

文章编号:1006-1355(2015)03-0001-04+32

列车车轮动力吸振器减振降噪性能研究

刘玉霞^{1,2}, 周 信¹, 肖新标¹, 彭金方¹, 金学松¹

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 成都 610031;

2. 西南交通大学 材料先进技术教育部重点实验室, 成都 610031)

摘 要:轮轨噪声是列车主要噪声源,而车轮振动声辐射是轮轨噪声的重要组成部分。降低车轮振动声辐射是控制轮轨噪声的有效方法之一。通过在车轮辐板位置安装动力吸振器,以吸收主振动系统的能量,达到减振降噪的目的。利用有限元—边界元方法,研究动力吸振器主要参数,包括质量比、阻尼损耗因子、结构形式、动力吸振器数量对车轮降噪效果的影响。研究表明三自由度动力吸振器加入适当阻尼可降低振动声辐射6 dB(A)。

关键词:声学;轮轨噪声;动力吸振器;振动声辐射;有限元法;边界元法

中图分类号: TG156

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2015.03.001

Study on the Performance of Dynamic Vibration Absorbers of Train Wheels

LIU Yu-xia^{1,2}, ZHOU Xin¹, XIAO Xin-biao¹, PENG Jin-fang¹, JIN Xue-song¹

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

2. Key Laboratory of Advanced Technologies of Materials, Ministry of Education, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract : Wheel-rail noise is the main source of the vehicle's noise. And the sound radiation of wheels is one of the most important components of the wheel-rail noise. Reduction of the vibration and sound radiation is one of the most effective measures to control the wheel/rail noise. In order to absorb the energy of the main vibration system and reduce the vibration and noise, dynamic vibration absorbers were installed in the web of the wheel. The main parameters of the dynamic vibration absorbers, including mass ratio, loss-factor of damping, structure and absorber numbers, were studied by means of FEM and BEM. Their influences on the noise reduction effect of the wheel were analyzed. Results show that the 3-DOF dynamic absorber with pertinent damping can reduce the vibration and sound radiation by 6 dB (A).

Key word : acoustics ; wheel-rail noise ; dynamic vibration absorber ; vibration and sound radiation ; FEM ; BEM

随着我国高速铁路的快速发展,它所带来的噪声问题日益严重,铁路噪声对居民生活和国民经济所带来的问题亟待解决。高速列车以300 km/h运行时,轮轨噪声是列车车外主要噪声源之一^[1]。对车

轮采取降噪措施是降低轮轨噪声的有效方法^[2]。目前常用降低车轮振动声辐射的方法主要有车轮形状优化、阻尼车轮、弹性车轮、车轮噪声屏蔽。

图1为用在德国ICE 2高速列车上的动力吸振器,其基本结构为质量块和橡胶组合而成的三明治结构。动力吸振器的工作原理是在主结构系统上安装弹簧—阻尼子系统,当激振力频率等于吸振器的固有频率时,主振动系统振幅为零,也就是利用共振原理,对主振动某些振型的动力响应加以控制^[3,4]。试验研究表明,室内悬挂状态下车轮调谐质量阻尼器优化后最高降噪量为8.1 dB(A)^[3];通过半消声室声辐射测试,喷涂阻尼车轮在径向激励下可降低声辐射6.4 dB^[5];运营状态下环形阻尼车轮运行82.5 km/h时内侧平均降噪2.6 dB(A),外侧平均降噪8.9 dB

收稿日期:2014-11-06

基金项目:国家科技支撑计划(2009BAG12A01-B06);

国家863计划(2011AA11A103-2-2,2011AA11A103-4-2);教育部创新团队(IRT1178);中央高校基本科研业务费专项资金资助(SWJTU12ZT01);

牵引动力国家重点实验室自由探索自主研究课题(2011TPL_T05)

作者简介:刘玉霞(1990—),女,河北衡水人,硕士研究生,目前从事高速列车振动与噪声研究。

通信作者:金学松,男,教授,博士生导师

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



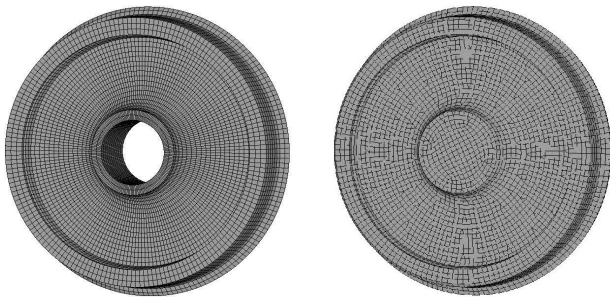
图1 VICON-RASA 阻尼器

(A)^[6]。相对于其他阻尼措施,动力吸振器最大的优点是可以根据用户需要控制某几个特定频率,并且其安装简单,维护方便,经济实用。

1 车轮计算模型简介

1.1 有限元模型

图2(a)为车轮有限元模型,其中动力吸振器采用弹簧阻尼单元模拟。



(a) 有限元模型

(b) 边界元模型

图2 车轮模型

1.2 边界元模型

图2(b)为车轮边界元模型。以车轮表面振动位移为输入条件,采用直接边界元法计算车轮声辐射。计算中取空气密度为 1.21 kg/m^3 , 空气中声速为 344 m/s 。计算频率范围为 $20 \text{ Hz} \sim 5\,000 \text{ Hz}$, 步长为 10 Hz 。为了防止轮毂孔产生的声泄漏,采用附加单元将轮毂孔封闭。边界元网格划分是影响分析精度的关键因素之一,为保证计算精确,在最小分析波长内至少要有6个单元,也就是最大单元边长要小于最小分析波长的 $1/6$ 。需注意的是,边界元网格大小要划分的基本一致,不能出现过太或过小的情况,局部网格划分过细并不能提高计算精度,因为流体模型的计算精度是由多数单元控制的。

计算在轮轨名义接触点处轮轨联合表面粗糙度等效力激励下运行速度 300 km/h 时车轮的振动声辐射。

1.3 粗糙度激励输入

轮轨表面粗糙度是轮轨滚动噪声的主要原因,本文将实测的轮轨粗糙度谱作为激励输入,预测车

轮的振动声辐射。根据相对位移输入和等效相对力激励模型^[7,8],由车轮、钢轨以及它们之间的接触导纳,经式(1)将粗糙度唯一转化为一个等效力。

$$\{P\} = [\alpha]^{-1} \{r\} \quad (1)$$

$$[\alpha] = [\alpha^R + \alpha^{CR} + \alpha^{CW} + \alpha^W] \quad (2)$$

式中,定义 $[\alpha]$ 为车轮、钢轨、接触斑的联合导纳, α_j^W 、 α_j^R 分别为接触点处车轮和钢轨的位移导纳, α^{CW} 、 α^{CR} 分别为接触区内设想的车轮和钢轨各自接触弹簧系统的位移, r 是轮轨等效联合粗糙度。仅考虑轮轨垂向相互作用。

1.4 接触刚度

Thompson 在计算轮轨接触区导纳时引入了6个自由度弹簧阻尼单元。计算结果表明,接触区垂向、横向的接触关系是主要的,其它参数的影响可以忽略。在 TWINS 模型中只考虑了轮轨垂向和横向接触关系^[9,10]。为了预测平直轨道上阻尼措施对高速列车车轮滚动噪声的影响,仅考虑了垂向接触关系,接触区垂向刚度表达式如下

$$K_v = \left(\frac{3}{2\xi} \right) \left[\left(\frac{4}{3} \frac{E}{1-\mu^2} \right)^2 P_0 \frac{4R_w R_R}{R_w + R_R} \right]^{1/3} \quad (3)$$

其中 R_w 为车轮半径, R_R 为轨顶面曲率半径; E 为车轮和钢轨的弹性模量; μ 为车轮和钢轨的泊松比; P_0 为单轮静载; ξ 为与接触半径相关的无量纲常数。

1.5 接触滤波

轮轨接触区呈椭圆状,其长半轴和短半轴通常只有数毫米。轮轨粗糙度谱中波长小于或等于轮轨接触椭圆长、短半轴的粗糙度,其激发轮轨系统振动作用会被减弱,这一现象称为接触滤波。为表征这一现象,在此引入滤波函数 $H(k)$ 。Remington 给出了圆形接触域的滤波函数估计式,即

$$|H(k)|^2 = \frac{4}{\alpha(kb)^2} \int_0^{\arctan \alpha} [J_1(kb \sec x)]^2 dx \quad (4)$$

式中 $J_1(x)$ 为1阶柱贝塞尔函数;

b 为接触椭圆长半轴与短半轴的几何平均等效半径;

k 为粗糙度波数;

α 为轮轨表面粗糙度相关系数。

本文将根据此接触滤波估计式考虑不同因素通过接触滤波对轮轨相互作用的影响。

2 数值计算结果与讨论

2.1 车轮模态分析

利用有限元软件 NASTRAN, 得到 860 mm 标准车轮在 $20 \text{ Hz} \sim 5\,000 \text{ Hz}$ 频率范围内各阶模态的固有频率和模态振型,如图3所示。

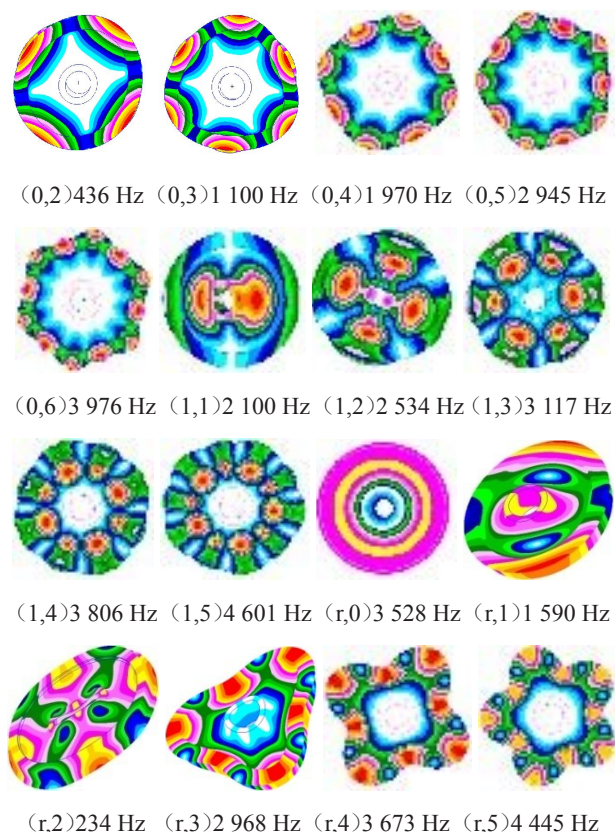


图3 高速列车车轮各阶模态固有频率、模态振型

在车轮振动声辐射显著的频带范围内,车轮受到激励时会出现一系列0节圆轴向振动、1节圆轴向振动和径向振动。0节圆轴向振动与曲线啸叫噪声密切相关,而径向模态由于踏面位置的变形较大且容易被粗糙度引起的轮轨垂向力所激发,因此是辐射车轮滚动噪声的显著模态。

2.2 动力吸振器系数对振动声辐射的影响

2.2.1 质量比

单自由度动力吸振器参数主要有质量 m 和橡胶刚度 k ,其中, m 取值为2.0 kg, k 为95.6 kN/mm,动力吸振器调谐频率为1 100 Hz。

图4为标准车轮和安装动力吸振器的车轮三分之一倍频程频谱。列车直线运行时,滚动噪声是轮轨噪声的主要组成部分,滚动噪声的频率范围是800 Hz~2 500 Hz^[1]。如图4所示,在这个频带内最显著的频率为(0,3):1 100 Hz,通过调节动力吸振器参数 m 和 k ,达到控制(0,3)模态阵型的目的。

标准车轮总辐射声功率为122.8 dB(A),安装动力吸振器后车轮总辐射声功率为121.0 dB(A)。在1 100 Hz频率声功率降低11 dB(A),根据声源叠加原理,总辐射声功率级大小由最显著几个频率区段主导,安装动力吸振器后总辐射声功率降低了1.8 dB(A)。

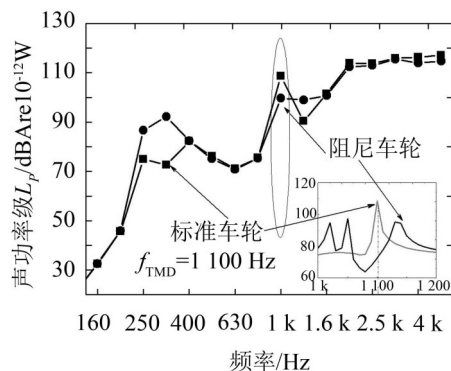


图4 车轮1/3倍频程频谱特性

2.2.2 阻尼损耗因子

无阻尼动力吸振器仅当吸振器频率与车轮固有频率接近时才有效。当吸振器频率偏离车轮固有频率时,吸振器性能会严重恶化。在吸振器中加入适当阻尼,会减小其性能恶化。为了研究阻尼对动力吸振器降噪性能的影响,在辐板位置均匀分布12个阻尼器。图6给出了2自由度动力吸振器阻尼分别为0.1、0.2、0.3、0.4、0.5时安装动力吸振器的车轮与标准车轮对比的1/3倍频程频谱。其中参数 m_1 取值为1 kg, m_2 取值为1 kg, k 取值为125 kN/mm,动力吸振器调谐频率为1 125 Hz和2 870 Hz。

如图5所示,随着阻尼系数增加动力吸振器的吸振频带变宽。加入阻尼后,动力吸振器在1 000 Hz~5 000 Hz较宽频带范围有良好的降噪效果。

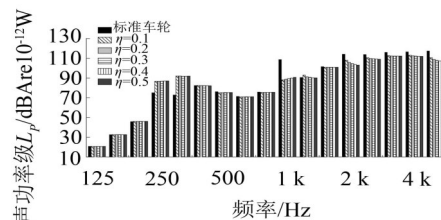


图5 车轮1/3倍频程频谱特性

图6给出了随着阻尼系数的增加,安装动力吸振器车轮相对于标准车轮降噪效果对比。当阻尼系数为0.1时,车轮总辐射声功率为118.4 dB(A);阻尼系数为0.2时,车轮总辐射声功率为117.5 dB(A);阻尼系数为0.3时,车轮总辐射声功率为117.1 dB(A);阻尼系数为0.4时,车轮总辐射声功率为116.9 dB(A);阻尼系数为0.5时,车轮总辐射声功率为116.7 dB(A)。随着阻尼系数的增加,安装动力吸振器车轮的降噪水平逐渐升高,当阻尼系数为0.3时,降噪量上升缓慢。

2.2.3 结构型式

多自由度动力吸振器可控制主质量多个频率的振动。2自由度动力吸振器参数见2.2.2节。3自由度动力吸振器参数 m_1 取值为0.8 kg, m_2 取值为0.6

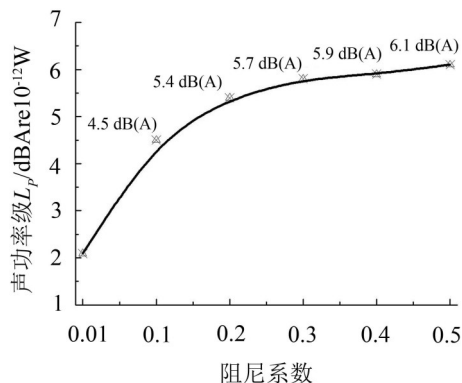


图6 降噪效果对比

kg, m_3 取值为0.4 kg, k 取值为125 kN/mm, 动力吸振器调谐频率为1 100 Hz、2 815 Hz和4 157 Hz。橡胶阻尼损耗因子为0.3。

安装单自由度动力吸振器车轮总辐射声功率为119.6 dB(A); 安装2自由度动力吸振器车轮总辐射声功率为117.1 dB(A); 安装3自由度动力吸振器车轮总辐射声功率为116.8 dB(A)。动力吸振器自由度增加, 车轮的振动声辐射水平会逐渐降低。

2.2.4 动力吸振器数量

图7给出了动力吸振器个数对其降噪性能的影响。3自由度动力吸振器, 参数见2.2.3节。由图可知, 随着动力吸振器个数增加, 阻尼车轮的降噪效果越好。

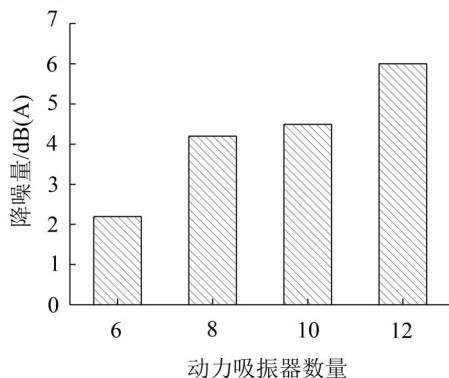


图7 动力吸振器数量对振动声辐射的影响

2.3 车轮辐射显著模态对应的指向性

声辐射的指向性表征了频率固定时在声源不同方向上声压级的大小, 图8为仿真计算中指向性场点分布。

图9和图10分别为1 100 Hz和4 460 Hz的声辐射显著模态在xy面指向性, 1 100 Hz对应(0,3)模态, 4 460 Hz对应(r ,5)模态。其中(0,3)模态踏面位置出现极小值与车轮节径恰好处于此位置有关。(r, 5)模态接近车轴位置声压级较低, 这是由于径向模态以踏面的振动为主, 轮毂孔施加固定约束, 振动较小。由图9、图10可知, 安装动力吸振器后车轮声辐

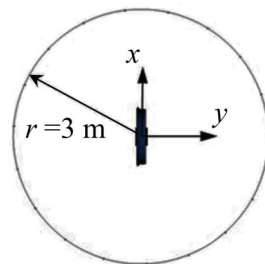


图8 指向性场点分布

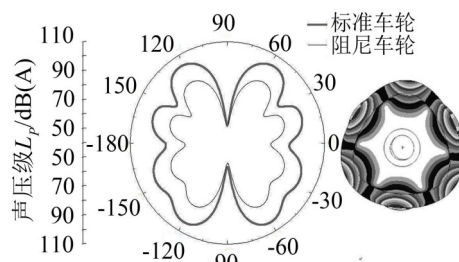


图9 1 100 Hz声辐射指向性

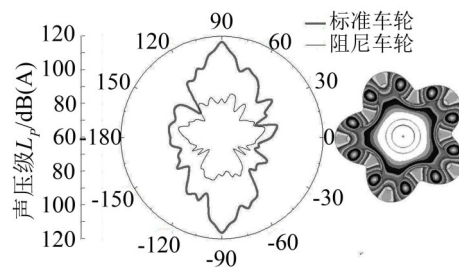


图10 4 460 Hz声辐射指向性

射显著模态指向性明显低于标准车轮。

3 结语

本文利用有限元—边界元法建立了车轮声辐射计算模型, 计算了径向粗糙度激励下, 不同参数对动力吸振器降噪效果的影响。

(1) 通过控制系统质量比可以达到控制车轮固有模态振型的目的;

(2) 动力吸振器中加入适当阻尼, 可以在1 000 Hz~5 000 Hz较宽频带范围有良好的降噪效果;

(3) 3自由度动力吸振器降噪效果较1、2自由度动力吸振器显著;

(4) 随着安装动力吸振器数量增加, 阻尼车轮降噪效果升高。在辐板位置均匀安装12个三自由度动力吸振器并加入适当阻尼可降低振动声辐射6 dB(A)。

参考文献:

- [1] 韩建. 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.
- [2] 周信. 喷涂阻尼厚度对车轮振动声辐射的影响[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(4): 48-51.

(下转第32页)