

(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
2017年7月27日(27.07.2017)



(10) 国際公開番号

WO 2017/126346 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 13/08 (2006.01) *F16H 13/10* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/000345
- (22) 国際出願日: 2017年1月6日(06.01.2017)
- (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 2016-008917 2016年1月20日(20.01.2016) JP
特願 2016-008919 2016年1月20日(20.01.2016) JP
- (71) 出願人: NTN株式会社(NTN CORPORATION)
[JP/JP]; 〒5500003 大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号 Osaka (JP).
- (72) 発明者: 大場 浩量(OOBA Hirokazu); 〒4388510 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN株式会社内 Shizuoka (JP). 井木 泰介(IGI Taisuke); 〒4388510 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN株式会社内 Shizuoka (JP). 徳永 寛哲(TOKUNAGA Hironori); 〒4388510 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN株式会社内 Shizuoka (JP).
- (74) 代理人: 城村 邦彦, 外(SHIROMURA Kunihiko et al.); 〒5500002 大阪府大阪市西区江戸堀1丁目15番26号 江原特許事務所 Osaka (JP).

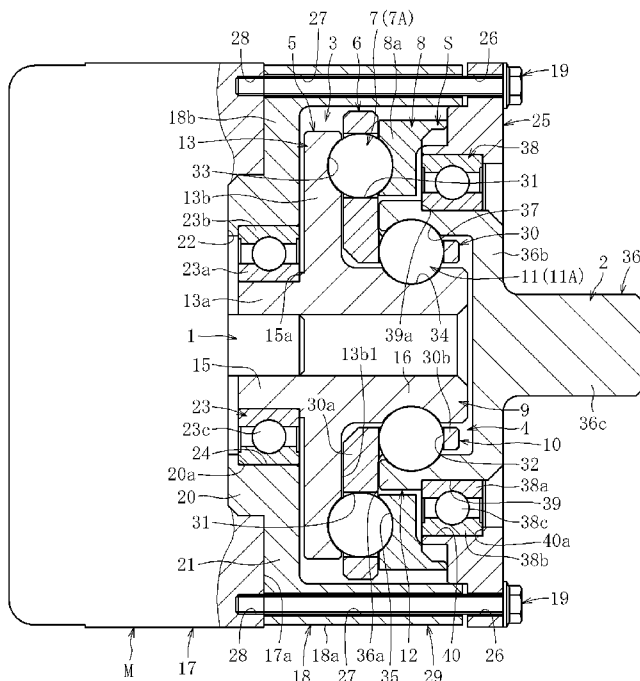
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, 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, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーロパ (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第21条(3))

(54) Title: GEAR CHANGE DEVICE

(54) 発明の名称: 変速装置



(57) Abstract: A first gear change mechanism is provided with a first input member, a first transmission member, a first reaction force member, and a first holding member, and a second gear change mechanism is provided with a second input member, a second transmission member, a second reaction force member, and a second holding member. Torque transmitted to an input shaft is input to the first input member of the first gear change mechanism and torque is output from the first holding member via the first transmission member. Torque transmitted to the input shaft is input to the second input member of the second gear change mechanism and the output from the first holding member of the first gear change mechanism is input to the second holding member via the second transmission member. The difference of the second input member and the second holding member outputs torque to an output shaft via the second reaction force member.

(57) 要約: 第1変速機構は、第1入力部材と第1伝達部材と第1反力部材と第1保持部材とを備えるとともに、第2変速機構は、第2入力部材と第2伝達部材と第2反力部材と第2保持部材とを備える。入力軸に伝達されたトルクが第1変速機構の第1入力部材に入力されて、第1伝達部材を介して第1保持部材からトルクが出力される。入力軸に伝達されたトルクが前記第2変速機構の第2入力部材に入力されて、前記第2

1 変速機構の第1保持部材からの出力が、第2伝達部材を介して第2保持部材に入力される。第2入力部材と第2保持部材との差を第2反力部材を介して前記出力軸にトルクを出力する。

WO 2017/126346 A1

明 細 書

発明の名称：変速装置

技術分野

[0001] 本発明は、変速装置に関し、特に、モータ出力を変速（増速、減速）するモータ変速装置に関する。

背景技術

[0002] 従来からモータ変速装置（モータ変速機）は種々提案されている（特許文献1～特許文献3）。特許文献1及び特許文献2はマイクロトラクションドライブに関し、これらの場合の減速機は、入力軸と出力軸とが同軸上に配設されたものである。また、特許文献3に記載のものは、太陽歯車と入力軸との間にクラッチを設けたものである。

[0003] 特許文献1には、ラジアル型軸受を用いたものであって、外輪とケーシングの間のバネ要素により軸方向力を与えることで、外輪内周面と内輪外周面の間に位置する回転体を押圧し、回転体と係合する保持器を出力軸としているものが記載されている。

[0004] 特許文献2には、外輪内周面と内輪外周面の間に位置する回転体を軸線方向に押圧し、回転体と係合する保持器を出力軸としている単位減速機を2機備え、1つ目の減速機の出力を2つ目の減速機の入力としている。

[0005] 特許文献3では、振動の抑制と大きな減速比を得つつ、自由に変速比を調整するために、太陽歯車と入力軸の間にクラッチを設けて変速比の調整をおこなっている。

[0006] また、変速機としては、入力軸と平行に配置される中間軸と同軸上にマイクロトラクションドライブを備え、予圧手段と入力軸からの押圧力の合力によって、マイクロトラクションドライブに予圧を与え高トルクの伝達を可能にしているものもある（特許文献4）。この特許文献4に記載の変速機では、1つの歯車対よりも軸間距離を短く設定することができる。

[0007] 一般的にモータ変速機（減速機、増速機）には、設計が容易な歯車が用い

られることが多く、全体をコンパクトに設計するために入力軸と出力軸の中心軸を一致させる構造が好まれる。しかし、歯車を用いた変速機は歯車の噛み合いによる振動や異音が発生するおそれがあり、特に高変速比を得るために遊星歯車などを複数組み合わせる構成は、歯の噛み合いが多く、上記の問題がある。また、歯車の噛み合いには、歯車が滑らかに動き、また潤滑や誤差の吸収や熱膨張の吸収のために隙間（ガタ）が必要であり、複数歯車を用いるほど全体のガタ量は増加する。

[0008] 振動の抑制やガタ量の削減を目的とした対策があり、その１つの機構として、前記特許文献１や特許文献２等のトラクション力を用いた伝達方式が一般的である。トラクション式の変速機は、接触部にあらかじめ予圧を与える必要があり、高トルクの出力を可能とするためには、予圧も大きく設定する必要がある。ただし、予圧を大きくするほど面圧が高くなり、強度・耐久面で不利となる。

先行技術文献

特許文献

- [0009] 特許文献１：特許第３６５９９２５号明細書
特許文献２：特許第３６９２３３０号明細書
特許文献３：特開２００６－２００６００号公報
特許文献４：特開２０１４－１５２８００号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0010] 特許文献１では、１段の減速機であるため大きな減速比を得ることは難しい。また、この特許文献１に記載のものでは、前記したように、ラジアル型軸受を用いて、外輪とケーシングの間のバネ要素により軸方向力を与えるものであるが、このような場合、ラジアル型軸受は大きな軸力を受けることができないため、出力トルクの大きさには限界がある。

[0011] 特許文献２では、特許文献１と同様な課題があり、さらに単位減速機を２

つ持ち1つ目の減速機の出力を2つ目の減速機の入力としているため、減速機としての軸方向のサイズが大きくなる問題がある。

[0012] 特許文献3では変速を可能とするために、入力軸と第1太陽歯車の第1クラッチと、入力軸と第2太陽歯車の第2クラッチのどちらかを「断」とし連結部材を固定/解除することで、トルクの伝達経路を変更し、用途・場面に合わせて減速比を2段階で切り替えることを可能としている。これらの構造は、クラッチや連結部材を切り替えるため複雑な操作、もしくは制御になり、コスト面で不利である。

[0013] 特許文献4では2軸間距離を短くしつつ、ある程度の変速を可能としているが、本構造では設定できる変速比の大きさには限界があり、変速比を大きくするほど装置が大きくなる。

[0014] そこで、本発明では、高減速比の設計が容易となり、コンパクト化の設計が可能でコスト面でも有利となる変速装置を提供する。

課題を解決するための手段

[0015] 本発明の第1の変速装置は、駆動源に接続される入力軸と、この入力軸と同一軸心上に配設される出力軸と、前記入力軸と出力軸との間に配設される第1・第2変速機構とを備えた変速装置であって、前記第1変速機構は、第1入力部材と第1伝達部材と第1反力部材と第1保持部材とを備えるとともに、前記第2変速機構は、第2入力部材と第2伝達部材と第2反力部材と第2保持部材とを備え、前記入力軸に伝達されたトルクが前記第1変速機構の第1入力部材に入力されて、第1伝達部材を介して第1保持部材からトルクが出力され、前記入力軸に伝達されたトルクが前記第2変速機構の第2入力部材に入力されて、前記第1変速機構の第1保持部材からの出力が、第2伝達部材を介して第2保持部材に入力され、第2入力部材と第2保持部材との差分を第2反力部材を介して前記出力軸にトルクを出力するものである。

[0016] 本発明の第2の変速装置は、駆動源に接続される入力軸と、この入力軸と同一軸心上に配設される出力軸と、前記入力軸と出力軸との間に配設される第1・第2変速機構とを備えた変速装置であって、前記第1変速機構は、第

1 入力部材と第 1 伝達部材と第 1 反力部材と第 1 保持部材とを備えるとともに、前記第 2 変速機構は、第 2 入力部材と第 2 伝達部材と第 2 反力部材と第 2 保持部材とを備え、前記入力軸に伝達されたトルクが前記第 1 変速機構の第 1 入力部材に入力されて、第 1 伝達部材を介して第 1 反力部材からトルクが出力され、前記入力軸に伝達されたトルクが前記第 2 変速機構の第 2 入力部材に入力されて、前記第 1 変速機構の第 1 反力部材からの出力が、第 2 伝達部材を介して第 2 反力部材に入力され、第 2 入力部材と第 2 反力部材との差分を第 2 保持部材を介して前記出力軸にトルクを出力するものである。

[0017] 本発明の第 1 の変速装置及び第 2 の変速装置によれば、入力軸に伝達されたトルクは、第 1 変速機構と第 2 変速機構の両方の入力部材に入力される。第 1 変速機構の第 1 入力部材から、第 1 伝達部材を伝わり、第 1 伝達部材を第 1 入力部材の反対側から挟んでいる第 1 反力部材もしくは第 1 伝達部材を保持している第 1 保持部材が固定されることによって、第 1 保持部材もしくは第 1 反力部材が第 1 変速機構の出力となる。第 2 変速機構には第 2 入力部材（このとき第 1 入力部材と第 2 入力部材は、一体もしくは一体に結合されている）に入力軸からトルクが伝達され、第 1 変速機構の出力を第 2 保持部材もしくは第 2 反力部材に入力することで、第 2 保持部材もしくは第 2 反力部材が出力となる。このとき 2 つの入力により差動作用が生じ、高減速比を得ることが可能となる。

[0018] 前記第 1 変速機構が第 1 伝達部材に転動体を用いたスラスト軸受構造のトラクションドライブ式であるのが好ましく、さらには、前記第 1 変速機構の転動体が剛球であるのが好ましい。また、前記第 2 変速機構が第 2 伝達部材に転動体を用いたスラスト軸受構造のトラクションドライブ式であるのが好ましく、さらには、前記第 2 変速機構の転動体が剛球であるのが好ましい。

[0019] 第 1 変速機構の転動体と第 2 変速機構の転動体とを同一形状としたものであってもよい。第 1 変速機構及び第 2 変速機構の各転動体は、接触点の直径が転動体を挟んで相互に異なるように設定できる。

発明の効果

[0020] 本発明では、高減速比を得ることが可能となり、所望の減速比の変速装置を安定して供給できる。

[0021] 伝達部材として、転動体とすれば、第1変速機構の第1入力部材と第1反力部材には、第1転動体に対応した第1転走面が形成されており、同じく第2変速機構の第2入力部材と第2反力部材には、第2転動体に対応した第2転走面が形成されている。第1変速機構と第2変速機構の少なくともどちらかをスラスト軸受構造とし、その転送面（第1もしくは第2）のピッチ円直径を入力部材（第1もしくは第2）と反力部材（第1もしくは第2）で異なるように設定することで、より大きな変速比を得ることができる。

[0022] トラクションドライブ式の第1変速機構または第2変速機構の少なくとも片方をスラスト軸受構造とすることで、以下の効果を得られる。高減速比の設計が容易となる。トラクションドライブ式のため、振動が小さく、ガタも小さい。スラスト軸受構造とすることで、負荷の大きい予圧を与えることができ、強度、耐久面で有利である。スラスト構造のため、軸方向にコンパクトな設計ができる。

図面の簡単な説明

[0023] [図1]本発明の第1の変速装置の断面図である。

[図2]前記図1の変速装置の正面図である。

[図3]前記第1の変速装置の第1変速機構及び第2変速機構の各転動体の接触点を示す説明図である。

[図4A]転動体の接触点を示し、第1転動体と嵌合溝とを示す拡大断面図である。

[図4B]転動体の接触点を示し、第2転動体と嵌合溝とを示す拡大断面図である。

[図5]本発明の第2の変速装置の断面図である。

[図6]前記第2の変速装置の第1変速機構及び第2変速機構の各転動体の接触点を示す説明図である。

[図7]本発明の第3の変速装置の断面図である。

[図8]前記第3の変速装置の第1変速機構及び第2変速機構の各転動体の接触点を示す説明図である。

[図9]本発明の第4の変速装置の断面図である。

[図10]前記第4の変速装置の第1変速機構及び第2変速機構の各転動体の接触点を示す説明図である。

[図11]本発明の第5の変速装置の断面図である。

[図12]前記第5の変速装置の第1変速機構及び第2変速機構の各転動体の接触点を示す説明図である。

[図13]本発明の第6の変速装置の側面図である。

[図14]図13のA-A線断面図である。

[図15]図14のB-B線断面図である。

[図16]図14のC-C線断面図である。

[図17A]図13に示す変速装置の接触点を示し、第1変速機構の説明図である。

[図17B]図13に示す変速装置の接触点を示し、第2変速機構の説明図である。

[図18]接触点の直径の関係説明図である。

[図19]第7の変速装置の断面図である。

[図20]図19に示す変速装置の接触点の直径の関係説明図である。

[図21A]トルク伝達手段を示し、プーリーとベルトを用いた簡略図であり、

[図21B]トルク伝達手段を示し、スプロケットとチェーンを用いた簡略図である。

発明を実施するための形態

[0024] 以下本発明の実施の形態を図1～図21Bに基づいて説明する。図1と図2とは本発明に係る第1の変速装置を示している。この変速装置は、駆動源に接続される入力軸1と、この入力軸1と同一軸心上に配設される出力軸2と、前記入力軸1と出力軸2との間に配設される第1・第2変速機構3、4とを備えたものである。駆動源としては、駆動用モータMであり、このため

、入力軸 1 としては、この駆動用モータ M の出力軸で構成することができる。

[0025] 第 1 変速機構 3 は、第 1 入力部材 5 と、第 1 保持部材 6 と、第 1 伝達部材 7 と、第 1 反力部材 8 とを備え、第 2 変速機構 4 は、第 2 入力部材 9 と、第 2 保持部材 10 と、第 2 伝達部材 11 と、第 2 反力部材 12 とを備える。

[0026] 第 1 入力部材 5 と第 2 入力部材 9 とは、1 つの部品からなる入力部材構成部品 13 にて構成される。すなわち、入力部材構成部品 13 は、円筒体からなる本体部 13a と、この本体部 13a に外径面から外径方向に延設される円盤形状の外鏝部 13b とからなる。この場合、外鏝部 13b は、本体部 13a の軸方向中心部よりもモータ側に位置し、本体部 13a には、モータ側の第 1 筒部 15 と反モータ側の第 2 筒部 16 とが形成される。

[0027] そして、入力部材構成部品 13 の外鏝部 13b の反モータ側面には、第 1 転動体 7A が嵌合する嵌合溝 33 が形成され、入力部材構成部品 13 の第 2 筒部 16 の外径面 16a には、第 2 転動体 11A が嵌合する嵌合溝 34 が形成されている。このため、第 1 入力部材 5 が入力部材構成部品 13 の外鏝部 13b にて構成され、第 2 入力部材 9 が入力部材構成部品 13 の第 2 筒部 16 にて構成される。

[0028] また、モータ M のケーシング 17 には、枠体 18 がボルト部材 19 を介して固着されている。この枠体 18 は、大径の円筒部 18a と、この円筒部 18a のモータ側の底壁部 18b とからなる。底壁部 18b は、中心孔が設けられる円盤形状体からなり、内径側の肉厚部 20 と、外径側の薄肉部 21 とを有する。モータ M のケーシング 17 の入力軸突出側の端面 17a の中央部に凹窪部 22 が設けられ、この凹窪部 22 に枠体 18 の肉厚部 20 が嵌合する。

[0029] そして、底壁部 18b には軸受 23 が内嵌されている。軸受 23 は、外径面に軌道面が形成された内輪 23a と、内径面に軌道面が形成された外輪 23b と、内輪 23a と外輪 23b との間に転動自在に配される転動体（ボール）23c とからなる。このため、軸受 23 の内輪 23a が入力部材構成部品

13の本体部13aの第1筒部15に外嵌され、軸受23の外輪23bが底壁部18bに内嵌される。なお、底壁部18bの内径面には嵌合用切欠部24が設けられ、この嵌合用切欠部24に軸受23の外輪23bが嵌合している。

[0030] そして、枠体18の開口部は蓋部材25にて塞がれている。すなわち、蓋部材25には貫通孔26が設けられ、また、ケーシング17の枠体18の円筒部18aには、蓋部材25の貫通孔26に対応する位置にボルト挿通孔27が設けられている。そして、ボルト部材19が貫通孔26およびボルト挿通孔27に挿通され、ケーシング17のネジ穴28に螺着される。このため、枠体18と蓋部材25とで、第1変速機構3及び第2変速機構4を収納するケース29を構成することになる。

[0031] 第1保持部材6と第2保持部材10とは、1つの部品からなる保持部材構成部品30にて構成される。保持部材構成部品30は、中心孔を有する円盤部30aと、この円盤部30aの内径部から反モータ側へ突出する短筒部30bとからなる。そして、円盤部30aには、第1伝達部材7を構成する第1転動体（剛球）7Aが嵌合する嵌合孔31が周方向に沿って所定ピッチで複数個配設されている。また、短筒部30bには、第2伝達部材11を構成する第2転動体（剛球）11Aが嵌合する嵌合孔32が周方向に沿って所定ピッチで複数個配設されている。このため、保持部材構成部品30の円盤部30aにて第1保持部材6が構成され、保持部材構成部品30の短筒部30bにて第2保持部材10が構成される。

[0032] 第1反力部材8は、リング形状の本体部8aを有し、この本体部8aが係合構造S（例えば、凹凸嵌合構造）を介して、前記蓋部材25に係合している。このため、第1反力部材8は、ケース29に固定されることになり、回転することなく、静止している。また、第1反力部材8の本体部8aのモータ側端面には、前記第1転動体7Aが嵌合する嵌合溝35が形成されている。

[0033] 第2反力部材12と出力軸2とは、1つの部品からなる出力軸構成部品36

にて構成される。出力軸構成品 36 は、短筒部 36 a と、この短筒部 36 a の側壁 36 b から突出される軸部 36 c とからなる。短筒部 36 a の内径面に、第 2 転動体 11 A が嵌合する嵌合溝 37 が形成されている。また、短筒部 36 a の外径面に、軸受 38 の内輪 38 a が嵌合する切欠部 39 が設けられている。なお、軸受 38 は、外径面に軌道面が形成された内輪 38 a と、内径面に軌道面が形成された外輪 38 b と、内輪 38 a と外輪 38 b との間に転動自在に配される転動体（ボール）38 c とからなる。そして、ケース 29 の蓋部材 25 の内径面に、軸受 38 の外輪 38 b が嵌合する切欠部 40 が設けられている。

[0034] このため、ボルト部材 19 を螺着（締付）することによって、軸受 23 の内輪 23 a の反モータ側端面が第 1 筒部 15 の段付部 15 a に圧接するとともに、軸受 23 の外輪 23 b のモータ側端面が枠体 18 の内径面の段付部 20 a に圧接し、軸受 38 の内輪のモータ側端面が段付部 39 a に圧接するとともに、ケース 29 の蓋部材 25 の内径面の段付部 40 a に軸受 38 の外輪 38 b の反モータ側端面が圧接する。

[0035] また、ボルト部材 19 の締付状態では、第 1 変速機構 3 と第 2 変速機構 4 の両方に予圧が発生する構成となる。この場合、図 3 に示すように、P 1 が第 1 入力部材 5 と第 1 転動体 7 A との接触点となり、P 2 が第 1 反力部材 8 と第 1 転動体 7 A との接触点となり、P 3 が第 2 入力部材 9 と第 2 転動体 11 A との接触点であり、P 4 が第 2 反力部材 12 と第 2 転動体 11 A との接触点である。

[0036] 具体的には、図 4 A に示すように、第 1 入力部材 5 の嵌合溝 33 の曲率中心 O 1 を第 1 転動体 7 A の中心に対してずらせるとともに、第 1 反力部材 8 の嵌合溝 35 の曲率中心 O 2 を第 1 転動体 7 A の中心に対してずらせている。この場合、曲率中心 O 1 と曲率中心 O 2 とは転動体 7 A の中心に対して相反する方向にずらせている。 $\theta 1$ は第 1 転動体 7 A の接触角を示している。また、図 4 B に示すように、第 2 入力部材 9 の嵌合溝 34 の曲率中心 O 3 を第 2 転動体 11 A の中心に対してずらせるとともに、第 2 反力部材 12 の嵌

合溝 37 の曲率中心 O4 を第 2 転動体 11A の中心に対してずらせている。

$\theta 2$ は第 2 転動体 7A の接触角を示している。

[0037] 図 1 ～図 4B に示すように構成された変速装置では、第 1 変速機構 3 はスラスト軸受構造のトラクションドライブ変速機を構成することになり、駆動用モータ M の出力トルクは、第 1 変速機構 3 の第 1 入力部材 5 に入力される。この際、第 1 反力部材 8 がケース 29 に固定されていることで、第 1 入力部材 5 と第 1 反力部材 8 に挟まれた第 1 転動体 7A が第 1 入力部材 5 よりも減速された速度で公転運動する。このため、第 1 転動体 7A を保持する第 1 保持部材 6 は、第 1 入力部材 5 より減速された速度で回転する。

[0038] また、第 1 入力部材 5 と第 2 入力部材 9 が一体構造であり、かつ第 1 保持部材 6 と第 2 保持部材 10 が一体構造であるため、トラクションドライブ変速機の第 2 変速機構 4 は、第 2 入力部材 9、第 2 反力部材 12、第 2 保持部材 10 の 3 要素のうち 2 つ（第 2 入力部材 9、第 2 保持部材 10）の要素が入力となり、第 2 入力部材 9 と第 2 保持部材 10 の差分を、残りの要素である第 2 反力部材 12 へ出力する。なお、差動機構とは、二つ以上の運動の差または和を一つの運動にして出力する機構であり、遊星歯車やデフ機構で使われている。

[0039] 第 1 変速機構 3 の第 1 入力部材 5 と第 1 転動体 7A の接触点 P1 の直径を D1、第 1 反力部材 8 と第 1 転動体 7A の接触点 P2 の直径を D2 とし、第 2 変速機構 4 の第 2 入力部材 9 と第 2 転動体 11A の接触点 P3 の直径を D3、第 2 反力部材 12 と第 2 転動体 11A の接触点 P4 の直径を D4 とすると、第 2 反力部材 12 から次の数 1 で示される減速比 i で出力される。

[数1]

$$i = \frac{1 - \frac{D2 \cdot D3}{D1 \cdot D4}}{1 - \frac{D2}{D1}}$$

i: 減速比

D1: 第1入力部材と第1転動体の接触点の直径

D2: 第1反力部材と第1転動体の接触点の直径

D3: 第2入力部材と第2転動体の接触点の直径

D4: 第2反力部材と第2転動体の接触点の直径

[0040] このため、直径D1、直径D2、直径D3、及び直径D4の各値を種々変更することで、所望の減速比を設定できる。なお、前記数1から分かるように、 $D2/D1 \div D4/D3$ に設定（設計）すれば、高減速比が可能となる。

[0041] 図5に示す変速装置では、第1保持部材6がケース29に固定されたものである。すなわち、第1保持部材6は、平板リング体6Aからなり、この平板リング体6Aに第1転動体7Aが嵌合する嵌合孔31が設けられている。なお、第1入力部材5及び第2入力部材9は、前記図1に示す変速装置の第1入力部材5及び第2入力部材9と同様である。

[0042] 第1反力部材8と第2反力部材12とが、一つの部品である反力部材構成部品45にて構成される。反力部材構成部品45は、中心孔を有する円盤部45aと、この円盤部45aの内径部から反モータ側へ突出する短筒部45bとからなる。円盤部45aのモータ側端面に、第1転動体7Aが嵌合する嵌合溝35が形成され、短筒部45bの内径面に、第2転動体11Aが嵌合する嵌合溝37が形成されている。このため、反力部材構成部品45の円盤部45aにて第1反力部材8を構成し、反力部材構成部品45の短筒部45bにて第2反力部材12を構成する。

[0043] 第2保持部材10と出力軸2とが、一つの部品である出力軸構成部品46にて構成される。出力軸構成部品46は、短筒部46aと、この短筒部46aの側壁46bから突出される軸部46cとからなる。そして、短筒部46aに

第2転動体11Aが嵌合する嵌合孔32が形成されている。このため、出力軸構成品46の短筒部46aにて第2保持部材10を構成し、出力軸構成品46の軸部46cにて出力軸2を構成する。

[0044] 反力部材構成品45とケース29の蓋部材25との間に軸受47が介在され、出力軸構成品46の軸部46cとケース29の蓋部材25との間に軸受48が介在される。軸受47、48は、それぞれ、外径面に軌道面が形成された内輪47a、48aと、内径面に軌道面が形成された外輪47b、48bと、内輪47a、48aと外輪47b、48bとの間に転動自在に配される転動体（ボール）47c、48cとからなる。

[0045] すなわち、ケース29の蓋部材25は、短円筒部25aと、内鏝部25bとからなり、短円筒部25aと反力部材構成品45の短筒部45bとの間に軸受47が介在され、内鏝部25bと出力軸構成品46の軸部46cとの間に軸受48が介在される。

[0046] 反力部材構成品45の短筒部45bの外径面に切欠部50が形成されるとともに、ケース29の蓋部材25の短筒部25aの内径面に切欠部51が形成される。そして、反力部材構成品45の短筒部45bの切欠部50に軸受47の内輪47aが嵌合し、ケース29の蓋部材25の短筒部25aの切欠部51に軸受47の外輪47bが嵌合している。

[0047] また、軸部46cは、大径部52と小径部53とを有し、大径部52の外径面に切欠部54が設けられ、ケース29の蓋部材25の内鏝部25bの内径面に切欠部55が設けられている。そして、軸部46cの大径部52の切欠部54に軸受48の内輪48aが嵌合し、蓋部材25の内鏝部25bの切欠部55に軸受48の外輪48bが嵌合している。

[0048] このため、ボルト部材19の締付状態では、反力部材構成品45の短筒部45bの外径面の段付部50aに軸受47の内輪47aのモータ側端面が圧接するとともに、蓋部材25の短筒部25aの内径面の段付部51aに軸受47の外輪47bの反モータ側端面が圧接する。また、軸部46cの大径部52の段付部54aに軸受48の内輪48aのモータ側端面が圧接するとと

もに、蓋部材 25 の内鏑 25 b の内径面の段付部 55 a に軸受 48 の外輪 48 b の反モータ側端面が圧接する。さらには、軸受 23 の内輪 23 a の反モータ側端面が第 1 筒部 15 の段付部 15 a に圧接するとともに、軸受 23 の外輪 23 b のモータ側端面が枠体 18 の内径面の段付部 20 a に圧接する。

[0049] このため、ボルト部材 19 の締付状態では、第 1 変速機構 3 と第 2 変速機構 4 の両方に予圧が発生する構成となる。この場合も、第 1 入力部材 5 の嵌合溝 33 の曲率中心 O1 を第 1 転動体 7 A の中心に対してずらせるとともに、第 1 反力部材 8 の嵌合溝 33 の曲率中心 O2 を第 1 転動体 7 A の中心に対してずらせている。また、第 2 入力部材 9 の嵌合溝 34 の曲率中心 O3 を第 2 転動体 11 A の中心に対してずらせるとともに、第 2 反力部材 12 の嵌合溝 37 の曲率中心 O4 を第 2 転動体 11 A の中心に対してずらせている。このため、図 6 に示すように、P1 が第 1 入力部材 5 と第 1 転動体 7 A との接触点となり、P2 が第 1 反力部材 8 と第 1 転動体 7 A との接触点となり、P3 が第 2 入力部材 9 と第 2 転動体 11 A との接触点であり、P4 が第 2 反力部材 12 と第 2 転動体 11 A との接触点である。

[0050] この図 5 と図 6 に示す変速装置では、第 1 変速機構 3 とは、スラスト軸受構造のトラクションドライブ変速機を構成することになり、第 1 入力部材 5 から入力され、第 1 転動体 7 A を保持する第 1 保持部材 6 がケース 29 に固定されているため、第 1 入力部材 5 と第 1 反力部材 8 に挟まれた第 1 転動体 7 A は公転運動が規制され、自転運動のみが可能であり、第 1 反力部材 8 に出力される。

[0051] また、第 1 入力部材 5 と第 2 入力部材 9 が一体構造であり、かつ第 1 反力部材 8 と第 2 反力部材 12 が一体構造であるため、トラクションドライブ変速機の第 2 変速機構 4 は、第 2 入力部材 9、第 2 反力部材 12、第 2 保持部材 10 の 3 要素のうち 2 つ（第 2 入力部材 9、第 2 反力部材 12）の要素が入力となり、第 2 入力部材 9 と第 2 反力部材 12 の差分を、残りの要素である第 2 保持部材 10 へ出力する。

[0052] 第 1 入力部材 5 と第 1 転動体 7 A の接触点 P1 の直径を D1、第 1 反力部

材 8 と第 1 転動体 7 A の接触点 P 2 の直径を D 2 とし、第 2 入力部材 9 と第 2 転動体 1 1 A の接触点 P 3 の直径を D 3、第 2 反力部材 1 2 と第 2 転動体 1 1 A の接触点 P 4 の直径を D 4 とすると、第 2 反力部材 1 2 から次の数 2 に示す減速比 i で出力される。

[数2]

$$i = \frac{-\frac{D1}{D2} + \frac{D3}{D4}}{1 + \frac{D3}{D4}}$$

i: 減速比

D1: 第 1 入力部材と第 1 転動体の接触点の直径

D2: 第 1 反力部材と第 1 転動体の接触点の直径

D3: 第 2 入力部材と第 2 転動体の接触点の直径

D4: 第 2 反力部材と第 2 転動体の接触点の直径

[0053] この場合も、直径 D 1、直径 D 2、直径 D 3、及び直径 D 4 の各値を種々変更することで、所望の減速比を設定できる。なお、前記数 2 から分かるように、 $D 2 / D 1 \div D 4 / D 3$ に設定（設計）すれば、高減速比が可能となる。

[0054] 図 7 に示す変速装置は、第 1 入力部材 5 と第 2 入力部材 9 とは、一つの部品である入力部材構成品 6 0 にて構成される。入力部材構成品 6 0 は、短円筒部 6 0 a と、この短円筒部 6 0 a の反モータ側の端部において外径方向に延設される外鏝部 6 0 b とからなる。そして、短円筒部 6 0 a の外径面に第 1 転動体 7 A が嵌合する嵌合溝 3 3 が形成され、外鏝部 6 0 b の反モータ側端面に第 2 転動体 1 1 A が嵌合する嵌合溝 3 4 が形成されている。このため、入力部材構成品 6 0 の短筒部 6 0 a にて第 1 入力部材 5 を構成し、入力部材構成品 6 0 の外鏝部 6 0 b にて第 2 入力部材 9 を構成している。

[0055] 第 1 保持部材 6 と第 2 保持部材 1 0 とは一体化されている。すなわち、第 1 保持部材 6 は、短円筒部 6 1 a と、短円筒部 6 1 a の反モータ側端部から外径方向に延設される外鏝部 6 1 b とからなり、第 2 保持部材 1 0 は、前記短円筒部 6 1 a よりも大径の短円筒部 6 2 a と、短円筒部 6 2 a の反モータ

側端部から内径側に延設された内鏝部 6 2 b とからなる。そして、第 1 保持部材 6 と第 2 保持部材 1 0 はボルト部材等の固着具 6 3 にて一体化されている。第 1 保持部材 6 の短円筒部 6 1 a に第 1 転動体 7 A が嵌合する嵌合孔 3 1 が設けられ、第 2 保持部材 1 0 の内鏝部 6 2 b に第 2 転動体 1 1 A が嵌合する嵌合孔 3 2 が設けられている。

[0056] 第 1 反力部材 8 は、短円筒部 8 a と、この短円筒部 8 a のモータ側端部から外径側へ延設される外鏝部 8 b とからなり、外鏝部 8 b がボルト部材等の固着具 6 4 を介してモータ M のケーシング 1 7 に固着される。この場合、短円筒部 8 a がケーシング 1 7 の端面 1 7 a から突出して、入力部材構成品 6 0 の短円筒部 6 0 a と第 1 反力部材 8 の短円筒部 8 a との間に第 1 保持部材 6 の短円筒部 6 1 a が介在される状態となる。そして、短円筒部 8 a に第 1 転動体 7 A が嵌合する嵌合溝 3 5 が設けられている。

[0057] 第 2 反力部材 1 2 と出力軸 2 とは一体化されている。この場合、第 2 反力部材 1 2 は円板形状体からなり、そのモータ側端面に第 2 転動体 1 1 A が嵌合する嵌合溝 3 7 が設けられている。このため、第 2 入力部材 9 と第 2 反力部材 1 2 との間に第 2 保持部材 1 0 の内鏝部 6 2 b が介在される。

[0058] この場合のケース 2 9 は、円筒状胴部 6 5 と、蓋部材 2 5 とからなり、蓋部材 2 5 は中心孔が形成された円盤体からなる。蓋部材 2 5 の貫通孔 2 6 及び円筒状胴部 6 5 のボルト挿通孔 2 7 にボルト部材 1 9 が挿通されて、ボルト部材 1 9 がモータ M のケーシング 1 7 のネジ穴 2 8 に螺着される。

[0059] また、ケース 2 9 の蓋部材 2 5 と出力軸 2 との間に軸受 6 6 が介在される。軸受 6 6 は、外径面に軌道面が形成された内輪 6 6 a と、内径面に軌道面が形成された外輪 6 6 b と、内輪 6 6 a と外輪 6 6 b との間に転動自在に配される転動体（ボール） 6 6 c とからなる。すなわち、軸受 6 6 の内輪 6 6 a が出力軸 2 に外嵌され、蓋部材 2 5 の内径面に設けられた切欠部 6 7 に軸受 6 6 の外輪 6 6 b が内嵌される。ボルト部材 1 9 の締付状態で、軸受 6 6 の内輪 6 6 a のモータ側端面が出力軸 2 の付け根部の段付部 6 8 に圧接し、軸受 6 6 の外輪 6 6 b の反モータ側端面が蓋部材 2 5 の内径面の切欠部 6 7

の段付部 6 7 a に圧接する。

[0060] そして、ボルト部材 1 9 の締付状態では、第 1 変速機構 3 と第 2 変速機構 4 の両方に予圧が発生する構成となる。この場合も、第 1 入力部材 5 の嵌合溝 3 3 の曲率中心 O 1 を第 1 転動体 7 A の中心に対してずらせるとともに、第 1 反力部材 8 の嵌合溝 3 3 の曲率中心 O 2 を第 1 転動体 7 A の中心に対してずらせている。また、第 2 入力部材 9 の嵌合溝 3 4 の曲率中心 O 3 を第 2 転動体 1 1 A の中心に対してずらせるとともに、第 2 反力部材 1 2 の嵌合溝 3 7 の曲率中心 O 4 を第 2 転動体 1 1 A の中心に対してずらせている。このため、図 8 に示すように、P 1 が第 1 入力部材 5 と第 1 転動体 7 A との接触点となり、P 2 が第 1 反力部材 8 と第 1 転動体 7 A との接触点となり、P 3 が第 2 入力部材 9 と第 2 転動体 1 1 A との接触点であり、P 4 が第 2 反力部材 1 2 と第 2 転動体 1 1 A との接触点である。

[0061] 図 7 及び図 8 に示す変速装置では、トラクションドライブ変速機である第 1 変速機構の第 1 入力部材 5 から入力され、第 1 反力部材 8 がケーシング 1 7 に固定されているため、第 1 入力部材 5 と第 1 反力部材 8 に挟まれた第 1 転動体 7 A が第 1 入力部材 5 よりも減速された速度で公転運動する。これによって、第 1 転動体 7 A を保持する第 1 保持部材 6 は、第 1 入力部材 5 より減速された速度で回転する。

[0062] また、第 2 変速機構 4 はスラスト軸受構造のトラクションドライブ変速機であり、第 1 入力部材 5 と第 2 入力部材 9 が一体構造であり、かつ第 1 保持部材 6 と第 2 保持部材 1 0 が一体化されており、第 2 トラクションドライブ変速機は、第 2 入力部材 9、第 2 反力部材 1 2、第 2 保持部材 1 0 の 3 要素のうち 2 つ（第 2 入力部材 9、第 2 保持部材 1 0）の要素が入力となり、第 2 入力部材 9 と第 2 保持部材 1 0 の差分を、残りの要素である第 2 反力部材 1 2 へ出力する。

[0063] 第 1 変速機構 3 の第 1 入力部材 5 と第 1 転動体 7 A の接触点 P 1 の直径を D 1、第 1 反力部材 8 と第 1 転動体 7 A の接触点 P 2 の直径を D 2 とし、第 2 変速機構 4 の第 2 入力部材 9 と第 2 転動体 1 1 A の接触点 P 3 の直径を D

3とし、第2反力部材12と第2転動体11Aの接触点P4の直径をD4とすると、第2反力部材12から次の数3に示す減速比*i*で出力される。

[数3]

$$i = \frac{\frac{D1}{D2} - \frac{D3}{D4}}{1 + \frac{D1}{D2}}$$

i: 減速比

D1: 第1入力部材と第1転動体の接触点の直径

D2: 第1反力部材と第1転動体の接触点の直径

D3: 第2入力部材と第2転動体の接触点の直径

D4: 第2反力部材と第2転動体の接触点の直径

[0064] この場合も、直径D1、直径D2、直径D3、及び直径D4の各値を種々変更することで、所望の減速比を設定できる。なお、前記数3から分かるように、 $D2/D1 \div D4/D3$ に設定（設計）すれば、高減速比が可能となる。

[0065] 図9に示す変速装置は、第1入力部材5と第2入力部材9とは、一つの部品である入力部材構成品70にて構成される。入力部材構成品70は、短円筒部70aと、この短円筒部70aの反モータ側端部から外径側へ延設される外鰐部70bとからなる。そして、この外鰐部70bの反モータ側端面において、その外径側に第1転動体7Aが嵌合する嵌合溝33を設けるとともに、この嵌合溝33よりも内径側に第2転動体11Aが嵌合する嵌合溝34を設けている。このため、入力部材構成品70の外鰐部70bの外周側にて第1入力部材5を構成し、入力部材構成品70の外鰐部70bの内周側にて第2入力部材9を構成している。

[0066] また、第1保持部材6と第2保持部材10とは、一つの部品である保持部材構成品71にて構成される。保持部材構成品71は、中心孔71aを有する円盤体からなり、その外径側に第1転動体7Aが嵌合する嵌合孔31が設けられるとともに、嵌合孔31よりも内径側に第2転動体11Aが嵌合する嵌合孔32が設けられている。このため、保持部材構成品71の外周側にて

第1保持部材6を構成し、保持部材構成品71の内周側にて第2保持部材10を構成している。

[0067] この変速装置のケース29は、図1に示す変速装置のケース29と同様、枠体18と、蓋部材25とからなり、枠体18の底壁部18bには軸受23が内嵌されている。このため、軸受23の内輪23aが、入力部材構成品70の短円筒部70aの外径面に形成された切欠部72に嵌合されるとともに、軸受23の外輪23bが底壁部18bの内径面の切欠部73に嵌合されている。

[0068] この際、蓋部材25の貫通孔26及び枠体18の円筒部18aのボルト挿通孔27にボルト部材19が挿通されて、ボルト部材19がモータMのケーシング17のネジ穴28に螺着される。この状態で、軸受23の内輪23aの反モータ側端面が、短円筒部70aの段付部72aに圧接するとともに、軸受23の外輪23bのモータ側端面が、枠体18の底壁部18bの段付部73aに圧接する。

[0069] 第1反力部材8は、リング状体からなり、係合構造S（例えば、凹凸嵌合構造等）を介して蓋部材25に係合されている。すなわち、第1反力部材8はケース29の固定されることになる。そして、第1反力部材8のモータ側端面には第1転動体7Aが嵌合する嵌合溝35が形成されている。

[0070] 第2反力部材12と出力軸2とは、一つの部品である出力軸構成品75にて構成される。すなわち、出力軸構成品75は、円盤形状の第2反力部材12と、この第2反力部材12の反モータ側端面の中央部から突出される出力軸2とからなる。また、出力軸2は、第2反力部材12側の大径部76と、この大径部76から突設された本体軸部77とからなる。第2反力部材12のモータ側端面には第2転動体11Aが嵌合する嵌合溝37が設けられている。

[0071] ケース29の蓋部材25と出力軸2との間に軸受66は介在される。軸受66は、外径面に軌道面が形成された内輪66aと、内径面に軌道面が形成された外輪66bと、内輪66aと外輪66bとの間に転動自在に配される

転動体（ボール）66cとからなる。すなわち、軸受66の内輪66aが出力軸2の大径部76の切欠部78に外嵌され、蓋部材25の内径面に設けられた切欠部67に軸受66の外輪66bが内嵌される。この場合、ボルト部材19の締付状態では、軸受66の内輪66aのモータ側端面が出力軸2の大径部76の段付部78aに圧接し、軸受66の外輪66bの反モータ側端面が蓋部材25の内径面の切欠部67の段付部67aに圧接する。

[0072] そして、ボルト部材19の締付状態では、第1変速機構3と第2変速機構4の両方に予圧が発生する構成となる。この場合も、第1入力部材5の嵌合溝33の曲率中心O1を第1転動体7Aの中心に対してずらせるとともに、第1反力部材8の嵌合溝33の曲率中心O2を第1転動体7Aの中心に対してずらせている。また、第2入力部材9の嵌合溝34の曲率中心O3を第2転動体11Aの中心に対してずらせるとともに、第2反力部材12の嵌合溝37の曲率中心O4を第2転動体11Aの中心に対してずらせている。このため、図10に示すように、P1が第1入力部材5と第1転動体7Aとの接触点となり、P2が第1反力部材8と第1転動体7Aとの接触点となり、P3が第2入力部材9と第2転動体11Aとの接触点であり、P4が第2反力部材12と第2転動体11Aとの接触点である。

[0073] 図9及び図10に示す減速装置においても、駆動用モータMの出力トルクは、第1変速機構3の第1入力部材5に入力される。スラスト軸受構造の第1変速機構3では、第1入力部材5から入力され、第1反力部材8がケース29に固定されているため、第1入力部材5と第1反力部材8に挟まれた第1転動体7Aが第1入力部材5よりも減速された速度で公転運動する。これによって、第1転動体7Aを保持する第1保持部材6は、第1入力部材5より減速された速度で回転する。

[0074] また、第1トラクションドライブ変速機（第1変速機構3）と同様に、第2トラクションドライブ変速機（第2変速機構4）もスラスト軸受構造であり、第1入力部材5と第2入力部材9が一体構造であり、かつ第1保持部材6と第2保持部材10が一体構造であるため、第2トラクションドライブ変

速機 4 は、第 2 入力部材 9、第 2 反力部材 12、第 2 保持部材 10 の 3 要素のうち 2 つ（第 2 入力部材 9、第 2 保持部材 10）の要素が入力となり、第 2 入力部材 9 と第 2 保持部材 10 の差分を、残りの要素である第 2 反力部材 12 へ出力する。

[0075] 図 10 に示すように、第 1 変速機構 3 の第 1 入力部材 5 と第 1 転動体 7A の接触点 P1 の直径を D1、第 1 反力部材 8 と第 1 転動体 7A の接触点 P2 の直径を D2 とし、第 2 変速機構 4 の第 2 入力部材 9 と第 2 転動体 11A の接触点 P3 の直径を D3、第 2 反力部材 12 と第 2 転動体 11A の接触点 P4 の直径を D4 とすると、第 2 反力部材 12 から次の数 4 に示す減速比 i で出力される。

[数 4]

$$i = \frac{\frac{D1}{D2} - \frac{D3}{D4}}{1 + \frac{D1}{D2}}$$

i: 減速比

D1: 第 1 入力部材と第 1 転動体の接触点の直径

D2: 第 1 反力部材と第 1 転動体の接触点の直径

D3: 第 2 入力部材と第 2 転動体の接触点の直径

D4: 第 2 反力部材と第 2 転動体の接触点の直径

[0076] この場合も、直径 D1、直径 D2、直径 D3、及び直径 D4 の各値を種々変更することで、所望の減速比を設定できる。なお、前記数 4 から分かるように、 $D2/D1 \div D4/D3$ に設定（設計）すれば、高減速比が可能となる。

[0077] 図 11 に示す変速装置は、第 1 入力部材 5 と第 2 入力部材 9 とは、一つの部品である入力部材構成品 80 にて構成される。入力部材構成品 80 は、短円筒部 80a と、この短円筒部 80a の反モータ側端部から外径側へ延設される外鰐部 80b とからなる。そして、この外鰐部 80b の反モータ側端面において、その外径側に第 1 転動体 7A が嵌合する嵌合溝 33 を設けるとともに、この嵌合溝 33 よりも内径側に第 2 転動体 11A が嵌合する嵌合溝 3

4 を設けている。このため、図 9 に示す変速装置と同様、入力部材構成 80 の外鍔部 80 b の外周側にて第 1 入力部材 5 を構成し、入力部材構成 80 の外鍔部 80 b の内周側にて第 2 入力部材 9 を構成している。

[0078] この変速装置のケース 29 は、図 1 に示す変速装置のケース 29 と同様、枠体 18 と、蓋部材 25 とからなり、枠体 18 の底壁部 18 b には軸受 23 が内嵌されている。このため、軸受 23 の内輪 23 a が、入力部材構成 80 の短円筒部 80 a の外径面に形成された切欠部 82 に嵌合されるとともに、軸受 23 の外輪 23 b が底壁部 18 b の内径面の切欠部 83 に嵌合されている。

[0079] この際、蓋部材 25 の貫通孔 26 及び枠体 18 の円筒部 18 a のボルト挿通孔 27 にボルト部材 19 が挿通されて、ボルト部材 19 がモータ M のケーシング 17 のネジ穴 28 に螺着される。この状態で、軸受 23 の内輪 23 a の反モータ側端面が、短円筒部 80 a の段付部 82 a に圧接するとともに、軸受 23 の外輪 23 b のモータ側端面が、枠体 18 の底壁部 18 b の段付部 83 a に圧接する。

[0080] 第 1 保持部材 6 は、平板リング体からなり、ケース 29 に固定されている。そして、第 1 転動体 7 A が嵌合する嵌合孔 31 が設けられている。また、第 2 保持部材 10 と出力軸 2 とは、一つの部品である出力軸構成 90 にて構成される。出力軸構成 90 は、円盤形状の第 2 保持部材 10 と、この第 2 保持部材 10 の反モータ側端面の中央部から突出される出力軸 2 とからなる。また、出力軸 2 は、第 2 保持部材 10 側の外径部 91 と、この外径部 91 から突設された本体軸部 92 とからなる。第 2 保持部材 10 に、第 2 転動体 11 A が嵌合する嵌合孔 32 が設けられている。

[0081] ケース 29 の蓋部材 25 と出力軸 2 との間に軸受 93 は介在される。軸受 93 は、外径面に軌道面が形成された内輪 93 a と、内径面に軌道面が形成された外輪 93 b と、内輪 93 a と外輪 93 b との間に転動自在に配される転動体（ボール） 93 c とからなる。すなわち、軸受 93 の内輪 93 a が出力軸 2 の外径部 91 の切欠部 94 に外嵌され、蓋部材 25 の内径面に設けら

れた切欠部 9 5 に軸受 9 3 の外輪 9 3 b が内嵌される。ボルト部材 1 9 の締付状態にて、軸受 9 3 の内輪 9 3 a のモータ側端面が出力軸 2 の大径部 9 1 の段付部 9 4 a に圧接し、軸受 9 3 の外輪 9 3 b の反モータ側端面が蓋部材 2 5 の内径面の切欠部 9 5 の段付部 9 5 a に圧接する。

[0082] 第 1 反力部材 8 と第 2 反力部材 1 2 とは、1 つの部品である反力部材構成品 9 6 にて構成される。すなわち、反力部材構成品 9 6 は、中心孔を有する平板体 9 7 からなり、この平板体 9 7 のモータ側端面の外径側に第 1 転動体 7 A が嵌合する嵌合溝 3 5 が設けられるとともに、内径側に第 2 転動体 1 1 A が嵌合する嵌合溝 3 7 が設けられている。このため、反力部材構成品 9 6 の平板体 9 7 の外周側が第 1 反力部材 8 を構成し、反力部材構成品 9 6 の平板体 9 7 の内周側が第 2 反力部材 1 2 を構成する。また、入力部材構成品 9 6 と蓋部材 2 5 との間にスラスト針状ころ軸受 9 8 が介在されている。

[0083] このため、ボルト部材 1 9 の締付状態では、第 1 変速機構 3 と第 2 変速機構 4 の両方に予圧が発生する構成となる。この場合も、第 1 入力部材 5 の嵌合溝 3 3 の曲率中心 O 1 を第 1 転動体 7 A の中心に対してずらせるとともに、第 1 反力部材 8 の嵌合溝 3 3 の曲率中心 O 2 を第 1 転動体 7 A の中心に対してずらせている。また、第 2 入力部材 9 の嵌合溝 3 4 の曲率中心 O 3 を第 2 転動体 1 1 A の中心に対してずらせるとともに、第 2 反力部材 1 2 の嵌合溝 3 7 の曲率中心 O 4 を第 2 転動体 1 1 A の中心に対してずらせている。このため、図 1 2 に示すように、P 1 が第 1 入力部材 5 と第 1 転動体 7 A との接触点となり、P 2 が第 1 反力部材 8 と第 1 転動体 7 A との接触点となり、P 3 が第 2 入力部材 9 と第 2 転動体 1 1 A との接触点であり、P 4 が第 2 反力部材 1 2 と第 2 転動体 1 1 A との接触点である。

[0084] 図 1 1 と図 1 2 に示す減速装置において、駆動用モータ M の出力トルクは、第 1 変速機構 3 の第 1 入力部材 5 に入力される。また、第 1 変速機構 3 は、スラスト軸受構造のトラクションドライブ変速機であり、第 1 転動体 7 A を保持する第 1 保持部材 6 がケース 2 9 に固定されているため、第 1 入力部材 5 と第 1 反力部材 8 に挟まれた第 1 転動体 7 A は公転運動が規制され、自転

運動のみが可能であり、第 1 反力部材 8 に出力される。

[0085] また、第 2 変速機構 4 も、第 1 変速機構 3 と同様、スラスト軸受構造のトラクションドライブ変速である。第 1 入力部材 5 と第 2 入力部材 9 が一体構造であり、かつ第 1 反力部材 8 と第 2 反力部材 12 が一体構造である。このため、第 2 変速機構 4 は、第 2 入力部材 9、第 2 反力部材 12、第 2 保持部材 10 の 3 要素のうち 2 つ（第 2 入力部材 9、第 2 反力部材 12）の要素が入力となり、第 2 入力部材 9 と第 2 反力部材 12 の差分を、残りの要素である第 2 保持部材 10 へ出力する。

[0086] 第 1 変速機構 3 の第 1 入力部材 5 と第 1 転動体 7 A の接触点 P 1 の直径を D 1、第 1 反力部材 8 と第 1 転動体 7 A の接触点 P 2 の直径を D 2 とし、第 2 変速機構 4 の第 2 入力部材 9 と第 2 転動体 11 A の接触点 P 3 の直径を D 3 とし、第 2 反力部材 12 と第 2 転動体 11 A の接触点 P 4 の直径を D 4 とすると、第 2 反力部材 12 から次の数 5 で示される減速比 i で出力される。

[数 5]

$$i = \frac{-\frac{D1}{D2} + \frac{D3}{D4}}{1 + \frac{D3}{D4}}$$

i: 減速比

D1: 第 1 入力部材と第 1 転動体の接触点の直径

D2: 第 1 反力部材と第 1 転動体の接触点の直径

D3: 第 2 入力部材と第 2 転動体の接触点の直径

D4: 第 2 反力部材と第 2 転動体の接触点の直径

[0087] この場合も、直径 D 1、直径 D 2、直径 D 3、及び直径 D 4 の各値を種々変更することで、所望の減速比を設定できる。なお、前記数 5 から分かるように、 $D 2 / D 1 \div D 4 / D 3$ に設定（設計）すれば、高減速比が可能となる。

[0088] 本発明の変速装置では、入力軸 1 に伝達されたトルクは、第 1 変速機構 3 と第 2 変速機構 4 の両方の入力部材 5 に入力される。第 1 変速機構 3 の第 1 入力部材 5 から、第 1 伝達部材 7 を伝わり、第 1 伝達部材 7 を第 1 入力部材

5の反対側から挟んでいる第1反力部材8もしくは第1伝達部材7を保持している第1保持部材6が固定されることによって、第1保持部材6もしくは第1反力部材8が第1変速機構3の出力となる。第2変速機構4には第2入力部材9（このとき第1入力部材5と第2入力部材9は、一体もしくは一体に結合されている）に入力軸1からトルクが伝達され、第1変速機構3の出力を第2保持部材10もしくは第2反力部材12に入力することで、第2保持部材10もしくは第2反力部材12が出力となる。このとき2つの入力により差動作用が生じ、高減速比を得ることが可能となり、所望の減速比の変速装置を安定して供給できる。

[0089] 伝達部材7として、転動体7A、11Aとすれば、第1変速機構3の第1入力部材5と第1反力部材8には、第1転動体7Aに対応した第1転走面（嵌合溝33）が形成されており、同じく第2変速機構4の第2入力部材9と第2反力部材12には、第2転動体11Aに対応した第2転走面（嵌合溝34）が形成されている。第1変速機構3と第2変速機構4の少なくともどちらかをスラスト軸受構造とし、その転送面（第1もしくは第2）のピッチ円直径を入力部材（第1もしくは第2）と反力部材（第1もしくは第2）で異なるように設定することで、より大きな変速比を得ることができる。

[0090] トラクションドライブ式の第1変速機構3または第2変速機構4の少なくとも片方をスラスト軸受構造とすることで、以下の効果を得られる。高減速比の設計が容易となる。トラクションドライブ式のため、振動が小さく、ガタも小さい。スラスト軸受構造とすることで、負荷の大きい予圧を与えることができ、強度、耐久面で有利である。スラスト構造のため、軸方向にコンパクトな設計ができる。

[0091] 次に、図13～図16は第6の変速装置を示している。この変速装置は、第1軸線L1上で駆動源に接続される入力軸101と、この入力軸101と異なる第2軸線上L2に配設される出力軸102と、前記入力軸101と出力軸102との間に配設される第1・第2変速機構103、104とを備える。駆動源としては、図示省略の駆動用モータであり、このため、入力軸1

１０１としては、この駆動用モータの出力軸に連結されている。

[0092] 第１変速機構１０３は、第１入力部材１０５と、第１保持部材１０６と、第１伝達部材１０７と、第１反力部材１０８とを備え、第２変速機構１０４は、第２入力部材１０９と、第２保持部材１１０と、第２伝達部材１１１と、第２反力部材１１２とを備える。この実施形態では、第１伝達部材１０７及び第２伝達部材１１１は、剛球からなる転動体１０７Ａ、１１１Ａからなる。

[0093] 入力軸１０１と第１入力部材１０５とは、１つの部品からなる入力部材構成部品１１３にて構成される。入力部材構成部品１１３は、入力軸１０１を構成する中実軸部１１３ａと、この中実軸部１１３ａの内端部に外径側へ延びる円盤部１１３ｂとからなる。また、この変速装置は、一对の側壁１１５Ａ、１１５Ｂを備え、また、側壁１１５Ａは、下部側の第１部１１６と上部側の第２部１１７を有する。このため、入力軸１０１を構成する中実軸部１１３ａが軸受１２０を介して一方の側壁１１５Ａの第１部１１６に枢支されている。

[0094] すなわち、軸受１２０は、外径面に軌道面が形成された内輪１２０ａと、内径面に軌道面が形成された外輪１２０ｂと、内輪１２０ａと外輪１２０ｂとの間に転動自在に配される転動体（ボール）１２０ｃとからなる。このため、軸受１２０の内輪１２０ａが入力部材構成部品１１３の中実軸部１１３ａに外嵌され、軸受１２０の外輪１２０ｂが一方の側壁１１５Ａの第１部１１６の中心部の貫孔に内嵌される。なお、第１部１１６の内径面には嵌合用切欠部１２１が設けられ、この嵌合用切欠部１２１に軸受１２０の外輪１２０ｂが嵌合している。また、中実軸部１１３ａには止め輪１２２が装着され、この止め輪１２２と中実軸部１１３ａの付け根部の段付部１２３との間に内輪１２０ａが挟持される。

[0095] また、入力部材構成部品１１３の円盤部１１３ｂの反入力軸側の端面には、第１転動体１０７Ａが嵌合する嵌合溝１２５が設けられている。このため、入力部材構成部品１１３の円盤部１１３ｂにて第１入力部材１０５を構成する

。

[0096] 第1保持部材106は、前記第1軸線L1上に配設される短軸部126aとこれに連設された円盤体126bからなり、周方向に沿って所定ピッチで配設される円盤体126bに嵌合孔127が設けられている。そして、この嵌合孔127に第1転動体107Aが嵌合している。また、短軸部126aは他方の側壁115Bの下部の貫通孔に軸受129を介して枢支されている。

。

[0097] すなわち、軸受129は、外径面に軌道面が形成された内輪129aと、内径面に軌道面が形成された外輪129bと、内輪129aと外輪129bとの間に転動自在に配される転動体（ボール）129cとからなる。このため、軸受129の内輪129aが短軸部126aに外嵌され、軸受129の外輪129bが他方の側壁115Bの下部の貫通孔に内嵌される。短軸部126aの外径面には切欠部130が形成され、この切欠部130に軸受129の内輪129aが嵌合している。また、側壁115Bの下部の貫通孔の内径面には嵌合用切欠部131が設けられ、この嵌合用切欠部131に軸受129の外輪129bが嵌合している。

[0098] 他方の側壁115B下部側の内面に第1反力部材108が付設（固着）されている。第1反力部材108は平板リング体からなり、他方の側壁115B下部側の内面に設けられたリング状の凹窪部132に嵌合している。また、第1反力部材108の第1保持部材対応面に、第1転動体107Aが嵌合する嵌合溝133を設けている。

[0099] 第2入力部材109は、短軸部135aと、この短軸部135aの出力軸側に外径方向に延びる円盤部135bとからなり、この円盤部135bの出力軸側端面に第2転動体111Aが嵌合する嵌合溝136が設けられている。そして、この第2入力部材109は、一方の側壁115Aの第2部117に枢支されている。

[0100] すなわち、一方の側壁115Aの第2部117の貫通孔に、第2入力部材109の短軸部135aが軸受137を介して枢支されている。軸受137

は、外径面に軌道面が形成された内輪 137a と、内径面に軌道面が形成された外輪 137b と、内輪 137a と外輪 137b との間に転動自在に配される転動体（ボール）137c とからなる。このため、軸受 137 の内輪 137a が短軸部 135a に外嵌され、軸受 137 の外輪 137b が一方の側壁 115A の第 2 部 117 の貫通孔に内嵌される。短軸部 135a の外径面には切欠部 139 が形成され、この切欠部 139 に軸受 137 の内輪 137a が嵌合している。また、側壁 115A の第 2 部 117 の貫通孔の内径面には嵌合用切欠部 140 が設けられ、この嵌合用切欠部 140 に軸受 137 の外輪 137b が嵌合している。

[0101] 第 2 保持部材 110 は、短軸部 141a と、この短軸部 141a の第 2 入力部材 109 側の端部に外径方向に延びる円盤部 141b とからなり、この円盤部 141b に、周方向に沿って所定ピッチで、第 2 転動体 111A が嵌合する嵌合孔 142 が設けられている。

[0102] また、出力軸 102 と第 2 反力部材 112 とは、1 つの部品からなる出力軸構成品 144 にて構成される。出力軸構成品 144 は、短筒部 144a と、この短筒部 144a の側壁 144b から突出される軸部 144c と、短筒部 144a の開口側の端部（第 2 保持部材 110 の円盤部 141b 側の端部）に外径方向に延びる円盤部 144d とからなる。そして、この円盤部 144d の第 2 保持部材 110 の円盤部 141b 側の端面に、第 2 転動体 111A が嵌合する嵌合溝 145 が設けられている。

[0103] 第 2 保持部材 110 の短軸部 141a の外径面と、出力軸構成品 144 の短筒部 144a の内径面との間に軸受 146 が配設され、出力軸構成品 144 の短筒部 144a の外径面と他方の側壁 115B の上部の貫通孔の内径面との間に軸受 147 が配設される。

[0104] すなわち、軸受 146、147 は、それぞれ、外径面に軌道面が形成された内輪 146a、147a と、内径面に軌道面が形成された外輪 146b、147b と、内輪 146a、147a と外輪 146b、147b との間に転動自在に配される転動体（ボール）146c、147c とからなる。

- [0105] 短軸部 1 4 1 a の外径面に切欠部 1 4 8 が設けられているとともに、出力軸構成品 1 4 4 の短筒部 1 4 4 a の内径面に切欠部 1 4 9 が設けられている。そして、切欠部 1 4 8 に軸受 1 4 6 の内輪 1 4 6 a が内嵌され、切欠部 1 4 9 に軸受 1 4 6 の外輪 1 4 6 b が外嵌される。
- [0106] 出力軸構成品 1 4 4 の短筒部 1 4 4 a の外径面に切欠部 1 5 0 が設けられるとともに、他方の側壁 1 1 5 B の上部に貫通孔の内径面に切欠部 1 5 1 が設けられる。そして、切欠部 1 5 0 に軸受 1 4 7 の内輪 1 4 7 a が内嵌され、切欠部 1 5 1 に軸受 1 4 7 の外輪 1 4 7 b が外嵌される。
- [0107] 側壁 1 1 5 A, 1 1 5 B は、ボルト部材 1 5 2 を介して連結されている。この場合、一方の側壁 1 1 5 A に貫通孔 1 5 3 が設けられるとともに、他方の側壁 1 1 5 B にねじ孔 1 5 4 が設けられている。このため、ボルト部材 1 5 2 が、一方の側壁 1 1 5 A の外方から貫通孔 1 5 3 に挿入されて、他方のねじ孔 1 5 4 に螺合される。このため、側壁 1 1 5 A, 1 1 5 B とで、第 1 ・第 2 変速機構 1 0 3、1 0 4 を収納するケース 1 5 5 を構成する。
- [0108] このように、ボルト部材 1 5 2 を締付けることによって、軸受 1 2 0 の内輪 1 2 0 a が入力軸 1 0 1 の付け根部の段付部 1 2 3 に圧接するとともに、軸受 1 2 0 の外輪 1 2 0 b が第 1 部 1 1 6 の内径面の段付部 1 2 1 a に圧接し、軸受 1 2 9 の内輪 1 2 9 a が短軸部 1 3 6 a の段付部 1 3 0 a に圧接するとともに、軸受 1 2 9 の外輪 1 2 9 b が側壁 1 1 5 B の下部の貫通孔の内径面の段付部 1 3 1 a に圧接する。また、ボルト部材 1 5 2 を締付けることによって、軸受 1 3 7 の内輪 1 3 7 a が短軸部 1 3 5 a の段付部 1 3 9 a に圧接するとともに、軸受 1 3 7 の外輪 1 3 7 b が第 2 部 1 1 7 の内径面の段付部 1 4 0 a に圧接し、軸受 1 4 6 の内輪 1 4 6 a が短軸部 1 4 1 a の段付部 1 4 8 a に圧接するとともに、軸受 1 4 6 の外輪 1 4 6 b が出力軸構成品 1 4 4 の短筒部 1 4 4 a の内径面の段付部 1 4 9 a に圧接する。さらには、ボルト部材 1 5 2 を締付けることによって、軸受 1 4 7 の内輪 1 4 7 a が出力軸構成品 1 4 4 の短筒部 1 4 4 a の外径面の段付部 1 5 0 a に圧接し、軸受 1 4 7 の外輪 1 4 7 b が他方の側壁 1 1 5 B の貫通孔の内径面の段付部 1

51aに圧接する。

[0109] ボルト部材152の締付状態では、第1変速機構103と第2変速機構104の両方に予圧が発生する構成となる。この場合、図18に示すように、P1が第1入力部材105と第1転動体107Aとの接触点となり、P2が第1反力部材108と第1転動体107Aとの接触点となり、P3が第2入力部材109と第2転動体111Aとの接触点であり、P4が第2反力部材112と第2転動体111Aとの接触点である。

[0110] 具体的には、図17Aに示すように、第1入力部材105の嵌合溝125の曲率中心O11を第1転動体107Aの中心O17に対してずらせるとともに、第1反力部材108の嵌合溝133の曲率中心O12を第1転動体107Aの中心O17に対してずらせている。この場合、曲率中心O11と曲率中心O12とは転動体107Aの中心O17に対して相反する方向にずらせている。 $\theta 11$ は第1転動体107Aの接触角を示している。また、図17Bに示すように、第2入力部材109の嵌合溝136の曲率中心O13を第2転動体111Aの中心O21に対してずらせるとともに、第2反力部材112の嵌合溝145の曲率中心O14を第2転動体111Aの中心O21に対してずらせている。 $\theta 12$ は第2転動体107Aの接触角を示している。

[0111] この変速装置では、図14と図18に示すように、第1変速機構103の第1入力部材105の回転駆動力と、第1変速機構103の第1保持部材106からの出力とが、トルク伝達手段T(T1, T2)を介して、第2変速機構104の第2入力部材109と、第2保持部材110とに入力される。

[0112] トルク伝達手段Tを、部材の外径部に形成される歯車構造Gにて構成している。すなわち、第1入力部材105の外周面に凹凸歯160を設けるとともに、第1保持部材106の外周面に凹凸歯161を設け、第2入力部材109の外周面に凹凸歯162を設けるとともに、第2保持部材110の外周面に凹凸歯163を設けている。そして、第1入力部材105の凹凸歯160と第2入力部材109の凹凸歯162とを噛合させるとともに、第1保持

部材 106 の凹凸歯 161 と第 2 保持部材 110 の凹凸歯 163 とを噛合させる。

[0113] 前記のように構成された変速装置では、図示省略の駆動モータなどから出力されたトルクは、第 1 軸線 L1 の入力軸 101 に入力され、入力軸 101 と一体である第 1 入力部材 105 から変速機内に入力される。すなわち、第 1 変速機構 103 は、スラスト軸受構造のトラクションドライブ変速機である。また、第 1 反力部材 108 がケース 155 に回転固定されているので、第 1 入力部材 105 と第 1 反力部材 108 に挟まれた第 1 転動体 107A が第 1 入力部材 105 よりも減速された速度で公転運動する。このため、第 1 転動体 107A を保持する第 1 保持部材 106 は、第 1 入力部材 105 より減速された速度で回転する。

[0114] また、第 1 入力部材 105 と第 1 保持部材 106 の外径部には凹凸歯 160、161 が形成されおり、さらに第 2 軸線 L2 に配置されるスラスト軸受構造の第 2 トラクションドライブ変速機（第 2 変速機構 104）の第 2 入力部材 109 と第 2 保持部材 110 の外径部に、第 1 入力部材 105 と第 1 保持部材 106 の外径部の凹凸歯 160、161 と対をなす凹凸歯 162、163 が形成されている。このため、第 1 入力部材 105 と第 2 入力部材 109 が凹凸歯 160、162 で噛み合い、かつ第 1 保持部材 106 と第 2 保持部材 110 が凹凸歯 161、163 で噛み合い、それぞれトルクが伝達される。

[0115] このとき、第 2 トラクションドライブ変速機（第 2 変速機構 104）では、第 2 入力部材 109、第 2 反力部材 112、第 2 保持部材 110 の 3 要素うち 2 つ（第 2 入力部材 109、第 2 保持部材 110）の要素が入力となり、第 2 入力部材 109 の第 2 保持部材 110 の差分を、残りの要素である第 2 反力部材 112 へ出力する。

[0116] 図 18 に示すように、第 1 変速機構 103 の第 1 入力部材 105 と第 1 転動体 107A の接触点 P11 の直径を D11 とし、第 1 反力部材 108 と第 1 転動体 107A の接触点 P12 の直径を D12 とし、第 2 変速機構 104

の第2入力部材109と第2転動体111Aの接触点P13の直径をD13とし、第2反力部材112と第2転動体111Aの接触点P14の直径をD14とする。また、第1入力部材105の外径の歯数をZ1とし、第2入力部材109の外径の歯数をZ2、第1保持部材106の外径の歯数をZ3とし、第2保持部材110の外径の歯数をZ4とすると、第2反力部材112と一体である出力軸102へ次の数6に示す減速比*i*で出力される。

[数6]

$$i = \frac{Z13 \cdot D11 \cdot (D13 + D14)}{Z14 \cdot (D11 + D12) \cdot D14} - \frac{Z11 \cdot D13}{Z12 \cdot D14}$$

i: 減速比

D11: 第1入力部材と第1転動体の接触点の直径

D12: 第1反力部材と第1転動体の接触点の直径

D13: 第2入力部材と第2転動体の接触点の直径

D14: 第2反力部材と第2転動体の接触点の直径

Z11: 第1入力部材の外径の歯数

Z12: 第2入力部材の外径の歯数

Z13: 第1保持部材の外径の歯数

Z14: 第2保持部材の外径の歯数

[0117] このため、直径D11と直径D12、もしくは直径D13と直径D14に寸法差で設計することで、第1軸線L1と第2軸線L2を変化させることなく、所望の減速比を設定できる。すなわち、所定の減速比が選択可能となる。スラスト軸受構造とすることで、D11とD12、D13とD14にそれぞれ僅かな寸法差を与えることで、高減速比が可能となる。このため、D11=D12、D11>D12、D11<D12としたり、D13=D14、D13>D14、D13<D14としたりできる。

[0118] 第1保持部材106に第1転動体107Aの径と同じもしくはそれ以上の穴を均等に配置させるとともに、第2保持部材110に第2転動体111Aの径と同じもしくはそれ以上の穴を均等に配置させることができる。また、前記実施形態では、第1転動体107Aと第2転動体111Aとを同じ大きさの径で示しているが、使用用途に合わせて転動体の径を変更しても良い。

すべての転動体が同じ径であれば組立性が良い。

[0119] 図19に示す変速装置では、第1保持部材106を、円盤体から構成している。そして、この円盤体に第1転動体107Aが嵌合する嵌合孔127が周方向に沿って所定ピッチで複数個配設されている。また、第1反力部材108は、短軸部170aと、この短軸部170aの反入力軸側から外径方向に延設される円盤部170bとからなる反力部材構成品170にて構成される。このため、反力部材構成品170の円盤部170bの第1保持部材対応面に、第1転動体107Aが嵌合する嵌合溝133が設けられている。

[0120] また、反力部材構成品170の短軸部170aは他方の側壁115Bの下部の貫通孔に軸受129を介して枢支されている。すなわち、軸受129は、外径面に軌道面が形成された内輪129aと、内径面に軌道面が形成された外輪129bと、内輪129aと外輪129bとの間に転動自在に配される転動体（ボール）129cとからなる。このため、軸受129の内輪129aが短軸部170aに外嵌され、軸受129の外輪129bが他方の側壁115Bの下部の貫通孔に内嵌される。短軸部170aの外径面には切欠部169が形成され、この切欠部169に軸受129の内輪129aが嵌合している。また、側壁115Bの下部の貫通孔の内径面には嵌合用切欠部131が設けられ、この嵌合用切欠部131に軸受129の外輪129bが嵌合している。

[0121] 第2保持部材110と出力軸102とは、1つの部品からなる出力軸構成品171にて構成される。出力軸構成品171は、軸部171aとこの軸部171aの第2反力部材側から外径方向に延びる円盤部171bとからなる。そして、円盤部171bに周方向に沿ってピッチで複数の嵌合孔142が設け、各嵌合孔142に第2転動体111Aを嵌合させている。

[0122] また、第2反力部材112は、短筒部172aと、この短筒部172aの内部側（出力軸構成品171の円盤部171b側）端部から外径方向に延設される外鏢部172bとからなる反力部材構成品172にて構成される。このため、外鏢部172bの内端面（出力軸構成品171の円盤部171bに

対応する面)に、第2転動体111Aが嵌合する嵌合溝145を形成されている。

[0123] 出力軸構成品171の軸部171aと反力部材構成品172の短筒部172aとの間に軸受175が介在され、反力部材構成品172の短筒部172aと他方の側壁115Bの上部貫通孔との間に軸受176が介在されている。

[0124] 軸受175、176は、それぞれ、外径面に軌道面が形成された内輪175a、176aと、内径面に軌道面が形成された外輪175b、176bと、内輪175a、176a、と外輪175b、176bとの間に転動自在に配される転動体(ボール)175c、176cとからなる。

[0125] 軸受175の内輪175aが短軸部170aに外嵌され、軸受175の外輪175bが反力部材構成品172の短筒部172aの内径面の切欠部177に嵌合している。また、軸受176の内輪176aが反力部材構成品172の短筒部172aの外径面の切欠部178に嵌合し、軸受176の外輪176bが側壁115Bの上部貫通孔の内径面の切欠部179に嵌合している。

[0126] なお、他の部材は、前記した図13に示す変速装置と同一構成であるので、これらの部材においては、図20において、図13の符号を付してそれらの説明を省略する

[0127] このように、ボルト部材152を締付けることによって、軸受120の内輪120aが入力軸101の付け根部の段付部123に圧接するとともに、軸受120の外輪120bが第1部116の内径面の段付部121aに圧接し、軸受129の内輪129aが短軸部170aの段付部169aに圧接するとともに、軸受129の外輪129bが側壁115Bの下部の貫通孔の内径面の段付部131aに圧接する。また、ボルト部材152を締付けることによって、軸受137の内輪137aが短軸部135aの段付部139aに圧接するとともに、軸受137の外輪137bが第2部117の内径面の段付部140aに圧接し、軸受175の内輪175aが軸部171aの段付部

174に圧接するとともに、軸受175の外輪175bが反力部材構成品172の短筒部172aの内径面の段付部177aに圧接する。さらには、ボルト部材152を締付けることによって、軸受176の内輪176aが反力部材構成品172の短筒部172aの外径面の段付部178aに圧接し、軸受176の外輪176bが他方の側壁115Bの貫通孔の内径面の段付部179aに圧接する。

[0128] ボルト部材152の締付状態では、第1変速機構103と第2変速機構104の両方に予圧が発生する構成となる。この場合も、図20に示すように、P1が第1入力部材105と第1転動体107Aとの接触点となり、P2が第1反力部材108と第1転動体107Aとの接触点となり、P3が第2入力部材109と第2転動体111Aとの接触点であり、P4が第2反力部材112と第2転動体111Aとの接触点である。

[0129] この場合も、図17Aに示すように、第1入力部材105の嵌合溝125の曲率中心O11を第1転動体107Aの中心O17に対してずらせるとともに、第1反力部材108の嵌合溝133の曲率中心O12を第1転動体107Aの中心O17に対してずらせている。この場合、曲率中心O11と曲率中心O12とは転動体107Aの中心O17に対して相反する方向にずらせている。 $\theta 11$ は第1転動体107Aの接触角を示している。また、図17Bに示すように、第2入力部材109の嵌合溝136の曲率中心O13を第2転動体111Aの中心O21に対してずらせるとともに、第2反力部材112の嵌合溝145の曲率中心O14を第2転動体111Aの中心O21に対してずらせている。 $\theta 12$ は第2転動体107Aの接触角を示している。

[0130] この変速装置では、第1変速機構103の第1入力部材105の回転駆動力と、第1変速機構103の第1反力部材108からの出力とが、トルク伝達手段T（T1、T3）を介して、第2変速機構104の第2入力部材109と、第2反力部材112とに入力される。

[0131] トルク伝達手段Tを、部材の外径部に形成される歯車構造Gにて構成して

いる。すなわち、第1入力部材105の外周面に凹凸歯160を設けるとともに、第1反力部材108の外周面に凹凸歯165を設け、第2入力部材109の外周面に凹凸歯162を設けるとともに、第2反力部材112の外周面に凹凸歯166を設けている。そして、第1入力部材105の凹凸歯160と第2入力部材109の凹凸歯162とを噛合させるとともに、第1反力部材108の凹凸歯165と第2反力部材112の凹凸歯166とを噛合させる。

[0132] 図19に示すように構成された変速装置では、図示省略の駆動モータなどから出力されたトルクは、第1軸線L1の入力軸101に入力され、入力軸101と一体である第1入力部材105から変速機内に入力される。すなわち、この入力トルクは、第1軸線L1に配置されるスラスト軸受構造の第1トラクションドライブ変速機（第1変速機構103）の第1入力部材105に入力される。この場合、第1保持部材106がケース155に回転固定されているため（図示省略）、第1入力部材105と第1反力部材108に挟まれた第1転動体107Aは、公転運動が規制され自転運動のみが可能となり、第1反力部材108に出力される。

[0133] また、第1入力部材105と第1反力部材108の外径部には凹凸歯160、165が形成されおり、さらに第2軸線L2に配置されるスラスト軸受構造の第2トラクションドライブ変速機（第2変速機構104）の第2入力部材109と第2反力部材112の外径部に第1入力部材105と第1反力部材108の外径部の凹凸歯160、165と対をなす凹凸歯162、166が形成されており、第1入力部材105と第2入力部材109が凹凸歯160、162で噛み合い、かつ第1反力部材108と第2反力部材112が凹凸歯165、166で噛み合い、それぞれでトルク伝達される。

[0134] このとき、第2トラクションドライブ変速機（第2変速機構104）では、第2入力部材109、第2反力部材112、第2保持部材110の3要素うち2つ（第2入力部材109、第2反力部材112）の要素が入力となり、第2入力部材109の第2反力部材112の差分を、残りの要素である第

2 保持部材 1 1 0 へ出力する。

[0135] 図 20 に示すように、第 1 入力部材 1 0 5 と第 1 転動体 1 0 7 A の接触点 P 1 1 の直径を D 1 1 とし、第 1 反力部材 1 0 8 と第 1 転動体 1 0 7 A の接触点 P 1 2 の直径を D 1 2 とし、第 2 入力部材 1 0 9 と第 2 転動体 1 1 1 A の接触点 P 1 3 の直径を D 1 3 とし、第 2 反力部材 1 1 2 と第 2 転動体 1 1 1 A の接触点 P 1 4 の直径を D 1 4 とする。また、第 1 入力部材 1 0 5 の外径の歯数を Z 1 とし、第 2 入力部材 1 0 9 の外径の歯数を Z 2 とし、第 1 反力部材 1 0 8 の外径の歯数を Z 3 とし、第 2 反力部材 1 1 2 の外径の歯数を Z 4 とすると、第 2 保持部材 1 1 0 と一体である出力軸 1 0 2 へ次の数 7 で示される減速比 i で出力される。

[数 7]

$$i = \frac{Z13 \cdot D11 \cdot D14}{Z14 \cdot D12 \cdot (D13 + D14)} - \frac{Z11 \cdot D13}{Z12 \cdot (D13 + D14)}$$

i: 減速比

D11: 第 1 入力部材と第 1 転動体の接触点の直径

D12: 第 1 反力部材と第 1 転動体の接触点の直径

D13: 第 2 入力部材と第 2 転動体の接触点の直径

D14: 第 2 反力部材と第 2 転動体の接触点の直径

Z11: 第 1 入力部材の外径の歯数

Z12: 第 2 入力部材の外径の歯数

Z13: 第 1 反力部材の外径の歯数

Z14: 第 2 反力部材の外径の歯数

[0136] この場合も、直径 D 1 1 と直径 D 1 2、もしくは直径 D 1 3 と直径 D 1 4 に寸法差で設計することで、第 1 軸線 L 1 と第 2 軸線 L 2 を変化させることなく、所望の減速比を設定できる。すなわち、所定の減速比が選択可能となる。スラスト軸受構造とすることで、D 1 1 と D 1 2、D 1 3 と D 1 4 にそれぞれ僅かな寸法差を与えることで、高減速比が可能となる。このため、この場合も、D 1 1 = D 1 2、D 1 1 > D 1 2、D 1 1 < D 1 2 としたり、D 1 3 = D 1 4、D 1 3 > D 1 4、D 1 3 < D 1 4 としたりできる。

[0137] 図 1 3 等に示す変速装置では、入力軸 1 0 1 に伝達されたトルクは、第 1

変速機構 103 の第 1 入力部材 105 に入力され、第 1 伝達部材 107 を伝わり、第 1 伝達部材 107 を第 1 入力部材 105 の反対側から挟んでいる第 1 反力部材 108、もしくは第 1 伝達部材 107 を保持している第 1 保持部材 106 が固定されることで、第 1 保持部材 106、もしくは第 1 反力部材 108 が第 1 変速機構 103 の出力となる。第 2 変速機構 104 には第 2 入力部材 109 に、第 1 変速機構 103 の第 1 入力部材 105 からトルク伝達手段 T を介して一定の変速比でトルク伝達される。また、第 1 保持部材 106 と第 2 保持部材 110、または第 1 反力部材 108 と第 2 反力部材 112 がトルク伝達手段 T を介して一定の変速比でトルク伝達される。このため、第 2 保持部材 110 もしくは第 2 反力部材 112 が出力となる。このとき、第 2 入力部材 109 と第 2 保持部材 110、または第 2 入力部材 109 と第 2 反力部材 112 の 2 つの入力により差動作用が生じ、高減速比を得ることが可能となり、所望の減速比の変速装置を安定して供給できる。

[0138] トラクションドライブ式の第 1 変速機構 103 または第 2 変速機構 104 の少なくとも片方をスラスト軸受構造とすることで、以下の効果を得られる。高減速比の設計が容易となる。トラクションドライブ式のため、振動が小さく、ガタも小さい。スラスト軸受構造とすることで、負荷の大きい予圧を与えることができ、強度、耐久面で有利である。スラスト構造のため、軸方向にコンパクトな設計ができる。

[0139] ところで、第 1 変速機構 103 の第 1 入力部材 105 と第 1 反力部材 108 には、第 1 転動体 107 A に対応した第 1 転走面（嵌合溝 125, 133）が形成されており、同じく第 2 変速機構 104 の第 2 入力部材 109 と第 2 反力部材 112 には、第 2 転動体 111 A に対応した第 2 転走面（嵌合溝 136, 145）が形成されている。第 1 変速機構 103 と第 2 変速機構 104 はスラスト軸受構造とし、その転送面のピッチ円直径を第 1 入力部材 105 もしくは第 2 入力部材 109 と第 1 反力部材 108 もしくは第 2 反力部材 112 で異なるように設定することで、より大きな変速比を得ることができる。スラスト構造とすることで軸方向長さをコンパクトに設計することができる。

可能となる。また、この異なるピッチ円直径の数値を変えることで、２軸間距離を変化させることなく、所定の変速比を設計することが可能となる。

[0140] ところで、トルク伝達手段として、前記実施形態で用いた歯車機構以外には、図 21 (A に示すように、プーリー 180, 181 とこれに掛け回されるベルト 182 を備えたもの、又は図 21 B に示すように、スプロケット 183, 184 とこれに掛け回されるチェーン 185 を備えたものがある。

[0141] このため、第 1 入力部材 105 と第 2 入力部材 109 とをプーリーとし、これらにベルトを掛け回すようにしたり、第 1 入力部材 105 と第 2 入力部材 109 とをスプロケットとし、これにチェーンを掛け回すようにすることによって、前記トルク伝達手段 T を構成できる。このように、プーリーやスプロケットを用いた場合、歯数比の代わりにプーリー径比（又はスプロケットピッチ円径比）が計算に用いられ、出力の回転方向が歯車機構の場合と逆回転となる。

[0142] ところで、図 3、図 4、図 6、図 8、図 10、及び図 12 に示す D1 ~ D4 の値として、例えば、次の表 1 のように設定できる。なお、表 1 の単位は mm である。このように、 $D1 = D2$ 、 $D1 > D2$ 、 $D1 < D2$ としたり、 $D3 = D4$ 、 $D3 > D4$ 、 $D3 < D4$ としたりできる。

[表1]

D1	71	70	74	74
D2	71	74	72	70
D3	45.6	47	47	45.5
D4	48.3	47	47	48.5

[0143] 以上、本発明の実施形態につき説明したが、本発明は前記実施形態に限定されることなく種々の変形が可能であって、前記実施形態では、駆動源を駆動用モータとしていたが、駆動源としては、駆動用モータに限らずエンジンなどの動力でも可能である。また、予圧の付加方法については前記各実施形態では、締結ねじ（ボルト部材 19, 152）を用いたが、バネなどの弾性体を使用しても、圧入など変形方法など、予圧をかけられる方法であれば良い。各回転体 7A, 11B, 107A, 111B の数や大きさ等は、設定す

べきD 1 1～D 1 4の値に応じて種々変更できる。また図1 4等を示す変速機構では、ケース1 5 5として、一対の側壁1 1 5 A, 1 1 5 Bにて第1・第2変速機構1 0 3、1 0 4を挟持するものであり、いわゆるオープン型となっているが、密封タイプのケースを用いてもよい。このように密封タイプのケースを用いた場合、オイル潤滑が可能となる。

産業上の利用可能性

[0144] モータ出力を変速（増速、減速）するモータ減速装置であり、駆動源として、駆動用モータであっても、駆動用モータに限らずエンジンなどの動力でもあってもよい。

符号の説明

[0145]	D 1、D 2、D 3、D 4	直径
	P 1、P 2、P 3、P 4	接触点
1	入力軸	
2	出力軸	
3	第1変速機構	
4	第2変速機構	
5	第1入力部材	
6	第1保持部材	
7	第1伝達部材	
8	第1反力部材	
7 A	第1転動体	
9	第2入力部材	
1 0	第2保持部材	
1 1	第2伝達部材	
1 2	第2反力部材	
1 1 A	第2転動体	

請求の範囲

[請求項1]

駆動源に接続される入力軸と、この入力軸と同一軸心上に配設される出力軸と、前記入力軸と出力軸との間に配設される第1・第2変速機構とを備えた変速装置であって、

前記第1変速機構は、第1入力部材と第1伝達部材と第1反力部材と第1保持部材とを備えるとともに、前記第2変速機構は、第2入力部材と第2伝達部材と第2反力部材と第2保持部材とを備え、

前記入力軸に伝達されたトルクが前記第1変速機構の第1入力部材に入力されて、第1伝達部材を介して第1保持部材からトルクが出力され、

前記入力軸に伝達されたトルクが前記第2変速機構の第2入力部材に入力されて、前記第1変速機構の第1保持部材からの出力が、第2伝達部材を介して第2保持部材に入力され、

第2入力部材と第2保持部材との差分を第2反力部材を介して前記出力軸にトルクを出力することを特徴とする変速装置。

[請求項2]

駆動源に接続される入力軸と、この入力軸と同一軸心上に配設される出力軸と、前記入力軸と出力軸との間に配設される第1・第2変速機構とを備えた変速装置であって、

前記第1変速機構は、第1入力部材と第1伝達部材と第1反力部材と第1保持部材とを備えるととともに、前記第2変速機構は、第2入力部材と第2伝達部材と第2反力部材と第2保持部材とを備え、

前記入力軸に伝達されたトルクが前記第1変速機構の第1入力部材に入力されて、第1伝達部材を介して第1反力部材からトルクが出力され、

前記入力軸に伝達されたトルクが前記第2変速機構の第2入力部材に入力されて、前記第1変速機構の第1反力部材からの出力が、第2伝達部材を介して第2反力部材に入力され、

第2入力部材と第2反力部材との差分を第2保持部材を介して前記

出力軸にトルクを出力することを特徴とする変速装置。

[請求項3] 前記第1変速機構が第1伝達部材に転動体を用いたスラスト軸受構造のトラクションドライブ式であることを特徴とする請求項1又は請求項2に記載の変速装置。

[請求項4] 前記第1変速機構の転動体が剛球であることを特徴とする請求項3に記載の変速装置。

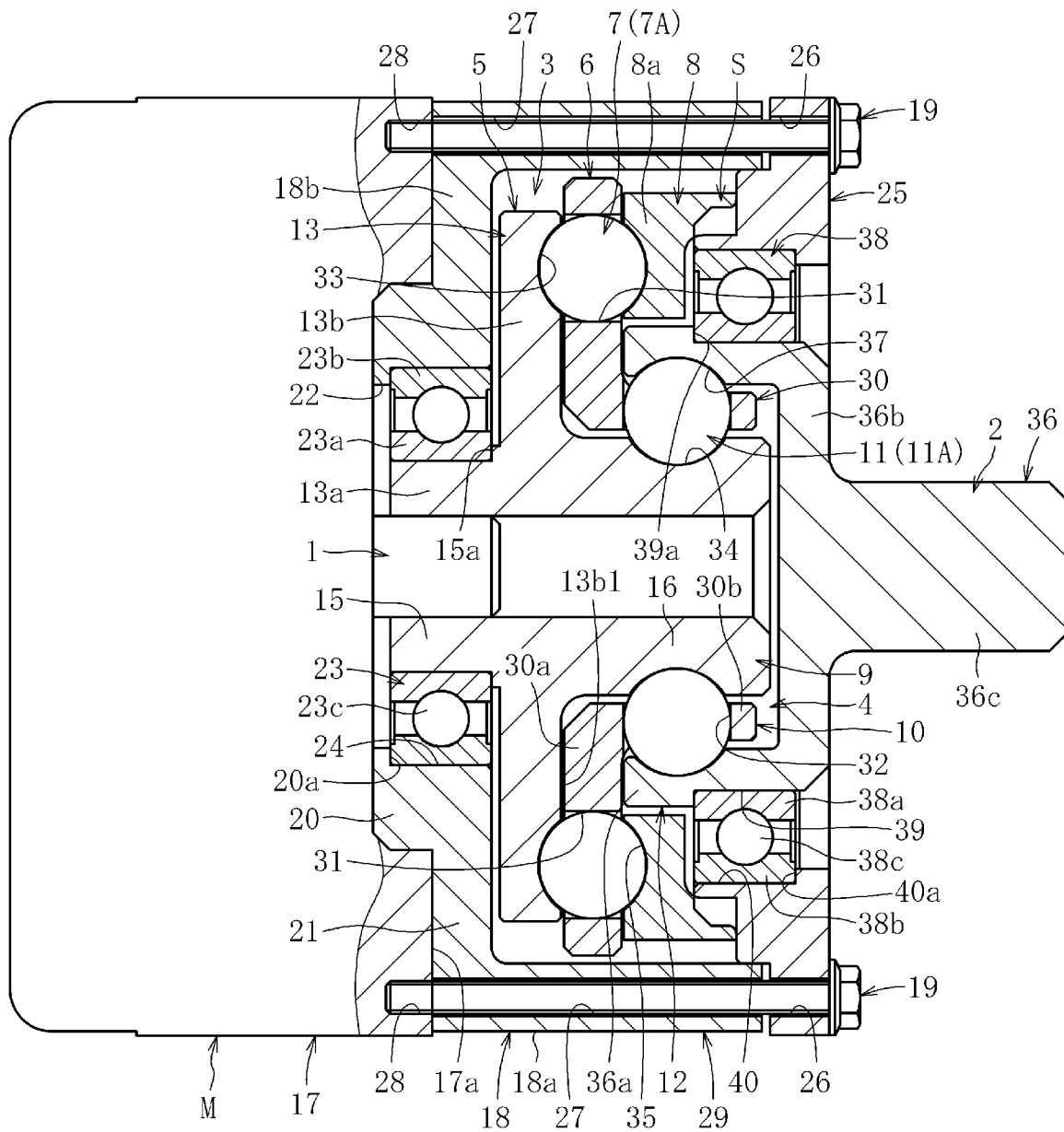
[請求項5] 前記第2変速機構が第2伝達部材に転動体を用いたスラスト軸受構造のトラクションドライブ式であることを特徴とする請求項1又は請求項2に記載の変速装置。

[請求項6] 前記第2変速機構の転動体が剛球であることを特徴とする請求項5に記載の変速装置。

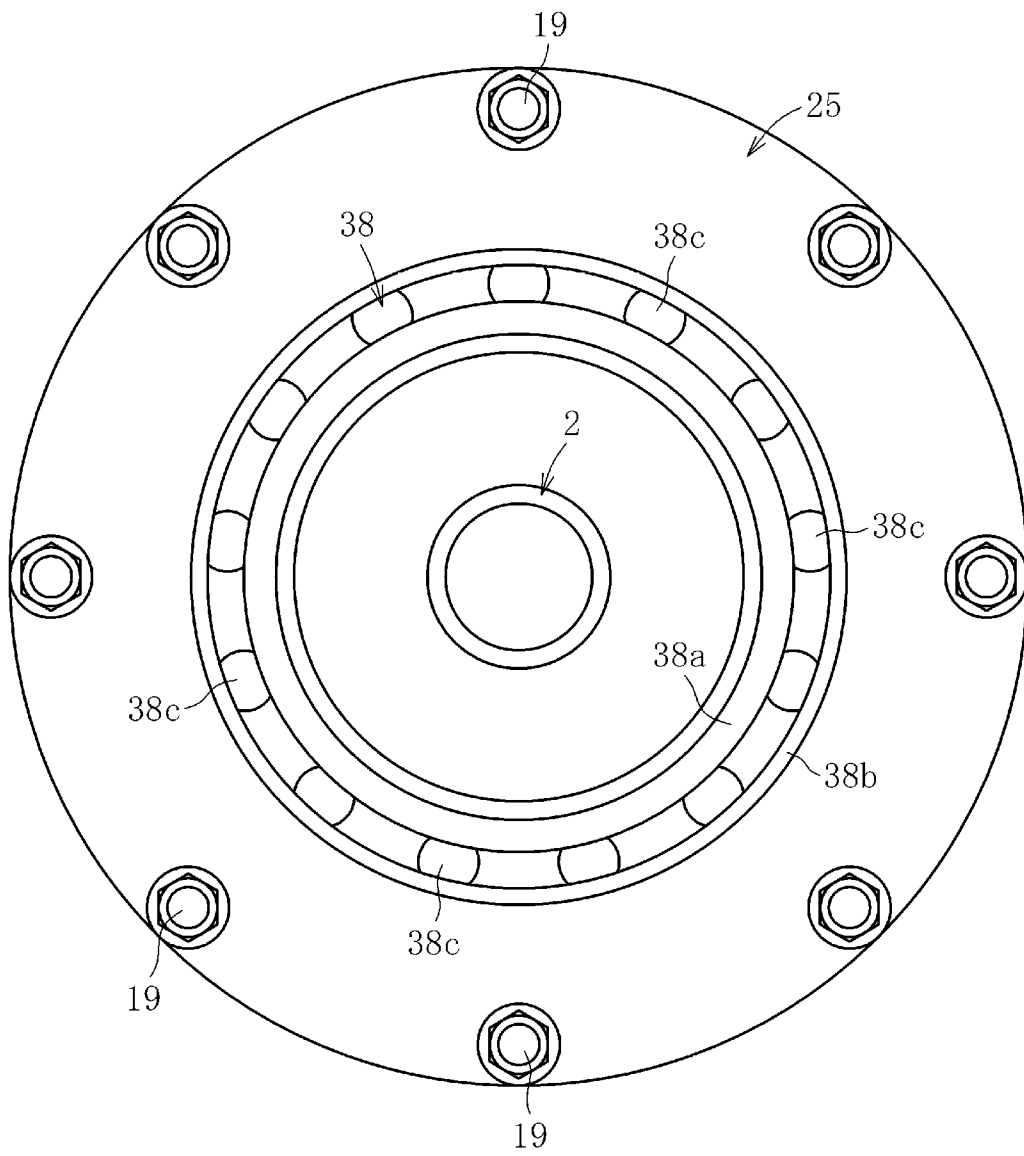
[請求項7] 第1変速機構の転動体と第2変速機構の転動体とを同一形状としたことを特徴とする請求項3～請求項6のいずれか1項に記載の変速装置。

[請求項8] 第1変速機構及び第2変速機構の各転動体は、接触点の直径が転動体を挟んで相互に異なることを特徴とする請求項3～請求項7のいずれか1項に記載の変速装置。

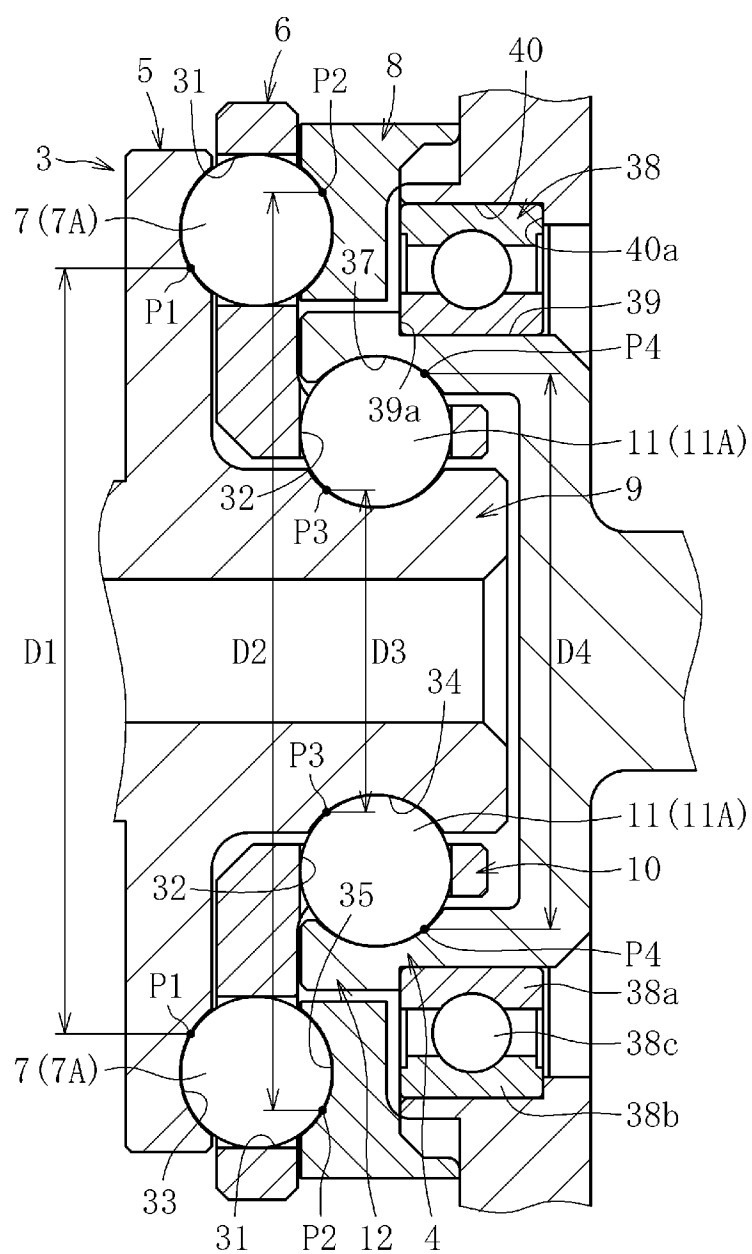
[図1]



[図2]



[図3]



[図4A]

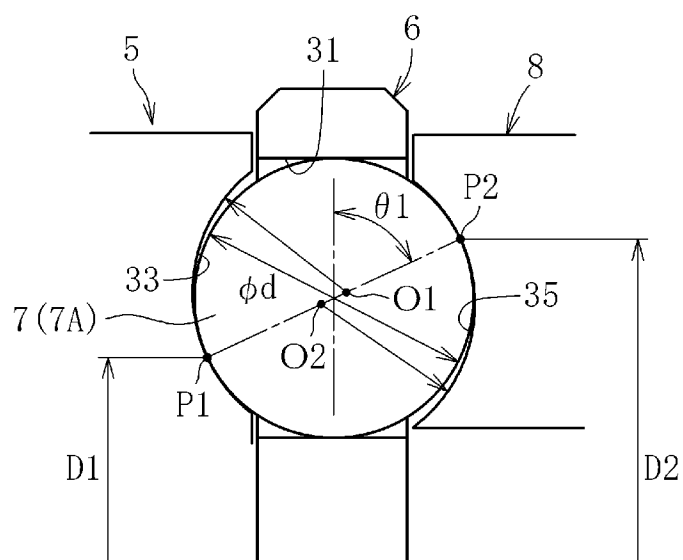
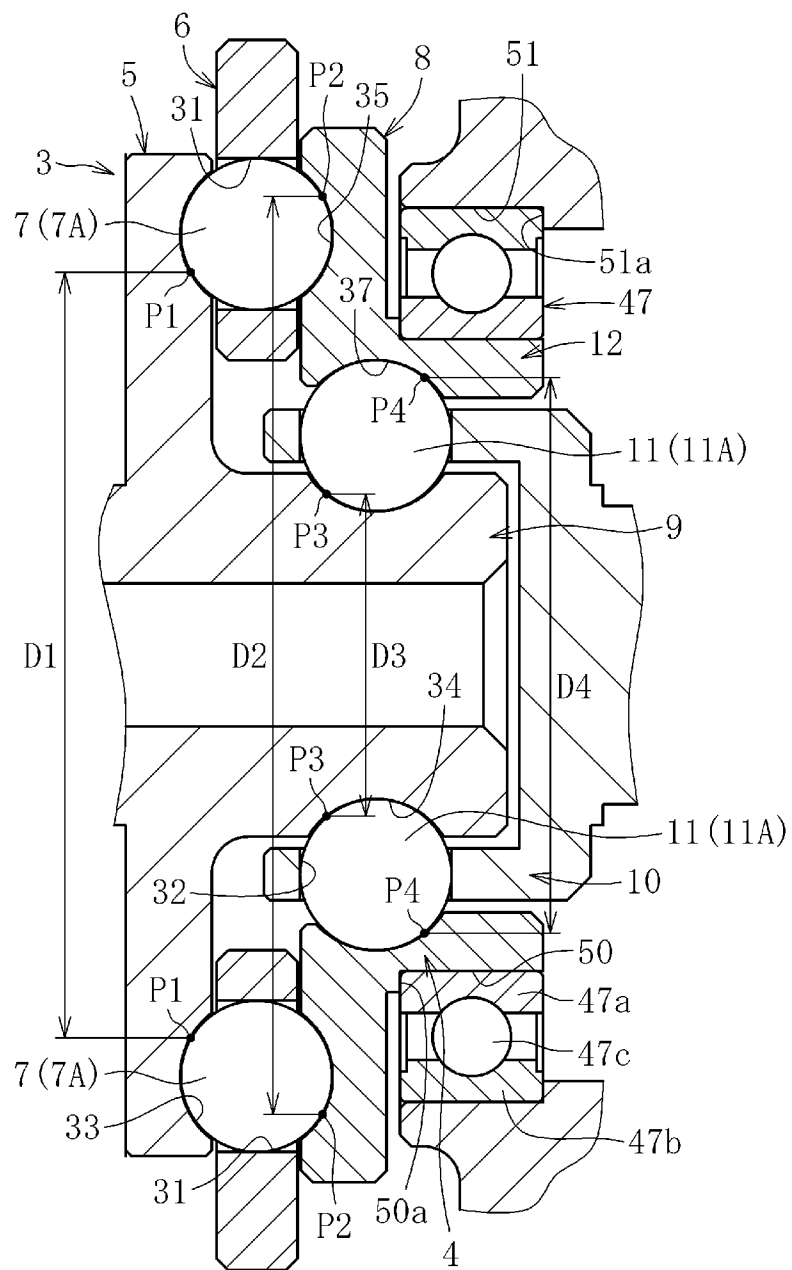
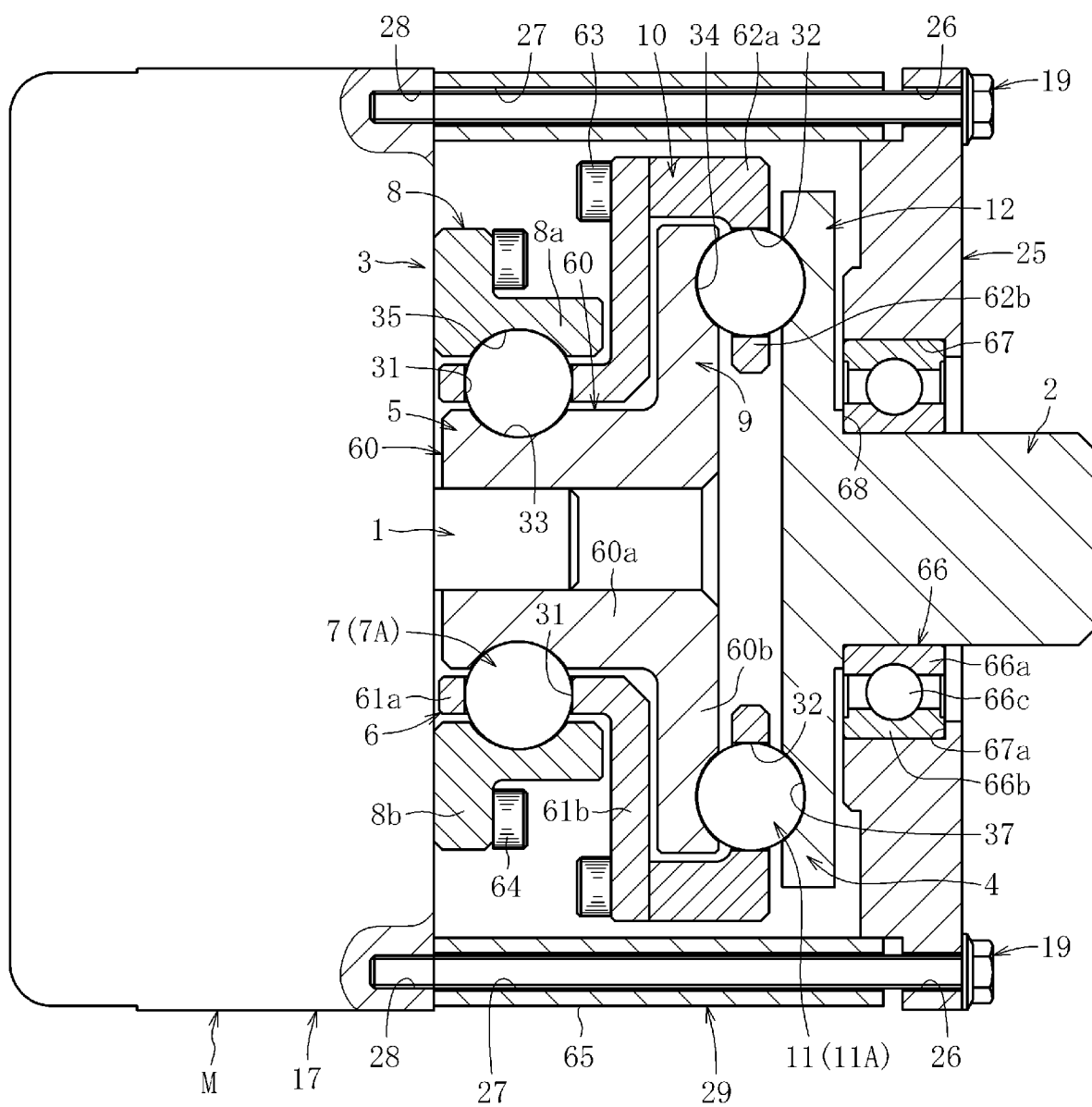


FIG. 1 is a schematic diagram of a circular device 10. The device has a central body 11 (11A) with two horizontal flanges 12. The central body has two centers, O3 and O4, separated by a distance ϕd . Two points P3 and P4 are marked on the circumference. Two angles, $\theta 2$ and ϕd , are indicated. The overall diameter is D4, and the height of the central body is D3.

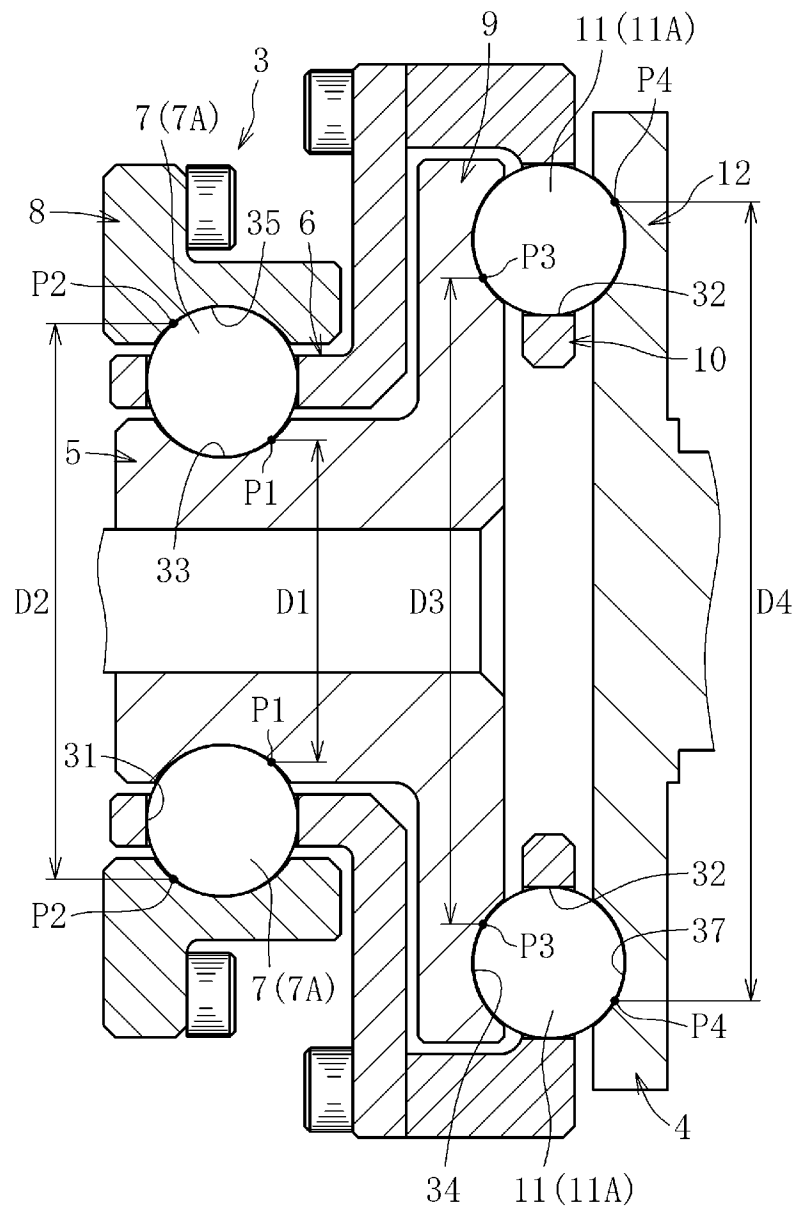
[図6]



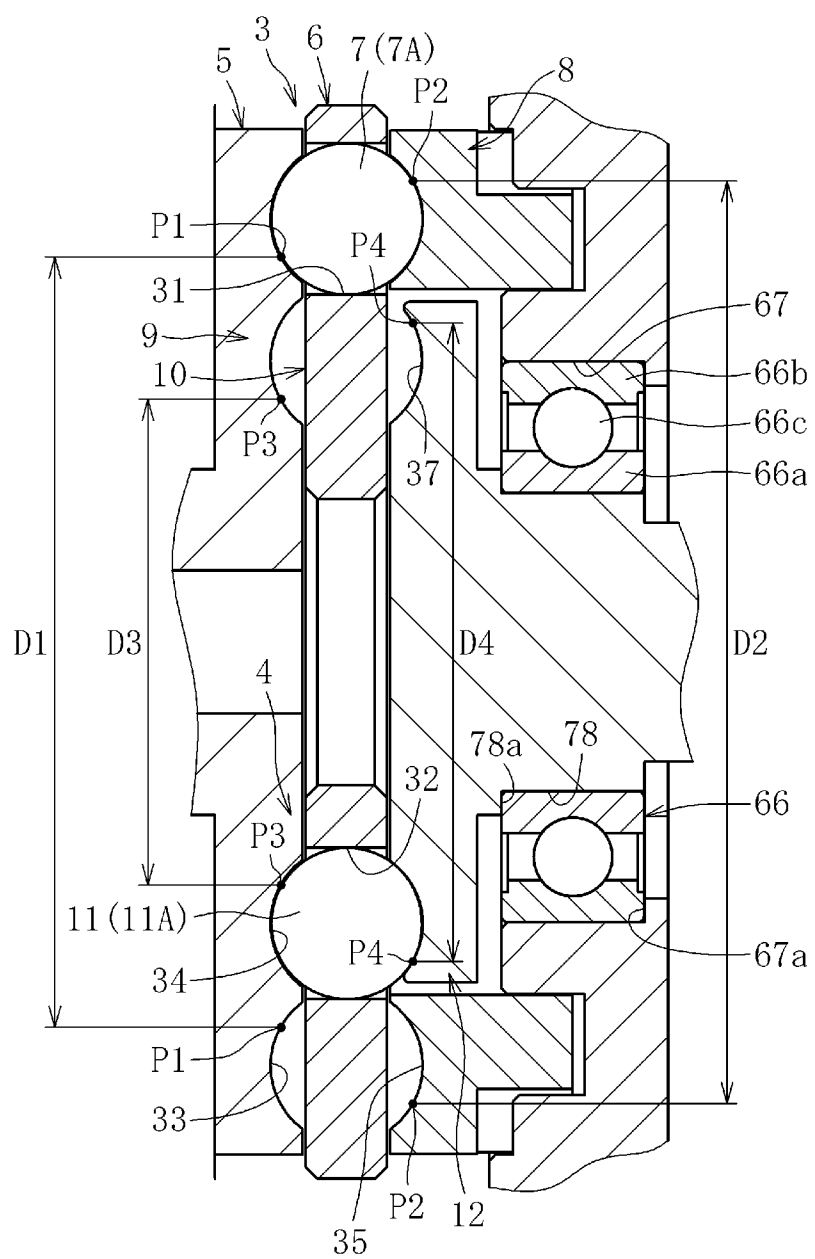
[図7]



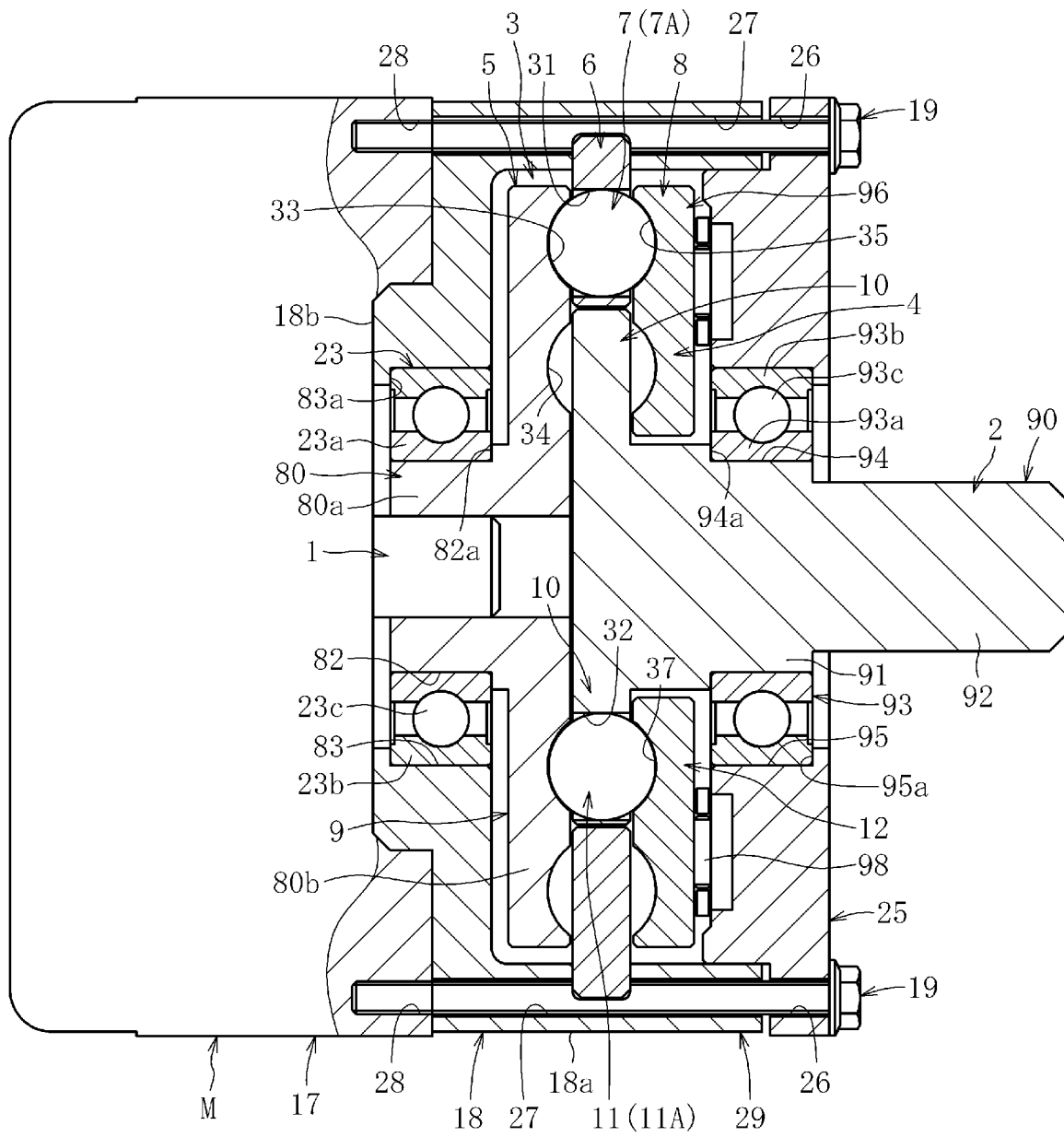
[図8]



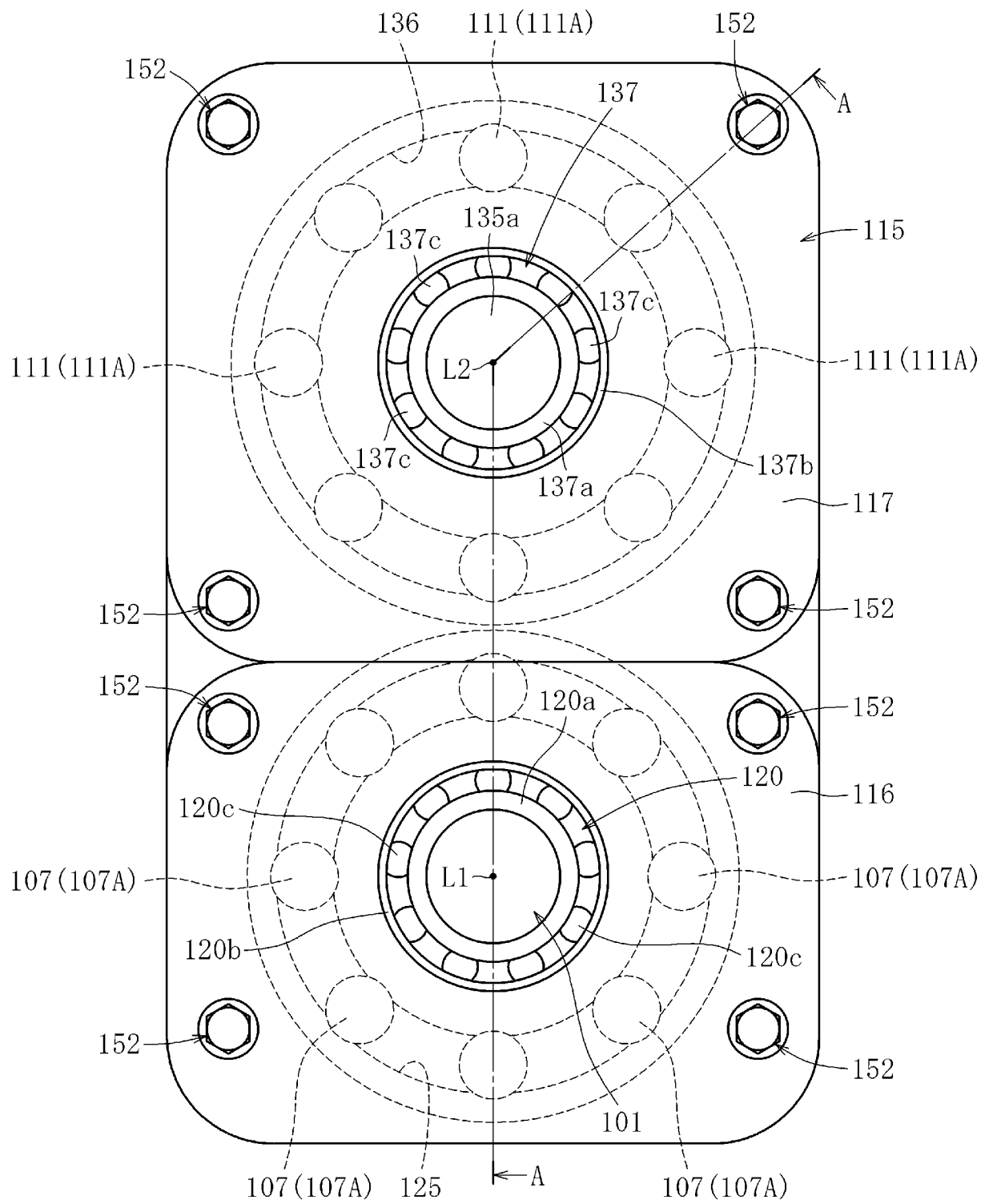
[図10]



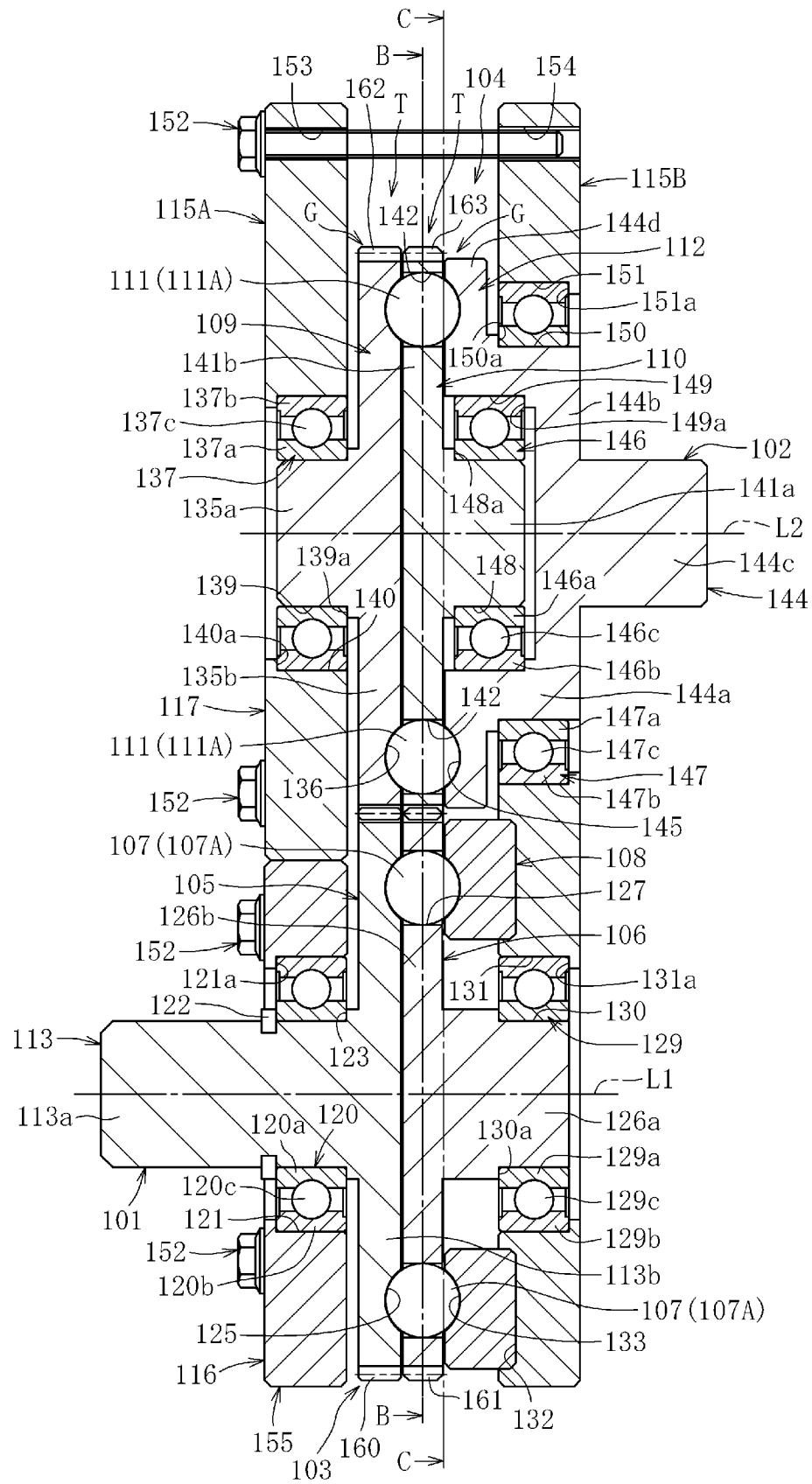
[図11]

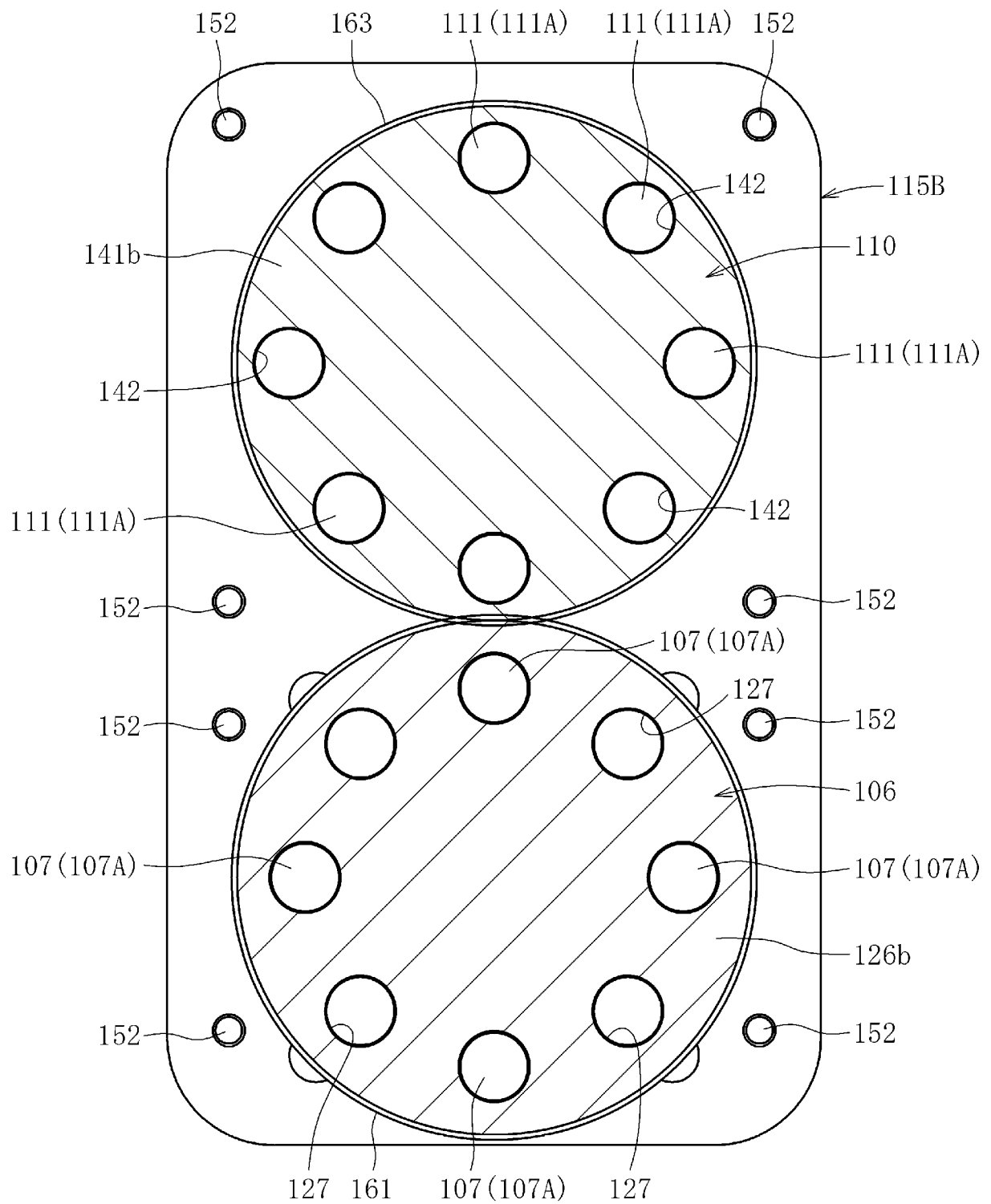


[図13]

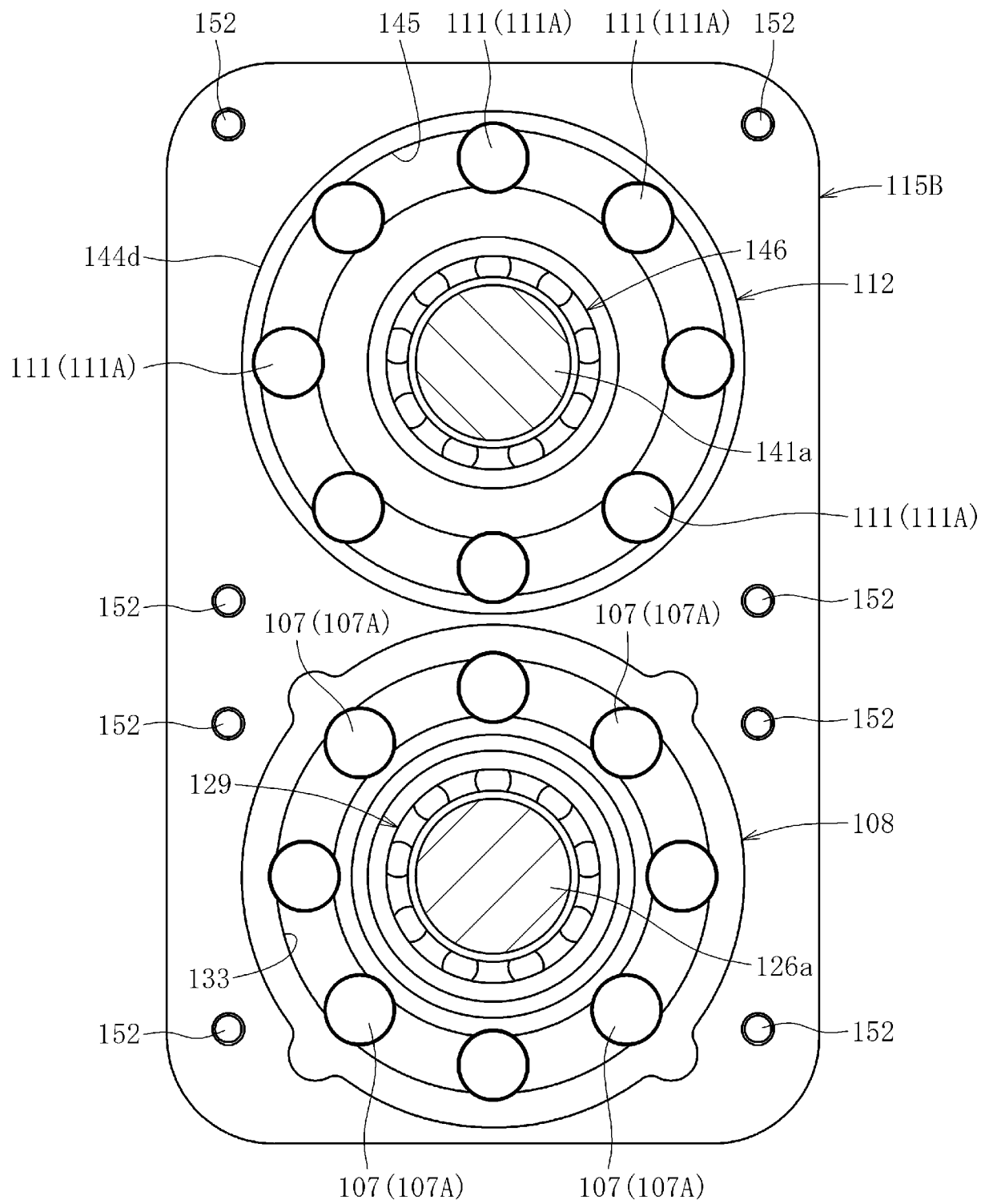


[図14]

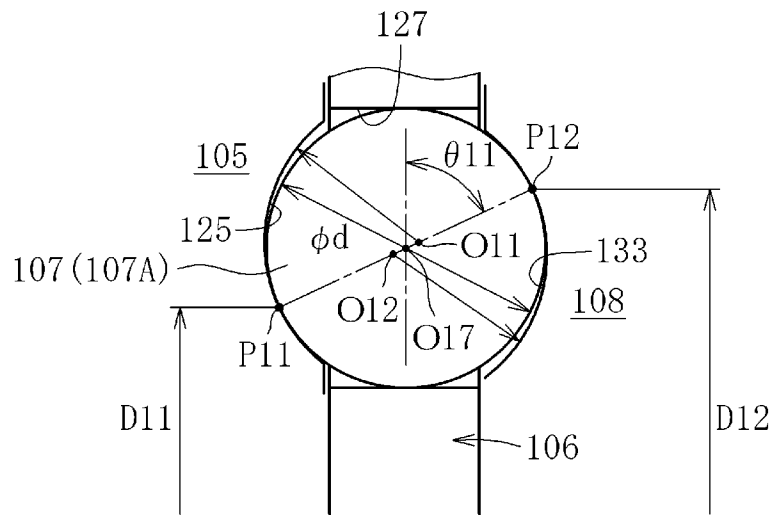




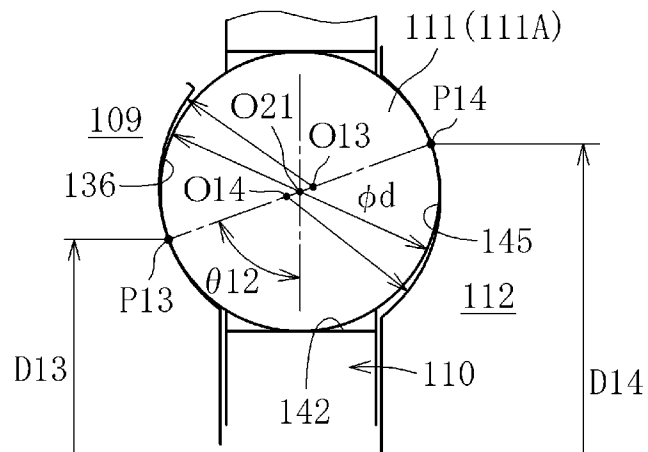
[図16]



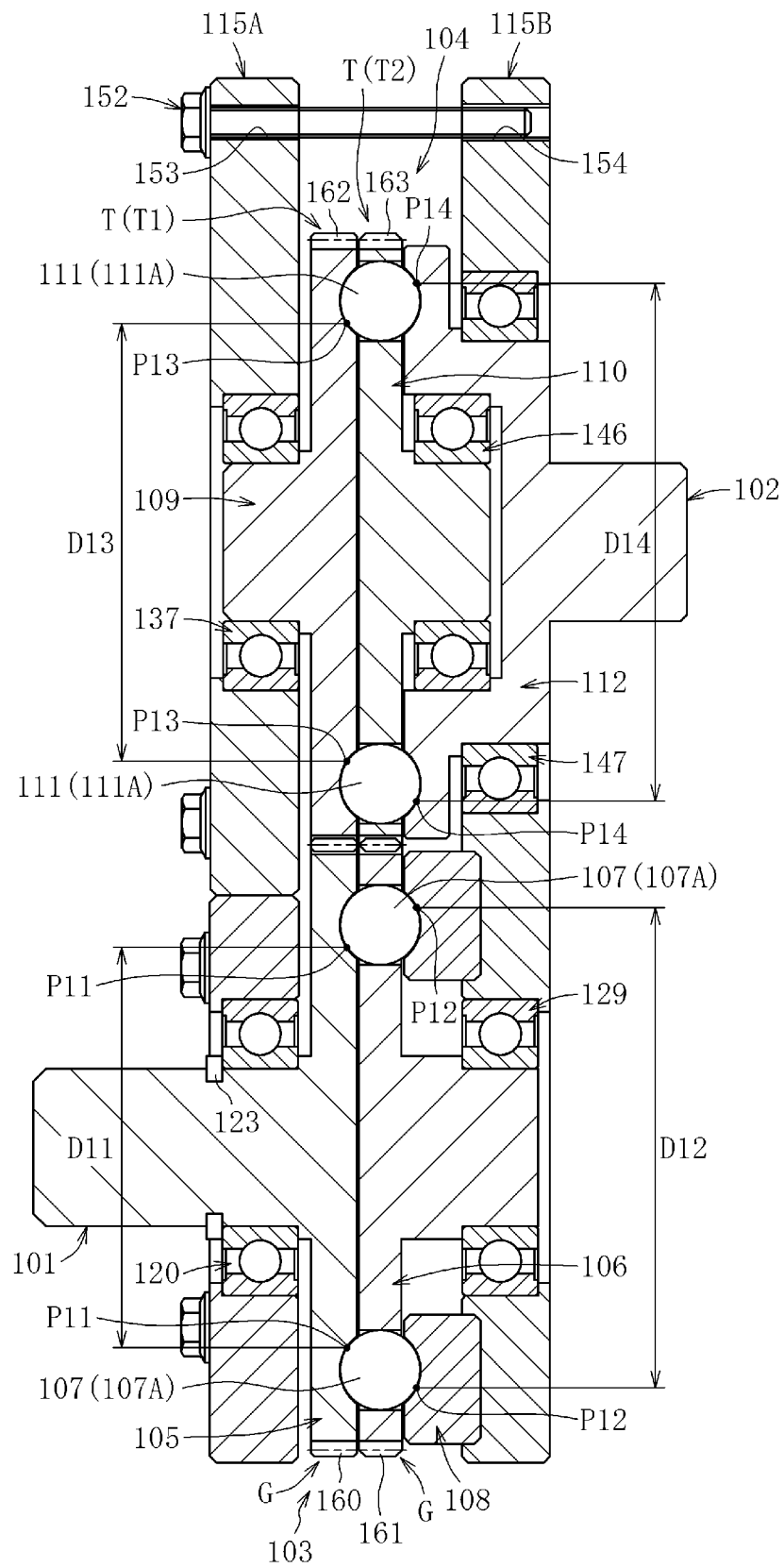
[図17A]



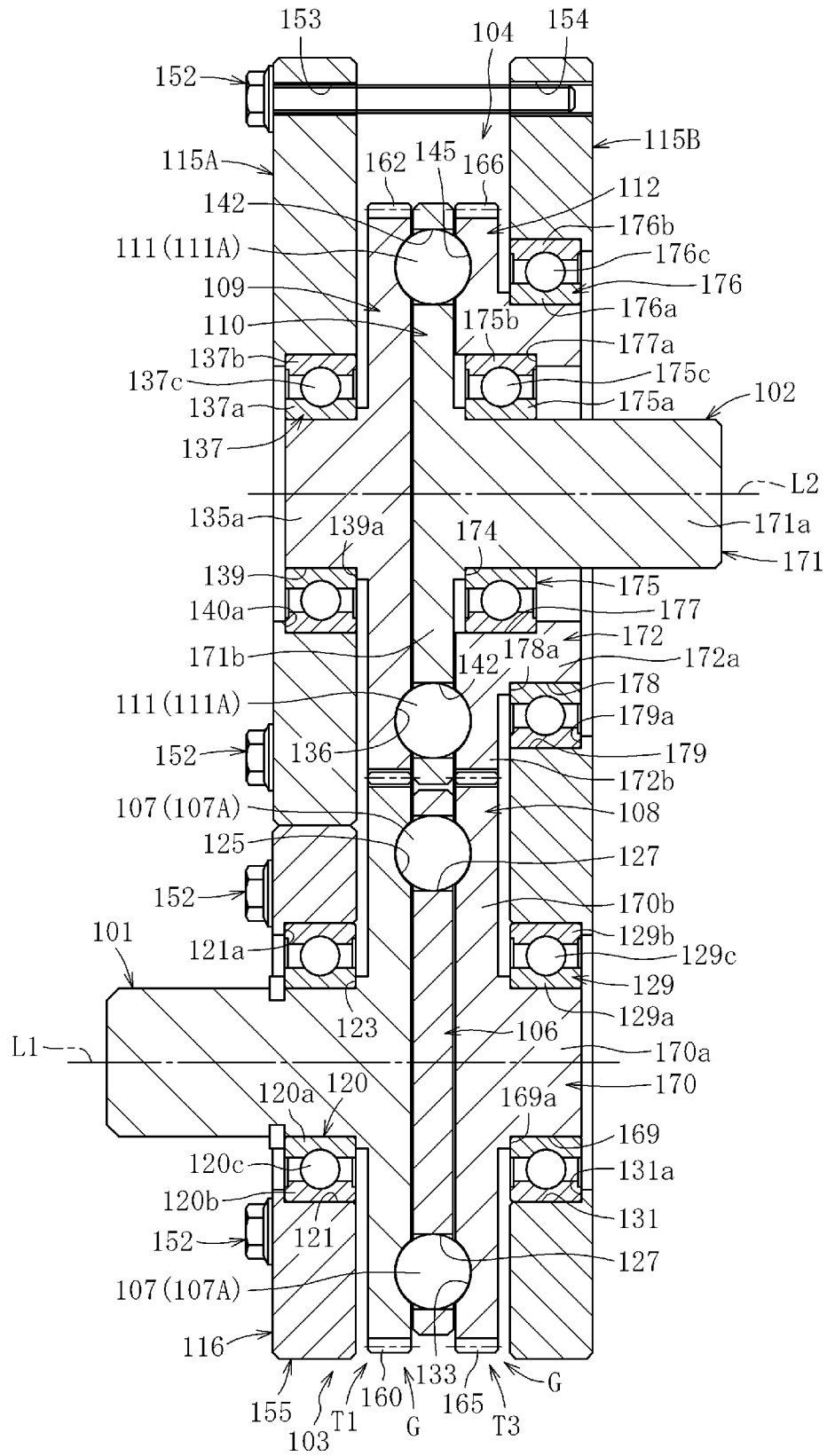
[図17B]



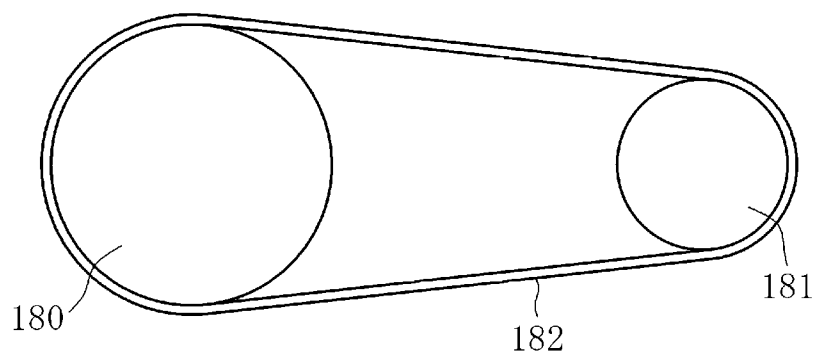
[図18]



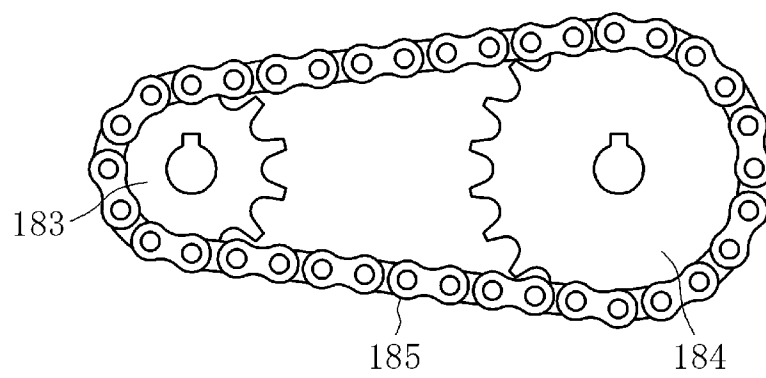
[図19]



[図21A]



[図21B]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/000345

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

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

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	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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.
X Y	JP 48-7152 A (Edowado Berunado Baiya), 29 January 1973 (29.01.1973), page 5, upper left column, line 12 to upper right column, line 6; page 5, lower left column, lines 1 to 4; page 5, lower left column, line 15 to page 8, lower left column, line 1; fig. 5 to 7, 10 (Family: none)	1, 3-8 3-8
X A	US 3011364 A (MIMS, Bruce L.), 05 December 1961 (05.12.1961), column 2, line 7 to column 4, line 2; fig. 1 to 3 (Family: none)	1 3-8

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

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
06 March 2017 (06.03.17)

Date of mailing of the international search report
14 March 2017 (14.03.17)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/000345

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 9-189349 A (Sayama Precision Ind. Co.), 22 July 1997 (22.07.1997), paragraphs [0015], [0018] to [0028]; fig. 1 to 3 (Family: none)	2 3-8

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

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

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	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017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
X Y	JP 48-7152 A（エドワード ベルナード バイヤー）1973.01.29, 第5ページ左上欄第12行-右上欄第6行, 第5ページ左下欄第1-4行, 第5ページ左下欄第15行-第8ページ左下欄第1行, 第5-7図, 第10図（ファミリーなし）	1, 3-8 3-8
X A	US 3011364 A（MIMS, Bruce L.）1961.12.05, 第2欄第7行-第4欄第2行, F I G. 1-3（ファミリーなし）	1 3-8

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

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

の日の後に公表された文献

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

国際調査を完了した日

06.03.2017

国際調査報告の発送日

14.03.2017

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）

中村 大輔

3 J

3625

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
X Y	JP 9-189349 A (狭山精密工業株式会社) 1997. 07. 22, 段落【0015】、【0018】－【0028】、図1－3 (ファミリーなし)	2 3-8