

# 变流器柜体随机振动疲劳分析

丁 杰, 唐玉兔

(南车电气技术与材料工程研究院, 湖南 株洲 412001)

**摘 要:** 当受到动态载荷时, 结构易出现振动疲劳现象, 需采用频域疲劳分析手段来考虑结构的动态响应。以某变流器为研究对象, 对变流器柜体有限元模型进行频率响应分析, 以获得输入和结构应力之间的传递函数; 根据频率响应分析结果及标准 GB/T 21563-2008《轨道交通 机车车辆设备冲击和振动试验》规定的 ASD (加速度频谱密度) 谱, 进行频域的随机振动疲劳寿命预估。通过仿真成功地分析了振动试验中出现的问题, 验证了仿真结果的准确性。

**关键词:** 变流器柜体; 随机振动; 频率响应; 疲劳寿命

**中图分类号:** TB123; U264.3+7

**文献标识码:** A

**文章编号:** 2095-3631(2012)02-0021-05

## Fatigue Analysis of Random Vibration for Converter Cabinet

DING Jie, TANG Yu-tu

(CSR Research of Electrical Technology & Material Engineering, Zhuzhou, Hunan 412001, China)

**Abstract:** Vibration fatigue of structure easily arises due to the dynamic load, so that frequency domain fatigue analysis technique is used to involve dynamic properties of the structure. Taking a converter cabinet as a research object, the transfer functions between input and structural stress are obtained by frequency response analysis. The fatigue life is predicted in frequency domain according to the results of frequency response analysis on the finite element of the converter's cabinet and the ASD (Acceleration Spectral Density) spectrum from the standard GB/T 21563-2008 *Railway applications- Rolling stock equipment- Shock and vibration tests*. Failures of the converter cabinet in vibration test are successfully analyzed with simulation and the correctness of simulated results is verified.

**Key words:** converter cabinet; random vibration; frequency response; fatigue life

## 0 引言

铁道车辆服役周期长, 运行工况复杂, 各部件承受的波动载荷随着列车运行速度的提高而加大, 为保证运行的安全, 亟需解决高速列车关键部件的疲劳失效问题<sup>[1]</sup>。

基于时域的疲劳寿命研究需要实测数据或利用随机不平顺轨道谱进行转化, 且时间积分长度受计算资源的限制, 其结果难以有效代表铁道车辆的整个服役过程; 而频域随机振动疲劳分析不受时间积分长度的

限制 (为了缩短试验时间, 一般采用幅值增强法、时基压缩法和幅值截取法等), 因此, 标准 GB/T 21563-2008《轨道交通 机车车辆设备冲击和振动试验》(等同采用国际电工委员会标准 IEC 61373:1999, 下文简称标准) 采用了增强幅值的随机振动试验代替传统的正弦振动试验来模拟长寿命试验, 能够使试验结果更真实地反映机车车辆设备的实际运行情况。标准规定设备应该经受总共 15 h 的试验, 一般在垂向、横向和纵向 3 个互相垂直的方向分别试验 5 h, 用于评估设备机械结构在增强环境条件下的完好性和疲劳寿命。

吊挂安装在车体下的变流器柜体在出厂时必须通过标准规定的冲击和振动试验。本文对某变流器柜体随机振动的疲劳问题进行了研究, 利用 ANSYS 和

收稿日期: 2011-11-23

作者简介: 丁杰 (1979-), 男, 硕士, 工程师, 主要从事变流器结构仿真和热仿真的研究工作。

ANSYS nCode DesignLife 软件模拟频域随机振动的数值,并结合试验结果分析了试验故障的原因,验证了仿真结果的准确性。

## 1 频域随机振动疲劳

根据有限元理论和随机振动理论,基于频域的随机振动疲劳分析流程是:先对有限元模型进行频率响应分析,再将得到的应力传递函数乘以输入载荷功率谱密度,即可获得应力功率谱密度,然后利用雨流计数法模拟得到应力概率密度函数(PDF),最后根据 Miner 准则进行疲劳寿命分析。具体方法如下:

设系统符合线弹性假设,  $H(f)$  是系统应力响应与激励载荷之间的传递函数,  $S(f)$  是激励载荷的功率谱密度,可利用式(1)~式(3)分别计算出系统的应力响应功率谱密度  $G(f)$ 、 $i$  阶功率谱密度矩阵  $m_i$  及每秒钟的应力循环次数近似值  $E[P]$ ,由此推算出加载时间  $T$  内的全部应力循环次数  $N$ 。

$$G(f) = |H(f)|^2 \times S(f) \quad (1)$$

$$m_i = \int f^i \times G(f) df \quad (2)$$

$$E[P] = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \quad (3)$$

$$N = E[P] \times T \quad (4)$$

对某个应力范围所对应的循环次数,可利用式(5)计算:

$$n_i = P(S_i) \times dS \times N \quad (5)$$

式中:  $S_i$  ——第  $i$  个应力范围;  $P(S_i)$  ——对应的概率密度函数值。

计算  $P(S_i)$  的方法很多,常用的有<sup>[2]</sup>窄带法、Tunna 法、Wirsching 法、Hancock/Kam-Dover 法、Steinberg 法和 Dirlik 法等。众多文献研究表明,尽管 Dirlik 经验公式还未进行理论证明,但实际工程应用结果较为理想<sup>[3]</sup>,证明了该方法可广泛应用。

应力范围的断裂循环次数  $N_i$  (式(6))可根据材料的  $S-N$  曲线 (或  $P-S-N$  曲线) 进行计算。利用 Miner 线性损伤法则,将各应力范围水平造成的损伤线性相加。

一旦  $\sum_i \frac{n_i}{N_i} \geq 1$ , 则疲劳失效发生<sup>[4]</sup>。

$$N_i = \frac{K}{S_i^m} \quad (6)$$

式中:  $K, m$  —— $S-N$  曲线对应的材料参数。

## 2 随机振动试验

图1示出某变流器柜体中的主要安装部件,包括1

台 750 kg 输入变压器 (TR1)、1 个 450 kg 输入滤波电抗器 (ACL1) + 辅助变压器 (ATr) 组件、1 个 200 kg 输出滤波电抗器 (ACL2) 及 2 个 30 kg 的功率单元,柜体总质量为 2 150 kg。

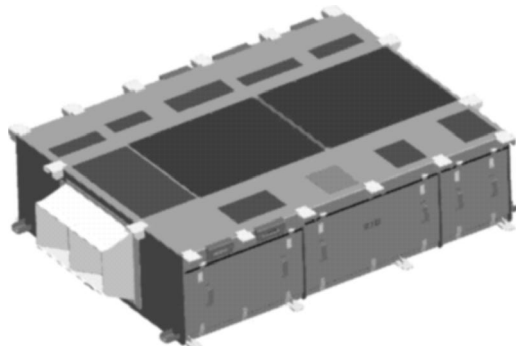
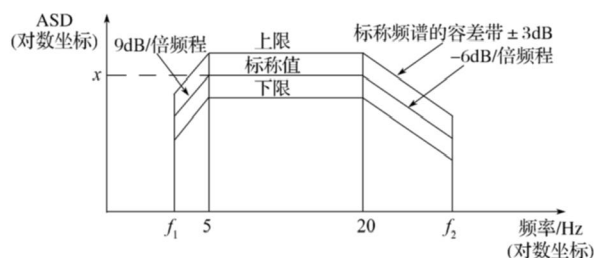


图1 变流器柜体  
Fig.1 Converter cabinet

按照标准的规定,分别对主要安装部件采用 1 类 B 级长寿试验 ASD 量级 (如图 2<sup>[5]</sup>) 进行随机振动试验,均未发现螺栓脱落、裂纹和断裂情况,说明安装部件满足设计要求。



当质量 < 500 kg 时:  $f_1=5$  Hz,  $f_2=150$  Hz; 当 500 kg < 质量 < 1 250 kg 时:  $f_1=(1\ 250/\text{质量}) \times 2$  Hz,  $f_2=(1\ 250/\text{质量}) \times 60$  Hz; 当质量 > 1 250 kg 时:  $f_1=2$  Hz,  $f_2=60$  Hz;

1 类 A 级长寿试验 ASD 量级: 垂向 1.034, 横向 0.250, 纵向 0.452 ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ )<sup>2</sup>/Hz;

1 类 B 级长寿试验 ASD 量级: 垂向 1.857, 横向 0.366, 纵向 0.901 ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ )<sup>2</sup>/Hz

图2 ASD 频谱  
Fig.2 ASD spectrum

将变流器柜体固定在振动试验夹具上 (图 3), 采用 1 类 A 级长寿试验 ASD 量级进行 5 h 的横向振动后, 未发现异常; 接着进行 5 h 的垂向振动试验, 发现 ACL2 顶部安装梁 4 个固定位置和底部 2 个固定位置出现了故障 (图 4)。其中 1 号固定位置处完全断裂但螺栓未松动, 2 号固定位置处产生部分断裂、螺栓有少许松动且产生较多金属粉末, 3 号和 4 号固定位置处螺栓松动严重, 5 号和 6 号固定位置的螺栓脱落。柜体安装梁上同时安装了 TR1、ACL1 + ATr 组件及 ACL2, 但安装梁没有发生较大的位移, 也没有产生裂纹, 由此初步判断 ACL2 与柜体发生了共振。

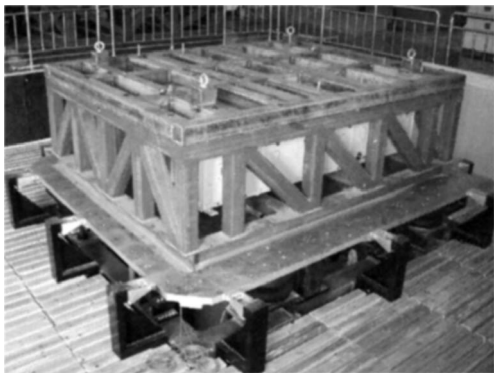


图3 变流器柜体振动试验安装状态  
Fig.3 Mounting state in vibration test of the converter cabinet

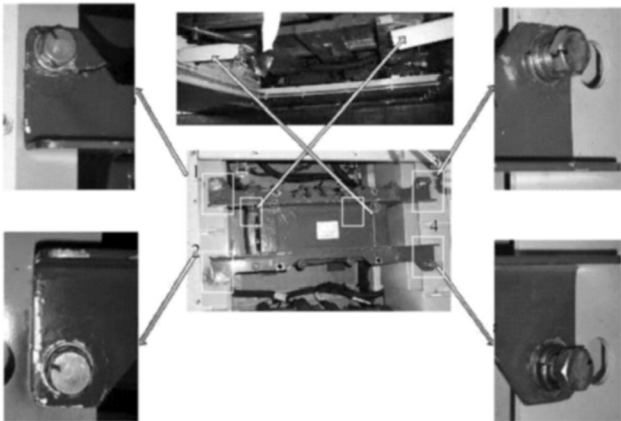


图4 振动试验后变流器柜体故障部位  
Fig.4 Failure locations of the converter cabinet in the vibration test

3 模态分析

变流器柜体采用Q235A 钢材材料，吊耳和安装梁采用Q345A 钢材材料。变流器柜体结构不完全对称，故取整体结构建立有限元力学模型。模型中，网格尺寸大小取5 mm，离散时主要采用四边形，极少数为三角形的板壳单元；安装座和电气部件划分为六面体为主，极少数为棱柱体的实体单元。图5 示出变流器柜有限元模型，其中 $x$ 方向是车体行进方向（纵向）， $y$ 方向是垂向， $z$ 方向是横向。

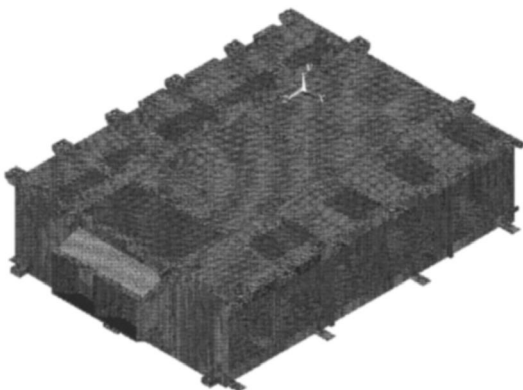
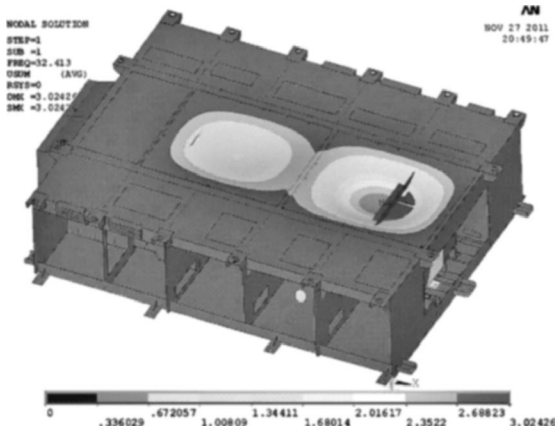


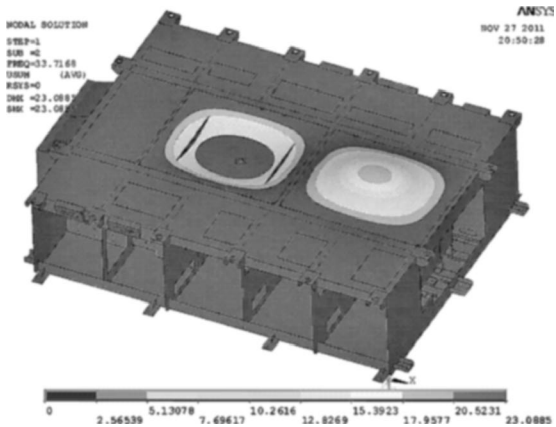
图5 有限元模型  
Fig.5 Finite element model

模态分析用于计算柜体结构固有频率和确定柜体结构的振动形式，从而判断结构的整体或局部刚度。

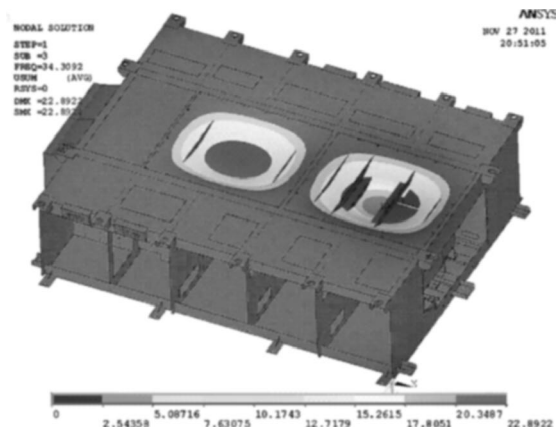
图6 示出第1 阶至第6 阶振动频率对应的振型，其固有频率依次为32.4,33.7,34.3,40.0,44.6,48.7 Hz。第4 阶最大位移出现在 ACL1+ATr，其余几阶最大位移出现在盖板或隔板，说明 ACL2 与柜体并未发生明显的共振。



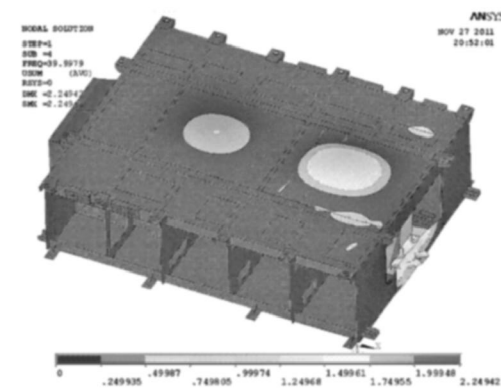
(a) 第1阶振型  
(a)1<sup>st</sup> vibration mode shape



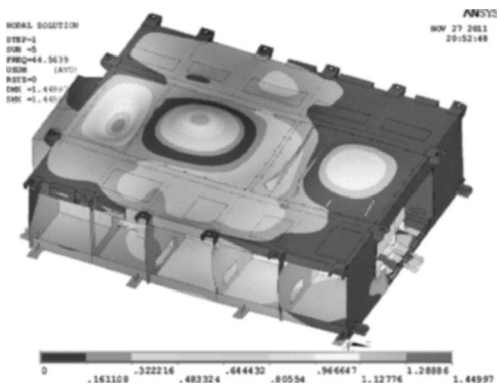
(b) 第2阶振型  
(b)2<sup>nd</sup> vibration mode shape



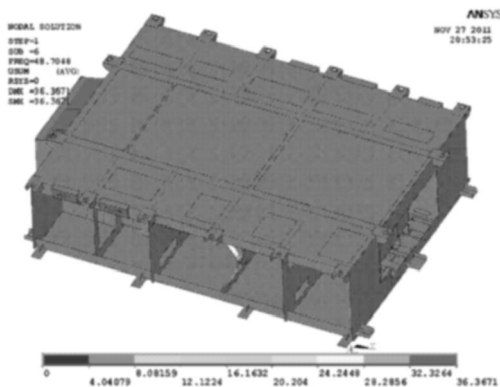
(c) 第3阶振型  
(c)3<sup>rd</sup> vibration mode shape



(d) 第4阶振型  
(d) 4<sup>th</sup> vibration mode shape



(e) 第5阶振型  
(e) 5<sup>th</sup> vibration mode shape



(f) 第6阶振型  
(f) 6<sup>th</sup> vibration mode shape

图6 模态仿真计算结果  
Fig.6 Results of the modal simulation

4 疲劳寿命预估

频率响应分析(又称谱响应分析)用于确定线性结构在承受随时间按正弦规律变化载荷时的稳态响应,计算出结构在不同频率下的响应。考虑到变流器柜体结构复杂、模型较大,故选择模态叠加法来减小模型规模,提高数值计算效率。为了减少计算量并提高计算精度,在相应的频率范围内设置比较密的输出频率点,以准确表达模型的动力学特性。

利用 ANSYS nCode DesignLife 软件建立仿真模版

(图7),导入ANSYS的频率响应分析计算结果,设置材料属性和ASD频谱,选择Dirlik方法,即可进行疲劳寿命计算。

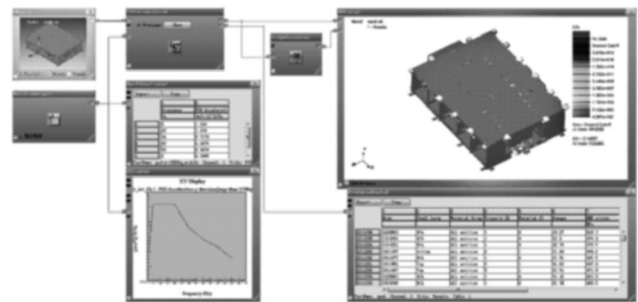


图7 随机振动疲劳仿真模版  
Fig.7 Fatigue analysis temple of random vibration

图8 示出横向随机振动的疲劳损伤云图,节点1809572(位于ACL2顶部支撑梁)的损伤最大,为1.179E-6,该值远小于1,说明横向随机振动时不会发生疲劳失效。

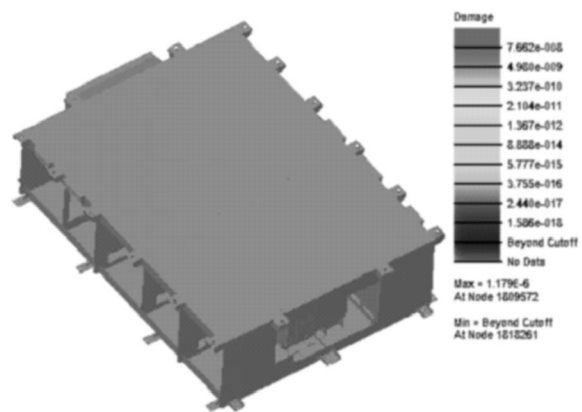
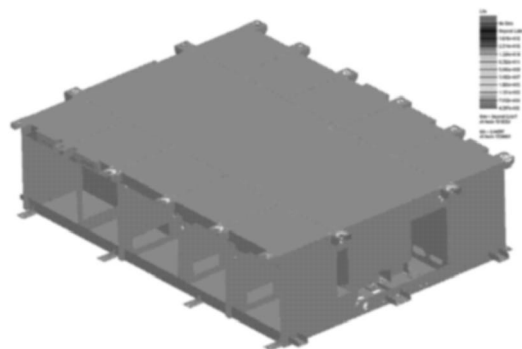


图8 横向随机振动疲劳损伤云图  
Fig.8 Fatigue damage contour for transverse random vibration

图9 示出垂向随机振动的疲劳寿命云图。可以看出,吊耳部位的寿命较大,柜体其余部分基本为无限寿命,而TR1、ACL1 +ATi组件和ACL2中,ACL2寿命最低。其中,节点1228863(位于ACL2顶部支撑梁)的最低寿命为0.04297,对应的疲劳损伤为23.27,该值大于1,说明ACL2顶部支撑梁在垂向随机振动时发生了疲劳失效。



(a) 整体  
(a) Total Model

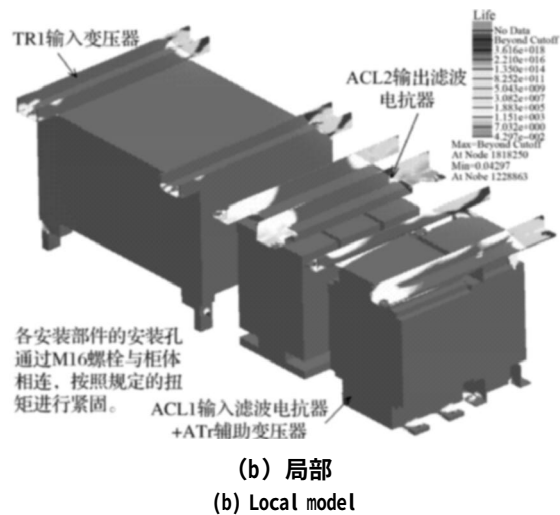


图9 垂向随机振动疲劳寿命云图

Fig.9 Fatigue life contour for vertical random vibration

为了解ACL2在1类B级垂向随机振动时的情况,将顶部支撑梁的4个安装孔和底部2个安装孔设置为全约束边界条件,单独对ACL2进行仿真。图10示出垂向随机振动仿真的疲劳寿命云图,其顶部支撑梁节点100464的寿命最低,为7671,对应的疲劳损伤为1.304E-4,该值远小于1。这说明ACL2在单独进行垂向随机振动时,尽管ASD量级大于与柜体一同进行试验的量级(1类B级的ASD量级大于1类A级),但不会发生疲劳失效。其原因主要在于:在单独试验时,固定ACL2底部的夹具是刚度很大的梁,对ACL2整体起到支撑作用,使得顶部安装梁的受力较小;而柜体中的托架(如图4中的5、6固定位置)只用于减小ACL2的摆动,没有很强的支撑作用,顶部安装梁的厚度很小,且螺孔的位置不合理,导致顶部安装梁螺孔附近位置的受力情况很严峻。在持续振动下,1号和2号固定端产生疲劳破坏,使其断裂;断裂处位移增大,导致除1号固定位置外的其他固定位置的螺栓均产生松动。针对ACL2的单独试验不能说明其在整个柜体中满足设计要求,其顶梁结构需要改进。

将ACL2顶部安装梁进行结构改进和加强后,仿真得出整个柜体的疲劳损伤小于1,并且顺利通过了垂向、横向和纵向的随机振动试验,未发现明显裂纹、断

裂和螺栓脱落等问题,说明整改后的变流器柜体结构满足疲劳强度要求,证明了仿真方法的可行性和仿真结果的准确性。

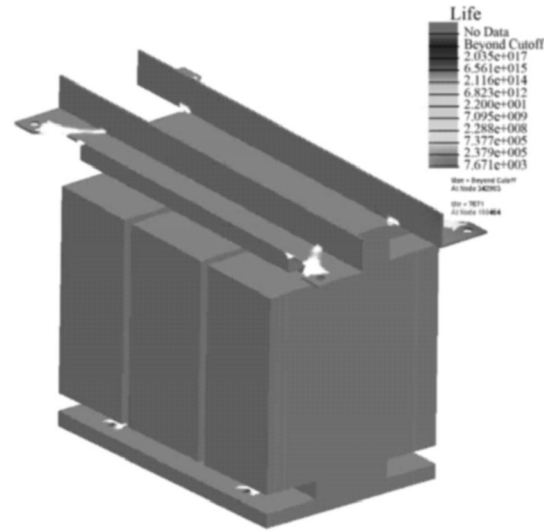


图10 垂向随机振动疲劳寿命云图

Fig.10 Fatigue life contour for vertical random vibration

5 结语

频域随机振动疲劳分析方法能够模拟试验过程中的疲劳寿命和损伤,为振动试验结果提供合理的解释和改进依据。因此,在变流器产品设计阶段,运用该方法进行疲劳寿命的估算,可以有效指导产品设计与样机试验,提高物理样机的振动试验通过率,降低研发成本和风险,缩短产品开发周期。

参考文献:

[1] 肖守讷. 高速列车关键部件频域疲劳可靠性理论研究[J]. 学术动态, 2009(1): 20-24.

[2] 龙 梁, 胡爱华, 张凤鸣, 等. 特种越野车关键部件疲劳分析方法的探索[J]. 汽车工程, 2006, 28(10): 906-909.

[3] Halfpenny A, 林晓斌. 基于功率谱密度信号的疲劳寿命估计[J]. 中国机械工程, 1998, 9(11): 16-19.

[4] 孙炜. 插件型电子元器件强化振动试验疲劳仿真研究[D]. 长沙: 国防科技大学, 2003: 23-24.

[5] 南车株洲时代电气股份有限公司, 南车四方机车车辆股份有限公司. GB/T 21563-2008, 轨道交通 机车车辆设备冲击和振动试验[S]. 北京: 标准出版社, 2008.