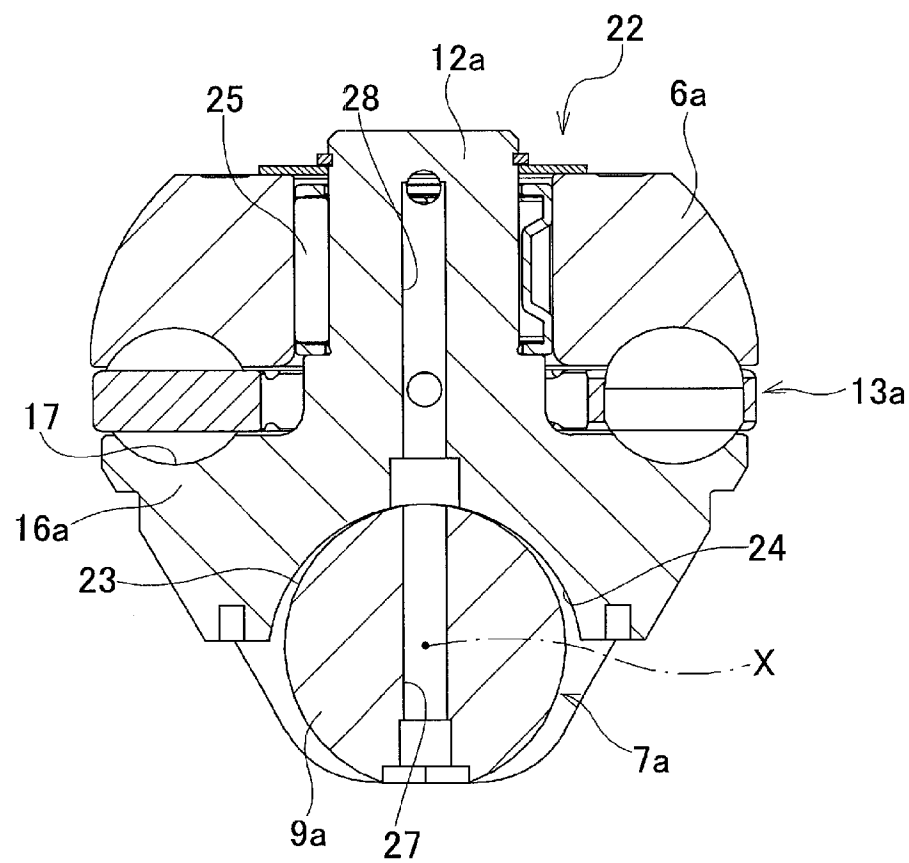
[図23]



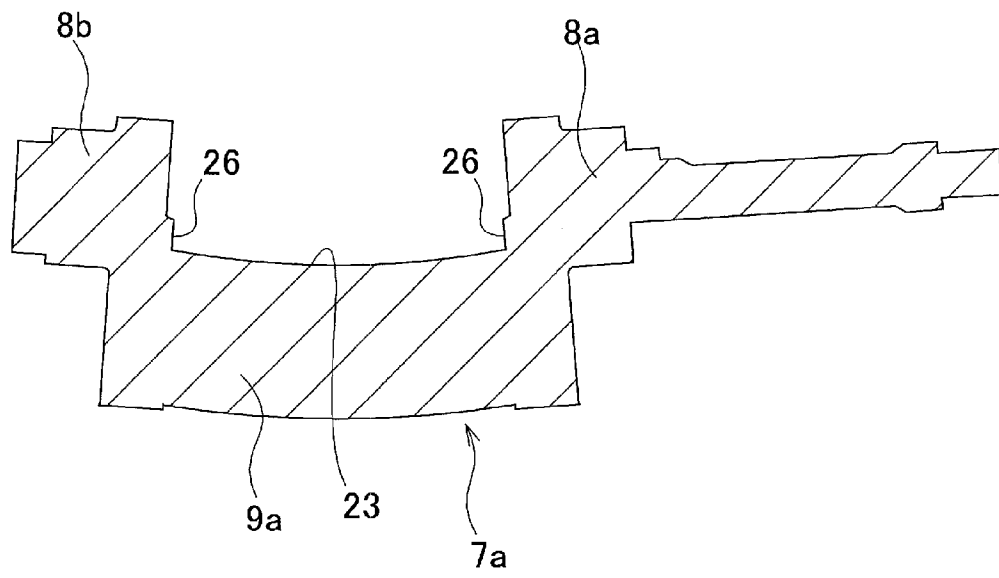
[図24]



[図25]



[図26]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/066387

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H15/38(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H15/38

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2011-174539 A (NSK Ltd.), 08 September 2011 (08.09.2011), entire text; fig. 1 to 13 & US 2011/0130244 A1 & DE 102010052596 A1	1-8
A	JP 2008-025821 A (NSK Ltd.), 07 February 2008 (07.02.2008), entire text; fig. 1 to 75 & US 2008/0009387 A1 & DE 102007025354 A1	1-8
A	JP 2003-148576 A (Koyo Seiko Co., Ltd.), 21 May 2003 (21.05.2003), entire text; fig. 1 to 6 (Family: none)	1-8

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
29 July, 2013 (29.07.13)

Date of mailing of the international search report
06 August, 2013 (06.08.13)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/066387

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2001-090795 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 03 April 2001 (03.04.2001), entire text; fig. 1 to 10 & US 6527666 B1 & EP 1089017 A1	1-8

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H15/38 (2006.01) i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H15/38

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 3 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 3 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 3 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2011-174539 A（日本精工株式会社） 2011.09.08, 全文, 第 1-13 図 & US 2011/0130244 A1 & DE 102010052596 A1	1-8
A	JP 2008-025821 A（日本精工株式会社） 2008.02.07, 全文, 第 1-75 図 & US 2008/0009387 A1 & DE 102007025354 A1	1-8

☒ C 欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の 1 以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

2 9 . 0 7 . 2 0 1 3

国際調査報告の発送日

0 6 . 0 8 . 2 0 1 3

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）
郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5
東京都千代田区霞が関三丁目 4 番 3 号

特許庁審査官（権限のある職員）

高吉 続久

3 J

3 9 3 2

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 2 8

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2003-148576 A (光洋精工株式会社) 2003.05.21, 全文, 第 1-6 図 (ファミリーなし)	1-8
A	JP 2001-090795 A (日産自動車株式会社) 2001.04.03, 全文, 第 1-10 図 & US 6527666 B1 & EP 1089017 A1	1-8