

文章编号:1000-582X(2012)01-001-06

风电增速箱输出级齿轮副疲劳寿命有限元分析

林腾蛟¹, 沈亮¹, 赵俊渝^{1,2}

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044; 2. 重庆齿轮箱有限责任公司, 重庆 402263)

摘要:建立了风电增速箱输出级斜齿轮副的三维接触有限元模型, 计算了静载荷作用下齿轮副的应力应变; 基于齿轮材料的疲劳试验常数, 计算了材料的近似 S-N 曲线; 对风电增速箱真实载荷谱 20 种工况的载荷历程进行雨流计数, 得到载荷循环数、均值与幅值的关系。在 FE-SAFE 软件中, 对斜齿轮副接触模型进行疲劳寿命分析, 研究了载荷、表面粗糙度、残余应力以及轮齿修形量对齿轮副疲劳寿命的影响规律。结果表明, 齿轮副应力集中处有少数低寿命点, 齿轮副寿命随载荷及齿面粗糙度的增大而减小, 残余拉应力使疲劳寿命减小, 而残余压应力可使疲劳寿命增大, 适度修形可提高齿轮的疲劳寿命。

关键词: 齿轮箱; 疲劳; 接触分析; 有限元法

中图分类号: TH132.41

文献标志码: A

Fatigue life finite element analysis of output gear pair of wind turbine speed-increase gearbox

LIN Teng-jiao¹, SHEN Liang¹, ZHAO Jun-yu^{1,2}

(1. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;

2. CN GPOWER Gearbox Co., Ltd, Chongqing 402263, P. R. China)

Abstract: 3D contact finite element model of output helical gear pair of wind turbine speed-increase gearbox is built to calculate stress-strain of gear pair under static load. S-N curves of gear pair materials are calculated based on fatigue test constants of materials. After carrying out rain-flow counting for load histories of real load spectrum in 20 working conditions of the gearbox, the relation of load cycles, mean value and amplitude of the load are obtained. Fatigue life of helical gear pair is analyzed with FE-SAFE to study the influence of magnitude of load, residual stress, tooth surface roughness and profile modification to fatigue life of gear pair. The results indicate that there are a few short life points at places where stress concentrates; the life of gear pair extends with the decrease of load or tooth surface roughness; residual tensile stress leads to a reduction of fatigue life while residual pressure stress leads to extension; the life of gear pair extends with proper tooth modification.

Key words: gearbox; fatigue; contact analysis; finite element method

收稿日期: 2011-08-05

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51175524); 重庆市自然科学基金计划资助项目(CSTC, 2009BB3201)

作者简介: 林腾蛟(1968-), 男, 重庆大学教授, 博士后, 主要从事计算机辅助工程分析、机械动力学研究,

(E-mail) tjlin@cqu.edu.cn。

齿轮传动具有效率高、结构紧凑、工作可靠、寿命长和传动比稳定等特点,广泛应用于机械传动领域。在齿轮所有失效形式中,疲劳断齿所占比例最大,其次是表面接触疲劳,因此疲劳破坏是齿轮失效的最主要形式。为了提高齿轮的可靠性和使用寿命,有必要对齿轮的疲劳寿命进行研究。

国内外已有学者采用理化分析^[1-2]、金相检验^[3]、硬度测量^[4]及加速疲劳试验^[5]等方法对齿轮疲劳破坏进行了试验研究,采用有限元法及振动信号分析法对齿轮疲劳裂纹进行分析^[6-9]。但上述文献只是定性地研究齿轮疲劳破坏过程,未对疲劳寿命进行准确计算。定量确定齿轮疲劳寿命的方法主要有两类:试验法和疲劳寿命分析法。王威强等^[10]通过齿轮大样本全寿命成组试验获得齿轮的 S-N 曲线;Glodez 等^[11-14]分别建立了齿轮表面接触疲劳寿命和齿根弯曲疲劳寿命计算模型,其中齿面接触疲劳寿命计算借助解析法,而齿根弯曲疲劳寿命计算采用解析法和有限元法相结合的方法,但文中有限元模型均为单齿二维模型,不能准确反映齿轮的接触状态,影响齿轮疲劳寿命计算的准确性。

笔者以近海型风电增速箱输出级斜齿轮副为研究对象,建立斜齿轮副接触有限元模型,进行弹性接触分析。在此基础上,计算齿轮材料的 S-N 曲线,并结合风电增速箱真实载荷谱,采用 Brown-Miller 准则对斜齿轮副进行疲劳寿命分析;而后研究载荷、齿面粗糙度、残余应力及轮齿修形对齿轮副疲劳寿命的影响规律。

1 疲劳寿命分析方法

随着计算机技术和有限元分析软件的发展,疲劳寿命分析法得到了广泛应用。疲劳寿命分析涉及载荷的变化历程、结构的几何参数以及材料的性能参数或曲线等相关内容。采用有限元进行疲劳分析时,首先根据几何结构和静载荷确定应力应变响应,然后结合材料性能和载荷谱,应用疲劳损伤模型计算结构剩余寿命。疲劳寿命的理论预测精度既依赖于应力应变响应的正确模拟,也依赖于损伤模型的合理利用。

工程上常用的损伤模型有主应变准则、最大剪应变准则和 Brown-Miller 准则,其中 Brown-Miller 准则是大部分室温下常规金属的首选算法。该算法认为最大疲劳损伤出现在最大剪平面上,且损伤同时为剪平面上剪应变和正应变的函数。设最大剪应变 $\gamma_{\max} = \epsilon_1 - \epsilon_3$,最大正应变 $\epsilon_n = (\epsilon_1 + \epsilon_3)/2$,单轴平面应变中, $\epsilon_2 = -\nu\epsilon_1$, $\epsilon_3 = -\nu\epsilon_1$,则

$$\gamma_{\max} = \epsilon_1 - \epsilon_3 = (1 + \nu)\epsilon_1, \quad (1)$$

$$\epsilon_n = \frac{\epsilon_1 + \epsilon_3}{2} = \frac{(1 - \nu)\epsilon_1}{2}, \quad (2)$$

式中: ν 为泊松比; ϵ_1 、 ϵ_2 和 ϵ_3 分别为第 1、第 2 和第 3 主应变。

传统应变-寿命方程为

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E}(2N_f)^b + \epsilon'_f(2N_f)^c, \quad (3)$$

式中: $\Delta\epsilon$ 为应变范围; E 为弹性模量; $2N_f$ 为以反向计数的疲劳寿命; σ'_f 为疲劳强度系数; ϵ'_f 为疲劳延性系数; b 为疲劳强度指数; c 为疲劳延性指数。

将式(3)左端改写为剪应变和正应变幅值之和,得 Brown-Miller 应变-寿命方程

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \frac{\Delta\epsilon_n}{2} = C_1 \frac{\sigma'_f}{E}(2N_f)^b + C_2 \epsilon'_f(2N_f)^c, \quad (4)$$

式中: $\Delta\gamma_{\max}$ 、 $\Delta\epsilon_n$ 分别为剪应变和正应变范围; C_1 、 C_2 为常数。右端第 1 项为弹性应变, $C_1 = 1.65$;第 2 项为塑性应变, $C_2 = 1.75$ 。

考虑平均应力的影响,利用 Morrow 平均应力准则进行修正,修正后应变-寿命公式为

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \frac{\Delta\epsilon_n}{2} = 1.65 \frac{(\sigma'_f - \sigma_m)}{E}(2N_f)^b + 1.75 \epsilon'_f(2N_f)^c, \quad (5)$$

式中 σ_m 为平均应力。

笔者采用 FE-SAFE 软件计算齿轮副的疲劳寿命,其分析过程如下:1)由有限元求解得到节点的应力分量;2)结合载荷谱,计算节点主应力及主应变时间历程;3)利用多轴循环塑性模型,将弹性应力-应变历程转化为弹塑性应力-应变历程;4)计算部件表面各临界平面的剪应变和正应变,确定各个平面的疲劳循环次数和疲劳寿命,所有平面中的最短寿命即为节点疲劳寿命。

2 斜齿轮副接触有限元分析

风电增速箱输出级斜齿轮副的基本几何参数如表 1 所示。主、从动轮齿顶修缘高度 $h = 0.40m_n$,修缘深度分别为 $\Delta_1 = 0.03 \text{ mm}$ 和 $\Delta_2 = 0.025 \text{ mm}$ ^[15]。

表 1 斜齿轮副基本几何参数

名称	数值
齿数 z_1/z_2	121/36
法向模数 m_n/mm	8
压力角 $\alpha/(\text{°})$	20
螺旋角 $\beta/(\text{°})$	11
法向变位系数 x_1/x_2	0.933/0.418
实际中心距 a/mm	650
齿宽 B/mm	160

根据齿面渐开线方程、齿根过渡曲线方程及轮齿修形量编制参数化齿形曲线生成程序,自动生成 ANSYS 的 APDL 命令流,建立精确的齿轮副三维接触模型^[16]。采用六面体单元对齿轮副进行网格划分,共计节点数 134 932,单元数 122 160,如图 1 所示。边界条件为:从动轮内圈节点全约束;主动轮内圈径向及轴向约束,并施加转矩 73.8 kN·m,啮合面间建立 4 组接触对。

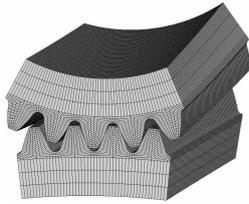


图 1 斜齿轮副有限元网格

齿轮啮合过程中,双齿接触和三齿接触交替出现,如图 2、3 所示,双齿接触时齿轮副的等效应力和接触应力均较大,因此计算齿轮副疲劳寿命采用双齿接触模型。

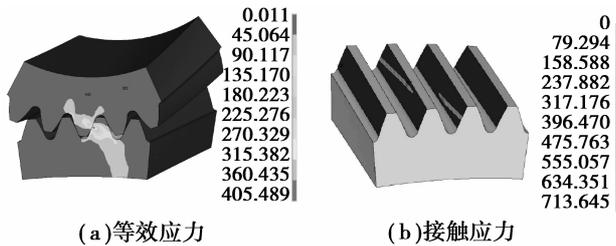


图 2 双齿接触时应力云图

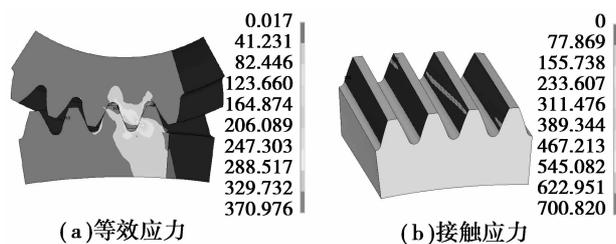


图 3 三齿接触时应力云图

3 齿轮副疲劳寿命有限元分析

3.1 材料疲劳性能

材料的疲劳性能一般用 S-N 曲线来表示,S-N 曲线是根据材料的疲劳强度实验数据得出的应力和疲劳寿命的关系曲线。其表达式为

$$m \lg \sigma + \lg N = \lg C, \quad (6)$$

式中: σ 为应力,MPa; N 为应力循环次数; m 、 C 为疲劳试验常数。风电增速箱输出级主、从动轮的材料

分别为 20CrMnMo 和 17CrNiMo6,性能参数如表 2 所示。热处理方式为渗碳淬火,齿面硬度 60~62 HRC。

表 2 齿轮材料特性

名称	弹性模量 E/GPa	泊松比	抗拉强度 σ_b/MPa	m	C
主动轮	206	0.3	1 180	15.29	3.68×10^{56}
从动轮	206	0.3	1 200	13.30	1.03×10^{50}

说明:表中 m 和 C 为可靠度 $P=99\%$ 时的取值^[15]。

把表 2 中 m 和 C 的值代入公式(6),即可得到材料 20CrMnMo 和 17CrNiMo6 的可靠度为 99% 的近似 S-N 曲线,如图 4 所示。

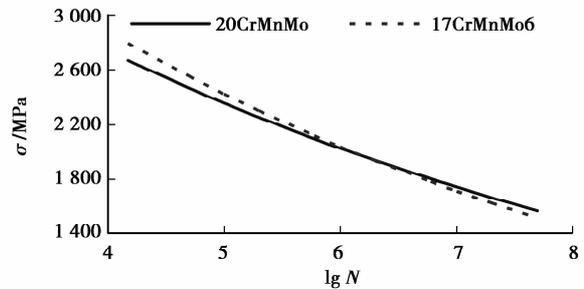


图 4 材料的 S-N 曲线

3.2 增速箱真实载荷谱

风电增速箱载荷谱应体现其在设计寿命内整个运行过程中将承受的所有载荷,包括正常运行载荷,由极限风速或湍流工况引起的最高运行载荷,以及由调距或机械制动等引起的瞬时峰值载荷。其中后两类载荷虽然在整个运行周期中只占很少时段,却会对齿轮箱的疲劳寿命产生极大影响。载荷谱可通过长时间的实测得到,或按相关标准计算确定。

某风电增速箱的真实载荷包含以下 20 种载荷工况,分布情况如表 3 所示。

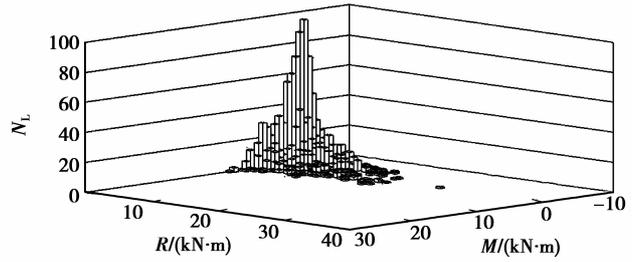
表 3 风电增速箱的载荷工况

工况	每年出现 次数	20 a 中所占 时间 t/s	所占比率 /%
1	12 506	1.50×10^8	23.362 6
2	11 835	1.42×10^8	22.109 1
3	10 976	1.32×10^8	20.504 4
4	8 802	1.06×10^8	16.443 1
5	7 514	9.02×10^7	14.037 0
6	546	6.55×10^6	1.020 0

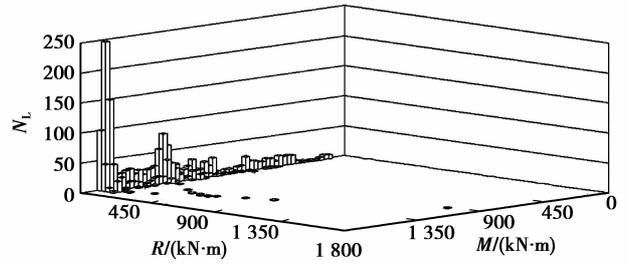
续表 3

工况	每年出现次数	20 a 中所占时间 t/s	所占比率 /%
7	1 000	6.00×10^6	0.934 1
8	232	2.78×10^6	0.433 4
9	1 000	2.40×10^6	0.373 6
10	161	1.93×10^6	0.300 8
11	90	1.08×10^6	0.168 1
12	300	9.00×10^5	0.140 1
13	46	5.52×10^5	0.085 9
14	25	3.00×10^5	0.046 7
15	50	1.20×10^5	0.018 7
16	50	6.00×10^4	0.009 3
17	4	4.80×10^4	0.007 5
18	7	1.26×10^4	0.002 0
19	20	1.20×10^4	0.001 9
20	1	1.20×10^4	0.001 9

风电增速箱的真实载荷谱为随机载荷时间历程,采用雨流计数法对各工况的随机载荷历程进行处理,可得到载荷循环数 N_L 、均值 M 与幅值 $R/2$ 的关系。图 5 为增速箱工作过程中所占比率较大的 5 种工况的转矩载荷历程的雨流计数结果。

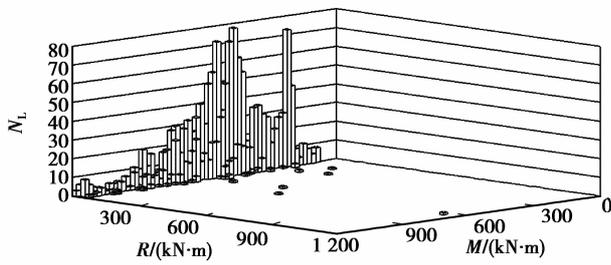


(d)工况4

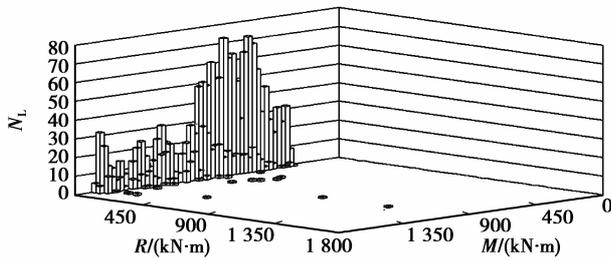


(e)工况5

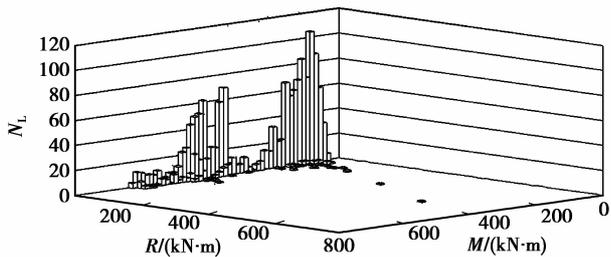
图 5 转矩载荷历程的雨流计数结果



(a)工况1



(b)工况2



(c)工况3

3.3 疲劳寿命计算

在疲劳分析软件 FE-SAFE 中,读入斜齿轮副接触有限元应力应变计算结果,并根据 S-N 曲线设置材料的疲劳性能,以块载荷谱的形式将真实载荷谱施加到斜齿轮副上。取齿面粗糙度为 $0.8 \mu\text{m}$,不考虑齿轮残余应力,采用 Morrow 平均应力准则修正后的 Brown-Miller 算法对斜齿轮副进行疲劳寿命分析,计算结果如图 6、7 所示。

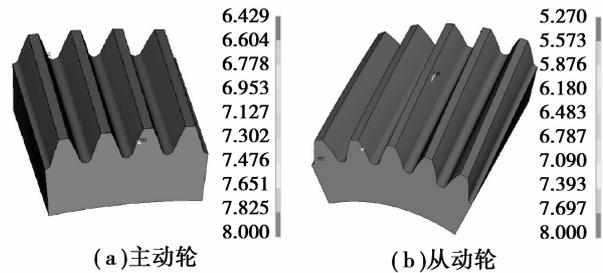


图 6 齿轮剩余寿命

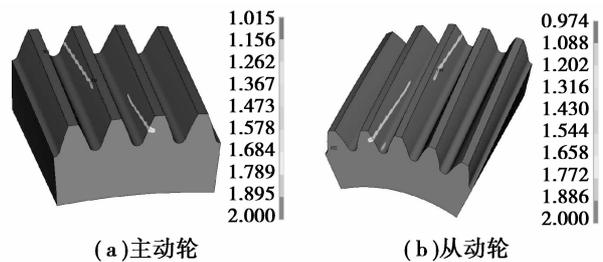


图 7 安全系数

由图 6 可看出,额定载荷下齿面剩余寿命几乎都能达到 1×10^8 次循环,齿轮边缘应力集中处出现了极少数低寿命点,最小值出现在从动轮接触线端点上,为 $1 \times 10^{5.27}$ 次循环。由图 7 可知,安全系数较小的点主要分布在啮合线上,最小值 0.974 出现在从动轮上。

4 齿轮参数对疲劳寿命的影响

4.1 载荷的影响

为进一步研究斜齿轮副疲劳低寿命区分布情况,将载荷放大 1.5 倍进行计算,可得齿轮剩余寿命如图 8 所示,低寿命区分布在啮合线上。齿轮载荷对疲劳寿命的影响如表 4 所示,0.75 倍额定载荷时,整个斜齿轮副均为无限寿命;而 1.5 倍额定载荷时,主、从动轮最低寿命为 $1 \times 10^{3.629}$ 和 $1 \times 10^{3.169}$ 次循环,分别降低了 43.55% 和 39.87%。可见,随着载荷的增加,斜齿轮副疲劳寿命下降明显。

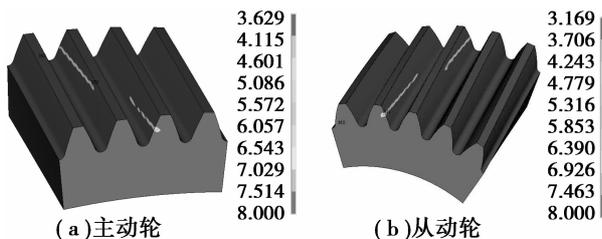


图 8 载荷放大 1.5 倍时齿轮剩余寿命

表 4 载荷对疲劳寿命的影响

载荷倍数	最小剩余寿命 $\lg N$	
	主动轮	从动轮
0.75	8.000	8.000
1.00	6.429	5.270
1.25	4.471	4.142
1.50	3.629	3.169

4.2 齿面粗糙度的影响

表 5 给出了齿面取不同粗糙度时计算所得的斜齿轮副最小剩余寿命。由表可知,表面粗糙度对疲劳寿命有较大影响,相比标准要求的 $0.8 \mu\text{m}$,齿面粗糙度为 $0.32 \mu\text{m}$ 时,主、从动轮最低寿命分别增大了 1.82% 和 17.69%;而齿面粗糙度为 $1.6 \mu\text{m}$ 时,主、从动轮最低寿命分别减小了 2.43% 和 7.27%。可见,齿轮副疲劳寿命随齿面粗糙度的增大而减小,这是由于粗糙齿面存在诸如尖角缺口和裂纹之类的表面缺陷,承受交变应力时易出现应力集中,从而降低齿轮的疲劳强度。

表 5 齿面粗糙度对疲劳寿命的影响

齿面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$	最小剩余寿命 $\lg N$	
	主动轮	从动轮
0.32	6.546	6.202
0.63	6.487	6.143
0.80	6.429	5.270
1.60	6.273	4.887

4.3 残余应力的影响

机械零件制造时,各种工艺过程往往都会留下残余应力;喷丸、滚压等制造工艺本身就是为了增添适当的残余应力,残余应力将影响零件疲劳寿命和使用安全性。图 9 给出残余应力对斜齿轮副疲劳寿命的影响规律,残余拉应力使齿轮的疲劳寿命降低,而残余压应力使齿轮的疲劳寿命提高。

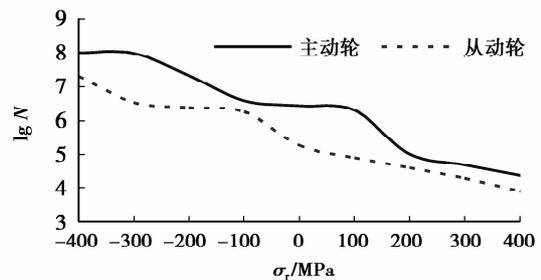


图 9 齿轮疲劳寿命随残余应力变化曲线

4.4 修形量的影响

齿顶修形可减小啮合冲击,改善应力集中,但将使齿轮副的重合度随之减小,因此有必要研究修形对疲劳寿命的影响。保持从动轮修形量 0.025 mm ,分别对主动轮取不同修形量的齿轮副进行疲劳分析,表 6 给出了修形量对疲劳寿命的影响规律。随着主动轮修形量的增大,从动轮疲劳寿命有所降低,而主动轮寿命先有较大增加,而后有所减小。因此,应合理选择修形量才能提高齿轮的疲劳寿命。

表 6 修形量对疲劳寿命的影响

修形量 Δ_1/mm	最小剩余寿命 $\lg N$	
	主动轮	从动轮
0	3.522	6.409
0.01	7.294	6.229
0.02	6.499	6.133
0.03	6.429	5.270

5 结 论

1) 基于风电增速箱真实载荷谱、齿轮材料 S-N 曲线以及静载下齿轮副应力应变, 对斜齿轮副进行疲劳寿命接触有限元分析, 得出齿轮副低寿命区分布在啮合线上。

2) 齿轮副疲劳寿命随载荷和表面粗糙度的增大而减小, 残余拉应力使齿轮的疲劳寿命降低, 残余压应力使齿轮的疲劳寿命提高。

3) 齿顶修形在改善应力集中的同时, 重合度有所减小, 必须合理选择齿轮副的修形量才能提高齿轮的疲劳寿命。

参考文献:

- [1] PARIENTE I F, GUAGLIANO M. Contact fatigue damage analysis of shot peened gears by means of X-ray measurements[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2009, 16(3): 964-971.
- [2] SEKERCIOGLU T, KOVAN V. Pitting failure of truck spiral bevel gear[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2007, 14(4): 614-619.
- [3] ASI O. Fatigue failure of a helical gear in a gearbox[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2006, 13(7): 1116-1125.
- [4] PANDEY R K. Failure analysis of coal pulveriser gear box[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2007, 14(4): 541-547.
- [5] 李国云, 秦大同. 风力发电机齿轮箱加速疲劳试验技术分析[J]. *重庆大学学报*, 2009, 32(11): 1252-1256.
LI GUO-YUN, QIN DA-TONG. Analysis of accelerated fatigue test technology for wind turbines gearbox[J]. *Journal of Chongqing University*, 2009, 32(11): 1252-1256.
- [6] BELSAK A, FLASKER J. Detecting cracks in the tooth root of gears[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2007, 14(8): 1466-1475.
- [7] BELSAK A, FLASKER J. Method for detecting fatigue crack in gears[J]. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 2006, 46(2): 105-113.
- [8] URAL A, HEBER G, WAWRZYNEK P A, et al. Three-dimensional, parallel, finite element simulation of fatigue crack growth in a spiral bevel pinion gear[J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 2005, 72(8): 1148-1170.
- [9] PRASANNAVENKATESAN R, ZHANG J, MCDOWELL D L, et al. 3D modeling of subsurface fatigue crack nucleation potency of primary inclusions in heat treated and shot peened martensitic gear steels[J]. *International Journal of Fatigue*, 2009, 31(7): 1176-1189.
- [10] 王威强, 徐楠, 贺庆强. 42CrMo 硬齿面齿轮虚拟全寿命的试验与分析[J]. *农业机械学报*, 2006, 37(3): 126-129, 133.
WANG WEI-QIANG, XU NAN, HE QING-SHENG. Research of virtual life technology for 42CrMo hardened gear[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2006, 37(3): 126-129, 133.
- [11] GLODEZ S, ABERSEK B, FLASKER J, et al. Evaluation of the service life of gears in regard to surface pitting[J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 2004, 71(4/6): 429-438.
- [12] SRAML M, FLASKER J. Computational approach to contact fatigue damage initiation analysis of gear teeth flanks [J]. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2007, 31(11/12): 1066-1075.
- [13] KRAMBERGER J, SRAML M, POTRC I, et al. Numerical calculation of bending fatigue life of thin-rim spur gears[J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 2004, 71(4/6): 647-656.
- [14] KRAMBERGER J, SRAML M, GLODEZ S, et al. Computational model for the analysis of bending fatigue in gears [J]. *Computers and Structures*, 2004, 82(23/26): 2261-2269.
- [15] 朱孝录. 齿轮传动设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [16] 孙建国, 林腾蛟, 李润方, 等. 渐开线齿轮动力接触有限元分析及修形影响[J]. *机械传动*, 2008, 32(2): 57-59.
SUN JIAN-GUO, LIN TENG-JIAO, LI RUN-FANG, et al. Dynamic contact finite element analysis of involute gears and the influence of modification[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2008, 32(2): 57-59.

(编辑 张 苹)