

# 地铁车辆轴箱接地端子开裂改进措施研究

马晓龙 杨 晶 郭志瑞

(中车长春轨道客车股份有限公司国家轨道客车工程研究中心, 130062, 长春//第一作者, 高级工程师)

**摘 要** 在列车通过部分区间道床时,其轮轨激励作用导致轴箱线缆支架发生共振,进而导致轴箱接地端子异常开裂问题。对此,建立有限元模型进行仿真,并通过锤击试验,确认了原始支架的固有模态特征。通过振动传递路径分析,明确了轨道→轴箱→线夹板→支架→端子为主要传递路径,轨道→轴箱→端子为次要传递路径,并据此提出支架改进方案及端子优化方案。高频激振试验台测试结果表明,短悬臂类方案效果优于变截面类方案,改变端子结构也可降低应力水平。线路测试验证结果表明,8 mm 厚的短悬臂改进方案能大幅降低支架和端子的应力水平,改善效果明显。

**关键词** 地铁车辆;轴箱接地端子;线缆支架;异常开裂

**中图分类号** U270.331\*3;U264.7\*4

**DOI**:10.16037/j.1007-869x.2023.04.012

## Improvement Measures for Metro Vehicle Axle Box Grounding Terminal Fracture

MA Xiaolong, YANG Jing, GUO Zhirui

**Abstract** When train is passing track bed of some intervals, its wheel-rail excitation can cause coupled resonance of axle box cable bracket, resulting in abnormal fracture of the axle box grounding terminals. Targeting this problem, finite element model is established for simulation, and the inherent modal characteristic of the original bracket is identified through hammer test. According to vibration transmission path analysis, the primary transmission path is identified to be rail → axle box → wire splint → bracket → grounding terminal, and rail → axle box → grounding terminal is the secondary path. Optimization schemes of bracket and terminal are proposed accordingly. The test results from high frequency excitation vibration test bench indicate that the scheme with short cantilever is better than that with variable cross-section, and modifying the terminal structure can also decrease stress level. The line verification test results show that the optimization scheme with 8 mm thick short cantilever can drastically decrease the stress level of bracket and terminal, demonstrating evident improvement.

**Key words** metro vehicle; axle box grounding terminal; cable bracket; abnormal fracture

**Author's address** National Engineering Research Center of

Railway Vehicles, CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., 130062, Changchun, China

地铁车辆运行环境复杂多样。车辆在服役过程中异常振动问题日益突出。例如,地铁轴箱吊耳断裂<sup>[1]</sup>、接地轴端异常振动<sup>[2]</sup>、轴箱线缆支架及接地端子开裂<sup>[3]</sup>等。

地铁轴箱线缆支架接地端子开裂会导致车辆接地异常,造成电气设备损坏,同时导致运营维护成本增加。本文采用模态分析及台架试验验证,基于振动传递路径及结构固有响应特性,制定了支架改进方案及端子优化方案,并开展高频激振试验台及线路测试验证,为解决该问题提供思路和可行性方案。

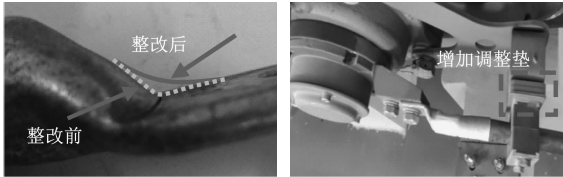
## 1 研究背景

某地铁车辆在正线行驶里程达到2万 km 时,轴箱接地端子发生了开裂问题。文献[4]表明,车辆正线运行时,电缆、接地端子、线夹板、线缆支架所组成系统的固有频率与列车通过普通道床时轮轨激励的频率发生耦合共振。这是导致接地端子开裂的主要原因,且这一耦合共振作用在减振道床表现得并不明显。

针对上述开裂问题,曾采取2种改进措施:①将普通接地端子更换为过渡圆更平缓的接地端子,如图1 a)所示,使行驶里程延长至4万 km;②在线夹板位置增加调整垫,适当调整固定线缆的线夹板高度,使得线夹板中心线与接地端子压接面在同一个平面,避免形成非正常弯曲,以减小装配应力,如图1 b)所示,使行驶里程进一步延长至5万~6万 km。但这两种措施均未能最终解决端子开裂问题。

## 2 线缆支架及端子改进方案

针对端子开裂原因,对线缆支架和端子结构进行改进设计。通过线缆支架原始方案验证基于 Hy-



a) 接地端子改进                      b) 线夹板高度调整

图 1 轴箱接地端子开裂的前期改进措施

Fig. 1 Improvement measure for axle box grouding terminal fracture at early stage

permesh 有限元仿真分析软件的模态分析的正确性,并对改进方案的线缆支架进行模态分析。

2.1 原始方案线缆支架模态分析及验证

针对线缆支架耦合共振问题,建立线缆支架三维模型,并划分有限元网格(如图 2 所示)。该模型采用 Solid 187 四面体网格,且网格总数为 1 185 个;螺栓孔处利用 Beam 单元来模拟螺栓连接方式。前 4 阶的弹性模态频率及振型统计见表 1。



图 2 线缆支架有限元模型

Fig. 2 Finite element model of cable bracket

表 1 线缆支架前 4 阶模态统计

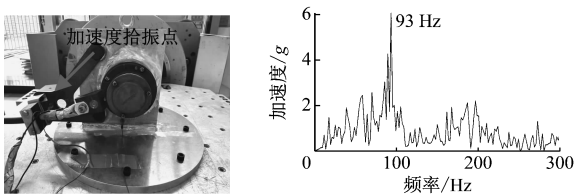
Tab. 1 Statistics of the first 4 order modes of cable bracket		
弹性模态阶次	对应频率/Hz	振型
1	94. 75	1 阶横向弯曲
2	521. 01	1 阶纵向弯曲
3	733. 54	1 阶横向扭曲
4	1 336. 70	2 阶横向弯曲

为了进一步验证线缆支架的 1 阶弯曲模态,在线缆支架上安装加速度传感器进行实体锤击试验,并对支架进行横向敲击以激发其固有模态。锤击试验现场照片及测试结果如图 3 所示。图 3 中,线缆支架的最低固有频率为 93 Hz。可见,线缆支架模态分析结果与锤击试验结果一致,说明模态分析的准确性较高。

2.2 改进方案的支架模态分析

为了进一步提高轴箱线缆支架模态频率,避开由于线路激扰产生的共振,在原始方案基础上,通过改变截面及短悬臂设计(见图 4),并设置不同的

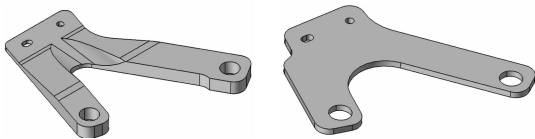
支架厚度形成 5 个改进方案。各方案及其 1 阶特征分析结果见表 2。



a) 线缆支架锤击试验实景                      b) 线缆支架锤击频响特征

图 3 线缆支架锤击试验

Fig. 3 Hammer test of cable bracket



a) 变截面类支架样式                      b) 短悬臂类支架样式

图 4 线缆支架改进方案示意图

Fig. 4 Diagram of cable bracket improvement scheme

对上述所有改进结构开展模态分析,统计 1 阶模态特征,并计算其与原始方案相比的 1 阶模态频率提高幅度  $\delta$ (见表 2)。由表 2 可知,随着支架厚度的增加,支架质量也相应增加,对连接螺栓提出了更高的要求。

表 2 线缆支架改进方案的 1 阶模态特征统计

Tab. 2 Statistics of the first order modal characteristics of axial bracket

方案	改进类型	支架厚度/mm	支架质量/kg	1 阶模态频率/Hz	$\delta$ /%
原始方案		6	1. 04	94. 75	
改进方案 1	变截面类	8	1. 06	120. 00	26. 6
改进方案 2	变截面类	10	1. 23	148. 25	56. 5
改进方案 3	变截面类	13	1. 44	195. 00	105. 8
改进方案 4	短悬臂类	6	0. 89	145. 30	53. 4
改进方案 5	短悬臂类	8	1. 18	204. 40	115. 7

2.3 接地端子改进方案

针对原始方案接地端子刚度较弱、折弯处强度不足,且冲压折弯时容易对其造成损伤等问题,对接地端子结构进行优化,采用棒料一体加工成型的新端子。不同的接地端子结构如图 5 所示。

3 台架试验验证

3.1 高频激振试验台

高频激振试验台由轨道驱动轮、驱动电机及垂

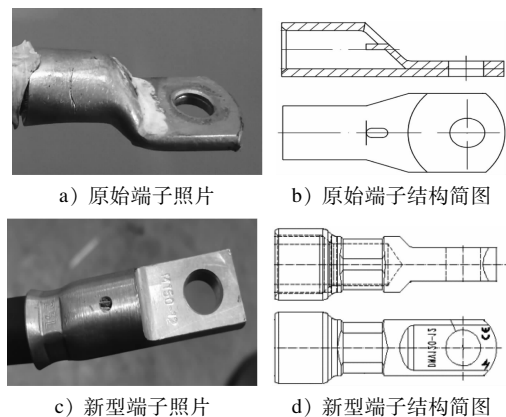


图5 接地端子结构图

Fig. 5 Diagram of grounding terminal structure

向作动器组成(如图6所示),可为转向架提供精准的扫频、较大幅值的激励<sup>[5]</sup>。试验时,将转向架一条轮对放置于轨道驱动轮上,另一条轮对采用工装固定。由枕梁上方垂向作动器施加载荷来模拟车体质量。试验所用转向架轮对新铰修多边形车轮,轨道驱动轮为多边形状态,通过多边形状态轨道驱动轮来模拟多边形车轮的车辆运行。扫频速度为0~350 km/h,扫频频率范围为0~1 200 Hz。

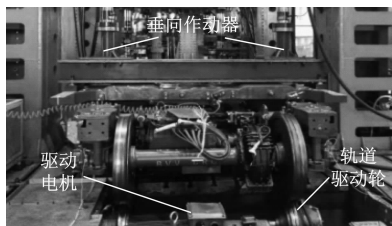


图6 高频激振试验台

Fig. 6 High frequency excitation test bench

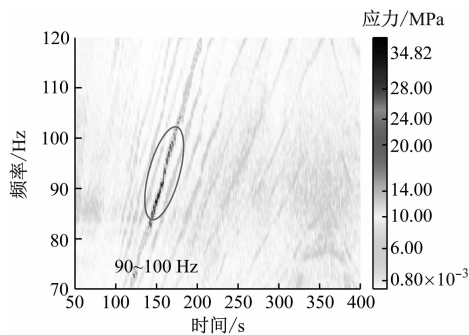
### 3.2 振动传递路径分析

按照轴端连接方式,接地端子的振动传递路径有:传递路径1,轨道→轴箱→线夹板→线缆支架→端子;传递路径2,轨道→轴箱→端子。

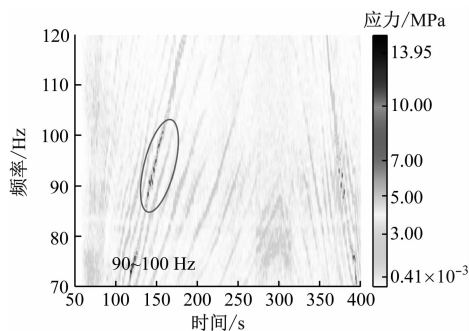
利用高频激振试验台进行0~150 Hz的扫频试验。参照车辆轴端实际连接情况,通过线夹板固定线缆来模拟传递路径1,通过拆除线缆夹板、使线缆直接连接于轴端来模拟传递路径2。如图7所示,当扫频频率为70~110 Hz时,线夹板固定线缆时的端子应力幅值为34.82 MPa,无线缆夹板固定时的端子应力幅值为13.95 MPa。由此可推断,接地端子的应力主要受线缆支架振动传递的影响,即路径1为主要振动传递路径。

进一步分析图7可见,当线缆被支架固定时,在扫频频率为90~100 Hz范围内,端子应力幅值明显

增大,线缆、线夹板和线缆支架所构成系统的固有模态被激发。可见,传递路径1是导致端子开裂振动应力的主要传递路径,传递路径2次之。



a) 传递路径1 端子



b) 传递路径2 端子

图7 端子应力时频特征图

Fig. 7 Stress time-frequency characteristics diagram of grounding terminal

### 3.3 台架试验结果分析

对原始方案及5种改进方案进行台架试验。以改进方案5为例,其台架试验接地端子应力时频特征如图8所示。改进方案5的端子应力幅值为3.73 MPa,比原始方案的端子最大应力降低了约89%。

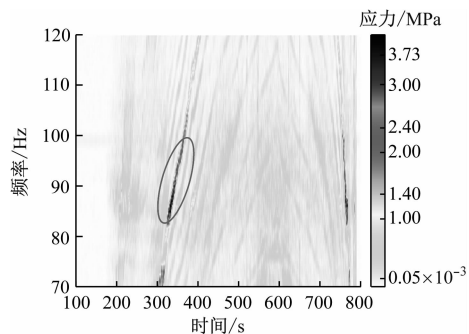


图8 改进方案5的端子应力时频特征图

Fig. 8 Stress time-frequency characteristics diagram of grounding terminal in improvement scheme 5

原始方案及各改进方案的端子应力幅值如图9

所示。随着支架厚度的增加,1 阶弯曲模态频率得以提高,接地端子应力幅值逐渐减小。变截面类改进方案的端子应力幅值为原始方案端子应力幅值的 1/5,短悬臂类改进方案的端子应力幅值为原始方案端子应力幅值的 1/10 左右。可见,短悬臂类改进方案效果更佳。

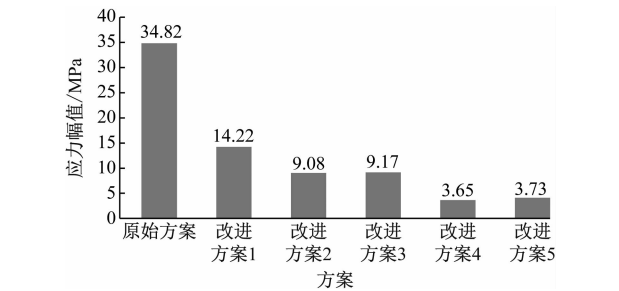


图 9 不同支架方案的接地端子应力幅值

Fig. 9 Terminal stress amplitude of different bracket schemes

### 3.4 端子的台架试验

针对传递路径 2,开展新型端子的台架试验。利用高频激振试验台进行频率为 0 ~ 150 Hz 的扫频试验。新型端子应力时频特征图如图 10 所示。优化后的接地端子应力幅值为 3.40 MPa,较原始方案的端子应力幅值(34.82 MPa)降低了约 90%。

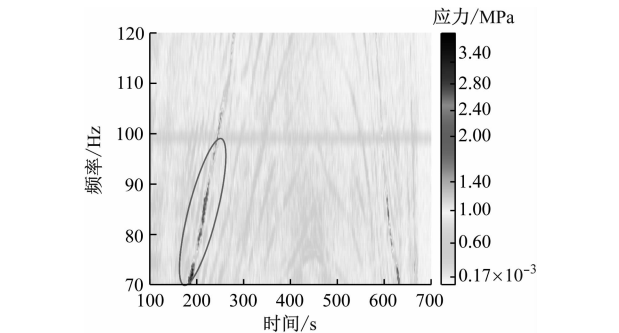


图 10 新型端子应力时频特征图

Fig. 10 Stress time-frequency characteristics diagram of new terminal

经分析,新型端子应力水平远小于原结构的原因:①新结构为圆弧过渡,极大地缓解了接地端子的应力集中;②新型端子刚度远大于原结构刚度,振动时结构变形小。由此可见,更换端子虽能在一定程度上降低端子应力幅值,但仍不能避免线缆支架的耦合共振现象。

## 4 线路测试

### 4.1 线路测试方案

结合模态分析结果及台架试验结果,选取发生

端子典型故障的列车,在某运行线路上开展测试。列车为不载客状态,采用 ATO(列车自动运行)驾驶模式。如图 11 所示,在转向架接地轴端的线缆支架正面、线缆端子压接过渡圆角等位置布置应变片,对比原始方案及改进方案 5 的实际应用效果。

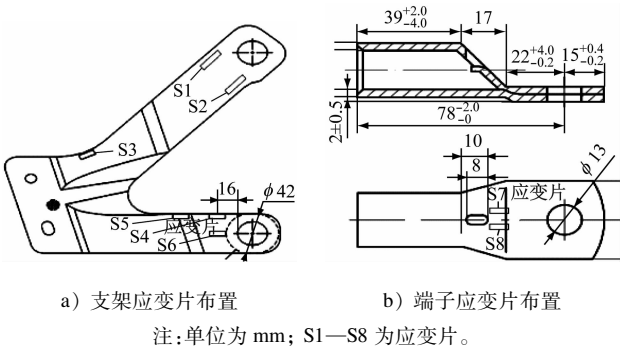


图 11 线缆支架和接地端子应力测点布置

Fig. 11 Layout of stress measuring points of cable bracket and grounding terminal

### 4.2 线缆支架应力分析

运行区间内原始方案及改进方案 5 的线缆支架应力时频特征如图 12 所示。由图 12 可知:原始方案的支架应力频率集中分布在 90 ~ 100 Hz 范围内;改进方案 5 的支架应力频率升至 150 ~ 200 Hz 范围,且该频率范围不随着车辆速度的变化而变化,表现为固有模态特性。可见,改进方案 5 能有效避

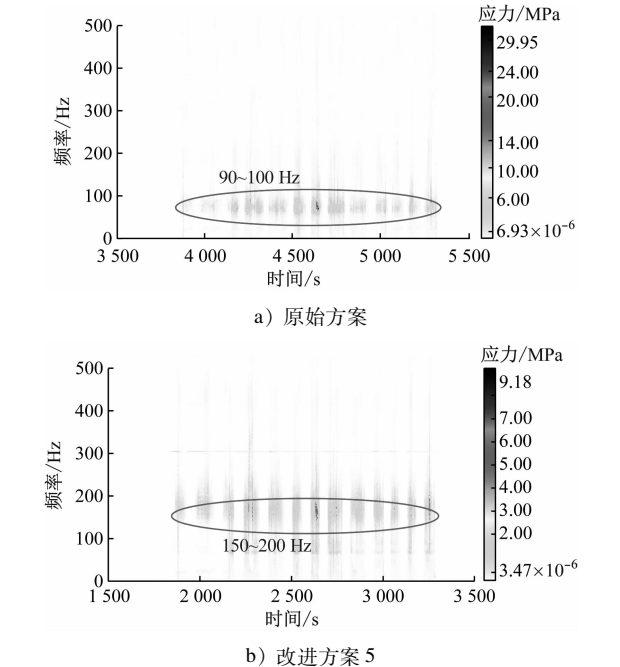


图 12 线路测试中的线缆支架应力时频特征图

Fig. 12 Stress time-frequency characteristics diagram of cable bracket in line test

免来自轮轨的激励(约 90 Hz),进而避免了耦合振动的发生。

线缆支架应力时域特征如图 13 所示。由图 13 可知:原始方案应力幅值约为 60 MPa,改进方案 5 线缆支架应力幅值约为 30 MPa,降低了 50%;原始方案应力均方根值 30 MPa,改进方案 5 的应力均方根值仅为 12 MPa,降低 60%。可见改进方案 5 的应力降低效果明显。

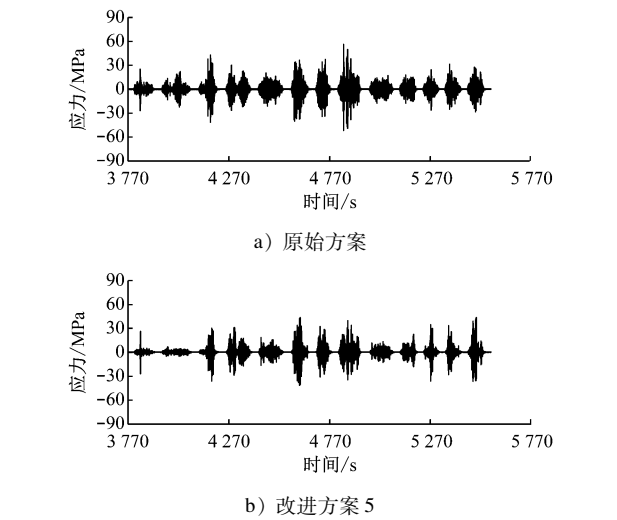


图 13 线路测试中的线缆支架应力时域特征图  
Fig. 13 Stress time-domain characteristics diagram of cable bracket in line test

### 4.3 接地端子应力分析

原始方案及改进方案 5 的接地端子应力时频特征如图 14 所示。由图 14 可知:原始方案及改进方案 5 的接地端子应力频率主要分布于 90 ~ 100 Hz 和 150 ~ 200 Hz,且不随列车运行速度变化而变化。可见,端子与支架的应力时频特征类似,说明端子应力主要由支架振动传递而来。

接地端子应力时域特征如图 15 所示。由图 15 进一步分析可知:原始方案的端子应力幅值约为 90 MPa,改进方案 5 的端子应力幅值约为 35 MPa,降低了 61%;原始方案的端子应力均方根值为 25 MPa,改进方案 5 的端子应力均方根值为 10 MPa,降低 60%。

由上述线路测试结果可见,与原始方案相比,改进方案 5 的支架应力频率主要分布范围提升至 150 ~ 200 Hz,有效避开了轮轨激励频率范围;此外,支架应力幅值以及均方根值均大幅降低,相应连接的端子应力也得以控制,改善效果明显。

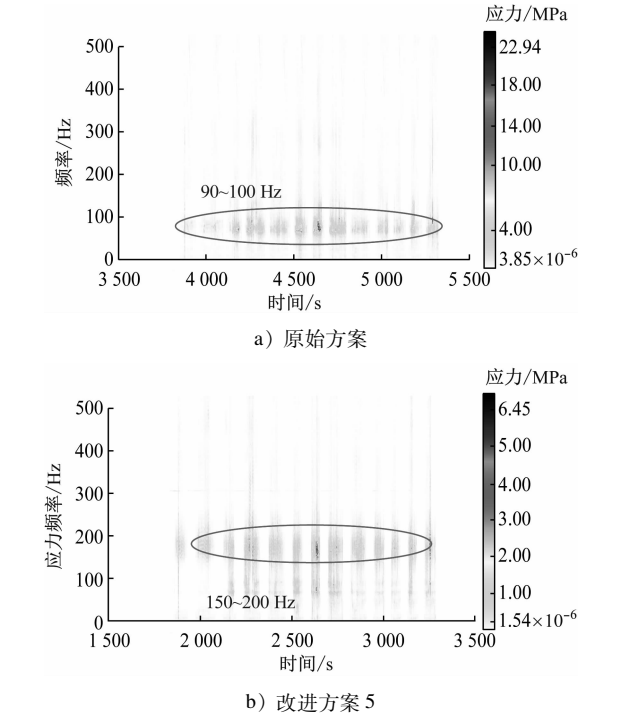


图 14 线路测试中的接地端子应力时频特征图  
Fig. 14 Stress time-frequency characteristics diagram of grounding terminal in line test

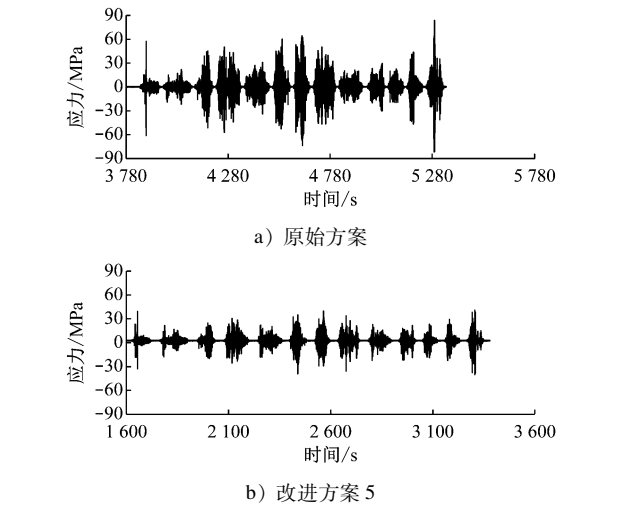


图 15 线路测试中的接地端子应力时域特征图  
Fig. 15 Stress time-domain characteristics diagram of grounding terminal in line test

## 5 结论

1) 原始方案模态分析与锤击试验表明,线缆及支架结构系统存在频率为 93 Hz 的固有模态(1 阶弯曲模态),其与线路激励频率发生耦合,导致端子开裂。

2) 明确了端子开裂振动的主要传递路径为轨

道→轴箱→线夹板→线缆支架→端子,次要传递路径为轨道→轴箱→端子。

3) 模态分析表明,变截面与短悬臂支架改进设计均能提高 1 阶弯曲模态,使其有效避开线路激励,且支架厚度越大,固有模态频率提高越多。

4) 通过台架试验与线路测试分析,变截面与短悬臂的支架改进设计能大幅降低应力幅值,其中改进方案 5 的效果最好。此外,新型端子结构虽也能一定程度上降低端子应力水平,但仍不能改善线缆及支架系统固有模态,依旧存在耦合共振问题。

综上所述,提高线缆支架 1 阶弯曲模态频率,能避开 90 Hz 左右的轨道激励,可有效控制线缆支架及端子应力水平,但需结合车辆运维要求,及时对线路进行维护保养,避免形成更大的轮轨激励。

## 参考文献

- [1] 石怀龙,王建斌,戴焕云,等. 地铁车辆轴箱吊耳断裂机理和试验研究[J]. 机械工程学报, 2019, 55(6): 122.  
SHI Huailong, WANG Jianbin, DAI Huanyun, et al. Crack mechanism and field test of the metro safety hanger[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(6): 122.
- [2] 林勤,李国栋,张宇峥,等. 某地铁转向架轴端电缆支架裂纹

原因分析及优化设计[J]. 铁道车辆, 2020, 58(10): 13.

LIN Qin, LI Guodong, ZHANG Yuzheng, et al. Analysis of causes of cracks of axle end cable supports on bogies for a certain type metro and optimization design[J]. Rolling Stock, 2020, 58(10): 13.

- [3] 刘涛,马梦林,谢丹. 基于模态贡献量的转向架接地轴端异常振动分析[J]. 城市轨道交通研究, 2017, 20(2): 10.

LIU Tao, MA Menglin, XIE Dan. Abnormal vibration analysis of the bogie earthing shaft end based on modal contribution method [J]. Urban Mass Transit, 2017, 20(2): 10.

- [4] 杨晶,马晓龙,王洪权,等. 地铁车辆轴箱接地端子异常开裂原因分析[J]. 城市轨道交通研究, 2022, 25(2): 103.

YANG Jing, MA Xiaolong, WANG Hongquan, et al. Causes analysis of abnormal grounding terminal cracking of metro vehicle axle box[J]. Urban Mass Transit, 2022, 25(2): 103.

- [5] 朱海燕,王超文,邬平波,等. 基于小滚轮高频激励的高速列车齿轮箱箱体振动试验[J]. 交通运输工程学报, 2020, 20(5): 135.

ZHU Haiyan, WANG Chaowen, WU Pingbo, et al. High-speed train gearbox housing vibration test based on small roller high-frequency excitation[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2020, 20(5): 135.

(收稿日期:2022-07-31)

(上接第 52 页)

从振动台扫频试验实测结果可以看出,在夹具 E 处: $x$  向的最大响应频率为 227.2 Hz,振动加速度幅值为 5.49  $g$ ;  $y$  向最大响应频率为 300.2 Hz,振动加速度幅值为 8.23  $g$ ;  $z$  向最大响应频率为 216.2 Hz,振动加速度幅值为 4.31  $g$ 。实测结果与仿真计算结果相近。

## 4 结语

蓄电池所用夹具的性能良好可避免蓄电池振动试验出现过试验或欠试验现象,从而保证蓄电池振动试验质量。本文基于振动试验夹具的功能技术特点,探讨分析了夹具固有频率与共振频率、衰减系数及相对阻尼系数、模态试验分析、振动台实测等 4 个方面的测试验证方法。通过有限元仿真计算与振动台试验实测,对轨道交通列车蓄电池振动试验夹具进行测试,验证了夹具的功能特性。仿真分析和试验实测得到的模态频率相接近,验证了有限元分析的正确性。

## 参考文献

- [1] 孙忠涛. 振动试验台夹具设计及频响分析[D]. 长春: 长春理工大学, 2010.

SUN Zhongtao. Vibration test fixture design and frequency response analysis[D]. Changchun: Changchun University of Science and Technology, 2010.

- [2] 周桐,王雄祥,李健,等. 柔性夹具动态特性对随机振动试验的影响[J]. 机械科学与技术, 2005, 24(12): 1482.

ZHOU Tong, WANG Xiongxiang, LI Jian, et al. Effect of dynamic character of flexible fixture to response of stochastic vibration experiment [J]. Mechanical Science and Technology, 2005, 24(12): 1482.

- [3] 王轲,孙妍妍,茅志颖. 振动试验夹具动力学设计的综合优化方法[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(3): 483.

WANG Ke, SUN Yanyan, MAO Zhiying. Comprehensive optimization method for dynamic design of fixture of vibration test [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(3): 483.

(收稿日期:2022-07-31)