

(22)

摆线齿轮最佳复合修正齿形的研究

137-140 Optimum Compound Profile Modification of Cycloidal Gear

严勇*

Yan Yong

汤子琳

Tang Zilin

T961

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆, 630044)

A

摘要 对摆线齿轮现有修正方式和修正量的分析研究, 揭示了等距、移距修正的实质是使齿形发生鼓形变化, 得出了合理的摆线轮齿形修正方式和修正量为零到一定范围内的鼓形修正; 提出了对摆线齿廓进行分段最佳复合修正的新修正方法, 该方法修正齿形具有同时传力齿数最多、各受力齿侧隙一致、承载均匀、便于数控加工和允许成形滚轮磨损量大等特点。

关键词 摆线齿轮; 复合齿形; 齿形修正

中国图书资料分类法分类号 TG631

ABSTRACT The analysis of the existing way and amount of profile modification of cycloidal gears at present showed that the equidistance and movedistance modification is in substance really to have the profile swelled up, and the rational modification way and amount is a swelling correction within the range of zero to some limit. This paper presents a new modifying way which is optimum compound modification at separate parts. The modified profile has the most simultaneously transmission teeth, even side clearance and the longest wear-life to forming crush dressing roll and is also easily to NC machining.

KEYWORDS cycloidal gear; compound tooth profile; profile modification

0 前 言

在摆线针轮行星传动中, 为了补偿制造误差、便于装拆、保证良好的润滑和提高传动效率, 摆线轮齿与针轮之间是不允许没有啮合间隙的。因此, 实际的摆线轮不采用无隙啮合的标准齿形, 而是采用有隙啮合的修正齿形。齿形修正既要能产生合理的啮合间隙、从而补偿制造安装误差, 又必须保证足够的同时啮合齿数。

目前国内外摆线齿轮的齿形修正有移距、等距和转角三种基本修正方式。若以摆线齿轮几何中心为原点 O_0 , 选择通过原点并与摆线轮齿间对称的轴线为 Y_0 轴, 则概括各种修正方式的通用摆线齿形方程为^[1]:

* 收文日期 1992-07-13

** 深圳赛格仪器设备公司工作

$$\left. \begin{aligned} X_s &= [R_z - \Delta R_z - (r_z + \Delta r_z)\Phi^{-1}(k_1, \varphi)]\sin[(1 - i'')\varphi - \delta] \\ &+ a/R_z - \Delta R_z [R_z - \Delta R_z - Z_0(r_z + \Delta r_z)\Phi^{-1}(k_1, \varphi)]\sin[i''\varphi + \delta] \\ Y_s &= [R_z - \Delta R_z - (r_z + \Delta r_z)\Phi^{-1}(k_1, \varphi)]\cos[(1 - i'')\varphi - \delta] \\ &- a/R_z - \Delta R_z [R_z - \Delta R_z - Z_0(r_z + \Delta r_z)\Phi^{-1}(k_1, \varphi)]\cos[i''\varphi + \delta] \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中 R_z —针齿中心圆半径(mm); r_z —针齿圆弧半径(有针齿套时为针齿套半径)(mm); Z_0 —针轮齿数(为二齿差针轮齿数的一半,即 $Z_0/2$); a —偏心距(mm); Z_0 —摆线轮齿数(为二齿差摆线轮齿数的一半,即 $Z_0/2$); i'' —摆线轮和针轮的相对传动比, $i'' = Z_0/Z_s$; k_1 —短幅系数, $k_1 = aZ_0/(R_z - \Delta R_z)$; φ —针轮相对于转臂的转角(度), $\Phi(k_1, \varphi) = (1 + k_1^2 - 2K_1 \cos\varphi)^{-1/2}$; ΔR_z —移距修正量(mm); Δr_z —等距修正量(mm); δ —转角修正量(度)。根据啮合传力情况,摆线齿廓可分为啮合传力工作段和非啮合传力工作段(即齿根齿顶部分)。由于等距和移距修正后摆线齿形发生了变化,从而影响啮合性能及受力分布;转角修正不能产生径向间隙,附加等距、移距或等距加移距修正不能连续过渡等;等距加移距修正获得的齿形工作部分与转角修正极为逼近,且既有侧隙又有径向间隙,是解决普通展成磨齿齿形修正的较好方法,但修正量寻优困难^[2]。这些修正方法均为全齿廓同时修正,不能解决二齿差摆线齿轮齿顶修形问题^[3]。本文提出的根据啮合受力情况对摆线齿廓进行分段复合是最佳齿形修正方式。

1 啮合传力工作段的鼓形修正

摆线齿廓在啮合传动中,由于齿根齿顶参加啮合时,力臂小、效率低、易产生胶合,因制造误差易干涉等,因而通常啮合传力范围在 $30^\circ < \varphi < 100^\circ$,同时传力齿数为 3~5 齿左右较合理^[4]。当采用转角修正获得侧隙时,齿廓仍为标准摆线齿廓,获得的同时传力齿数最多,是较理想的修正方式。当采用等距、移距、等距加移距修正时,若选取恰当的修正量,也能获得 3~5 齿的同时传力齿数,满足传动具有足够的承载能力、噪音小、传动平稳、寿命长、效率高的要求。由这三种修正方式获得的齿廓与标准齿廓相比,齿廓在 $\varphi = \cos^{-1}k_1$ 左右处凸起,发生鼓形变化,如图 1(为 B5 型 1:11 减速机双齿差摆线齿轮齿形修正的初始间隙分布图)中曲线 1、2 所示。因此,满足摆线针轮啮合传动要求的齿廓工作段允许的齿形修正方式和修正量为零到一定范围的鼓形修正。

摆线齿廓的鼓形修正量越大,轮齿传递扭矩时,力臂越大,传动效率越高,不易发生齿面胶合。但修正量过大时,同时传力齿数减小,降低承载能力,引起振动和噪音。鼓形修正量为零,即转角修正。由于转角修正获得的齿廓为标准摆线齿廓,在啮合传动中,处于 $\varphi < 30^\circ$ 与 $\varphi > 100^\circ$ 位置上的轮齿也要参加啮合。在这些位置上的轮齿传递扭矩时,力臂小; φ 大处相对滑动速度大,不论相对滑动发生在针齿与摆线轮还是针齿套与针齿之间,都要增大摩擦功率;从而降低传动效率。且处于 φ 角太大处的轮齿啮合时,由于当量曲率半径 ρ_w 小,齿面接触应力 σ 大,使 σ 与齿面和针齿套啮合点处可能的滑动速度 V 的乘积 σV 很大,易产生胶合^[5]。且由于转角修正不能提供径向间隙,附加的等距、移距、等距加移距齿廓与转角修正齿廓不能相切过渡,齿面有棱存在。

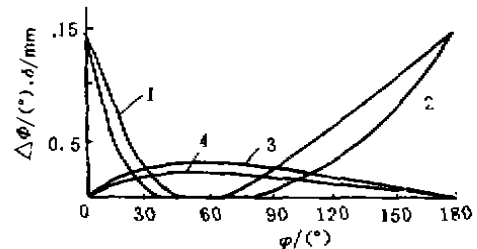


图 1 初始间隙 $\Delta(\varphi)$ 及啮合受力变形 δ
 $\Delta R_z = 0.15 \text{ mm}$, 1- $\Delta(\varphi)$, 3- δ
 $\Delta R_z = -0.5243$, $\Delta r_z = 0.6743$, 2- $\Delta(\varphi)$, 4- δ

因此,满足摆线针轮行星传动性能基本要求的摆线齿廓工作段允许的齿形修正为零到一定范围的鼓形修正.理想的齿廓工作段是在 $30^\circ < \varphi < 100^\circ$ 以内时为标准摆线齿廓,可获得最多的有效传力齿数和最佳受力分布,在进入 ($\varphi \approx 30^\circ$) 和退出 ($\varphi \approx 100^\circ$) 啮合处为有微量的鼓形修正过渡曲线.参见图 2.3.

2 非啮合传力工作段的圆弧修正

理想的啮合传力工作段为附加适量鼓形过渡的转角修正齿廓曲线.过渡曲线应在 $\varphi_n = 30^\circ$ 和 $\varphi_e = 100^\circ$ 左右处,产生的啮合初始间隙过渡平缓.齿根和齿顶由于不参加啮合传动,用最简单的易于数控加工的圆弧代替为最佳.

摆线齿廓根部曲线由于曲率变化不大,用一、二段圆弧直接与转角修正齿廓相切过渡时,产生的根部间隙很小,如前述 B5 型 1:11 摆线齿轮,用两段圆弧从转角修正齿廓过渡获得的最大间隙为 0.07 mm,与规定根隙 0.15 mm 相比,太小不能满足要求.因而可取根部曲率半径 r_r 为摆线齿廓根部曲率半径.根部圆弧与转角修正摆线齿廓之间由一啮合初始间隙逐渐减小的鼓形修正曲线过渡,见图 2 虚线段所示.图中 Δg 为齿根间隙.

摆线齿廓齿顶曲线的修形可用一圆心 $O_c(x_c, y_c)$ 在齿顶与摆线轮中心 O_0 的连线上,半径为 r_c ,与工作段齿廓相切的圆弧修正.根据摆线齿轮通用方程式(1),圆心 O_c 的计算如下:

$$(y_c - y_0) / (x_c - x_0) = - (dx_0 / dy_0); \quad y_c = x_c \operatorname{ctg} \lambda \quad (2)$$

式中 (x_c, y_c) —啮合传力工作段齿廓顶点坐标.

由式(1)可得: $(dx_0) / (dy_0) = (dx_0/d\varphi) / (dy_0/d\varphi) \quad (3)$

$$\begin{aligned} \frac{dx_0}{d\varphi} = & - (r_z + \Delta r_z) \frac{d\varphi^{-1}(k_1, \varphi)}{d\varphi} \sin[(1 - i'')\varphi - \delta] + [R_z - \Delta R_z - (r_z + \Delta r_z) \\ & \cdot \varphi^{-1}(k_1, \varphi)](1 - i'') \cos[(1 - i'')\varphi - \delta] + \frac{a}{R_z - \Delta R_z} \{ [-z_0(r_z + \Delta r_z) \frac{d\varphi^{-1}(k_1, \varphi)}{d\varphi} \\ & \cdot \sin(i''\varphi + \delta) + [R_z - \Delta R_z - z_0(r_z + \Delta r_z) \varphi^{-1}(k_1, \varphi)] i'' \cos(i''\varphi + \delta) \} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{dy_0}{d\varphi} = & - (r_z + \Delta r_z) \frac{d\varphi^{-1}(k_1, \varphi)}{d\varphi} \cos[(1 - i'')\varphi - \delta] - [R_z - \Delta R_z - (r_z + \Delta r_z) \\ & \cdot \varphi^{-1}(k_1, \varphi)](1 - i'') \sin[(1 - i'')\varphi - \delta] + \frac{a}{R_z - \Delta R_z} \{ [-z_0(r_z + \Delta r_z) \frac{d\varphi^{-1}(k_1, \varphi)}{d\varphi} \\ & \cdot \cos(i''\varphi + \delta) - [R_z - \Delta R_z - z_0(r_z + \Delta r_z) \varphi^{-1}(k_1, \varphi)] i'' \sin(i''\varphi + \delta) \} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\frac{d\varphi^{-1}(k_1, \varphi)}{d\varphi} = - (k_1 \sin \varphi) [\varphi^{-1}(k_1, \varphi)]^{3/2} \quad (6)$$

求得 $O_c(X_c, Y_c)$ 坐标后,修形圆弧半径为: $r_c = \sqrt{(X_c - X_0)^2 + (Y_c - Y_0)^2} \quad (7)$

当给定摆线齿廓后,圆弧半径 r_c 由切点 (x_c, y_c) 决定.点 (x_c, y_c) 的选取应满足以下条件:

- 1) (x_c, y_c) 应在最远啮合点外.对一齿差而言 $\varphi > 100^\circ$;对二齿而言,应保证 3-5 齿的同时传力齿数.
- 2) r_c 不能过小,一般应大于 $0.4 m$ (m 即模数).

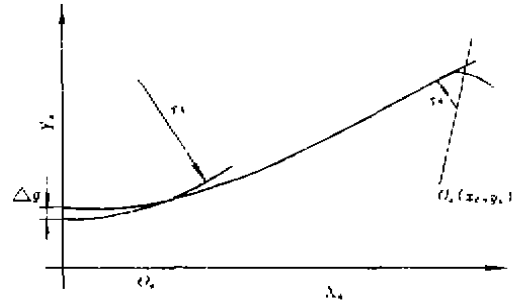


图 2 二差摆线轮最佳复合修正齿廓

3 结 论

根据啮合传力情况,齿根齿顶用圆弧修正,传力工作段为转角修正附加微量鼓形过渡修正,获得的最佳复合正齿形具有以下优点:

1) 由于传力工作段为标准摆线,因而各齿侧隙均匀,同时传动齿数最多,受力各齿载荷分布均匀;

2) 对二齿差摆线轮齿顶修形用圆弧与传力工作段相切过渡,比用摆线修顶^[3]过渡要圆滑,减小振动和冲击;

3) 齿顶齿根为圆弧,便于成形滚压轮、金刚石滚轮基体等的数控加工,采用数控修整技术编程方便准确;

4) 允许成形滚压轮有最大限度的磨损,即寿命最长。

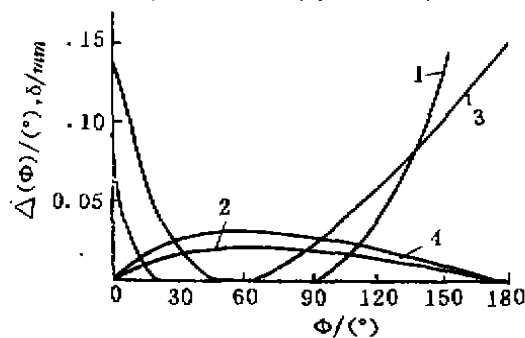


图 3 初始间隙 $\Delta(\varphi)$ 及啮合受力变形 δ
1— $\Delta(\varphi)$, 2— δ , 3— $\Delta(\varphi)$, 4— δ

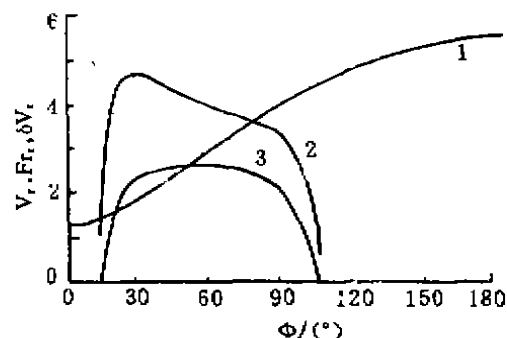


图 4 复合修正齿形 $V_r, F_r, \delta V_r$ 值
1— $V_r/m^{-1}, s^{-1}$, 2— $F_r/kNm^{-1}, s^{-1}$,
3— $\delta V_r/Gnm^{-1}, s^{-1}$

摆线齿轮的最佳复合修正齿形修正量的确定可参考等距、移距修正的国家标准,依靠工程技术人员的设计经验确定。复合齿形的工艺实现多采用成形磨齿法。如前述摆线减速机二齿差摆线齿轮,本文采用齿根齿顶圆弧修正,传力工作段为转角修正加适量鼓形过渡修正,获得的复合修正齿形啮合初始间隙分布曲线见图 3 曲线 1,曲线 2 是受力变形曲线。曲线 3、4 为等距($V_r = 0.15 \text{ mm}$)修正的初始间隙分布曲线和受力变形分布曲线。 FV_r (F 为轮齿受力), δV_r 校核见图 4。利用在数控机床上按最佳复合修正齿形加工的高速钢滚轮挤压修整砂轮,在 Y7332 型成形磨齿机上磨出的摆线齿轮装机运行后,其啮合斑痕为全齿工作面,整机噪音降低 2 分贝;滚轮使用 100 次以后,磨出的摆线齿轮仍能满足减速机性能要求。

参 考 文 献

- 1 李力行,洪淳赫.摆线针轮行星传动中通用的摆线轮齿形方程式.齿轮,1980,(1),1~4
- 2 李力行,关天民,王子孚.大型摆线针轮行星传动的合理结构和齿形.机械工程学报,1988,(9),28~33
- 3 马英驹.二齿差摆线针轮行星传动中摆线轮齿廓顶部修形参数的优化计算.齿轮,1987,(5),10~14
- 4 李力行,薛嘉庆.对摆线针轮行星减速机摆线轮齿形修正方式的分析方法.东北工学院学报,1981,(1): 25~31
- 5 李力行,薛嘉庆.在针摆行星传动中用计算机辅助设计定摆线轮齿形修正量的合理范围.齿轮,1985,(3): 16~20,23