

(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
2012年8月9日(09.08.2012)



(10) 国際公開番号
WO 2012/105663 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 15/38 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/052432
- (22) 国際出願日: 2012年2月2日(02.02.2012)
- (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 2011-021299 2011年2月3日(03.02.2011) JP
特願 2011-039748 2011年2月25日(25.02.2011) JP
特願 2011-039749 2011年2月25日(25.02.2011) JP
特願 2011-042238 2011年2月28日(28.02.2011) JP
特願 2011-114912 2011年5月23日(23.05.2011) 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
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 野地 祥子 (NOJI, Sachiko) [JP/JP]; 〒2518501 神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 井上 智博 (INOUE, Tomohiro) [JP/JP]; 〒2518501 神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁

目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 西井 大樹 (NISHII, Hiroki) [JP/JP]; 〒2518501 神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 山口 智巳 (YAMAGUCHI, Tomomi) [JP/JP]; 〒2518501 神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 豊田 俊郎 (TOYODA, Toshiro) [JP/JP]; 〒2518501 神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 岸田 寛孝 (KISHIDA, Hiroataka) [JP/JP]; 〒2518501 神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP).

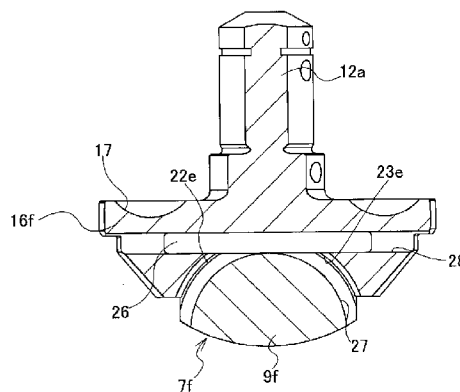
- (74) 代理人: 特許業務法人貴和特許事務所 (Kiwa International); 〒1050003 東京都港区西新橋3-25-47 愛宕マークビル9階 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, 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, PE, PG, PH, PL, PT, QA,

[続葉有]

(54) Title: TOROIDAL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(54) 発明の名称: トロイダル型無段変速機

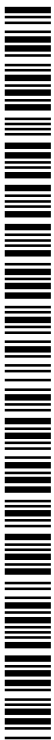
[図11]



(57) Abstract: The objective of the present invention is to implement a structure for a toroidal continuously variable transmission with which the manufacturing of the parts, the management of parts, and the assembly work are easy, and the cost can easily be reduced, and the gear change operation can be stabilized. This toroidal continuously variable transmission is equipped with: a retention hole (28) having a circular cross section and formed on one portion of each outer ring (16f); a columnar anchor pin (26), a portion of which protrudes from the inner surface of a concave part (23e) of the outer ring (16f) when inserted into and secured in the retention hole (28) with an interference fit; and an anchor groove (27) that is formed in the circumferential direction of this cylindrical convex surface (22e) of the support beam part (9f) of each trunnion (7f), and is formed in the circumferential direction of this cylindrical convex surface (22e). A portion of the anchor pin (26) engages the anchor groove (27), and at this engagement part the torque applied to a power roller (6a) in conjunction with the rotation of input-side and output-side disks (2, 5) can be supported.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2012/105663 A1



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, MD, 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 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

本発明は、部品製作、部品管理、組立作業がいずれも容易になり、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るトロイダル型無段変速機の構造の実現を図る。外輪 16 f のそれぞれの一部に形成された断面円形の保持孔 28 と、保持孔 28 に締り嵌めで内嵌固定された状態で、一部を外輪 16 f の凹部 23 e の内面から突出させた円柱状のアンカピン 26 と、トラニオン 7 f のそれぞれの支持梁部 9 f の円筒状凸面 22 e に、この円筒状凸面 22 e の周方向に形成されたアンカ溝 27 とが備えられており、アンカピン 26 の一部とアンカ溝 27 とを係合させ、これらの係合部で、入力側および出力側ディスク 2、5 の回転に伴ってパワーローラ 6 a に加わるトルクを支承可能としている。

明 細 書

発明の名称：トロイダル型無段変速機

技術分野

[0001] この発明は、自動変速機として使用される、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] ハーフトロイダル型のトロイダル型無段変速機は、たとえば自動車用の変速装置としてすでに使用されており、その構造については、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号公報などに記載されている。また、トロイダル型無段変速機と遊星歯車機構を組み合わせて、変速比の調整幅を広くする構造についても、特開2004-169719号公報、特開2009-30749号公報、特開2006-283800号公報などに記載されているとおり、周知である。図28および図29は、従来構造のトロイダル型無段変速機の第1例を示している。このトロイダル型無段変速機では、入力回転軸1の両端寄り部分の周囲に、1対の入力側ディスク2が、それぞれがトロイド曲面である内側面同士を互いに対向させた状態で、入力回転軸1と同期した回転を自在に支持されている。この入力回転軸1の中間部周囲に、出力筒3が、入力回転軸1に対する回転を自在に支持されている。この出力筒3の外周面には、軸方向中央部に出力歯車4が固設されるとともに、軸方向両端部に1対の出力側ディスク5が、スプライン係合により、出力歯車4と同期した回転を自在に支持されている。また、この状態で、それぞれがトロイド曲面である、それぞれの出力側ディスク5の内側面を、入力側ディスク2のいずれかの内側面に対向させている。

[0003] 入力側ディスク2と出力側ディスク5との間には、それぞれの周面を球状凸面とした複数のパワーローラ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に回転自在に支持されており、これらのトラニ

オン7は、それぞれ入力側ディスク2および出力側ディスク5の中心軸に対し捩れの位置にある傾転軸8の中心軸を中心とする揺動変位自在に、支持板10に対して支持されている。すなわち、これらのトラニオン7は、両端部に互いに同心に設けられた傾転軸8と、これらの傾転軸8同士の間には存在する支持梁部9とを備えており、これらの傾転軸8が、支持板10に対し、ラジアルニードル軸受11を介して枢支されている。

[0004] 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、複数の転がり軸受とを介して、支持軸12の先半部回りの回転、および、支持軸12の基半部を中心とする若干の揺動変位自在に、支持されている。それぞれのパワーローラ6の外側面と、トラニオン7の支持梁部9の内側面との間には、複数の転がり軸受を構成するスラスト玉軸受13とスラストニードル軸受14が、パワーローラ6の側から順番に設けられている。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ある。スラスト玉軸受13には、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との間に、複数の玉18が転動自在に設けられている。一方、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、スラスト玉軸受13を構成する外輪16と支持軸12は、別体として形成されているが、これらを一体に形成してもよい。

[0005] このトロイダル型無段変速機の運転時には、駆動軸19により一方(図28の左方)の入力側ディスク2が、ローディングカム式の押圧装置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対の入力側ディスク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を介して出力側ディスク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

変える場合には、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 の周面と入力側ディスク 2 および出力側ディスク 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（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、トラニオン 7 が自身の傾転軸 8 を中心に揺動し、パワーローラ 6 の周面と入力側ディスク 2 および出力側ディスク 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、入力側ディスク 2 の内側面の径方向外寄り部分と、出力側ディスク 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、入力側ディスク 2 の内側面の径方向内寄り部分と、出力側ディスク 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。

[0006] トロイダル型無段変速機が単体として使用される場合でも、遊星歯車機構と組み合わされた無段変速装置に組み込まれた状態で使用される場合でも、変速比の調節については、一般的には、上述のとおり、トラニオン 7 を油圧式のアクチュエータ 21 により、傾転軸 8 の軸方向を変位させることにより行っている。この変速比を所望の値に調節し、調節後の値に保持するための機構が、特開 2006-283800 号公報に記載されている。この機構は、図 30 に示すように、変速比制御弁 46 と、ステッピングモータ 47 と、プリセスカム 48 とにより構成されている。変速比制御弁 46 は、スプール 49 とスリーブ 50 とを、軸方向の相対変位を可能に組み合わせたもので、スプール 49 とスリーブ 50 との相対変位に基づき、油圧源 51 と、アクチュエータ 21 の油圧室 52 a、52 b との給排状態を切り換える。スプール 49 とスリーブ 50 は、トラニオン 7 のうちのいずれか 1 個のトラニオン 7 の動きとステッピングモータ 47 とにより、相対変位するようになっている。

[0007] トラニオン 7 ごとに設けたアクチュエータ 21 への圧油の給排は、アクチ

ュエータ 21 ごとに独立して制御するのではなく、上記のいずれか 1 個のトラニオン 7 の動きにより制御する。すなわち、このトラニオン 7 の傾転軸 8 の軸方向の変位および傾転軸 8 を中心とする揺動変位を、傾転軸 8 にロッド 53 により結合した、プリセカム 48 およびリンク腕 54 を介して、スプール 49 に伝達する。さらに、スプール 49 を軸方向に変位させ、ステッピングモータ 47 によりスリーブ 50 を軸方向に変位させる。そして、アクチュエータ 21 の油圧室 52 a、52 b への圧油の給排を、単一の変速比制御弁 46 により行う。

[0008] トロイダル型無段変速機の変速比を調節する際には、ステッピングモータ 47 によりスリーブ 50 を所定位置にまで変位させ、変速比制御弁 46 を所定方向に開く。これにより、トラニオン 7 に付属のアクチュエータ 21 の油圧室 52 a、52 b に対して圧油が所定方向に給排されて、これらのアクチュエータ 21 によりトラニオン 7 が、それぞれ傾転軸 8 の軸方向に変位する。この結果、これらのトラニオン 7 に支持されたパワーローラ 6 に関するそれぞれのトラクション部が中立位置からずれて、変速比が変化し始める。このようにそれぞれのトラクション部が中立位置からずれて変速比が変化し始める瞬間には、トラニオン 7 の軸方向変位に伴って、変速比制御弁 46 の開閉状態が、所定方向とは逆方向に切り換わる。したがって、トラニオン 7 は、変速のために揺動変位を開始し始めた瞬間から、軸方向に関して中立位置に向け移動し（戻り）始める。そして、変速比が所望の値になった状態で、トラクション部が中立位置に戻ると同時に、変速比制御弁 46 が閉じられる。この結果、トロイダル型無段変速機の変速比が、所望の値に保持される（フィードバック制御される）。

[0009] このように、入力側ディスク 2 および出力側ディスク 5 の間の変速比に結びつく、トラニオン 7 の傾転角の同期は、油圧式のアクチュエータ 21 によって行われる。トラニオン 7 の傾転角が多少ずれた場合でも、トラクション部に作用する力により、すなわち、これらのトラクション部に働く、接線方向の力が最小になる方向にトラニオン 7 が傾転することにより、プリセカム

ム48を組み付けたトラニオン7の傾転角に、他のトラニオン7の傾転角が追従する。さらに、安全のために、これらのトラニオン7同士の間同期ケーブル55（図29参照）を掛け渡して、これらのトラニオン7の傾転角を、機械的に同期させることも、広く知られている。

[0010] こ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構成部材、すなわち、入力側ディスク2と、出力側ディスク5と、パワーローラ6とが、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、入力側ディスク5と出力側ディスク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、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ほど大きくなり、それに伴って入力側ディスク2、出力側ディスク5、およびパワーローラ6のそれぞれの弾性変形量も多くなる。したがって、トルクの変動に拘らず、入力側ディスク2と出力側ディスク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、入力側ディスク2および出力側ディスク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例の場合には、パワーローラ6を支持した支持軸12の前半部を、支持軸12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を軸方向に変位させるようにしている。

[0011] 従来構造の第1例の場合、パワーローラ6を軸方向に変位させるための構造が複雑で、部品製作、部品管理、組立作業がいずれも面倒になり、コストが嵩むことが避けられない。このような問題を解決するために、特開2008-25821号公報には、図31～図36に示すような構造が記載されている。従来構造の第2例を構成するトラニオン7aは、両端部に互いに同心に設けられた1対の傾転軸8a、8bと、これらの傾転軸8a、8b同士の間が存在し、少なくとも入力側ディスク2および出力側ディスク5の径方向（図32、図35および図36の上下方向）に関する内側（図32、図35および図36の上側）の側面を円筒状凸面22とした、支持梁部9aとを備える。傾転軸8a、8bは、それぞれラジアルニードル軸受11aを介して、

支持板 10（図 29 参照）に、揺動を可能に支持されている。

[0012] 円筒状凸面 22 の中心軸 A は、図 32 および図 35 に示すように、傾転軸 8a、8b の中心軸 B と平行で、これらの傾転軸 8a、8b の中心軸 B よりも、入力側ディスク 2 および出力側ディスク 5 の径方向に関して外側（図 32、図 35 および図 36 の下側）に存在する。また、支持梁部 9a とパワーローラ 6a の外側面との間に設けるスラスト玉軸受 13a を構成する外輪 16a の外側面に、部分円筒面状の凹部 23 を、この外側面を径方向に横切るように、設けている。そして、凹部 23 と、支持梁部 9a の円筒状凸面 22 とを係合させ、トラニオン 7a に対して外輪 16a を、入力側ディスク 2 および出力側ディスク 5 の軸方向に関する揺動変位を可能に支持している。

[0013] 外輪 16a の内側面中央部に支持軸 12a を、外輪 16a と一体に固設して、パワーローラ 6a を支持軸 12a の周囲に、ラジアルニードル軸受 25 を介して、回転自在に支持している。さらに、トラニオン 7a の内側面のうち、支持梁部 9a の両端部と 1 対の傾転軸 8a、8b との連続部に、互いに対向する 1 対の段差面 25 を設けている。そして、これらの段差面 25 と、スラスト玉軸受 13a を構成する外輪 16a 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 6a から外輪 16a に加わるトラクション力を、いずれかの段差面 25 で支承可能としている。

[0014] 従来構造の第 2 例のトロイダル型無段変速機によれば、パワーローラ 6a を入力側ディスク 2 および出力側ディスク 5 の軸方向に変位させて、構成部材の弾性変形量の変化に拘らず、パワーローラ 6a の周面と入力側ディスク 2 および出力側ディスク 5 との接触状態を適正に維持できる構造を、簡単で低コストに構成することができる。すなわち、トロイダル型無段変速機の運転時に、入力側ディスク 2 および出力側ディスク 5、パワーローラ 6a などの弾性変形に基づき、パワーローラ 6a を入力側ディスク 2 および出力側ディスク 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 を回転自在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 23 と支持梁部 9a の円筒状凸面 22 との当接面を滑らせ

つつ、円筒状凸面 2 2 の中心軸 A 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 6 a の周面のうちで、入力側ディスク 2 および出力側ディスク 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、その接触状態が適正に維持される。

[0015] 円筒状凸面 2 2 の中心軸 A 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 B よりも、入力側ディスク 2 および出力側ディスク 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 A 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、入力側ディスク 2 と出力側ディスク 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。

[0016] 従来構造の第 2 例の場合、従来構造の第 1 例に比べて、部品製作、部品管理、組立作業がいずれも容易になり、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。この理由は、支持梁部 9 a 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、これらの支持梁部 9 a の両端部分に 1 対ずつ設けた、段差面 2 5 同士の間隔 D を、外輪 1 6 a の外径 d よりも少し大きく ($D > d$) するためである。外輪 1 6 a および外輪 1 6 a と同心に支持されたパワーローラ 6 a は、間隔 D と外径 d との差 ($D - d$) 分だけ、支持梁部 9 a の軸方向に変位可能になる。

[0017] 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 には入力側ディスク 2 および出力側ディスク 5 から、加速時と減速時（エンジンプレーキの作動時）とで逆方向の力（トロイダル型無段変速機分野では「 $2F_t$ 」と称される）が加わる。そして、この力 $2F_t$ により、パワーローラ 6 a が、外輪 1 6 a とともに、支持梁部 9 a の軸方向に変位する。この変位の方向は、アクチュエータ 2 1 によるトラニオン 7（図 2 9 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を生じる。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、いず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、このような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。

[0018] 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、間隔Dと外径dとの差(D-d)を僅少に(たとえば数十 μ m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37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対ずつ設けた段差面25同士の間隔が縮まる。このような状態でも、これらの段差面25同士の間隔Dが外輪16aの外径d以下にならないようにするためには、通常状態(トラニオン7a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、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やすくなる。

[0019] また、上述のように、トラニオン7aを構成する支持梁部9aが、その内側面を凹面とする方向に弾性変形した場合、支持梁部9aの内側面から外輪16aに、図38(B)に矢印で示す方向のモーメントMが加わる。図38(A)に示すように、従来構造の第1例の場合、外輪16は、全体的に板厚の変化が少ない、略平板状に形成されており、外輪16のモーメントMに対する曲げ剛性は低くなっている。このため、外輪16は、このモーメントMが加わることにより、支持梁部9の内側面に倣う方向に弾性変形する。したがって、トロイダル型無段変速機の運転時に、支持梁部9の内側面と外輪16の外側面とは、図39(A)(B)に斜格子を付して示すような広い範囲で、スラストニードル軸受14を介して、互いに押し付け合う状態となる。この結果、支持梁部9の内側面と外輪16の外側面とに加わる面圧を低く抑えることができ、支持梁部9および外輪16の耐久性を確保することが容易となる。

[0020] これに対して、従来構造の第2例の場合、外輪16aは、凹部23の湾曲方向（図32、図35、図38（B）の表裏方向、図36の左右方向）両端部分の肉厚が、凹部23の湾曲方向中央部分の肉厚に比べて、十分に大きくなった形状を有する。したがって、外輪16aの、モーメントMに対する曲げ剛性は、十分に高くなっている。このため、外輪16aは、このモーメントMが加わった場合にも、支持梁部9aの内側面に倣う方向には、余り弾性変形しない。したがって、トロイダル型無段変速機の運転時に、支持梁部9aの内側面に設けた円筒状凸面22と、外輪16aの外側面に設けた凹部23とは、図40（A）（B）に斜格子を付して示すような、凹部23の外周縁部分に対応する環状の狭い範囲でのみ、互いに押し付け合う状態となる。この結果、円筒状凸面22と凹部23との接触部に加わる面圧が高くなり、このことが、支持梁部9aと外輪16aとの耐久性の確保を難しくする要因になる。

[0021] なお、特開2008-25821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 $2F_t$ を支承する構造が記載されている。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間には複数の玉を掛け渡して、力 $2F_t$ を支承する構造も記載されている。ただし、前者の構造の場合には、アンカ駒を支持梁部に、力 $2F_t$ 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確保とを図りにくい。また、後者の場合には、力 $2F_t$ が大きくなり、それぞれの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、これらの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。

先行技術文献

特許文献

[0022] 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：特開2009-30749号公報

特許文献7：特開2006-283800号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0023] 本発明は、このような事情に鑑み、トラニオンを構成する支持梁部の内側に設けた円筒状凸面と、スラスト転がり軸受を構成する外輪の外側に設けた凹部とを係合させることにより、入力側ディスクおよび出力側ディスクの軸方向に関するパワーローラの揺動変位を可能とした構造に関し、支持梁部および外輪の耐久性を向上させることを目的として、運転時の円筒状凸面と凹部との接触範囲を広くできる構造の実現を目的としている。

[0024] また、本発明は、部品製作、部品管理、組立作業がいずれも容易になり、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る構造の実現を目的としている。

課題を解決するための手段

[0025] 本発明のトロイダル型無段変速機は、

それぞれが断面円弧形のトロイド曲面である軸方向片側面を有し、互いの軸方向片側側面同士を対向させた状態で、相対回転を自在として互いに同心に支持された少なくとも1対のディスクにより構成される、入力側および出力側ディスクと、

両端部に互いに同心に設けられ、前記入力側および出力側ディスクの中心軸に対して捩れの位置に設けられた中心軸を有する、1対の傾転軸と、これらの傾転軸の間に伸長し、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に側面を備え、この側面が、前記傾転軸の中心軸と平行で、前記傾転軸の中心軸よりも前記入力側および出力側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なっている、支持梁部とを、それぞれ備え、前記入力側および出力側ディスクの軸方向に関して、これらのディスクの間に設けられ、かつ、前記傾転軸の中心軸を中心とする揺動変位を自在とされた複数のトラニオンと、

前記軸方向片側面に球状凸面とした周面を当接させた状態で、前記入力側および出力側ディスクの間に挟持され、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する外側に、内輪軌道が設けられた側面を備えた複数のパワーローラと、

前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する外側に、前記支持梁部の前記円筒状凸面と係合可能な凹部が設けられ、かつ、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に、外輪軌道が設けられた側面を備えた外輪と、この外輪の外輪軌道と前記パワーローラの内輪軌道との間に転動自在に配置された複数の転動体とを備えた複数のスラスト転がり軸受と、を備える。

[0026] 前記スラスト転がり軸受のそれぞれは、前記凹部を、前記支持梁部の前記円筒状凸面に係合させることにより、前記トラニオンに対し、前記入力側および出力側ディスクの軸方向に関する揺動変位を可能に支持されており、前記パワーローラのそれぞれは、前記スラスト転がり軸受を介して、前記トラニオンの前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に回転自在に支持されている。

[0027] 特に、本発明の第1態様のトロイダル無段変速機は、前記円筒状凸面と前記凹部とのうちの少なくとも一方の面にクラウニングが施されていることを特徴とする。

[0028] 前記円筒状凸面と前記凹部とのうちの少なくとも一方の面の全体にクラウニングが施されていることが好ましい。代替的に、前記円筒状凸面と前記凹部とのうちの少なくとも一方の面の軸方向両端部にのみクラウニングが施されているようにしてもよい。

[0029] 前記円筒状凸面の軸方向と直交する仮想平面に関する、この円筒状凸面の

自由状態での曲率半径を、前記凹部の軸方向と直交する仮想平面に関する、この凹部の自由状態での曲率半径よりも小さくしていることが好ましい。

[0030] 特に、本発明の第2態様のトロイダル無段変速機は、前記外輪のそれぞれの一部に形成された断面円形の保持孔と、この保持孔に締り嵌めで内嵌固定された状態で、一部を前記外輪の凹部の内面から突出させた円柱状のアンカピンと、前記トラニオンのそれぞれの前記支持梁部の前記円筒状凸面に、この円筒状凸面の周方向に形成されたアンカ溝とが備えられており、前記アンカピンの一部とこのアンカ溝とを係合させ、これらのアンカピンとアンカ溝との係合部で、前記入力側および出力側ディスクの回転に伴って前記パワーローラに加わるトルクを支承可能としていることを特徴とする。

[0031] 好ましくは、前記保持孔を、前記凹部の中心軸に対し捩れの位置で、かつ、この中心軸の方向に対し直角方向に形成されたもので、その中間部を前記凹部の幅方向中間部に開口させ、

前記アンカピンを、軸方向両端寄り部分を前記保持孔に締り嵌めで内嵌固定した状態で、軸方向中間部を前記凹部の一部に露出させ、

前記アンカ溝を、前記アンカピンの軸方向中間部をがたつきなく係合する断面円弧形として、

前記トラニオンの支持梁部の軸方向に関して、前記外輪の両端部外周面と前記トラニオンの一部とを離隔させるとともに、前記アンカピンの軸方向中間部と前記アンカ溝との係合部で、前記入力側および出力側ディスクの回転に伴って前記パワーローラに加わるトルクを支承可能としていることが好ましい。

[0032] この場合、前記外輪の内側面の中心部に前記外輪軌道と同心の支持軸を、前記外輪と一体に設け、前記パワーローラをこの支持軸の周囲にラジアルニードル軸受を介して回転自在に設け、この支持軸の中心部に設けた下流側潤滑油流路に、前記トラニオンの支持梁部に設けられた上流側潤滑油流路から潤滑油を送り込み可能として、前記保持孔および前記アンカ溝を、前記支持軸の中心から前記支持梁部の軸方向に外れた位置に形成し、前記アンカピン

の軸方向中間部を、前記下流側潤滑油流路と上流側潤滑油流路との連通部から外れた部分に存在させることが好ましい。

[0033] 代替的に、前記アンカピンを1対のアンカピンにより構成し、前記保持孔を、前記凹部の幅方向2箇所位置で、この凹部の中心軸の軸方向に関する位置が互いに一致する部分に形成し、それぞれの保持孔に前記1対のアンカピンを、それぞれの端部が前記凹部の内周面から突出する状態で圧入固定することが好ましい。

[0034] 特に、本発明の第3態様のトロイダル型無段変速機は、

前記外輪を、外側面に設けられた円筒状凹面である凹部を、前記円筒状凸面に係合させるとともに、前記外輪の外周面の一部と、前記トラニオンの一部で前記円筒状凸面を挟む位置に設けた段差面とを係合させることにより、前記トラニオンに対し、前記入力側および出力側ディスクの軸方向に関する揺動変位を可能に、かつ、これらのディスクの回転に伴って前記パワーローラに加わるトルクを支承可能に支持している構造において、

前記トラニオンのそれぞれに1対ずつ設けられた前記段差面同士の間隔を前記外輪の外径よりも大きくするとともに、前記段差面のうちの一方と前記外輪の外周面との間部分に弾性部材を設置して、この弾性部材により前記外輪を他方の段差面に向け押圧していることを特徴とする。

[0035] この態様において、前記弾性部材を、弾性金属板を部分円弧状に湾曲させた板ばねとして、前記外輪の外周面のうちで前記一方の段差面と対向する部分に、円周方向に隣り合う部分よりも径方向に凹んだ、前記板ばねの自由状態での厚さよりも浅く、前記弾性金属板の厚さよりも深い保持凹部を設けて、前記板ばねをこの保持凹部内に設置することができる。

[0036] 代替的に、前記弾性部材を、弾性金属板を部分円弧状に湾曲させた板ばねとするとともに、前記板ばねの自由状態での厚さよりも浅く、前記弾性金属板の厚さよりも深い保持凹部を片面に有するばねホルダを備え、前記外輪の外周面のうちで前記一方の段差面と対向する部分に、当該部分の接線方向に拡がる平坦面を形成し、この平坦面に、前記ばねホルダの他面を当接させて

、前記板ばねを前記保持凹部内に設置することができる。

[0037] この場合、前記平坦面を、この平坦面と前記一方の段差面との間隔が、前記支持梁部の側に向かうに従って広くなる方向に傾斜させることが好ましい。

[0038] この態様において、代替的に、少なくとも前記一方の段差面と前記外輪の外周面との間部分に押圧駒を設置し、前記弾性部材によりこの押圧駒をこの外輪に向け押圧するようにしてもよい。

[0039] さらに、前記段差面のうち他方の段差面と前記外輪の外周面との間に、前記押圧駒と同じ形状を有するアンカ駒を設置し、

前記それぞれのトラニオンにおいて、前記段差面のそれぞれに、互いに同心の保持孔を設け、

前記押圧駒および前記アンカ駒をそれぞれ、前記段差面と前記外輪の外周面との間に配置される主部と、この主部のうちで前記パワーローラと反対面に突設された凸部とを備えるように構成し、

前記押圧駒および前記アンカ駒の前記凸部をそれぞれ、前記保持孔に嵌合させて、前記保持孔のうちの一方の保持孔内に装着された前記弾性部材により前記押圧駒を前記外輪の外周面に押し付けて、前記外輪を前記アンカ駒に向け押圧するようにすることが好ましい。

[0040] 前記複数のトラニオンにそれぞれ設置されている、前記押圧駒と前記アンカ駒との設置位置を、前記入力側および出力側ディスクの回転に伴って前記トラニオンに加わる力の作用方向に関し、互いに同じとすることが好ましい。

[0041] 前記押圧駒と前記アンカ駒とを低摩擦材製とすることが好ましい。

[0042] 特に、本発明の第4態様のトロイダル無段変速機は、

前記入力側および出力側ディスクの間の変速比の調節を、前記トラニオンごとに設けられたアクチュエータにより、前記トラニオンを前記傾転軸の軸方向に変位させて、前記トラニオンを前記傾転軸を中心として揺動変位させることにより行わせる構造であって、

前記変速比に結び付く、前記傾転軸を中心とする前記トラニオンの傾斜角度を、前記アクチュエータへの圧油の給排を制御する変速比制御弁により制御するようになっており、かつ、この変速比制御弁の開閉状態の調節を、前記複数のトラニオンのうちのいずれか1個のトラニオンの変位を前記変速比制御弁の構成部材に伝達することで行うようになっており、さらに、

前記トラニオンの前記支持梁部の軸方向両端部に、前記トラニオンごとに1対ずつ設けられた段差面同士の間隔を、前記外輪の同じ方向の寸法よりも大きくなっている構造において、

前記いずれか1個のトラニオンと、このトラニオンに揺動変位可能に支持した前記外輪との間にのみ、この外輪と前記支持梁部との揺動変位を許容するが、この外輪がこの支持梁部の軸方向に変位をすることを阻止して、前記入力側および出力側ディスクの回転に伴って前記いずれか1個のトラニオンに支持されたパワーローラに加わるトルクを支承するトルク支承部を設けていることを特徴とする。

[0043] 前記いずれか1個のトラニオンにのみ設けられる前記トルク支承部を、第2態様における、前記アンカピンと、前記アンカピンの一部と係合するアンカ溝とにより構成することができる。

[0044] また、前記いずれか1個のトラニオンの前記段差面のうちの一方と前記外輪の外周面との間部分に押圧駒および弾性部材を設置して、前記押圧駒を、前記弾性部材により前記外輪に向け押圧するとともに、前記トルク支承部を、前記段差面のうちの他方またはこの他方の段差面に設置された部材とすることもできる。

[0045] この態様でも、さらにアンカ駒を設置して、前記段差面のそれぞれに、互いに同心の保持孔を設けて、前記押圧駒および前記アンカ駒を前記主部と前記凸部により構成し、この凸部をそれぞれ前記保持孔に嵌合させて、前記外輪の外周面と前記アンカ駒との当接部を前記トルク支承部とすることもできる。

発明の効果

[0046] 本発明の第1態様のトロイダル型無段変速機の場合、運転時に入力側ディスクおよび出力側ディスクからそれぞれのパワーローラに加わるスラスト荷重に基づいて、トラニオンを構成する支持梁部が弾性変形すると、これらの支持梁部の内側面に設けた円筒状凸面が、スラスト転がり軸受を構成する外輪の外側面に設けた凹部に対し、合致する傾向、すなわち、十分に広い範囲で接触する傾向となる。このため、運転時に前記円筒状凸面と前記凹部との接触部に加わる面圧を低く抑えることができ、前記各支持梁部と前記各外輪との耐久性を向上させることができる。

[0047] 本発明の第2態様～第4態様のトロイダル型無段変速機の場合、部品製作、部品管理、組立作業がいずれも容易になり、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る構造を実現できる。第2態様では、変速動作の安定化は、外輪側に設けたアンカピンの一部と、トラニオン側に設けたアンカ溝との係合に基づき、前記外輪がこのトラニオンに対し、支持梁部の軸方向に変位するのを防止することにより図られる。また、第3態様では、変速動作の安定化は、弾性部材により外輪を他方の段差面に向け押圧し、この外輪がトラニオンに対して、支持梁部の軸方向に変位しにくくすることにより図られる。第4態様では、このようなトルクを支承する構造を、変速比制御弁をフィードバック制御するためのトラニオンにのみ設けることで、コスト増大を抑制することを可能としている。

図面の簡単な説明

[0048] [図1]図1は、本発明の第1実施形態の第1例を構成する、トラニオンと、支持軸と一体に造られたスラスト玉軸受用の外輪とを、互いに組み合わせる以前の状態で示す、部分切断側面図である。

[図2]図2は、本発明の第1実施形態の第2例を示す、図1と同様の図である。

[図3]図3は、円筒状凸面の母線形状の別例（第2例）を示す、トラニオンの断面図である。

[図4]図4は、凹部の母線形状の別例（第2例）を示す、支持軸と一体に造ら

れたスラスト玉軸受用の外輪の断面図である。

[図5]図5は、円筒状凸面の母線形状の別例（第3例）を示す、トラニオンの断面図である。

[図6]図6は、凹部の母線形状の別例（第3例）を示す、支持軸と一体に造られたスラスト玉軸受用の外輪の断面図である。

[図7]図7は、円筒状凸面の軸方向と直交する仮想平面に関する、この円筒状凸面の断面形状の別例を示す、トラニオンの断面図である。

[図8]図8は、凹部の軸方向と直交する仮想平面に関する、この凹部の断面形状の別例を示す、支持軸と一体に造られたスラスト玉軸受用の外輪の断面図である。

[図9]図9は、運転時の凹部の弾性変形状態を鎖線で誇張して示す、支持軸と一体に造られたスラスト玉軸受用の外輪の断面図である。

[図10]図10は、本発明の第2実施形態の第1例を示す、トラニオンと外輪とを取り出して、ディスクの周方向から見た状態で示す側面図である。

[図11]図11は、図10のa-a断面図である。

[図12]図12は、トラニオンと外輪とを組み合わせる途中の状態を示す、図10と同様の図である。

[図13]図13は、本発明の第2実施形態の第2例を示す、図10と同様の図である。

[図14]図14は、図13のb-b断面図である。

[図15]図15は、本発明の第3実施形態の第1例を示す、図29の左側に対応する要部断面図（A）および右側に対応する要部断面図（B）である。

[図16]図16は、本発明の第3実施形態の第2例を、一部の部材を省略して示す、図15（B）に対応する要部断面図である。

[図17]図17は、本発明の第3実施形態の第2例の分解斜視図である。

[図18]図18は、図16のa部拡大断面図である。

[図19]図19は、外輪を取り出して図17と反対側から見た状態で示す斜視図（A）と、板ばねを拡大して（A）と同じ方向から見た斜視図（B）であ

る。

[図20]図20は、外輪と板ばねとを組み合わせて図19と同方向から見た状態で示す斜視図である。

[図21]図21は、本発明の第3実施形態の第3例を示す、図16と同様の図である。

[図22]図22は、本発明の第3実施形態の第3例についての、図17と同様の図である。

[図23]図23は、図21のb部拡大図である。

[図24]図24は、外輪を取り出して図22と反対側から見た状態で示す斜視図(A)と、ばねホルダを拡大して(A)と同じ方向から見た斜視図(B)である。

[図25]図25は、外輪とばねホルダと板ばねとを組み合わせて図24と同方向から見た状態で示す斜視図である。

[図26]図26は、本発明の第3実施形態の第4例を示す、図23と同様の図である。

[図27]図27は、本発明の第4実施形態の1例を示す、図29の左側に対応する要部断面図(A)および右側に対応する要部断面図(B)である。

[図28]図28は、従来構造の第1例を示す断面図である。

[図29]図29は、図28のa-a断面に相当する図である。

[図30]図30は、従来構造における、変速比制御のための油圧制御装置部分を示す略断面図である。

[図31]図31は、従来構造の第2例を示す、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を、出力側および入力側ディスクの径方向外側から見た斜視図である。

[図32]図32は、従来構造の第2例を、ディスクの周方向から見た状態で示す正面図である。

[図33]図33は、図32の上方から見た平面図である。

[図34]図34は、図32の右方から見た側面図である。

[図35]図35は、図33のd-d断面図である。

[図36]図36は、図32のe-e断面図である。

[図37]図37は、従来構造の第1例および第2例について、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35と同方向から見た断面図である。

[図38]図38は、支持軸と一体に造られたスラスト玉軸受用の外輪に対して運転時に作用するモーメントMの方向を示す、(A)は従来構造の第1例に関する、(B)は従同第2例に関する、それぞれ断面図である。

[図39]図39は、従来構造の第1例を構成する、支持軸と一体に造られたスラスト玉軸用の外輪の半部切断斜視図(A)、および、トラニオンの半部切断斜視図(B)である。

[図40]図40は、従来構造の第2例を構成する、支持軸と一体に造られたスラスト玉軸用の外輪の半部切断斜視図(A)、および、トラニオンの半部切断斜視図(B)である。

発明を実施するための形態

[0049] [第1実施形態の第1例]

図1は、本発明の第1実施形態の第1例を示している。なお、本例の特徴は、トラニオン7bを構成する支持梁部9bの内側面(図1における上側面)に設けた円筒状凸面22aの形状にある。その他の部分の構造および作用は、従来構造の第2例の場合と同様であるから、同等部分には同一符号を付して、重複する図示並びに説明は省略もしくは簡略にし、以下、本例の特徴部分を中心に説明する。

[0050] 本例の場合、円筒状凸面22aは、単なる円筒状凸面とはせず、この円筒状凸面22aの全体に、図1に誇張して示すような、クラウニングを施している。具体的には、このクラウニングを施した部分である、円筒状凸面22aの全体の母線形状を、図1に誇張して示すような、中央部が入力側ディスク2および出力側ディスク5(図28参照)の径方向内側(図1の上側)に最も突出した、単一円弧形状としている。なお、本例の場合には、円筒状凸

面 2 2 a の軸方向寸法 L_{22a} が 6 0 ~ 7 0 m m 程度であるのに対し、円筒状凸面 2 2 a の母線形状（単一円弧形状）の曲率半径 R_1 を 2 0 0 0 m m としている。一方、本例の場合、スラスト玉軸受を構成する外輪 1 6 a の外側面（図 1 における下側面）に設けた凹部 2 3 には、特にクラウニングを施していない。すなわち、この凹部 2 3 は、従来構造の第 2 例の場合と同様、単なる円筒状凹面になっており、この凹部 2 3 の母線形状は、単なる直線形状になっている。なお、本例では、スラスト転がり軸受としてスラスト玉軸受を用いている。

[0051] 構成する本例のトロイダル型無段変速機の運転時には、入力側ディスク 2 および出力側ディスク 5 からパワーローラ 6 a（図 3 5 および図 3 6 参照）に加わるスラスト荷重に基づいて、トラニオン 7 b を構成する支持梁部 9 b が、図 1 に誇張して示すように、その中立線を直線 α から曲線 β とする方向に弾性変形する。そして、この弾性変形に伴い、支持梁部 9 b の内側面に設けた円筒状凸面 2 2 a の母線形状（単一円弧形状）が、外輪 1 6 a の外側面に設けた凹部 2 3 の母線形状（直線形状、もしくは、この直線形状が外輪 1 6 a の弾性変形に基づいてわずかに変化した形状）に一致する方向に変化する。この結果、円筒状凸面 2 2 a が凹部 2 3 に対し、合致する傾向、すなわち、十分に広い範囲で接触する傾向となる。このため、運転時にこれら円筒状凸面 2 2 a と凹部 2 3 との接触部に加わる面圧を低く抑えることができ、支持梁部 9 b と外輪 1 6 a との耐久性を向上させることができる。

[0052] [第 1 実施形態の第 2 例]

図 2 は、本発明の第 1 実施形態の第 2 例を示している。なお、本例の特徴は、パワーローラ 6 a（図 3 5 および図 3 6 参照）に加わるスラスト荷重を支承するためのスラスト玉軸受を構成する外輪 1 6 b の外側面（図 2 における下側面）に設けた凹部 2 3 a の形状にある。その他の部分の基本構造および作用は、従来構造の第 2 例の場合と同様である。

[0053] 本例の場合、凹部 2 3 a は、単なる円筒状凹面とはせず、この凹部 2 3 a の全体に、図 2 に誇張して示すような、クラウニングを施している。具体的

には、このクラウニングを施した部分である、凹部23aの全体の母線形状を、図2に誇張して示すような、中央部が入力側ディスク2および出力側ディスク5（図28参照）の径方向外側（図2の下側）に最も突出した、単一円弧形状としている。なお、本例の場合には、凹部23aの軸方向寸法 L_{23a} が55～65mm程度であるのに対し、凹部23aの母線形状（単一円弧形状）の曲率半径 R_2 を2000mmとしている。一方、本例の場合、トラニオン7aを構成する支持梁部9aの内側面（図2における上側面）に設けた円筒状凸面22には、特にクラウニングを施していない。すなわち、この円筒状凸面22は、従来構造の第2例の場合と同様、単なる円筒状凸面になっており、この円筒状凸面22の母線形状は、単なる直線形状になっている。

[0054] 本例のトロイダル型無段変速機の運転時には、入力側ディスク2および出力側ディスク5からパワーローラ6aに加わるスラスト荷重に基づいて、トラニオン7aを構成する支持梁部9aが、図2に誇張して示すように、その中立線を直線 α から曲線 β とする方向に弾性変形する。そして、この弾性変形に伴い、支持梁部9aの内側面に設けた円筒状凸面22の母線形状（直線形状）が、外輪16bの外側面に設けた凹部23aの母線形状（単一円弧形状、もしくは、この単一円弧形状が外輪16bの弾性変形に基づいてわずかに変化した形状）に一致する方向に変化する。この結果、円筒状凸面22が凹部23aに対し、合致する傾向、すなわち、十分に広い範囲で接触する傾向となる。このため、運転時に円筒状凸面22と凹部23aとの接触部に加わる面圧を低く抑えることができ、支持梁部9aと外輪16bとの耐久性を向上させることができる。

[0055] なお、本発明の第1実施形態を実施する場合で、第1例および第2例のように、円筒状凸面の全体、または、凹部の全体にクラウニングを施す場合には、図3または図4に誇張して示すように、円筒状凸面22bの全体の母線形状、または、凹部23bの全体の母線形状を、それぞれ中間部の曲率半径 R_1 、 R_2 が比較的大きく、両端部の曲率半径 R_3 、 R_4 が比較的小さい（たとえば、第1例および第2例のサイズで、 R_1 、 R_2 が2000mm程度であり、 R_3

、 R_4 が1000mm程度である)、複合曲線形状とすることもできる。

[0056] また、図5に誇張して示すように、円筒状凸面22cの軸方向両端部にのみ、または、図6に誇張して示すように、凹部23cの軸方向両端部にのみ、クラウニングを施して、円筒状凸面22cまたは凹部23cの軸方向両端部の母線形状のみを、円弧形状とする(たとえば、第1例および第2例のサイズで、これらの円弧形状の曲率半径 R_3 、 R_4 を1000mm程度とする)こともできる。

[0057] さらに、第1例および第2例において、円筒状凸面と凹部とのうちのいずれか一方の面にのみクラウニングを施す構成を採用しているが、代替的に、円筒状凸面と凹部との両方の面にクラウニングを施す構成を採用することもできる。いずれの構成を採用する場合でも、対象となる面(円筒状凸面または凹部)に対してどのようなクラウニングを施すかは、本発明の目的(運転時に生じる弾性変形に伴って円筒状凸面と凹部との接触範囲が十分に広くなるようにすることで、トラニオンを構成する支持梁部とスラスト転がり軸受を構成する外輪との耐久性を向上させるといった目的)を十分に達成できるように決定する。好ましくは、クラウニングの形状および寸法を、運転時にパワーローラに加わるスラスト荷重が最大となる(入力側ディスクへの入力トルクが最大となる)状態、または、最も長い時間作用する大きさとなる状態で、円筒状凸面と凹部との接触面積が最大となるように設定する。

[0058] また、本発明を実施する場合には、図7および図8に誇張して示すような構成を採用することもできる。すなわち、円筒状凸面22dの軸方向と直交する仮想平面に関する、この円筒状凸面22dの自由状態での曲率半径 R_{22d} を、凹部23dの軸方向と直交する仮想平面に関する、この凹部23dの自由状態での曲率半径 R_{23d} よりもわずかに小さくする($R_{22d} < R_{23d}$)。この構成を採用すれば、次のような作用および効果を得ることができる。

[0059] すなわち、トロイダル型無段変速機の運転時に、パワーローラに加わるスラスト荷重に基づいて、外輪16eが弾性変形すると、これに伴い、凹部23dの曲率半径 R_{23d} が、わずかに小さくなる傾向となる。具体的には、この凹

部 2 3 d の断面形状が、図 9 に実線で示す状態から、図 9 に鎖線で誇張して示す状態に変化する傾向となる。さらに言い換えると、凹部 2 3 d の円周方向中央部が、円筒状凸面 2 2 d から退避する方向に、わずかに弾性変形する傾向となる。この結果、凹部 2 3 d の円周方向両端部のみが円筒状凸面 2 2 d に接触する傾向となり、凹部 2 3 d と円筒状凸面 2 2 d の接触面圧が過大になる可能性がある。このため、円筒状凸面 2 2 d と凹部 2 3 d とのうちの少なくとも一方の面にクラウニングを施すことに加えて、上述のような寸法関係（自由状態で $R_{22d} < R_{23d}$ ）を採用すれば、運転時に生じる弾性変形に伴って、凹部 2 3 d の曲率半径 R_{23d} が円筒状凸面 2 2 d の曲率半径 R_{22d} に一致する（ $R_{23d} = R_{22d}$ ）傾向となる。したがって、凹部 2 3 d を円筒状凸面 2 2 d に対し、より広い範囲で接触させることができる。この結果、運転時にこれら円筒状凸面 2 2 d と凹部 2 3 d との接触部に加わる面圧をより低く抑えることができ、支持梁部 9 e と外輪 1 6 e との耐久性をより向上させることができる。

[0060] なお、この構成を採用する場合にも、円筒状凸面と凹部とのうちの少なくとも一方の面の断面形状を、単一円弧形状に代えて、複合円弧形状とすることもできる。いずれにしても、円筒状凸面および凹部の自由状態での断面形状および曲率半径は、この構成を採用する目的（運転時に生じる弾性変形に伴って係合突部と係合凹部との接触範囲をより広くすること）を十分に達成できるように決定する。好ましくは、円筒状凸面および凹部の自由状態での断面形状および曲率半径を、運転時にパワーローラに加わるスラスト荷重が最大となる状態、または、最も長い時間作用する大きさとなる状態で、円筒状凸面と凹部との接触面積が最大となるように設定する。

[0061] [第 2 実施形態の第 1 例]

図 1 0 ~ 図 1 2 は、本発明の第 2 実施形態の第 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、トラニオン 7 f の支持梁部 9 f に対し、スラスト玉軸受 1 3 a を構成する外輪 1 6 f を、これらの支持梁部 9 f に対する揺動変位を可能に支持しつつ、これらの支持梁部 9 f 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。

[0062] 本例の構造の場合、外輪16f側に支持固定したアンカピン26と、支持梁部9fの円筒状凸面22eに形成したアンカ溝27とを係合させている。トラニオン7fの一部で、支持梁部9fの両端部に設けた1対の段差面25同士の間隔Dは、外輪16fの外径d（図35参照）よりも十分に大きくしている。

[0063] アンカピン26を支持固定するため、外輪16fの一部でこの外輪16fの中心から外れた部分に、断面円形の保持孔28を、この外輪16fの外側面に形成した凹部23eの中心軸に対し捩れの位置で、かつ、この中心軸の方向に対し直角方向に、両端部が外輪16fの外周面に開口する状態で形成している。すなわち、外輪16fの内側面の中心部に支持軸12aを、外輪軌道17と同心に、この外輪16fと一体に設けており、この支持軸12aの周囲にパワーローラ6aを、ラジアルニードル軸受24を介して回転自在に支持している（図35および図36参照）。また、支持軸12aの中心部に設けた下流側潤滑油流路29に、支持梁部9aに設けられた上流側潤滑油流路30（図35および図36参照）から潤滑油を送り込み可能としている。保持孔28およびアンカ溝27は、下流側潤滑油流路29および上流側潤滑油流路30を避けて、支持軸12aの中心から支持梁部9fの軸方向に外れた位置に形成している。保持孔28の方向は、外輪16fの外側面に形成した凹部23eの方向（この凹部23eと係合する支持梁部9fの中心軸の方向）に対し直角方向としている。また、保持孔28の軸方向中間部のうちで、断面の半分程度、もしくは半分以下の部分を、凹部23eの一部に開口させている。

[0064] アンカピン26は、軸受鋼、高速度鋼などの硬質金属製で、全体を円柱状とするとともに、軸方向両端面の外周縁部に、断面形状が4分の1円弧形の面取り部を形成している。それぞれの自由状態での、保持孔28の内径は、アンカピン26の外径よりもわずかに小さく、アンカピン26は、保持孔2

8内に圧入されることにより、軸方向両端部を外輪16fに対し、締め込みで内嵌固定されている。この状態で、アンカピン26の中間部の径方向片半部である、半円柱状部分が、凹部23eの中間部から突出した状態となる。

[0065] アンカ溝27は、支持梁部9fの円筒状凸面22eの中間部で、外輪16fとトラニオン7fとを組み合わせた状態で、アンカピン26の中間部に整合する部分に形成されている。また、アンカ溝27は、アンカピン26の軸方向中間部をがたつきなく係合可能な断面円弧形で、支持梁部9fの円筒状凸面22eに、円筒状凸面22eの周方向に形成されている。アンカ溝27の断面形状の曲率半径は、アンカピン26の外径の1/2と同じか、これよりもわずかに大きくしている。アンカ溝27の形成位置を規制して、このアンカ溝27とアンカピン26とを係合させた状態で、外輪16fの外周面と1対の段差面25とが十分に離隔するようにして、図37に示すような弾性変形に拘らず当接しないようになっている。

[0066] 本例のトロイダル型無段変速機は、トラニオン7fと外輪16fとを、図12に示した状態から図10に示した状態にまで互いに近づけて、アンカ溝27とアンカピン26とを係合させた状態で組み合わせる。この状態でトロイダル型無段変速機を運転すると、トラニオン7fに加わる力 $2F_t$ を、アンカピン26の軸方向中間部とアンカ溝27との係合部で支承する。伝達するトルクの変動に伴って、外輪16fがトラニオン7fに対し揺動変位する際には、アンカピン26とアンカ溝27とが相対変位して、アンカ溝27のうちでアンカピン26の中間部が係合している部分の周方向位置が変化する。アンカピン26は円柱状であるから、アンカピン26の中間部とアンカ溝27との相対変位は円滑に行われる。

[0067] 本例の構造は、円柱状のアンカピン26を外輪16fに支持固定するために、外輪16fに断面円形の保持孔28を形成すれば足りる。円柱状のアンカピン26を所定の寸法精度で造ることも、断面円形の保持孔28を所定の寸法精度で造ることも、いずれも容易である。また、保持孔28にアンカピン26を支持固定する作業も、保持孔28にアンカピン26を直線状に圧入

するだけで足りる。そして、圧入後は、アンカピン26が両端部で外輪16fに対し支持固定され、力2Ftはアンカピン26の中間部に加わる、いわゆる両持ち梁の構造となって、この力2Ftに対する剛性が大きくなる。これらにより本例の構造は、大きなトルクを伝達するトロイダル型無段変速機で実施した場合でも、十分な耐久性および信頼性を確保できる構造を、低コストで実現できる。

[0068] [第2実施形態の第2例]

図13および図14は、本発明の第2実施形態の第2例を示している。本例の場合には、外輪16gの外側面に形成した凹部23fの幅方向両端部2箇所位置に、それぞれ断面円形で有底の保持孔28aを形成している。これらの保持孔28aを形成する位置は、凹部23fの中心軸の軸方向に関する位置が互いに一致する部分（同一円周上位置）としている。また、これらの保持孔28aの方向は、外輪16gの内側面に設けた支持軸12aの中心軸の方向と同じ（平行）としている。そして、保持孔28aのそれぞれに、アンカピン26aの基半部を、締め嵌めで圧入して、これらのアンカピン26aを、外輪16gに対し固定している。そして、これらのアンカピン26aの前半部で凹部23fの内周面から突出した部分を、トラニオン7fを構成する支持梁部9fの外周面を構成する円筒状凸面22eに形成したアンカ溝27に係合させている。

[0069] 本例の構造の場合も、保持孔28aおよびアンカピン26aの加工および組合せを容易に行うことができる。また、これらのアンカピン26aにより、大きな力2Ftを支承できる。その他の部分の構造および作用は、第2実施形態の第1例と同様である。

[0070] [第3実施形態の第1例]

図15は、本発明の第3実施形態の第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、トラニオン7gの支持梁部9gに対してスラスト玉軸受13aを構成する外輪16hを、これらの支持梁部9gの軸方向に軽い力で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。

[0071] 本例の構造の場合、それぞれの外輪16hの外径（あるいは、これらの外輪16hの径方向反対側2箇所位置に形成した、互いに平行な1対の平坦面同士の間隔） d_0 を、トラニオン7gごとに1対ずつ設けた段差面25同士の間隔Dよりも、段差面25と外輪16hの外周面との間に設置された押圧駒31とアンカ駒32の主部33の2個分の厚さよりも大きな寸法分だけ、十分に小さくしている。押圧駒31とアンカ駒32は、外輪16hを径方向反対側から挟む状態で、トラニオン7gごとに、それぞれ1対ずつ配置されている。

[0072] 押圧駒31とアンカ駒32は、互いに同じ形状を有するもので、それぞれが、主部33と凸部34を備える。主部33は、段差面25と外輪16hの外周面との間に配置され、段差面25と当接する面を静止側平坦面35とし、外輪16hの外周面と当接する面を摺動側平坦面36としている。この摺動側平坦面36は、外輪16hが支持梁部9gを中心として揺動変位する際に、外輪16hの外周面の一部と摺接する。また、主部33のうちで支持梁部9gの外周面に対向する面を、支持梁部9gの外周面に沿った形状を有する、凹曲面37としている。さらに、凸部34は、円柱状で、主部33のうちの静止側平坦面35を設けた側で、かつ、この静止側平坦面35よりもパワーローラ6aに寄った側から、外輪16hと反対側に突設されている。外輪16hの周方向に関する、凸部34の形成位置は、主部33の中央位置としている。

[0073] トラニオン7gの両端部に互いに同心に設けた傾転軸8a、8bの中心部に、それぞれ保持孔38a、38bが形成されている。これらの保持孔38a、38bのうち、アクチュエータ21（図29参照）により押し引きするためのロッド39を設置した側の傾転軸8aに形成した保持孔38aは、この傾転軸8aの内端面（外輪16hに対向する面）にのみ開口する、有底の円孔としている。これに対して、逆側の傾転軸8bに形成した保持孔38bはこの傾転軸8bの両端面に開口する、断面円形の貫通孔としている。この

理由は、ボール盤などの一般的な工作機械により、これらの保持孔 38 a、38 b の加工を可能にするためである。そして、貫通孔である保持孔 38 b の外半部に、円柱状の盲栓 40 を、締め嵌めで内嵌固定して、この保持孔 38 b に関しても、実質的に有底の円孔としている。

[0074] 押圧駒 31 およびアンカ駒 32 は、それぞれの凸部 34 を保持孔 38 a、38 b の内端面側開口部に、がたつくことはないが、これらの保持孔 38 a、38 b の軸方向の変位を可能に、内嵌されている。また、押圧駒 31 を構成する凸部 34 の先端面と、保持孔 38 a の奥端面または盲栓 40 の内端面との間に、弾性部材としての圧縮コイルばね 41 a、41 b が設けられている。そして、これらの圧縮コイルばね 41 a、41 b の弾力により、押圧駒 31 の主部 33 を、外輪 16 h の外周面に押圧している。

[0075] 押圧駒 31 により外輪 16 h の外周面を押圧する方向は、トロイダル型無段変速機の運転時に、入力側ディスク 2 および出力側ディスク 5 からパワーローラ 6 a を介して外輪 16 h に加わる力 $2F_t$ の作用方向と同じとしている。すなわち、トロイダル型無段変速機の運転時に、それぞれの外輪 16 h にはトラクション部から、入力側ディスク 2 および出力側ディスク 5 の回転方向に関して同じ方向の力 $2F_t$ が加わる。図 15 の構造では、入力側ディスク 2 が、矢印 α で示すように時計方向に、出力側ディスク 5 が反時計方向にそれぞれ回転する。そして、エンジンから駆動輪に動力を伝達する状態では、図 15 (A) に示す一方の外輪 16 h には図 15 で上向きの、図 15 (B) に示す他方の外輪 16 b には図 15 で下向きの、それぞれ力 $2F_t$ が加わる。入力側ディスク 2 および出力側ディスク 5 の間に配置した 1 対のトラニオン 7 g の設置方向は、回転方向に関して互いに逆向きであるから、一方のトラニオン 7 g に関しては、押圧駒 28 および圧縮コイルばね 41 a を、有底の保持孔 38 a 部分に組み付けている。これに対して、他方のトラニオン 7 g に関しては、押圧駒 28 および圧縮コイルばね 41 b を、貫通孔である保持孔 38 b のうちで、盲栓 40 により塞がれていない、内半部分に組み付けている。

[0076] 圧縮コイルばね41bを上側に設ける場合には、外輪16hの外周面の径方向他端部を他方の段差面25に押し付ける方向に作用する力が、トラクション力(2Ft)と、トラニオン7gおよび外輪16hなどの重量に見合う力との和になる。これに対して、圧縮コイルばね41aを下側に設ける場合には、この圧縮コイルばね41aは、トラニオン7gおよび外輪16hなどの重量を支えることになるため、外輪の外周面の径方向他端部を他方の段差面に押し付ける方向に作用する力は、トラクション力とトラニオン7gおよび外輪16hなどの重量に見合う力との差になる。したがって、圧縮コイルばね41aを下側に設ける場合には、圧縮コイルばね41bを上側に設ける場合に比べて、この重量の2倍分だけ大きな弾力を有するものを使用することが好ましい。トラニオン7gを上下方向に配置する場合には、左右の板ばね41a、41bの弾力に、重量の2倍分の差を設ければ、左右のトラニオン7gを押圧する力がほぼ均等になって、バランスに優れた設計となる。

[0077] なお、押圧駒31およびアンカ駒32としては、互いに同種の(同一の形状および寸法を有する)部品を使用する。アンカ駒32は、トロイダル型無段変速機の運転時に、力2Ftを支承する。さらに、外輪16hが支持梁部9gを中心として揺動変位する際に、外輪16hの外周面と摺接する。アンカ駒32は、力2Ftを支承する必要上、降伏応力が大きく、耐圧縮性能に優れた金属材料により造る。また、揺動変位を円滑に行わせるために、摩擦係数の低い材料により造ることが好ましい。これらのことを考慮すると、アンカ駒32および押圧駒31を、含油メタルのような低摩擦材により造ることが好ましい。

[0078] さらに、アンカ駒32の摺動側平坦面36と外輪16hの外周面との摺接部は、力2Ftが加わった状態で、支持梁部9gを中心とする、外輪16hの揺動変位を許容する必要がある。したがって、摺接部の面圧を低く抑えるため、外輪16hの径方向反対側2箇所位置に互いに平行な1対の平坦面を形成し、これらの平坦面と摺動側平坦面36とを摺接させることが好ましい。

[0079] 本例のトロイダル型無段変速機の運転時、エンジンから駆動輪に動力を伝達する状態では、外輪16hに対する力の作用方向が、力2Ftと圧縮コイルばね41a、41bとで一致する。このため、支持梁部9gの軸方向に関する、トラニオン7gと外輪16hとの位置関係が一義的に定まる。言い換えれば、外径（あるいは間隔） d_0 および押圧駒31およびアンカ駒32の主要部33の厚さtの合計と、間隔Dとの差（ $D - d_0 - 2t$ ）に拘らず、外輪16hがトラニオン7gに対し、支持梁部9gの軸方向に変位することはない。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ことが防止され、変速動作の安定化を図ることができる。また、差（ $D - d_0 - 2t$ ）を十分に確保して、大きなトルクを伝達する際にも、外輪16hをトラニオン7gに対し、円滑に揺動変位させることができる。

[0080] なお、制動時（エンジンプレーキの作動時）には、力2Ftの作用方向と圧縮コイルばね41a、41bの弾力の作用方向とが逆になる。ただし、この場合でも、圧縮コイルばね41a、41bの弾力をある程度大きくしておけば、アンカ駒32の摺動側平坦面36と外輪16hの外周面とを当接したままの状態にして、変速動作の安定化を図ることができる。制動時に加わる、力2Ftが大きくなると、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あるが、この場合には、トロイダル型無段変速機を通過するトルクが大きく、しかも、制動時であるため、運転者に与える違和感はあまり問題とはならない。

[0081] [第3実施形態の第2例]

図16～図20は、本発明の第3実施形態の第2例を示している。本例の場合には、弾性部材として板ばね42a、42b（42bのみ図示する）を、トラニオン7aに設けた1対の段差面25のうち的一方（図16の上方）の段差面25と、外輪16iの外周面のうちの径方向一端部との間に、直接設置している。また、他方（図16の下方）の段差面と、外輪16iの外周面の径方向他端部とを、直接当接させている。本例では、押圧駒およびアンカ駒は、いずれも設けられていない。

[0082] 板ばね42a、42bは、ばね鋼などの帯状の弾性金属板を部分円弧状に曲げ形成して形成される。板ばね42a、42bを設置するため、外輪16iの外周面のうちの径方向一端部で一方の段差面25と対向する部分に、保持凹部43が形成されている。保持凹部43は、外輪16iの一部を削り取ることにより、円周方向に隣り合う部分よりも径方向内方に凹ませたもので、底面を平坦面としている。また、保持凹部43の径方向に関する深さH（図18参照）は、板ばね42a、42bの自由状態での厚さTよりも浅く、板ばね42a、42bを構成する弾性金属板の厚さt（図19（B）参照）よりも深い（ $T > H > t$ ）。

[0083] したがって、板ばね42a、42bを保持凹部43内に、両端部を保持凹部43の底面に当接させた状態で設置すると、板ばね42a、42bの自由状態では、板ばね42a、42bの中央部（凸湾曲面）が、外輪16iの外周面よりも径方向外方に、段差面25同士の間隔と外輪16iの外径との差よりも大きく、十分に突出する。そして、この状態では、外輪16iの外周面の径方向他端部と他方の段差面25とを、隙間なく当接させる。なお、図16は、第3実施形態の第1例における、図15（B）に対応する部分を表しているため、板ばね42bを外輪16iの上側に設けて、この外輪16iを下方に押圧している。これに対して、図15（A）に対応する部分に関しては、板ばね42a（図示せず）を外輪16iの下側に設けて、外輪16iを上方に押圧するようにする。なお、トラニオン7aを上下方向に配置する場合に、左右の板ばね42a、42bの弾力に、重量の2倍分の差を設けることにより、左右のトラニオン7aを押圧する力をほぼ均等とすることが好ましい点は、第3実施形態の第1例の圧縮コイルばね41a、41bの場合と同様である。

[0084] 本例の場合も、入力側ディスク2および出力側ディスク5の回転方向と、板ばね42a、42bによる外輪16iの押圧方向との関係は、第3実施形態の第1例と同様であるから、運転動作とは直接関連しない変速動作が発生することを防止して、変速動作の安定化を図ることができる。本例の場合に

は、第3実施形態の第1例の場合に比べて構造が簡単であり、小型化並びに低コスト化を図ることができる。

[0085] また、強いエンジブレーキが作動した場合のように、外輪16iが板ばね42a、42bの弾力の付与方向と逆方向に、大きな力で変位した場合、板ばね42a、42bの撓み量（弾性的圧縮量）が大きくなる。この場合でも、保持凹部43の深さDと弾性金属板の厚さtの関係で、板ばね42a、42bが完全に押し潰されることはない。このため、板ばね42a、42bの耐久性を十分に確保することができる。すなわち、板ばねなどの金属ばねは、完全に押し潰される状態が繰り返されると、比較的早期にへたって、弾力が低下してしまうことが知られているが、本例の構造は、このような原因でのへたりを防止することができる。

[0086] [第3実施形態の第3例]

図21～図25は、本発明の第3実施形態の第3例を示している。本例の場合も、弾性部材として、弾性金属板を部分円弧状に湾曲させた板ばね42a、42bを使用している。特に、本例の場合には、板ばね42a、42bを外輪16jの外周面のうちで一方の段差面25と対向する部分に、ばねホルダ44を介して設置している。このばねホルダ44は、焼結金属製の含油メタルのような、優れた耐圧縮性および耐摩耗性を有し、かつ、摩擦係数の低い材料により造っている。このようなばねホルダ44には、第3実施形態の第2例で外輪16iの外周面に形成した保持凹部43（図19および図20参照）と同様の形状および寸法を有する保持凹部43aが形成されている。また、ばねホルダ44のうち、保持凹部43aを形成した面と反対側の面は平坦面としている。

[0087] ばねホルダ44を設置するために、本例の場合には、外輪16jの外周面のうちで一方の段差面25と対向する部分に平坦面45を、この一方の段差面25と平行に形成している。そして、平坦面45と段差面25との間に、ばねホルダ44と板ばね42a、42bとを、この平坦面45の側から順番に配置している。そして、板ばね42a、42bの弾力により外輪16jを

、他方の段差面 25 に向け、弾性的に押圧している。なお、ばねホルダ 44 と、外輪 16 j またはトラニオン 7 a との間には、ばねホルダ 44 が平坦面 45 と段差面 25 との間から抜け出ることを阻止するためのストッパ機構（図示省略）が設けられている。

[0088] 本例の場合には、外輪 16 j と独立してばねホルダ 44 を設けるため、軸受鋼のような硬質金属製の外輪 16 j に直接保持凹部 43（図 16～図 20 参照）を形成する場合に比べ、小型化および軽量化の面からは多少不利になるが、加工が容易になることに加えて、板ばねを設置する部分の材質選択の自由度も高くなる。

[0089] [第 3 実施形態の第 4 例]

図 26 は、本発明の第 3 実施形態の第 4 例を示している。本例の場合には、ばねホルダ 44 a を設置するために、外輪 16 k の外周面に形成した平坦面 45 a が、外輪 16 k の軸方向に対し傾斜している。具体的には、平坦面 45 a は、外輪 16 k の外周面に対し接線方向に形成されてはいるが、平坦面 45 a とトラニオン 7 a に形成した一方の段差面 25 との間隔が、支持梁部 9 a の側に向かうに従って広がる方向に傾斜している。そして、平坦面 45 a と段差面 25 との間に設置するばねホルダ 44 a の片面に関しても、同方向に傾斜している。本例の構造によれば、平坦面 45 a と段差面 25 との間からホルダ 44 a が、支持梁部 9 a から遠ざかる方向に抜け出ることが防止される。その他の部分の構造および作用は、第 3 実施形態の第 3 例と同様である。

[0090] [第 4 実施形態の 1 例]

図 27 は、本発明の第 3 実施形態の 1 例を示している。本例を含めて、本発明の第 4 実施形態の特徴は、従来構造の第 2 例の構造に関連し、トラニオン 7 a、7 g に設けた支持梁部 9 a、9 g に対して、パワーローラ 6 a を回転自在に支持するためのスラスト玉軸受 13 a を構成する外輪 16 a、16 h が、支持梁部 9 a、9 g の軸方向に変位することを抑えるためのトルク支承部を、変速比のフィードバック制御に供するトラニオン 7 g にのみ設ける

点にある。

- [0091] 外輪 1 6 h が支持梁部 9 g の軸方向に変位することを抑えるためのトルク支承部を設けることは、コスト増大につながるが、このトルク支承部を、変速比制御弁をフィードバック制御するためのトラニオンにのみ設けることにより、コストの増大を抑制することが可能となる。すなわち、本例では、変速比に結び付く、傾転軸 8 a、8 b の中心軸を中心とするトラニオン 7 a、7 g の傾斜角度を、アクチュエータ 2 1 への圧油の給排を制御する変速比制御弁 4 6 (図 3 0 参照) により制御するようになっており、かつ、この変速比制御弁 4 6 の開閉状態の調節を、複数のトラニオン 7 a、7 g のうちの 1 個のトラニオン 7 g の変位を変速比制御弁 4 6 の構成部材に伝達することで行うようになっている。そして、このトラニオン 7 g では、このトラニオン 7 g の支持梁部 9 g の軸方向両端部に設けられた段差面 2 5 同士の間隔を、外輪 1 6 h の同じ方向における寸法よりも大きくしており、このトラニオン 7 g にのみ、トルク支承部を設けている。
- [0092] この場合、外輪 1 6 a との間にトルク支承部が設けられないトラニオン 7 a に関しては、パワーローラ 6 a が入力側ディスク 2 および出力側ディスク 5 の回転方向に、わずかにずれる可能性はある。ただし、トルク支承部を設けないトラニオン 7 a は、変速比制御に使用せず、また、ずれの量もわずかであるため、トルク支承部を設けたトラニオン 7 g の傾転角に追従し、すべてのトラニオン 7 a、7 g の傾転角が一致する。
- [0093] なお、このトルク支承部の具体的構成として、支持梁部側に形成した突条と外輪側に形成した凹溝とを係合させる構造、支持梁部側に係止したアンカ駒と外輪側のアンカ溝とを係合させる構造、支持梁部側の円筒状凸面と外輪側の凹部との互いに整合する部分に形成された転動溝同士の間隔に複数の玉を掛け渡す構造は、いずれも特開 2 0 0 8 - 2 7 5 0 8 8 号公報に記載されている。
- [0094] しかしながら、本例の構造において、図 2 7 (A) に示すように、第 3 実施形態の第 1 例で示した構造 (図 1 5 (A)) 参照) を採用することが好ま

しい。また、図示はしないが、代替的または追加的に、トラニオン7 gにのみ設けられるトルク支承部を、第2態様における、アンカピン26、26 aと、アンカピン26、26 aの一部と係合するアンカ溝27とにより構成することもできる。

[0095] 本発明において、第4実施形態と第2および第3実施形態の関係のみならず、第1実施形態から第4実施形態までにおいて示された各例の構造は、相互に矛盾しない限りにおいて、相互に代替的または追加的に、適用し合うことは可能である。

産業上の利用可能性

[0096] 本発明のハーフトロイダル型のトロイダル型無段変速機は、自動車を含む車両用の自動変速機、建設機械用の自動変速機、固定翼機、回転翼機、飛行船を含む航空機で使用される発電機用の自動変速機、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、広く利用されるものであり、本発明による関連産業への貢献は大きいものである。また、本発明のトロイダル型無段変速機は、単体で使用することもできるが、遊星歯車機構と組み合わせた無段変速装置にも適用可能である。

符号の説明

- [0097]
- 1 入力回転軸
 - 2 入力側ディスク
 - 3 出力筒
 - 4 出力歯車
 - 5 出力側ディスク
 - 6、6 a パワーローラ
 - 7、7 a、7 b、7 c、7 d、7 e、7 f、7 g トラニオン
 - 8、8 a、8 b 傾転軸
 - 9、9 a、9 b、9 c、9 d、9 e、9 f、9 g 支持梁部
 - 10 支持板
 - 11、11 a 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、16b、16c、16d、16e、16f、16g、16h、16i、16j、16k 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、22b、22c、22d、22e 円筒状凸面
- 23、23a、23b、23c、23d、23e、23f 凹部
- 24 ラジアルニードル軸受
- 25 段差面
- 26、26a アンカピン
- 27 アンカ溝
- 28、28a 保持孔
- 29 下流側潤滑油流路
- 30 上流側潤滑油流路
- 31 押圧駒
- 32 アンカ駒
- 33 主部
- 34 凸部
- 35 静止側平坦面
- 36 揺動側平坦面
- 37 凹曲面
- 38a、38b 保持孔

- 39 ロッド
- 40 盲栓
- 41 a、41 b 圧縮コイルばね
- 42 a、42 b 板ばね
- 43、43 a 保持凹部
- 44、44 a ばねホルダ
- 45、45 a 平坦面
- 46 変速比制御弁
- 47 ステッピングモータ
- 48 プリンセスカム
- 49 スプール
- 50 スリーブ
- 51 油圧源
- 52 a、52 b 油圧室
- 53 ロッド
- 54 リンク腕
- 55 同期ケーブル

請求の範囲

[請求項1] 相対回転を自在として互いに同心に支持された入力側および出力側ディスクと、

両端部に互いに同心に設けられ、前記入力側および出力側ディスクの中心軸に対して捩れの位置に設けられた中心軸を有する、1対の傾転軸と、これらの傾転軸の間に伸長し、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に側面を備え、この側面が、前記傾転軸の中心軸と平行で、前記傾転軸の中心軸よりも前記入力側および出力側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なっている、支持梁部とを、それぞれ備え、前記入力側および出力側ディスクの軸方向に関して、これらのディスクの間に設けられ、かつ、前記傾転軸の中心軸を中心とする揺動変位を自在とされた複数のトラニオンと、

前記入力側および出力側ディスクの間に挟持され、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する外側に、内輪軌道が設けられた側面を備えた複数のパワーローラと、

前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する外側に、前記支持梁部の前記円筒状凸面と係合可能な凹部が設けられ、かつ、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に、外輪軌道が設けられた側面を備えた外輪と、この外輪の外輪軌道と前記パワーローラの内輪軌道との間に転動自在に配置された複数の転動体とを備えた複数のスラスト転がり軸受と、

を備え、

前記スラスト転がり軸受のそれぞれは、前記凹部を、前記支持梁部の前記円筒状凸面に係合させることにより、前記トラニオンに対し、前記入力側および出力側ディスクの軸方向に関する揺動変位を可能に支持されており、前記パワーローラのそれぞれは、前記スラスト転がり軸受を介して、前記トラニオンの前記入力側および出力側ディスク

の径方向に関する内側に回転自在に支持されており、および、

前記円筒状凸面と前記凹部とのうちの少なくとも一方の面にクラウニングが施されている、

トロイダル型無段変速機。

[請求項2] 前記円筒状凸面と前記凹部とのうちの少なくとも一方の面の全体にクラウニングが施されている、請求項1に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項3] 前記円筒状凸面と前記凹部とのうちの少なくとも一方の面の軸方向両端部にのみクラウニングが施されている、請求項1に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項4] 前記円筒状凸面の軸方向と直交する仮想平面に関する、この円筒状凸面の自由状態での曲率半径を、前記凹部の軸方向と直交する仮想平面に関する、この凹部の自由状態での曲率半径よりも小さくした、請求項1に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項5] 相対回転を自在として互いに同心に支持された入力側および出力側ディスクと、

両端部に互いに同心に設けられ、前記入力側および出力側ディスクの中心軸に対して捩れの位置に設けられた中心軸を有する、1対の傾転軸と、これらの傾転軸の間に伸長し、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に側面を備え、この側面が、前記傾転軸の中心軸と平行で、前記傾転軸の中心軸よりも前記入力側および出力側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なっている、支持梁部とを、それぞれ備え、前記入力側および出力側ディスクの軸方向に関して、これらのディスクの間に設けられ、かつ、前記傾転軸の中心軸を中心とする揺動変位を自在とされた複数のトラニオンと、

前記入力側および出力側ディスクの間に挟持され、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する外側に、内輪軌道が設けられた側

面を備えた複数のパワーローラと、

前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する外側に、前記支持梁部の前記円筒状凸面と係合可能な凹部が設けられ、かつ、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に、外輪軌道が設けられた側面を備えた外輪と、この外輪の外輪軌道と前記パワーローラの内輪軌道との間に転動自在に配置された複数の転動体とを備えた複数のスラスト転がり軸受と、

を備え、

前記スラスト転がり軸受のそれぞれは、前記凹部を、前記支持梁部の前記円筒状凸面に係合させることにより、前記トラニオンに対し、前記入力側および出力側ディスクの軸方向に関する揺動変位を可能に支持されており、前記パワーローラのそれぞれは、前記スラスト転がり軸受を介して、前記トラニオンの前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に回転自在に支持されており、および、

前記外輪のそれぞれの一部に形成された断面円形の保持孔と、この保持孔に締め込みで内嵌固定された状態で、一部を前記外輪の凹部の内面から突出させた円柱状のアンカピンと、前記トラニオンのそれぞれの前記支持梁部の前記円筒状凸面に、この円筒状凸面の周方向に形成されたアンカ溝とが備えられており、前記アンカピンの一部とこのアンカ溝とを係合させ、これらのアンカピンとアンカ溝との係合部で、前記入力側および出力側ディスクの回転に伴って前記パワーローラに加わるトルクを支承可能としている、

トロイダル型無段変速機。

[請求項6]

前記保持孔は、前記凹部の中心軸に対し捩れの位置で、かつ、この中心軸の方向に対し直角方向に形成されたもので、その中間部を前記凹部の幅方向中間部に開口しており、

前記アンカピンは、軸方向両端寄り部分を前記保持孔に締め込みで内嵌固定した状態で、軸方向中間部を前記凹部の一部に露出させてお

り、

前記アンカ溝は、前記アンカピンの軸方向中間部をがたつきなく係合する断面円弧形であり、

前記トラニオンの支持梁部の軸方向に関して、前記外輪の両端部外周面と前記トラニオンの一部とを離隔させるとともに、前記アンカピンの軸方向中間部と前記アンカ溝との係合部で、前記入力側および出力側ディスクの回転に伴って前記パワーローラに加わるトルクを支承可能としている、

請求項5に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項7]

前記外輪の内側面の中心部に前記外輪軌道と同心の支持軸が、前記外輪と一体に設けられていて、前記パワーローラはこの支持軸の周囲にラジアルニードル軸受を介して回転自在に設けられており、この支持軸の中心部に設けた下流側潤滑油流路に、前記トラニオンの支持梁部に設けられた上流側潤滑油流路から潤滑油を送り込み可能としており、前記保持孔および前記アンカ溝は、前記支持軸の中心から前記支持梁部の軸方向に外れた位置に形成されていて、前記アンカピンの軸方向中間部は、前記下流側潤滑油流路と上流側潤滑油流路との連通部から外れた部分に存在する、請求項6に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項8]

前記保持孔は、前記凹部の幅方向2箇所位置で、この凹部の中心軸の軸方向に関する位置が互いに一致する部分に形成されており、それぞれの保持孔に前記アンカピンが、それぞれの端部が前記凹部の内周面から突出する状態で圧入固定されている、請求項5に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項9]

相対回転を自在として互いに同心に支持された入力側および出力側ディスクと、

両端部に互いに同心に設けられ、前記入力側および出力側ディスクの中心軸に対して捩れの位置に設けられた中心軸を有する、1対の傾

転軸と、これらの傾転軸の間に伸長し、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に側面を備え、この側面が、前記傾転軸の中心軸と平行で、前記傾転軸の中心軸よりも前記入力側および出力側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なっている、支持梁部とを、それぞれ備え、前記入力側および出力側ディスクの軸方向に関して、これらのディスクの間に設けられ、かつ、前記傾転軸の中心軸を中心とする揺動変位を自在とされた複数のトラニオンと、

前記入力側および出力側ディスクの間に挟持され、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する外側に、内輪軌道が設けられた側面を備えた複数のパワーローラと、

前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する外側に、前記支持梁部の前記円筒状凸面と係合可能な凹部が設けられ、かつ、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に、外輪軌道が設けられた側面を備えた外輪と、この外輪の外輪軌道と前記パワーローラの内輪軌道との間に転動自在に配置された複数の転動体とを備えた複数のスラスト転がり軸受と、

を備え、

前記パワーローラのそれぞれは、前記スラスト転がり軸受を介して、前記トラニオンの前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に回転自在に支持されており、前記スラスト転がり軸受のそれぞれは、前記凹部を、前記支持梁部の前記円筒状凸面に係合させるとともに、前記外輪の外周面の一部と、前記トラニオンの一部で前記円筒状凸面を挟む位置に設けた段差面とを係合させることにより、前記トラニオンに対し、前記入力側および出力側ディスクの軸方向に関する揺動変位を可能に、かつ、これらのディスクの回転に伴って前記パワーローラに加わるトルクを支承可能に支持されており、および、

前記トラニオンのそれぞれに1対ずつ設けられた前記段差面同士の

間隔が前記外輪の外径よりも大きく、前記段差面のうちの一方と前記外輪の外周面との間部分に弾性部材が設置されており、この弾性部材により前記外輪を他方の段差面に向け押圧している、
トロイダル型無段変速機。

[請求項10] 前記弾性部材が、弾性金属板を部分円弧状に湾曲させた板ばねであり、前記外輪の外周面のうちで前記一方の段差面と対向する部分に、円周方向に隣り合う部分よりも径方向に凹んだ、前記板ばねの自由状態での厚さよりも浅く、前記弾性金属板の厚さよりも深い保持凹部が設けられていて、前記板ばねがこの保持凹部内に設置されている、請求項9に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項11] 前記弾性部材が、弾性金属板を部分円弧状に湾曲させた板ばねであり、前記板ばねの自由状態での厚さよりも浅く、前記弾性金属板の厚さよりも深い保持凹部を片面に有するばねホルダを備え、前記外輪の外周面のうちで前記一方の段差面と対向する部分に、当該部分の接線方向に拡がる平坦面が形成されており、この平坦面に前記ばねホルダの他面が当接しており、前記板ばねが前記保持凹部内に設置されている、請求項9に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項12] 前記平坦面が、この平坦面と前記一方の段差面との間隔が、前記支持梁部の側に向かうに従って広くなる方向に傾斜している、請求項11に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項13] 少なくとも前記一方の段差面と前記外輪の外周面との間部分に押圧駒を設置し、前記弾性部材によりこの押圧駒をこの外輪に向け押圧している、請求項9に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項14] 前記段差面のうち他方の段差面と前記外輪の外周面との間に、前記押圧駒と同じ形状を有するアンカ駒が設置されており、

前記それぞれのトラニオンにおいて、前記段差面のそれぞれに、互いに同心の保持孔が設けられており、

前記押圧駒および前記アンカ駒はそれぞれ、前記段差面と前記外輪

の外周面との間に配置される主部と、この主部のうちで前記パワーローラと反対面に突設された凸部とを備えたものであり、

前記押圧駒および前記アンカ駒の前記凸部はそれぞれ、前記保持孔に嵌合されており、前記保持孔のうちの一方の保持孔内に装着された前記弾性部材により前記押圧駒を前記外輪の外周面に押し付けて、前記外輪を前記アンカ駒に向け押圧している、請求項 13 に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項15] 前記複数のトラニオンにそれぞれ設置されている、前記押圧駒と前記アンカ駒との設置位置が、前記入力側および出力側ディスクの回転に伴って前記トラニオンに加わる力の作用方向に関し、互いに同じである、請求項 14 に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項16] 前記押圧駒と前記アンカ駒とが低摩擦材製である、請求項 14 に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項17] 相対回転を自在として互いに同心に支持された入力側および出力側ディスクと、

両端部に互いに同心に設けられ、前記入力側および出力側ディスクの中心軸に対して捩れの位置に設けられた中心軸を有する、1 対の傾転軸と、これらの傾転軸の間に伸長し、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に側面を備え、この側面が、前記傾転軸の中心軸と平行で、前記傾転軸の中心軸よりも前記入力側および出力側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なっている、支持梁部とを、それぞれ備え、前記入力側および出力側ディスクの軸方向に関して、これらのディスクの間に設けられ、かつ、前記傾転軸の中心軸を中心とする揺動変位を自在とされた複数のトラニオンと、

前記入力側および出力側ディスクの間に挟持され、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する外側に、内輪軌道が設けられた側面を備えた複数のパワーローラと、

前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する外側に、前記支持梁部の前記円筒状凸面と係合可能な凹部が設けられ、かつ、前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に、外輪軌道が設けられた側面を備えた外輪と、この外輪の外輪軌道と前記パワーローラの内輪軌道との間に転動自在に配置された複数の転動体とを備えた複数のスラスト転がり軸受と、
を備え、

前記スラスト転がり軸受のそれぞれは、前記凹部を、前記支持梁部の前記円筒状凸面に係合させることにより、前記トラニオンに対し、前記入力側および出力側ディスクの軸方向に関する揺動変位を可能に支持されており、前記パワーローラのそれぞれは、前記スラスト転がり軸受を介して、前記トラニオンの前記入力側および出力側ディスクの径方向に関する内側に回転自在に支持されており、

前記入力側および出力側ディスクの間の変速比の調節は、前記トラニオンごとに設けられたアクチュエータにより、前記トラニオンを前記傾転軸の軸方向に変位させて、前記トラニオンを前記傾転軸を中心として揺動変位させることにより行わせるものであり、

前記変速比に結び付く、前記傾転軸を中心とする前記トラニオンの傾斜角度は、前記アクチュエータへの圧油の給排を制御する変速比制御弁により制御されるようになっており、かつ、この変速比制御弁の開閉状態の調節は、前記複数のトラニオンのうちのいずれか1個のトラニオンの変位を前記変速比制御弁の構成部材に伝達することで行われるようになっており、

前記トラニオンの前記支持梁部の軸方向両端部に、前記トラニオンごとに1対ずつ設けられた段差面同士の間隔が、前記外輪の同じ方向の寸法よりも大きく、および、

前記いずれか1個のトラニオンと、このトラニオンに揺動変位可能に支持した前記外輪との間にのみ、この外輪と前記支持梁部との揺動

変位を許容するが、この外輪がこの支持梁部の軸方向に変位をすることを阻止して、前記入力側および出力側ディスクの回転に伴って前記いずれか1個のトラニオンに支持されたパワーローラに加わるトルクを支承するトルク支承部を設けている、
トロイダル型無段変速機。

[請求項18] 前記いずれか1個のトラニオンにおいて、前記段差面のうちの一方と前記外輪の外周面との間部分に押圧駒および弾性部材が設置されており、前記トルク支承部が、前記段差面のうちの他方またはこの他方の段差面に設置された部材であり、前記押圧駒を、前記弾性部材により前記外輪に向け押圧している、請求項17に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項19] 前記いずれか1個のトラニオンにおいて、前記他方の段差面に設置された部材として、この他方の段差面と前記外輪の外周面との間に、前記押圧駒と同じ形状を有するアンカ駒が設置されており、
前記段差面のそれぞれに、互いに同心の保持孔が設けられており、
前記押圧駒および前記アンカ駒はそれぞれ、前記段差面と前記外輪の外周面との間に配置される主部と、この主部のうちで前記パワーローラと反対面に突設された凸部とを備えたものであり、
前記押圧駒および前記アンカ駒の前記凸部はそれぞれ、前記保持孔に嵌合されており、前記保持孔のうちの一方の保持孔内に装着された前記弾性部材により前記押圧駒を前記外輪の外周面に押し付けて、前記外輪を前記アンカ駒に向け押圧していて、
前記外輪の外周面と前記アンカ駒との当接部が前記トルク支承部を構成している、請求項18に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項20] 前記押圧駒と前記アンカ駒とが低摩擦材製である、請求項19に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項21] 前記トルク支承部が、前記外輪の一部に形成された断面円形の保持孔と、この保持孔に締り嵌めで内嵌固定された状態で、一部を前記外

輪の凹部の内面から突出させた円柱状のアンカピンと、前記いずれか1個のトラニオンの支持梁部の前記円筒状凸面に、この円筒状凸面の周方向に形成され、前記アンカピンの一部と係合するアンカ溝とにより構成される、請求項17に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項22]

前記保持孔は、前記凹部の中心軸に対し捩れの位置で、かつ、この中心軸の方向に対し直角方向に形成されたもので、その中間部を前記凹部の幅方向中間部に開口しており、

前記アンカピンは、軸方向両端寄り部分を前記保持孔に締め嵌め内嵌固定した状態で、軸方向中間部を前記凹部の一部に露出させており、

前記アンカ溝は、前記アンカピンの軸方向中間部をがたつきなく係合する断面円弧形であり、

前記トラニオンの支持梁部の軸方向に関して、前記外輪の両端部外周面と前記トラニオンの一部とを離隔させるとともに、前記アンカピンの軸方向中間部と前記アンカ溝との係合部を前記トルク支承部とした、請求項21に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項23]

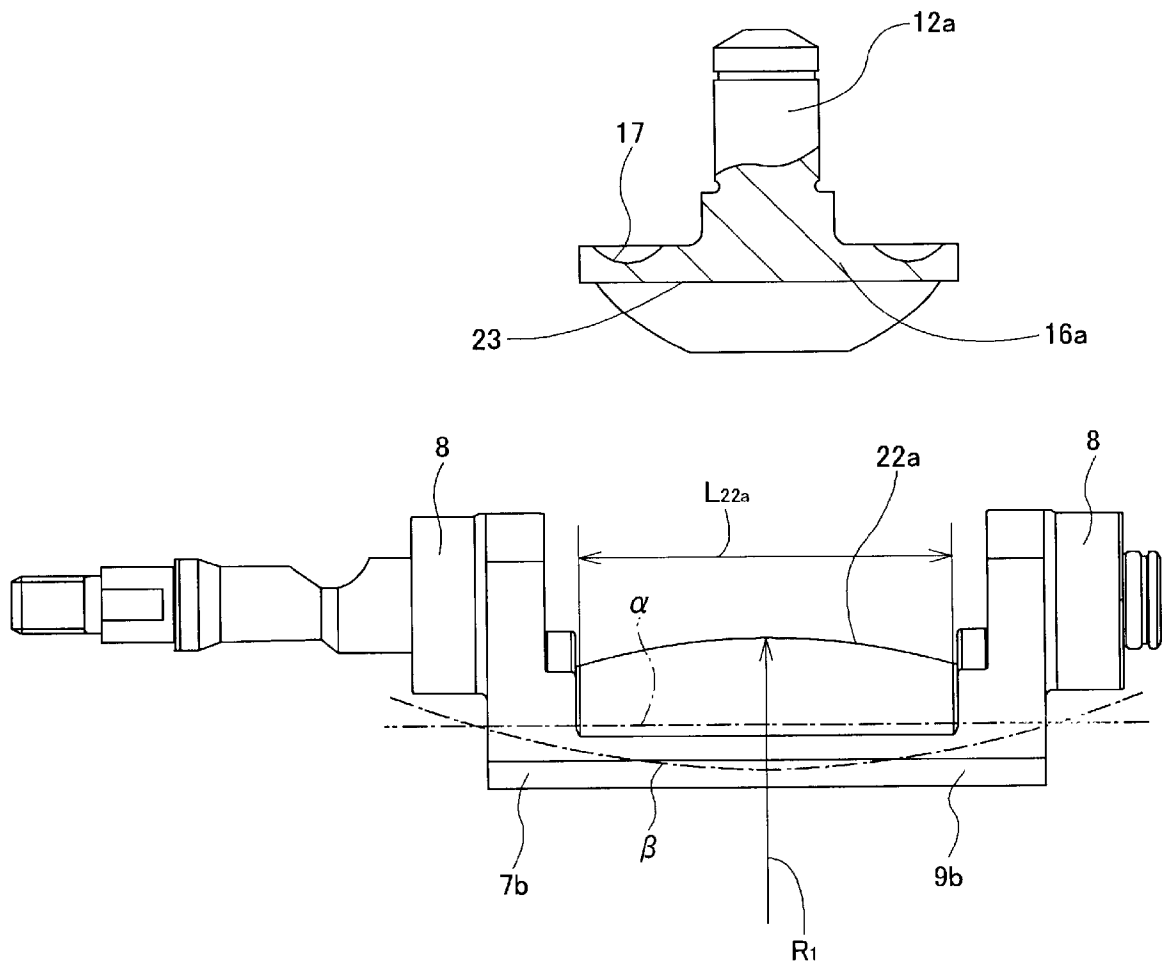
前記外輪の内側面の中心部に前記外輪軌道と同心の支持軸が、前記外輪と一体に設けられていて、前記パワーローラはこの支持軸の周囲にラジアルニードル軸受を介して回転自在に設けられており、この支持軸の中心部に設けた下流側潤滑油流路に、前記トラニオンの支持梁部に設けられた上流側潤滑油流路から潤滑油を送り込み可能としており、前記保持孔および前記アンカ溝は、前記支持軸の中心から前記支持梁部の軸方向に外れた位置に形成されていて、前記アンカピンの軸方向中間部は、前記下流側潤滑油流路と上流側潤滑油流路との連通部から外れた部分に存在する、請求項22に記載したトロイダル型無段変速機。

[請求項24]

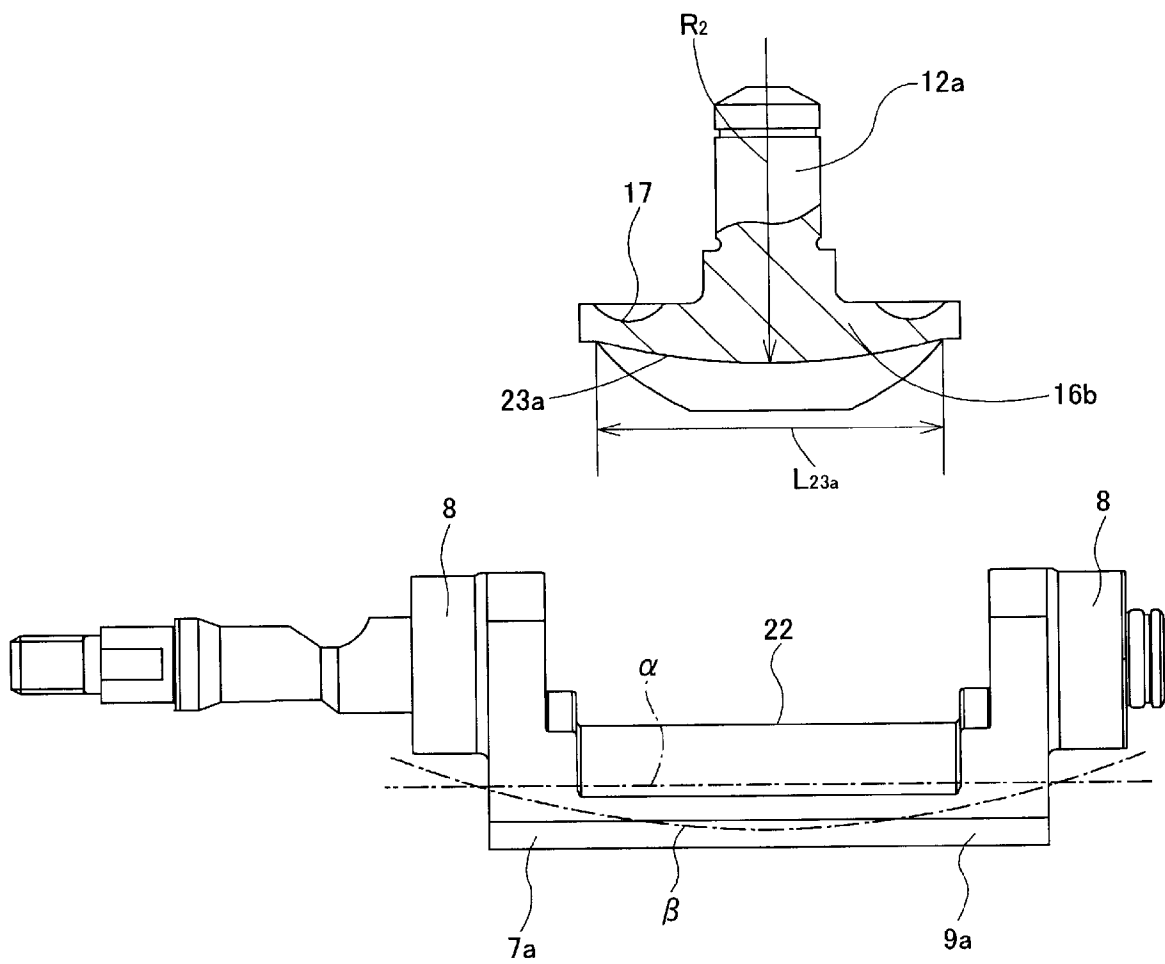
前記保持孔は、前記凹部の幅方向2箇所位置で、この凹部の中心軸の軸方向に関する位置が互いに一致する部分に形成されており、それ

それぞれの保持孔に前記アンカピンが、それぞれの端部が前記凹部の内周面から突出する状態で圧入固定されている、請求項 21 に記載したトロイダル型無段変速機。

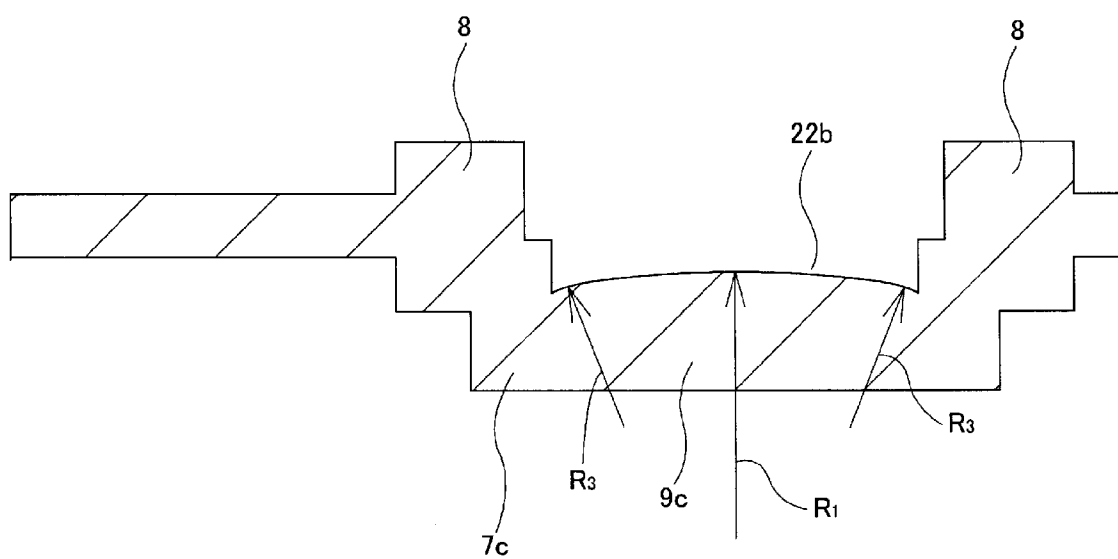
[図1]



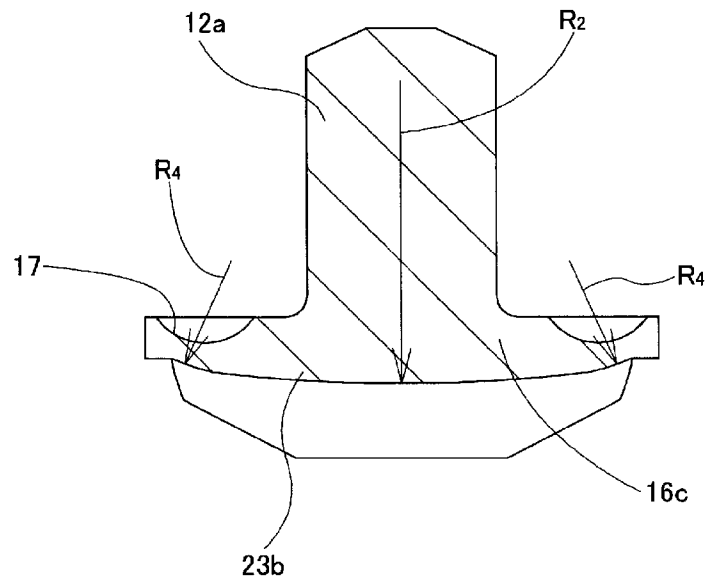
[図2]



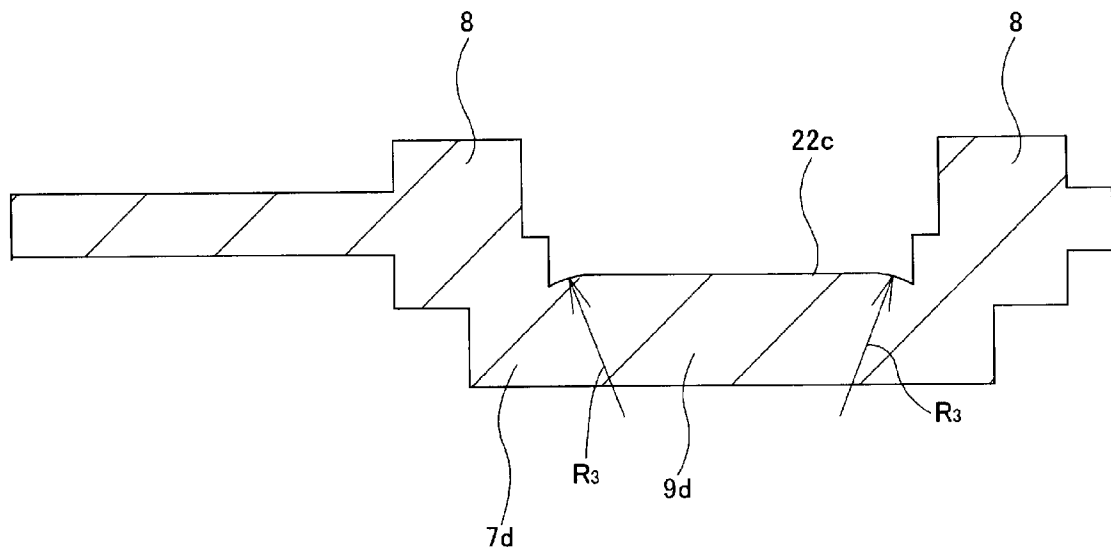
[図3]



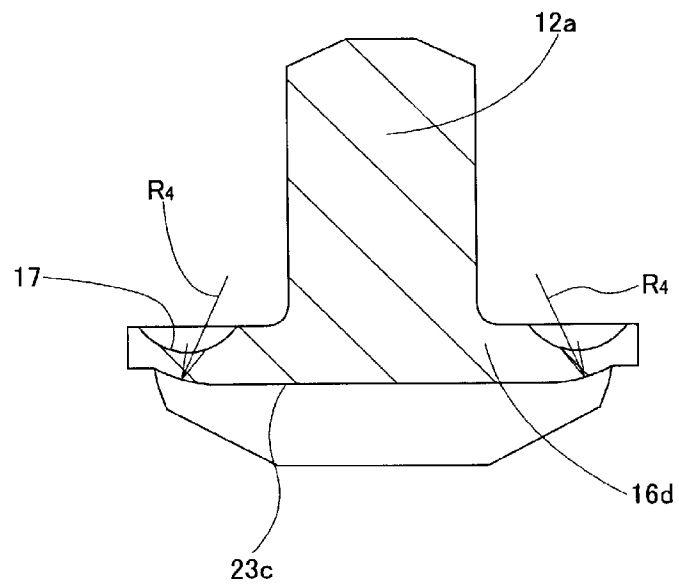
[図4]



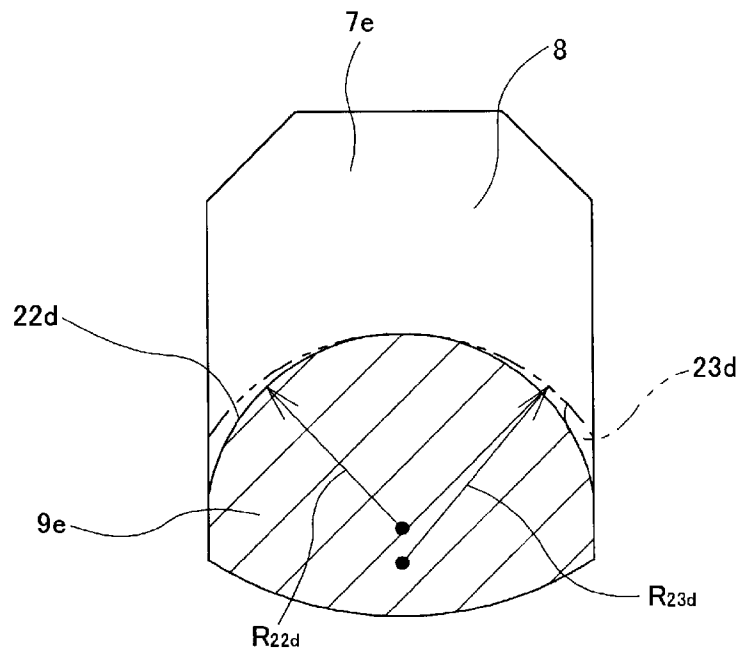
[図5]



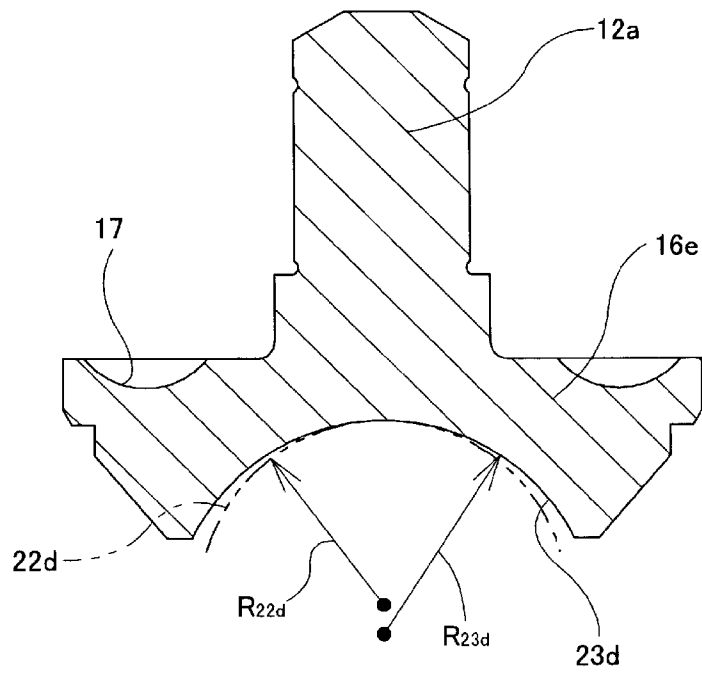
[図6]



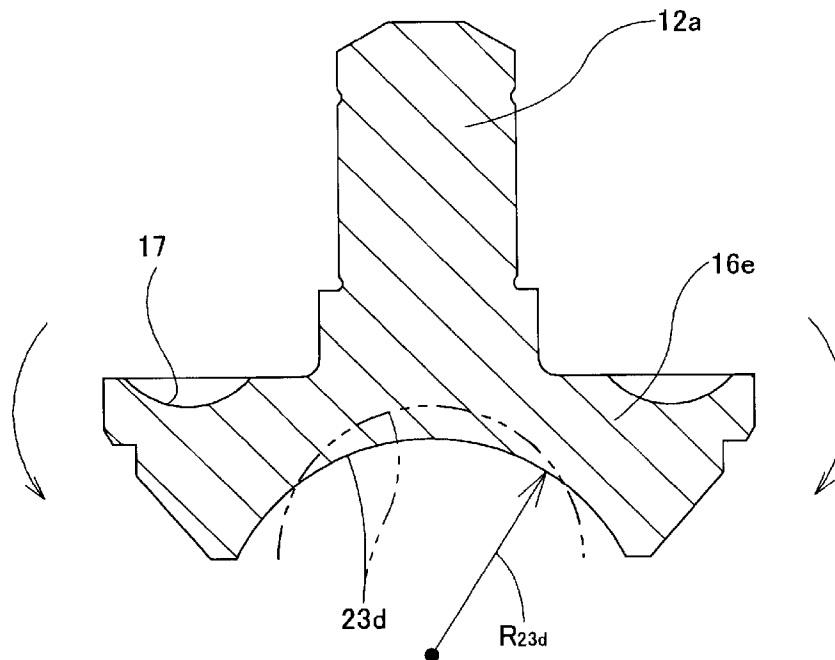
[図7]



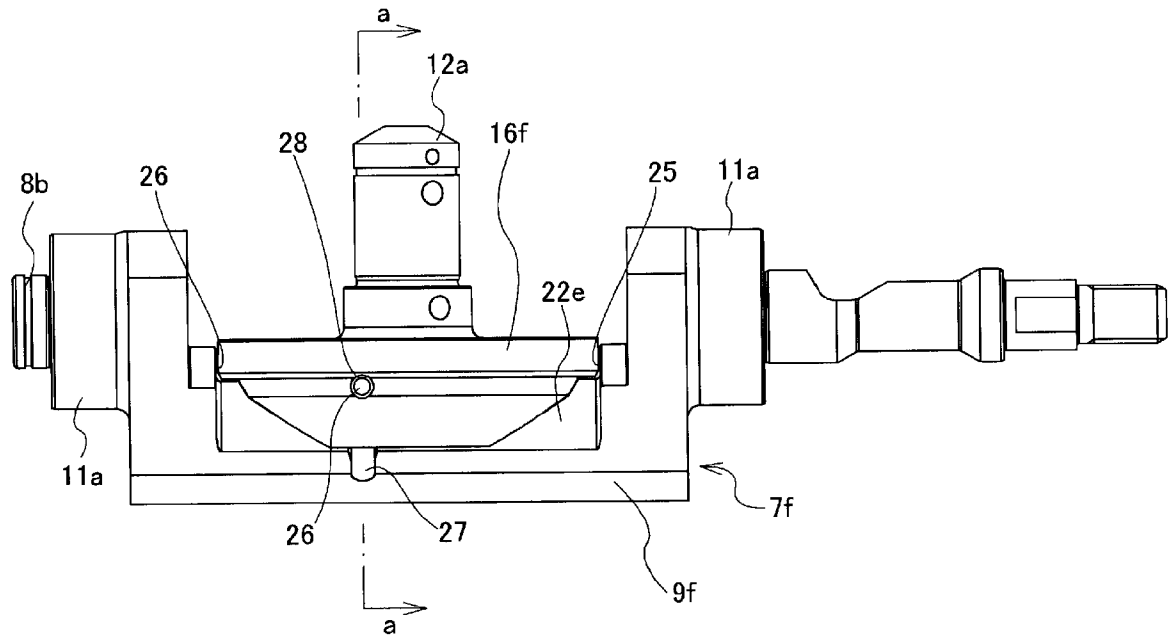
[図8]



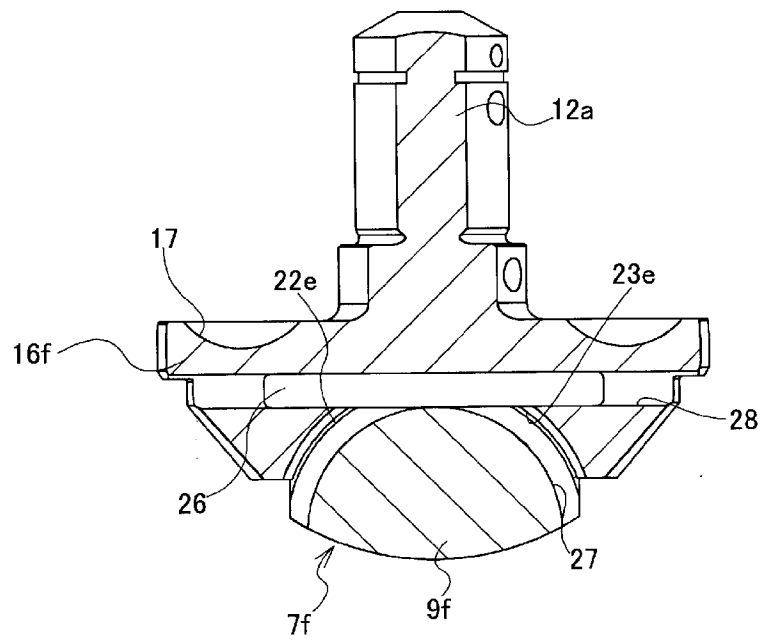
[図9]



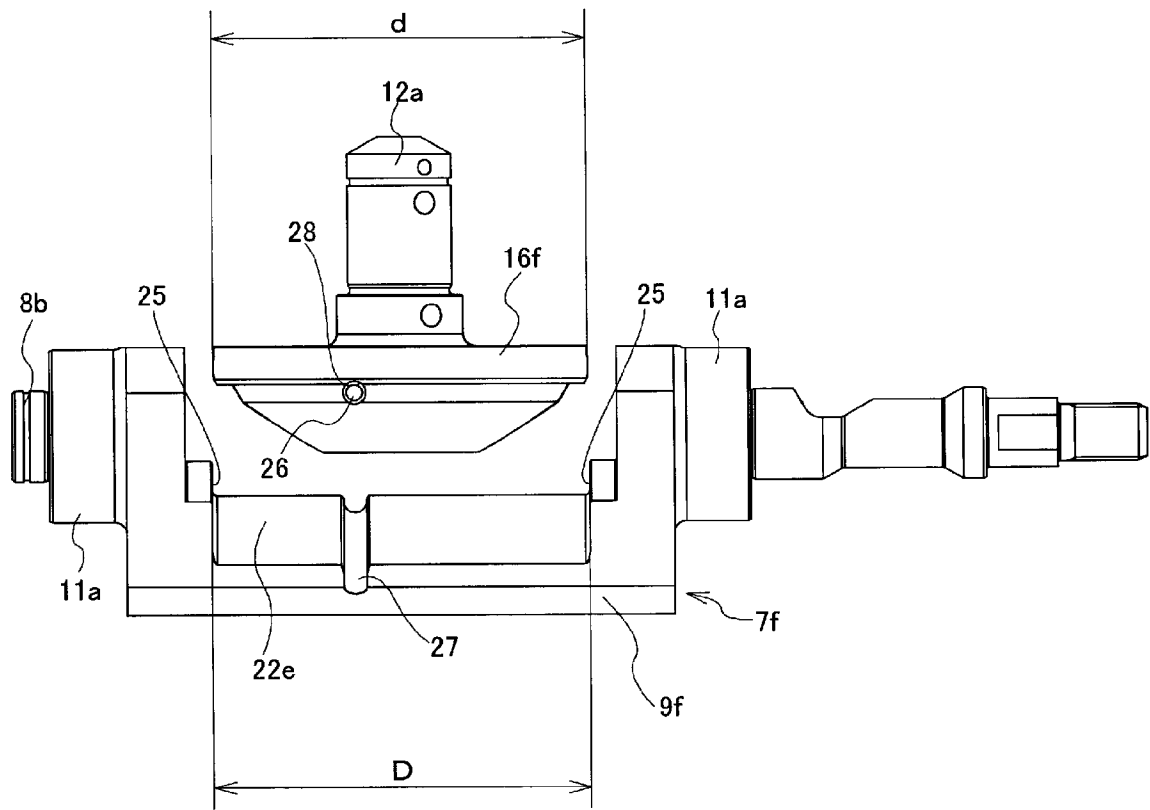
[図10]



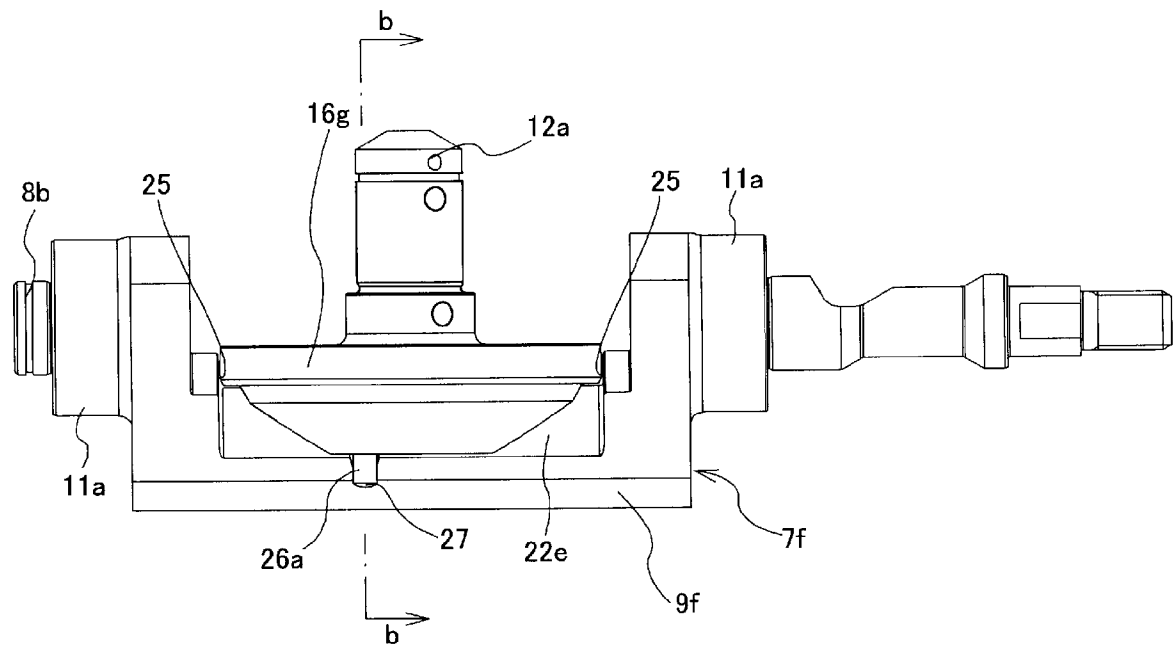
[図11]



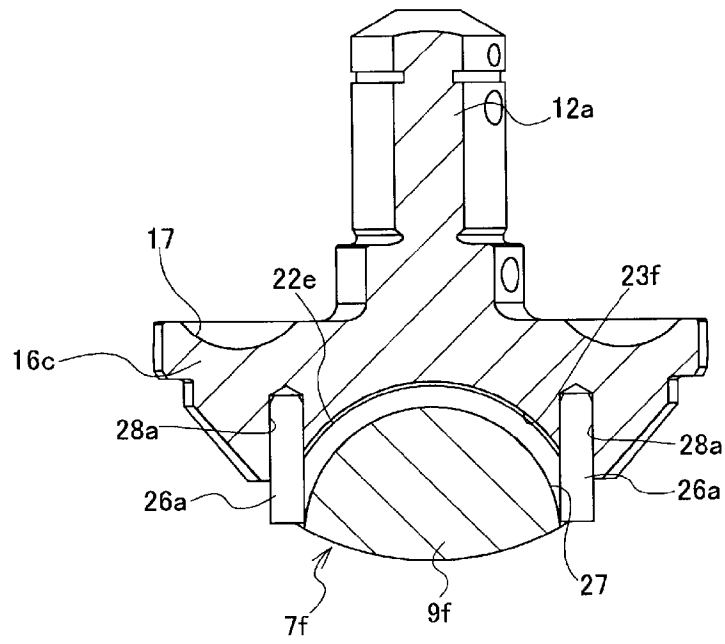
[図12]



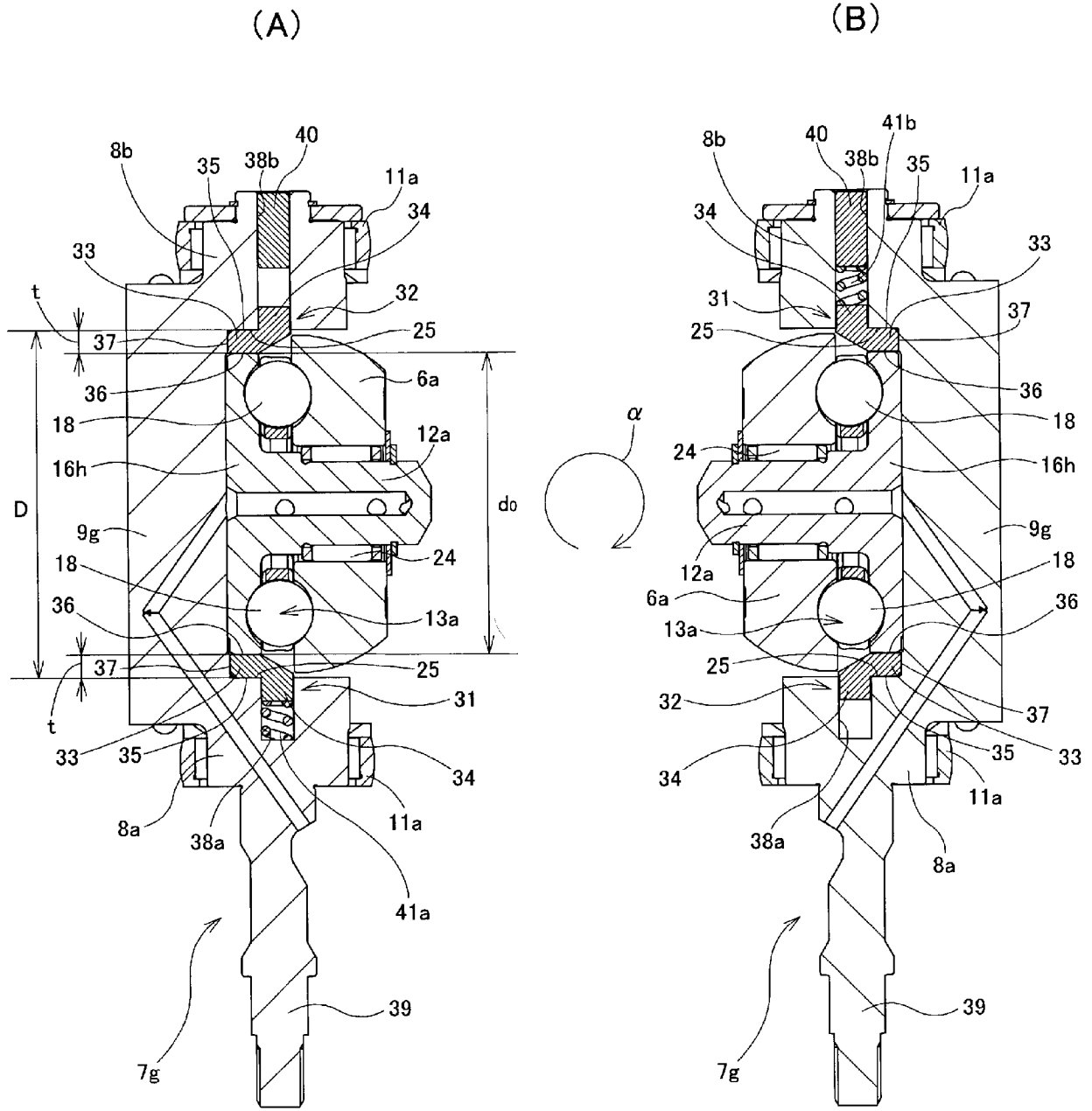
[図13]



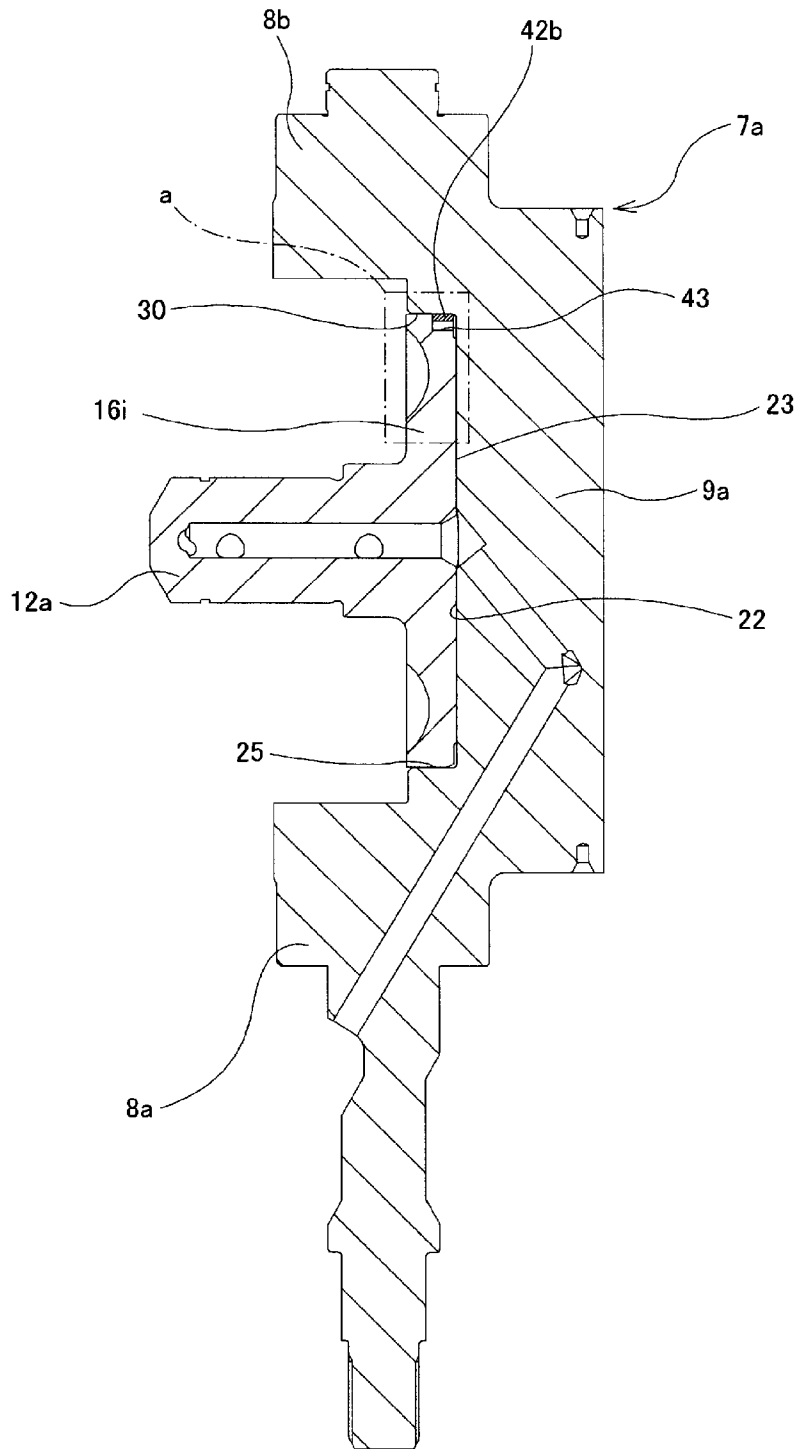
[図14]



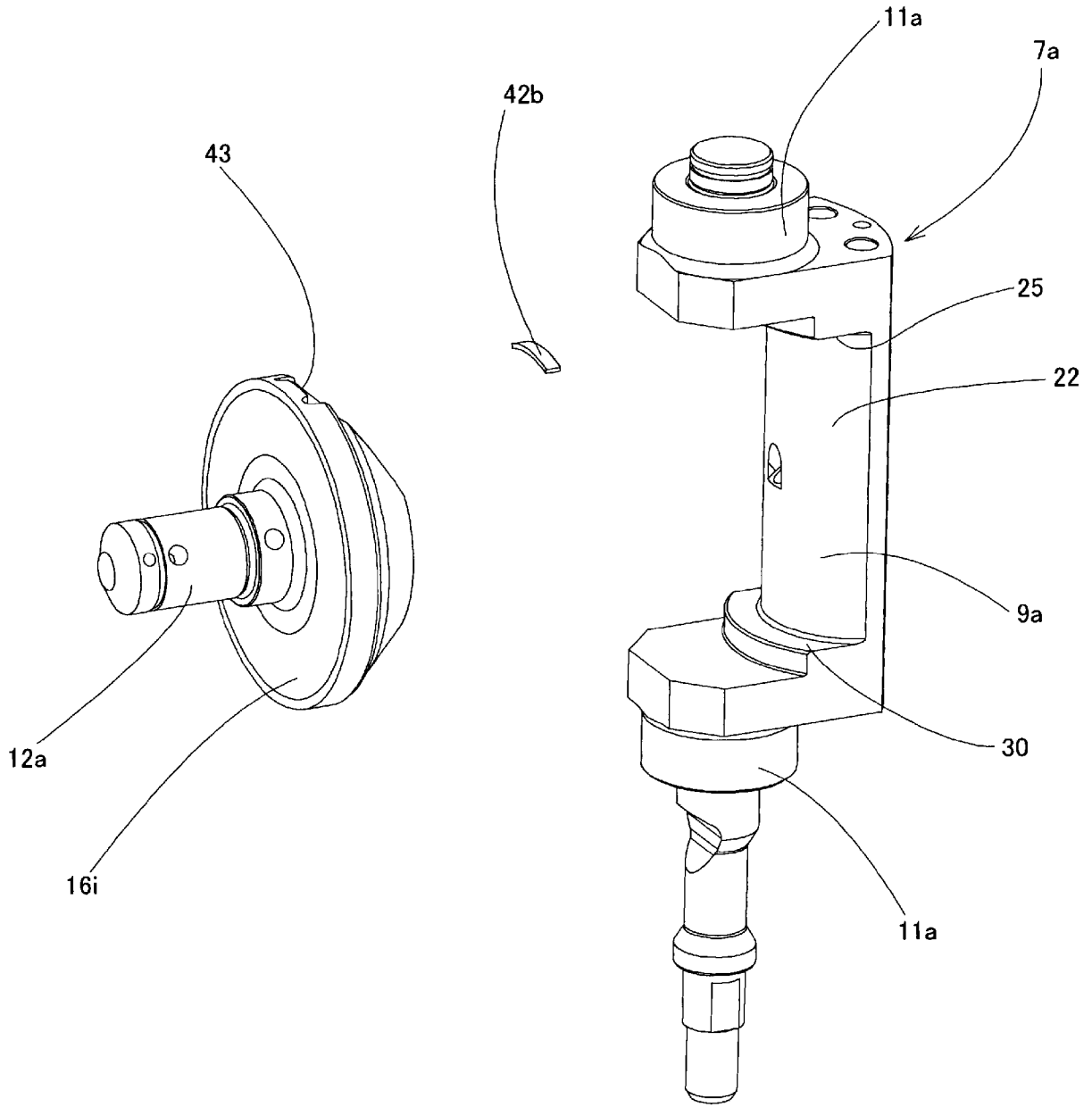
[図15]



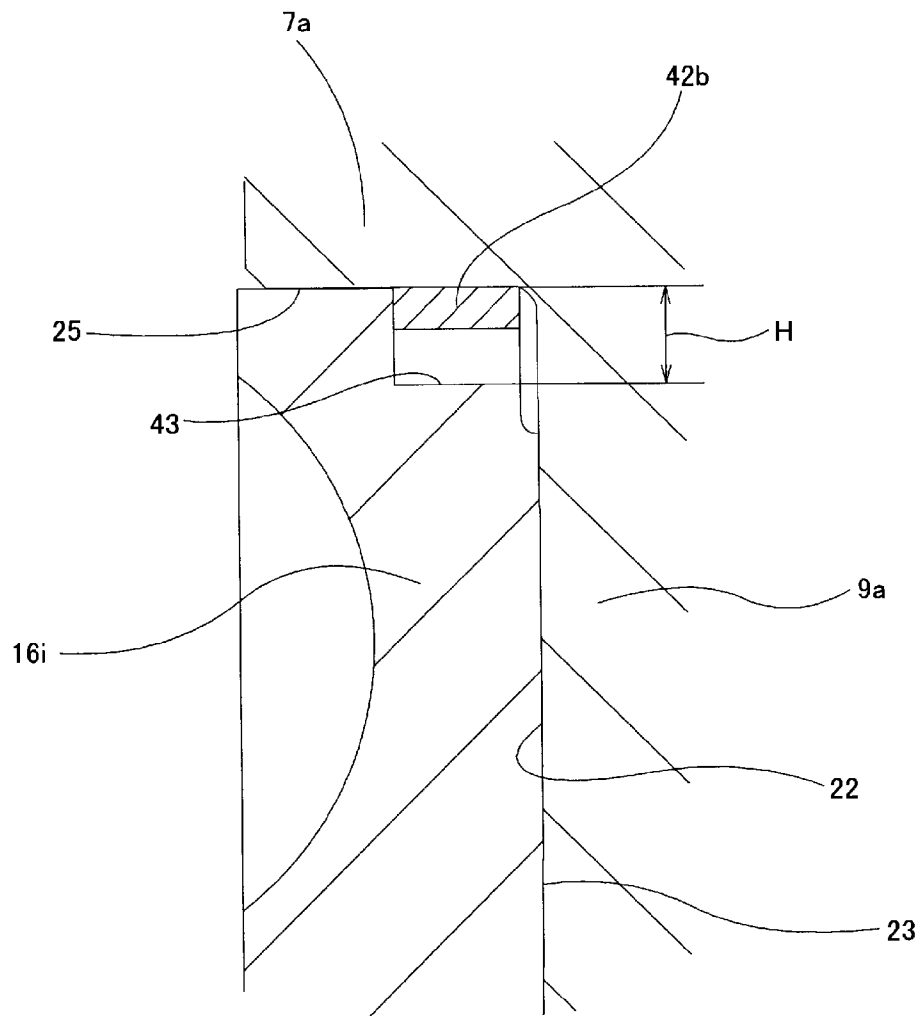
[図16]



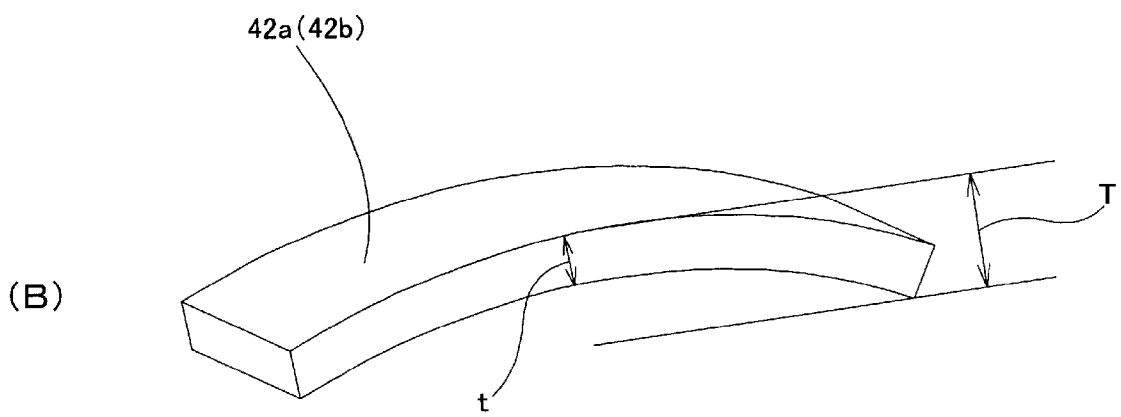
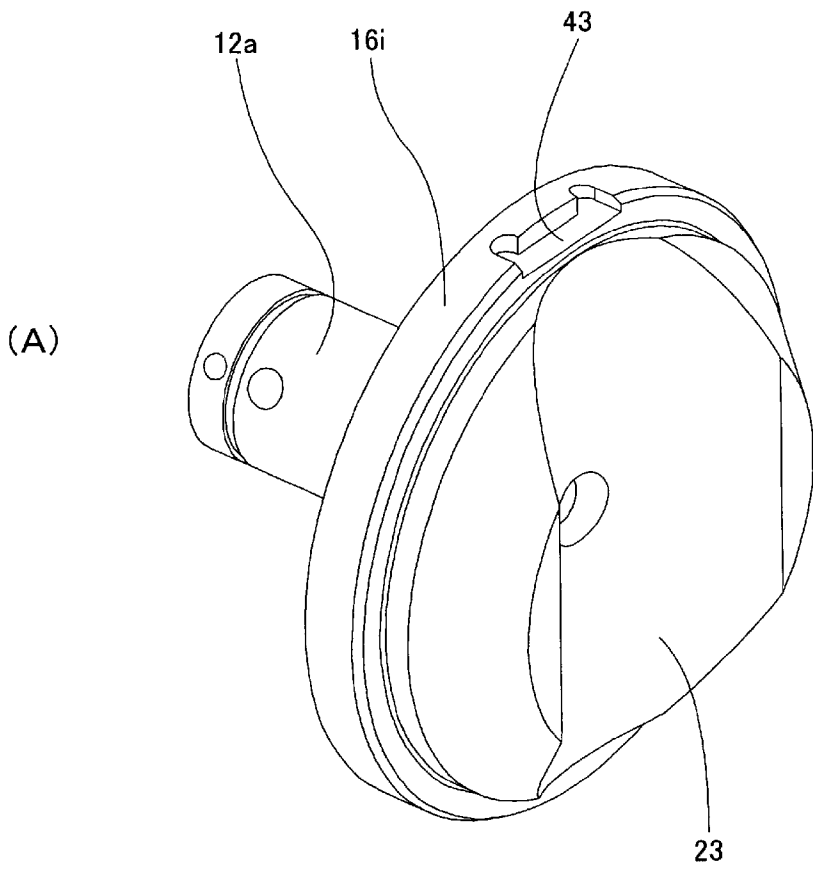
[図17]



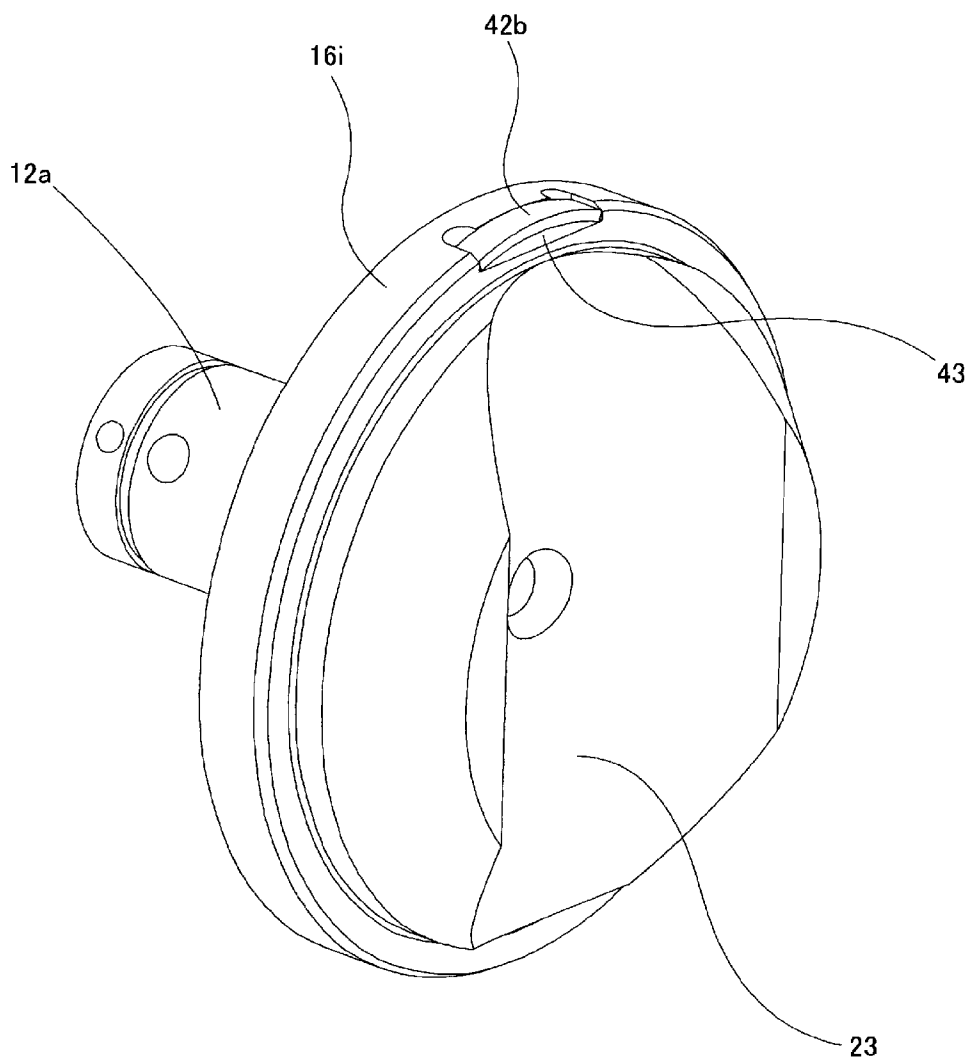
[図18]



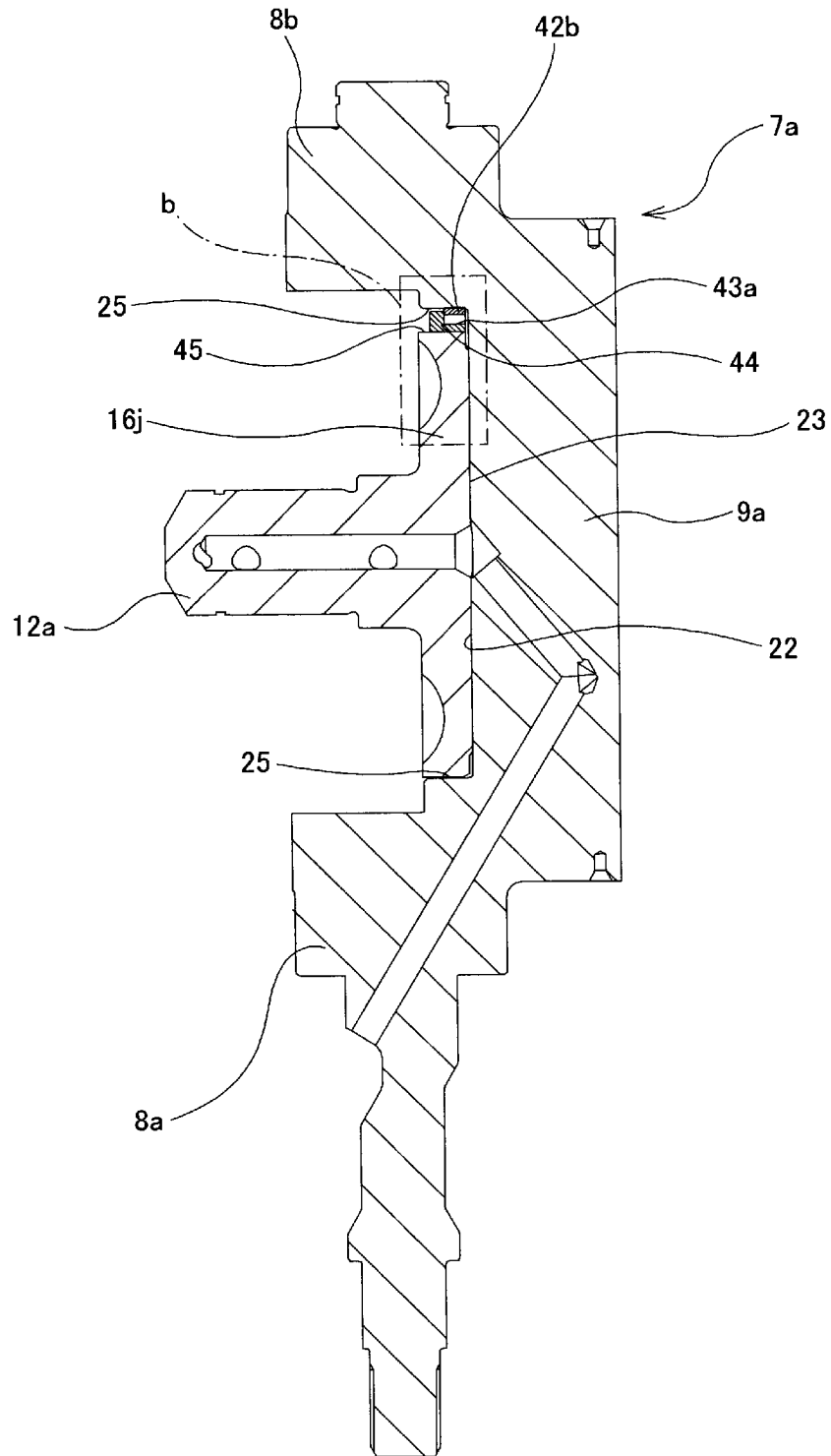
[図19]



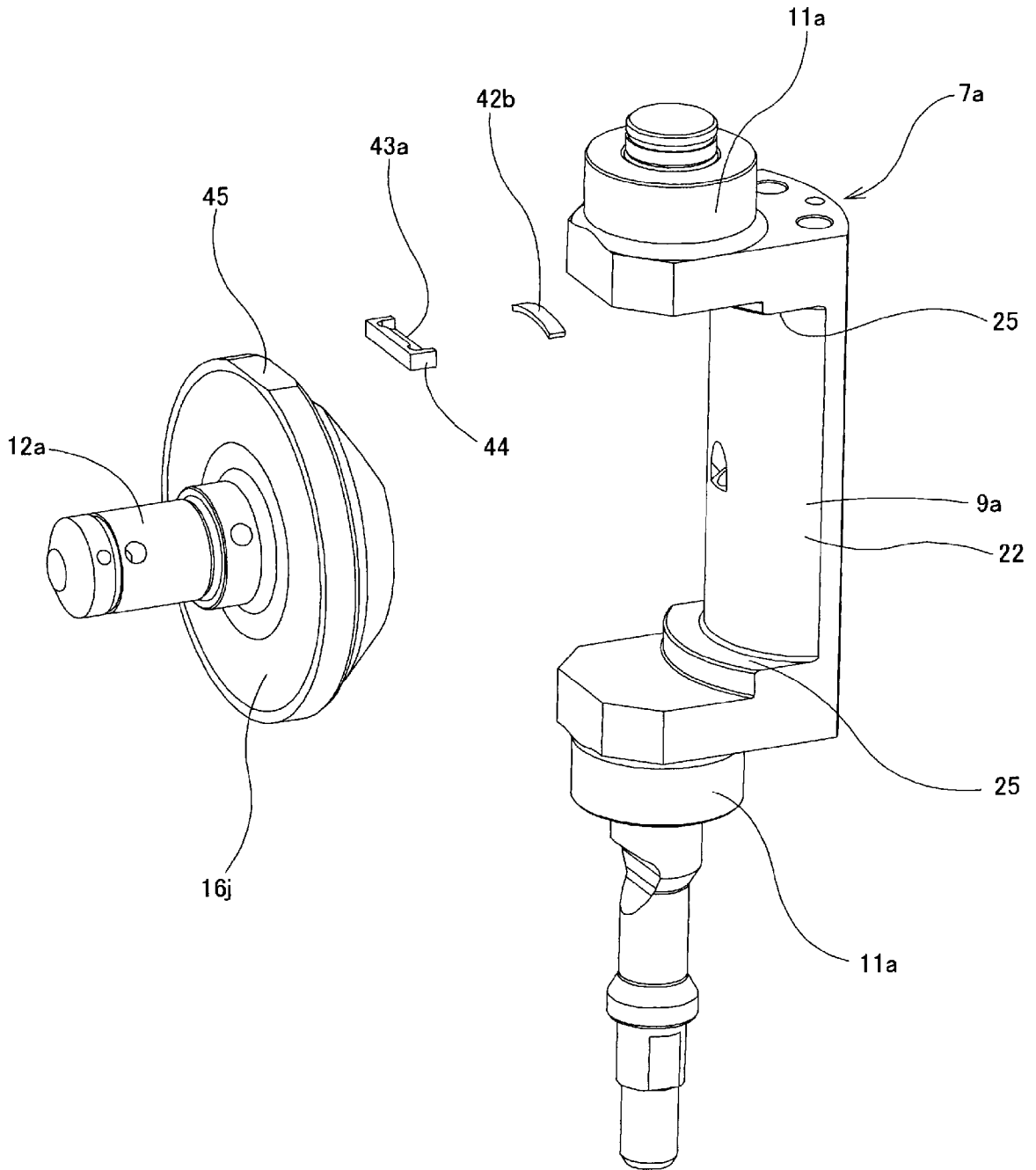
[図20]



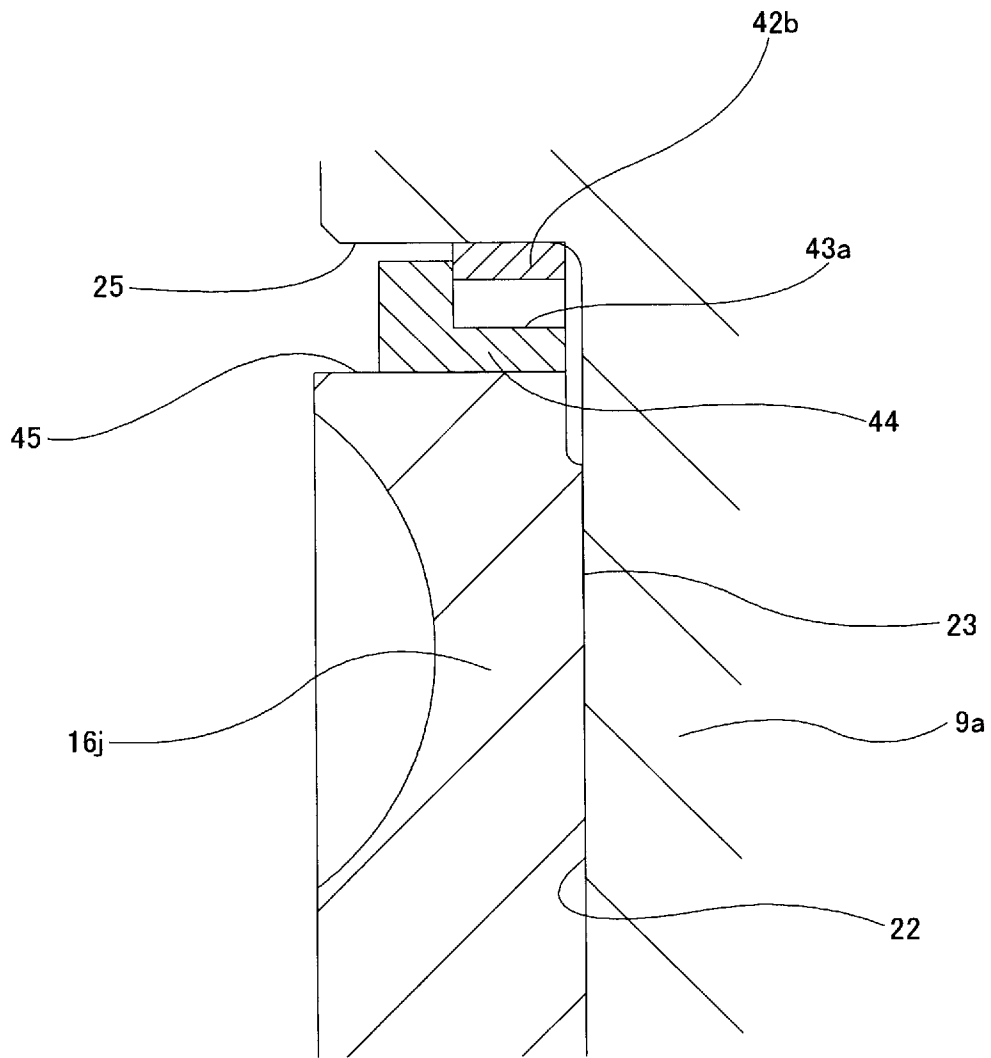
[図21]



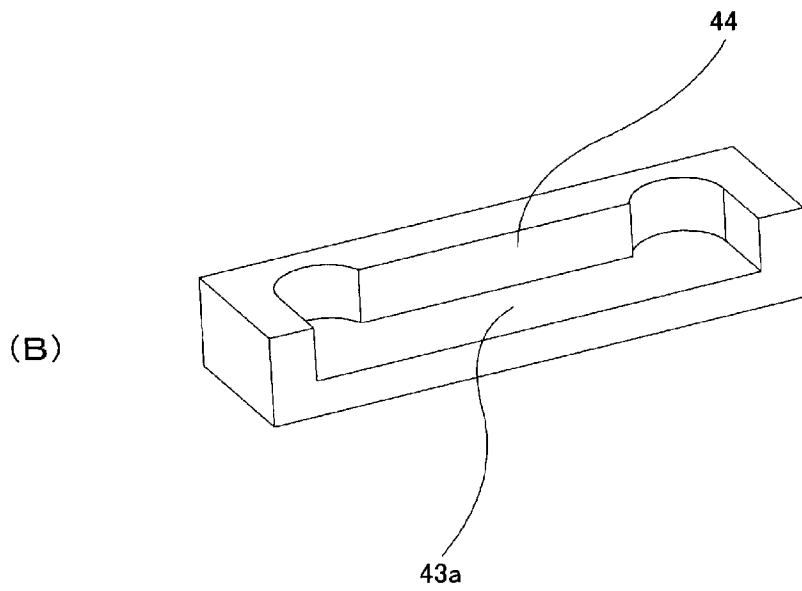
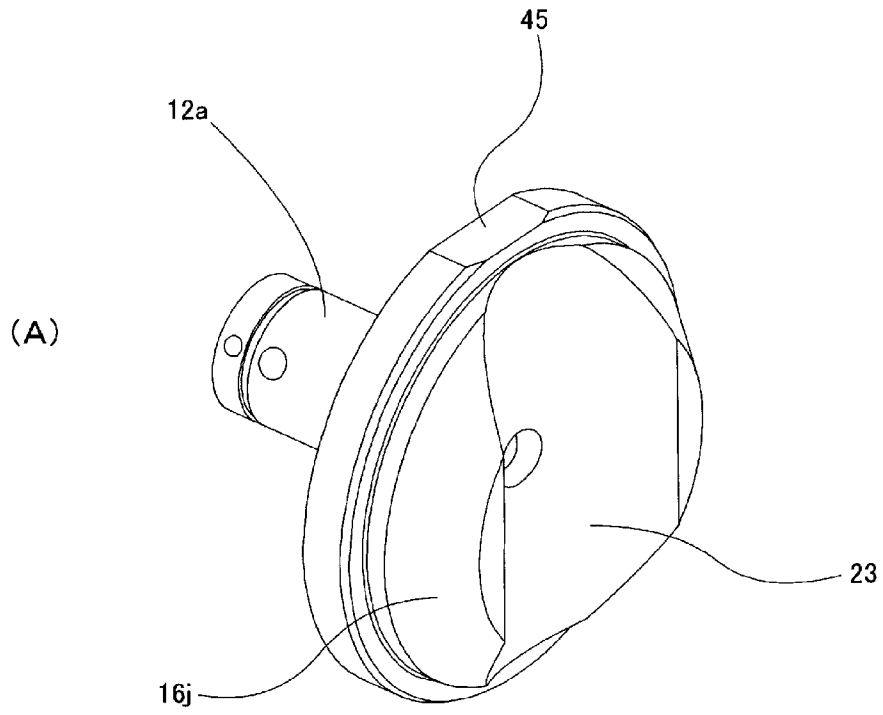
[図22]



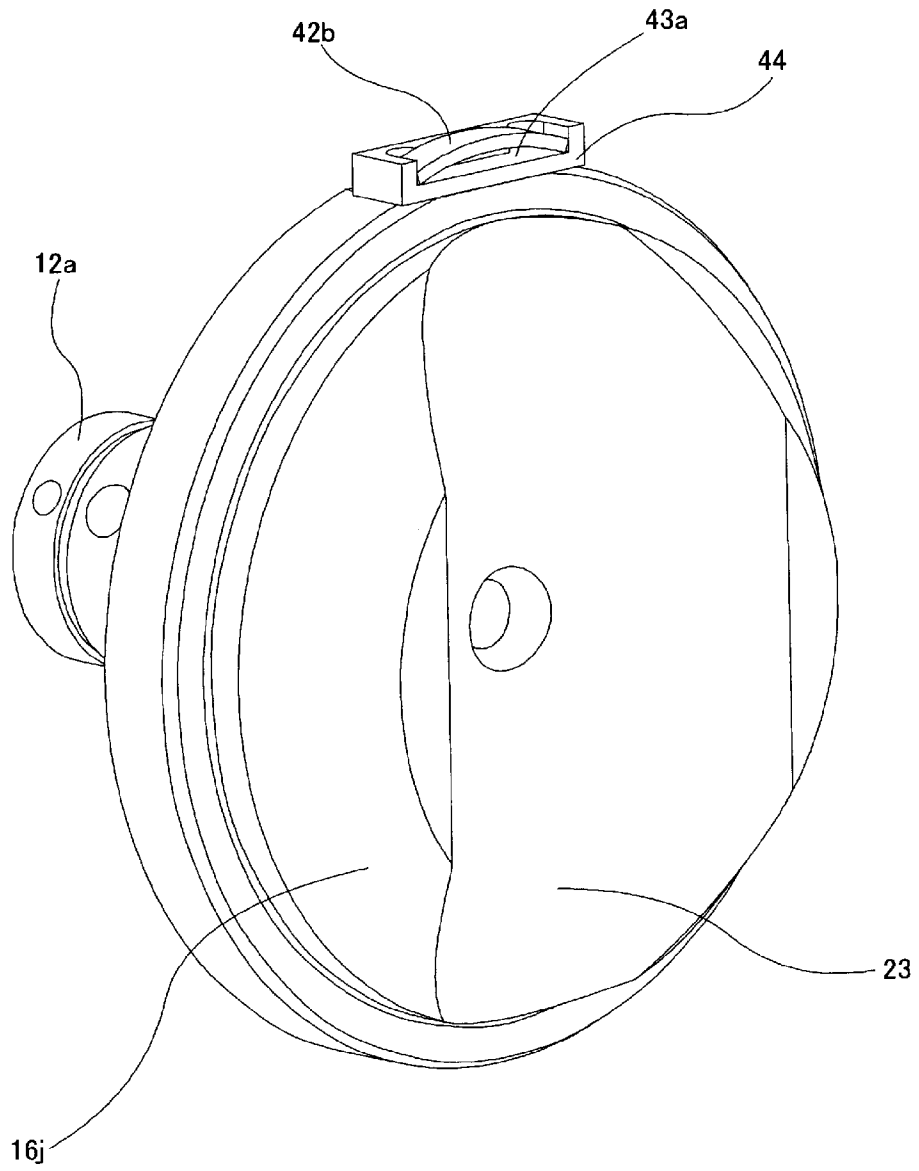
[図23]



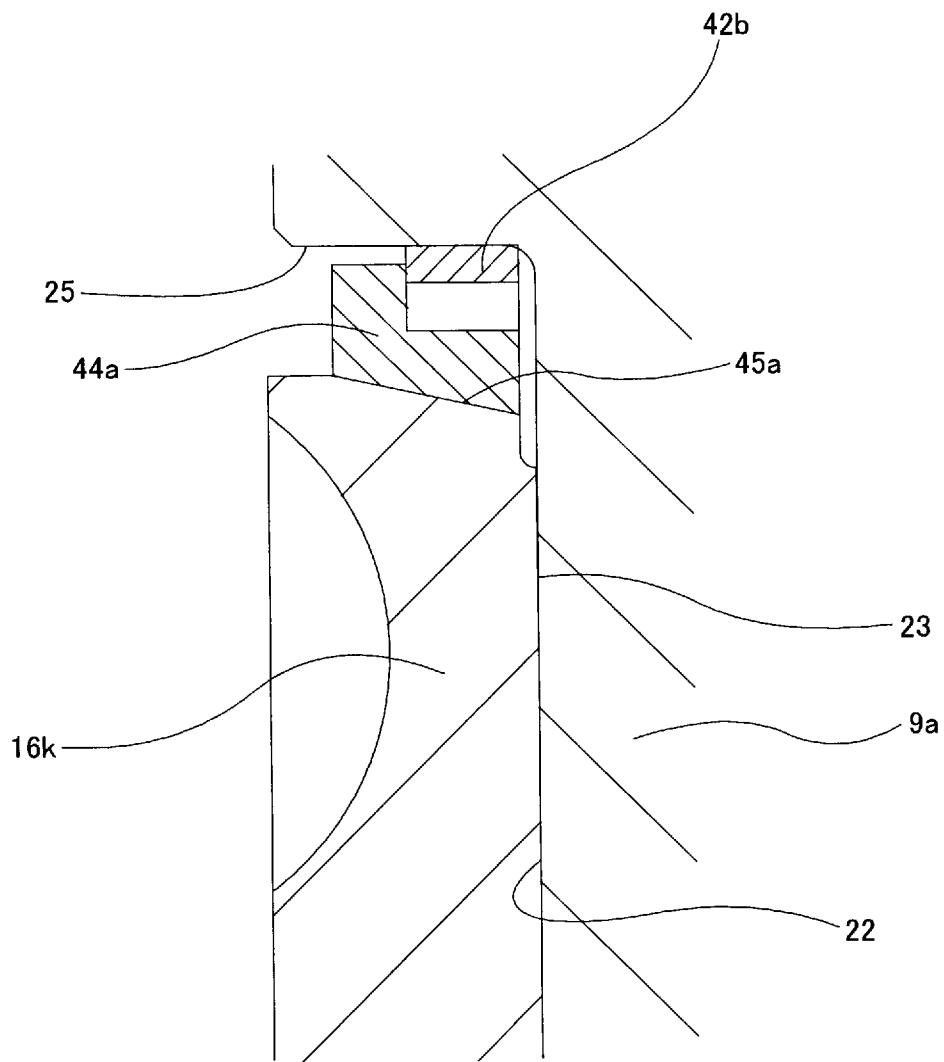
[図24]



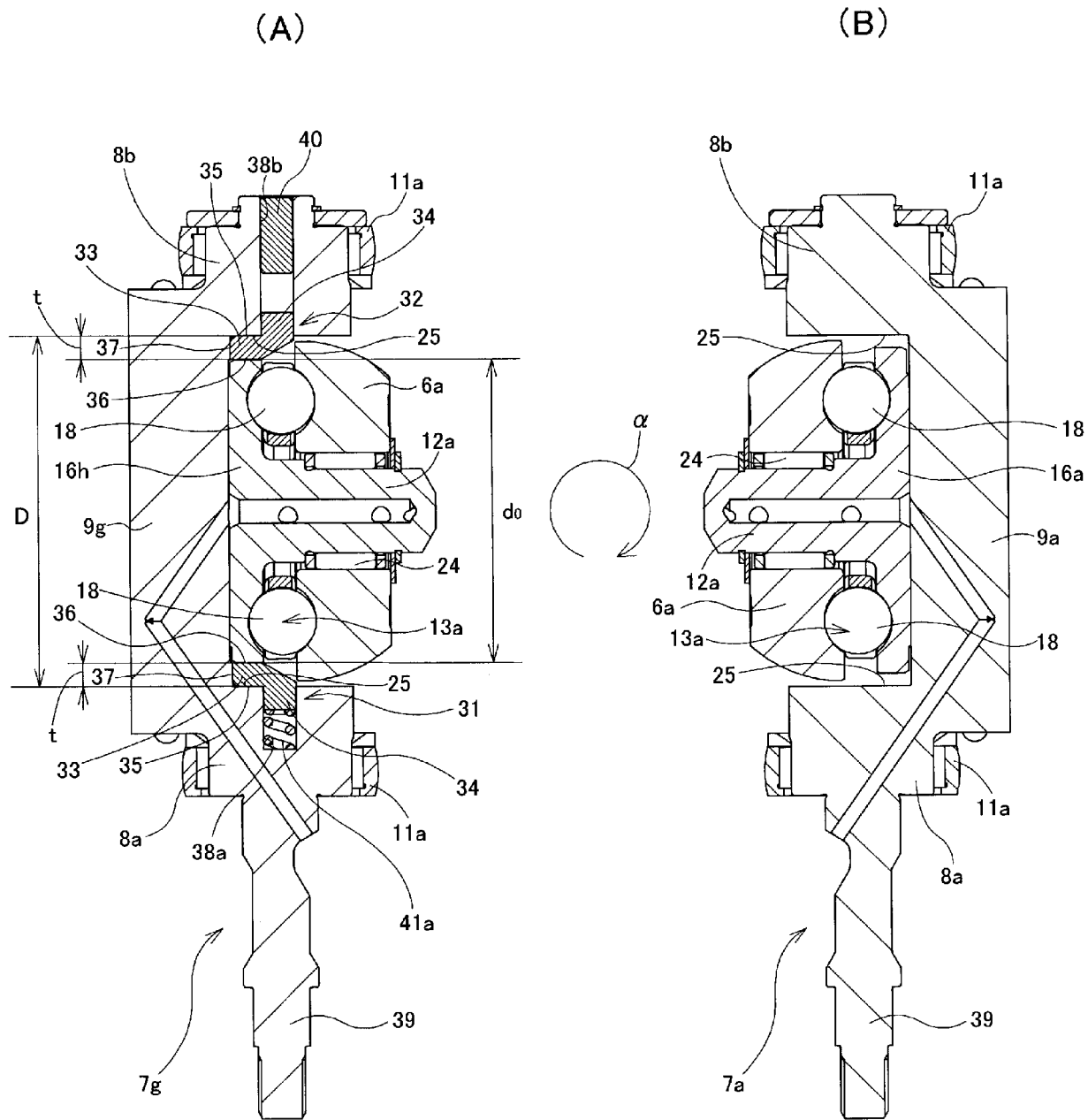
[図25]



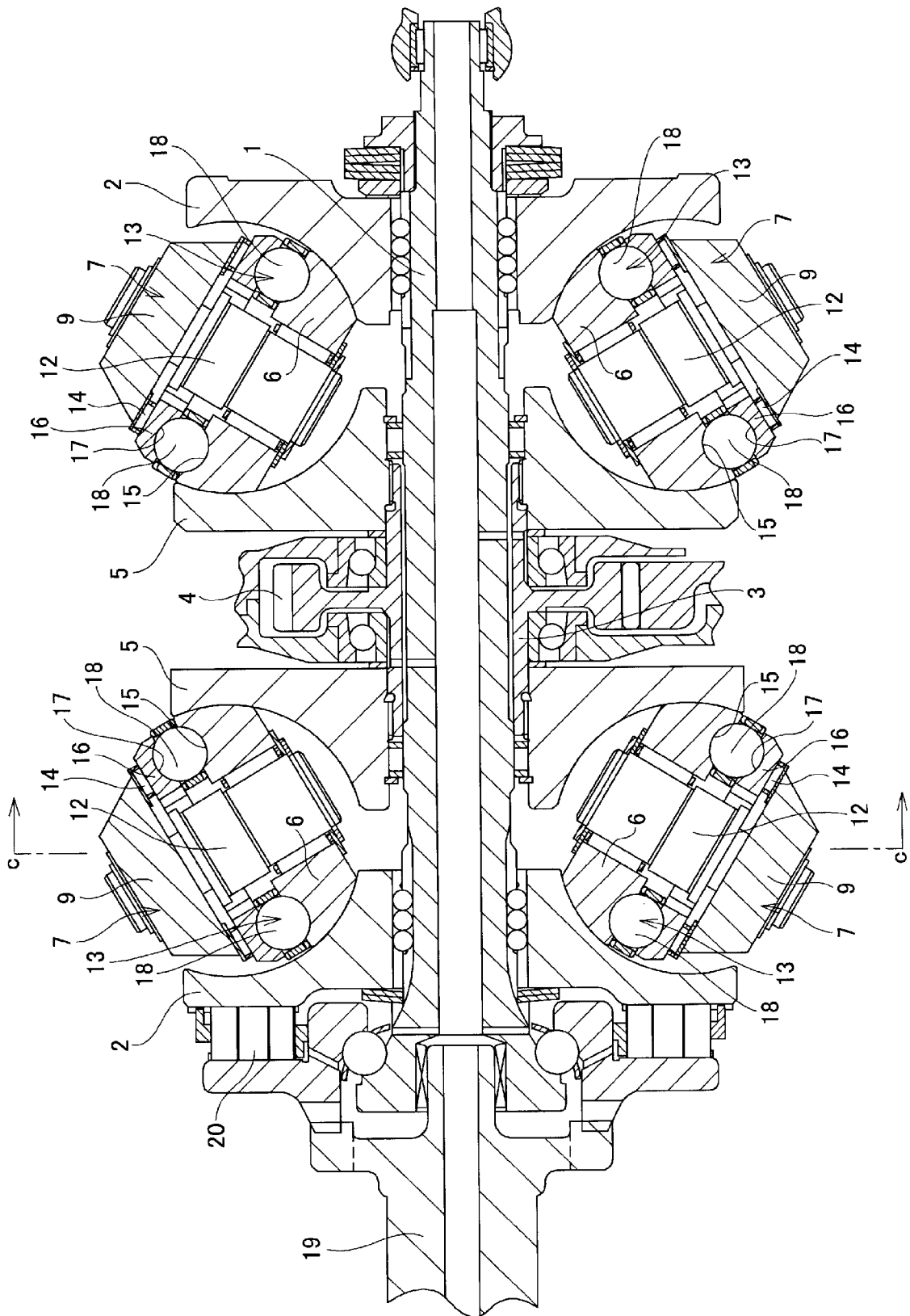
[図26]



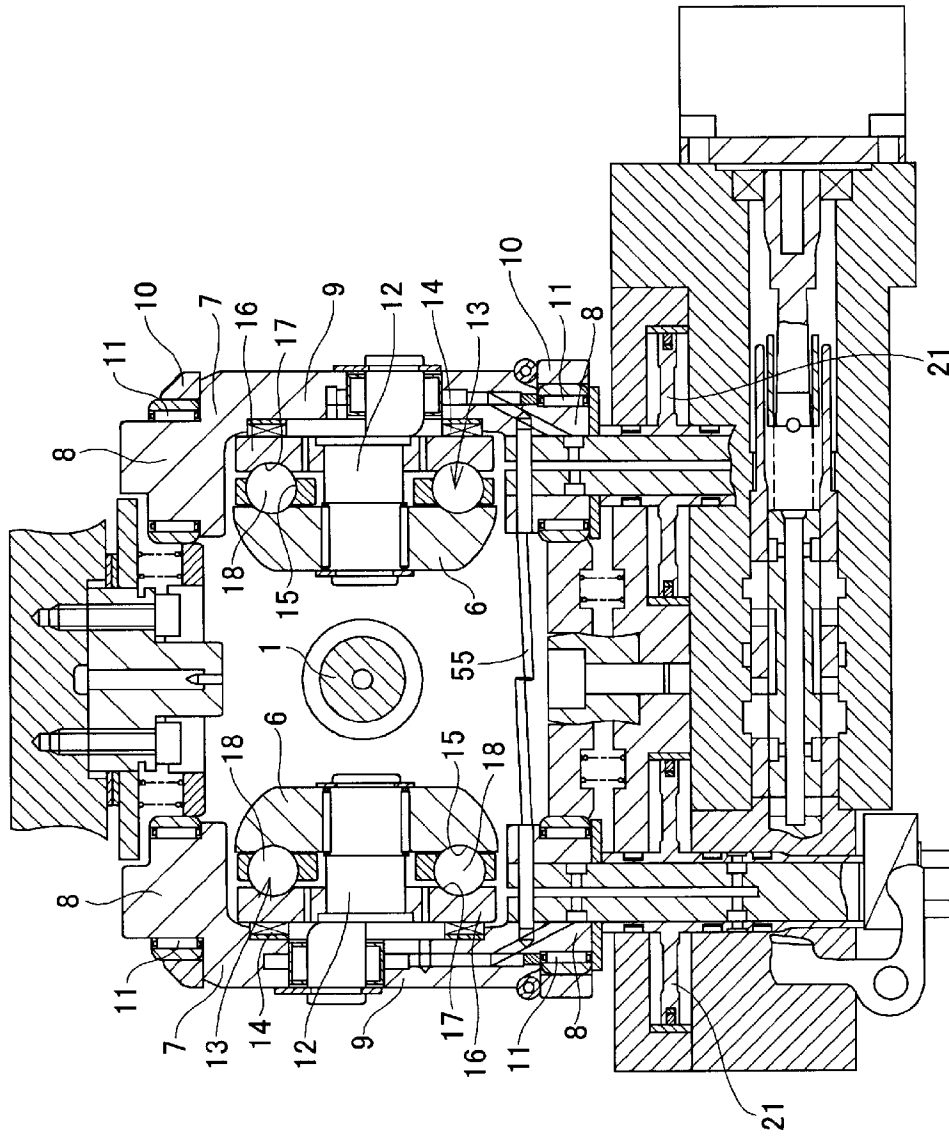
[図27]



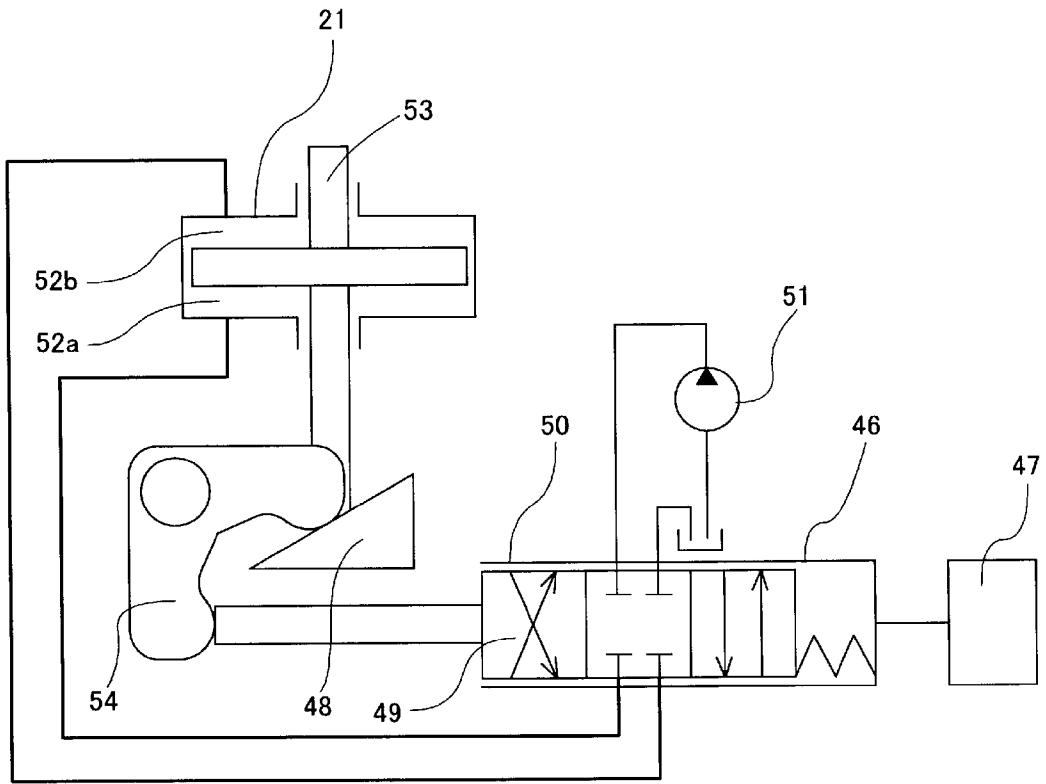
[図28]



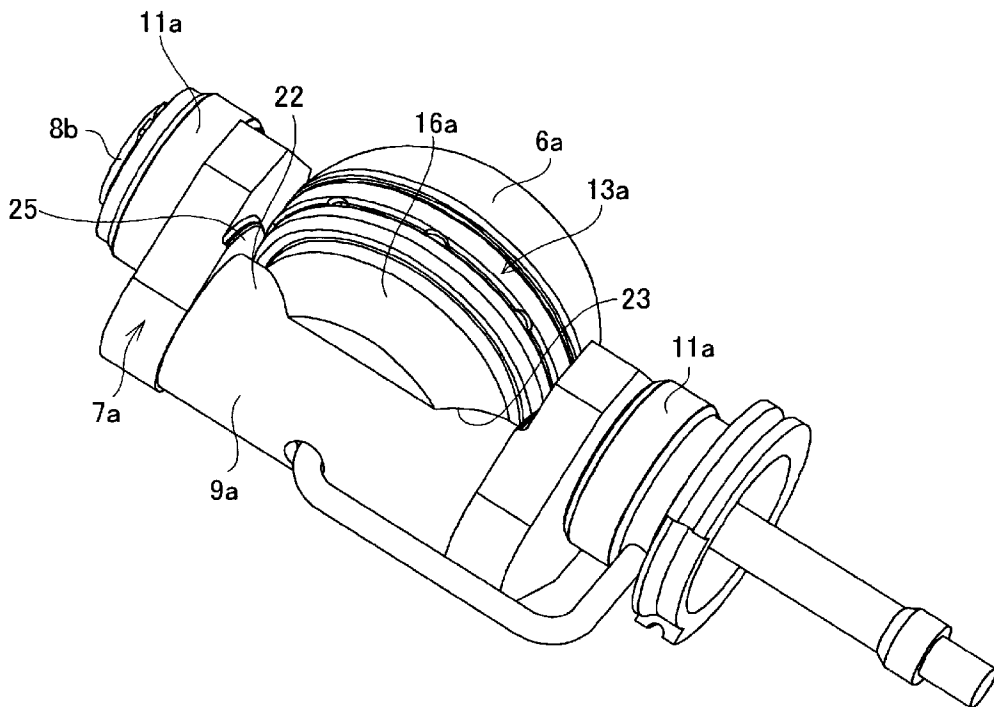
[図29]



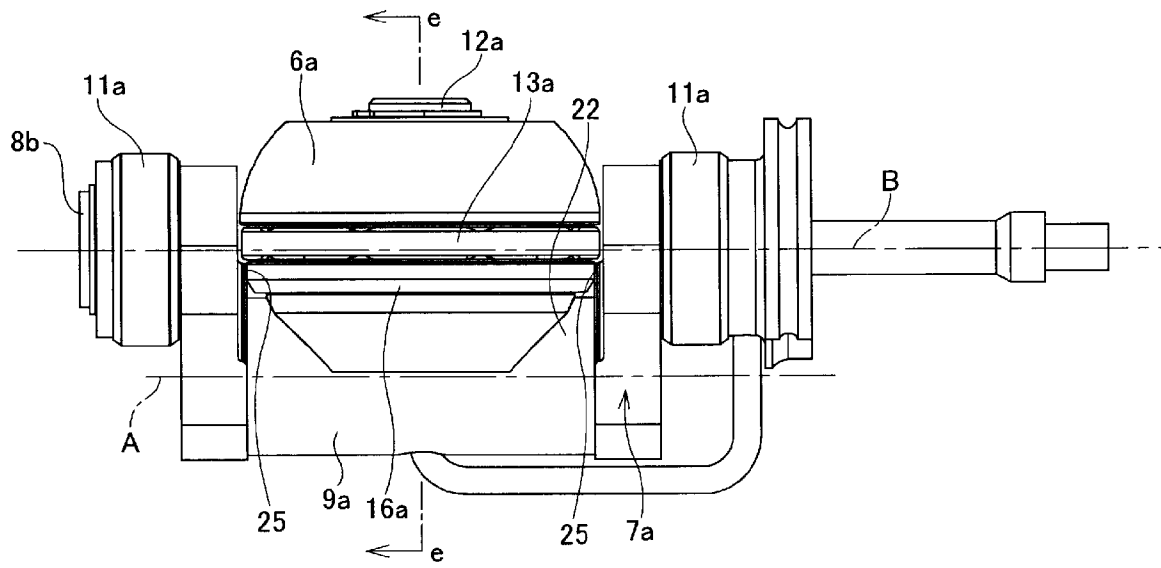
[図30]



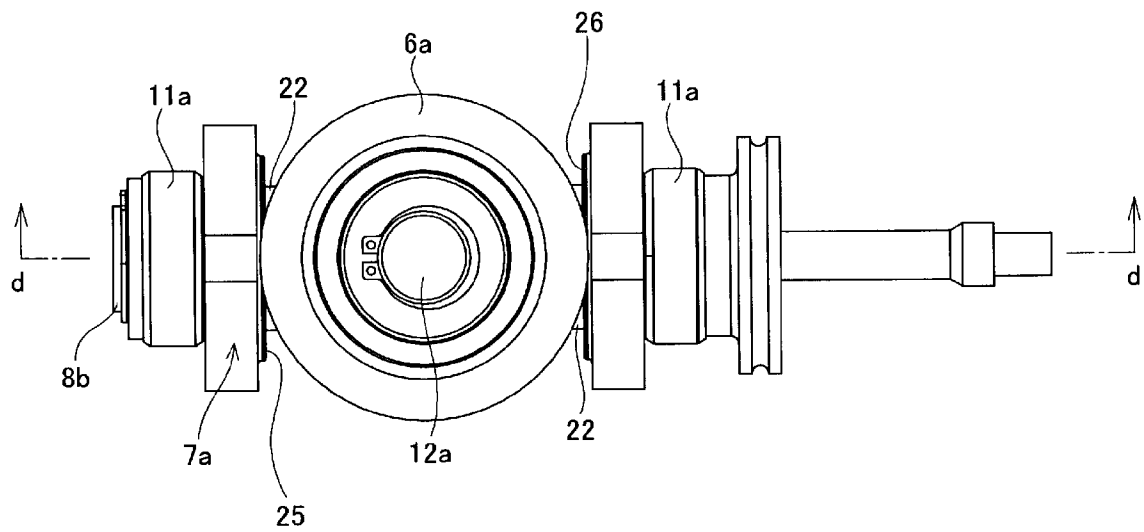
[図31]



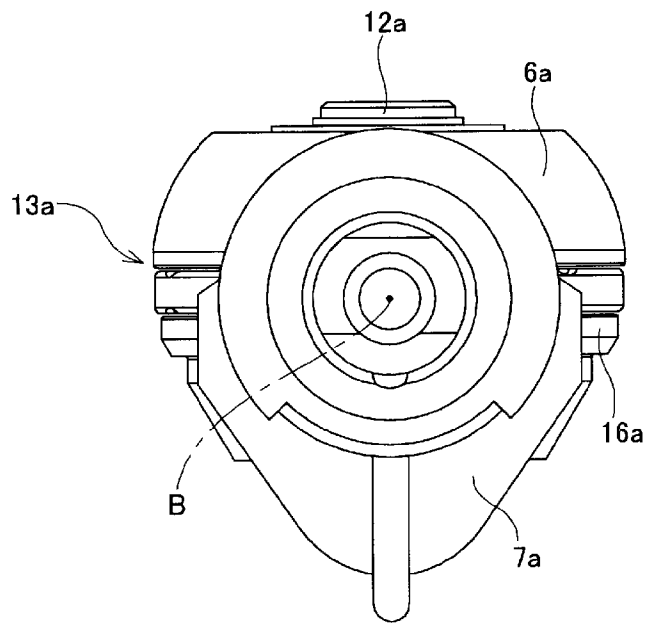
[図32]



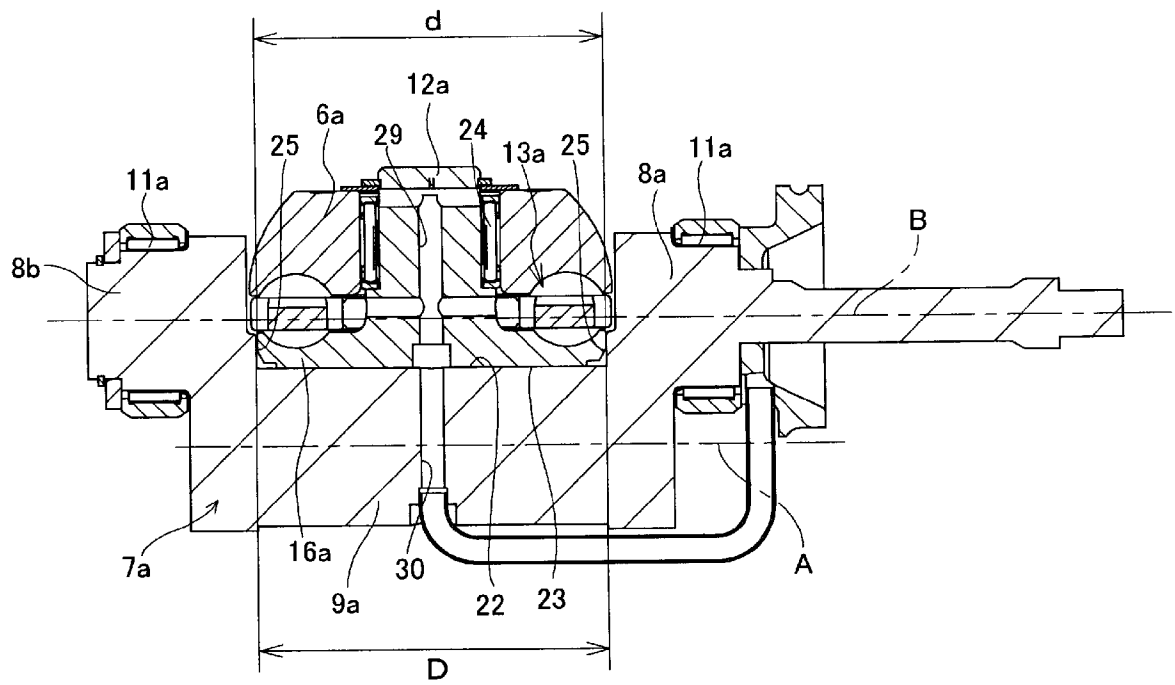
[図33]



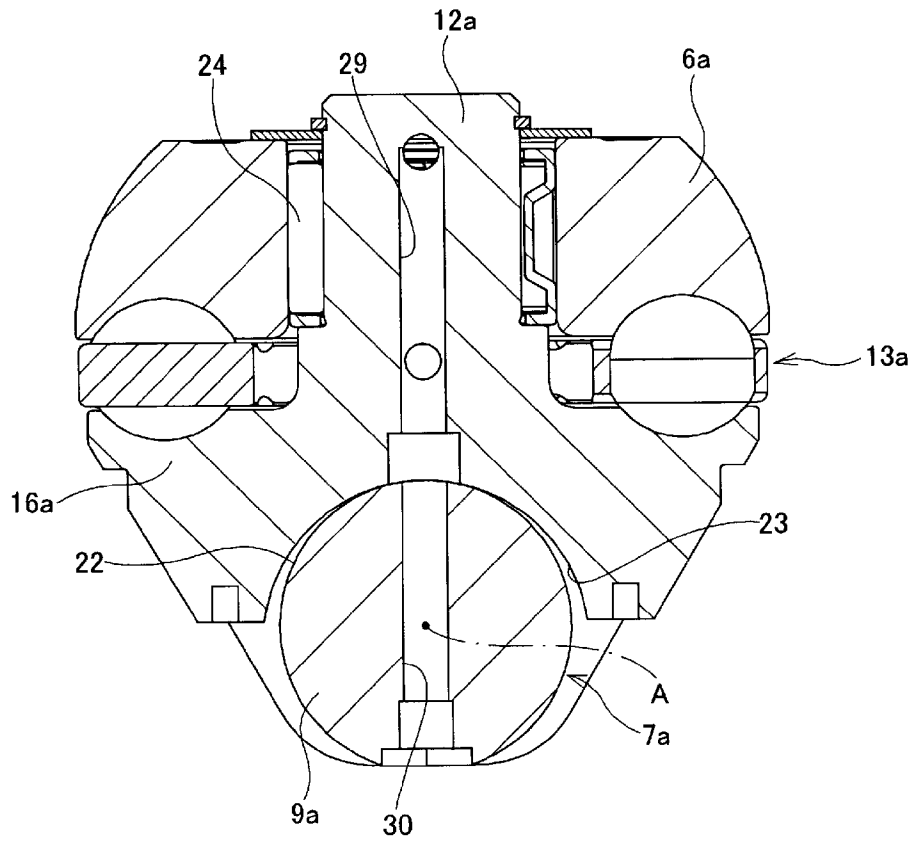
[図34]



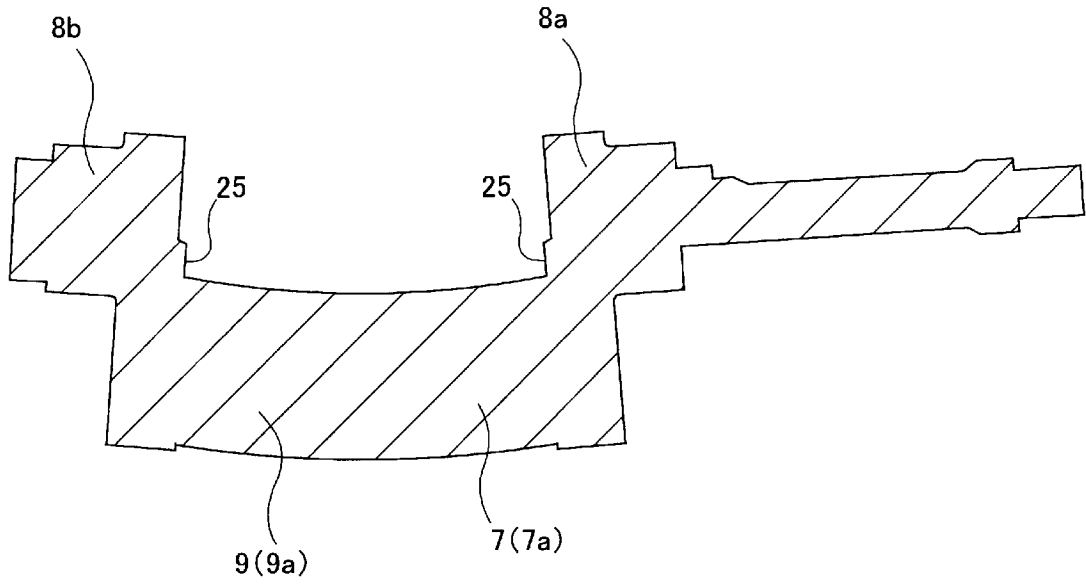
[図35]



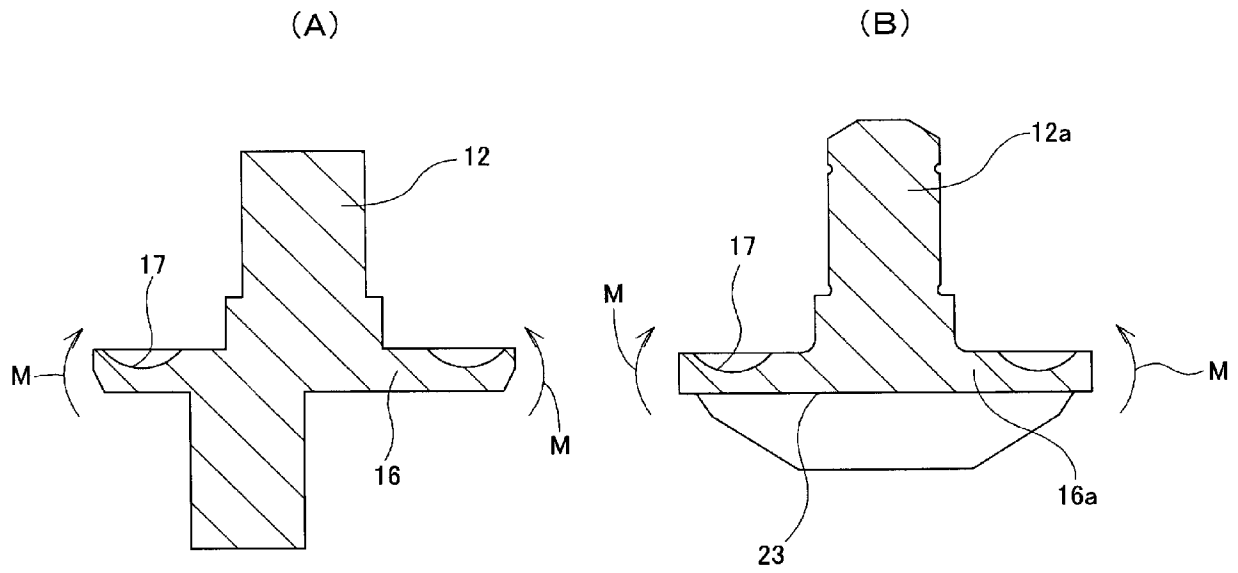
[図36]



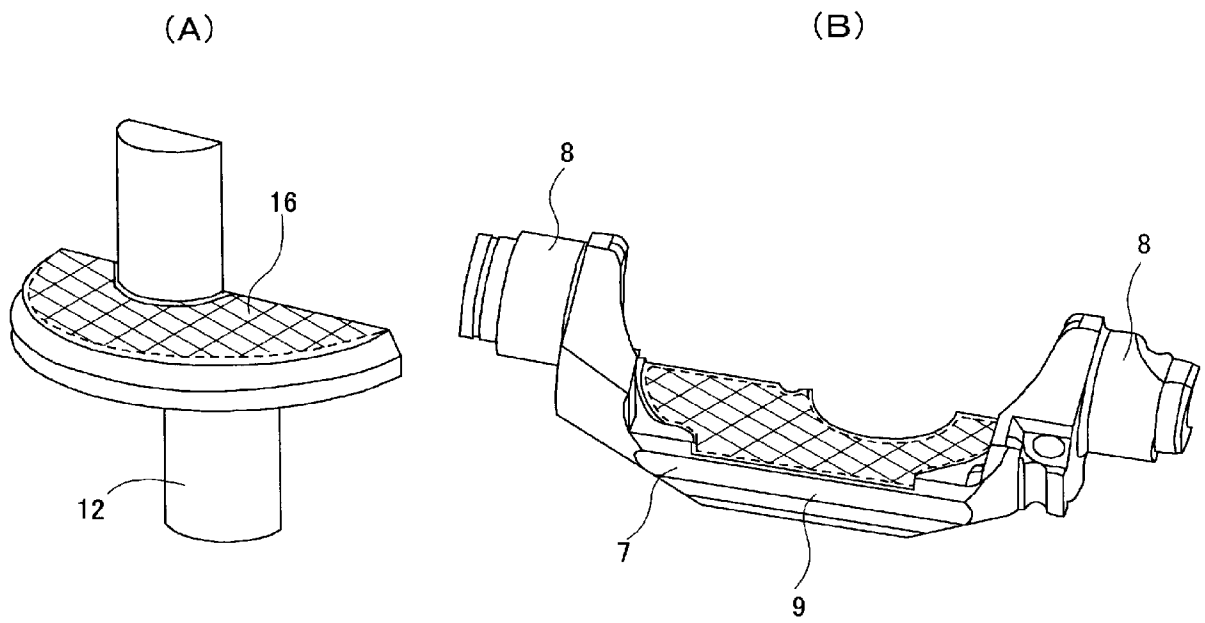
[図37]



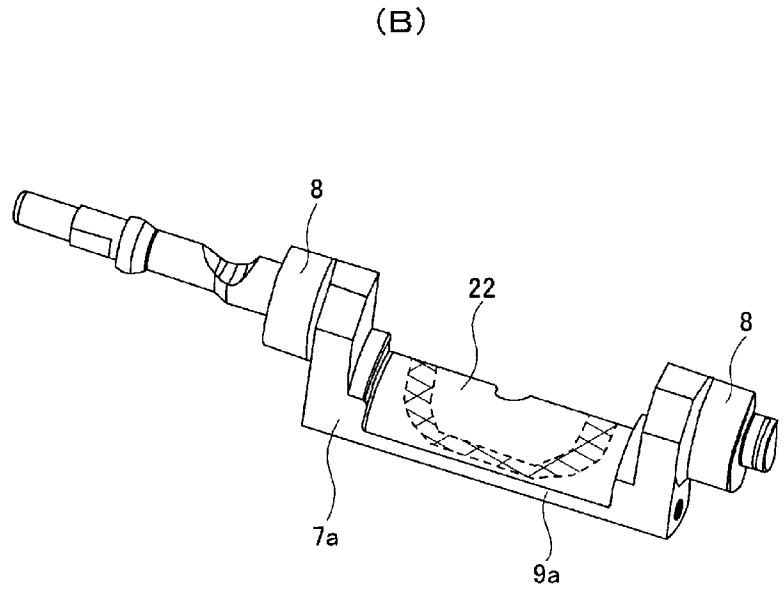
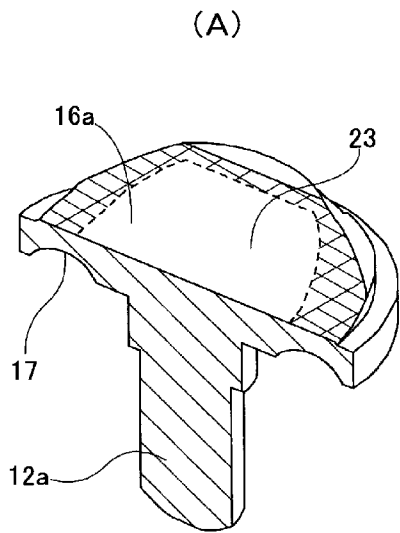
[図38]



[図39]



[図40]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/052432

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	1996-2012
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2012	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2012

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.
Y A	JP 2008-025821 A (NSK Ltd.), 07 February 2008 (07.02.2008), paragraphs [0040] to [0046]; fig. 1 to 7 & US 2008/0009387 A1 & DE 102007025354 A1	1-4 5-24
Y A	JP 07-248049 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 26 September 1995 (26.09.1995), paragraphs [0028] to [0032]; fig. 1, 2, 8 (Family: none)	1-4 5-24
A	JP 2001-227611 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 24 August 2001 (24.08.2001), entire text; all drawings & US 2001/0018383 A1 & EP 1106868 A1	1-24



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
05 April, 2012 (05.04.12)Date of mailing of the international search report
17 April, 2012 (17.04.12)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) 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 (IPC)) 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 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2012年 日本国実用新案登録公報 1996-2012年 日本国登録実用新案公報 1994-2012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
Y A	JP 2008-025821 A (日本精工株式会社) 2008.02.07, 段落【0040】-【0046】, 図1-図7 & US 2008/0009387 A1 & DE 102007025354 A1	1-4 5-24
Y A	JP 07-248049 A (日産自動車株式会社) 1995.09.26, 段落【0028】-【0032】, 図1, 図2, 図8 (ファミリーなし)	1-4 5-24
A	JP 2001-227611 A (日産自動車株式会社) 2001.08.24, 全文, 全図 & US 2001/0018383 A1 & EP 1106868 A1	1-24
<input type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> 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 05.04.2012	国際調査報告の発送日 17.04.2012	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号100-8915 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) 小林 忠志 電話番号 03-3581-1101 内線 3328	3 J 3 5 2 2