



(19)中華民國智慧財產局

(12)發明說明書公開本

(11)公開編號：TW 201610324 A

(43)公開日：中華民國 105 (2016) 年 03 月 16 日

(21)申請案號：104123405

(22)申請日：中華民國 104 (2015) 年 07 月 20 日

(51)Int. Cl. : *F16H1/32 (2006.01)* *F16H3/70 (2006.01)*

(30)優先權：2014/07/23 日本 2014-149372

(71)申請人：和諧驅動系統股份有限公司 (日本) HARMONIC DRIVE SYSTEMS INC. (JP)  
日本(72)發明人：清澤芳秀 KIYOSAWA, YOSHIHIDE (JP)；半田純 HANDA, JUN (JP)；滝沢登  
TAKIZAWA, NOBORU (JP)；張新月 ZHANG, XIN YUE (JP)

(74)代理人：林志剛

申請實體審查：無 申請專利範圍項數：8 項 圖式數：4 共 30 頁

(54)名稱

雙模式諧波齒輪裝置

DUAL TYPE STRAIN WAVE GEARING

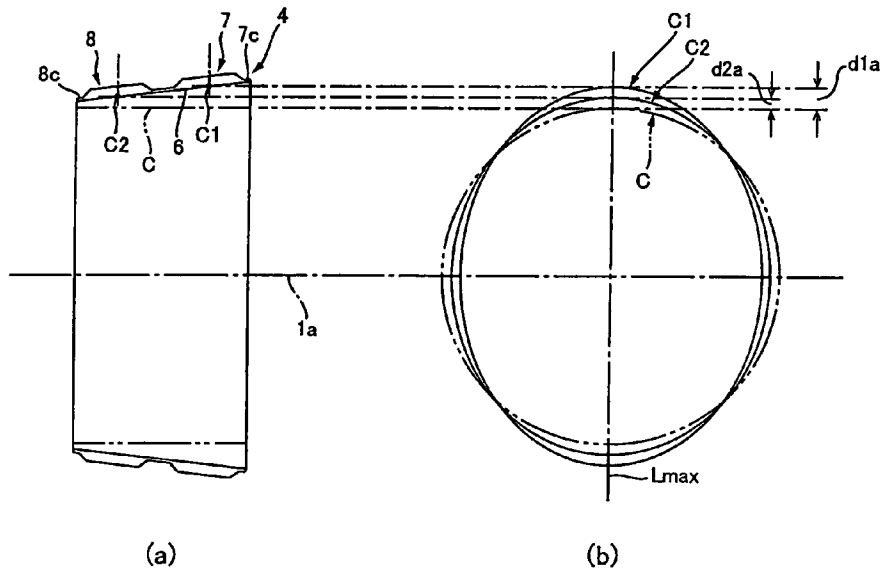
(57)摘要

本發明之課題在於提供一種雙模式諧波齒輪裝置，可將齒數不同的第 1、第 2 外齒予以適切地撓曲而在各內齒齒輪之間形成良好地咬合的狀態。解決手段為一種雙模式諧波齒輪裝置的外齒齒輪 (4)，具備齒數相異的第 1、第 2 外齒 (7)、(8)，且藉由諧波產生器被撓曲成橢圓狀。將撓曲成橢圓狀之第 1、第 2 外齒 (7)、(8) 的長軸位置之半徑方向撓曲量的理論值  $d_1$ 、 $d_2$  表示為： $d_1=m_1n_1$ 、 $d_2=m_2n_2$  ( $m_1$ 、 $m_2$ ：第 1、第 2 外齒的模組、 $n_1$ 、 $n_2$ ：正整數)，且第 1、第 2 外齒 (7)、(8) 的半徑方向撓曲量  $d_{1a}$ 、 $d_{2a}$  係如以下： $d_{1a}=\omega d_1$ ； $d_{2a}=\omega d_2$ ； $1.25 \leq \omega \leq 3$ 。

指定代表圖：

符號簡單說明：

Lamx . . . 長軸



201610324

## 發明摘要

※申請案號：104123405

※申請日：104 年 07 月 20 日

※IPC 分類：F16H<sup>1</sup>/<sub>32</sub> (2017.01)  
F16H<sup>3</sup>/<sub>70</sub> (2013.01)

【發明名稱】(中文/英文)

雙模式諧波齒輪裝置

Dual type strain wave gearing

## 【中文】

本發明之課題在於提供一種雙模式諧波齒輪裝置，可將齒數不同的第 1、第 2 外齒予以適切地撓曲而在各內齒齒輪之間形成良好地咬合的狀態。解決手段為一種雙模式諧波齒輪裝置的外齒齒輪（4），具備齒數相異的第 1、第 2 外齒（7）、（8），且藉由諧波產生器被撓曲成橢圓狀。將撓曲成橢圓狀之第 1、第 2 外齒（7）、（8）的長軸位置之半徑方向撓曲量的理論值  $d_1$ 、 $d_2$  表示為： $d_1=m_1n_1$ 、 $d_2=m_2n_2$ （ $m_1$ 、 $m_2$ ：第 1、第 2 外齒的模組、 $n_1$ 、 $n_2$ ：正整數），且第 1、第 2 外齒（7）、（8）的半徑方向撓曲量  $d_{1a}$ 、 $d_{2a}$  係如以下： $d_{1a}=\omega d_1$ ； $d_{2a}=\omega d_2$ ； $1.25 \leq \omega \leq 3$ 。

## 【英文】

【代表圖】

【本案指定代表圖】：第(4)圖。

【本代表圖之符號簡單說明】：

1a：中心軸線

4：外齒齒輪

6：圓筒體

7：第1外齒

7c：外端

8：第2外齒

8c：外端

C：輪緣中立圓

C1、C2：橢圓狀輪緣中立曲線

d1a、d2a：半徑方向撓曲量

Lamx：長軸

【本案若有化學式時，請揭示最能顯示發明特徵的化學式】：無

# 發明專利說明書

(本說明書格式、順序，請勿任意更動)

## 【發明名稱】(中文/英文)

雙模式諧波齒輪裝置

Dual type strain wave gearing

## 【技術領域】

[0001] 本發明係關於諧波齒輪裝置，其具備一對內齒齒輪、可於半徑方向撓曲之圓筒狀的外齒齒輪、及諧波產生器。

## 【先前技術】

[0002] 具備圓筒狀之外齒齒輪的諧波齒輪裝置，一般係具備：固定成不旋轉的靜止側內齒齒輪、旋轉輸入要素的諧波產生器、減速旋轉輸出要素的驅動側內齒齒輪、以及可咬合於靜止側內齒齒輪及驅動側內齒齒輪並在半徑方向可撓曲之圓筒狀的外齒齒輪。典型的諧波齒輪裝置中，外齒齒輪係被撓曲成橢圓狀並對靜止側及驅動側的內齒齒輪在橢圓形狀之長軸兩端的位置咬合。

[0003] 於專利文獻 1 記載有靜止側內齒齒輪的齒數比外齒齒輪多 2 齒，且驅動側內齒齒輪的齒數與外齒齒輪相同之一般的諧波齒輪裝置。外齒齒輪的外齒，係在其齒寬方向的中央部分分成二邊，一方的外齒部分為可咬合於靜止側內齒齒輪，另一方的外齒部分為可咬合於驅動側內

齒齒輪。當諧波產生器旋轉時，外齒齒輪會以對應於與靜止側內齒齒輪之齒數差的減速比來減速旋轉。由與外齒齒輪一體旋轉的驅動側內齒齒輪，輸出外齒齒輪的減速旋轉。

[0004] 於專利文獻 2 記載著，靜止側內齒齒輪的齒數比外齒齒輪多 2 齒，且驅動側內齒齒輪的齒數比外齒齒輪少 2 齒的諧波齒輪裝置。該諧波齒輪裝置中，當諧波產生器旋轉時，外齒齒輪會以對應於與靜止側內齒齒輪之齒數差的減速比來減速旋轉。外齒齒輪的旋轉，係以對應該外齒齒輪與驅動側內齒齒輪之間的齒數差的速度比來增速，而從驅動側內齒齒輪輸出。由驅動側內齒齒輪所輸出的旋轉，相對於對諧波產生器的輸入旋轉而言，係成為以比速度比 50 還小的速度比減速過的減速旋轉。

[0005] 此外，於專利文獻 3、4 記載著，具有具備 2 列滾珠軸承之諧波產生器的諧波齒輪裝置。此形式的諧波產生器，係由具備橢圓狀輪廓之外周面的剛性插塞、以及安裝於該外周面之 2 列的滾珠軸承所構成。藉由被撓曲成橢圓狀之各滾珠軸承之外輪的外周面之長軸兩端的部分，可撓性外齒齒輪會對半徑方向的外方按壓，來保持對第 1、第 2 剛性內齒齒輪的咬合。

〔先前技術文獻〕

〔專利文獻〕

[0006]

〔專利文獻 1〕日本特開 2011-112214 號公報

〔專利文獻 2〕日本特開平 02-275147 號公報

〔專利文獻 3〕日本特開平 01-91151 號公報

〔專利文獻 4〕日本特開平 02-275147 號公報

## 【發明內容】

〔發明所欲解決的課題〕

[0007] 在此，作為外齒齒輪認為係使用：在可於半徑方向撓曲之圓筒體的外周面，形成有可與一方之內齒齒輪咬合的第 1 外齒、以及可與另一方之內齒齒輪咬合之與第 1 外齒之齒數不同的第 2 外齒。如此一來，可與專利文獻 2 所記載的諧波齒輪裝置同樣地，實現速度比未達 50 的諧波齒輪裝置。且，相較於專利文獻 2 所記載的諧波齒輪裝置，可以更高的自由度來設計具備未達 50 之速度比的諧波齒輪裝置。

[0008] 本說明書中，係將具備：於可撓曲之圓筒體的外周面形成有齒數相異之第 1、第 2 外齒之外齒齒輪的諧波齒輪裝置稱之為「雙模式諧波齒輪裝置」。

[0009] 雙模式的諧波齒輪裝置中，外齒齒輪的第 1 外齒及第 2 外齒係形成於共通的圓筒體的外周面，且該等的齒根輪緣部係互相聯繫著。當圓筒體藉由諧波產生器而被撓曲成橢圓狀時，齒數相異的第 1、第 2 外齒會分別咬合於不同的內齒齒輪。

[0010] 在此，各外齒之撓曲量的設定，會大幅影響該等外齒的咬合狀態、耐磨耗性、及齒根疲勞強度。且，

各外齒的撓曲狀態，會大幅影響支撐第 1、第 2 外齒之諧波產生器之各諧波軸承的滾珠荷重分布，亦會影響該等之諧波軸承的壽命。

[0011] 第 1、第 2 外齒為獨立的齒輪之情況時，可將各齒輪藉由別個的諧波產生器，以成為適合各齒輪的撓曲量來撓曲成橢圓狀。藉此，可將第 1、第 2 外齒以適合的咬合狀態來咬合於對應的內齒。

[0012] 但是，於雙模式諧波齒輪裝置的情況，係在共通之圓筒體的外周面形成第 1、第 2 外齒，故無法因應該等的齒數將第 1、第 2 外齒獨立地以不同的撓曲量來撓曲。且，若以適合一方外齒的撓曲量來撓曲圓筒體時，有時會無法將另一方外齒的咬合狀態維持在適當的狀態。此外，由於第 1、第 2 外齒之各自的撓曲狀態會影響到另一方的撓曲狀態，故若不考慮雙方之撓曲狀態的相互作用時，便無法將各外齒撓曲成適合的咬合狀態。

[0013] 本發明之課題，係有鑑於上述觀點，提供一種雙模式諧波齒輪裝置，可將齒數不同的第 1、第 2 外齒予以適切地撓曲而在各內齒齒輪之間形成良好地咬合的狀態。

[0014] 且，本發明之課題，提供一種雙模式諧波齒輪裝置，其謀求藉由將齒數不同的第 1、第 2 外齒予以適當地撓曲，使支撐該等的諧波產生器之諧波軸承的軸承滾珠荷重分布均勻化。

[ 用以解決課題的手段 ]

[0015] 為了解決上述課題，本發明的雙模式諧波齒輪裝置，具有：

剛性的第 1 內齒齒輪，其形成有第 1 內齒；

剛性的第 2 內齒齒輪，係與前述第 1 內齒齒輪同軸地並列配置，且形成有第 2 內齒；

可撓性的外齒齒輪，係於前述第 1、第 2 內齒齒輪的內側同軸地配置，且在可朝半徑方向撓曲之圓筒體的外周面，形成有可與前述第 1 內齒咬合的第 1 外齒以及可與前述第 2 內齒咬合之與前述第 1 外齒齒數不同的第 2 外齒；以及

諧波產生器，係將前述外齒齒輪撓曲成橢圓狀，使前述第 1 外齒部分咬合於前述第 1 內齒，並使前述第 2 外齒部分咬合於前述第 2 內齒，

將前述第 1 外齒的模組設為  $m_1$ 、將前述第 2 外齒的模組設為  $m_2$ ，

將  $n_1$ 、 $n_2$  設為正整數、將前述第 1 外齒與前述第 1 內齒的齒數差設為  $2n_1$ 、將前述第 2 外齒與前述第 2 內齒的齒數差設為  $2n_2$ ，

將撓曲成橢圓狀之前述第 1 外齒的長軸位置之半徑方向撓曲量的理論值  $d_1$  及前述第 2 外齒之半徑方向撓曲量的理論值  $d_2$ ，分別設為：

$$d_1 = m_1 n_1$$

$$d_2 = m_2 n_2$$

來表示，且

將藉由前述諧波產生器所撓曲之前述第 1 外齒的半徑方向撓曲量設為  $d_{1a}$ 、將第 2 外齒的半徑方向撓曲量設為  $d_{2a}$ 、將  $\omega$  設為比 1 還大之值的係數時，該等之半徑方向撓曲量  $d_{1a}$ 、 $d_{2a}$  為：

$$d_{1a} = \omega d_1$$

$$d_{2a} = \omega d_2$$

[0016] 亦即，第 1、第 2 外齒之半徑方向撓曲量  $d_1$ 、 $d_2$  的雙方，係分別設定成比該等的理論值  $d_1$ 、 $d_2$  還要大。具體來說，係設定諧波產生器的輪廓形狀，來以上述般的撓曲量撓曲第 1、第 2 外齒。

[0017] 在此，係數  $\omega$  的值以下面的範圍內為佳。

$$1.25 \leq \omega \leq 3$$

[0018] 在將外齒齒輪撓曲成橢圓狀之前的正圓的狀態中，將通過該圓筒體（齒根輪緣）之厚度中央的圓，設為輪緣中立圓。該輪緣中立圓，係藉由將外齒齒輪撓曲成橢圓狀而變形成橢圓狀。將此稱為橢圓狀輪緣中立曲線。外齒齒輪之半徑方向撓曲量，係橢圓狀輪緣中立曲線之長軸的半徑與輪緣中立圓的半徑之差，將外齒齒輪的模組設為  $m$ ，將  $2n$ （ $n$ ：正整數）設為與內齒齒輪的齒數差、將  $\omega$  設為撓曲係數，而表示成  $\omega mn$ 。 $\omega=1$  時的半徑方向撓曲量  $mn$ ，係將外齒齒輪的節圓直徑，除以固定剛性內齒輪之情況的減速比所得的值，此為半徑方向撓曲量的理論值（標準撓曲量）。

[0019] 於相同圓筒體的外周面形成齒數相異之第 1、第 2 外齒的情況，雙方的節圓直徑為幾乎相同。因此，半徑方向撓曲量的理論值  $m_n$  係齒數多的那方較小。

[0020] 本發明中，將齒數相異之第 1、第 2 外齒的半徑方向撓曲量之雙方，如上述般設定成比理論值更大的值（ $\omega > 1$ ）。若如上述般將第 1、第 2 外齒的撓曲量設定成比理論值更大的值時，可使雙方的外齒以良好的咬合狀態各自與內齒咬合，且可提高第 1、第 2 外齒的耐磨耗性及齒根疲勞強度。特別是，藉由如上述般設定  $\omega$  的值，可形成第 1、第 2 外齒之良好的咬合狀態，可提高該等之耐磨耗性及齒根疲勞強度。

[0021] 且，當諧波產生器具備分別支撐第 1、第 2 外齒之 2 列的諧波軸承時，可謀求各諧波軸承之軸承滾珠荷重分布的均勻化。藉此，可提高諧波軸承的壽命。

[0022] 接著，於本發明的雙模式諧波齒輪裝置中，將第 1 內齒的齒數設為  $Z_{c1}$ 、將第 2 內齒的齒數設為  $Z_{c2}$ 、將第 1 外齒的齒數設為  $Z_{f1}$ 、將第 2 外齒的齒數設為  $Z_{f2}$  時，第 1 內齒齒輪與具備第 1 外齒的外齒齒輪之間的速度比  $R_1$ 、第 2 內齒齒輪與具備第 2 外齒的外齒齒輪之間的速度比  $R_2$ 、以及諧波齒輪裝置的速度比  $R$ ，分別如以下表示：

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

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

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

[0023] 因此，可得到未達 50，例如比 30 還要大幅地低的速度比。且，與以往不同，作為外齒齒輪的外齒，係形成齒數、模組不同的第 1 外齒及第 2 外齒。因此，用來設定速度比的設計自由度變高，與以往相比，可容易地實現低速度比的諧波齒輪裝置。

[0024] 本發明之雙模式諧波齒輪裝置中，一般來說，第 1 外齒的齒數  $Z_{f1}$  係與第 1 內齒的齒數  $Z_{c1}$  相異，且第 2 外齒的齒數  $Z_{f2}$  係與第 2 內齒的齒數  $Z_{c2}$  相異。例如，可使第 1 外齒的齒數  $Z_{f1}$  比第 1 內齒的齒數  $Z_{c1}$  還少，並使第 1 內齒的齒數  $Z_{c1}$  與第 2 內齒的齒數  $Z_{c2}$  相同。

[0025] 且，諧波產生器為旋轉輸入要素，第 1 內齒齒輪及第 2 內齒齒輪之中、一方為固定或不旋轉的靜止側內齒齒輪，另一方為減速旋轉輸出要素的驅動側內齒齒輪。

### 【圖式簡單說明】

[0026]

圖 1 為適用本發明之雙模式諧波齒輪裝置的端面圖及縱剖面圖。

圖 2 為圖 1 之雙模式諧波齒輪裝置的模式圖。

圖 3 為圖 1 之諧波齒輪裝置的部分擴大剖面圖。

圖 4 為表示圖 1 之外齒齒輪的撓曲狀態的說明圖。

**【實施方式】**

[0027] 以下，參照圖式來說明適用本發明之雙模式諧波齒輪裝置的實施形態。

[0028] 圖 1 (a) 為本發明之實施形態的雙模式諧波齒輪裝置 (以下，僅稱作「諧波齒輪裝置」) 的端面圖，圖 1 (b) 為表示圖 1 (a) 之在 b-b 線予以切斷之部分的縱剖面圖。且，圖 2 為圖 1 之諧波齒輪裝置的模式圖。諧波齒輪裝置 1，係例如作為減速機來使用，具備：圓環狀之剛性的第 1 內齒齒輪 2、圓環狀之剛性的第 2 內齒齒輪 3、由可於半徑方向撓曲之薄彈性體所構成之圓筒形狀的可撓性外齒齒輪 4、以及橢圓狀輪廓的諧波產生器 5。

[0029] 第 1、第 2 內齒齒輪 2、3，係在中心軸線 1a 的方向，空出既定的間隙，同軸地並列配置。本例中，第 1 內齒齒輪 2 為固定成不旋轉的靜止側內齒齒輪，該第 1 內齒 2a 的齒數為  $Z_{c1}$ 。第 2 內齒齒輪 3 為以旋轉自如的狀態被支撐的驅動側內齒齒輪，該第 2 內齒 3a 的齒數為  $Z_{c2}$ 。第 2 內齒齒輪 3 為諧波齒輪裝置 1 的減速旋轉輸出要素。

[0030] 圓筒形狀的外齒齒輪 4，係在第 1、第 2 內齒齒輪 2、3 的內側同軸地配置。外齒齒輪 4，具備：可於半徑方向撓曲的薄彈性體亦即圓筒體 6、形成於該圓筒體 6 之圓形外周面的第 1 外齒 7 及第 2 外齒 8、以及形成於該等之間之作為剪切迴避部發揮功能的間隙 9 (參照圖 3)。第 1 外齒 7，係在圓筒體 6 的圓形外周面處，形成

於中心軸線 1a 之方向的一方側，第 2 外齒 8 係形成於另一方的第 2 內齒 3a 側。該等第 1、第 2 外齒 7、8，係形成為使中心軸線 1a 的方向成為齒寬方向。

[0031] 亦即，第 1 外齒 7 係形成在與第 1 內齒 2a 對峙之側，其齒數為  $Zf1$ ，可咬合於第 1 內齒 2a。第 2 外齒 8 係形成在與第 2 內齒 3a 對峙之側，其齒數為  $Zf2$ ，可咬合於第 2 內齒 3a。該等之齒數  $Zf1$ 、 $Zf2$  為不同。

[0032] 諧波產生器 5，具備：橢圓狀輪廓的剛性插塞 11、以及安裝在該剛性插塞 11 之橢圓狀外周面的第 1 諧波軸承 12 及第 2 諧波軸承 13。第 1、第 2 諧波軸承 12、13 係由滾珠軸承所形成。

[0033] 諧波產生器 5 係嵌入至外齒齒輪 4 之圓筒體 6 的內周面，將圓筒體 6 撓曲成橢圓狀。因此，第 1、第 2 外齒 7、8 亦被撓曲成橢圓狀。被撓曲成橢圓狀的外齒齒輪 4，係在該橢圓形狀之長軸  $L_{max}$  的兩端位置與第 1、第 2 內齒齒輪 2、3 咬合。亦即，第 1 外齒 7 是在橢圓形狀之長軸的兩端位置與第 1 內齒 2a 咬合，第 2 外齒 8 是在長軸的兩端位置與第 2 內齒 3a 咬合。

[0034] 諧波產生器 5 係諧波齒輪裝置 1 的輸入旋轉要素。諧波產生器 5 的剛性插塞 11 具備軸孔 11c，在此，輸入旋轉軸 10（參照圖 2）是被同軸地固定連結。例如，固定連結有馬達輸出軸。當諧波產生器 5 旋轉時，外齒齒輪 4 之第 1 外齒 7 與靜止側之第 1 內齒 2a 的咬合位置，以及，外齒齒輪 4 之第 2 外齒 8 與驅動側之第 2 內齒

3a 的咬合位置朝圓周方向移動。

[0035] 第 1 外齒 7 的齒數  $Z_{f1}$  與第 2 外齒 8 的齒數  $Z_{f2}$  不同，本例之中係第 2 外齒的齒數  $Z_{f2}$  比較多。且，第 1 內齒 2a 的齒數  $Z_{c1}$  係與第 1 外齒 7 的齒數  $Z_{f1}$  不同，本例之中係第 1 內齒 2a 的齒數  $Z_{c1}$  比較多。第 2 內齒 3a 的齒數  $Z_{c2}$  與第 2 外齒 8 的齒數  $Z_{f2}$  不同，本例之中係第 2 內齒 3a 的齒數  $Z_{c2}$  比較少。

[0036] 本例之中，外齒齒輪 4 係被撓曲成橢圓狀而在圓周方向的 2 處與內齒齒輪 2、3 咬合。因此，第 1 外齒 7 的齒數  $Z_{f1}$  與第 2 外齒 8 的齒數  $Z_{f2}$  之差，若將  $n_0$  設為正整數時，為  $2n_0$  齒。同樣地，第 1 內齒 2a 的齒數  $Z_{c1}$  與第 1 外齒 7 的齒數  $Z_{f1}$  之差，若將  $n_1$  設為正整數時，為  $2n_1$  齒。第 2 內齒 3a 的齒數  $Z_{c2}$  與第 2 外齒 8 的齒數  $Z_{f2}$  之差，若將  $n_2$  設為正整數時，為  $2n_2$  齒。

$$Z_{f1} = Z_{f2} + 2n_0$$

$$Z_{c1} = Z_{f1} + 2n_1$$

$$Z_{c2} = Z_{f2} - 2n_2$$

[0037] 作為具體例，各齒數係如以下設定（ $n_0 = n_1 = n_2 = 1$ ）。

$$Z_{c1} = 62$$

$$Z_{f1} = 60$$

$$Z_{c2} = 62$$

$$Z_{f2} = 64$$

[0038] 第 1 內齒齒輪 2 與第 1 外齒 7 之間的速度比  $R_1$ 、第 2 內齒齒輪 3 與第 2 外齒 8 之間的速度比  $R_2$ ，分

別如以下。

$$i1=1 / R1 = (Zf1 - Zc1) / Zf1 = (60 - 62) / 60 = -1 / 30$$

$$i2=1 / R2 = (Zf2 - Zc2) / Zf2 = (64 - 62) / 64 = 1 / 32$$

因此，得到  $R1 = -30$ 、 $R2 = 32$ 。

[0039] 諧波齒輪裝置 1 的速度比  $R$ ，係使用速度比  $R1$ 、 $R2$ ，以下式表示。因此，根據本發明，可實現大幅低速度比（低減速比）的諧波齒輪裝置。（且，速度比的負符號，係表示輸出旋轉的方向與輸入旋轉的方向為反方向。）

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

$$= (-30 \times 32 + 30) / (30 + 32)$$

$$= -930 / 62$$

$$= -15$$

[0040]

（間隙：裁刀迴避部）

圖 3 為諧波齒輪裝置 1 的部分放大剖面圖，表示外齒齒輪 4 及諧波產生器 5 的第 1、第 2 諧波軸承 12、13。形成於第 1、第 2 外齒 7、8 之間的隙間 9，係發揮作為咬合用裁刀之裁刀迴避部的功能，該咬合用裁刀係用來咬合第 1、第 2 外齒 7、8。

[0041] 首先，針對第 1、第 2 外齒 7、8 進行說明。本例之第 1、第 2 內齒 2a、3a 的齒寬為實質相同。因此，將圓筒體 6 之齒寬方向的中央位置 6a 作為中心，以對稱的狀態形成相同齒寬的第 1 外齒 7 及第 2 外齒 8。在第 1

內齒 2a、第 2 內齒 3a 的齒寬為互相相異的情況，對應於此，使第 1 外齒 7、第 2 外齒 8 亦成為相異齒寬。

[0042] 間隙 9，係於齒寬方向具有既定寬度，且在齒寬方向的中央部分具有在齒高方向成為最深的最深部。本例之中，在從齒厚方向觀看的情況，齒寬方向的中央部分係成為藉由往齒寬方向平行地延伸的直線所規定的最深部 9a。於最深部 9a 之齒寬方向的兩端，平滑地連接有：規定第 1 外齒 7 之齒寬方向之內側端面 7a 的凹圓弧曲線、及規定第 2 外齒 8 之齒寬方向之內側端面 8a 的凹圓弧曲線。可藉由凹曲面來規定最深部 9a，並藉由傾斜直線來規定兩側的內側端面 7a、8a。且，亦可藉由直線來規定最深部 9a，並藉由傾斜直線來規定兩側的內側端面 7a、8a。

[0043] 本例之間隙 9 的齒寬方向寬度，係從最深部 9a 朝向齒高方向漸增。該齒寬方向的最大寬度 L1，係從第 1 外齒 7 之齒冠圓之齒寬方向之內側端 7b，到第 2 外齒 8 之齒冠圓之齒寬方向之內側端 8b 為止之齒寬方向的距離。

[0044] 在此，將從第 1 外齒 7 之齒寬方向的外端 7c 到第 2 外齒 8 之齒寬方向的外端 8c 為止的寬度側設為 L，並將間隙 9 之齒寬方向的最大寬度設為 L1 時，係設定成：

$$0.1L < L1 < 0.3L$$

[0045] 且，間隙 9 之最深部 9a 的深度，係如以下設

定。將第 1 外齒 7 的齒高設為  $h_1$ 、將第 2 外齒 8 的齒高設為  $h_2$ 、將從第 1 外齒 7 的齒冠面 7d 到最深部 9a 為止之齒高方向的深度設為  $t_1$ 、將從第 2 外齒 8 的齒冠面 8d 到最深部 9a 為止之齒高方向的深度設為  $t_2$  時，設定成：

$$0.9h_1 < t_1 < 1.3h_1$$

$$0.9h_2 < t_2 < 1.3h_2$$

[0046] 於雙模式諧波齒輪裝置 1 的外齒齒輪 4，用來進行第 1、第 2 外齒 7、8 之咬合的咬合用裁刀亦不同。因此，外齒齒輪 4 之齒寬方向的中央部分，亦即，第 1 外齒 7 與第 2 外齒 8 之間，形成有作為裁刀迴避部來發揮功能的間隙 9。

[0047] 因該間隙 9 的形成方式，會大幅影響齒寬方向之第 1 外齒 7 對第 1 內齒 2a 的齒接觸、及齒面荷重分布。同樣地，會大幅影響齒寬方向之第 2 外齒 8 對第 2 內齒 3a 的齒接觸，及齒面荷重分布。

[0048] 著眼於此點，如上述般，將間隙 9 的最大寬度  $L_1$  設定在外齒齒輪 4 之寬度  $L$  的 0.1 倍到 0.3 倍的範圍內，並將該最大深度  $t_1$ 、 $t_2$  設定在第 1、第 2 外齒 7、8 之齒高  $h_1$ 、 $h_2$  的 0.9 倍到 1.3 倍的範圍內。藉由如上述般地形成間隙 9，確認可將第 1、第 2 外齒 7、8 之齒寬方向的齒面荷重分布均一化，且第 1、第 2 外齒 7、8 對第 1、第 2 內齒 2a、3a 之齒寬方向各位置的齒接觸亦可維持在良好的狀態。

[0049] 因此，可容易地實現速度比為 30 以下的諧波

齒輪裝置，並且可實現外齒齒輪之齒根疲勞強度高，且負載容量大的諧波齒輪裝置。

[0050]

（軸承滾珠中心間距離）

接著，參照圖 3 針對第 1、第 2 諧波軸承 12、13 的軸承滾珠中心間距離進行說明。

[0051] 諧波產生器 5 的剛性插塞 11，係在其中心軸線之方向的一方側，形成有一定寬度之橢圓形輪廓的第 1 外周面 11a，並於另一方側，形成有一定寬度之橢圓狀輪廓的第 2 外周面 11b。第 1 外周面 11a 與第 2 外周面 11b，為相同形狀且相同相位之橢圓形狀的外周面。

[0052] 於第 1 外周面 11a，以被撓曲成橢圓狀的狀態安裝有第 1 諧波軸承 12，於第 2 外周面 11b，以被撓曲成橢圓狀的狀態安裝有第 2 諧波軸承 13。第 1、第 2 諧波軸承 12、13 為相同尺寸的軸承。

[0053] 第 1 諧波軸承 12 及第 2 諧波軸承 13 的軸承滾珠中心 12a、13a，係位在距外齒齒輪 4 之齒寬方向的中央位置 6a，於齒寬方向中等距離的位置。且，軸承滾珠中心間距離，係設定成隨著間隙 9 之最大寬度 L1 的增加而增加。此外，將軸承滾珠中心間距離設為  $L_0$  時，該滾珠中心間距離  $L_0$  係設定成下式所示之範圍內的值。

$$0.35L < L_0 < 0.7L$$

[0054] 以往來說，為了使外齒齒輪的支撐面積變寬廣，係使用具備 2 列滾珠軸承的諧波產生器。針對滾珠中

心間距離沒有任何考慮，2 列的滾珠軸承係靠往外齒齒輪之齒寬方向的中央部分來配置。

[0055] 本例之中，係將 2 列之諧波軸承 12、13 的滾珠中心間距離  $L_0$  予以擴開，而可提高齒數相異之第 1、第 2 外齒 7、8 的支撐剛性，並可改善各外齒 7、8 之齒寬方向的各位置中，對內齒 2a、3a 的齒接觸。亦即，如上述般，作為在第 1、第 2 外齒 7、8 之間所形成的裁刀迴避部而發揮功能的間隙 9，伴隨著該間隙 9 之齒寬方向之最大寬度  $L_1$  的增加，來擴展（增加）滾珠中心間距離  $L_0$ 。且，將滾珠中心間距離  $L_0$  的增減範圍，設為相對於外齒齒輪 4 的寬度  $L$  而言為 0.35 倍到 0.7 倍的範圍。

[0056] 藉此，可因應所形成之間隙 9 的寬度來配置第 1、第 2 諧波軸承 12、13，而分別相對於第 1、第 2 外齒 7、8，使滾珠中心位在齒寬方向之適切的位置。藉此，於第 1、第 2 外齒 7、8 之各自齒寬方向的各位置，可確實地藉由第 1、第 2 諧波軸承 12、13 來支撐第 1、第 2 外齒 7、8（可提高諧波產生器 5 的支撐剛性）。

[0057] 其結果，可改善第 1、第 2 外齒 7、8 之齒寬方向之各位置中的齒接觸，且可提高該等的齒根疲勞強度。且，可使諧波產生器 5 之各諧波軸承 12、13 的軸承滾珠荷重分布平均化，可減低其最大荷重，故可改善諧波產生器 5 的壽命。

[0058]

（外齒齒輪的撓曲量）

本例之外齒齒輪 4 的第 1、第 2 外齒 7、8，係藉由具備上述構造之 2 列諧波軸承 12、13 的諧波產生器 5 而以相異的撓曲量撓曲成橢圓形狀。將第 1 外齒 7 的模組設為  $m_1$ ，將第 2 外齒 8 的模組設為  $m_2$ 。如先前所述般，第 1 外齒 7 與第 1 內齒 2a 的齒數差為  $2n_1$ ，第 2 外齒 8 與第 2 內齒 3a 的齒數差為  $2n_2$ 。

[0059] 可將被撓曲成橢圓狀之第 1 外齒 7 之長軸位置  $L_{max}$  之半徑方向撓曲量的理論值  $d_1$  及前述第 2 外齒 8 之半徑方向撓曲量的理論值  $d_2$ ，分別以：

$$d_1 = m_1 n_1$$

$$d_2 = m_2 n_2$$

來表示。

[0060] 本例之中，將藉由諧波產生器 5 所撓曲之第 1 外齒 7 的半徑方向撓曲量  $d_{1a}$  設為比其該論值  $d_1$  還大的值。同樣地，亦將第 2 外齒 8 的半徑方向撓曲量  $d_2$  設為比該理論值  $d_2$  還大的值。特別是，本例之中，將半徑方向撓曲量  $d_{1a}$ 、 $d_{2a}$  設定在以下範圍內。

$$d_{1a} = \omega d_1$$

$$d_{2a} = \omega d_2$$

$$1.25 \leq \omega \leq 3$$

[0061] 圖 4 為將外齒齒輪 4 之撓曲狀態誇張表示的說明圖。參照該圖 4 進行說明時，在將外齒齒輪 4 撓曲成橢圓狀之前的正圓的狀態中，將通過該圓筒體（齒根輪緣）6 之厚度中央的圓，設為輪緣中立圓 C。該輪緣中立

圓 C，係藉由將外齒齒輪 4 撓曲成橢圓狀而變形成橢圓狀。將此稱為橢圓狀輪緣中立曲線。外齒齒輪 4 的半徑方向撓曲量，係橢圓狀輪緣中立曲線之長軸  $L_{max}$  的半徑與輪緣中立圓 C 的半徑之差。

[0062] 本例之中，第 1 外齒 7 側的半徑方向撓曲量比第 2 外齒 8 側的半徑方向撓曲量還多。因此，如圖 4 中的誇張表示般，在含有長軸  $L_{max}$  的剖面中，外齒齒輪 4 係沿著其齒寬方向，從第 2 外齒 8 的外端 8c 朝向第 1 外齒 7 的外端 7c，與距外端 8c 的距離大致成比例地增加撓曲量。上述的半徑方向撓曲量  $d1a$  及  $d2a$ ，係分別為第 1、第 2 外齒 7、8 的平均撓曲量。該等之齒寬方向之中央位置的撓曲量大致相等（橢圓狀輪緣中立曲線 C1、C2 與輪緣中立圓 C 的差）。

[0063] 藉由將齒數相異之第 1、第 2 外齒 7、8，如上述般設定成比理論值更大的值，確認出可將雙方的外齒 7、8 一起以良好的咬合狀態與各內齒齒輪咬合，且第 1、第 2 外齒 7、8 的耐磨耗性及齒根疲勞強度受到改善。且，確認出可使分別支撐第 1、第 2 外齒 7、8 之 2 列之諧波軸承 12、13 的軸承滾珠荷重分布予以均勻化，可提高諧波軸承 12、13 的壽命。

[0064]

（其他實施形態）

且，上述的例子中，係將第 1 內齒齒輪 2 設為靜止側內齒齒輪、將第 2 內齒齒輪 3 設為驅動側內齒齒輪。反

之，亦可將第 1 內齒齒輪 2 設為驅動側內齒齒輪、將第 2 內齒齒輪 3 設為靜止側內齒齒輪。

# 【符號說明】

[0065]

1：諧波齒輪裝置

1a：中心軸線

2：第 1 內齒齒輪

2a：第 1 內齒

3：第 2 內齒齒輪

3a：第 2 內齒

4：外齒齒輪

5：諧波產生器

6：圓筒體

6a：中央位置

7：第 1 外齒

7a：內側端面

7b：內側端

7c：外端

7d：齒冠面

8：第 2 外齒

8a：內側端面

8b：內側端

8c：外端

8d：齒冠面

9：間隙

9a：最深部

10：輸入旋轉軸

11：剛性插塞

11a：第 1 外周面

11b：第 2 外周面

11c：軸孔

12：第 1 諧波軸承

12a：軸承滾珠中心

13：第 2 諧波軸承

13a：軸承滾珠中心

Lo：軸承滾珠中心間距離

L：寬度

L1：最大寬度

h1：齒高

h2：齒高

t1：深度

t2：深度

C：輪緣中立圓

C1、C2：橢圓狀輪緣中立曲線

Lmax：長軸

## 申請專利範圍

1. 一種諧波齒輪裝置，其特徵為具有：

剛性的第 1 內齒齒輪，其形成有第 1 內齒；

剛性的第 2 內齒齒輪，係與前述第 1 內齒齒輪同軸地並列配置，且形成有第 2 內齒；

可撓性的外齒齒輪，係於前述第 1、第 2 內齒齒輪的內側同軸地配置，且在可朝半徑方向撓曲之圓筒體的外周面，形成有可與前述第 1 內齒咬合的第 1 外齒以及可與前述第 2 內齒咬合之與前述第 1 外齒齒數不同的第 2 外齒；以及

諧波產生器，係將前述外齒齒輪撓曲成橢圓狀，使前述第 1 外齒部分咬合於前述第 1 內齒，並使前述第 2 外齒部分咬合於前述第 2 內齒，

將前述第 1 外齒的模組設為  $m_1$ 、將前述第 2 外齒的模組設為  $m_2$ ，

將  $n_1$ 、 $n_2$  設為正整數、將前述第 1 外齒與前述第 1 內齒的齒數差設為  $2n_1$ 、將前述第 2 外齒與前述第 2 內齒的齒數差設為  $2n_2$ ，

將撓曲成橢圓狀之前述外齒齒輪之前述第 1 外齒的長軸位置之半徑方向撓曲量的理論值  $d_1$  及前述第 2 外齒之長軸位置之半徑方向撓曲量的理論值  $d_2$ ，分別設為：

$$d_1 = m_1 n_1$$

$$d_2 = m_2 n_2$$

來表示，且

將藉由前述諧波產生器所撓曲之前述第 1 外齒的半徑方向撓曲量設為  $d_{1a}$ 、將第 2 外齒的半徑方向撓曲量設為  $d_{2a}$ 、將  $\omega$  設為具有比 1 還大之值的係數時，該等之半徑方向撓曲量  $d_{1a}$ 、 $d_{2a}$  為：

$$d_{1a} = \omega d_1$$

$$d_{2a} = \omega d_2。$$

2. 如請求項 1 所述之諧波齒輪裝置，其中，  
前述係數  $\omega$  為：

$$1.25 \leq \omega \leq 3。$$

3. 如請求項 1 所述之諧波齒輪裝置，其中，  
前述諧波產生器，具備：

剛性的插塞；

於前述插塞之外周面形成之橢圓狀輪廓的外周面；

安裝在前述外周面，由支撐前述第 1 外齒之滾珠軸承所構成的第 1 諧波軸承；以及

安裝在前述外周面，由支撐前述第 2 外齒之滾珠軸承所構成的第 2 諧波軸承。

4. 如請求項 1 所述之諧波齒輪裝置，其中，

於前述第 1 外齒之齒寬方向的內側端面與前述第 2 外齒之齒寬方向的內側端面之間，形成有：在齒寬方向具有既定寬度，並在齒寬方向的中央部分具有在齒高方向成為最深之最深部的間隙，

將從前述第 1 外齒之齒寬方向的外端至前述第 2 外齒之齒寬方向的外端為止的寬度設為  $L$ ，並將前述間隙之齒

寬方向的最大寬度設為  $L1$  時，係設定成：

$$0.1L < L1 < 0.3L$$

將前述第 1 外齒的齒高設為  $h1$ 、將前述第 2 外齒的齒高設為  $h2$ 、將從前述第 1 外齒的齒冠面到前述最深部為止之齒高方向的深度設為  $t1$ 、將從前述第 2 外齒的齒冠面到前述最深部為止之齒高方向的深度設為  $t2$  時，係設定成：

$$0.9h1 < t1 < 1.3h1$$

$$0.9h2 < t2 < 1.3h2。$$

5. 如請求項 4 所述之諧波齒輪裝置，其中，

前述諧波產生器，具備：由支撐前述第 1 外齒之滾珠軸承所構成的第 1 諧波軸承、以及由支撐前述第 2 外齒之滾珠軸承所構成的第 2 諧波軸承，

前述第 1、第 2 諧波軸承之各自的滾珠中心，係在齒寬方向位於與前述間隙之齒寬方向中心相等的距離，

前述第 1、第 2 諧波軸承的滾珠中心間距離設為  $Lo$  時，

前述滾珠中心間距離  $Lo$  會隨著前述間隙之最大寬度  $L1$  的增加而增加，且設定成：

$$0.35L < Lo < 0.7L。$$

6. 如請求項 1 所述之諧波齒輪裝置，其中，

前述第 1 外齒的齒數與前述第 1 內齒的齒數相異，

前述第 2 外齒的齒數與前述第 2 內齒的齒數相異。

7. 如請求項 1 所述之諧波齒輪裝置，其中，

前述第 1 外齒的齒數比前述第 1 內齒的齒數還少，  
前述第 1 內齒的齒數與前述第 2 內齒的齒數相同。

8. 如請求項 1 所述之諧波齒輪裝置，其中，

前述諧波產生器為旋轉輸入要素，

前述第 1 內齒齒輪及前述第 2 內齒齒輪之中，一方為  
固定成不旋轉的靜止側內齒齒輪，另一方為減速旋轉輸出  
要素的驅動側內齒齒輪。



圖 2

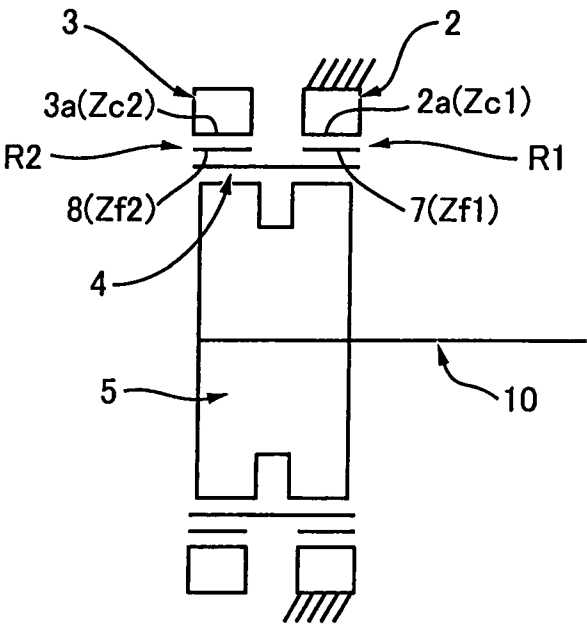


圖 3

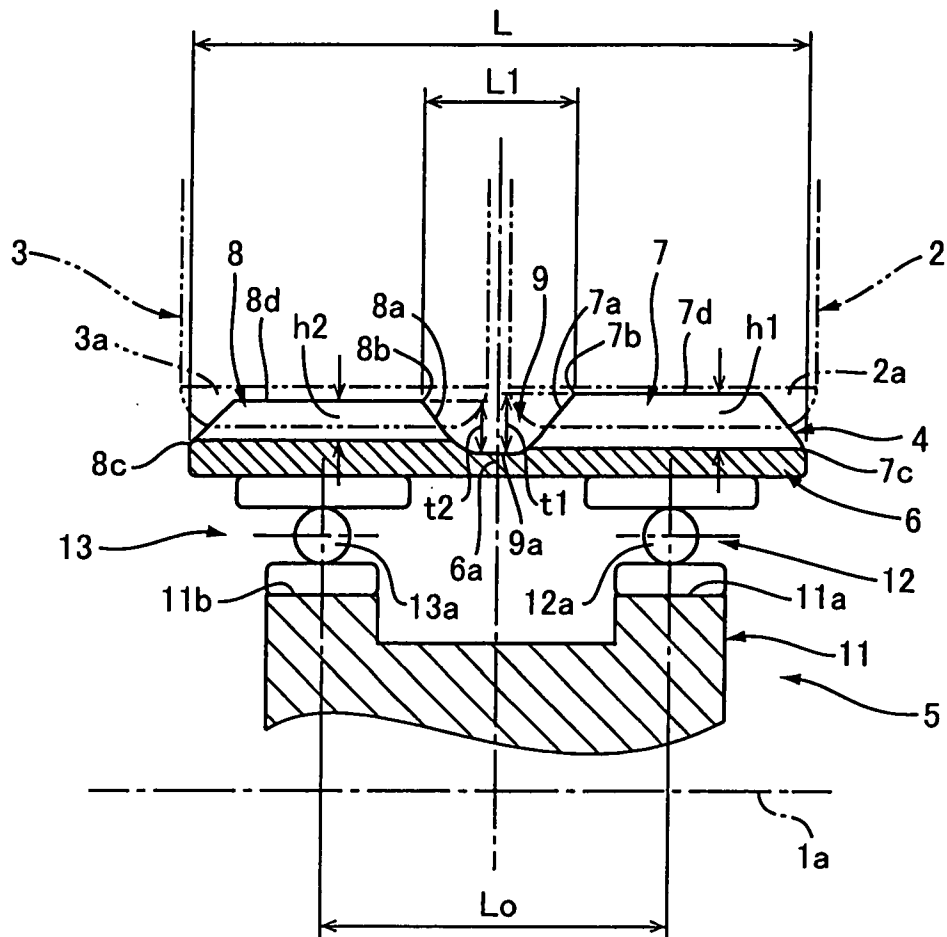


圖 4

