(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
2005 年8 月11 日 (11.08.2005)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2005/072067 A2

(51) 国際特許分類: 分類無し

(21) 国際出願番号: PCT/JP2005/001188

(22) 国際出願日: 2005 年1 月28 日 (28.01.2005)

(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2004-024887	2004 年1 月30 日 (30.01.2004)	JP
特願2004-142505	2004 年5 月12 日 (12.05.2004)	JP
特願2004-147352	2004 年5 月18 日 (18.05.2004)	JP
特願2004-217946	2004 年7 月26 日 (26.07.2004)	JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ナブテスコ株式会社 (NABTESCO CORPORATION) [JP/JP]; 〒1050022 東京都港区海岸１丁目９番１８号 国際浜松町ビル Tokyo (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 藤本 憲一 (FUJIMOTO, Kenichi) [JP/JP]; 〒5148533 三重県津市片田町壱町田５９４ナブテスコ株式会社津工場内 Mie (JP).

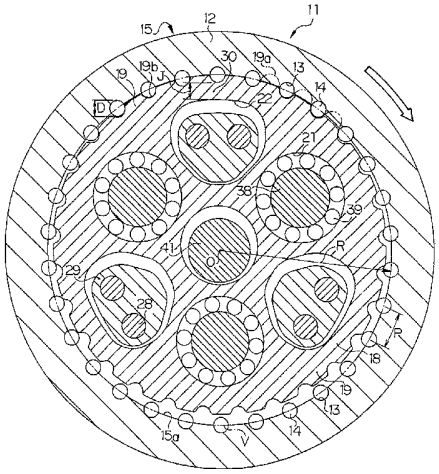
(74) 共通の代表者: ナブテスコ株式会社 (NABTESCO CORPORATION); 〒1050022 東京都港区海岸１丁目９番１８号 国際浜松町ビル Tokyo (JP).

(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, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM,

[続葉有]

(54) Title: ECCENTRIC OSCILLATING-TYPE PLANETARY GEAR DEVICE

(54) 発明の名称: 偏心揺動型遊星歯車装置



(57) Abstract: Deformation of bridge sections in an externally toothed gear and of outer teeth is suppressed, and this extends the life of tooth surfaces of external teeth (19), improves vibration characteristics, and drastically increases output torque while preventing a planetary gear device (11) from becoming large in size. To achieve the above, a ratio obtained by dividing the diameter (D) of pins constructing internal teeth (14) by the pitch (P) of the internal teeth (14) is made smaller to an extent where the tooth tops (19a) of the external teeth (19) are radially outside the inner periphery (15a) of an internally toothed gear (15), or alternatively, a meeting point (C) where the lines (S) of action of reaction forces (K) as drive force components meet is moved more radially outward than a conventional position so as to be positioned between a pin circle (P) passing the centers of all the internal teeth (pins) (14) and an outer end passing circle (G) passing radially outer ends of through-holes (22), or further alternatively, the amount (H) of eccentricity of an externally toothed gear (18) relative to an internally toothed gear is set not less than 0.5 times the radius (R) of the internal teeth (pins)(14).

(57) 要約: 外歯歯車のブリッジ部、外歯の弾性変形を抑制することで外歯19の歯面寿命を延ばすとともに、振動特性を向上させ、遊星歯車装置11の大型化を防止しながら出力トルクを大幅に増大させることを課題とする。これを解決するために、内歯14を構成するピンの直径Ｄを内歯14のピッチＰで除した比率を、外歯19の歯先19ａが内歯歯車15の内周15ａを半径方向外側に越えるまで小さくし、または、駆動分力の反力Ｋの作用線Ｓが集合する集合点Ｃを、

[続葉有]

WO 2005/072067 A2

DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, 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, LS, MW, MZ, NA, 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 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 国際調査報告書なし；報告書を受け取り次第公開される。

２文字コード及び他の略語については、定期発行される各*PCT*ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

従来より半径方向外側に移動させて、全ての内歯（ピン）14の中心を通過するピン円Ｐと、貫通孔22の半径方向外端を通過する外端通過円Ｇとの間に位置させ、または、外歯歯車18の内歯歯車に対する偏心量Ｈを内歯（ピン）14の半径Ｒの 0.5倍以上とした。

明 細 書

偏心揺動型遊星歯車装置

技術分野

[0001] この発明は、内歯歯車に噛み合う外歯歯車をクランク軸によって偏心揺動させるようにした偏心揺動型遊星歯車装置に関するものである。

背景技術

[0002] 従来の偏心揺動型遊星歯車装置としては、例えば特許文献1に記載されているようなものが知られている。

[0003] このものは、内周に多数の円柱状ピンで構成された内歯が一定ピッチで設けられた内歯歯車と、複数のクランク軸孔および貫通孔が形成され、外周にトロコイド歯形からなり前記内歯に噛み合うとともに、該内歯より1個だけ歯数が少ない外歯を有する外歯歯車と、各クランク軸孔に挿入され、回転することで外歯歯車を偏心揺動させるクランク軸と、前記クランク軸を回転可能に支持するとともに、各貫通孔に遊嵌挿入された複数の柱部を有する支持体とを備えたものである。

[0004] そして、このものにおいては、図22に示すように、互いに接触している外歯歯車01の外歯02から内歯歯車03の内歯(ピン)04に対して、その接触点における歯面に垂直な方向の駆動分力がそれぞれ付与されるとともに、その反作用として内歯(ピン)04から外歯02に対して前記駆動分力の反力Kが付与される。

[0005] さらに、図23に示すように、各外歯101から対応する内歯(ピン)102に対して付与される駆動分力の反力Kの作用線Sは一つの集合点Cにおいて重なり合うが、このような集合点Cは全ての貫通孔103の半径方向外端を通過する外端通過円Gと、半径方向内端を通過する内端通過円Nとの間に位置していた。

[0006] また、このような遊星歯車装置において、大型化、特に外歯歯車を大径化することなく、また、外歯から内歯に付与される駆動分力(接圧)を増大させることなく、出力トルクを増大させることが要求されるようになってきた。

[0007] ここで、前述の出力トルクは、外歯と内歯(ピン)との各接触点での駆動分力の接線方向成分に内歯歯車の中心から前記接触点までの距離を乗じた値の合計となるが、

内歯歯車の中心から接触点までの距離は、大型化防止の要請から、一定であるので、出力トルクを増大させるには、駆動分力の接線方向成分を増大させることが考えられる。そして、このような駆動分力の接線方向成分の増大は、駆動分力の作用線が集合する集合点を半径方向外側に移動させて、前記作用線を外歯歯車に対して接線方向側に傾斜させることで達成することができる。

[0008] 特許文献1:特開平7−299791号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

[0009] しかしながら、前述した遊星歯車装置にあっては、外歯歯車01のうち、貫通孔05の半径方向外側に位置するブリッジ部06は、肉厚(貫通孔05の半径方向外端から外歯02の歯底07までの半径方向距離が最小肉厚となる)Jが他の部位における肉厚よりかなり小さく曲げ剛性が低いため、前述のような反力Kがこのブリッジ部06に対してほぼ半径方向に作用すると、ブリッジ部06および該ブリッジ部06近傍の外歯02が弾性変形をして外歯02と内歯(ピン)04とが片当たりし、外歯02の歯面寿命が短くなってしまうという課題があった。

[0010] しかも、前述のようにブリッジ部06の曲げ剛性が低いと、前記遊星歯車装置をロボット、工作機械等に適用したときで、トルク負荷が存在している場合には、固有振動数が低くなって振動特性が悪化し、制御性が低下するという課題もあった。

[0011] また、このような従来の偏心揺動型遊星歯車装置にあっては、前述のように集合点Cが外端通過円Gと内端通過円Nとの間に位置しているため、外歯歯車104の偏心揺動回転によって前記集合点Cが貫通孔103の中心近傍に位置するようになると、各反力Kの作用線Sは貫通孔103に対してほぼ法線方向に延びることになる。ここで、外歯歯車104のうち、貫通孔103の半径方向外側に位置するブリッジ部105は、他の部位に比較して薄肉であるため、剛性が低いが、この剛性の低いブリッジ部105に対して一部の反力Kが前述のように貫通孔103のほぼ法線方向に、即ちブリッジ部105の延在方向にほぼ直交する方向に作用するため、ブリッジ部105および該ブリッジ部105近傍の外歯101が弾性変形をして外歯101と内歯(ピン)102とが片当たりし、外歯101の歯面寿命が短くなってしまうという課題があった。

[0012] さらに、前述した集合点の位置(内歯歯車の中心からの半径方向距離)を内歯(ピン)の歯数で除することにより求められる、外歯歯車の内歯歯車に対する偏心量は、外歯の歯先が内歯歯車の内周に干渉するのを回避するためには、内歯(ピン)の半径の 0.5倍未満でなければならず(従来の遊星歯車装置では0.40ー0.45倍程度)、この結果、前述のように集合点を半径方向外側に移動させるには制限があって、出力トルクを充分に増大させることができないという課題があった。

[0013] この発明は、外歯歯車のブリッジ部、外歯の弾性変形を抑制することで外歯の歯面寿命を延ばすとともに、振動特性を向上させることができ、また、大型化を防止しながら出力トルクを増大させることもできる偏心揺動型遊星歯車装置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

[0014] このような目的は、第1に、内周に多数の円柱状ピンで構成された内歯が一定ピッチPで設けられた内歯歯車と、少なくとも1個のクランク軸孔および複数の貫通孔が形成され、外周にトロコイド歯形からなり前記内歯に噛み合うとともに、該内歯より1個だけ歯数が少ない外歯を有する外歯歯車と、各クランク軸孔に挿入され、回転することで外歯歯車を偏心揺動させるクランク軸と、前記クランク軸を回転可能に支持するとともに、各貫通孔に挿入された複数の柱部を有する支持体とを備えた偏心揺動型遊星歯車装置において、内歯を構成するピンの直径Dを内歯の一定ピッチPで除した比率を、外歯の歯先が内歯歯車の内周を半径方向外側に越えるまで小さくするとともに、少なくとも内歯歯車の内周を超えた部位の外歯を切除し、外歯と内歯歯車の内周との干渉を回避するようにした偏心揺動型遊星歯車装置により達成することができる。

[0015] 第2に、同様の偏心揺動型遊星歯車装置において、内歯を構成するピンの直径Dを内歯の一定ピッチPで除した比率を、外歯の歯先が内歯歯車の内周を半径方向外側に越えるまで小さくするとともに、隣接する内歯間の内歯歯車の内周を前記外歯が内周を超えた量以上の深さだけ切除し、外歯と内歯歯車の内周との干渉を回避するようにした偏心揺動型遊星歯車装置により達成することができる。

[0016] 第3に、内周に多数の円柱状ピンで構成された内歯が設けられた内歯歯車と、少なくとも1個のクランク軸孔および複数の貫通孔が形成され、外周にトロコイド歯形から

なり前記内歯に噛み合う多数の外歯を有する外歯歯車と、各クランク軸孔に挿入され、回転することで外歯歯車を偏心揺動させるクランク軸と、前記クランク軸を回転可能に支持するとともに、各貫通孔に挿入された複数の柱部を有する支持体とを備えた偏心揺動型遊星歯車装置において、各外歯から対応する内歯に対して付与される駆動分力の反力Kの作用線Sが重なり合う集合点Cを、内歯を構成する全てのピンの中心を通過するピン円Pと、全ての貫通孔の半径方向外端を通過する外端通過円Gとの間に位置させることにより、達成することができる。

[0017] 第4に、内周に多数の円柱状ピンで構成された内歯が設けられた内歯歯車と、少なくとも1個のクランク軸孔および複数の貫通孔が形成され、外周にトロコイド歯形からなり前記内歯に噛み合うとともに、該内歯より1個だけ歯数が少ない外歯を有する外歯歯車と、各クランク軸孔に挿入され、回転することで外歯歯車を偏心揺動させるクランク軸と、前記クランク軸を回転可能に支持するとともに、各貫通孔に挿入された複数の柱部を有する支持体とを備えた偏心揺動型遊星歯車装置において、前記外歯歯車の内歯歯車に対する偏心量をH、内歯を構成するピンの半径をRとしたとき、前記偏心量Hを半径Rの 0.5ー 1.0倍の範囲内となすとともに、各外歯を歯先から所定量だけ切除して外歯と内歯歯車の内周との干渉を回避するようにした偏心揺動型遊星歯車装置により達成することができる。

[0018] 第5に、同様の偏心揺動型遊星歯車装置において、前記外歯歯車の内歯歯車に対する偏心量をH、内歯を構成するピンの半径をRとしたとき、偏心量Hを半径Rの0.5ー 1.0倍の範囲内となすとともに、隣接する内歯間の内歯歯車内周を所定深さだけ切除して、外歯と内歯歯車の内周との干渉を回避するようにした偏心揺動型遊星歯車装置により達成することができる。

発明の効果

[0019] 前記請求項1、2に係る発明においては、内歯を構成するピンの直径Dを内歯の一定ピッチPで除した比率を、外歯の歯先が内歯歯車の内周を半径方向外側に越えるまで小さくしたので、前記内歯（ピン）の直径Dが従来より小径となり、これにより、外歯歯車の外歯の歯底が半径方向外側に移動し、この結果、貫通孔の半径方向外側に位置するブリッジ部の肉厚（最小肉厚）が従来より厚くなって曲げ剛性が高くなる。

これにより、駆動分力の反力がほぼ半径方向に作用したときのブリッジ部、外歯における弾性変形が抑制され、外歯の歯面寿命を延ばすことができるとともに、固有振動数が高くなって、振動特性、制御性を向上させることができる。

[0020] ここで、前述のように構成すると、外歯が内歯歯車の内周に干渉するが、請求項1に係る発明においては、少なくとも内歯歯車の内周を超えた部位の外歯を切除することで、また、請求項2に係る発明においては、隣接する内歯間の内歯歯車の内周を前記外歯が内周を超えた量以上の深さだけ切除することで、このような外歯と内歯歯車の内周との干渉を回避するようにしている。

[0021] また、請求項3に記載のように構成すれば、トルク伝達に最も大きな役割を果たしている変曲点を残すことで伝達トルクの低減を抑制することができるとともに、外歯と内歯との滑りが少ない部位を残すことで騒音、発熱を低減させることができる。

また、請求項4に記載のように構成すれば、内歯と外歯との接触点でのヘルツ応力を低い値に維持することができ、外歯の歯面寿命をさらに延ばすことができる。

さらに、請求項5に記載のように構成すれば、歯面に尖った部位が生じるのを防止しながら、出力トルクを増大させることができる。

[0022] また、請求項6に記載のように構成すれば、各外歯から対応する内歯に対して付与される駆動分力の反力Kの作用線Sが重なり合う集合点Cを、全ての貫通孔の半径方向外端を通過する外端通過円Gより半径方向外側に位置させるようにしたので、集合点Cが貫通孔の中心を通る半径方向線上に位置するようになったとき、いずれの反力Kの作用線Sも貫通孔に対して従来より接線方向側に傾斜し、ブリッジ部の延在方向に近付くようになる。この結果、薄肉で剛性の低いブリッジ部および該ブリッジ部近傍の外歯の弾性変形が抑制され、外歯の歯面寿命が延びるのである。

[0023] しかも、前記集合点Cが前述のように外端通過円Gより半径方向外側に位置していると、前記各反力Kの接線方向成分を貫通孔の空洞部分ではなく、接線方向剛性の高いブリッジ部が受けることになるため、貫通孔の変形を抑制することができる。但し、前記集合点Cが内歯を構成する全てのピンの中心を通過するピン円Pより半径方向外側に位置すると、外歯の歯面に尖った部分が生じるため、前記集合点Cは外端通過円Gとピン円Pとの間に位置していなければならない。

[0024] ここで、前記集合点Cがピン円Pと歯底円Mとの間に位置しているときには、一部の反力Kが外歯歯車に対してほぼ接線方向に延び、この結果、このような反力Kにより外歯が曲げ変形するおそれがあるが、請求項7に記載のように前記集合点Cを歯底円Mと外端通過円Gとの間に位置させるようにすれば、このような事態を防止することができる。

また、請求項8に記載のように構成すれば、歯数差を2以上とした場合に比較して高減速比とすることができるとともに、加工コストを低減させることができる。

[0025] 請求項9に係る発明においては、偏心量Hを半径Rの 0.5倍以上としたので、該偏心量Hに内歯の歯数Zを乗じて求められる、内歯歯車の中心Oから集合点Cまでの半径方向距離Lを従来より大と、即ち、集合点Cを半径方向外側に大きく移動させることができる。これにより、駆動分力K'の作用線Sが外歯歯車に対して接線方向側に大きく傾斜して、駆動分力K'の接線方向成分が増大し、これにより、内、外歯の噛み合い歯数に変化のない場合には、出力トルクが増大するのである。

[0026] ここで、前述のように偏心量Hを半径Rの 0.5倍以上とすると、外歯の歯先が内歯歯車の内周に干渉するが、各外歯を歯先から所定量だけ切除することで、このような外歯と内歯歯車の内周との干渉を回避するようにしている。一方、請求項10に係る発明においては、隣接する内歯間の内歯歯車内周を所定深さだけ切除して、外歯と内歯歯車の内周との干渉を回避するようにしている。なお、前記偏心量Hが半径Rの1.0倍を超えると、前述のいずれの場合も外歯歯車の偏心揺動回転時に外歯と内歯とが干渉する回転位置が生じてしまうため、偏心量Hは半径Rの 1.0倍以下でなければならない。

[0027] また、請求項11に記載のように構成すれば、歯面に尖った部位が生じるのを防止しながら、強力に出力トルクを増大させることができる。

また、請求項12に記載のように構成すれば、外歯の曲げ剛性が高くなり、さらに外歯の加工を容易にすることができる。

発明を実施するための最良の形態

[0028] 以下に本件発明の実施例を説明する。

実施例 1

[0029] 以下、この発明の実施例1を図面に基づいて説明する。

図1、2において、11はロボット等に使用される偏心揺動型遊星歯車装置であり、この遊星歯車装置11は、例えば図示していないロボットのアーム、ハンド等に取り付けられた略円筒状の回転ケース12を有する。この回転ケース12の内周でその軸方向中央部には断面が半円形をした多数のピン溝13が形成され、これらのピン溝13は軸方向に延びるとともに、周方向に等距離離れて、ここでは一定ピッチPだけ離れて配置されている。14は多数(ピン溝13と同数)の円柱状をしたピンからなる内歯であり、これらの内歯(ピン)14はそのほぼ半分がピン溝13内に挿入されることで回転ケース12の内周に周方向に等距離(一定ピッチPだけ)離れて設けられている。

[0030] ここで、前述の一定ピッチPとは、全ての内歯14を構成するピンの中心を通過するピン円Vの円周長を内歯(ピン)14の本数で除した値であり、換言すれば、任意の隣接する2つの内歯(ピン)14の中心間を円弧線分で結んだときの円弧長である。前述した回転ケース12、内歯(ピン)14は全体として、内周15aに複数の円柱状ピンで構成された内歯14が設けられた内歯歯車15を構成する。この結果、内歯歯車15(固定ケース12)の内周15aは、前記ピン円V上、または、少なくとも内歯(ピン)14を保持することができる程度のピン円Vの近傍に位置している。

[0031] ここで、前記内歯(ピン)14は25ー 100本程度配置されるが、30ー80本の範囲内が好ましい。その理由は、内歯(ピン)14の本数を前述の範囲内とし、後述する外歯歯車18と内歯歯車15との噛み合いの前段に、後述する外歯車40、42からなる減速比が1/1ー1/7の平歯車減速機を設けて、前段と後段の減速比を組み合わせるようにすれば、高減速比を容易に得ることができるとともに、固有振動数の高い高減速比の遊星歯車装置を構成することができるからである。

[0032] 前記内歯歯車15内にはリング状をした複数(ここでは2個)の外歯歯車18が軸方向に並べられて収納され、これら外歯歯車18の外周にはトロコイド歯形、詳しくはペリトロコイド歯形からなる多数の外歯19がそれぞれ形成されている。そして、前記外歯歯車18の外歯19の歯数Zは前記内歯(ピン)14の歯数より1だけ少ない(歯数差が1である)。このように内歯(ピン)14と外歯19との歯数差を1としたのは、これらの歯数差が2以上の値Gである場合に比較し、高減速比とすることができるとともに、加工コストを

低減させることができるからである。

[0033] ここで、歯数差が2以上の値Gである外歯歯車とは、トロコイド外歯歯車の外形輪郭を、外歯19間ピッチを該Gの値で除した距離だけ周方向にずらすとともに、これら周方向にずれたG個の外形輪郭が重なり合った部分を歯形として取り出した外歯歯車のことである(特開平3−181641号公報参照)。そして、これら外歯歯車18と内歯歯車15とは内接した状態で外歯19と内歯(ピン)14とが噛み合っているが、2つの外歯歯車18の最大噛み合い部(噛み合いの最も深い部位)は 180度だけ位相がずれている。

[0034] 各外歯歯車18には少なくとも1個、ここでは3個の軸方向に貫通したクランク軸孔21が形成され、これらの複数のクランク軸孔21は外歯歯車18の中心軸から半径方向に等距離離れるとともに、周方向に等距離離れている。22は各外歯歯車18に形成された複数(クランク軸孔21と同数である3個)の貫通孔であり、これらの貫通孔22はクランク軸孔21と周方向に交互に配置されるとともに、周方向に等距離離れて配置されている。そして、前記貫通孔22は半径方向外側に向かって周方向幅が広くなった略ベース形を呈している。

[0035] 25は回転ケース12内に遊嵌され図示していない固定ロボット部材に取り付けられた支持体(キャリア)であり、この支持体25は外歯歯車18の軸方向両外側に配置された一対の略リング状を呈する端板部26、27と、一端が端板部26に一体的に連結され、他端が複数のボルト28により端板部27に着脱可能に連結された複数(貫通孔22と同数である3本)の柱部29とから構成されている。そして、前記端板部26、27同士を連結する柱部29は軸方向に延びるとともに、外歯歯車18の貫通孔22内に若干の間隙を保持しながら挿入(遊嵌)されている。

[0036] このように貫通孔22内には柱部29が遊嵌されているので、該貫通孔22の半径方向外側に位置している部位の外歯歯車18は、内側から支持されていないブリッジ部30を構成するが、このブリッジ部30はその肉厚(貫通孔22の半径方向外端から外歯歯車15の外歯19の歯底19bまでの半径方向距離が最小肉厚となる)Jが他の部位における肉厚よりかなり小さく曲げ剛性は低い。

[0037] 31は前記支持体25、詳しくは端板部26、27の外周と回転ケース12の軸方向両端部

内周との間に介装された一対の軸受であり、これらの軸受31により内歯歯車15は支持体25に回転可能に支持される。35は周方向に等角度離れて配置された少なくとも1本（クランク軸孔21と同数である3本）のクランク軸であり、これら複数のクランク軸35は、その軸方向一端部に外嵌された円錐ころ軸受36およびその軸方向他端部に外嵌された円錐ころ軸受37によって支持体25、詳しくは端板部26、27に回転可能に支持されている。

[0038] 前記クランク軸35はその軸方向中央部にクランク軸35の中心軸から等距離だけ偏心した2個の偏心カム38を有し、これら偏心カム38は互いに 180度だけ位相がずれている。ここで、前記クランク軸35の偏心カム38は外歯歯車18のクランク軸孔21内にそれぞれ遊嵌されるとともに、これらの間には針状ころ軸受39が介装され、この結果、前記外歯歯車18とクランク軸35との相対回転が許容される。また、各クランク軸35の軸方向一端には外歯車40が固定され、これらの外歯車40には図示していない駆動モータの出力軸41の一端部に設けられた外歯車42が噛み合っている。

[0039] そして、駆動モータが作動して外歯車40が回転すると、クランク軸35が自身の中心軸回りに回転し、この結果、クランク軸35の偏心カム38が外歯歯車18のクランク軸孔21内において偏心回転し、外歯歯車18が矢印方向に偏心揺動回転をする。このとき、互いに噛み合っている内歯（ピン）14と外歯19との接触点には、図2、3、4に示すように、外歯19から対応する内歯（ピン）14に対して作用線S方向の駆動分力がそれぞれ付与されるとともに、その反作用として内歯（ピン）14から外歯19に作用線S方向の駆動分力の反力Kがそれぞれ付与される。

[0040] ここで、前述した各反力Kの作用線Sは前記接触点における歯面に垂直な線上に位置するが、これら複数の作用線Sは、前述のように内歯（ピン）14が円柱状を呈し、外歯19がトロコイド歯形から構成されているので、外歯歯車18上の一点、即ち集合点Cで集合（交差）する。そして、前記駆動分力の接線方向成分の合計が内歯歯車15に回転駆動力として付与される。

[0041] また、前記駆動分力の反力Kのうちの一部が前述した曲げ剛性の低いブリッジ部30に対して作用するが、このような反力Kによりブリッジ部30および該ブリッジ部30近傍の外歯19は弾性変形をして外歯19と内歯（ピン）14とが片当たりし、外歯19の歯面寿

命が短くなってしまったり、固有振動数が低くなって振動特性、制御性が低下してしまうことがある。

[0042] このため、この実施例1においては、内歯14を構成するピンの直径Dを内歯14の一定ピッチPで除した比率Bを、外歯19の仮想線で示す歯先19aが内歯歯車15の内周15aを半径方向外側に越えるまで小さく、例えば、内歯(ピン)14の歯数が40のとき、従来では0.55程度であったのを0.32程度まで小さくし、これにより、前記内歯(ピン)14の直径Dを従来より小径として、外歯歯車18の外歯19の歯底19bを半径方向外側に移動させたのである。

[0043] そして、前述のように外歯19の歯底19bが半径方向外側に移動すると、貫通孔22の半径方向外端から外歯19の歯底19bまでの半径方向距離、即ち、前記ブリッジ部30の肉厚Jが従来より厚くなって曲げ剛性が高くなり、この結果、前記反力Kが作用したときのブリッジ部30、外歯19における弾性変形が抑制され、該外歯19の歯面寿命を延ばすことができるとともに、トルク負荷が存在している場合にも、固有振動数が高くなって振動特性、制御性を向上させることができる。

[0044] ここで、前述のように内歯(ピン)14の直径Dが小径となると、隣接する内歯(ピン)14に両歯面(回転方向前側歯面および後側歯面)がそれぞれ接触する外歯19の歯厚、歯丈が大となるが、前述のように比率Bを歯先19aが内周15aを半径方向外側に越えるまで小さくすると、歯丈の大きくなった外歯19が内周15aに干渉する。このため、少なくとも内歯歯車15の内周15aを超えた部位の外歯19を切除することで、外歯19と内歯歯車15の内周15aとの干渉を回避するようにしている。

[0045] この実施例1では、内歯歯車15と外歯歯車18との最大噛み合い部において、切除後の外歯19の先端と、内歯歯車15の内周15aとの間に僅かな間隙が生じる程度だけ切除することで、外歯19と内歯歯車15の内周15aとの干渉を回避するようにしている。そして、このように切除した後の外歯19の回転方向前側エッジ44aと回転方向後側エッジ44bとの間の距離をAとしたとき、前記内歯14を構成するピンの直径Dを距離Aより小とすることが好ましい。

[0046] ここで、前記外歯歯車18の外歯19における切除位置を、外歯19の両歯面(回転方向前側歯面および後側歯面)における変曲点H同士を結ぶ線Mより半径方向外側と

し、これにより、前記内歯14を構成するピンの直径Dを、内歯14を構成している隣接する2本のピンの中心間直線距離Yから、線Mで切除した後の外歯19の回転方向前側エッジ45aと回転方向後側エッジ45bとの間の距離Fを減じた値以上とすることが好ましい。その理由は、前述のようにすれば、トルク伝達に最も大きな役割を果たしている(内歯14との接圧が最大値である)変曲点Hを切除せずに残すことができ、伝達トルクの低減を抑制することができるからである。ここで、前記線Mは外歯歯車18の中心軸を曲率中心とし、両変曲点Hを通過する円弧の線のことである。

[0047] また、前記外歯歯車18の外歯19における切除位置を、外歯19の歯末部と歯元部との境界N(歯丈の 1/2の高さ位置)より半径方向内側とし、これにより、前記内歯14を構成するピンの直径Dを、前記中心間直線距離Yから、前記境界Nで切除した後の外歯19の回転方向前側エッジ46aと回転方向後側エッジ46bとの間の距離Eを減じた値以下とすることが好ましい。その理由は、前記境界Nより半径方向外側の外歯19と内歯(ピン)14とは噛み合い時に大きな滑りが発生するが、前述のようにすると、外歯19と内歯(ピン)14との滑りが少ない部位を残すことができ、これにより、騒音、発熱を低減させることができるからである。

[0048] このようなことから、前記外歯19を両歯面の変曲点H同士を結ぶ線Mで切除した後の外歯19の回転方向前側エッジ45aと回転方向後側エッジ45bとの間の距離をFとするとともに、前記外歯19を歯末部と歯元部との境界Nで切除した後の外歯19の回転方向前側エッジ46aと回転方向後側エッジ46bとの間の距離をEとしたとき、前記外歯19を線Mより半径方向外側で、かつ、境界Nより半径方向内側において切除することにより、前記内歯14を構成するピンの直径Dを、前記中心間直線距離Yから距離Fを減じた値以上で、前記中心間直線距離Yから距離Eを減じた値以下とすることが好ましい。

[0049] さらに、前述した内歯14を構成するピンの直径Dは、ピン円Vの半径をR、外歯歯車18の外歯19の歯数をZとしたとき、2R／Z± 1.5mmの範囲内とすることが好ましい。その理由は、直径Dが前述の範囲内であると、図5に示すグラフから明らかなように、内歯(ピン)14と外歯19との接触点でのヘルツ応力が、急激に増大を開始する点より内側の低い値に維持され、外歯19の歯面寿命を延ばすことができるからである。

[0050] なお、この図5に示すグラフは、以下の諸元においてシミュレーションを行い求めたものである。即ち、各遊星歯車装置の内歯（ピン）の歯数（本数）を40、ピン円Vの半径Rを 120mm、外歯の歯数を39、内歯歯車15に対する外歯歯車18の偏心量Qを2.7mmの一定値とする一方、内歯（ピン）14の直径Dを変化させながら、外歯19と内歯（ピン）14との接触点におけるヘルツ応力を求めた。ここで、図5には直径Dが2R／Zに等しいときのヘルツ応力値を指数1として表示している。

[0051] そして、前述のように直径Dの小径化に伴って外歯19の歯底19bを半径方向外側に移動させる方式として、内歯歯車15に対する外歯歯車18の偏心量Qを変化させず一定としながら、外歯歯車18の全歯底19bを通過する歯底円を大径とする方式、前記歯底円を変化させず一定としながら、偏心量Qを増大させる方式、および、歯底円および偏心量Qの双方を大とする方式があるが、この実施例1では、歯底円を一定としながら偏心量Qを増大させている。

[0052] このように偏心量Qを大とすると、内歯歯車15の中心Oから集合点Cまでの距離L（偏心量Qに内歯14の歯数を乗じることで求められる）を従来より大と、即ち、集合点Cの位置を半径方向外側に移動させることができるが、このとき、前記距離Lとピン円Vの半径Rとの比、即ちL／Rの値を0.86ー1.00の範囲内とすることが好ましい。

[0053] その理由は、L／Rの値を0.86以上とすると、作用線Sが外歯歯車18に対して接線方向に傾斜し、この結果、前記反力Kを受けるブリッジ部30の肉厚が厚くなって該ブリッジ部30における弾性変形を効果的に抑制することができるとともに、図6から明らかなように、荷重比率がほぼ一定となって、同一トルクを得るために、外歯19にかかるトルク伝達に関する荷重をほぼ一定で最小とすることができるからである。但し、前記比L／Rの値が1.00を超えると、外歯19の創成時に歯面に尖った部位が生じてしまうことがあるため、L／Rの値は1.00以下であることが好ましい。

[0054] ここで、前述のグラフは以下の諸元においてシミュレーションを行い求めたものである。即ち、各遊星歯車装置の内歯（ピン）の歯数（本数）を40、内歯（ピン）の直径Dを10mm、ピン円Vの半径Rを 120mm、外歯の歯数を39の一定値とする一方、L／Rの値を 0.5から 1.0の範囲で変化させ、集合点Cに作用する駆動分力を合成した合力の接線方向成分を求めた。ここで、図6にはL／Rの値が0.75のときの前記接線方向

成分を、荷重比率が指数1であるとしてグラフ表示している。

[0055] そして、前述のように各外歯19を歯先19aから所定量だけ切除すると、内歯(ピン)14と外歯19とはその一部でのみ、前述したL／Rの値が 1.0のときであっても約1/3、この実施例1では約 3/4でのみ噛み合うようになるため、残りの約 1/4の内歯(ピン)14は外歯19に接触せずピン溝13から抜け出ようとする。このため、この実施例1では、図1に示すように、軸受31と外歯歯車18との間に、内歯(ピン)14の両端部が挿入される挿入穴49が形成された規制手段としての2個のピン押さえリング50を介装するとともに、これら2個のピン押さえリング50を内歯歯車15に回転不要に固定し、前述した内歯(ピン)14の移動を規制するようにしている。

[0056] なお、前述の規制手段として、軸受31のアウターレースの内端面に形成され、前記内歯(ピン)14の両端部が挿入される挿入穴を用いたり、あるいは、軸受31のアウターレースの内端面に形成され、幅が内歯(ピン)14の直径と同一である円周溝を用いるようにしてもよい。

[0057] 次に、この発明の実施例1の作用について説明する。

今、駆動モータが作動し、クランク軸35が回転する。このとき、クランク軸35の偏心カム38が外歯歯車18のクランク軸孔21内において偏心回転して外歯歯車18を偏心揺動回転させるが、前記外歯歯車18の外歯19の歯数が内歯(ピン)14の数より1個だけ少ないので、回転ケース12およびロボットのアーム等は外歯歯車18の偏心揺動回転により低速で回転する。

[0058] ここで、前述のように内歯(ピン)14の直径Dを一定ピッチPで除した比率Bを、外歯19の歯先19aが内歯歯車15の内周15aを半径方向外側に越えるまで小さくしたので、前記内歯(ピン)14の直径Dが従来より小径となり、これにより、外歯歯車18の外歯19の歯底19bが半径方向外側に移動し、この結果、ブリッジ部30の肉厚J(最小肉厚)が従来より厚くなって曲げ剛性が高くなる。

[0059] これにより、駆動分力の反力Kが作用したときのブリッジ部30、外歯19における弾性変形が抑制されて、外歯19の歯面寿命を延ばすことができるとともに、固有振動数が高くなって、振動特性、制御性を向上させることができる。ここで、前述のように構成すると、外歯19が内歯歯車15の内周15aに干渉するが、少なくとも内歯歯車15の内周

15aを超えた部位の外歯19を切除することで、このような外歯19と内歯歯車15の内周15aとの干渉を回避するようにしている。

実施例 2

[0060] 図7、8は、この発明の実施例2を示す図である。この実施例2においては、前記実施例1のように外歯19の切除を行わず、隣接する内歯(ピン)14間の内歯歯車15(回転ケース12)の内周および各内歯(ピン)14の周囲の内周を、前記外歯19が内周を超えた量以上の深さだけ、ここでは内歯(ピン)14の直径Dのほぼ半分に等しい深さだけ切除して、外歯19と切除後の内歯歯車15(回転ケース12)の内周15aとの干渉を回避するようにしている。

[0061] この結果、各内歯(ピン)14の半径方向外端は切除後の内歯歯車15の内周15aに線接触し、これにより、各内歯(ピン)14に付与される駆動分力の半径方向成分は回転ケース12が受ける。このとき、ピン溝13が存在しなくなるため、各内歯(ピン)14は自由に移動することができるようになるが、前述と同様のピン押さえリング50によって、該内歯(ピン)14の移動を規制するようにしている。なお、他の構成、作用は前記実施例1と同様である。

[0062] なお、前述の実施例1においては、外歯歯車18に複数(3個)のクランク軸孔21を形成するとともに、各クランク軸孔21に同一方向に等速回転するクランク軸35をそれぞれ挿入して外歯歯車18を偏心揺動回転させるようにしたが、この発明においては、外歯歯車18の中心軸上に形成された1個のクランク軸孔に1本のクランク軸の偏心カムを挿入し、このクランク軸の回転により外歯歯車を偏心揺動回転させるようにしてもよい。この場合には、支持体の柱部は貫通孔の内周に線接触する必要がある。

[0063] また、前述の実施例1においては、支持体25を固定し、内歯歯車15を低速回転させるようにしたが、この発明においては、内歯歯車を固定し、支持体を低速回転させるようにしてもよい。さらに、内歯14を構成するピンの直径Dを小径とせず、そのままの径の遊星歯車装置11において、外歯19を、変曲点H同士を結ぶ線Mより半径方向外側のいずれかの位置で切除し、伝達トルクの低減を抑制しながら発熱、騒音を低減させるようにしてもよい。

実施例 3

[0064] 以下、この発明の実施例3を図面に基づいて説明する。

図9、10、11において、111はロボット等に使用される偏心揺動型遊星歯車装置であり、この遊星歯車装置111は、例えば図示していないロボットのアーム、ハンド等に取り付けられた略円筒状の回転ケース112を有する。この回転ケース112の内周でその軸方向中央部には断面が半円形をした多数のピン溝113が形成され、これらのピン溝113は軸方向に延びるとともに周方向に等距離離れて配置されている。

[0065] 114は多数(ピン溝113と同数)の円柱状をしたピンからなる内歯であり、これらの内歯(ピン)114はそのほぼ半分がピン溝113内に挿入されることで回転ケース112の内周に周方向に等距離離れて設けられている。前述した回転ケース112、内歯(ピン)114は全体として、内周に複数の円柱状ピンで構成された内歯114が設けられた内歯歯車115を構成する。ここで、前記内歯(ピン)114は25ー 100本程度配置されるが、30ー80本の範囲内が好ましい。その理由は、内歯(ピン)114の本数が前述の範囲内とするとともに、後述の外歯車140、142と組み合わせることで、必要な速比を容易に得ることができ、しかも、固有振動数の高い高減速比の遊星歯車装置を構成することができるからである。

[0066] 前記内歯歯車115内にはリング状をした複数(ここでは2個)の外歯歯車118が軸方向に並べられて収納され、これら外歯歯車118の外周にはトロコイド歯形、詳しくはペリトロコイド歯形からなる多数の外歯119がそれぞれ形成されている。そして、前記外歯歯車118の外歯119の歯数は前記内歯(ピン)114の歯数より1だけ少ない(歯数差が1である)。このように内歯(ピン)114と外歯119との歯数差を1としたのは、これらの歯数差が2以上の値Rである場合に比較し、容易に高減速比とすることができるとともに、加工コストを低減させることができるからである。

[0067] ここで、歯数差が2以上の値Rである外歯歯車とは、トロコイド外歯歯車の外形輪郭を、外歯119間ピッチを該Rの値で除した角度だけ周方向にずらすとともに、これら周方向にずれたR個の外形輪郭が重なり合った部分を歯形として取り出した外歯歯車のことである(特開平3−181641号公報参照)。そして、これら外歯歯車118と内歯歯車115とは内接した状態で外歯119と内歯(ピン)114とが噛み合っているが、2つの外歯歯車18の最大噛み合い部(噛み合いの最も深い部位)は 180度だけ位相がずれ

ている。

[0068] 各外歯歯車118には少なくとも1個、ここでは3個の軸方向に貫通したクランク軸孔121が形成され、これらの複数のクランク軸孔121は外歯歯車118の中心軸から半径方向に等距離離れるとともに、周方向に等距離離れている。122は各外歯歯車118に形成された複数(クランク軸孔21と同数)の貫通孔であり、これらの貫通孔122はクランク軸孔121と周方向に交互に配置されるとともに、周方向に等距離離れて配置されている。そして、前記貫通孔122は半径方向外側に向かって周方向幅が広くなった略ベース形を呈している。

[0069] 125は回転ケース112内に遊嵌され図示していない固定ロボット部材に取り付けられた支持体であり、この支持体125は外歯歯車18の軸方向両外側に配置された一対の略リング状を呈する端板部126、127と、一端が端板部126に一体的に連結され、他端が複数のボルト128により端板部127に着脱可能に連結された複数(貫通孔22と同数)の柱部129とから構成されている。そして、前記端板部126、127同士を連結する柱部129は軸方向に延びるとともに、外歯歯車118の貫通孔122内に若干の間隙を保持しながら挿入(遊嵌)されている。

[0070] 131は前記支持体125、詳しくは端板部126、127の外周と回転ケース112の軸方向両端部内周との間に介装された軸受であり、これらの軸受131により内歯歯車115は支持体125に回転可能に支持される。135は周方向に等角度離れて配置された少なくとも1本(クランク軸孔121と同数)のクランク軸であり、これらのクランク軸135は、その軸方向一端部に外嵌された円錐ころ軸受136およびその軸方向他端部に外嵌された円錐ころ軸受137によって支持体125、詳しくは端板部126、127に回転可能に支持されている。

[0071] 前記クランク軸35はその軸方向中央部にクランク軸135の中心軸から等距離だけ偏心した2個の偏心カム138を有し、これら偏心カム138は互いに 180度だけ位相がずれている。ここで、前記クランク軸135の偏心カム138は外歯歯車118のクランク軸孔121内にそれぞれ遊嵌されるとともに、これらの間には針状ころ軸受39が介装され、この結果、前記外歯歯車118とクランク軸135との相対回転が許容される。また、各クランク軸35の軸方向一端には外歯車140が固定され、これらの外歯車140には図示して

いない駆動モータの出力軸141の一端部に設けられた外歯車142が噛み合っている。

[0072] そして、駆動モータが作動して外歯車140が回転すると、クランク軸135が自身の中心軸回りに回転し、この結果、クランク軸135の偏心カム138が外歯歯車118のクランク軸孔121内において偏心回転し、外歯歯車118が偏心揺動回転をする。このとき、互いに噛み合っている内歯(ピン)114と外歯119との接触点には、外歯119から対応する内歯(ピン)114に対して作用線S方向の駆動分力がそれぞれ付与される。

[0073] ここで、前述した各駆動分力の反力Kの作用線Sは、図12に示すように前記接触点における歯面に垂直な線上に位置するが、これら複数の作用線Sは、前述のように内歯(ピン)114が円柱状を呈し、外歯119がトロコイド歯形から構成されているので、外歯歯車118上の一点、即ち集合点Cで集合(交差)する。そして、前記各駆動分力の接線方向成分の合計が内歯歯車115に回転駆動力として付与される。

[0074] ここで、集合点Cが、前述の背景技術で説明したように外端通過円Gと内端通過円Nとの間に位置していると(図23参照)、剛性の低いブリッジ部105に対して一部(最大噛み合い部近傍)の駆動分力の反力Kがブリッジ部105の延在方向にほぼ直交する方向に作用するため、該ブリッジ部105およびブリッジ部105近傍の外歯101が弾性変形をして外歯101と内歯(ピン)102とが片当たりし、外歯101の歯面寿命が短くなってしまう。

[0075] しかしながら、この実施例3においては、前述の集合点Cを従来より半径方向外側に移動させ、前記外端通過円Gより半径方向外側に位置させたのである。これにより、集合点Cが、図12に示すように、貫通孔122の中心を通る半径方向線上に位置するようになったとき、いずれの反力Kの作用線Sも貫通孔122に対して従来より接線方向側に傾斜し、ブリッジ部118aの延在方向に近付くようになったのである。この結果、薄肉で剛性の低いブリッジ部118aおよび該ブリッジ部118a近傍の外歯119の弾性変形が抑制され、外歯119の歯面寿命が延びるのである。

[0076] しかも、前記集合点Cが前述のように外端通過円Gより半径方向外側に位置していると、前記反力Kの接線方向成分を貫通孔122の空洞部分ではなく、接線方向剛性の高いブリッジ部118aが受けることになるため、貫通孔122の変形を抑制することがで

きる。但し、前記集合点Cが内歯114を構成する全てのピンの中心を通過するピン円Pより半径方向外側に位置すると、外歯119の歯面に尖った部分が生じるため、前記集合点Cは外端通過円Gとピン円Pとの間に位置していなければならない。

[0077] ここで、前述した内歯歯車115の中心Oから集合点Cまでの半径方向距離Lは、内歯歯車115に対する外歯歯車118の偏心量Hに内歯歯車115の内歯(ピン)114の歯数Zを乗じることで表すことができるため、距離Lを図23に示す従来の距離Lより大とするには、偏心量Hまたは歯数のいずれか一方または双方を従来より大とすればよい。そして、この実施例3では前記距離Lを大とするために偏心量Hを大としているが、このような偏心量Hをさらに大とするため、内歯(ピン)114の外径を従来より小径としている。

[0078] ここで、前記半径方向距離Lと前記ピン円Pの半径Qとの比(L/Q)の値は0.86ー1.00の範囲内であることが好ましい。その理由は、前記比L/Qの値が0.86以上であると、図13から明らかなように、荷重比率がほぼ一定となり、同一トルクを得るために、外歯119にかかるトルク伝達に関する荷重(駆動分力の接線方向成分)がほぼ一定で最小となっているが、O.86未満となると、荷重比率の変化が大きくなり、外歯119にかかるトルク伝達に関する荷重が増大するからであり、一方、前記比L/Qの値が1.00を超えると、外歯119の創成時に歯面に尖った部位が生じてしまうからである。

[0079] ここで、前述のグラフは以下の諸元においてシミュレーションを行い求めたものである。即ち、各遊星歯車装置の内歯(ピン)の歯数Z(本数)を40、内歯(ピン)の直径を10mm、ピン円Pの半径Qを 120mm、外歯の歯数を39の一定値とする一方、L/Qの値を 0.5から 1.0の範囲で変化させ、集合点Cに作用する反力Kの合力の接線方向成分を求めた。

ここで、図13にはL/Qの値が0.75のときの前記接線方向成分を、荷重比率が指数1であるとしてグラフ表示している。

[0080] 前述のように内歯(ピン)114の外径を従来より小径としながら偏心量Hを従来より大とすると、内歯(ピン)114に両歯面が接触する外歯119が大型、即ち、歯厚、歯丈が共に大きくなる。しかしながら、回転ケース112の内周は、一般にほぼ前記ピン円P上に位置しているため、外歯119が大型化すると、回転ケース112の内周に外歯119が

干渉してしまう。このため、この実施例3では、前記外歯119の歯先部(図11に仮想線で示す部位)を外歯歯車118の中心を曲率中心とする円に沿って所定量だけ切除し、外歯119と回転ケース112の内周との干渉を防止している。なお、前述の干渉は、外歯119の歯先部を切除する代わりに、隣接する内歯(ピン)114間の回転ケース112の内周を所定深さだけ切除することで、防止するようにしてもよい。

[0081] ここで、前述の集合点Cは、全ての外歯119の歯底を通過する歯底円Mと前記外端通過円Gとの間に位置させることが好ましい。その理由は、集合点Cがピン円Pと歯底円Mとの間に位置しているときには、一部の反力Kが外歯歯車118に対してほぼ接線方向に延び、この結果、このような反力Kにより外歯119が曲げ変形するおそれがあるが、前述のように集合点Cを歯底円Mと外端通過円Gとの間に位置させるようにすれば、このような事態を防止することができるからである。

[0082] また、前述のように各外歯119の歯先部を切除すると、内歯(ピン)114と外歯119とはその一部でのみ、ここでは約 3/4でのみ噛み合うようになるため、残りの約 1/4の内歯(ピン)114は外歯119に接触せずピン溝113から抜け出ようとする。このため、この実施例3では、前記軸受131のアウターレース131aの内端面に前記内歯(ピン)114の両端部が挿入される挿入穴131bを形成し、これにより、内歯(ピン)114がピン溝113から抜け出るのを防止するようにしている。そして、このとき、外歯119から内歯(ピン)114に対して約 3/8の範囲で駆動力が伝達される。

[0083] 前述した挿入穴131bは全体として外歯119に接触していない内歯(ピン)114がピン溝113から抜け出すのを防止する規制手段143を構成する。なお、前述の規制手段143として、挿入穴131bの代わりに、アウターレース131aの内端面に形成され、幅が内歯(ピン)114の直径と同一である円周溝を用いたり、あるいは、前記2個の外歯歯車118間に配置され、外周が全ての内歯(ピン)114に接触する1個のピン押さえリングを用いたり、さらには、軸受131と外歯歯車118との間に配置され、内歯(ピン)114の両端部が挿入される穴、円周溝が形成された2個のピン押さえリングを用いるようにしてもよい。

[0084] 次に、この発明の実施例3の作用について説明する。

今、駆動モータが作動し、クランク軸135が自身の中心軸回りに同一方向に同一速

度で回転しているとする。このとき、クランク軸135の偏心カム138が外歯歯車118のクランク軸孔121内において偏心回転して外歯歯車118を偏心揺動回転させるが、前記外歯歯車118の外歯119の歯数が内歯（ピン）114の数より1個だけ少ないので、回転ケース112およびロボットのアーム等は外歯歯車118の偏心揺動回転により低速で回転する。

[0085] ここで、外歯歯車118の各外歯119から対応する内歯（ピン）114に対して付与される駆動分力（反力K）の作用線Sが重なり合う集合点Cを、全ての内歯（ピン）114の中心を通過するピン円Pと、全ての貫通孔122の半径方向外端を通過する外端通過円Gとの間に位置させたので、集合点Cが貫通孔122の中心を通る半径方向線上に位置するようになったとき、いずれの反力Kの作用線Sも貫通孔122に対して従来より接線方向側に傾斜し、これにより、ブリッジ部118aおよび該ブリッジ部118a近傍の外歯119の弾性変形が抑制される。

[0086] なお、前述の実施例3においては、外歯歯車118に複数（3個）のクランク軸孔121を形成するとともに、各クランク軸孔121に同一方向に等速回転するクランク軸135をそれぞれ挿入して外歯歯車118を偏心揺動回転させるようにしたが、この発明においては、外歯歯車118の中心軸上に形成された1個のクランク軸孔に1本のクランク軸を挿入し、このクランク軸の回転により外歯歯車を偏心揺動回転させるようにしてもよい。この場合には、支持体の柱部は貫通孔の内周に線接触する必要がある。

[0087] また、前述の実施例3においては、支持体125を固定し、内歯歯車115を低速回転させるようにしたが、この発明においては、内歯歯車を固定し、支持体を低速回転させるようにしてもよい。さらに、この発明においては、前記遊星歯車装置111の前段に減速比が 1/7より小さい（ 1/1に近い）平歯車減速機を設け、2段で減速するようにしてもよい。このようにすれば、固有振動数の高い高減速比の歯車装置を得ることができる。

実施例 4

[0088] 以下、この発明の実施例4を図面に基づいて説明する。

図14、15、16において、211はロボット等に使用される偏心揺動型遊星歯車装置であり、この遊星歯車装置211は、例えば図示していないロボットのアーム、ハンド等

に取り付けられた略円筒状の回転ケース212を有する。この回転ケース212の内周でその軸方向中央部には断面が半円形をした多数のピン溝213が形成され、これらのピン溝213は軸方向に延びるとともに周方向に等距離離れて配置されている。

[0089] 214は多数(ピン溝213と同数)の円柱状をしたピンからなる内歯であり、これらの内歯(ピン)214はそのほぼ半分がピン溝213内に挿入されることで回転ケース212の内周に周方向に等距離離れて設けられている。前述した回転ケース212、内歯(ピン)214は全体として、内周215aに複数の円柱状ピンで構成された内歯214が設けられた内歯歯車215を構成する。この結果、内歯歯車215(固定ケース212)の内周215aは、全ての内歯214を構成するピンの中心を通過するピン円P上またはその極く近傍に位置している。ここで、前記内歯(ピン)214は25ー 100本程度配置されるが、30ー80本の範囲内が好ましい。その理由は、内歯(ピン)214の本数を前述の範囲内とし、後述する外歯歯車218と内歯歯車215との噛み合いの前段に減速比が1/1ー1/7の平歯車減速機を設けて、前段と後段の減速比を組み合わせることにより、高減速比を容易に得ることができるとともに、固有振動数の高い高減速比の遊星歯車装置を構成することができるからである。

[0090] 前記内歯歯車215内にはリング状をした複数(ここでは2個)の外歯歯車218が軸方向に並べられて収納され、これら外歯歯車218の外周にはトロコイド歯形、詳しくはペリトロコイド歯形からなる多数の外歯219がそれぞれ形成されている。そして、前記外歯歯車218の外歯219の歯数は前記内歯(ピン)214の歯数より1だけ少ない(歯数差が1である)。このように内歯(ピン)214と外歯219との歯数差を1としたのは、これらの歯数差が2以上の値Gである場合に比較し、高減速比とすることができるとともに、加工コストを低減させることができるからである。

[0091] ここで、歯数差が2以上の値Gである外歯歯車とは、トロコイド外歯歯車の外形輪郭を、外歯219間ピッチを該Gの値で除した距離だけ周方向にずらすとともに、これら周方向にずれたG個の外形輪郭が重なり合った部分を歯形として取り出した外歯歯車のことである(特開平3−181641号公報参照)。そして、これら外歯歯車218と内歯歯車215とは内接した状態で外歯219と内歯(ピン)214とが噛み合っているが、2つの外歯歯車218の最大噛み合い部(噛み合いの最も深い部位)は 180度だけ位相がずれ

ている。

[0092] 各外歯歯車218には少なくとも1個、ここでは3個の軸方向に貫通したクランク軸孔221が形成され、これらの複数のクランク軸孔221は外歯歯車218の中心軸から半径方向に等距離離れるとともに、周方向に等距離離れている。222は各外歯歯車218に形成された複数(クランク軸孔221と同数である3個)の貫通孔であり、これらの貫通孔222はクランク軸孔221と周方向に交互に配置されるとともに、周方向に等距離離れて配置されている。そして、前記貫通孔222は半径方向外側に向かって周方向幅が広くなった略ベース形を呈している。

[0093] 225は回転ケース212内に遊嵌され図示していない固定ロボット部材に取り付けられた支持体(キャリア)であり、この支持体225は外歯歯車218の軸方向両外側に配置された一対の略リング状を呈する端板部226、227と、一端が端板部226に一体的に連結され、他端が複数のボルト228により端板部227に着脱可能に連結された複数(貫通孔222と同数である3本)の柱部229とから構成されている。そして、前記端板部226、227同士を連結する柱部229は軸方向に延びるとともに、外歯歯車218の貫通孔222内に若干の間隙を保持しながら挿入(遊嵌)されている。

[0094] 231は前記支持体225、詳しくは端板部226、227の外周と回転ケース212の軸方向両端部内周との間に介装された一対の軸受であり、これらの軸受231により内歯歯車215は支持体225に回転可能に支持される。235は周方向に等角度離れて配置された少なくとも1本(クランク軸孔221と同数である3本)のクランク軸であり、これらのクランク軸235は、その軸方向一端部に外嵌された円錐ころ軸受236およびその軸方向他端部に外嵌された円錐ころ軸受237によって支持体225、詳しくは端板部226、227に回転可能に支持されている。

[0095] 前記クランク軸235はその軸方向中央部にクランク軸235の中心軸から等距離だけ偏心した2個の偏心カム238を有し、これら偏心カム238は互いに 180度だけ位相がずれている。ここで、前記クランク軸235の偏心カム238は外歯歯車218のクランク軸孔221内にそれぞれ遊嵌されるとともに、これらの間には針状ころ軸受239が介装され、この結果、前記外歯歯車218とクランク軸235との相対回転が許容される。また、各クランク軸235の軸方向一端には外歯車240が固定され、これらの外歯車240には図示し

ていない駆動モータの出力軸241の一端部に設けられた外歯車242が噛み合っている。

[0096] そして、駆動モータが作動して外歯車240が回転すると、クランク軸235が自身の中心軸回りに回転し、この結果、クランク軸235の偏心カム238が外歯歯車218のクランク軸孔221内において偏心回転し、外歯歯車218が偏心揺動回転をする。このとき、互いに噛み合っている内歯(ピン)214と外歯219との接触点には、図17に示すように、外歯219から対応する内歯(ピン)214に対して作用線S方向の駆動分力K'がそれぞれ付与される。

[0097] ここで、前述した各駆動分力K'の作用線Sは前記接触点における歯面に垂直な線上に位置するが、これら複数の作用線Sは、前述のように内歯(ピン)214が円柱状を呈し、外歯219がトロコイド歯形から構成されているので、外歯歯車218上の一点、即ち集合点Cで集合(交差)する。そして、このような遊星歯車装置211の内歯歯車215からロボットのアーム等に出力される出力トルクは、外歯219と内歯(ピン)214との各接触点での駆動分力K'の接線方向成分に、内歯歯車215の中心Oから前記接触点までの距離を乗じた値の合計となる。

[0098] そして、この実施形態においては、前述した出力トルクを増大させるため、外歯歯車218の内歯歯車15に対する偏心量Hを、従来の制限を超えて、内歯214を構成するピンの半径Rの 0.5倍以上としたのである。このように偏心量Hを半径Rの 0.5倍以上とすると、内歯歯車215の中心Oから集合点Cまでの半径方向距離L(偏心量Hに内歯(ピン)214の歯数Zを乗じることで求められる)を従来より大と、即ち、集合点Cの位置を半径方向外側に大きく移動させることができる。

[0099] これにより、前記作用線Sが外歯歯車218に対して従来より接線方向側に大きく傾斜して、駆動分力K'の接線方向成分が増大し、この結果、内、外歯214、219の噛み合い歯数に変化のない場合には、出力トルクが増大するのである。但し、前記偏心量Hが半径Rの 1.0倍を超えると、外歯歯車218の偏心揺動回転時に外歯219と内歯(ピン)214とが干渉する回転位置が生じてしまうため、前記偏心量Hは半径Rの 0.5～ 1.0倍の範囲内でなければならない。

[0100] また、前述のように内歯歯車215の中心Oから集合点Cまでの半径方向距離(偏心

量Hに内歯(ピン)214の歯数Zを乗じることで求められる)をLとし、前記内歯214を構成する全てのピンの中心を通過するピン円Pの半径をQとしたとき、これらの比L／Qの値は0.86ー1.00の範囲内であることが好ましい。

[0101] その理由は、前記比L／Qの値が0.86以上であると、図18から明らかなように、荷重比率がほぼ一定となって、同一トルクを得るために、外歯219にかかるトルク伝達に関する荷重をほぼ一定で最小とすることができる、0.86未満となると、荷重比率の変化が大きくなって、外歯219にかかるトルク伝達に関する荷重が増大するからであり、一方、前記比L／Qの値が1.00を超えると、外歯219の創成時に歯面に尖った部位が生じてしまうからである。

[0102] ここで、前述のグラフは以下の諸元においてシミュレーションを行い求めたものである。即ち、各遊星歯車装置の内歯(ピン)の歯数Z(本数)を40、内歯(ピン)の直径Dを10mm、ピン円Pの半径Qを 120mm、外歯の歯数を39の一定値とする一方、L／Qの値を 0.5から 1.0の範囲で変化させ、集合点Cに作用する駆動分力K'を合成した合力の接線方向成分を求めた。ここで、図18にはL／Qの値が0.75のときの前記接線方向成分を、荷重比率が指数1であるとしてグラフ表示している。

[0103] そして、前述のようにL／Qの値が0.86ー1.00の範囲内にあるとき、内歯(ピン)214の直径D(半径R×2)を、ピン円Pの直径M(半径Q×2)を外歯219の歯数Uで除した値、即ち、M／Uの値近傍、具体的にはM／U±2mmの範囲内とすることが好ましい。その理由は、直径DがM／Uの値近傍であると、図19に示すグラフから明らかなように、内歯(ピン)214と外歯219との接触点でのヘルツ応力が、急激に増大を開始する点より内側の低い値に維持され、外歯219の歯面寿命を延ばすことができるからである。

[0104] また、前記直径Dは、ヘルツ応力をほぼ一定の最小値とするには、図19から明らかなようにM／U±0.75mmの範囲内がさらに好ましい。なお、この図19に示すグラフも、偏心量Hを 2.7mmとした以外は前記図18のグラフと同様の条件で、内歯(ピン)14の直径Dを変化させながらシミュレーションを行って、外歯19と内歯(ピン)14との接触点におけるヘルツ応力を求め、直径DがM／Uに等しいときのヘルツ応力値を指数1として表示している。

[0105] そして、前述のように偏心量Hを半径Rの 0.5倍以上とすると、内歯(ピン)214に両歯面が接触する外歯219が大型、即ち、歯厚、歯丈が共に大きくなるため、該外歯219がほぼピン円P上に位置している内歯歯車215(回転ケース12)の内周215aを越えて侵入し、これらの間で干渉が発生する。このため、この実施例4では、前記外歯219を歯先から所定量だけ(図16に仮想線で示す部位分だけ)、外歯歯車218の中心を曲率中心とする円に沿って切除し、外歯219と内歯歯車215の内周215aとの干渉を回避するようにしている。なお、これらの外歯219における切除量は、内歯歯車215と外歯歯車218との最大噛み合い部において、切除後の外歯219の先端と、内歯歯車215の内周15aとの間に僅かな間隙が生じる程度が好ましい。

[0106] また、前述のように各外歯219を部分的に切除した場合において、切除後のいずれか1個の外歯219における回転方向前側エッジ219aと回転方向後側エッジ219bとの間の距離をEとするとともに、隣接する2つの外歯219における回転方向前側エッジ219aと回転方向後側エッジ219bとの間の距離をFとしたとき、前記距離Eを距離Fより大とすることが好ましい。その理由は、このようにすると、外歯219の曲げ剛性が高くなり、さらに外歯の加工を容易にすることができるからである。

[0107] そして、前述のように各外歯219を歯先から所定量だけ切除すると、内歯(ピン)214と外歯219とはその一部でのみ、前述したL／Qの値が 1.0のときであっても約 1/3、この実施例4では約 3/4でのみ噛み合うようになるため、残りの約 1/4の内歯(ピン)214は外歯219に接触せずピン溝213から抜け出ようとする。このため、この実施例4では、前記軸受231のアウターレース231aの内端面に前記内歯(ピン)214の両端部が挿入される挿入穴231bを形成し、これにより、内歯(ピン)214がピン溝213から抜け出るのを防止するようにしている。そして、このとき、外歯219から内歯(ピン)214に対して約 3/8の範囲で駆動力が伝達される。

[0108] 前述した挿入穴231bは全体として外歯219に接触していない内歯(ピン)214がピン溝213から抜け出すのを防止する規制手段243を構成する。なお、前述の規制手段243として、挿入穴231bの代わりに、アウターレース231aの内端面に形成され、幅が内歯(ピン)214の直径と同一である円周溝を用いたり、あるいは、前記2個の外歯歯車218間に配置され、外周が全ての内歯(ピン)214に接触する1個のピン押さえリング

を用いてもよい。

[0109] 次に、この発明の実施例4の作用について説明する。

今、駆動モータが作動し、クランク軸235が自身の中心軸回りに同一方向に同一速度で回転しているとする。このとき、クランク軸235の偏心カム238が外歯歯車218のクランク軸孔221内において偏心回転して外歯歯車218を偏心揺動回転させるが、前記外歯歯車218の外歯219の歯数が内歯(ピン)214の数より1個だけ少ないので、回転ケース212およびロボットのアーム等は外歯歯車218の偏心揺動回転により低速で回転する。

[0110] ここで、前述のように偏心量Hを半径Rの 0.5倍以上としたので、内歯歯車215の中心Oから集合点Cまでの距離Lが従来より大と、即ち、集合点Cの位置を半径方向外側に大きく移動させることができ、これにより、前記作用線Sが外歯歯車218に対して従来より接線方向側に大きく傾斜して、駆動分力K'の接線方向成分が増大し、出力トルクが増大するのである。

実施例 5

[0111] 図20、21は、この発明の実施例5を示す図である。この実施例5においては、前記実施例4のように外歯219の切除を行わず、隣接する内歯(ピン)214間の内歯歯車215(回転ケース212)の内周215aおよび各内歯(ピン)214の周囲の内周215aを、所定深さ、ここでは内歯(ピン)214の半径Rにほぼ等しい深さだけ切除して、外歯219と内歯歯車215(回転ケース212)の内周215aとの干渉を回避するようにしている。ここで、この内周215aの切除量は外歯219の前記侵入量に合わせて適宜決定すればよい。

[0112] この結果、各内歯(ピン)214の半径方向外端は切除後の内歯歯車215の内周215aに線接触し、これにより、各内歯(ピン)214に付与される駆動分力K'の半径方向成分は回転ケース212が受ける。このとき、ピン溝213が存在しなくなるため、各内歯(ピン)214は自由に移動することができるようになる。このため、この実施例5においては、軸受231と外歯歯車218との間に、内歯(ピン)214の両端部が挿入される挿入穴245が形成された規制手段としての2個のピン押さえリング246を介装するとともに、これら2個のピン押さえリング246を内歯歯車215に回転不要に固定し、前述した内歯(ピン)214の移動を規制するようにしている。なお、他の構成、作用は前記実施例4と同様で

ある。

[0113] なお、前述の実施例4においては、外歯歯車218に複数(3個)のクランク軸孔221を形成するとともに、各クランク軸孔221に同一方向に等速回転するクランク軸235をそれぞれ挿入して外歯歯車218を偏心揺動回転させるようにしたが、この発明においては、外歯歯車218の中心軸上に形成された1個のクランク軸孔に1本のクランク軸を挿入し、このクランク軸の回転により外歯歯車を偏心揺動回転させるようにしてもよい。この場合には、支持体の柱部は貫通孔の内周に線接触する必要がある。

[0114] また、前述の実施例4においては、支持体225を固定し、内歯歯車215を低速回転させるようにしたが、この発明においては、内歯歯車を固定し、支持体を低速回転させるようにしてもよい。さらに、この発明においては、前記遊星歯車装置211の前段に減速比が 1/7より小さい(1/1に近い)平歯車減速機を設け、2段で減速するようにしてもよい。このようにすれば、固有振動数の高い高減速比の歯車装置を得ることができる。また、前述の実施例4においては、外歯219を歯先から所定量だけ、実施例5においては、内歯(ピン)214間の内歯歯車215(回転ケース212)の内周215aを所定深さだけ切除するようにしたが、この発明においては、外歯および内歯歯車の内周の双方を切除するようにしてもよい。

産業上の利用可能性

[0115] この発明は、内歯歯車に噛み合う外歯歯車をクランク軸によって偏心揺動させるようにした偏心揺動型遊星歯車装置に適用できる。

図面の簡単な説明

[0116] [図1]この発明の実施例1を示す側面断面図である。

[図2]図1のI—I矢視断面図である。

[図3]外歯に付与される反力Kおよびその作用線Sを示す説明図である。

[図4]図3のU部の拡大図である。

[図5]内歯(ピン)の直径Dとヘルツ応力比との関係を示すグラフである。

[図6]L／Rの値と荷重比率との関係を示すグラフである。

[図7]この発明の実施例2を示す図1と同様の断面図である。

[図8]この発明の実施例2を示す図2と同様の断面図である。

[図9]この発明の実施例3を示す側面断面図である。

[図10]図9のII－II矢視断面図である。

[図11]内歯と外歯との噛み合い状態を示す図10と同様の断面図である。

[図12]駆動分力(反力K)の作用線Sが集合点Cに集合している状態を説明する説明図である。

[図13]荷重比率とL／Qの値との関係を示すグラフである。

[図14]この発明の実施例4を示す側面断面図である。

[図15]図14のIII－III矢視断面図である。

[図16]内歯と外歯との噛み合い状態を示す図15と同様の断面図である。

[図17]内歯に付与される駆動分力K'およびその作用線Sを示す説明図である。

[図18]L／Qの値と荷重比率との関係を示すグラフである。

[図19]内歯(ピン)の直径Dとヘルツ応力比との関係を示すグラフである。

[図20]この発明の実施例5を示す図14と同様の断面図である。

[図21]この発明の実施例5を示す図15と同様の断面図である。

[図22]背景技術の一例を示す図2と同様の断面図である。

[図23]背景技術で説明した駆動分力(反力K)の作用線Sが集合点Cに集合している状態を説明する説明図である。

符号の説明

[0117] 11,111,211…遊星歯車装置

14,114,214…内歯(ピン)

15,115,215…内歯歯車

15a…内周

18,118,218…外歯歯車

19,119,219…外歯

21,121,221…クランク軸孔

22,122,222…貫通孔

25,125,225…支持体

29,129,229…柱部

35,135,235…クランク軸

45a…回転方向前側エッジ

45b…回転方向後側エッジ

46a…回転方向前側エッジ

46b…回転方向後側エッジ

P…ピン円

G…外端通過円

M…歯底円

C…集合点

S…作用線

K…駆動分力の反力

H…偏心量

K'…駆動分力

R…ピン半径

Q…ピン円半径

E…距離

F…距離

請求の範囲

[1] 内周に多数の円柱状ピンで構成された内歯が一定ピッチPで設けられた内歯歯車と、少なくとも1個のクランク軸孔および複数の貫通孔が形成され、外周にトロコイド歯形からなり前記内歯に噛み合うとともに、該内歯より1個だけ歯数が少ない外歯を有する外歯歯車と、各クランク軸孔に挿入され、回転することで外歯歯車を偏心揺動させるクランク軸と、前記クランク軸を回転可能に支持するとともに、各貫通孔に挿入された複数の柱部を有する支持体とを備えた偏心揺動型遊星歯車装置において、内歯を構成するピンの直径Dを内歯の一定ピッチPで除した比率を、外歯の歯先が内歯歯車の内周を半径方向外側に越えるまで小さくするとともに、少なくとも内歯歯車の内周を超えた部位の外歯を切除し、外歯と内歯歯車の内周との干渉を回避するようにしたことを特徴とする偏心揺動型遊星歯車装置。

[2] 内周に多数の円柱状ピンで構成された内歯が一定ピッチPで設けられた内歯歯車と、少なくとも1個のクランク軸孔および複数の貫通孔が形成され、外周にトロコイド歯形からなり前記内歯に噛み合うとともに、該内歯より1個だけ歯数が少ない外歯を有する外歯歯車と、各クランク軸孔に挿入され、回転することで外歯歯車を偏心揺動させるクランク軸と、前記クランク軸を回転可能に支持するとともに、各貫通孔に挿入された複数の柱部を有する支持体とを備えた偏心揺動型遊星歯車装置において、内歯を構成するピンの直径Dを内歯の一定ピッチPで除した比率を、外歯の歯先が内歯歯車の内周を半径方向外側に越えるまで小さくするとともに、隣接する内歯間の内歯歯車の内周を前記外歯が内周を超えた量以上の深さだけ切除し、外歯と内歯歯車の内周との干渉を回避するようにしたことを特徴とする偏心揺動型遊星歯車装置。

[3] 前記外歯を両歯面の変曲点H同士を結ぶ線Mで切除した後の外歯の回転方向前側エッジと回転方向後側エッジとの間の距離をFとするとともに、前記外歯を歯末部と歯元部との境界Nで切除した後の外歯の回転方向前側エッジと回転方向後側エッジとの間の距離をEとしたとき、前記外歯を線Mより半径方向外側で、かつ、境界Nより半径方向内側において切除することにより、前記内歯を構成するピンの直径Dを、内歯を構成するピンの中心間直線距離Yから距離Fを減じた値以上で、前記中心間直線距離Yから距離Eを減じた値以下とした請求項1記載の偏心揺動型遊星歯車装置

。

[4] 前記内歯を構成する全てのピンの中心を通過するピン円Vの半径をRとし、外歯歯車の外歯の歯数をZとしたとき、前記内歯を構成するピンの直径Dを2R／Z±1.5mmの範囲内とした請求項1または2記載の偏心揺動型遊星歯車装置。

[5] 前記内歯を構成する全てのピンの中心を通過するピン円Vの半径をRとし、前記内歯歯車の中心Oから、外歯から対応する内歯に対して付与される駆動分力の反力Kの作用線Sが重なり合う集合点Cまでの半径方向距離をLとしたとき、前記半径方向距離Lを前記半径Rの0.86ー1.00倍の範囲内とした請求項1または2記載の偏心揺動型遊星歯車装置。

[6] 内周に多数の円柱状ピンで構成された内歯が設けられた内歯歯車と、少なくとも1個のクランク軸孔および複数の貫通孔が形成され、外周にトロコイド歯形からなり前記内歯に噛み合う多数の外歯を有する外歯歯車と、各クランク軸孔に挿入され、回転することで外歯歯車を偏心揺動させるクランク軸と、前記クランク軸を回転可能に支持するとともに、各貫通孔に挿入された複数の柱部を有する支持体とを備えた偏心揺動型遊星歯車装置において、各外歯から対応する内歯に対して付与される駆動分力の反力Kの作用線Sが重なり合う集合点Cを、内歯を構成する全てのピンの中心を通過するピン円Pと、全ての貫通孔の半径方向外端を通過する外端通過円Gとの間に位置させるようにしたことを特徴とする偏心揺動型遊星歯車装置。

[7] 前記集合点Cを、全ての外歯の歯底を通過する歯底円Mと前記外端通過円Gとの間に位置させるようにした請求項6記載の偏心揺動型遊星歯車装置。

[8] 前記外歯の歯数を内歯の歯数より1だけ少なくした請求項7または8記載の偏心揺動型遊星歯車装置。

[9] 内周に多数の円柱状ピンで構成された内歯が設けられた内歯歯車と、少なくとも1個のクランク軸孔および複数の貫通孔が形成され、外周にトロコイド歯形からなり前記内歯に噛み合うとともに、該内歯より1個だけ歯数が少ない外歯を有する外歯歯車と、各クランク軸孔に挿入され、回転することで外歯歯車を偏心揺動させるクランク軸と、前記クランク軸を回転可能に支持するとともに、各貫通孔に挿入された複数の柱部を有する支持体とを備えた偏心揺動型遊星歯車装置において、前記外歯歯車の

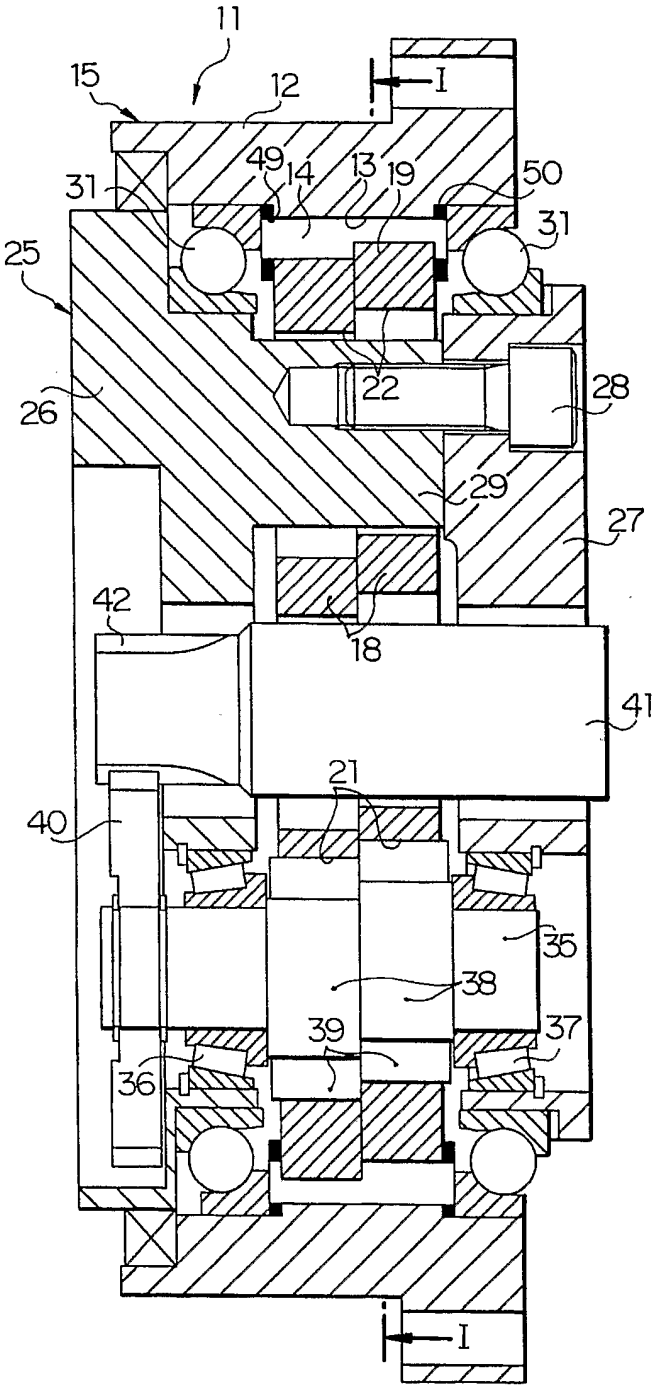
内歯歯車に対する偏心量をH、内歯を構成するピンの半径をRとしたとき、前記偏心量Hを半径Rの 0.5ー 1.0倍の範囲内となすとともに、各外歯を歯先から所定量だけ切除して外歯と内歯歯車の内周との干渉を回避するようにしたことを特徴とする偏心揺動型遊星歯車装置。

[10] 内周に多数の円柱状ピンで構成された内歯が設けられた内歯歯車と、少なくとも1個のクランク軸孔および複数の貫通孔が形成され、外周にトロコイド歯形からなり前記内歯に噛み合うとともに、該内歯より1個だけ歯数が少ない外歯を有する外歯歯車と、各クランク軸孔に挿入され、回転することで外歯歯車を偏心揺動させるクランク軸と、前記クランク軸を回転可能に支持するとともに、各貫通孔に挿入された複数の柱部を有する支持体とを備えた偏心揺動型遊星歯車装置において、前記外歯歯車の内歯歯車に対する偏心量をH、内歯を構成するピンの半径をRとしたとき、偏心量Hを半径Rの 0.5ー 1.0倍の範囲内となすとともに、隣接する内歯間の内歯歯車内周を所定深さだけ切除して、外歯と内歯歯車の内周との干渉を回避するようにしたことを特徴とする偏心揺動型遊星歯車装置。

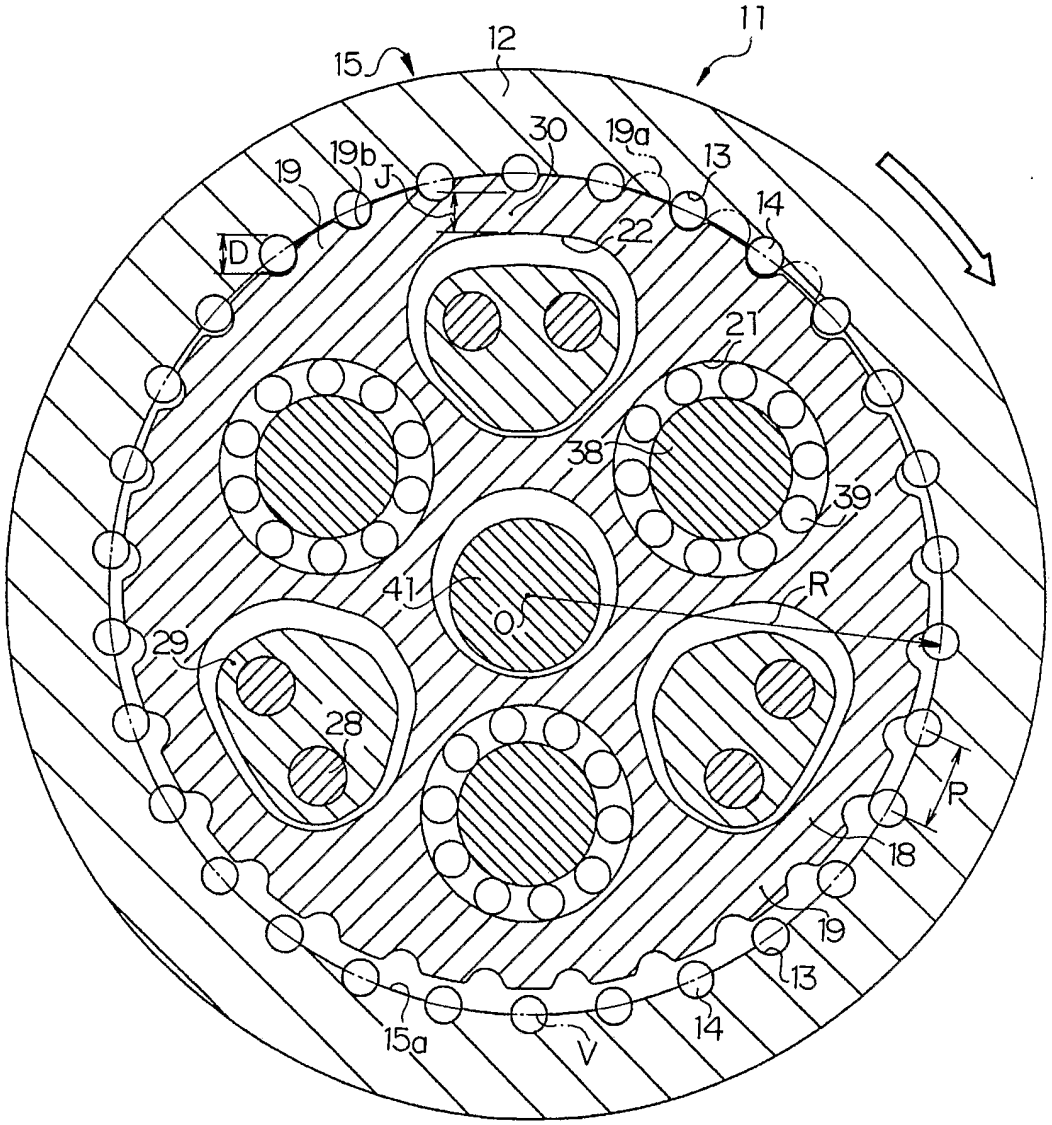
[11] 前記内歯を構成する全てのピンの中心を通過するピン円Pの半径をQとし、前記内歯歯車の中心Oから、外歯から対応する内歯に対して付与される駆動分力K'の作用線Sが重なり合う集合点Cまでの半径方向距離をLとしたとき、前記半径方向距離Lを前記半径Qの0.86ー1.00倍の範囲内とした請求項9または10記載の偏心揺動型遊星歯車装置。

[12] 前記切除後のいずれか1個の外歯における回転方向前側エッジと回転方向後側エッジとの間の距離をEとするとともに、隣接する2つの外歯における回転方向前側エッジと回転方向後側エッジとの間の距離をFとしたとき、前記距離Eを距離Fより大とした請求項9または11に記載の偏心揺動型遊星歯車装置。

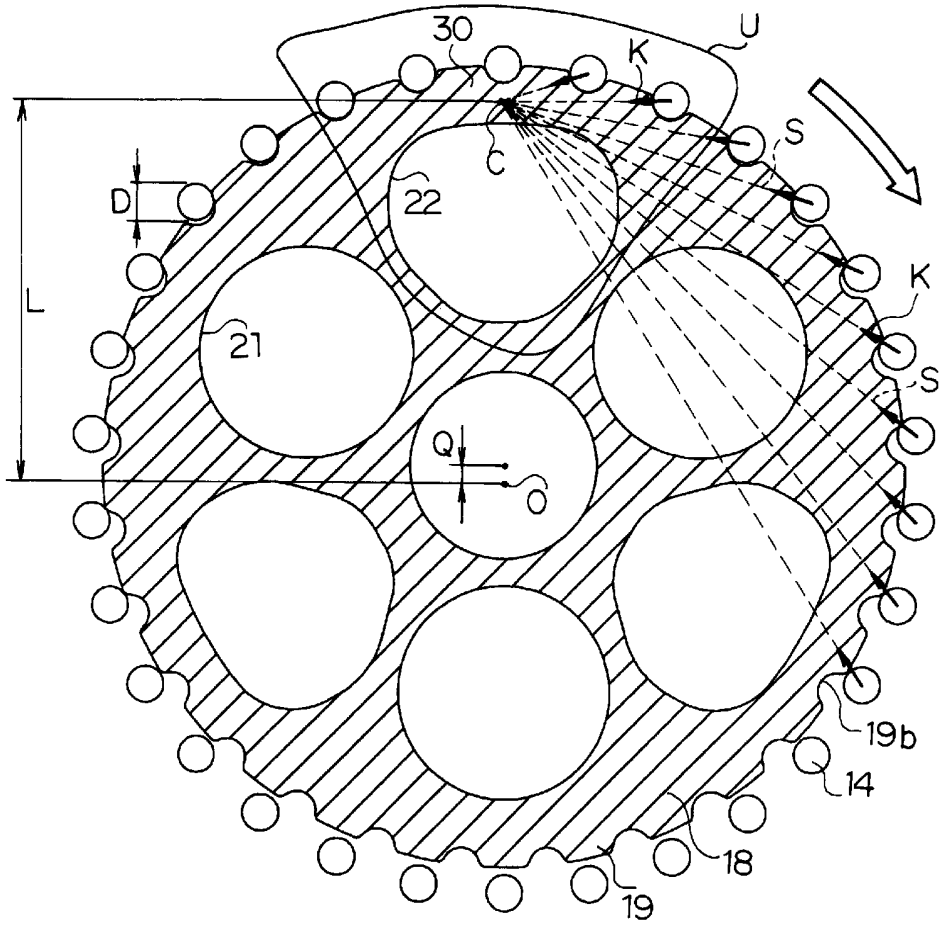
[図1]


11
15
12
I
49
14
13
19
50
31
31
25
22
28
26
29
27
42
18
41
21
40
35
38
39
37
36
I

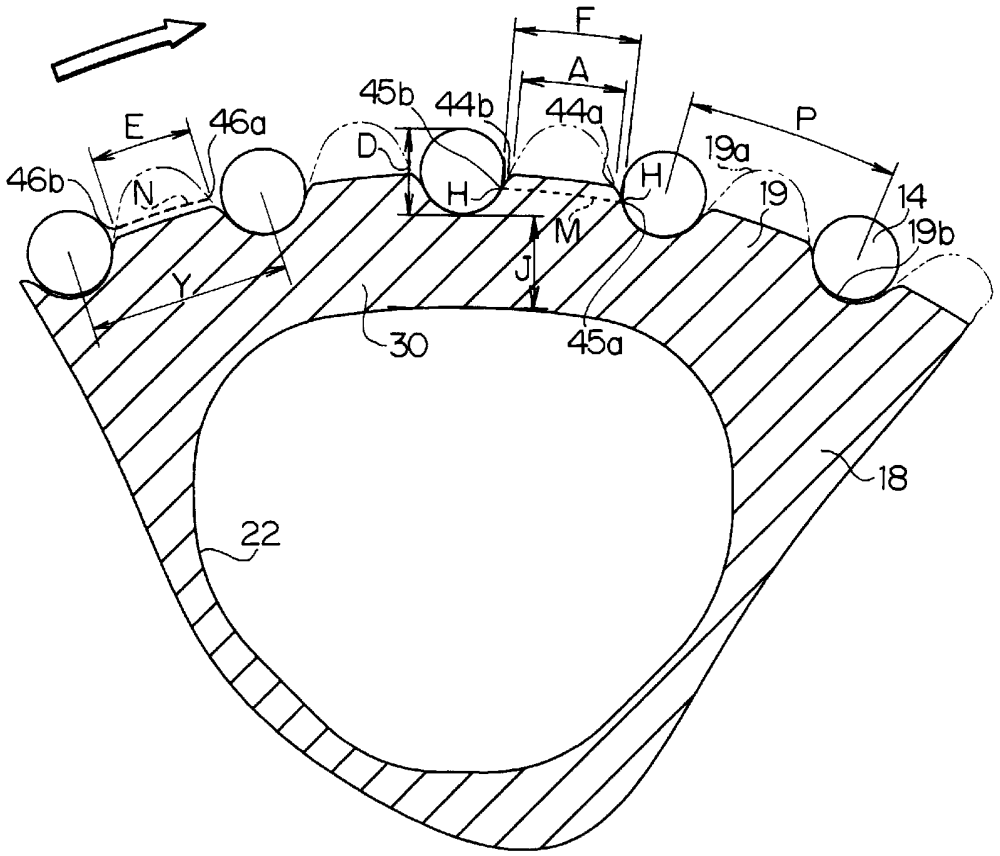
[図2]


11
12
15
30
19a
19b
19
J
13
14
D
22
21
38
39
41
O
R
29
28
R
18
19
13
14
15a
V

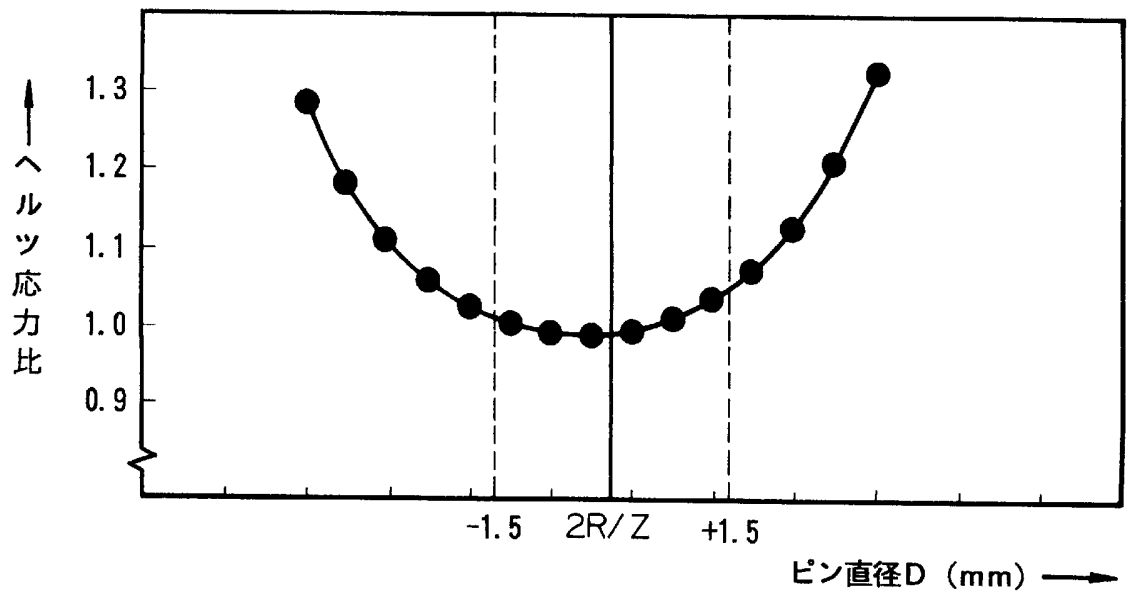
[図3]



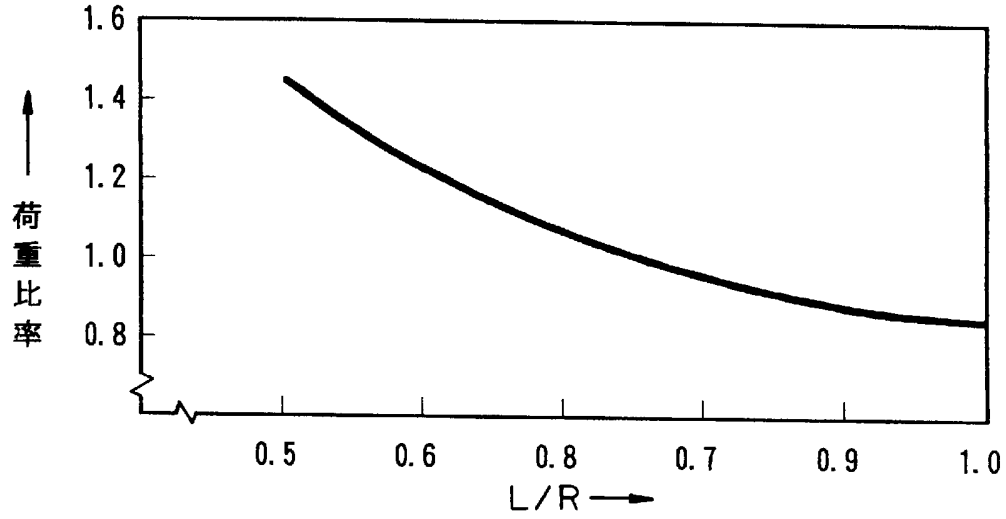
[図4]


F
A
45b
44b
44a
E
46a
D
P
19a
46b
N
H
H
19
14
19b
M
J
Y
30
45a
18
22

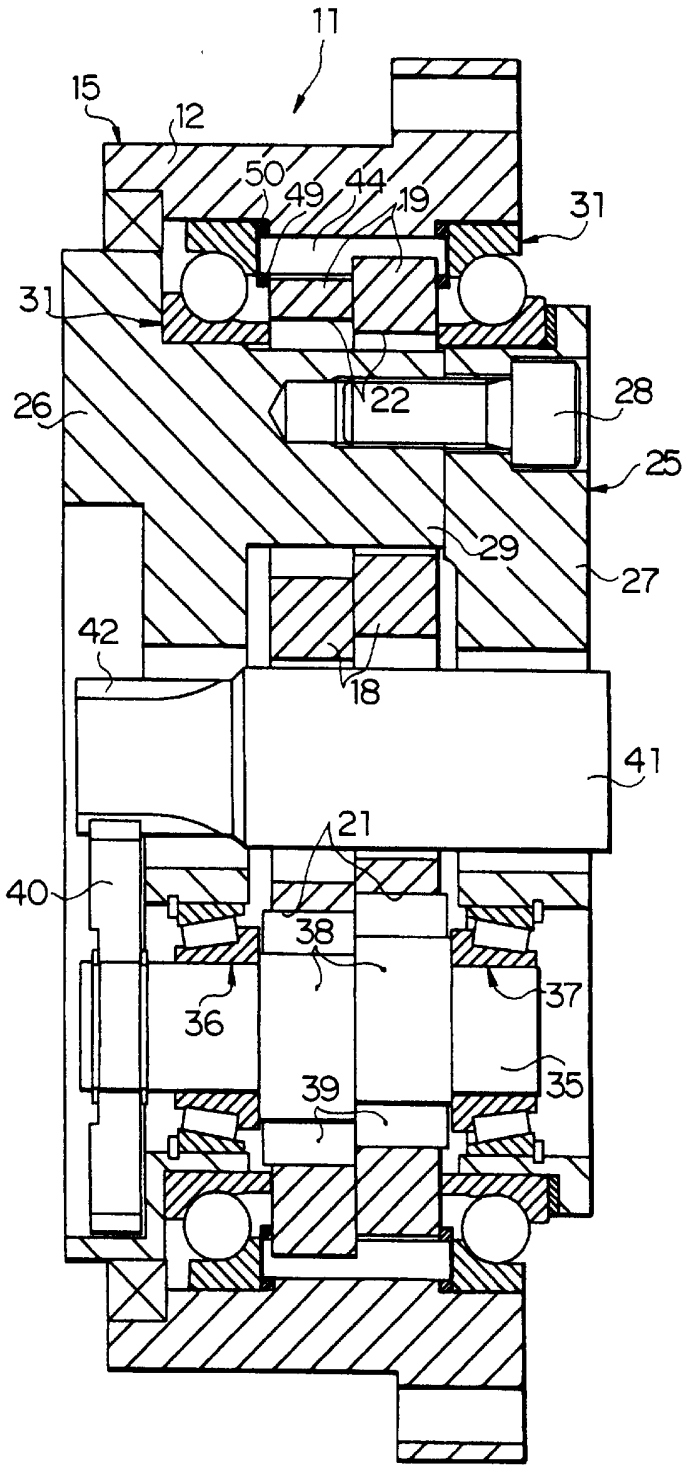
[図5]


ヘルツ応力比
1.3
1.2
1.1
1.0
0.9
-1.5
2R/Z
+1.5
ピン直径D（mm）

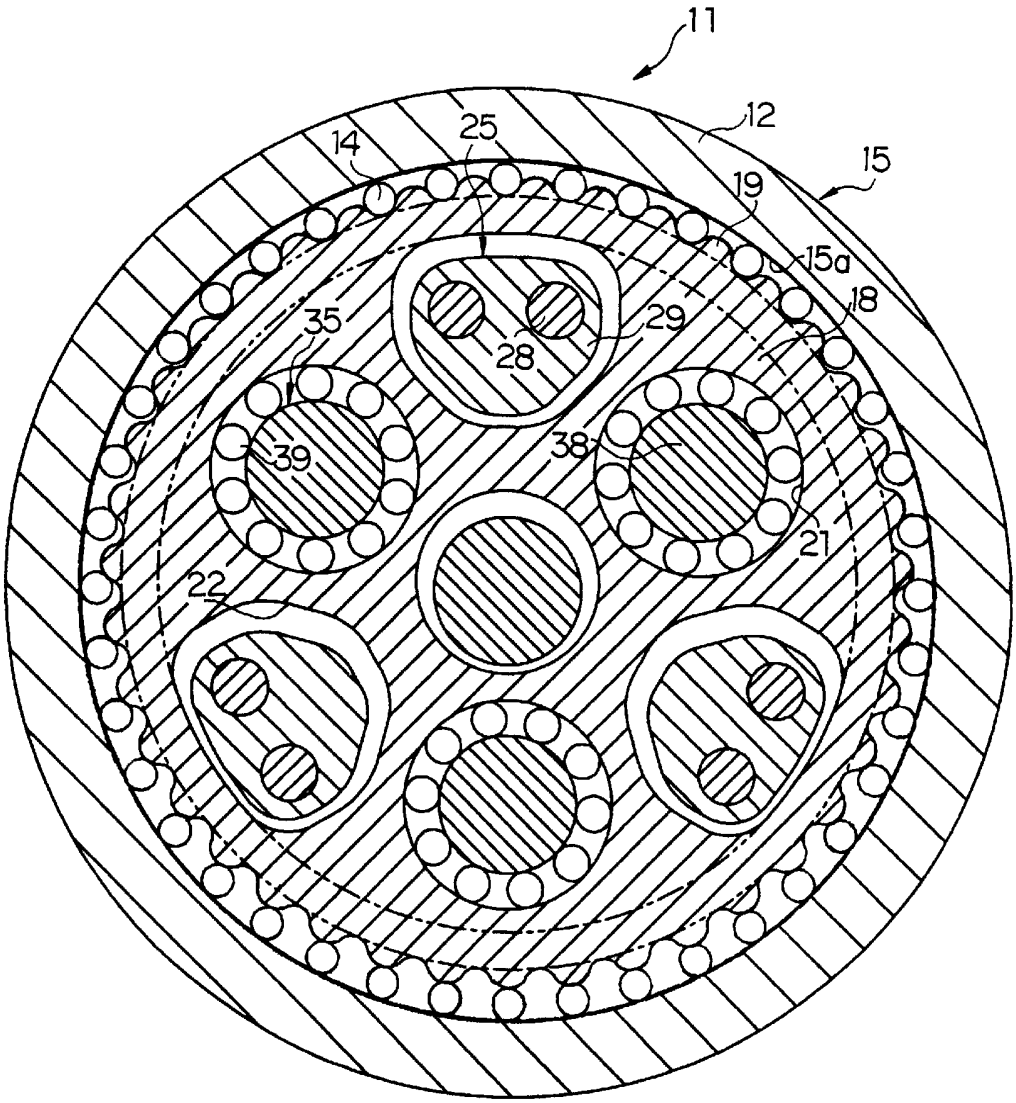
[図6]



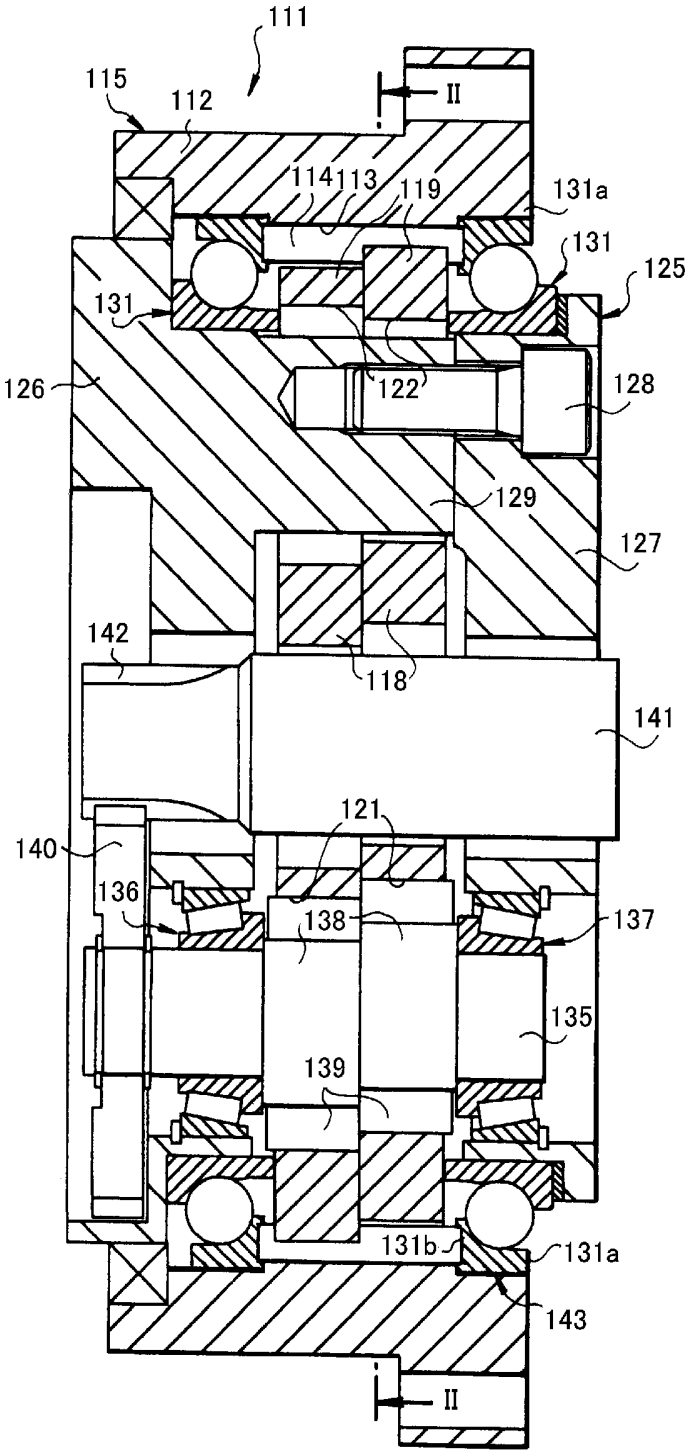
[図7]


11
15
12
50
49
44
19
31
31
22
28
26
25
29
27
42
18
41
21
40
38
37
36
39
35

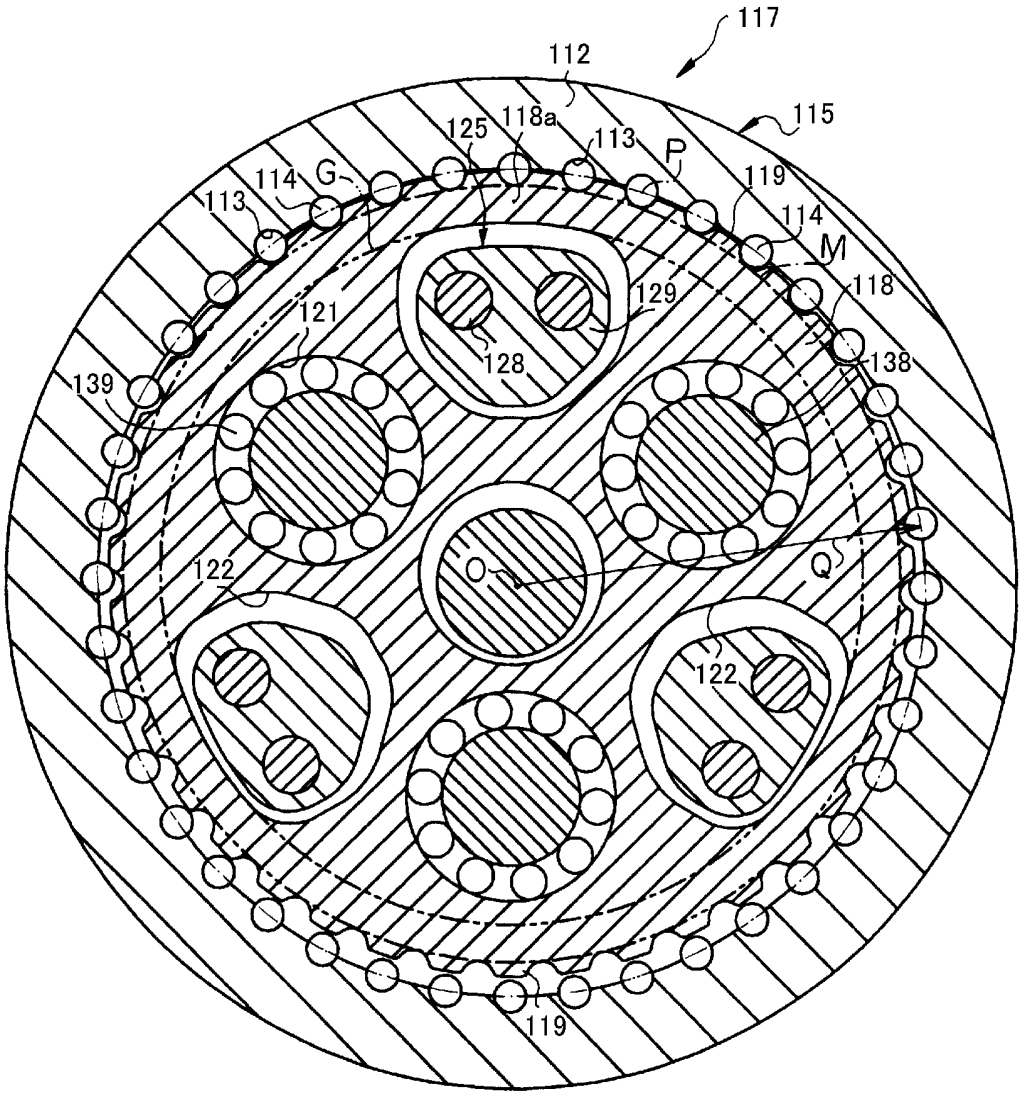
[図8]



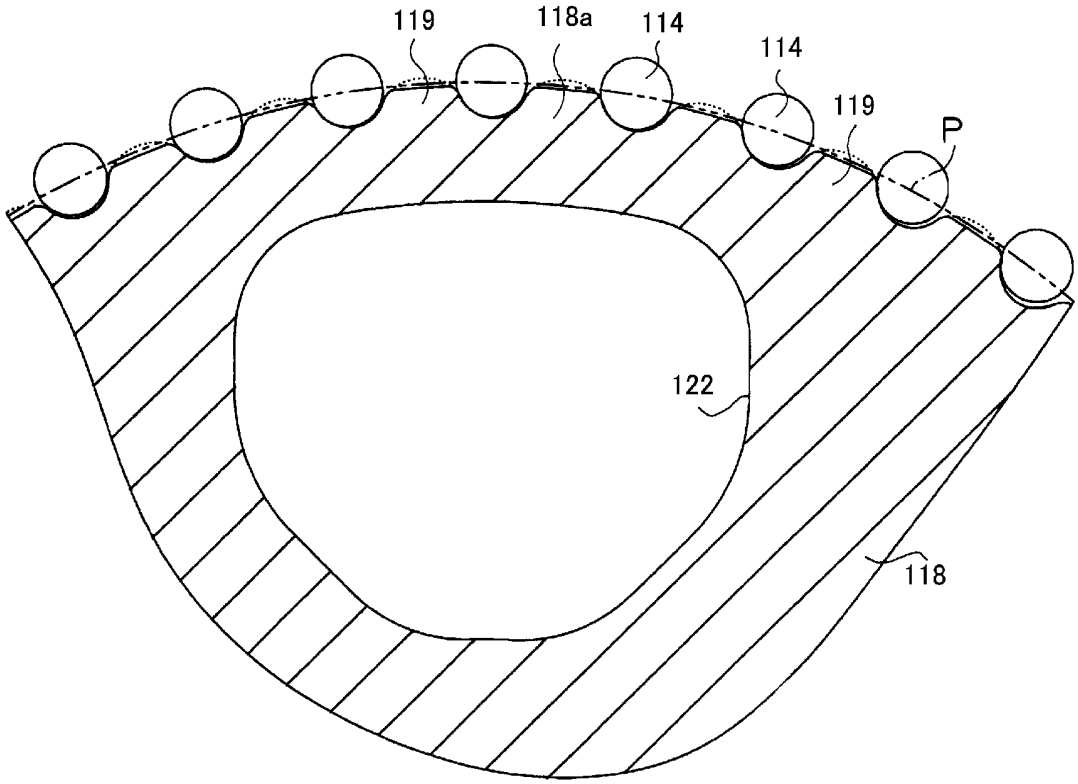
[図9]


111
115
112
II
114
113
119
131a
131
125
131
122
126
128
129
127
142
118
141
121
140
136
138
137
135
139
131b
131a
143
II

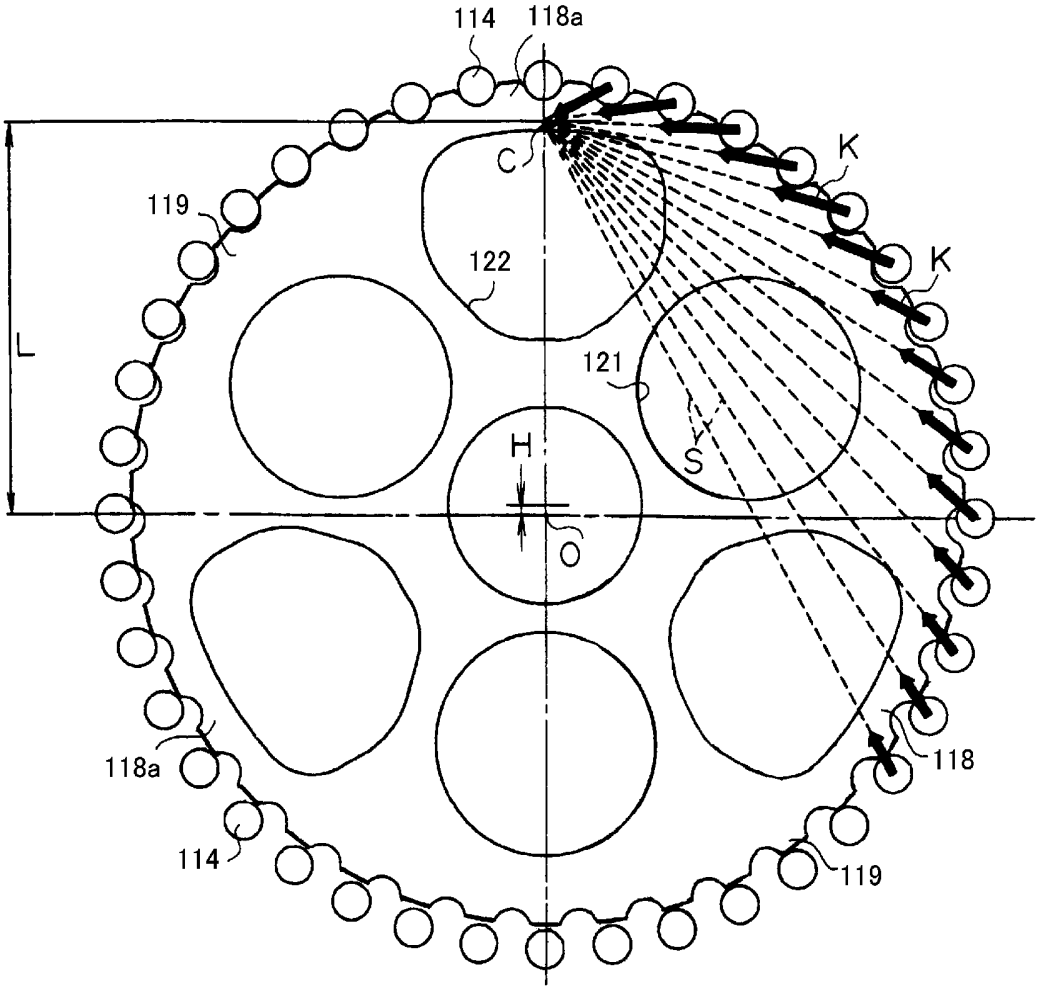
[図10]


117
112
115
118a
125
113
P
114
G
113
119
114
M
118
129
121
128
138
139
O
Q
122
122
119

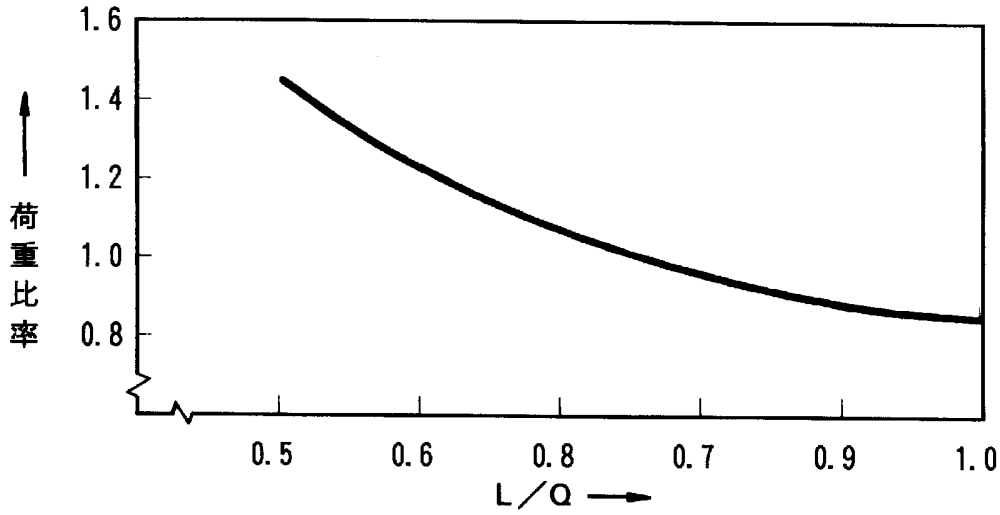
[図11]



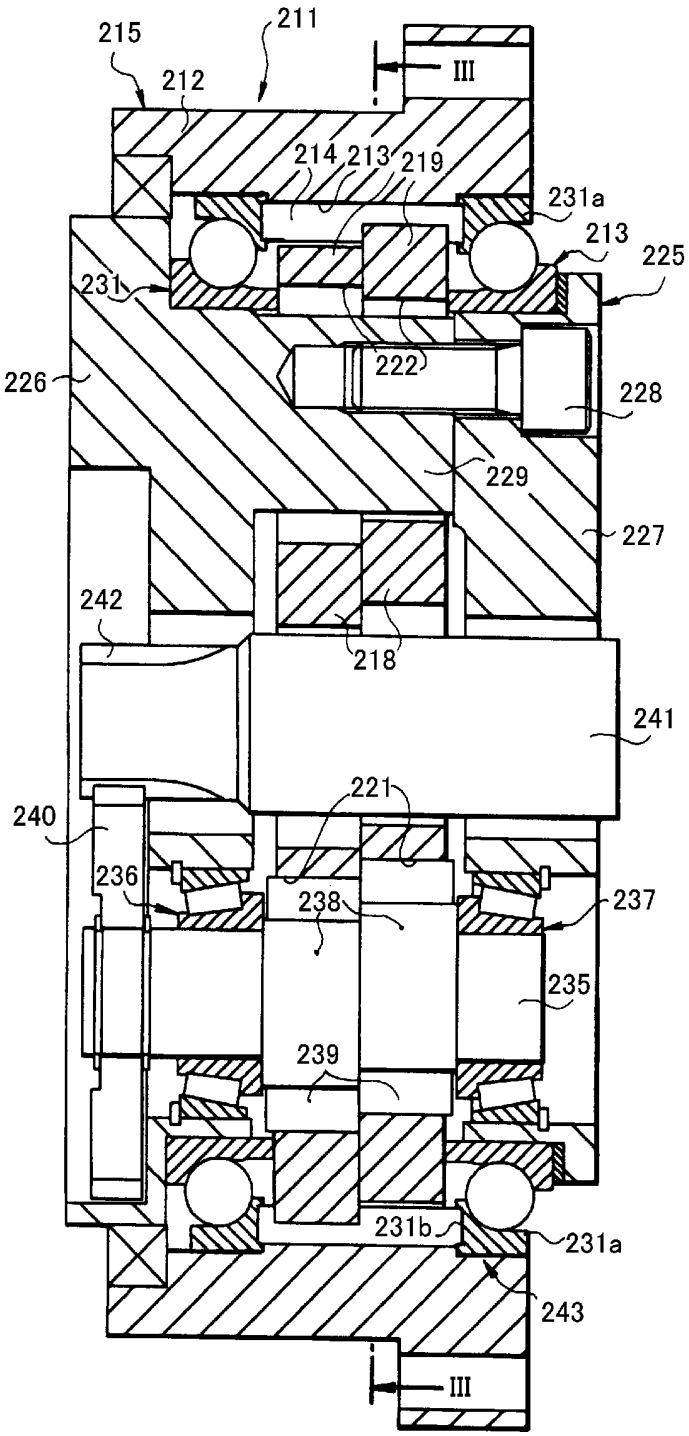
[図12]



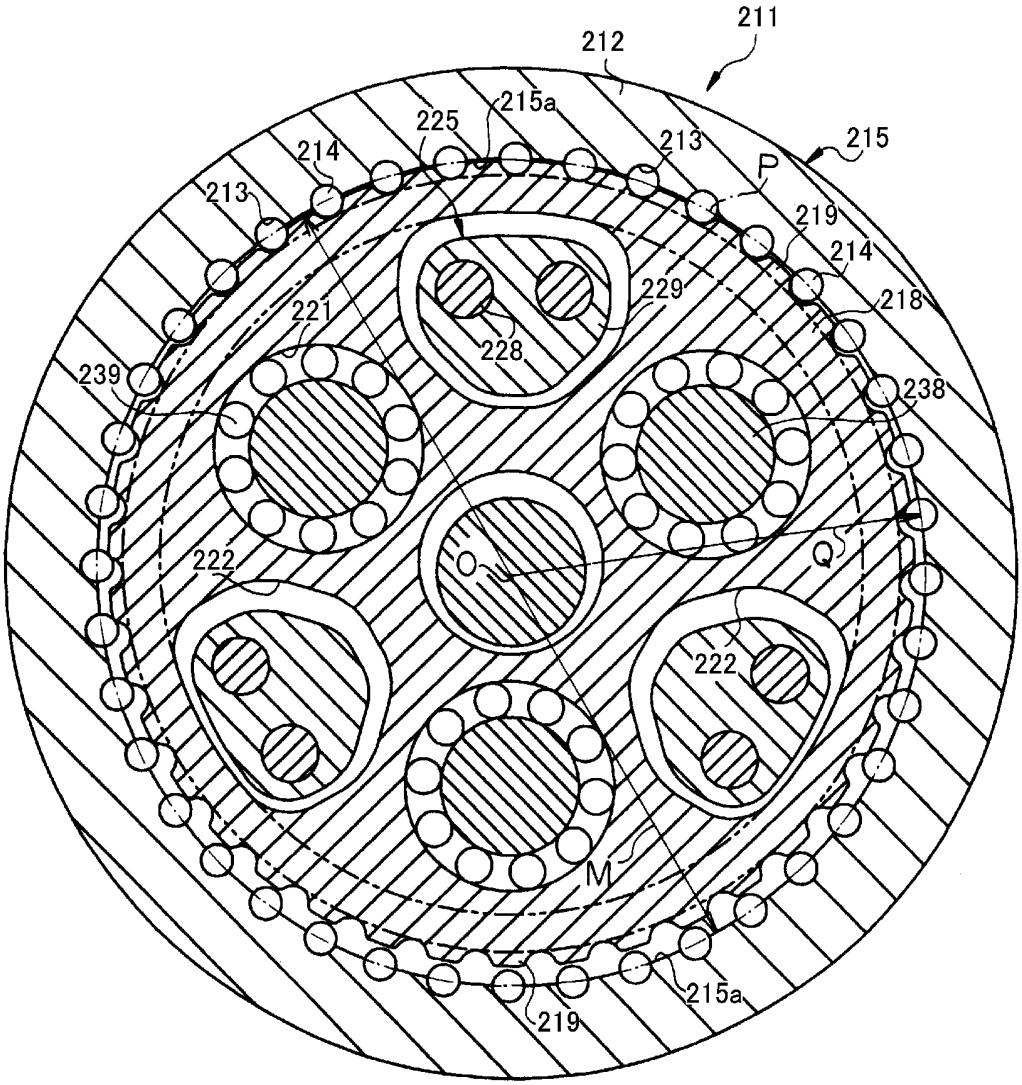
[図13]



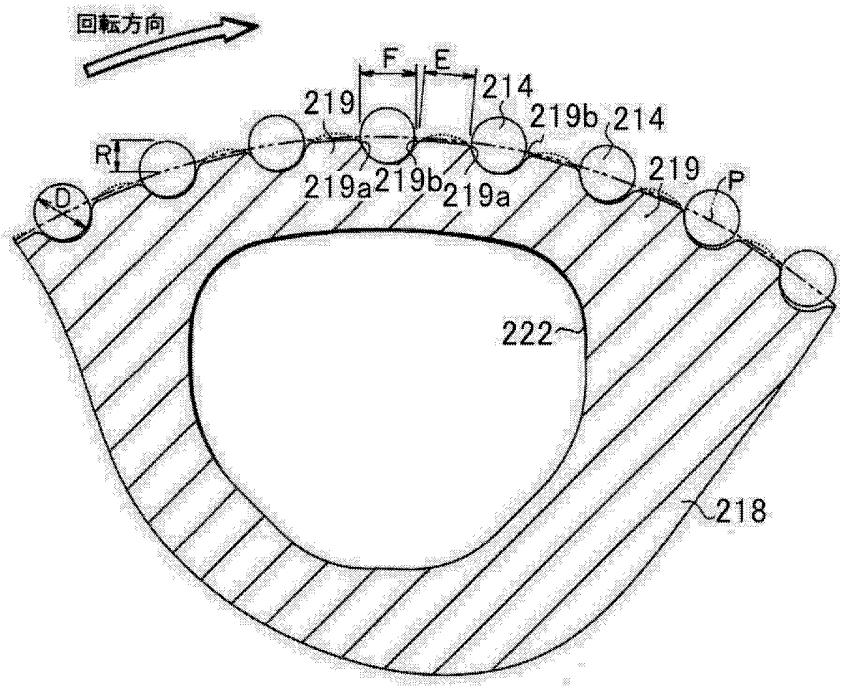
[図14]


215
211
212
III
214
213
219
231a
213
225
231
222
226
228
229
227
242
218
241
221
240
236
238
237
235
239
231b
231a
243
III

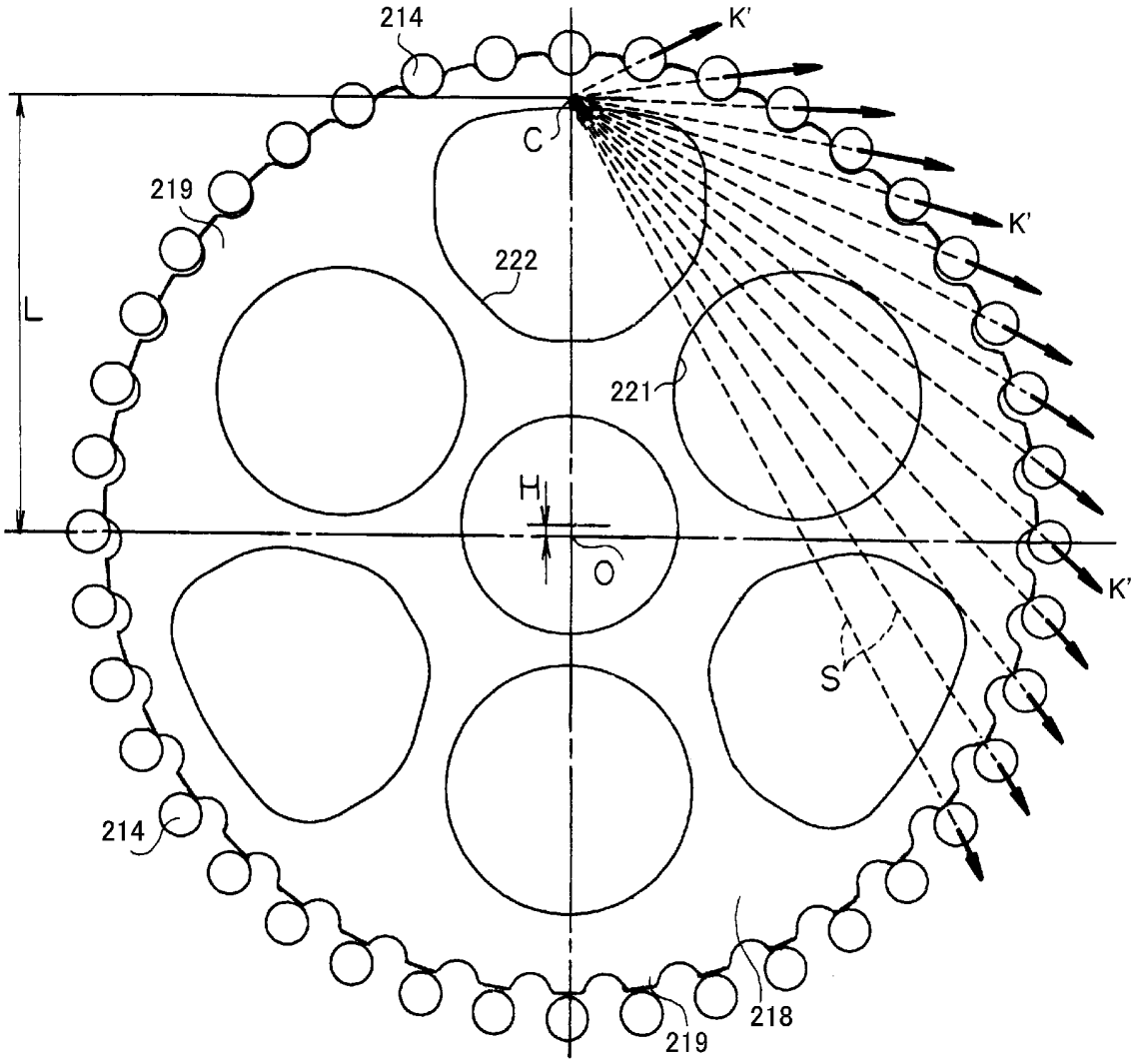
[図15]


211
212
215a
225
214
213
215
P
213
219
214
229
221
218
228
239
238
Q
222
O
222
M
215a
219

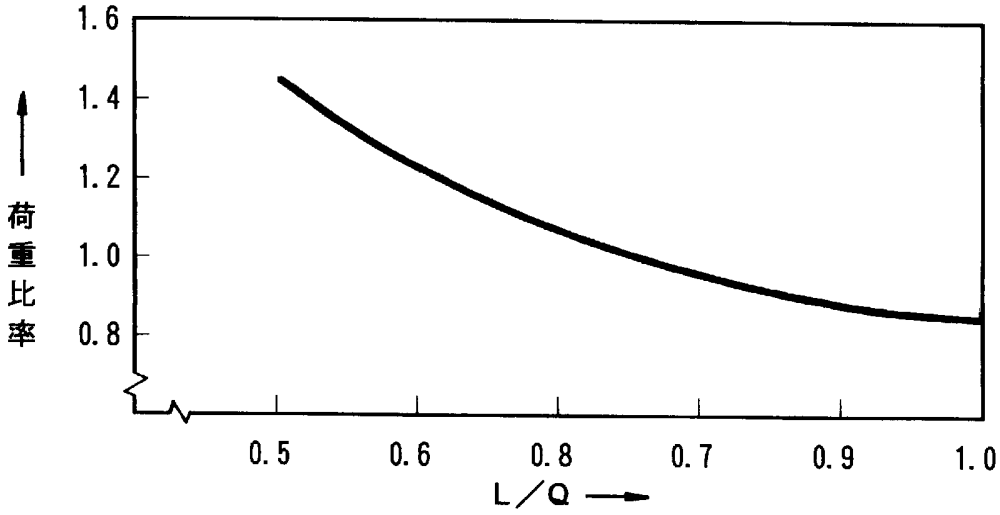
[図16]



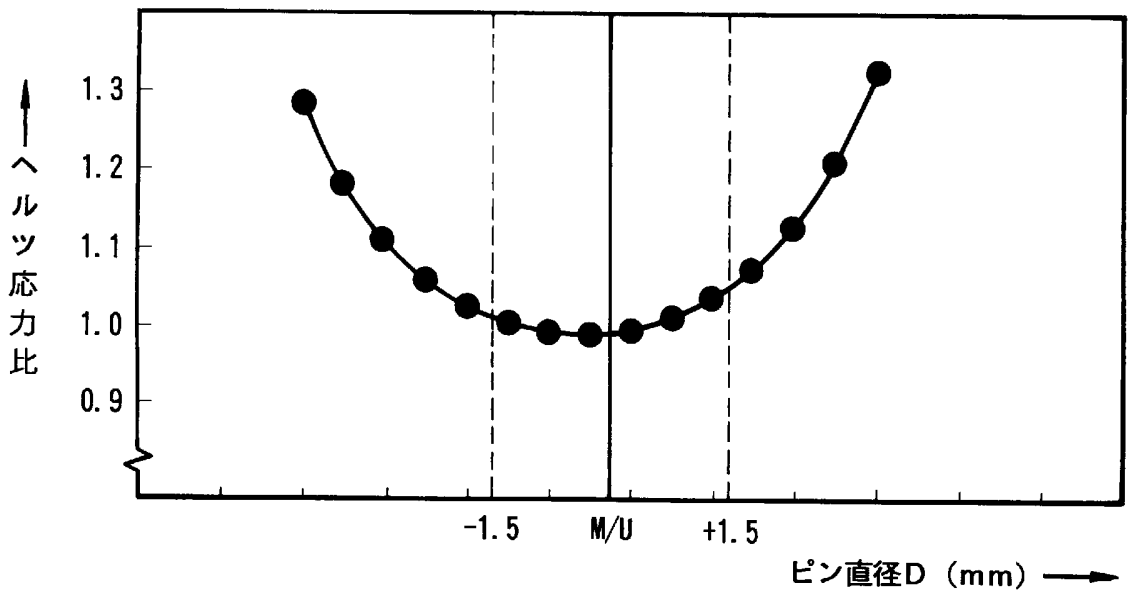
[図17]



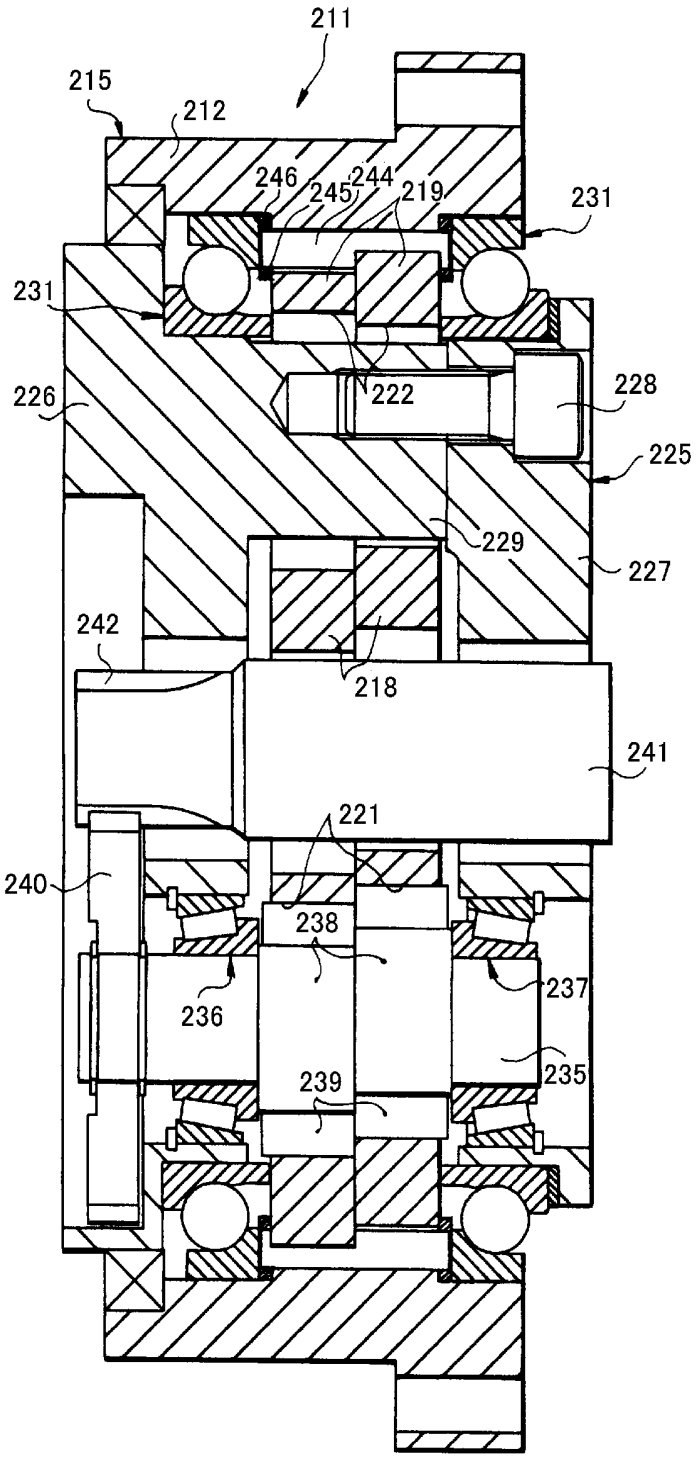
[図18]


1.6
1.4
1.2
1.0
0.8
荷重比率
0.5
0.6
0.8
0.7
0.9
1.0
L／Q

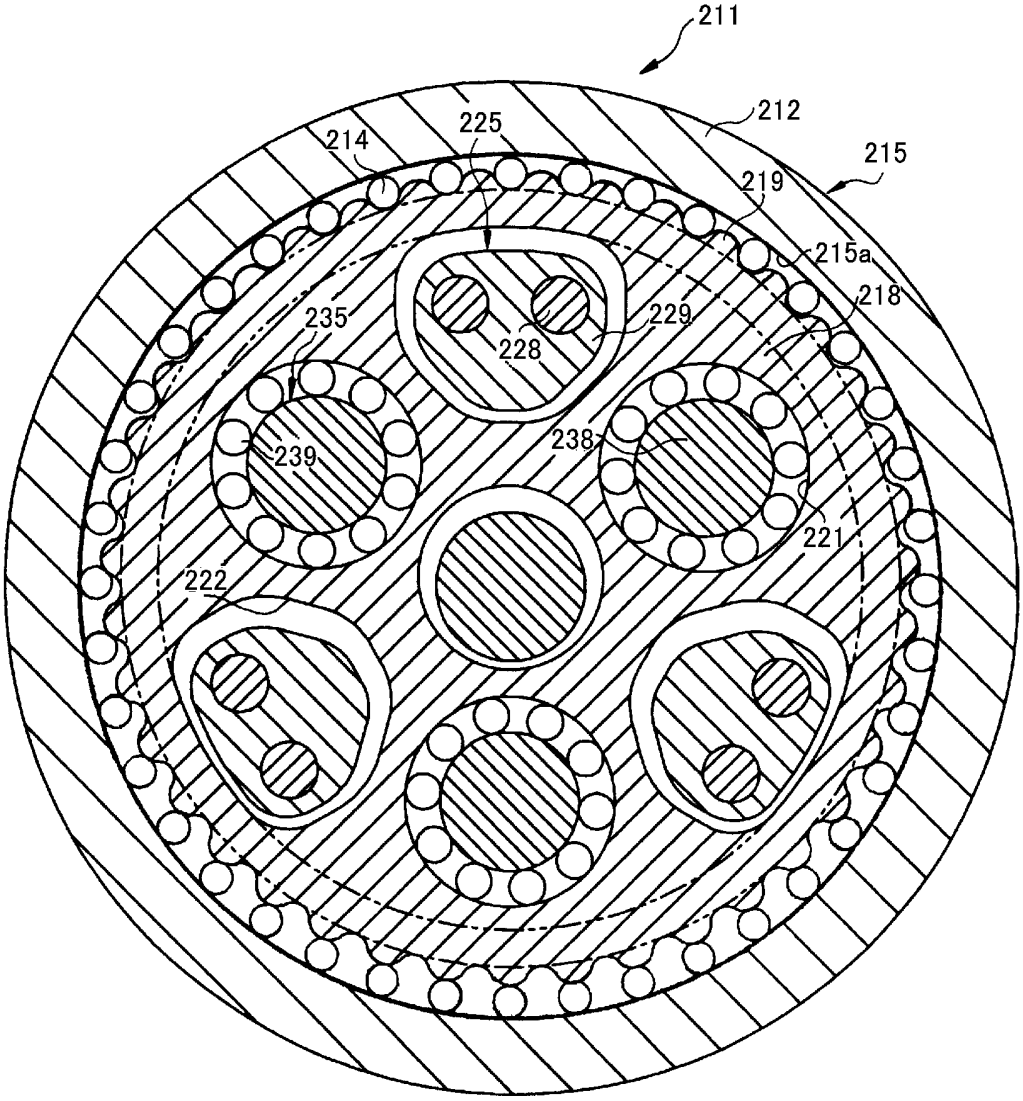
[図19]


1.3
1.2
1.1
1.0
0.9
ヘルツ応力比
-1.5
M/U
+1.5
ピン直径D（mm）

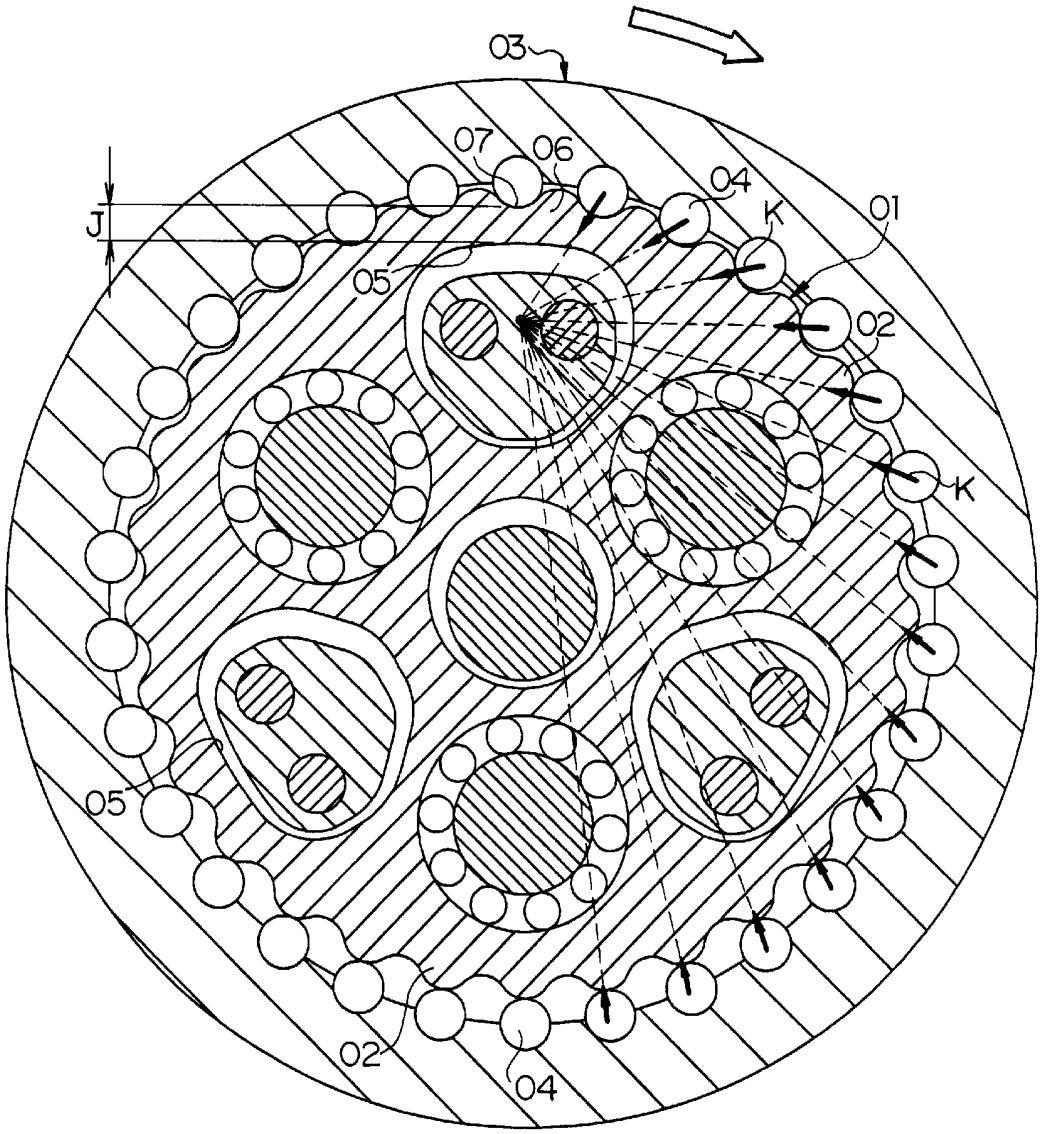
[図20]


211
215
212
246
245
244
219
231
231
222
228
226
225
229
227
242
218
241
221
240
238
237
236
235
239

[図21]



[図22]



[図23]

