



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106536979 B

(45)授权公告日 2018. 11. 20

(21)申请号 201580038751.5

(72)发明人 清泽芳秀 半田纯 张新月  
泷泽登

(22)申请日 2015.07.03

(74)专利代理机构 北京旭知行专利代理事务所  
(普通合伙) 11432

(65)同一申请的已公布的文献号  
申请公布号 CN 106536979 A

代理人 王轶 李伟

(43)申请公布日 2017.03.22

(51)Int.Cl.  
F16H 1/32(2006.01)

(30)优先权数据  
2014-149375 2014.07.23 JP

(56)对比文件  
US 2011088496 A1, 2011.04.21, 全文.  
JP 2009156462 A, 2009.07.16, 全文.  
CN 101070898 A, 2007.11.14, 全文.  
CN 101614265 A, 2009.12.30, 全文.  
CN 101929527 A, 2010.12.29, 全文.

(85)PCT国际申请进入国家阶段日  
2017.01.17

(86)PCT国际申请的申请数据  
PCT/JP2015/069247 2015.07.03

(87)PCT国际申请的公布数据  
W02016/013383 JA 2016.01.28

审查员 陈桂银

(73)专利权人 谐波传动系统有限公司  
地址 日本国东京都

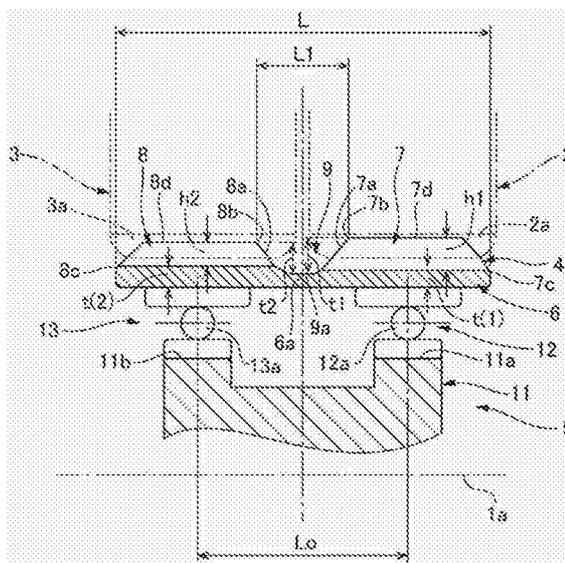
权利要求书3页 说明书10页 附图4页

(54)发明名称

双联型波动齿轮装置

(57)摘要

双联型波动齿轮装置的外齿齿轮包括齿数不同的第一、第二外齿(7、8)。第一、第二外齿(7、8)通过波动发生器以相同的弯曲量被弯曲变形形成椭圆状。使齿数较少的第一外齿(7)的齿廓(70)的齿高h1比齿数较多的第二外齿(8)的齿廓(80)的齿高h2要大。本发明能够实现:使齿数不同的第一、第二外齿适当地弯曲变形而可以在与各内齿齿轮之间形成良好的啮合状态的双联型波动齿轮装置。



1. 一种波动齿轮装置,其特征在于,包括:

刚性的第一内齿齿轮,所述刚性的第一内齿齿轮形成有第一内齿;

刚性的第二内齿齿轮,所述刚性的第二内齿齿轮与所述第一内齿齿轮同轴地并列配置,且形成有第二内齿;

柔性的外齿齿轮,所述柔性的外齿齿轮同轴地配置于所述第一、第二内齿齿轮的内侧,且在能够在半径方向上弯曲变形的圆筒体的外周面形成有能够与所述第一内齿啮合的第一外齿以及能够与所述第二内齿啮合且齿数与所述第一外齿不同的第二外齿;以及

波动发生器,所述波动发生器使所述外齿齿轮弯曲变形成椭圆状,从而,使所述第一外齿与所述第一内齿局部啮合,使所述第二外齿与所述第二内齿局部啮合,

当所述第一外齿的齿数为 $Z_{f1}$ 、所述第二外齿的齿数为 $Z_{f2}$ 、 $n$ 为正整数时,

$$Z_{f1} = Z_{f2} - 2n,$$

使所述第一外齿的模数为 $m_1$ ,使所述第二外齿的模数为 $m_2$ ,

使 $n_1$ 、 $n_2$ 为正整数,将所述第一外齿与所述第一内齿的齿数差表示为 $2n_1$ ,将所述第二外齿与所述第二内齿的齿数差表示为 $2n_2$ ,

将弯曲变形成椭圆状的所述第一外齿的长轴位置的半径方向弯曲量的理论值 $d_1$ 以及所述第二外齿的半径方向弯曲量的理论值 $d_2$ 分别表示为:

$$d_1 = m_1 n_1$$

$$d_2 = m_2 n_2,$$

当通过所述波动发生器被弯曲变形的所述第一、第二外齿的半径方向弯曲量被设定为相同的半径方向弯曲量 $d$ 时,该半径方向弯曲量 $d$ 为:

$$d < d_1$$

$$d > d_2,$$

当所述第一外齿的齿廓的齿高为第一齿高 $h_1$ ,所述第二外齿的齿廓的齿高为第二齿高 $h_2$ 时,设定为:

$$h_1 > h_2.$$

2. 根据权利要求1所述的波动齿轮装置,其特征在于,

所述第一齿高 $h_1$ 和所述第二齿高 $h_2$ 满足以下关系:

$$1.0 < h_1/h_2 < 1.42.$$

3. 根据权利要求1所述的波动齿轮装置,其特征在于,

当以所述第一外齿的节圆为中心,在该第一外齿的位于齿廓的总齿高的50%的范围内的齿面的各部分所画出的齿廓切线与齿廓中心线之间所成的角的平均值为第一平均压力角 $\alpha_1$ ,

以所述第二外齿的节圆为中心,在该第二外齿的位于齿廓的总齿高的50%的范围内的齿面的各部分所画出的齿廓切线与齿廓中心线之间所成的角的平均值为第二平均压力角 $\alpha_2$ 时,设定为

$$\alpha_1 > \alpha_2.$$

4. 根据权利要求3所述的波动齿轮装置,其特征在于,

所述第一、第二平均压力角 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 满足以下关系:

$$0.29\alpha_1 < \alpha_2 < 0.75\alpha_1.$$

5. 根据权利要求1所述的波动齿轮装置,其特征在于,  
当所述第一外齿的齿底轮缘的轮缘厚度为第一轮缘厚度 $t(1)$ ,第二外齿的齿底轮缘的轮缘厚度为第二轮缘厚度 $t(2)$ 时,这些第一、第二轮缘厚度 $t(1)$ 、 $t(2)$ 为:

$$t(1) < t(2)。$$

6. 根据权利要求1所述的波动齿轮装置,其特征在于,  
所述波动发生器包括:  
刚性的插塞;  
椭圆状轮廓的外周面,所述椭圆状轮廓的外周面形成于所述插塞的外周面;  
第一波动轴承,所述第一波动轴承安装于所述外周面,由支撑所述第一外齿的球轴承构成;以及

第二波动轴承,所述第二波动轴承安装于所述外周面,由支撑所述第二外齿的球轴承构成。

7. 根据权利要求1所述的波动齿轮装置,其特征在于,  
在所述第一外齿的齿线方向的内侧端面与所述第二外齿的齿线方向的内侧端面之间形成有间隙,该间隙在齿线方向上具有规定宽度,且在齿线方向的中央部分具有在齿高方向上最深的最深部,

当所述第一外齿的齿线方向的外端至所述第二外齿的齿线方向的外端为止的宽度为 $L$ ,所述间隙在齿线方向上的最大宽度为 $L1$ 时,设定为:

$$0.1L < L1 < 0.3L,$$

当所述第一外齿的齿高为 $h1$ ,所述第二外齿的齿高为 $h2$ ,所述第一外齿的齿顶齿面至所述最深部为止的齿高方向的深度为 $t1$ ,所述第二外齿的齿顶齿面至所述最深部为止的齿高方向的深度为 $t2$ 时,设定为:

$$0.9h1 < t1 < 1.3h1$$

$$0.9h2 < t2 < 1.3h2。$$

8. 根据权利要求7所述的波动齿轮装置,其特征在于,  
所述波动发生器包括:由支撑所述第一外齿的球轴承构成的第一波动轴承和由支撑所述第二外齿的球轴承构成的第二波动轴承,

所述第一、第二波动轴承各自的球中心位于:在齿线方向上距所述间隙的在齿线方向上的中心的距离相等的位置,

当所述第一、第二波动轴承的球中心间距离为 $L0$ 时,

所述球中心间距离 $L0$ 随着所述间隙的最大宽度 $L1$ 的增加而增加,且设定为:

$$0.35L < L0 < 0.7L。$$

9. 根据权利要求1所述的波动齿轮装置,其特征在于,  
所述第一外齿的齿数与所述第一内齿的齿数不同,  
所述第二外齿的齿数与所述第二内齿的齿数不同。

10. 根据权利要求1所述的波动齿轮装置,其特征在于,  
所述第一外齿的齿数比所述第一内齿的齿数少,  
所述第一内齿的齿数与所述第二内齿的齿数相同。

11. 根据权利要求1所述的波动齿轮装置,其特征在于,

所述波动发生器是旋转输入元件，

所述第一内齿齿轮及所述第二内齿齿轮中的一方是被固定而不旋转的静止侧内齿齿轮，另一方是作为减速旋转输出元件的驱动侧内齿齿轮。

## 双联型波动齿轮装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及包括一对内齿齿轮、能够在半径方向上弯曲变形的圆筒状的外齿齿轮及波动发生器的波动齿轮装置。

### 背景技术

[0002] 具备圆筒状的外齿齿轮的波动齿轮装置通常包括：被固定而不旋转的静止侧内齿齿轮、作为旋转输入元件的波动发生器、作为减速旋转输出元件的驱动侧内齿齿轮、以及能够与静止侧内齿齿轮及驱动侧内齿齿轮啮合且能够在半径方向上弯曲变形的圆筒状的外齿齿轮。在典型的波动齿轮装置中，外齿齿轮被弯曲变形形成椭圆状而在椭圆形状的长轴两端的位置能够与静止侧及驱动侧的内齿齿轮啮合。

[0003] 专利文献1、4中记载有一种一般的波动齿轮装置，该波动齿轮装置的静止侧内齿齿轮的齿数比外齿齿轮多2个，驱动侧内齿齿轮的齿数与外齿齿轮相同。此处，专利文献1中，外齿齿轮的外齿在其齿线方向的中央部分被分成两个部分，一方的外齿部分能够与静止侧内齿齿轮啮合，另一方的外齿部分能够与驱动侧内齿齿轮啮合。另外，专利文献4中记载有外齿齿轮的轮缘厚度对外齿齿轮的齿底疲劳强度造成较大影响的内容。

[0004] 这些专利文献1、4中所公开的波动齿轮装置中，如果波动发生器旋转，则外齿齿轮以对应于与静止侧内齿齿轮的齿数差的速比进行减速旋转。从与外齿齿轮一体旋转的驱动侧内齿齿轮，输出外齿齿轮的减速旋转。

[0005] 专利文献2中记载有一种波动齿轮装置，该波动齿轮装置的静止侧内齿齿轮的齿数比外齿齿轮多2个，驱动侧内齿齿轮的齿数比外齿齿轮少2个。该波动齿轮装置中，如果波动发生器旋转，则外齿齿轮以对应于与静止侧内齿齿轮的齿数差的速比进行减速旋转。外齿齿轮的旋转以对应于该外齿齿轮与驱动侧内齿齿轮之间的齿数差的速比进行加速而从驱动侧内齿齿轮输出。从驱动侧内齿齿轮输出的旋转成为：以相对于输入给波动发生器的输入旋转而言比速比50要小的速比进行减速的减速旋转。

[0006] 另一方面，专利文献2、3中记载有一种波动齿轮装置，该波动齿轮装置包括具备2列球轴承的波动发生器。该形式的波动发生器由具备椭圆状轮廓的外周面的刚性插塞和安装于该外周面的2列球轴承构成。柔性外齿齿轮通过被弯曲变形形成椭圆状的各球轴承的外圈的外周面的长轴两端的的部分而被推向半径方向的外侧，从而保持与第一、第二刚性内齿齿轮的啮合。

[0007] 专利文献

[0008] 专利文献1：日本特开2011-112214号公报

[0009] 专利文献2：日本特开平02-275147号公报

[0010] 专利文献3：日本特开平01-91151号公报

[0011] 专利文献4：日本特开2008-180259号公报

### 发明内容

[0012] 此处,作为外齿齿轮,考虑使用:在能够在半径方向上弯曲变形的圆筒体的外周面形成有能够与一方的第一内齿齿轮啮合的第一外齿和能够与另一方的第二内齿齿轮啮合且齿数与第一外齿不同的第二外齿的外齿齿轮。由此,与专利文献2中记载的波动齿轮装置同样地,能够在第一外齿与第一内齿齿轮之间进行减速或者加速,即使在第二外齿与第二内齿齿轮之间也能够进行减速或者加速。因此,能够实现速比不足50的波动齿轮装置。另外,与专利文献2中记载的波动齿轮装置相比,能够以更高的自由度来设计速比不足50的波动齿轮装置。

[0013] 本说明书中,将具备在能够弯曲变形的圆筒体的外周面形成有齿数不同的第一、第二外齿的外齿齿轮的波动齿轮装置称为“双联型(dual type)波动齿轮装置”。

[0014] 双联型波动齿轮装置中,外齿齿轮的第一外齿及第二外齿形成于共通的圆筒体的外周面,它们的齿底轮缘部彼此连接。如果圆筒体通过波动发生器而弯曲变形形成椭圆状,则齿数不同的第一、第二外齿分别与不同的内齿齿轮啮合。

[0015] 此处,在通过波动发生器将外齿齿轮弯曲变形形成椭圆状的情况下,形成于外齿齿轮的第一、第二外齿以半径方向的相同量相应地进行弯曲变形。第一、第二外齿的齿数不同,模数也不同。第一外齿能够以良好的状态与第一内齿齿轮的内齿啮合的弯曲量、和第二外齿能够以良好的状态与第二内齿齿轮的内齿啮合的弯曲量彼此不同。

[0016] 因此,即使一方的外齿能够以良好的状态与内齿啮合,另一方的外齿也可能相对于内齿的啮合量不足,或者相对于内齿的啮合量过剩。如果外齿相对于内齿的啮合量不足,则传送扭矩容量降低,波动齿轮装置的负载容量降低。另外,如果外齿相对于内齿的啮合量过剩,则双方的齿发生干涉,使得它们的耐磨损性降低。另外,如果第一、第二外齿与内齿的啮合状态不同,则第一、第二外齿的齿底疲劳强度的平衡恶化。此外,波动发生器中的对第一、第二外齿进行支撑的第一、第二波动轴承的轴承球载荷分布的变动幅度有可能增大,导致波动轴承的寿命恶化。

[0017] 以往,对双联型波动齿轮装置没有作出任何提案。因此,丝毫没有关注于使齿数不同的左右的第二外齿以相同的弯曲量进行弯曲变形时的与内齿齿轮的啮合状态及啮合状态所引起的弊端。

[0018] 本发明的课题鉴于这一点,提供一种下述的双联型波动齿轮装置:适当地设定第一、第二外齿的齿廓,以便能够使齿数不同的第一、第二外齿适当地弯曲变形而在与各内齿齿轮之间形成良好的啮合状态。

[0019] 为了解决上述的课题,本发明的双联型波动齿轮装置的特征在于,包括:

[0020] 刚性的第一内齿齿轮,所述刚性的第一内齿齿轮形成有第一内齿;

[0021] 刚性的第二内齿齿轮,所述刚性的第二内齿齿轮与所述第一内齿齿轮同轴地并列配置,且形成有第二内齿;

[0022] 柔性的外齿齿轮,所述柔性的外齿齿轮同轴地配置于所述第一、第二内齿齿轮的内侧,且在能够在半径方向上弯曲变形的圆筒体的外周面形成有能够与所述第一内齿啮合的第一外齿以及能够与所述第二内齿啮合且齿数与所述第一外齿不同的第二外齿;以及

[0023] 波动发生器,所述波动发生器使所述外齿齿轮弯曲变形形成椭圆状,从而,使所述第一外齿与所述第一内齿局部啮合,使所述第二外齿与所述第二内齿局部啮合,

[0024] 当所述第一外齿的齿数为 $Zf1$ 、所述第二外齿的齿数为 $Zf2$ 、 $n$ 为正整数时,

[0025]  $Z_{f1} = Z_{f2} - 2n$ ,

[0026] 使所述第一外齿的模数为 $m_1$ ,使所述第二外齿的模数为 $m_2$ ,

[0027] 使 $n_1$ 、 $n_2$ 为正整数,将所述第一外齿与所述第一内齿的齿数差表示为 $2n_1$ ,将所述第二外齿与所述第二内齿的齿数差表示为 $2n_2$ ,

[0028] 将弯曲变形成椭圆状的所述第一外齿的长轴位置的半径方向弯曲量的理论值 $d_1$ 以及所述第二外齿的半径方向弯曲量的理论值 $d_2$ 分别表示为:

[0029]  $d_1 = m_1 n_1$

[0030]  $d_2 = m_2 n_2$ ,

[0031] 当通过所述波动发生器被弯曲变形的所述第一、第二外齿的半径方向弯曲量为 $d$ 时,该半径方向弯曲量 $d$ 为:

[0032]  $d < d_1$

[0033]  $d > d_2$ ,

[0034] 当所述第一外齿的齿廓的齿高为第一齿高 $h_1$ 、所述第二外齿的齿廓的齿高为第二齿高 $h_2$ 时,设定为:

[0035]  $h_1 > h_2$ 。

[0036] 此处,优选为,所述第一齿高 $h_1$ 和所述第二齿高 $h_2$ 满足以下关系:

[0037]  $1.0 < h_1/h_2 < 1.42$ 。

[0038] 本发明中,使齿数不同的第一、第二外齿以相同的弯曲量弯曲变形成椭圆状而与第一、第二内齿分别啮合。在齿数较少的第一外齿这一侧,其弯曲量比理论值要少。通过使第一外齿的齿高大于第二外齿的齿高,能够消除啮合时的进入量较少的第一外齿与第一内齿之间的啮合不足,能够形成良好的啮合状态。另外,还能够使第一外齿与第一内齿之间的同时啮合齿数有所增加。

[0039] 相对于此,在齿数较多的第二外齿这一侧,其弯曲量比理论值要多。通过使第二外齿的齿高小于第一外齿的齿高,能够消除啮合时的进入量较多的第二外齿与第二内齿之间的干涉,能够形成良好的啮合状态。

[0040] 其结果,能够消除:第一外齿与第一内齿的啮合状态以及第二外齿与第二内齿的啮合状态的恶化所引起的波动齿轮装置的负载容量的降低、第一、第二外齿之间的齿底疲劳强度的平衡的恶化、外齿齿轮及内齿齿轮的耐磨损性的降低等弊端。另外,能够整体上提高第一、第二外齿与第一、第二内齿之间的棘轮扭矩。此外,在支撑第一、第二外齿的波动发生器中,能够抑制其第一、第二波动轴承的轴承球载荷分布的变动幅度,能够防止波动轴承的寿命降低。

[0041] 本发明中,优选为,当以所述第一外齿的节圆为中心,在所述第一外齿的齿廓处的总齿高的50%的范围内的齿面的各部分所画出的齿廓切线与齿廓中心线之间所成的角的平均值为第一平均压力角 $\alpha_1$ ,

[0042] 以所述第二外齿的节圆为中心,在所述第二外齿的齿廓处的总齿高的50%的范围内的齿面的各部分所画出的齿廓切线与齿廓中心线之间所成的角的平均值为第二平均压力角 $\alpha_2$ 时,设定为

[0043]  $\alpha_1 > \alpha_2$ 。

[0044] 此处,优选为,所述第一、第二平均压力角 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 满足以下关系:

[0045]  $0.29\alpha_1 < \alpha_2 < 0.75\alpha_1$ 。

[0046] 本发明中,使齿数不同的第一、第二外齿以相同的弯曲量弯曲变形成椭圆状而与第一、第二内齿分别啮合。在齿数较少的第二外齿这一侧,其弯曲量比理论值要少。使第二外齿的齿廓相对于第二外齿的齿廓而言,增大其齿高,而使得其平均压力角增大。由此,能够消除啮合时的进入量较少的第二外齿与第二内齿之间的啮合不足,能够形成良好的啮合状态。

[0047] 相对于此,在齿数较多的第一外齿这一侧,其弯曲量比理论值要多。使第一外齿的齿廓相对于第一外齿的齿廓而言,减小其齿高,而使得其平均压力角减小。由此,能够消除啮合时的进入量较多的第一外齿与第一内齿之间的干涉,能够形成良好的啮合状态。

[0048] 本发明中,优选为,当所述第二外齿的齿底轮缘的轮缘厚度为第二轮缘厚度 $t(1)$ ,第一外齿的齿底轮缘的轮缘厚度为第一轮缘厚度 $t(2)$ 时,这些第一、第二轮缘厚度 $t(1)$ 、 $t(2)$ 为:

[0049]  $t(1) < t(2)$ 。

[0050] 像这样使齿数较多的第一外齿的轮缘厚度比另一个齿数较少的第二外齿的轮缘厚度厚。由此,能够获得第一、第二外齿的齿底疲劳强度的平衡。

[0051] 接下来,本发明中,优选为,

[0052] 所述波动发生器包括:

[0053] 刚性的插塞;

[0054] 椭圆状轮廓的外周面,所述椭圆状轮廓的外周面形成于所述插塞的外周面;

[0055] 第一波动轴承,所述第一波动轴承安装于所述外周面,由支撑所述第二外齿的球轴承构成;以及

[0056] 第二波动轴承,所述第二波动轴承安装于所述外周面,由支撑所述第一外齿的球轴承构成。

[0057] 另外,双联型波动齿轮装置中,可以如下设定各齿的齿数的关系。即,所述第二外齿的齿数与所述第一内齿的齿数不同,所述第一外齿的齿数与所述第二内齿的齿数不同。

[0058] 具体而言,所述第二外齿的齿数比所述第一内齿的齿数少,所述第一内齿的齿数与所述第二内齿的齿数相同。

[0059] 此外,双联型波动齿轮装置通常用作减速器。在这种情况下,例如所述波动发生器是旋转输入元件,所述第一内齿齿轮及所述第二内齿齿轮中的一方是被固定而不旋转的静止侧内齿齿轮,另一方是作为减速旋转输出元件的驱动侧内齿齿轮。

## 附图说明

[0060] 图1是应用了本发明的双联型波动齿轮装置的端面图及纵向截面图。

[0061] 图2是图1的双联型波动齿轮装置的示意图。

[0062] 图3是图1的波动齿轮装置的局部放大截面图。

[0063] 图4是表示图1的外齿齿轮的弯曲变形状态的说明图。

[0064] 图5是表示图1的外齿齿轮的第一、第二外齿的齿廓的说明图。

## 具体实施方式

[0065] 以下,参照附图,对应用了本发明的双联型波动齿轮装置的实施方式进行说明。

[0066] [波动齿轮装置的整体构成]

[0067] 图1是表示本发明的实施方式所涉及的双联型(dual type)波动齿轮装置(以下、仅称为“波动齿轮装置”)的端面图及纵向截面图,图2是其示意图。波动齿轮装置1用作例如减速器,包括:圆环状的刚性的第一内齿齿轮2、圆环状的刚性的第二内齿齿轮3、由能够在半径方向上弯曲变形的薄弹性体构成的圆筒形状的柔性的外齿齿轮4、以及椭圆状轮廓的波动发生器5。

[0068] 第一、第二内齿齿轮2、3在中心轴线1a的方向上以具有规定的间隙的方式同轴地并列配置。本例中,第一内齿齿轮2是被固定而不旋转的静止侧内齿齿轮,其第一内齿2a的齿数为 $Z_{c1}$ 。第二内齿齿轮3是被支撑为能够自由旋转的状态的驱动侧内齿齿轮,其第二内齿3a的齿数为 $Z_{c2}$ 。第二内齿齿轮3是波动齿轮装置1的减速旋转输出元件。

[0069] 圆筒形状的外齿齿轮4同轴地配置于第一、第二内齿齿轮2、3的内侧。外齿齿轮4包括:能够在半径方向上弯曲变形的薄弹性体亦即圆筒体6、形成于该圆筒体6的圆形外周面的第一外齿7及第二外齿8、以及形成于这些外齿之间的作为刀具退避部起作用的间隙9(参照图3)。第一外齿7在圆筒体6的圆形外周面形成于中心轴线1a的方向上的一方的第一内齿2a这一侧,第二外齿8形成于另一方的第二内齿3a这一侧。这些第一、第二外齿7、8形成为以中心轴线1a的方向为齿线方向。

[0070] 即,第一外齿7形成于与第一内齿2a对置的一侧,其齿数为 $Z_{f1}$ ,能够与第一内齿2a啮合。第二外齿8形成于与第二内齿3a对置的一侧,其齿数为 $Z_{f2}$ ,能够与第二内齿3a啮合。这些齿数 $Z_{f1}$ 、 $Z_{f2}$ 不同。

[0071] 波动发生器5包括:椭圆状轮廓的刚性插塞11、安装于该刚性插塞11的椭圆状外周面的第一波动轴承12及第二波动轴承13。第一、第二波动轴承12、13由球轴承构成。

[0072] 波动发生器5嵌入于外齿齿轮4的圆筒体6的内周面,将圆筒体6弯曲变形成椭圆状。因此,第一、第二外齿7、8也弯曲变形成椭圆状。弯曲变形成椭圆状的外齿齿轮4在其椭圆形状的长轴 $L_{max}$ 的两端位置能够与第一、第二内齿齿轮2、3啮合。即,第一外齿7在椭圆形状的长轴的两端位置能够与第一内齿2a啮合,第二外齿8在长轴的两端位置能够与第二内齿3a啮合。

[0073] 波动发生器5是波动齿轮装置1的输入旋转元件。波动发生器5的刚性插塞11具备轴孔11c,在此,同轴地连结固定有输入旋转轴10(参照图2)。例如连结固定有马达输出轴。如果波动发生器5旋转,则外齿齿轮4的第一外齿7与静止侧的第一内齿2a的啮合位置以及外齿齿轮4的第二外齿8与驱动侧的第二内齿3a的啮合位置在圆周方向上发生移动。

[0074] 第一外齿7的齿数 $Z_{f1}$ 与第二外齿8的齿数 $Z_{f2}$ 不同,本例中,第二外齿8的齿数 $Z_{f2}$ 较多。另外,第一内齿2a的齿数 $Z_{c1}$ 与第一外齿7的齿数 $Z_{f1}$ 不同,本例中,第一内齿2a的齿数 $Z_{c1}$ 较多。第二内齿3a的齿数 $Z_{c2}$ 与第二外齿8的齿数 $Z_{f2}$ 不同,本例中,第二内齿3a的齿数 $Z_{c2}$ 较少。

[0075] 本例中,外齿齿轮4弯曲变形成椭圆状而在圆周方向的2处与内齿齿轮2、3啮合。因此,当 $n_1$ 为正整数时,第一内齿2a的齿数 $Z_{c1}$ 与第一外齿7的齿数 $Z_{f1}$ 的差值为 $2n_1$ 个。当 $n_2$ 为正整数时,第二内齿3a的齿数 $Z_{c2}$ 与第二外齿8的齿数 $Z_{f2}$ 的差值为 $2n_2$ 个。

[0076]  $Z_{c1} = Z_{f1} + 2n_1$

[0077]  $Z_{c2} = Z_{f2} - 2n_2$

[0078] 作为具体例,各齿数如下设定 ( $n_1 = n_2 = 1$ )。

[0079]  $Z_{c1} = 62$

[0080]  $Z_{f1} = 60$

[0081]  $Z_{c2} = 62$

[0082]  $Z_{f2} = 64$

[0083] 第一内齿齿轮2与第一外齿7之间的速比 $R_1$ 、第二内齿齿轮3与第二外齿8之间的速比 $R_2$ 分别如下。

[0084]  $i_1 = 1/R_1 = (Z_{f1} - Z_{c1}) / Z_{f1} = (60 - 62) / 60 = -1/30$

[0085]  $i_2 = 1/R_2 = (Z_{f2} - Z_{c2}) / Z_{f2} = (64 - 62) / 64 = 1/32$

[0086] 因此,得到 $R_1 = -30$ 、 $R_2 = 32$ ,在此, $i_1$ 、 $i_2$ 分别是速比 $R_1$ 、 $R_2$ 的倒数,表示输出相对于输入的速度比,+表示输入和输出的旋转为同一方向,-表示输入和输出的旋转为相反方向。

[0087] 波动齿轮装置1的速比 $R$ 使用了速比 $R_1$ 、 $R_2$ 并用下式表示。因此,根据本发明,能够实现速比非常小(低减速比)的波动齿轮装置。(另外,速比的负号表示输出旋转的方向是与输入旋转的方向相反的方向。)

[0088]  $R = (R_1 * R_2 - R_1) / (-R_1 + R_2)$

[0089]  $= (-30 * 32 + 30) / (30 + 32)$

[0090]  $= -930 / 62$

[0091]  $= -15$

[0092] 由此,根据本例的波动齿轮装置1,能够得到不足50、例如比30低很多的速比。另外,与以往不同,作为外齿齿轮的外齿,形成有齿数、模数不同的第一外齿7及第二外齿8。因此,与以往相比,能够容易地实现用于设定速比的设计的自由度较高且速比较低的波动齿轮装置。

[0093] [外齿齿轮的构成]

[0094] 图3是图1的波动齿轮装置1的局部放大截面图。主要参照该图,对形成于外齿齿轮4的第一、第二外齿7、8进行详细的说明。本例中,第一、第二外齿7、8能够啮合的第一、第二内齿2a、3a的齿宽实质上是相同的。因此,以圆筒体6的齿线方向的中央位置6a为中心,以对称的状态来形成齿宽相同的第一外齿7及第二外齿8。在第一内齿2a、第二内齿3a的齿宽彼此不同的情况下,与此对应,第一外齿7、第二外齿8的齿宽也不相同。

[0095] 在第一、第二外齿7、8之间形成有在齿线方向上具备规定的宽度的间隙9。间隙9作为用于将第一、第二外齿7、8切齿的切齿用刀具的刀具退避部起作用。

[0096] (第一、第二外齿的轮缘厚度)

[0097] 第一外齿7及第二外齿8的齿底轮缘的轮缘厚度如下设定。当第一外齿7的轮缘厚度为第一轮缘厚度 $t(1)$ 、第二外齿8的轮缘厚度为第二轮缘厚度 $t(2)$ 时,齿数较多的第二外齿8的第二轮缘厚度 $t(2)$ 设定为比齿数较少的第一外齿7的第一轮缘厚度 $t(1)$ 要厚。

[0098]  $t(1) < t(2)$

[0099] (第一、第二外齿的弯曲量)

[0100] 本例的外齿齿轮4的第一、第二外齿7、8通过具备2列波动轴承12、13的波动发生器

5而被弯曲变形成共通的椭圆形状。使第一外齿7的模数为 $m_1$ 、第二外齿8的模数为 $m_2$ 。第一外齿7与第一内齿2a的齿数差为 $2n_1$ ，第二外齿8与第二内齿3a的齿数差为 $2n_2$ 。因此，可以将弯曲变形成椭圆状的第一外齿7的长轴位置 $L_{max}$ 处的半径方向弯曲量的理论值 $d_1$ 以及所述第二外齿8的半径方向弯曲量的理论值 $d_2$ 分别表示为：

$$[0101] \quad d_1 = m_1 n_1$$

$$[0102] \quad d_2 = m_2 n_2。$$

[0103] 在形成于相同的圆筒体6的外周面的齿数不同的第一、第二外齿7、8的情况下，两者的节圆直径大致相同。因此，通常齿数较多的外齿的半径方向弯曲量的理论值 $m_n$ 较小。

[0104] 本例中，使通过波动发生器5而弯曲变形的第一、第二外齿7、8的半径方向弯曲量为共通的弯曲量 $d$ 。该半径方向弯曲量 $d$ 为

$$[0105] \quad d < d_1$$

$$[0106] \quad d > d_2。$$

[0107] 图4是夸张地表示外齿齿轮4的弯曲变形状态的说明图。参照该图4进行说明，在将外齿齿轮4弯曲变形成椭圆状之前的正圆的状态下，以通过其圆筒体（齿底轮缘）6的厚度中央的圆为轮缘中性圆C。该轮缘中性圆C因将外齿齿轮4弯曲变形成椭圆状而变形为椭圆状。将其称为椭圆状轮缘中性曲线 $C_1$ 。

[0108] 外齿齿轮4的半径方向弯曲量 $d$ 是椭圆状轮缘中性曲线 $C_1$ 上的长轴 $L_{max}$ 的半径与轮缘中性圆C的半径之间的差值。使外齿齿轮的模数为 $m$ ，以 $2n$ （ $n$ ：正整数）为与内齿齿轮的齿数差，以 $\kappa$ 为偏位系数，表示为 $\kappa m n$ 。 $\kappa = 1$ 时的半径方向弯曲量 $m_n$ 是：外齿齿轮的节圆直径除以将刚性内齿轮固定时的减速比而得到的值，其是半径方向弯曲量的理论值（标准偏位的弯曲量）。

[0109] 本例中，如上所述，齿数较少的第一外齿7的弯曲变形状态设定为比理论值还少的弯曲量（ $\kappa < 1$ 的负偏位的弯曲量）。反之，齿数较多的第二外齿8的弯曲变形状态设定为：比理论值还多的弯曲量（ $\kappa > 1$ 的正偏位的弯曲量）。

[0110] （第一、第二外齿的平均压力角）

[0111] 图5(a)是表示确定第一外齿7的齿廓的说明图，图5(b)是表示确定第二外齿8的齿廓的说明图。参照这些图，对本例的第一、第二外齿7、8的齿廓进行说明。

[0112] 首先，对第一、第二外齿7、8的齿廓的压力角的关系进行说明。图5(a)中，关于第一外齿7的一个齿廓70，以其节圆 $PC_1$ 为中心，以确定齿廓70的总齿高 $h_1$ 的50%的范围的齿面区域为主要齿面区域 $A_1$ 。求出：在该主要齿面区域 $A_1$ 内的齿面的各部分所画出的齿廓切线与齿廓70的齿廓中心线之间所成的角的平均值，将其作为第一平均压力角 $\alpha_1$ 。

[0113] 同样地，图5(b)中，关于第二外齿8的一个齿廓80，以其节圆 $PC_2$ 为中心，以确定齿廓80的总齿高 $h_2$ 的50%的范围的齿面区域为主要齿面区域 $A_2$ 。求出：在确定该主要齿面区域 $A_2$ 的齿面的各部分所画出的齿廓切线与齿廓80的齿廓中心线之间所成的角的平均值，将其作为第二平均压力角 $\alpha_2$ 。

[0114] 本例中，齿数较少的第一外齿7的第一平均压力角 $\alpha_1$ 设定成比齿数较多的第二外齿8的第二平均压力角 $\alpha_2$ 还要大（ $\alpha_1 > \alpha_2$ ）。例如第一、第二平均压力角 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 的关系如下设定。

$$[0115] \quad \alpha_2 = 0.31\alpha_1$$

[0116] 根据本发明的发明人的实验,确认了优选为如下设定第一、第二平均压力角 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 的关系。

[0117]  $0.29\alpha_1 < \alpha_2 < 0.75\alpha_1$

[0118] (第一、第二外齿的齿高)

[0119] 接下来,对第一、第二外齿7、8的齿高 $h_1$ 、 $h_2$ 的关系进行说明。本例中,齿数较少的第一外齿7的齿高亦即第一齿高 $h_1$ 设定成比齿数较多的第二外齿8的齿高亦即第二齿高 $h_2$ 还要大( $h_1 > h_2$ )。例如第一、第二齿高 $h_1$ 、 $h_2$ 的关系如下设定。

[0120]  $h_2 \cong 0.86h_1$

[0121] 根据本发明的发明人的实验,确认了优选为第一、第二齿高 $h_1$ 、 $h_2$ 满足以下关系:

[0122]  $h_1 > h_2$ 。

[0123] 本例的波动齿轮装置1中,使齿数不同的第一、第二外齿7、8以相同的弯曲量弯曲变形形成椭圆状而与第一、第二内齿2a、3a分别啮合。在齿数较少的第一外齿7这一侧,其弯曲量比理论值少。使第一外齿7的齿廓70相对于第二外齿8的齿廓80而言,增大其齿高 $h_1$ ,而使其平均压力角 $\alpha_1$ 增大。由此,能够消除啮合时的进入量较少的第一外齿7与第一内齿2a之间的啮合不足,能够形成良好的啮合状态。

[0124] 相对于此,在齿数较多的第二外齿8这一侧,其弯曲量比理论值多。使第二外齿8的齿廓80相对于第一外齿7的齿廓70而言,减小其齿高 $h_2$ ,而使其平均压力角 $\alpha_2$ 减小。由此,能够消除啮合时的进入量较多的第二外齿8与第二内齿3a之间的干涉,能够形成良好的啮合状态。

[0125] 其结果,能够将第一外齿7与第一内齿2a的啮合状态以及第二外齿8与第二内齿3a的啮合状态均维持在良好的状态。由此,能够防止波动齿轮装置的负载容量降低,能够维持第一、第二外齿7、8之间的齿底疲劳强度的平衡,能够维持外齿齿轮4及内齿齿轮2、3的耐磨损性。另外,能够在整体上提高第一、第二外齿7、8与第一、第二内齿2a、3a之间的棘轮扭矩。此外,对第一、第二外齿7、8进行支撑的波动发生器5中,能够抑制其第一、第二波动轴承12、13的轴承球载荷分布的变动幅度,能够防止波动轴承的寿命降低。

[0126] (间隙:刀具退避部)

[0127] 接下来,再次参照图3,对形成在第一、第二外齿7、8之间的间隙9进行说明。如上所述,该间隙9作为用于将第一、第二外齿7、8切齿的切齿用刀具的刀具退避部起作用。

[0128] 间隙9在齿线方向上具有规定的宽度,在齿线方向的中央部分具有在齿高方向上最深的最深部。本例中,在从齿厚方向观察的情况下,齿线方向的中央部分成为通过在齿线方向上平行延伸的直线而被确定的最深部9a。确定第一外齿7的齿线方向的内侧端面7a的凹圆弧曲线、以及确定第二外齿8的齿线方向的内侧端面8a的凹圆弧曲线平滑地连结于最深部9a的齿线方向的两端。也可以将最深部9a确定为凹曲面,并将两侧的内侧端面7a、8a确定为倾斜直线。另外,还可以将最深部9a确定为直线,并将两侧的内侧端面7a、8a确定为倾斜直线。

[0129] 本例的间隙9的齿线方向的宽度是随着从最深部9a朝向齿高方向而渐渐增加的。其齿线方向上的最大宽度 $L_1$ 是:从第一外齿7的齿顶圆的齿线方向的内侧端7b至第二外齿8的齿顶圆的齿线方向的内侧端8b为止的齿线方向的距离。

[0130] 此处,当第一外齿7的齿线方向的外端7c至第二外齿8的齿线方向的外端8c为止的

宽度为L,间隙9在齿线方向上的最大宽度为L1时,设定为:

[0131]  $0.1L < L1 < 0.3L$ 。

[0132] 另外,间隙9的最深部9a的深度如下设定。当第一外齿7的齿高为h1,第二外齿8的齿高为h2,第一外齿7的齿顶齿面7d至最深部9a为止的齿高方向的深度为t1,第二外齿8的齿顶齿面8d至最深部9a为止的齿高方向的深度为t2时,设定为:

[0133]  $0.9h1 < t1 < 1.3h1$

[0134]  $0.9h2 < t2 < 1.3h2$ 。

[0135] 双联型波动齿轮装置1的外齿齿轮4中,用于将第一、第二外齿7、8切齿的切齿用刀具也不同。因此,在外齿齿轮4的齿线方向的中央部分亦即在第一外齿7与第二外齿8之间形成有作为刀具退避部起作用的间隙9。

[0136] 通过如何形成该间隙9,能够对齿线方向上的第一外齿7相对于第一内齿2a的齿接触及齿面载荷分布造成较大的影响。同样地,对齿线方向上的第二外齿8相对于第二内齿3a的齿接触及齿面载荷分布也造成较大的影响。

[0137] 如上所述,着眼于这一点,将间隙9的最大宽度L1设定在外齿齿轮4的宽度L的0.1倍~0.3倍的范围内,将其最大深度t1、t2设定在第一、第二外齿7、8的齿高h1、h2的0.9倍~1.3倍的范围内。通过像这样地形成间隙9,确认到了:能够将第一、第二外齿7、8的齿线方向的齿面载荷分布均匀化,齿接触也能够第一、第二外齿7、8相对于第一、第二内齿2a、3a的齿线方向各位置维持在良好的状态。

[0138] [波动发生器的轴承球的中心间距离]

[0139] 接下来,参照图3,对第一、第二波动轴承12、13的轴承球的中心间距离进行说明。

[0140] 波动发生器5的刚性插塞11构成为:在其中心轴线的方向上的一侧形成有一定宽度的椭圆形轮廓的第一外周面11a,在另一侧形成有一定宽度的椭圆状轮廓的第二外周面11b。第一外周面11a和第二外周面11b是形状相同且相位相同的椭圆形状的外周面。

[0141] 在第一外周面11a上,以弯曲变形成椭圆状的状态安装有第一波动轴承12,在第二外周面11b上,以弯曲变形成椭圆状的状态安装有第二波动轴承13。第一、第二波动轴承12、13是尺寸相同的轴承。

[0142] 第一波动轴承12及第二波动轴承13的轴承球中心12a、13a位于:在齿宽方向上距外齿齿轮4的齿宽方向的中央位置6a的距离相等的位置。另外,轴承球中心间距离设定为:随着间隙9的最大宽度L1的增加而增加。此外,当轴承球中心间距离为Lo时,该球中心间距离Lo设定为下式所示的范围内的值。

[0143]  $0.35L < Lo < 0.7L$

[0144] 以往,为了增大外齿齿轮的支撑面积,使用了具备2列球轴承的波动发生器。没有对球中心间距离作任何考虑,2列球轴承配置成靠近外齿齿轮的齿宽方向上的中央部分。

[0145] 本例中,扩大2列波动轴承12、13的球中心间距离Lo,以便提高齿数不同的第一、第二外齿7、8的支撑刚性,能够使相对于内齿2a、3a的齿接触在各外齿7、8的齿线方向各位置得到改善。即,如上所述,随着形成于第一、第二外齿7、8之间的作为刀具退避部起作用的间隙9的齿线方向的最大宽度L1的增加而扩大(增加)球中心间距离Lo。另外,使球中心间距离Lo的增减范围相对于外齿齿轮4的宽度L而言在0.35倍~0.7倍的范围。

[0146] 由此,可以配置第一、第二波动轴承12、13,以使得根据所形成的间隙9的宽度,分

别相对于第一、第二外齿7、8而言,球中心位于齿线方向上的适当位置。由此,在第一、第二外齿7、8各自的齿宽方向上的各位置,能够通过第一、第二波动轴承12、13来可靠地支撑第一、第二外齿7、8(能够提高波动发生器5的支撑刚性)。

[0147] 其结果,能够使第一、第二外齿7、8的齿宽方向上的各位置的齿接触得到改善,能够提高这些外齿的齿底疲劳强度。另外,能够使波动发生器5的各波动轴承12、13处的轴承球载荷分布平均化,能够降低其最大载荷,因此,能够使波动发生器5的寿命得到改善。

[0148] [其它实施方式]

[0149] 另外,上述的例子中,使第一内齿齿轮2为静止侧内齿齿轮,使第二内齿齿轮3为驱动侧内齿齿轮(减速旋转输出部件)。反之,还可以使第一内齿齿轮2为驱动侧内齿齿轮(减速旋转输出部件),使第二内齿齿轮3为静止侧内齿齿轮。

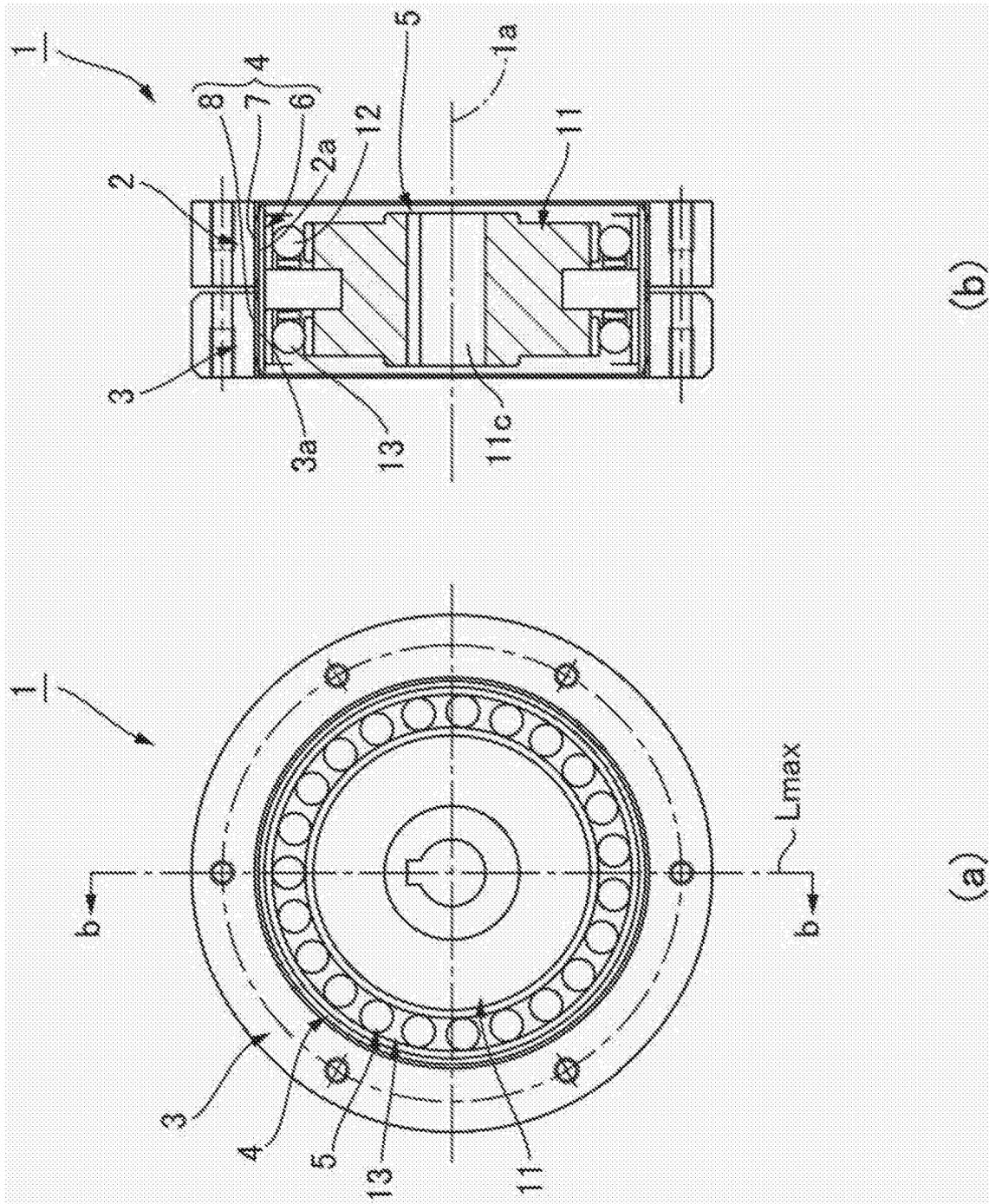


图1

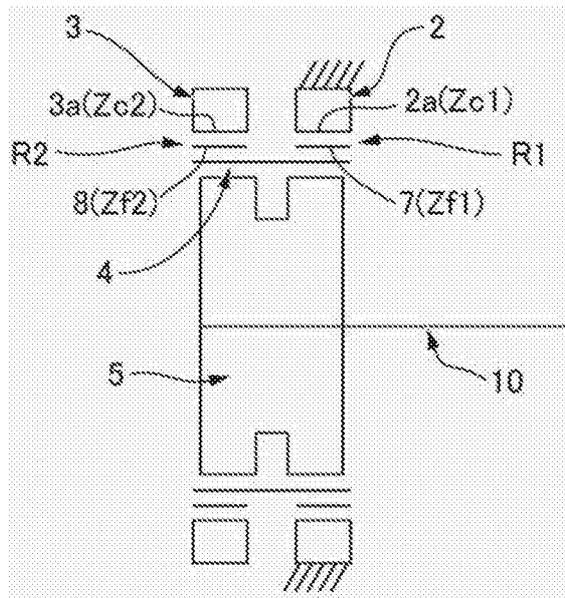


图2

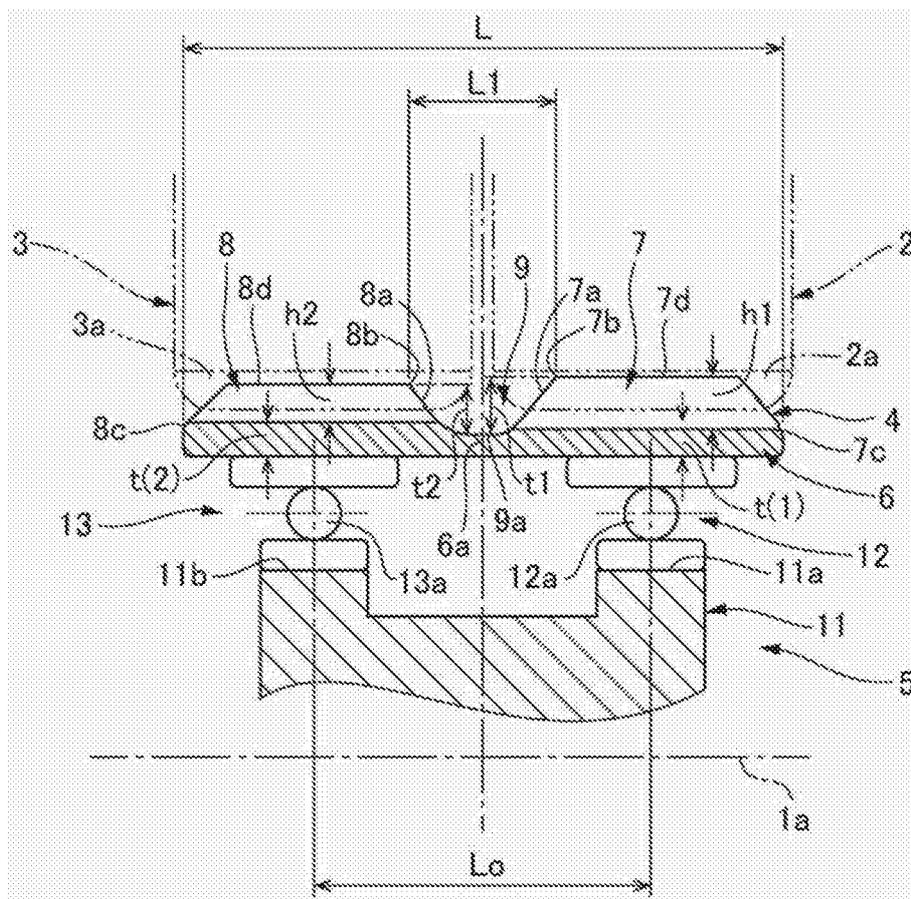


图3

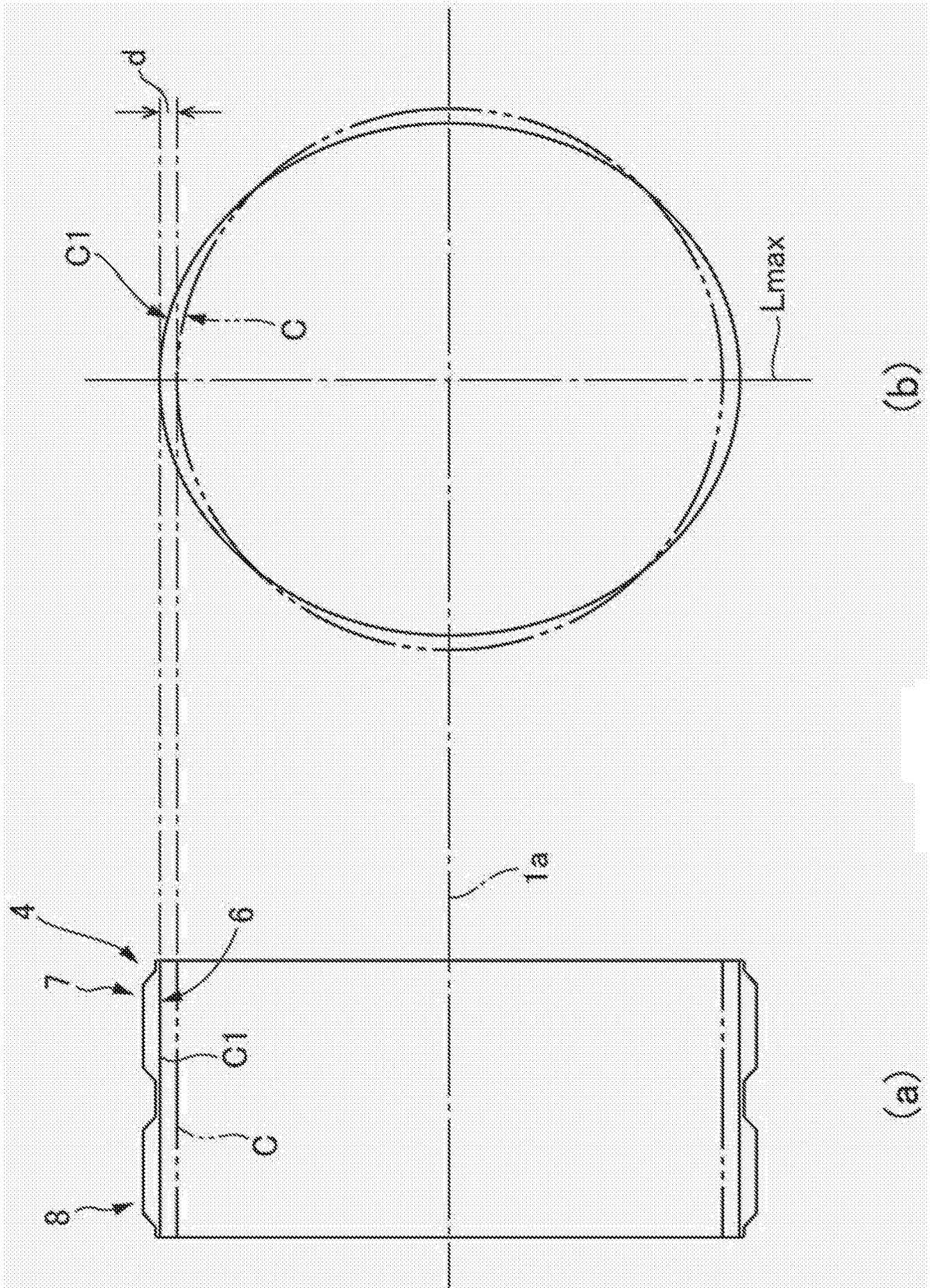


图4

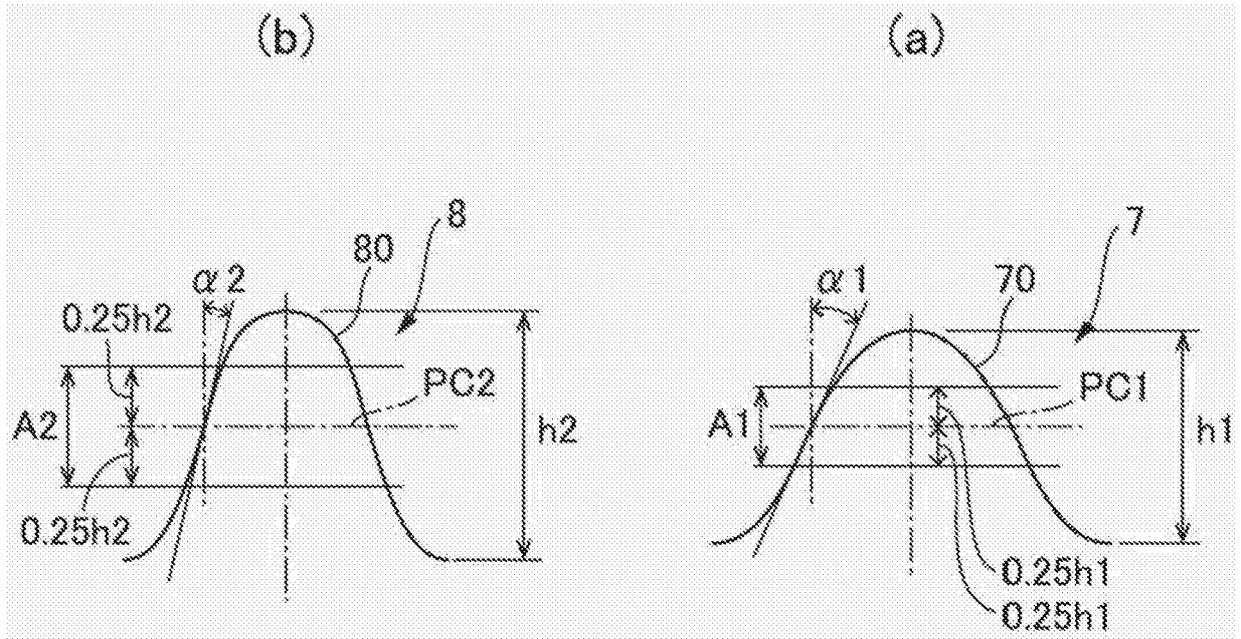


图5