

文章编号:1006-1355(2021)02-0163-05

高速列车车体抖振现象研究

韩兴晋, 周劲松, 厉鑫波, 陈江雪

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 201804 上海)

摘要: 针对某高速列车在运行时出现的异常抖振现象, 实际测试该高速列车车体异常抖振加速度信号, 将其时频特征、Sperling 平稳性指标与非异常抖振加速度信号进行对比, 分析发现, 抖振时车体地板横向加速度信号呈现低频谐波特征, 主频在 10 Hz 附近, Sperling 指标超过“合格”限值。基于工作模态分析(OMA)并结合工作变形分析(ODS)结果识别车辆各阶模态对抖振变形的贡献量。结果表明, 模态频率为 9.461 Hz 处的车辆模态对抖振变形贡献量最大, 振型表现为车体和构架的同向蛇行运动。测试抖振车辆轴箱加速度信号和传递函数, 发现轴箱受到的冲击存在时延, 抖振加速度信号频率在 10 Hz 附近的相干性总体上优于平稳加速度信号。得出结论: 轮轨接触不匹配引入的激励通过车辆悬挂系统向上传递, 激起 9.461 Hz 处的车辆模态振动, 发生抖振现象。

关键词: 振动与波; 抖振; 时频分析; ODS 分析; OMA 分析; 模态贡献量; 相干性

中图分类号: U260.14³

文献标志码: A

DOI 编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2021.02.027

Study on the Chattering Phenomenon of High-speed Train Bodies

HAN Xingjin, ZHOU Jinsong, LI Xinbo, CHEN Jiangxue

(Institute of Railway and Urban Rail Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: The abnormal chattering phenomenon of the high-speed train in its operation process is studied. The abnormal chatter acceleration signal of the high-speed train body is tested. Its time-frequency characteristics and Sperling stability index are compared with those of the normal chattering acceleration signals. It is found that the lateral acceleration signal of the train body floor has low-frequency harmonic characteristics during the chattering. At the main frequency around 10Hz, the Sperling index exceeds the allowable limit. Based on the OMA analysis and the ODS analysis results, the contribution of each mode to the buffeting deformation of the vehicle is identified. The results show that the vehicle mode at the modal frequency of 9.461 Hz has the largest contribution to the buffeting deformation, and the modal shows a simultaneous snake movement for train body and frame. Then, the vehicle's axle box acceleration signal and transfer function during buffeting are tested. It is found that the shock to the axle box has a time delay. The coherence of the buffeting acceleration signal frequency around 10 Hz is generally better than the steady acceleration signal. It is concluded that the excitation introduced by the wheel-rail contact mismatch is transmitted upward through the vehicle suspension system, which stimulates the modal vibration of the train at 9.461 Hz and leads to chattering.

Key words: vibration and wave; chatter; time-frequency analysis; ODS analysis; OMA analysis; modal contribution; coherence

我国高速列车取得了高速发展, 车辆舒适性研究不断进步, 其中由于轮轨接触不匹配、悬挂参数不匹配、部件疲劳损伤等因素引起的车体异常抖振现象逐渐引起重视。曾京等建立了铁道客车振动模

型, 分析了弹性车体对客车振动的影响, 提出车辆的 1 阶弯曲自振频率应远离构架的浮沉自振频率以减弱共振^[1], 张晓阳等通过轨道状态测试、台架试验和悬挂参数对比等方法研究得出, 轮轨匹配关系不良导致了高速列车的异常振动^[2], 厉鑫波等基于 ODS (Operational deflection shape) 工作变形分析和轮轨匹配等效刚度理论提出转向架接近蛇行失稳是晃车的主要原因^[3], 夏张辉等基于样条插值原理提出车辆模态频率的追踪方法, 指出轮对模态与车体模态间的振型切换导致了车辆低频横向晃动^[4], 宫岛等分析了车体弹性模态与转向架的耦合振动, 提出车体弹性共振是由于垂向 1 阶弯曲频率接近车体点头频率

收稿日期: 2020-06-08

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51805373)

作者简介: 韩兴晋(1997-), 男, 山西省晋中市人, 硕士研究生, 主要研究方向为车辆噪声与振动控制。

E-mail: 1931432@tongji.edu.cn

通信作者: 周劲松(1969-), 男, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为铁道车辆动力学。

E-mail: jinsong.zhou@tongji.edu.cn

引起的,在车体纵梁上安装阻尼器可以抑制车体的垂向振动^[5-6]。周劲松等分析了车辆刚度对运行平稳性的影响,提出当车身刚度降低时,会出现明显振动^[7]。

根据实际调研,某高速列车在运营线上运行时会出现车体抖振现象,表现为车体出现异常抖动、人感到脚部发麻、行李架出现挤压异响,严重降低列车的运行平稳性和乘客的乘坐舒适度。本文实测了该高速列车在运营线上的车体异常抖振加速度信号,将其与非异常抖振加速度信号的时频特征、Sperling 平稳性指标进行对比,对抖振加速度信号进行工作模态分析(Operational modal analysis, OMA)并结合工作变形分析(ODS)结果识别车辆各阶模态对抖振变形的贡献量,分析了抖振时车辆的轴箱加速度信号和传递函数,归纳车体抖振现象的发生原因。

1 车辆测试试验设计

1.1 车体振动测试

以该高速列车实际运营线的一节 MP 车作为研究对象,依据《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》(GB5599—1985)^[8],加速度计布置在车体地板二位端距车体中心线 1 m 位置,测点布置如图 1 所示。采集运行全线的振动加速度信号,测试方向选择为横向和垂向,列车以 AWO 模式运行,时速为 140 km/h,采样频率为 2 048 Hz。



图 1 车体振动测点布置

1.2 车辆模态测试

对车辆进行模态分析可以求得各阶模态参数,包括频率、阻尼和振型,模态测点布置在转向架构架上方车体截面、车体中心截面以及转向架构架上,测点以能表征结构的大致形状为原则布置,测点布置如图 2 至图 3 所示。

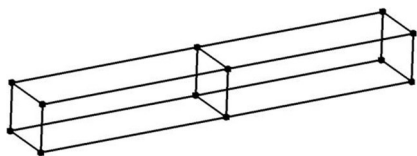


图 2 车体模态测点布置图

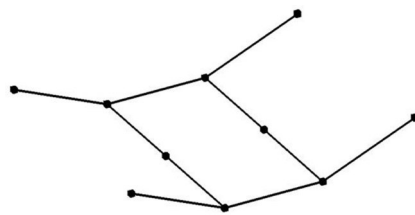


图 3 构架模态测点布置图

1.3 传递函数测试

高速列车运行时,钢轨波磨和车轮磨耗引起轮轨接触不匹配,产生的激励通过悬挂系统传递到车体,为分析车辆抖振信号的传递特性,在轴箱、转向架构架、空气弹簧、车体地板位置布置加速度传感器,测点布置如图 4 所示。

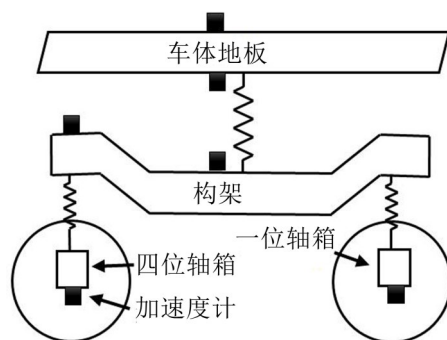


图 4 传递函数测点布置图

以上测试中选取的加速度传感器参数如表 1 所示。

表 1 加速度传感器参数

测点位置	量程/g	灵敏度/(mv·g ⁻¹)
车体	10	500
构架	50	100
轴箱	125	40

2 车辆测试结果分析

2.1 车体振动测试结果

基于该高速列车实际运营线获取车体抖振时的加速度信号特征,发现车体横向时域频域信号均异常,以图 1 所示车体地板测点为例,图 5 为在平稳运行和发生抖振现象时的横向加速度时域信号,从图中可以看出,车辆平稳运行时信号比较密集,而发生抖振时信号特征明显区别于平稳信号,呈现低频谐波信号特征,幅值相比平稳信号波动更大。

通常,时域信号比较复杂,频域能更清晰反映信号的频率成分,对抖振信号进行频域变换,与平稳信号进行对比,结果如图 6 所示。可以发现,车体发生抖振时,主频为 10 Hz 附近的加速度幅值远高于平稳信号。

我国通常采用 Sperling 提出的平稳性指标来评

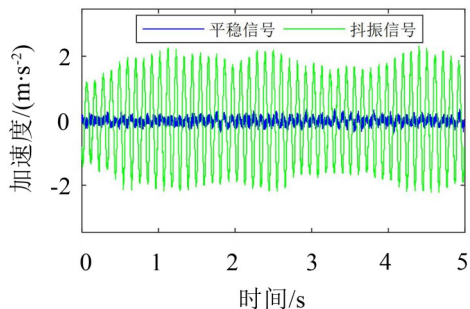


图5 横向振动时域信号

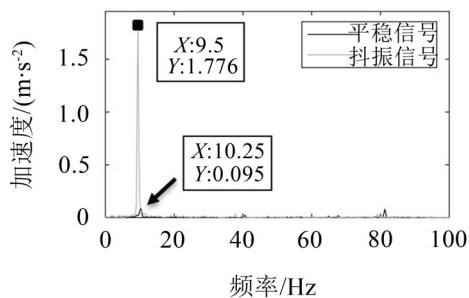


图6 横向振动频域信号

价车辆的运行品质,理论公式为式(1),Sperling 指标值低于2.5为优,低于3为合格。表2为车体地板测点在平稳运行和发生抖振现象时的横向加速度 Sperling 指标计算值,可以看出,车辆在平稳运行时,横向 Sperling 值为1.57,而当车辆出现抖振现象时, Sperling 值超过“合格”限值,说明抖振现象对车辆的运行平稳性有很大影响。

$$W=0.896 \sqrt[10]{\frac{a^3}{f}} \quad (1)$$

$$[S_{yy}(w)] = \sum_r \left(\frac{\{\varphi\}_r \langle l \rangle_r^T}{jw - p_r} + \frac{\{\varphi^*\}_r \langle l^* \rangle_r^T}{jw - p_r^*} + \frac{\{\varphi\}_r \langle l \rangle_r^T}{-jw - p_r} + \frac{\{\varphi^*\}_r \langle l^* \rangle_r^T}{-jw - p_r^*} \right) \quad (2)$$

表3 OMA 分析模态表

模态阶数	频率/Hz	阻尼比/(%)
1	9.461	0.41
2	16.323	0.16
3	20.360	0.53
4	28.421	0.06
5	39.588	0.07
6	52.773	0.06
7	62.695	0.22
8	65.978	0.07
9	72.560	0.10
10	75.447	0.04
11	79.165	0.05

其中: p_r 为系统的极点, $\langle l \rangle_r$ 为工作参与因子向量, $\{\varphi\}_r$ 为模态振型向量。

表2 Sperling 指标计算值

Sperling 指标	横向
平稳信号	1.57
抖振信号	4.07

2.2 车辆模态分析

工作变形分析(Operational Deflection Shape, ODS)也称为运行响应模态分析,其代表结构模态振型按某种线性方式叠加的结果,对抖振时车体和构架整体的加速度信号进行时域ODS分析,结果如图7所示,可以发现,在抖振区段,车体随构架蛇行运动而来回晃动,振动幅度较大。

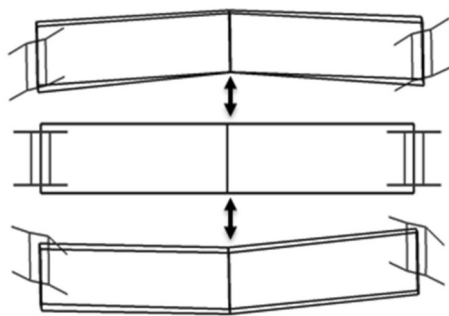


图7 抖振时域ODS分析

工作模态分析(Operational Modal Analysis, OMA)又称为环境激励模态分析,模态识别方法采用 PolyMAX 算法,也称多参考最小二乘复频域法,利用 LSFD 法求模态振型,理论公式为式(2),对车体和构架整体的加速度信号进行 OMA 分析,共识别 11 阶模态,模态参数如表3所示。

为评价基于 OMA 分析所得振型几何上的相关性,使用模态置信准则(MAC)来进行模态验证,理论公式为式(3),当 MAC 值接近1时,代表振型向量非常相关,校核结果如图8所示,可以看出,非对角线 MAC 值很低,任意两个振型相关性小,模态识别质量高。

$$MAC_{ij} = \frac{(e_i^T e_j)^2}{(e_i^T e_i)(e_j^T e_j)} \quad (3)$$

其中: e_i, e_j 为振型向量。

为识别车辆各阶模态对抖振变形的贡献量,随机选取10个时刻,将基于 OMA 识别得到的模态与工作变形 ODS 进行比较分解,结果如图9所示。可以看出,车辆第1阶模态振型(9.461 Hz)对抖振变形贡献量最大,这与图6抖振加速度信号主频相吻合,第一阶模态频率为9.461 Hz,车辆振型与时域 ODS

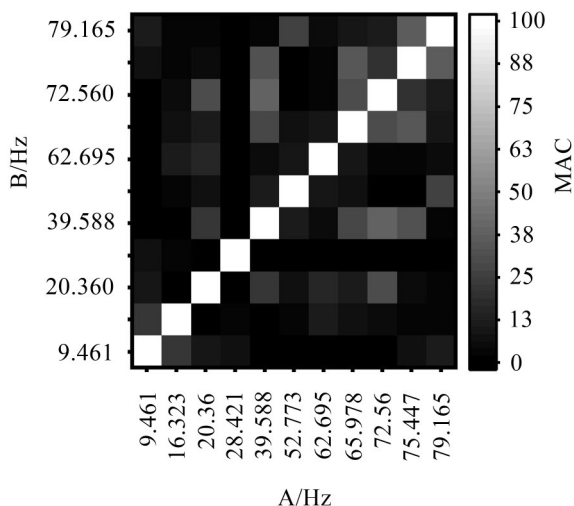


图8 MAC准则判定结果

特征相同,构架蛇行运动振型明显,车体随构架蛇行而同向蛇行运动。根据以上分析,推测构架由于受到轮轨不匹配引入的横向激励作用发生蛇行运动,车体受到构架向上传递的横向激励作用,出现抖振现象。

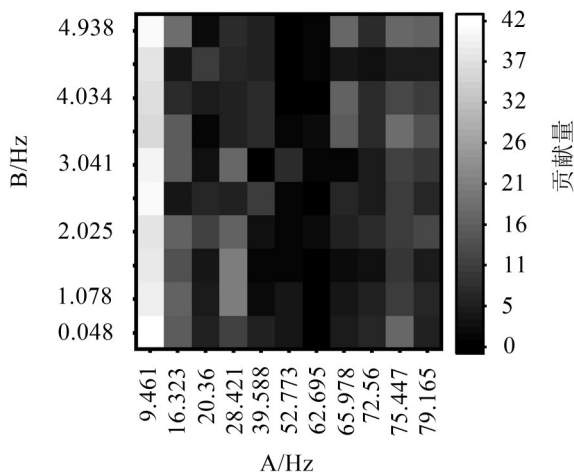


图9 模态贡献量分析

2.3 传递函数分析

为确定抖振发生时的轮轨匹配关系是否存在问题,取一位轴箱和四位轴箱横向加速度时域信号存在异常波动时的信号进行分析,如图10所示。可以发现一位轴箱和四位轴箱所受到的冲击存在明显时延,根据轴箱所受冲击的时延推算车辆运行速度为140 m/h,由此可见,轮轨匹配关系存在异常,使轴箱受到延时性冲击。

相干函数可以用来检测传递函数测量的有效性,取值为0~1,相干函数取值为1时,说明输出完全由输入引起,理论公式为式(4),依据图4所示传递函数测点布置,对轴箱-构架、空气弹簧下-空气弹簧上、空气弹簧上-车体地板横向加速度信号进行

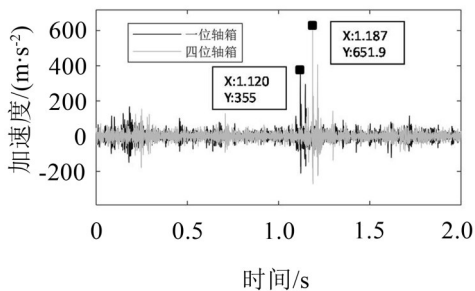


图10 轴箱信号时延分析

相干性分析,结果如图11至图13所示。可以看出,抖振现象发生时,各传递环节之间的信号在10 Hz附近的相干性较好,而平稳运行时,各传递环节之间信号的相干性较差,故认为抖振区间内轮轨横向激励是引起抖振现象的重要原因。

$$\gamma^2 = \frac{G_{yx}G_{xy}}{G_{xx}G_{yy}} \quad (4)$$

其中: G_{xx} 为输入自功率谱, G_{yy} 为输出自功率谱, G_{yx} 、 G_{xy} 为互功率谱。

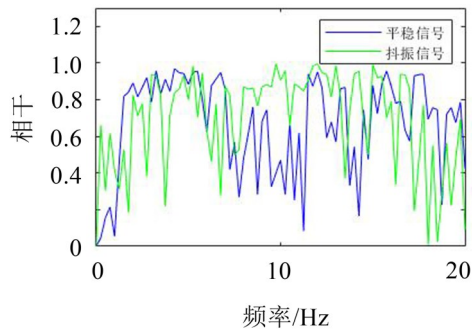


图11 轴箱-构架相干函数

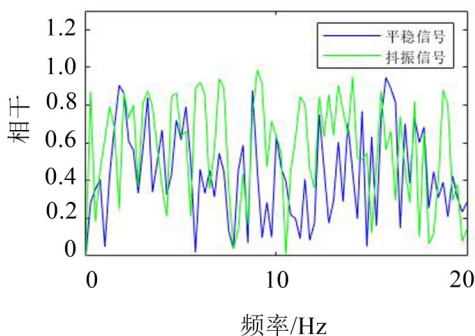


图12 空气弹簧下-空气弹簧上相干函数

3 结语

实测某高速列车在运营线上的车体异常抖振加速度信号,将其与非异常抖振加速度信号的时频特征、Spierling 平稳性指标进行对比,对抖振加速度信号进行OMA分析并结合ODS分析结果识别车辆各阶模态对抖振变形的贡献量,分析了抖振时车辆的轴箱加速度信号、传递函数,提出以下结论和建议。

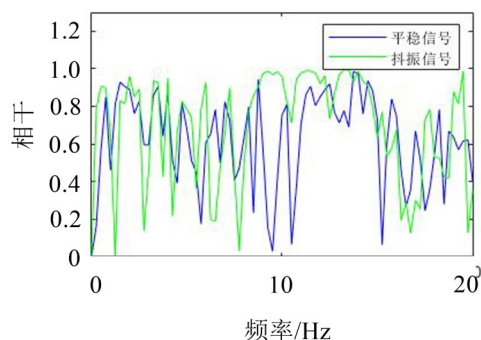


图 13 空气弹簧上-车体地板相干函数

(1) 此高速列车出现抖振现象的主要原因是轮轨接触不匹配引入冲击,产生的激励通过车辆悬挂系统向上传递,激起了频率在 9.461 Hz 处的车辆模态振动,使车体随构架蛇行运动而来回晃动,振动幅度较大,发生抖振。

(2) 建议在综合考虑运营安全和工程实际的基础上,对抖振常发区间进行降速,缩短车轮和钢轨的检修周期,对踏面磨耗严重的车轮进行镟修,对波磨严重的钢轨进行打磨,保证轮轨匹配良好,抑制车体抖振现象,提高车辆运行舒适性。

参考文献:

- [1] 曾京,罗仁. 考虑车体弹性效应的铁道客车系统振动分析[J]. 铁道学报,2007(6):19-25.
- [2] 张晓阳,单巍. 高速铁路动车组异常振动与钢轨打磨研究[J]. 铁道建筑,2015(3):119-121.
- [3] 厉鑫波,周劲松,夏张辉,等. 城际列车晃车机理试验研究[J]. 噪声与振动控制,2019,39(6):122-126.
- [4] 夏张辉,周劲松,宫岛,等. 基于模态连续追踪的铁道车辆车体低频横向晃动现象研究[J]. 铁道学报,2018,40(12):46-54.
- [5] 宫岛,周劲松,孙文静,等. 高速列车弹性车体与转向架耦合振动分析[J]. 交通运输工程学报,2011,11(4):41-47.
- [6] GONG DAO, ZHOU JIN SONG, SUN WEN JING. Passive control of railway vehicle car body flexural vibration by means of underframe dampers[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(2): 555-564.
- [7] ZHOU J S, GOODALL R, REN L, et al. Influences of car body vertical flexibility on ride quality of passenger railway vehicles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2009, 223(5): 461-471.
- [8] 国家标准局. GB 5599—1985 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范[S]. 1985.

(上接第 149 页)

(5) 频率点的选取对于包络线的获取至关重要,而且自由衰减信号的包络线为非线性曲线,反向积分则是线性变化曲线。因此,对于瞬时冲击信号,反向积分法的诊断比包络线法更方便,精度更高。

参考文献:

- [1] 徐忠诚,蒋雪文,吴艳华,等. 麦弗逊式前悬挂异响分析及解决措施[J]. 上海汽车,2018(9):19-21.
- [2] 邢永虎,丁渭平,柳文健,等. 汽车减振器异响成因分析及控制对策[J]. 机械设计与制造,2014(3):124-126.
- [3] 黄海波,李人宪,丁渭平,等. 基于台架试验的悬架减振器异响辨识研究[J]. 振动与冲击,2015,34(2):191-196.
- [4] 胡智勇,胡杰鑫,谢里阳,等. 滚动轴承振动信号处理方法综述[J]. 中国工程机械学报,2016,14(6):525-531.
- [5] 王金福,李富才. 机械故障诊断技术中的信号处理方法:时频分析[J]. 噪声与振动控制,2013,33(3):198-202.
- [6] SCHROEDER MR. New method of measuring reverberation time[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1965, 37(3): 409-412.
- [7] 尹帮辉,王敏庆,吴晓东. 结构振动阻尼测试的衰减法研

究[J]. 振动与冲击,2014,33(4):100-106.

- [8] 张教超,王敏庆,马建刚. 结构阻尼的声衰减时间测量方法[J]. 振动. 测试与诊断,2013,33(2):330-333+345.
- [9] 梁雍,陈克安,张冰瑞. 利用冲击声辨识声源材料的特征提取[J]. 声学学报,2016,41(4):521-528.
- [10] 程广利,朱石坚,伍先俊. 统计能量分析法及其损耗因子确定方法综述[J]. 船舶工程,2004;26(4):10-15.
- [11] 常洪振,程伟,张瑾. 薄铝板统计能量参数的测试方法研究[J]. 实验力学,2012;27(2):207-213.
- [12] 李乐,刘文峰. 声音识别结构模态方法的研究[J]. 科学技术与工程,2010,10(22):5441-5444.
- [13] 郭冠华,林俊明,任吉林,等. 声振检测方法的发展[J]. 无损检测,2011,33(2):35-41.
- [14] 林国星,杨建国,淳良,等. 基于小波变换和 Hilbert 变换的汽油机爆震边缘诊断[J]. 内燃机学报,2019,37(4):351-358.
- [15] 苏文胜,王奉涛,张志新,等. EMD 降噪和谱峭度法在滚动轴承早期故障诊断中的应用[J]. 振动与冲击,2010,29(3):18-21+201.