

大功率船用齿轮箱斜齿轮的有限元接触研究

柴 欢, 陈亮亮, 秦春节, 胡夏夏*

(浙江工业大学 特种装备制造与先进加工技术教育部重点实验室, 浙江 杭州 310014)

摘要: 为了更好地了解和掌握大功率船用齿轮箱的齿轮在啮合过程中的接触应力分布情况, 在有限元基本理论的基础上, 采用有限元软件 ANSYS/Ls-dyna 对该齿轮箱中的其中一对渐开线斜齿轮进行了接触分析, 得到了齿轮啮合过程中的应力分布情况及最大接触应力, 为齿廓修形提供了重要依据; 最后, 将修形前后齿轮的应力分布情况进行了对比分析。研究表明, 该船用齿轮箱齿轮最大应力小于材料的强度极限, 满足使用要求; 并且修形后齿轮的接触应力和齿根应力较修形前均减小了 13% 左右, 可以有效地减小齿顶和齿根的应力集中现象, 为斜齿轮修形打下了良好的基础。

关键词: 大功率船用齿轮箱; ANSYS/Ls-dyna; 渐开线斜齿轮; 有限元接触分析

中图分类号: U664.1; TH132; TH122

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2012)12-1427-04

Helical gear contact analysis of high power marine gearbox

CHAI Huan, CHEN Liang-liang, QIN Chun-jie, HU Xia-xia

(Key Laboratory of Special Purpose Equipment and Advanced Manufacturing Technology,
Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: In order to comprehend the contact distribution in the process of gear meshing of a high power marine gearbox, based on the finite element theory, the surface contact stress of a pair of involute helical gears was analyzed, to get the maximum contact stress in the gear meshing by using of ANSYS/Ls-dyna. The basis for tooth profile modification of involute helical gears was provided. Also, the standard gears and the modified gears were compared and analyzed. The results indicate that the helical gear is safe; the contact stress and tooth root stress are both reduced about 13%, which can effectively eliminate the stress concentration and can provide the basis for tooth profile modification of involute helical gears.

Key words: high power marine gearbox; ANSYS/Ls-dyna; involute helical gears; finite element contact analysis

0 引言

齿轮传动是一种依靠轮齿相互啮合来传递动力和运动的恒功率传动, 具有结构紧凑、传动平稳、传动比精确、工作可靠、效率高、寿命长等特点, 所以得到了广泛的应用。大功率船用齿轮箱作为船舶动力系统的部件, 由于其本身结构复杂, 工作环境恶劣, 并且精度要求很高, 又处于重载的运行条件等原因, 使齿轮箱最容易受到损害并出现故障, 相比较而言, 该齿轮箱对其综合技术指标要求更高。据统计^[1-2], 传动机械中由齿轮引起的故障约占 80%, 旋转机械中由齿轮引起的故障约占 10% 左右。从齿轮的失效形式

来看, 由于齿轮传动时载荷是反复变化的, 大多数齿轮的失效形式是齿面点蚀和轮齿折断。这就要求齿轮具有一定的接触强度和弯曲强度。

在实际工况下, 齿轮接触应力的分布大小直接影响齿轮的使用寿命和安全, 所以对齿面接触应力进行研究是非常必要的^[3-5]。文献[6-7]对齿轮啮合的分析主要是基于解析法和简单的数值仿真, 对齿轮模型和载荷条件等做了大量的简化, 因而不能真实地反映齿轮啮合的实际工况; 文献[8]利用有限元法, 分析研究了直齿轮的接触压力和应力的分布, 但没有考虑摩擦力和修形的影响; 文献[9]有效地处理了解析法无法处理的啮合问题, 其结果比传统计算结果更为精准, 并定量地

收稿日期: 2012-07-04

作者简介: 柴欢(1986-), 女, 河南洛阳人, 主要从事机械设计与 CAE 分析方面的研究。E-mail: chaihuan1021@163.com

通信联系人: 胡夏夏, 男, 博士, 教授。E-mail: xxhu@zjut.edu.cn

分析了齿轮啮合过程中应力、应变的分布情况。

本研究主要针对某大功率船用齿轮箱的易损部件一角变位斜齿轮进行接触分析。在考虑摩擦力和修形的影响下,进一步获取齿轮接触面的接触力分布情况,并为通过齿轮修形改变接触应力分布等提供理论依据。

1 斜齿轮的接触理论

接触问题既属于表面非线性的问题,也属于不定边界问题。引起非线性的原因主要有以下两个方面^[10]:

(1) 接触表面的不断改变,即接触表面的边界释放变为自由边界,或者是自由表面在传动过程中逐渐变为接触面边界;

(2) 接触表面上存在摩擦和滑动,表现出非线性性质,即随着载荷和位移的改变,接触面的大小和压力分布发生显著地变化,接触表面的摩擦呈现出具有“粘着-滑动”特性的间歇状态。由于这种表面非线性和边界不定性,一般来说接触问题非常复杂,其解需要反复迭代而得到。

接触问题广泛存在于工程实际中,例如齿轮啮合、机车轮轨接触、联接装置、刹车系统以及滚珠轴承等等都属于接触问题。它主要包括弹性物体的接触、塑性物体的接触、粘弹性物体的接触以及可变固体与液体之间的接触。所研究的斜齿轮的接触问题为弹性接触,不考虑塑性变形。

下面简要介绍弹性接触有限元理论:

对于齿轮副的啮合,不仅需要满足一般的弹性力学方程,还需要在啮合点的法向方向满足位移非嵌入条件,以及在切向方向满足库伦摩擦定律^[11-12]。在主动轮输入转矩一定时,齿轮啮合面的接触状态可以分为连续状态、滑动状态以及分离状态。对于齿轮啮合中存在的接触问题,可以看成两个独立的物体之间的接触,如图1所示。本研究在整体坐标系下分别建立有限元平衡方程,如下所示:

$$\begin{cases} [K_A]\{u_A\} = \{P_A\} + \{R_A\} \\ [K_B]\{u_B\} = \{P_B\} + \{R_B\} \end{cases} \quad (1)$$

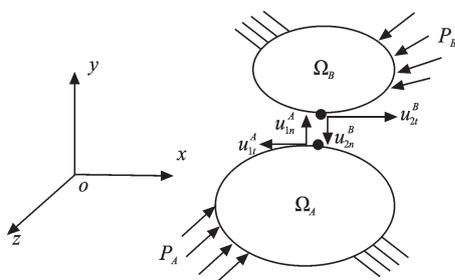


图1 两弹性体的接触

式中: $[K_A]$, $[K_B]$ —物体 A、B 的刚度矩阵; $\{u_A\}$, $\{u_B\}$ —物体 A、B 的节点位移向量; $\{P_A\}$, $\{P_B\}$ —作用在物体 A、B 上的外载荷向量; $\{R_A\}$, $\{R_B\}$ —物体 A、B 的接触力向量。

通常,在外载荷、材料和单元类型给定后,公式(1)中的刚度矩阵 $[K_A]$ 、 $[K_B]$ 和外载荷向量 $\{P_A\}$ 、 $\{P_B\}$ 是已知的,但是节点位移向量 $\{u_A\}$ 、 $\{u_B\}$ 和接触力向量 $\{R_A\}$ 、 $\{R_B\}$ 是基本未知数,可知,存在4个未知量,只有两个方程是无法求解的,还必须补充接触连续条件,如表1所示。

表1 接触的定解条件

接触状态	连续状态	滑动状态	分离状态
定解条件 ($j=n, t$)	$r_{ij}^2 = -r_{ij}^1$ $u_{in}^2 = u_{in}^1 + \delta_{in}$ $u_{ti}^2 = u_{ti}^1 + \delta_{ti}$	$r_{ij}^2 = -r_{ij}^1$ $u_{in}^2 = u_{in}^1 + \delta_{in}$ $R_{ti} = \pm \mu R_{in} $	$r_{ij}^2 = r_{ij}^1 = 0$

μ —接触面的摩擦因数; δ_{in} —接触点 i 在法向方向的初始间隙; δ_{ti} —接触点 i 在切向方向的初始间隙; R_{in} —接触点 i 在法向方向的接触力; R_{ti} —接触点 i 在切向方向的接触力。

在应用有限单元法求解上述接触问题时,为简化分析过程并满足工程需要,通常假定^[13]接触表面是光滑的连续面,接触表面的摩擦作用服从库仑定律,接触表面的力学边界条件和几何边界条件均可用节点参量来表示,同时不考虑接触表面的弹性流体动力润滑机理,润滑作用通过摩擦系数来体现。

2 斜齿轮接触模型及参数

2.1 斜齿轮的有限元建模

齿轮副的主要几何参数为:主动轮齿轮轴的齿数 $z_1=28$,从动轮的齿数 $z_2=126$,两齿轮的齿形角 $\alpha=20^\circ$,法面模数 $m_n=16\text{ mm}$,材料都为 17 CrNiMo6,密度 $\rho=7.85 \times 10^{-6}\text{ kg/mm}^3$,弹性模量 $E=210\text{ GPa}$,泊松比 $\nu=0.3$,主动轮转速 $n_1=520\text{ r/min}$,两齿轮的转速比为 1:4.5,输入功率 $P=8\ 800\text{ kW}$ 。

本研究通过三维软件 Pro/E 实现精确的参数化建模,将模型导入 Hypermesh 中划分网格,有限元网格模型如图2所示;然后利用 Hypermesh 与 ansys/Ls-dyna 的接口,把有限元模型导入 Ansys/Ls-dyna 中加载求解。有限元分析模型的边界条件如图3所示。

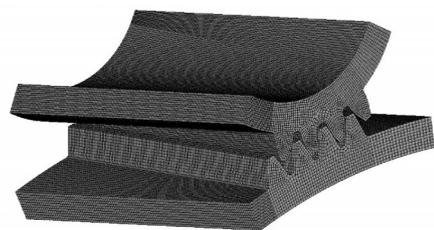


图2 有限元网格模型

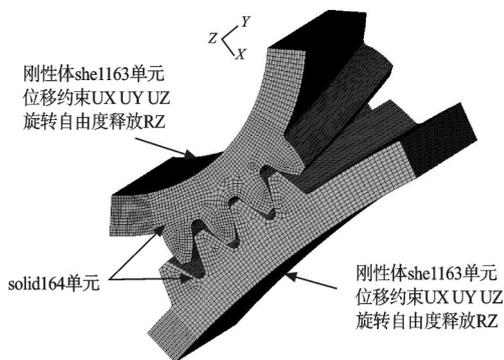


图3 边界条件

2.2 定义质心

本研究所涉及的齿轮是一个大型的船用齿轮;直径达2 m,考虑到计算机硬件的限制,须采用局部模型,只考虑同时参与啮合的几对齿;另外,考虑到齿轮的轮毂和辐板部分对齿轮接触分析的结果影响较小,本研究也省略了轮毂和辐板的模型。在 ANSYS/Ls-dyna 中,对于旋转的模型都是默认绕各自的质心运动的,而简化的局部模型,质心一般不在原来旋转的轴线上,为了保证两啮合齿轮分别绕各自的轴线转动,本研究需要定义模型的转动惯量,以确保两齿轮绕各自的轴心转动。对于转动惯量的计算,本研究在 Pro/E 中通过定义材料密度,在质量属性中可以得到如表2所示的转动惯量。

2.3 载荷的施加

根据齿轮啮理论知,负载转矩 $T=9.55 \times 10^6 P/n$, 由已知条件可知载荷为: $7.27 \times 10^5 \text{ kN} \cdot \text{mm}$ 。

表2 啮合齿轮的转动惯量(单位: $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$)

	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{yz}	I_{zx}
齿轮轴	1.531 9e+6	1.153 5e+4	-4.420 9e+3	1.228 6e+6	3.867 2e+4	3.955 7e+5
大齿轮	1.967 2e+6	-8.708 4e+2	5.264 5e+3	6.279 7e+5	4.254 4e+4	1.402 6e+6

3 有限元结果与分析

基于赫兹理论的齿面接触应力公式^[14]为:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_{tc} u + 1}{bd_1 u}} \quad (2)$$

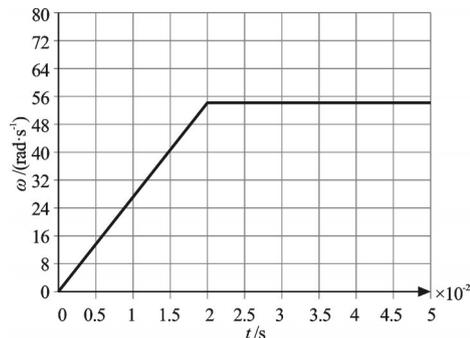
式中: Z_E —弹性系数,取值为189.8; Z_H —节点区域系数,取值为2.38; Z_ϵ —重合度系数,取值为0.762 5; Z_β —螺旋角系数,取值为0.992; F_{tc} —接触强度计算切向力。

其中:

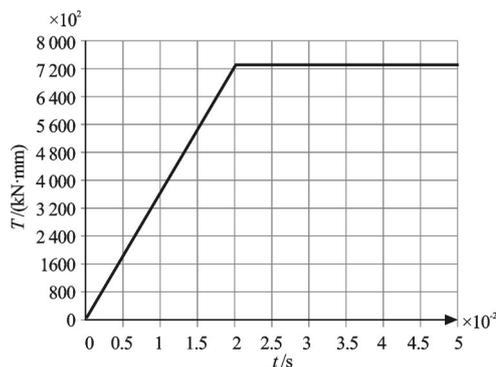
$$F_{tc} = \frac{2T}{d_1} \cdot K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \quad (3)$$

式中: K_A —使用系数,取值为1; K_V —动载系数,取值为1.2; $K_{H\beta}$ —齿向载荷分配系数,取值为1.38; $K_{H\alpha}$ —

ANSYS/Ls-dyna 中载荷的最大特点就是载荷随时间变化,根据啮合齿轮的受载情况,对齿轮轴内圈刚体施加角速度,对从动齿轮内圈刚体施加受阻转矩,载荷曲线如图4所示。由图4可以看出,施加了一渐变载荷,使载荷在0.02 s内达到平衡状态,这样可以避免啮合冲击。



(a) 角速度曲线



(b) 转矩曲线

图4 主、从动齿轮载荷曲线

齿间载荷分配系数,取值为1.285 2; b —齿宽; d_1 —分度圆直径; u —减速比。

将数值代入计算得 $\sigma_H = 885.2 \text{ MPa}$ 。

齿轮轴的最大接触应力为894.1 MPa,与赫兹理论计算近似,误差为0.995 4%,可见仿真结果与赫兹理论结果相吻合,说明本研究所采用的模型对载荷、边界条件和网格等的处理精确,仿真结果具有一定参考价值。

某时刻齿轮啮合的接触应力应力云图如图5~7所示。从应力云图可知,齿轮轴的最大接触应力值为894.1 MPa,大齿轮的最大接触应力值为764.1 MPa,远远小于两齿轮的材料强度极限1 150 MPa,可知该齿轮副可以安全用于船用减速器;另外轮齿在进入和退出啮合时由于轮齿边缘的接触使轮齿之间产生较

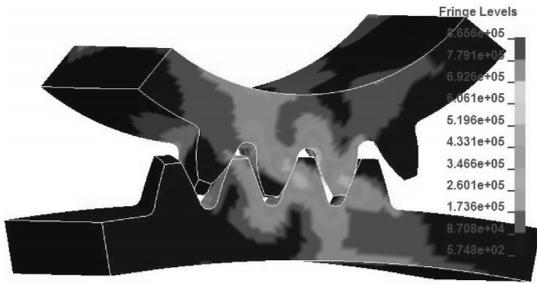


图5 齿轮啮合应力云图

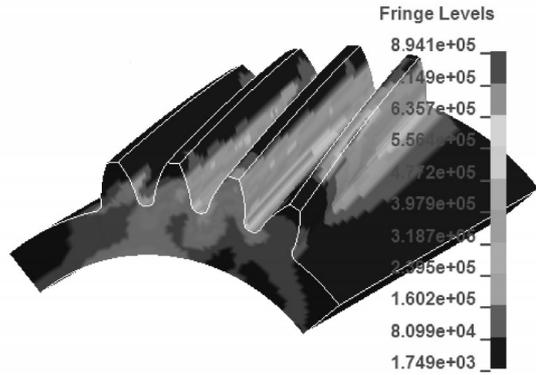


图6 齿轮轴应力云图

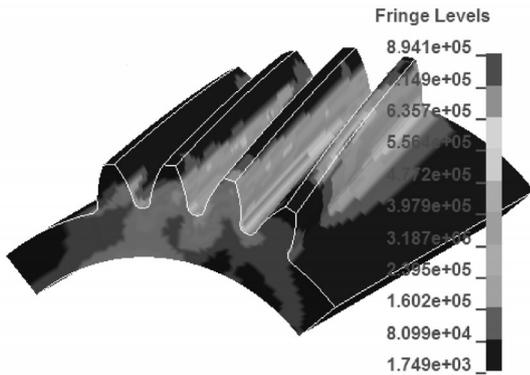


图7 大齿轮应力云图

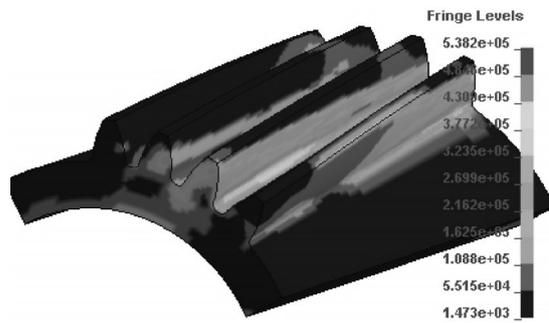


图8 齿轮轴修形前后应力云图

表3 修形前后仿真结果的对比

		标准齿轮	修形齿轮
齿轮轴	最大接触应力/MPa	887.8	774.3
	最大齿根应力/MPa	622	538.2
大齿轮	最大接触应力/MPa	754.6	687.7
	最大齿根应力/MPa	535.3	504.3

大的剪切作用,使得主、从动轮的齿顶、齿根出现了应力集中现象,这与力学分析的结论相一致;以上应力云图是没有经过修形的标准渐开线斜齿轮,由应力云图可以看出,齿轮在啮入时有严重的干涉,产生啮入冲击,造成局部应力急剧增大。

齿轮啮合过程中,两齿轮的接触情况基本相同,这里,本研究以齿轮轴为例介绍修形前后齿轮轴的应力变化情况。齿轮轴修形前后应力云图如图8所示。从图8中可以看出齿轮修形明显地消除了齿顶与齿根的应力集中现象,综合接触应力水平明显降低,同时使载荷分布更加均匀,有利于减小齿轮啮合过程中的振动与冲击。

齿轮啮合过程中标准齿轮和修形齿轮的仿真结果如表3所示。

表3中给出了齿轮修形前后齿轮轴和大齿轮在啮合过程中的最大接触应力和最大齿根应力,以齿轮

轴为例,修形后的齿轮轴较修形前接触应力减小了12.7%,齿根应力减小了13.4%,可知修形有效地减小了齿轮应力,为齿轮的优化设计提供了良好的理论基础;由表3还可以看出,在啮合过程中齿轮轴的最大接触应力和最大齿根应力均大于大齿轮,所以在进行齿根接触应力校核和齿根弯曲应力校核时,选择校核齿轮轴即可。

4 结束语

本研究利用 ANSYS/Ls-dyna 对斜齿轮进行了动态接触分析,得到了斜齿轮齿面接触应力的分布情况,可以准确地确定轮齿的应力集中区域和干涉部位,为齿廓修形提供了重要依据;同时也为斜齿轮的优化设计和可靠性设计提供了参考。

齿轮的主要失效形式之一为轮齿折断,从本研究结果可以看出,在齿根圆角处出现的应力集中是导致轮齿折断的主要原因。本研究可以利用这一结果,为下一步对齿轮进行齿根弯曲强度校核打下坚实的基础。

(下转第1438页)

面内,在第1、4、6阶振型处的峰值响应振动位移相对其他振型处的振动位移较大,相差一个数量级;同样由图4可以看到,第1阵型处的振动幅值最大,其幅值在 X 、 Y 、 Z 3个方向上的投影可以从谐响应曲线得出。

5 结束语

本研究通过对伺服阀力矩马达中的衔铁组件进行模态分析,得到了其各阶固有频率及相应的模态振型。其各模态振型分别对应衔铁与反馈杆在不同平面内的摆动和弯曲,其中 XZ 平面的振动对伺服阀性能影响最大。

由衔铁组件模态分析的各阶振型可知,衔铁和反馈杆是伺服阀力矩马达产生振动的关键部位,为避免其振动引起伺服阀工作不稳定、产生自激噪声等现象,研究者应针对两者采取相应抑制振动的措施。

通过对伺服阀力矩马达中的衔铁组件进行谐响应分析,本研究得到了在反馈杆没有安装到主阀阀芯上这一工况下的位移响应,并可以计算衔铁一端与反馈杆在最大振动处的振幅;提供了一种计算衔铁马达组件在最差模态下振幅的计算方法,为后续的研究及伺服阀的性能改善和结构优化提供参考。

当衔铁挡板组件没有安装到主阀阀芯时,衔铁挡板组件的谐振峰值主要集中在 $0\sim 3\ 000$ Hz,以低频振动为主。这为进一步研究衔铁组件在其他工况下的振动特性提供了理论参考。

参考文献(References):

- [1] 李其朋,丁 凡. 电液伺服阀技术研究现状及发展趋势[J]. 工程机械,2003,34(6):28-32.
- [2] 李松晶,鲍 文. 磁流体对伺服阀力矩马达动态特性的影响[J]. 机械工程学报,2008,44(12):137-142.
- [3] 李松晶,方振刚,吴振顺. 采用磁流体的伺服阀力矩马达二维有限元分析[J]. 中国矿业大学学报,2006,35(2):178-180.
- [4] 李 楠,高英杰. 喷嘴挡板伺服阀性能参数的研究[J]. 液压与气动,2008(10):69-70.
- [5] 李松晶,彭敬辉,张 亮. 伺服阀力矩马达衔铁组件振动特性分析[J]. 兰州理工大学学报,2010,36(6):38-41.
- [6] LAZARUS A, PRABEL B, CONBESCURE D. A 3D Finite Element model for the vibration analysis of asymmetric rotating machines [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2010,329(18):3780-3797.
- [7] KUMAR V, GREESH R, SUJATHA C. Force vibration analysis of Wind Turbine Rotor Blade [J]. *Journal of Advances in Vibration Engineering*, 2010(9):285-296.
- [8] KUO C H, JENG W I. Lock-on characteristics of a cavity shear layer [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2003(18):715-728.
- [9] 卢长耿. 力马达与力矩马达静态及动态特性分析[J]. 武汉钢铁学院学报,1989,14(3):52-63.
- [10] 宋新波,姚晓先,林玉光. 力矩马达静特性研究[J]. 战术导弹控制技术,2004,21(2):39-42.

[编辑:罗向阳]

(上接第1430页)

参考文献(References):

- [1] 李加恒. BJ2020N 齿轮箱齿轮传动系统故障诊断[D]. 昆明:西南林业大学理学院,2007.
- [2] [日]丰田利夫. 设备现场诊断的开展方法[M]. 李敏,译. 北京:机械工业出版社,1985.
- [3] 张金良,方宗德,曹雪梅,等. 弧齿锥齿轮齿面接触应力分析[J]. 机械科学与技术,2007,26(10):1268-1272.
- [4] CHEN Y C, TSAY C P. Stress analysis of a helical gear set with localized bearing contact [J]. *Finite Element Analysis and Design*, 2002,38(1):707-723.
- [5] ZHANG Y C, FANG Z. Analysis of tooth contact and load distribution of helical gears with crossed axes [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 1998,34(1):41-57.
- [6] 王延忠. 面齿轮齿面方程及其轮齿接触分析[J]. 机床与液压,2007,35(12):7-9.
- [7] 王延忠,龚 康,吴灿辉. 航空面齿轮传动接触应力计算方法研究[J]. 机床与液压,2011,39(21):1-4.
- [8] WANG J, HOWARD I. The torsion stiffness of involute spur gears [J]. *Mechanical Engineering Science*, 2004,218(1):1-12.
- [9] 黄亚玲,秦大同,罗同云,等. 基于ANSYS的斜齿轮接触非线性有限元分析[J]. 理论与探索,2006,4(4):31-39.
- [10] 康一坡. 基于多零件接触的重型汽车变速器壳体强度分析[D]. 长春:吉林大学机械科学与工程学院,2008.
- [11] 凡增辉,赵熙雍,晏红文. 基于ANSYS的斜齿轮接触有限元分析[J]. 机械传动,2010,34(4):68-70.
- [12] 朱才朝,黄 琪,唐 倩. 风力发电升速齿轮箱传动系统接触齿轮及载荷分配[J]. 农业机械学报,2006,37(7):86-89.
- [13] 王文杰. 风机增速器斜齿轮啮合载荷及齿向修形的研究[D]. 大连:大连理工大学机械工程学院,2007.
- [14] 萨本信. 高速齿轮传动设计[M]. 北京:机械工业出版社,1986.

[编辑:张 翔]