

基于齿面印痕控制的弧齿锥齿轮公差优化设计*

方宗德 郭琳琳 苏进展 王 峰

(西北工业大学机电学院, 西安 710072)

【摘要】 应用基于特征变动的三维公差建模理论和传递矩阵累积方法,建立了系统综合安装误差与弧齿锥齿轮4个当量错位量的关系。给出了考虑安装误差的齿面接触分析算法,并对齿面印痕数字化特征完成了定义。以齿面啮合印痕相对于安装误差的敏感度为优化目标函数,在满足传动性能要求和成本限制的情况下,应用遗传算法对零部件精度进行优化。以弧齿锥齿轮为例,通过对优化前后啮合印痕、传动误差的比较,验证了该公差优化方法的可行性。

关键词: 弧齿锥齿轮 啮合印痕 公差优化设计

中图分类号: TH132.421 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)07-0223-06

Optimal Design of Tolerance for Spiral Bevel Gears
by Controlling Contact Path

Fang Zongde Guo Linlin Su Jinzhan Wang Feng

(School of Mechatronics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract

The relationship between system alignment errors and four equivalent misalignments was built through 3-D tolerances modeling theory and transfer matrix accumulating method based on feature variances. Tooth contact analysis algorithm with consideration of alignment errors was provided, and the contact pattern digital features were completely defined. In the situation of transmission performance requirements and cost constraints, the accuracy of parts was optimized based on genetic algorithms by using meshing relative to alignment errors sensitivity as the optimal objective function. Taking a pair of spiral bevel gears as an example, the feasibility of tolerance optimization method was verified by comparing the meshing and transmission errors before and after optimization.

Key words Spiral bevel gears, Contact pattern, Optimal design of tolerance

引言

弧齿锥齿轮是减速器中的关键动力传输部件。在实际工况下,由于零部件加工和装配误差的影响,容易使相啮合轮齿离开理论设计位置,在错位条件下实现啮合^[1],影响弧齿锥齿轮的啮合质量。系统安装误差过大,会引起较大的振动冲击和噪声,严重影响齿轮寿命和使用性能。

文献[2]给出了三维公差累积的运动学模型,文献[3~4]探讨了空间点啮合齿面的接触点对安

装误差的敏感性问题,文献[5~7]研究了基于蒙特卡罗随机模拟和遗传算法的公差优化分配方法。但对于齿轮装配综合安装误差的累积分析,以及基于安装误差敏感度的公差优化问题还没有引起研究者的重视,尚未见有文献发表。

本文提出弧齿锥齿轮装配误差累积的建模方法,建立系统综合安装误差与弧齿锥齿轮当量错位量的关系。以齿面啮合印痕相对于安装误差的敏感度为优化目标函数,在满足传动性能要求和成本限制的情况下,对零部件精度进行优化,并对优化前后

收稿日期: 2010-10-10 修回日期: 2010-11-22

* 国家自然科学基金资助项目(50875211)

作者简介: 方宗德,教授,博士生导师,主要从事机械传动与机械系统动力学研究,E-mail: fauto@nwpu.edu.cn

的啮合印痕、传动误差进行对比。

1 弧齿锥齿轮的错位与啮合印痕数字化

在实际工况下弧齿锥齿轮的啮合受到诸多因素的影响,可以反映为当量的空间错位^[8]。影响啮合的齿轮相对错位量主要有小轮轴向错位量 H 、大轮轴向错位量 G 、轴线分离量 V 、轴线交角变化量 Σ ,如图 1 所示。

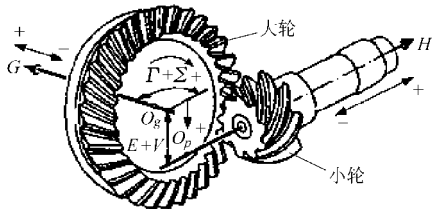


图 1 齿轮轴线的相对错位

Fig. 1 Equivalent misalignments of gear axis

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} x_i^2 y_{i+1} + x_n^2 y_1 - \sum_{i=1}^{n-1} x_{i+1}^2 y_i - x_1^2 y_n + \sum_{i=1}^{n-1} x_i x_{i+1} y_{i+1} + x_n x_1 y_1 - \sum_{i=1}^{n-1} x_i y_{i+1} y_i - x_n y_1 y_n}{3 \left(\sum_{i=1}^{n-1} x_i y_{i+1} + x_n y_1 - \sum_{i=1}^{n-1} x_{i+1} y_i - x_1 y_n \right)} \quad (3)$$

$$y_c = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} x_i^2 y_{i+1} + x_n^2 y_1 - \sum_{i=1}^{n-1} x_{i+1}^2 y_i - x_1^2 y_n + \sum_{i=1}^{n-1} x_i y_{i+1} y_{i+1} + x_n y_n y_1 - \sum_{i=1}^{n-1} x_i x_{i+1} y_i - x_n y_1 y_n}{3 \left(\sum_{i=1}^{n-1} x_i y_{i+1} + x_n y_1 - \sum_{i=1}^{n-1} x_{i+1} y_i - x_1 y_n \right)} \quad (4)$$

(3) 印痕方向:为简化起见,将开始接触椭圆中心和最后接触椭圆中心的连线作为齿面印痕的方向。设两中心点的坐标分别为 $p_1(x_1, y_1)$ 和 $p_n(x_n, y_n)$, 则

$$\alpha = \arctan (y_n - y_1) / (x_n - x_1) \quad (5)$$

2 齿轮装配误差累积模型

公差是零件尺寸和几何参数的允许变动量,它是机械精度表达的具体体现,又是机械装置的使用要求与制造经济性之间协调的产物。

在三维公差分析中,公差表面脱离了名义表面,在公差域内产生变动。零件特征的变动量可以用 3 个旋转矢量 $\boldsymbol{\rho}$ 和 3 个平移矢量 $\boldsymbol{\varepsilon}$ 精确地表示,这两组矢量称为一个小位移旋量(SDT)。利用机器人运动学坐标变换理论,将公差旋量转换成齐次变换矩阵(HTM)形式为

$$D = (\boldsymbol{\rho}, \boldsymbol{\varepsilon}) = \begin{pmatrix} \alpha & u \\ \beta & v \\ \gamma & w \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$T = \begin{bmatrix} 1 & -\gamma & \beta & u \\ \gamma & 1 & -\alpha & v \\ -\beta & \alpha & 1 & w \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

为了后面研究的需要,对接触印痕其参数进行定义:

(1) 印痕面积:将所有齿面印痕端点连接,作为齿面印痕的多边形,其面积可视为 n 个三角形面积之和。设 $p_1(x_1, y_1)$ 、 $p_2(x_2, y_2)$ 、 $p_3(x_3, y_3)$ 为第 i 个三角形的 3 个顶点,则其面积为

$$A_i = \det \begin{vmatrix} x_1 & y_1 & 1 \\ x_2 & y_2 & 1 \\ x_3 & y_3 & 1 \end{vmatrix} \quad (1)$$

$$S = \sum_{i=1}^n A_i \quad (2)$$

(2) 印痕位置:即计算多边形的形心。将上述多边形按逆时针方向排序 $p_1 p_2 \cdots p_n$, 其坐标为 (x_i, y_i) , 则可得多边形的中心坐标为

式中 α, β, γ ——单位旋转矢量在局部坐标系 x, y, z 轴上的投影

u, v, w ——单位平移矢量在局部坐标系轴上的投影

位于配合表面公差域内的表面变动是符合产品规范的变动,其旋量参数与公差区间满足一定的约束关系^[9]。

弧齿锥齿轮的装配示意图如图 2 所示,为了分析方便,在两齿轮理想的轴心上分别建立一个参考直角坐标系 $\{O_1\}$ 和 $\{O_2\}$, 作为误差的度量基准,在装配以后的实际齿轮的回转中心线上分别建立另一个直角坐标系 $\{O'_1\}$ 和 $\{O'_2\}$ 。

对每个变动自由度建立相应的局部坐标系,这里称为运动坐标系,如图 3 所示,其中 O_3, O_4, O_5, O_6 为各轴承孔理想的中心。在两弧齿锥齿轮轴线的理论交点处建立 $\{O\}$ 总体坐标系, $\{O_1\}$ 、 $\{O_2\}$ 到 $\{O\}$ 的坐标变换矩阵分别为

$$M_{O O_1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_1 & -\sin \alpha_1 & R_m \cos \delta_1 \cos \alpha_1 \\ 0 & \sin \alpha_1 & \cos \alpha_1 & R_m \cos \delta_1 \sin \alpha_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

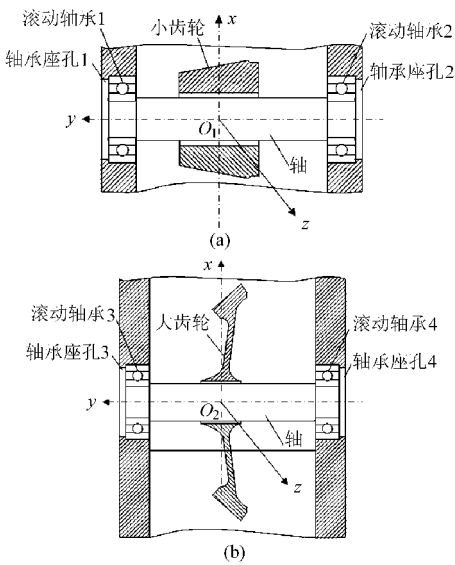


图 2 齿轮的装配简图

Fig. 2 Assemble schematic of gears

(a) 输入轴齿轮 (b) 输出轴齿轮

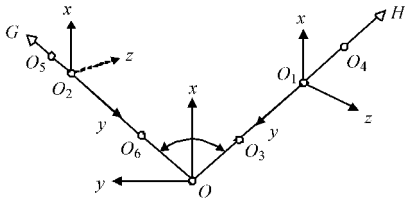


图 3 齿轮装配系统的坐标系

Fig. 3 Coordinate system of gear assemble system

$$M_{002} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha_2 & -\sin\alpha_2 & R_m \cos\delta_2 \cos\alpha_2 \\ 0 & \sin\alpha_2 & \cos\alpha_2 & R_m \cos\delta_2 \sin\alpha_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

其中 $\alpha_1 = 90^\circ - 0.5\Gamma$ $\alpha_2 = 180^\circ - \alpha_1 = 90^\circ + 0.5\Gamma$
式中 R_m ——中点锥距 Γ ——理论轴交角
 δ_1 ——小轮分锥角 δ_2 ——大轮分锥角

系统装配过程中配合表面变动的影响将被传递给其他零件,导致装配零件在全局坐标系下发生姿态的变化,并沿“轴承座-轴承-轴-齿轮”的装配路径进行传递和累积,使输入轴和输出轴的实际轴线与理想轴线之间产生错位和偏移,并影响两弧齿锥齿轮的最终啮合状态和啮合质量。计算过程为

$$\Delta P = ((T_1 \times T_{1+}) \times T_{1,2} \times (T_{2-}^{-1} \times T_2 \times T_{2+}) \times \cdots \times T_{n-}^{-1} \times T_n - T_1 \times T_{1,2} \times T_2 \times \cdots \times T_n) \times P \quad (10)$$

式中 $T_1, T_2, \cdots, T_n$ ——第 1, 2, $\cdots, n$ 零件内主要配合特征表面局部坐标转换齐次矩阵

$T_{1+}, T_{2-}, \cdots, T_{n-}$ ——第 1, 2, $\cdots, n$ 零件的配合特征表面公差齐次矩阵

$T_{1,2}, \cdots, T_{n-1,n}$ ——配合零件间的公差配合传

递齐次矩阵

按以上方法,采用 Matlab 编程,运用蒙特卡罗随机模拟的思想,模拟配合表面在公差域内的变动,随机取值,满足约束方程的取值有效,否则重新取值。取 10 000 次随机模拟,可以求得各轴承孔的中心 O_3, O_4, O_5, O_6 点的变动空间及累积分布曲线。沿 y 轴方向的变动量影响轴向错位量 H 和 G ,沿 x 和 z 轴的变化量则影响轴线分离量 V 和轴线交角变化量 Σ 。

设 O_3 和 O_4 在各自坐标系下的变动量分别为: $\{x_1, y_1, z_1\}, \{x_2, y_2, z_2\}$, 则 $H = y_1 + y_2$; 同理,可知 $G = y_3 + y_4$ 。可以求得,变动后的小轮轴线在 $\{O_1\}$ 坐标系下的向量为

$$a = (x_1 - x_2, L_1, z_1 - z_2) \quad (11)$$

同理,考虑大轮装配情况,可以求出大轮变动后轴线在 $\{O_2\}$ 局部坐标系下的向量为

$$b = (x_3 - x_4, L_2, z_3 - z_4) \quad (12)$$

式中 L_1, L_2 ——输入轴和输出轴的轴承距
上述两个向量转换到总体坐标系 $\{O\}$ 下的向量分别为

$$r_1 = \begin{bmatrix} x_1 - x_2 \\ L_1 \cos\alpha_1 - (z_1 - z_2) \sin\alpha_1 \\ L_1 \sin\alpha_1 + (z_1 - z_2) \cos\alpha_1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$r_2 = \begin{bmatrix} x_3 - x_4 \\ L_2 \cos\alpha_2 - (z_3 - z_4) \sin\alpha_2 \\ L_2 \sin\alpha_2 + (z_3 - z_4) \cos\alpha_2 \end{bmatrix} \quad (14)$$

根据空间两向量的夹角为

$$\cos(a, b) = \frac{x_1 x_2 + y_1 y_2 + z_1 z_2}{\sqrt{x_1^2 + y_1^2 + z_1^2} \sqrt{x_2^2 + y_2^2 + z_2^2}} \quad (15)$$

以及两异面直线的距离为

$$d = \frac{|MN \cdot n|}{|n|} \quad (16)$$

可求出两轴线的分离量 V 和轴线交角变化量 Σ 。

由此,可以建立综合安装误差与齿轮相对位置的准确数学关系,也可以求出在给定各部件设计精度的情况下,考虑最恶劣工况下的当量错位量,作为齿轮设计和分析的参考。

3 考虑安装误差的齿面接触分析算法

图 4 为考虑 4 个错位量(小轮轴向错位量 H 、大轮轴向错位量 G 、中心距错位量 V 和轴交角错位量 Σ)的轮齿接触分析模型(TCA)。 S_1 和 S_2 分别是小轮和大轮的动坐标系, S_m, S_n 和 S_d 为模拟安装误差引入的坐标系, S_f 为齿轮啮合固定坐标系, φ_1 为小轮啮合转角, φ_2 为大轮啮合转角, ω_1 为小轮角速度,

ω_2 为大轮角速度, M_{ij} 表示从坐标系 S_j 到坐标系 S_i 的齐次坐标变换矩阵。

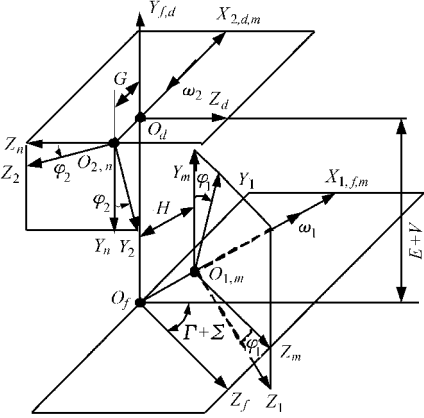


图4 考虑安装误差的TCA模型

Fig. 4 TCA model with consideration of alignment errors

小轮和大轮齿面位置矢量和法向矢量可表示为

$$\begin{cases} \mathbf{r}_1 = \mathbf{r}_1(\theta_p, \phi_p) \\ \mathbf{r}_2 = \mathbf{r}_2(\theta_g, \phi_g) \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} \mathbf{n}_1 = \mathbf{n}_1(\theta_p, \phi_p) \\ \mathbf{n}_2 = \mathbf{n}_2(\theta_g, \phi_g) \end{cases} \quad (18)$$

经坐标变换后,在固定坐标系 S_f 中为

$$\begin{cases} \mathbf{r}_f^{(1)}(\theta_p, \phi_p, \varphi_1) = \mathbf{M}_{fm} \mathbf{M}_{m1} \mathbf{r}_1(\theta_p, \phi_p) \\ \mathbf{r}_f^{(2)}(\theta_g, \phi_g, \varphi_2) = \mathbf{M}_{fd} \mathbf{M}_{dn} \mathbf{M}_{n2} \mathbf{r}_2(\theta_g, \phi_g) \end{cases} \quad (19)$$

$$\begin{cases} \mathbf{n}_f^{(1)}(\theta_p, \phi_p, \varphi_1) = \mathbf{L}_{fm} \mathbf{L}_{m1} \mathbf{n}_1(\theta_p, \phi_p) \\ \mathbf{n}_f^{(2)}(\theta_g, \phi_g, \varphi_2) = \mathbf{L}_{fd} \mathbf{L}_{dn} \mathbf{L}_{n2} \mathbf{n}_2(\theta_g, \phi_g) \end{cases} \quad (20)$$

式中 θ_p, ϕ_p ——小轮齿面参数
 θ_g, ϕ_g ——大轮齿面参数
 L_{ij} —— M_{ij} 去掉最后一行和最后一列的旋转矩阵

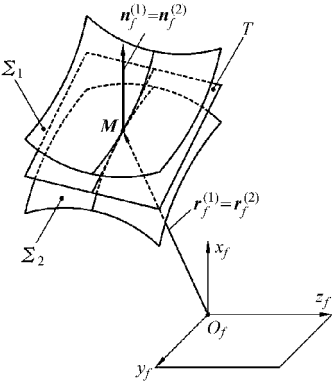


图5 安装误差示意图

Fig. 5 Schematic diagram of alignment errors

由图5所示,根据啮合原理,在轮齿啮合过程中,两齿面连续相切接触。因此,在固定坐标系 S_f 中,任意时刻两齿面都有公共接触点,且公共接触点处都有公法线,即TCA基本方程组为

$$\begin{cases} \mathbf{r}_f^{(1)}(\theta_p, \phi_p, \varphi_1) = \mathbf{r}_f^{(2)}(\theta_g, \phi_g, \varphi_2) \\ \mathbf{n}_f^{(1)}(\theta_p, \phi_p, \varphi_1) = \mathbf{n}_f^{(2)}(\theta_g, \phi_g, \varphi_2) \end{cases} \quad (21)$$

方程(21)为矢量方程,将其向坐标轴投影后可写成标量方程。其中,由于 $|\mathbf{n}_f^{(1)}| = |\mathbf{n}_f^{(2)}| = 1$,故由方程组(21)可得到5个独立的标量方程,而未知数有 $\theta_p, \phi_p, \theta_g, \phi_g, \varphi_1, \varphi_2$ 共6个。此时,可取 φ_1 为输入量,求解 $\theta_p, \phi_p, \theta_g, \phi_g, \varphi_2$,从而得到两齿面的一个接触点。然后以一定步长改变 φ_1 的值,继续求解,直至求出的接触点超出齿面的有效边界。这些求得的齿面瞬时接触点就构成了齿面接触路径,同时也能得到齿面的传动误差为

$$e = \varphi_2 - \varphi_2^{(0)} - \frac{N_1}{N_2}(\varphi_1 - \varphi_1^{(0)}) \quad (22)$$

式中 $\varphi_1^{(0)}, \varphi_2^{(0)}$ ——齿轮1和齿轮2啮合时初始转角

N_1, N_2 ——齿轮1和齿轮2齿数

当给定齿面的弹性变形量时,在每个接触点处又可以求出瞬时接触椭圆的大小和方向^[10],这一系列的接触椭圆就构成了齿面接触印痕。

4 啮合印痕敏感度分析与遗传算法优化

公差设计得合理与否,不仅影响到装配精度和各零件生产条件的实现,而且直接决定了产品的制造成本。因此,合理的公差分配是降低生产成本和保证产品性能的关键。

在齿轮传动系统中,由各个零部件的精度构成的综合误差是齿轮系统的误差,它是影响传动性能的主要因素。

4.1 目标函数

弧齿锥齿轮副的啮合质量通常用齿面啮合印痕和传动误差来衡量,其中啮合印痕是轮齿啮合状态的物理反映^[11]。

以弧齿锥齿轮啮合印痕相对于安装误差的敏感度为优化目标函数,在满足传动性能要求和成本限制的情况下,可以通过优化将齿轮啮合印痕影响最小作为目标。最后,通过对传动误差的检验,验证该优化结果的合理性。

在综合安装误差作用的情形下,安装误差的敏

感性问题是一个多目标优化问题即 $\min \sum_{i=1}^4 |X_i|,$

$$\min \sum_{i=1}^4 |Y_i|, \min \sum_{i=1}^4 |S_i|, \min \sum_{i=1}^4 |D_i|。$$

通过加权系数,得到综合目标函数为

$$\begin{aligned} \min f(T_1, T_2, \dots, T_n) = & C_1 \sum_{i=1}^4 |X_i| + \\ & C_2 \sum_{i=1}^4 |Y_i| + C_3 \sum_{i=1}^4 |S_i| + C_4 \sum_{i=1}^4 |D_i| \end{aligned} \quad (23)$$

其中 $C_1 + C_2 + C_3 + C_4 = 1$

式中 T_i ——第 i 个部件的设计公差

X_i ——印痕中心齿向方向位移相对于 4 个安装错位量的敏感性系数

Y_i ——印痕中心齿高方向位移相对于 4 个安装错位量的敏感性系数

S_i ——印痕面积相对于 4 个安装错位量的敏感性系数

D_i ——印痕接触迹线方向相对于 4 个安装错位量的敏感性系数

C_i ——加权系数

4.2 约束条件

(1) 成本与加工精度

影响加工成本的因素除了产品本身的复杂性以外,加工精度也是重要的因素。

传统的公差优化是在满足系统装配功能要求的条件下,最佳组合各零件的设计公差,以达到总制造成本最低为目标。本文中的公差成本是作为公差优化模型的约束条件,在满足齿轮传动性能要求的情况下尽可能通过改善公差来降低成本,特别是尽量避免增加新工艺。

根据文献[7],可以建立各零件的加工成本-公差模型。

总的公差成本

$$C_{\text{total}}(T) = \sum_{i=1}^n C(T_i) \tag{24}$$

在总体精度条件基本不变的要求下进行各部件设计精度的合理分配及优化设计,因此建立约束为

$$C_{\text{min}} < C_{\text{total}}(T) < C_{\text{max}} \tag{25}$$

(2) 普通约束条件

尺寸公差、配合公差、形位公差等的选择可以从设计手册上的数据出发,根据工作条件决定的公差取值范围作为约束条件,即可以表示为

$$\delta_{\text{min}} < T_i < \delta_{\text{max}} \tag{26}$$

式中 T_i ——设计变量

δ_{max} ——根据工作条件决定的最大取值范围

δ_{min} ——工艺措施对应的精度最高能力取值

虽然提高公差要求成本也会提高,但只要这种提高不导致增加新加工工艺,成本的提高有限,所以,优化精度时,可以在取值范围内结合加工工艺的加工能力适当缩小这些误差,提高系统的精度。考虑实际情况,为每个设计公差值指定 IT4 到 IT11 的精度范围。

4.3 遗传算法公差优化步骤

应用遗传算法进行公差优化分配的主要步骤是:①对公差大小最优分配的解进行编码。②根据目标函数确定适应度函数,并将约束条件中的函数作为惩罚体现在适应度函数设计中,这样,一个约束优化问题就转换为一个非约束优化问题。③随机产生一初始群体,即最初的公差分配方案。④计算齿轮错位当量值和齿面啮合印痕参数值,求出适应度函数值。⑤利用适应度函数来评估群体中的个体,并从群体中选择出适应度高的个体进行选择、交叉和变异等遗传操作。⑥重复步骤④和⑤,最后得到一个最适应环境的个体,即最优的公差大小。

参数设置为:交叉概率为 0.9,变异概率为 0.03,群体规模为 50,遗传运算的最大迭代次数为 100。

针对每组设计方案,根据参数的分布情况,通过随机数生成器生成 10 000 组拟实测数据,计算其误差累积值、齿轮的当量错位量,从而得到齿轮副的啮合印痕和其参数化特征值。

5 算例

根据上述齿轮装配误差累积建模以及啮合印痕相对于安装误差的敏感度优化方法,以某航空减速器的一对弧齿锥齿轮为例,几何参数如下:轴交角 $\Gamma = 51^\circ 9' 7''$, 齿数比 $Z_1/Z_2 = 23/86$, 模数 $m = 4.25 \text{ mm}$, 压力角 $\alpha = 20^\circ$, 螺旋角 $\beta_m = 25^\circ$ (大轮右旋), 中点锥距 $R_m = 278.341 \text{ mm}$, 齿宽 $b = 43 \text{ mm}$ 。齿轮装配简图如图 1 所示。齿轮系统零部件主要精度指标和经过优化后的精度情况如表 1 所示,优化前后的等效综合错位量如表 2 所示。

表 1 优化前后零部件主要精度对比							
Tab.1 Main precision accuracy of parts before and after optimization							
项目	轴承外孔精度	轴承内孔精度	轴承径向游隙	轴承轴向游隙	轴段 1 精度	轴段 2 精度	同轴度公差
设计精度	小轮	0.018	0.022	0.001	0.01	0.014	0.015
	大轮	0.029	0.029	0.001	0.01	0.015	0.015
优化后	小轮	0.012	0.024	0.001	0.01	0.008	0.010
	大轮	0.020	0.027	0.001	0.01	0.009	0.010

表 2 优化前后的等效错位量

Tab.2 Equivalent misalignments before and after optimization

错位量	优化前	优化后
小轮轴向错位量 H/mm	0.020 0	0.020 0
大轮轴向错位量 G/mm	0.020 0	0.020 0
偏置距错位量 V/mm	0.114 3	0.086 2
轴交角错位量 Σ/rad	0.001 9	0.001 3

将公差优化分配前后的结果分别进行 TCA 分析,得到的啮合印痕和传动误差如图 6 和图 7 所示。

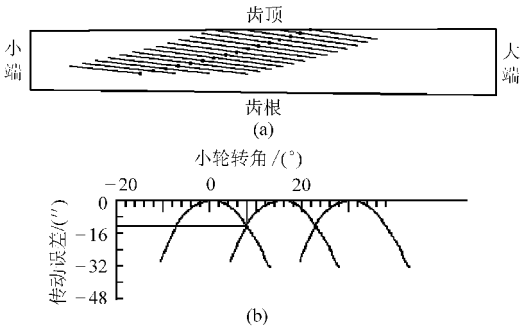


图 6 优化前齿面印痕和传动误差

Fig.6 Contact pattern and transmission errors before optimization

(a) 齿面印痕 (b) 传动误差

公差优化前,齿面印痕(图 6a)靠近小端,其参数为[254.851 1 -0.612 0 0.314 7 173.090 6],优化后,齿面印痕(图 7a)参数为[255.939 3 -0.631 9 0.331 0 172.035 8],齿面印痕向齿宽中心靠近,印痕方向较优化前倾斜,印痕面积减小。同时,传动误差由-12.582"变为-11.104",啮合质

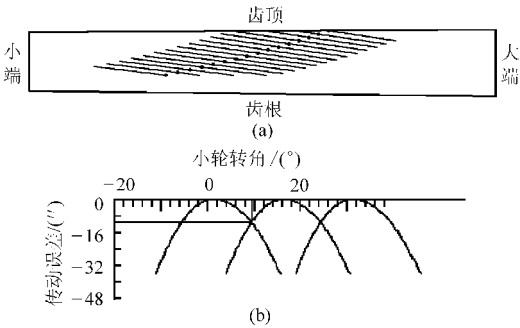


图 7 优化后齿面印痕和传动误差

Fig.7 Contact pattern and transmission errors after optimization

(a) 齿面印痕 (b) 传动误差

量有所改善。

6 结论

- (1)实际工况下弧齿锥齿轮的安装误差会引起齿轮的当量错位,使齿面啮合印痕发生偏移。
- (2)通过三维公差建模和误差传递方法,采用一定规模的随机样本比较真实地反映实际情况,可建立系统综合安装误差与弧齿锥齿轮 4 个当量错位量的关系。
- (3)提出考虑安装误差的齿面接触分析算法,由此可以求出在给定当量错位量时齿面印痕的数字化特征参数。
- (4)以弧齿锥齿轮啮合印痕相对于安装误差的敏感度为优化目标函数,对零部件精度的优化方法,可保证相啮合的轮齿齿面在免调整或少调整条件下即可具有良好的传动性能,从而验证了所提出的优化方法的可行性。

参 考 文 献

1 Simon V. Optimal mechanical tool setting for hypoid gear improving load distribution [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2001, 123(12): 577 ~ 582.

2 胡杰,吴昭同,杨将新. 基于旋量参数的三维公差累积的运动学模型[J]. 中国机械工程,2003,14(2):127 ~ 130.

Hu Jie, Wu Zhaotong, Yang Jiangxin. Kinematic model of 3D tolerance accumulation based on screw parameter [J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(2):127 ~ 130. (in Chinese)

3 吴训成,毛世民,吴序堂. 点接触齿面的安装误差敏感性问题[J]. 中国机械工程,2000,11(6):700 ~ 704.

Wu Xuncheng, Mao Shimin, Wu Xutang. Research on the error sensitivity of point-contact tooth surfaces with respect to the mounting errors [J]. China Mechanical Engineering, 2000, 11(6): 700 ~ 704. (in Chinese)

4 唐进元,雷国伟,杜晋,等. 螺旋锥齿轮安装误差敏感性与容差性研究[J]. 航空动力学报,2009,24(8):1 878 ~ 1 885.

Tang Jinyuan, Lei Guowei, Du Jin, et al. Research on alignment error sensitivity and tolerance limit analysis of spiral bevel gears [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(8): 1 878 ~ 1 885. (in Chinese)

5 Fangcai Wu, Jean-Yves Dantan, Alain Etienne, et al. Improved algorithm for tolerance allocation based on Monte Carlo simulation and discrete optimization [J]. Computers & Industrial Engineering, 2009, 56(4): 1 402 ~ 1 413.

6 Lee J, Johnson G E. Optimal tolerance allotment using a genetic algorithm and truncated Monte Carlo simulation [J]. Computer-Aided Design, 1993, 25(9): 601 ~ 611.

随着激光功率的增大,熔融区温度峰值上升,铣削宽度和深度随之增大;随着扫描速度的增加,熔融区温度峰值下降,铣削宽度和深度减小。不同扫描速度

下的温度曲线变化较不同激光功率下温度曲线变化更为平缓,说明激光功率对铣削效果的影响比扫描速度更为显著。

参 考 文 献

1 Pham D T, Dimov S S, Petkov P V. Laser milling of ceramic components [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2007, 47(3~4):618~626.

2 袁根福. 硬脆性材料激光铣削机理与动力学过程研究[D]. 武汉:华中科技大学,2003.
Yuan Genfu. Dynamics and mechanisms of laser milling hard and brittle materials [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2003. (in Chinese)

3 Chwan-Huei Tsai, Hong-Wen Chen. Laser milling of cavity in ceramic substrate by fracture-machining element technique[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2003, 136(1~3):158~165.

4 周玉,雷廷权. 陶瓷材料学[M]. 北京:科学出版社,2004:319~335.

5 李俊昌. 激光的衍射及热作用计算[M]. 北京:科学出版社,2008:306~311.

6 Shen Yifu, Gu Dongdong, Yu Chenye, et al. Simulation of temperature field in direct metal laser sintering processes[J]. Chinese Mechanical Engineering, 2005, 16(1):67~73.

7 Yuan Genfu, Zeng Xiaoyan. Experimental study of laser milling on Al₂O₃ ceramics[J]. Chinese Journal of Lasers, 2003, 30(5):467~470.

(上接第 228 页)

7 吴昭同,杨将新. 计算机辅助公差优化设计[M]. 杭州:浙江大学出版社,1999.

8 Litvin F L, Chen J. Computerized simulation of transmission errors and shift of bearing contact for face-milled hyoid gear drive [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1995, 117(6):262~268.

9 Desrochers A, Chie W, Laperriere L. Application of a unified Jacobian-Torsor model for tolerance analysis [J]. Journal of Computing and Information Science in Engineering, 2003, 3(3):2~14.

10 Litvin F L. Gear geometry and applied theory [M]. Englewood Cliffs, NJ Prentice Hall, 1994:160~257.

11 方宗德,曹雪梅,张金良. 航空弧齿锥齿轮实际工况下的当量错位反求及齿面再设计[J]. 中国机械工程,2007,18(24):3 001~3 005.
Fang Zongde, Cao Xuemei, Zhang Jinliang. Inverse evaluation of equivalent misalignment under real operating mode and redesign of aviation spiral bevel gears [J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(24):3 001~3 005. (in Chinese)

12 苏进展,方宗德,谷建功. 螺旋锥齿轮齿面误差修正[J]. 农业机械学报,2010,41(3):200~203,138.
Su Jinzhan, Fang Zongde, Gu Jiangong. Tooth surface correction for spiral bevel gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(3):200~203,138. (in Chinese)

13 谷建功,方宗德,苏进展,等. 混合弹流润滑下弧齿锥齿轮传动啮合效率计算方法[J]. 农业机械学报,2010,41(5):188~192.
Gu Jiangong, Fang Zongde, Su Jinzhan, et al. Calculation of meshing efficiency for spiral bevel gears under the condition of mixed elastohydrodynamic lubrication[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(5):188~192. (in Chinese)