

锥齿轮—斜齿轮减速机的轴向力分析

王明松

(恒星科技控股集团有限公司 技术中心, 浙江 杭州 310000)

摘要 对锥齿轮——斜齿轮减速机在不同旋向、转动方向条件下分析轴向力的大小和方向。优化弧齿锥齿轮的旋向组合,可以避免轴向力叠加,从而改善减速机齿轮轴和箱体的受力情况,提高轴承和减速机的寿命。

关键词 减速机 旋向组合 轴向力

Analysis of the Axial Force of Bevel—helical Gear Reducer

Wang Mingsong

(Technical Department, Fixedstar Hi-Tech Holding Group Co., Ltd., Hangzhou 310000, China)

Abstract The size and direction of the axial force of helical—spiral bevel gear reducer under several conditions of different rotation and direction is analyzed. The optimization of the rotation direction combination of spiral bevel gears is carried out, the superposition problem of the axial force is avoided, and the force of the gear shaft and box is improved, the lifetime of bearings and reducer is increased.

Key words Reducer Rotation direction combination Axial force

0 引言

弧齿锥齿轮用于传递相交轴之间的运动和动力,具有承载能力高、重合度大、传动平稳、噪声小等优点^[1],因此被广泛应用于高速重载的动力机械设备。

斜齿轮传动和弧齿锥齿轮传动均存在轴向力,其轴向力与转动方向、旋向有关。因此选择不合理,就会使齿轮轴上的轴向力叠加,从而导致减速机承受轴向力的弹性挡圈、端盖或轴承失效,影响减速机的使用寿命,对弧齿锥齿轮还会因轴向力引起轴向位移导致传动副侧隙过小^[2],加剧齿轮磨损,甚至造成轮齿折断失效。

1 捣固机原理

国内某钢厂捣固机用减速机,最初使用某品牌减速机,但是在调试阶段就出现中间轴弹性挡圈断裂、齿轮打齿的情况,

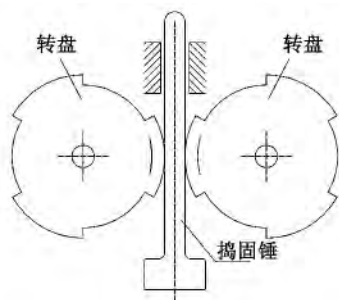


图1 捣固机的工作原理

随后用轴承端盖替换弹性挡圈来承受轴向力,但是运行了一段时间,就出现了中间轴轴承失效的问题。捣固机的原理如图1所示,电机将动力传递给减速机,通过转盘的转动,带动捣固锤上下运动,对物体进行高频次、高能量的冲击,从而实现对作业物体的捣固。

该钢厂经代理商介绍,委托我公司到现场检查减速机工作情况,拆开减速机箱体,发现中间轴上的深沟球轴承已经失效而其他轴承基本完好。此减速机与我公司FK127斜齿轮——锥齿轮减速机外形及安装尺寸一致。FK系列斜齿轮——锥齿轮减速机为垂直轴输出,采用三级传动,其中第二级是一对弧齿锥齿轮,第一级和第三级是斜齿轮,具有结构紧凑、传动平稳、噪声低、效率高等优点。

2 原减速机受力分析

原减速机内部结构示意图如图2所示,第一级、第三级斜齿轮传动均采用右左旋(主要几何参数如表1所示),弧齿锥齿轮传动副采用左右旋,输出轴转动方向为逆时针(从输出方向看)。

2.1 第一级、第三级斜齿轮传动副受力分析

第一级和第三级斜齿轮主要几何参数如表1所示。

表 1 斜齿轮主要几何参数

	齿轮 1	齿轮 2	齿轮 5	齿轮 6
模数 m_n	3.5	3.5	4	4
齿数 z	27	52	17	86
压力角 α_n	20	20	20	20
旋向	右旋	左旋	右旋	左旋
螺旋角 β	28.5	28.5	11	11
分度圆直径 d	107.531	207.097	69.273	350.439
转速 n	1 400	727	399	79

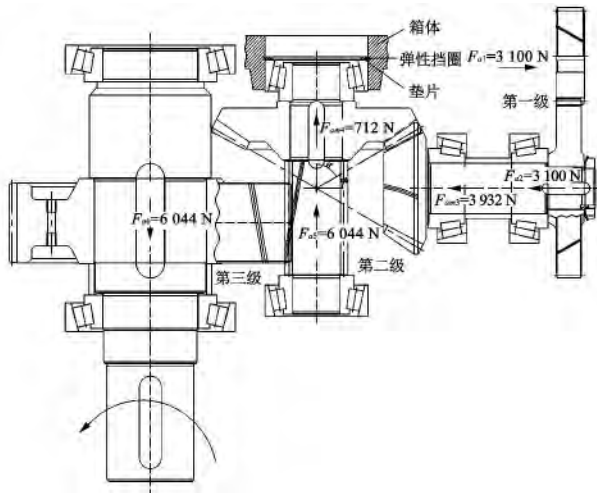


图 2 原减速机内部结构图

输入为高转差电机,电机功率 45 kW,负载为冲击载荷,因此输入按照 45 kW 过载 2 倍,输入转速按 1 400 r/min 计算。

主动斜齿轮 1 的受力情况如下:

$$T=9\,550\frac{P}{n};$$

$$\text{切向力 } F_{t1}=\frac{2\,000T_1}{d_1};$$

$$\text{径向力 } F_{r1}=F_{t1}\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta};$$

$$\text{轴向力 } F_{a1}=F_{r1}\tan\beta.$$

被动斜齿轮 2 的受力情况如下:

$$\text{切向力 } F_{t2}=-F_{t1}; \text{ 径向力 } F_{r2}=-F_{r1}; \text{ 轴向力 }$$

$$F_{a2}=-F_{a1}.$$

其中,“—”表示方向相反。

由此可得第一级、第三级斜齿轮传动副的受力情况如表 2。

表 2 第一级、第三级斜齿轮传动副的受力情况

	齿轮 1	齿轮 2	齿轮 5	齿轮 6
切向力/N	5 710	5 710	31 094	31 094
径向力/N	2 365	2 365	11 529	11 529
轴向力/N	3 100	3 100	6 044	6 044

力的方向如图 1,可用“左右手定则”判断主动齿轮的轴向力方向,再由“作用力与反作用力”确定被动齿轮的轴向力方向。

2.2 弧齿锥齿轮传动副受力分析

第二级弧齿锥齿轮传动副的主要几何参数如表 3。

表 3 弧齿锥齿轮主要几何参数

	齿轮 3	齿轮 4
大端模数 m_t	8.5	8.5
齿数 z	17	31
法向压力角 α_n	20	20
齿宽中点螺旋角 β_m	35	35
分锥角 δ	28.7	28.7
旋向	左旋	右旋

弧齿锥齿轮旋向的规定:由锥顶看齿轮,齿线从小端到大端顺时针为右旋;反之,为左旋^{[3]147}。弧齿锥齿轮的转动方向也必须由锥顶看齿轮(从小端到大端看)时才能判断。弧齿锥齿轮的受力计算公式如表 4。

表 4 弧齿锥齿轮(主动轮)受力计算公式^{[3]170}

旋向	左旋	右旋	左旋	右旋
旋转方向	顺时针	逆时针	逆时针	顺时针
切向力	$F_{m3}=\frac{2\,000T_2}{d_3}$			
径向力	$F_{r3}=\frac{F_{m3}}{\cos\beta_m}(\tan\alpha_n\sin\delta_3+\sin\beta_m\cos\delta_3)$	$F_{r3}=\frac{F_{m3}}{\cos\beta_m}(\tan\alpha_n\sin\delta_3-\sin\beta_m\cos\delta_3)$		
轴向力	$F_{a3}=\frac{F_{m3}}{\cos\beta_m}(\tan\alpha_n\sin\delta_3-\sin\beta_m\cos\delta_3)$	$F_{a3}=\frac{F_{m3}}{\cos\beta_m}(\tan\alpha_n\sin\delta_3+\sin\beta_m\cos\delta_3)$		

主动弧齿锥齿轮旋向为右旋、旋转方向为逆时针,由此可得主动弧齿锥齿轮 3 分度圆上齿宽中点的受力情况如下:

$$\text{切向力 } F_{m3}=\frac{2\,000T_2}{d_3}=9\,809\text{ N};$$

径向力

$$F_{m3}=\frac{F_{m3}}{\cos\beta_m}(\tan\alpha_n\sin\delta_3+\sin\beta_m\cos\delta_3)=7\,121\text{ N};$$

轴向力

$$F_{m3}=\frac{F_{m3}}{\cos\beta_m}(\tan\alpha_n\sin\delta_3-\sin\beta_m\cos\delta_3)=-3\,932\text{ N}.$$

其中,“—”表示轴向力由大端指向小端。

被动弧齿锥齿轮 4 分度圆上齿宽中点的受力情况如下:

$$F_{m4} = -F_{m3}; F_{r4} = -F_{r3}; F_{a4} = -F_{a3}。$$

其中,“—”表示方向相反。

力的方向如图 2 所示,可知中间轴的轴向力叠加, $F_{aII} = 13\ 165\text{ N}$ 。叠加的轴向力过大,而此轴向力主要由安装被动锥齿轮这端的轴承承担,因此用来固定轴承外圈的弹性挡圈经常断裂,轴承过早失效。

3 改进方案

经过分析不同条件下齿轮的受力情况,可得到 I 轴、中间轴的轴向力大小和方向,如表 5 所示。根据实际情况,我公司用 FK127 系列减速机替换原减速机。FK127 内部结构示意图如图 3 所示,第一级和第三级斜齿轮传动副均采用左右旋,弧齿锥齿轮为右左旋,如表 5 中方案 12, I 轴轴向力为原来的 1/8,中间轴轴向力为原来的 1/12,显著改善了减速机的受力情况。使用至今,未出现任何故障。

表 5 不同条件下 I 轴、中间轴、输出轴的轴向力

序号	第一级	锥齿轮传动副	第三级	输出轴 旋转方向	I 轴轴向力 /N	II 中间轴轴 向力/N
1	右左	左右	左右	顺时针	832	13 165
2		右左			11 218	6 569
3		左右		逆时针	5 018	5 519
4		右左			7 032	1 077
5		左右	右左	顺时针	832	1 077
6		右左			11 218	5 519
7		左右		逆时针	5 018	6 569
8		右左			7 032	13 165
9	左右	左右	左右	顺时针	7 032	13 165
10		右左			5 018	6 569
11		左右		逆时针	11 218	5 519
12		右左			832	1 077
13		左右	右左	顺时针	7 032	1 077
14		右左			5018	5519
15		左右		逆时针	11218	6569
16		右左			832	13165

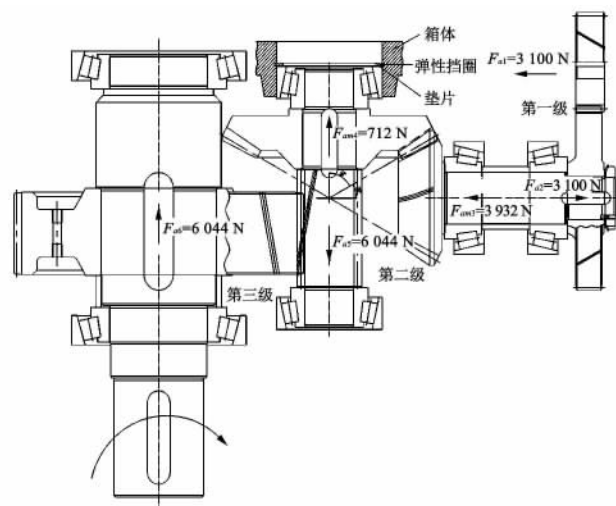


图 3 FK127 内部结构

4 结论

弧齿锥齿轮的旋向和转动方向决定了轴向力的方向,若设计不当,会导致齿轮轴上轴向力叠加,导致减速机承受轴向力的弹性挡圈、端盖或轴承失效,降低轴承寿命,影响减速机的使用。因此,在不同的使用条件下,要合理选择锥齿轮的旋向,使齿轮轴上轴向力尽可能相互抵消,以提高轴承和箱体的使用寿命。

在客户需要减速机正反转的情况下,右左—右左—左右的旋向组合最佳;若客户规定输出轴为顺时针转动时,右左—左右—右左的旋向组合最佳;若客户规定输出轴为逆时针转动时,左右—右左—左右的旋向组合最佳。

参 考 文 献

- [1] 盛莉. 螺旋锥齿轮标准齿轮的研制 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2007.
- [2] 姚金贵. 轴向力对弧齿锥齿轮使用寿命的影响 [J]. 武汉化工学院学报, 1997 (3): 60—63.
- [3] 徐灏. 机械设计手册: 第 4 卷: 第 35 章 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2001: 147, 170.

收稿日期: 20140212

作者简介: 王明松(1980—),男,河南南阳人,学士,工程师