DOI: 10.3901/JME.2019.12.121

高速动车组垂向止挡异常振动特性及成因分析*

彭来先¹ 韩健¹ 初东博² 高阳² 李志辉¹ 肖新标¹

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031;

2. 中车长春轨道客车股份有限公司 长春 130062)

摘要: 针对高速动车组在运营过程中出现的垂向止挡异常振动,且个别存在明显断裂裂纹的典型振动问题,基于现场车轮粗糙度与振动响应同步测试,分析了镟修前后的车轮非圆特征及其对轴箱及垂向止挡振动特性的影响;采用试验与计算相结合的垂向止挡模态分析,确定了垂向止挡的模态特性,据此分析了高速动车组垂向止挡异常振动的成因。结果表明,测试的高速列车动车组车轮存在较为明显的25~27阶多边形,在192 km/h运营速度下,会对轴箱和垂向止挡形成显著的515 Hz频率振动激励。而垂向止挡一阶弯曲模态频率也为510 Hz,且其模态应变最显著区域与断裂裂纹位置一致。由此可判断垂向止挡异常振动是车轮多边形激励引起垂向止挡结构共振所致。车轮镟修可有效减缓或抑制其异常振动,相关研究可为高速动车组减振降噪提供参考。

关键词: 高速动车组; 振动特性; 车轮多边形; 垂向止挡; 共振

中图分类号: U270

Analysis of Abnormal Vibration Characteristics and Causes of Vertical Block in High-speed EMU

PENG Laixian¹ HAN Jian¹ CHU Dongbo² GAO Yang² LI Zhihui¹ XIAO Xinbiao¹

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031;

2. CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., Changchun 130062)

Abstract: Aiming to the typical vibration problem of the abnormal vibration of the vertical block and individually obvious fracture cracks in the operation of high-speed EMUs, the wheel roughness characteristics before and after reprofiling and the influence to the vibration characteristics of the axle box and the vertical block are analyzed based on field test of wheel roughness and vibration response. The modal characteristics are obtained by using the vertical block mode analysis with the combination of experiment and calculation. The causes of the abnormal vibration of the vertical block of high-speed EMUs are analyzed. The results show that the 25-27 order polygons are existed on the wheel. At the speed of 192 km/h, a significant 515 Hz vibration excitation is formed to the axle box and vertical block. The first order bending mode frequency of the vertical block is also about 510 Hz and the most significant area of modal strain is the same as the fracture crack position. Therefore, it can be concluded that the abnormal vibration of the vertical block is caused by the structural resonance which is excited by wheel polygonization. The abnormal vibration is significantly reduced or restrained due to reprofile. This study provides the reference for vibration and noise reduction of high-speed EMUs.

Key words: high-speed emu; vibration characteristic; polygonal wheels; vertical block; resonance

0 前言

随着高速列车运行速度的不断提高,列车在运营过程中的异常振动问题日益突出。列车的异常振动会直接影响乘客的乘坐舒适性,长期的异常振动

会引发转向架和列车零部件的损伤和破坏,严重时会影响列车行车安全。

针对高速列车在运营过程中的横向失稳现象,张雪珊等^[1]通过数值仿真方法证明车辆横向稳定性与车轮椭圆化有关。袁雨青等^[2]发现高速列车在运营过程中大量出现齿轮箱异常振动并伴有裂纹的现象,基于线路试验得出齿轮箱异常振动与车轮多边形有关。韩光旭等^[3]通过对出现车内异常振动的高速列车展开长期跟踪试验发现车轮多边形会引起车内异常振动。

现场试验发现,我国某型高速动车组在运营过

* 国家重点研发计划(2016YFB1200506-08, 2016YFB1200503-02)、国家自然科学基金(51475390, U1434201)和中国铁路总公司科技研发开发计划课题(2016G008-F/2016G08-G)资助项目。20180511 收到初稿,20181220 收到修改稿

程中出现了垂向止挡异常振动且个别存在明显断裂裂纹的现象,垂向止挡结构及其断裂照片如图 1 所示。注意到,垂向止挡安装固定在轴箱上,轮轨激励将会直接作用和体现到垂向止挡结构上。现场测试还发现,垂向止挡异常振动的列车,其所在转向架车轮多边形现象比较严重,而车轮表面状态良好的,其对应的垂向止挡振动不显著。为此,垂向止挡异常振动应该与车轮多边形激励存在相关关系。

图 1 垂向止挡及断裂现场照片

针对车轮多边形对列车振动噪声^[4]的影响,国内外不少研究者开展了相关工作。KALOUSEK 等^[5]较早地发现并研究了车轮多边形情况。NISELSEN 和 JOHANSSON^[6]以及 BARKE 和 CHIU^[7]详细介绍了车轮多边形并就车轮多边形对车辆振动以及轨道车辆部件的影响展开论述。JOHANSSON^[8]基于大量现场测试和数值模拟的方法研究了车轮多边形对货车车辆以及轨道振动响应的影响。SNYDER 等^[9]通过车轮冲击载荷试验数据与车轮多边形数据相结合的手段,得到由车轮多边形产生的振动会影响车轮、轴箱等部件的使用寿命的结论。CASAS 等^[10]指出车轮多边形磨损使轮轨法向力产生波动进而影响轮轴动应力及疲劳寿命。罗仁等^[11]通过数值分析方法建立车辆-轨道系统耦合动力学模型,用以预测车轮的多边形磨损,预测结果显示车轮多边形磨损激励的通过频率范围与轮对、构架或者车体柔性模态频率接近,容易引起车辆系统的共振,进而加速

车轮磨损的发展,严重时还可能导致结构的疲劳破坏。WU 等^[12]基于车辆轨道刚柔耦合动力学模型研究了车轮多边形对轮轴应力的影响。HAN 等^[13]建立了高速旋转柔性轮对模型和对应的实时变化的接触模型,研究了轮对柔性和非柔性,旋转和非旋转差异,并分析了车轮多边形激励条件下轴箱振动特性。孙伟^[14]基于有限元法评估了车轮多边形对轴箱转臂疲劳强度的影响。王忆佳等^[15]采用车轮圆周轮廓法建立车轮多边形化模型认为车轮多边形化会使车体振动响应增大,影响乘坐舒适性。吴磊等^[16]研究了车轮多边形磨损对车辆运行安全性能的影响,文中指出高阶车轮多边形产生的高频轮轨冲击载荷会致使转向架零部件发生损坏或者失效。

本文针对高速动车组在运营过程中出现的垂向止挡异常振动且存在明显断裂裂纹的典型振动问题,基于现场试验,分析镟修前后车轮非圆特征及其对垂向止挡振动特性的影响,采用试验和数值仿真相结合的方法获得垂向止挡的模态特性,找寻垂向止挡异常振动特性与车轮多边形的关系,明确异常振动现象的成因。

1 测试概况

垂向止挡安装在轴箱和构架之间,其主要作用是起吊转向架。垂向止挡的异常振动会引起止挡的断裂破坏,使其失去作用,甚至危及行车安全。

针对运营中出现的垂向止挡异常振动且存在明显断裂裂纹的现场情况,同步开展车轮非圆、车辆系统振动响应、垂向止挡模态特性测试,获取车轮多边形阶次、垂向止挡振动显著频率中与车轮旋转有关的成分、垂向止挡的模态频率及振型。据此判断车轮多边形激励频率是否激起垂向止挡结构共振,并就车轮镟修后止挡振动特性变化进行比较。

图 2 为研究思路框图。

图 2 研究路线框图

1.1 车轮非圆特征测试

采用接触测量方法,通过 BBM 车轮不圆度测量仪对车轮非圆化进行测试。为保证车轮可绕轴心自由旋转,需在测试前缓解车轮制动并用千斤顶将

同轴两侧轴箱转臂抬起,如图 3 所示。测试时,测试点位于车轮踏面名义滚动圆处,位移传感器①位于车轮踏面名义滚动圆及内外 10 mm 位置处,与车轮垂直接触,记录车轮非圆化信息,传感器②记录

车轮周长信息, 以便确定传感器①所测非圆化的相位信息。

图3 车轮非圆化测试照片

所测车轮非圆数据可以表示成圆周长度的函数 $f(x)$ 。 $f(x)$ 的物理含义是不同位置处车轮半径相对于平均半径的变化值, 通常被称为车轮非圆化幅值。理论研究中常用对数形式的车轮非圆等级 L_r^k 表示车轮非圆化特征, 定义如公式(1)所示, 单位为 dB。

$$L_r^k = 10 \times \lg(\tilde{r}_k^2 / r_{ref}^2) \quad (1)$$

式中, $\tilde{r}_k^2$ 是车轮非圆外形粗糙度 $r(x)$ 的均方值在 $1/3$ 倍频程 k 中进行量化。参考值 r_{ref} 取 $1 \mu\text{m}$ 。在国际标准单位中定义频带中心波长为

$$\lambda_k = 0.01 \times 10^{k/10} \quad k \in [-10, 15] \quad (2)$$

在每个 $1/3$ 倍频程中将所得的窄带频谱幅值的平方再求和, 并除以计算点数即可获得 $\tilde{r}_k^2$ 。在粗糙度的定义中, $10 \mu\text{m}$ 粗糙度的有效幅值(方均根值)对应 20 dB 的粗糙度等级, 而 $1 \mu\text{m}$ 的粗糙度幅值则对应 0 dB 粗糙度等级。

1.2 轴箱及垂向止挡振动特性测试

为了量化车轮非圆对车辆系统振动响应的影响, 确定振动响应特征频率的来源, 在开展车轮多边形测试的同时, 对轴箱、垂向止挡的垂向和横向振动响应进行同步测试, 测点位置如图4所示。

图4 振动测点布置示意图

高速动车组运营过程, 在图4轴箱、垂向止挡顶部分别布置振动测点, 采用垂/横双向加速度传感器, 同时采集系统振动响应。为甄别振动响应显著频率成分的来源, 对车轮转速进行同步记录。在后处理分析时, 基于阶次分析来确定各振动响应频率与车轮转速之间的依赖关系。

阶次定义为参考轴(通常为转轴)每秒内发生的循环振动次数, 而振动频率与阶次的关系为

$$f = o \times n / 60 \quad (3)$$

式中, o 代表阶次, n 为车轮转速, 单位为 r/min 。

为了获得垂向止挡的模态特性, 采用力锤敲击法获取垂向止挡装配状态下的频率响应函数, 同时基于有限元法, 获取止挡约束状态下的模态频率及模态振型, 示意图如图4所示。

2 车轮非圆特征分析

车轮在沿钢轨滚动过程中, 车轮第 i 阶多边形所产生的轮轨冲击频率可由式(4)求得

$$f_i = \frac{v \times r_i}{\pi D} \quad (4)$$

式中, f_i 是第 i 阶车轮多边形的激励频率, 单位为 Hz ; v 为列车运行速度, 单位为 m/s ; r_i 为车轮非圆化阶次; D 为车轮直径, 单位为 m , 测试车轮的名义直径为 0.890 m 。

图5给出了测试止挡结构下轮对左右车轮的典型车轮非圆特征结果。其中, 图5a为极坐标表达的空间域测试结果, 图5b为对空间域数据进行傅里叶变换, 转成波数域的车轮非圆阶次结果。

由图5a可见, 左侧车轮周向不平顺呈现16个峰值, 右侧车轮呈现27个峰值。由图5b可见车轮存在明显的14~17、22、25~27阶多边形, 其中右侧车轮存在明显的27阶多边形, 且两轮均存在明显的一阶偏心。我们知道, 车轮直径为 0.890 m , 列车运行速度为 192 km/h , 结合式(4)可得, 车轮第14~17、22、25~27阶多边形的通过频率分别为 $266 \sim 325 \text{ Hz}$ 、 420 Hz 、 $478 \sim 516 \text{ Hz}$ 。另外, 车轮一阶偏心可以引起转向架系统在高频率范围内的谐频振动, 因此轴箱、垂向止挡的垂、横向振动加速度频谱图中存在以 19 Hz 为间隔的频率峰值。

3 车下振动特性分析

图6给出轴箱和垂向止挡的垂、横向振动加速度频谱图。

(a) 极坐标图

(b) 阶次图

图 5 车轮非圆特征

由图 6a 可见, 轴箱和垂向止挡的垂向振动在 300~330 Hz、470~520 Hz 频率段内存在显著峰值, 在整个频率内轴箱和垂向止挡的振动加速度水平相当。由图 6b 可见, 轴箱和垂向止挡的横向振动在 300~330 Hz、470~520 Hz 频率段内也存在显著峰值, 在整个频率段内垂向止挡的振动加速度水平平均高于轴箱, 其中在 470~520 Hz 频率段内尤为显著。由此说明横向振动能量在经轴箱传递至垂向止挡时得到放大。由图 6 还可以看出轴箱、垂向止挡的垂、横向振动加速度频谱图中均存在以 19 Hz 为间隔的频率峰值。综上所述, 470~520 Hz 频率范围内的显著峰值是导致垂向止挡异常振动的主要原因。

为了分析 470~520 Hz 频率范围内止挡振动的显著的根本原因, 图 7 给出垂向止挡在列车在 7~190 km/h 加速过程中的横向振动频谱阶次图, 图 7 中上图为止挡横向振动的窄带频谱特性, 下图为止挡横向振动的阶次图, 横轴为频率, 纵轴为转速, 色标为振动加速度幅值。

由图 7 中加速过程的阶次分析可见, 在列车加速过程中有多条随速度变化的斜亮带直线, 与 305

(a) 垂向振动

(b) 横向振动

图 6 垂向止挡和轴箱的振动频谱特性

图 7 垂向止挡横向振动频谱阶次图

Hz、324 Hz、420 Hz、477 Hz、496 Hz、515 Hz 存在一一对应关系, 证明以上频率与列车旋转部件有关或者与钢轨波磨有关, 而列车的旋转部件有车轮、牵引电机、齿轮箱, 因为振动测试所选车辆为拖车, 不存在牵引电机和齿轮箱, 同时, 这些频率不随线路不同而变化, 因此证明上述斜亮带主要与车轮有关。结合车轮非圆化特征分析结果, 阶次图中随速度变化的斜亮带直线恰好与车轮第 14~17、22、

25~27阶多边形存在对应关系,说明垂向止挡横向振动的显著频率与车轮多边形激励有关。另外,图7阶次图还可看出在470~520 Hz频率范围内存在不随速度变化的亮带,可能因为止挡在该频率范围内存在固有频率。当随着速度变化的激励频率与止挡固有频率重合时,振动进一步变大。

为了进一步分析以上不随速度变化的频率是否为止挡的固有频率,还需要开展垂向止挡的模式分析。

4 垂向止挡模式特性分析

图8给出力锤敲击测试的垂向止挡频响函数曲线,由图可见,垂向止挡的频响函数曲线在500 Hz附近存在显著峰值,这表明垂向止挡在500 Hz附近存在固有频率。

图8 垂向止挡频响函数

在垂向止挡底部的两圆柱孔处施加固定约束,采用有限元法进行模式分析,得到垂向止挡约束状态下固有频率和模式振型。结果显示,在500 Hz附近存在止挡一阶横向弯曲的模式振型(如图9左半部分所示),对应频率为510 Hz,与试验结果进行对比,相对误差约为2%。

图9 垂向止挡一阶横向弯曲模式

由第2节车轮非圆化测试结果可知,车轮存在25~27阶多边形,当列车以192 km/h的速度运行时,车轮第25~27阶多边形产生的轮轨激励频率为478~516 Hz,轮轨激励经轴箱传递至垂向止挡,激励止挡的一阶横向弯曲模式,产生共振,进一步加大止挡的横向振动,且其模式应变最显著区域与断裂裂纹位置一致(如图9右半部分所示)。这也正是导致垂向止挡异常振动的原因。

5 车轮镟修前后振动特性对比

垂向止挡异常振动的原因,车轮多边形产生的轮轨激励频率与垂向止挡的一阶横向弯曲模式频率吻合,导致止挡产生共振,进而使垂向止挡振动显著增大。消除止挡异常振动的方法可从两个方面实施:一方面可对车轮进行镟修,消除车轮高阶多边形;另一方面,可对垂向止挡进行结构优化设计,避开车轮多边形的激励频率。但是,对垂向止挡进行结构优化设计难以在短期内满足现场问题治理需求,为此,本文侧重分析车轮镟修措施。

为量化分析车轮多边形对系统振动响应的影响,对车轮镟修前后的车轮多边形和系统振动响应进行同步测试,然后作对比分析。图10给出左、右车轮镟修前后的车轮非圆特征阶次特征。

由图10可见,经过镟修后车轮非圆化整体水平降低,与垂向止挡异常振动峰值相对应的车轮非圆化阶次即车轮的第25~27阶多边形得到极大改善。

由于现场条件的限制,镟修后垂向止挡被拆除,无法获取止挡振动加速度结果,因此,选用车轮镟修前后轴箱振动加速度的变化来说明车轮多边形对振动特性的影响,图11给出了镟修前后轴箱横、垂向振动加速度频谱图。

(a) 左轮阶次

图 10 车轮镟修前后车轮非圆特征阶次

图 11 镟修前后的轴箱振动响应

由图 11 可见, 镟修后轴箱横、垂向振动加速度整体水平明显小于镟修前, 特别对于车轮第 16、22、25~27 阶多边形对应的频率峰值在镟修后已不显著。由此可见, 对车轮多边形的有效控制, 可以显著降低轴箱振动, 进而减小垂向止挡的振动。

6 结论

本文通过对出现垂向止挡异常振动现象的高速列车进行试验研究, 结合振动测试、车轮非圆化水平、力锤敲击试验等现场测试以及基于有限元法的模态分析, 明确高速列车垂向止挡异常振动原因以及与车轮多边形的关系。

(1) 出现垂向止挡异常振动问题的高速列车车轮存在严重的 16、22、27 阶多边形, 当列车以 192 km/h 的速度运行时, 产生的轮轨激励频率为 305 Hz、420 Hz、515 Hz, 在对应的频率范围内, 轴箱和止挡的振动产生了较为明显的峰值, 特别对于 515 Hz 附近频率范围。

(2) 垂向止挡的一阶共振模态频率为 510 Hz, 振型为一阶横向弯曲变形, 车轮第 27 阶多边形对应的轮轨激励频率处于垂向止挡共振带内, 使垂向止挡产生共振, 进一步加大了止挡的振动, 且其模态应变最显著区域与断裂裂纹位置一致。

(3) 对车轮进行镟修可以明显改善车轮表面状态和零部件的振动水平, 垂向止挡异常振动频率范围内的振动已不明显。

参 考 文 献

- [1] 张雪珊, 肖新标, 金学松. 高速车轮椭圆化问题及其对车辆横向稳定性的影响[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 50-56.
ZHANG Xueshan, XIAO Xinbiao, JIN Xuesong. Influence of high speed railway wheels ovalization on vehicle lateral stability[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3): 50-56.
- [2] 袁雨青, 李强, 杨光, 等. 高速列车齿轮箱线路测试与异常振动分析[J]. 铁道机车车辆, 2016, 36(1): 24-29.
YUAN Yuqing, LI Qiang, YANG Guang, et al. Line test and abnormal vibration analysis of high-speed train gearbox[J]. Railway Locomotive & Car, 2016, 36(1): 24-29.
- [3] 韩光旭, 张捷, 肖新标, 等. 高速动车组车内异常振动噪声特性与车轮非圆化关系研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(22): 113-121.
HAN Guangxu, ZHANG Jie, XIAO Xinbiao, et al. Study on high-speed train abnormal interior vibration and noise related to wheel roughness [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(22): 113-121.
- [4] 雷晓燕, 圣小珍. 铁路交通噪声与振动[M]. 2 版. 北京: 科学出版社, 2004.
LEI Xiaoyan, SHENG Xiaozhen. Railway traffic noise

- and vibration[M]. 2nd ed. Beijing: Science Press, 2004.
- [5] KALOUSEK J, JOHNSON K L. An investigation of short pitch wheel and rail corrugations on the vancouver mass transit system [J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 1992, 206(F): 127-135.
- [6] NIELSEN J C O, JOHANSSON A. Out-of-round railway wheels-a literature survey[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2000; 214(2): 79-91.
- [7] BARKE D W, CHIU W K. A review of the effects of out-of-round wheels on track and vehicle components[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2005, 219(3): 151-175.
- [8] JOHANSSON A. Out-of-round railway wheels – assessment of wheel tread irregularities in train traffic[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293(3): 795-806.
- [9] SNYDER T, STONE D H, KRISTAN J. Wheel flat and out-of round formation and growth[C]// Rail Conference, 2003. Proceedings of the 2003 IEEE/ASME Joint. 2003: 143-148.
- [10] CASAS J M, MAZZOLA L, BAEZA L, et al. Numerical estimation of stress in railway axles using a train-track interaction model[J]. International Journal of Fatigue, 2013, 47: 18-30.
- [11] 罗仁, 曾京, 邬平波, 等. 高速列车车轮不圆顺磨耗仿真及分析[J]. 铁道学报, 2010, 32(5): 30-35.
- LUO Ren, ZENG Jing, WU Pingbo, et al. Simulation and analysis of wheel out-of-roundness wear of high-speed train[J]. Journal of the China Railway Society, 2010, 32(5): 30-35.
- [12] WU Xingwen, CHI Maoru, WU Pingbo. Influence of polygonal wear of railway wheels on the wheel set axle stress[J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(11): 1535-1554.
- [13] HAN Jian, ZHONG Shuoqiao, XIAO Xinbiao, et al. High-speed wheel/rail contact determining method with rotating flexible wheelset and validation under wheel polygon excitation[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 1-17.
- [14] 孙伟. 车轮不圆对轴箱转臂疲劳强度的影响[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- SUN Wei. Effect of no circular-wheel on axle-box rotating arm fatigue strength[D]. Chengdou: Southwest Jiaotong University, 2012.
- [15] 王忆佳, 曾京, 罗仁, 等. 高速列车车轮多边形化对车辆动力学性能的影响[J]. 四川大学学报, 2013, 45(3): 176-182.
- WANG Yijia, ZENG Jing, LUO Ren, et al. Effect of polygonal wheel on vehicle dynamic performance[J]. Journal of Sichuan University, 2013, 45(3): 176-182.
- [16] 吴磊, 钟硕乔, 金学松, 等. 车轮多边形化对车辆运行安全性能的影响[J]. 交通运输工程学报, 2011, 11(3): 47-54.
- WU Lei, ZHONG Shuoqiao, JIN Xuesong, et al. Influence of polygonal wheel on running safety of vehicle[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2011, 11(3): 47-54.

作者简介: 彭来先, 男, 1992 年出生。主要研究方向为高速列车减振降噪。

E-mail: penglaixian_swjtu@163.com

肖新标(通信作者), 男, 1978 年出生, 博士, 副研究员, 硕士研究生导师。主要研究方向为高速列车振动与噪声。

E-mail: xiao@home.swjtu.edu.cn