

文章编号: 1000-8055(2003) 06-0744-05

高重合度弧齿锥齿轮的性能分析与实验研究

邓效忠^{1,2}, 方宗德², 魏冰阳², 杨宏斌¹

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003;

2. 西北工业大学 机电学院, 陕西 西安 710072)

摘要: 从提高弧齿锥齿轮的强度和降低噪声出发, 借助于 TCA 和 LTCA 等计算机仿真方法, 通过增大接触路径的倾斜度, 提出了高重合度弧齿锥齿轮的设计方法。这种齿轮传动误差波动小, 齿面载荷分布合理, 啮合性能优良。通过切齿、齿根应力测试、噪声测量等对比实验, 验证了高重合度弧齿锥齿轮设计方法的可行性, 证明了这种齿轮在动态性能与强度性能方面均有优越之处。

关键词: 航空、航天推进系统; 弧齿锥齿轮; 重合度; 噪声; 齿根应力

中图分类号: TH132.421

文献标识码: A

Analysis of Meshing Behavior and Experiments of Spiral bevel Gears with High Contact Ratio

DENG Xiao-zhong^{1,2}, FANG Zong-de², WEI Bing-yang², YANG Hong-bin¹

(1. Henan university of Science and Technology, Luoyang 471003, China;

2. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Based on the simulation methods of TCA and LTCA, a new approach to the gear geometric surface design for increasing the contact ratio is proposed in the paper to supersede the traditional method which regards the contact path as being perpendicular to the root cone. We purpose to develop the design method for high contact ratio by means of sloping the contact path. The designed gear set has lower transmission error under load, reasonable load distribution and excellent meshing behavior. The experiments of the tooth root stress and noise testing have proved that the method is efficient for designing the high contact ratio gear set, and has some advantages of dynamic behavior and strength.

Key words: aerospace propulsion system; spiral bevel gears; contact ratio; noise; tooth root stress

弧齿锥齿轮在航空、汽车、机床、农机、工程机械和仪表中是不可取代的关键传动部件, 在噪声、强度、动态性能和可靠性方面都有很高的要求, 目前正朝着高速、重载和轻质的方向发展。由于传递

功率的加大, 使得系统的激励力增大。齿轮系统的振动不但会产生噪声、导致传动系统的运转不稳定, 而且会使传动系统失效而发生严重的后果。齿轮振动和噪声是近十年来齿轮领域内广泛重视的

收稿日期: 2003- 06- 28; 修订日期: 2003- 09- 17

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50175090)

作者简介: 邓效忠(1957-), 男, 河南洛阳人, 原西北工业大学在职博士生, 现为河南科技大学教授。

问题。

传统的弧齿锥齿轮在设计与制造中, 要求齿面接触路径接近与根锥垂直^[1], 齿向重合度没有发挥其应有的作用, 因而重合度小、强度较低、振动噪声大。作者曾通过调整齿面接触路径方向使之倾斜以延长接触路径, 提出了重合度达到2.0~3.0^[2]的设计, 此时接触路径贯穿整个齿长方向。此类设计在理论上对提高强度有非常显著的效果^[3], 啮合质量和动态性能也得到改善。本文对高重合度弧齿锥齿轮和普通弧齿锥齿轮进行了动态性能对比分析和实验, 以验证高重合度弧齿锥齿轮设计理论的有效性和可行性, 进一步推动这种齿轮在工业中的应用。

1 设计方法和性能分析

高重合度设计是利用弧齿锥齿轮齿面几何结构的可控性, 通过改变齿面接触路径方向, 利用局部综合法、啮合仿真(TCA) 和承载啮合仿真(LTCA) 技术, 通过计算机辅助设计, 合理地设计齿轮的传动误差, 增加几何传动误差曲线的横向宽度获得的。图1所示是某产品的弧齿锥齿轮(基本设计参数如表1所示) 在不改变齿坯参数和

大轮切齿调整参数的前提下, 所作的三种设计方案。(a) 是接触路径正常倾斜设计, 遵循传统的设

表1 齿轮设计参数
Table 1 Blank data of gear set

	小轮	大轮
模数/mm	7	7
齿数	18	27
压力角/(°)		20
中点螺旋角/(°)		35
旋向	左	右
顶隙系数		0.188
齿顶高系数		0.85
径向变位系数	0.22	-0.22
切向变位系数	0.02	-0.02
安装距/mm	102.5	100
保证侧隙/mm	0.2	0.2

计思路, 接触路径与根锥垂线的夹角是20°; 设计重合度为1.25, 接触路径长与接触区宽之比为1:2.1; (b) 是接触路径中倾斜设计, 接触路径与根锥

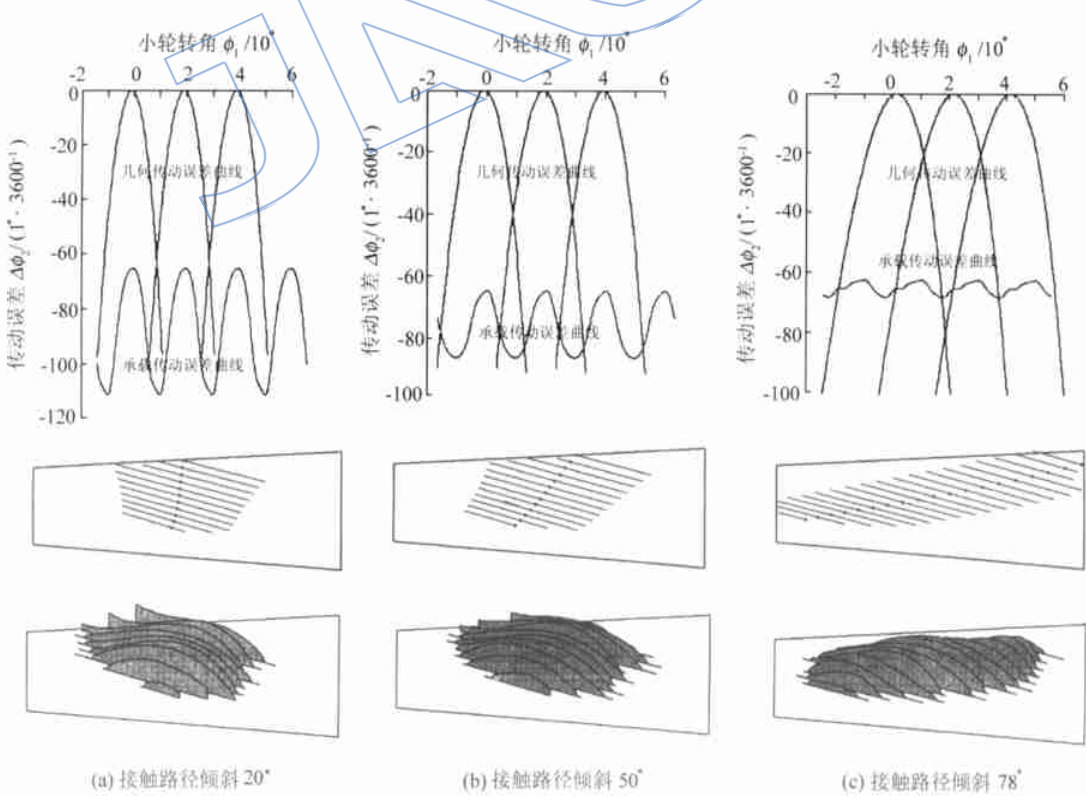


图1 不同接触路径的设计

Fig. 1 Different designs on sloping contact path

表2 切齿调整参数
Table 2 Machine-tools settings

机 床 调整项目	大轮加工 调整参数	小轮凹面加工调整参数		
		接触路径倾斜		
		20 °	50 °	78 °
刀盘刀号	12	12	12	12
刀盘(刀尖) 半径/ mm	114. 3	109. 45	109. 69	109. 92
轮坯安装角/(°)	51. 88	30. 80	30. 80	30. 80
偏心角/(°)	81. 90	80. 16	80. 00	77. 78
摇台角/(°)	66. 790	215. 746	215. 112	215. 374
水平轮位修正量/ mm	0	- 3. 78	- 2. 41	- 1. 51
垂直轮位修正量/ mm	0	1. 55	- 1. 088	- 1. 44
滚比	1. 198253	1. 755752	1. 771852	1. 749715

垂线的夹角是50°;接触区有少量的内对角,设计重合度为1.50,接触路径长与接触区宽之比为1:1.46;(c)是接触路径大倾斜设计,接触路径与根锥垂线的夹角是78°;接触路径几乎与根锥平行,设计重合度为2.33,接触路径长与接触区宽之比为1:0.43。图中上部显示了几何传动误差和小轮转矩为150 Nm 的承载传动误差曲线,中部是接触路径与齿面涂色印痕,下部是小轮转矩为150 Nm 的齿面载荷分布。由图1可见,通过增加接触路径方向的倾斜度,达到了高重合度的设计目的。从(a)到(c),承载传动误差的波动幅值减小,齿面得到充分的利用,边缘接触减轻,齿面载荷更趋均匀,动态与强度性能都得到改善。为验证上述设计理论的有效性,对上述三种设计方案进行了切齿实验,切齿加工调整参数如表2所示,所得到的齿面接触区与图1所示接触区基本相同。

高重合度螺旋锥齿轮的设计对传动误差曲线有以下要求:

- (1) 单齿传动误差曲线两端下垂量接近相等(对称),以尽可能避免边缘接触。此条件可通过调整参考点位置实现。
- (2) 无载传动误差曲线必须是上凸的,否则将产生桥式接触或边缘接触;承载传动误差波动幅值在额定的载荷下应具有最小值。此条件可通过选择传动比一阶导数的符号和值的大小来满足。
- (3) 由于接触路径倾斜,在齿面进入啮合和退出啮合时,易发生齿顶或齿根的边缘接触,这需要在切齿加工调整参数设计中,根据LTCA 的分

析,合理地调整传动比的一阶导数值,增大传动误差,使齿顶和齿根的一部分在中轻载下不参与啮合。

2 噪声对比实验

2.1 实验目的

在不同转速下,测定接触路径倾斜角不同的弧齿锥齿轮的噪声,对比普通弧齿锥齿轮和高重合度弧齿锥齿轮的动态特性。

2.2 试验台结构

噪声实验台的动力由调频电机(30 kW)提供,经转矩转速传感器输给被试小轮,试验齿轮装在试验箱内,由磁粉制动器施加负荷转矩。转矩和转速由转矩转速测试仪显示,噪声由ND-2型精密声级计测得,测头位置在实验箱正上方30 cm处。试验台结构见图2。噪声信号输给PCK-6K 数据采集系统,用Labstar 软件进行频谱分析,确定噪声是否来源于齿轮的啮合。

2.3 实验结果与对比分析

实验件是图1所示的接触路径倾斜度不同的三对齿轮。小轮试验转速分别为750 r/min,1000 r/min,1250 r/min,1500 r/min。小轮试验转矩为150 Nm。图3是接触路径正常倾斜、接触路径中倾斜和大倾斜的噪声对比结果。从图中可看出,在高速时,接触路径大倾斜的高重合度弧齿锥齿轮的噪声比普通弧齿锥齿轮的噪声平均低2~3 dB 左右,接触路径中倾斜的高重合度弧齿锥齿轮的噪声比普通弧齿锥齿轮的噪声平均低1~2 dB。

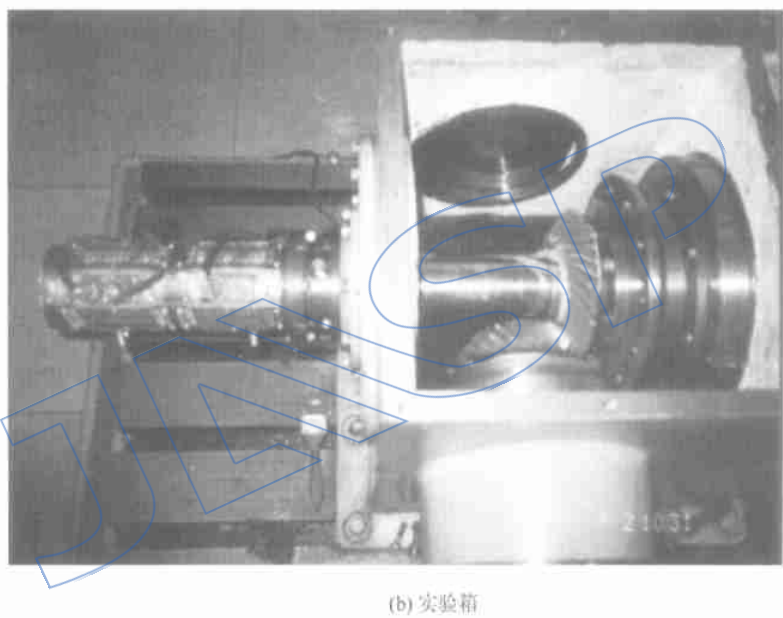
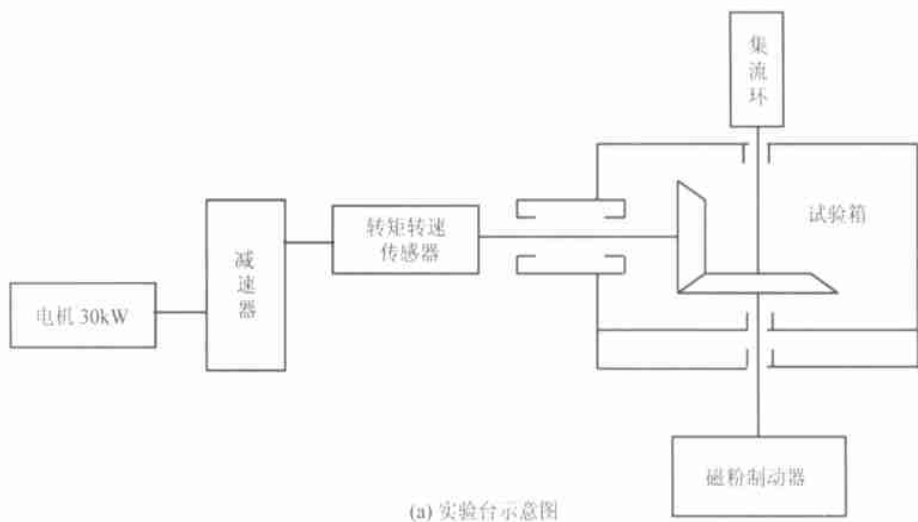


图2 实验台结构图

Fig.2 Structure of test rig

噪声降低的主要原因是由于承载传动误差小引起的(参见图1)。

3 齿根弯曲应力对比实验

3.1 实验目的

在不同载荷下,测定接触路径倾斜角不同的弧齿锥齿轮的弯曲应力,对比普通弧齿锥齿轮和高重合度弧齿锥齿轮的强度。

3.2 实验方法

试验台与噪声实验台相同。齿根弯曲应力通过测量齿根线应变获得。电阻应变片贴在大轮凸面的齿根非啮合区的齿宽中点,在齿坯上远离啮合齿面处另贴两个温度补偿片,分别与凸面和凹

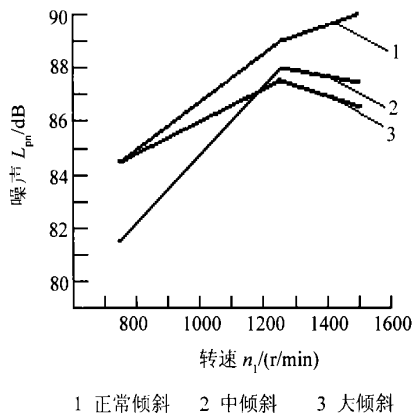


图3 接触路径不同倾斜度的噪声对比

Fig.3 Comparisons noise for different sloping path

表3 大轮齿根应力测定值比较
Table 3 Test value comparison on tooth root stress

小轮转矩 /Nm	接触路径倾斜角20°		接触路径倾斜度50°		接触路径倾斜度78°	
	电压/V	应力减小率/%	电压/V	应力减小率/%	电压/V	应力减小率/%
300	0.641	—	0.548	14.5	0.456	28.8
400	0.869	—	0.710	18.3	0.495	43.2
500	1.053	—	0.856	18.6	0.597	43.3

面的应变片组成半桥连接。引线由集流环引出,经应变仪放大,通过 PCK-6K 数据采集系统纪录。

3.3 实验结果

对上述设计的接触路径倾斜角分别为20°;50°;78°三对齿轮进行了实验,表3是小轮试验转矩分别为300 Nm,400 Nm,500 Nm,三种载荷下大轮凸面齿根拉应力的测试结果。试验中小轮转速控制在100 r/min。由于应变片很难粘贴在齿根应力的最大处,无法测得齿根最大应力,所以没有对应力进行标定。但三对被试齿轮的大轮是同一个公用轮,测试应变片不变,应变仪使用同一衰减挡,这样排除应变片在齿根粘贴位置的不同引起的测试误差和测量系统的误差,应变仪输出电压的比值能够真实反映三种齿轮齿根应力的比值。

从表3可以看出,相对于接触路径正常倾斜的普通弧齿锥齿轮来说,接触路径大倾斜的弧齿锥齿轮的齿根拉应力的降低幅度为28.8%~43.3%,接触路径中倾斜的弧齿锥齿轮齿根拉应力降低幅度为14.5%~18.6%,应力降低的原因是由于重合度的增大,单齿承受的载荷量的降低而引起的,实验证明了高重合度弧齿锥齿轮有较高的弯曲强度。

4 结 论

(1) 利用局部综合法、TCA 和 LTCA 技术,

通过齿面接触路径倾斜,可以设计出重合度大,承载传动误差小的高重合度弧齿锥齿轮。

(2) 高重合度弧齿锥齿轮有比较明显的降噪效果。在高速下,接触路径大倾斜的高重合度弧齿锥齿轮的噪声比普通弧齿锥齿轮的噪声平均低2~3 dB,接触路径中倾斜的高重合度弧齿锥齿轮的噪声比普通弧齿锥齿轮的噪声平均低1~2 dB。

(3) 齿根弯曲应力对比实验表明,通过接触路径倾斜而设计的高重合度弧齿锥齿轮的齿根拉应力明显减小,弯曲强度较高。

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- 38.

[2] 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.

[3] 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.

[4] Litvin F L. Gear Geometry and Applied Theory[M]. New Jersey: Prentice Hall, 1994.

[5] 方宗德, 杨宏斌, 周彦伟, 等. 高速弧齿锥齿轮动态啮合质量优化[J]. 航空学报, 2001, 22(1): 69- 72.

[6] 方宗德. 齿轮轮齿承载接触分析(LTCA)的模型和方法[J]. 机械传动, 1988, 22(2): 1- 3.