

文章编号:1006-1355(2020)06-0144-04

周期性对车轮振动响应的影响

葛帅, 成功, 圣小珍, 赵延垒

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 成都 610031)

摘要:在计算列车车轮导纳时通常在车轮名义滚动圆上任取一点作为轮轨接触点,这对于周向均匀的车轮尚且适用,然而多种车轮在周向具有周期性。为了研究车轮周期性对车轮导纳的影响,以国内高铁所用TMD车轮为例,用模态叠加法计算2个车轮在不同轮轨接触点下的导纳,结果表明:装有8个TMD的车轮在2 919.5 Hz处车轮的导纳级相差最大且为71.0 dB;装有2个TMD的车轮在3 648.0 Hz处车轮的导纳级相差最大且为67.4 dB,并且在不同轮轨接触点处导纳会出现新的峰值;同一车轮在多个频率处的导纳级相差超过10 dB。

关键词:振动与波;周期车轮;TMD车轮;导纳;模态

中图分类号:U270

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2020.06.024

An Effect of Periodicity on Wheel Vibration Responses

GE Shuai, CHENG Gong, SHENG Xiaozhen, ZHAO Yanlei

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: When calculating the receptance of train wheels, researchers usually take an arbitrary point on the wheel's nominal rolling circle as the wheel/rail contact point. This is applicable to wheels that are homogeneous in the circumferential direction. However, lots of wheels have geometrical periodicity in the circumferential direction. In this paper, the influence of the wheel periodicity in the circumferential direction on wheel admittance is studied. Taking domestic high-speed railway TMD wheels as examples, the receptance of two kinds of wheels are calculated using the modal superposition method. The results at different wheel/rail contact points show that the wheel with 8 TMDs has a maximum receptance level difference of 71.0 dB at 2 919.5 Hz, and the one with 2 TMDs has a maximum receptance level difference of 67.4 dB at 3 648.0 Hz. And new peaks will occur at different wheel/rail contact points for the wheel with 8 TMDs. In addition, the difference in receptance levels of the same wheel at multiple frequencies exceeds 10 dB.

Keywords: vibration and wave; periodic wheel; TMD wheel; receptance; mode

铁路因其运输能力大、能耗低、适应性强、安全性好、运行速度较高和环境污染小等优点,受到世界各国的青睐^[1]。但是,噪声往往被认为是铁路交通致命的弱点^[2]。

近年来,我国轨道交通事业蓬勃发展,截止到目前,全国高速铁路运营里程已经超过29 000公里,各城市建设的地铁总里程近4 600公里。高速铁路运

营速度的不断提升以及地铁等城市轨道交通在居民区附近密布,使得铁路噪声问题更加突出。噪声污染的危害是多方面的^[3],包括影响语言清晰度、影响人们的工作与休息、损伤听力、对建筑物和仪器设备产生不良影响等。欧美等一些发达国家对铁路噪声问题给予足够的重视,并通过相关立法限制铁路噪声的排放。随着生活水平的提高,乘客对列车乘坐舒适性的要求也越来越高。同时,为了在与航空竞争中取得优势,降低铁路交通辐射噪声就显得尤为必要。

1 车轮振动噪声研究概述

铁路噪声根据其产生机理和部位的不同,可分为轮轨噪声、空气动力噪声、集电系统噪声、机车牵引噪声、附属设备噪声和结构二次辐射噪声^[4]。法国TGV列车噪声现场试验结果表明,运行速度在300 km/h以下时,轮轨噪声在总噪声中占据主导地位^[5]。而我国铁路噪声源试验研究表明,即使列车速度达

收稿日期:2019-12-25

基金项目:国家重点研发计划战略性国际科技创新合作重点专项资助项目(2016YFE0205200);国家自然科学基金委员会—中国国家铁路集团有限公司高速铁路基础研究联合基金资助项目(U1834201);西南交通大学牵引动力国家重点实验室自主课题资助项目(2017TPL_T01)

作者简介:葛帅(1996-),男,江苏省宿迁市人,硕士研究生,主要研究方向为轨道交通振动噪声。

E-mail: 1151033256@qq.com

通信作者:圣小珍,男,“千人计划”特聘教授,博士生导师。

E-mail: shengxiaozhen@hotmail.com

到350 km/h时,轮轨噪声依然是最主要的噪声源^[6]。由于车轮和钢轨的运行状态不同,很多情况下,车轮噪声分量在轮轨噪声中占主导。而在控制铁路辐射噪声方面,在声源处采取措施性价比更高^[7]。所以,为了更有效地控制轮轨辐射噪声,对车轮声辐射进行预测就显得尤为必要。而要想准确预测车轮声辐射,首先要能够精确地计算出车轮的振动响应。

在车轮声辐射方面,国内外研究人员已经做了大量工作。Thompson等^[8]建立了车轮横截面的二维有限元模型,对车轮的自由振动进行了详细的分析,同时,讨论了车轮直径、辐板和轮毂厚度对车轮声辐射效率和指向性的影响。Efthimeros等^[9]用遗传算法和ANSYS处理相结合的方法,在不考虑轮轨相互作用及制动系统的影响,同时车轮上也无任何阻尼措施的情况下,以车轮在单位简谐力作用下的辐射声功率最小为目标函数对车轮几何参数进行声学优化。韩健等^[10]对车轮的辐板半径、辐板形式和辐板厚度对于车轮声辐射的影响进行了研究,发现直径小、直且厚的辐板有利于降低车轮辐射噪声,同时还研究了车轮在不同模式下的声辐射指向性^[11]。刘玉霞等^[12]研究了应用于地铁的弹性车轮的降噪水平。张燕等^[13]研究了波浪形辐板车轮的振动声辐射特性,从声学角度找出最佳的波浪个数和波浪幅度。方锐等^[14]研究了直型、曲线型和波浪型辐板车轮对车轮振动声辐射特性的影响。杨新文等^[15]研究了在地铁车轮辐板上打孔对车轮振动声辐射特性的影响。刘玉霞等^[16]还研究了动力吸振器参数对车轮振动声辐射特性的影响。

对于周向均匀的车轮,在使用有限元/边界元方法预测车轮的振动声辐射时,在轮轨接触点加垂向力可近似模拟出轮轨力对车轮的作用,然而该方法不能考虑车轮旋转的影响。为了解决上述方法存在的缺陷,圣小珍^[17-18]用2.5维有限元法和2.5维声学边界元法研究了周向均匀车轮的振动和声辐射。但是,当车轮上均匀附着有动力吸振器、车轮辐板为波浪型或在车轮辐板上均匀打孔时,车轮便形成了周期结构,此时上述文献的方法尚未进行推广,暂且不能准确计算出车轮的振动响应。

本文以我国高速铁路用TMD车轮^[19]为例,说明在计算车轮振动声辐射和处理其它涉及轮轨相互作用的问题时,对于周向非均匀的周期车轮,不能通过选取任意点的振动响应代表车轮在钢轨上运行时任意时刻的振动,有必要考虑车轮周期性的影响。

2 算例

以高铁用TMD车轮为研究对象,车轮上分别均

装有8个TMD和2个TMD,此处的调谐吸振器为层叠式调谐吸振器。车轮基体和TMD刚性层的密度为7 800 kg/m³,弹性模量为210 GPa,泊松比为0.3,损失因子为0.000 2;TMD阻尼层的密度为1 000 kg/m³,弹性模量为6.3 GPa,泊松比为0.499,损失因子为0.649。先用Block Lanczos法对两个车轮进行模态分析,提取车轮的前500阶模态,然后用模态叠加法计算车轮的谐响应,谐响应的计算范围为10 Hz至4 000 Hz,步长为0.5 Hz。

2.1 装有8个TMD的车轮

装有8个TMD的高铁车轮有限元模型如图1所示。为了比较车轮踏面不同位置与钢轨接触时的振动响应,选取了图1中所示的两个施力角度进行谐响应分析,角度1处施加的力指向单个TMD的中心,角度2处施加的力指向相邻两个TMD间隙的中心,施力点相对于轮缘的位置如图2所示。车轮在两个角度下的谐响应分析结果如图3所示。

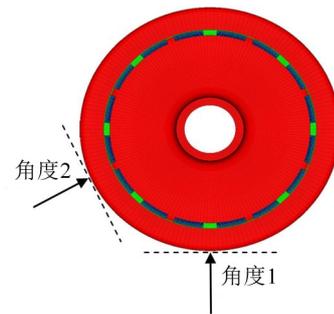


图1 装有8个TMD的车轮有限元模型

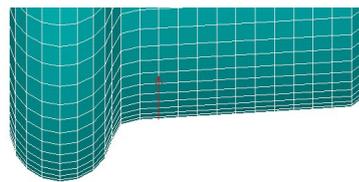


图2 施力点相对于轮缘的位置图

从图3可见,在这两个不同的轮轨接触点工况下,导纳最显著的3个峰值分别在1 252.5 Hz、1 794.0 Hz和2 919.5 Hz处。且在前两个峰值频率处峰值基本相同,但是在2 919.5 Hz处的峰值差异却很大,角度1对应的车轮导纳为 1.04×10^{-5} m/N,角度2对应的车轮导纳为 2.93×10^{-9} m/N。导纳级差计算公式为

$$\Delta = 20 \times \left(\log_{10} \frac{Re_1}{10^{-6}} - \log_{10} \frac{Re_2}{10^{-6}} \right) \quad (1)$$

其中, Re_1 是力作用在第一个角度时车轮的导纳, Re_2 是力作用在第二个角度时车轮的导纳。可得在该频率处,导纳级相差71.0 dB。车轮在2 919.5 Hz处的模态如图4所示。可以看出在角度1情况下,此位置单个TMD中心的振动幅值很大,而在角

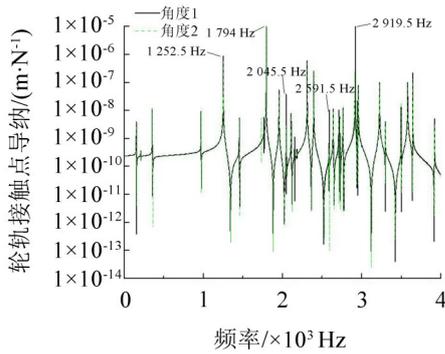


图3 装有8个TMD的高速列车车轮导纳

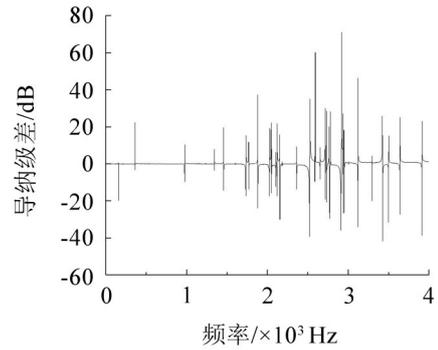


图5 装有8个TMD的高速列车车轮导纳级差值

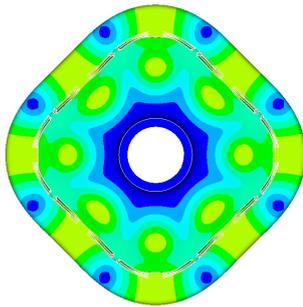


图4 装有8个TMD车轮在2 919.5 Hz的振型

度2情况下,此时两个相邻TMD间隙处的振动幅值很小,模态叠加过程存在差异,因而得到的振动响应不同。

计算频率范围内对应的导纳级差值如图5所示。从图中同样可以发现在多个频率处导纳级的差值超过10 dB,显然在不同角度下得到的车轮导纳存在明显差异。

2.2 装有2个TMD的车轮

装有2个TMD的高铁车轮有限元模型如图6所示。同样,为了比较车轮周向不同位置与钢轨接触时的响应,选取了图6中所示的两个角度进行谐响应分析。与装有8个TMD的车轮类似,角度1处施加的力指向单个TMD的中心,角度2处施加的力指向相邻两个TMD间隙的中心,简谐力施加位置如图6所示。在两个角度下的车轮导纳如图7(a)所示,由

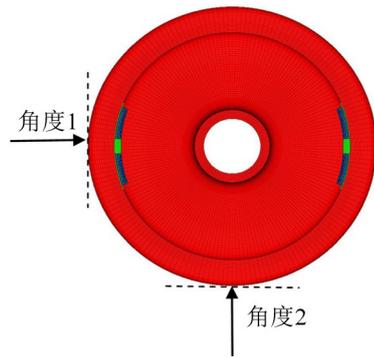
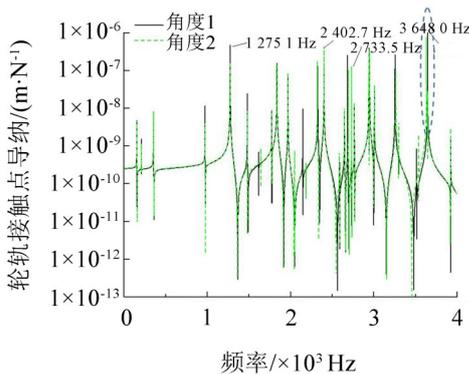


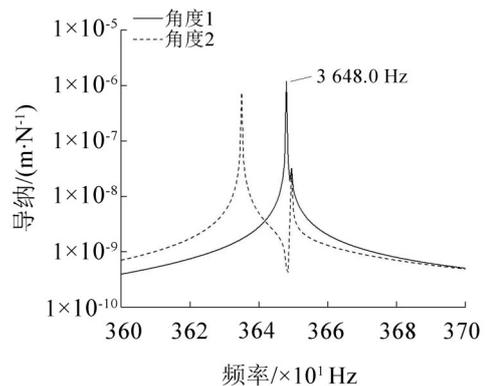
图6 装有2个TMD的车轮有限元模型

于在局部频率段峰值比较密集,所以对图7(a)中圈出部分频率的导纳进行了局部放大,如图7(b)所示。

从图中可以看出在车轮导纳峰值处基本不会出现吻合的情况,总存在差异,例如在1 275.1 Hz和2 402.7 Hz频率处。这两个频率处的振型如图8(a)、图8(b)所示。这两个频率处的振动幅值在两个角度下虽然接近,但并不完全相等。从图7(b)中可以看出,在3 648.0 Hz处导纳差异明显,这是因为从图8(c)的振型图可以看出,在3 648.0 Hz处这两个角度下的振动幅值相差较大,导致模态叠加存在差异,最终导纳级相差67.4 dB。而且与装有8个TMD车轮相比,装有2个TMD车轮在两个角度处的导纳图中会出现一些新的峰值,图中最明显的是在2 733.5 Hz处,该频率对应的振型如图8(d)所示。从图中可以



(a) 车轮在两个角度下的导纳



(b) 导纳的局部放大图

图7 装有2个TMD的高速列车车轮导纳

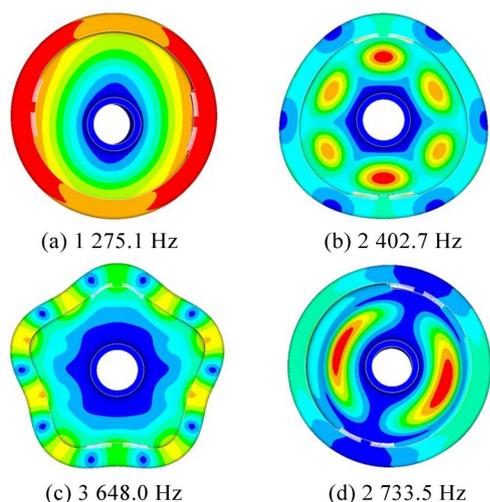


图8 车轮振型图

看出,在角度1工况下力作用在节径上,而当力作用在角度2时,辐板有较大的横向变形,振动幅值较大,所以此时会导致角度2对应的导纳在此频率处会出现新的峰值。

计算频率范围内的导纳级差值如图9所示,从图中同样可以发现在多个频率处导纳级的差值超过了10 dB。因而,在今后计算轮轨噪声及处理其它轮轨相互作用问题时,就有必要考虑车轮在周向的不均匀,取某一个角度下对应的振动响应来代替车轮在钢轨上任意时刻的振动响应会存在误差。

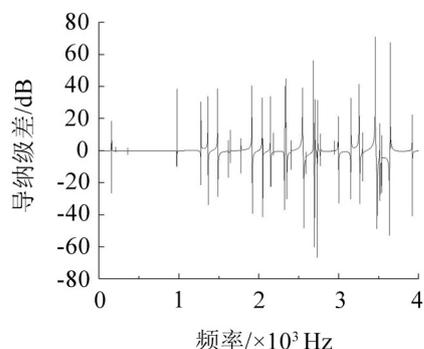


图9 装有2个TMD的高速列车车轮导纳级差值

3 结语

从上述两个算例可以得知,在不同轮轨接触点工况下计算车轮的谐响应时,所得结果存在明显的差异。同样,对于波浪形辐板车轮以及辐板打孔的周期性车轮,不能在车轮踏面圆周上任意选取一个轮轨接触点的振动响应代表车轮在钢轨上任意时刻的振动响应,否则在预测车轮振动声辐射及处理其它轮轨相互作用问题时很容易导致结果存在误差。

参考文献:

[1] 佟立本. 铁道概论[M]. 6版. 北京: 中国铁道出版社, 2012.

[2] THOMPSON D J, GAUTIER P E. Review of research into wheel/rail rolling noise reduction[J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, 2006, 220(4): 385-408.

[3] 贺启环. 环境噪声控制工程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2011.

[4] 焦大化, 钱德生. 铁路环境噪声控制[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1990.

[5] POISSON F, GAUTIER P E, LETOURNEAUX F. Noise sources for high speed trains: a review of results in the TGV case[M]. **Noise and vibration mitigation for rail transportation systems**. Springer, Berlin, Heidelberg, 2008: 71-77.

[6] 中国铁道科学研究院. 京津城际铁路动态检测报告[R]. 北京: 中国铁道科学研究院, 2008.

[7] OERTLI J. The STAIRRS project, work package 1: a cost-effectiveness analysis of railway noise reduction on a European scale[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2003, 267(3): 431-437.

[8] THOMPSON D J, JONES C J C. Sound radiation from a vibrating railway wheel[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2002, 253(2): 401-419.

[9] EFTHIMEROS GA, PHOTEINOS DI, DIAMANTIS ZG, et al. Vibration/noise optimization of a FEM railway wheel model[J]. **Engineering Computations**, 2002, 19(8): 922-931.

[10] 韩健, 肖新标, 金学松, 等. 城市轨道交通车轮振动声辐射特性[J]. **机械工程学报**, 2012, 48(10): 115-121.

[11] 韩健. 列车车轮振动声辐射及指向性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2010.

[12] 刘玉霞, 韩健, 周信, 等. 弹性车轮减振降噪特性分析[J]. **铁道学报**, 2015(6): 48-53.

[13] 张燕, 李强, 杨广雪. 不同参数波浪型辐板列车车轮的振动声辐射特性研究[J]. **应用力学学报**, 2016(2): 292-298.

[14] 方锐, 肖新标, 金学松. 辐板型式和轮轨接触点位置对车轮声辐射特性的影响[J]. **振动与冲击**, 2009, 28(1): 112-117.

[15] 杨新文, 石广田, 杨建近. 车轮辐板开孔对车轮振动噪声辐射特性的影响[J]. **中国铁道科学**, 2014, 35(2): 58-64.

[16] 刘玉霞, 周信, 肖新标, 等. 列车车轮动力吸振器减振降噪性能研究[J]. **噪声与振动控制**, 2015, 35(3): 1-4.

[17] XIAOZHEN SHENG, YUXIA LIU, XIN ZHOU. The response of a high-speed train wheel to a harmonic wheel/rail force[J]. **Journal of Physics Conference Series**, 2016.

[18] ZHONG TING SHENG, CHEN GONG, SHENG XIAO ZHEN, et al. Vibration and sound radiation of a rotating train wheel subject to a vertical harmonic wheel-rail force[J]. **Journal of Modern Transportation**, 2018, 26(2): 81-95.

[19] 赵延奎. 高铁车轮MTMD降噪特性及优化分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2018.