

# 框架式重卡驾驶室疲劳分析与评价

高云凯, 方剑光, 谢明聪

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

**摘要:** 根据路试采集的载荷谱, 制定台架试验方案, 利用有限元法与试验法考查某开发车型框架式驾驶室的疲劳耐久性, 并将结果与对标车比较; 仿真与试验结果吻合, 共同考核出该车型的设计薄弱环节。最后, 提出一种将加载力的下降速率曲线作为指标来评价驾驶室当量寿命的全新方法。

**关键词:** 疲劳评价; 当量寿命; 仿真法与试验法; 力下降速率  
**中图分类号:** U461.71 **文献标识码:** A

## Durability Analysis and Evaluation of a Frame-type Heavy Truck Cab

GAO Yunkai, FANG Jianguang, XIE Mingcong

(College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** According to loading spectrum collected in the road test, the bench test was designed. Fatigue life simulation and test of a frame-type heavy truck cab were conducted, and the results were compared with those of the benchmark. The results of simulation and test were comparable, and the design weaknesses were checked out. Finally, a new method was proposed that force decreasing rate was regarded as an indicator to evaluate cab's equivalent life.

**Key words:** durability evaluation; equivalent life; simulation and test methods; force decreasing rate

车身结构疲劳强度由于其载荷代表性及疲劳评价准则等问题, 其分析与评价难以实现。车身的疲劳强度开发试验方法是各个企业自行制定的, 试验方法及评价方法各不相同, 且都属于企业的内部规范和核心机密, 没有公开和通用的标准可以借鉴。然而车身的使用寿命关系到汽车的安全性与经济性, 故研究车身开发阶段的疲劳寿命具有十分重要的意

义<sup>[1]</sup>。

试验法是考核车身结构性能的最有效的方法, 台架的试验的关键是能否模拟实车的载荷及边界条件, 设计出合理的台架试验方案和评价体系显得尤为重要。目前, 计算机辅助工程(CAE)方法在汽车设计领域应用已经非常广泛, 它能在设计阶段预测和解决车身可能存在的问题; 同时, 还可通过对不同方案的模拟试验进行比较, 辅助确定一个较为合理的试验方案。

杜永昌等<sup>[2]</sup>提出汽车室内道路模拟试验方法, 并采用闭环控制应变进行道路模拟试验, 同时还应用远程参数控制(RPC)技术研制成功国内第一台道路模拟试验机。孙凌玉等<sup>[3]</sup>结合有限元分析和功率谱密度分析了车身的寿命。高云凯等<sup>[4]</sup>用 Matlab 生成路面激励载荷并检验其特性, 结合整车多体动力学模型, 来获取车身疲劳分析的激励载荷; 采用瞬态时域法计算出车身的动应力, 利用 MSC. Fatigue 软件分析燃料电池大客车车身的疲劳部位和寿命, 为结构与修改提供参考。Chase<sup>[5]</sup>概述了运用 MSC. Nastran 和 MSC. Fatigue 预测驾驶室耐久性的 4 种计算机仿真法——准静态法、频域法、瞬态法和模态综合法, 并对 4 种方法作了比较<sup>[5]</sup>。Dannbauer 等<sup>[6]</sup>指出, 对于汽车白车身结构的焊点疲劳预测, 与基于应力的方法相比, 基于力的方法更具有实用性<sup>[6]</sup>。Mrzyglod 等<sup>[7]</sup>提出了多轴高周疲劳问题的参数化优化方法, 并以汽车控制臂为例, 在保证其耐久性的前提下有效地减轻了重量。

本文利用采集的悬置支架处的载荷谱做统计分析处理制定出用于台架试验的激励载荷谱; 采用瞬态时域法计算出框架式重型卡车驾驶室的动应力, 进而仿真分析新产品车的疲劳性能。在整车振动试验室进行新产品车与对标车疲劳试验; 依据分析结

收稿日期: 2011-03-18

基金项目: 上海市科学技术委员会新能源汽车轻量化技术开发项目(08DZ1150300)

第一作者: 高云凯(1963—), 男, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为车身轻量化设计。E-mail: gaoyunkai@tongji.edu.cn

通讯作者: 方剑光(1987—), 男, 博士研究生, 主要研究方向为汽车耐久性及其优化。E-mail: fangjg87@gmail.com

果对结构设计进行评价,使企业在产品开发阶段便可以了解产品基本耐久性能,便于对驾驶室结构进行优化设计。

## 1 框架式驾驶室疲劳仿真分析

疲劳寿命计算通常分为两步:第一步是计算应力应变响应;第二步是结合材料性能参数,应用疲劳损伤模型进行寿命计算。因此,疲劳寿命的预测精度既依赖于应力应变响应的正确模拟,也依赖于疲劳损伤模型的合理使用<sup>[8-9]</sup>。

### 1.1 有限元模型的建立

要建立一个合理的有限元模型,必须抓住结构的主要特征,进行合理的简化,如尺寸较小的结构倒角倒圆、加强筋以及工艺孔等;而尺寸较大的孔对分析结果影响较大,故在白车身(body in white, BIW)有限元模型进行疲劳仿真模拟时应保留。本文悬置支架采用四面体单元进行模拟,与驾驶室的螺栓连接,采用刚性 RBE2 单元模拟;各钣金件之间的焊点采用 cweld 单元模拟;动应力分析时在前悬置支架处施加相应约束,在后悬置支架处施加载荷,最终的有限元模型如图 1 所示。

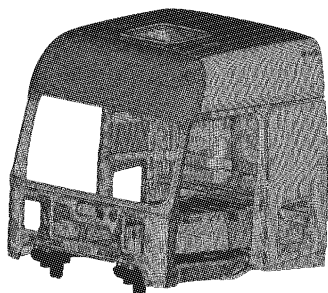


图 1 白车身及悬置支架的有限元模型

Fig.1 Finite element models of BIW and mount brackets

### 1.2 载荷谱的制定

实车试验场试验获得大量的载荷谱数据,它们是随机的时域信号,对其做进一步的分析处理之后,得到较为本质的规律。由载荷的频谱分析可以知道,载荷的频率主要分布在 6 Hz 以下(图 2)。根据载荷谱制定如表 1 的加载工况。

仿真计算中在后悬置支架处施加正弦载荷谱。考虑到后悬置支架无约束状态,确定悬置激励载荷  $F$  的计算公式为:  $F = F_{00} + F_0 \cdot \sin(2\pi ft)$ , 其中,  $F_{00}$  为只有重力的静态工况下悬置支架处的支反力;  $F_0$  为  $T$  型梁正弦加载时悬置支架处支反力幅值的均

值;  $f$  为该工况下载荷的实际频率。

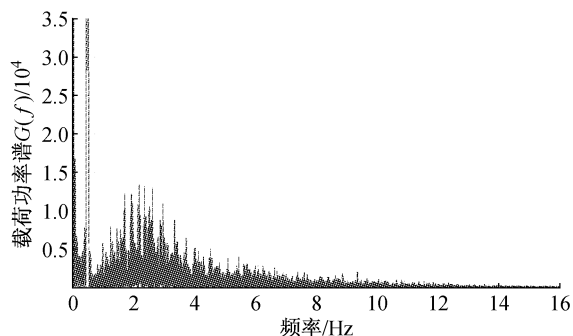


图 2 后悬置支架处载荷功率谱

Fig.2 Load spectrum in rear mount bracket

表 1 加载工况

Tab.1 Loading conditions

	循环次数	施加扭矩/(kN·m)	频率/Hz
第 1 工况	0~86 000	±5	1
第 2 工况	86 000~200 000	±5	2

### 1.3 材料 S-N 曲线

根据课题合作方提供车身材料特性,选择 MSC. fatigue 中相应的材料编号,疲劳材料的选择以提供材料的抗拉强度为基础,图 3 为某材料应力-寿命(S-N)曲线。

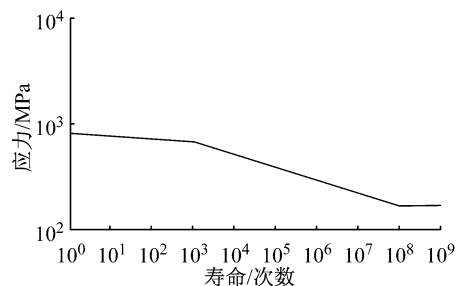


图 3 材料的 S-N 曲线

Fig.3 Material S-N curve

焊点 S-N 曲线,与常规的母材材料 S-N 曲线截然不同。这些 S-N 曲线的数学式可表述为:  $\Delta S = S_{R_{L_1}} \cdot (N_f)^{b_1}$ , 式中  $S_{R_{L_1}}$  (应力范围截距)和  $b_1$  (斜率)均为材料常数。此式适用于小循环周数  $N_f$  小于过渡寿命  $N_{c_1}$  的情况。如果  $N_f > N_{c_1}$ , 那么应该用第二斜率  $b_2$ 。在 Fatigue 软件中输入材料的极限拉伸强度及弹性模量, Fatigue 程序即自动对该种材料的 S-N 曲线进行估计。

### 1.4 疲劳寿命计算

白车身的有限元应力场采用 MSC. Nastran 求解,第二工况的应力分析结果如图 4 所示,危险位置主要集中在前柱,最大应力出现在前柱左侧上端。采用基于名义应力法的疲劳寿命预测模型,根据

Fatigue 软件提供的 Spot Weld 方法进行焊接疲劳寿命预测. 累计损伤使用 Palmgren-Miner 法则; 同时根据材料特性进行平均应力修正, 且采用临界平面法的应力组合方式. 将应力结果、载荷谱和材料 S-N 曲线分别导入 MSC. Fatigue 软件中, 即可求解车身板件疲劳寿命和焊点疲劳寿命<sup>[10]</sup>, 结果如图 5 和图 6 所示.

## 2 框架式驾驶室疲劳强度试验

汽车企业对新车型疲劳寿命评估的传统方法是利用实车在各道路试车场进行道路试验, 其试验对

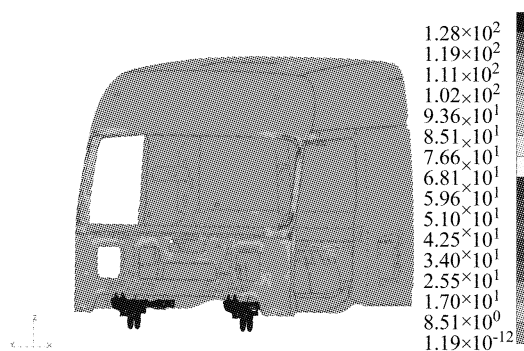


图 4 第二工况 Von. Mises 应力分布图(单位:MPa)  
Fig. 4 Von. Mises stress distribution in loading condition 2(unit:MPa)

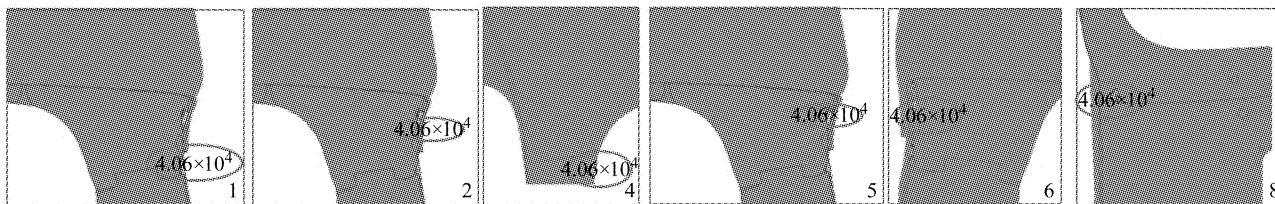


图 5 板件疲劳分析结果(单位:次数)  
Fig. 5 Fatigue analysis results of sheet metals(unit:cycle)

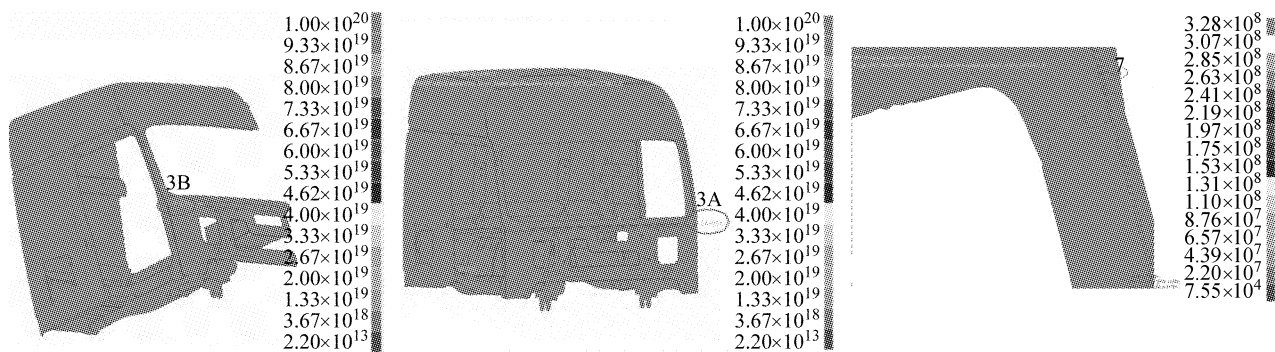


图 6 焊点疲劳分析结果(单位:次数)  
Fig. 6 Fatigue analysis results of spot-welds(unit:cycle)

象必须是整车, 该方法最直接且最准确, 但测试时间冗长, 需耗费巨大的人力与经费, 同时即使发现问题也很难修改, 无法用于车身改型工程化设计阶段的疲劳性能校核. 因此, 试验室台架疲劳试验和 CAE 疲劳分析技术相结合的设计方式在车身体疲劳强度研究中发挥着越来越重要的作用. 本文根据样车道路试验测得的车身悬置支架处的激励力响应以及实际边界条件, 拟定试验室台架试验的方案, 在整车振动试验台上进行新产品车及对标车驾驶室疲劳试验.

### 2.1 支承方法

设计 4 个支承件连接白车身后 4 个悬置支架, 将白车身水平支承在整车振动试验台上. 前后 4

个悬置点各约束 5 个自由度, 释放两个前悬置点绕 Y 轴的转动自由度和两个后悬置点绕 X 轴的转动自由度, 见图 7.



图 7 试验支撑固定方案  
Fig. 7 Fixed method in experiment

2.2 试验加载

通过双油缸在白车身悬置支架处按表 1 所列工况加载,加载曲线如图 8 所示,左右油缸的正弦载

荷相位相差 180°. 试验时,以后悬置支架处的激励力为控制目标而不是位移.

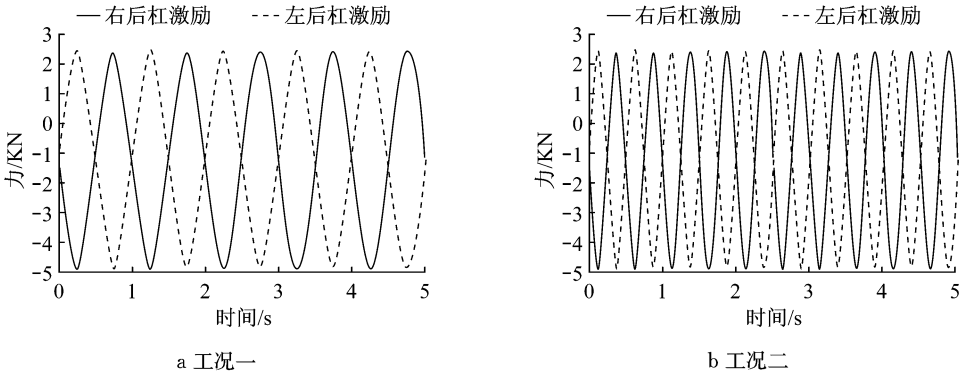


图 8 后悬置支架处的载荷曲线图  
Fig.8 Load curves in rear mount brackets

2.3 扭转疲劳试验分析

试验终止的原则是:由于试验对象破坏和大变

形致使激励力无法施加和稳定到试验载荷要求. 新产品试验结果如图 9 及表 2.

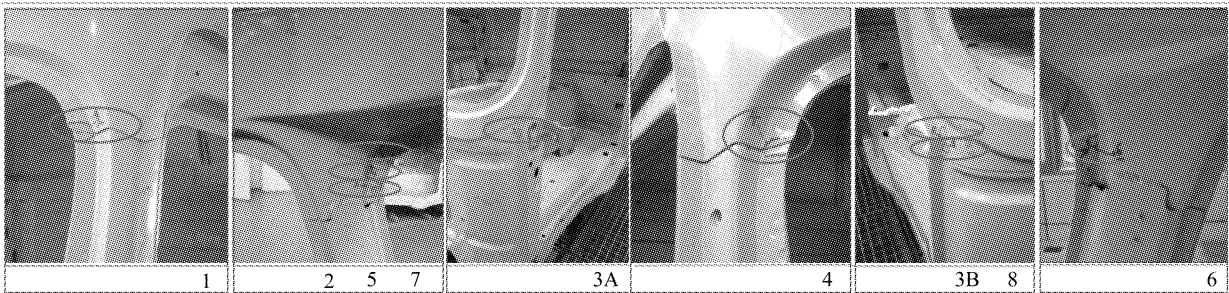


图 9 新产品疲劳试验结果(图片下方为裂纹编号)  
Fig.9 Fatigue test results of new products

表 2 新产品试验寿命列表

Tab.2 List of test fatigue life of new products

循环次数	扭矩/ (KN·m)	频率 /Hz	裂纹 编号	发现裂纹 时累计循 环次数/次	累计试 验时间 /h	损坏情况	循环次数	扭矩/ (KN·m)	频率 /Hz	裂纹 编号	发现裂纹 时累计循 环次数/次	累计试 验时间 /h	损坏情况
0~86 000	±5	1	1	39 797	11.1	风窗外板左侧上 端和顶盖前盖板 左下角连接处裂 纹	>86 000	±5	2	4	88 204	24.2	风窗外板右侧 上端和顶盖前 盖板右下角连 接处
			2	46 699	13.0	风窗上横梁内板 左下角和风窗外 板左侧上端连接 处裂纹				5	97 967	25.6	风窗上横梁内 板左下角
			3A	77 808	12.6	风窗外板左下角 和左侧前柱外板 连接处焊点裂纹				6	110 988	27.4	风窗上横梁内 板右下角
			3B	77 808	12.6	风窗外板右下角 和前围外板的连 接处焊点				7	119 803	28.6	风窗上横梁内 板左下角焊点
										8	193 874	38.9	风窗外板右下 角和右前柱外 板连接处

3 疲劳评价

为了说明仿真与试验的一致性及新产品车的设

计效果,将仿真计算、样车及对标车试验结果对比见表 3. 可以看出疲劳仿真得出的危险位置与新产品车试验结果基本一致. 新产品车在第 1、2 工况共出现 8 处裂纹;对标车在第 1、2 工况共出现 3 处裂纹,且在

第 1 工况没有出现可见损坏.同时,由表 3 可以看出新产品车仿真与试验寿命结果误差在 10%之内,试验中编号 4 处风窗外板右侧上端和顶盖前盖板右下

角连接处裂纹,寿命与仿真出现较大误差的原因是试验中发现此位置时已经有明显裂纹,裂纹已经有一定的扩展.

表 3 疲劳结果对比

Tab.3 Comparison of fatigue results

	样车仿真		样车试验		对标车试验	
	累计循环次数/次	损坏情况	累计循环次数/次	损坏情况	累计循环次数/次	损坏情况
工 况 一	40 607	1. 左侧前柱上端裂纹	39 797	1. 左侧前柱上端裂纹	86 000	无可见损坏
	51 593	2. 左侧前柱上端裂纹	46 699	2. 左侧前柱上端裂纹		
	83 400	3A. 左前柱下端焊点裂纹	77 808	3A. 左侧前柱下端焊点裂纹		
	84 400	3B. 右前柱下端焊点裂纹	77 808	3B. 右侧前柱下端焊点裂纹		
	60 900	4. 右侧前柱上端裂纹				
工 况 二	100 743	5. 左侧前柱上端裂纹	88 204	4. 右侧前柱上端裂纹	143 930	1. 左侧前柱上端裂纹
	113 872	6. 右侧前柱下端裂纹	97 967	5. 左侧前柱上端裂纹	160 400	2. 左侧前柱下端焊点裂纹
	119 477	7. 左侧前柱上端焊点裂纹	110 988	6. 右侧前柱上端裂纹	168 000	3. 右侧前柱上端裂纹
	189 812	8. 右侧前柱下端裂纹	119 803	7. 左侧前柱上端焊点裂纹		
			193 874	8. 右侧前柱下端裂纹		

伴随着车身上某部位产生较大裂纹以及裂纹数量的增多,车身出现较大程度破坏且损伤得到累积,导致车身整体刚度大大减弱,以至于无法施加和稳定到试验载荷要求.激励力下降速率见图 10 及表 4 所示.新产品车与对标车在 20 万次左右的时候激励力响应已出现明显下降,此时认为车身已经完全疲劳.故认为新产品车与对标车当量寿命皆为 20 万次,且对标车稍大于新产品车.试验考核出了新产品车与对标车共同的薄弱部位,即前柱上、下端,包括板件开裂以及焊点失效.

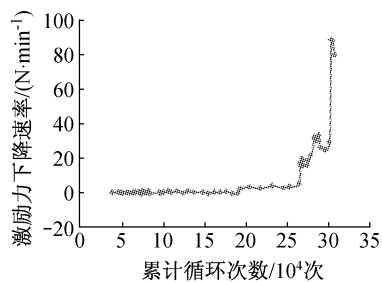


图 10 新产品车激励力下降速率曲线

Fig.10 Decreasing rate curve of excitation force of new products

表 4 激励力下降速率

Tab.4 Decreasing rate of excitation force

车型	次数/10 <sup>4</sup> 次			N · min <sup>-1</sup>
	28	29	30	
对标车	11.7	13.9	40.0	81.0
新产品车	16.9	18.8	44.6	89.6

## 4 结论

(1) 从新产品疲劳仿真及疲劳试验结果可以看出,新产品车的疲劳性能达到对标车水平,其当量寿命为 20 万次左右,裂纹出现位置均分布在前柱上、下端,包括板件开裂以及焊点失效.疲劳仿真与试验结果得到很好的吻合,误差在 10%以内.

(2) 试验方案的合理性得到仿真与试验的共同验证,制定的载荷谱具有一定的实用性、创新性和代表性.结合整车振动试验台设备特性制定出基于力控制的时域正弦载荷谱,为疲劳台架试验载荷的制定摸索出一套合理的流程和方法.

(3) 提出驾驶室耐久性评价方法,即用试验中加载力的下降速率曲线来衡量当量寿命.并以此评价新产品车及对标车驾驶室疲劳耐久性能,为重型卡车驾驶室白车身疲劳性能考核建立了通用性的评价准则.

## 参考文献:

- [1] 高云凯.汽车车身结构分析[M].北京:北京理工大学出版社,2006.  
GAO Yunkai. Structural analysis of vehicle body[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2006.
- [2] 杜永昌,管迪华.汽车道路动态试验模拟控制系统的开发与研究.汽车技术.1999(3):16.  
DU Yongchang, GUAN Dihua. Research and development of motor vehicle road dynamic simulating test control system[J]. Automobile Technology. 1999(3):16.
- [3] 孙凌玉,吕振华.利用计算机仿真技术预测车身零部件疲劳寿

- 命[J]. 汽车工程, 2001, 23(6):389.
- SUN Lingyu, LÜ Zhenhua. Fatigue life prediction of car body parts using computer simulation technology[J]. Automotive Engineering, 2001, 23(6):389.
- [4] 高云凯, 李翠, 崔玲, 等. 燃料电池大客车车身疲劳寿命仿真分析[J]. 汽车工程, 2010, 32(1):7.
- GAO Yunkai, LI Cui, CUI Ling, et al. A simulation analysis on the fatigue life of fuel cell bus body [J]. Automotive Engineering, 2010, 32(1):7.
- [5] Chase E. Truck durability evaluation through computer simulation[R]. [S.l.]: SAE, 2001.
- [6] Dannbauer H, Gaier C, Hofwimmer K. Fatigue analysis of welding seams and spot joints in automotive structures[R]. [S.l.]: SAE, 2005.
- [7] Mrzyglod M, Zielinsk A P. Multiaxial high-cycle fatigue constraints in structural optimization[J]. International Journal of Fatigue, 2007, 29(9-11): 1920.
- [8] 周传月, 郑红霞, 罗慧强. MSC fatigue 疲劳分析应用与实例[M]. 北京: 科学出版社, 2005.
- ZHOU Chuanyue, ZHENG Hongxia, LUO Huiqiang. MSC fatigue: application and example of fatigue analysis [M]. Beijing: Science Press, 2005.
- [9] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- YAO Weixing. Structure fatigue life analysis [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2003.
- [10] 王国军. Msc fatigue 疲劳分析实例指导教程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- WANG Guojun. Msc fatigue guide course: examples of fatigue analysis[M]. Beijing: China Machine Press, 2009.

(上接第 706 页)

作业效率, 减少线路养护维修成本, 从而为提高铁路运行的安全性提供一种新的技术分析途径.

#### 参考文献:

- [1] 李秋义. 高速铁路无缝线路动力稳定性概率分析理论研究[D]. 长沙: 中南大学土木工程学院, 2003.
- LI Qiuyi. Study on a theory and method for probabilistic analysis of high-speed railway continuous welded rail track dynamic stability[D]. Changsha: Central South University. School of Civil Engineering 2003.
- [2] 练松良, 刘扬, 杨文忠. 沪宁线轨道不平顺谱的分析[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2007, 35(10): 1342.
- LIAN Songliang, LIU Yang, YANG Wenzhong. Analysis of track irregularity spectrum of Shanghai—Nanjing Railway[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2007, 35(10): 1342.
- [3] Norden E, Huang Z S, Steven R Long, et al. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis[J]. Proc R Soc Lond A, 1998, 454: 903.
- [4] Qin S R, Zhong Y M. A new envelope algorithm of Hilbert—Huang transform [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2005, (4): 1.
- [5] Zhao J P, Huang D J. Mirror extending and circular spline function for empirical mode decomposition method[J]. Journal of Zhengjiang University, 2001, 2(3): 247.
- [6] Deng Y J, Wang W, QIAN C C. Boundary processing technique in EMD method and Hilbert transform [J]. Chinese Science Bulletin, 2001, 46(11): 954.
- [7] Cheng J S, Yu D J, Yang Y. Application of support vector regression machines to the processing of end effects of Hilbert-Huang transform [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2007, 21(3): 1197.
- [8] 邵晨曦, 王剑, 范金锋, 等. 一种自适应的 EMD 端点延拓方法[J]. 电子学报, 2007, 35(10): 1944.
- SHAO Chenxi, WANG Jian, FAN Jinfen, et al. A self-adaptive method dealing with the end issue of EMD[J]. Acta Electronica Sinica, 2007, 35(10): 1944.
- [9] 曲建军, 高亮, 田新宇, 等. 基于灰色理论的轨道几何状态中长期时变参数预测模型的研究[J]. 铁道学报, 2010, 32(2): 55.
- QU Jianjun, GAO Liang, TIAN Xinyu, et al. Study on the mid-and long-term prediction model of track geometry state based on the grey time-varying parameters theory[J]. Journal of the China Railway Society, 2010, 32(2): 55.
- [10] 任达千, 吴昭同, 严拱标. EMD 端点效应的评价指标及抑制端点效应的窗函数法[J]. 制造业自动化, 2007, 29(1): 21.
- REN Daqian, WU Zhaotong, YAN Gongbiao. Evaluation of the EMD end effect and its window based method [J]. Manufacturing Automation, 2007, 29(1): 21.
- [11] 练松良, 李建斌, 杨文忠. 沪昆线与金温线轨道不平顺谱的分析[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2010, 38 (2): 257.
- LIAN Songliang, LI Jianbin, YANG Wenzhong. Analysis of track irregularity spectrum of Shanghai—Kunming and Jinhua—Wenzhou railways[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2010, 38 (2): 257.