

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6324832号
(P6324832)

(45) 発行日 平成30年5月16日(2018.5.16)

(24) 登録日 平成30年4月20日(2018.4.20)

(51) Int.Cl.

F 1 6 H 1/32 (2006.01)

F 1

F 1 6 H 1/32

B

請求項の数 5 (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2014-149370 (P2014-149370)
 (22) 出願日 平成26年7月23日(2014.7.23)
 (65) 公開番号 特開2016-23742 (P2016-23742A)
 (43) 公開日 平成28年2月8日(2016.2.8)
 審査請求日 平成28年11月19日(2016.11.19)

(73) 特許権者 390040051
 株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ
 東京都品川区南大井6丁目25番3号
 (74) 代理人 100090170
 弁理士 横沢 志郎
 (72) 発明者 半田 純
 長野県安曇野市穂高牧1856-1 株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ
 穂高工場内
 (72) 発明者 清澤 芳秀
 長野県安曇野市穂高牧1856-1 株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ
 穂高工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】デュアルタイプの波動歯車装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第1内歯が形成されている剛性の第1内歯歯車と、

前記第1内歯歯車に同軸に並列配置され、第2内歯が形成されている剛性の第2内歯歯車と、

前記第1、第2内歯歯車の内側に同軸に配置され、半径方向に撓み可能な円筒体の外周面に、前記第1内歯にかみ合い可能な第1外歯および前記第2内歯にかみ合い可能で前記第1外歯とは歯数が異なる第2外歯が形成されている可撓性の外歯歯車と、

前記外歯歯車を半径方向に撓めて、前記第1外歯を前記第1内歯に部分的にかみ合わせ、前記第2外歯を前記第2内歯に部分的にかみ合わせる波動発生器と、
を有しており、

前記第1外歯の歯筋方向の内側端面と前記第2外歯の歯筋方向の内側端面との間には、歯筋方向に所定幅を有し、歯筋方向の中央部分において歯丈方向に最深となる最深部を有する隙間が形成されており、

前記隙間は、前記第1、第2外歯の歯切り用カッターの逃げ部として機能する隙間であり、

前記第1外歯の歯筋方向の外端から前記第2外歯の歯筋方向の外端までの幅をL、前記隙間の歯筋方向における最大幅をL1とすると、

$$0.1L < L1 < 0.3L$$

に設定されており、

10

20

前記第 1 外歯の歯丈を h_1 、前記第 2 外歯の歯丈を h_2 、前記第 1 外歯の歯先面から前記最深部までの歯丈方向の深さを t_1 、前記第 2 外歯の歯先面から前記最深部までの歯丈方向の深さを t_2 とすると、

$$0.9h_1 < t_1 < 1.3h_1$$

$$0.9h_2 < t_2 < 1.3h_2$$

に設定されており、

前記波動発生器は、前記第 1 外歯を支持するボールベアリングからなる第 1 ウェーブベアリングと、前記第 2 外歯を支持するボールベアリングからなる第 2 ウェーブベアリングとを備え、

前記第 1、第 2 ウェーブベアリングのそれぞれのボール中心は、歯筋方向において、前記隙間における歯筋方向の中心から等しい距離に位置し、

前記第 1、第 2 ウェーブベアリングのボール中心間距離を L_0 とすると、

前記ボール中心間距離 L_0 は、前記隙間の最大幅 L_1 の増加に伴って増加し、かつ、

$$0.35L < L_0 < 0.7L$$

に設定されている波動歯車装置。

【請求項 2】

前記第 1 外歯の歯数は前記第 1 内歯の歯数とは異なり、

前記第 2 外歯の歯数は前記第 2 内歯の歯数とは異なる、

請求項 1 に記載の波動歯車装置。

【請求項 3】

前記第 1 外歯の歯数は前記第 1 内歯の歯数よりも少なく、

前記第 1 内歯の歯数と前記第 2 内歯の歯数は同一である、

請求項 1 に記載の波動歯車装置。

【請求項 4】

前記波動発生器は回転入力要素であり、

前記第 1 内歯歯車および前記第 2 内歯歯車のうち、一方は回転しないように固定された静止側内歯歯車であり、他方は減速回転出力要素である駆動側内歯歯車である、

請求項 1 に記載の波動歯車装置。

【請求項 5】

前記波動発生器は、前記外歯歯車を楕円状に撓めて、前記第 1 外歯を前記第 1 内歯に対して円周方向の 2 か所の部位でかみ合わせ、前記第 2 外歯を前記第 2 内歯に対して円周方向の 2 か所の部位でかみ合わせており、

前記第 1 外歯の歯数と前記第 2 外歯の歯数の差は、 n を整数とすると、 $2n$ 枚である、請求項 1 に記載の波動歯車装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、一対の内歯歯車、半径方向に撓み可能な円筒状の外歯歯車、および波動発生器を備えた波動歯車装置に関する。

【背景技術】

【0002】

円筒状の外歯歯車を備えた波動歯車装置は、一般に、回転しないように固定される静止側内歯歯車と、回転入力要素である波動発生器と、減速回転出力要素である駆動側内歯歯車と、静止側内歯歯車および駆動側内歯歯車にかみ合い可能で半径方向に撓み可能な円筒状の外歯歯車とを備えている。典型的な波動歯車装置では、外歯歯車は楕円状に撓められて静止側および駆動側の内歯歯車に対して楕円形状の長軸両端の位置でかみ合っている。

【0003】

特許文献 1 には、静止側内歯歯車の歯数が外歯歯車より 2 枚多く、駆動側内歯歯車の歯数が外歯歯車と同一の一般的な波動歯車装置が記載されている。外歯歯車の外歯は、その歯筋方向の中央部分で二分され、一方の外歯部分が静止側内歯歯車にかみ合い可能であり

10

20

30

40

50

、他方の外歯部分が駆動側内歯歯車にかみ合い可能である。波動発生器が回転すると、外歯歯車が、静止側内歯歯車との歯数差に応じた速比で減速回転する。外歯歯車と一体回転する駆動側内歯歯車から、外歯歯車の減速回転が出力される。

【 0 0 0 4 】

波動歯車装置は、大きな減速比を得ることが可能であり、バックラッシュが無く応答性が良いという特徴を有している。しかし、場合によって、低減速比の波動歯車減速機が望まれる場合がある。波動歯車装置では、速比を小さくすると、外歯歯車の半径方向への撓み量も多くなる。外歯歯車が撓みながら内歯歯車にかみ合う等の波動歯車減速機の機械的特性、機械的性能等を考慮して、一般的に波動歯車減速機の速比は50以上とされており、30未満、例えば20～15程度の低い速比を得ることが困難である。

10

【 0 0 0 5 】

特許文献2には、静止側内歯歯車の歯数が外歯歯車よりも2枚多く、駆動側内歯歯車の歯数が外歯歯車よりも2枚少ない波動歯車装置が記載されている。この波動歯車装置では、波動発生器が回転すると、外歯歯車が、静止側内歯歯車との歯数差に応じた速比で減速回転する。外歯歯車の回転は、当該外歯歯車と駆動側内歯歯車との間の歯数差に応じた速比で増速されて、駆動側内歯歯車から出力される。駆動側内歯歯車から出力される回転は、波動発生器への入力回転に対して、速比50よりも小さな速比で減速された減速回転になる。

【 0 0 0 6 】

一方、特許文献2、3には、2列のボールベアリングを備えた波動発生器を有する波動歯車装置が記載されている。この形式の波動発生器は、楕円状輪郭の外周面を備えた剛性プラグと、この外周面に装着した2列のボールベアリングとから構成される。楕円状に撓められている各ボールベアリングの外輪の外周面の長軸両端の部分によって、可撓性外歯歯車が半径方向の外方に押されて、第1、第2剛性内歯歯車に対するかみ合いが保持される。

20

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 0 7 】

【 特許文献1 】 特開2011-112214号公報

【 特許文献2 】 特開平02-275147号公報

30

【 特許文献3 】 実開平01-91151号公報

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 8 】

ここで、外歯歯車として、半径方向に撓み可能な円筒体の外周面に、一方の内歯歯車にかみ合い可能な第1外歯と、他方の内歯歯車にかみ合い可能で第1外歯とは歯数の異なる第2外歯とが形成されたものを用いることが考えられる。このようにすれば、特許文献2に記載されている波動歯車装置と同様に、速比が50未満の波動歯車装置を実現可能である。また、特許文献2に記載の波動歯車装置に比べて、50未満の速比を備えた波動歯車装置を、より高い自由度で設計可能になる。

40

【 0 0 0 9 】

本明細書においては、撓み可能な円筒体の外周面に、歯数が異なる第1、第2外歯が形成されている外歯歯車を備えた波動歯車装置を、「デュアルタイプの波動歯車装置」と呼ぶものとする。デュアルタイプの波動歯車装置においては、以下に述べる解決すべき課題がある。

【 0 0 1 0 】

まず、外歯歯車の第1外歯および第2外歯は共通の円筒体の外周面に形成されており、それらの歯底リム部は相互に繋がっている。歯数の異なる第1、第2外歯は、それぞれ別個の内歯歯車にかみ合い、一方の内歯歯車の内歯とのかみ合いによって第1外歯に作用する力は、他方の内歯歯車の内歯とのかみ合いによって第2外歯に作用する力と大きく相違

50

する。すなわち、外歯を歯筋方向において二分して第 1、第 2 外歯部分を形成した場合は異なり、第 1、第 2 外歯は歯数が相違するので、それぞれの歯形形状も相違する。

【 0 0 1 1 】

したがって、薄肉弾性体からなる可撓性の円筒体の外周面に形成されている第 1、第 2 外歯の間の部分には、大きな応力集中、大きな捩れが生じる。この結果、第 1、第 2 外歯のそれぞれにおいて、歯筋方向の各位置での各内歯に対する歯当りが変化し、歯筋方向の各部分に作用する歯面荷重分布が大きく変動する。

【 0 0 1 2 】

歯当りが変化し、歯面荷重分布の変動が大きいと、外歯歯車の歯底疲労強度および伝達負荷トルクを高めることができない。外歯歯車の歯底疲労強度および伝達負荷トルクを高めるためには、歯面荷重分布を均一にして最大歯面荷重を下げ、歯筋方向の各位置での歯当りを良好な状態に維持する必要がある。

10

【 0 0 1 3 】

また、第 1、第 2 外歯の各内歯に対するかみ合い状態、特に、それらの歯幅方向のかみ合い状態は、波動発生器の支持剛性に左右される。歯筋方向の各位置におけるかみ合い状態が適切でないと、伝達負荷トルクが低下してしまう。

【 0 0 1 4 】

したがって、外歯歯車の歯底疲労強度および伝達負荷トルクを高めるためには、歯面荷重分布を均一にして最大歯面荷重を下げ、歯筋方向の各位置での歯当りを良好な状態に維持することが必要である。また、歯幅方向の各位置において適切なかみ合い状態が形成されるように、波動発生器の支持剛性を高めることが必要である。

20

【 0 0 1 5 】

さらに、波動発生器による外歯歯車の支持状態が適切でないと、波動発生器の 2 列のボールベアリングに生じるベアリングボール荷重分布が不均一となり、それらの寿命が低下してしまう。したがって、ベアリングボール荷重分布を均一にして、その耐久性を高めるためにも、第 1 外歯と一方の内歯歯車の内歯とのかみ合い部分、および、第 2 外歯と他方の内歯歯車の内歯とのかみ合い部分を、適切に支持することが必要である。

【 0 0 1 6 】

本発明の課題は、このような点に鑑みて、低い速比を容易に実現でき、可撓性の外歯歯車の歯底疲労強度が高く、負荷容量の大きなデュアルタイプの波動歯車装置を提供することにある。

30

【 0 0 1 7 】

また、本発明の課題は、上記の課題に加えて、外歯歯車の支持剛性が高く、耐久性の高い波動発生器を備えた負荷容量の大きなデュアルタイプの波動歯車装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 8 】

上記の課題を解決するために、本発明のデュアルタイプの波動歯車装置は、

第 1 内歯が形成されている剛性の第 1 内歯歯車と、

前記第 1 内歯歯車に同軸に並列配置され、第 2 内歯が形成されている剛性の第 2 内歯歯車と、

40

前記第 1、第 2 内歯歯車の内側に同軸に配置され、半径方向に撓み可能な円筒体の外周面に、前記第 1 内歯にかみ合い可能な第 1 外歯および前記第 2 内歯にかみ合い可能で前記第 1 外歯とは歯数が異なる第 2 外歯が形成されている可撓性の外歯歯車と、

前記外歯歯車を半径方向に撓めて、前記第 1 外歯を前記第 1 内歯に部分的にかみ合わせ、前記第 2 外歯を前記第 2 内歯に部分的にかみ合わせる波動発生器と、
を有しており、

前記第 1 外歯の歯筋方向の内側端面と前記第 2 外歯の歯筋方向の内側端面との間には、歯筋方向に所定幅を有し、歯筋方向の中央部分において歯丈方向に最深となる最深部を有する隙間が形成されており、

50

前記隙間は、前記第 1、第 2 外歯の歯切り用カッターの逃げ部として機能する隙間であり、

前記第 1 外歯の歯筋方向の外端から前記第 2 外歯の歯筋方向の外端までの幅を L 、前記隙間の歯筋方向における最大幅を L_1 とすると、

$$0.1L < L_1 < 0.3L$$

に設定されており、

前記第 1 外歯の歯丈を h_1 、前記第 2 外歯の歯丈を h_2 、前記第 1 外歯の歯先面から前記最深部までの歯丈方向の深さを t_1 、前記第 2 外歯の歯先面から前記最深部までの歯丈方向の深さを t_2 とすると、

$$0.9h_1 < t_1 < 1.3h_1$$

$$0.9h_2 < t_2 < 1.3h_2$$

に設定されていることを特徴とする。

【0019】

本発明のデュアルタイプの波動歯車装置においては、第 1 内歯にかみ合う第 1 外歯と第 2 内歯にかみ合う第 2 外歯とは、歯底リム部が相互に繋がっているものの、歯数、モジュールが相違し、従って、歯形形状も相違する。

【0020】

第 1 内歯の歯数を Z_{c1} 、第 2 内歯の歯数を Z_{c2} 、第 1 外歯の歯数を Z_{f1} 、第 2 外歯の歯数を Z_{f2} とすると、第 1 内歯歯車と第 1 外歯を備えた外歯歯車との間の速比 R_1 、第 2 内歯歯車と第 2 外歯を備えた外歯歯車との間の速比 R_2 、および、波動歯車装置の速比 R は、それぞれ次のように表される。

$$R_1 = 1 / \{ (Z_{f1} - Z_{c1}) / Z_{f1} \}$$

$$R_2 = 1 / \{ (Z_{f2} - Z_{c2}) / Z_{f2} \}$$

$$R = (R_1 \cdot R_2 - R_1) / (-R_1 + R_2)$$

【0021】

本発明のデュアルタイプの波動歯車装置によれば、50 未満、例えば、30 よりも大幅に低い速比を得ることが可能である。また、従来とは異なり、外歯歯車の外歯として、歯数、モジュールの異なる第 1 外歯および第 2 外歯が形成されている。よって、速比設定のための設計の自由度が高く、低い速比の波動歯車装置を従来に比べて、容易に実現できる。

【0022】

また、本発明のデュアルタイプの波動歯車装置の外歯歯車においては、第 1、第 2 外歯の歯切りを行うために用いる歯切り用カッターも異なる。したがって、本発明では、外歯歯車の歯筋方向の中央部分、すなわち、第 1 外歯と第 2 外歯の間に、カッター逃げ部として機能する隙間が形成されている。

【0023】

この隙間をどのように形成するのかによって、歯筋方向における第 1 内歯に対する第 1 外歯の歯当り、および歯面荷重分布が大きく影響を受ける。同様に、歯筋方向における第 2 内歯に対する第 2 外歯の歯当り、および歯面荷重分布が大きく影響を受ける。

【0024】

本発明では、この点に着目して、隙間の最大幅 L_1 を外歯歯車の幅 L の 0.1 倍から 0.3 倍までの範囲内に設定し、その最大深さ t_1 、 t_2 を、第 1、第 2 外歯の歯丈 h_1 、 h_2 の 0.9 倍から 1.3 倍までの範囲内に設定している。このように隙間を形成することで、第 1、第 2 外歯の歯筋方向の歯面荷重分布を均一化でき、第 1、第 2 内歯に対する第 1、第 2 外歯の歯筋方向の各位置で歯当りも良好な状態に維持できることが確認された。

【0025】

したがって、本発明によれば、速比が 30 以下の波動歯車装置を容易に実現できると共に、外歯歯車の歯底疲労強度が高く、負荷容量の大きな波動歯車装置を実現できる。

【0026】

次に、本発明のデュアルタイプの波動歯車装置の波動発生器は、上記構成に加えて、
 前記第 1 外歯を支持するボールベアリングからなる第 1 ウエーブベアリングと、前記第 2 外歯を支持するボールベアリングからなる第 2 ウエーブベアリングとを備え、
 前記第 1、第 2 ウエーブベアリングのそれぞれのボール中心は、歯筋方向において、前記隙間における歯筋方向の中心から等しい距離に位置し、
 前記第 1、第 2 ウエーブベアリングのボール中心間距離を L_o とすると、
 前記ボール中心間距離 L_o は、前記隙間の最大幅 L_1 の増加に伴って増加し、かつ、
 $0.35L < L_o < 0.7L$
 に設定されている。

【0027】

10

従来においては、外歯歯車の支持面積を広くするために、2 列のボールベアリングを備えた波動発生器が使用されている。ボール中心間距離については何ら考慮されておらず、2 列のボールベアリングは外歯歯車の歯幅方向の中央部分に寄せて配置されている。

【0028】

本発明では、歯数の異なる第 1、第 2 外歯の支持剛性を高め、各外歯の歯筋方向の各位置において内歯に対する歯当りを改善できるように、2 列のボールベアリングのボール中心間距離 L_o を広げてある。すなわち、第 1、第 2 外歯の間に形成されるカッター逃げ部として機能する隙間の歯筋方向の最大幅 L_1 の増加に伴って、ボール中心間距離 L_o を広げる（増加させる）ようにしている。また、ボール中心間距離 L_o の増減の範囲を外歯歯車の幅 L に対して 0.35 倍から 0.7 倍までの範囲としてある。

20

【0029】

本発明によれば、形成される隙間の幅に応じて、第 1、第 2 外歯のそれぞれに対して、歯筋方向における適切な位置にボール中心が位置するように、第 1、第 2 ウエーブベアリングを配置できる。これにより、第 1、第 2 外歯のそれぞれの歯幅方向の各位置において、第 1、第 2 外歯を第 1、第 2 ウエーブベアリングによって確実に支持できる（波動発生器の支持剛性を高めることができる。）。

【0030】

この結果、第 1、第 2 外歯の歯幅方向の各位置における歯当りを改善でき、これらの歯底疲労強度を高めることができる。また、波動発生器の各ウエーブベアリングにおけるベアリングボール荷重分布を平均化でき、その最大荷重を低減できるので、波動発生器の寿命を改善できる。

30

【0031】

ここで、本発明のデュアルタイプの波動歯車装置では、一般に、第 1 外歯の歯数 Z_{f1} は第 1 内歯の歯数 Z_{c1} とは異なり、第 2 外歯の歯数 Z_{f2} は第 2 内歯の歯数 Z_{c2} とは異なる。例えば、第 1 外歯の歯数 Z_{f1} を第 1 内歯の歯数 Z_{c1} よりも少なくし、第 1 内歯の歯数 Z_{c1} と第 2 内歯の歯数 Z_{c2} を同一とすることができる。

【0032】

また、波動発生器が回転入力要素とされ、第 1 内歯歯車および第 2 内歯歯車のうち、一方が回転しないように固定された静止側内歯歯車とされ、他方が減速回転出力要素である駆動側内歯歯車とされる。

40

【0033】

さらに、外歯歯車の第 1、第 2 外歯は、波動発生器によって、楕円状、スリーローブ状等の非円形に撓められる。これにより、外歯歯車は、剛性の内歯歯車に対して、円周方向に離れた複数の位置においてかみ合う。一般的には、外歯歯車は楕円状に撓められて、円周方向において 180 度離れた 2 か所（楕円形状の長軸の両端位置）でかみ合う。この場合には、第 1 外歯の歯数 Z_{f1} と第 2 外歯の歯数 Z_{f2} の差は、 n を整数とすると、 $2n$ 枚とされる。

【図面の簡単な説明】

【0034】

【図 1】本発明を適用したデュアルタイプの波動歯車装置の端面図および縦断面図である

50

。

【図 2】図 1 のデュアルタイプの波動歯車装置の模式図である。

【図 3】図 1 の波動歯車装置の部分拡大断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0035】

以下に、図面を参照して、本発明を適用したデュアルタイプの波動歯車装置の実施の形態を説明する。

【0036】

図 1 は本発明の実施の形態に係るデュアルタイプの波動歯車装置（以下、単に「波動歯車装置」と呼ぶ。）を示す端面図および縦断面図であり、図 2 はその模式図である。波動歯車装置 1 は、例えば減速機として用いられ、円環状の剛性の第 1 内歯歯車 2 と、円環状の剛性の第 2 内歯歯車 3 と、半径方向に撓み可能な薄肉弾性体からなる円筒形状の可撓性の外歯歯車 4 と、楕円状輪郭の波動発生器 5 とを備えている。

【0037】

第 1、第 2 内歯歯車 2、3 は、中心軸線 1 a の方向に、所定の隙間を開けて、同軸に並列配置されている。本例では、第 1 内歯歯車 2 は回転しないように固定された静止側内歯歯車であり、その第 1 内歯 2 a の歯数は Z_{c1} である。第 2 内歯歯車 3 は回転自在の状態に支持された駆動側内歯歯車であり、その第 2 内歯 3 a の歯数は Z_{c2} である。第 2 内歯歯車 3 は波動歯車装置 1 の減速回転出力要素である。

【0038】

円筒形状の外歯歯車 4 は、第 1、第 2 内歯歯車 2、3 の内側に同軸に配置されている。外歯歯車 4 は、半径方向に撓み可能な薄肉弾性体である円筒体 6 と、この円筒体 6 の円形外周面に形成した第 1 外歯 7 および第 2 外歯 8 と、これらの間に形成したカッター逃げ部として機能する隙間 9（図 3 参照）とを備えている。第 1 外歯 7 は、円筒体 6 の円形外周面において、中心軸線 1 a の方向における一方の側に形成され、第 2 外歯 8 は他方の第 2 内歯 3 a の側に形成されている。これら第 1、第 2 外歯 7、8 は、中心軸線 1 a の方向が歯筋方向となるように形成されている。

【0039】

すなわち、第 1 外歯 7 は第 1 内歯 2 a に対峙する側に形成され、その歯数は Z_{f1} であり、第 1 内歯 2 a にかみ合い可能である。第 2 外歯 8 は第 2 内歯 3 a に対峙する側に形成され、その歯数は Z_{f2} であり、第 2 内歯 3 a にかみ合い可能である。これらの歯数 Z_{f1} 、 Z_{f2} は異なる。また、第 1 外歯 7 と第 2 外歯 8 は、歯筋方向に離れている。

【0040】

波動発生器 5 は、楕円状輪郭の剛性プラグ 11 と、この剛性プラグ 11 の楕円状外周面に装着した第 1 ウエーブベアリング 12 および第 2 ウエーブベアリング 13 とを備えている。第 1、第 2 ウエーブベアリング 12、13 はボールベアリングから形成されている。

【0041】

波動発生器 5 は外歯歯車 4 の円筒体 6 の内周面に嵌め込まれ、円筒体 6 を楕円状に撓めている。したがって、第 1、第 2 外歯 7、8 も楕円状に撓められている。楕円状に撓められた外歯歯車 4 は、その楕円形状の長軸 L_{max} の両端位置において、第 1、第 2 内歯歯車 2、3 にかみ合っている。すなわち、第 1 外歯 7 が楕円形状の長軸の両端位置において第 1 内歯 2 a にかみ合っており、第 2 外歯 8 が長軸の両端位置において第 2 内歯 3 a にかみ合っている。

【0042】

波動発生器 5 は波動歯車装置 1 の入力回転要素である。当該波動発生器 5 の剛性プラグ 11 は軸穴 11 c を備えており、ここに、入力回転軸 10（図 2 参照）が同軸に連結固定される。例えば、モーター出力軸が連結固定される。波動発生器 5 が回転すると、外歯歯車 4 の第 1 外歯 7 と静止側の第 1 内歯 2 a のかみ合い位置、および、外歯歯車 4 の第 2 外歯 8 と駆動側の第 2 内歯 3 a のかみ合い位置が円周方向に移動する。

【0043】

第 1 外歯 7 の歯数 $Z_f 1$ と第 2 外歯 8 の歯数 $Z_f 2$ とは異なり、本例では第 2 外歯 $Z_f 2$ の歯数の方が多い。また、第 1 内歯 2 a の歯数 $Z_c 1$ は第 1 外歯 7 の歯数 $Z_f 1$ とは異なり、本例では、第 1 内歯 2 a の歯数 $Z_c 1$ の方が多い。第 2 内歯 3 a の歯数 $Z_c 2$ と第 2 外歯 8 の歯数 $Z_f 2$ とは異なり、本例では、第 2 内歯 3 a の歯数 $Z_c 2$ の方が少ない。
【 0 0 4 4 】

本例では、外歯歯車 4 が楕円状に撓められて円周方向の 2 か所で内歯歯車 2、3 にかみ合う。したがって、第 1 外歯 7 の歯数 $Z_f 1$ と第 2 外歯 8 の歯数 $Z_f 2$ との差は、 i を正の整数とすると、 $2 i$ 枚である。同様に、第 1 内歯 2 a の歯数 $Z_c 1$ と第 1 外歯 7 の歯数 $Z_f 1$ との差は、 j を正の整数とすると、 $2 j$ 枚である。第 2 内歯 3 a の歯数 $Z_c 2$ と第 2 外歯 8 の歯数 $Z_f 2$ との差は、 k を正の整数とすると、 $2 k$ 枚である。

10

$$\begin{aligned} Z_f 1 &= Z_f 2 + 2 i \\ Z_c 1 &= Z_f 1 + 2 j \\ Z_c 2 &= Z_f 2 - 2 k \end{aligned}$$

【 0 0 4 5 】

具体例として、各歯数は次のように設定される ($i = j = k = 1$)。

$$\begin{aligned} Z_c 1 &= 6 2 \\ Z_f 1 &= 6 0 \\ Z_c 2 &= 6 2 \\ Z_f 2 &= 6 4 \end{aligned}$$

【 0 0 4 6 】

20

第 1 内歯歯車 2 と第 1 外歯 7 の間の速比 $R 1$ 、第 2 内歯歯車 3 と第 2 外歯 8 の間の速比 $R 2$ は、それぞれ次のようになる。

$$\begin{aligned} i 1 &= 1 / R 1 = (Z_f 1 - Z_c 1) / Z_f 1 = (6 0 - 6 2) / 6 0 = - 1 / 3 0 \\ i 2 &= 1 / R 2 = (Z_f 2 - Z_c 2) / Z_f 2 = (6 4 - 6 2) / 6 4 = 1 / 3 2 \end{aligned}$$

したがって、 $R 1 = - 3 0$ 、 $R 2 = 3 2$ が得られる。

【 0 0 4 7 】

波動歯車装置 1 の速比 R は、速比 $R 1$ 、 $R 2$ を用いて、次式で表される。よって、本発明によれば、大幅に小さな速比（低減速比）の波動歯車装置を実現できる。（なお、速比のマイナス符号は、出力回転の方向が入力回転の方向とは逆方向であることを示す。）

$$\begin{aligned} R &= (R 1 \cdot R 2 - R 1) / (- R 1 + R 2) \\ &= (- 3 0 \times 3 2 + 3 0) / (3 0 + 3 2) \\ &= - 9 3 0 / 6 2 \\ &= - 1 5 \end{aligned}$$

30

【 0 0 4 8 】

（隙間：カッター逃げ部）

図 3 は波動歯車装置 1 の部分拡大断面図であり、外歯歯車 4 および波動発生器 5 の第 1、第 2 ウェーブベアリング 1 2、1 3 を示す。第 1、第 2 外歯 7、8 の間に形成されている隙間 9 は、第 1、第 2 外歯 7、8 を歯切するために用いる歯切り用カッターのカッター逃げ部として機能する。

【 0 0 4 9 】

40

まず、第 1、第 2 外歯 7、8 について説明する。本例の第 1、第 2 内歯 2 a、3 a の歯幅が実質的に同一である。したがって、円筒体 6 における歯筋方向の中央位置 6 a を中心として、対称な状態で同一歯幅の第 1 外歯 7 および第 2 外歯 8 が形成されている。第 1 内歯 2 a、第 2 内歯 3 a の歯幅が相互に異なる場合には、これに対応させて、第 1 外歯 7、第 2 外歯 8 も異なる歯幅とされる。

【 0 0 5 0 】

隙間 9 は、歯筋方向に所定の幅を有し、歯筋方向の中央部分において歯丈方向に最深となる最深部を有している。本例では、歯厚方向から見た場合に、歯筋方向の中央部分が歯筋方向に平行に延びる直線によって規定される最深部 9 a となっている。最深部 9 a における歯筋方向の両端には、第 1 外歯 7 の歯筋方向の内側端面 7 a を規定する凹円弧曲線お

50

よび第 2 外歯 8 の歯筋方向の内側端面 8 a を規定する凹円弧曲線が滑らかに繋がっている。最深部 9 a を凹曲面によって規定し、両側の内側端面 7 a、8 a を傾斜直線によって規定することもできる。また、最深部 9 a を直線によって規定し、両側の内側端面 7 a、8 a を傾斜直線によって規定することもできる。

【 0 0 5 1 】

本例の隙間 9 の歯筋方向の幅は、最深部 9 a から歯丈方向に向けて漸増している。その歯筋方向における最大幅 L_1 は、第 1 外歯 7 の歯先円の歯筋方向の内側端 7 b から、第 2 外歯 8 の歯先円の歯筋方向の内側端 8 b までの歯筋方向の距離である。

【 0 0 5 2 】

ここで、第 1 外歯 7 の歯筋方向の外端 7 c から第 2 外歯 8 の歯筋方向の外端 8 c までの幅を L 、隙間 9 の歯筋方向における最大幅を L_1 とすると、

$$0.1L < L_1 < 0.3L$$

に設定されている。

【 0 0 5 3 】

また、隙間 9 の最深部 9 a の深さは次のように設定されている。第 1 外歯 7 の歯丈を h_1 、第 2 外歯 8 の歯丈を h_2 、第 1 外歯 7 の歯先面 7 d から最深部 9 a までの歯丈方向の深さを t_1 、第 2 外歯 8 の歯先面 8 d から最深部 9 a までの歯丈方向の深さを t_2 とすると、

$$0.9h_1 < t_1 < 1.3h_1$$

$$0.9h_2 < t_2 < 1.3h_2$$

に設定されている。

【 0 0 5 4 】

(ベアリングボール中心間距離)

次に、図 3 を参照して第 1、第 2 ウェーブベアリング 1 2、1 3 のベアリングボール中心間距離について説明する。

【 0 0 5 5 】

波動発生器 5 の剛性プラグ 1 1 は、その中心軸線の方の一方の側に、一定幅の楕円形輪郭の第 1 外周面 1 1 a が形成され、他方の側に、一定幅の楕円状輪郭の第 2 外周面 1 1 b が形成されている。第 1 外周面 1 1 a と第 2 外周面 1 1 b とは、同一形状で同一位相の楕円形状の外周面である。第 1、第 2 外周面 1 1 a、1 1 b を、第 1、第 2 外歯 7、8 の

撓み量の相違に対応させて、異なる楕円形状とすることも可能である。

【 0 0 5 6 】

第 1 外周面 1 1 a には、楕円状に撓められた状態で第 1 ウェーブベアリング 1 2 が装着されており、第 2 外周面 1 1 b には、楕円状に撓められた状態で第 2 ウェーブベアリング 1 3 が装着されている。第 1、第 2 ウェーブベアリング 1 2、1 3 は同一サイズのベアリングである。

【 0 0 5 7 】

第 1 ウェーブベアリング 1 2 および第 2 ウェーブベアリング 1 3 のベアリングボール中心 1 2 a、1 3 a は、外歯歯車 4 の歯幅方向の中央位置 6 a から、歯幅方向に等距離の位置にある。また、ベアリングボール中心間距離は、隙間 9 の最大幅 L_1 の増加に伴って増加するように設定される。さらに、ベアリングボール中心間距離を L_o とすると、当該ボール中心間距離 L_o は次式で示す範囲内の値となるように設定されている。

$$0.35L < L_o < 0.7L$$

【 0 0 5 8 】

(その他の実施の形態)

なお、上記の例では、第 1 内歯歯車 2 を静止側内歯歯車、第 2 内歯歯車 3 を駆動側内歯歯車としている。逆に、第 1 内歯歯車 2 を駆動側内歯歯車、第 2 内歯歯車 3 を静止側内歯歯車とすることもできる。

【 0 0 5 9 】

また、外歯歯車 4 は、波動発生器 5 によって、楕円状以外の非円形状、例えば、スリ

10

20

30

40

50

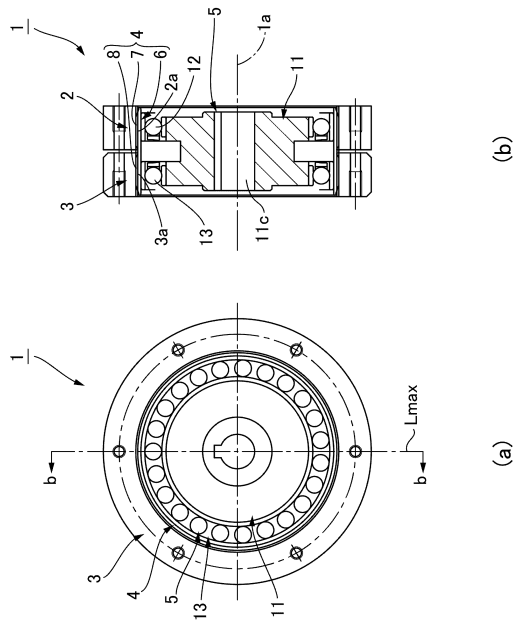
ーローブ状等の非円形形状に撓めることができる。非円形に撓めた外歯歯車と内歯歯車のかみ合い箇所数を h ($h: 2$ 以上の正の整数) とすると、両歯車の歯数差は、 $h \cdot p$ ($p: 正の整数$) に設定すればよい。

【符号の説明】

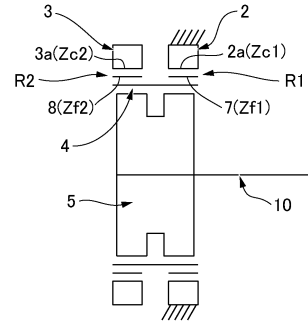
【0060】

| | | |
|------|----------------|----|
| 1 | 波動歯車装置、 | |
| 1 a | 中心軸線、 | |
| 2 | 第1内歯歯車、 | |
| 2 a | 第1内歯、 | |
| 3 | 第2内歯歯車、 | 10 |
| 3 a | 第2内歯、 | |
| 4 | 外歯歯車、 | |
| 5 | 波動発生器、 | |
| 6 | 円筒体、 | |
| 6 a | 中央位置、 | |
| 7 | 第1外歯、 | |
| 7 a | 内側端面、 | |
| 7 b | 内側端、 | |
| 7 c | 外端、 | |
| 7 d | 歯先面、 | 20 |
| 8 | 第2外歯、 | |
| 8 a | 内側端面、 | |
| 8 b | 内側端、 | |
| 8 c | 外端、 | |
| 8 d | 歯先面、 | |
| 9 | 隙間、 | |
| 9 a | 最深部、 | |
| 10 | 入力回転軸、 | |
| 11 | 剛性プラグ、 | |
| 11 a | 第1外周面、 | 30 |
| 11 b | 第2外周面、 | |
| 11 c | 軸穴、 | |
| 12 | 第1ウエーブベアリング、 | |
| 12 a | ベアリングボール中心、 | |
| 13 | 第2ウエーブベアリング、 | |
| 13 a | ベアリングボール中心、 | |
| L o | ベアリングボール中心間距離、 | |
| L | 幅、 | |
| L 1 | 最大幅、 | |
| h 1 | 歯丈、 | 40 |
| h 2 | 歯丈、 | |
| t 1 | 深さ、 | |
| t 2 | 深さ | |

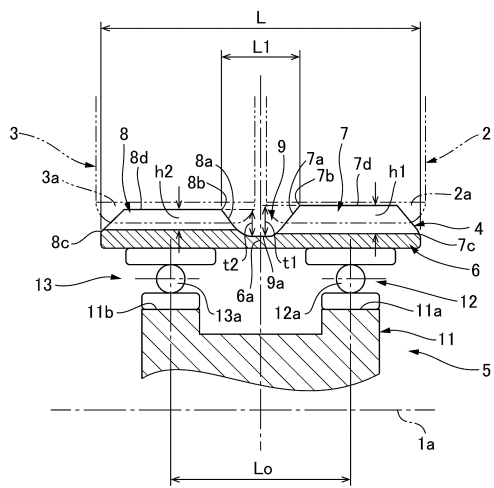
【図 1】



【図 2】



【図 3】



フロントページの続き

(72)発明者 滝沢 登

長野県安曇野市穂高牧1856-1 株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ 穂高工場内

(72)発明者 張 新月

長野県安曇野市穂高牧1856-1 株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ 穂高工場内

審査官 前田 浩

(56)参考文献 米国特許出願公開第2011/0088496(US, A1)

特開平2-275147(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 1/32