

(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9月20日(20.09.2012)



(10) 国際公開番号
WO 2012/124640 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 13/08 (2006.01) H02K 7/116 (2006.01)
F16H 13/10 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/056183
- (22) 国際出願日: 2012年3月9日(09.03.2012)
- (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 2011-057868 2011年3月16日(16.03.2011) JP
特願 2011-238867 2011年10月31日(31.10.2011) JP
特願 2011-254776 2011年11月22日(22.11.2011) JP
特願 2011-254816 2011年11月22日(22.11.2011) 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): 田中 一宇 (TANAKA, Kazutaka) [JP/JP]; 〒2518501 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 松田 靖之 (MATSUDA, Yasuyuki) [JP/JP]; 〒2518501 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 今西 尚 (IMANISHI, Takashi)

[JP/JP]; 〒2518501 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 井上 英司(INOUE, Eiji) [JP/JP]; 〒2518501 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 吉岡 宏泰 (YOSHIOKA, Hiroyasu) [JP/JP]; 〒2518501 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 日比 勉(HIBI, Tsutomu) [JP/JP]; 〒2518501 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目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).

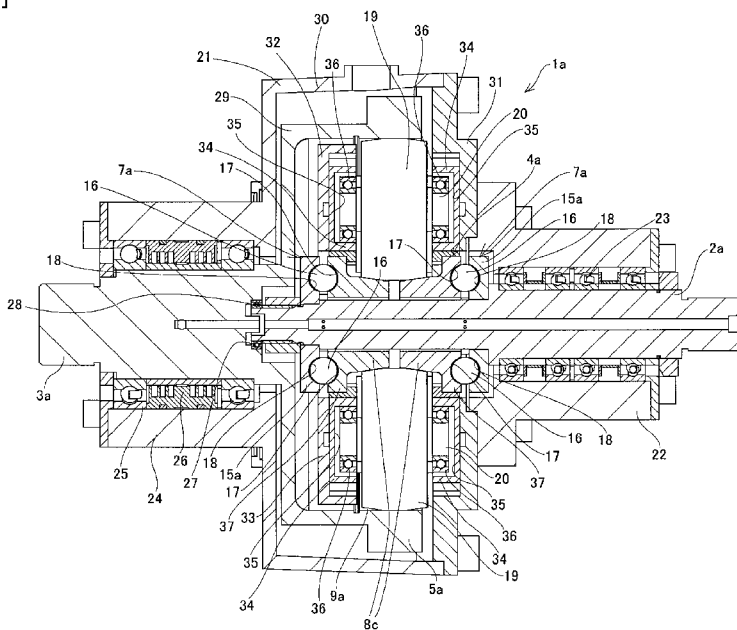
(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA, 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.

[続葉有]

(54) Title: FRICTION ROLLER TYPE DECELERATION DEVICE AND DRIVE DEVICE FOR ELECTRIC AUTOMOBILE

(54) 発明の名称: 摩擦ローラ式減速機および電気自動車用駆動装置

[図1]



(57) Abstract: In order to implement a structure whereby an intermediate roller (19) can be displaced in a smooth manner in conjunction with changes in the axial-direction thickness of a loading cam device (7a), and excellent transmission efficiency can be obtained, a long guide hole (35), which is longer in the radial direction of a sun roller (4a) and a circular roller (5a), is provided in a guide block (34) which is affixed to a support frame (32) for the purpose of supporting the ends of the rotating shaft (20) of the intermediate roller (19) in a rotatable manner. In addition, the outer ring of a ball bearing (36), the inner ring of which is fitted around the outside of the ends of the rotating shaft (20), engages the long guide hole (35) so as to enable displacement of the sun roller (4a) and the circular roller (5a) in the radial direction.

(57) 要約: ローディングカム装置7aの軸方向に関する厚さの変化に伴う中間ローラ19の変位を円滑に行わせることができ、優れた伝達効率を得られる構造を実現する。中間ローラ19の自転軸20の端部を回転自在に支持するための支持フレーム32に固定したガイドブロック34に、太陽ローラ4aおよび環状ローラ5aの径方向に長いガイド長孔35を設ける。そして、自転軸20の端部に内輪を外嵌固定した玉軸受36の外輪を、ガイド長孔35に、太陽ローラ4aおよび環状ローラ5aの径方向に関する変位を可能に係合させる。

WO 2012/124640 A1



(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))

明 細 書

発明の名称：摩擦ローラ式減速機および電気自動車用駆動装置 技術分野

[0001] この発明は、たとえば電気自動車の駆動系に組み込んだ状態で、電動モータから駆動輪にトルクを伝達するための摩擦ローラ式減速機、および、この摩擦ローラ式減速機が組み込まれた電気自動車用駆動装置に関する。

背景技術

[0002] 近年普及し始めている電気自動車の利便性を向上させるためには、電動モータの効率を向上させて、充電1回当たりの走行可能距離を長くすることが重要である。電動モータの効率を向上させるためには、高速回転する小型の電動モータを使用し、この電動モータの出力軸の回転を減速してから駆動輪に伝達することが効果的である。電気自動車の減速機のうち、電動モータの出力軸に直接つながる第一段目の減速機は、運転速度が非常に速くなり、運転時の振動および騒音を抑える必要が生ずる。したがって、少なくとも第一段目の減速機として、摩擦ローラ式減速機を使用することが考えられる。この用途に使用可能な摩擦ローラ式減速機として、特開昭56-183821号公報、特開昭58-134721号公報、および、特開2004-116357号公報に開示されたものが知られている。このうちの特開2004-116357号公報に開示された従来構造について、図51～図53により説明する。

[0003] この摩擦ローラ式減速機1は、入力軸2と、出力軸3と、太陽ローラ4と、環状ローラ5と、それぞれが中間ローラである複数個の遊星ローラ6と、ローディングカム装置7とを備える。

[0004] このうちの太陽ローラ4は、軸方向に分割された1対の太陽ローラ素子8a、8bを、入力軸2の周囲に、互いの先端面同士の間隙を介在させた状態で、同心に、かつ、この入力軸2に対する相対回転を可能に配置することにより構成されている。これらの太陽ローラ素子8a、8bの外周面は、

それぞれの先端面に向かうに従って外径が小さくなる方向に傾斜した傾斜面により構成され、これらの傾斜面を転がり接触面としている。したがって、太陽ローラ4全体としての転がり接触面の外径は、軸方向中間部で小さく、両端部に向かうに従って大きくなる。

[0005] また、環状ローラ5は、全体を円環状としたもので、太陽ローラ4の周囲にこの太陽ローラ4と同心に配置した状態で、図示しないハウジングなどの固定の部分に支持固定されている。また、環状ローラ5の内周面は、軸方向中央部に向かうに従って内径が大きくなる方向に傾斜した転がり接触面としている。

[0006] また、複数個の遊星ローラ6は、太陽ローラ4の外周面と環状ローラ5の内周面との間の環状空間9の円周方向複数箇所に配置されている。遊星ローラ6は、それぞれが入力軸2および出力軸3と平行に配置された、自転軸である遊星軸10の周囲に、ラジアルニードル軸受を介して、回転自在に支持されている。これらの遊星軸10の基端部は、出力軸3の基端部に結合固定された、支持フレームであるキャリア11に、支持固定されている。遊星ローラ6の外周面は、母線形状が部分円弧状の凸曲面で、それぞれ太陽ローラ4の外周面と環状ローラ5の内周面とに転がり接触している。

[0007] さらに、ローディングカム装置7は、一方の太陽ローラ素子8aと、入力軸2との間に設けられている。このため、この入力軸2の中間部に、止め輪12により支え環13を係止し、この支え環13と一方の太陽ローラ素子8aとの間に、この支え環13の側から順番に、皿ばね14と、カム板15と、それぞれが転動体である複数個の玉16とを設けている。そして、互いに対向する、一方の太陽ローラ素子8aの基端面とカム板15の片側面との、それぞれ円周方向複数箇所ずつに、被駆動側カム面17と駆動側カム面18とを設けている。これらのカム面17、18はそれぞれ、軸方向に関する深さが円周方向に関して中央部で最も深く、両端部に向かうに従って漸次浅くなる形状を有する。

[0008] このようなローディングカム装置7は、入力軸2が停止している状態では

、玉16が、図53(A)に示すように、被駆動側カム面17と駆動側カム面18の最も深くなった部分に位置する。この状態で、皿ばね14の弾力により、一方の太陽ローラ素子8aが他方の太陽ローラ素子8bに向け押圧される。これに対して、入力軸2が回転すると、玉16が、図53(B)に示すように、カム面17、18の浅くなった部分に移動する。そして、太陽ローラ素子8aとカム板15との間隔を拡げ、太陽ローラ素子8aを太陽ローラ素子8bに向け押圧する。この結果、太陽ローラ素子8aは太陽ローラ素子8bに向け、皿ばね14の弾力と、カム面17、18に対して玉16が乗り上げることにより発生する推力とのうちの、大きな方の力で押圧されつつ回転駆動される。

[0009] 上述のような摩擦ローラ式減速機1の運転時には、ローディングカム装置7が発生する軸方向の推力により、太陽ローラ素子8a、8bの間隔が縮まる。そして、これらの太陽ローラ素子8a、8bにより構成される太陽ローラ4の外周面と、遊星ローラ6の外周面との転がり接触部の面圧が上昇する。この面圧上昇に伴ってこれらの遊星ローラ6が、太陽ローラ4および環状ローラ5の径方向に関して外方に押される。すると、この環状ローラ5の内周面と遊星ローラ6の外周面との転がり接触部の面圧も上昇する。この結果、入力軸2と出力軸3との間に存在する、動力伝達に供されるべき、それぞれがトラクション部である複数の転がり接触部の面圧が、入力軸2と出力軸3の間で伝達すべきトルクの大きさに応じて上昇する。

[0010] この状態で入力軸2を回転させると、この回転が、太陽ローラ4から遊星ローラ6に伝わり、これらの遊星ローラ6が太陽ローラ4の周囲で、自転しつつ公転する。これらの遊星ローラ6の公転運動は、キャリア11を介して出力軸3により取り出される。トラクション部の面圧は、入力軸2と出力軸3の間で伝達すべきトルクの大きさに応じた適正なものとなるため、トラクション部で過大な滑りが発生したり、あるいは、トラクション部の面圧が過大になることに伴う転がり抵抗がいたずらに増大したりすることはない。

[0011] 従来の摩擦ローラ式減速機1の運転時に、遊星ローラ6は、ローディング

カム装置 7 の働きに伴って、太陽ローラ 4 および環状ローラ 5 の径方向に、わずか（たとえば最大で数百 μm ）ではあるが変位する。すなわち、摩擦ローラ式減速機 1 に、入力軸 2 から入力されるトルクが変化すると、ローディングカム装置 7 の軸方向寸法が変化（拡縮）し、一方の太陽ローラ素子 8 a のうち、遊星ローラ 6 の内側に入り込んでいる部分の、径方向寸法が変化する。この変化に伴ってこれらの遊星ローラ 6 が太陽ローラ 4 および環状ローラ 5 の径方向に変位するが、図 5 1 に示した従来構造には、この変位を、遊星軸 10 の弾性変位に基づいて許容するしかない。このため、トルクが変化した場合に、径方向に関する遊星ローラ 6 の変位を必ずしも円滑に行えず、トラクション部の面圧が不均一になりやすい。そして、不均一になった場合には、摩擦ローラ式減速機 1 の伝達効率が悪化する。

[0012] なお、本発明に関連する技術として、特開 2004-52729 号公報には、リンクの先端部を、駆動リングの径方向溝と中間回転体の渦巻き溝に係合させ、リンクの基端を従動軸部材のレバーに連結し、中間回転体に付与された回転操作力を、リンクを介して駆動リンクと従動軸部材の相対回転に変換する装置において、リンクに付加重量部を設けて、装置回転に伴う遠心力がリンクに大きなモーメントとして作用しないようにして、作動応答性を高める構造が開示されている。

先行技術文献

特許文献

- [0013] 特許文献 1：特開昭 56-183821 号公報
特許文献 2：特開昭 58-134721 号公報
特許文献 3：特開 2004-116357 号公報
特許文献 4：特開 2004-52729 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0014] 本発明は、上述のような事情に鑑みて、ローディングカム装置の軸方向に

関する厚さの変化に伴う中間ローラの変位を円滑に行わせることができ、優れた伝達効率を得ることができる摩擦ローラ式減速機、および、この摩擦ローラ式減速機を組み込んだ電気自動車用駆動装置の構造を実現することを目的としている。

課題を解決するための手段

- [0015] 本発明の摩擦ローラ式減速機は、太陽ローラと、環状ローラと、複数の中間ローラと、ローディングカム装置と、揺動機構とを備える。
- [0016] 前記太陽ローラは、軸方向に分割された1対の太陽ローラ素子を備える。これらの太陽ローラ素子は、入力軸の周囲に、互いの先端面同士の間隙を介在させた状態で、同心に、かつ、この入力軸に対する相対回転を可能に配置されている。また、これらの太陽ローラ素子は、それぞれの先端面に向かうに従って外径が小さくなる方向に傾斜した傾斜面からなり、転がり接触面である外周面を備える。
- [0017] 前記環状ローラは、前記太陽ローラの周囲に、この太陽ローラと同心に配置され、転がり接触面である内周面を備える。
- [0018] また、前記中間ローラは、前記太陽ローラの外周面と前記環状ローラの内周面との間の環状空間の円周方向複数箇所に、それぞれ前記入力軸と平行に配置された自転軸を中心とする回転自在に支持されており、これらの中間ローラのそれぞれは、前記太陽ローラの外周面と前記環状ローラの内周面と転がり接触する外周面を備えている。
- [0019] また、前記ローディングカム装置は、前記太陽ローラ素子のうちの少なくとも一方の可動太陽ローラ素子と前記入力軸との間に設けられ、この入力軸の回転に伴って前記可動太陽ローラ素子を他方の太陽ローラ素子に向けて軸方向に押圧しつつ回転させるものである。そして、前記ローディングカム装置は、前記可動太陽ローラ素子の基端面の円周方向複数箇所に設けられ、軸方向に関する深さが円周方向に関して漸次変化して端部に向かうに従って浅くなる形状を有する被駆動側カム面と、前記入力軸の一部に固定されてこの入力軸とともに回転するカム板のうちで、前記可動太陽ローラ素子の基端面

に対向する片側面の円周方向複数箇所に設けられ、軸方向に関する深さが円周方向に関して漸次変化して端部に向かうに従って浅くなる形状を有する駆動側カム面と、前記被駆動側カム面と前記駆動側カム面の間にそれぞれ挟持された複数の転動体とにより構成される。

[0020] また、前記揺動機構は、前記可動太陽ローラ素子の軸方向変位により前記太陽ローラの軸方向厚さが変化するのに伴って、前記中間ローラのそれぞれを、前記太陽ローラおよび前記環状ローラの径方向に揺動変位させるものである。

[0021] そして、本発明の摩擦ローラ式減速機は、前記環状ローラと前記自転軸を支持した部材とのうちの一方の部材を固定し、他方の部材を出力軸に結合して、この他方の部材によりこの出力軸を回転駆動自在としている。

[0022] 好ましくは、前記太陽ローラ素子の外周面のうちで前記中間ローラの外周面と転がり接触する部分を、先端面に向かうに従って外径が小さくなる方向に傾斜した、部分円すい凸面状の傾斜面とする。また、前記中間ローラのそれぞれの外周面を、軸方向中間部に存在する、外径が軸方向に関して一定である円筒状凸面と、軸方向両端寄り部分に存在する、軸方向両端面に向かうに従って外径が小さくなる方向に傾斜した、それぞれが部分円すい凸面状である1対の傾斜面とを備えた複合曲面とする。そして、前記環状ローラの内周面を、内径が軸方向に関して一定の円筒状凹面とする。

[0023] より具体的には、前記自転軸を支持した部材が固定されていて回転せず、前記中間ローラが、前記自転軸を支持した部材に設けられたそれぞれの前記自転軸の周囲で自転のみして、前記太陽ローラから前記環状ローラにトルクを伝達し、この環状ローラは、前記出力軸と同心に結合されていて、この出力軸とともに回転する構成を採ることができる。

[0024] 代替的に、前記環状ローラが固定されていて回転せず、前記自転軸を支持した部材が回転するものであり、前記中間ローラが、前記自転軸を支持した部材に設けられたそれぞれの前記自転軸の周囲で自転しつつ、前記自転軸を支持した部材とともに前記太陽ローラの周囲で公転する遊星ローラであって

、前記自転軸を支持した部材が前記出力軸と同心に結合されていて、この出力軸とともに回転する構成を採ることができる。

[0025] 本発明の摩擦ローラ式減速機における揺動機構を、好ましくは、前記揺動機構を、前記中間ローラのそれぞれの自転軸の端部を回転自在に支持するための支持フレームと、この支持フレームに固定の部分に設けられた、前記太陽ローラおよび前記環状ローラの径方向に長いガイド部と、前記自転軸のそれぞれの端部に外嵌固定された内輪と前記ガイド部に、前記太陽ローラおよび前記環状ローラの径方向に関する変位を可能に係合した外輪とを備える転がり軸受とにより構成する。

[0026] 代替的に、前記揺動機構を、それぞれの前記中間ローラをそれぞれの前記自転軸を中心とする回転自在に支持する、複数個の揺動フレームと、これらの揺動フレームを、前記太陽ローラおよび前記環状ローラの径方向に関する変位を可能に支持する、支持フレームと、により構成する。

[0027] 前記揺動機構を、前記揺動フレームと前記支持フレームにより構成する場合、前記揺動フレームを、前記支持フレームに対して、前記自転軸と平行で、前記太陽ローラの回転方向に関する位相が前記自転軸から外れた部分に存在する複数個の揺動軸のそれぞれを中心とする揺動変位を可能に支持して、前記揺動フレームが、前記自転軸を前記太陽ローラおよび前記環状ローラの径方向に関する変位を可能に支持する構成を採ることができる。

[0028] この場合、好ましくは、前記揺動フレームのそれぞれが、前記揺動軸を備える基部と、この基部の軸方向両端部から互いに同方向に、かつ、実質的に平行に延出した1対の支持腕とによりを備えるようにする。そして、これらの支持腕の先端部同士の間前記自転軸の両端部を支持する。

[0029] さらに好ましくは、前記自転軸を、軸方向中間部に円柱部を、先端部にこの円柱部よりも小径の雄ねじ部を、基端部にこの円柱部よりも大径の頭部を、それぞれ備えたボルトにより構成する。また、前記揺動フレームのそれぞれの前記1対の支持腕の前記先端部の一方に前記頭部よりも小径の通孔を、その他方にこの通孔と同心で、前記雄ねじ部を螺合可能なねじ孔をそれぞれ

設ける。そして、前記通孔に前記円柱部を挿通し、前記雄ねじ部を前記ねじ孔に螺着して、前記自転軸を前記1対の支持腕の間に支持固定するとともに、前記1対の支持腕同士の間隔が広がることを防止する。

[0030] この場合、追加的に、前記基部の前記先端部とは逆側にカウンタウェイト部を設けて、前記中間ローラの公転時に、このカウンタウェイト部に加わる遠心力により、この遠心力に基づいて前記遊星ローラに加わる、前記支持フレームの径方向外方に向いた力を、低減または相殺するようにした構成を採用することもできる。

[0031] 前記揺動フレームを、前記支持フレームに対して、前記自転軸と平行で、前記太陽ローラの回転方向に関する位相が前記自転軸から外れた部分に存在する複数個の揺動軸のそれぞれを中心とする揺動変位を可能に支持する構成において、代替的に、前記各揺動フレームのそれぞれを、軸方向に離隔した状態で設けられた1対の支持板部の長さ方向両端同士を、連結部を介して互いに結合固定することにより構成し、かつ、これらの支持板部の長さ方向中間部同士の間、前記自転軸の両端部を支持させるようにすることもできる。

[0032] また、前記揺動機構を、複数個の揺動フレームと、これらの揺動フレームを支持する支持フレームとにより構成する場合、代替的に、前記支持フレームに、軸方向片側面の円周方向複数箇所に保持凹部を設けるとともに、前記揺動フレームのそれぞれを、軸方向に離隔した状態で設けられた1対の支持板部の長さ方向両端同士を、連結部を介して結合固定して構成するとともに、これらの支持板部の長さ方向中間部同士の間、前記自転軸の両端部を支持し、かつ、前記保持凹部内に、それぞれの長さ方向一端部外面とこの保持凹部の内面との当接部を中心とする揺動変位を可能に保持されるようにすることもできる。

[0033] 本発明の電気自動車用駆動装置は、電動モータと、この電動モータの出力軸と共に回転する入力軸を有する摩擦ローラ式減速機と、この摩擦ローラ式減速機の出力軸により回転駆動される入力側伝達軸と出力側伝達軸とを有し

、これら入力側伝達軸と出力側伝達軸との間の減速比を、少なくとも高低の2段階に変換可能な変速装置と、この変速装置の出力側伝達軸の回転を駆動輪に伝達するための回転伝達装置とを備え、かつ、前記摩擦ローラ式減速機を、上述したような本発明の摩擦ローラ式減速機により構成することを特徴とする。

発明の効果

[0034] 上述のように構成する本発明の摩擦ローラ式減速機によれば、ローディングカム装置の軸方向に関する厚さの変化に伴う、中間ローラの変位を円滑に行わせることができ、優れた伝達効率を得られる摩擦ローラ式減速機を実現できる。このような特性により、この摩擦ローラ式減速機を電気自動車用駆動装置に組み込んだ場合に、高効率の駆動装置を実現して、充電1回当たりの走行可能距離を長くできる。

図面の簡単な説明

[0035] [図1]図1は、本発明の実施の形態の第1例を示す断面図である。

[図2]図2は、本発明の実施の形態の第1例について、予圧付与のための機構を説明するための模式図である。

[図3]図3は、本発明の実施の形態の第1例について、中間ローラの自転軸を、太陽ローラおよび環状ローラの径方向に変位可能に支持する揺動機構の構造を示す分解斜視図である。

[図4]図4は、本発明の実施の形態の第1例について、中間ローラと揺動機構を組み立てた状態で示す斜視図である。

[図5]図5は、図1の中央部右側の太陽ローラ素子およびカム板を取り出して、玉および圧縮コイルばねと共に示す斜視図である。

[図6]図6は、本発明の実施の形態の第1例について、圧縮コイルばねによる予圧付与の方向を説明するための模式図である。

[図7]図7は、本発明の実施の形態の第1例について、駆動側、被駆動側各カム面と玉との係合状態を説明するための模式図である。

[図8]図8は、本発明の実施の形態の第1例について、入力軸に加わるトルク

の大きさおよび方向と、ローディングカム装置が発生する、軸方向の押圧力との関係を示すグラフである。

[図9]図9は、本発明の実施の形態の第2例を示す、図3と同様の図である。

[図10]図10は、本発明の実施の形態の第2例を示す、図4と同様の図である。

[図11]図11は、本発明の実施の形態の第3例を示す断面図である。

[図12]図12は、本発明の実施の形態の第3例について、中間ローラの自転軸を、太陽ローラおよび環状ローラの径方向に変位可能に支持する揺動機構の構造を示す斜視図である。

[図13]図13は、図12に示した本発明の実施の形態の第3例の揺動機構の分解斜視図である。

[図14]図14は、本発明の実施の形態の第3例について、揺動フレームと中間ローラとを組み合わせたユニットを1個だけ取り出して示す斜視図である。

[図15]図15は、図14に示したユニットについて、さらにこのユニットを揺動フレームと中間ローラとに分けた状態で示す分解斜視図である。

[図16]図16は、本発明の実施の形態の第4例を示す、図13と同様の図である。

[図17]図17は、本発明の実施の形態の第4例を示す、図12と同様の図である。

[図18]図18は、本発明の実施の形態の第4例について、摩擦ローラ式減速機の運転時に、公転運動に伴って遊星ローラに加わる遠心力の大きさを説明するための、本例の構造を採用した場合（A）と、実施の形態の第1例の構造を採用した場合（B）とをそれぞれ示す部分正面図である。

[図19]図19は、本発明の実施の形態の第5例を示す、図14と同様の図である。

[図20]図20は、本発明の実施の形態の第5例について、図19の右方から見た正投影図である。

[図21]図21は、図20のa-a断面図である。

[図22]図22は、本発明の実施の形態の第6例を示す、図14と同様の図である。

[図23]図23は、図22の右方から見た正投影図である。

[図24]図24は、図23のb-b断面図である。

[図25]図25は、本発明の実施の形態の第7例を示す、図14と同様の図である。

[図26]図26は、本発明の実施の形態の第7例について、図25の右方から見た正投影図である。

[図27]図27は、図26のc-c断面図である。

[図28]図28は、本発明の実施の形態の第8例を示す、摩擦ローラ式減速機を組み込んだ、電気自動車用駆動装置の動力伝達装置を示す断面図である。

[図29]図29は、図28のd部拡大図である。

[図30]図30は、図28の右方から見た図である。

[図31]図31は、本発明の実施の形態の第8例について、摩擦ローラ式減速機を取り出し、太陽ローラおよび環状ローラを省略して、図28の右上方から見た状態で示す斜視図である。

[図32]図32は、本発明の実施の形態の第8例について、図31の左方から見た正投影図である。

[図33]図33は、本発明の実施の形態の第8例について、図32の左方から見た正投影図である。

[図34]図34は、図33のe-e断面図である。

[図35]図35は、本発明の実施の形態の第8例の揺動機構について、揺動フレームおよび中間ローラを取り出して、組み立てた状態で示す斜視図である。

[図36]図36は、図35に示した揺動機構の分解斜視図である。

[図37]図37は、図35に示した揺動機構について、中間ローラの軸方向から見た正投影図である。

[図38]図38は、図37のf-f断面図である。

[図39]図39は、本発明の実施の形態の第8例について、太陽ローラ、環状ローラ、中間ローラと、このうちの中間ローラを支持する揺動フレームの支持構造との好ましい位置関係を説明するため、(A)は好ましい場合を、(B)(C)は好ましくない場合の2例を、それぞれ示す模式図である。

[図40]図40は、本発明の実施の形態の第9例を示す、摩擦ローラ式減速機を取り出し、環状ローラを省略した状態で示す斜視図である。

[図41]図41は、本発明の実施の形態の第9例の構造の機能を説明するため、(A)は本例の構造を、(B)は本例とは異なる構造をそれぞれ示す、要部を取り出して図40の背面側から見た正投影図である。

[図42]図42は、本発明の実施の形態の第10例を示す、摩擦ローラ式減速機を構成する、支持フレームと、それぞれが中間ローラを支持した複数の揺動フレームとの斜視図である。

[図43]図43は、図42に示した揺動機構について、軸方向から見た正投影図である。

[図44]図44は、図42に示した、中間ローラを支持した揺動フレームについて、図42および図43とは逆側から見た状態で示す斜視図である。

[図45]図45は、図44に示した、中間ローラを支持した揺動フレームについて、軸方向から見た正投影図である。

[図46]図46は本発明の実施の形態の第10例について、揺動フレームに支持した中間ローラが支持フレームに対し径方向に変位する形態の3例(A)～(C)を示すため、(a)は斜めから見た状態を、(b)は軸方向から見た状態を、それぞれ示す模式図である。

[図47]図47は、本発明の実施の形態の第11例を示す模式図である。

[図48]図48は、本発明の実施の形態の第12例を示す断面図である。

[図49]図49は、本発明の実施の形態の第13例を示す、摩擦ローラ式減速機を組み込んだ、電気自動車用の駆動装置の斜視図である。

[図50]図50は、図49に示した駆動装置により得られる加速特性を説明す

るための線図である。

[図51]図51は、従来構造の1例を示す断面図である。

[図52]図52は、一部を省略して示す、図51のg-g断面図である。

[図53]図53は、ローディングカム装置が推力を発生していない状態(A)と同じく発生している状態(B)とをそれぞれ示す、図52のh-h断面に相当する模式図である。

発明を実施するための形態

[0036] [実施の形態の第1例]

図1～図8は、本発明の実施の形態の第1例を示している。図1に示すように、本例の摩擦ローラ式減速機1aは、入力軸2aにより太陽ローラ4aを回転駆動し、この太陽ローラ4aの回転を、複数個の中間ローラ19を介して環状ローラ5aに伝達し、この環状ローラ5aの回転を出力軸3aから取り出すようになっている。中間ローラ19は、それぞれの中心部に設けた自転軸20を中心として自転するのみで、太陽ローラ4aの周囲で公転することはない。太陽ローラ4aは、互いに同じ形状を有する1対の太陽ローラ素子8cを互いに同心に組み合わせて構成され、これらの太陽ローラ素子8cを軸方向両側から挟む位置に、1対のローディングカム装置7aを設置している。これらの部材は、軸方向中間部の径が大きく、両端部の径が小さくなった、段付円筒状のハウジング21内に収納されている。以下、これらの部材それぞれの構成について具体的に説明する。

[0037] まず、入力軸2aの基半部(図1の右半部)は、ハウジング21の入力側小径円筒部22の内側に、入力側玉軸受ユニット23により、出力軸3aは、ハウジング21の出力側小径円筒部24の内側に、出力側玉軸受ユニット25により、それぞれ回転自在に支持されている。この出力側玉軸受ユニット25を構成する1対の玉軸受同士の間、出力側シールユニット26を設けて、外部空間側に位置する、出力軸3aの設置部分を通じて、ハウジング21内に異物が入り込むことを防止している。入力軸2aと出力軸3aとは互いに同心に配置されており、入力軸2aの先端部を、出力軸3aの基端面

中央部に形成した円形凹部 27 の内側に、玉軸受 28 により支持している。この構成により、入力軸 2 a と出力軸 3 a との相対回転の自在性を確保しつつ、この入力軸 2 a の前半部（図 1 の左半部）の支持剛性（特にラジアル剛性）を確保している。また、出力軸 3 a の基端部は、断面 L 字形の連結部 29 により、環状ローラ 5 a と連結されている。この環状ローラ 5 a は、ハウジング 21 の軸方向中間部に設けた大径円筒部 30 の内径側で、太陽ローラ 4 a の周囲部分に、この太陽ローラ 4 a と同心に配置されている。なお、本例の場合、環状ローラ 5 a の内周面を、軸方向に関して内径が変化しない円筒面としている。

[0038] 1 対の太陽ローラ素子 8 c は、入力軸 2 a の前半部の周囲に、入力軸 2 a と同心に、入力軸 2 a に対する相対回転を可能に、かつ、互いの先端面（互いに対向する面）の間に隙間を介在させた状態で配置されている。また、1 対のローディングカム装置 7 a を構成する 1 対のカム板 15 a は、入力軸 2 a の中間部と先端部との 2 箇所位置で、太陽ローラ素子 8 c を軸方向両側から挟む位置に、入力軸 2 a と同期して回転するように外嵌固定されている。そして、互いに対向する、それぞれの太陽ローラ素子 8 c の基端面とカム板 15 a の片側面とに、それぞれ円周方向複数箇所ずつに、被駆動側カム面 17 と駆動側カム面 18 とを設け、これらのカム面 17、18 の間にそれぞれ玉 16 を挟持して、ローディングカム装置 7 a を構成している。これらのカム面 17、18 の形状については、基本的には、従来構造の場合と同様であるが、要求される性能に応じて適宜異ならせることも自由である。いずれにしても、これらのカム面 17、18 は、軸方向に関する深さが円周方向に関して漸次変化するもので、円周方向中央部で最も深く、円周方向両端部に向かうに従って浅くなる。

[0039] 本例では、ローディングカム装置 7 a を、太陽ローラ 4 a の軸方向両側に配置することで、入力軸 2 a にトルクが入力されると、次のようにして、太陽ローラ 4 a、中間ローラ 19、環状ローラ 5 a の周面同士の転がり接触部である、トラクション部の面圧を上昇させる。まず、入力軸 2 a にトルクが

入力されていない状態では、図2（A）に示すように、ローディングカム装置7 aを構成する玉1 6が、カム面1 7、1 8の底部もしくは底部に近い側に存在する。この状態では、ローディングカム装置7 aの厚さ寸法が小さく、太陽ローラ素子8 c同士の間隔が広がっている。この状態では、中間ローラ1 9が、太陽ローラ4 aおよび環状ローラ5 aの径方向に関して外方に押されることはないか、あるいは、仮に予圧ばねの弾力などにより押されたとしても、押される力は小さい。

[0040] この状態から、入力軸2 aにトルクが入力される（摩擦ローラ式減速機1 aが起動する）と、玉1 6とカム面1 7、1 8との係合に基づき、図2（B）に示すように、ローディングカム装置7 aの軸方向厚さが増大する。そして、太陽ローラ素子8 cが、摩擦ローラ式減速機1 aの径方向に関して、中間ローラ1 9の内側に食い込み、これらの中間ローラ1 9を、摩擦ローラ式減速機1 aの径方向に関して外方に押す。この結果、太陽ローラ4 a、環状ローラ5 a、中間ローラ1 9のトラクション部の面圧が上昇して、これらのトラクション部に過大な滑りを発生させることなく、太陽ローラ4 aから環状ローラ5 aに動力が伝達される。

[0041] 摩擦ローラ式減速機1 aの運転時に、中間ローラ1 9は、それぞれの自転軸2 0を中心として回転すると同時に、伝達トルクの変動に伴って、摩擦ローラ式減速機1 aの径方向に変位する。このような中間ローラ1 9の自転および径方向変位を円滑に行わせるための揺動機構として、本例の場合には、次のような構造を採用している。すなわち、本例では、中間ローラ1 9を支持するための支持フレーム3 2を、ハウジング2 1の大径円筒部3 0の軸方向片側を塞ぐ端板3 1と、この端板3 1とは中間ローラ1 9の軸方向反対側に配置される支持板3 3と、これらの端板3 1と支持板3 3とを、円周方向に関して中間ローラ1 9同士の間部分に設置したステー（図示せず）により構成している。これにより、環状ローラ5 aの内周面と太陽ローラ4 aの外周面との間の環状空間9 aに、遊星歯車機構を構成するキャリアのような構造を有する支持フレーム3 2が形成される。

[0042] そして、支持フレームを構成する、端板 3 1 と支持板 3 3 との互いに対向する内側面に、それぞれの中間ローラ 1 9 についてのガイド部である複数個のガイドブロック 3 4 を支持固定している。これらのガイドブロック 3 4 の内側面には、それぞれ環状ローラ 5 a および太陽ローラ 4 a の径方向に長いガイド長孔 3 5 が形成されている。一方、それぞれの自転軸 2 0 の端部には、単列深溝型の玉軸受 3 6 を、玉軸受 3 6 の内輪を自転軸 2 0 の端部に締め嵌めで外嵌することにより、支持している。また、玉軸受 3 6 を構成する外輪の外径は、ガイド長孔 3 5 の幅寸法よりもわずかに（たとえば十数 μm ～数十 μm ）小さい。したがって、自転軸 2 0 は、ガイドブロック 3 4 に対して、円周方向に関するがたつきが殆どない状態で、環状ローラ 5 a および太陽ローラ 4 a の径方向に関する若干の変位を可能に支持される。

[0043] なお、中間ローラ 1 9 の外周面は、軸方向中間部を単なる円筒面とし、両側部分を、太陽ローラ素子 8 c の外周面と同方向に同一角度傾斜した、部分円すい凸面状の傾斜面としている。したがって、太陽ローラ 4 a、中間ローラ 1 9、環状ローラ 5 a の周面同士は互いに線接触し、これらの間のトラクション部の接触面積が確保される。

[0044] さらに、本例の摩擦ローラ式減速機 1 a の場合には、それぞれの太陽ローラ素子 8 c の基端部外周面に、外向フランジ状の鏝部 3 7 を設けている。すなわち、これらの太陽ローラ素子 8 c の外周面のうち、中間ローラ 1 9 の外周面と転がり接触する部分は、先端面に向かうに従って外径が小さくなる方向に傾斜した傾斜面となっており、鏝部 3 7 は、この傾斜面の基端部から、全周にわたり径方向外方に突出している。そして、これらの鏝部 3 7 を含む、太陽ローラ素子 8 c の基端面に、それぞれ複数ずつの凹部 3 8 と被駆動側カム面 1 7 とを、円周方向に関して交互に配置している。このうちの凹部 3 8 は、それぞれ径方向に関する幅寸法が大きな幅広部 3 9 と、径方向に関する幅寸法が小さい幅狭部 4 0 とが、円周方向に連続するように構成されている。円周方向に関して、これらの幅狭部 4 0 と幅広部 3 9 との配列方向は凹部 3 8 の間で同じである。また、太陽ローラ素子 8 c は、互いに同じものを

、軸方向に関する向きを逆にして組み合わせている。したがって、一方の太陽ローラ素子 8 c と他方の太陽ローラ素子 8 c との間で、幅広部 3 9 と幅狭部 4 0 との配列方向は、互いに逆となっている。

[0045] 一方、1対のカム板 1 5 a の内側面（軸方向両側面のうちの互いに対向する側面）の一部で、太陽ローラ素子 8 c と組み合わせた状態で、凹部 3 8 のうちの幅広部 3 9 に整合する部分に、それぞれ受板部 4 1 を突設している。これらの受板部 4 1 は、凹部 3 8 のうちの幅広部 3 9 に進入可能な、軸方向に関する高さ寸法および径方向に関する幅寸法を有する。

[0046] 図 5 に示すように、太陽ローラ素子 8 c の基端面に設けられた、それぞれの凹部 3 8 のうちの幅狭部 4 0 に、弾性部材である圧縮コイルばね 4 2 が挿入されている。この状態で、カム板 1 5 a の内側面に設けられた受板部 4 1 を、凹部 3 8 のうちの幅広部 3 9 に挿入して、受板部 4 1 の円周方向片側面と、凹部 3 8 の円周方向内端面のうち、幅狭部 4 0 側の内端面（奥端面）との間で、圧縮コイルばね 4 2 を圧縮した状態で挟持する。なお、図 5 には、圧縮コイルばね 4 2 を、弾性的に圧縮した状態で描いているが、自由状態では、これらの圧縮コイルばね 4 2 の片端部は、凹部 3 8 のうちの幅広部 3 9 内に大きく突出することになる。このような構成により、太陽ローラ素子 8 c とカム板 1 5 a との間に、ローディングカム装置 7 a の予圧機構が形成される。

[0047] 上述のようにして、ローディングカム装置 7 a を組み立てた状態では、太陽ローラ素子 8 c とカム板 1 5 a との間に、これらの太陽ローラ素子 8 c とこれらカム板 1 5 a とを円周方向に相対変位させる方向の弾力が付与される。なお、本例の場合には、入力軸 2 a を中心として太陽ローラ素子 8 c が相対変位する方向が、これらの太陽ローラ素子 8 c 同士の間で互いに逆になる。そして、入力軸 2 a にトルクが入力されない状態でも、玉 1 6 を、被駆動側カム面 1 7 および駆動側カム面 1 8 の浅い部分に向け変位させる。この変位により、ローディングカム装置 7 a に、軸方向に関する厚さ寸法を大きくする方向のカム部押圧力を発生させて、太陽ローラ 4 a、環状ローラ 5 a、

中間ローラ 19 のトラクション部の面圧を確保するための予圧を付与するようになっている。

[0048] なお、凹部 38 を形成する面と、受板部 41 を突設する面とを、図示の例とは逆にすることも可能である。すなわち、太陽ローラ素子の基端面に受板部を突設し、カム板の片側面側に凹部を形成して、この凹部内に圧縮コイルばねを設置することもできる。あるいは、予圧付与のための弾性部材として、圧縮コイルばね以外のものを使用することもできる。たとえば、太陽ローラ素子の基端面とカム板の片側面とに突設した係止ピンに、引っ張りばねの両端部を係止するようにしてもよい。または、太陽ローラ素子の基端面とカム板の片側面とに形成した係止孔に、振りコイルばねの両端部を係止するようにしてもよい。カム板を外嵌固定した入力軸が停止している状態で、このカム板と太陽ローラ素子とを円周方向に関して相対変位させる方向の弾力を付与できるものであれば、任意の弾性部材を採用することができる。

[0049] 上述のように構成する本例の摩擦ローラ式減速機 1 a は、次のように作用して、入力軸 2 a から前記出力軸 3 a に動力を、減速すると同時にトルクを増大させつつ伝達する。すなわち、電動モータにより入力軸 2 a を回転駆動すると、この入力軸 2 a に外嵌した 1 対のカム板 15 a が回転し、1 対の太陽ローラ素子 8 c が、玉 16 と被駆動側カム面 17 および駆動側カム面 18 との係合に基づき、互いに近づく方向に押圧されつつ、入力軸 2 a と同方向に同じ速度で回転する。そして、これらの太陽ローラ素子 8 c により構成される太陽ローラ 4 a の回転が、複数個の中間ローラ 19 を介して環状ローラ 5 a に伝わり、出力軸 3 a から取り出される。摩擦ローラ式減速機 1 a の運転時に、ハウジング 21 内には、トラクションオイルを循環させるため、太陽ローラ 4 a、中間ローラ 19、環状ローラ 5 a の周面同士の転がり接触部（トラクション部）には、トラクションオイルの薄膜が存在する状態となる。また、これらのトラクション部の面圧は、圧縮コイルばね 42 の弾力に基づいて発生するカム部押圧力に基づいて、摩擦ローラ式減速機 1 a の起動の瞬間からある程度確保される。したがって、この起動の瞬間から、これらの

トラクション部で過大な滑りを発生させることなく、動力伝達を開始される。

[0050] 入力軸 2 a に加わるトルクが増大すると、ローディングカム装置 7 a を構成する玉 1 6 の、カム面 1 7、1 8 への乗り上げ量が増大し、これらのローディングカム装置 7 a の軸方向厚さがより一層増大する。この結果、太陽ローラ 4 a、中間ローラ 1 9、環状ローラ 5 a のトラクション部の面圧が、より一層増大し、これらのトラクション部で、過大な滑りを発生することなく、トルク伝達が行われる。これらのトラクション部の面圧は、入力軸 2 a と出力軸 3 a との間で伝達すべきトルクに応じた適正な値、具体的には必要最小限の値に適切な安全率を乗じた値に、自動的に調整される。この結果、入力軸 2 a と出力軸 3 a の間で伝達されるトルクの変動に拘らず、太陽ローラ 4 a、中間ローラ 1 9、環状ローラ 5 a のトラクション部で過大な滑りが発生したり、逆に、これらのトラクション部の転がり抵抗がいたずらに大きくなったりすることを防止できて、摩擦ローラ式減速機 1 a の伝達効率を良好にできる。

[0051] 特に、本例の場合には、図 1 および図 3 に示すように、中間ローラ 1 9 の両端部を支持する玉軸受 3 6 の外輪がガイド長孔 3 5 の内側面と転がり接触しているため、中間ローラ 1 9 が径方向外方に、円滑に変位する。そして、太陽ローラ 4 a、中間ローラ 1 9、環状ローラ 5 a のトラクション部の面圧が不均一になることを防止できて、これらのトラクション部の面圧を適正にし、摩擦ローラ式減速機 1 a の伝達効率を、より一層良好なものとすることができる。すなわち、転がり摩擦抵抗は、滑り摩擦抵抗の $1/10$ 程度にとどまるので、中間ローラ 1 9 は、玉軸受 3 6 の外輪とガイド長孔 3 5 の内側面との転がり運動に伴って、径方向に円滑に変位する。このため、中間ローラ 1 9 の外周面と環状ローラ 5 a の内周面との転がり接触部のトラクション係数と、これらの中間ローラ 1 9 の外周面と太陽ローラ 4 a の外周面とのトラクション係数とをほぼ均等にできる。このような本例の構造に対して、中間ローラ 1 9 の径方向変位を円滑に行えない構造の場合には、ローディング

カム装置 7 a の作動に伴って、太陽ローラ 4 a を構成する太陽ローラ素子 8 c の外周面と中間ローラ 19 の外周面との転がり接触部の面圧が高くなる程までには、中間ローラ 19 の外周面と環状ローラ 5 の内周面との転がり接触部の面圧は高くない。この状態では、これらの転がり接触部のトラクション係数に大きな差が生じ、太陽ローラ 4 a 側のトラクション係数が環状ローラ 5 a 側のトラクション係数よりも大幅に低くなって、摩擦ローラ式減速機 1 a の伝達効率が悪くなる。

[0052] さらに、本例の構造の場合には、入力軸 2 a と出力軸 3 a の回転方向に拘らず、摩擦ローラ式減速機 1 a の起動時の特性を同じにできる。この理由について、図 7 を参照しつつ説明する。前述のように、ローディングカム装置 7 a 同士の間で、圧縮コイルばね 42 が太陽ローラ素子 8 c を押圧する方向が、互いに逆であるため、ローディングカム装置 7 a を構成する、玉 16 とカム面 17、18 との位置関係は、回転方向に関して互に対称となる。このため、入力軸 2 a と出力軸 3 a がいずれの方向に回転する場合でも、摩擦ローラ式減速機 1 a の起動時の特性を同じにできる。なお、この起動の際、1 対の太陽ローラ素子 8 c により構成される太陽ローラ 4 a は軸方向にわずかに変位し、これに伴って、この太陽ローラ 4 a の外周面と転がり接触した中間ローラ 19 も軸方向にわずかに変位する。本例の場合、これらの中間ローラ 19 の外周面と転がり接触する環状ローラ 5 a の内周面は、単なる円筒面である。また、玉軸受 36 を係合させた、ガイド長孔 35 は、軸方向変位を許容可能な程度の深さを有する。したがって、中間ローラ 19 の軸方向変位は円滑に行われ、これらの中間ローラ 19 の自転軸 20 が傾斜したりすることはない。

[0053] また、本例の場合には、ローディングカム装置 7 a を構成する太陽ローラ素子 8 c とカム板 15 a とを回転方向に相対変位させることで、トラクション部に予圧を付与している。このため、ローディングカム装置 7 a の効率がよく、ストローク確保も容易で、しかも、耐久性を十分に確保しやすい。この理由は、本例の構造の場合には、圧縮コイルばね 42 により玉 16 を押圧

して、ローディングカム装置 7 a にカム部押圧力を発生させているためである。すなわち、圧縮コイルばね 4 2 によりローディングカム装置 7 a に、入力軸 2 a にトルクが入力された場合とほぼ同様の挙動により、カム部押圧力を発生させる。そして、入力軸 2 a にトルクが入力された後も、圧縮コイルばね 4 2 が玉 1 6 を押圧し続ける。

[0054] したがって、摩擦ローラ式減速機 1 a が運転されている間、圧縮コイルばね 4 2 の弾力が、ローディングカム装置 7 a 全体として発生する総合押圧力を大きくすることに寄与する。図 5 1 に示した従来構造のように、ローディングカム装置 7 部分で発生するカム部押圧力が大きくなった状態で、皿ばね 1 4 の弾力が総合押圧力の増大に寄与しなくなることはない。このため、玉 1 6 の大きさやカム面 1 7、1 8 の形状（傾斜角度）が同じであると仮定した場合に、従来構造によれば、入力軸 2 に加えられるトルクの大きさに応じて総合押圧力が図 8 に破線 α で示すように変化するのに対して、本例の構造によれば、図 8 に実線 β で示すように変化する。このため、必要とする総合押圧力が同じであると仮定した場合に、カム面 1 7、1 8 の傾斜角度を大きくすることで、所定の総合押圧力を得るまでに、太陽ローラ素子 8 c とカム板 1 5 a とが周方向に相対変位する角度を小さく抑えられる。この角度を小さく抑えられることは、摩擦ローラ式減速機 1 a の応答性（入力軸 2 a と出力軸 3 a との回転同期性）の向上に寄与する。

[0055] [実施の形態の第 2 例]

図 9 および図 1 0 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、ガイドブロック 3 4 a として、凹字形の端面形状を有するものを使用している。これらのガイドブロック 3 4 a は、それぞれの長さ方向を太陽ローラ 4 a および環状ローラ 5 a の径方向に一致させた状態で、支持フレーム 3 2（図 1 参照）に支持固定される。ガイドブロック 3 4 a の内側面には、ガイド凹部 4 3 が、それぞれの長さ方向両端面に開口する状態で形成されている。また、これらのガイド凹部 4 3 の、太陽ローラ 4 a および環状ローラ 5 a の円周方向に関する幅寸法は、実施の形態の第 1 例における、ガイ

ド長孔35（図1および図3参照）の幅寸法よりも十分に大きい。

[0056] また、本例では、中間ローラ19の自転軸20の端部を支持する玉軸受36aの外輪を、中間ローラ19ごとに設けた1対のスライドブロック44に形成した円形の保持孔45に内嵌支持している。そして、これらのスライドブロック44をガイド凹部43に、スライドブロック44ごとに1対の滑り板46を介して、太陽ローラ4aおよび環状ローラ5aの径方向の摺動を可能に係合している。その他の部分の構成および作用は、実施の形態の第1例と同様であるから、重複する図示並びに説明は省略する。

[0057] [実施の形態の第3例]

図11～図15は、本発明の実施の形態の第3例を示している。本例の摩擦ローラ式変速機1bは、実施の形態の第1例と同様に、入力軸2aにより太陽ローラ4aを回転駆動し、太陽ローラ4aの回転を、複数個の中間ローラ19aを介して環状ローラ5aに伝達し、環状ローラ5aの回転を出力軸3aから取り出すように構成されている。

[0058] 本例の場合、中間ローラ19aの自転および径方向変位を円滑に行わせるための揺動機構を、支持フレーム32aと、これらの中間ローラ19aごとに設けた複数個の揺動フレーム47とにより構成している。このうちの支持フレーム32aは、ハウジング21の大径円筒部30の軸方向片側を塞ぐ端板31の内側面に支持固定される。支持フレーム32aは、遊星歯車機構を構成するキャリアのような構造を有するもので、それぞれが円環状として互いに同心に配置した1対のリム部48a、48bの円周方向等間隔複数箇所同士を、ステア49により結合固定して構成させる。このような支持フレーム32aは、リム部48aを端板31の内面にねじ止めすることにより、大径円筒部30の内側に、太陽ローラ4aと同心に支持固定されている。

[0059] また、揺動フレーム47はそれぞれ、互いに平行な1対の支持腕50の基端縁同士を基部51で連結することにより、径方向に見た形状をU字形としている。中間ローラ19aの自転軸20aの両端部は、揺動フレーム47の1対の支持腕50の先端部のそれぞれに、玉軸受36bを介して、回転自在

に支持されている。また、揺動フレーム47の基端部両側面に互いに同心に突設した揺動軸52を、リム部48a、48bの互いに整合する部分に形成した支持孔53にがたつきがないように挿入している。

[0060] 揺動軸52と自転軸20aとは、互いに平行で、支持フレーム32aの円周方向に関する位相が大きくずれている。具体的には、揺動軸52と自転軸20aとの円周方向に関するずれを可能な限り大きくするため、揺動軸52と自転軸20aとを結ぶ仮想直線の方角を、支持フレーム32aの中心をその中心とする仮想円弧に関する接線の方角に近くしている。このような構成により揺動フレーム47を支持フレーム32aに対し、それぞれ揺動軸52を中心とする揺動変位を可能にして、中間ローラ19aを支持フレーム32aに対し、実質的に支持フレーム32aの径方向に、円滑に変位できるように支持している。

[0061] このように構成する本例の摩擦ローラ式減速機1bは、実施の形態の第1例と同様に、入力軸2aから出力軸3aに動力を、減速すると同時にトルクを増大させつつ伝達する。特に、本例の場合には、揺動機構を構成する揺動フレーム47の揺動変位に基づいて中間ローラ19aが、太陽ローラ4aおよび環状ローラ5aの径方向外方に、円滑に変位する。したがって、太陽ローラ4a、中間ローラ19a、環状ローラ5aのトラクション部の面圧が不均一になることを防止できて、これらのトラクション部の面圧を適正にし、摩擦ローラ式減速機1bの伝達効率を、より一層良好にできる。

[0062] また、本例の場合、摩擦ローラ式減速機1bの起動の際、太陽ローラ4aが軸方向にわずかに変位するに伴い、中間ローラ19aが軸方向にわずかに変位することを円滑に行わせることができる。すなわち、実施の形態の第1例と同様に、中間ローラ19aの外周面と転がり接触する、環状ローラ5aの内周面は単なる円筒面である。また、揺動フレーム47の支持腕50の内側面と中間ローラ19aの軸方向両端面との間、並びに、これらの支持腕50の外側面とリム部48a、48bの内側面との間には、多少の隙間が存在する。したがって、中間ローラ19aの軸方向変位は円滑に行われ、これ

らの中間ローラ19aの回転が損なわれることはない。その他の部分の構成および作用は、実施の形態の第1例と同様であるから、説明は省略する。

[0063] [実施の形態の第4例]

図16～図18は、本発明の実施の形態の第4例を示している。本例は、本発明の実施の形態の第3例のような揺動機構を、遊星ローラ式の摩擦ローラ式減速機に適用した場合の揺動機構の改良に関する。すなわち、遊星ローラ式の減速機では、遊星ローラである中間ローラ19aに、公転運動に伴って加わる遠心力に基づき、これらの中間ローラ19aに、支持フレーム32a（図11および図12参照）の径方向に関して外方に向いた、大きな力が加わる。この結果、中間ローラ19aの外周面と環状ローラ5aの内周面との転がり接触部である、外径側トラクション部の面圧が高くなる。このような状態は、中間ローラ19aや環状ローラ5aの周面の転がり疲れ寿命の確保の面からも、摩擦ローラ式減速機の伝達効率確保の面からも好ましくない。さらには、伝達すべき動力のうち、回転速度に応じて外径側トラクション部の面圧が変化する。図11に示したローディングカム装置7aは、伝達すべきトルクの大きさに応じて外径側トラクション部の面圧を調節する機能は有するが、回転速度に応じてこれら外径側トラクション部の面圧を調整する機能は乏しい。このため、遊星ローラ式の摩擦ローラ式減速機を高速運転すると、外径側トラクション部の面圧が過大になり、環状ローラ5aの内周面および中間ローラ19aの外周面の転がり疲れ寿命が損なわれるだけでなく、外径側トラクション部の転がり抵抗が過大になって、伝達効率が低下する。高速運転時もこれらの外径側トラクション部の面圧が過大にならないように、ローディングカム装置7aの発生する推力を低く抑えると、低速運転時に、外径側トラクション部で、有害なグロスリップが発生しやすくなる。なお、中間ローラ19aの外周面と太陽ローラ4aの外周面との転がり接触部である、内径側トラクション部の面圧に関しては、ローディングカム装置の働きにより、ほぼ適正值に保たれる。

[0064] 本例の構造は、上述のような事情に鑑み考えたもので、遊星ローラとして

機能する中間ローラ19aに加わる、支持フレーム32bの径方向外方に向いた力を低減する。そして、低速運転時にもグロススリップを発生させずに、しかも、太陽ローラ4a、中間ローラ19a、環状ローラ5aの周面の転がり疲れ寿命および摩擦ローラ式減速機の伝達効率を確保できる構造を実現する。このために、本例の構造の場合、特開2004-52729号公報に記載された構造のように、揺動フレーム47aにカウンタウェイト部54を設け、支持フレーム32bの回転時に、これらの揺動フレーム47aに加わる、揺動軸52aを中心とするモーメントの軽減を図っている。

[0065] 具体的には、揺動フレーム47aのうち揺動軸52aが配置された基部を、支持フレーム32bに対し、揺動軸52aにより揺動変位を可能に支持している。そして、揺動フレーム47aのうちで、揺動軸52aを挟んで、この基部の先端部とは逆側、すなわち、中間ローラ19aを支持している自転軸20aと反対側に、カウンタウェイト部54を設けている。カウンタウェイト部54は、円周方向に隣り合う揺動フレーム47aに支持された中間ローラ19aと干渉せず、かつ、揺動フレーム47aに必要とされる揺動変位を可能にできる範囲で、できるだけ大きくしている。このために、支持フレーム32bを構成するリム部48cに設けたステー49aを、実施の形態の第3例の構造の場合よりも細くしている。

[0066] 上述のような構造を有する本例の場合、支持フレーム32bの回転に伴う中間ローラ19aの公転時に、カウンタウェイト部54に加わる遠心力により、この遠心力に基づいて中間ローラ19aに加わる、支持フレーム32bの径方向外方に向いた力を低減できる。すなわち、実施の形態の第3例に組み込んだ揺動フレーム47の構造を、そのまま遊星ローラ式減速機に組み込んだ場合、同期して径方向に変位する、揺動フレーム47および中間ローラ19aの重心が、図18(B)の点Pに存在することになる、この点Pと揺動軸52との距離 L_0 は大きく、中間ローラ19aを径方向外方に変位させる力が大きくなる。これに対して、本例の構造によれば、揺動フレーム47aおよび中間ローラ19aの重心が、図18(A)の点Qに存在することにな

る。この点Qと揺動軸52aとの距離 L_1 は小さく、中間ローラ19aを径方向外方に変位させる力を小さくすることができる。

[0067] 以上の説明から明らかな通り、本例の構造によれば、本発明の構造を遊星ローラ式の摩擦ローラ式減速機に適用し、かつ、この摩擦ローラ式減速機を高速運転した場合でも、内径側トラクション部と外径側トラクション部との間で、面圧の差を小さく抑えられる。この結果、低速運転時に、外径側および内径側トラクション部で、有害なグロスリップが発生することを防止しつつ、高速運転時にも、外径側トラクション部の面圧が過度に高くなることを抑えて、摩擦ローラ式減速機の耐久性および伝達効率の確保を図ることができる。

[0068] [実施の形態の第5例]

図19～図21は、本発明の実施の形態の第5例を示している。本例の特徴は、二股状の揺動フレームを構成する1対の支持腕の先端部同士の間隔が拡がらないように、これらの支持腕の剛性を向上させるための構造にある。実施の形態の第3例および第4例に係る構造で、大きなトルクを安定して伝達可能にするためには、揺動フレームを構成する、これらの揺動フレームごとに1対ずつ設けた支持腕の剛性を向上させることが好ましい。この理由について、以下に説明する。実施の形態の第3例に構造の場合、図14および図15から明らかなように、揺動フレーム47を構成する1対の支持腕50は、それぞれの基端部を基部51に接続固定し、それぞれの中間部から先端部にかけては、何れの部分にも固定していない。要するに、支持腕50は、いずれの部分にも支持されない、自由端としている。

[0069] 一方、摩擦ローラ変速機1bの運転時に、中間ローラ19aには、軸方向変位を生じさせる力である、アキシャル方向の力が加わる可能性がある。このような力が発生する原因は、太陽ローラ4a、中間ローラ19a、環状ローラ5aの周面の性状（形状精度、表面粗さなど）が不正規である場合など、種々考えられる。たとえば、中間ローラ19aの回転中心軸（自転軸20a）と、太陽ローラ4aまたは環状ローラ5aの中心軸とが傾斜した状態の

ま、中間ローラ 19 a が回転した（スキューが発生した）場合にも、アキシャル方向の力が発生する。いずれにしても、このアキシャル方向の力が発生すると、中間ローラ 19 a が 1 対の支持腕 50 のうちのいずれか一方の支持腕 50 の内側面を押し、この支持腕 50 を外方に向け変形させる可能性がある。そして、この変形の結果、この支持腕 50 の外側面と、支持フレーム 32 a を構成するリム部 48 a、48 b の内側面とが強く擦れ合い、この支持フレーム 32 a に対する揺動フレーム 47 の揺動変位が円滑に行われなくなる可能性がある。

[0070] 本例の構造は、このような事情に鑑みたものである。本例では、揺動フレーム 47 b は、金属製の素材に削り加工あるいは鍛造加工を施すことにより一体に構成されており、基部 51 a と、1 対の支持腕である支持腕 50 a、50 b とを備える。これらの支持腕 50 a、50 b はそれぞれが平板状で、互いに平行に設けられている。そして、一方（図 19 および図 21 の右方）の支持腕 50 a の先端部に円形の通孔 55 を、他方（図 19 および図 21 の左方）の支持腕 50 b にねじ孔 56 を、互いに同心に形成している。このねじ孔 56 の歯底円の直径は、通孔 55 の内径よりも小さい。そして、これらの通孔 55 およびねじ孔 56 を利用して、支持腕 50 a、50 b の先端部同士の間、自転軸として機能するボルト 57 を掛け渡している。

[0071] このボルト 57 は、軸方向中間部に円柱部 58 を、先端部（図 21 の左端部）に円柱部 58 よりも小径の雄ねじ部 59 を、基端部（図 21 の右端部）に円柱部 58 よりも大径の頭部 60 を、それぞれ備えている。円柱部 58 の外周面は、ラジアルニードル軸受 61 の内輪軌道として機能させるために、平滑な円筒面としている。また、円柱部 58 の外径は、通孔 55 の内径よりもわずかに小さく、雄ねじ部 59 の歯先円の直径は円柱部 58 の外径よりも小さい。さらに、これらの円柱部 58 と雄ねじ部 59 との境界部分を先端側段差面 62 とし、この円柱部 58 と頭部 60 との境界部分を基端側段差面 63 としている。これらの段差面 62、63 は、それぞれボルト 57 の中心軸に対し直交する方向に形成しており、かつ、互いの軸方向距離を、一方の支

持腕 50 a の外側面と他方の支持腕 50 b の内側面との適正距離に一致させている。

[0072] 上述のようなボルト 57 は、円柱部 58 を通孔 55 に挿通するとともに、雄ねじ部 59 をねじ孔 56 に螺合し、さらに締め付けることにより、支持腕 50 a、50 b の先端部同士の間には掛け渡すとともに、これらの支持腕 50 a、50 b の先端部同士を結合固定する。このように、ボルト 57 をこれらの支持腕 50 a、50 b の先端部同士の間には掛け渡す際に、これらの支持腕 50 a、50 b 同士の間には中間ローラ 19 b とラジアルニードル軸受 61 とを配置しておく。ラジアルニードル軸受 61 は、中間ローラ 19 b の内周面に、トラクショングリースなどにより貼着しておく。ボルト 57 は、ラジアルニードル軸受 61 の内径側を挿通した状態で、支持腕 50 a、50 b の先端部同士の間には掛け渡す。したがって、ボルト 57 の雄ねじ部 59 をねじ孔 56 に螺合し、さらに締め付けた状態では、中間ローラ 19 b が、支持腕 50 a、50 b 同士の間には、回転自在に支持される。

[0073] さらに、基部 51 a に貫通孔 64 を、この基部 51 a の両端面同士を連通させる状態で、ボルト 57 と平行に形成している。そして、貫通孔 64 に、揺動軸 52 b を挿通している。この状態でこの揺動軸 52 b の両端部は、揺動フレーム 47 b の両方の外側面から突出する。摩擦ローラ式減速機を組み立てた状態で、揺動軸 52 b の両端部は、支持フレーム 32 a に形成した支持孔 53 (図 12 および図 13 参照) に内嵌する。なお、貫通孔 64 と揺動軸 52 b の中間部との嵌合部と、この揺動軸 52 b の両端部と支持孔 53 との嵌合部とのうち、一方の嵌合部を隙間嵌とし、他方の嵌合部を締め嵌めとする。この構成により、揺動軸 52 b の抜け止めを図ると同時に、支持フレーム 32 a に対して揺動フレーム 47 b を、揺動軸 52 b を中心とする揺動変位を可能に支持する。なお、この揺動フレーム 47 b の揺動に伴って、ボルト 57 の頭部 60 と支持フレーム 32 a のリム部 48 a (図 12 および図 13 参照) が干渉する可能性がある場合には、図 12 に示すように、このリム部 48 a に、干渉防止用の凹部 65 を形成する。あるいは、ボルトとして

、頭部の軸方向厚さが小さい、低頭ボルトを使用するとともに、リム部48 aの外側面でボルト挿通用の通孔の開口を囲む部分に円形凹部（座ぐり部）を設け、頭部がリム部48 aの外側面から突出しないようにしてもよい。

[0074] 上述のように構成する本例の構造によれば、それぞれが中間ローラ19 bを回転自在に支持する揺動フレーム47 bを構成する支持腕50 a、50 bの剛性を向上させることができる。すなわち、これらの支持腕50 a、50 bは、一方の支持腕50 aの外側面と基端側段差面63との係合部と、ねじ孔56と雄ねじ部59との螺合部とにより、互いに離れる方向への変位を阻止された状態となる。したがって、中間ローラ19 bがスキューするなどして、この中間ローラ19 bの軸方向側面によって支持腕50 a、50 bの内側面が押された場合にも、これらの支持腕50 a、50 b同士の間隔が広がることはない。このため、これらの支持腕50 a、50 bと、支持フレーム32 aなどの他の部材が擦れ合うことを防止して、揺動フレーム47 bの揺動変位が損なわれることを防止できる。この結果、この揺動フレーム47 bに支持された中間ローラ19 bの外周面と、太陽ローラ4 aの外周面および環状ローラ5 aの内周面との接触状態を良好に保って、摩擦ローラ式減速機の伝達効率を確保することができる。その他の部分の構造および作用は、実施の形態の各例に係る構造と同様である。

[0075] [実施の形態の第6例]

図22～図24は、本発明の実施の形態の第6例を示している。本例の場合には、揺動フレーム47 cを、第一素子66と第二素子67とを第二ボルト68により結合固定することで構成している。このうちの第一素子66は、金属製の素材に削り加工あるいは鍛造加工を施して形成されており、基部51 bと一方の支持腕50 cとを一体としている。また、第二素子67は、金属材料により平板状としており、基部51 bの軸方向端面に突き合わされる結合板部69と他方の支持腕50 dとを備える。それぞれが上述のような構成を有する、第一素子66および第二素子67は、揺動軸52 bよりも揺動フレーム47 cの先端寄りで基部51 bに挿通した、第二ボルト68により

結合固定して、揺動フレーム47cとしている。その他の部分の構成および作用は、実施の形態の第5例と同様である。

[0076] [実施の形態の第7例]

図25～図27は、本発明の実施の形態の第7例を示している。本例の場合も、実施の形態の第6例の場合と同様に、揺動フレーム47dを、第一素子66aと第二素子67aとを第二ボルト68aにより結合固定することで構成している。特に、本例の構造の場合には、この第二ボルト68aとして、中空円管状のものを使用している。そして、この第二ボルト68aを、揺動軸52cの周囲に設けている。言い換えれば、この揺動軸52cを、第一素子66aおよび第二素子67aを結合固定している、第二ボルト68aの内側に挿通している。その他の部分の構成および作用は、実施の形態の第5例および第6例と同様である。

[0077] [実施の形態の第8例]

図28～図38は、本発明の実施の形態の第8例を示している。本例の構造は、実施の形態の第5例と同様の理由で、揺動フレームを構成し、中間ローラを軸方向両側から挟持する、1対の支持板部同士の間隔が広がらないように、これらの支持腕の剛性を向上させるための構造にある。本例の摩擦ローラ式減速機1cは、図1に示したハウジング21のような変速機ケース内に収納される。そして、この変速機ケース外に設けた電動モータにより、摩擦ローラ式減速機1cを構成する太陽ローラ4bを回転駆動し、この太陽ローラ4bの回転を、複数個の中間ローラ19cを介して環状ローラ5bに伝達し、この環状ローラ5bの回転を、出力軸3bを通じて取り出すようにしている。この出力軸3bを設置するため、変速機ケースの一端側壁部に軸受ケース70を、油密に固定する。そして、この軸受ケース70の内径側に出力軸3bを、出力側玉軸受ユニット25aと出力側シールユニット26aとにより、油密を保持した状態で、回転自在に支持している。この出力軸3bと環状ローラ5bとは、互いに同心に配置した状態で、連結部29aにより結合している。

[0078] また、入力軸 2 b は、変速機ケースの他端側壁部に設置される、入力側シールユニット 7 1 を備えた入力側玉軸受ユニット 2 3 a によりこの他端側壁部に、回転自在に支持される。太陽ローラ 4 b は、互いに対称な形状を有する 1 対の太陽ローラ素子 8 d から構成され、入力軸 2 b の基半部（図 2 8 の左半部）の周囲に配置している。また、これらの太陽ローラ素子 8 d と入力軸 2 b との間にそれぞれローディングカム装置 7 b を設け、これらの太陽ローラ素子 8 d を互いに近づく方向に押圧しつつ、これらの太陽ローラ素子 8 d を入力軸 2 b により回転駆動するようにしている。この部分の構造に関しては、図 1 1 に示した実施の形態の第 3 例の構造と同じであり、本発明の要旨とは関係しない。また、その他の構造を採用することもできる。

[0079] 中間ローラ 1 9 c は、変速機ケース内に支持固定される支持フレーム 3 2 c に対し、中間ローラ 1 9 c と同数の揺動フレーム 4 7 e により、回転および支持フレーム 3 2 c の径方向に関する若干の変位を自在に支持される。支持フレーム 3 2 c は、円輪状の連結板部 7 2 と、この連結板部 7 2 の軸方向片側面の円周方向等間隔複数箇所（図示の例では 3 箇所）から中間ローラ 1 9 c の設置側に向けて、支持フレーム 3 2 c の軸方向に対し平行に突出した、柱部 7 3 とにより構成される。これらの柱部 7 3 の断面形状は、それぞれ支持フレーム 3 2 c の径方向に長い。また、揺動フレーム 4 7 e は、円周方向に隣り合う柱部 7 3 同士の間部分に設置されていて、支持フレーム 3 2 c の周方向に関して一端部を、連結板部 7 2 の軸方向片側面にそれぞれの基端部を結合固定した揺動軸 5 2 d を中心とする、揺動変位を自在としている。

[0080] 揺動フレーム 4 7 e はそれぞれ、軸方向に離隔した状態で設けられた 1 対の支持板部 7 4 a、7 4 b の長さ方向両端同士を連結部 7 5 a、7 5 b を介して突き合わせ、それぞれボルト 7 6 により互いに結合固定して構成される。これらの連結部 7 5 a、7 5 b は、それぞれの基端部を一方（図 3 5、図 3 6、図 3 8 の左側）の支持板部 7 4 a に連続させる状態で、この一方の支持板部 7 4 a と一体としている。また、連結部 7 5 a、7 5 b の内側にねじ孔 7 7 を、それぞれこれらの連結部 7 5 a、7 5 b の先端面に開口する状態

で設けている。また、これらの連結部 75 a、75 b のうち的一方（図 35～図 38 の下側）の連結部 75 a は、他方（図 35～図 37 の上側）の連結部 75 b よりも太く（断面積を広く）して、ねじ孔 77 よりもさらに端部寄りに外れた部分に、断面円形の揺動支持孔 78 を、連結部 75 a を貫通する状態で形成している。これに対して、他方（図 35、図 36、図 38 の右側）の支持板部 74 b のうちで、ねじ孔 77 に整合する部分に第一通孔 79 を、揺動支持孔 78 と整合する部分に第二通孔 80 を、それぞれ形成している。また、支持板部 74 a、74 b の中央部で互いに整合する部分に、それぞれ円形の保持凹部 81 を設けている。

[0081] 一方、中間ローラ 19 c は、自転軸 20 b と一体かつ同心に形成されている。自転軸 20 b の両端部は中間ローラ 19 c の軸方向両端面よりも軸方向に突出しており、かつ、突出した先端寄り部分を、基端寄り部分よりも小径とし、これら先端寄り部分と基端寄り部分との間に段差部 82 を設けている。このような自転軸 82 の両端部には、それぞれ単列深溝型の玉軸受 36 c を構成する内輪 83 を締め嵌めで外嵌し、内輪 83 の軸方向端面を段差部 82 に突き当てている。また、玉軸受 36 c を構成する外輪 84 は、保持凹部 81 に、径方向にがたつくことはないが、軸方向の変位を可能に内嵌できるだけの外径を有する。さらに、内輪 83 の軸方向端面を段差部 82 に突き当てた状態で、外輪 84 の軸方向外端面（互いに反対側の端面）同士の間隔 d は、保持凹部 81 の底面同士の間隔 D よりも十分に小さく（ $d < D$ ）している。

[0082] 上述のような中間ローラ 19 c は、揺動フレーム 47 e に対して、玉軸受 36 c により回転自在に、かつ、軸方向に関して若干の変位を可能に支持されている。これらの玉軸受 36 c の回転抵抗（動トルク）は小さいので、中間ローラ 19 c の回転抵抗を低く抑えて、摩擦ローラ式減速機 1 c の伝達効率を良好にすることができる。また、外輪 84 の軸方向外端面と保持凹部 81 の底面との間に波板ばね 85 などの弾性部材を設けて、中間ローラ 19 c を、軸方向中央部に向け、弾性的に付勢している。波板ばね 85 の弾力は、

ローディングカム装置 7 b の作動に伴う、中間ローラ 19 c の軸方向変位を許容できる程度の、小さな値としている。この構成によりこれらの中間ローラ 19 c を揺動フレーム 47 e の中間部に、がたつきなく、ただし、これらの中間ローラ 19 c の中心軸を傾斜させる方向のモーメントに対する剛性を適度に低くした状態で、回転自在に、かつ、各部の不可避免的な製造誤差などに基づく、軸方向の変位を可能に支持している。なお、波板ばね 85 を設置する主目的は、揺動フレーム 47 e に対する中間ローラ 19 c の軸方向位置を中立位置にして、これらの中間ローラ 19 c と太陽ローラ 4 b および環状ローラ 5 b との組立作業の容易化を図ることにある。したがって、波板ばね 85 の弾力は、中間ローラ 19 c に外力が作用しない場合に、これらの中間ローラ 19 c を中立位置に戻せる程度の、小さな値で足りる。

[0083] 上述のような中間ローラ 19 c を、揺動フレーム 47 e に組み付けるには、図 36 に示すように、自転軸 20 b の両端部に玉軸受 36 c の内輪 83 を外嵌固定した状態から、支持板部 74 a、74 b 同士を近づけ合う。この際、保持凹部 81 内に波板ばね 85 を挿入しておく。次いで、これらの波板ばね 85 を軸方向に圧縮しつつ、支持板部 74 a、74 b 同士を近づける。そして、連結部 75 a、75 b の先端面と他方の支持板部 74 b の両端部内側面とを突き合わせてから、この他方の支持板部 74 b の第一通孔 79 を挿通したボルト 76 を、連結部 75 a、75 b に設けたねじ孔 77 に螺合し、さらに締め付ける。この結果、揺動フレーム 47 e に対して中間ローラ 19 c を回転自在に支持した、中間ローラユニット 86 が得られる。

[0084] このような中間ローラユニット 86 は、支持フレーム 32 c に対し、揺動軸 52 d を中心とする揺動変位を自在に組み付ける。このために、揺動フレーム 47 e の端部に存在する、第二通孔 80 に滑り軸受 87 を内嵌しておく。そして、これらの滑り軸受 87 の内側に揺動軸 52 d を挿通して、これらの揺動軸 52 d に対して揺動フレーム 47 e の基端部を、揺動変位自在に支持する。さらに、支持フレーム 32 c は、柱部 73 を挿通したボルト 88 a、88 b と、変速機ケース内に設けた図示しない固定壁などに設けたねじ孔

を螺合し、さらに締め付けることにより、この変速機ケース内に支持固定する。この状態で、揺動フレーム47eは、連結板部72と固定壁部などとの間に、揺動軸52dを中心とする、若干の揺動変位を可能に支持される。

[0085] また、柱部73の内側に、潤滑剤であるトラクションオイルの供給路89を設けている。これらの供給路89の下流端は、太陽ローラ4b（図28および図29参照）の外周面に向け開口させて、トラクションオイルを、太陽ローラ4b、中間ローラ19c、環状ローラ5の周面同士の転がり接触部（トラクション部）に送り込むようにしている。なお、このようなトラクションオイル供給のための潤滑構造についても、本発明の要点とは関係しないし、その他の構造も採用できるため、図示のみで、詳しい説明は省略する。

[0086] 本例の摩擦ローラ式減速機1cを構成する、揺動フレーム47eは、これらの揺動フレーム47eごとに設けた1対の支持板部74a、74bの長さ方向両端同士を、それぞれ連結部75a、75bおよびボルト76により結合している。したがって、支持板部74a、74bは、それぞれの長さ方向両端部同士を互いに結合した両持ち構造となり、これらの支持板部74a、74bのうちのいずれかの支持板部74a（74b）の内側面が、中間ローラ19cにより押された場合にも、支持板部74a、74b同士の間隔が広がることはない。このため、支持板部74a、74bの外側面と、支持板部74a、74bが隣接する、連結板部72と固定壁部などが強く擦れ合うことを防止して、揺動フレーム47eの揺動変位を円滑に行わせ、摩擦ローラ式減速機1cの伝達効率が低下することを防止できる。

[0087] さらに、本例の構造の場合には、太陽ローラ4bと、環状ローラ5bと、中間ローラ19cと、これらの中間ローラ19cを支持する前記揺動フレーム47eとの位置関係を適切に規制することによっても、摩擦ローラ式減速機1cの伝達効率を良好にしている。すなわち、太陽ローラ4bと環状ローラ5bとの間で中間ローラ19cが、均等にトルクを伝達するようにして、伝達効率の確保を図っている。

[0088] 具体的には、揺動フレーム47eの一端部を揺動自在に支持した、揺動軸

5 2 d を、図 3 9 (A) に示すように、太陽ローラ 4 b の外周面と環状ローラ 5 b の内周面との間の環状空間 9 b 内に、周方向に関して等間隔に配置している。本例の場合には、この環状空間 9 b 内に 3 本の揺動軸 5 2 d を、中心角ピッチ 1 2 0 度で、円周方向に関して等間隔に配置している。これとともに、揺動フレーム 4 7 e の端部を枢支した揺動軸 5 2 d と、これらの揺動フレーム 4 7 e の中間部に設けた自転軸 2 0 b との距離 L を、これらの揺動フレーム 4 7 e 同士の間で互いに同じとしている。

[0089] したがって、本例の摩擦ローラ式減速機 1 c の場合には、中間ローラ 1 9 c の外周面と太陽ローラ 4 b の外周面および環状ローラ 5 b の内周面とが、均等に当接する。また、太陽ローラ 4 b を構成する太陽ローラ素子 8 d 同士の遠近動に伴って、中間ローラ 1 9 c が環状空間 9 b 内で、この環状空間 9 b の径方向に変位する際に、これらの中間ローラ 1 9 c を支持している自転軸 2 0 b が、同じ曲率半径で円弧運動をする。このため、太陽ローラ 4 b と環状ローラ 5 b との間で伝達するトルクの変動に拘らず、中間ローラ 1 9 c がほぼ同じトルクを伝達するので、太陽ローラ 4 b、中間ローラ 1 9 c、環状ローラ 5 b の周面同士の転がり接触部であるトラクション部の面圧を均一にできて、摩擦ローラ式減速機 1 c の伝達効率を良好にできる。

[0090] このような本例の構造に対して、図 3 9 (B) に示すように、揺動軸 5 2 d と自転軸 2 0 b との距離 L、L' が異なっていたり ($L \neq L'$)、あるいは、図 3 9 (C) に示すように、揺動軸 5 2 d を環状空間 9 b 内に、円周方向に関して不等間隔で配置したりすると、トラクション部の面圧が不均一になりやすく、摩擦ローラ式減速機 1 c の伝達効率が悪化しやすい。

[0091] [実施の形態の第 9 例]

図 4 0 および図 4 1 は、本発明の実施の形態の第 9 例を示している。本例の場合には、支持フレーム 3 2 d を構成する基板 9 0 に揺動フレーム 4 7 e と同数のストッパピン 9 1 の基端部を、それぞれ支持固定している。このために本例の場合には、基板 9 0 の外周縁のうちで、円周方向等間隔 3 箇所位置に突出部 9 2 を形成し、これらの突出部 9 2 に形成したねじ孔 (図示せず

)に、ストッパピン91の基端部に形成した小径ねじ部を螺合し、さらに締め付けている。そして、これらのストッパピン91の一部外周面を、支持フレーム32dの径方向に関して、それぞれ対応する揺動フレーム47eの外径側端縁に対向させている。

[0092] この状態で、中間ローラ19cの周囲に環状ローラ5b(図28~図30参照)を組み付け、中間ローラ19cの外周面と環状ローラ5bの内周面とを当接させると、ストッパピン91の一部外周面と揺動フレーム47eの外径側端縁との間に、わずかな隙間93が存在するように、各部の寸法並びに位置関係を規制している。これらの隙間93の幅寸法は、次のように規制している。まず、この幅寸法の最小値は、揺動フレーム47eに支持した中間ローラ19cの外周面が環状ローラ5bの内周面に当接し、これらの周面同士の転がり接触部であるトラクション部の面圧を十分に上昇させることを許容できるだけ確保する。これに対して最大値は、中間ローラ19cの外接円の直径が、環状ローラ5bの内径を大きく超えて、中間ローラ19cを環状ローラ5bの内径側に組み込む作業の妨げとなる程大きくなることを阻止できるだけの大きさとする。

[0093] この点について、図41(A)および図41(B)を参照しつつ、さらに詳しく説明する。本例の構造の場合には、図41(A)に示したように、ストッパピン91により、揺動軸52dを中心とする揺動フレーム47eの揺動変位が制限される。このため、中間ローラ19cが、支持フレーム32dの径方向外方に変位した場合でも、図41(A)の鎖線γで示した中間ローラ19cの外接円の直径を小さく抑えることができる。また、揺動フレーム47eの先端部がこの外接円よりも径方向外側に突出することはない。したがって、中間ローラ19cを環状ローラ5b内に組み込む際に、これらの中間ローラ19cを少しだけ、支持フレーム32dの径方向内方に変位させるのみで、これらの中間ローラ19cを環状ローラ5bの内径側に組み込むことができる。

[0094] これに対して、実施の形態の第8例のように、ストッパピンを設けない構

造の場合には、図41(B)に示すように、中間ローラ19cが、支持フレーム32cの径方向外方に変位すると、図41(B)の鎖線 δ で示した中間ローラ19cの外接円の直径が大きくなるだけでなく、揺動フレーム47eの先端部がこの外接円よりも径方向外側に突出する。この状態から、中間ローラ19cを環状ローラ5b内に組み込むためには、中間ローラ19cを支持フレーム32cの径方向内方に、大きく変位させる必要があり、これらの中間ローラ19cを環状ローラ5bの内径側に組み込む作業が面倒になる。特に、支持フレーム32dの径方向と、重力の作用方向とを一致させた状態で、中間ローラ19cを環状ローラ5b内に組み込む作業を行うと、下側に存在する揺動フレーム47eが下方に向けて大きく揺動し、組み込み作業が著しく面倒になる。本例の構造は、このような面倒をなくしたものである。

[0095] [実施の形態の第10例]

図42～図45は、本発明の実施の形態の第10例を示している。なお、本例の摩擦ローラ式減速機の特徴は、実施の形態の第8例と同様の理由で、それぞれが中間ローラ19dを回転自在に支持する揺動フレーム47fを構成する1対の支持板部74c、74dの剛性を向上させるとともに、中間ローラ19dの変位方向を支持フレーム32eの径方向に近く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、実施の形態の各例に係る構造と同様であるから、同等部分に関する図示並びに説明は、省略若しくは簡略にし、以下、本例の特徴部分を中心に説明する。

[0096] 複数個（図示の例では3個）の中間ローラ19dは、ハウジング21を構成する大径円筒部30（図11参照）内に支持固定される支持フレーム32eに対し、中間ローラ19dと同数の揺動フレーム47fにより、回転および支持フレーム32eの径方向に関する若干の変位を自在に支持している。このうちの支持フレーム32eは、円輪状の連結板部72aと、この連結板部72aの軸方向片側面の円周方向等間隔複数箇所（図示の例では3箇所）から中間ローラ19dの設置側に向けて、支持フレーム32eの軸方向に対し平行に突出した、柱部73aとにより構成される。これらの柱部73aの

断面形状はそれぞれ部分円弧状とし、円周方向に隣り合う各柱部73aの周方向端面と連結板部72aとにより三方を囲まれる部分を、それぞれ揺動フレーム47fを保持するための保持凹部81aとしている。また、柱部73aの周方向両端面である、これらの保持凹部81aの周方向両端部の内面94は、これらの保持凹部81aの円周方向両端面を仕切る1対の内面94同士で互いに平行な、平坦面とする。さらに好ましくは、これらの内面94を、部分円筒状凹面とする。この場合に、これらの内面94を構成する部分円筒状凹面の曲率半径は、保持凹部81aごとに1対ずつの内面94同士の間隔以上とする。具体的には、内面94の曲率半径をこの間隔と同じにするか、この間隔よりも少しだけ（10%以内）大きくする。また、それぞれの曲率中心は、支持フレーム32eの径方向に関して、内面94の中央部またはこの中央部よりも少し外側に寄った部分に存在する。

[0097] 揺動フレーム47fは、それぞれ保持凹部81a内に、それぞれの長さ方向（連結板部72aの周方向）一端部外面とこの外面との当接部を中心とする揺動変位を可能に組み込んでいる。このような、揺動フレーム47fはそれぞれ、軸方向に離隔した状態で設けられた1対の支持板部74c、74dの長さ方向両端同士を、連結部75cを介して突き合わせ、それぞれボルト76aにより互いに結合固定して構成される。これらの連結部75c、75cは、それぞれの基端部を一方（図42の手前側、図44の奥側）の支持板部74cに連続させる状態で、この一方の支持板部74cと一体としている。また、連結部75cの内側にねじ孔（図示せず）を、それぞれこれらの連結部75cの先端面に開口する状態で設けている。これに対して、他方（図42の奥側、図44の手前側）の支持板部74dの長さ方向両端部で、連結部75cの内側に形成されたねじ孔に整合する部分に、通孔（図示せず）を形成している。揺動フレーム47fの長さ方向両端部外面である、連結部75cの外側面95は、部分円筒状凸面としている。これらの外側面95を構成する部分円筒状凸面の曲率半径は、保持凹部81aの周方向両端部の内面94を構成する部分円筒状凹面の曲率半径よりも、十分に小さくしている。

本例の場合には、外側面 9 5 の曲率中心を、それぞれの揺動フレーム 4 7 f の長さ方向中間部に設置した、自転軸 2 0 c の中心軸上に位置させている。

[0098] 一方、中間ローラ 1 9 d は、自転軸 2 0 c と一体に、これらの自転軸 2 0 c と同心に形成している。自転軸 2 0 c の両端部は中間ローラ 1 9 d の軸方向両端面よりも軸方向に突出しており、かつ、突出した先端寄り部分を、それぞれ単列深溝型等の玉軸受 3 6 d により、揺動フレーム 4 7 f の長さ方向中央部に、回転自在に支持している。このために、揺動フレーム 4 7 f を構成する、支持板部 7 4 c、7 4 d の長さ方向中央部に、これらの支持板部 7 4 c、7 4 d の内面で互いに整合する部分に開口する、短円筒状の保持部 9 6 を形成し、それぞれの玉軸受 3 6 d を構成する外輪を、これらの保持部 9 6 に内嵌支持している。

[0099] 中間ローラ 1 9 d を、玉軸受 3 6 d を介して揺動フレーム 4 7 f に組み付けて構成される、中間ローラユニット 8 6 a はそれぞれ、支持フレーム 3 2 e の保持凹部 8 1 a 内に、揺動変位を可能に組み付けられる。この組み付け作業は、中間ローラユニット 8 6 a を支持フレーム 3 2 e に対し、軸方向に近付けることにより行う。そして、保持凹部 8 1 a 内に中間ローラユニット 8 6 a を組み付けた（挿入した）後、柱部 7 3 a の先端部に、図示しない円輪状の連結板の片側面を突き合わせ、この連結板を支持フレーム 3 2 e とともに、ハウジング 2 1（図 1 1 参照）内に、図示しないボルトにより支持固定する。この状態で、中間ローラユニット 8 6 a が、ハウジング 2 1 内に、揺動変位を可能に組み付けられ、これらの中間ローラユニット 8 6 a を構成する中間ローラ 1 9 d が、ハウジング 2 1 内に、支持フレーム 3 2 e の径方向に関する若干の変位を可能に保持される。

[0100] 本例の摩擦ローラ式減速機によるトルク伝達時に、伝達トルクの変動に伴って太陽ローラ 4 b を構成する 1 対の太陽ローラ素子 8 d（図 2 8 参照）の間隔が変化し、中間ローラ 1 9 d がハウジング 2 1 内で支持フレーム 3 2 e の径方向に変位する際には、中間ローラユニット 8 6 a が図 4 6 に示すような挙動により、この変位を許容する。

[0101] まず、図46(A)は、摩擦ローラ式減速機がトルクを伝達していないか、小さなトルクしか伝達しておらず、中間ローラユニット86aが中立位置に存在する状態を示している。この中立状態から、摩擦ローラ式減速機が伝達するトルクが大きくなると、図46(B)に示すように、中間ローラユニット86aが、揺動フレーム47fが、それぞれの長さ方向一端側(図46の左側)の外側面95と、保持凹部81aの内面94との当接部を中心として、図46(B)(b)に矢印εで示すように、支持フレーム32eの径方向外方に揺動変位する。この結果、中間ローラユニット86aの長さ方向中央部に回転自在に支持された中間ローラ19dの外周面と、太陽ローラ4bの外周面との転がり接触部(トラクション部)だけでなく、環状ローラ5b(図11参照)の内周面との転がり接触部の面圧も十分に上昇する。これに対して、摩擦ローラ式減速機が伝達するトルクが低下すると、図46(C)に示すように、中間ローラユニット86aが、図46(C)(b)に矢印ζで示すように、支持フレーム32eの径方向内方に揺動変位する。この結果、中間ローラ19dの外周面と、太陽ローラ4bの外周面および環状ローラ5bの内周面との転がり接触部の面圧が過大なままになることを防止して、摩擦ローラ式減速機の伝達効率および耐久性の確保が図られる。

[0102] 揺動フレーム47fは、これらの揺動フレーム47fごとに1対ずつ設けた支持板部74c、74dの長さ方向両端同士を、それぞれ連結部75cおよびボルト76aにより結合している。したがって、支持板部75cは、それぞれの長さ方向両端部同士を互いに結合した両持ち構造となり、これらの支持板部74c、74dのうちのいずれかの支持板部74c(74d)の内側面が中間ローラ19dにより押された場合にも、これらの支持板部74c、74d同士の間隔が広がることはない。このため、これらの支持板部74c、74dの外側面と、これらの支持板部74c、74dが隣接する、連結板部72aと固定壁部などが強く擦れ合うことを防止して、揺動フレーム47fの揺動変位を円滑に行わせ、摩擦ローラ式減速機の伝達効率が低下することが防止される。

[0103] さらに、本発明の摩擦ローラ式減速機の場合には、中間ローラユニット 8 6 a の揺動中心を、揺動フレーム 4 7 の端部に設置した揺動軸 5 2 (図 1 1 ~ 図 1 4 参照) ではなく、これらの揺動フレーム 4 7 f の外側面 9 5 と保持凹部 8 1 a の内面 9 4 との当接部としている。したがって、これらの揺動フレーム 4 7 f の長さ寸法を大きくしなくても、中間ローラ 1 9 d が径方向に変位する際における、揺動フレーム 4 7 f の揺動半径を大きくできる。このため、中間ローラ 1 9 d が支持フレーム 3 2 e の径方向に変位する際における、中間ローラ 1 9 d の変位方向を、この径方向に近くできる。この結果、中間ローラ 1 9 d の外周面と環状ローラ 5 b の内周面との接触状態をより安定させることができる。

[0104] [実施の形態の第 1 1 例]

図 4 7 は、本発明の実施の形態の第 1 1 例を示している。本例の場合には、ローディングカム装置 7 c を、太陽ローラ 4 c の軸方向片側にのみ設けている。このため、太陽ローラ 4 c を構成する 1 対の太陽ローラ素子 8 e、8 f のうちの一方 (図 4 7 の右方) の太陽ローラ素子 8 e のみを、入力軸 2 c に対し相対回転を可能に支持し、他方 (図 4 7 の左方) の太陽ローラ素子 8 f は、この入力軸 2 c に対し支持固定している。このような本例の場合、摩擦ローラ式減速機の起動時の特性が、この入力軸 2 c の回転方向により変わることが避けられない代わりに、軸方向寸法の短縮化を図ることができる。その他の部分の構成および作用は、実施の形態の各例と同様であるから、重複する図示並びに説明は省略する。

[0105] [実施の形態の第 1 2 例]

図 4 8 は、本発明の実施の形態の第 1 2 例を示している。本例の場合には、摩擦ローラ式減速機 1 d の入力軸 2 d を、電動モータ 9 7 の出力軸 9 8 自体としている。すなわち、これら入力軸 2 d と出力軸 9 8 とを、互いに同心に、かつ一体に構成している。その他の部分の構成および作用は、実施の形態の各例と同様であるから、重複する説明は省略する。

[0106] [実施の形態の第 1 3 例]

図49は、本発明の実施の形態の第13例として、摩擦ローラ式減速機を組み込んだ、電気自動車用駆動装置を示している。この電気自動車用駆動装置は、電動モータ97aと、摩擦ローラ式減速機1eと、変速装置99と、回転伝達装置100とを備える。この摩擦ローラ式減速機1eに関しては、実施の形態の各例に記載したものと同様の構造のものを使用し、この摩擦ローラ式減速機1eの入力軸2eと、電動モータ97aの出力軸98aとを互いに同心に配置して、トルクの伝達を可能に接続する。また、摩擦ローラ式減速機1eの出力軸（図示省略）を、変速装置99の入力側伝達軸101と同心に配置して、トルク伝達可能に接続する。

[0107] 本例の場合に、変速装置99は、入力側伝達軸101と出力側伝達軸102との間に、減速比が互いに異なる、1対の歯車伝達機構103a、103bを設けている。そして、1対のクラッチ機構104a、104bの切り換えにより、いずれか一方の歯車伝達機構103a（103b）のみを、動力の伝達を可能な状態として、入力側伝達軸101と出力側伝達軸102との間の減速比を、高低の2段階に変換可能としている。さらに、回転伝達装置100は、複数の歯車を組み合わせた、一般的な歯車伝達機構であり、出力側伝達軸102の回転をデファレンシャルギヤ105の入力部に伝達し、左右1対の駆動輪を回転駆動するように構成している。

[0108] 上述のような本例の電気自動車用駆動装置の構造によれば、電気エネルギーの効率的利用のため、電動モータ97aとして、小型かつ高回転型（たとえば最高回転速度が3万 min^{-1} 程度）のものを使用しても、運転時の振動および騒音を抑えることができる。すなわち、第一段の減速機として、摩擦ローラ式減速機1eを使用しているので、高速回転部分での振動の発生を抑えられる。それぞれが歯車伝達機構である、変速装置99および回転伝達装置100の回転速度は、一般的なガソリンエンジンを搭載した自動車の変速装置部分の運転速度と同程度（最高で数千 min^{-1} 程度）に抑えられるので、いずれの部分でも、不快な振動や騒音が発生することはない。

[0109] さらに、本例の場合、変速装置99を設けることで、車両の走行速度と加

速度との関係を、ガソリンエンジンを搭載した自動車に近い、滑らかなものとする事ができる。すなわち、電気自動車の駆動源である電動モータ 97 a の出力軸（図 49 では省略されている）と、駆動輪につながるデファレンシャルギヤ 105 の入力部との間に、減速比の大きな動力伝達装置を設けた場合、電気自動車の加速度（G）と走行速度（km/h）との関係は、図 50 の実線 a の左半部と鎖線 b とを連続させたようになる。すなわち、低速時の加速性能は優れているが、高速走行はできなくなる。これに対して、前記出力軸と前記入力部との間に、減速比の小さな動力伝達装置を設けた場合、前記関係は、図 50 の鎖線 c と実線 a の右半部とを連続させたようになる。すなわち、高速走行は可能になるが、低速時の加速性能が損なわれる。これに対して、本例のように、変速装置 99 を設け、車速に応じて、この変速装置 99 の減速比を変えれば、図 50 に示した実線 a の左半部と右半部とを連続させたような特性を得られる。この特性は、図 50 に破線 d で示した、同等の出力を有するガソリンエンジン車とほぼ同等であり、加速性能および高速性能に関して、ガソリンエンジン車と同等の性能を得られることが理解される。

産業上の利用可能性

[0110] 本発明の摩擦ローラ式減速機は、高速運転が可能で、しかも運転時に大きな振動を発生させない減速機として、電気自動車の駆動系に限らず、各種機械装置の回転伝達機構に組み込んで使用できる。また、本発明を、運転速度があまり速くならないことを条件に、遊星ローラ式の摩擦ローラ式減速機に適用することも可能である。

[0111] さらに、本発明の電気自動車用駆動装置において、摩擦ローラ式減速機と回転伝達装置との間に組み込む変速装置の種類は問われない。図示の構造のほか、遊星歯車式の変速装置を採用することも可能である。さらには、ベルト式もしくはトロイダル式の無段変速装置を採用することもできる。無段変速装置を採用すれば、図 50 に示したような、車両の走行速度と加速度との関係を、より理想に近い、滑らかなものにできる。

符号の説明

- [0112] 1、1 a～1 e 摩擦ローラ式減速機
2、2 a～2 e 入力軸
3、3 a、3 b 出力軸
4、4 a、4 b 太陽ローラ
5、5 a、5 b 環状ローラ
6 遊星ローラ
7、7 a～7 c ローディングカム装置
8 a～8 f 太陽ローラ素子
9、9 a、9 b 環状空間
10 遊星軸
11 キャリア
12 止め輪
13 支え環
14 皿ばね
15、15 a カム板
16 玉
17 被駆動側カム面
18 駆動側カム面
19、19 a～19 c 中間ローラ
20、20 a～20 c 自転軸
21 ハウジング
22 入力側小径円筒部
23、23 a 多列玉軸受ユニット
24 出力側小径円筒部
25、25 a 出力側玉軸受ユニット
26、26 a ラビリンスシール
27 円形凹部

- 28 玉軸受
- 29、29a 連結部
- 30 大径円筒部
- 31 端板
- 32、32a～32e 支持フレーム
- 33 支持板
- 34 ガイドブロック
- 35 ガイド長孔
- 36、36a～36d 玉軸受
- 37 鏑部
- 38 凹部
- 39 幅広部
- 40 幅狭部
- 41 受板部
- 42 圧縮コイルばね
- 43 ガイド凹部
- 44 スライドブロック
- 45 保持孔
- 46 滑り板
- 47、47a～47f 揺動フレーム
- 48a～48c リム部
- 49、49a ステア
- 50、50a～50d 支持腕
- 51、51a、51b 基部
- 52、52a～52d 揺動軸
- 53 支持孔
- 54 カウンタウエイト部
- 55 通孔

- 56 ねじ孔
- 57 ボルト
- 58 円柱部
- 59 雄ねじ部
- 60 頭部
- 61 ラジアルニードル軸受
- 62 先端側段差面
- 63 基端側段差面
- 64 貫通孔
- 65 凹部
- 66、66a 第一素子
- 67、67a 第二素子
- 68、68a 第二ボルト
- 69 結合板部
- 70 軸受ケース
- 71 入力側シールユニット
- 72、72a 連結板部
- 73、73a 柱部
- 74a~74d 支持板部
- 75a~75c 連結部
- 76、76a ボルト
- 77 ねじ孔
- 78 揺動支持孔
- 79 第一通孔
- 80 第二通孔
- 81、81a 保持凹部
- 82 段差部
- 83 内輪

- 84 外輪
- 85 波板ばね
- 86、86a 中間ローラユニット
- 87 滑り軸受
- 88a、88b ボルト
- 89 供給路
- 90 基板
- 91 ストッパピン
- 92 突出部
- 93 隙間
- 94 内面
- 95 外側面
- 96 保持部
- 97、97a 電動モータ
- 98、98a 出力軸
- 99 変速装置
- 100 回転伝達装置
- 101 入力側伝達軸
- 102 出力側伝達軸
- 103a、103b 歯車伝達機構
- 104a、104b クラッチ機構
- 105 デファレンシャルギヤ

請求の範囲

[請求項1]

入力軸の周囲に、互いの先端面同士の間隙を介在させた状態で、同心に、かつ、この入力軸に対する相対回転を可能に配置され、それぞれの先端面に向かうに従って外径が小さくなる方向に傾斜した傾斜面からなり、転がり接触面である外周面を有する、軸方向に分割された1対の太陽ローラ素子を備えた太陽ローラと、

前記太陽ローラの周囲に、この太陽ローラと同心に配置され、転がり接触面である内周面を有する、環状ローラと、

前記太陽ローラの外周面と前記環状ローラの内周面との間の環状空間の円周方向複数箇所に、それぞれが前記入力軸と平行に配置された自転軸を中心とする回転自在に支持され、それぞれが前記太陽ローラの外周面と前記環状ローラの内周面と転がり接触する外周面を有する、複数個の中間ローラと、

前記太陽ローラ素子のうちの少なくとも一方の可動太陽ローラ素子と前記入力軸との間に設けられ、前記可動太陽ローラ素子の基端面の円周方向複数箇所に設けられ、軸方向に関する深さが円周方向に関して漸次変化して端部に向かうに従って浅くなる形状を有する被駆動側カム面と、前記入力軸の一部に固定されてこの入力軸とともに回転するカム板のうちで、前記可動太陽ローラ素子の基端面に対向する片側面の円周方向複数箇所に設けられ、軸方向に関する深さが円周方向に関して漸次変化して端部に向かうに従って浅くなる形状を有する駆動側カム面と、前記被駆動側カム面と前記駆動側カム面の間にそれぞれ挟持された複数個の転動体とにより構成され、前記入力軸の回転に伴って前記可動太陽ローラ素子を他方の太陽ローラ素子に向けて軸方向に押圧しつつ回転させる、ローディングカム装置と、

前記可動太陽ローラ素子の軸方向変位により前記太陽ローラの軸方向厚さが変化するのに伴って、前記中間ローラのそれぞれを、前記太陽ローラおよび前記環状ローラの径方向に揺動変位させる、揺動機構

と、

を備え、

前記環状ローラと前記自転軸を支持した部材とのうちの一方の部材を固定し、他方の部材を出力軸に結合して、この他方の部材によりこの出力軸を回転駆動自在としている、摩擦ローラ式減速機。

[請求項2]

前記揺動機構は、前記中間ローラのそれぞれの自転軸の端部を回転自在に支持するための支持フレームと、この支持フレームに固定の部分に設けられた、前記太陽ローラおよび前記環状ローラの径方向に長いガイド部と、前記自転軸のそれぞれの端部に外嵌固定された内輪、および、前記ガイド部に、前記太陽ローラおよび前記環状ローラの径方向に関する変位を可能に係合した外輪を備える転がり軸受とにより構成される、請求項1に記載した摩擦ローラ式減速機。

[請求項3]

前記太陽ローラ素子の外周面のうちで前記中間ローラの外周面と転がり接触する部分が、先端面に向かうに従って外径が小さくなる方向に傾斜した、部分円すい凸面状の傾斜面であり、前記中間ローラのそれぞれの外周面が、軸方向中間部に存在する、外径が軸方向に関して一定である円筒状凸面と、軸方向両端寄り部分に存在する、軸方向両端面に向かうに従って外径が小さくなる方向に傾斜した、それぞれが部分円すい凸面状である1対の傾斜面とを備えた複合曲面であり、前記環状ローラの内周面が、内径が軸方向に関して一定の円筒状凹面である、請求項1または2に記載した摩擦ローラ式減速機。

[請求項4]

前記自転軸を支持した部材が固定されていて回転せず、前記中間ローラは、前記自転軸を支持した部材に設けられたそれぞれの前記自転軸の周囲で自転のみして、前記太陽ローラから前記環状ローラにトルクを伝達し、この環状ローラは、前記出力軸と同心に結合されていて、この出力軸とともに回転する、請求項1～3のうちのいずれかに記載した摩擦ローラ式減速機。

[請求項5]

前記環状ローラが固定されていて回転せず、前記自転軸を支持した

部材が回転するものであり、前記中間ローラが、前記自転軸を支持した部材に設けられたそれぞれの前記自転軸の周囲で自転しつつ、前記自転軸を支持した部材とともに前記太陽ローラの周囲で公転する遊星ローラであって、前記自転軸を支持した部材が前記出力軸と同心に結合されていて、この出力軸とともに回転する、請求項1～3のうちのいずれか1項に記載した摩擦ローラ式減速機。

[請求項6] 前記揺動機構は、それぞれの前記中間ローラをそれぞれの自転軸を中心とする回転自在に支持する、複数の揺動フレームと、これらの揺動フレームを、前記太陽ローラおよび前記環状ローラの径方向に関する変位を可能に支持する、支持フレームとにより構成される、請求項1～4のうちのいずれか1項に記載した摩擦ローラ式減速機。

[請求項7] 前記揺動フレームは、前記支持フレームに対し、前記自転軸と平行で、前記太陽ローラの回転方向に関する位相が前記自転軸から外れた部分に存在する複数の揺動軸のそれぞれを中心とする揺動変位を可能に支持され、前記揺動フレームが、前記自転軸を前記太陽ローラおよび前記環状ローラの径方向に関する変位を可能に支持している、請求項6に記載した摩擦ローラ式減速機。

[請求項8] 前記揺動フレームのそれぞれは、前記揺動軸を備える基部と、この基部の軸方向両端部から互いに同方向に、かつ、実質的に平行に延出し、前記自転軸の両端部を支持する先端部をそれぞれ備える、1対の支持腕とを備える、請求項7に記載した摩擦ローラ式減速機。

[請求項9] 前記自転軸は、軸方向中間部に円柱部を、先端部にこの円柱部よりも小径の雄ねじ部を、基端部にこの円柱部よりも大径の頭部を、それぞれ備えたボルトにより構成され、前記揺動フレームのそれぞれの前記1対の支持腕の前記先端部の一方には、前記頭部よりも小径の通孔が、その他方には、この通孔と同心で、前記雄ねじ部を螺合可能なねじ孔が、それぞれ設けられており、前記通孔に前記円柱部が挿通されるとともに、前記雄ねじ部が前記ねじ孔に螺着されることにより、前

記自転軸が前記 1 対の支持腕の間に支持固定され、かつ、前記 1 対の支持腕同士の間隔が拡がることが防止されている、請求項 8 に記載した摩擦ローラ式減速機。

[請求項10] 前記基部の前記先端部とは逆側にカウンタウエイト部が設けられ、前記中間ローラの公転時に、このカウンタウエイト部に加わる遠心力により、この遠心力に基づいて前記遊星ローラに加わる、前記支持フレームの径方向外方に向いた力が、低減または相殺される、請求項 5 に従属する請求項 8 または 9 に記載した摩擦ローラ式減速機。

[請求項11] 前記揺動フレームのそれぞれは、軸方向に離隔した状態で設けられた 1 対の支持板部の長さ方向両端同士を、連結部を介して互いに結合固定することにより構成され、かつ、これらの支持板部の長さ方向中間部同士の間、前記自転軸の両端部を支持している、請求項 7 に記載した摩擦ローラ式減速機。

[請求項12] 前記支持フレームは、軸方向片側面の円周方向複数箇所に保持凹部を備え、

前記揺動フレームのそれぞれは、軸方向に離隔した状態で設けられた 1 対の支持板部の長さ方向両端同士を、連結部を介して結合固定することにより構成され、これらの支持板部の長さ方向中間部同士の間、前記自転軸の両端部を支持し、かつ、前記保持凹部内に、それぞれの長さ方向一端部外面とこの保持凹部の内面との当接部を中心とする揺動変位を可能に保持されている、請求項 6 に記載した摩擦ローラ式減速機。

[請求項13] 電動モータと、

この電動モータの出力軸とともに回転する入力軸を有する摩擦ローラ式減速機と、

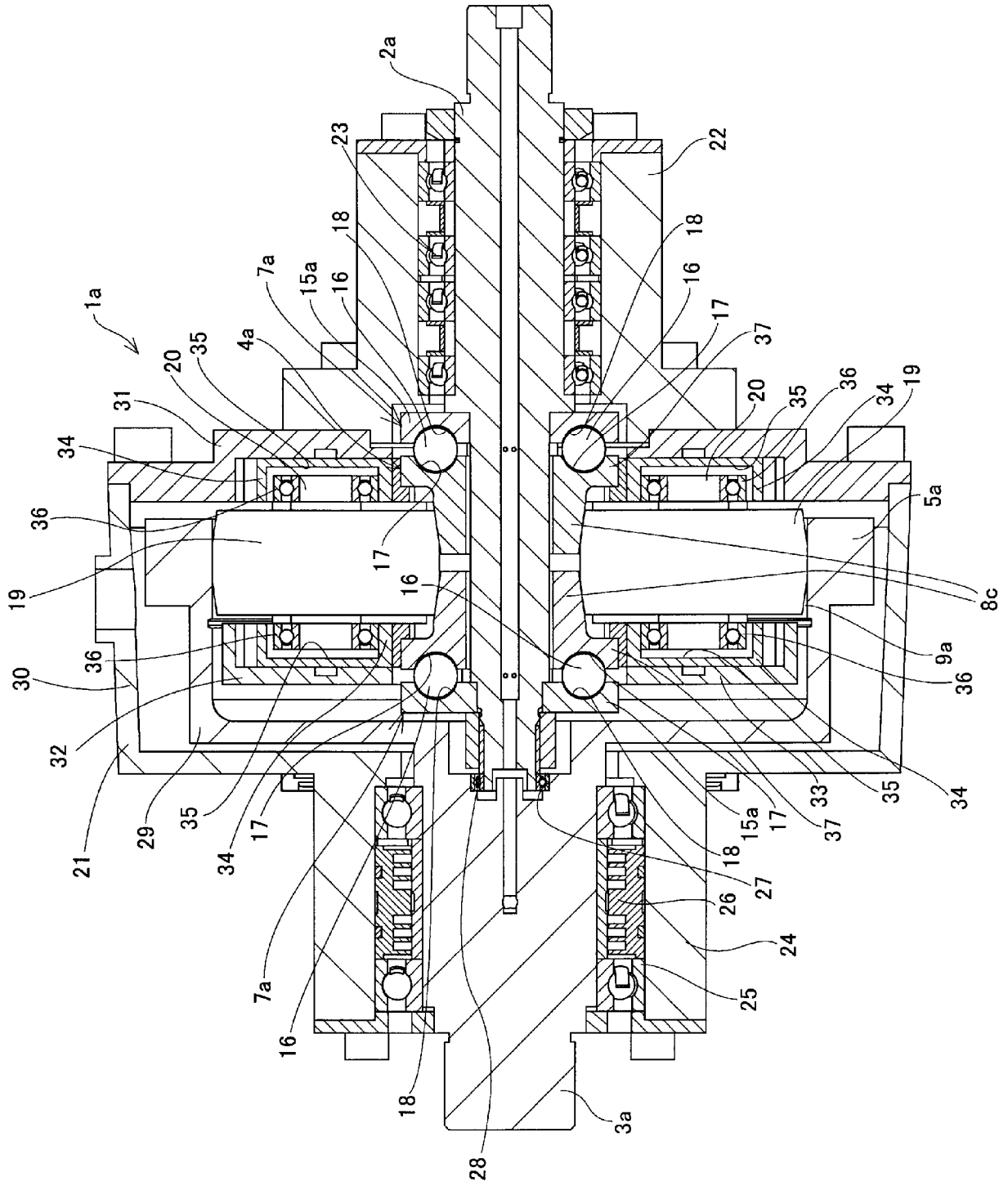
この摩擦ローラ式減速機の出力軸により回転駆動される入力側伝達軸と出力側伝達軸とを有し、これら入力側伝達軸と出力側伝達軸との間の減速比を、少なくとも高低の 2 段階に変換可能な変速装置と、

この変速装置の出力側伝達軸の回転を駆動輪に伝達するための回転伝達装置と、

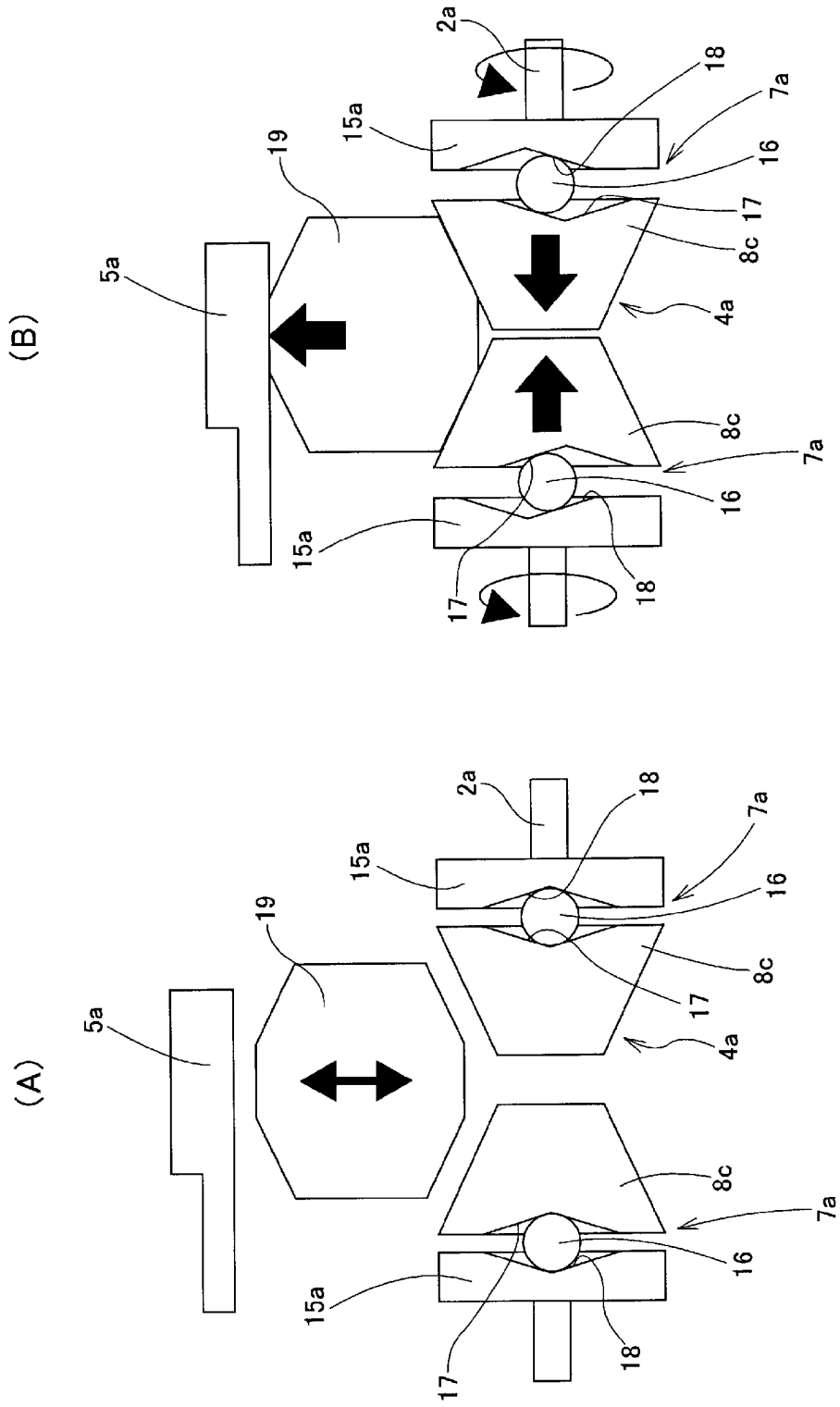
を備え、前記摩擦ローラ式減速機が、請求項 1 ～ 12 のうちのいずれか 1 項に記載した摩擦ローラ式減速機である、電気自動車用駆動装置

。

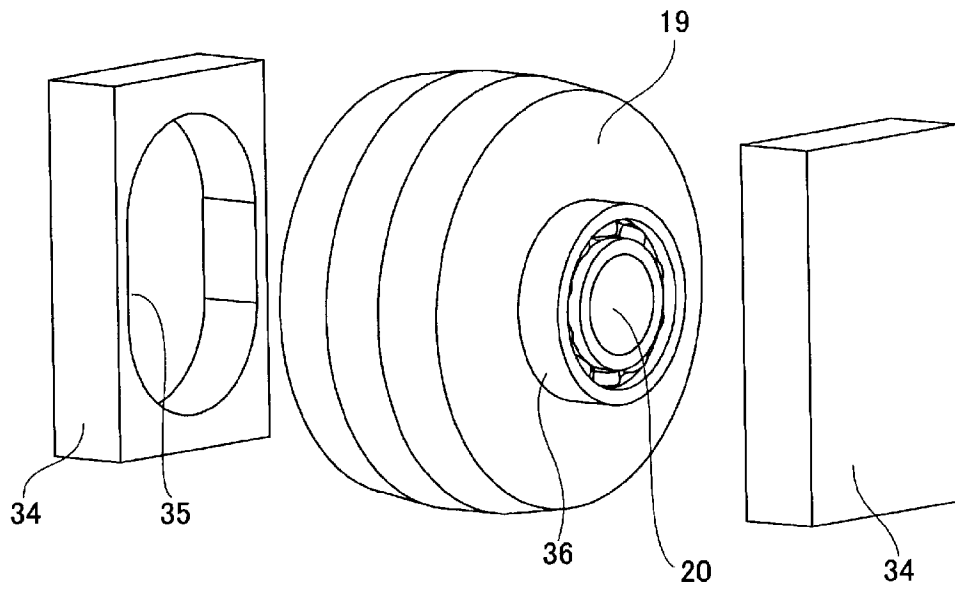
[図1]



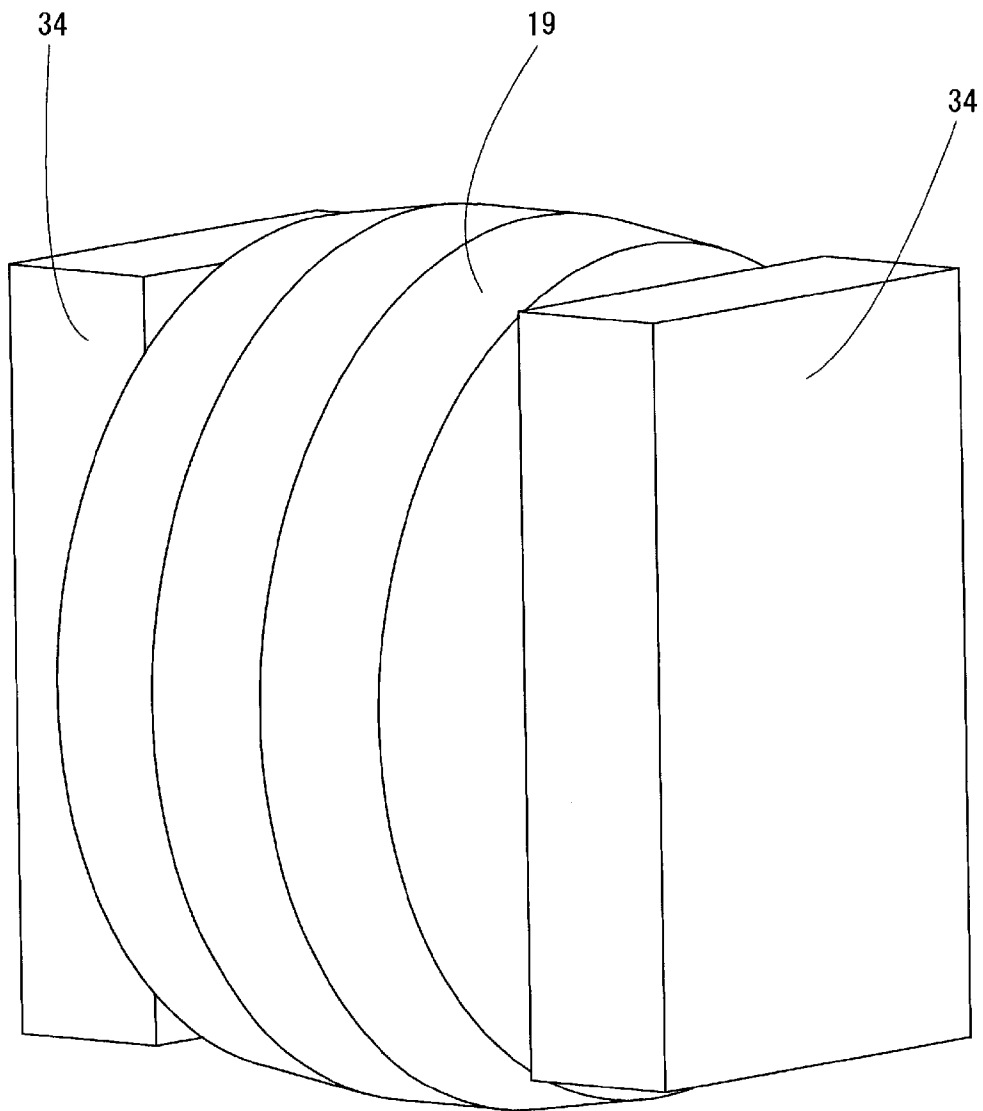
[図2]



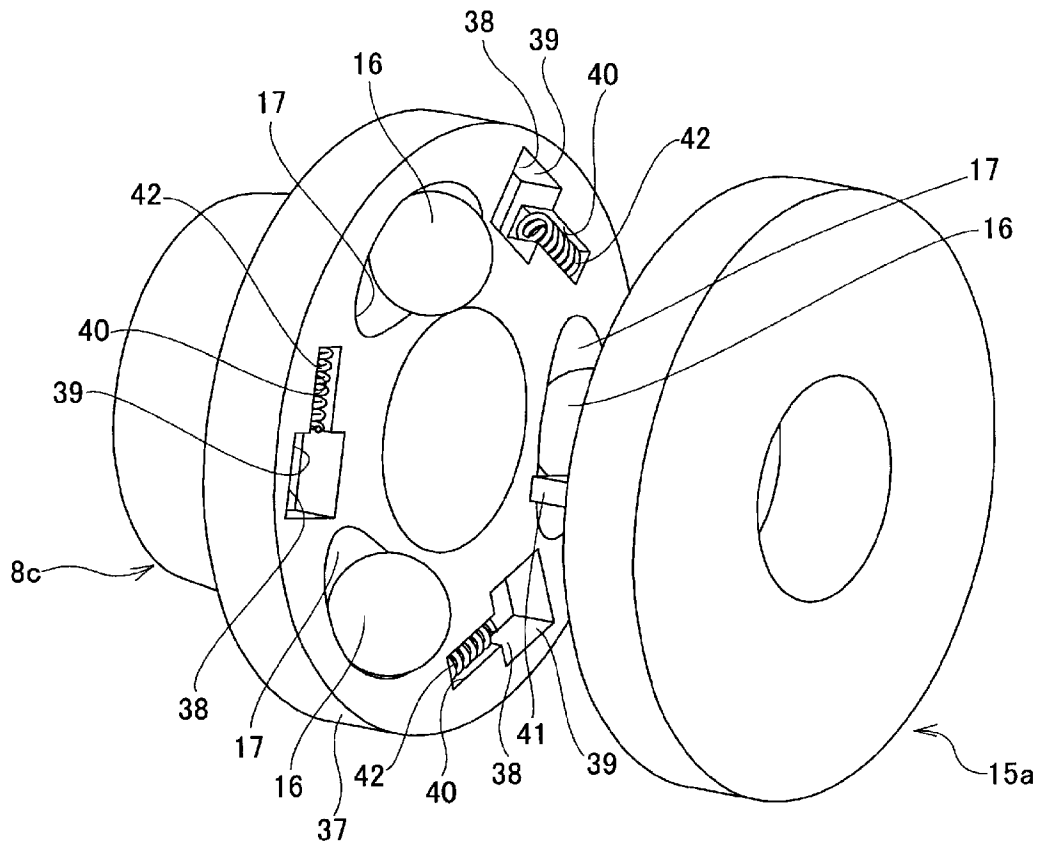
[図3]



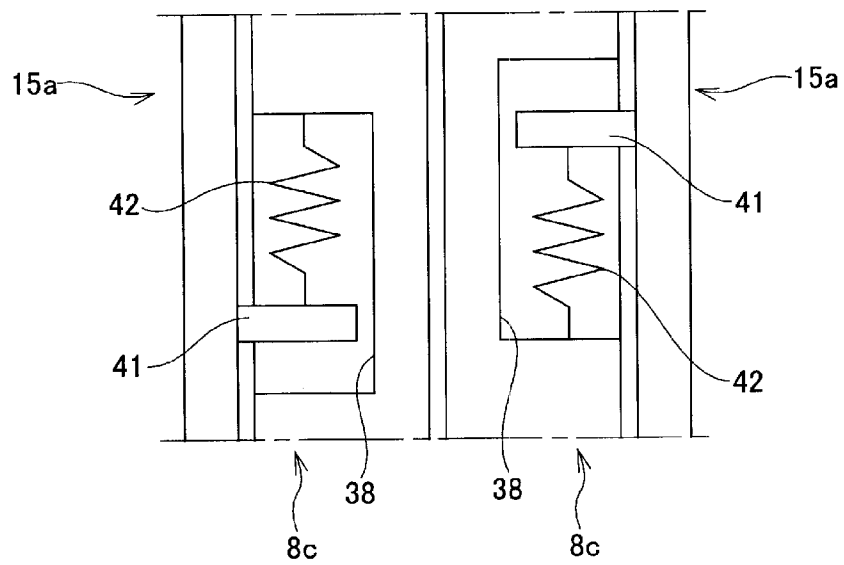
[図4]



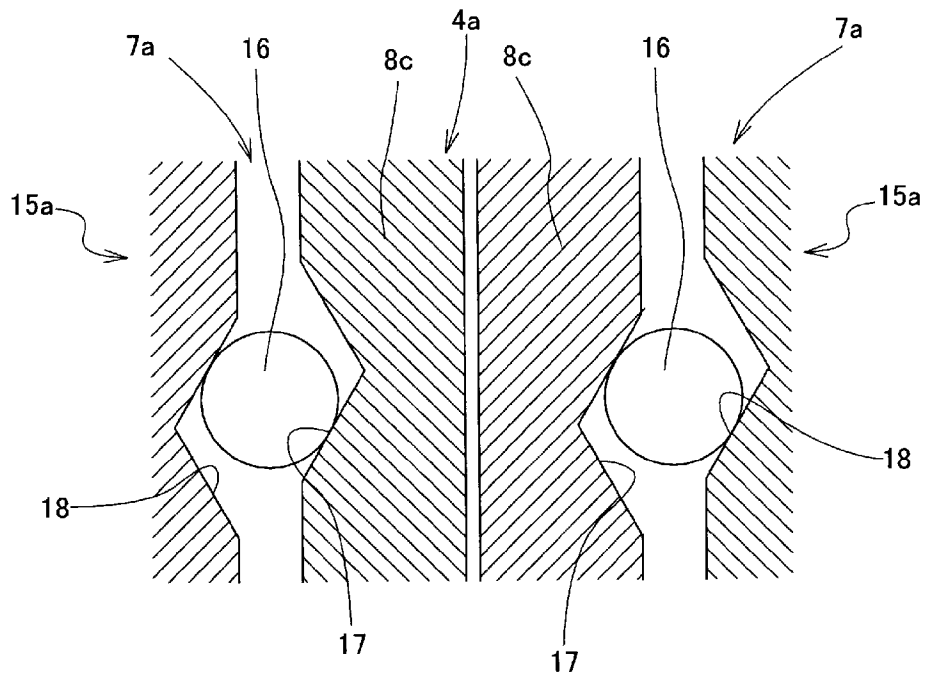
[図5]



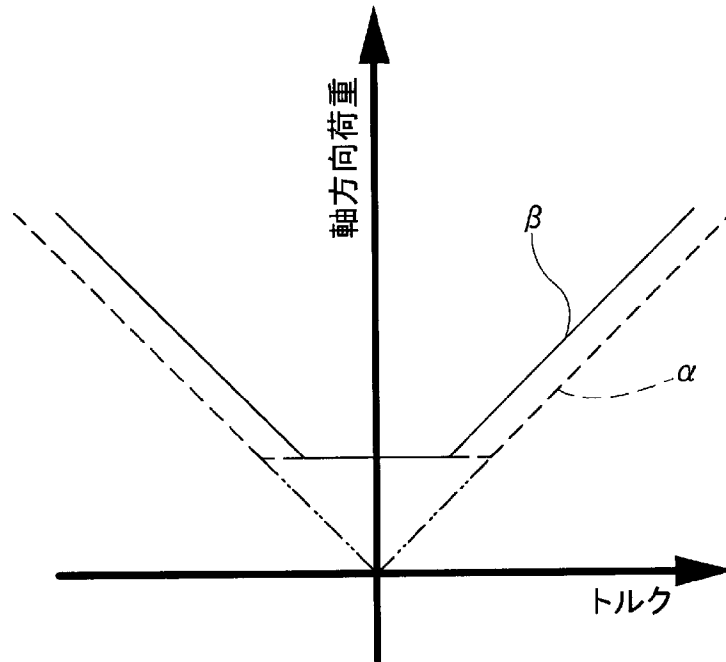
[図6]



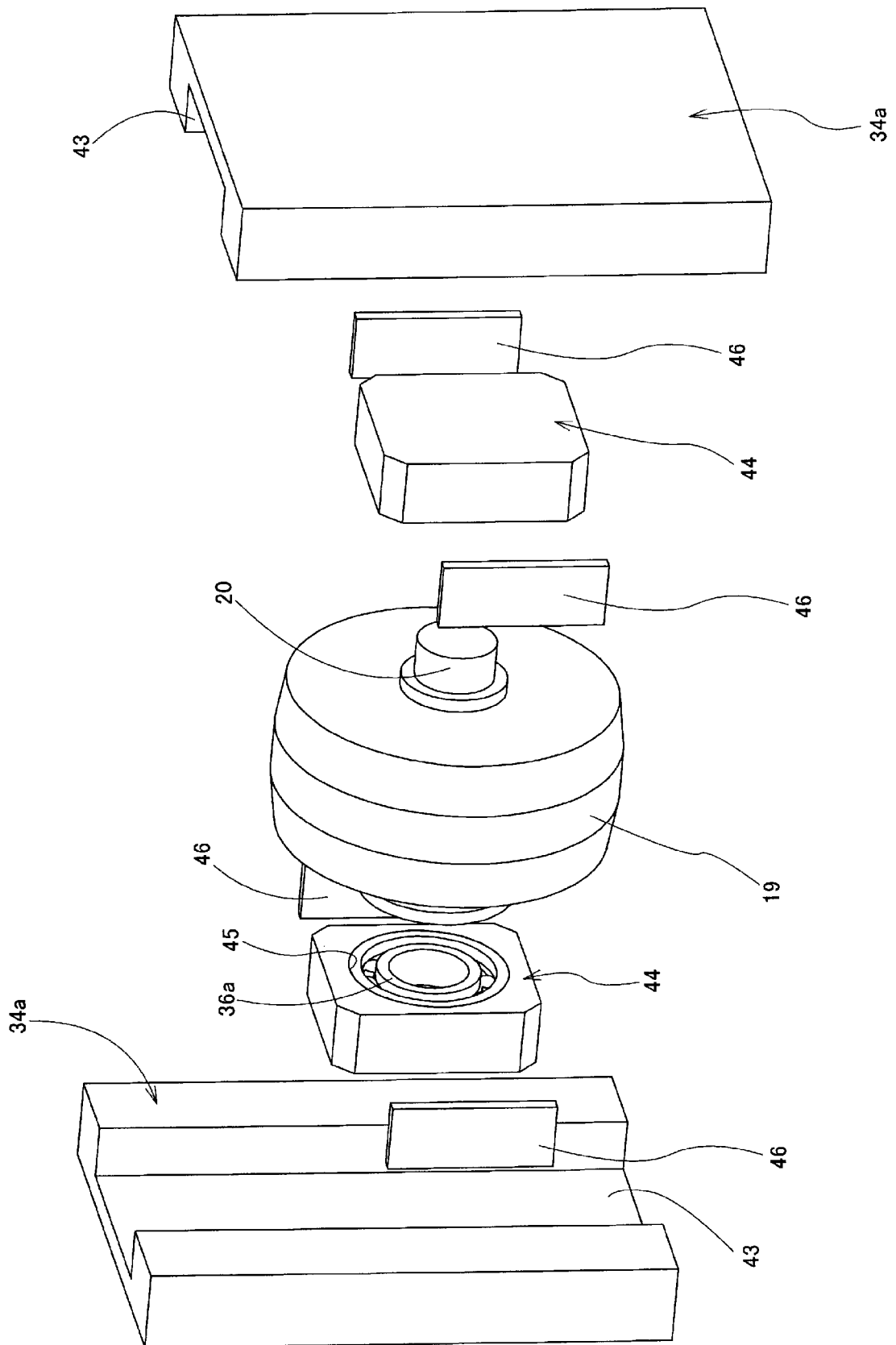
[図7]



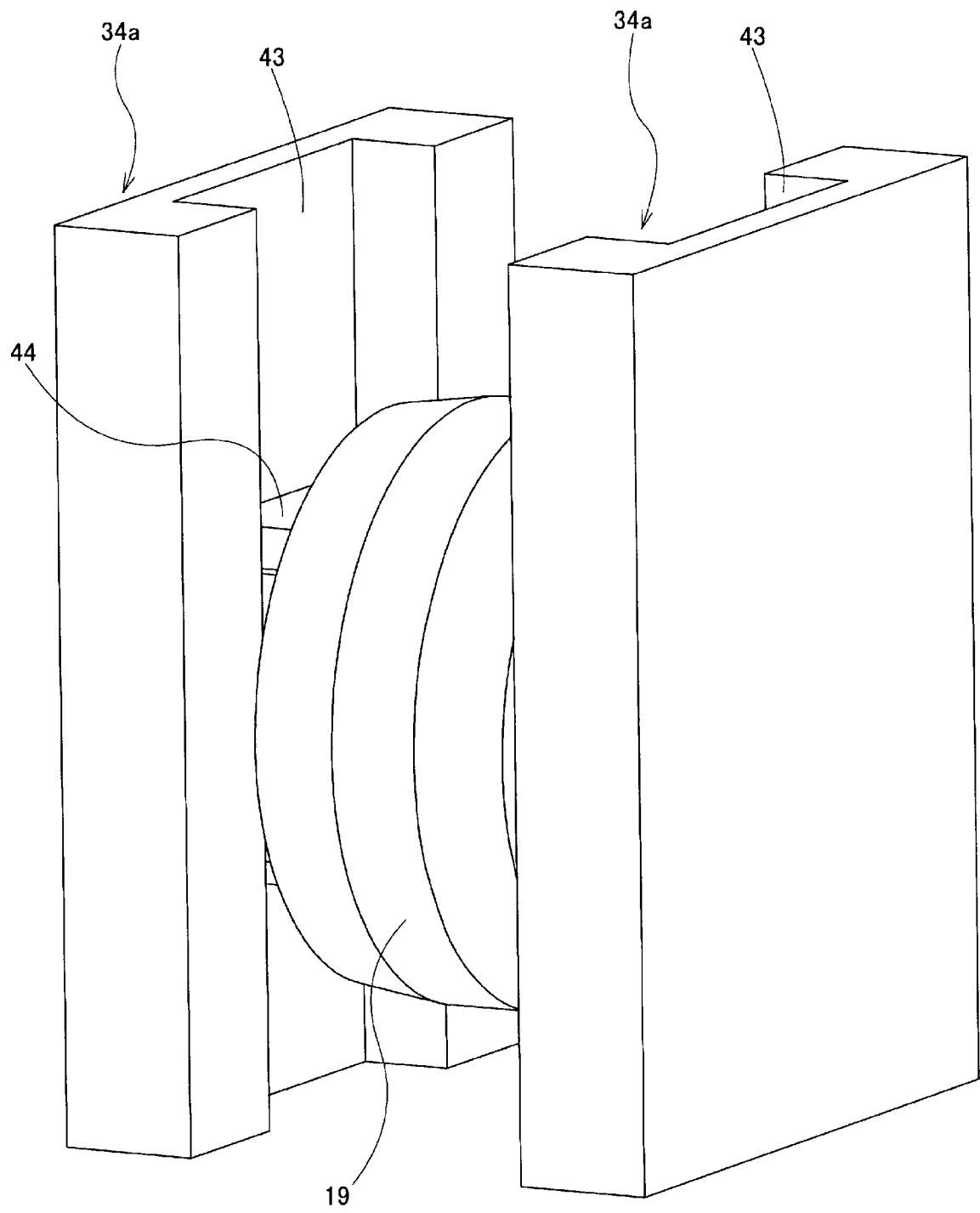
[図8]



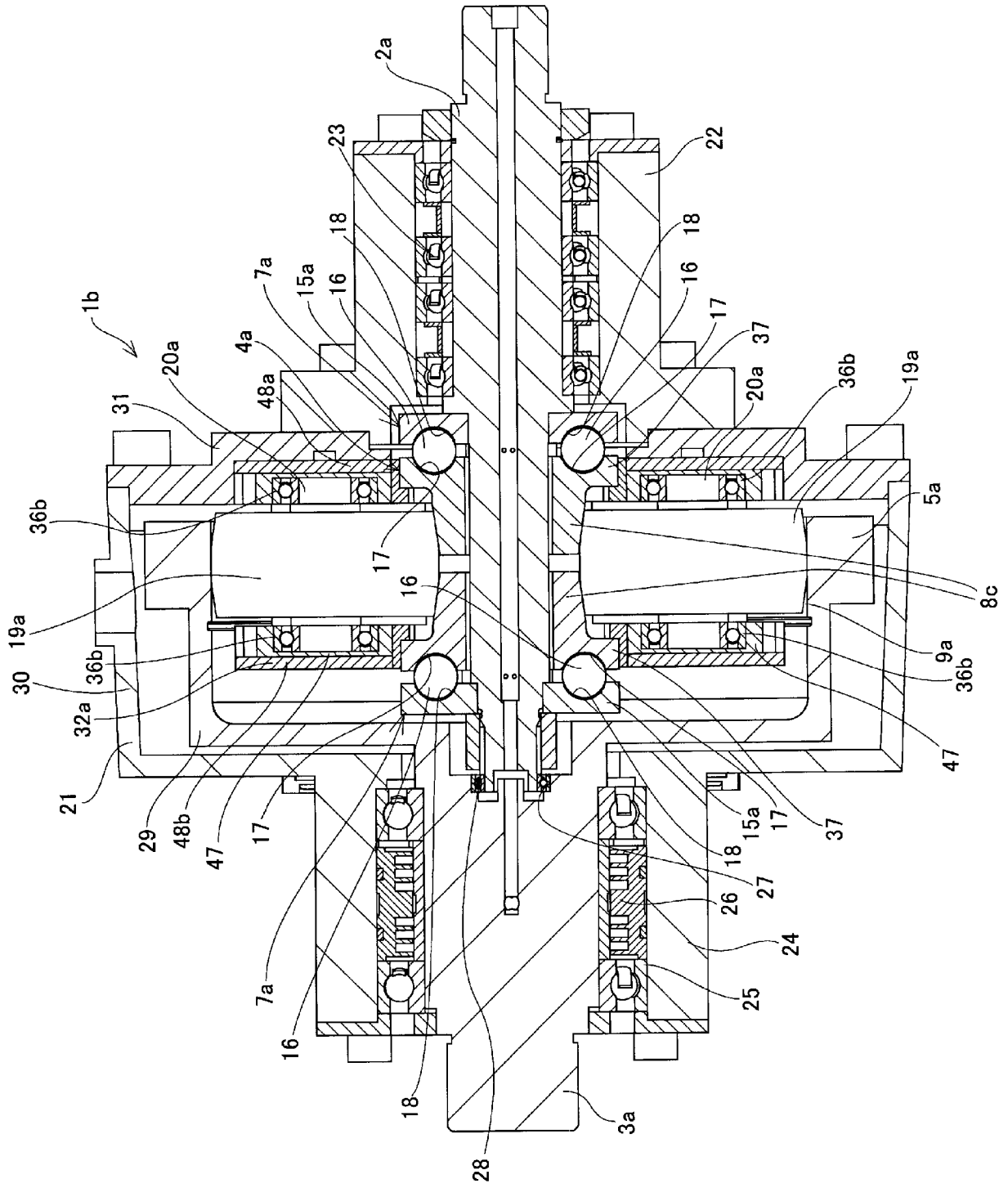
[図9]



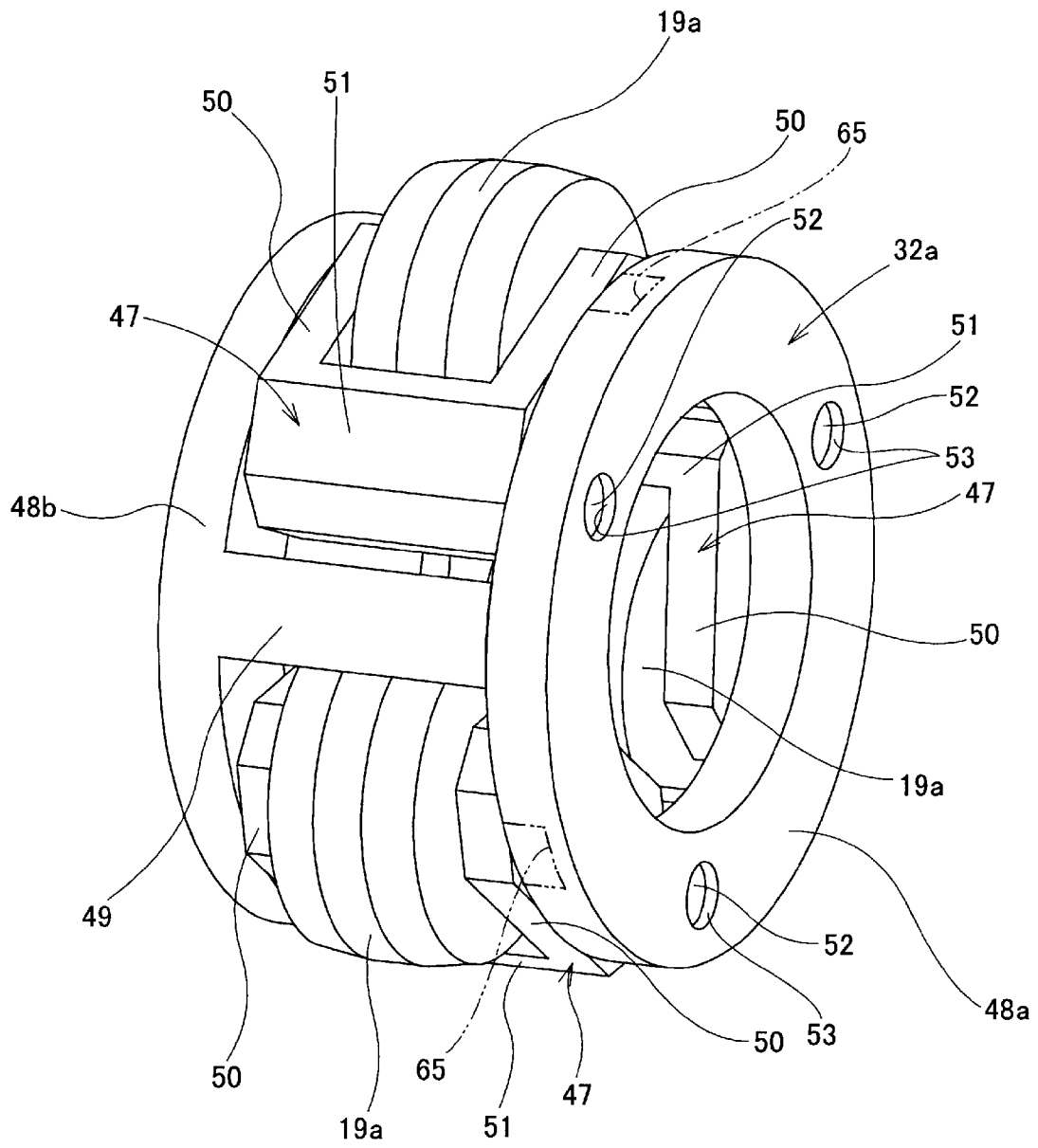
[図10]



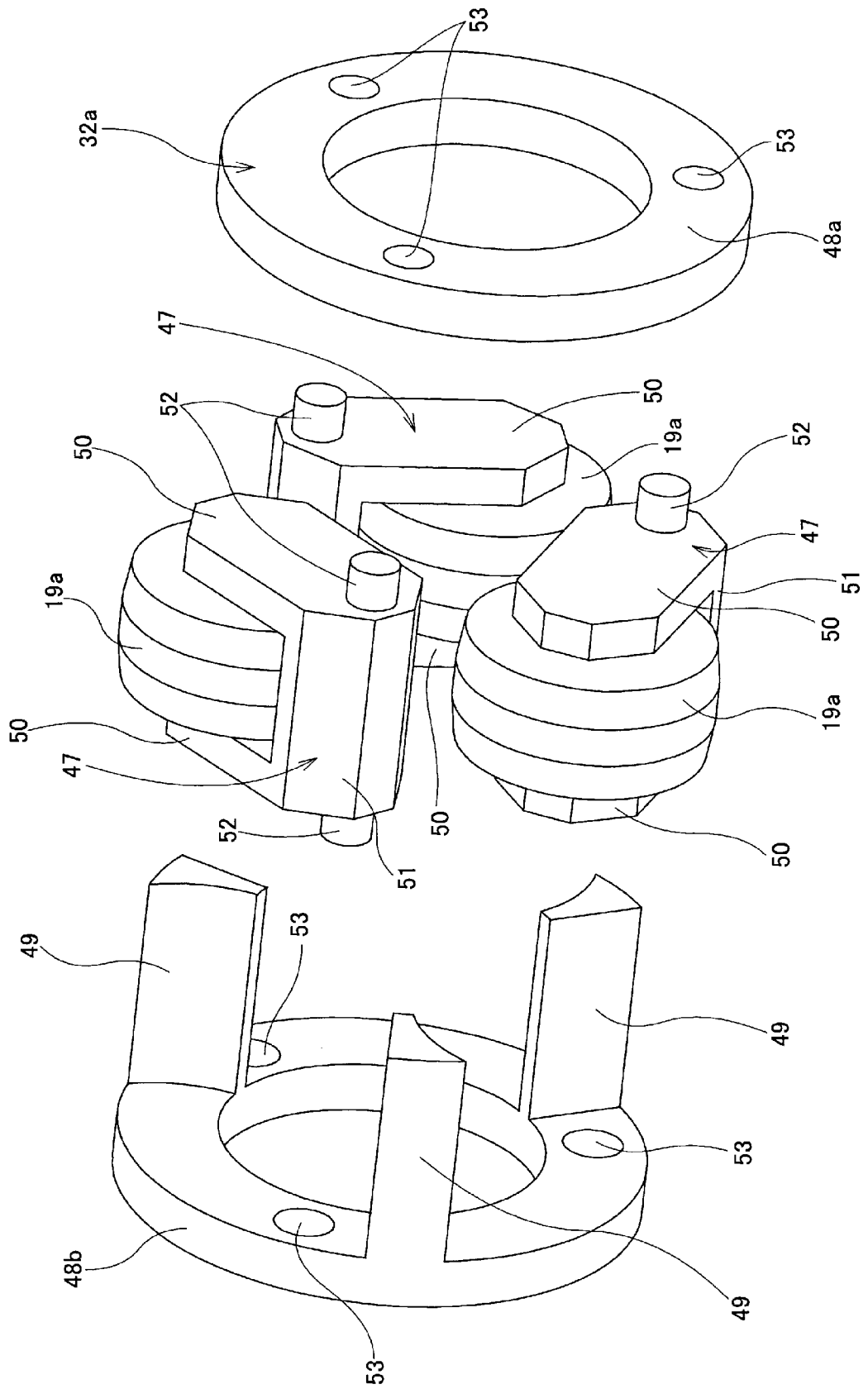
[圖11]



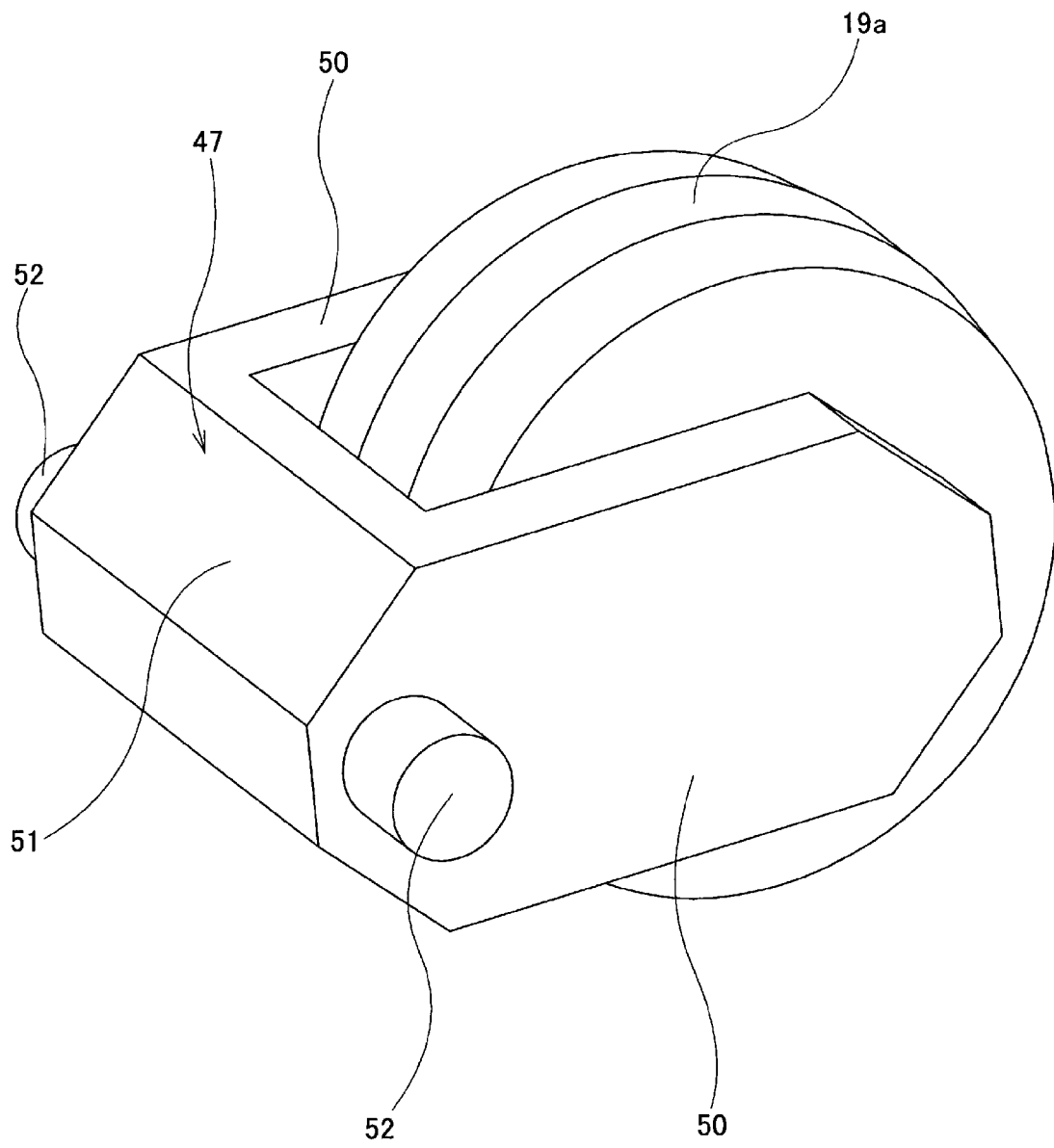
[図12]



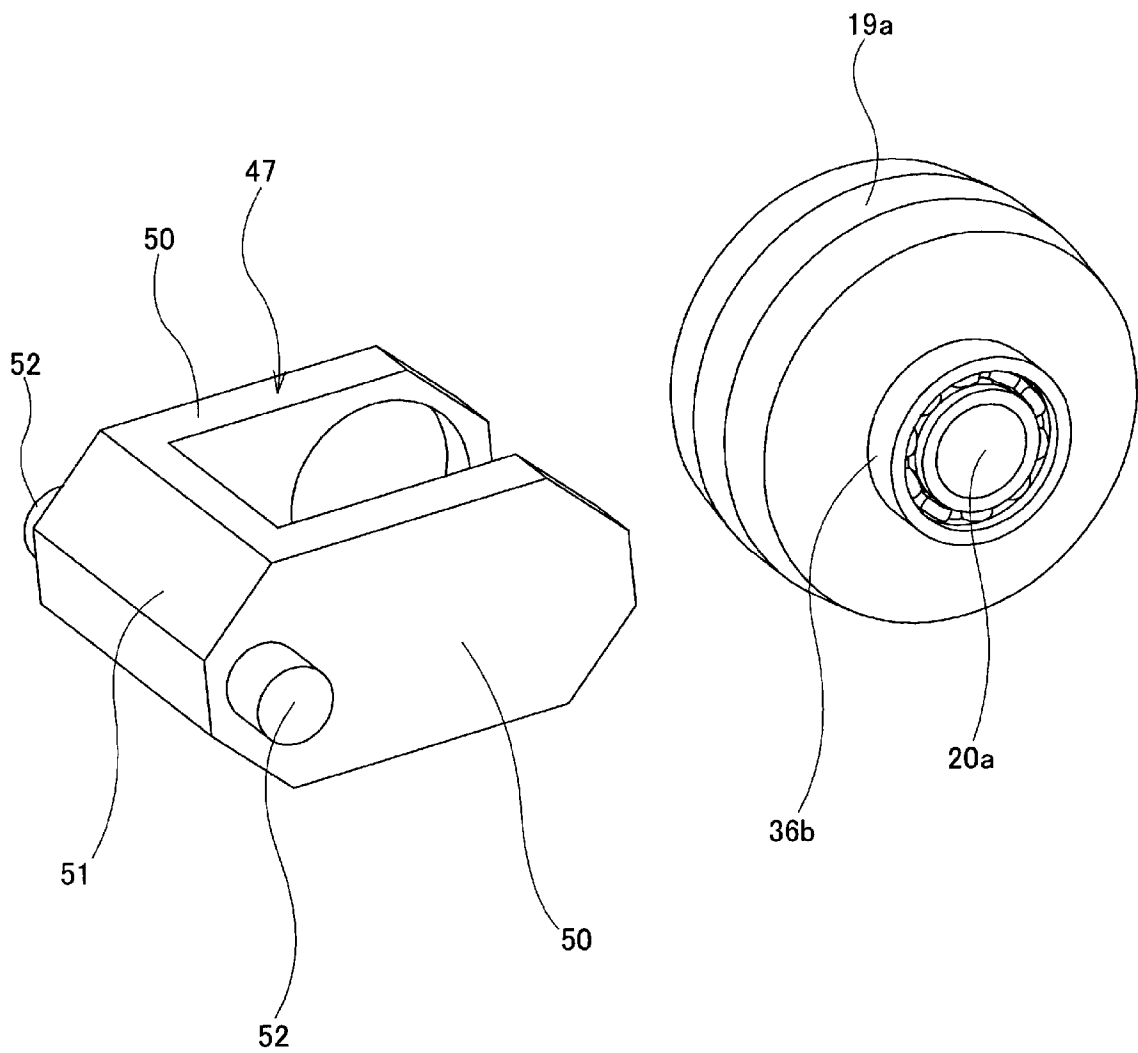
[図13]



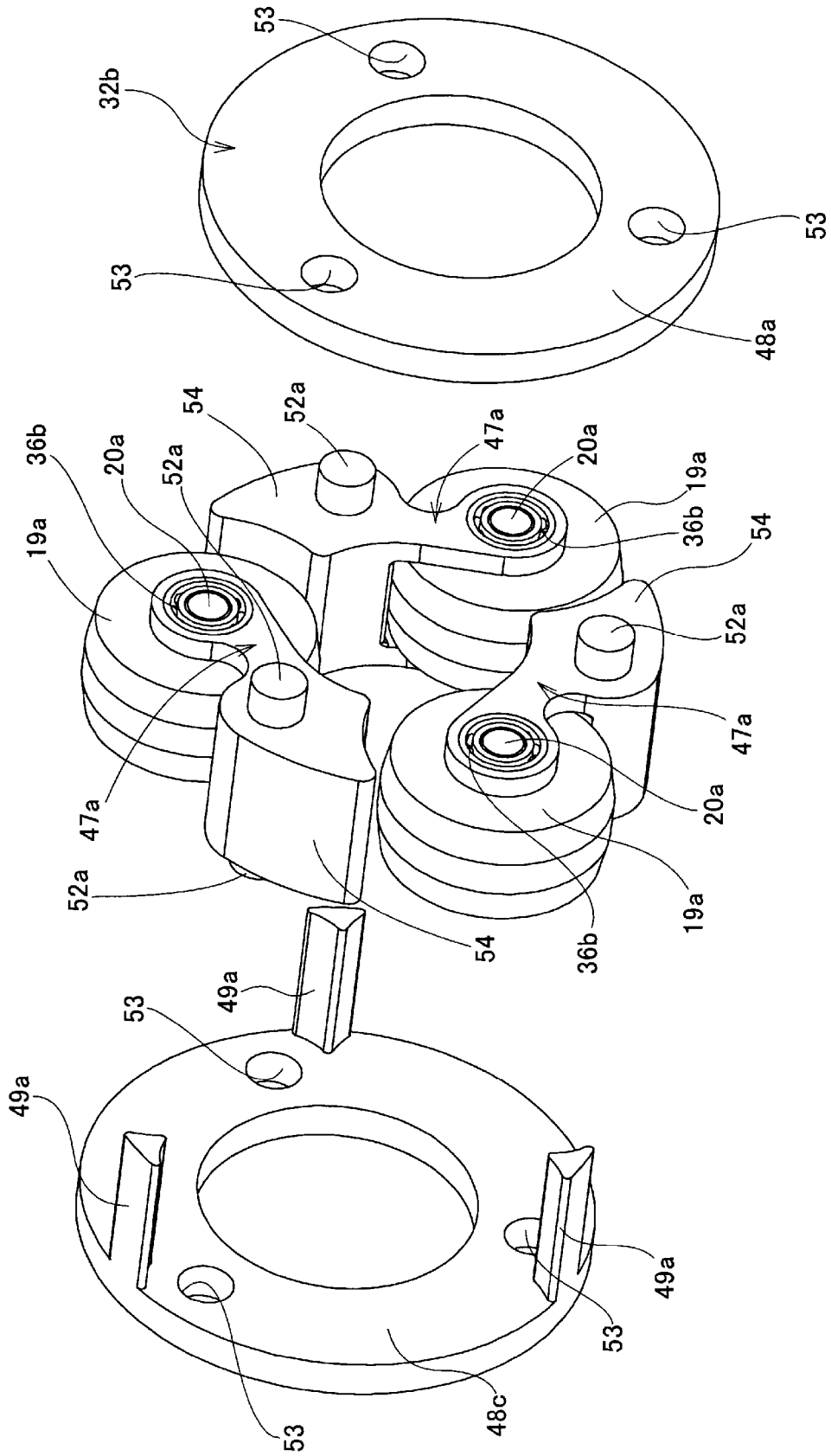
[図14]



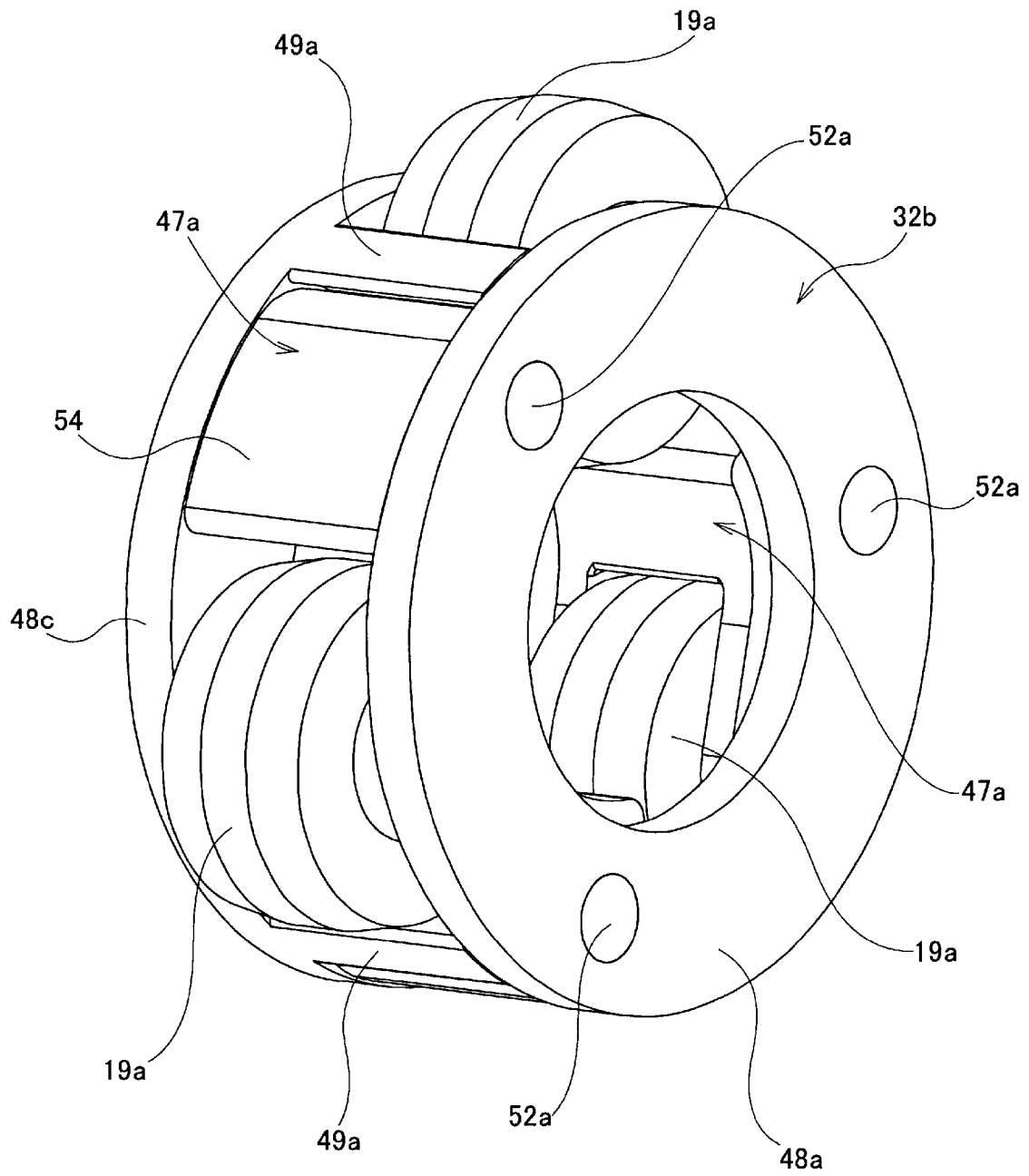
[図15]



[図16]

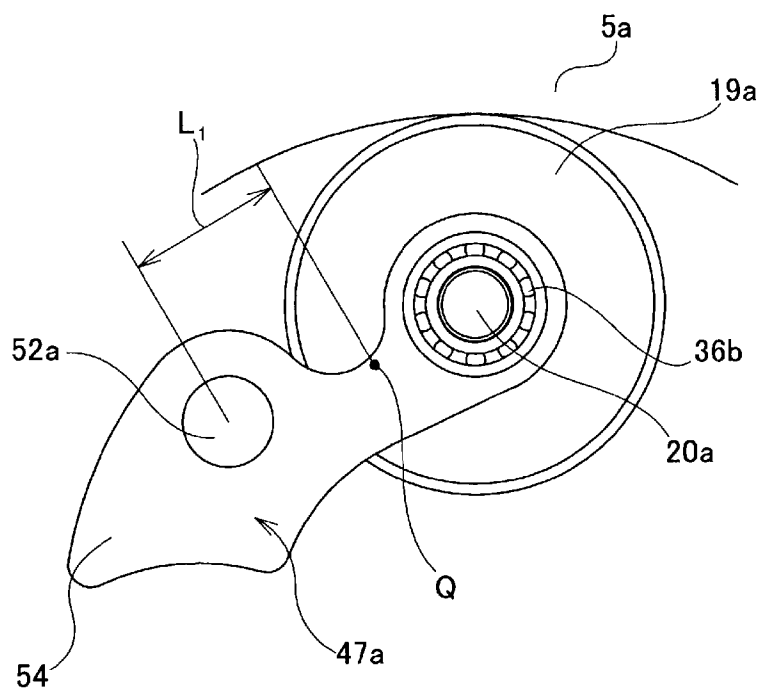


[図17]

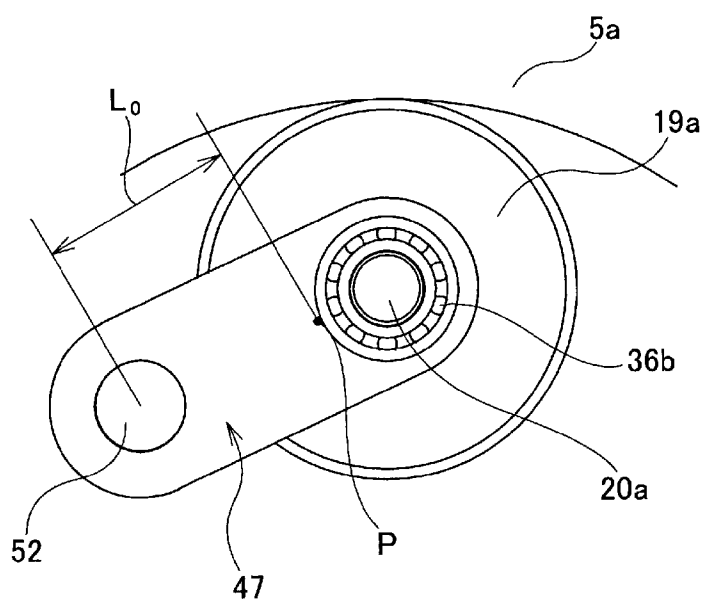


[図18]

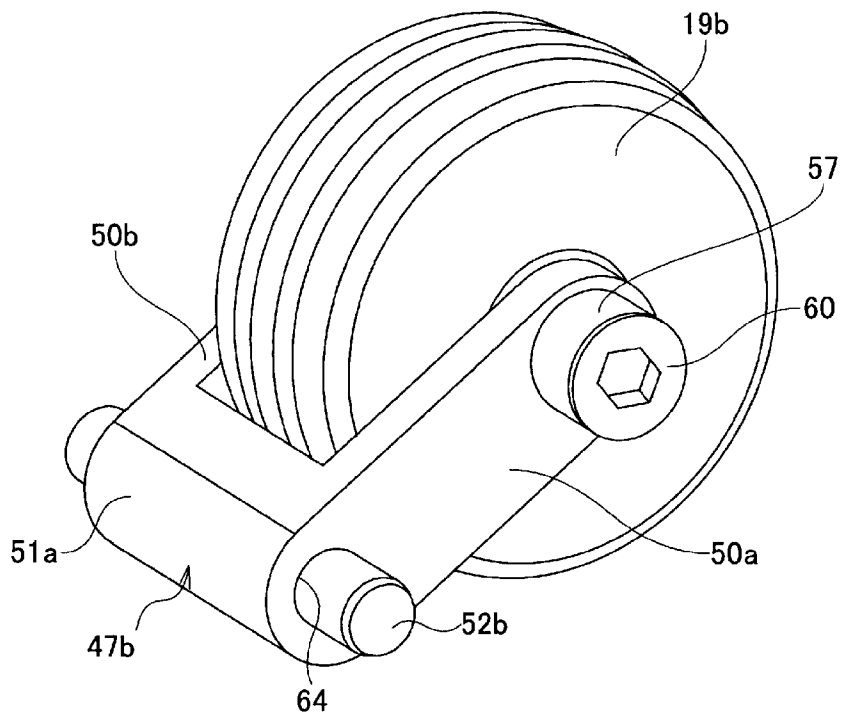
(A)



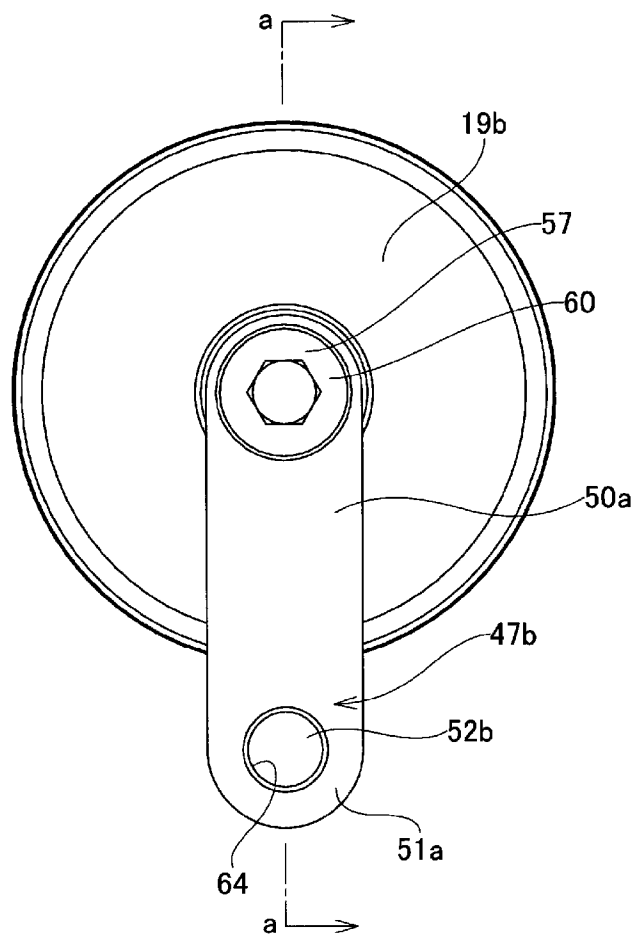
(B)



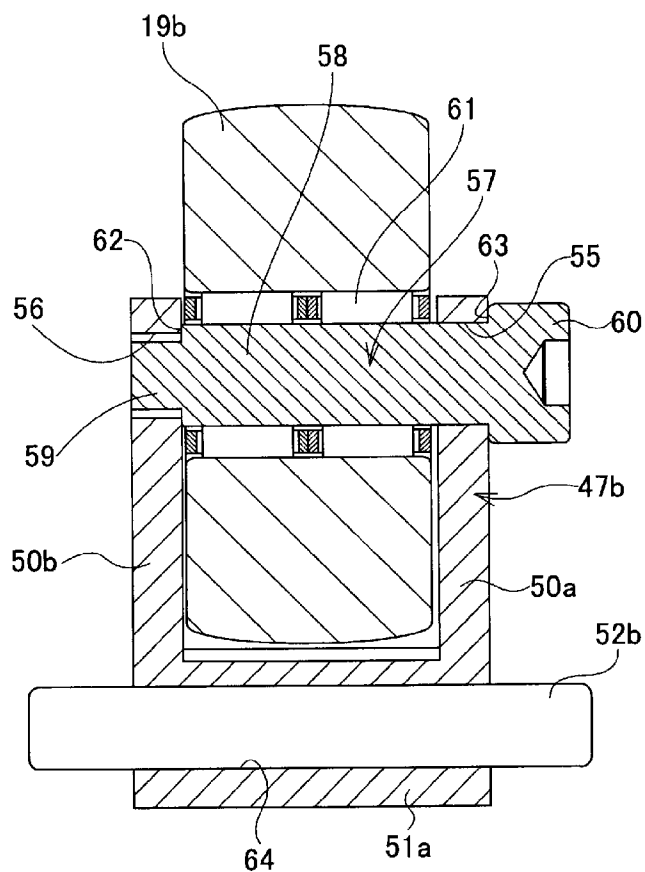
[図19]



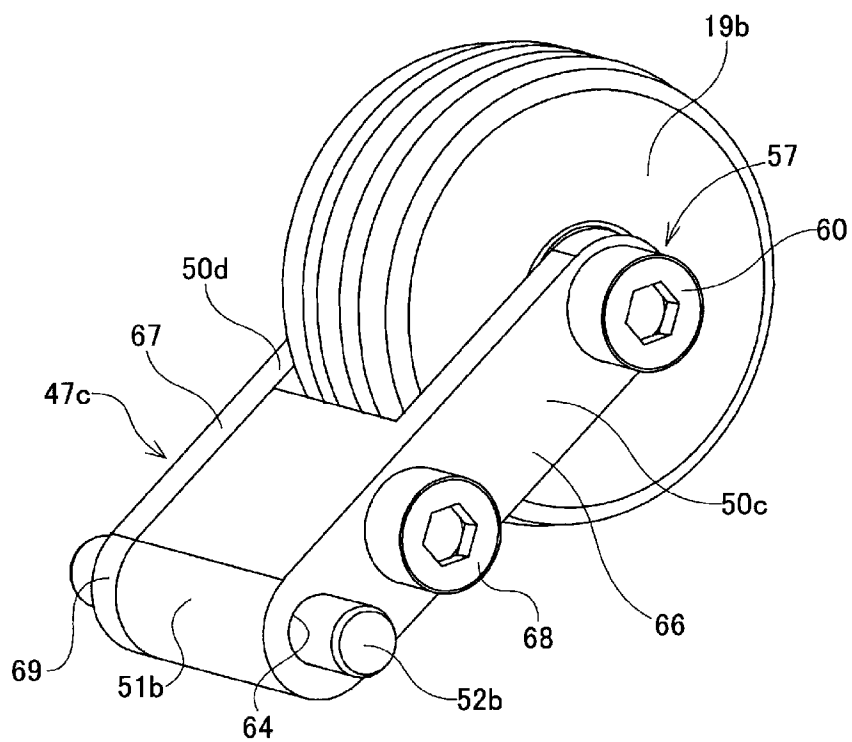
[図20]



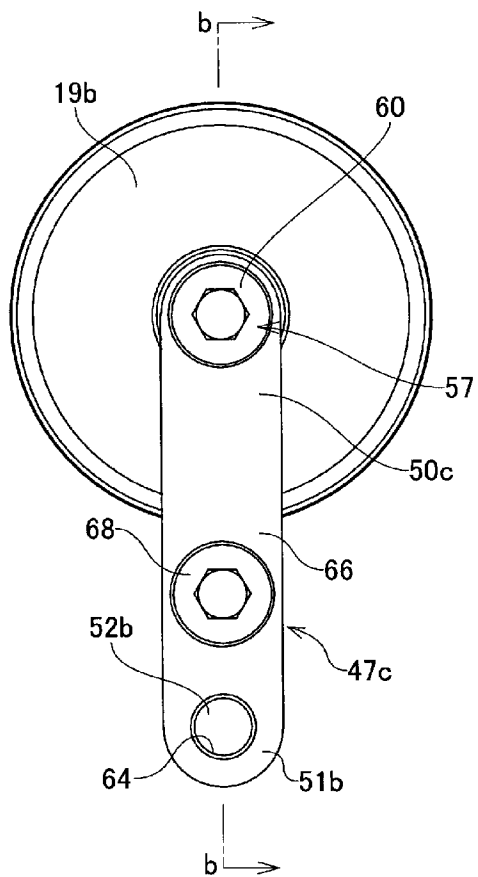
[図21]



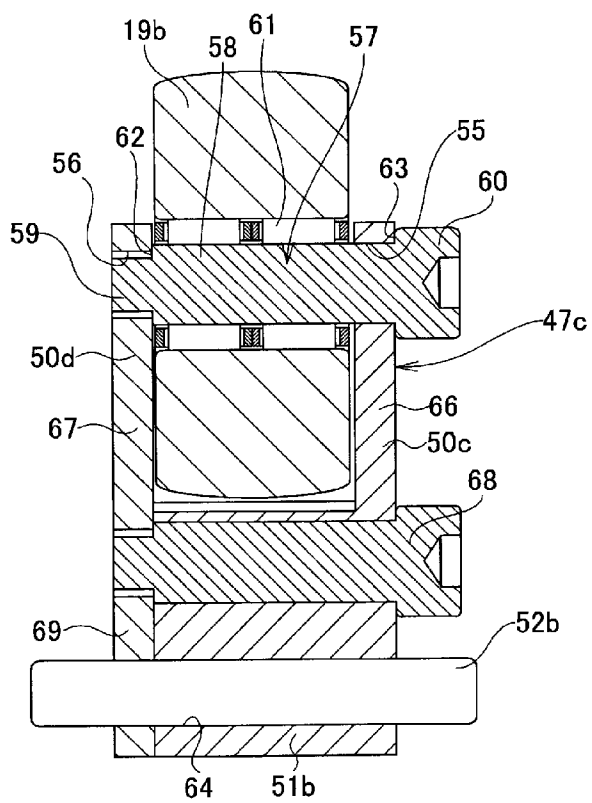
[図22]



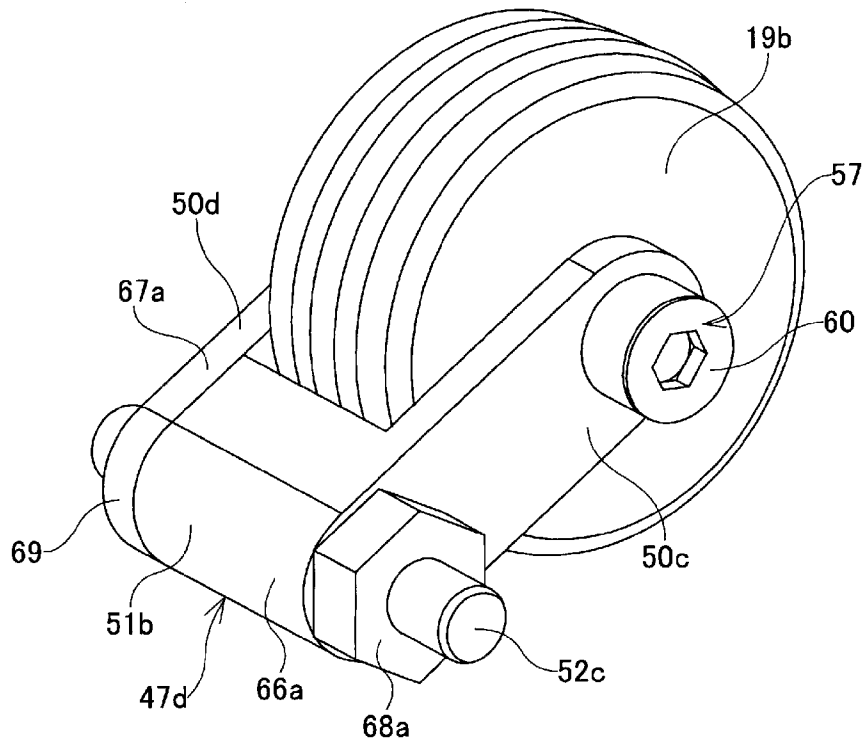
[図23]



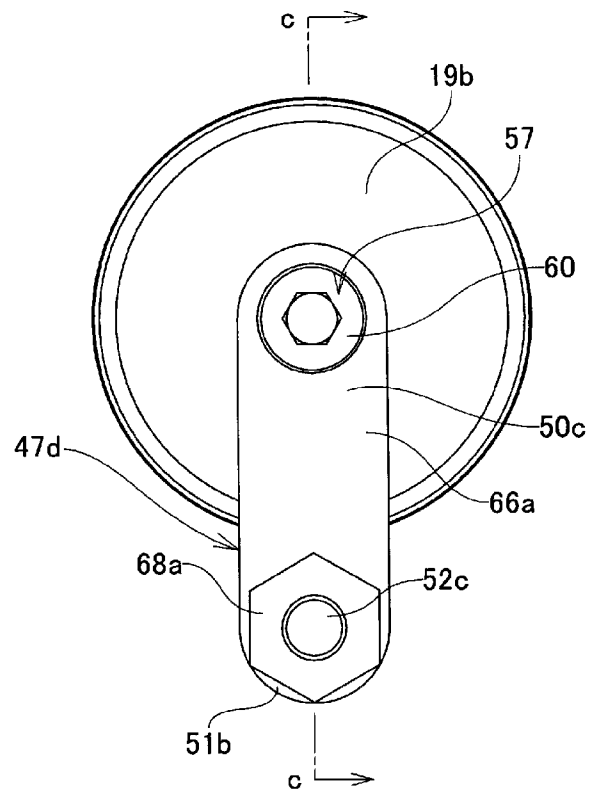
[図24]



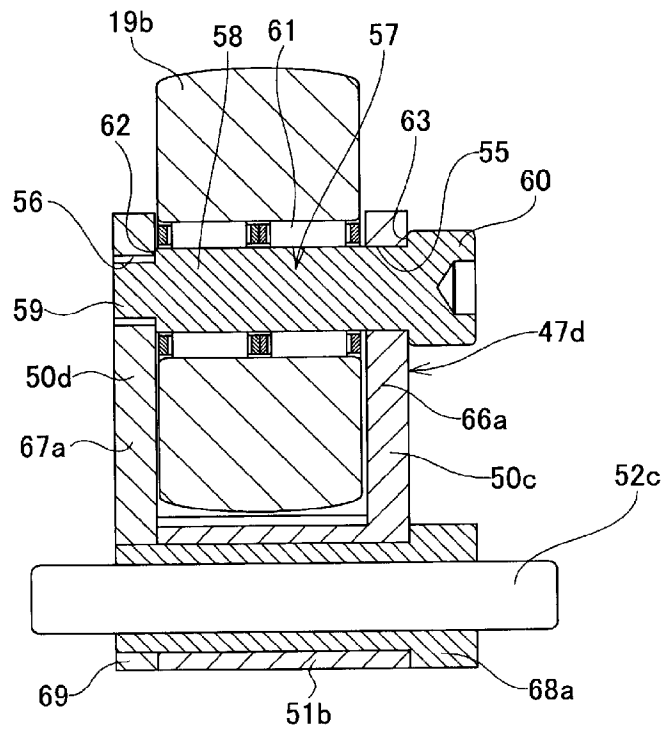
[図25]



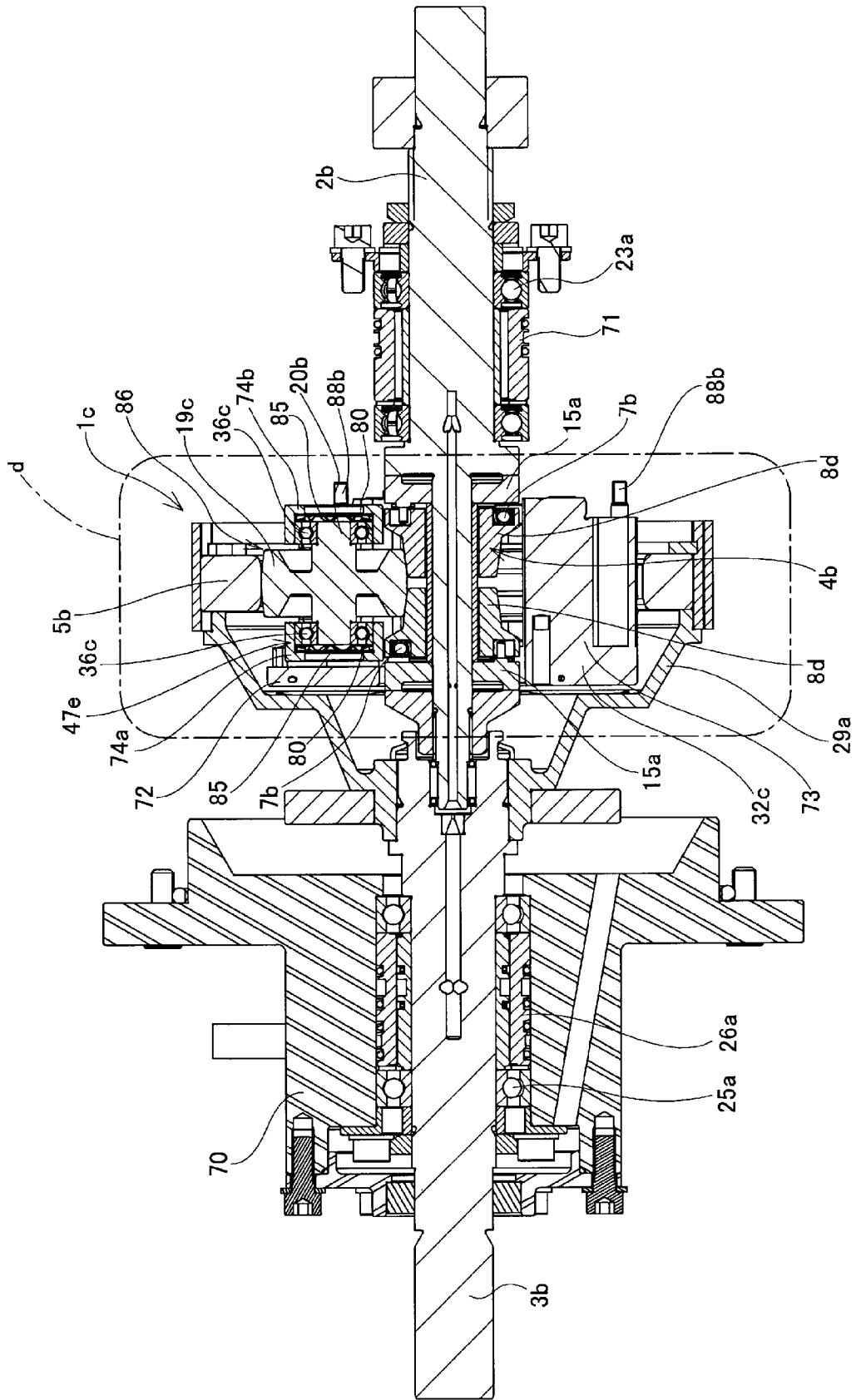
[図26]



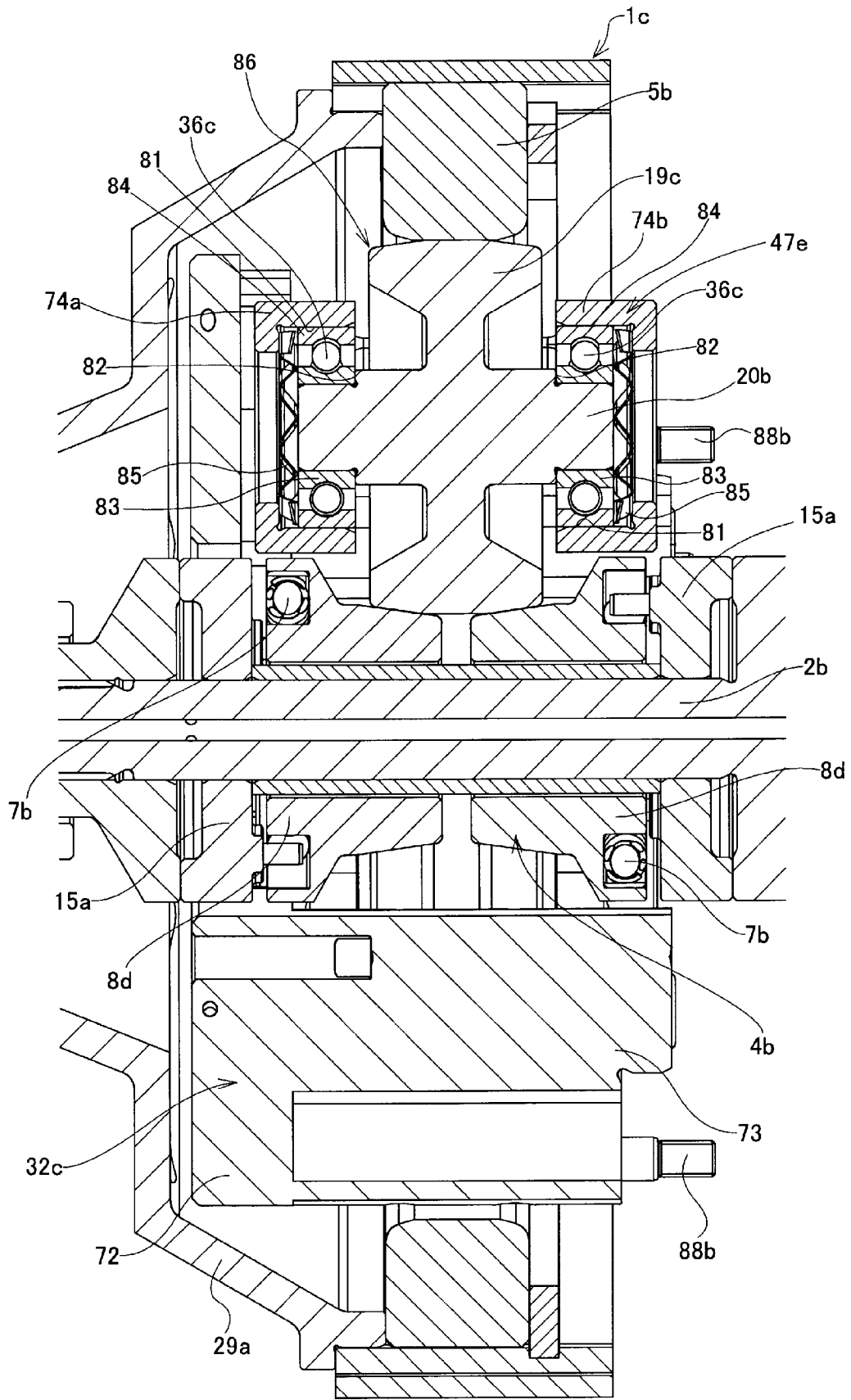
[図27]



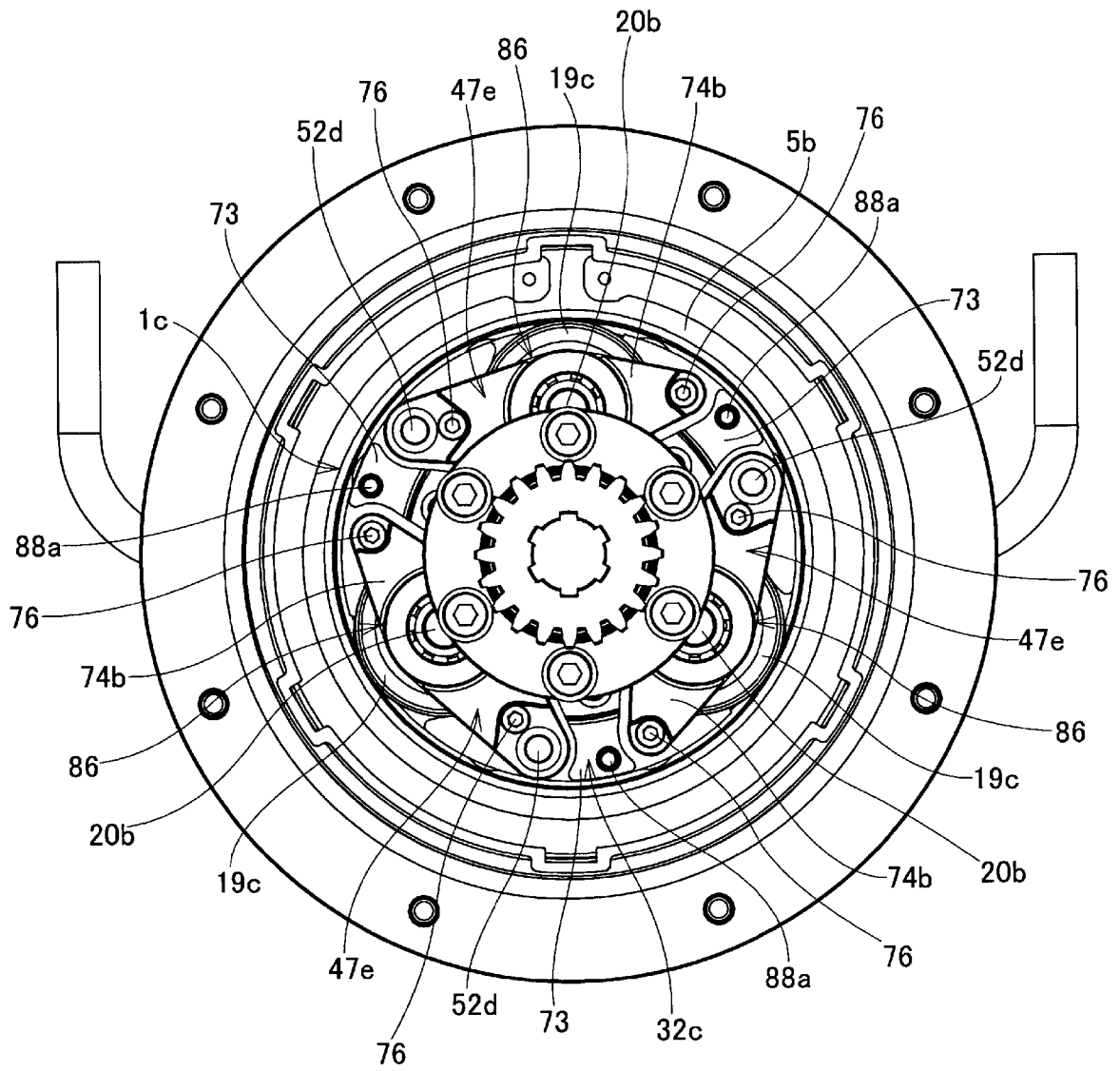
[圖28]



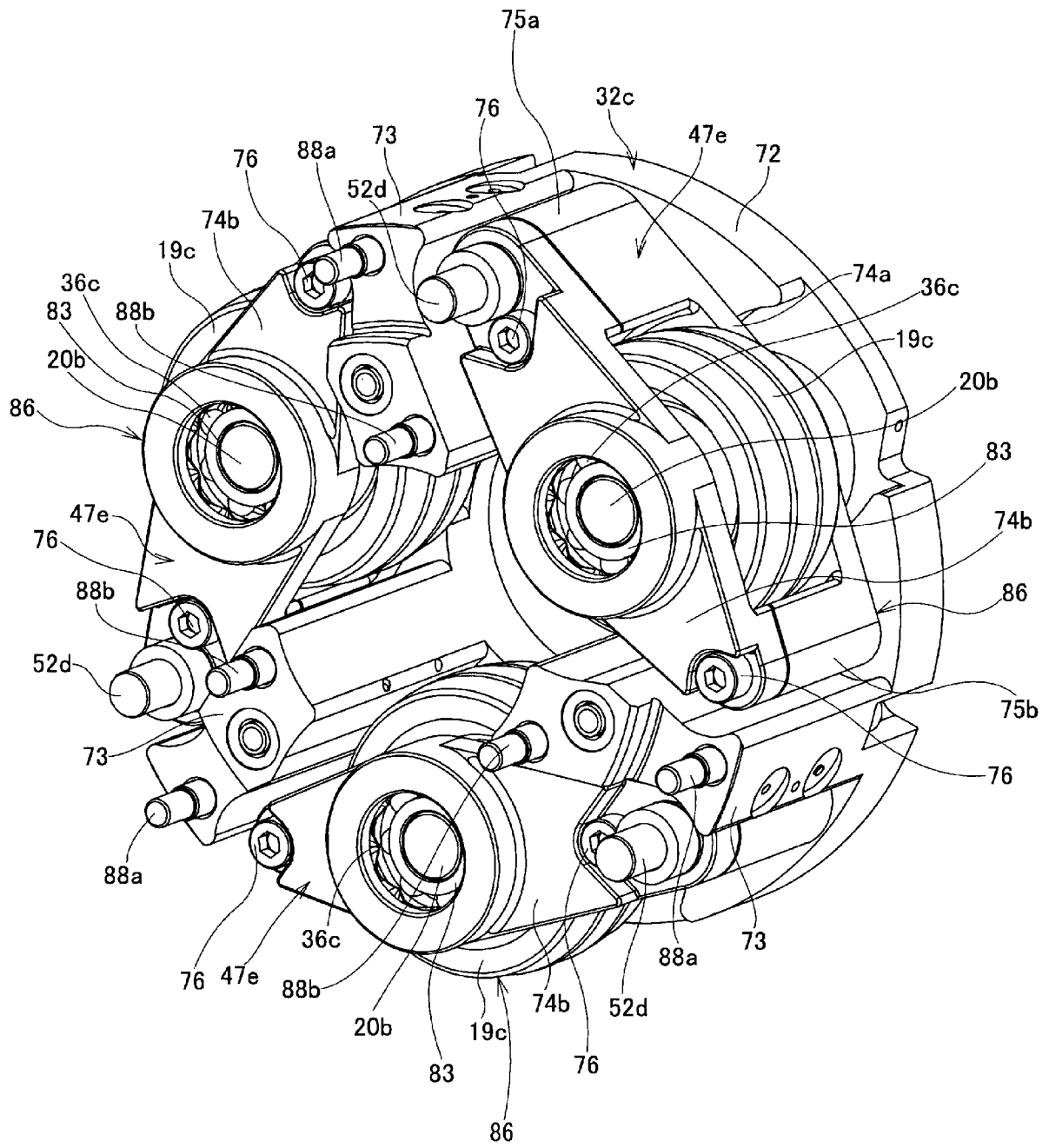
[図29]



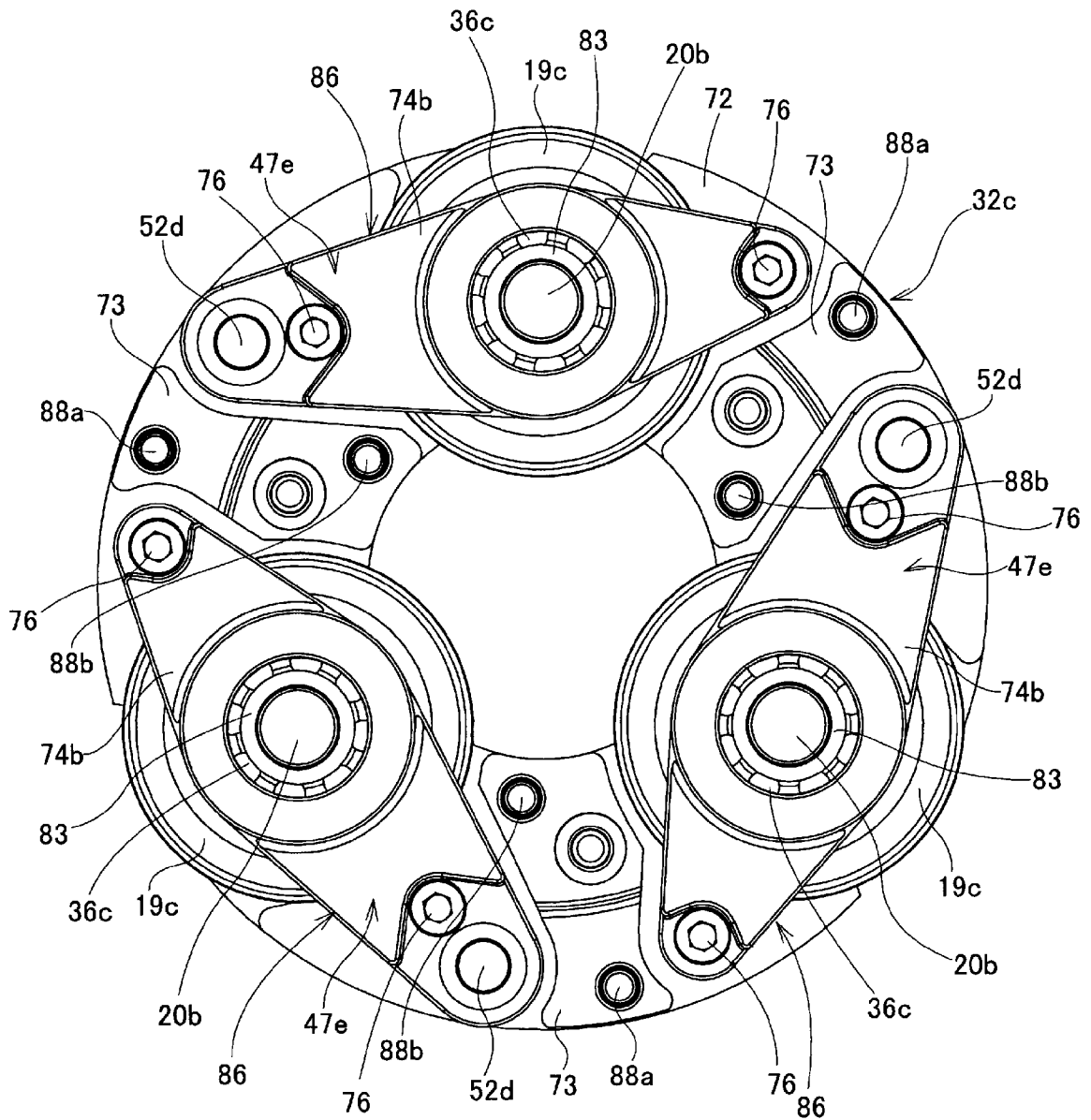
[図30]



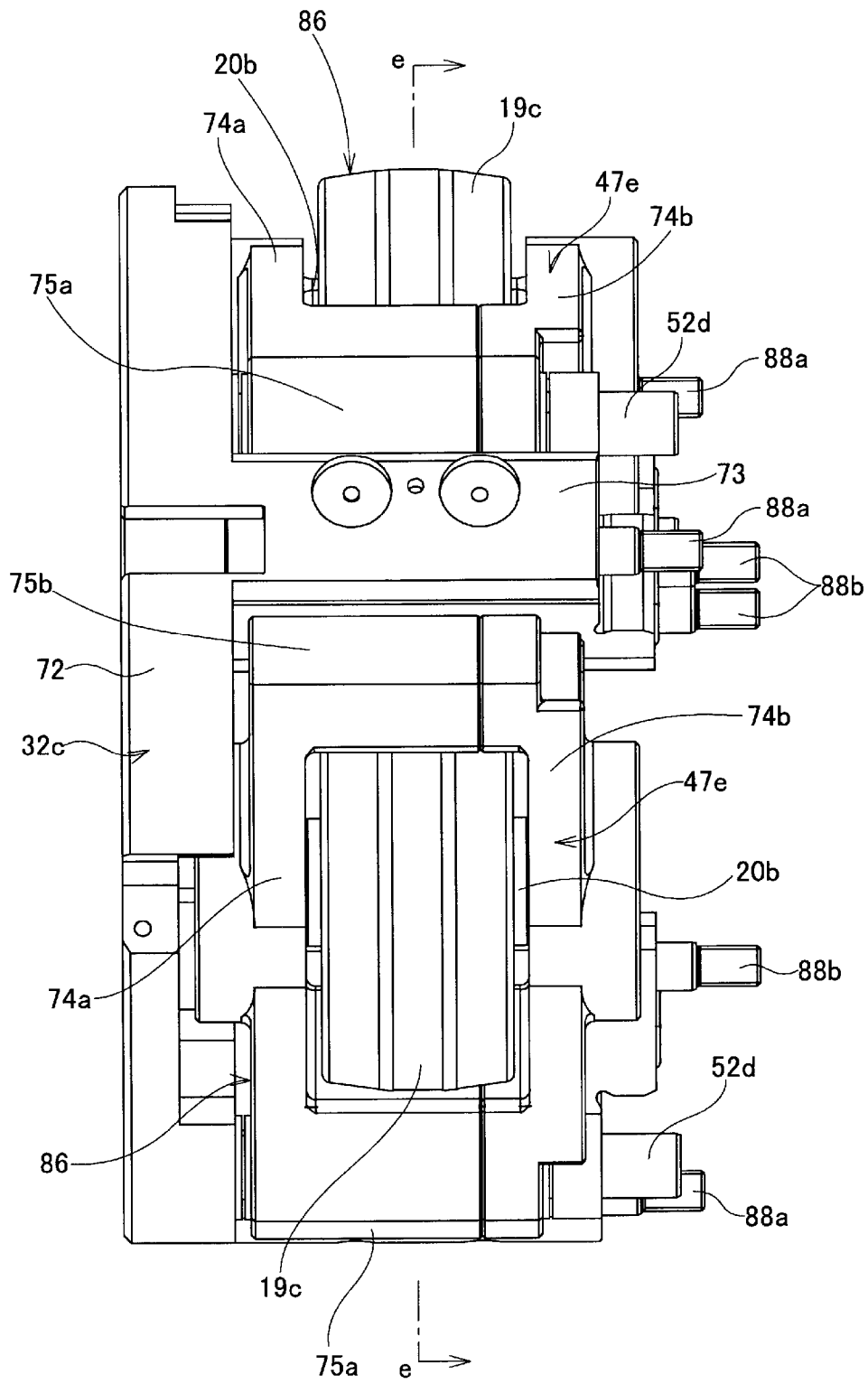
[図31]



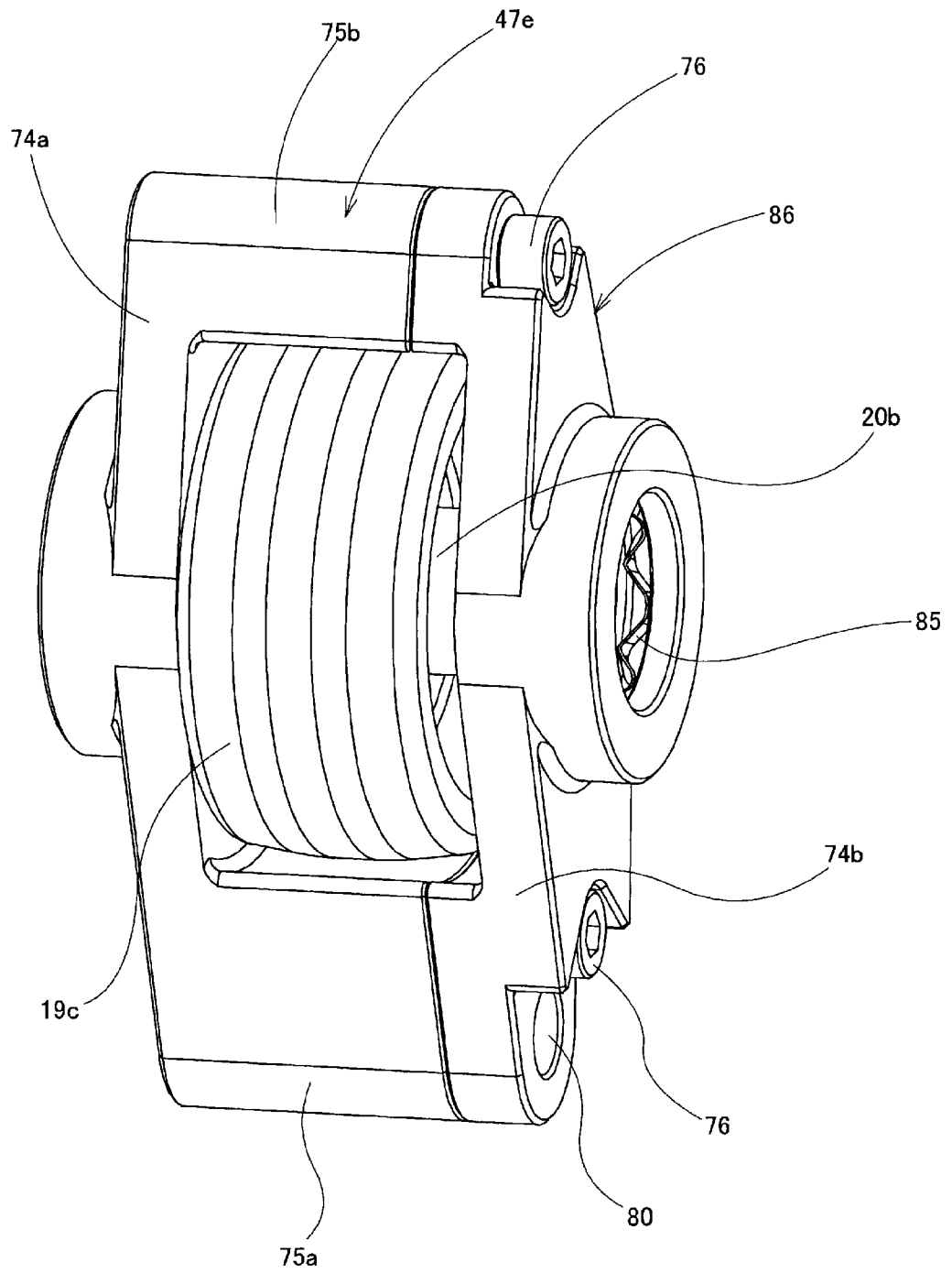
[図32]



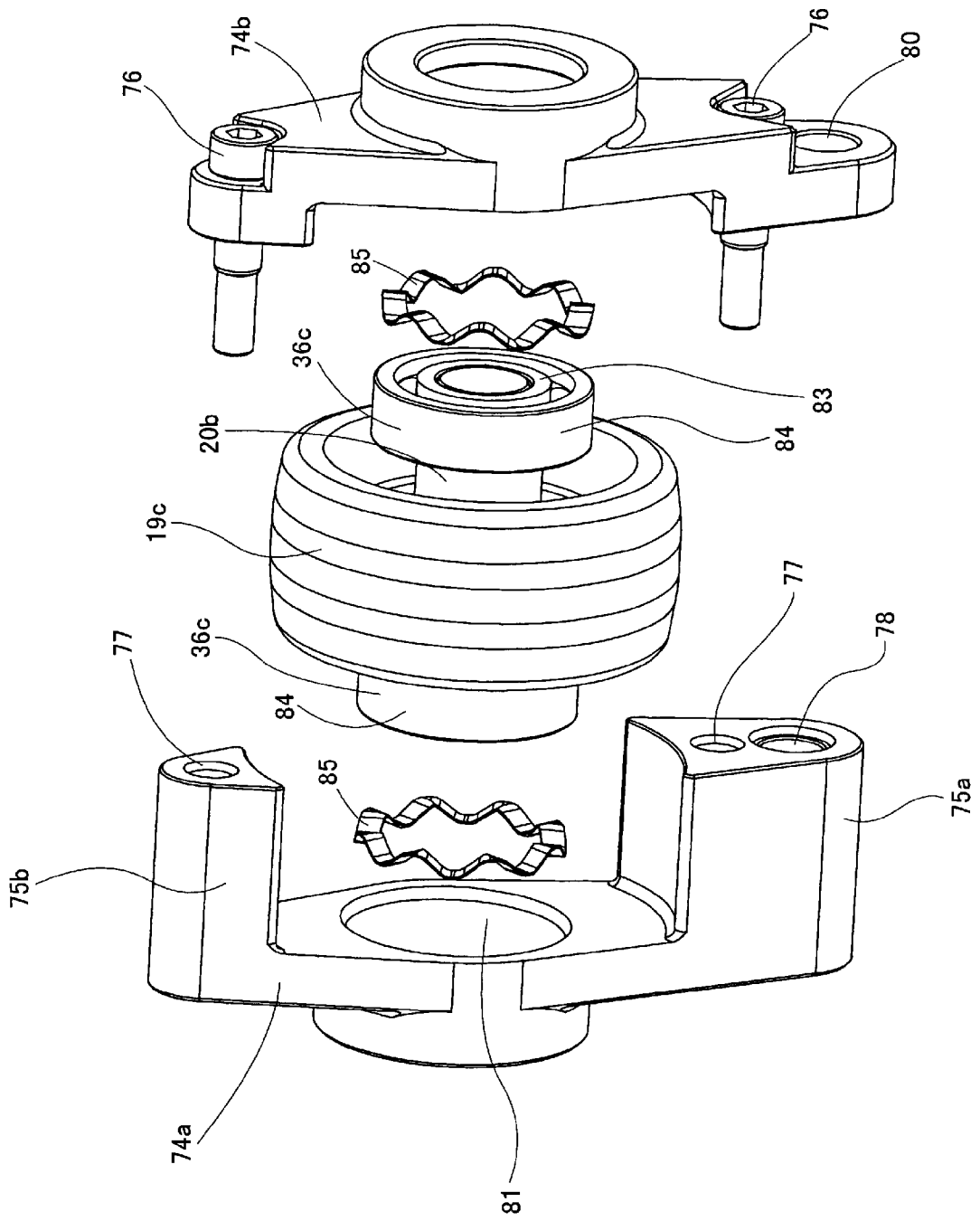
[図33]



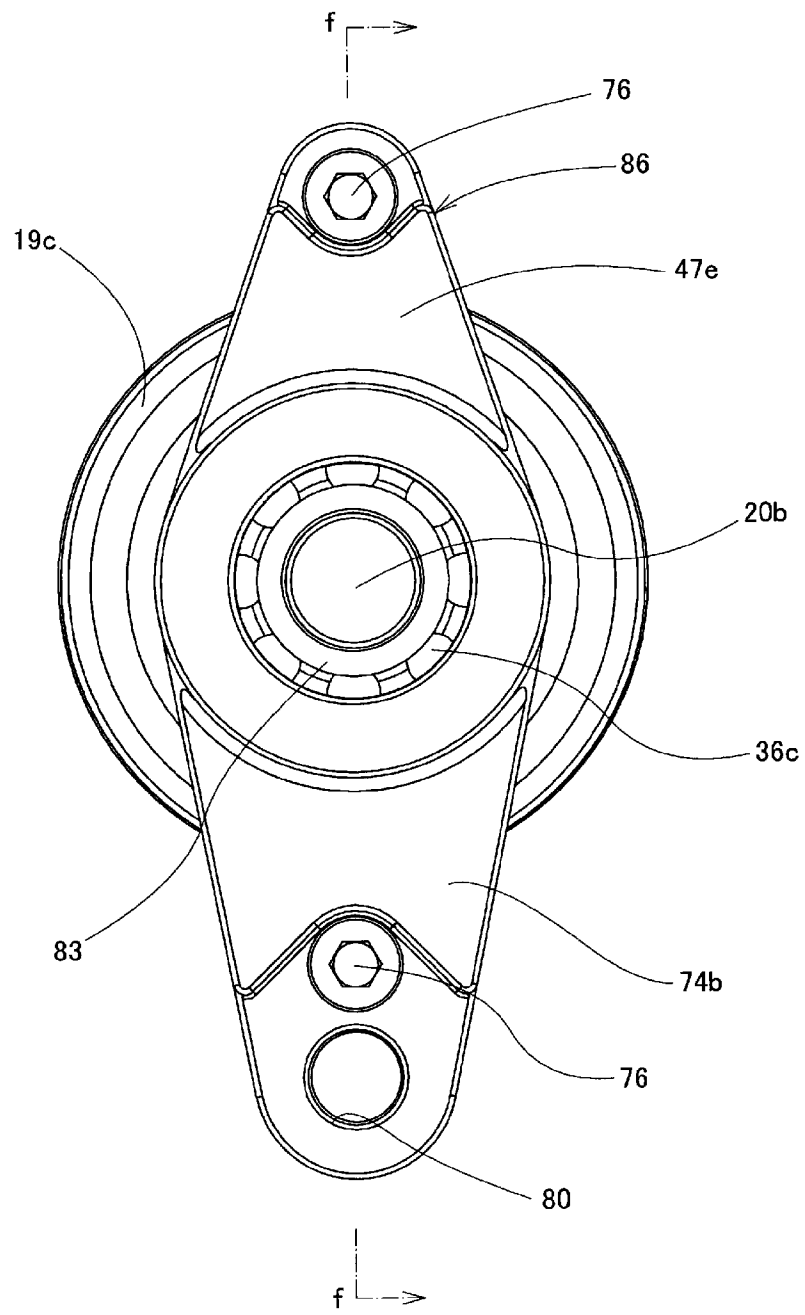
[図35]



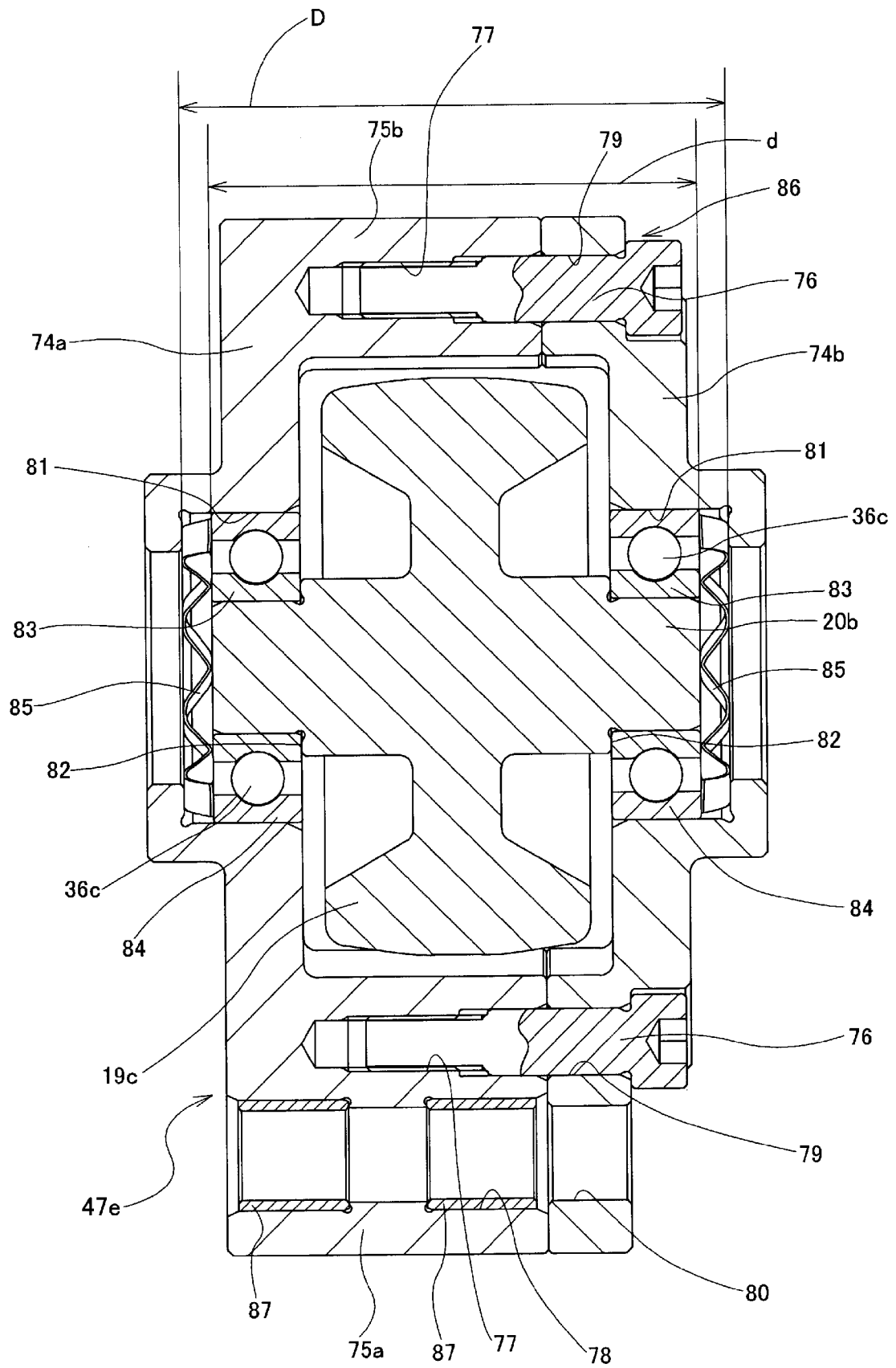
[図36]



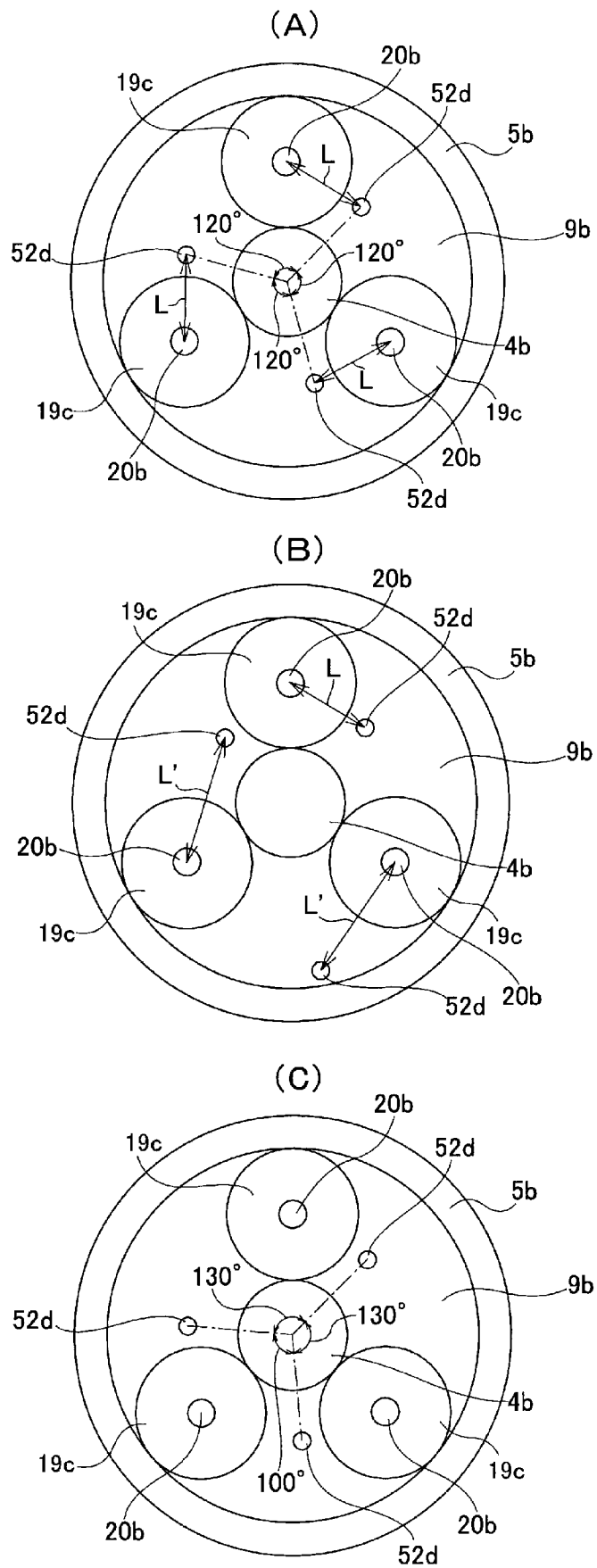
[図37]



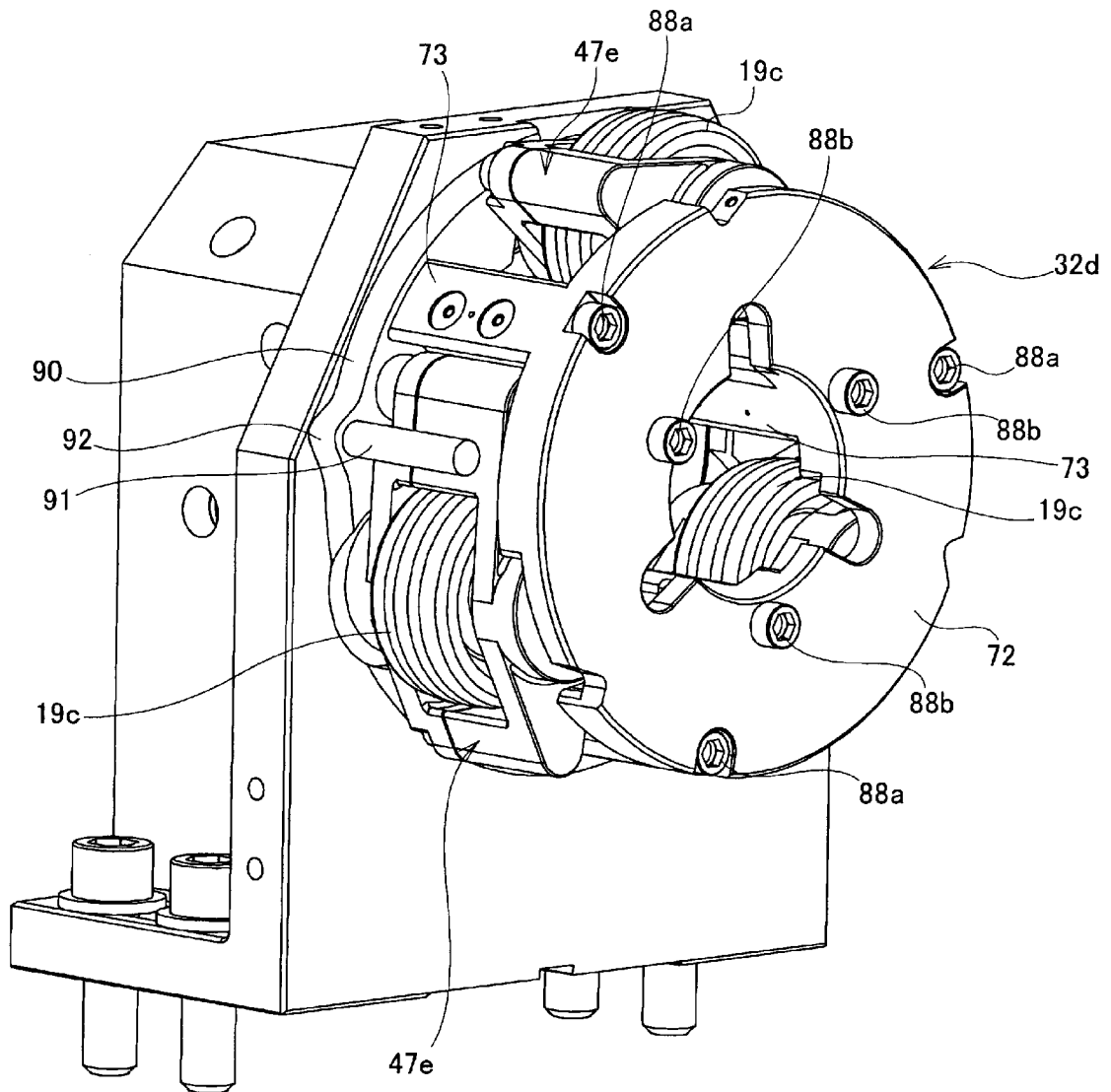
[図38]



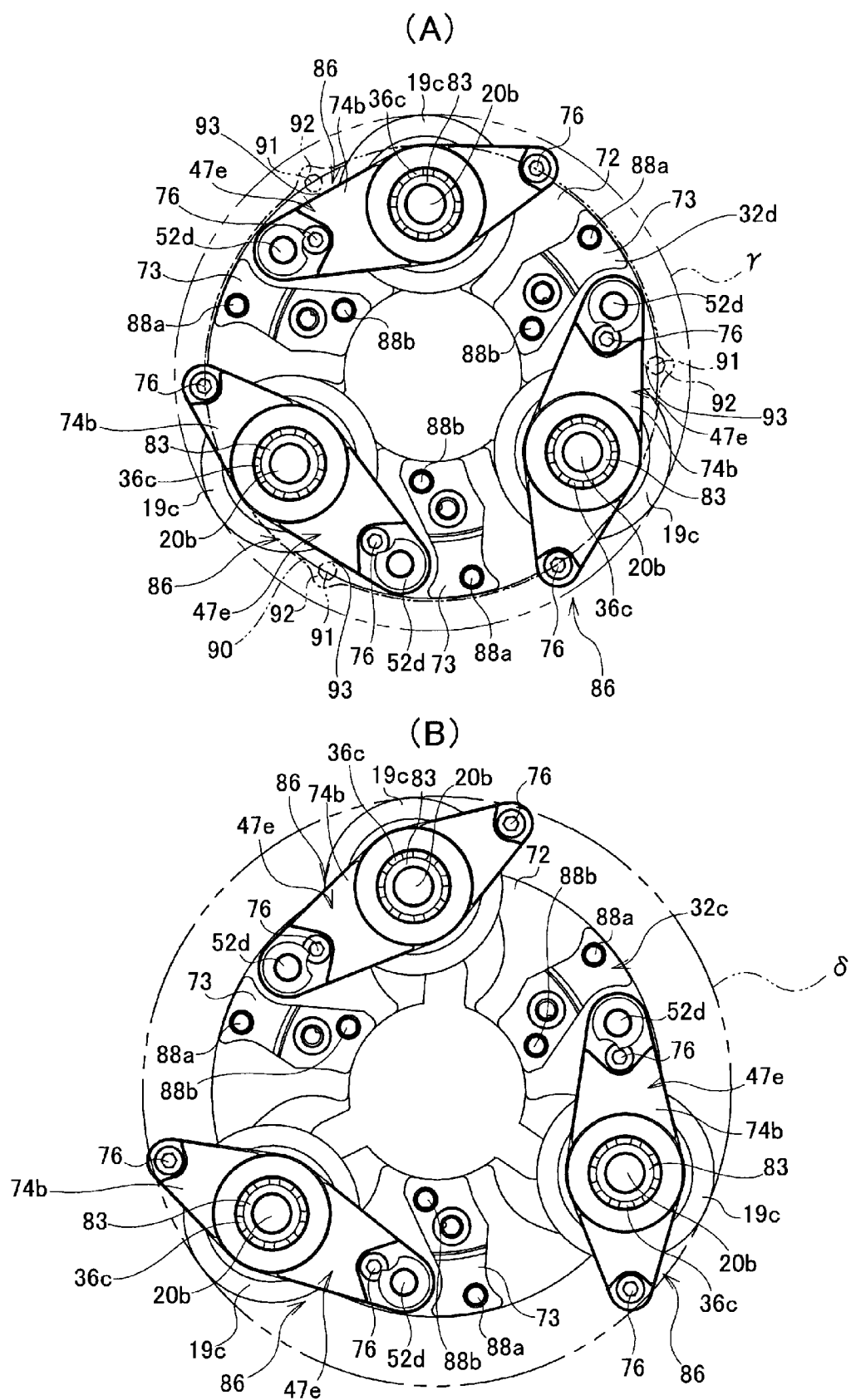
[図39]



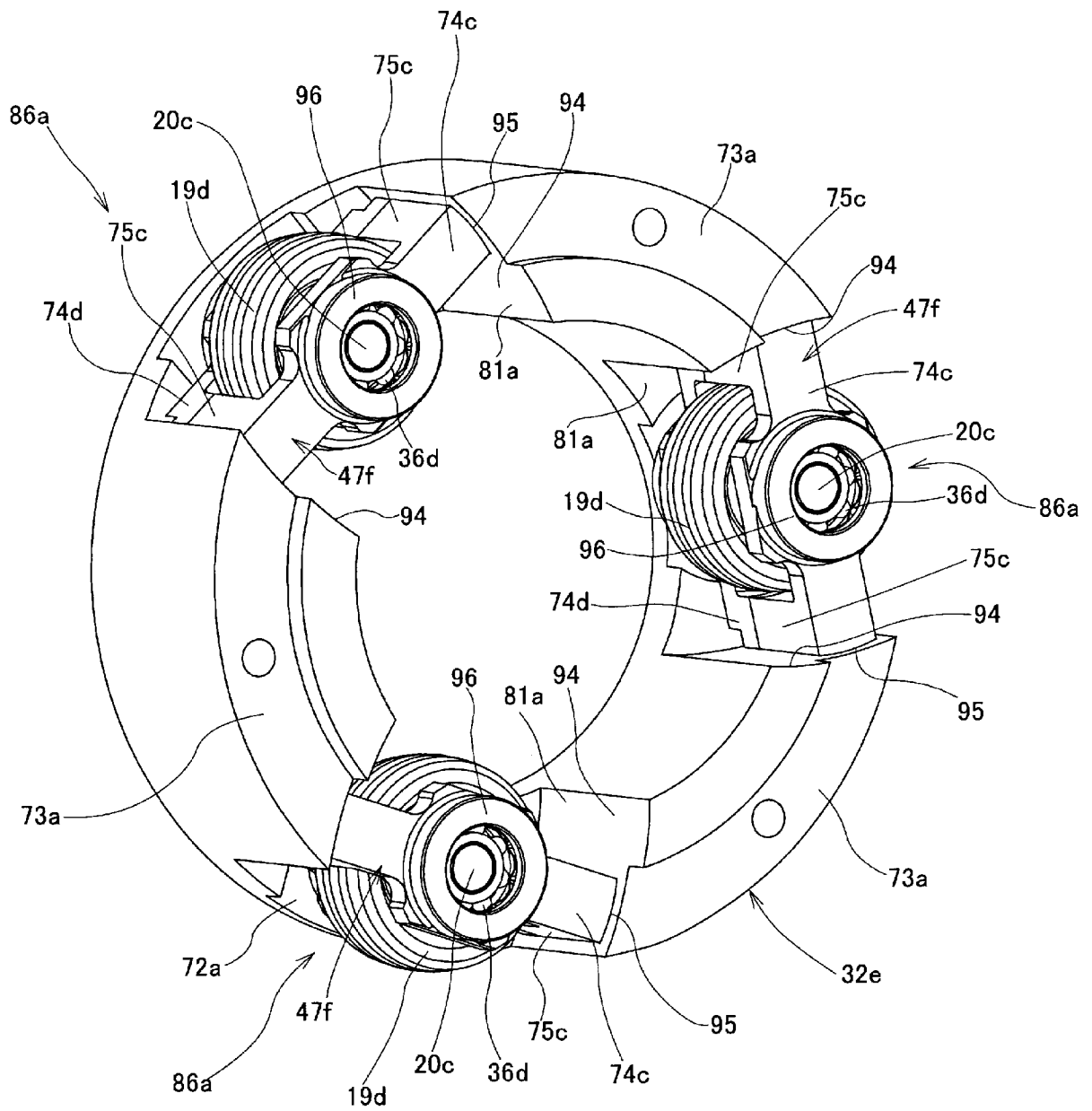
[図40]



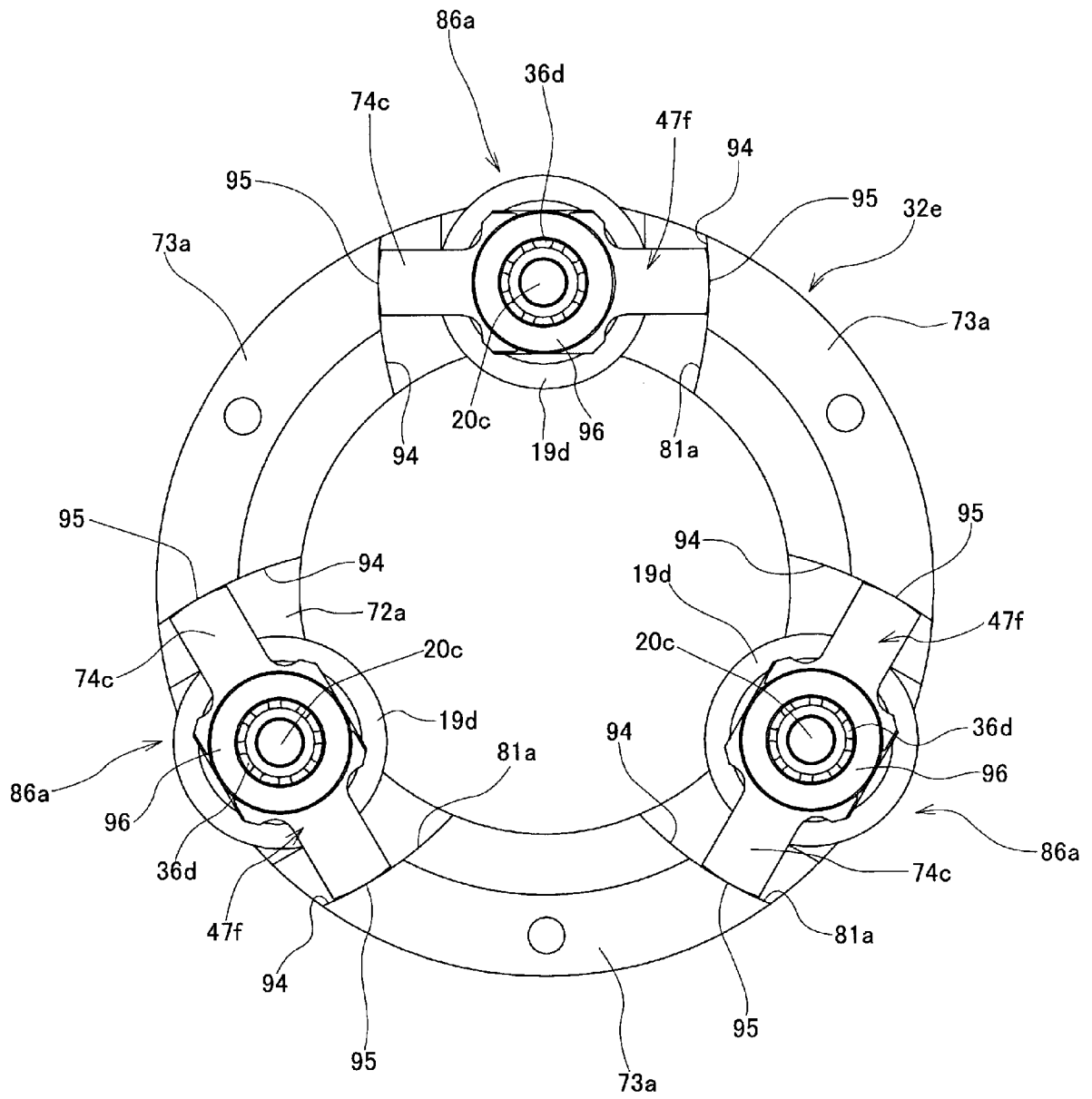
[図41]



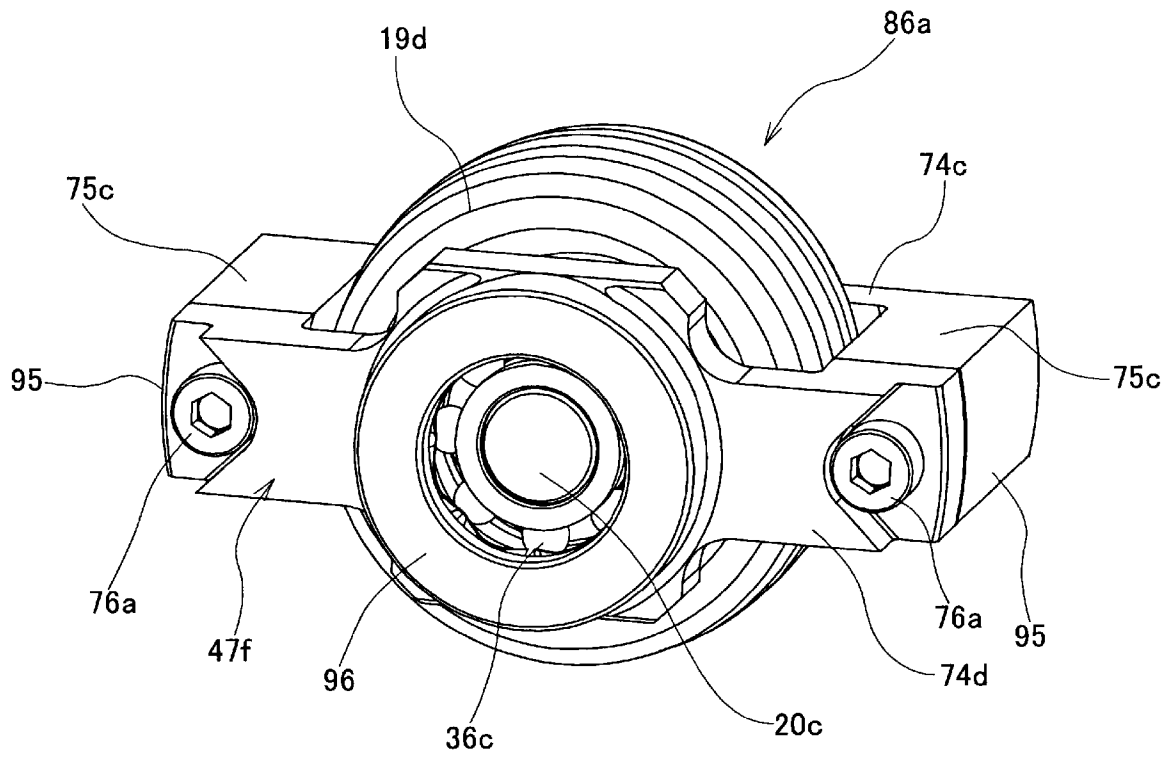
[図42]



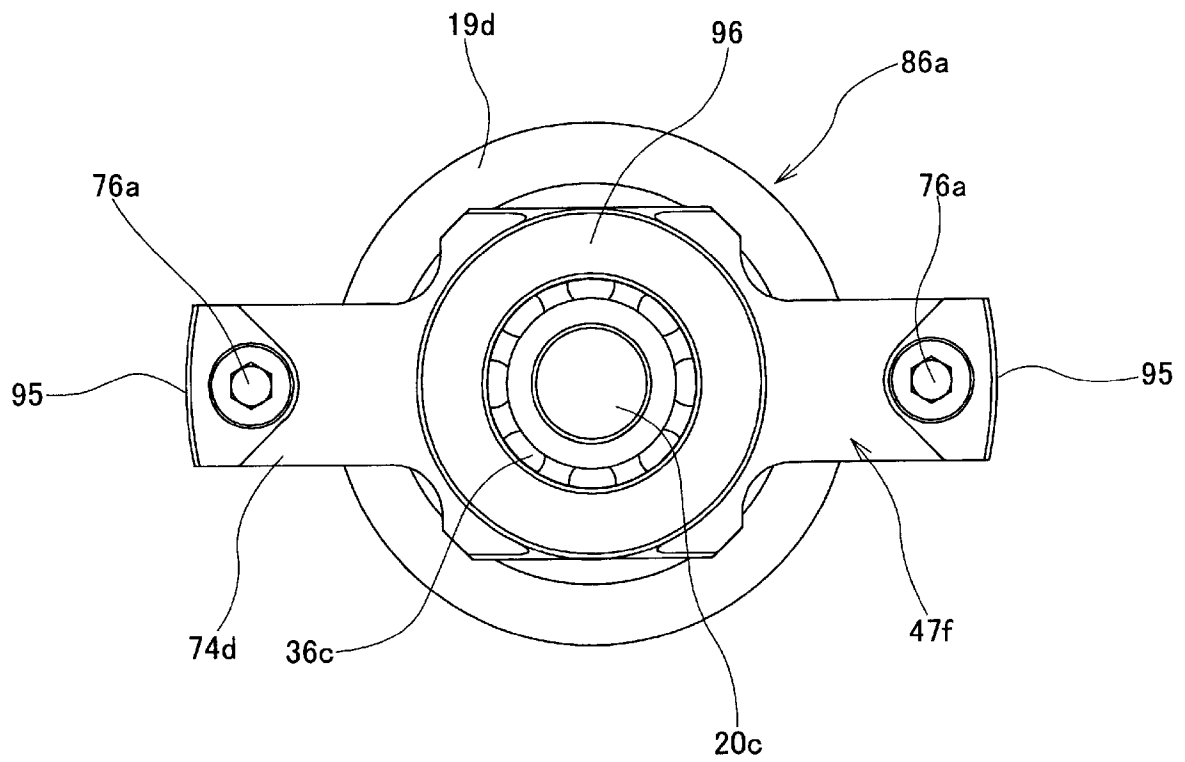
[図43]



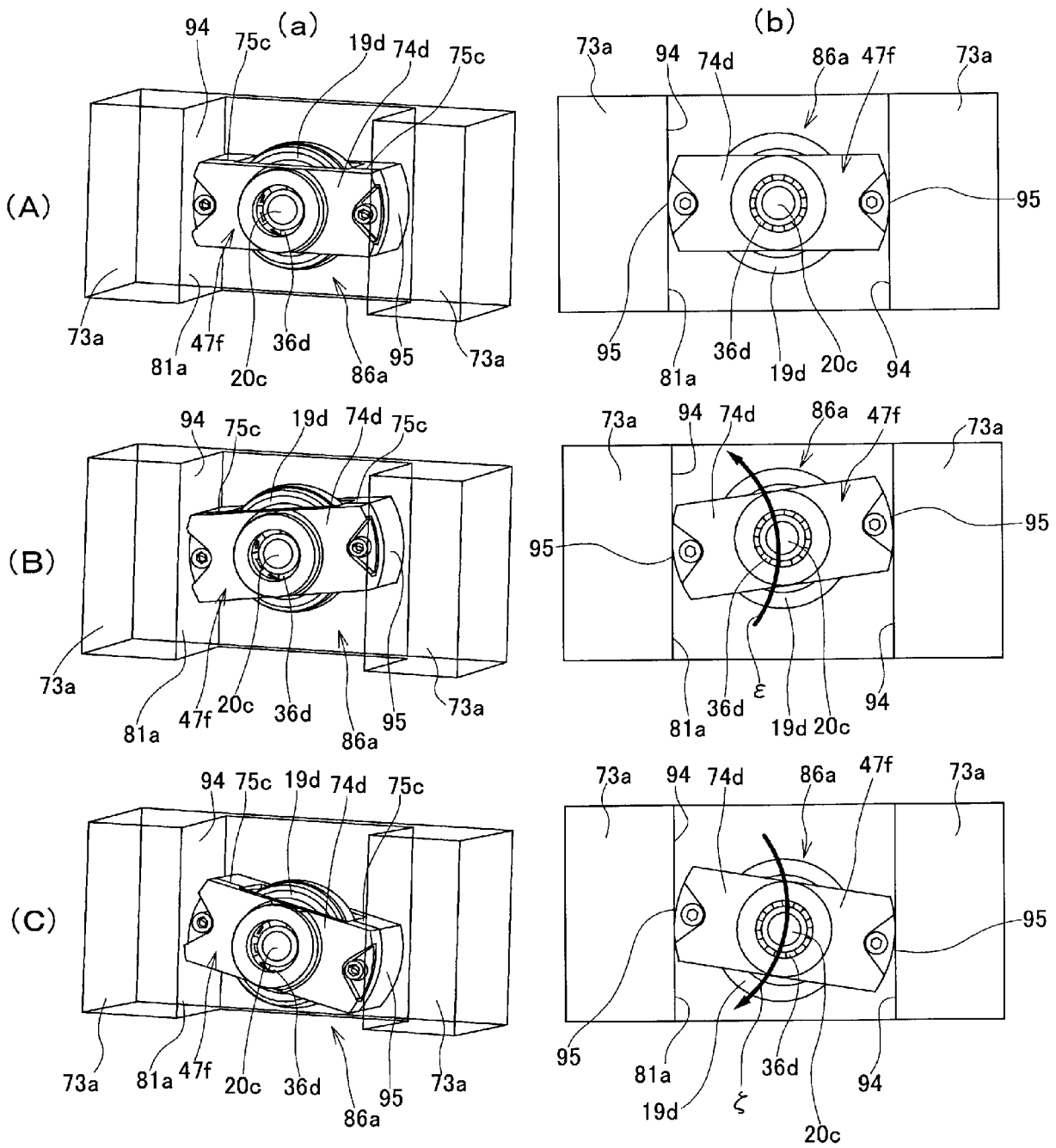
[図44]



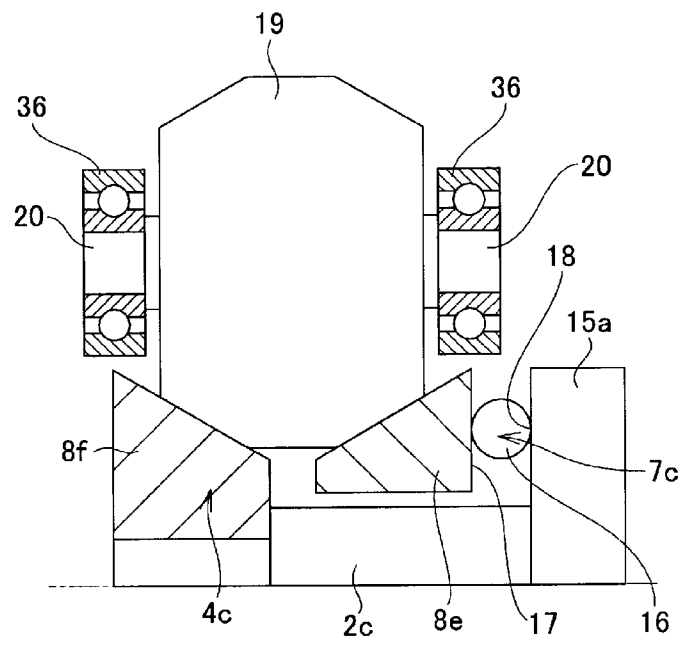
[図45]



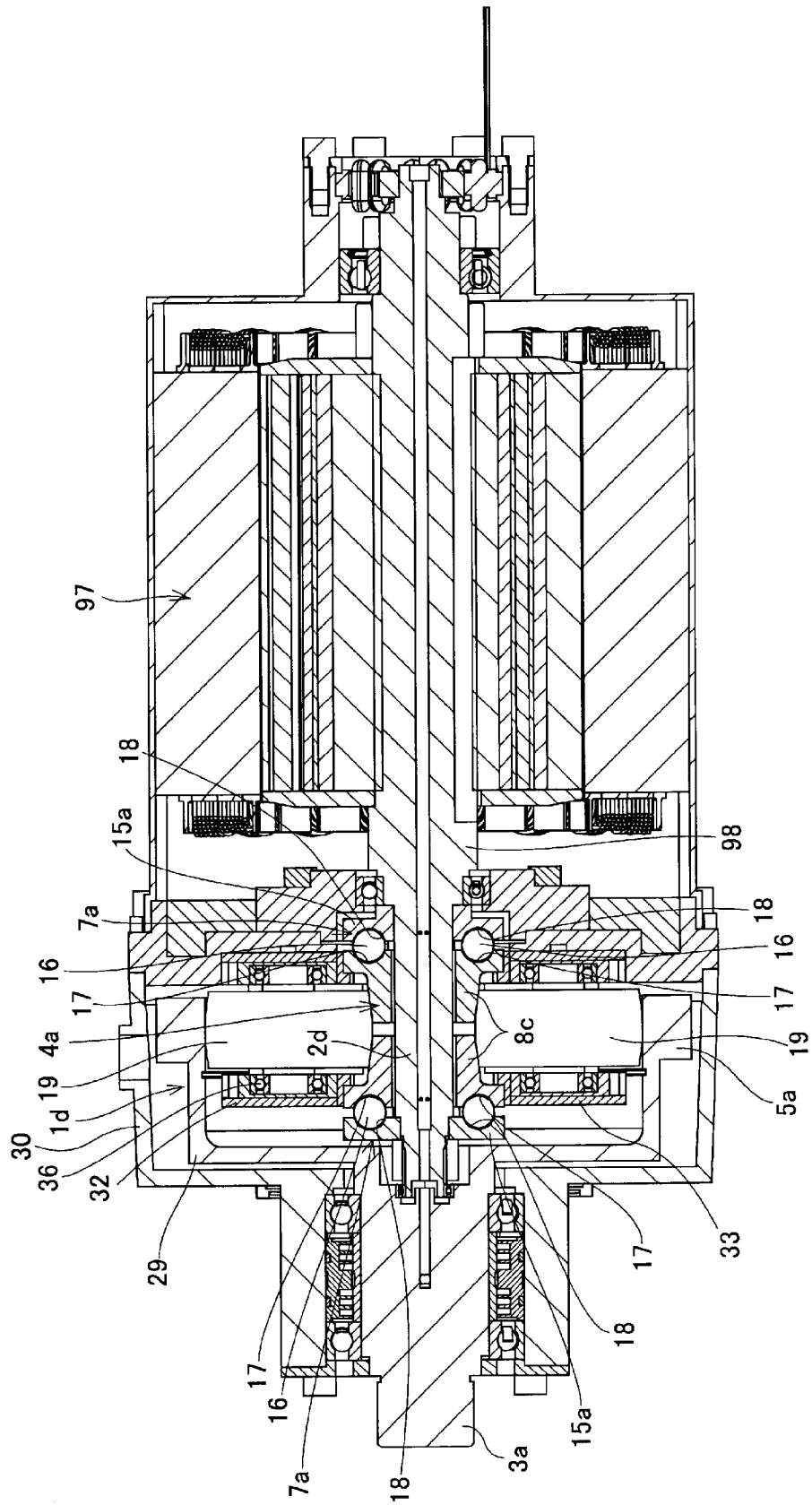
[図46]



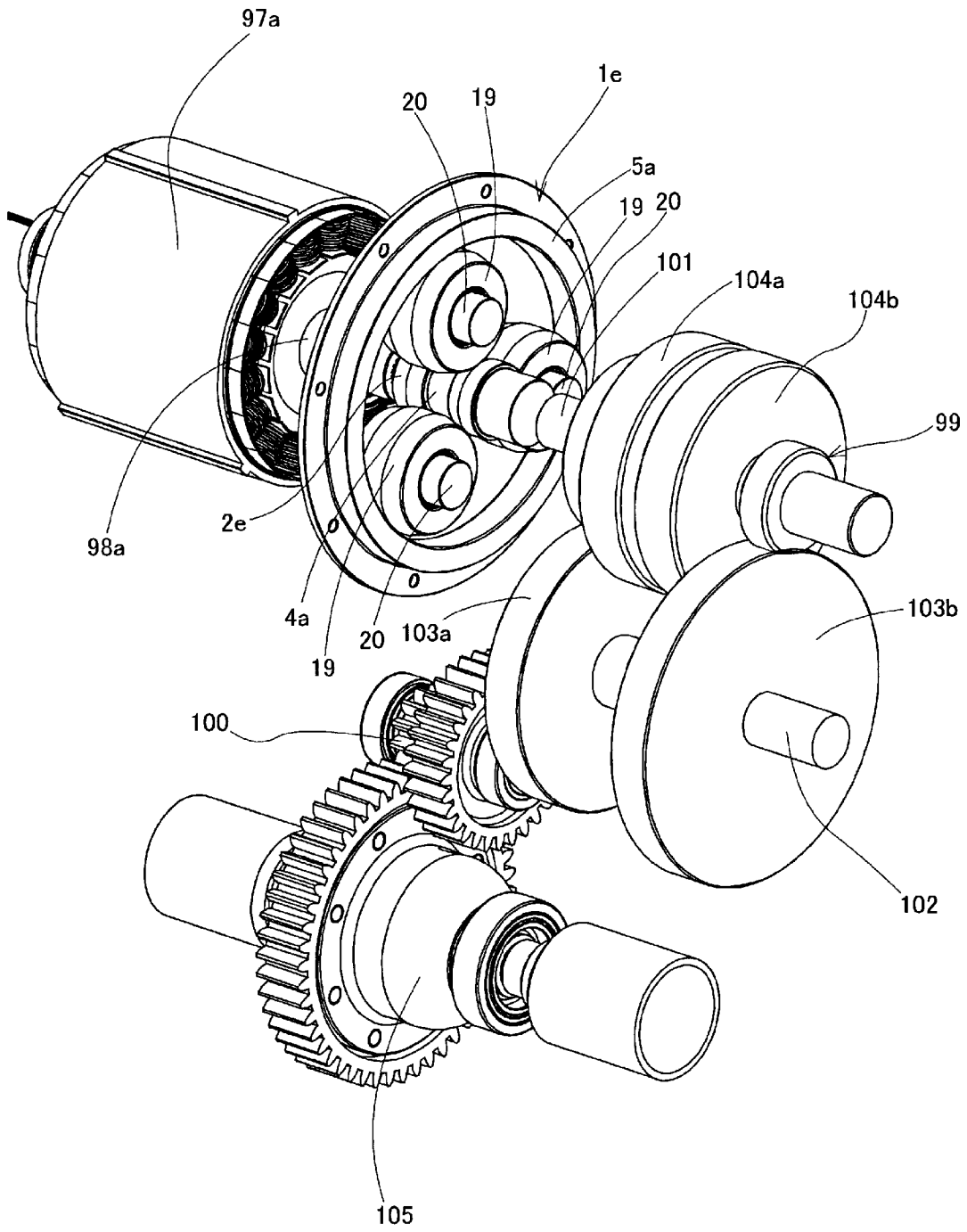
[図47]



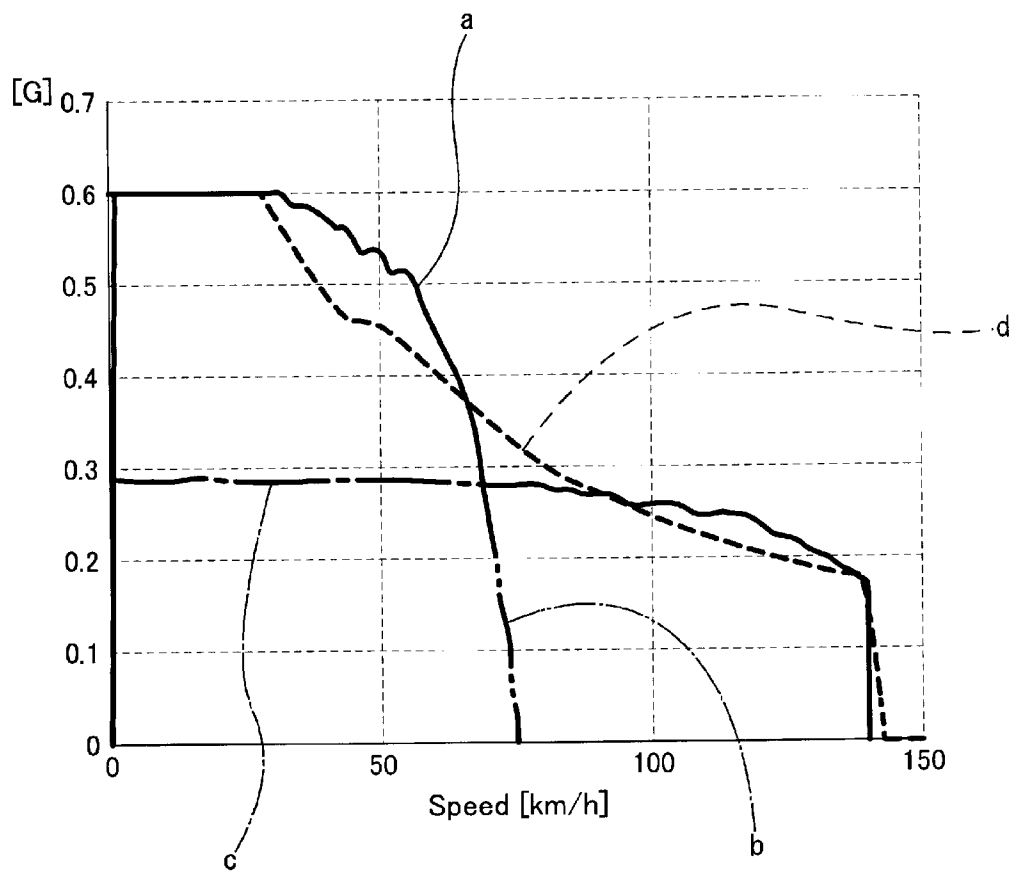
[図48]



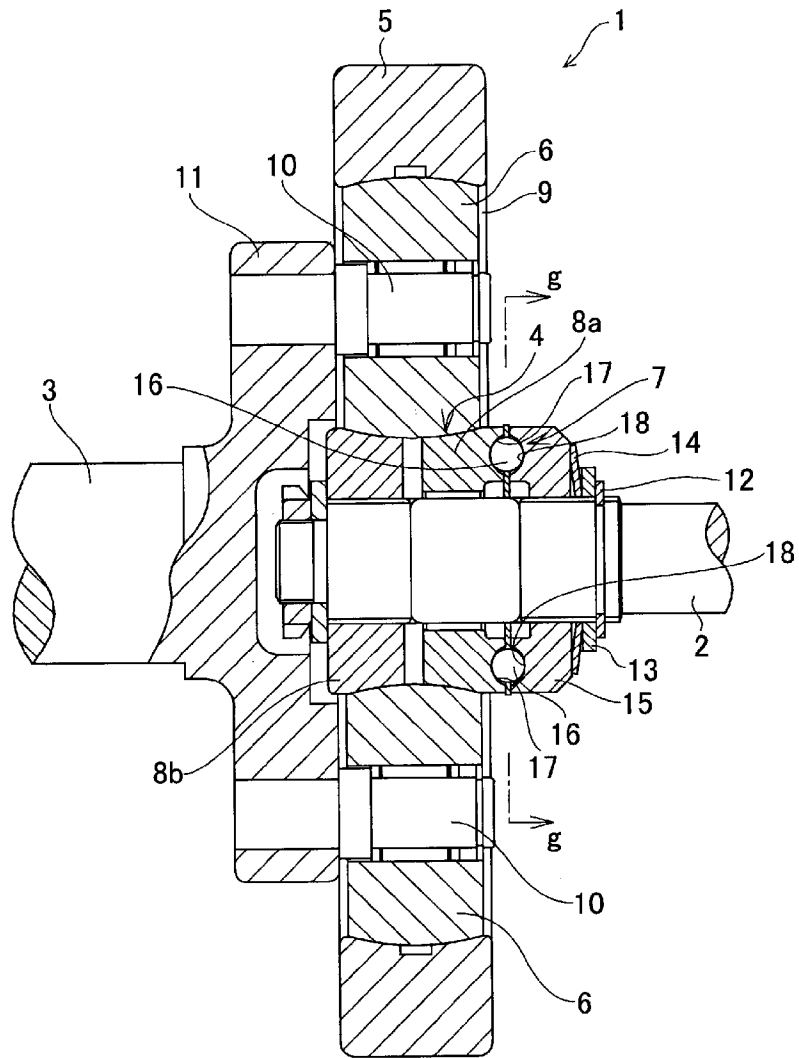
[図49]



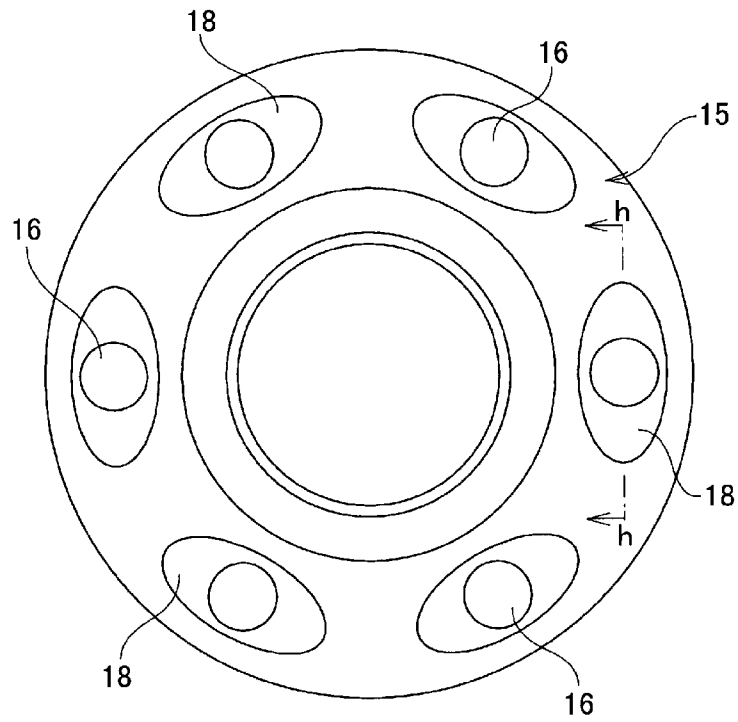
[図50]



[図51]



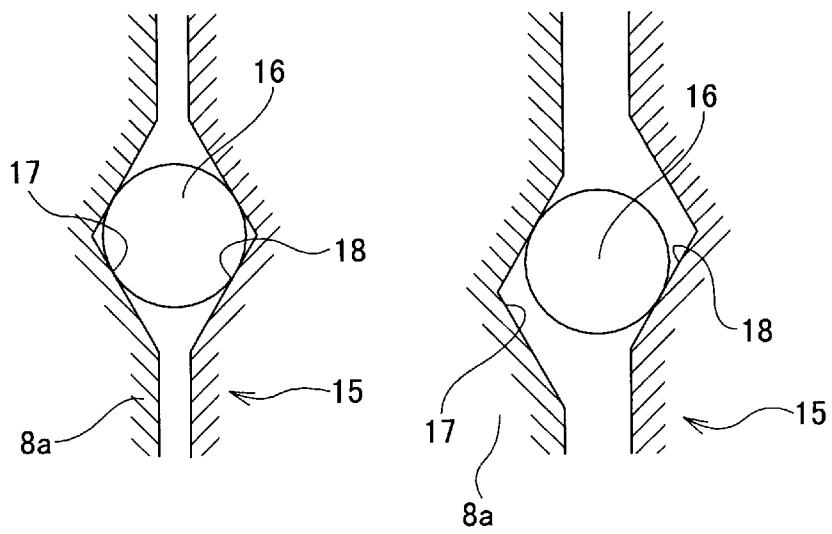
[図52]



[図53]

(A)

(B)



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/056183

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H13/08(2006.01)i, F16H13/10(2006.01)i, H02K7/116(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)

F16H13/08, F16H13/10, H02K7/116

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 2010-25237 A (Toyota Central Research and Development Laboratories, Inc.), 04 February 2010 (04.02.2010), paragraphs [0042] to [0062]; fig. 12 to 17 (Family: none)	1, 3-5, 13 2, 6-12
Y	JP 2004-116670 A (NTN Corp.), 15 April 2004 (15.04.2004), paragraphs [0042] to [0051]; fig. 6, 12 (Family: none)	1, 3-5, 13
Y	JP 2006-82748 A (Toyota Motor Corp.), 30 March 2006 (30.03.2006), paragraphs [0017] to [0019]; fig. 3 (Family: none)	13

 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
25 May, 2012 (25.05.12)Date of mailing of the international search report
05 June, 2012 (05.06.12)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/056183

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 2009-138931 A (Kyocera Mita Corp.), 25 June 2009 (25.06.2009), entire text; fig. 1 to 11 & US 2009/0124447 A1 & CN 101435495 A	1-13

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
 Int.Cl. F16H13/08(2006.01)i, F16H13/10(2006.01)i, H02K7/116(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. F16H13/08, F16H13/10, H02K7/116

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 2010-25237 A (株式会社豊田中央研究所) 2010.02.04, 段落【0042】 - 【0062】, 第12-17図 (ファミリーなし)	1, 3-5, 13 2, 6-12
Y	JP 2004-116670 A (NTN株式会社) 2004.04.15, 段落【0042】 - 【0051】, 第6図, 第12図 (ファミリーなし)	1, 3-5, 13

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。

<p>* 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</p>	<p>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</p>
---	---

国際調査を完了した日 25.05.2012	国際調査報告の発送日 05.06.2012
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) 高吉 統久 電話番号 03-3581-1101 内線 3328

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
Y	JP 2006-82748 A (トヨタ自動車株式会社) 2006.03.30, 段落【0017】 - 【0019】, 第3図 (ファミリーなし)	13
A	JP 2009-138931 A (京セラミタ株式会社) 2009.06.25, 全文, 第1-11図 & US 2009/0124447 A1 & CN 101435495 A	1-13