

基于 Romax 的潜水螺旋泵减速箱传动系统动力学分析

刘中冬,邹晓峰,张元刚

(青岛科技大学,山东 青岛 266061)

摘要:以某螺旋泵配套设计的减速箱传动系统为研究对象,建立起考虑轴系变形、齿轮受力、传动效率等影响因素的传动系统模型,进行静动态分析、动力学仿真及模态分析。针对水下实际工况,对传动误差偏大及啸叫进行仿真分析,得出具体的原因为振动与噪声及齿轮偏载造成的齿轮啮合冲击。通过齿面修形和优化齿形,可有效降低齿轮啮合冲击及啸叫,降低传动误差。

关键词:螺旋泵;传动系统;动力学仿真;修形;Romax

中图分类号:TP391.9 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2020)04-0120-04

Dynamic Analysis of Transmission System of Submarine Gearbox Based on Romax

LIU Zhongdong, ZOU Xiaofeng, ZHANG Yuangang

(Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: This paper takes the gearbox transmission system of a screw pump as research object, establishes the transmission system model in consideration of the influence factors of shafting deformation, gear force and transmission efficiency, and makes the static, dynamic and modal analysis and the dynamic simulation. According to the actual working condition under water, it also does the simulation analysis of the large transmission error and the noise. The specific reason is the meshing impact caused by the vibration and noise and the gear partial load. By modifying the tooth surface and optimizing the tooth shape, the meshing impact, noise of the gear, and transmission error can be reduced greatly.

Keywords: screw pump; transmission system; dynamic simulation; reshape; Romax

0 引言

在污水处理中,潜水螺旋泵应用广泛^[1],因工作环境恶劣,对其减速箱有较高的要求。由于加工工艺及装配误差的影响,传动系统的动力传递误差随之增大,降低了齿轮的承载能力,齿轮传动系统在实际的工作中,产生振动与噪声,进一步影响了齿轮传动系统的传动平稳性。在齿轮加工过程中,为了降低齿轮传动系统运行中的振动与噪声,对齿轮齿形进行优化及齿面修形是必不可少的步骤。Romax 作为齿轮传动系统设计仿真领域的重要软件,能够准确地模拟齿轮传动系统在实际运行过程中的种种状态,较准确地仿真齿轮静态接触应力、齿根弯曲应力、传动

轴应力变形、齿轮啮合过程中的冲击及啸叫、齿轮传动系统的传递误差,并能进一步对齿面进行修形仿真,从而对模型进行优化。

1 仿真模型建立

1.1 齿轮传动系统模型的基本参数

电机输出转速为 1485 r/min,电机功率为 7.5 kW,减速箱输出转速为 61 r/min。

齿轮参数:法向模数 $m_n = 5$ mm,法向压力角取 $\alpha_n = 20^\circ$,螺旋角 $\beta = 8^\circ$

各级斜齿轮参数如表 1 所示。

表 1 各级斜齿轮参数

齿轮	齿顶高/mm	齿根高/mm	齿顶圆直径/mm	齿根圆直径/mm	基圆直径/mm	齿厚/mm	齿宽/mm	转矩/(N·m)
齿轮 1	5	6.25	110.98	88.48	94.78	7.85	160	48.23
齿轮 2	5	6.25	706.76	684.26	653.98	7.85	160	327.55

1.2 整体模型构建

在 Romax 中构建刚柔混合模型方法:

1) 建立空减速箱和输入轴、中间轴及输出轴。

2) 在空的减速箱内建立各斜齿轮及斜齿轮轴并进行装配。

3) 选择润滑油牌号及相关的圆锥滚子轴承,并进行装配。

第一作者简介:刘中冬(1962—),男,河北苍山人,教授,博士,研究方向为动态测试及信号处理。

- 4) 导入已经建立好的齿轮箱壳体(具有刚度矩阵)。
 - 5) 进行载荷谱分析。
- 所建整体模型如图 1 所示。

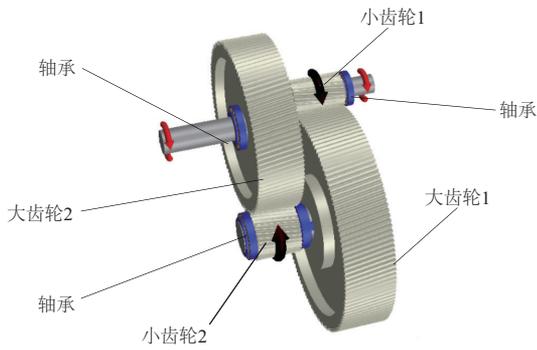


图 1 完整的二级斜齿轮传动系统

润滑油选择 ISO VG 320 Mineral, 轴承均选择 SKF 圆锥滚子轴承, 箱体材料选 HT150。

2 偏移幅值仿真分析

齿轮材料为硬化处理合金钢(20CrMnTi), 齿面硬化处理(渗碳淬火), 心部硬度为 262.0 HB, 表面硬度为 280.0 HB, 允许接触应力 810 MPa, 且允许弯曲应力为 240 MPa。

在输入转矩及输出转矩的作用下, 该轴系传动系统会在应力的作用下发生幅值偏移及扭转变形。齿轮传动系统总体偏移量云图如图 2 所示。

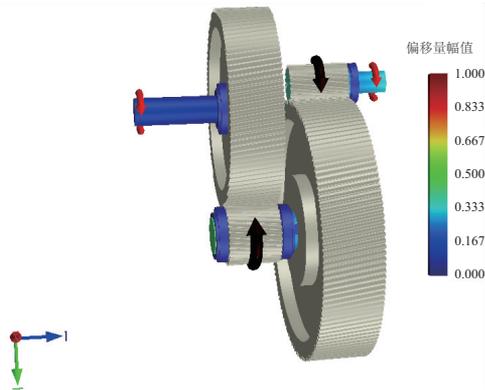


图 2 二级斜齿轮传动系统偏移量总体云图

从图 2 中可以看出, 输入轴在实际工作中偏移量较大, 会影响传动精度和传动的平稳性。

3 传动误差仿真分析

3.1 二级齿轮传动系统载荷谱分析

齿轮材料为硬化处理合金钢(20CrMnTi), 齿面硬化处理(渗碳淬火), 在经过热处理后小齿轮 1 许用接触应力为 560 MPa, 且齿根的最大允许弯曲应力为 964 MPa。这两个参数直接影响到齿轮寿命, 齿面胶合和齿根断裂是

齿轮最常见的失效形式^[2], 在仿真的过程中也是最应关注的地方, 设置安全系数为 1.2。各齿轮许用应力如表 2 所示, 各齿轮最大弯曲应力、接触应力如图 3、图 4 所示。

表 2 各齿轮许用应力 单位:MPa

齿轮编号	许用接触应力	许用弯曲应力
小齿轮 1(输入齿轮)	560	964
大齿轮 1	560	1 274

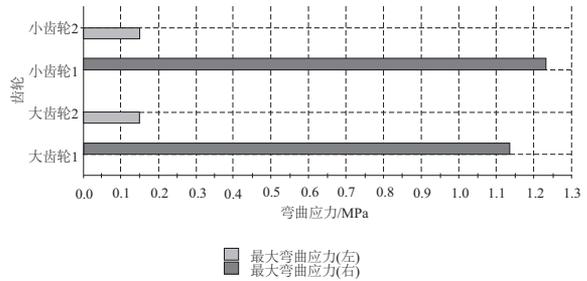


图 3 修形前最大弯曲应力图

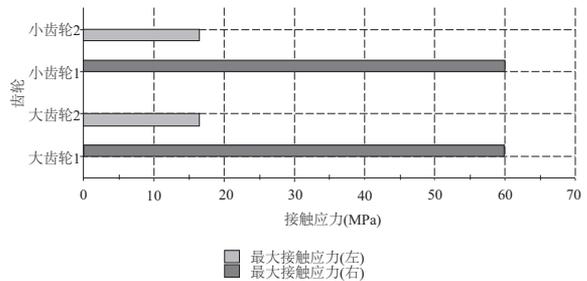


图 4 修形前最大接触应力图

由仿真结果可知, 各齿轮组的接触应力及弯曲应力在许用范围内。

3.2 修行前传递误差分析

修形前各齿轮的啮合传动误差如图 5、图 6 及表 3 所示。

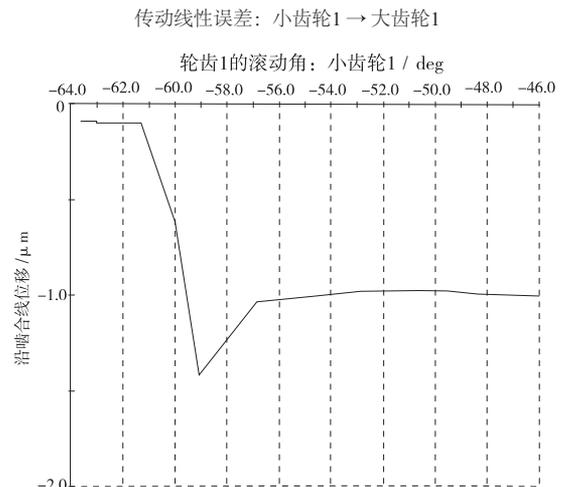


图 5 修形前小齿轮 1 和大齿轮 1 啮合传动误差图

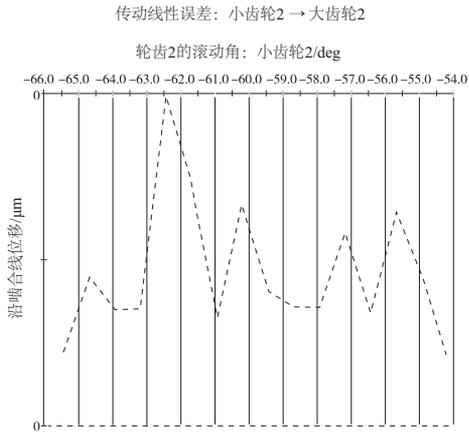


图 6 修形前小齿轮 2 和大齿轮 2 啮合传动误差图

表 3 修形前齿轮副 1 (小齿轮 1 和大齿轮 1) 啮合传动误差

取值	小齿轮 1 轮齿滚动角度/deg	沿啮合线位移/μm
最大值	-46.695	-8.71×10^{-2}
最小值	-63.570	-1.42
平均值	-55.132	-0.84

由此可以看出,齿轮副 1 在修行前啮合传动误差为 0.838 4 μm,因为在理想情况下,啮合齿轮的齿面共轭,传动比不变,但是在实际的加工中,由于加工误差,齿轮啮合过程中摩擦产热等原因^[3],增大了实际齿轮传动误差。在齿轮箱中,传动误差是箱体内部激励的主要来源,对齿廓进行修形,能有效地降低实际啮合中的冲击,降低应力,提高承载性。

3.3 对啮合齿轮进行齿廓修形及分析

引用公式 $\begin{cases} \Delta_{1u} = 0.04 W_t + 5 \\ \Delta_{2u} = 0.04 W_t \end{cases}$ 进行齿廓修形,式中 W_t 为

单位齿宽载荷,并且 $W_t = \frac{F_t}{b(N)}$;其中 F_t 为切向力, b 为齿轮有效长度。

所以齿轮副 1 的单位齿宽载荷为: $W_t = 17.225 \text{ N/mm}$,因而齿顶修形量 $\Delta_{1u} = 5.689 \mu\text{m}$,齿根修形量 $\Delta_{2u} = 0.689 \mu\text{m}$ 。

小齿轮 1 齿向修形曲线如图 7 所示。

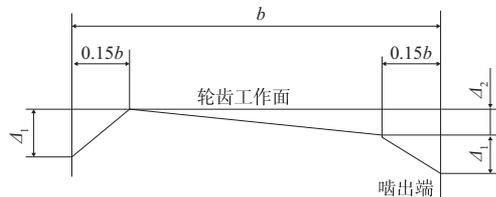


图 7 小齿轮 1 齿向修形曲线

根据单斜齿齿轮的弯曲变形计算,在齿宽范围内的最大相对变形量计算公式^[5]为:

$$\delta_b = \phi_d^4 K_i K_r W_t \frac{12\eta - 7}{6\pi E}$$

其中: K_i 为考虑齿轮内孔影响系数,且 $K_i = [1 - (d_i/d_1)^4] - 1$; K_r 为考虑径向力影响系数, $K_r = 1/\cos^2 \partial_i$ 。

则对于小齿轮 1 的弯曲变形量为 $\delta_b = 0.00424$ 。

因为 $\delta_b < 0.013 \text{ mm}$ 取 $\Delta_1 = 0.013 \text{ mm}$, $\Delta_2 = 0.010 \text{ mm}$ 。

鼓形修形量为 $C = \Delta_1 = 0.013 \text{ mm} = 13 \mu\text{m}$,修形后轮齿载荷图如图 8 所示。

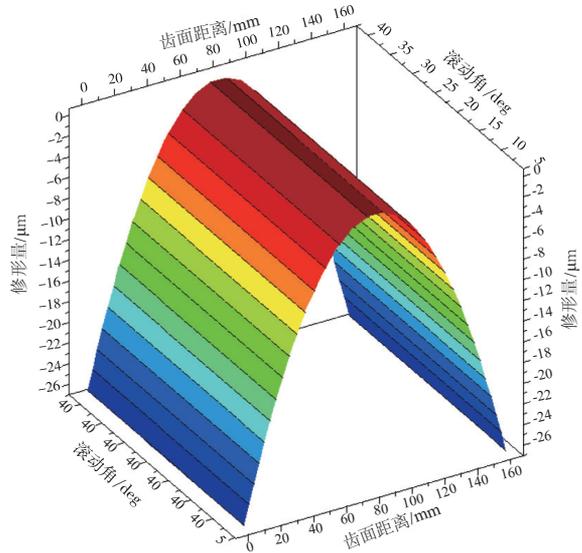


图 8 修形后小齿轮 1 轮齿载荷图

由图 8 可以看出,在斜齿轮传动过程中,轮齿的绝大部分载荷主要集中在轮齿的 65 mm ~ 95 mm,修形前端面重合度 1.832,修形后端面重合度 2.315。修形后轮齿啮合过程变得更加平稳。再继续验证齿轮修形后的齿轮最大接触应力和最大弯曲应力(图 9、图 10)。

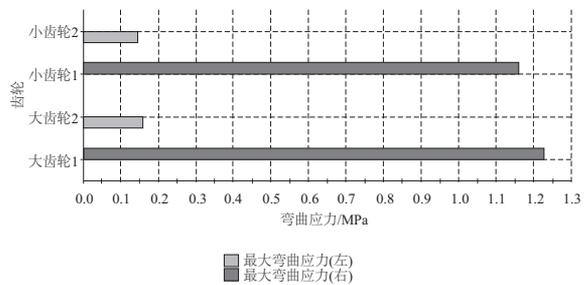


图 9 修形后最大弯曲应力

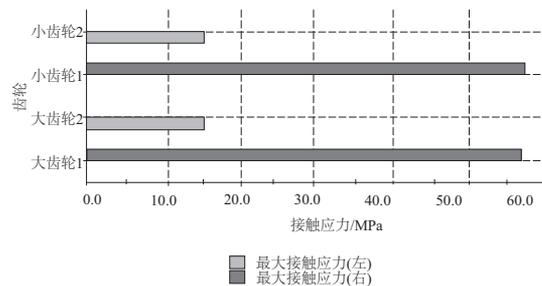


图 10 修形后最大接触应力

对比修形前的图 3 最大弯曲应力图和图 4 最大接触应力图,可以看出修形后最大弯曲应力和最大接触应力都有明显降低,明显改善齿轮啮合运行的平稳性,降低了啮合冲击。修形后各齿轮的啮合传动误差如图 11、图 12 及表 3 所示。

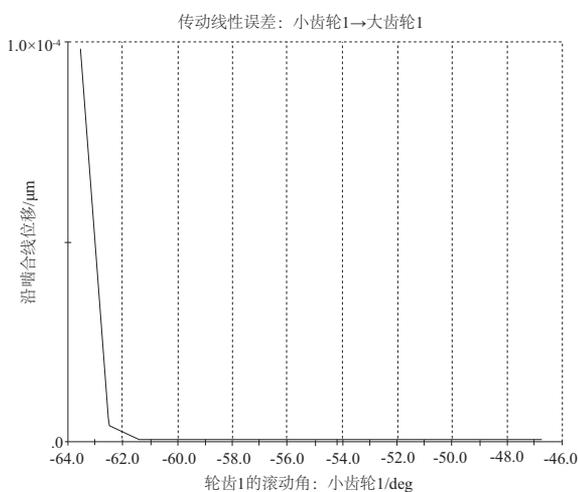


图 11 修形后小齿轮 1 和大齿轮 1 啮合传动误差图

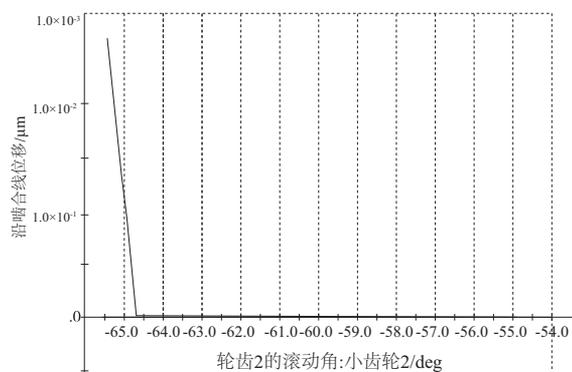


图 12 修形后小齿轮 2 和大齿轮 2 啮合传动误差图

对比修形前后齿轮副在实际传动过程中的传动误差图以及传动平均误差,可以看出在斜齿轮啮合传动过程中,修形后传动更加平稳。

表 4 修形后齿轮副 1(小齿轮 1 和大齿轮 1) 啮合传动误差

取值	小齿轮 1 轮齿滚动角度/deg	沿啮合线位移/μm
最大值	-46.695	9.82
最小值	-63.570	6.19×10^{-6}
平均值	-55.132	7.03×10^{-5}

4 结语

1) 在利用齿轮齿廓修形和齿向修形原理对该二级斜齿轮传动系统进行仿真分析,利用 Romax 建立斜齿轮传动系统,采用对齿轮齿向修形的鼓形量修形,证明方法可行,对降低齿轮轮齿的接触应力和弯曲应力有较大帮助,改善了齿轮轮齿啮合接触状况。

2) 使用 Romax 齿轮修形进行该斜齿轮传动系统的轮齿修形后,明显改善了齿轮传动的平稳性和可靠性,有效解决了齿轮偏载和啮合冲击等问题,有效降低了传动误差。

3) 通过对模型施加载荷,可以对齿轮传动系统整体进行载荷谱分析,找出应力、应变较大的区域,对设计的改进有很大帮助,防止出现危险。

参考文献:

- [1] 李旭. 基于 Romax 减速机振动噪声耦合仿真分析[J]. 煤矿机械, 2019, 40(8): 192-194.
- [2] 张福来. 基于 ROMAX 的机车牵引齿轮传动系统动力学分析[D]. 大连: 大连交通大学, 2017.
- [3] 谢坤琪, 张开元, 刘欣荣. 基于 Romax Design 的车用减速器齿轮修形与接触分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2019, 57(5): 96-98.
- [4] 赵洪新, 贺磊, 孟建兵, 等. 基于 Romax 的人字齿轮拓扑修形及仿真[J]. 煤矿机械, 2019, 40(1): 158-161.
- [5] 李广兴. 基于齿轮修形的双离合自动变速器噪声控制研究[D]. 南昌: 华东交通大学, 2018.

收稿日期: 2019-11-14