

DOI: 10.7652/xjtuxb201309018

后扭力梁轴头载荷谱仿真及疲劳寿命预测

罗明军^{1,2}, 侯之超², 宋立新², 毛显红³

(1. 南昌大学机电工程学院, 330031, 南昌; 2. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室, 100084, 北京;
3. 重庆长安汽车股份有限公司汽车工程研究院, 401120, 重庆)

摘要: 为了更准确预测后悬架扭力梁疲劳寿命,对后扭力梁轴头载荷时间历程进行了动态仿真和试验验证。采用多体动态仿真软件 ADAMS 建立了虚拟样机模型,运用扫频技术得到系统的传递函数,以样车道路实测悬架弹簧垂向位移为参考,利用反求迭代法获得了轴头载荷的时间历程,并通过台架试验对其准确性进行验证,结合部件的 S-N 疲劳特性曲线,采用准静态法和 Palmgren-Miner 线性累计损伤法对后扭力梁结构的疲劳寿命进行了预测。结果表明,后扭力梁结构最低寿命为 76.4 周,而较低寿命区位于横梁中间固定垫片的焊点处,并与实际相符。通过获得的后扭力梁轴头的载荷信息,可以准确地预测结构疲劳寿命,对结构载荷的迭代仿真和寿命预测具有一定的工程应用价值。

关键词: 后扭力梁;载荷谱;迭代仿真;疲劳寿命预测

中图分类号: O463.1;U467 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)09-0106-06

Simulation of Load Time History of Spindle Nose and
Fatigue Life Prediction for Rear Torsion Beam

LUO Mingjun^{1,2}, HOU Zhichao², SONG Lixin², MAO Xianhong³

(1. School of Mechatron Engineering, Nanchang University, Nanchang 330031, China; 2. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China; 3. Automotive Engineering Institute, Chang'an Automobile Co. Ltd., Chongqing 401120, China)

Abstract: For revealing fatigue failure mechanism and accurately predicting fatigue life for rear torsion beam suspension of a car, load time history of a spindle nose is simulated and verified via dynamic analysis and test. The dynamic simulation model of rear torsion beam suspension is established with integrating multibody dynamic analysis software ADAMS. The system transfer function is solved by sweep frequency technique. Associating with the measured suspension spring displacements on a sample road, the load time history of spindle nose is acquired by dynamic iterative simulation and verified by bench test. Combining with the S-N of fatigue characteristic curve, the fatigue life of the rear torsion beam suspension is evaluated by quasi-static stress analysis and Palmgren-Miner linear cumulative rule. The minimum life is 76.4 cycles, which coincides with the real situation. Thus the load time history on spindle nose can be effectively acquired by dynamic simulation and finite element method, furthermore the structure fatigue life can be accurately predicted.

Keywords: rear torsion beam; load spectrum; fatigue life prediction; iterative simulation

目前,国内外文献对后悬架扭力梁结构性能的分析较少,未见对其疲劳寿命研究的报道。文献[1]通过对后扭力梁结构的强度分析,实现了对其结构轻量化设计的目的。陈宝等对后扭力梁悬架柔性结构进行有限元分析^[2],发现扭力梁部件中间部位出现应力集中,从而揭示了结构产生破坏的原因。徐中明等建立了柔性体后扭力梁悬架模型^[3],由虚拟道路试验发现减振器结构与横梁产生运动干涉,通过减振器参数设计进行了优化。姚戈通过对扭力梁断面的检验分析,发现焊缝的工艺会影响结构焊缝质量,但未分析结构产生断裂的原因^[4]。

通过对结构疲劳性能的分析可知,影响结构疲劳寿命的最关键因素为部件疲劳特性曲线以及动应力水平,而决定动应力水平的主要因素为结构在服役状态下的载荷时间历程^[5]。本文运用 ADAMS 软件构建了后扭力梁悬架动态仿真模型,通过动力学迭代仿真获得后扭力梁结构左右轴头的载荷时间历程,并通过台架试验进行了验证。最后,根据部件的 S-N 疲劳寿命曲线,由准静态方法和 Palmgren-Miner 线性累计损伤法对后悬架扭力梁结构的疲劳寿命进行了评价。

1 后扭力梁有限元模型

如图 1 所示,后扭力梁横梁的截面由等截面厚度为 4.5 mm 的 U 型开口薄壁梁组成,扭杆是直径为 18 mm 的实心圆杆,纵臂由厚度为 4 mm 的空心钢管焊成,其余部件均为薄壁件。

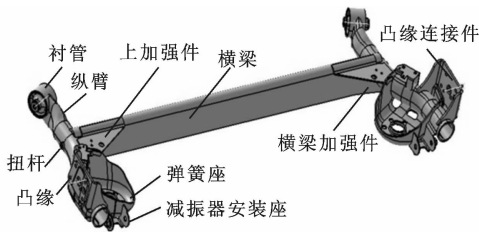


图 1 后扭力梁结构图

应用有限元软件 Hypermesh 10.0 建立了后扭力梁有限元模型,后扭力梁结构被离散得到 30 626 个节点和 29 662 个单元,计算后扭力梁在自由-自由边界条件下的前 10 阶固有模态频率,并与模态试验得到的固有频率进行了对比(见表 1)。由表 1 可看出,计算频率与模态试验结果的误差较小,最大不超过 6%。

表 1 后扭力梁模态频率

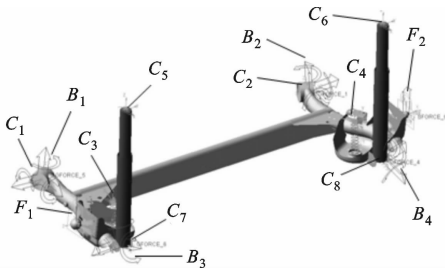
阶次	分析频率/Hz	试验频率/Hz	误差/%
1	19.3	19.1	1.3
2	86.8	84.3	2.9
3	114.7	115.0	-0.3
4	124.6	121.4	2.6
5	144.1	141.4	1.9
6	193.1	192.3	0.4
7	257.8	250.0	3.1
8	297.2	308.0	1.9
9	338.8	358.9	-5.6
10	392.5	388.3	1.1

2 轴头载荷迭代仿真

2.1 动力学模型的建立

为了准确地描述后扭力梁结构的振动特性,将后扭力梁定义为柔性件。应用 Hypermesh10.0 软件进行模态分析以获得后扭力梁结构的中性文件,并导入到 ADAMS-VIEW 模块中。

在后悬架扭力梁实车中,后扭力梁通过悬架弹簧、橡胶衬套以及减振器与车身相连,后扭力梁所受到的预载荷在忽略减振器的作用下,可根据整车的质量通过静力平衡求解。由试验测试得到的刚度系数和阻尼系数来描述弹簧和减振器的特性,根据实车后扭力梁系统部件之间的配合关系,确定后扭力梁结构边界条件,建立的动力学虚拟样机模型如图 2 所示。



C_1 、 C_2 : 衬管的边界约束; $B_1 \sim B_4$: 橡胶衬套的边界约束; C_3 、 C_4 : 弹簧的固定约束; C_5 、 C_6 : 减振器的固定约束; C_7 、 C_8 : 减振器与安装座的边界约束; F_1 、 F_2 : 后扭力梁结构左、右轴头的载荷

图 2 后扭力梁的动力学模型

根据图 2 建立后悬架扭力梁动力学仿真模型,确定系统边界条件(见表 2)。

表 2 动力学模型的边界条件

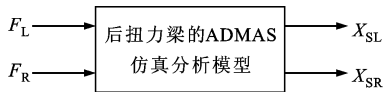
部位	边界约束
$C_1、C_3\sim C_6$	$D_x、D_y、D_z、R_x、R_y、R_z$
$C_2、C_7、C_8$	$D_x、D_y、D_z、R_x、R_z$
$F_1、F_2$	左轴头载荷,右轴头载荷

注: $D_x、D_y、D_z$ 分别为 $x、y、z$ 方向上的位移; $R_x、R_y、R_z$ 分别为 $x、y、z$ 方向上的转动角。

图 2 中 $B_1、B_2、B_3$ 和 B_4 是橡胶衬套柔性单元,采用 3 个线刚度和 3 个角刚度来模拟其力学特性,其中 $x、y$ 和 z 方向的线刚度分别为 4 697 N/m、6 110和 633.8 N/m,角刚度为 1 000 N·m/(°)。

2.2 传递函数

以后悬架轴头载荷为激励信号,弹簧垂向位移为响应信号,建立系统输入信号和输出信号的传递函数^[6]。通过对系统运动状态的分析可知,弹簧垂向位移变化与左、右轴头载荷均相关,建立的传递函数模型见图 3。



F_L : 左轴头载荷激励; F_R : 右轴头载荷激励;
 X_{SL} : 左弹簧垂向位移; X_{SR} : 右弹簧垂向位移

图 3 后扭力梁传递函数模型

假设后扭力梁传递函数模型具有线性特性, F_L 到左弹簧和右弹簧的位移响应传递函数分别为 T_{LL} 和 T_{LR} , F_R 到左弹簧和右弹簧的位移响应传递函数分别为 T_{RL} 和 T_{RR} 。假定系统具有线性特性,根据后扭力梁实车的实际运动工况,建立的传递方程为

$$\left. \begin{aligned} F_L T_{LL} + F_R T_{RL} &= X_{SL} \\ F_L T_{LR} + F_R T_{RR} &= X_{SR} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

基于 ADAMS/Vibration 模块的扫频技术在左、右轴头对系统动力学模型进行激励,监测后扭力梁左、右弹簧的位移响应,并分别求解得到 $T_{LL}、T_{LR}$ 。同理,可以求解得到 $T_{RL}、T_{RR}$ 。

2.3 载荷时间历程的迭代仿真

通过道路试验采集得到后扭力梁弹簧的垂向位移变化量,结合系统的传递函数便可获得其左、右轴头的载荷。由于系统包含有橡胶元件等非线性特性,因此需要对轴头载荷进行迭代仿真。

将非线性方程 $f(x)=0$ 逐步归结为某种线性方程来求解^[7]。设 $f(x)=0$,有近似解 x_k ,将 $f(x)$ 在点 x_k 处展开,得到

$$f(x)=f(x_k)+f'(x_k)(x-x_k) \quad (2)$$

$$f(x_k)+f'(x_k)(x-x_k)=0 \quad (3)$$

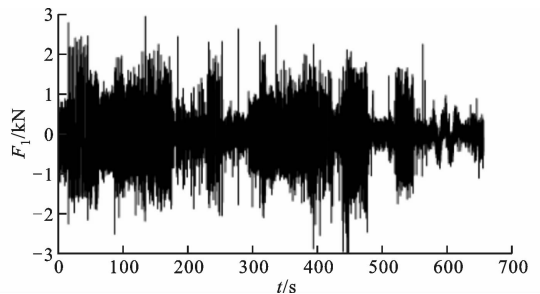
$$x_{k+1}=x_k-f(x_k)/f'(x_k) \quad (4)$$

为了防止迭代发散,对迭代过程附加单调性条件

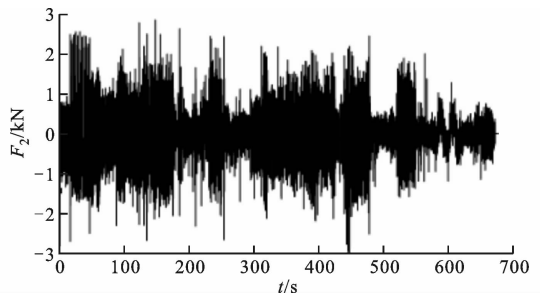
$$|f(x_{k+1})|<|f(x_k)| \quad (5)$$

满足式(5)的算法称为下山法。

根据后扭力梁运动学模型,加载将计算得到的左、右轴头载荷通过动态仿真,便可得到弹簧的垂向位移响应。与实车道路实测的弹簧位移进行对比,如果弹簧位移误差在允许范围内,则迭代结束并获得轴头处载荷谱(见图 4)。为了缩短计算时间,提高计算效率,对左、右轴头的载荷时间历程进行强化技术处理^[8],强化系数约为 20 倍,折合为普通公路的行驶里程为 18 km。



(a)左轴头



(b)右轴头

图 4 轴头的仿真载荷谱

3 台架试验

为了验证动迭代仿真得到的轴头载荷的准确性,采用室内台架试验来测定轴头载荷。试验台架主要由四通道的电液伺服试验台和一套道路模拟控制软件系统组成。

由于轮胎特性难以测试和估算,因此在研究轴头的载荷谱时应拆除轮胎。通过自行设计的支架将轴头铰接点固定在 4 个激振器振动台面上(见图 5),试验过程中,采用拉线位移传感器和力传感器,分别测试了弹簧的垂向位移和轴头的垂向载荷。

以迭代仿真获得的后扭力梁的左、右轴头载荷

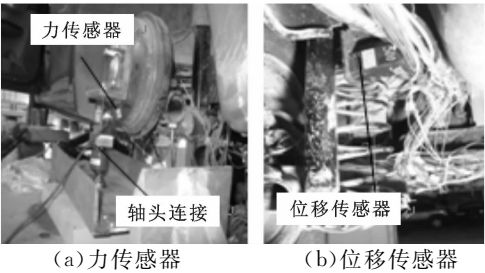
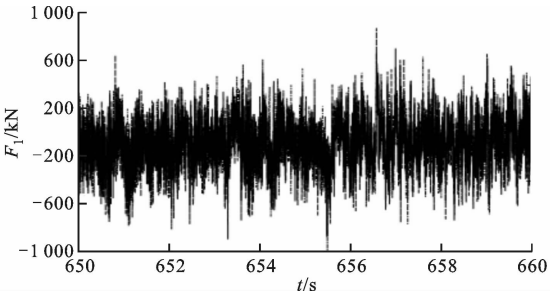
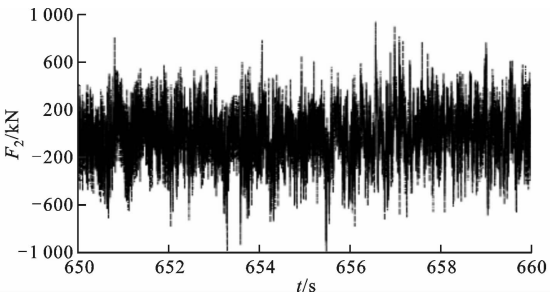


图 5 轴头载荷的动态测试

为激振器激励信号,监测弹簧的垂向位移。与实车道路试验测得的弹簧垂向位移信号进行对比,将位移差值反馈到台架试验的软件系统控制中心,并定义为激振力控制的参考值,经过整车道路模拟台架试验系统的多次迭代试验,最终得到了后扭力梁左、右轴头的载荷谱(见图 6)。



(a)左轴头



(b)右轴头

图 6 后扭力梁轴头的试验载荷谱

图 6 描述了由 ADAMS 软件和 Simulink 模块联合仿真与整车道路模拟台架试验,对得到的后扭力梁轴头的部分载荷时间历程^[9]进行了对比,可知动态仿真与台架试验结果吻合得很好,从而验证了仿真迭代计算的准确性。

4 后扭力梁疲劳寿命分析

对某批量样车的大量整车道路试验可知,当车辆行驶约 25 000 km 时,后扭力梁结构横梁上的加强件焊接处和横梁中部容易出现疲劳失效现象(见图 7)。为了准确预测后扭力梁结构的疲劳寿命,需

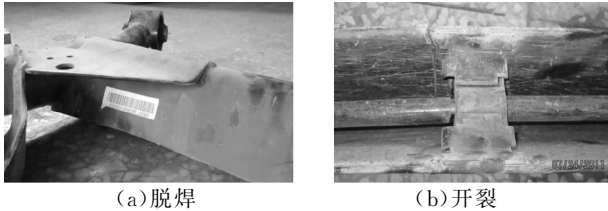


图 7 后扭力梁结构的疲劳损坏图片

要对结构的疲劳参数和应力水平进行分析,而结构的疲劳参数主要由材料的疲劳特性决定,并与材料的疲劳参数不同,因此需要对材料疲劳参数进行修正。依据上述动态仿真和有限元法得到的外部载荷谱,通过对后扭力梁结构进行强度分析,便可获得后扭力梁结构的应力水平分布。

材料的疲劳参数通过恒幅循环加载试验得到,而后扭力梁疲劳极限与材料的疲劳极限则存在着差异,因此需要考虑尺寸、加工等因素对部件疲劳参数的影响。通过对结构材料的疲劳参数进行修正,得到的后扭力梁疲劳应力极限见表 3。

表 3 后扭力梁结构的疲劳应力极限

循环周期 / 10^3 次	应力极限 /MPa	循环周期 / 10^3 次	应力极限 /MPa
1	529.6	1 000	217
10	396.8	2 000	202
100	296.2		

对结构部件的疲劳参数进行修正后,获得了后扭力梁结构的 S-N 疲劳曲线(见图 8)。通过对轴头载荷的频谱分析可知,载荷能量主要集中在 2 Hz 和 12 Hz 附近,低于后扭力梁结构的第 1 阶自由模态频率(19.1 Hz)。为此,采用准静态分析法计算后扭力梁的疲劳寿命^[10],分析流程如图 9 所示。

通过对后扭力梁结构应力的分析,获得了单位载荷工况下材料结构的应力因子。运用实车道路弹簧垂向线位移数据的采集和多体动态仿真,可以得到后扭力梁结构左、右轴头的载荷时间历程。结合

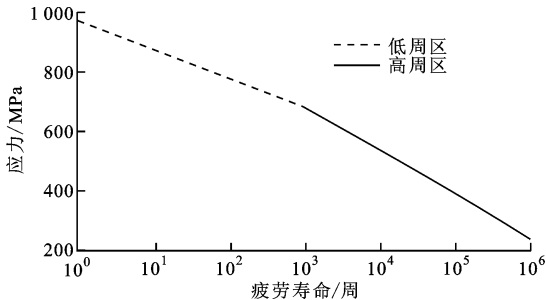


图 8 后扭力梁结构的 S-N 曲线

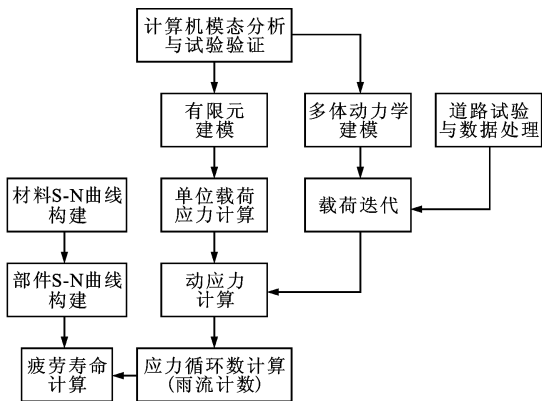


图 9 疲劳寿命分析流程框图

应力因子和后扭力梁左、右轴头的载荷时间历程便可得到后扭力梁结构关键部位的动应力时间历程，获取结构危险部位的应力信息。由部件的 S-N 疲劳特性曲线和 Palmgren-Miner 线性累积损伤法^[10]得到后扭力梁结构在 95% 存活率下的疲劳寿命 τ (见图 10)。

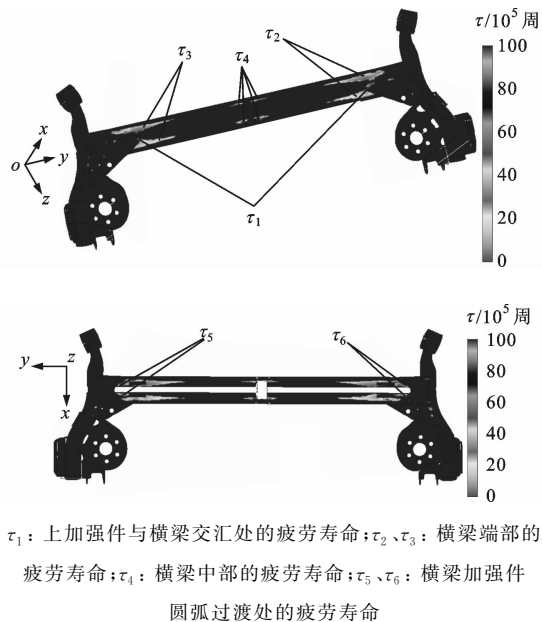


图 10 后扭力梁结构的疲劳寿命

由图 10 可以明显看出,疲劳寿命的薄弱区域为 $\tau_1 \sim \tau_6$ (见表 4)。经分析得到后扭力梁结构疲劳寿命的较低区域与实际相吻合,其中最小疲劳寿命位于横梁与加强板的焊接处,该部位 (τ_1) 的疲劳寿命为 76.4 周。由试验场强化处理可知,当车辆行驶到 27 504 km 时,在 τ_1 处会产生疲劳失效,这与实车在普通公路上的服役历程 25 000 km 吻合得较好。

表 4 后扭力梁的疲劳寿命 周

τ_1	τ_2	τ_3	τ_4	τ_5	τ_6
76.4	126.3	128.1	334.6	548.4	583.5

由后悬架扭力梁结构特点可知,横梁与上加强件(见图 1)的焊接交汇处容易产生结构强度失效,而且该部位也是结构疲劳寿命的最薄弱区域,容易导致脱焊现象。一旦出现脱焊,后扭力梁结构的集中应力将迅速转移到横梁的中间部位,即后扭力梁结构的疲劳寿命次低部位。设计初期为了固定横梁中间的 V 型橡胶块,在横梁中间部位薄壁开口件内侧焊接垫片,当横梁受到交变载荷时就会产生应力集中,出现振动疲劳失效。当后扭力梁结构的疲劳损伤累计到一定程度,将会萌生裂纹并产生断裂现象。因此,为了提高后扭力梁结构的疲劳寿命,需要对疲劳寿命薄弱区域进行优化改进。

5 结 论

本文结合多体动力学仿真技术,以及有限元分析和道路测试方法,通过后悬架扭力梁实车台架试验验证了后扭力梁结构轴头载荷的精确性。根据后扭力梁部件的疲劳特性曲线和 Palmgren-Miner 线性累积损伤法,运用准静态方法有效地预测了材料结构的疲劳寿命,并得到如下结论。

(1)由模态试验验证了后扭力梁结构有限元模型的准确性,然后结合后悬架扭力梁实车道路试验和多体动力学仿真技术获得了结构的外部动态载荷,并通过台架试验进行了验证,为后悬架扭力梁结构疲劳寿命的准确评估奠定了基础。

(2)依据后扭力梁结构的 S-N 疲劳特性曲线,由准静态应力分析法和 Palmgren-Miner 线性累积损伤法,预测得到了后悬架扭力梁结构的疲劳寿命,确定了该结构疲劳寿命最低区域在横梁与上加强板端部的焊接处,以及横梁中间固定垫片的焊接处,其最低寿命为 76.4 周,等效为普通公路行驶里程 27 504 km,并与后悬架扭力梁实车在服役状态下结构的破坏部位和疲劳寿命吻合得较好。

(3)通过对后扭力梁结构的疲劳寿命分析,得到了后扭力梁结构产生疲劳失效的原因是横梁加强板结构出现了疲劳失效。因此,应对后扭力梁结构进行疲劳台架试验分析,以验证结构疲劳寿命预测的准确性。

参考文献:

- [1] CHAUVIN M, LASCOUP B. Contribution to lighting in the automotive industry: application of the twist-beam rear axle [J]. *Revue de Métallurgie*, 2011, 108(1): 427-435.
- [2] 陈宝,李灿,刘胜坤. 含橡胶衬套的后悬架柔性扭力梁结构优化 [J]. *重庆理工大学学报: 自然科学*, 2012, 26(2): 6-10.
- CHEN Bao, LI Can, LIU Shengkun. Research for structure optimization about flex torsion beam of rear suspension with rubber bushing [J]. *Journal of Chongqing University of Technology: Natural Science*, 2012, 26(2): 6-10.
- [3] 徐中明,胡康博,张志飞. 基于 RecurDyn 的扭力梁悬架运动学分析与改进 [J]. *重庆理工大学学报: 自然科学*, 2012, 26(7): 1-5.
- XU Zhongming, HU Kangbo, ZHANG Zhifei. Kinematics analysis and improvement for torsion beam suspension on RecurDyn [J]. *Journal of Chongqing University of Technology: Natural Science*, 2012, 26(7): 1-5.
- [4] 姚戈,田继丰. 汽车扭力梁开裂原因分析 [C]//2010 年海峡两岸材料破坏/断裂学术会议,北京:中国力学学会,2010: 76-82.
- [5] 李德源,叶枝全,陈严. 风力机叶片载荷谱及疲劳寿命分析 [J]. *工程力学*, 2004, 21(6): 118-123.
- LI Deyuan, YE Zhiquan, CHEN Yan. Load spectrum and fatigue life analysis of the blade of horizontal axis wind turbine [J]. *Engineering Mechanics*, 2004, 21(6): 118-123.
- [6] 武新峰,雷勇军,李家文. 基于有限元分析的复杂结构弹性振动传递函数建模 [J]. *振动与冲击*, 2012, 31(11): 57-62.
- WU Xinfeng, LEI Yongjun, LI Jiawen. Transfer function modeling for elastic vibration of complicated structures based on finite element analysis [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31(11): 57-62.
- [7] 李庆扬,王能超,易大义. 数值分析 [M]. 武汉:华中科技大学出版社,2001.
- [8] 李鹏. 汽车试验场道路强化系数的研究 [D]. 长春:吉林大学,2007.
- [9] 常青,邢超,李言俊. 基于 Matlab/Simulink 的交互式实时仿真 [J]. *计算机工程与应用*, 2003, 39(24): 131-132, 153.
- CHANG Qing, XING Chao, LI Yanjun. An interactive real time simulation based on Matlab/Simulink [J]. *Computer Engineering and Applications*, 2003, 39(24): 131-132, 153.
- [10] 武秀根,郑百林,杨青. 疲劳累积损伤理论在曲轴疲劳分析中的应用 [J]. *同济大学学报: 自然科学版*, 2008, 36(5): 656-660.
- WU Xiugen, ZHENG Bailin, YANG Qing. Application of damage summation to fatigue analysis of crankshaft [J]. *Journal of Tongji University: Natural Science*, 2008, 36(5): 656-660.

(编辑 管咏梅)

(上接第 91 页)

- [6] 小田博基,等. 踏面擦伤检测装置的开发 [J]. *国外铁道车辆*, 1993 (2): 53-56.
- [7] 张格明,冯毅杰,刘慕哥. 车辆超偏载及运行状态安全监测系统的研究和运用 [C]//中国铁道学会 2000 年学术年会论文集. 北京:中国铁道学会,2000: 53-62.
- [8] IONESCU O. 车轮外形磨耗自动检测系统 [J]. *国外铁道车辆*, 1995(4): 53-57.
- [9] 卢汝钧. 美国车轮踏面擦伤检测系统 [J]. *国外铁道车辆*, 1994(6): 54-56.
- [10] 郑治真,沈萍,杨选辉,等. 小波变换及其 MATLAB 工具的使用 [M]. 北京:地震出版社,2001: 38-47.
- [11] 牛东晓,邢棉. 时间序列的小波神经网络预测模型的研究 [J]. *系统工程理论与实践*, 1999(5): 89-92.
- NIU Dongxiao, XING Mian. A study on wavelet neural network prediction model of time series [J]. *Systems Engineering: Theory & Practice*, 1999(5): 89-92.

[本刊相关文献链接]

- 梁振锋,索南加乐,康小宁,等. 利用最小二乘拟合算法的三相重合闸永久性故障判别. 2013, 47(6): 85-89. [doi: 10. 7652/xjtuxb201306015]
- 夏虎,庄健,于德弘. 面向高维特征故障数据的进化软子空间聚类算法. 2013, 47(5): 115-120. [doi: 10. 7652/xjtuxb201305021]
- 王跃飞,张振涛,张波,等. 利用声发射的往复空压机环状阀泄漏故障诊断试验. 2012, 46(9): 26-30. [doi: 10. 7652/xjtuxb201209006]
- 陈景龙,菅艳阳,何正嘉,等. 自适应冗余多小波及其在故障诊断中的应用. 2012, 46(7): 44-49. [doi: 10. 7652/xjtuxb201207009]
- 付新哲,张优云,朱永生. 滚动轴承故障诊断的案例推理方法. 2011, 45(11): 79-84. [doi: 10. 7652/xjtuxb201111015]

(编辑 葛赵青)