

(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9月21日(21.09.2017)



(10) 国際公開番号
WO 2017/159340 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 55/08 (2006.01) *F16H 1/32* (2006.01)
F02D 15/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/007667
- (22) 国際出願日: 2017年2月28日(28.02.2017)
- (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 2016-054589 2016年3月18日(18.03.2016) JP
- (71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.)
[JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場2520番地 Ibaraki (JP).
- (72) 発明者: 池口 健 ブライアン(IKEGUCHI, Bryan Ken); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名4丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP). 矢内 言典(YANAI, Kotofumi); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名4丁目7番1号

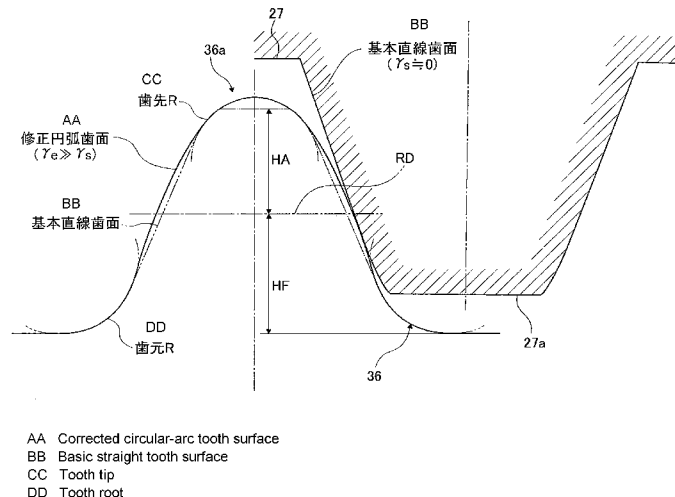
日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP).

- (74) 代理人: 小野 新次郎, 外(ONO, Shinjiro et al.); 〒1000004 東京都千代田区大手町二丁目2番1号 新大手町ビル206区 ユアサハラ法律特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, 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), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨー

[続葉有]

(54) Title: ACTUATOR FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE LINK MECHANISM AND WAVE GEAR SPEED REDUCER

(54) 発明の名称: 内燃機関用リンク機構のアクチュエータ及び波動歯車減速機



(57) Abstract: Provided are an actuator for an internal combustion engine link mechanism, and a wave gear speed reducer that are capable of increasing both input efficiency and drive efficiency. According to the present invention, in a wave gear speed reducer in which, by means of a wave motion generator that is rotated by an input shaft, a flexible external gear is deformed into an elliptical shape to cause an external tooth of the flexible external gear to partially engage with an internal tooth of an internal gear part, and the engaged part between the flexible external gear and the internal gear part is rotated, the curvature of the external tooth at the contact part between the internal tooth and the external tooth is set larger than that of the inner tooth.

(57) 要約: 入力効率及び駆動効率の両方を向上可能な内燃機関用リンク機構のアクチュエータ及び波動歯車減速機を提供すること。本発明では、入力軸によって回転する波動発生器により、可撓性外歯車を楕円形に撓ませて可撓性外歯車の外歯を内歯車部の内歯に部分的に噛み合わせると共に、可撓性外歯車と内歯車部との噛み合い箇所を回転させる波動歯車減速機において、内歯と外歯の接触部分における外歯の曲率を、内歯より大きくした。

WO 2017/159340 A1



ロツパ (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))

明 細 書

発明の名称：

内燃機関用リンク機構のアクチュエータ及び波動歯車減速機

技術分野

[0001] 本発明は、内燃機関用リンク機構のアクチュエータ及び波動歯車減速機に関する。

背景技術

[0002] 従来、内燃機関用リンク機構のアクチュエータとして、例えば、特許文献1に記載するものが知られている。この内燃機関用リンク機構のアクチュエータは、可変圧縮比機構の制御軸と、この制御軸の回転位置を変更するアクチュエータとを有し、アクチュエータには電動モータの回転数を減速して前記制御軸へ伝達する波動歯車減速機が搭載されている。また、波動歯車減速機として、特許文献2の技術が知られている。この波動歯車減速機は、C. W. Musser氏により発明され、K-H-V型遊星歯車に分類される遊星歯車を楕円形状に撓ませて長軸端を噛み合わせ、長軸回転を装置の1系統とするものである。

[0003] 波動歯車減速機は、同軸上に配置された薄肉円筒状の可撓性外歯車と、可撓性外歯車より偶数倍歯数の多い剛性内歯車とで構成され、可撓性外歯車内に嵌入された波動発生器により楕円形状に撓められる。楕円長軸は波動発生器へ入力される回転運動と同期して回転するが、可撓性外歯車は周方向への回転自由度が与えられた状態で変形保持されるため、可撓性外歯車は剛性内歯車と楕円長軸上での噛み合い位置を変えながら変形運動を行う。この変形運動の際、可撓性外歯車と剛性内歯車の歯数差のため、剛性内歯車と可撓性外歯車間の周方向相対位置が差分変化し、この差分を減速回転として出力する。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開2012-251446号公報

特許文献2：米国特許第2906143号

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] ここで波動歯車減速機は、歯同士が接触した状態で歯車径方向へ相対運動して噛み合い位置を変えていくため、歯の相対運動を考慮した可撓性外歯車及び剛性内歯車の歯形状を考察することが重要となる。特許文献2に記載の波動歯車減速機は、常に長軸両端で噛み合いを有しつつ回転伝達が可能であるという点から、これまで噛み合い領域を増やして高負荷トルク性能を向上させ、高位置決め精度を求める歯形が考察されてきた。そのため歯の接触点位置が相対運動により変化しても、接触点上における可撓性外歯車及び剛性内歯車の歯断面曲率が等しくなる歯形状にする等により歯接触面積を増やし、噛み合い領域を増大させてきた。しかしながら、負荷状態で回転運動を行う場合では歯接触面積の増大により入力効率が比較的小さくなるが、駆動効率を考慮した歯形の考察はこれまでされて来なかった。

本発明の一実施形態は、上記課題に鑑みてなされたものであり、入力効率及び駆動効率の両方を向上可能な内燃機関用リンク機構のアクチュエータ及び波動歯車減速機を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0006] 上記目的を達成するため、本発明の一実施形態では、入力軸によって回転する波動発生器により、可撓性外歯車を楕円形に撓ませて可撓性外歯車の外歯を内歯車部の内歯に部分的に噛み合わせると共に、可撓性外歯車と内歯車部との噛み合い箇所を回転させる波動歯車減速機において、内歯と外歯の接触部分における外歯の曲率を、内歯より大きくした。

[0007] よって、本発明の一実施形態では、内歯と外歯の接触面積を低下させることが可能となり、波動歯車減速機の入力効率、駆動効率及び耐トルク性を向上できる。

図面の簡単な説明

[0008] [図1]実施例1の内燃機関用リンク機構のアクチュエータを備えた内燃機関の概略図である。

[図2]実施例1の内燃機関用リンク機構のアクチュエータの断面図である。

[図3]実施例1の波動歯車減速機の分解等角図である。

[図4]実施例1の可撓性外歯車と剛性内歯車との噛合い状態を表す概略図である。

[図5]実施例1の歯末たけ及び歯元たけの関係を表す図である。

[図6]実施例1の剛性内歯車と可撓性外歯車との噛合い位置の移動を表す図である。

[図7]剛性内歯車と可撓性外歯車との接触面積と、剛性内歯車歯面及び可撓性外歯車歯面の曲率比の相関図である。

[図8]実施例1の波動歯車減速機の噛み合い代表歯幅位置における軸直角断面の各基準ピッチ円を表す図である。

発明を実施するための形態

[0009] [実施例1] 図1は実施例1の内燃機関用リンク機構のアクチュエータを備えた内燃機関の概略図である。基本的な構成は、特開2011-169152号公報の図1に記載されているものと同じであるため、簡単に説明する。内燃機関のシリンダブロックのシリンダ内を往復運動するピストン1には、ピストンピン2を介してアッパリンク3の上端が回転自在に連結されている。アッパリンク3の下端には、連結ピン6を介してロアリンク5が回転自在に連結されている。ロアリンク5には、クランクピン4aを介してクランクシャフト4が回転自在に連結されている。また、ロアリンク5には、連結ピン8を介して第1制御リンク7の上端部が回転自在に連結されている。第1制御リンク7の下端部は、複数のリンク部材を有する連結機構9と連結されている。連結機構9は、第1制御軸10と、第2制御軸11と、第1制御軸10及び第2制御軸11とを連結する第2制御リンク12と、を有する。

[0010] 第1制御軸10は、内燃機関内部の気筒列方向に延在するクランクシャフト4と平行に延在する。第1制御軸10は、内燃機関本体に回転自在に支持される第1ジャーナル部10aと、第1制御リンク7の下端部が回転自在に連結される制御偏心軸部10bと、第2制御リンク12の一端部12aが回転自在に連結された偏心軸部10cと、を有する。第1アーム部10dは、一端が第1ジャーナル部10aと連結され、他端が第1制御リンク7の下端部と連結される。制御偏心軸部10bは、第1ジャーナル部10aに対して所定量偏心した位置に設けられる。第2アーム部10eは、一端が第1ジャーナル部10aと連結され、他端が第2制御リンク12の一端部12aと連結される。偏心軸部10cは、第1ジャーナル部10aに対して所定量偏心した位置に設けられる。第2制御リンク12の他端部12bは、アームリンク13の一端が回転自在に連結されている。アームリンク13の他端には、第2制御軸11が連結されている。アームリンク13と第2制御軸11は相対移動しない。第2制御軸11は、後述するハウジング20内に複数のジャーナル部を介して回転自在に支持されている。

[0011] 第2制御リンク12は、レバー形状であり、偏心軸部10cに連結された一端部12aは、略直線的に形成されている。一方、アームリンク13が連結された他端部12bは、湾曲形成されている。一端部12aの先端部には、偏心軸部10cが回転自在に挿通される挿通孔が貫通形成されている。アームリンク13は、第2制御軸11とは別体として形成されている。第2制御軸11は、内燃機関用リンク機構のアクチュエータの一部である波動歯車減速機21を介して駆動モータ22から伝達されたトルクによって回転位置が変更される。第2制御軸11の回転位置が変更されると、第2制御リンク12を介して第1制御軸10が回転し、第1制御リンク7の下端部の位置を変更する。これにより、ロアリンク5の姿勢が変化し、ピストン1のシリンダ内におけるストローク位置やストローク量を変化させ、これに伴って機関圧縮比を変更する。

[0012] (内燃機関用リンク機構のアクチュエータの構成)

図2は実施例1の内燃機関用リンク機構のアクチュエータの断面図、図3は実施例1の波動歯車装置3の分解等角図である。内燃機関用リンク機構のアクチュエータは、駆動モータ22と、駆動モータ22の先端側に取り付けられた波動歯車減速機21と、波動歯車減速機21を内部に収容するハウジング20と、ハウジング20に回転自在に支持された第2制御軸11と、を有する。

駆動モータ22は、ブラシレスモータであり、有底円筒状のモータケーシング45と、モータケーシング45の内周面に固定された筒状のコイル46と、コイル46の内側に回転自在に設けられたロータ47と、一端部48aがロータ47の中心に固定されたモータ駆動軸48と、を有する。モータ駆動軸48は、モータケーシング45の底部に設けられたボールベアリング52により回転可能に支持されている。

第2制御軸11は、軸方向に延在された軸部本体23と、軸部本体23から拡張した固定用フランジ24とを有する。第2制御軸11は、鉄系金属材料により軸部本体23及び固定用フランジ24が一体形成されている。固定用フランジ24は、外周部の円周方向に複数のボルト挿通孔が等間隔に形成されている。このボルト挿通孔にボルトを挿通し、波動歯車減速機21の可撓性外歯車36のフランジ部36bと結合する。

[0013] (波動歯車減速機の構成)

波動歯車減速機21は、ハウジング20の開口溝部20a内に収容されている。開口溝部20a内であって、波動歯車減速機21の重力方向上方には、図外の油圧源等から潤滑油を供給する供給孔20bが開口している。供給孔20bから潤滑油が供給されると、下方の波動歯車減速機21に潤滑油が滴下され、各回転要素間を潤滑する。波動歯車減速機21は、ハウジング20の開口溝部20a内にボルト固定され、内周に複数の内歯27aが形成された円環状の剛性内歯車27と、剛性内歯車27の内径側に配置され、撓み変形可能であって外周面に内歯27aと噛合する外歯36aを有する可撓性外歯車36と、楕円形上に形成され外周面が可撓性外歯車36の内周面に沿

って摺動する波動発生器 37 と、を有する。

[0014] 可撓性外歯車 36 は、金属材料によって形成され、底部を有する撓み変形可能な薄肉円筒状部材である。可撓性外歯車 36 の外歯 36 a の歯数は、剛性内歯車 27 の内歯 27 a の歯数より 2 歯少ない。可撓性外歯車 36 の底部に形成されたフランジ部 36 b 内周には、第 2 制御軸 11 が貫通する挿通孔 36 c が形成されている。よって、可撓性外歯車 36 の薄肉円筒状部材側から挿通孔 36 c に第 2 制御軸 11 を挿入し、第 2 制御軸 11 の固定用フランジ 24 とフランジ部 36 b とをボルトで結合するため、挿通孔 36 c 内周を第 2 制御軸 11 で支持することができ、可撓性外歯車 36 の底部の剛性を確保できる。

[0015] 波動発生器 37 は、橢円形状の波動生成プラグ 37 1 と、波動生成プラグ 37 1 の外周と可撓性外歯車 36 の内周との間の相対回転を許容する可撓性の薄肉内外輪を有する深溝玉軸受 37 2 と、を有する。波動生成プラグ 37 1 の中央には、モータ駆動軸 48 が圧入され結合している。

[0016] 図 4 は実施例 1 の可撓性外歯車と剛性内歯車との噛み合い状態を表す概略図である。外形が橢円形状である波動生成プラグ 37 1 は深溝玉軸受 37 2 の内輪へ嵌合されて橢円形状へと倣うため、波動発生器 37 の外形も橢円となる。また、可撓性外歯車 36 の内径へ波動発生器 37 を嵌合することにより、初期状態が円形である可撓性外歯車 36 も橢円形状へと変形する。橢円へ撓ませられた可撓性外歯車 36 は剛性内歯車 27 より 2 歯少ない歯数であるため、橢円長軸上で歯ピッチのずれにより噛み合い、橢円短軸上では歯ピッチは一致するが、可撓性外歯車 36 が軸方向へと撓められているために歯が重なることはなく干渉しない。このため、偶数倍の歯数差を持つ可撓性外歯車 36 と剛性内歯車 27 は、図 4 で示す噛み合い状態のように、噛み合わせることができる。

[0017] 可撓性外歯車 36 の歯部は可撓性であるが、フランジ部 36 b は出力を取り出すために円形状から変形させることはできず、第 2 制御軸 11 と直接締結されるため、フランジ部 36 b を起点として薄肉円筒開口端部に向かって

楕円形状へと広がる形となる。すなわち、開口端部付近での変形運動から取り出される可撓性外歯車 3 6 の回転運動をフランジ部 3 6 b から第 2 制御軸 1 1 へと伝達できる。

[0018] 波動歯車装置への回転入力は波動発生器 3 7 により回転入力軸と直交する方向への往復変位運動へと変換される。回転伝達機構を有する波動生成プラグ 3 7 1 は接続された入力軸により駆動されるが、嵌合相手である深溝玉軸受 3 7 2 の内輪もこれに追従する。深溝玉軸受 3 7 2 の外輪は、内外輪間に挟まれた玉により内輪の形状が外輪へと伝達されるが、玉は並進及び回転の六自由度を有するために内輪と外輪はそれぞれ独立した周方向自由度を持つ。回転入力により駆動された波動生成プラグ 3 7 1 は楕円体であるため、楕円周上の各位置によって異なる半径を持つ。この楕円の性質により、波動生成プラグ 3 7 1 の回転による半径の増減が玉を介して波動生成プラグ 3 7 1 の外輪へと伝達される。この時、可撓性薄肉構造の内外輪であることから、深溝玉軸受 3 7 2 の外輪の周方向自由度を規制した場合において外輪が半径の増減と同期した変形運動を行う。

[0019] また、深溝玉軸受 3 7 2 の外輪と可撓性外歯車 3 6 は嵌合されている為に、外輪の変形運動に追従して可撓性外歯車 3 6 も変形運動を行う。この変形運動が、剛性内歯車 2 7 と可撓性外歯車 3 6 との間における長軸上噛み合い位置を変化させる。図 6 は、実施例 1 の剛性内歯車と可撓性外歯車との噛み合い位置の移動を表す図である。剛性内歯車 2 7 上の定点から歯部を拡大して観測した場合、図 6 に示す歯同士での軸直交方向への相対運動となる。そして可撓性外歯車 3 6 が剛性内歯車 2 7 に対し差分による周方向位置が変化することにより周方向への運動が重ね合わせられて、可撓性外歯車 3 6 の歯は図 6 に示す矢印（4 - a）方向への運動を行う。具体的には内歯 2 7 a の歯面に沿って内径側に移動する。

[0020] 可撓性外歯車 3 6 は第 2 制御軸 1 1 と締結されている為、第 2 制御軸 1 1 がトルクを外部の系から受けると、フランジ部 3 6 b を介して可撓性外歯車 3 6 へとトルクが伝達されて可撓性外歯車 3 6 の歯が剛性内歯車 2 7 の歯を

押すことで、剛性内歯車 27 がトルクを受ける。ここで、内歯 27a の曲率を γ_s 、外歯 36a の曲率を γ_e と定義する。この時、歯の接触点における可撓性外歯車 36 と剛性内歯車 27 の歯断面曲率が、従来の波動歯車装置の歯形である $\gamma_s \div \gamma_e$ であると、弾性接触理論から接触面が増大し、歯面摺動抵抗が増大することによって波動歯車減速機 21 の負荷時における入力効率が低減する。

[0021] この問題に対し、可撓性外歯車 36 と剛性内歯車 27 の歯接触点における歯断面曲率を $\gamma_s < \gamma_e$ とし、かつ可撓性外歯車 36 の変形運動による噛み合い位置の変化運動を可能とする歯形状とした。これにより、歯接触点における接触面積を低減し、歯面摺動抵抗を低減することが可能となり、入力効率を向上できる。図 7 は、接触面積と剛性内歯車歯面及び可撓性外歯車歯面の曲率比の相関図である。図 7 は対数グラフであり、点線に示す特性が曲線同士の接触を表し、実線に示す特性が直線と曲線との接触を表す。従来の曲線同士の歯形接触面積 (Curve-Curve Contact) と実施例 1 の歯形接触面積 (Line-Curve Contact) では、第 2 制御軸 11 から同様のトルクを受けて曲線が Y 軸鉛直上向きへシフトしたとしても、実施例 1 の歯形では接触面積が低減しており、これにより歯接触面接線方向の抗力も低減する。

[0022] 実施例 1 の波動歯車減速機 21 では、歯形設計において、剛性内歯車 27 の基準ピッチ円 DS 及び減速比 ID、基準圧力角 α の基本諸元から、低歯直線歯形の可撓性外歯車 36 及び剛性内歯車 27 の噛み合い状態を求め、各噛み合い位置において、噛み合い干渉のないように可撓性外歯車 36 の直線歯面を歯元 R 及び歯先 R と接する曲率 γ_e の単円弧に修正することを特徴としている。

[0023] 図 8 は実施例 1 の波動歯車減速機の噛み合い代表歯幅位置における軸直角断面の各基準ピッチ円を表す図である。各基準ピッチ円は、剛性内歯車 27 及び可撓性外歯車 36 の各基準ピッチ円 DS、DE である。可撓性外歯車 36 の基準ピッチ円 DE は、波動発生器 37 により変形し、剛性内歯車 27 の基準ピッチ円 DS と常に長軸両端で内接している。よって、例えば波動生成プラグ 3

7 1 が $\pi/2$ 回転すると、DE' のように可撓性外歯車 3 6 の基準ピッチ円が変形する。このことより、剛性内歯車 2 7 の基準ピッチ円半径 RDS と、設定した減速比 ID より定まる歯数 Z とから波動歯車減速機 2 1 のモジュール M (ピッチ円直径を歯数で除した値) が求められる。よって、実施例 1 の波動歯車減速機 2 1 の橢円変形前である中立円の基準ピッチ円半径 RDn からの歯末たけ長さ HA と歯元たけ長さ HF が定まる。図 5 は歯末たけ及び歯元たけの関係を表す図である。図 5 に示すように、外歯 3 6 a の先端が直線の歯形 (以下、低歯直線歯型と記載する。) の歯末たけ HA と歯元たけ HF は、モジュール M を用いて下記式 (1) 及び式 (2) により表される。〔式 (1)〕 $HA = 0.8 * M$ 〔式 (2)〕 $HF = 1.0 * M$

[0024] 上記式 (1) により与えられる歯末たけ HA から、可撓性外歯車 3 6 が短軸上で剛性内歯車 2 7 と干渉せず、かつ長軸上で基準ピッチ円 DS, DE が接触する位置で歯が噛み合い可能な波動歯車減速機 2 1 の径方向移動量を求めることができる。この径方向移動量が図 8 に示す全振幅 S であり、長軸半径 A、短軸半径 B は下記式 (3) 及び式 (4) で示される。〔式 (3)〕 $A = RDS$ 〔式 (4)〕 $B = RDS - S$ ここで、上記移動量の必要条件より $HA < S$ となる適切な S を選択する。可撓性外歯車 3 6 の橢円変形状態である基準ピッチ円半径 RD が定まることにより、橢円変形前である中立円の基準ピッチ円半径 RDn が $(A+B)/2$ となり、剛性内歯車 2 7 と同モジュールかつ歯数が $(Z-2)$ である可撓性外歯車 3 6 の低歯直線歯形を求めることができる。

[0025] 次に中立円状態の可撓性外歯車 3 6 に歯を乗せた状態で橢円変形させることにより剛性内歯車 2 7 との噛み合い状態を求めるが、円周上の等ピッチ点は橢円変形により変化する。図 8 に示される波動歯車減速機 2 1 の軸直角断面上において、軸線を原点とし、水平面及び鉛直面をそれぞれ X 軸、Y 軸とした平面を定義した状態における変形に着目する。中立円状態の円周上ピッチ点と原点を結んだ線分が X 軸となす角 θ と、橢円変形後の橢円周上ピッチ点となす角 ϕ (偏角) の関係は、下記式 (5) に表される。式 (5) は、本発明を表すモデル式であり、実際の変形に合わせた係数の調整により、変形後の

ピッチ偏角を得ることができる。〔式（５）〕 $\arg \phi = \arcsin[\{(RDn - (S \cdot \cos^3 \theta)) / P\} \cdot \cos \theta]$ また、 P は、なす角 θ における橢円の半径と中立円の半径の差を表し、 $P = (A^2 \sin^2 \theta + B^2 \cos^2 \theta)^{1/2} - RDn$ である。

[0026] 上記式（５）で得た可撓性外歯車軸直角断面形状と剛性内歯車軸直角断面形状を重ね合わせて干渉のない歯厚及び歯溝を設定することで、低歯直線歯形を用いた波動歯車減速機２１が得られる。本発明の特徴として、直線歯形の歯面を曲率 γe となる単円弧形状とすることで、歯面摺動抵抗を低減させる。ここで図５に示すように、修正歯面を得る手法として、低歯直線歯の歯先 R 及び歯底 R とそれぞれ内接及び外接の関係にあり、かつ上記噛み合い状態において剛性内歯車の低歯直線歯と干渉のないように設定する。このようにして摺動抵抗を低減し、かつ噛み合いを確保した波動歯車装置の各歯形が完成する。

[0027] [実施例１の効果]

以上説明したように、実施例１にあっては、下記に列挙する効果が得られる。

（１）一端部が内燃機関のリンク機構に連結された第１及び第２制御リンク７，１２（制御リンク）と、

回転することにより第１及び第２制御リンク７，１２の姿勢を変化させる第２制御軸１１（制御軸）と、

第２制御軸１１を回転自在に支持するハウジング２０と、

駆動モータ２２のモータ駆動軸４８（出力軸）の回転速度を減速して第２制御軸１１に伝達する波動歯車減速機２１と、

を備え、

波動歯車減速機２１は、

ハウジング２０に設けられ、内歯２７ａを有する剛性内歯車２７（内歯車部）と、

剛性内歯車２７の内側に配置されると共に外周に外歯３６ａが形成され、第２制御軸１１に回転を伝達する可撓性外歯車３６と、

駆動モータ 22 のモータ駆動軸 48 によって回転し、可撓性外歯車 36 を楕円形に撓ませて可撓性外歯車 36 の外歯 36 a を剛性内歯車 27 の内歯 27 a に部分的に噛み合わせると共に、可撓性外歯車 36 と剛性内歯車 27 との噛合い箇所を回転させる波動発生器 37 と、

を有し、

内歯 27 a と外歯 36 a の接触部分における外歯 36 a の曲率が、内歯 27 a の曲率より大きい。

よって、内歯 27 a と外歯 36 a の接触面積を低下させることが可能となり、内燃機関用リンク機構のアクチュエータの駆動効率及び耐トルク性を向上できる。

[0028] (2) 上記 (1) に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって、可撓性外歯車 36 の外歯 36 a は、可撓性外歯車 36 を波動発生器 37 で径方向最大まで撓ませた状態で内歯 27 a と接触しない直線歯形を基本とし、該直線歯形に対して可撓性外歯車 36 を波動発生器 37 で径方向最大まで撓ませた状態で接触するように歯厚が肉盛り形成されている。ここで、歯厚は特に、可撓性外歯車 36 の楕円変形状態である基準ピッチ円半径 RD 上における歯厚を指す。

よって、外歯 36 a の剛性を確保できる。

(3) 上記 (1) に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって、内歯 27 a は直線歯形で形成されている。

よって、内歯 27 a に沿って外歯 36 a が径方向内側に移動する際の接触抵抗を低減できる。

(4) 上記 (3) に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって、外歯 36 a は曲線歯形で形成されている。 よって、内歯 27 a と外歯 36 a の接触面積を低減できる。

[0029] (5) 上記 (1) に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって、ハウジング 20 は、波動歯車減速機 21 に潤滑油を供給する供給孔 20 b を有する。

よって、波動歯車減速機 2 1 を潤滑できる。

(6) 上記 (5) に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって、供給孔 2 0 b は第 2 制御軸 1 1 の軸心よりも重力方向上側に設けられている。よって、別途、潤滑油を供給するための機構等を備えることなく、供給孔 2 0 b から供給された潤滑油を滴下により供給できる。

[0030] (7) 上記 (1) に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって、剛性内歯車 2 7 は、ハウジング 2 0 に取り付けられた円環状部材であり、可撓性外歯車 3 6 は、有底円筒状に設けられ、円筒部の外周に外歯 3 6 a が形成されると共に、底部であるフランジ部 3 6 b に第 2 制御軸 1 1 が取り付けられる。

よって、可撓性外歯車 3 6 の剛性を確保できる。

(8) 上記 (7) に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって、

可撓性外歯車 3 6 の底部であるフランジ部 3 6 b は、第 2 制御軸 1 1 が挿通する挿通孔 3 6 c を有する。よって、底部であるフランジ部 3 6 b を第 2 制御軸 1 1 で支持することができ、可撓性外歯車 3 6 の剛性を確保できる。

[0031] (9) ハウジング 2 0 に設けられ、内歯 2 7 a を有する剛性内歯車 2 7 (内歯車部) と、

剛性内歯車 2 7 の内側に配置されると共に外周に外歯 3 6 a が形成され、第 2 制御軸 1 1 (出力軸) に回転を伝達する可撓性外歯車 3 6 と、

モータ駆動軸 4 8 (入力軸) によって回転し、可撓性外歯車 3 6 を楕円形に撓ませて可撓性外歯車 3 6 の外歯 3 6 a を剛性内歯車 2 7 の内歯 2 7 a に部分的に噛み合わせると共に、可撓性外歯車 3 6 と剛性内歯車 2 7 との噛合い箇所を回転させる波動発生器 3 7 と、

を有し、

内歯 2 7 a と外歯 3 6 a の接触部分における外歯 3 6 a の曲率が、内歯 2 7 a の曲率より大きい。

よって、波動歯車減速機 2 1 の駆動効率及び耐トルク性を向上できる。

[0032] (10) 上記(9)に記載の波動歯車減速機21であって、

可撓性外歯車36の外歯36aは、可撓性外歯車36を波動発生器37で径方向最大まで撓ませた状態で内歯27aと接触しない直線歯形を基本とし、該直線歯形に対して可撓性外歯車36を波動発生器37で径方向最大まで撓ませた状態で接触するように歯厚が肉盛り形成されている。

よって、外歯36aの剛性を確保できる。

(11) 上記(9)に記載の波動歯車減速機21であって、内歯27aは直線歯形で形成されている。

よって、内歯27aに沿って外歯36aが径方向内側に移動する際の接触抵抗を低減できる。

(12) 上記(11)に記載の波動歯車減速機21であって、外歯36aは曲線歯形で形成されている。

よって、内歯27aと外歯36aの接触面積を低減できる。

[0033] (13) 上記(9)に記載の波動歯車減速機21であって、可撓性外歯車36の回転軸に対し直交する断面上において、回転軸を原点として直交するX軸とY軸とからなる平面を定義し、可撓性外歯車36が中立円状態の円周上ピッチ点と原点とを結んだ線分がX軸となす角を θ とし、可撓性外歯車36が橢円変形後の橢円周上ピッチ点と原点とを結んだ線分がX軸となす角を ϕ 、外歯36a及び内歯27aの基本となる基準ピッチ円半径 RD_n 、可撓性外歯車36が短軸上で剛性内歯車27と干渉せず、かつ長軸上で基準ピッチ円 D_n が接触する位置で歯が噛み合い可能な径方向移動量である全振幅を S としたとき、 $\arg \phi = \arcsin[\{(RD_n - (S \cdot \cos^3 \theta)) / ((A^2 \sin^2 \theta + B^2 \cos^2 \theta)^{1/2} - RD_n)\} \cdot \cos \theta]$ の関係を満たす。

よって、歯面摺動抵抗を低減し、かつ、噛み合いを確保した波動歯車装置の各歯形を得ることができる。

[0034] [他の実施例]

以上、各実施例に基づいて説明したが、上記実施例に限らず、他の構成を採用しても構わない。例えば、実施例1では内燃機関の圧縮比を可変とする

圧縮比可変機構に本発明を採用したが、特開2015-1190や特開2011-231700等に記載される内燃機関のバルブタイミング制御装置や、操舵角に対する転舵角を変更可能な可変舵角機構に本発明を採用してもよい。

[0035] 以上、本発明の幾つかの実施形態のみを説明したが、本発明の新規の教示や利点から実質的に外れることなく例示の実施形態に、多様な変更または改良を加えることが可能であることが当業者には容易に理解できるであろう。従って、その様な変更または改良を加えた形態も本発明の技術的範囲に含むことを意図する。上記実施形態を任意に組み合わせても良い。

[0036] 本願は、2016年3月18日付願の日本国特許出願第2016-054589号に基づく優先権を主張する。2016年3月18日付願の日本国特許出願第2016-054589号の明細書、特許請求の範囲、図面、及び要約書を含む全開示内容は、参照により本願に全体として組み込まれる。

符号の説明

[0037] 1 ピストン 7 第1制御リンク 10 第1制御軸 11 第2制御軸 12 第2制御リンク 20 ハウジング 20b 供給孔 21 波動歯車減速機 22 駆動モータ 24 固定用フランジ 27 剛性内歯車 27a 内歯 36 可撓性外歯車 36a 外歯 36b フランジ部 36c 挿通孔 37 波動発生器 48 モータ駆動軸 371 波動生成プラグ 372 深溝玉軸受

請求の範囲

[請求項1]

内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって、

制御軸を回転することにより内燃機関のリンク機構に連結された制御リンクの姿勢を変化させる前記制御軸と、

該制御軸を回転自在に支持するハウジングと、

駆動モータの出力軸の回転速度を減速して前記制御軸に伝達する波動歯車減速機と、

を備え、

前記波動歯車減速機は、

前記ハウジングに設けられ、内歯を有する内歯車部と、

前記内歯車部の内側に配置されると共に、可撓性外歯車の外周に外歯が形成され、前記制御軸に回転を伝達する前記可撓性外歯車と、

前記駆動モータの出力軸によって回転する波動発生器であって、前記可撓性外歯車を楕円形に撓ませて前記可撓性外歯車の外歯を前記内歯車部の内歯に部分的に噛み合わせると共に、前記可撓性外歯車と前記内歯車部との噛合い箇所を回転させる前記波動発生器と、

を有し、

前記内歯と前記外歯の接触部分における前記外歯の曲率が、前記内歯の曲率より大きいことを特徴とする内燃機関用リンク機構のアクチュエータ。

[請求項2]

請求項1に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって、

前記可撓性外歯車の外歯は、前記可撓性外歯車を前記波動発生器で径方向最大まで撓ませた状態の前記外歯の基準ピッチ円上の歯面が前記内歯の歯面と接触しない直線歯形を基本とし、

該直線歯形に対して前記可撓性外歯車を前記波動発生器で径方向最大まで撓ませた状態で、前記内歯の歯面と接触可能に前記外歯の基準ピッチ円上の歯厚が肉盛り形成されていることを特徴とする内燃機関

用リンク機構のアクチュエータ。

[請求項3] 請求項1に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって

、

前記内歯のうち、前記外歯の歯面との接触部分が、直線歯形で形成されていることを特徴とする内燃機関用リンク機構のアクチュエータ

。

[請求項4] 請求項3に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって

、

前記外歯のうち、前記内歯の歯面との接触部分が、曲線歯形で形成されていることを特徴とする内燃機関用リンク機構のアクチュエータ

。

[請求項5] 請求項1に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって

、

前記ハウジングは、前記波動歯車減速機に潤滑油を供給する供給孔を有することを特徴とする内燃機関用リンク機構のアクチュエータ。

[請求項6] 請求項5に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって

、

前記供給孔は、前記制御軸の軸心よりも重力方向上側に設けられていることを特徴とする内燃機関用リンク機構のアクチュエータ。

[請求項7] 請求項1に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって

、

前記内歯車部は、前記ハウジングに取り付けられた円環状部材であり、

前記可撓性外歯車は、有底円筒状に設けられており、

前記可撓性外歯車の円筒部の外周に前記外歯が形成されると共に、前記可撓性外歯車の底部に前記制御軸が取り付けられることを特徴とする内燃機関用リンク機構のアクチュエータ。

[請求項8] 請求項7に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータであって

、
前記可撓性外歯車の底部は、前記制御軸が挿通する挿通孔を有することを特徴とする内燃機関用リンク機構のアクチュエータ。

[請求項9] 請求項1に記載の内燃機関用リンク機構のアクチュエータにおいて

、
前記可撓性外歯車の回転軸に対し直交する断面上において、前記回転軸を原点として直交するX軸とY軸とからなる平面を定義し、

前記可撓性外歯車が中立円状態の円周上ピッチ点と前記原点とを結んだ線分が前記X軸となす角を θ とし、

前記可撓性外歯車が楕円変形後の楕円周上ピッチ点と前記原点とを結んだ線分が前記X軸となす角を ϕ 、前記外歯及び前記内歯の基本となる基準ピッチ円半径 RD_n 、前記可撓性外歯車が短軸上で前記剛性内歯車と干渉せず、かつ長軸上で基準ピッチ円が接触する位置で歯が噛み合い可能な径方向移動量である全振幅を S としたとき、 $\arg \phi = \arcsin \left[\frac{(RD_n - (S \cdot \cos^3 \theta))}{((A^2 \sin^2 \theta + B^2 \cos^2 \theta)^{1/2} - RD_n)} \right] \cdot \cos \theta$ の関係を満たすことを特徴とする内燃機関用リンク機構のアクチュエータ。

[請求項10] 波動歯車減速機であって、

ハウジングに設けられ、内歯を有する内歯車部と、

前記内歯車部の内側に配置されると共に、可撓性外歯車の外周に外歯が形成され、出力軸に回転を伝達する前記可撓性外歯車と、

入力軸によって回転する波動発生器であって、前記可撓性外歯車を楕円形に撓ませて前記可撓性外歯車の外歯を前記内歯車部の内歯に部分的に噛み合わせると共に、前記可撓性外歯車と前記内歯車部との噛合い箇所を回転させる前記波動発生器と、

を有し、前記内歯と前記外歯の接触部分における前記外歯の曲率が、前記内歯の曲率より大きいことを特徴とする波動歯車減速機。

[請求項11] 請求項10に記載の波動歯車減速機であって、

前記可撓性外歯車の外歯は、前記可撓性外歯車を前記波動発生器で

径方向最大まで撓ませた状態で前記内歯車と接触しない直線歯形を基本とし、

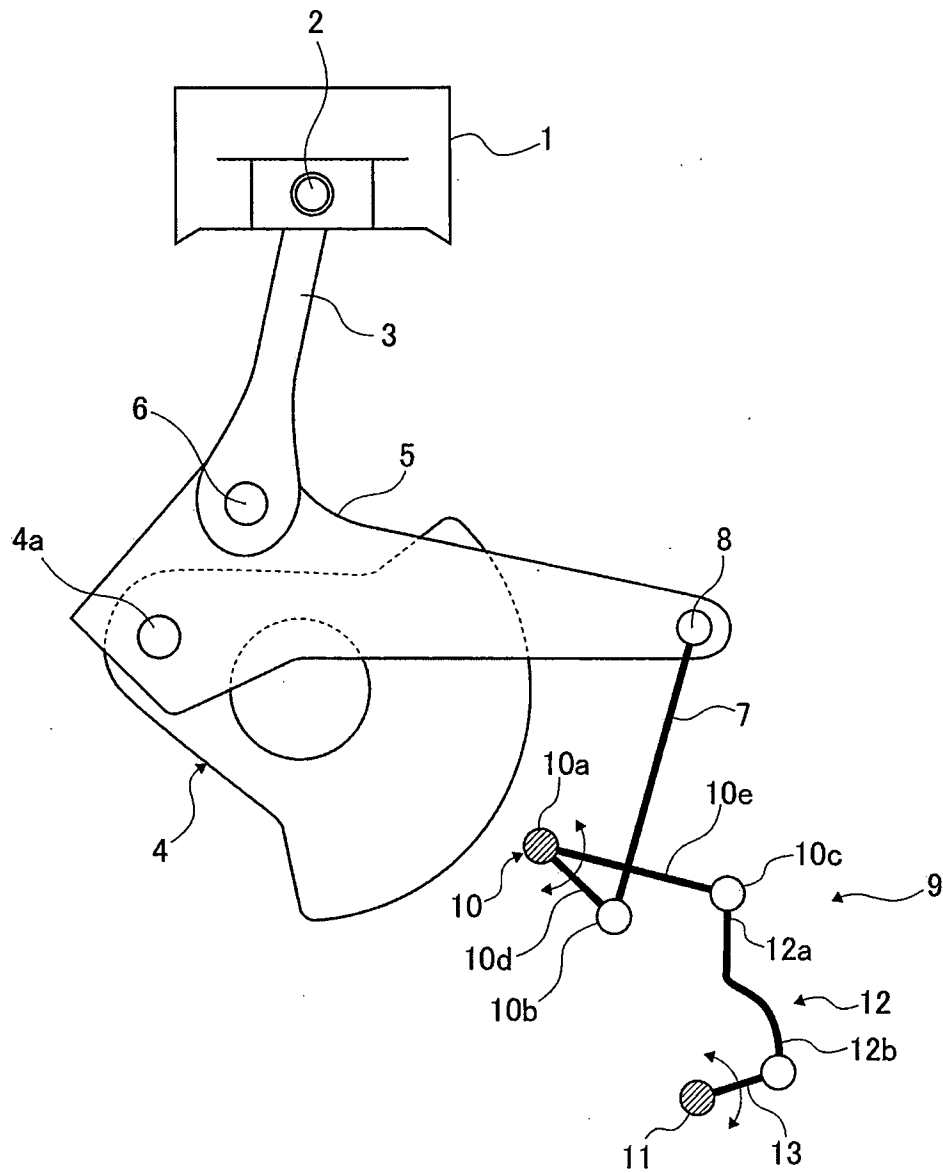
該直線歯形に対して前記可撓性外歯車を前記波動発生器で径方向最大まで撓ませた状態で前記内歯車と接触するように前記可撓性外歯車の外歯の歯厚が肉盛り形成されていることを特徴とする波動歯車減速機。

[請求項12] 請求項10に記載の波動歯車減速機であって、
前記内歯は直線歯形で形成されていることを特徴とする波動歯車減速機。

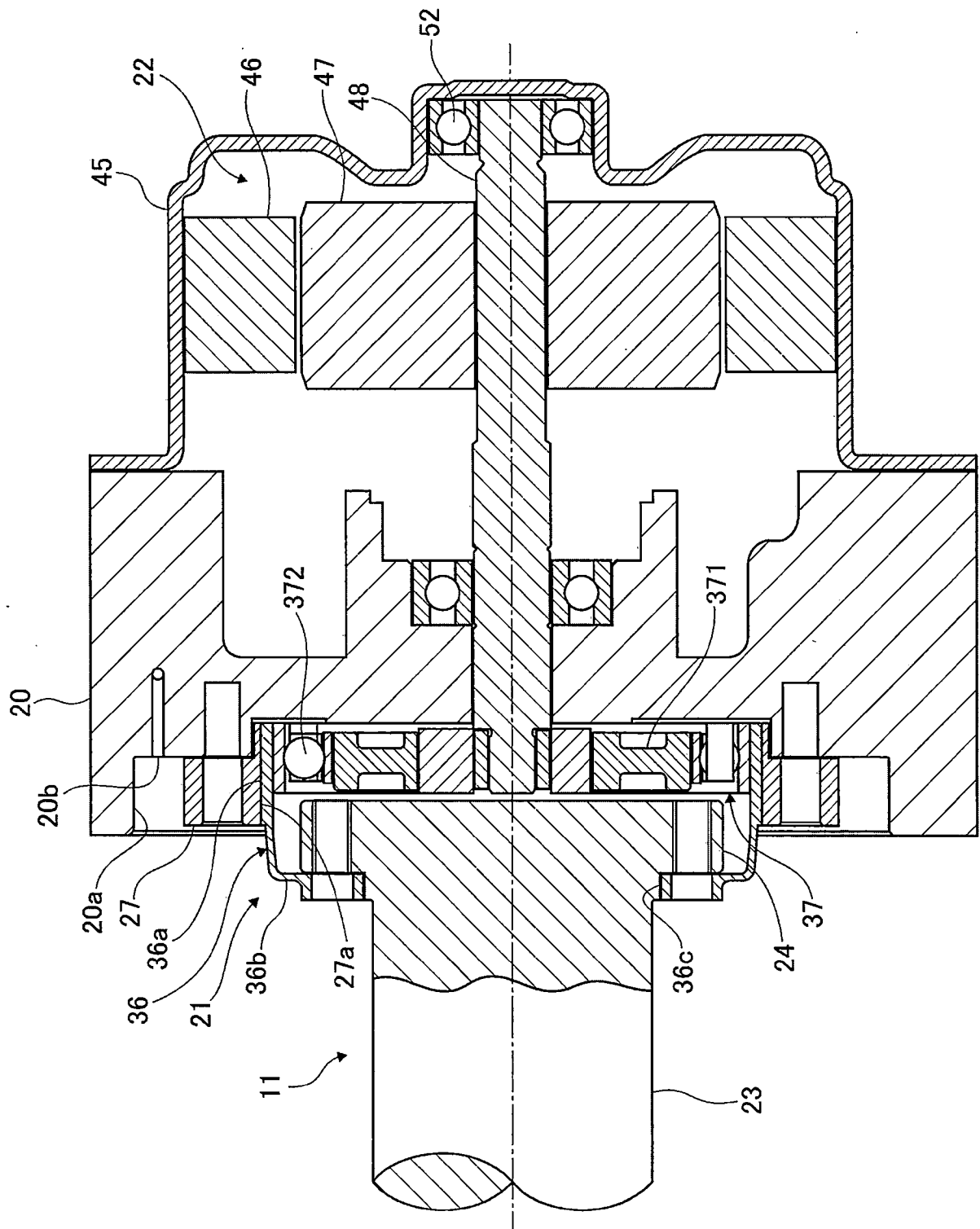
[請求項13] 請求項12に記載の波動歯車減速機であって、
前記外歯は曲線歯形で形成されていることを特徴とする波動歯車減速機。

[請求項14] 請求項10に記載の波動歯車減速機において、
前記可撓性外歯車の回転軸に対し直交する断面上において、前記回転軸を原点として直交するX軸とY軸とからなる平面を定義し、
前記可撓性外歯車が中立円状態の円周上ピッチ点と前記原点とを結んだ線分が前記X軸となす角を θ とし、
前記可撓性外歯車が楕円変形後の楕円周上ピッチ点と前記原点とを結んだ線分が前記X軸となす角を ϕ 、前記外歯及び前記内歯の基本となる基準ピッチ円半径 RD_n 、前記可撓性外歯車が短軸上で前記剛性内歯車と干渉せず、かつ長軸上で基準ピッチ円が接触する位置で歯が噛み合い可能な径方向移動量である全振幅を S としたとき、 $\arg \phi = \arcsin \left[\frac{(RD_n - (S \cdot \cos^3 \theta))}{((A^2 \sin^2 \theta + B^2 \cos^2 \theta)^{1/2} - RD_n)} \right] \cdot \cos \theta$ の関係を満たすことを特徴とする波動歯車減速機。

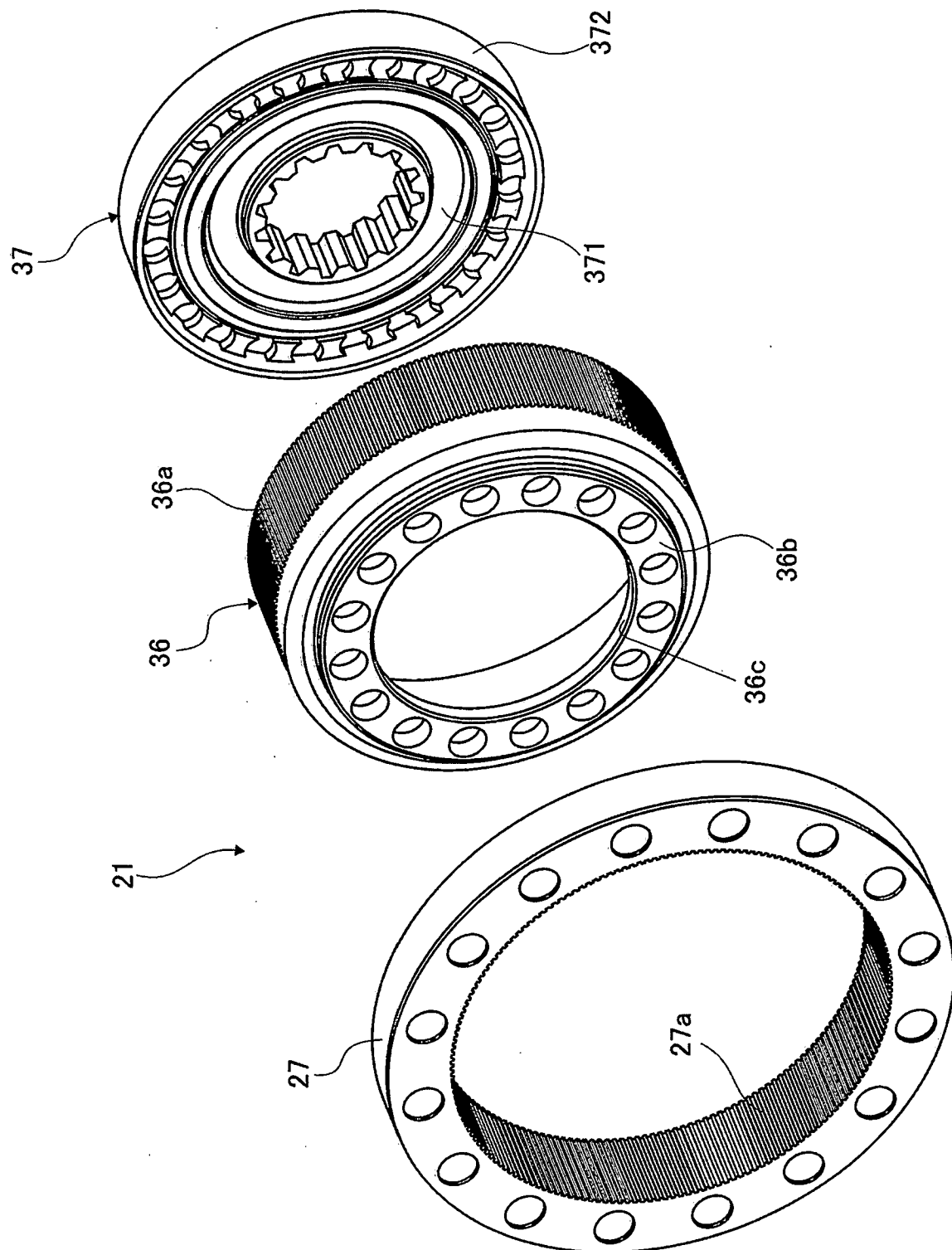
[図1]



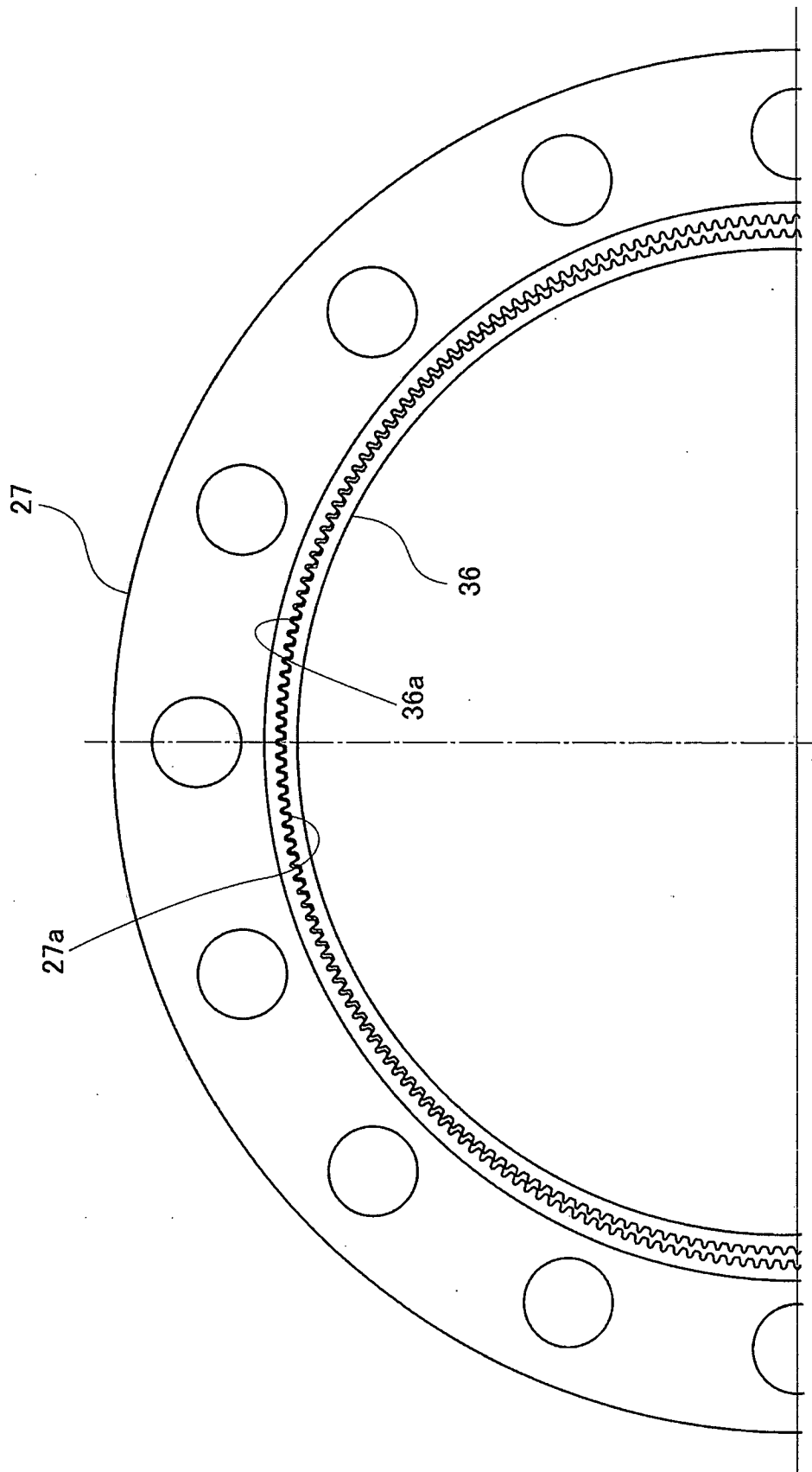
[図2]



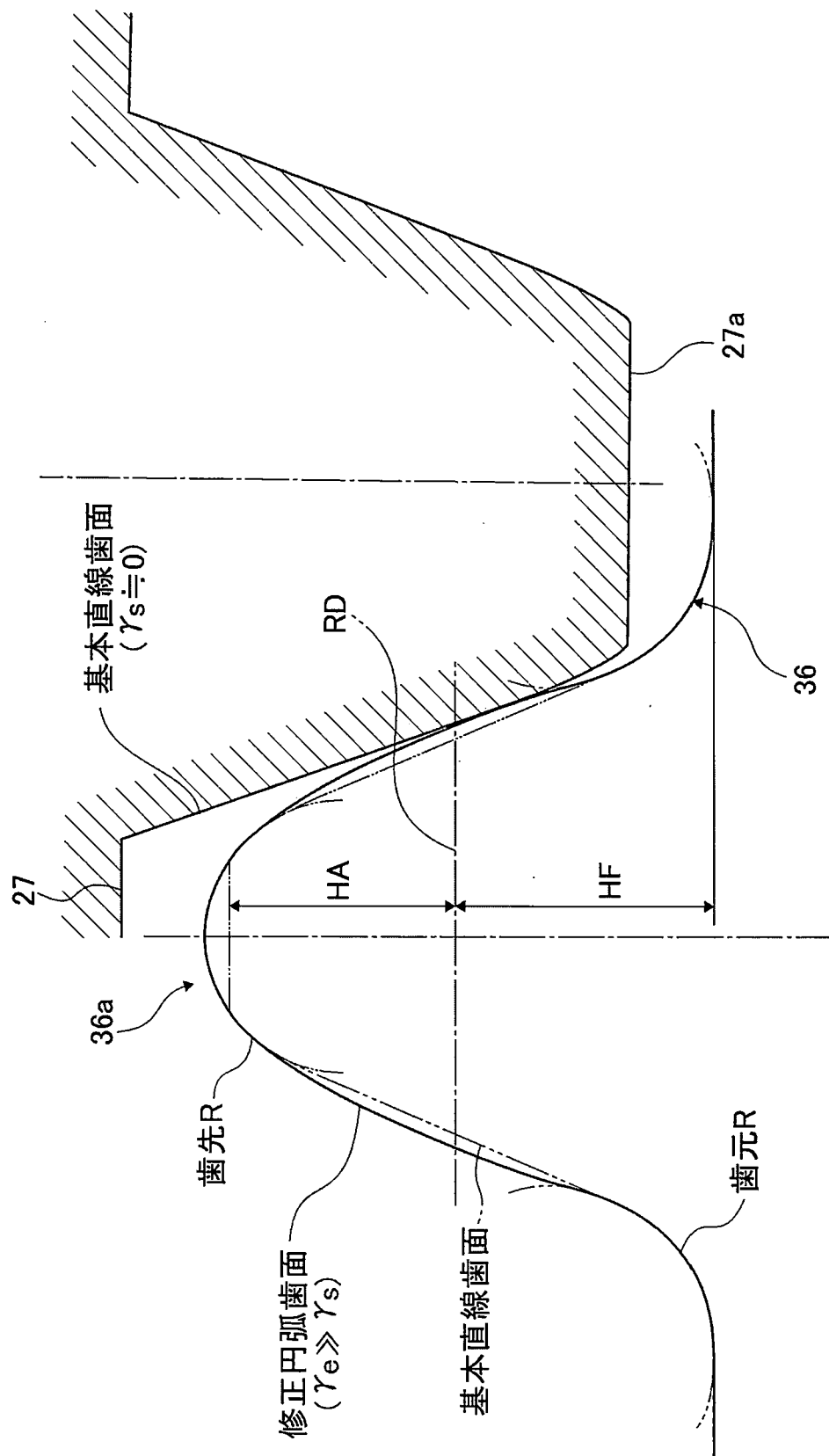
[図3]



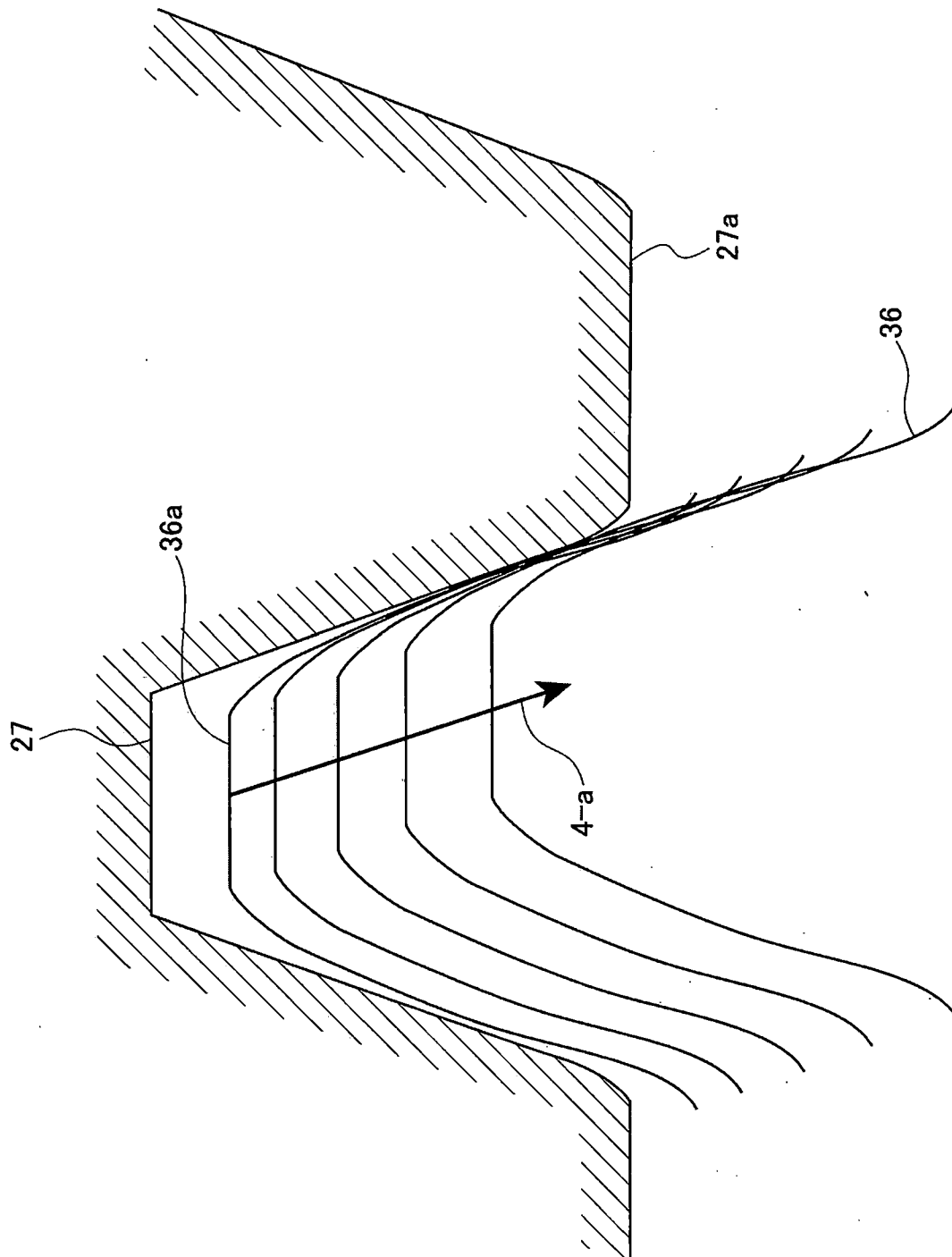
[図4]



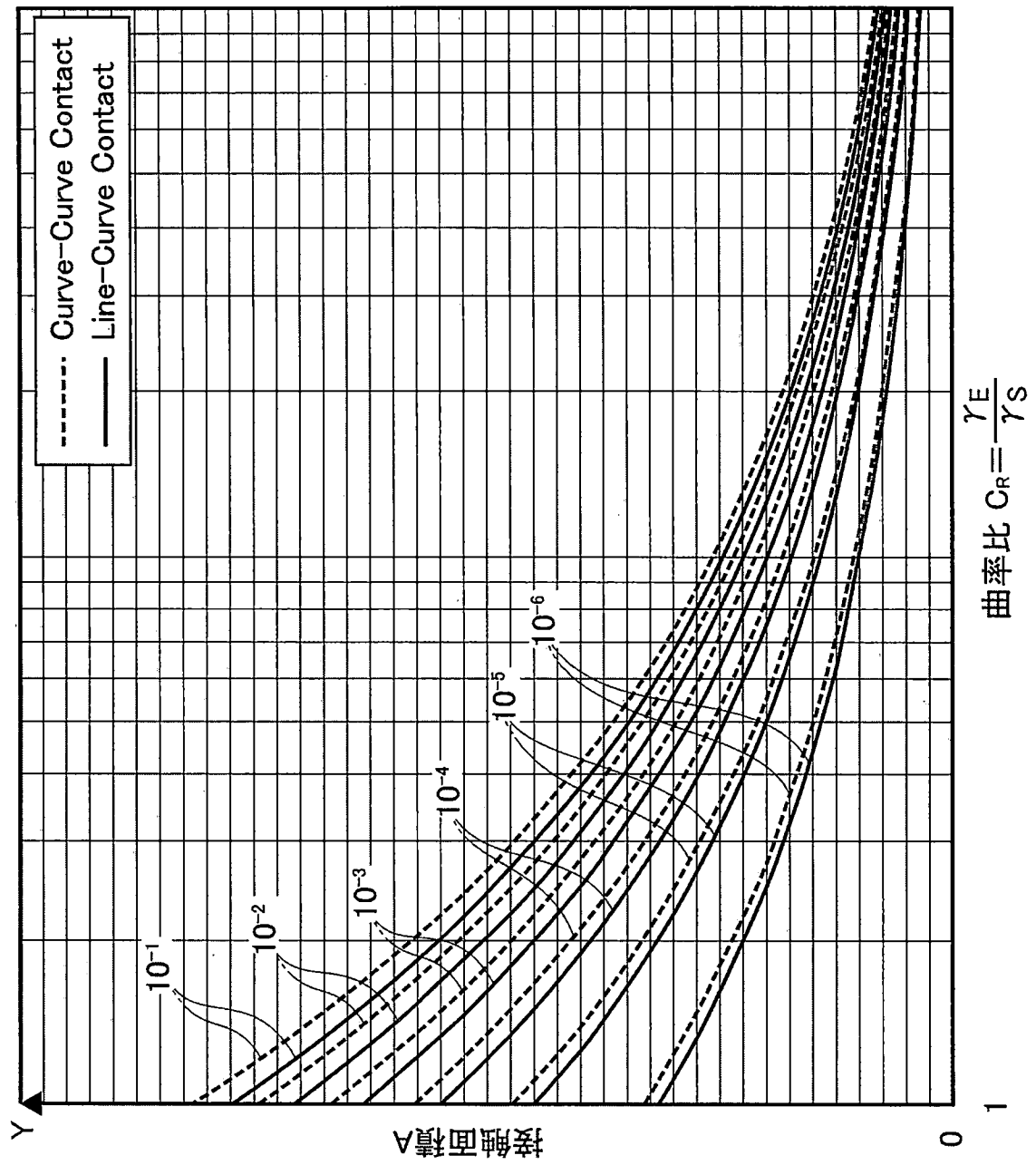
[図5]



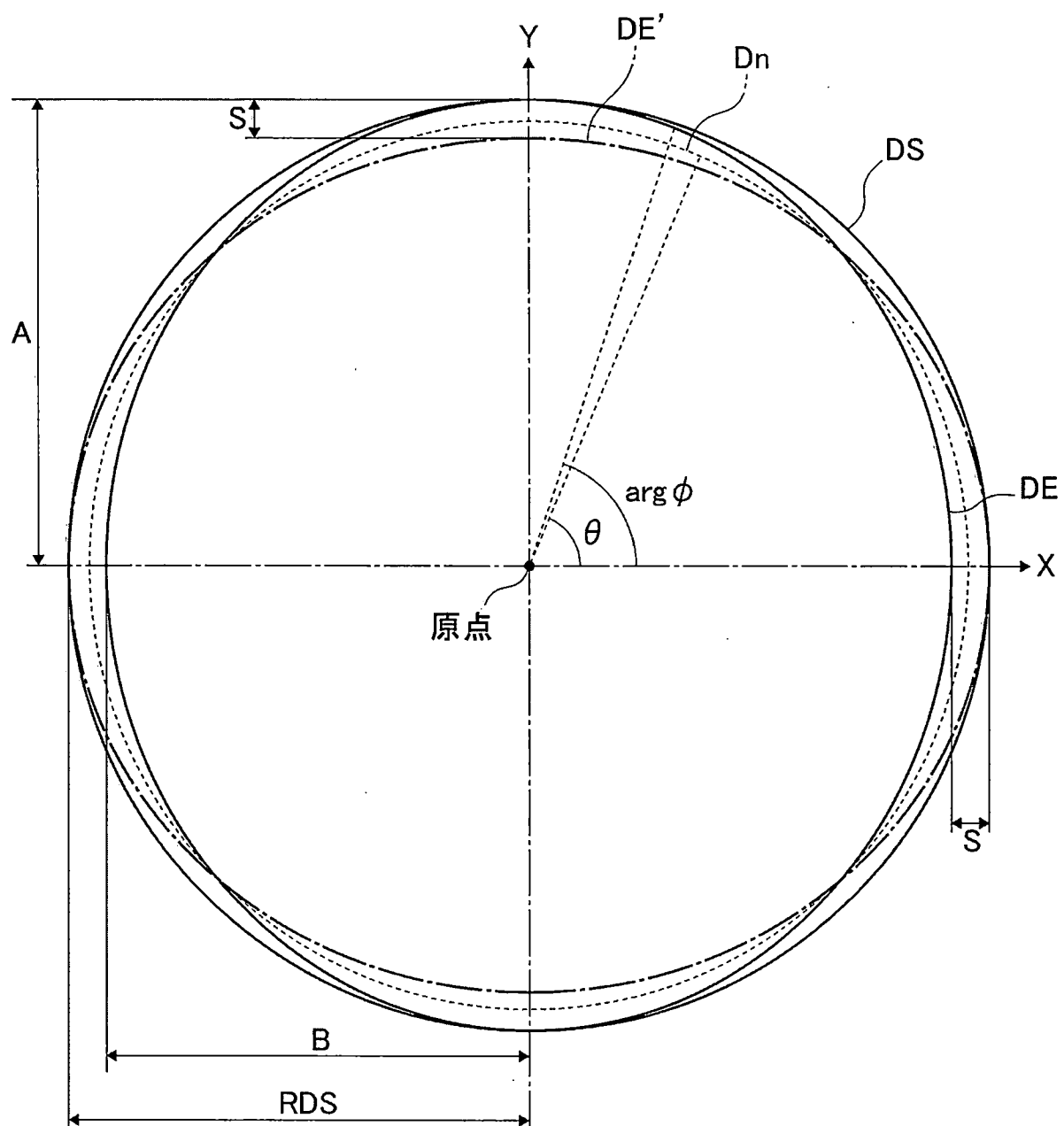
[図6]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/007667

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H55/08(2006.01)i, F02D15/02(2006.01)i, F16H1/32(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)

F16H55/08, F02D15/02, F16H1/32

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 A	JP 2014-20496 A (Aisin Seiki Co., Ltd.), 03 February 2014 (03.02.2014), paragraph [0018]; fig. 4 to 5 (Family: none)	1, 10 5-8 2-4, 9, 11-14
Y	JP 2004-116737 A (Toyota Motor Corp.), 15 April 2004 (15.04.2004), paragraph [0025]; fig. 1 to 3 (Family: none)	5-8
Y	JP 2014-206265 A (Harmonic Drive Systems Inc.), 30 October 2014 (30.10.2014), paragraph [0030]; fig. 1A to 1B (Family: none)	7-8

☐ 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
18 April 2017 (18.04.17)

Date of mailing of the international search report
09 May 2017 (09.05.17)

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

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F16H55/08(2006.01)i, F02D15/02(2006.01)i, F16H1/32(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. F16H55/08, F02D15/02, F16H1/32

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 A	JP 2014-20496 A（アイシン精機株式会社）2014.02.03, 段落[0018], 第4-5図（ファミリーなし）	1、10 5-8 2-4、9、 11-14
Y	JP 2004-116737 A（トヨタ自動車株式会社）2004.04.15, 段落 [0025], 第1-3図（ファミリーなし）	5-8

☒ 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

18.04.2017

国際調査報告の発送日

09.05.2017

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）

岡本 健太郎

3 J

3830

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 2014-206265 A (株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ) 2014. 10. 30, 段落[0030], 第 1A-1B 図 (ファミリーなし)	7 - 8