

大重合度弧齿锥齿轮设计与分析

苏进展, 魏刚, 杨羽, 常乐浩, 郭家舜

(长安大学道路施工技术与装备教育部重点实验室, 710064, 西安)

摘要: 为改善弧齿锥齿轮啮合性能, 提出一种接触路径沿齿长方向的大重合度设计方法。预置沿齿长的接触路径和对称抛物线传动误差, 以大轮作为假想插齿刀, 共轭展成小轮辅助齿面; 先计算沿接触路径的齿面修形量, 再根据轻载的弹性变形量和接触椭圆长半轴, 计算出沿接触线齿面网格点的修形量, 将两者叠加到小轮辅助齿面上获得小轮目标齿面; 借助遗传算法求解目标齿面所对应的小轮加工参数。通过算例表明, 将接触路径设计为沿齿长方向能够获得大重合度, 且重合度仅与齿宽有关, 沿齿宽中线的接触路径能够获得更好的啮合性能, 避免过早发生边缘接触; 齿面印痕沿齿向分布, 避免内对角接触, 减小齿面相对滑动速度, 且在安装误差作用下, 齿面印痕沿着齿高方向移动。

关键词: 弧齿锥齿轮; 大重合度; 齿面印痕; 滑动速度; 齿面修形

中图分类号: TH132 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/jxtxb202103014 **文章编号:** 0253-987X(2021)03-0117-09



OSID 码

Design and Analysis of Spiral Bevel Gears with Large Contact Ratio

SU Jinzhan, WEI Gang, YANG Yu, CHANG Lehao, GUO Jiashun

(Key Laboratory of Road Construction Technology and Equipment of MOE, Chang'an University, Xi'an 710064, China)

Abstract: In order to improve the meshing performance of spiral bevel gears, this paper proposes a design method of large contact ratio with contact path along tooth width. The auxiliary tooth surface of pinion is generated by using the wheel as the imaginary shaping and presetting the symmetric parabolic function of transmission error. The modification along contact path is firstly calculated, and then the modification of grid points on the tooth surface along contact lines is obtained according to the elastic deformation under light-load condition and the major semi-axis of the contact ellipse, superimposing both modifications on the auxiliary tooth surface of pinion to obtain the target tooth surface of the pinion. Finally, the machine-tool settings corresponding to the target tooth surface of the pinion are solved by the genetic algorithm. The numerical example shows that a large contact ratio can be obtained by designing the contact path along the tooth width, and the contact ratio is only related to the tooth width; the contact path along mid line of tooth width provides better meshing performance than along pitch line, which can avoid early edge contact. The tooth contact pattern is distributed along the tooth width direction, so as to avoid internal diagonal contact and reduce the relative sliding velocity between the meshing tooth surfaces, the tooth contact pattern moves along tooth height direction under the assemble errors.

Keywords: spiral bevel gears; large contact ratio; tooth contact pattern; relative velocity; tooth surface modification

弧齿锥齿轮具有传动平稳、振动噪声小、承载能力大、可实现任意角度相交轴的动力传输等优点,使其成为现代直升机动力传动系统的输入级传动装置。早期的弧齿锥齿轮设计,接触路径类似于直齿轮,近似垂直于根锥^[1],存在着重合度小、轮齿强度差和振动噪声大等问题,不能满足当前高速重载的传动要求。提高弧齿锥齿轮重合度的措施有3种:①通过增加齿高来提高重合度,但受限于实际齿高,重合度的增大量有限且容易出现齿顶变尖,杨宏斌等提出了基于局部综合法的高齿准双曲面齿轮切齿参数设计,增大齿轮副的重合度,不易发生边缘接触^[2];②通过非零变位系数优化来获得大重合度,张华等采用非零负变位设计,从几何设计和加工参数设计两方面来提高弧齿锥齿轮的实际重合度,改善小轮的齿根弯曲强度^[3];③通过减小接触路径与根锥的夹角来提高重合度,即内对角设计,邓效忠等通过减小接触路径与根锥的夹角来提高弧齿锥齿轮的重合度,分析其强度性能和动态性能,表明大重合度弧齿锥齿轮能够显著地降低齿面接触应力和振动噪声^[4-8]。牟彦铭等提出了基于齿长曲率修正的大重合度弧齿锥齿轮设计方法,改善了齿面载荷分布和啮合性能^[9-11]。牟彦铭等提出了高重合度高阶传动误差的弧齿锥齿轮齿面修正方法,降低了弧齿锥齿轮的运行噪声和振动,有效避免边缘接触^[12-13]。美国 Fuentes 教授等基于局部综合法优化接触路径与根锥的夹角,将接触路径设计为沿近似齿长方向,获得高强度、低噪声的弧齿锥齿轮^[14-15];建立了考虑传动误差和齿面印痕的目标齿面,通过基于置信区间策略的 Levenberg-Marquardt 优化方法获得对应的小轮加工参数,实现了接触路径沿近似齿长方向的齿面印痕,并通过有限元法进行轮齿强度性能分析。曹雪梅等提出了一种齿面印痕和传动误差可分别控制的弧齿锥齿轮设计方法,借助此方法可获得大重合度设计^[16]。苏进展等提出了一种设计弧齿锥齿轮传动误差七阶多项式函数的大重合度新方法,降低齿轮传动的振动和噪声,改善齿面载荷分布^[17]。侯祥颖等利用商用有限元软件及向量式有限元法对大重合度弧齿锥齿轮进行加载接触分析,获得准确的接触力和齿根弯曲应力,为轮齿强度设计提供参考^[18-20]。

通过减小接触路径与根锥的夹角的大重合度设计,能够有效地提高轮齿强度,降低齿轮副振动噪声,但是获得内对角接触的齿面印痕,在齿顶和齿根的相对滑动速度大,容易发生擦伤和胶合失效。理

想的情况下,接触路径应类似于斜齿轮沿节锥方向,接触点处不存在相对滑动,摩擦力等于0。随着弧齿锥齿轮制造精度和安装精度的不断提高,沿齿长方向的接触路径是齿面印痕设计的必然趋势。

本文预置啮合转换点幅值的抛物线传动误差,推导出大、小轮啮合转角的关系式。以大轮为假想插齿刀加工小轮,借助齐次坐标变换和空间啮合原理,共轭展成与大轮齿面线接触的小轮辅助齿面。在小轮辅助齿面上预置沿着节锥或近似节锥方向的接触路径。在接触点的切平面上,计算齿面网格点的修形长度及修形量,并将其叠加到小轮辅助齿面上,得到小轮目标齿面。基于传统摇台型机床模型,建立以小轮加工参数为优化变量,以小轮齿面与小轮目标齿面的法向偏差平方和最小为优化目标的优化模型,利用遗传算法反求小轮目标齿面的加工参数。最后,借助轮齿几何接触分析对大重合度弧齿锥齿轮的齿面印痕、相对滑动速度和误差敏感性等进行分析。

1 小轮辅助齿面

1.1 预置抛物线传动误差

传动误差定义为当小轮转过一定角度时,大轮转过的实际角度与理想角度之差。图1为对称抛物线传动误差曲线,A、B和M分别表示齿轮副的啮入点、啮出点和参考点, φ_{1A} 、 φ_{1B} 和 φ_{1M} 表示所对应的小轮啮合转角, δ_{TE} 为啮合转换点的传动误差, T_z 为啮合周期, $T_z=2\pi/z_1$, z_1 为小轮齿数。该传动误差曲线具有如下特征:①啮入点和啮出点的传动误差相等,即 $\delta\varphi_{2A}=\delta\varphi_{2B}$;②齿轮副的啮入转角和啮出转角关于参考点对称,即 $|\varphi_{2M}-\varphi_{2A}|=|\varphi_{2B}-\varphi_{2M}|$;③传动误差曲线的啮入部分AM和啮出部分MB的形状完全对称。抛物线几何传动误差的表达式为

$$\delta\varphi_2 = \frac{m'_{21}(\varphi_1 - \varphi_1^{(0)})^2}{2} \quad (1)$$

式中: m'_{21} 为传动比倒数的一阶导数; φ_1 为小轮啮合

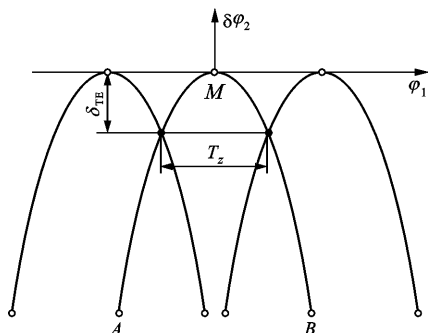


图1 对称抛物线传动误差

转角; $\varphi_1^{(0)}$ 为小轮初始啮合转角。啮合转换点的传动误差 δ_{TE} 与传动比一阶导数 m'_{21} 的关系为

$$m'_{21} = -\frac{8\delta_{TE}}{T_z^2} \quad (2)$$

将式(1)和(2)联立,得到传动误差的数学表达式

$$\delta\varphi_2 = -\delta_{TE} \frac{z_1^2}{\pi^2} (\varphi_1 - \varphi_1^{(0)})^2 \quad (3)$$

将式(3)代入传动误差的定义中,得到大、小轮啮合转角的关系式为

$$\varphi_2 = \varphi_2^{(0)} + m_{21}(\varphi_1 - \varphi_1^{(0)}) - \delta_{TE} \frac{z_1^2}{\pi^2} (\varphi_1 - \varphi_1^{(0)})^2 \quad (4)$$

式中: φ_2 为大轮啮合转角; $\varphi_2^{(0)}$ 为大轮初始啮合转角; m_{21} 为传动比倒数, $m_{21} = z_1/z_2$; z_2 为大轮齿数。

1.2 小轮辅助齿面

已知大轮的刀具参数和机床调整参数,基于齐次坐标变换和空间啮合原理,在大轮动坐标系 S_2 中大轮齿面 Σ_2 的位矢和法矢表示为 $\mathbf{r}_2(\theta_g, \phi_g)$ 和 $\mathbf{n}_2(\theta_g, \phi_g)$; θ_g 表示大轮的刀盘转角; ϕ_g 表示加工大轮时的摇台转角。将大轮视为假想插齿刀的刀具面 Σ_2 , 根据图2所示的小轮辅助齿面加工坐标系,按照预置几何传动误差式(3),展成小轮辅助齿面 Σ'_1 , 滚比等于传动比。图2中,坐标系 S_2 和 S_1 分别固接在大轮和小轮上, S_h 为固定坐标系,大轮刀具面 Σ_2 与小轮辅助齿面 Σ'_1 为完全共轭线接触。

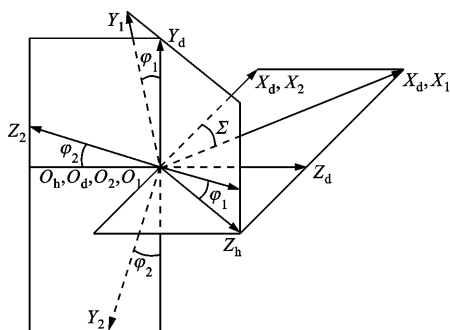


图2 小轮辅助齿面加工坐标系

小轮辅助齿面 Σ'_1 的位矢 $\mathbf{r}'_1$ 和单位法矢 $\mathbf{n}'_1$ 表示为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{r}'_1 &= \mathbf{M}_{1h}(\varphi_1) \mathbf{M}_{h2}(\varphi_2) \mathbf{r}_2 \\ \mathbf{n}'_1 &= \mathbf{L}_{1h}(\varphi_1) \mathbf{L}_{h2}(\varphi_2) \mathbf{n}_2 \\ f_{12}(\theta_g, \phi_g, \varphi_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

其中

$$\mathbf{M}_{h2} = \begin{bmatrix} \cos\Sigma & \sin\Sigma\sin\varphi_2 & -\sin\Sigma\cos\varphi_2 & 0 \\ 0 & -\cos\varphi_2 & -\sin\varphi_2 & 0 \\ -\sin\Sigma & \cos\Sigma\sin\varphi_2 & -\cos\Sigma\cos\varphi_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{M}_{1h} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi_1 & \sin\varphi_1 & 0 \\ 0 & -\sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \mathbf{L}_{1h} \text{ 和 } \mathbf{L}_{h2} \text{ 分别}$$

为 $\mathbf{M}_{1h}$ 和 $\mathbf{M}_{h2}$ 去掉最后一行和最后一列的旋转矩阵, f_{12} 为大轮的刀具面 Σ_2 和小轮辅助面 Σ'_1 的啮合方程, Σ 为轴交角。

2 小轮目标齿面

2.1 沿齿长的接触路径

图3给出了沿齿长方向的接触路径, l_{1A} 、 l_{1B} 和 l_{1M} 为小轮啮合转角 φ_{1A} 、 φ_{1B} 和 φ_{1M} 所对应的啮合线。为了实现大重合度设计,将接触路径 Γ 设计为沿齿长方向的直线。在坐标系 xoy 中,接触路径偏离节锥线 Δy , 内锥啮入点 A 的位置参数为 $(R_i \cos\delta_1 + \Delta y \sin\delta_1, R_i \sin\delta_1 + \Delta y \cos\delta_1)$, 外锥啮出点 B 的位置参数为 $(R_e \cos\delta_1 + \Delta y \sin\delta_1, R_e \sin\delta_1 + \Delta y \cos\delta_1)$; 其中, R_i 和 R_e 分别为小轮的内锥距和外锥距, δ_1 为小轮节锥角。通过联立非线性方程组

$$\left. \begin{aligned} x'_1(\theta_g, \phi_g, \varphi_1) &= R_i \cos\delta_1 + \Delta y \sin\delta_1 \\ \sqrt{y_1'^2(\theta_g, \phi_g, \varphi_1) + z_1'^2(\theta_g, \phi_g, \varphi_1)} &= R_i \sin\delta_1 + \Delta y \cos\delta_1 \\ f_{12}(\theta_g, \phi_g, \varphi_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

求出啮入点 A 所在啮合线对应的小轮啮合转角 φ_{1A} 。同理,联立如下的方程组

$$\left. \begin{aligned} x'_1(\theta_g, \phi_g, \varphi_1) &= R_e \cos\delta_1 + \Delta y \sin\delta_1 \\ \sqrt{y_1'^2(\theta_g, \phi_g, \varphi_1) + z_1'^2(\theta_g, \phi_g, \varphi_1)} &= R_e \sin\delta_1 + \Delta y \cos\delta_1 \\ f_{12}(\theta_g, \phi_g, \varphi_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

求出啮出点 B 所在啮合线对应的小轮啮合转角 φ_{1B} 。式中 $x'_1(\theta_g, \phi_g, \varphi_1)$ 、 $y'_1(\theta_g, \phi_g, \varphi_1)$ 和 $z'_1(\theta_g, \phi_g, \varphi_1)$ 分别为小轮辅助齿面位矢 $\mathbf{r}'_1$ 的3个坐标分量。在不考虑边缘接触情况下,齿轮副的设计重合度 $\epsilon_r = |\varphi_{1B} - \varphi_{1A}|/T_z$ 。将接触路径中点 M 作为设计参考点,且在该点处的小轮啮合转角 $\varphi_{1M} = 0$ 。接触路径方程表示为 $y = \tan(\delta_1 + \Delta)x + \Delta y / \cos\delta_1$, Δ 表示接触路径与小轮节锥角的夹角。当齿轮副的中点螺旋角较小时,可适当增加 Δ 形成内对角接触路径,一般可取 $0 \sim \gamma_a$, γ_a 为小轮齿顶角和齿根角;若 $\Delta \neq 0$,则式(6)和(7)中的啮入点和啮出点的位置参数需做相应的变化。将接触路径设计为直线,可降低齿面印痕对安装误差的敏感性,在一定的安装误差范围内,确保整个齿面内具有较好的啮合质量。

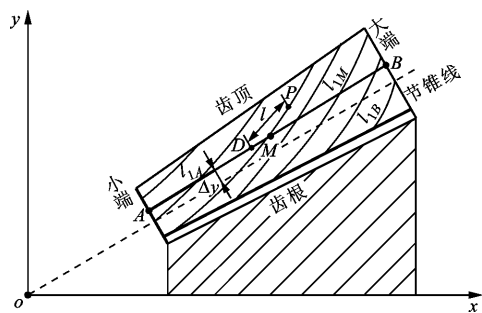


图3 沿齿长方向的接触路径

2.2 小轮接触线修形

给定小轮啮合转角 φ_1 , 在小轮辅助齿面 Σ'_1 上对应为一条啮合线, 啮合线与接触路径的交点为接触点。为了实现点接触, 需将啮合线按照二次抛物线函数进行修形。现有的齿面修形方法^[14]都是在小轮辅助齿面的旋转投影面上进行的, 存在一定的近似性, 本文提出了一种在接触点切平面的修形方法。切平面上的修形量如图4所示, 具体步骤如下。

(1) 在某一瞬时啮合转角 φ_{1i} , P_1 、 P_2 分别为小轮辅助齿面上瞬时啮合线 L_i 上的两点, 接触点 P 为啮合线 L_i 与接触路径 Γ 的交点;

(2) 在过 P 点的切平面 T_i 上, 将 P_1 、 P_2 向切平面 T_i 投影得到 P'_1 、 P'_2 ;

(3) 将 P'_1 和 P 两点间的距离 d 作为修形长度, P_1^* 、 P_2^* 为 P_1 、 P_2 沿着接触点 P 的法向上的修形点, 修形量为

$$\zeta_i = \frac{\varepsilon}{a^2} d^2 \quad (8)$$

式中: ε 为接触齿面间的弹性变形量, 通常在齿面设计阶段是按照轻载条件下取格里森公司的经验值 0.006 35 mm, a 为预置的接触椭圆长半轴。

小轮辅助齿面 Σ'_1 离散成 $k = m \times n$ 个网格点, 齿高 m 为 5, 齿长 n 为 9, 则小轮辅助齿面上离散点位置的位矢 $\mathbf{p}'_i$ 和单位法矢 $\mathbf{n}'_i$ 为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{p}'_i &= \mathbf{p}'_i(\theta_g, \phi_g, \varphi_1) \\ \mathbf{n}'_i &= \mathbf{n}'_i(\theta_g, \phi_g, \varphi_1) \end{aligned} \right\}, \quad i = 1, 2, \dots, k \quad (9)$$

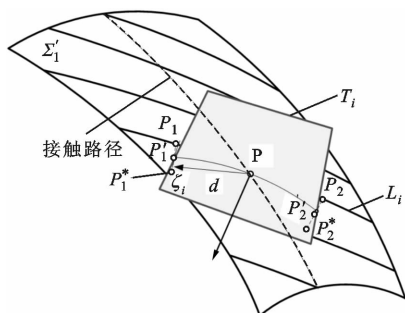


图4 切平面上的修形量

将小轮辅助齿面 Σ'_1 上的离散点 $\mathbf{p}'_i$ 和其修正量 ζ_i 进行叠加, 可得小轮目标齿面。小轮目标齿面 Σ_1^* 上对应离散点的位矢为

$$\mathbf{p}_i^* = \mathbf{p}'_i + \zeta_i \mathbf{n}'_i, \quad i = 1, 2, \dots, k \quad (10)$$

3 反求加工参数

给定一组初始的小轮刀具参数和机床调整参数, 则小轮齿面 Σ_1 的位矢 $\mathbf{r}_1$ 和单位法矢 $\mathbf{n}_1$ 分别为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{r}_1 &= \mathbf{r}_1(\theta_p, \phi_p, \phi_1) \\ \mathbf{n}_1 &= \mathbf{n}_1(\theta_p, \phi_p, \phi_1) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式中: θ_p 和 ϕ_p 分别为小轮的刀盘转角和摇台转角。假设小轮齿面 Σ_1 上离散点 i 位置处的位矢和单位法矢分别为 $\mathbf{p}_i$ 和 $\mathbf{n}_i$ ($i = 1, 2, \dots, k$)。定义小轮齿面 Σ_1 与小轮目标齿面 Σ_1^* 在离散点 i 处的法向偏差为

$$\mathbf{h}_i(\mathbf{d}) = (\mathbf{p}_i^* - \mathbf{p}_i) \mathbf{n}_i, \quad i = 1, \dots, k \quad (12)$$

式中: $\mathbf{d}$ 为小轮的加工参数, $\mathbf{d} = [\alpha_1, R_c, S_{r1}, q_1, C_{r1}, E_{m1}, X_{G1}, X_{b1}, \gamma_m, 2C, 6D]$; α_1 为齿形角; R_c 为小轮刀尖半径; S_{r1} 为小轮径向刀位; q_1 为小轮角向刀位; C_{r1} 为小轮滚比; E_{m1} 为小轮垂直轮位; X_{G1} 为小轮水平轮位; X_{b1} 为小轮轴向床位; γ_m 为小轮机床安装角; $2C$ 、 $6D$ 分别表示二阶变性系数、三阶变性系数。

小轮齿面 Σ_1 和小轮目标齿面 Σ_1^* 的法向偏差为

$$\mathbf{h}(\mathbf{d}) = [\mathbf{h}_1(\mathbf{d}), \dots, \mathbf{h}_k(\mathbf{d})]^T \quad (13)$$

以小轮全部或部分加工参数作为优化变量, 小轮齿面 Σ_1 和小轮目标齿面 Σ_1^* 的法向偏差平方和最小作为优化目标, 建立如下式的优化模型

$$\left. \begin{aligned} \min f(\mathbf{d}) &= \mathbf{h}^T(\mathbf{d}) \mathbf{h}(\mathbf{d}) \\ \mathbf{d} &\in [\chi_1, \chi_2] \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

式中: χ_1 、 χ_2 分别为设计变量取值的上下限, 根据螺旋锥齿轮加工机床的实际加工范围确定。

由于优化模型中涉及到大量非线性方程组的求解, 且优化变量较多, 解空间存在多个解等特点, 目标函数又属高度非线性最小二乘优化问题, 采用传统优化算法很难实现高精度齿面逼近。遗传算法是一种自适应全局优化概率搜索算法, 具有可并行性、全局性及鲁棒性等特点, 因此采用遗传算法反求逼近小轮目标齿面 Σ_1^* 的小轮加工参数, 设计优化流程如图5所示。

4 算例与分析

以一对弧齿锥齿轮副的工作面(大轮凸面和小轮凹面)为例, 说明本文的设计方法。表1为弧齿锥齿轮副的几何参数, 表2为弧齿锥齿轮工作面的加

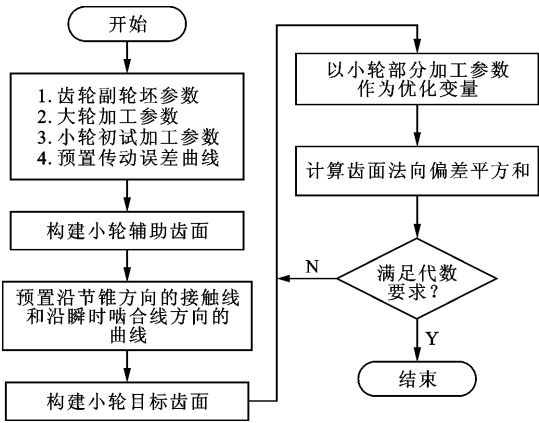


图 5 小轮加工参数优化过程

工参数,啮合转换点的传动误差为 $\delta_{TE}=0.002\ 78^\circ$ 。遗传算法的参数设置对优化模型的收敛性及计算速度有重要的影响,本文优化模型中有 9 个优化变量(除去齿形角 α_1 和轮坯安装角 γ_m),齿面离散点数 k 为 45(5 行 9 列)。参考典型遗传算法参数的设置范围,结合本文实际问题规模,经过多次试验后,确定遗传算法参数具体设置如下:种群大小为 5,进化代数 100 代,交叉概率为 0.5,变异概率为 0.1,该组参数下能够取得较好的优化效果。取传统格里森机床调整卡作为初始加工参数,其设计重合度为 2.315 9,采用本文方法优化后所获得的设计重合度为 2.824 2。

表 1 弧齿锥齿轮副的几何参数

参数	数值	
	小轮	大轮
齿数	23	65
模数/mm	3.9	3.9
法向压力角/(°)	25	25
中点螺旋角/(°)	35	35
螺旋方向	右	左
轴交角/(°)	90.0	90.0
节锥角/(°)	19.486 1	70.513 8
顶锥角/(°)	21.777 0	71.671 8
根锥角/(°)	18.328 1	68.222 9
外锥距/mm	134.451	134.451
齿宽/mm	37	37
齿顶高/mm	4.645 5	1.984 4
齿根高/mm	2.717 6	5.378 7

从表 2 中推导出大、小轮齿面方程,将其转换到固定坐标系中,根据两啮合齿面连续相切条件,建立齿面几何接触分析(TCA)的基本方程组,按一定的步长给定小轮啮合转角,通过求解 TCA 非线性方程组,获得有效齿面内的接触路径和传动误差,再利

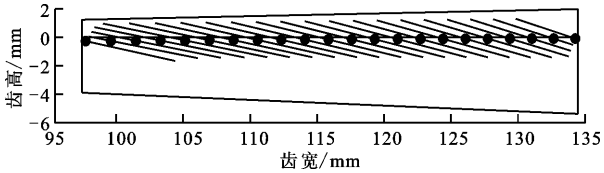
用微分几何求出接触椭圆长轴,由一系列的椭圆长轴组成了齿面印痕。定义小轮共轭齿面为与大轮完全共轭的齿面,则小轮齿面偏差定义为小轮齿面和小轮共轭齿面在对应点的矢量差沿法向方向投影。

表 2 弧齿锥齿轮工作面的加工参数

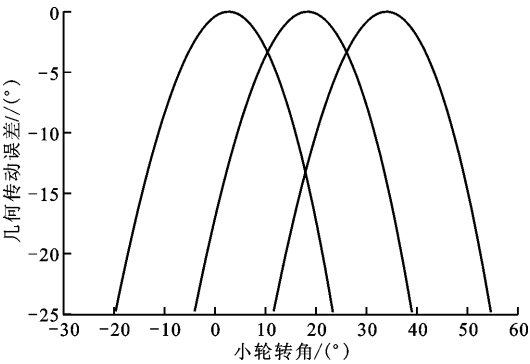
参数	数值	
	小轮凹面	大轮凸面
刀尖半径/mm	93.032 9	94.235
齿形角/(°)	22.5	22.5
径向刀位/mm	109.907 1	114.785 27
角向刀位/(°)	48.663 7	48.769 4
滚比	2.878 62	1.059 91
垂直轮位/mm	2.653 4	0.0
轴向轮位/mm	-1.892 9	0.0
床位/mm	0.595 2	0.0
轮坯安装角/(°)	18.328 1	68.222 9
二阶变异性系数	-0.042 582	0.0
三阶变异性系数	0.091 392	0.0

将接触路径设计为沿节锥线和沿齿高中线方向,图 6 和图 7 分别给出了这两种设计方案的齿面印痕、传动误差和小轮齿面偏差。图 6 为接触路径沿节线方向,图 7 为接触路径沿齿高中线方向。

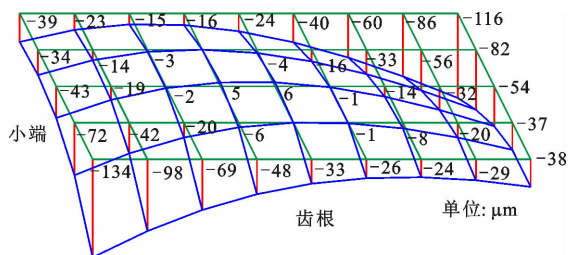
图 6 中,由于锥齿轮设计都采用高度变位,大轮节锥线靠近齿顶,齿面印痕也靠近齿顶,在轻载或中载条件下容易造成边缘接触,从而降低轮齿强度和强烈振动;在啮合转换点的传动误差满足设计要求,啮入和啮出的传动误差分别为 $-0.025\ 07^\circ$ 和



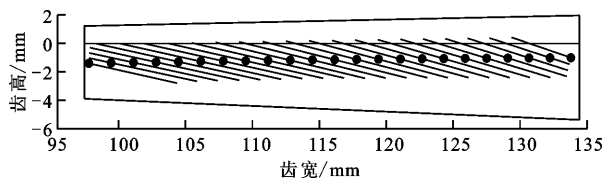
(a) 齿面印痕



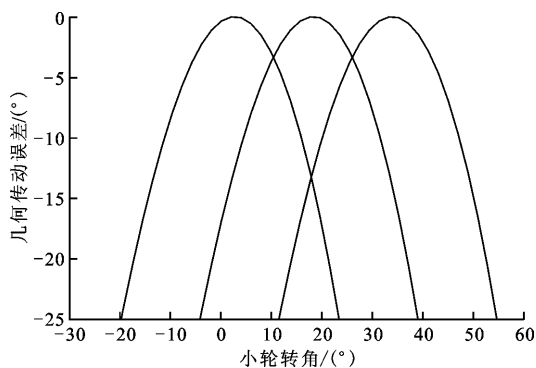
(b) 传动误差



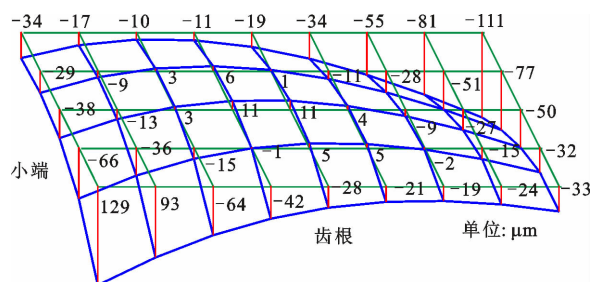
(c) 齿面偏差

图6 接触路径沿节锥线方向的齿面印痕
传动误差和小轮齿面误差

(a) 齿面印痕



(b) 传动误差



(c) 齿面偏差

图7 接触路径沿齿高中线方向的齿面印痕
传动误差和小轮齿面误差

$-0.025\ 24^\circ$, 啮入和啮出曲线基本对称。图7中, 齿面印痕分布在齿宽中部, 齿轮副具有较好的承载能力, 具有对称传动误差曲线, 在啮合转换点的传动误差满足设计要求, 啮入和啮出的传动误差分别为 $-0.024\ 99^\circ$ 和 $-0.024\ 82^\circ$, 啮入和啮出曲线基本对称。由齿面偏差图可知, 沿节锥线设计在两端附近去除的材料比沿齿高中线的更多。

图8为两种接触路径的相对滑动速度比较, 假设主动小轮的角速度为 $1\ \text{rad/s}$ 。由图可见, 沿着节锥线的相对速度较小但不相等, 这是由于接触点在节锥线附近, 第15个接触点基本在基锥线上, 若接触点出现在节锥线的另一侧, 则摩擦力出现换向。沿着齿高中线设计的接触路径, 相对滑动速度较大, 但都是单向的, 不会出现摩擦力换向。

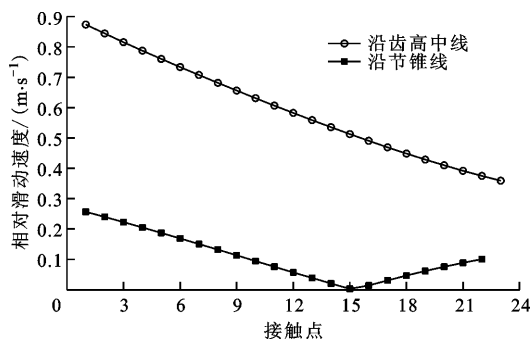
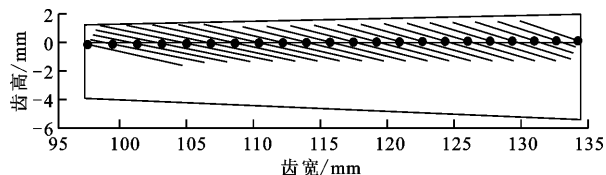
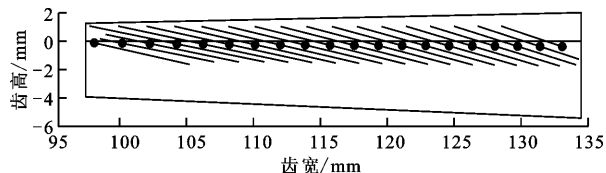


图8 两种接触路径的相对滑动速度比较

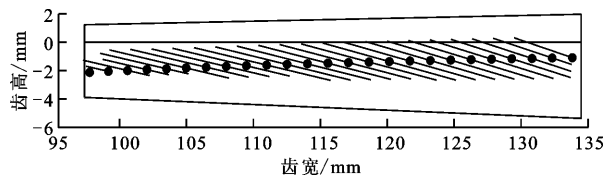
按照 GB11365—89 锥齿轮和准双面齿轮精度, 规定了4个安装误差, 按5级精度取轴交角偏差 $\Delta\Sigma$ 为 $0.01\ \text{rad}$ 、轴间距偏差 ΔE 为 $0.2\ \text{mm}$ 、小轮轴向位移 ΔA_1 为 $0.2\ \text{mm}$ 和大轮轴向位移 ΔA_2 为 $0.35\ \text{mm}$ 。图9为各项安装误差的敏感性比较, 给出了在各单向误差条件下, 接触路径沿齿高中线的齿面印痕的变化情况。从图9中可知, 齿面印痕仅沿着齿高方向上下移动, 避免出现外对角和内对角接触, 各单向误差的敏感性从大到小为轴交角偏差、轴间距偏差、大轮轴向位移、小轮轴向位移。



(a) 小轮轴向位移



(b) 大轮轴向位移



(c) 轴间距偏差

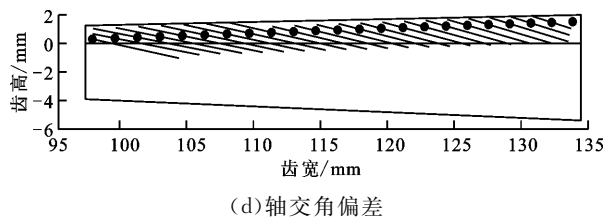


图9 各项安装误差的敏感性比较

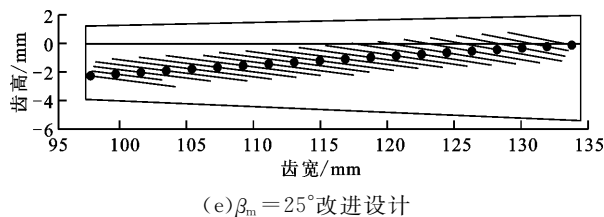


图10 中点螺旋角度对齿面印痕的影响

对于接触路径沿着齿长方向的弧齿锥齿轮副,螺旋角对齿面印痕影响较大,设计4种中点螺旋角分别为 25° 、 30° 、 35° 、 40° 的弧齿锥齿轮副。图10为4种中点螺旋角对应的齿面印痕变化情况,其设计重合度分别为1.868 4、2.327 3、2.824 2和3.226 1。从图中可知,随着螺旋角增大,接触线与节锥夹角也随之增大,有利于改善齿面润滑条件;齿面印痕面积也随之增大,有利于提高齿轮副的承载能力;当中点螺旋角较小时,不宜采用沿着齿长方向的接触路径,应将接触路径设计为内对角方向,即 $\Delta=3.0^\circ$,从而增大设计重合度和齿面印痕面积,如图10e所示,此时设计重合度为2.442 6。

图11为5种设计的相对滑动速度随接触点的

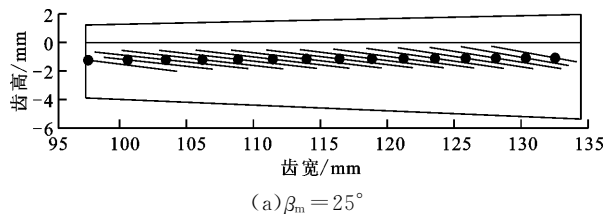
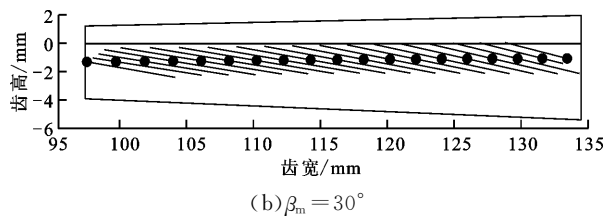
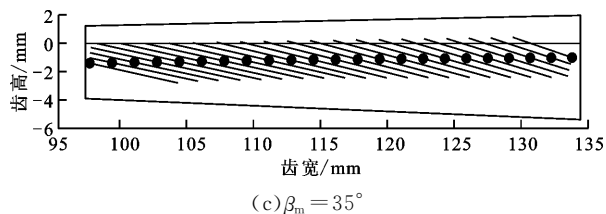
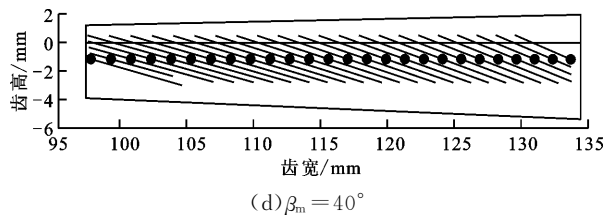
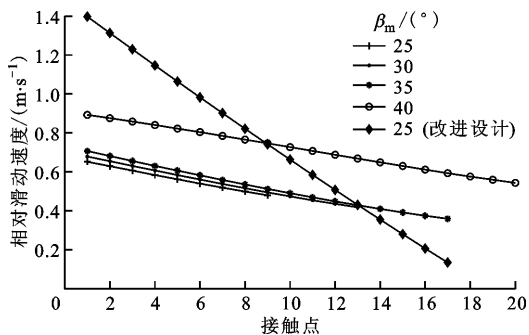
(a) $\beta_m = 25^\circ$ (b) $\beta_m = 30^\circ$ (c) $\beta_m = 35^\circ$ (d) $\beta_m = 40^\circ$ 

图11 相对滑动速度随接触点的变化

5 结论

通过将接触路径设计为沿节锥线和沿齿高中线方向,并对两种设计方案的齿面印痕、传动误差、小轮齿面偏差和相对滑动速度进行比较。在接触路径沿着齿长方向设计时,通过改变中点螺旋角分析齿面印痕和相对滑动速度。经过分析得出如下结论:

(1)对于中点螺旋角大于 30° ,可将接触路径设计为沿齿向方向,以减小齿面相对滑动速度,此时齿轮副的设计重合度取决于齿宽。

(2)对于中点螺旋角较小情况,将接触路径设计为对角方向,可增大齿轮副的重合度,提高轮齿承载能力,但增大了齿面发生擦伤和胶合的概率。

(3)接触路径沿着节锥线时,齿面相对速度接近等于零,但是由于采用高等变位,使得齿面印痕偏向小轮齿根或大轮齿顶,从而在轻载条件下或在安装误差作用下,容易引起边缘接触,降低承载能力;而

将接触路径设计在齿高中线时,可获得较小的相对滑动速度、较大分布的齿面印痕和较低的误差敏感性。

参考文献:

- [1] FALAH B, GOSSELIN C, CLOUTIER L. Experimental and numerical investigation of the meshing cycle and contact ratio in spiral bevel gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 1998, 33(1/2): 21-37.
- [2] 杨宏斌, 范明, 周彦伟, 等高齿准双曲面齿轮的研究 [J]. 中国机械工程, 2000, 11(8): 897-900.
YANG Hongbin, FAN Ming, ZHOU Yanwei, et al. Research on high tooth hypoid gears [J]. China Mechanical Engineering, 2000, 11(8): 897-900.
- [3] 张华, 李梦亚, 魏冰阳, 等. 大重合度负传动弧齿锥齿轮的设计及承载性能分析 [J]. 机床与液压, 2019, 47(5): 72-76.
ZHANG Hua, LI Mengya, WEI Bingyang, et al. Design and loaded capability analysis of high contact ratio negative transmission spiral bevel gear [J]. Machine Tool and Hydraulics, 2019, 47(5): 72-76.
- [4] 邓效忠, 范明, 杨宏斌. 螺旋锥齿轮的重合度与承载量的关系 [J]. 中国机械工程, 2001, 12(8): 878-880.
DENG Xiaozhong, FAN Ming, YANG Hongbin. Relationship between contact ratio and load of spiral bevel gears [J]. China Mechanical Engineering, 2001, 12(8): 878-880.
- [5] 邓效忠, 方宗德, 张金良, 等. 弧齿锥齿轮的高重合度设计 [J]. 中国机械工程, 2002, 13(9): 791-795.
DENG Xiaozhong, FANG Zongde, ZHANG Jinliang, et al. Design of spiral bevel gears with high contact ratio [J]. China Mechanical Engineering, 2002, 13(9): 791-795.
- [6] 邓效忠, 方宗德, 杨宏斌, 等. 高重合度弧齿锥齿轮的强度分析 [J]. 航空动力学报, 2002, 17(3): 367-372.
DENG Xiaozhong, FANG Zongde, YANG Hongbin, et al. Strength analysis of spiral bevel gears with high contact ratio [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(3): 367-372.
- [7] 邓效忠. 高重合度弧齿锥齿轮的设计理论及实验研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2002: 20-27.
- [8] 邓效忠, 方宗德, 魏冰阳. 高重合度弧齿锥齿轮加工参数设计与重合度测定 [J]. 机械工程学报, 2004, 40(6): 95-99.
DENG Xiaozhong, FANG Zongde, WEI Bingyang. Design and experiment of spiral bevel gears with high contact ratio [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(6): 95-99.
- [9] 牟彦铭, 方宗德, 张西金. 高重合度弧齿锥齿轮高阶传动误差设计与分析 [J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2018, 46(7): 68-72.
MU Yanming, FANG Zongde, ZHANG Xijin. Design and analysis of high-order transmission error for high contact ratio spiral bevel gears [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2018, 46(7): 68-72.
- [10] MU Yanming, FANG Zongde. Design and analysis of high contact ratio spiral bevel gears by modified curvature motion method [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232(19): 3396-3409.
- [11] MU Yanming, FANG Zongde. An ease-off flank modification method for high contact ratio spiral bevel gears with modified curvature motion [J]. Journal of Advanced Mechanical Design Systems and Manufacturing, 2017, 11(3): JAMDSM0034.
- [12] MU Yanming, LI Wenli, FANG Zongde, et al. A novel tooth surface modification method for spiral bevel gears with higher-order transmission error [J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 126: 49-60.
- [13] MU Yanming, LI Wenli, FANG Zongde. Tooth surface modification method of face-milling spiral bevel gears with high contact ratio based on cutter blade profile correction [J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2020, 106(7): 3229-3237.
- [14] FUENTES-AZNAR A, RUIZ-ORZAEZ R, GONZALEZ-PEREZ I. Computational approach to design face-milled spiral bevel gear drives with favorable conditions of meshing and contact [J]. Meccanica, 2018, 53(1): 1-18.
- [15] FUENTES A, LITVIN F L, MULLINNS B, et al. Design and stress analysis of low-noise adjusted bearing contact spiral bevel gears [J]. Journal of Mechanical Design, 2002, 124(3): 524-532.
- [16] CAO Xuemei, FANG Zongde, XU Hao, et al. Design of pinion machine tool-settings for spiral bevel gears by controlling contact path and transmission errors [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2008, 21(2): 179-186.
- [17] SU Jinzhan, FANG Zongde, CAI Xiangwei. Design and analysis of spiral bevel gears with seventh-order function of transmission error [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2013, 26(5): 1310-1316.
- [18] 侯祥颖, 方宗德. 考虑边缘接触的弧齿锥齿轮有限元

接触分析 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(11): 69-74.

HOU Xiangying, FANG Zongde. Tooth contact analysis of spiral bevel gears considering edge contact with finite element method [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(11): 69-74.

[19] 侯祥颖, 方宗德, 邓效忠, 等. 弧齿锥齿轮有限元建模与接触分析 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2015, 36(6): 826-830.

HOU Xiangying, FANG Zongde, DENG Xiaozhong, et al. Contact analysis of spiral bevel gears based on finite element model [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2015, 36(6): 826-830.

[20] 侯祥颖, 方宗德. 弧齿锥齿轮的向量式有限元静态啮合分析 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(9): 85-91.

HOU Xiangying, FANG Zongde. Static meshing analysis of spiral bevel gears based on vector form intrinsic finite element method [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(9): 85-91.

贾超, 姚立纲, 张俊, 等. 修形渐开线斜齿轮啮入冲击计算. 2020, 54(9): 58-65. [doi:10.7652/xjtuxb202009006]

蒋进科, 刘钊, 刘红梅. 齿面磨损最小直齿锥齿轮 Ease-off 修形设计与分析. 2020, 54(6): 99-106. [doi:10.7652/xjtuxb202006013]

蒋进科, 方宗德, 刘钊. Ease-off 拓扑修形准双曲面齿轮齿面多目标优化设计方法. 2019, 53(6): 44-53. [doi:10.7652/xjtuxb201906007]

付学中, 方宗德, 崔艳梅, 等. 面齿轮传动全齿面闪温分布与抗胶合修形优化. 2018, 52(11): 120-126. [doi:10.7652/xjtuxb201811018]

侯祥颖, 方宗德. 弧齿锥齿轮的向量式有限元静态啮合分析. 2017, 51(9): 85-91. [doi:10.7652/xjtuxb201709012]

侯祥颖, 方宗德. 考虑边缘接触的弧齿锥齿轮有限元接触分析. 2016, 50(11): 69-74. [doi:10.7652/xjtuxb201611011]

蔺彦虎, 赵宁, 彭艳军. 具有循环对称特点的耦合结构振动特性分析. 2016, 50(7): 68-74. [doi:10.7652/xjtuxb201607011]

刘雨薇, 张卫正, 叶福浩. 单个微凸体接触过程中的闪点温度研究. 2016, 50(3): 90-93. [doi:10.7652/xjtuxb201603014]

邱昕洋, 张光辉, 秦大同. 平面蜗轮连续分度飞削加工及工艺试验研究. 2010, 44(7): 95-99. [doi:10.7652/xjtuxb201007021]

凌文锋, 姜虹. 应用于螺旋锥齿轮热后精加工的珩齿技术研究. 2007, 41(7): 815-819. [doi:10.7652/xjtuxb200707014]

(编辑 武红江)

[本刊相关文献链接]

刘玄, 方宗德, 赵宁, 等. 高重合度斜齿轮多齿对啮合的补偿修形设计与分析. 2020, 54(11): 56-64. [doi:10.7652/xjtuxb202011007]