

弧齿锥齿轮复合传动误差设计与分析

苏进展, 许鹏, 刘滨, 郭芳, 杨羽

(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: 为了降低承载传动误差高阶谐波引起的噪声, 本文提出了弧齿锥齿轮复合传动误差设计。借助优化方法确定了工作载荷下承载传动误差波动量最小和几何传动误差对称性的局部综合参数, 从而获得机床调整参数。借助轮齿接触分析方法, 通过计算对称抛物线传动误差在 5 个关键点处的小轮转角和传动误差幅值, 确定一个啮合周期内的简谐函数表达式, 根据啮合转换点的连续相切条件计算两侧抛物线传动误差曲线系数, 进而获得完整的 3 段传动误差曲线。采用逆轮齿接触分析方法, 获得 3 段传动误差所对应的小轮基本滚比和高阶变性系数。算例结果表明: 在轻载条件下啮合转换点处的夹角为 180° , 可实现啮合齿对的平稳过渡, 减小换齿冲击; 在工作载荷下能够降低承载传动误差的高阶谐波幅值; 通过设置 3 段高阶变性系数可实现复合传动误差的磨齿加工。

关键词: 弧齿锥齿轮; 传动误差; 高阶变性法; 频谱图; 啮合平稳性

中图分类号: TH132 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202211005 **文章编号:** 0253-987X(2022)11-0041-08

Design and Analysis of Hybrid Transmission Error of Spiral Bevel Gears

SU Jinzhan, XU Peng, LIU Bin, GUO Fang, YANG Yu

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

Abstract: This paper proposes the design of hybrid transmission error (HTE) of spiral bevel gears to reduce the noise caused by high order frequency of loaded transmission errors. The local synthetic parameters with minimum fluctuation of loaded transmission error (LTE) and symmetry of geometric transmission error under working load were determined through optimization to obtain the machine-tool setting for spiral bevel gears. The pinion rotation angle and transmission error amplitude of symmetric parabola transmission error (PTE) at five key points were calculated through tooth contact analysis (TCA) to determine the harmonic function expression within a meshing period; the higher order parabolic coefficients of transmission error curves on both sides of the harmonic function were calculated according to the condition of continuous tangent at the meshing transfer point; the basic roll ratio and high order modified coefficient of pinion, corresponding to three-segment transmission error, were obtained by using reverse tooth contact analysis method. The numerical results show that stable meshing among tooth pairs can be realized and the meshing impact can be reduced under an intersection angle of 180° at transfer points under light loads; the high-frequency amplitude of the loaded transmission error can be reduced by the composite transmission error design under the working load. The gear grinding of compound transmission error can be realized by setting the high order modified roll

coefficient of three-segment transmission error.

Keywords: spiral bevel gears; transmission error; high-order modified roll method; spectrogram; meshing stability

传动误差包括几何传动误差和承载传动误差,是影响螺旋锥齿轮动态特性、齿面接触质量和振动噪声的重要因素,其由弧齿锥齿轮的准共轭特性以及啮合刚度的周期性变化共同作用而产生的。随着高速直升机主减、新能源商用车的广泛使用,弧齿锥齿轮的高频噪声问题日益突出,已成为影响传动系统 NVH 的关键因素。弧齿锥齿轮的噪声与齿面的高阶谐波相关,而齿面几何形状则是由加工参数来确定的。

通常情况下,弧齿锥齿轮的设计是接触有限元法分析其啮合性能。侯祥颖等^[1-2]提出了在不同载荷条件下考虑边缘接触的定量分析,通过对比有限元与 TCA 法分析下的传动误差,验证了有限元法可以较为精确的分析传动误差。传统 Gleason 螺旋锥齿轮设计和制造方法是基于非共轭齿面。在实际应用中,二阶抛物线传动误差降低了啮合质量对安装误差的敏感性,获得了较好的传动性能。Litvin 等^[3-5]提出了二阶抛物线型传动误差曲线,它可吸收齿轮副因制造安装误差而引起的线性误差,从而降低了齿轮系统运行过程中的振动与噪声。方宗德等^[6]提出了基于抛物线型传动误差设计的高重合度弧齿锥齿轮,改善了弧齿锥齿轮传动系统的强度性能。刘光磊等^[7-10]以局部综合法为基础,提出半变性和泛变性法来优化抛物线型传动误差曲线,并提出了几何传动误差曲线的吻合度概念和对称度概念。

目前,满足二阶抛物线型传动误差设计的弧齿锥齿轮已经得到了广泛应用,但二阶抛物线型传动误差的加速度曲线在啮合转换点位置处产生的冲击会严重影响弧齿锥齿轮的啮合性能。为此,格里森公司 Stadtfeld 等^[11]提出了形状类似于高阶抛物线的高阶传动误差曲线,该几何传动误差曲线啮合转换点位置处的夹角较二阶抛物线型传动误差曲线有着明显的增大。王培郁等^[12]通过 MRM 齿面曲率修正方法设计了满足四阶抛物线型传动误差设计的 Face-Milling 弧齿锥齿轮,并对其啮合性能进行计算机模拟仿真。魏冰阳等^[13]针对由变性病加工的弧齿锥齿轮,设计了四阶抛物线型传动误差曲线,并分析其啮合性能。苏进展等^[14-15]针对基于变性病加工的弧齿锥齿轮,通过提高小轮加工参数中变性病

数的阶数,设计了四阶传动误差和七阶传动误差,并进行啮合性能对比分析。曹雪梅等^[16]提出一种基于共轭齿面修整的弧齿锥齿轮高阶传动误差设计,经过两次齿面修整实现高阶传动误差和齿面印痕的精确控制。牟彦铭等^[17-20]提出了基于齿面曲率修整的高阶传动误差设计,有利于改善载荷分布。

近年来,美国格里森公司 Stadtfeld 博士^[21]提出将几何传动误差设计为单齿啮合区是正弦函数,两侧为抛物线函数的方法,并通过试验验证了该方法能够有效减小锥齿轮副的高频噪声。由于商业秘密和国外技术封锁,其背后设计思想及加工方法仍处于猜测中。鉴于此,本文提出了弧齿锥齿轮复合传动误差设计,通过优化局部综合参数,获得几何传动误差对称和工作载荷下承载传动误差波动量最小的机床加工参数;在此基础上,进行复合传动误差设计,并根据逆 TCA 方法确定 3 段高阶变性病系数,从而实现复合传动误差的磨齿加工;最后,进行几何啮合仿真、多载荷承载啮合仿真、齿面偏差及高阶频谱对比分析,验证该设计方法的有效性和可行性。

1 传动误差优化设计

几何传动误差对称性和承载传动误差波动量是影响齿轮啮合传动性能的关键因素。对称性是指传动误差曲线以设计参考点为对称中心,啮入、啮出部分具有相等的传动误差幅值、对称的曲线形状以及相同的啮合时间,从而保证传动平稳性和避免过早发生边缘接触。齿轮副在工作载荷下的承载传动误差最大值和最小值之差称为波动量,其值越小有越利于减小刚度激励,降低振动噪声。

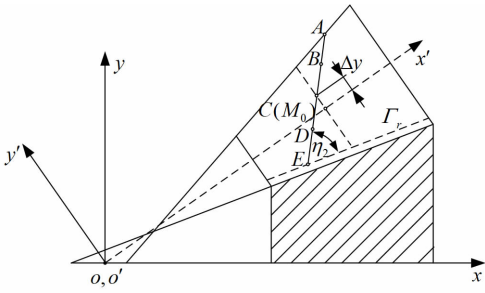
弧齿锥齿轮传动误差的多目标优化模型通过优化变量、目标函数和约束条件来表示,其中优化变量如图 1 所示。

目标函数可表示为

$$\begin{cases} F(\Delta y, \eta_2, m'_{21}) = \min\{\omega f_1 + (1 - \omega) f_2\} \\ f_1 = \frac{|\varphi_{1A} - \varphi_{1C}|}{|\varphi_{1E} - \varphi_{1C}|}; f_2 = \max(T_e) - \min(T_e) \end{cases} \quad (1)$$

约束条件可表示为

$$\text{s. t. } \begin{cases} \Delta y_{\min} \leq \Delta y \leq \Delta y_{\max} \\ \eta_{2\min} \leq \eta_2 \leq \eta_{2\max} \\ m'_{21\min} \leq m'_{21} \leq m'_{21\max} \end{cases} \quad (2)$$



Δy —参考点 M_0 的齿高位置; η_2 —接触迹线 AE 与根锥线 Γ_r 的夹角; m'_{21} —传动比一阶导数。

图 1 局部综合参数

Fig. 1 Local synthesis parameters

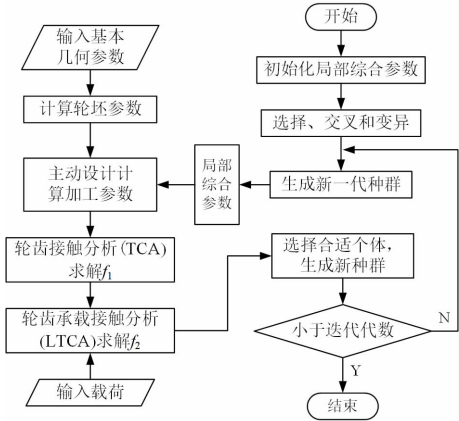


图 2 优化流程图

Fig. 2 Optimization flow chart

式中:函数 f_1 和 f_2 分别表示几何传动误差对称性和承载传动误差波动量最小; ω 为权系数。根据弧齿锥齿轮副 TCA 基本方程和大、小轮齿顶啮合的几何条件,计算出齿轮副进入啮合和退出啮合的小轮转角 φ_{1A} 、 φ_{1E} 及其传动误差幅值 δ_{2A} 、 δ_{2E} ;根据参考点 M 的传动比等于理论传动比的条件,计算参考点 M 的小轮转角 φ_{1C} 及传动误差幅值 $\delta_{2C}=0$ 。借助弧齿锥齿轮副 LTCA 模型计算一个啮合周期内轮齿的法向变形,再将法向变形转换为转角,从而获得承载传动误差 T_e ; $\Delta y_{\min}$ 和 $\Delta y_{\max}$ 为参考点齿高位置 Δy 的极小值和极大值,根据大轮中点的齿顶高和齿根高确定; $\eta_{2\min}$ 和 $\eta_{2\max}$ 为接触迹线 AE 与根锥线 Γ_r 夹角的极小值和极大值,根据轮齿强度和齿轮安装精度进行确定; $m'_{21\min}$ 和 $m'_{21\max}$ 为传动比一阶导数 m'_{21} 的极小值和极大值,根据工作载荷进行初步确定。

传动误差优化过程是一个不断地求解主动设计^[18]、TCA、LTCA 的迭代过程,设计变量和目标函数之间没有直接关联,即不能建立设计变量到目标函数的解析表达式,且存在多个局部最优解,因此传统的优化算法并不适用。本文采用遗传算法进行求解,具体步骤包括编码、初始种群生成、适应度评估和检测、选择、交叉和变异等操作。图 2 为优化流程图。

2 复合传动误差设计

图 3 为复合传动误差设计,定义在完整啮合周内。在空载条件下,定义前、后齿对和当前齿对进行啮合转换时的交点分别为啮入转换点 B 和啮出转换点 D ,将小轮转角 $\varphi_B=\varphi_{1C}-T_m/2$ 、 $\varphi_D=\varphi_{1C}+T_m/2$ 带入 TCA 基本方程中,求得啮入转换点和啮出转换点的传动误差幅值 δ_{2B} 和 δ_{2D} ,其中 T_m 为啮合周期。图 3 中在单齿啮合区上为简谐函数,而在

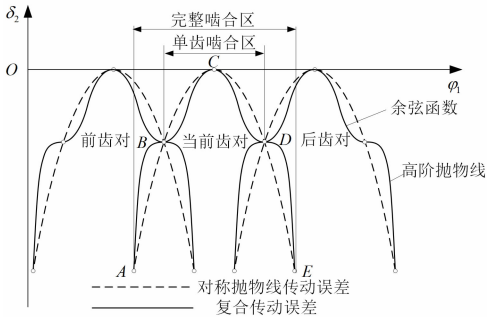


图 3 复合传动误差设计

Fig. 3 HTE design

其余啮合区为抛物线函数。当简谐函数为正弦函数时,其传动误差 BD 段的表达式为

$$\delta_2 = A_m \sin(\omega_m(\varphi_1 - \varphi_{10}) - \omega_{m0}) + A_m \quad (3)$$

式中: φ_1 为小轮啮合转角; 圆频率 $\omega_m=2\pi/T_m$; 相位角 $\omega_{m0}=\omega_m T_m/4$; 幅值 $A_m=\delta_{2B}/2$ 或者 $A_m=\delta_{2C}/2$ 。在啮入转换点 B 和啮出转换点 D ,当前齿对和前后齿对的传动误差曲线夹角均为 180° ,能够保证啮合转换的平稳过渡,不会产生换齿冲击。

左侧 AB 段抛物线的表达式为

$$\delta_2 = a_{2B}(\varphi_1 - \varphi_{1B})^k + \frac{\delta_{2B}}{2} \quad k = 2, 4, \dots \quad (4)$$

式中: k 为抛物线的阶次,取为偶数。该函数能够保证在传动误差在 B 处 $k-1$ 阶连续可导。根据啮入点 A 的传动误差幅值,计算抛物线系数为

$$a_{2B} = \frac{\delta_{2A} - \delta_{2B}}{(\varphi_{1A} - \varphi_{1B})^k} \quad (5)$$

同理,右侧 DE 段抛物线的表达式为

$$\delta_2 = a_{2C}(\varphi_1 - \varphi_{1C})^k + \frac{\delta_{2C}}{2} \quad k = 2, 4, \dots \quad (6)$$

抛物线系数为

$$a_{2C} = \frac{\delta_{2E} - \delta_{2D}}{(\varphi_{1E} - \varphi_{1D})^k} \tag{7}$$

因此,在整个完整啮合过程中(即单对齿从进入啮合到退出啮合)的传动误差表达式为

$$\delta_2 = \begin{cases} a_{2B}(\varphi_1 - \varphi_{1B})^k + \frac{\delta_{2B}}{2} & \varphi_1 \in (\varphi_{1A}, \varphi_{1B}] \\ A_m \sin(\omega_m(\varphi_1 - \varphi_{10}) - \omega_{m0}) + A_m & \varphi_1 \in (\varphi_{1B}, \varphi_{1C}] \\ a_{2C}(\varphi_1 - \varphi_{1C})^k + \frac{\delta_{2C}}{2} & \varphi_1 \in (\varphi_{1C}, \varphi_{1D}] \\ k = 2, 4, \dots \end{cases} \tag{8}$$

3 加工原理

根据预置的复合传动误差曲线,结合传动误差的定义,求得小轮啮合转角 φ_1 所对应的大轮啮合转角为

$$\varphi_2 = \delta_2 + \frac{Z_1}{Z_2}(\varphi_1 - \varphi_{1C}) + \varphi_{2C} \tag{9}$$

式中: Z_1 和 Z_2 分别为小轮和大轮的齿数; φ_{1C} 、 φ_{2C} 分别为小、大轮的初始啮合转角。对于 AB 段抛物线传动误差,将小轮转角 $\varphi_1 \in (\varphi_{1A}, \varphi_{1B}]$ 划分为 $n_1 - 1$ 等份,小轮啮合转角 $\varphi_{1i1} = \varphi_{1A} + ((\varphi_{1B} - \varphi_{1A})(i_1 - 1))/(n_1 - 1)(i_1 = 1, 2, \dots, n_1)$,代入 AB 段表达式中,获得对应的大轮啮合转角 φ_{2i1} 。对于 BC 段正弦函数的传动误差,将小轮转角 $\varphi_1 \in (\varphi_{1C}, \varphi_{1D}]$ 划分为 $n_2 - 1$ 等份, $\varphi_{1i2} = \varphi_{1C} + ((\varphi_{1D} - \varphi_{1C})(i_2 - 1))/(n_2 - 1)(i_2 = 1, 2, \dots, n_2)$,代入 BC 段表达式中,获得对应的大轮转角 φ_{2i2} 。对于 DE 段抛物线传动误差,将小轮转角 $\varphi_1 \in (\varphi_{1D}, \varphi_{1E}]$ 划分为 $n_3 - 1$ 等份, $\varphi_{1i3} = \varphi_{1D} + ((\varphi_{1E} - \varphi_{1D})(i_3 - 1))/(n_3 - 1)(i_3 = 1, 2, \dots, n_3)$,代入 DE 段表达式,获得对应的大轮转角 φ_{1i3} 。以小轮滚比为参数,采用逆轮齿接触分析的方法^[14],计算出一系列的小轮瞬时滚比 r_{ai1} 、 r_{ai2} 、 r_{ai3} 和小轮摇台转角 ϕ_{c1i1} 、 ϕ_{c1i2} 、 ϕ_{c1i3} ,将其拟合成多项式表达

$$r_a = \begin{cases} b_{10} + b_{11}\phi_{c1} + b_{12}\phi_{c1}^2 + b_{13}\phi_{c1}^3 + \dots + b_{1N_1}\phi_{c1}^{N_1} \\ b_{20} + b_{21}\phi_{c1} + b_{22}\phi_{c1}^2 + b_{23}\phi_{c1}^3 + \dots + b_{2N_2}\phi_{c1}^{N_2} \\ b_{30} + b_{31}\phi_{c1} + b_{32}\phi_{c1}^2 + b_{33}\phi_{c1}^3 + \dots + b_{3N_3}\phi_{c1}^{N_3} \end{cases} \tag{10}$$

式中: N_1 、 N_2 和 N_3 分别为多项式的幂次; b_{10} 、 b_{11} 、 b_{12} 、 b_{13} 、 $\dots$ 、 b_{1N_1} 、 b_{20} 、 b_{21} 、 b_{22} 、 b_{23} 、 $\dots$ 、 b_{2N_2} 、 b_{30} 、 b_{31} 、 b_{32} 、 b_{33} 、 $\dots$ 、 b_{3N_3} 分别为传动误差啮入段 AB 、单齿啮合段 BD 和啮出段 DE 对应的高阶变性系数。当两侧抛物线阶次越高,表示从啮合转换点到

啮出或啮入点之间越陡峭,幂次 N_1 、 N_2 和 N_3 取较大值,可提高瞬时滚比的拟合精度。

综上,为了获得复合传动误差,小轮瞬时滚比在加工过程中是不断变化的,其表达式为

$$r_a = \begin{cases} b_{10} + b_{11}\phi_{c1} + b_{12}\phi_{c1}^2 + b_{13}\phi_{c1}^3 + \dots + b_{1N_1}\phi_{c1}^{N_1} \\ \varphi_1 \in (\varphi_A, \varphi_B] \\ b_{20} + b_{21}\phi_{c1} + b_{22}\phi_{c1}^2 + b_{23}\phi_{c1}^3 + \dots + b_{2N_2}\phi_{c1}^{N_2} \\ \varphi_1 \in (\varphi_C, \varphi_D] \\ b_{30} + b_{31}\phi_{c1} + b_{32}\phi_{c1}^2 + b_{33}\phi_{c1}^3 + \dots + b_{3N_3}\phi_{c1}^{N_3} \\ \varphi_1 \in (\varphi_D, \varphi_E] \end{cases} \tag{11}$$

4 算 例

以一对弧齿锥齿轮副的工作面为例,表 1 为齿轮副几何参数,表 2 为参考点的局部综合参数,表 3 为齿轮副工作面的加工参数;所获得的对称传动误差在关键设计点 A 、 B 、 C 、 D 、 E 的小轮转角和传动误

表 1 齿轮副几何参数

Table 1 Geometric parameters of gear pair

参数	数值	
	主动锥齿轮	从动锥齿轮
齿数	23	65
模数/mm	3.9	3.9
中点螺旋角/(°)	25	25
螺旋方向	右	左
轴交角/(°)	90	90
节锥角/(°)	70.513 8	19.486 1
顶锥角/(°)	71.671 8	21.777 0
根锥角/(°)	68.222 9	18.328 1
中点锥距/mm	115.951	115.951
齿宽/mm	37	37
齿顶高/mm	1.984 4	4.645 5
齿根高/mm	5.378 7	2.717 6

表 2 参考点的局部综合参数

Table 2 Design parameters of local synthesis

参数	数值
触迹线方向 $\eta_r/(^\circ)$	15.713
动比一阶导数 m'_{21}	-0.008 512
椭圆长轴 $2a/\text{mm}$	11.1
弹性变形量 δ/mm	0.006 35
节锥偏移量 $\Delta x/\text{mm}$	0.05
齿高偏移量 $\Delta y/\text{mm}$	0.542 2
设计重合度 ϵ_r	2.2

表 3 齿轮副工作面加工参数

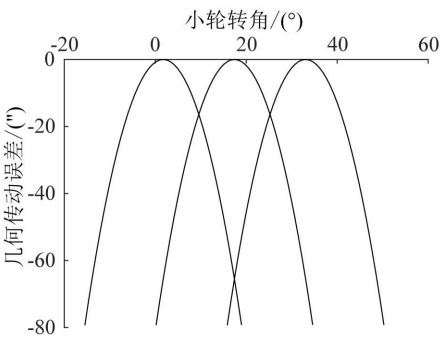
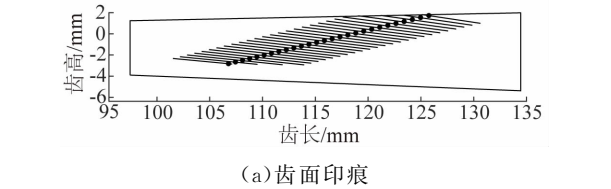
参数	数值	
	大轮凸面	小轮凹面
轴向轮位/mm	0	-2.148 8
水平床位/mm	0	0.675 7
垂直轮位/mm	0	-3.522 1
径向刀位/mm	114.785 3	109.128 1
角向刀位/mm	48.769 4	48.281 9
根锥角/(°)	68.222 9	18.328 1
基本滚比	1.059 90	2.805 75
二阶变性系数	0	0.064 8
三阶变性系数	0	0.106 6
刀尖半径/mm	94.235 0	93.080 7
齿形角/(°)	22.5	22.5

差幅值分别为 $-15.549\ 8^{\circ}$ 、 $-6.074\ 3^{\circ}$ 、 $-1.751\ 7^{\circ}$ 、 $9.577\ 8^{\circ}$ 、 $18.962\ 7^{\circ}$ 和 $-80.019\ 2''$ 、 $-15.0''$ 、 $0''$ 、 $-15.0''$ 、 $-79.213\ 2''$,啮入点 A 和啮出点 E 相对于参考点 C 的啮合转角误差小于 0.001° ,传动误差幅值误差小于 $0.1''$,达到较高的传动误差对称性要求。采用本文的设计方法,将单齿啮合区设计为正弦函数,各参数分别为 $\omega_m=23$, $\omega_{m0}=\pi$, $A_m=-7.5''$ 。

两侧抛物线系数 $k=2,4,\cdots$,反映了抛物线的陡峭程度,阶次越高对啮合性能影响不大,但不易通过高阶变性法实现加工,因此取 $k=2$, $a_{2B}=a_{2D}=-0.011\ 5$ 。采用逆轮齿接触分析方法时^[14],3个区间的离散等份均取 $n_1=n_2=n_3=100$,多项式的幂次取 $N_1=N_2=N_3=5$ 。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 50,进化代数 100 代,交叉概率 0.5,变异概率 0.1。在该组参数下能够取得较好的优化效果。

图 4 和图 5 分别为抛物线传动误差设计和复合传动误差设计的 TCA 结果。从图 4 和图 5 的传动误差曲线比较可知,复合传动误差在啮合转换点处的夹角等于 180° ,能够使前、后齿对平稳过渡,不会产生换齿冲击。

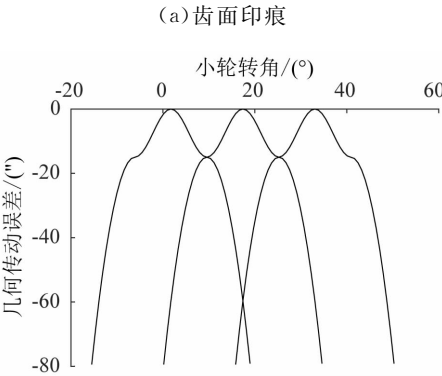
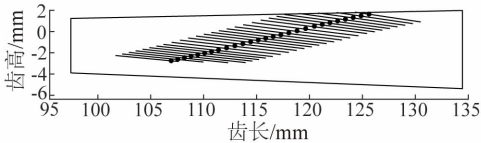
这两种设计方法的设计重合度、啮合转换点幅值、啮入点和啮出点幅值都十分接近,便于后续进行



(b)几何传动误差

图 4 抛物线传动误差设计的 TCA 结果

Fig. 4 TCA results with PTE design



(b)几何传动误差

图 5 复合传动误差设计的 TCA 结果

Fig. 5 TCA results with HTE design

啮合性能对比。

图 6 为两种设计的瞬时滚比曲线。当多项式幂次取 5 阶时,能够取得较好的拟合效果,最大拟合误差不超过 1.0×10^{-5} 。表 4 为复合传动误差的基本滚比和高阶变性系数,故而可在现有的螺旋锥齿轮

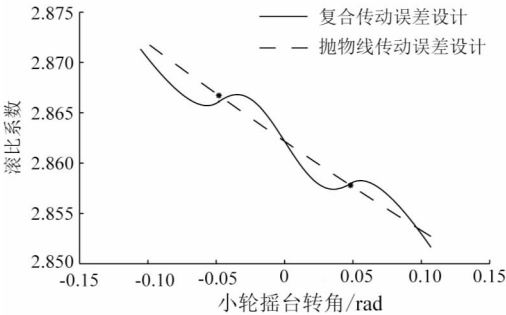


图 6 两种设计的瞬时滚比曲线

Fig. 6 Instantaneous roll ratio curves for the two designs

数控磨齿机上加工(如格里森 Phonic 系列和 Klingerberg C 系数锥齿轮机床调整参数多项式的最高幂次均为 6 次)。

表 4 高阶变性系数

Table 4 Higher-order variability coefficients

参数	数值		
	左侧抛物线	正弦曲线	右侧抛物线
基本滚比	2.818 68	2.862 16	2.905 89
二阶变性系数	-0.753 40	0.074 16	-0.738 30
三阶变性系数	15.384 70	0.012 31	-15.600 00
四阶变性系数	-154.501 97	-25.602 20	-153.459 30
五阶变性系数	814.936 80	37.066 50	-818.282 10
六阶变性系数	-1 765.309 10	274.517 30	-1 792.608 90

图 7 为两种设计的齿面偏差比较,以抛物线传动误差设计为基准齿面,定义复合传动误差设计的小轮齿面沿着基准齿面法向方向的投影为齿面偏差,从图中可以看出最大偏差+81 μm 出现在大端齿根处。在小端齿顶和大端齿根处出现正偏差,这是由于复合传动误差设计在从啮入点到啮入转换点以及从啮出点到啮出转换点这两段区域内的修形量较抛物线传动误差设计少,而在参考点中点附近则是相反的情况。

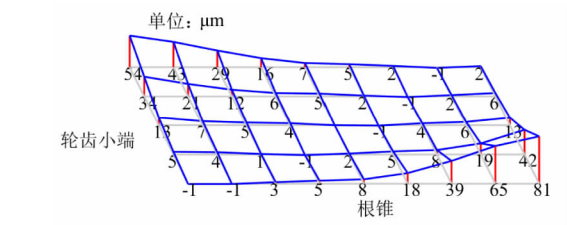


图 7 齿面偏差

Fig. 7 Tooth surface deviation

图 8 和图 9 分别为两种传动误差设计在多载荷下的承载传动误差曲线,大轮负载扭矩从上到下分别为 5.0、100、200、300、400、500、600、700、800、900 和 1 000 $\text{N} \cdot \text{m}$ 。图 10 为承载传动误差波动量随负载扭矩的变化曲线。承载传动误差曲线主要是几何传动误差曲线形状和不同载荷下实际重合度变化引起的轮齿综合变形的结果,从图 8 和图 9 可知,两种设计从低载到工作载荷传动误差的形状基本相同,

幅值逐渐减小;当载荷大于工作载荷后承载传动误差形状发生改变且幅值逐渐增大。在工作载荷 400 $\text{N} \cdot \text{m}$ 附近,齿轮副实际重合由 2 齿对变换到 3 齿对同时接触承载。

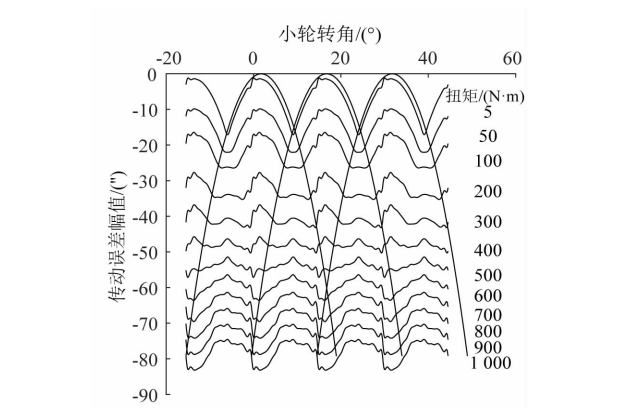


图 8 抛物线传动误差设计的承载传动误差

Fig. 8 Multi-loaded transmission error for PTE

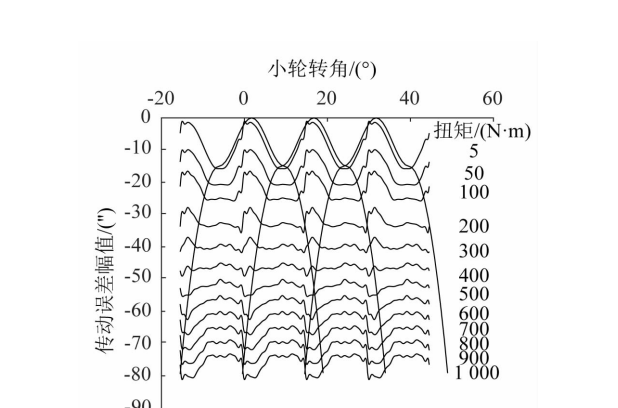


图 9 复合传动误差设计的承载传动误差

Fig. 9 Multi-loaded transmission error for THE

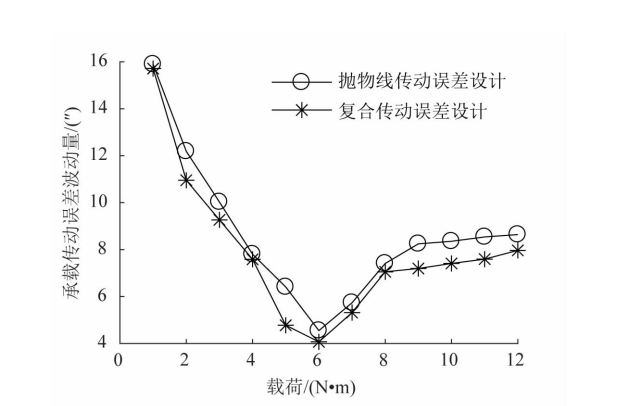


图 10 多载荷承载传动误差波动量

Fig. 10 Fluctuation of multi-loaded transmission error

图 11 为工作载荷为 400 $\text{N} \cdot \text{m}$ 时的承载传动误差,经过快速傅里叶变化后得到的前六阶频谱图。从图 11 可以看出,采用复合传动误差设计的各

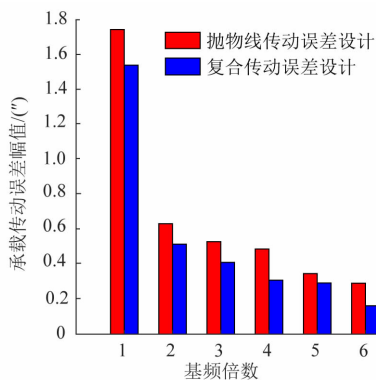


图 11 承载传动误差的六阶频谱幅值

Fig. 11 Spectrum amplitudes of six-order of LTE

阶频谱幅值均小于抛物线传动误差设计,复合传动误差设计的频谱幅值的平均值为 $0.527''$,而抛物线传动误差设计频谱平均值为 $0.658 2''$,幅值平均水平下降了 19.86% 。分析各种载荷下的频率图可知,两种传动误差设计下的频谱幅值图变化规律与工作载荷基本一致,在此不再赘述。因此,复合传动误差设计有利于降低齿轮副的高频振动和噪声。

5 结 论

(1)对于复合传动误差设计,在轻载(小于最大载荷 10%)的承载传动误差为简谐函数,其与几何传动误差在单齿啮合时的传动误差曲线基本一致,简谐函数的各阶导数均是连续函数,且啮合转换点处的夹角等于 180° ,啮合齿对转换平稳,改善换齿的加速度冲击。

(2)相比于抛物线传动误差设计,复合传动误差设计的多载荷承载传动误差波动量较小,故而减小齿轮副的刚度激励及振动;进一步地,在工作载荷下所获得的承载传动误差各阶频谱的幅值均有所减小,因此可有效降低高阶谐波引起的高阶次噪声问题。

(3)复合传动误差是由正弦函数和两段抛物线组成的,对应的加工过程中的瞬时滚比是由 3 部分基本滚比和高阶变数系数来实现,这在现有数控螺旋锥齿轮磨齿机上是比较容易实现的,验证了复合传动误差设计的加工可行性。

参考文献:

[1] 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 anal-

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

- [2] 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.
- [3] LITVIN F L, VECCHIATO D, YUKISHIMA K, et al. Reduction of noise of loaded and unloaded misaligned gear drives [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2006, 195 (41/42/43): 5523-5536.
- [4] LITVIN F L, FUENTES A, FAN Qi, et al. Computerized design, simulation of meshing, and contact and stress analysis of face-milled formate generated spiral bevel gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(5): 441-459.
- [5] LITVIN F L, FUENTES A, HAYASAKA K. Design, manufacture, stress analysis, and experimental tests of low-noise high endurance spiral bevel gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(1): 83-118.
- [6] 方宗德,刘涛,邓效忠.基于传动误差设计的弧齿锥齿轮啮合分析[J].航空学报,2002,23(3):226-230.
FANG Zongde, LIU Tao, DENG Xiaozhong. Tooth contact analysis of spiral bevel gears based on the design of transmission error [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2002, 23(3): 226-230.
- [7] 刘光磊,樊红卫,谷霁红,等.弧齿锥齿轮传动误差曲线优化的半变数法[J].航空动力学报,2010,25(8):1888-1893.
LIU Guanglei, FAN Hongwei, GU Jihong, et al. Half-modified roll for the optimization of transmission error function of spiral bevel gears [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(8): 1888-1893.
- [8] 刘光磊,樊红卫.航空弧齿锥齿轮磨削齿面的主动优化设计[J].西北工业大学学报,2011,29(3):394-399.
LIU Guanglei, FAN Hongwei. A better active design for optimizing grinding parameters of aviation spiral bevel gears [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2011, 29(3): 394-399.
- [9] 刘光磊,刘则良.弧齿锥齿轮传动误差曲线的双层优化法[J].农业机械学报,2012,43(7):223-227, 222.
LIU Guanglei, LIU Zeliang. Dual-layer optimization

- for transmission errors of spiral bevel gears [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(7): 223-227, 222.
- [10] LIU Guanglei, FAN Hongwei. Pinion tooth surface generation strategy of spiral bevel gears [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(4): 753-759.
- [11] STADTFELD H J, GAISER U. The ultimate motion graph [J]. Journal of Mechanical Design, 2000, 122(3): 317-322.
- [12] WANG Peiyu, FONG Z H. Fourth-order kinematic synthesis for face-milling spiral bevel gears with modified radial motion (mrm) correction [J]. Journal of Mechanical Design, 2006, 128(2): 457-467.
- [13] 魏冰阳, 方宗德, 周彦伟, 等. 基于变性法的高阶传动误差设计与分析 [J]. 西北工业大学学报, 2003, 21(6): 757-760.
- WEI Bingyang, FANG Zongde, ZHOU Yanwei, et al. On improving design of spiral bevel gear with higher-order transmission error curve [J]. Journal of North-western Polytechnical University, 2003, 21(6): 757-760.
- [14] 苏进展, 方宗德, 蔡香伟. 弧齿锥齿轮四阶传动误差的设计 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2014, 42(1): 29-34.
- SU Jinzhan, FANG Zongde, CAI Xiangwei. Design of the fourth-order transmission error for spiral bevel gears [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2014, 42(1): 29-34.
- [15] 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.
- [16] 曹雪梅, 邓效忠, 聂少武. 基于共轭齿面修正的航空弧齿锥齿轮高阶传动误差齿面拓扑结构设计 [J]. 航空动力学报, 2015, 30(1): 195-200.
- CAO Xuemei, DENG Xiaozhong, NIE Shaowu. Ease-off flank topography design for aviation spiral bevel gears with higher-order transmission errors by modification of conjugate flank [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(1): 195-200.
- [17] 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.
- [18] MU Yanming, HE Xueming. Design and dynamic performance analysis of high-contact-ratio spiral bevel gear based on the higher-order tooth surface modification [J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 161: 104312.
- [19] 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): 67-72.
- 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): 67-72.
- [20] YANG J J, SHI Z H, ZHANG H, et al. Dynamic analysis of spiral bevel and hypoid gears with high-order transmission errors [J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 417: 149-164.
- [21] STADTFELD H J. Psychoacoustic methodology for the noise reduction of bevel gears [C]// AGMA Fall Technical Meeting. Alexandria, Virginia, USA: AGMA, 2017: 129-146.

(编辑 荆树蓉 杜秀杰)