

列车车轮降噪设计及声辐射分析

查国涛, 傅 荣, 傅 亮, 涂奉臣, 贺才春

(株洲时代新材料科技股份有限公司, 湖南 株洲 412007)

摘 要: 车轮辐射噪声是轨道交通噪声的重要贡献源。结合声学仿真和试验技术, 分析了某型车轮辐射噪声特性, 并设计了一种结合约束阻尼和动力吸振技术的降噪车轮。车轮声学试验结果表明, 该车轮降噪方案有良好的降噪效果, 车轮声学传递函数幅值降低 1~2 个数量级, 总声功率级降低 11 dB(A) 以上。

关键词: 列车车轮; 降噪; 声辐射; 模态; 阻尼; 传递函数

中图分类号: U270.1⁺6; TB533⁺2

文献标识码: A

doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2018.04.007

Sound Radiation Analysis and Noise Reduction Design of Railway Wheel

ZHA Guotao, FU Rong, FU Liang, TU Fengchen, HE Caichun

(Zhuzhou Times New Material Technology Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412007, China)

Abstract: The wheel radiation noise is an important contributor of railway noise. Based on the acoustic simulation and experimental techniques, this paper analyzed the radiation noise characteristics of a wheel, and designed a noise reduction wheel combined with constrained damping and vibration absorbing technology. The results of the wheel acoustics test showed that the noise reduction method has a good noise reduction effect. The amplitude of the acoustic transfer function was reduced by one to two orders of magnitude, and the total sound power level was reduced by above 11 dB (A).

Keywords: railway wheel; noise reduction; sound radiation; modal; damping; transfer function

0 引言

目前, 无论是对列车车内还是轨道线路周边环境, 均制定有严格的噪声限制标准。国内外研究表明: 轮轨噪声在列车速度 250 km/h 范围内是主要噪声源^[1-2]。在轮-轨耦合系统中, 车轮辐射噪声贡献较大, 尤其对于 2 kHz 以上频段, 车轮是主要噪声源^[3]。因此, 研究车轮振动噪声特性及减振降噪措施, 对降低轨道交通噪声具有重要意义。

文献 [4] 在 2001 年就将阻尼减振技术应用于车轮上, 开发了一种低噪声 Syope 车轮, 试验证明了这种新型车轮具有明显的降噪作用。弹性车轮也可以有效抑制车轮辐射噪声, 日本和巴黎地铁应用这种车轮噪声降低可达到 10 dB^[3, 5]。文献 [2] 对国内 KKD 型标准

客车车轮外侧表面进行约束型阻尼处理, 在试验室内实测车轮的振动传递函数和噪声级, 试验结果表明, 阻尼车轮降噪效果也能达到 10 dB。

本文通过仿真和试验, 研究国内某型车轮辐射噪声特性, 并提出一种结合动力吸振和约束阻尼技术的水轮降噪方案, 分析其降噪效果。

1 车轮降噪设计及效果仿真预测

1.1 车轮降噪设计原理

车轮在轨道上滚动时, 由于表面粗糙度及轮轨踏面凹凸不平, 激发车轮模态, 产生强烈振动, 并经车轮表面将结构噪声辐射到空气中传播。若在普通车轮基础上, 设计一种降噪车轮, 将阻尼器安装在车轮踏面内侧表面, 可降低车轮噪声辐射等级, 如图 1 所示。该阻尼器是一种基于动力吸振和约束阻尼的多层橡胶金属复合装置, 根据动力吸振原理, 将阻尼器固有频

率设计在车轮工作模态频率附近, 使阻尼器质量层在橡胶弹性作用下产生共振, 再利用橡胶阻尼特性, 转移和消耗车轮振动能量。根据约束阻尼原理, 将粘弹性阻尼材料粘附在质量约束层之间, 当结构振动弯曲变形时, 车轮本体和阻尼器约束层之间产生相对滑动运动, 粘弹性阻尼材料产生拉伸和剪切应变消耗振动能量, 达到减振降噪目的。

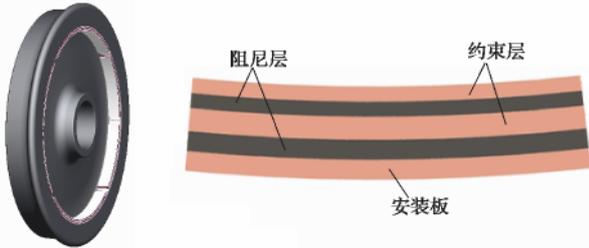


图1 车轮降噪结构

阻尼器具体设计步骤如下: 第一步, 分析没有安装阻尼器时普通车轮的模态、振动频响和声辐射特性, 以及激励车轮踏面时力与加速度响应之间的传递函数。第二步, 根据普通车轮的各阶模态频率、模态质量、参与因子、振型以及振动频响和辐射噪声的能量分布频段, 确定需要重点予以减振控制的阶次、频率及车轮部位, 从而确定所需阻尼器的固有频率、阻尼、质量、个数、安装位置和方向。如图2所示为车轮某阶模态振型, 据此可设计阻尼器安装个数为8个, 安装位置为车轮踏面内侧表面。第三步, 分析结构设计变量^[3]、材料参数对阻尼器固有频率和阻尼性能的影响规律^[4], 并针对目标性能参数进行相关设计变量的优化设计、迭代分析与最优值求解, 确定合适的层数、厚度、长度、宽度、材料模量和阻尼等参数, 使其对车轮达到最佳的参数匹配和减振降噪效果。一般要求阻尼层材料具有较高阻尼和合适模量, 约束层具有合适的质量和刚度。第四步, 根据参数优化设计结果, 同时考虑实际工程约束条件, 设计可满足该性能要求的阻尼器详细结构及材料属性。第五步, 分析安装阻尼器后的车轮模态、传递函数、振动频响和声辐射, 验证车轮模态参数变化规律和减振降噪效果。如图3所示为安装阻尼器前、后的车轮传递函数对比情况。分析表明, 安装阻尼器后, 车轮传递函数各阶峰值频率(即模态频率)均有不同程度降低, 其主要原因是车轮大多数阶次模态阻尼比在安装阻尼器后提高了1个数量级左右, 且阻尼提高越多, 模态频率降低越多; 此外, 车轮在800~5 000 Hz频带内各主要传递函数峰值降低20~40 dB不等, 表明阻尼器在约束阻尼和动力吸振作用下, 对车轮各阶模态振型叠加后的振动响应幅值起到有效抑制作用, 且预测车轮声辐射效率

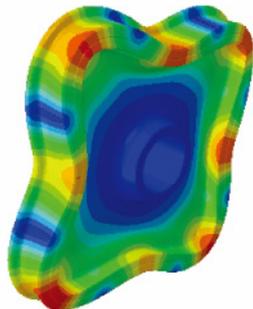


图2 普通车轮某阶模态振型

也将由此大幅降低。第六步, 根据上述阻尼器设计验证结果, 找到减振降噪效果薄弱点和需要改进的参数, 进行局部结构尺寸、橡胶材料模量和阻尼参数的二次优化改进, 并进行阻尼器样件试制与试验验证。

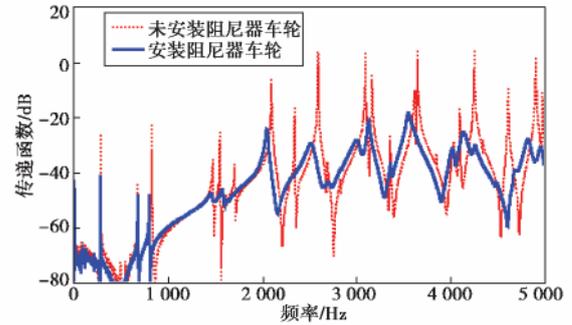


图3 车轮安装阻尼器前后的传递函数对比

1.2 车轮辐射噪声理论计算

在计算车轮辐射噪声之前, 首先在 ABAQUS 结构分析软件中建立车轮有限元模型, 采用模态叠加法并输入车轮各阶模态阻尼, 计算出车轮频率响应, 再将频率响应结果导入 LMS Virtual.Lab 软件进行声学计算。本节侧重介绍声学计算的理论基础^[6]、建模及结果。

1.2.1 有限元法声学计算的理论基础

求解声压的基本方程为声学 Helmholtz 波动方程:

$$\nabla^2 p(x, y, z) - k^2 p(x, y, z) = -j\rho_0 \omega q(x, y, z) \quad (1)$$

式中: ω 为角频率; k 为波数; ∇^2 为 Laplace 算子; $p(x, y, z)$ 为声场中任意一点的声压; ρ_0 为介质密度; $q(x, y, z)$ 为声源激励。

声学 Helmholtz 波动方程 (1) 是根据声波的连续方程、声波的运动方程和声波的物态方程推导而来。利用有限元法通过求解声学 Helmholtz 波动方程得到场中一点的声压。这时就要建立声场的有限元模型, 也就是将声场离散成小声场网格。网格中包括单元和节点两方面的信息。首先确定网格单元和节点上面声压的相互关系, 然后用有限元算法求解节点上面的声压值就能够求解得到场点中一点的声压值。利用有限元法求解时, 将声学 Helmholtz 波动方程 (1) 写成其在声场中的权重积分表达式为

$$\int \tilde{p} (\nabla^2 p(x, y, z) - k^2 p(x, y, z) + j\rho_0 \omega q(x, y, z)) dV = 0 \quad (2)$$

式中: V 为声场。

声学刚度阵为

$$k_{ij} = \int \left(\frac{\partial N_i}{\partial x} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial x} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial y} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial z} \right) dV \quad (3)$$

式中: N 为形函数。

声学质量阵为

$$M_{ij} = \int \left(\frac{1}{c^2} N_i N_j \right) dV \quad (4)$$

式中: c 为声波在介质中的传播速度。

声学激励向量包括声源向量、输入速度向量、输

入声压向量。

$$\text{声源向量为 } \{Q_i\} = \int (j\rho_0\omega N^T q) dV \quad (5)$$

$$\text{输入速度向量为 } \{V_{ni}\} = -\int_{\Omega_V} (j\rho_0\omega N^T v \cdot n) d\Omega \quad (6)$$

$$\text{输入声压向量为 } \{P_i\} = -\int_{\Omega_P} (j\rho_0\omega [N]^T v \cdot n) d\Omega \quad (7)$$

$$\text{声学阻尼阵为 } C_{ij} = \int_{\Omega_Z} (\rho_0 A N_i N_j) d\Omega \quad (8)$$

将式(3)~式(8)代入式(2)中,得到声学系统的方程为

$$(K_a + j\omega C_a - \omega^2 M_a) \cdot \{P_i\} = \{Q_i\} + \{V_{ni}\} + \{P_i\} = \{F_{ai}\} \quad (9)$$

式中: $\{F_{ai}\}$ 为声学激励向量。

对式(9)求解,得出声学 Helmholtz 波动方程在物理空间中的结果,从而得到声场中一点的声压。

1.2.2 仿真模型建立

基于有限元法声学计算理论基础,在 LMS Virtual Lab 软件进行声学模型建立与计算,仿真模型如图 4 所示。以车轮模型表面包裹的有限元网格作为声学网格,用于模拟车轮外表面周围声音的辐射;将声学网格的最外层设置为 AML 自动匹配层属性,使声音通过该表面辐射而不产生反射;采用对称面模拟地面反射,并建立 1/4 球壳面作为外部声场,包含与声学试验测点相同位置的场点;在车轴约束状态下,在车轮踏面位置施加模拟摆球冲击激励,将车轮在施加激励条件下的位移响应作为声辐射分析的载荷边界条件,并通过数据映射加载至声学网格的内表面,最后通过有限元法求解出声场各场点的声压级。

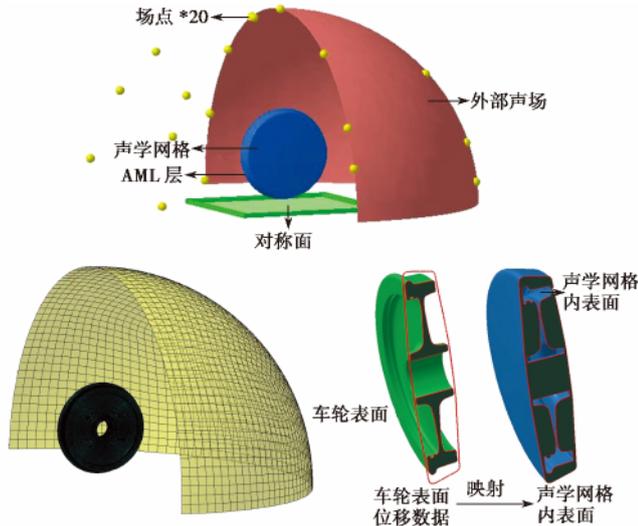


图4 车轮声辐射仿真模型

1.2.3 仿真计算结果

分别对降噪车轮和普通车轮建立有限元声学仿真模型进行计算,得到车轮外部声场的声压级频谱,如图 5 所示。提取普通车轮在 4 kHz 下外部声场云图,如图 6 所示。结果表明,普通车轮辐射噪声能量主要集中在 1.6~5 kHz 中心频率范围内,最大峰值频率为 4 kHz;采用降噪车轮后,车轮辐射总声压级降低 11.9 dB(A),在主频段 1.6~5 kHz 的分频降噪量达到 7.8~12.6

dB(A),另外在 800 Hz 处的降噪量也达到 12.5 dB(A)。

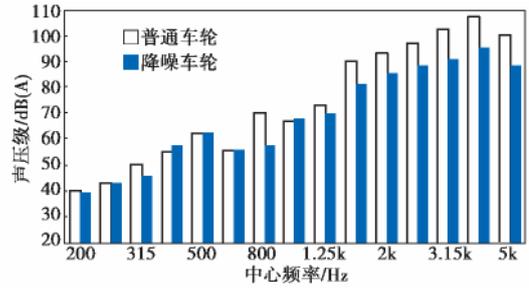


图5 降噪车轮与普通车轮的噪声频谱对比

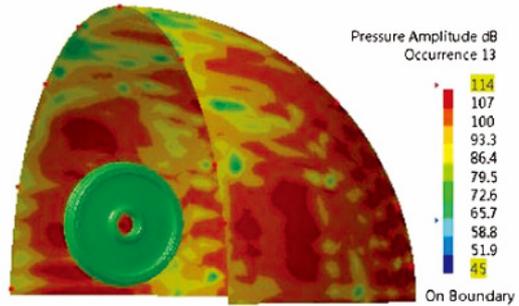


图6 普通车轮 4 kHz 声压级声场云图

2 车轮辐射噪声试验分析

2.1 试验方案设计

车轮辐射噪声试验应尽量选择在半消声室或消声室环境下进行。试验前先将单个车轮压装在一截车轴上,模拟车轴安装状态,并通过弹性支撑使车轮悬挂于空中,然后在半球测量面上共布置 20 个传声器测点,如图 7 所示。首先用力锤分别激励车轮踏面径向和轴向,通过 LMS Test.lab 测试系统同步采集激励力和声压响应信号,分析声传递函数;然后用摆球分别在径向和轴向进行冲击激励,采集所有测点声压响应,分析车轮辐射声功率级。摆球每次激励时要求处于同一高度,从而保证一致性和重复性。

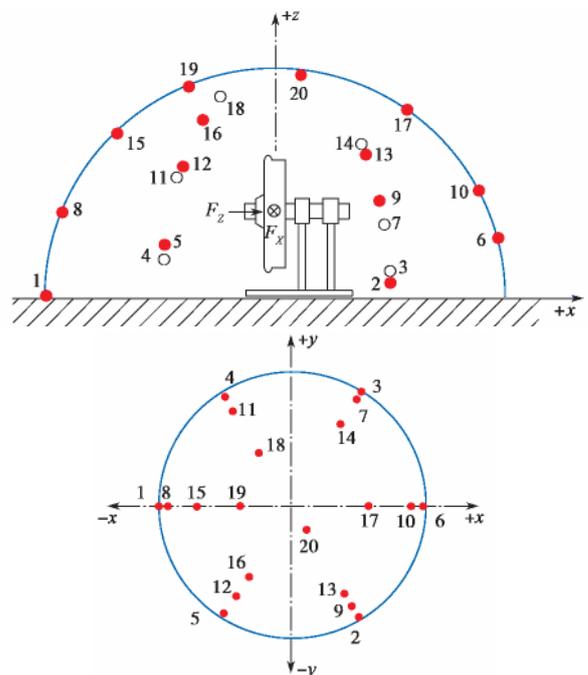


图7 车轮声功率测点分布图

在半消声室反射平面上方的自由场中进行车轮声功率级 L_w 测试, 计算方法为

$$L_w = \bar{L}_p + 10 \lg \left(\frac{S_2}{S_0} \right) \text{dB} + C_1 + C_2 + C_3 \quad (10)$$

式中: \bar{L}_p 为测试半球面表面的平均 A 计权声压级; S_2 为半径为 r 的测试半球面面积, m^2 ; S_0 为 1 m^2 ; C_1 、 C_2 、 C_3 为环境修正值。

\bar{L}_p 、 C_1 、 C_2 、 C_3 计算公式如下:

$$\bar{L}_p = 10 \lg \left[\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} 10^{0.1L_{pi}} \right] \text{dB} \quad (11)$$

$$C_1 = -10 \lg \frac{p_s}{p_{s,0}} \text{dB} + 5 \lg \left[\frac{(273 + \theta)}{\theta_0} \right] \text{dB} \quad (12)$$

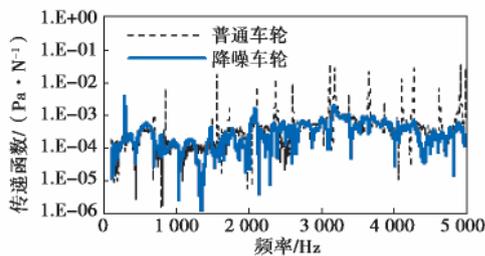
$$C_2 = -10 \lg \frac{p_s}{p_{s,0}} \text{dB} + 15 \lg \left[\frac{(273 + \theta)}{\theta_1} \right] \text{dB} \quad (13)$$

$$C_3 = A_0 (1.0053 - 0.0012A_0)^{1.6} \text{dB} \quad (14)$$

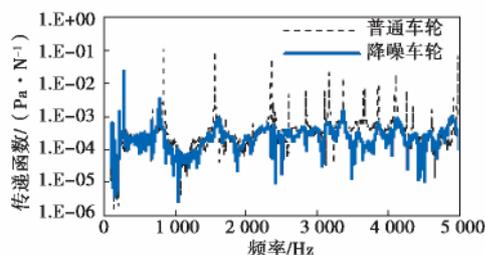
式中: N_M 为传声器位置数; L_{pi} 为第 i 个传声器位置测得并经背景噪声修正的声压级; p_s 为测量时大气压; $p_{s,0}$ 为参考大气压 $1.01325 \times 10^5 \text{ Pa}$; θ 为测量时大气温度; θ_0 为温度 314 K ; θ_1 为温度 296 K ; A_0 等于 $a(f) \cdot r$, 其中 $a(f)$ 根据 ISO 9631-1 确定, r 为测试球面半径。

2.2 声传递函数测试分析

在力锤径向激励和轴向激励下, 分析车轮声传递函数。声传递函数表征单位力所能激起的辐射噪声等级, 若传递函数峰值降低越大, 表明降噪效果越显著。降噪车轮与普通车轮的声传递函数对比结果如图 8 所示。可以看出, 普通车轮的辐射噪声能量集中于近 10 个峰值频率处, 而传递函数峰值频率代表车轮模态频率, 表明车轮模态被激发而引起振动和结构噪声。



(a) 径向激励



(b) 轴向激励

图 8 车轮激励力与声压响应的传递函数

采用降噪车轮后, 对 500 Hz 以上频率段, 传递函

数主要峰值降低 1~2 个数量级, 原因在于约束阻尼效应对车轮起到增量阻尼作用并将车轮振动转换为热能消耗掉, 且动力吸振效应应将车轮振动能量转移到阻尼器上, 从而抑制车轮振幅, 对峰值频率降噪效果尤为显著。而在第一个峰值频率 280 Hz 处, 声传递函数峰值没有降低, 原因在于该频率属于车轮辐板轴向第一阶模态频率, 不在阻尼器安装区域和工作频率内, 但也不在车轮噪声能量集中频率范围内, 因而不会影响整体降噪效果。此外, 在噪声能量较小的非峰值频率处, 降噪车轮与普通车轮的传递函数基本重叠, 表明该降噪措施主要在轮模态频率点附近发挥减振降噪作用。

2.3 降噪车轮的降噪效果分析

使用摆球分别对车轮踏面径向和轴向进行激励, 测得 20 个测点声压数据, 依据式 (10)~式 (14), 计算得到测量表面平均声压级、声功率级和 1/3 倍频程频谱, 并将降噪车轮噪声与普通车轮噪声进行对比, 计算总降噪量和分频降噪量。从表 1 中可以看出, 无论是在径向还是在轴向激励下, 采用降噪车轮后均有优良的降噪效果, 声功率级降低 11 dB(A) 以上。

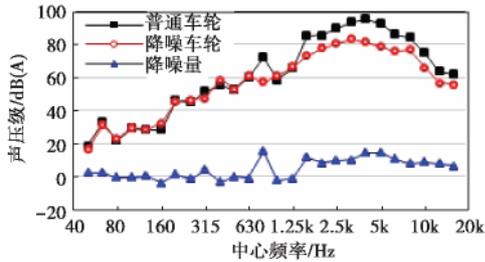
表 1 车轮辐射声功率级测试结果 dB(A)

类别	摆球径向激励	摆球轴向激励
普通车轮	115.7	112.1
降噪车轮	104.2	100.8
降噪量	11.5	11.3

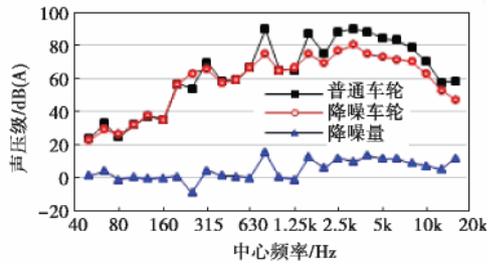
从图 9 中可以看出, 普通车轮在径向激励下的噪声能量集中在 1.25~10 kHz, 最大峰值所在频率为 4 kHz; 在轴向激励下的噪声能量集中在 315 Hz~10 kHz, 最大峰值所在频率为 800 Hz 和 3.15 kHz。采用降噪车轮后, 在 800 Hz 及 1.25 kHz 以上频率段有良好的降噪效果, 最高达到 15 dB(A)。而在中低频部分频率点, 存在降噪效果不佳或噪声放大现象, 其主要原因是考虑到 50~630 Hz 中低频噪声峰值低于最大噪声峰值 15 dB(A) 以上, 其能量贡献可以忽略不计, 不会影响整体降噪效果; 且由于阻尼器工程设计时受层数、重量和安装位置限制, 需要重点针对车轮辐射噪声能量集中频段进行设计, 使其重点工作在 800 Hz 及以上频率段, 以及工作在需要解决噪声问题的车轮模态频率附近, 以便实现更优的减振降噪效果。此外, 50~630 Hz 中低频噪声主要辐射源是车轮辐板, 如需进一步降低该频段噪声, 可通过降低该阻尼器起始设计频率来实现, 也可通过在辐板上安装阻尼器或贴附约束阻尼材料来实现。

在列车直线行驶工况下, 车轮主要受径向激励并产生滚动噪声。对比摆球径向激励下降噪车轮相比普通车轮的降噪量仿真与测试结果, 如图 10 所示。可以看出, 仿真结果与试验结果的规律和量值基本一致, 平均误差在 1.5 dB(A) 以内, 验证了仿真模型及结果可信; 且在 800 Hz、1.6~5 kHz 频段的降噪量达到 8~15

dB(A), 说明该降噪车轮有良好降噪效果。



(a) 径向激励



(b) 轴向激励

图9 车轮辐射声压级 1/3 倍频程频谱图

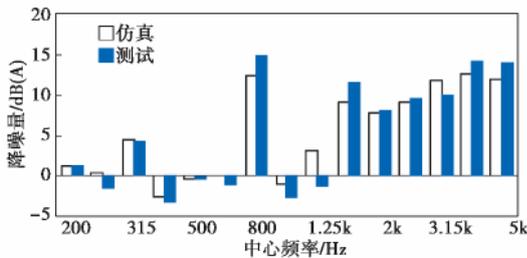


图10 径向激励下车轮降噪量的仿真与测试对比

型车轮分析其辐射噪声特性, 能量主要分布在 800 Hz~10 kHz 频率段, 并集中在若干个与车轮模态相关的峰值频率处。文章提出一种结合动力吸振和约束阻尼的车轮降噪方案, 并与普通车轮对比, 仿真与试验结果基本吻合, 采用降噪车轮后的声功率级降低量达到 11 dB(A) 以上, 说明该降噪方案有良好的降噪效果。

参考文献:

[1] Thompson D, Jones C. Brake and Wheel Design Can Cut Train Noise [J]. Railway Gazette International, 2003, 159(10): 639-641.
 [2] 雷晓燕, 张鹏飞. 阻尼车轮减振降噪的试验研究 [J]. 中国铁道科学, 2008, 29(2): 60-64.
 [3] Cervello S, Donzella G, Pola A, et al. Analysis and Design of a Low-Noise Railway Wheel [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2001, 215(3): 179-192.
 [4] Merideno I, Nieto J, Gil-Negrete N, et al. Theoretical prediction of the damping of a railway wheel with sandwich-type dampers [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(20): 4897-4911.
 [5] 林常明, 陈光治. 轨道交通噪声机理研究与控制 [J]. 噪声与振动控制, 2010, 12(2): 1-2.
 [6] 李增刚, 詹福良. Virtual.Lab Acoustics 声学仿真计算高级应用实例 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2010.
 [7] 葛会军, 李碧钰, 石东山, 等. 高速动车组用换气装置振动特性分析 [J]. 机车电传动, 2017(2): 64-66.

3 结语

基于有限元法声学仿真计算和声学试验, 针对某

作者简介: 查国涛(1984-), 男, 工程师, 主要从事轨道交通振动与噪声控制技术研究工作。

(上接第 27 页)

①借助卫星定位系统采集、建立数字化线路信息。

②运动时, 人机界面实时显示经纬度、速度信息, 实时绘制其行驶轨迹。

③根据半径曲率数据及实时速度, 计算出主动差速转向控制信号 $\Delta\omega$ 的值。

对于一条完整的有轨电车线路, 一般有多个弯道曲线, 可借助上述智能平台, 经过编程扩充后, 按线路数字化的要求采集、存储曲率半径数据; 运行时, 借助存储数据, 根据速度实时产生主动差速转向的控制信号, 实现有轨电车的主动差速转向的智能化, 降低噪声、磨损, 实现绿色化运行。

参考文献:

[1] 李刚, 李芾, 黄运华. 100% 低地板轻轨车辆的发展与运用 [J]. 机车电传动, 2013(4): 51-55.
 [2] Eisaku Satou, Masayuki Miyamoto. Dynamics of a bogie with independently rotating wheels [J]. Vehicle System Dynamics, 1992, 20(sup1): 519-534.

[3] Zhao M H, Chen J, Liu Z G. Research on Active Direction Control of Independent Wheel-set of 100% LFLRV [C] //Zhang Yanduo, Tan Honghua. Proceedings of 2010 The 3rd International Conference on Computational Intelligence and Industrial Application: Volume 2. New York: Institute of Electrical and Electronics Engineers, Inc., 2010: 436-441.
 [4] 周文祥, 王晨晨, 李红, 等. 一种轨道车辆轮对主动导向方法及其装置: 201610134671.6 [P]. 2016-07-27.
 [5] 李红, 周文祥, 王晨晨. 独立轮对主动导向技术与结构研究 [J]. 交通工程技术, 2016, 43(8): 36-42.
 [6] 葛君山. 基于单片机和 GPS 定位的自主导航采摘机器人设计 [J]. 农机化研究, 2016(12): 237-240.
 [7] 侯新琦, 李佳. 基于 Android 蓝牙通讯的研究 [J]. 电子世界, 2012(11): 84-85.
 [8] 李兴华. 名师讲坛—Android 开发实战经典 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2012: 257-264.
 [9] 张宇, 周文祥, 蔡海森. 基于 Android 的轨道车辆振动采集终端的研究 [J]. 仪器仪表与分析监测, 2016(2): 16-19.

作者简介: 张 珍(1990-), 女, 硕士研究生, 主要研究方向为智能控制与信息融合。