

端面谐波齿轮传动啮合性能的分析

何惠阳 谢金瑞

摘要: 端面谐波齿轮传动较径向谐波齿轮传动有不同的特点, 它是在轴向变形力的作用下迫使端面齿柔轮变形使其与端面齿刚轮啮合并产生相对运动。对端面谐波齿轮传动来说, 啮入深度、齿侧间隙等是分析和评价其啮合性能的质量指标, 而齿形角、柔轮的变形规律和变形量的大小, 又是影响啮入深度和齿侧间隙的主要因素。为此本文利用已建立的啮合分析计算方法, 通过计算机绘出的图形, 着重分析齿形角、最大变形量等对啮入深度和齿侧间隙的影响, 并从中获得了一些有实用价值的结论, 从而为端面谐波齿轮传动选取合理的啮合参数和结构参数提供了依据。

一、前言

端面谐波齿轮传动是在径向谐波齿轮传动的基础上派生出的一种新型传动。它与径向谐波齿轮传动相比, 具有轴向尺寸小, 结构紧凑, 装调方便等特点, 因此它一经问世就在有关领域中受到了极大的关注。

近年来我所在端面谐波齿轮传动的啮合原理、自动设计方法、波发生器的结构形式、端面齿轮的加工工艺和传动性能测试技术等方面进行了系统的研究工作, 并取得了一些有实用价值的成果。现本文仅就机械式双波发生器端面谐波齿轮传动啮合性能的分析问题简介如下。

二、端面谐波齿轮传动的结构和特点

如图1所示, 端面谐波齿轮传动是由端面齿刚轮2、端面齿柔轮3、波发生器4三个基本构件组成。

它的特点是刚、柔轮的轮齿均为端面齿轮, 波发生器为两滚轮式轴向配置。装配时, 在波发生器的两滚轮处作用于柔轮薄板上的一对轴向力, 迫使薄板柔轮在两个对称的区域中变形, 从而使柔轮齿与刚轮齿啮合; 在相对啮合区

90°位置的区间, 端面齿柔轮两端的端面齿与刚轮齿脱开; 在啮合区和脱开区之间, 两轮齿则处于过渡状态。由于该传动装置采用双波发生器, 柔轮齿数 z_1 比刚轮齿数 z_2 少两个, 故当刚轮固定、主动轴5带动波发生器旋转时, 柔轮便在与波发生器旋转方向相反的方向上相对刚轮产生转动, 而且在波发生器转一转的情况下, 柔轮相对刚轮转过两个轮齿。因此可以得出端面谐波齿轮传动的减速比为 $i = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{z_1}{2}$ 。

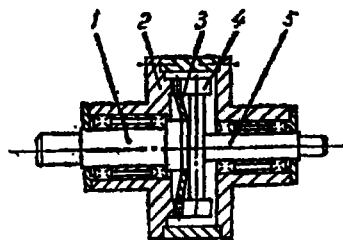


图1

三、啮合性能的质量指标及影响啮合质量指标的基本因素

实践证实端面谐波齿轮传动与径向谐波齿轮传动相似, 评价其啮合性能的主要质量指标是柔轮和刚轮轮齿之间的最大啮合侧隙 c_{max} (未加载时) 及其变化规律和柔轮齿在刚轮齿间中的最大啮入深度 h_{max} [1]。由分析可知, 当侧隙小、且在啮合区间内波动也小时, 则可获得具有同时啮合的齿数多、传动精度高、虚动量小、承载能力大、刚度高、运转平稳等特点的高质量端面谐波齿轮传动装置。反之, 则效果完全相反。而当柔轮齿在刚轮齿间内的啮入深度越大时, 传递的扭矩就越大, 刚度也增加。可见这两项质量指标对传动性能指标的影响是很大的。

要想使传动装置获得好的传动性能, 除要知道啮合性能的主要质量指标外, 更要弄清影响啮合质量指标的基本因素, 以便选取最佳传动方案和相应的啮合参数和结构参数。在端面谐波齿轮传动中, 影响啮合质量指标的基本因素有: 刚轮和柔轮的基准齿形角 (α_1 、 α_2), 柔轮薄板的厚度, 柔轮的变形规律和变形量的大小, 刚、柔轮的齿顶间隙, 刚轮与柔轮的齿数比 z_2/z_1 , 波发生器的结构形式, ……。而在这些基本的因素中, 基准齿形角和柔轮的变形量将是影响啮入深度和齿侧间隙的主要因素。

四、啮合性能的分析

1. 齿形角对啮合性能的影响

在啮合参数的选择中, 齿形角是最主要的一个参数, 它的大小直接影响着啮合性能的质量指标。图 2 是根据我们所建立的分析计算方法利用计算机绘制出的曲线图, 图中的曲线族分别表示在端面谐波齿轮传动啮合的过程中, 在齿形角不同的情况下其啮合侧隙随波发生器转角的变化规律。

图中横坐标表示波发生器的转角 φ , 纵坐标表示啮合侧隙值 c 。图中的六条曲线分别表示在从 20° 到 30° 之间每隔 2° 为一种齿形角的情况下, 啮合侧隙随发生器转角的变化规律。

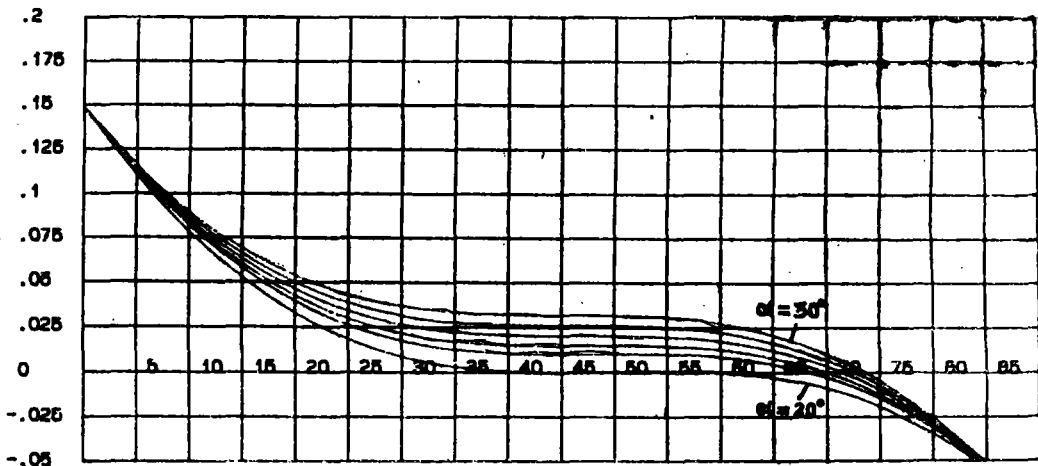


图 2

从图中可以看出,这是一组形状相似的曲线。在波发生器转角为 0° 时,随着齿形角的增大,最大侧隙值减小, 20° 齿形角时最大侧隙值为 $0.148\mu\text{m}$,而当齿形角为 30° 时最大侧隙值为 $0.12\mu\text{m}$ (把转角坐标往上平移到 0.028 处即可得出)。由于轮齿齿形的非共轭性,在波发生器转角的某一段范围内,侧隙值保持不变,且近于零侧隙。从图中可以看出,随着齿形角的增大,侧隙值保持不变的波发生器转角范围逐渐缩小。当齿形角为 20° 时,相应的转角范围为 $38^\circ\sim 63^\circ$,当齿形角为 30° 时,相应的转角范围则为 $40^\circ\sim 55^\circ$ 。由此可以看出:

- (1) 当齿形角为 20° 时,刚、柔轮齿同时啮合的齿数多于其它齿形角的情况;
- (2) 当齿形角为 20° 时,刚、柔轮齿啮合的零侧隙啮合区间较其它齿形角时明显地增大;
- (3) 由于同时啮合的齿数多,刚、柔轮齿啮合时的最大侧隙值和零侧隙值的情况同时出现,且零侧隙情况所对应的转角范围比例大,故在啮合中零侧隙起主导作用,而最大侧隙并不影响其啮合性能;

(4) 由于 20° 齿形角时同时啮合的齿数更多些,零侧隙对应的区域更长些,故其承载能力更大些,刚度更高些。

由以上的分析比较可以看出, 20° 直线齿廓齿形角时的啮合性能更好些。

2. 最大变形量对啮合性能的影响

在端面谐波齿轮传动中,端面齿柔轮最大变形量选择的合适与否,将直接影响啮合性能的质量指标。为分析方便,下面将分别讨论其对啮合侧隙和啮合深度的影响。

(1) 最大变形量对啮合侧隙的影响

由文献^[2]可知,最大变形量与啮合参数有关,其计算公式为 $W_{max} = m_1/I_0 \cdot \text{tg}\alpha$, 其中 $I_0 = z_2/z_1$ 。为了分析柔轮的最大变形量对啮合侧隙的影响,我们引入最大变形量系数 Δ_1 , 则上式可改写为 $W_{max} = \Delta_1 \cdot m_1/I_0 \cdot \text{tg}\alpha$ 。由该式可以看出在刚、柔轮齿数一定,模数一定,齿形角为 20° 的情况下,若改变最大变形量系数 Δ_1 的值,便可得到在不同 W_{max} 的情况下齿侧间隙随波发生器转角的变化规律,如图3中的曲线所示。

在图3中横坐标为波发生器的转角 φ ,纵坐标为侧隙值 c ,图中的曲线分别对应着最大变形量系数 Δ_1 值从 $0.9\sim 1.2$ 每隔 0.05 取值变化的情况。从图中可以看出 Δ_1 为 0.9 或 0.95 时,

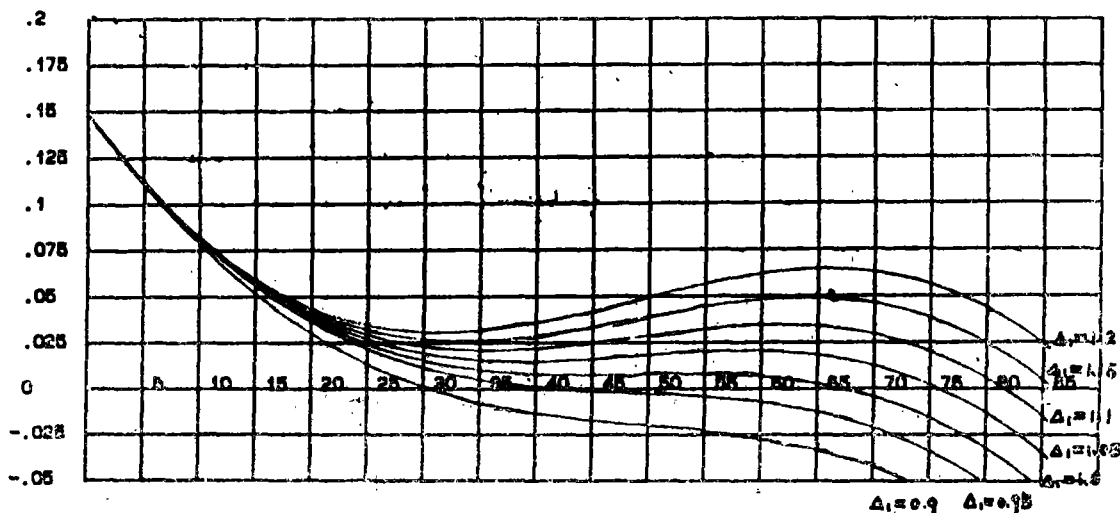


图3

刚、柔轮齿的干涉较严重，而 Δ_1 为1.1~1.2时，啮合侧隙大且波动较大，当 Δ_1 为1或1.05时侧隙小且侧隙变化较平稳。

(2) 最大变形量对啮入深度的影响

根据上面的计算分析，按照我们所建立的啮合分析方法，可分别作出 $\Delta_1 = 0.9$ 、 $\Delta_1 = 1$ 、 $\Delta_1 = 1.2$ 时的刚、柔轮齿的啮合图，如图4、图5、图6所示。从图4中可以看出由于最大变形量较小，在波发生器转角为 35° 时轮齿就开始发生干涉，为避免干涉现象，刚轮就需要削顶，因此其啮入深度很小。从图6可以看出其最大变形量较大，尽管啮入深度还可以再增大，但其啮合侧隙急骤增加。只有图5所示当 $\Delta_1 = 1$ 的情况下，其侧隙较小且啮入深度也较大，此时的 W_{max} 相当于 $1.15h_1$ (h_1 为啮入深度)。

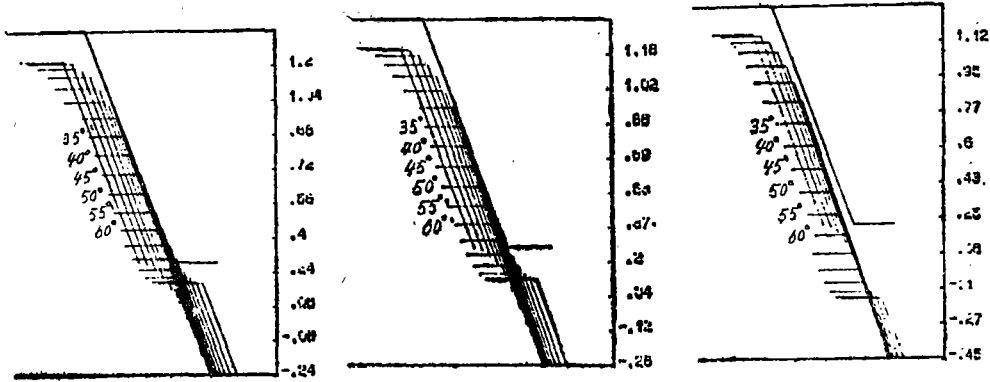


图 4

图 5

图 6

从上述的分析可以看出，端面齿柔轮最大变形量的变化对其啮合性能有很大的影响。实践证明，当取 $\Delta_1 = 1 \sim 1.05$ ，即 $W_{max} = (1.15 \sim 1.2)h_1$ 时能得到较为满意的啮合性能。

五、啮合参数的电算示例

迄今为止，我们已利用我们所建立的啮合分析方法，对多种端面谐波齿轮传动进行了分析计算，并对上述的啮合性能的分析进行了验证。

现以 $m = 0.5$ ， $z_1 = 240$ ， $z_2 = 242$ ， $\alpha = 20^\circ$ 直线齿廓，双滚轮式波发生器的端面谐波齿轮传动为例，得出其电算结果，并绘出其啮合图和侧隙图，如图7所示。从图7的情况可看出该组啮合参数的选择，符合上述的啮合性能分析的结果。根据计算的啮合参数设计、制造出的样机，其传动性能均满足设计要求。

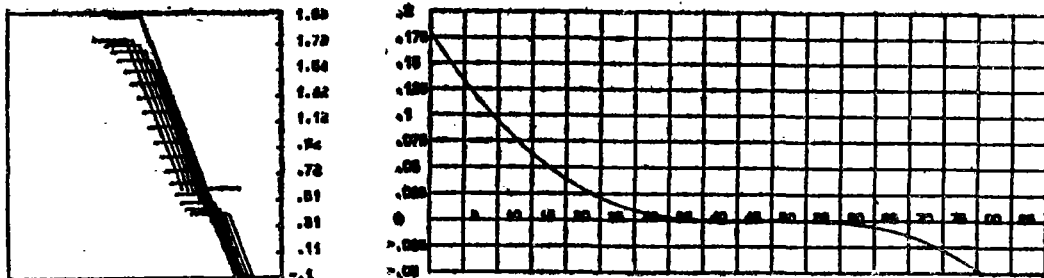


图 7

六、结 束 语

1. 本文所采用的计算机图形分析法,能快速方便地进行端面谐波齿轮传动啮合性能的分析,因而为选取最佳传动方案并确定合理的啮合参数和结构参数,提供了一种有用的方法和工具。

2. 齿形角、柔轮的最大变形量等是影响端面谐波齿轮传动啮合性能的主要因素,实验分析证实,采用 20° 齿形角、柔轮的最大变形量在 $(1.15\sim 1.2)h$ 范围内选取时,能获得较好的啮合性能。

参 考 文 献

- [1] 谢金瑞, 光学机械, 1980, No.3.
- [2] Шермаков И. А, Определение параметров зацепления в торцовой волновой передаче, Известия Вузов, Машиностроение. 1975.No.1.

Analysis of the Meshing Performance of the Contrate Harmonic Gear Drive

He Huiyang Xie Jinrui

Abstract

The contrate harmonic gear drive has different characteristics from the radial harmonic gear drive, such as the axial deformation in contrate harmonic drive produces the contrate flexspline deformation and thus produces the relative movement by meshing with the contrate circular spline. The depth of engaging and the meshing backlash are the quality index for analyzing and evaluating its meshing performance. The nominal pressure angle, deformation regulation and the deformative value of contrate flexspline are the main factors effecting on the depth of engaging and meshing backlash. This paper analyzes the effects of the nominal pressure angle and the maximum deformation upon the depth of engaging and meshing backlash using an established method of meshing analysis and calculation and drawings made by computer and then obtains some useful conclusions. It provides the basis for choicing the suitable meshing and structural parameters for contrate harmonic gear drive.