

(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 16 H 1/32 (2006.01)

F 1

F 16 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h1、前記第2外歯の歯丈をh2、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t1、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t2とすると、

$$\begin{array}{l} 0.9h1 < t1 < 1.3h1 \\ 0.9h2 < t2 < 1.3h2 \end{array}$$

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Loとすると、

前記ボール中心間距離Loは、前記隙間の最大幅L1の増加に伴って増加し、かつ、

$$0.35L < Lo < 0.7L$$

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、一对の内歯歯車、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。

【0004】

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

【0005】

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。

【0006】

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】

【0007】

【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】

【0008】

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

【0009】

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。

【0010】

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とは異なり、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。

【0011】

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。

【0012】

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

【0013】

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。

【0014】

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

【0015】

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。

【0016】

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

【0017】

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】

【0018】

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L1とすると、

$$0.1L < L1 < 0.3L$$

に設定されており、

前記第1外歯の歯丈をh1、前記第2外歯の歯丈をh2、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t1、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t2とすると、

$$0.9h1 < t1 < 1.3h1 \quad 10$$

$$0.9h2 < t2 < 1.3h2$$

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Zc1、第2内歯の歯数をZc2、第1外歯の歯数をZf1、第2外歯の歯数をZf2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R1、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R2、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。 20

$$R1 = 1 / \{ (Zf1 - Zc1) / Zf1 \}$$

$$R2 = 1 / \{ (Zf2 - Zc2) / Zf2 \}$$

$$R = (R1 \cdot R2 - R1) / (-R1 + R2)$$

【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。30

【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L1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t1、t2を、第1、第2外歯の歯丈h1、h2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。40

【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】

10

20

30

40

50

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。

【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】

20

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_0 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_0 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_0 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。

【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ウェ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ウェ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、波動発生器の各ウェ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ます。

【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、スリーロープ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、橿円状輪郭の波動発生器5とを備えている。10

【0037】

第1、第2内歯歯車2、3は、中心軸線1a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2aの歯数はZc1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3aの歯数はZc2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。20

【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1a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3a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1aの方向が歯筋方向となるように形成されている。20

【0039】

すなわち、第1外歯7は第1内歯2aに対峙する側に形成され、その歯数はZf1であり、第1内歯2aにかみ合い可能である。第2外歯8は第2内歯3aに対峙する側に形成され、その歯数はZf2であり、第2内歯3aにかみ合い可能である。これらの歯数Zf1、Zf2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。30

【0040】

波動発生器5は、橿円状輪郭の剛性プラグ11と、この剛性プラグ11の橿円状外周面に装着した第1ウェーブベアリング12および第2ウェーブベアリング13とを備えている。第1、第2ウェーブベアリング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を橿円状に撓めている。したがって、第1、第2外歯7、8も橿円状に撓められている。橿円状に撓められた外歯歯車4は、その橿円形状の長軸Lmax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が橿円形状の長軸の両端位置において第1内歯2a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3aにかみ合っている。40

【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11c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2a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3aのかみ合い位置が円周方向に移動する。

【0043】

50

50

50

50

50

第1外歯7の歯数 Z_f1 と第2外歯8の歯数 Z_f2 とは異なり、本例では第2外歯 Z_f2 の歯数の方が多い。また、第1内歯2aの歯数 Z_c1 は第1外歯7の歯数 Z_f1 とは異なり、本例では、第1内歯2aの歯数 Z_c1 の方が多い。第2内歯3aの歯数 Z_c2 と第2外歯8の歯数 Z_f2 とは異なり、本例では、第2内歯3aの歯数 Z_c2 の方が少ない。

【0044】

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_f1 と第2外歯8の歯数 Z_f2 との差は、 i を正の整数とすると、 $2i$ 枚である。同様に、第1内歯2aの歯数 Z_c1 と第1外歯7の歯数 Z_f1 との差は、 j を正の整数とすると、 $2j$ 枚である。第2内歯3aの歯数 Z_c2 と第2外歯8の歯数 Z_f2 との差は、 k を正の整数とすると、 $2k$ 枚である。

10

$$\begin{aligned}Z_f1 &= Z_f2 + 2i \\Z_c1 &= Z_f1 + 2j \\Z_c2 &= Z_f2 - 2k\end{aligned}$$

【0045】

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

$$\begin{aligned}Z_c1 &= 62 \\Z_f1 &= 60 \\Z_c2 &= 62 \\Z_f2 &= 64\end{aligned}$$

【0046】

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。

$$\begin{aligned}i_1 &= 1 / R_1 = (Z_f1 - Z_c1) / Z_f1 = (60 - 62) / 60 = -1 / 30 \\i_2 &= 1 / R_2 = (Z_f2 - Z_c2) / Z_f2 = (64 - 62) / 64 = 1 / 32\end{aligned}$$

したがって、 $R_1 = -30$ 、 $R_2 = 32$ が得られる。

【0047】

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。)

$$\begin{aligned}R &= (R_1 \cdot R_2 - R_1) / (-R_1 + R_2) \\&= (-30 \times 32 + 30) / (30 + 32) \\&= -930 / 62 \\&= -15\end{aligned}$$

30

【0048】

(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ウエーブベアリング12、13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。

【0049】

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2a、3a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6a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2a、第2内歯3a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。

【0050】

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9aとなっている。最深部9a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7aを規定する凹円弧曲線お

50

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

【0051】

本例の隙間9の歯筋方向の幅は、最深部9a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L1は、第1外歯7の歯先円の歯筋方向の内側端7bから、第2外歯8の歯先円の歯筋方向の内側端8bまでの歯筋方向の距離である。

【0052】

ここで、第1外歯7の歯筋方向の外端7cから第2外歯8の歯筋方向の外端8cまでの幅をL、隙間9の歯筋方向における最大幅をL1とすると、

$$0.1L < L1 < 0.3L$$

に設定されている。

【0053】

また、隙間9の最深部9a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h1、第2外歯8の歯丈をh2、第1外歯7の歯先面7dから最深部9aまでの歯丈方向の深さをt1、第2外歯8の歯先面8dから最深部9aまでの歯丈方向の深さをt2とすると、

$$\begin{aligned} 0.9h1 &< t1 &< 1.3h1 \\ 0.9h2 &< t2 &< 1.3h2 \end{aligned}$$

に設定されている。

【0054】

(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ウエーブベアリング12、13のベアリングボール中心間距離について説明する。

【0055】

波動発生器5の剛性プラグ11は、その中心軸線の方向の一方の側に、一定幅の橈円形輪郭の第1外周面11aが形成され、他方の側に、一定幅の橈円状輪郭の第2外周面11bが形成されている。第1外周面11aと第2外周面11bとは、同一形状で同一位相の橈円形状の外周面である。第1、第2外周面11a、11bを、第1、第2外歯7、8の撓み量の相違に対応させて、異なる橈円形状とすることも可能である。

【0056】

第1外周面11aには、橈円状に撓められた状態で第1ウエーブベアリング12が装着されており、第2外周面11bには、橈円状に撓められた状態で第2ウエーブベアリング13が装着されている。第1、第2ウエーブベアリング12、13は同一サイズのベアリングである。

【0057】

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のベアリングボール中心12a、13aは、外歯歯車4の歯幅方向の中央位置6a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L1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Loとすると、当該ボール中心間距離Loは次式で示す範囲内の値となるように設定されている。

$$0.35L < Lo < 0.7L$$

【0058】

(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。

【0059】

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

10

20

30

40

50

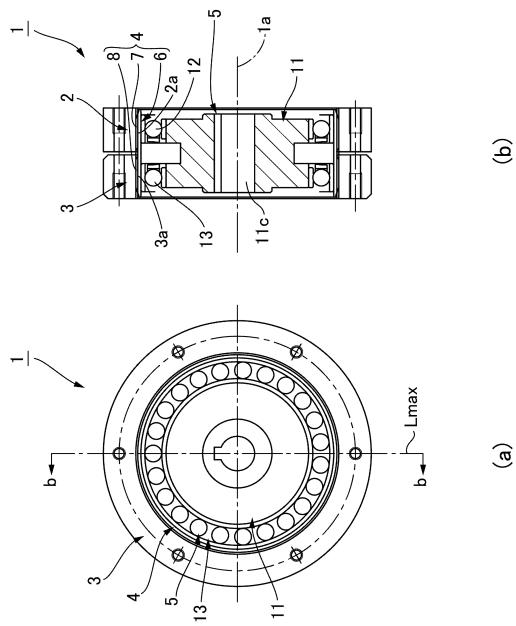
—ロープ状等の非円形形状に撓めることができる。非円形に撓めた外歯歯車と内歯歯車のかみ合い箇所の数を h (h : 2 以上の正の整数) とすると、両歯車の歯数差は、 $h \cdot p$ (p : 正の整数) に設定すればよい。

【符号の説明】

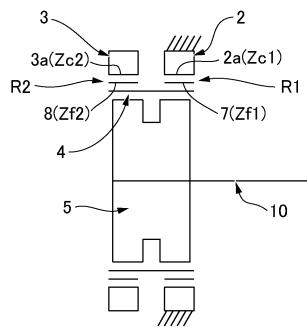
【0060】

- | | | |
|--------------------|----|--|
| 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 齒先面、 | 20 | |
| 8 第2外歯、 | | |
| 8 a 内側端面、 | | |
| 8 b 内側端、 | | |
| 8 c 外端、 | | |
| 8 d 齒先面、 | | |
| 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 齒丈、 | 40 | |
| h 2 齒丈、 | | |
| t 1 深さ、 | | |
| t 2 深さ | | |

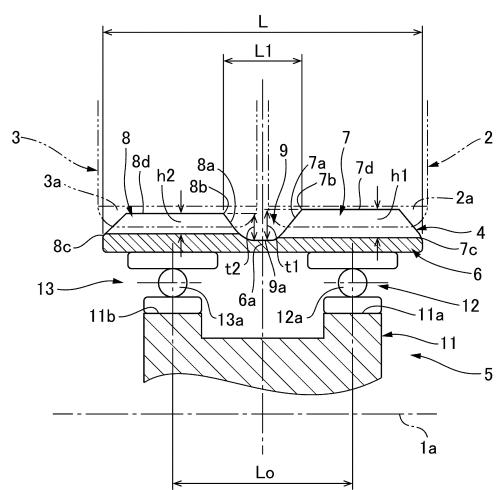
【図1】



【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)

F 16 H 1 / 32