

文章编号:1000-8055(2012)11-2622-07

# 弧齿锥齿轮印痕稳定性优化设计与试验

苏进展, 方宗德

(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

**摘 要:** 为了改善弧齿锥齿轮印痕的稳定性, 提出了印痕敏感性系数的优化设计方法. 首先, 参数化齿面印痕, 并分析等效错位量对印痕参数的影响; 定义了印痕参数相对于错位量的敏感性系数, 建立基于印痕面积和印痕水平位置的敏感性系数之和最小的数学模型, 优化小轮机床调整参数, 获得具有稳定印痕的齿面. 算例的仿真结果表明: 在一定的错位量范围内, 优化后齿面印痕的敏感性系数之和减小了, 改善了印痕的敏感性; 印痕发展试验验证了齿面印痕在实际工况下的稳定性.

**关 键 词:** 弧齿锥齿轮; 稳定性; 等效错位量; 印痕试验; 优化设计

**中图分类号:** V282.3; TH132

**文献标志码:** A

## Optimization design and test of stability of contact patterns of spiral bevel gears

SU Jin-zhan, FANG Zong-de

(School of Mechanical Engineering,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract:** In order to improve the stability of contact patterns of spiral bevel gears, the optimization design method of the sensitivity coefficient of contact patterns was proposed. Firstly, the contact patterns were parameterized, and the effect of equivalent misalignments on the parameter of the contact patterns were investigated. The sensitivity coefficients of the parameter of contact patterns to the misalignments was defined, and the objective function established by the minimum sum of the sensitivity coefficients and the machine-tool settings of pinion were adopted as optimization variables to construct an optimization model for the stability of contact patterns. The simulated results of the numerical example show that the sensitivity of contact patterns to misalignments can be improved by implementing the above methodologies in proper ranges. The contact pattern development tests also validated the stability of the contact patterns under the operating conditions.

**Key words:** spiral bevel gears; stability; equivalent misalignments; contact pattern development test; optimization design

齿面印痕是衡量弧齿锥齿轮啮合质量的关键指标. 由于印痕控制较为直观, 使之成为弧齿锥齿轮设计、制造和检验的主要方法. 但这种方法具有

一定的主观性、模糊性和不确定性, 极大地依赖于经验.

美国 Gleason 公司 Baxter<sup>[1]</sup> 研究了曲线齿锥

收稿日期: 2011-11-03

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121115.1028.032.html>

基金项目: 国家自然科学基金(51175423, 51205310)

作者简介: 苏进展(1982—), 男, 福建泉州人, 博士后, 主要从事高性能航空螺旋锥齿轮设计.

齿轮副的敏感性问题,用矩阵表示了部分 2 阶啮合特性对安装误差的敏感性影响.王小椿、吴序堂<sup>[2]</sup>分析了安装误差与齿面啮合特性的影响,并研究了敏感性矩阵与  $V/H$  检验之间的关系.徐晓俊等<sup>[3]</sup>讨论了啮合齿面的安装误差敏感特性.美国 Litvin 教授等<sup>[4]</sup>研究了安装误差对准双曲面齿轮的传动误差和接触印痕的影响,提出了预置抛物线型传动误差的设计方法.随后 Litvin 教授<sup>[5]</sup>又提出了弧齿锥齿轮的综合设计方法,具有噪声低和印痕可调的优点.吴训成、吴序堂等<sup>[6-8]</sup>推导了点接触齿面的接触点位置沿公切面内任意垂直两方向对安装误差敏感性计算公式,并用于主动设计中.匈牙利 Simon 教授<sup>[9]</sup>研究了错位量对接触应力、弯曲应力和承载传动误差的影响,并提出了优化方法以降低错位量的敏感性.唐进元教授等<sup>[10-11]</sup>考虑初始计算点位置对安装误差敏感性的影响,对预定传动误差曲线的弧齿锥齿轮主动设计方法进行了改进,降低了误差敏感性.

本文在参数化齿面印痕的基础上,分析了错位量对齿面印痕量化参数的影响,定义了敏感性系数,并以敏感性系数之和最小为目标函数,采用遗传算法优化小轮加工参数进行稳定性设计;比较了优化前后敏感性系数和齿面印痕的变化情况.最后,通过印痕发展试验验证本文所提出的设计方法.

1 齿面印痕敏感性分析

在实际工况中,弧齿锥齿轮是在安装误差和支承系统变形所产生的错位条件下啮合的.由于齿面几何结构非常复杂,仅通过提高齿轮的加工精度来保证啮合质量的稳定性是比较困难的.如图 1 所示为等效错位量<sup>[4]</sup>.

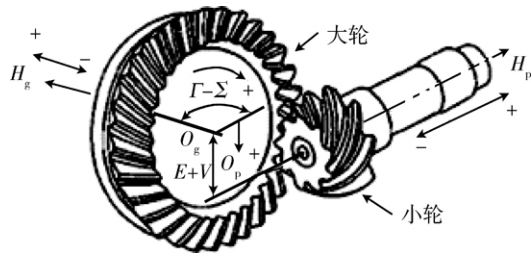


图 1 等效错位量  
Fig. 1 Equivalent misalignments

图 2 为齿面印痕量化的示意图,印痕参数分别为:齿面印痕的面积、方向和位置.所有接触椭圆围成的区域作为印痕的面积,接触迹线的方向

作为印痕方向,齿面印痕的中心作为印痕的位置.

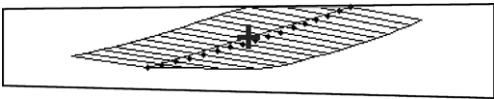


图 2 齿面印痕量化  
Fig. 2 Quantification of contact patterns

弧齿锥齿轮的基本参数如表 1 所示,以工作面为例分析印痕参数对等效错位量的敏感性.分成 2 种情况:第一种具有线性位移的小轮轴向错位量  $H_p$ 、大轮轴向错位量  $H_g$  和中心距错位量  $V$ ;第二种是角度位移的轴交角错位量  $\Sigma$ .线性位移在  $[-0.6\text{mm} \sim +0.6\text{mm}]$  区间取值,而角度位移在  $[-0.01\text{rad} \sim +0.01\text{rad}]$  范围变化.图 3(a)~图 3(d)为第一种情况下,4 个印痕参数随 3 个位移错位量的变化情况,图 4(a)~图 4(d)为第二种情况下,4 个印痕参数随轴交角的变化规律.

图 3(a)反映了印痕沿着水平方向(节锥方向)移动量随着等效错位量的变化;小轮轴向错位量  $H_p$  和中心距错位量  $V$  从“—”到“+”变化则齿面印痕从大端移向小端,且对小轮错位量  $H_p$  较为敏感.大轮轴向错位量  $H_g$  从“—”到“+”则齿面印痕是从小端移向大端.图 3(b)反映了齿面印痕沿着垂直于节锥方向的移动量随着等效错位量的变化,3 个线性错位量  $H_p$ 、 $H_g$  和  $V$  都从“—”到“+”,齿面印痕先向齿根移动再向齿顶方向移动,大轮轴线错位量  $H_g$  和中心距错位量  $V$  变化量值相当;随着错位量增大,小轮轴向错位量  $H_p$  引起的齿面印痕变化较为明显.图 3(c)反映了齿面印痕方向随着等效错位量的变化;当小轮轴向错位量  $H_p$  和中心距错位量  $V$  从“—”到“+”变化时,印痕方向与根锥夹角减小(偏向齿线方向),且对中心距错位量  $V$  较为敏感;大轮轴向错位量  $H_g$  从“—”到“+”时,印痕方向与根锥夹角增大(偏向齿高方向).图 3(d)反映了齿面印痕面积变化;当 3 个错位量从“—”到“+”时,三者的变化趋势都是先增大后减小,在无错位量时面积最大,齿面印痕面积对小轮轴向错位量  $H_p$  较敏感.图 4 反映了轴交角错位量  $\Sigma$  对齿面印痕参数的影响,轴交角错位量  $\Sigma$  从“—”到“+”时,齿面印痕中心水平位置从大端移向小端,齿面印痕中心垂直位置从齿根到齿顶,齿面印痕方向先偏向齿顶再向齿线方向变化,面积先增大后减小.

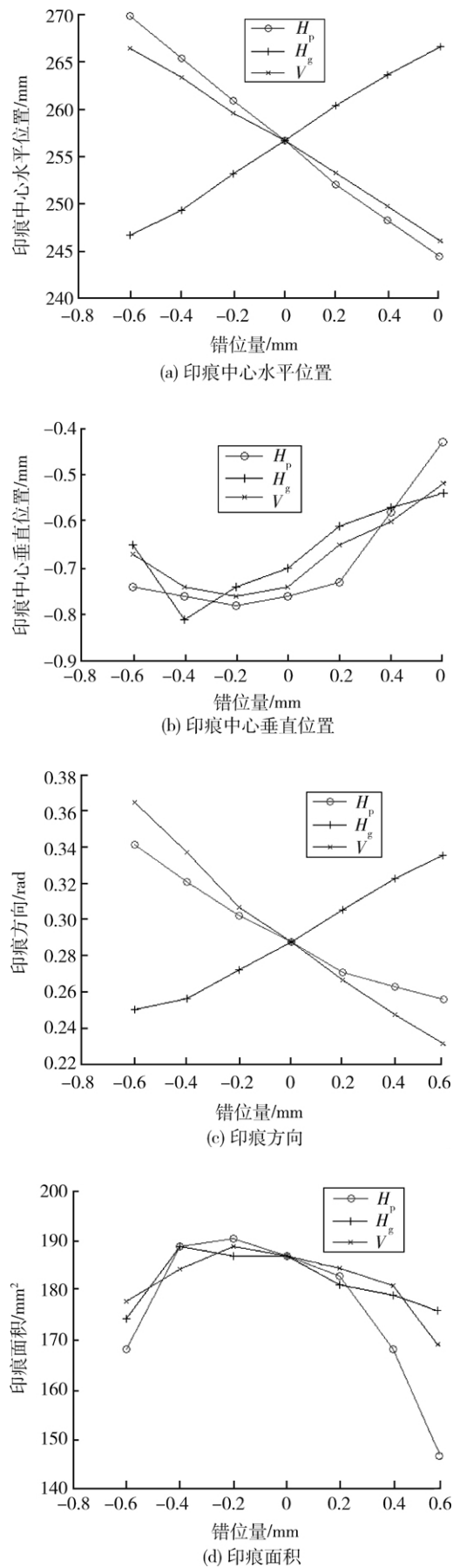


图 3 第一种情况齿面印痕参数

Fig. 3 Parameters of contact patterns of case I

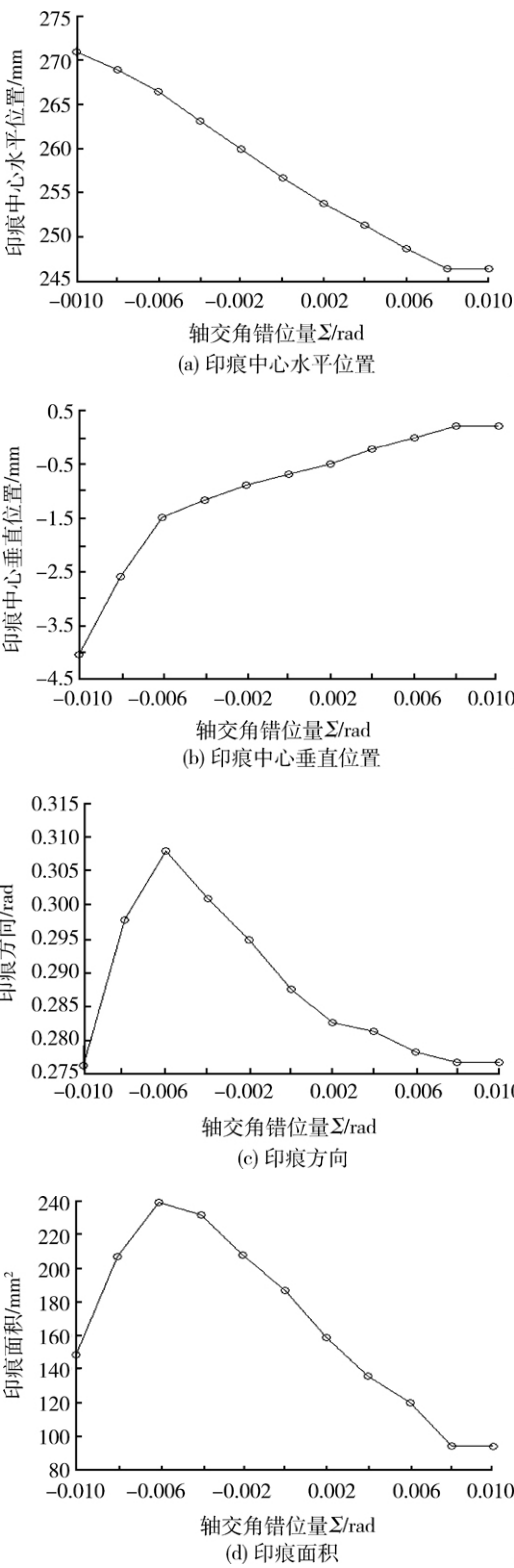


图 4 第二种情况齿面印痕参数

Fig. 4 Parameters of contact patterns of case II

2 印痕的敏感性优化

印痕的中心位置应控制在齿面中心附近;印痕面积越大越有利于齿面载荷分布;接触迹线为斜对角可提高齿轮副的重合度. 定义无错位量的

齿面印痕为理论印痕参数;印痕误差定义为实际印痕参数与理论印痕参数之差.  $\Delta X, \Delta Y, \Delta S, \Delta D$  分别表示印痕中心的水平位置误差、垂直位置误差、印痕的面积误差和方向误差.

$$\begin{cases} \Delta X = f_x(H_p, H_g, V, \Sigma) \\ \Delta Y = f_y(H_p, H_g, V, \Sigma) \\ \Delta S = f_s(H_p, H_g, V, \Sigma) \\ \Delta D = f_d(H_p, H_g, V, \Sigma) \end{cases} \quad (1)$$

齿面印痕相对于错位量的敏感度定义为:齿面印痕参数对等效错位量的变化率,绝对值越大表示对该参数越敏感. 印痕敏感度  $S$  为

$$\begin{aligned} S_x &= \nabla f_x = \left[ \frac{\partial f_x}{\partial H_p}, \frac{\partial f_x}{\partial H_g}, \frac{\partial f_x}{\partial V}, \frac{\partial f_x}{\partial \Sigma} \right]^T \\ S_y &= \nabla f_y = \left[ \frac{\partial f_y}{\partial H_p}, \frac{\partial f_y}{\partial H_g}, \frac{\partial f_y}{\partial V}, \frac{\partial f_y}{\partial \Sigma} \right]^T \\ S_s &= \nabla f_s = \left[ \frac{\partial f_s}{\partial H_p}, \frac{\partial f_s}{\partial H_g}, \frac{\partial f_s}{\partial V}, \frac{\partial f_s}{\partial \Sigma} \right]^T \\ S_d &= \nabla f_d = \left[ \frac{\partial f_d}{\partial H_p}, \frac{\partial f_d}{\partial H_g}, \frac{\partial f_d}{\partial V}, \frac{\partial f_d}{\partial \Sigma} \right]^T \end{aligned} \quad (2)$$

轴交角错位量的单位为弧度(rad),不同于其他 3 个线性错位量,不能直接进行比较. 将轴交角误差与大轮中点锥距的乘积作为轴交角误差的等效物理量,就可以比较 4 个等效错位量对印痕参数的敏感度.

基于局部综合法<sup>[12]</sup>的加工参数设计,能够保证齿轮副在理想安装条件下具有较好的啮合质量.但在各种误差综合作用下,齿面印痕必然偏离原来理想位置,破坏原有的齿轮啮合性能,出现振动噪声、应力集中和边缘接触等不利条件,影响齿轮的使用寿命.

从图 3~图 4 可以看出印痕中心水平位置和印痕面积的敏感性比较大,而印痕中心垂直位置和印痕方向的敏感性较小. 将印痕中心水平位置和印痕面积敏感性系数之和最小作为优化目标. 建立以小轮加工参数为优化变量的目标函数模型

$$\min f(d_j) = C_1 \sum_{i=1}^4 |S_x(i)| + C_2 \sum_{i=1}^4 |S_s(i)|$$

$C_1 + C_2 = 1$

(3)

其中  $d_j$  为优化变量,  $C_i (i = 1, 2)$  为 2 个子目标函数的加权系数,权值的取值可根据不同要求进行选取(文中  $C_1 = 0.36, C_2 = 0.64$ ).  $S_x$  为印痕中心水平位置相对于 4 个安装错位量的敏感性系数,  $S_s$  为印痕面积相对于 4 个安装错位量的敏感性系数.

选择小轮加工参数作为优化变量,根据实际机床加工情况限制其调整范围,使所优化的结果

既能满足稳定性要求又在机床的加工范围之内. 同时将传动误差曲线的连续性和幅值作为约束条件. 由于优化模型的高度非线性,本文采用遗传算法进行求解.

3 算 例

本算例中的弧齿锥齿轮基本参数列于表 1. 仅以工作面(小轮凹面和大轮凸面)为例分析敏感性系数和稳定性优化. 表 2 为稳定性优化前的敏感性系数;表 3 为优化后的敏感性系数;表 4 为某

表 1 齿轮副基本参数

Table 1 Gear data

|           | 主动锥齿轮   | 从动锥齿轮   |
|-----------|---------|---------|
| 齿数        | 23      | 86      |
| 模数/mm     | 4.25    |         |
| 法向压力角/(°) | 20      |         |
| 中点螺旋角/(°) | 25      |         |
| 螺旋方向      | 左       | 右       |
| 轴交角/(°)   | 51.1519 |         |
| 节锥角/(°)   | 10.1133 | 41.0389 |
| 顶锥角/(°)   | 10.9508 | 41.4    |
| 根锥角/(°)   | 9.7519  | 40.2011 |
| 节圆直径/mm   | 97.75   | 365.50  |
| 外锥距/mm    | 278.341 |         |
| 中点锥距/mm   | 256.841 |         |
| 齿宽/mm     | 43      |         |
| 齿顶高/mm    | 4.89    | 2.11    |
| 齿根高/mm    | 2.91    | 5.69    |

表 2 优化前敏感性系数

Table 2 Coefficients of sensitivity of the original design

| 参数            | $S_x$    | $S_y$   | $S_d$   | $S_s$    |
|---------------|----------|---------|---------|----------|
| $H_p$ /mm     | -14.0170 | 2.4405  | 0.0150  | -12.4695 |
| $H_g$ /mm     | 11.7050  | -1.3400 | 0.0083  | 11.0429  |
| $V$ /mm       | -11.2100 | 1.6250  | -0.0292 | -8.7377  |
| $\Sigma$ /rad | -3.3056  | -1.3798 | 0.0209  | -89.4932 |

表 3 优化后敏感性系数

Table 3 Coefficients of sensitivity after optimization

| 参数            | $S_x$    | $S_y$   | $S_d$   | $S_s$    |
|---------------|----------|---------|---------|----------|
| $H_p$ /mm     | -13.9750 | 2.500   | -0.0059 | -10.2614 |
| $H_g$ /mm     | 11.700   | -1.3950 | 0.0328  | 8.9137   |
| $V$ /mm       | -11.900  | 1.6750  | -0.0705 | -7.0997  |
| $\Sigma$ /rad | -4.9343  | 0.5868  | -0.0078 | -36.0256 |

工况下考虑轴系、轴承变形、箱体变形得到的等效错位量. 表 5 为优化前后小轮凹面的机床调整参数.

表 4 等效错位量  
Table 4 Equivalent misalignments

| 错位量                         | 数值      |
|-----------------------------|---------|
| 小轮轴向错位量 $H_p/10^{-2}$ mm    | -1.8267 |
| 大轮轴向错位量 $H_g/10^{-2}$ mm    | 3.3171  |
| 中心距错位量 $V$ /mm              | 0.1085  |
| 轴交角错位量 $\Sigma/10^{-3}$ rad | 1.7661  |

表 5 优化前后加工参数  
Table 5 Machine-tool settings for non-optimization and optimization designs

| 参数                     | 优化前      | 优化后       |
|------------------------|----------|-----------|
| 齿形角 $\alpha_1/(\circ)$ | 18.0     | 17.5019   |
| 刀尖半径 $r_p$ /mm         | 158.6791 | 160.47036 |
| 径向刀位 $S_{rl}$ /mm      | 242.7659 | 243.9565  |
| 角向刀位 $q_1/(\circ)$     | 36.0365  | 35.8357   |
| 滚比 $R_p$               | 5.9485   | 5.9393    |
| 垂直轮位 $E_{ml}$ /mm      | -6.8573  | -7.0823   |
| 轴向轮位 $X_{bl}$ /mm      | 9.9657   | 11.8116   |
| 水平床位 $X_{gl}$ /mm      | -2.8346  | -12.3702  |
| 根锥角 $\gamma_1/(\circ)$ | 9.75     | 9.5216    |
| 2 阶变系数 $C$             | 0.1032   | 0.1638    |
| 3 阶变系数 $D$             | 0.0757   | -0.0804   |

从表 2 的敏感系数中,可以看出印痕中心水平位置和印痕面积的敏感系数比较大,而印痕中心垂直位置和印痕方向的敏感系数较小;因此,印痕中心水平位置和印痕面积敏感性系数是影响印痕敏感性的主要原因,将其作为优化目标.从表 3 敏感性系数比较来看,优化后齿面印痕对错位量的敏感性系数有所减小,但由于在目标函数中仅考虑齿面印痕中心水平位置和齿面印痕面积的敏感性系数,其它项的敏感性系数可能会增加,但敏感性系数总和是减小的.

图 5 和图 6 分别为不考虑错位量和考虑错位量情况下,工作齿面优化前后齿面印痕的变化情况.

不考虑错位量情况下优化前齿面印痕为图 5(a),其齿面印痕参数为 $[255.7781,-0.6601,0.2898,187.6280]$ ,齿面印痕偏向小端.在错位量

作用下齿面印痕(图 6(a))靠近小端,齿面印痕参数为 $[251.4820,-0.6154,0.2660,193.0742]$ .齿面印痕偏向小端,可能造成了齿面偏载和应力集中等不利因素影响齿轮副的啮合质量.不考虑错位量情况下,优化后齿面印痕为图 5(b),其参数为 $[257.0302,-0.6376,0.3110,190.3821]$ ,相比图 5(a)齿面印痕偏向齿面中心靠近,印痕方向较优化前倾斜,印痕面积增大.在错位量作用下齿面印痕(图 6(b))同样移向靠近小端,其参数为 $[254.8511,-0.6120,0.3147,187.0906]$ ,齿面印痕较图 5(b)靠近齿面中心.

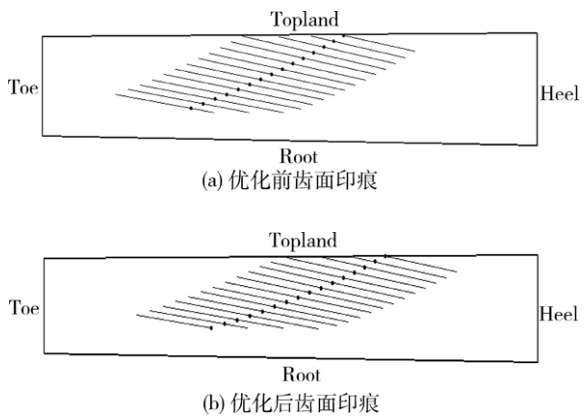


图 5 不考虑错位量齿面印痕

Fig. 5 Contact patterns not considering misalignments

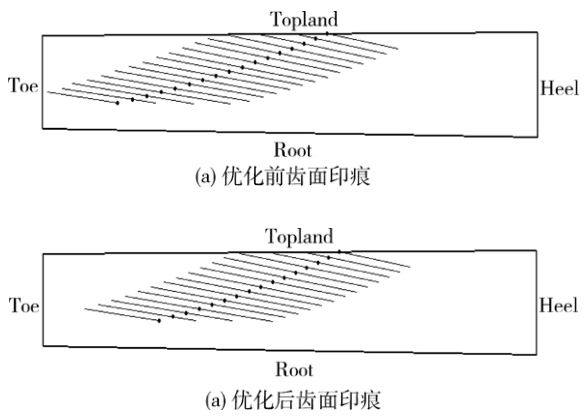


图 6 考虑错位量齿面印痕

Fig. 6 Contact patterns considering misalignments

印痕发展试验是在不同载荷条件下分析齿面印痕的发展变化,以保证齿轮副在各种工况载荷下都能有较好的齿面印痕,从而满足齿轮副的啮合稳定性要求.试验装置如图 7 所示.装置由驱动电机、联轴器、输入轴、输出轴、被测试弧齿锥齿轮、加载设备、3 个方向的加速度传感器,以及数据采集系统等构成.

在不同载荷条件下,箱体、轴、轴承的变形不

同的,都会影响齿面印痕的位置.表 6 为 3 种试验工况.表 7 为 3 种载荷条件下的等效错位量,随着载荷的增大,等效错位量分别沿着各自的方向增大,但明显是非线性关系.



图 7 弧齿锥齿轮传动试验装置

Fig. 7 Test equipment of spiral bevel gears drive

表 6 印痕调整试车程序

Table 6 Procedure of trial run under contact pattern modulation

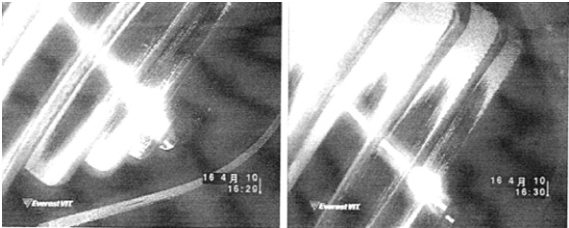
| 步骤 | 验证机输入    |      |          |       |              |              |
|----|----------|------|----------|-------|--------------|--------------|
|    | 功率/<br>% | kW   | 转速/<br>% | r/min | 小轮扭矩/<br>N·m | 大轮扭矩/<br>N·m |
| 1  | 50       | 613  | 100      | 20900 | 280          | 1034.78      |
| 2  | 75       | 919  | 100      | 20900 | 420          | 1570.43      |
| 3  | 100      | 1225 | 100      | 20900 | 560          | 2093.91      |

表 7 三种工况下等效错位量

Table 7 Equivalent misalignments of three different conditions

| 参数                           | 工况 I   | 工况 II   | 工况 III  |
|------------------------------|--------|---------|---------|
| $H_p/10^{-3} \text{ mm}$     | -5.385 | -12.168 | -18.267 |
| $H_g/10^{-2} \text{ mm}$     | 2.6909 | 3.0227  | 3.317   |
| $V/\text{mm}$                | 0.1072 | 0.10783 | 0.1085  |
| $\Sigma/10^{-3} \text{ rad}$ | 1.7815 | 1.7738  | 1.7661  |

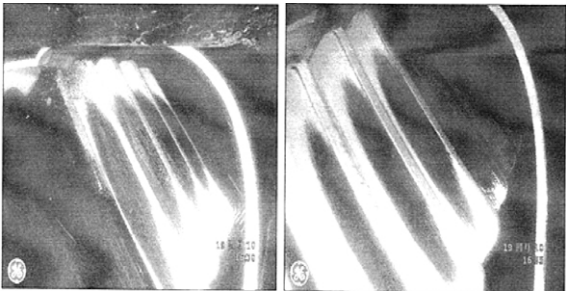
图 8、图 9 和图 10 的齿面印痕在根据弧齿锥



(a) 大齿轮印痕 (b) 大齿轮印痕

图 8 齿面加载印痕(50% 载荷)

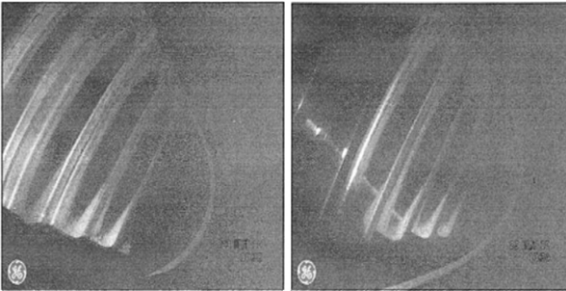
Fig. 8 Loaded contact patterns (50% payload)



(a) 大齿轮印痕 (a) 大齿轮印痕

图 9 齿面加载印痕(75% 载荷)

Fig. 9 Loaded contact patterns (75% payload)



(a) 大齿轮印痕 (b) 大齿轮印痕

图 10 齿面加载印痕(100% 载荷)

Fig. 10 Loaded contact patterns(100% payload)

齿轮试验台的印痕发展试验中用孔探针拍摄的印痕照片.

从图 8~图 10 可以看出:随着载荷的增大齿面印痕逐渐扩大并向大端移动.在安装误差和试验台综合变形作用下,经过印痕稳定性优化后的齿面印痕没有出现偏载现象.

4 结 论

以一对弧齿锥齿轮为例进行了敏感性分析和稳定性优化设计,得到如下的结论:

- 1) 在所给定的错位量范围之内,齿面印痕参数对轴交角错位量  $\Sigma$  最为敏感,特别是印痕中心的垂直方向位置和印痕面积.
- 2) 经过稳定性优化后的敏感性系数之和减小,齿面印痕相对于错位量的敏感性也降低,改善了弧齿锥齿轮的啮合稳定性.
- 3) 在 3 种载荷下,印痕发展试验中的齿面印痕都较为理想,验证了稳定性设计方法的正确性.

参考文献:

[ 1 ] Baxter M L. Effect of misalignment on tooth action of bevel and hypoid gears[R]. ASME Paper 61-MD-20,1982.  
[ 2 ] 王小椿,吴序堂. 空间点啮合齿面的接触特性对安装误差的敏感性分析[J]. 西安交通大学学报, 1990, 24(6): 45-57.

- WANG Xiaochun, WU Xutang. Sensitivity of the contact characteristics of skew point contact surfaces to the mounting errors[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1990, 24(6): 45-57. (in Chinese)
- [3] 徐晓俊, 唐德成, 高业田, 等. 失配点啮合齿面的安装误差敏感特性[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1994, 26(5): 113-117.
- XU Xiaojun, TANG Decheng, GAO Yetian, et al. The assembling error sensitivity of conjugated tooth surfaces with point contact[J]. Journal of Habin Institute of Technology, 1994, 26(5): 113-117. (in Chinese)
- [4] Litvin F L, Chen J S, Sep T M, et al. Computerized simulation of transmission errors and shift of bearing contact for face-milled hypoid gear drive[J]. Journal of Mechanical Design, 1995, 117(2): 262-268.
- [5] Fuentes A, Litvin F L, Mullins B R, 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.
- [6] 吴训成, 毛世民, 吴序堂. 点接触齿面的安装误差敏感性研究[J]. 中国机械工程, 2000, 11(5): 700-703.
- 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(5): 700-703. (in Chinese)
- [7] 吴训成, 毛世民, 吴序堂. 点接触齿面在控制误差敏感性条件下的二阶参数设计[J]. 西安交通大学学报, 1999, 33(11): 86-89.
- WU Xuncheng, MAO Shimin, WU Xutang. Effect of second-order parameters on design for point-contact tooth surface by controlling error sensitivity[J]. Journal of Xi'an JiaoTong University, 1999, 33(11): 86-89. (in Chinese)
- [8] 吴训成, 毛世民, 吴序堂. 点啮合齿面主动设计研究[J]. 机械工程学报, 2000, 36(4): 70-72.
- WU Xuncheng, MAO Shimin, WU Xutang. Study on the function-oriented design of point contact tooth surface[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(4): 70-72. (in Chinese)
- [9] Simion V V. Machine-tool settings to reduce the sensitivity of spiral bevel gears to tooth errors and misalignments[J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(8): 082603. 1-082603. 10.
- [10] 唐进元, 杜晋. 考虑安装误差敏感性的螺旋锥齿轮主动设计方法[J]. 中国机械工程, 2009, 20(10): 1197-1201.
- TANG Jinyuan, Du Jin. Active design method of spiral bevel gears considering mounting error sensitivity[J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(10): 1197-1201. (in Chinese)
- [11] 唐进元, 雷国伟, 杜晋. 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): 1878-1885.
- 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): 1878-1885. (in Chinese)
- [12] Argris J, Fuentes A, Litvin F L. Computerized integrated approach for design and stress analysis of spiral bevel gears[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2002, 191(11/12): 1057-1095.