

250 km/h 城际动车组低噪声设计技术

潘刚毅

(中国铁路沈阳局集团有限公司长春车辆监造项目部,130062,长春/高级工程师)

摘要 针对我国 250 km/h 城际动车组列车车内噪声控制问题,提出由问题导向式的被动噪声控制提升为低噪声正向设计,让车内声学指标变得可控。从声学技术规范、部件声学设计、整车声学仿真及优化、样车试验、减振降噪关键技术等方面着手,开展车内低噪声设计技术研究等方面工作。介绍了低噪声设计研究思路和声学设计参考标准,详细阐述了低噪声设计方法和试验方法。研究成果可为我国 250 km/h 城际动车组振动噪声控制提供依据,同时为动车组列车减振降噪提供参考。

关键词 城际动车组; 车内噪声; 低噪声设计; 统计能量分析; 振动噪声控制

中图分类号 U270.1⁺1

DOI:10.16037/j.1007-869x.2019.02.009

Low-noise Design Technology for the 250 km/h Intercity EMU

PAN Gangyi

Abstract Targeted at the acoustic problem of 250 km/h intercity EMU, an effective inner acoustic index control method is proposed, which changes the passive way of problem-based noise control to low-noise forward design at the initial design stage. This approach proceeds from aspects of acoustics technical specification, component acoustics index design, whole train noise prediction and in situ noise experiment, key technology of vibration and noise reduction, in order to study the interior low-noise design. In this paper, the research idea and reference standards for acoustic design, the interior low-noise design and testing methods are elaborated in detail, which provide a basis for the 250 km/h intercity EMU noise reduction and references for EMU vibration and noise reduction in China.

Key words intercity EMU; inner noise; low-noise design; statistical energy analysis; vibration and noise reduction

Author's address China Railway Shenyang Group Co., Ltd., 130062, Changchun, China

轨道交通是公认的环境友好型交通方式,但是,列车运行速度提高所带来的噪声问题,已经成为影响“环境友好”,甚至已经成为制约城际铁路发

展的关键因素^[1-4]。在很长一段时间内,对于国内动车组列车的车内噪声控制问题,更多的是依赖于问题导向式的被动的噪声控制方法。包括基于线路试验的车内噪声特性分析、基于仿真建模的车内噪声预测研究,以及针对车体结构的声学性能优化等。虽然也取得了一些重要的阶段性成果,但是随着动车组列车车内噪声评价体系的不断完善,这种问题导向式的被动噪声控制方法越发显得单薄,不能从源头上解决高速列车车内的减振降噪问题。因此,开展动车组列车车内低噪声设计技术研究,对于构建绿色环保和可持续发展的动车组列车具有重要意义。

本文以 250 km/h 城际动车组为例,从声学技术规范、部件声学设计、整车声学仿真及优化、样车试验和减振降噪关键技术等方面着手,开展车内低噪声设计技术研究。

1 低噪声设计研究思路

如何将 250 km/h 城际动车组列车车内减振降噪工作从问题导向式的被动噪声控制,转变为低噪声正向设计,从而使得车内声学指标变得可控,这是目前动车组列车车内噪声研究需要重点关注的问题。本文针对此问题,提出由图 1 所示的低噪声设计研究思路^[5]。其具体步骤如下:

(1) 制定声学设计技术规范。依据国内外相关声学标准和规范,或者车辆采购方的技术要求,制定新造 250 km/h 城际动车组列车的声学设计技术规范。

(2) 制定设备声学控制规范。建立计算分析模型,结合声学设计技术规范,制定各个设备声学控制规范。

(3) 建立车体低噪声设计方法。依据相关部件的声学指标,建立各个关键部件的仿真预测模型,对部件进行低噪声设计。以部件声学仿真分析结果为基础,按照优化设计方案制造样件。通过声学

实验室对优化后部件的声振特性进行测试,评估其优化效果。

(4) 进行整车声学仿真分析。依据部件声学优化结果,对 250 km/h 城际动车组整车噪声仿真预测模型的激励源和传声参数进行修正,使用修正后的参数进行噪声预测。与设计目标进行对比,若达到设计目标,则进入下一环节;反之,则重新对部件声学指标进行优化。

(5) 开展整车声学线路试验。开展新造 250 km/h 城际动车组列车的整车声学线路试验,通过型式试验评价整车噪声是否达到设计目标;通过研究性试验掌握整车声振传递特性;通过长期跟踪试验探明新造 250 km/h 城际动车组列车在整个服役周期内的噪声变化规律。

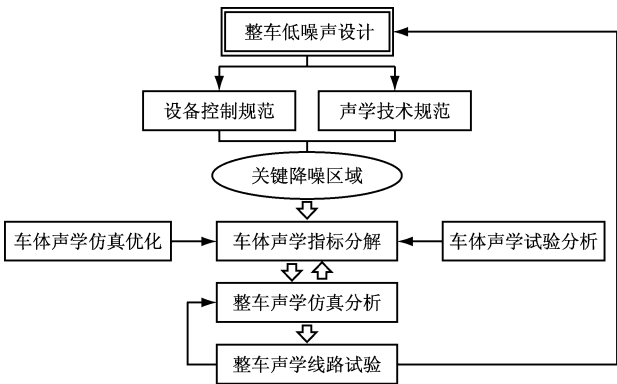


图 1 250 km/h 城际动车组列车低噪声设计研究思路

2 声学设计参考标准

目前,国内针对 250 km/h 城际动车组列车声学设计相关的参考标准如表 1 所示。

3 车体低噪声设计方法

3.1 车体声学优化方法概述

对于 250 km/h 城际动车组列车来说,其主要路径部件为车体各个板件结构。一般情况下,车内客室区域的车体板件根据其结构特征可以分为地板、侧墙、顶板等主要部分,如图 2 所示。

进行低噪声设计应当首先关注车体结构的隔声设计。通过隔声设计,可以解决大多数车内的中高频噪声问题。从另一个角度来说,要研究动车组列车车内中低频噪声问题(此问题大多数源于结构传声),以及提出相关的结构传声控制措施,需要以车体板件结构隔声性能得到保障为前提。实际上,除了图 2 中标注的侧墙、地板和顶板结构之外,车

表 1 250 km/h 城际动车组列车声学设计参考标准

| 标准编号 | 标准名称 |
|-----------------------|---------------------------|
| ISO/FDIS 1996-1 | 声学——环境噪声描述、测量与评价:基本量与评价过程 |
| ISO 31/7 | 声学量与单位 |
| ISO 131 | 空气中声音或噪声物理和主观数量级的表述 |
| ISO140 - Series | 声学——建筑和建筑构件的隔声测试 |
| ISO 3740— ISO 3747 | 噪声源声功率级测定 |
| ISO 1680/1 | 声学——旋转电机气动噪声测试规程 |
| ISO 9614 - Series | 应用声强法的声功率测试 |
| ISO 15186-2. | 声学——应用声强法的建筑构建隔声测试:现场测量 |
| ISO 5348 | 机械振动与冲击 - 加速度传感器的机械安装 |
| ISO 354 | 声学——混响室内吸声系数测量 |
| ISO 2041 | 振动与冲击-词汇 |
| ISO 3381 :2011 | 声学——轨道车辆噪声测试 |
| ISO 3095:2013 | 声学——轨道车辆噪声辐射测试 |
| ISO 7779 :1999 | 信息技术与通信设备气动噪声测试 |

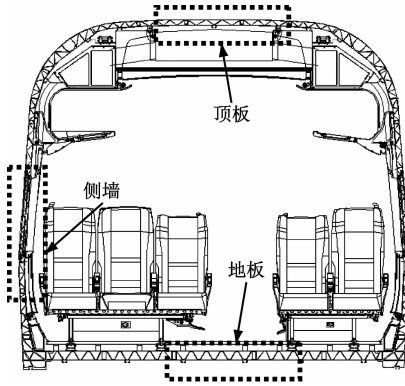


图 2 250 km/h 城际动车组列车车内客室截面图

窗、车门、风挡等部件的隔声,以及密封性能对车内噪声也至关重要。但是,因为这些都是组装部件,其声学设计过程和车体结构有所区别,所以本文未有涉及。

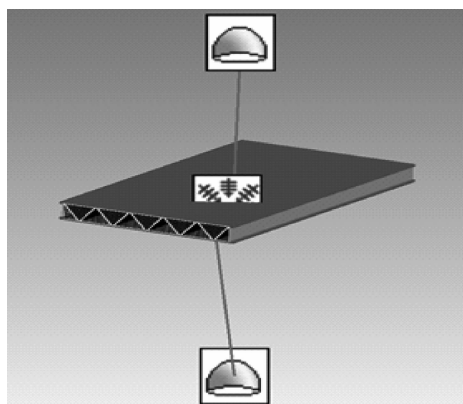
对于部件的声学优化建议,从声学仿真分析和声学试验研究两个方面展开。首先通过声学仿真分析,研究原始型材结构的隔声性能,探明其隔声薄弱频段,并提出相应的优化方案(如敷设阻尼层等);将优化后的结构带入仿真分析模型再次计算,最终获得最优化的组合型材方案。除此之外,需要对通过仿真计算获得的最优化组合型材方案进行声学测试,对优化效果进行评估。

3.2 车体声学仿真分析

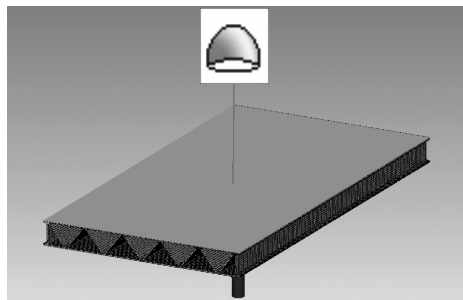
250 km/h 城际动车组车辆铝型材结构是在薄

板结构上增加类似于梁单元的加强筋,加强筋相比于薄板结构硬度更高。在外部、内部或者声学载荷的激励下,加筋板的动态响应既包含了短波又包含了长波,因此,选用确定性方法,或者单独采用统计能量法都是不适合的。目前,主要采用 FE-SEA 混合法对车体关键结构的隔声和振动声辐射特性进行计算。该方法将系统整体结构分解为确定性子系统和非确定性子系统,对于确定性子系统,用有限元法或边界元法这种确定性方法进行描述;对于非确定性子系统,用统计能量法进行描述。结合子系统间振动波的传递与反射,通过振动能量互换原理,分析各个子系统之间的相互动态影响。

需要根据各个板件结构的几何外形,建立 FE-SEA 混合法分析模型,如图 3 所示。



a) 隔声量计算模型



b) 振动声辐射计算模型

图3 部件声学仿真分析模型

对于隔声量计算,考虑将板件结构与 2 个半无限流体子系统相连接。半无限流体子系统的介质定义为空气,相当于板件结构两侧均为空气层。下表面一侧与混响声源相连接,相当于在下表面外侧施加了混响声源。通过计算上、下表面外侧的声功率,进而得到板件结构的隔声量(如图 3 a)所示)。

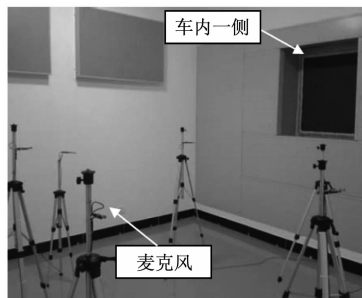
对于振动声辐射计算,考虑将板件结构内侧与 1 个半无限流体子系统相连接。半无限流体子系统

的介质定义为空气,相当于结构内侧为空气层。下表面一侧与单位力相连接,相当于在下表面外侧施加了单位力。内侧表面的声功率即为单位力激励下的板件辐射的声功率(如图 3 b)所示)。

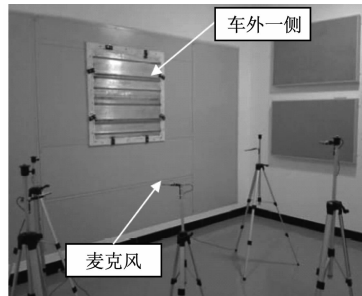
3.3 车体声学试验研究

在声学实验室中进行部件的声学试验研究,主要包括部件隔声性能和振动声辐射特性测试。

图 4 为部件隔声特性测试现场示意图。对发声室和受声室均采用无指向声源激励,6 个传声器无规则布置于室内,与墙壁、声源的距离以及传声器之间的距离满足标准 GB/T 19889.3—2005 要求。



a) 受声室



b) 发声室

图4 部件隔声特性测试现场示意图

车体样件振动及声辐射测试基于声强法,在混响室-半消声室中进行。将试件安装于如图 5 所示的混响室-半消声室的洞口。铝型材两侧分别朝向混响室和半消声室。在混响室内使用白噪声激励铝型材,在半消声室内使用声强探头来扫描铝型材上的各个离散点。

最后,将铝型材表面划分成网格,按 S 型路线对每个网格进行测试。通过积分得到辐射声功率;测试所得的各组加速度数值的平均值,即为表面平均振动加速度。最后,分别将辐射声功率和振动加速度对激振力进行归一化处理,得到单位力激励下的铝型材辐射声功率和振动加速度。

3.4 铝型材最佳组合方式

按照本文 3.1 节的分析流程,通过部件声学仿

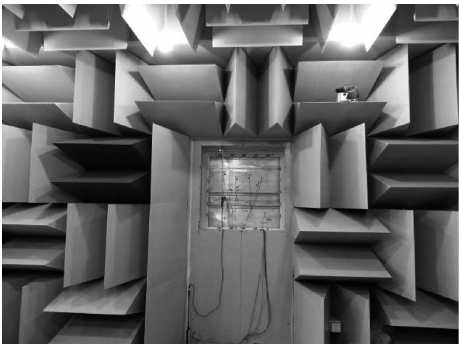
真优化分析和部件声学试验校核,最终得到各个车体板件结构的最佳组合方式,结果如表 2 所示,其中, R_w 为计权隔声量。

表 2 铝型材最佳组合方式

| 型材位置 | 组合方案 | 厚度/mm | 质量/kg | R_w /dB |
|----------|---|-------|-------|-----------|
| 转向架区域地板 | 3.0 mm 橡胶地板布 + 19.5 mm 轻型夹芯木地板 + 5.0 mm 隔音垫 + 0.8 mm 防火隔音毡 + 10.0 mm 隔热板(线槽上) + 30.0 mm 碳纤维棉 + 10.0 mm 吸音材 + 10.0 mm 沥水板 + 12.0 mm 减振垫 + 38.0 mm 木骨 + 3.5 ~ 5.0 mm 阻尼浆 1 + 底架铝型材 + 3.0 ~ 4.5 mm 阻尼浆 2 | 163.0 | 73.3 | 54.1 |
| 非转向架区域地板 | 3.0 mm 橡胶地板布 + 19.5 mm 轻型夹芯木地板 + 0.8 mm 防火隔音毡 + 10.0 mm 隔热板(线槽上) + 45.0 mm 碳纤维棉 + 10.0 mm 沥水板 + 12.0 mm 减振垫 + 43.0 mm 木骨 + 3.5 ~ 5.0 mm 阻尼浆 1 + 底架铝型材 + 1.5 ~ 3.0 mm 阻尼浆 2 | 164.0 | 59.7 | 50.7 |
| 窗上侧墙 | 3.0 mm 玻璃钢 + 40.0 mm 碳纤维棉 + 侧墙铝型材 | 93.0 | 33.6 | 45.7 |
| 窗下侧墙 | 3.0 mm 玻璃钢 + 30.0 mm 碳纤维棉 + 10.0 mm 沥水板 + 2.0 ~ 3.5 mm 阻尼浆 + 侧墙铝型材 | 97.0 | 36.8 | 46.7 |
| 顶板 | 1.5 mm 多孔铝板 + 40.0 mm 碳纤维棉 + 20.0 mm 碳纤维棉 + 车顶铝型材 | 111.5 | 26.6 | 36.8 |
| 端墙 | 6.0 mm 吸音材 + 耐火隔热涂层 + 25.0 mm 岩棉 + 2.0 ~ 3.5 mm 阻尼浆 + 端墙铝型材 | 78.0 | 45.6 | 45.8 |



a) 激振点



b) 拾振点及声强测点

图 5 样件振动声辐射测试现场实景图

4 设备声学控制规范

对于 250 km/h 城际动车组列车,其声源主要为轮轨噪声、气动噪声和辅助设备噪声。轮轨噪声主要取决于轮轨表面的粗糙度水平。在列车整个运营寿命周期内,随着车辆的运营里程以及运行线路

的变化,轮轨噪声均会发生变化,应当重点监控。但是在设计阶段难以对轮轨噪声进行把控。气动噪声主要和车辆外形流线设计(外形、外部突出物和凹陷部位)密切相关,在本文中不做过多讨论。而对于辅助设备噪声,则需要在设计阶段进行重点考虑。车辆制造完成之前,在设备没有安装在车体上的情况下,需对设备所需的声学特性进行检测确认。在低速挡和高速挡两个速度等级下,上述各个辅助设备辐射噪声声功率在中心频率处的限定值见表 3。

5 整车声学仿真优化

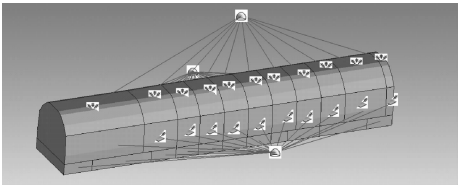
依据部件声学优化结果,对 250 km/h 城际动车组整车噪声仿真预测模型的激励源和传声参数进行修正,使用修正后的参数进行噪声预测。为此需要建立整车车内噪声仿真预测模型。为了适应工程需要,采用统计能量分析(SEA)方法对整车进行声学仿真优化。SEA 方法在很大程度上可以和传统数值方法形成互补。

基于 SEA 方法,以 VA One 软件为仿真计算平台,建立 250 km/h 城际动车组列车车内噪声仿真模型,对车内噪声水平进行预测分析。车内声学预测模型的车辆整体模型、车体结构子系统和车内声腔子系统如图 6 所示。

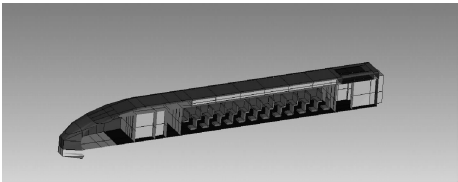
按照图 6 计算模型,依据部件声学优化结果,对 250 km/h 城际动车组整车噪声仿真预测模型的激

表 3 设备辐射噪声声功率在各中心频率处的限定值

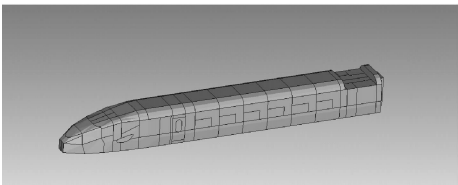
| 设备名称 | 在以下中心频率处的声功率限定值/dB | | | | | | | | |
|-------|--------------------|-------|--------|--------|--------|----------|----------|----------|----------|
| | 31.5 Hz | 63 Hz | 125 Hz | 250 Hz | 500 Hz | 1 000 Hz | 2 000 Hz | 4 000 Hz | 8 000 Hz |
| 变压器 | 93 | 93 | 93 | 93 | 93 | 93 | 87 | 81 | 75 |
| 齿轮箱 | 86 | 86 | 92 | 96 | 96 | 96 | 93 | 84 | 75 |
| 充电机 | 83 | 92 | 94 | 94 | 90 | 86 | 83 | 77 | 68 |
| 风源系统 | 79 | 81 | 81 | 83 | 85 | 85 | 85 | 80 | 80 |
| 辅助变流器 | 93 | 93 | 93 | 93 | 93 | 93 | 87 | 81 | 75 |
| 牵引变流器 | 93 | 93 | 93 | 93 | 93 | 93 | 87 | 81 | 75 |
| 客室空调 | 72 | 75 | 78 | 80 | 80 | 80 | 76 | 70 | 64 |
| 司机室空调 | 70 | 73 | 75 | 75 | 75 | 75 | 71 | 65 | 59 |
| 牵引电机 | 88 | 88 | 94 | 98 | 98 | 98 | 95 | 86 | 77 |
| 冷却风机 | 93 | 93 | 93 | 93 | 93 | 93 | 87 | 81 | 75 |



a) 整体模型(含激励源)



b) 车体结构子系统



c) 车内声腔子系统

图 6 整车声学仿真计算模型

励源和传声参数进行修正,使用修正后的参数进行噪声预测。列车以 250 km/h 运行时,头车车内噪声声压级分布特性如图 7 所示。头车车内标准点的噪声值见表 4。

| 表 4 车内运行噪声预测结果 | | | | dB(A) |
|----------------|------|------|------|-------|
| 项目 | 司机室 | 观光区 | 客室前 | 客室后 |
| 预测值 | 71.0 | 63.7 | 62.9 | 65.2 |
| 限值 | 75.0 | 67.0 | 65.0 | 67.0 |

由图 7 可见,动车组列车以 250 km/h 运行时,头车车内噪声基本在 63 ~ 71 dBA 之间。从表 4 可看出,车内运行噪声均符合限值要求。

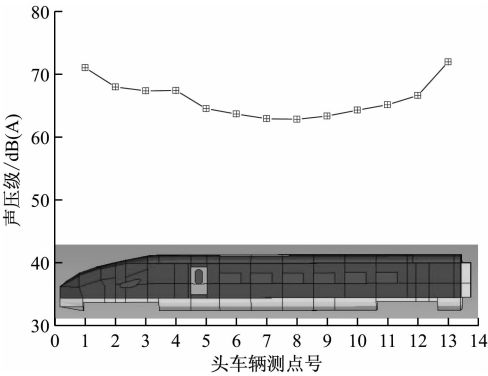


图 7 列车头车车内噪声运行噪声分布特性

动车组列车以 250 km/h 运行时,司机室、观光区、客室前和客室后车内噪声频谱如图 8 所示。由图 8 可见,头车车内噪声显著频带为中心频率 50 ~ 1 000 Hz 的 1/3 倍频带。

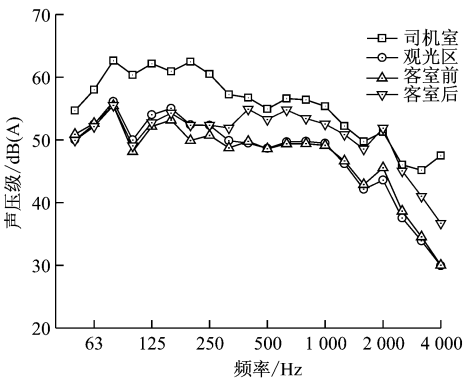


图 8 250 km/h 运行时头车车内噪声频谱

6 线路试验及关键减振降噪技术

6.1 整车声学线路试验研究

为了对 250 km/h 城际动车组列车车内低噪声

设计的实际效果进行评估,需要开展整车声学线路试验研究。同时,为了研究新造车辆的声学运行服役性能,需要对车辆噪声特性进行跟踪测试,并结合车辆磨损测试结果共同分析。同时,调查轨道类型、隧道情况、运行速度等因素对车内噪声的影响也是十分必要的。

图 9 为整车声学线路试验的测点布置示意图。头车布置 3 个声学传感器,分别布置在司机室(S1)、VIP 车厢(S2)和客室后端(S3);中间车布置 3 个声学传感器,分别布置在客室前端(S4)、客室中部(S5)和客室后端(S6)。所有声学传感器均距离地面 1.2 m 高。同时,在各个声学测点的断面,还需要布置振动加速度传感器,每个断面布置 3 个振动加速度传感器,分别位于地板垂向、侧墙法向和顶板垂向。

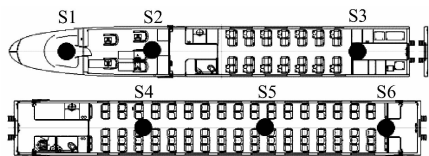


图 9 声学测点布置示意图

6.2 减振降噪关键技术

列车在运营过程中,有时会存在部分车辆突发异常噪声问题,这类问题往往没有固定特点和规律,具有突发性和随机性。因此,应对此类异响问题,需要积累减振降噪关键技术。如噪声贡献量分离技术、声源识别技术、主动降噪技术等。本文仅以声源识别技术为例,分析其在车辆减振降噪中的应用。

如何有效识别车内异常噪声,获得车内异常噪声形成机理,进而提出切实有效的改善措施是保障高速列车稳定运行的关键性问题。因此,声源识别技术应运而生。本文研究主要运用的是 B & K 公司研发的刚性球形阵列系统,该系统包括 50 个传声器通道和 12 个摄像头,如图 10 所示。

通过声源识别技术进行分析,可以有效地识别出车内噪声显著频段的噪声源位置,为减振降噪措施的实施提供重要参考。图 11 为客室后端声源识别结果。由图 11 可知,通过声源识别分析,能够准确将客室后端声源定位于风挡区域。因此,在进行降噪控制的时候,对于客室后端区域应当重点考虑

风挡和内端门的隔声性能。



图 10 球形阵列系统现场照片



图 11 声源识别测试结果

7 结论

针对我国 250 km/h 城际动车组列车车内噪声控制问题,开展车内低噪声设计技术研究等方面工作,主要取得如下成果:

(1) 依据国内外相关声学标准和规范,明确新造 250 km/h 城际动车组列车的声学设计目标,探明减振降噪的关键区域。

(2) 建立车内噪声仿真预测模型,以车内噪声限值为目标,通过多元参数优化,制定各个路径部件的声学指标。

(3) 依据相关部件的声学指标,建立各个关键部件的仿真预测模型,对部件进行低噪声设计。并以部件声学仿真分析结果为基础,按照优化设计方案制造样件。在声学实验室对优化后部件的声振特性进行测试,评估其优化效果。

(4) 依据部件声学优化结果,对 250 km/h 城际动车组整车噪声仿真预测模型的激励源和传声参数进行修正,使用修正后的参数预测整车的运行噪声特性。

(下转第 47 页)

号进行处理后得到的峭度图如图 20 所示。由图 20 可见,最优解调频带的带宽为 1 067 Hz,中心频率为 4 800 Hz。由解调频带得到的解调信号的包络谱如图 21 所示。由图 21 可见,在包络谱中,前两阶轴承滚动体故障特征频率比较明显,但后两阶特征频率由于受到保持架旋转频率的调制而不明显。由此可知,快速峭度图方法未能充分提取轴承滚动体故障特征信息。

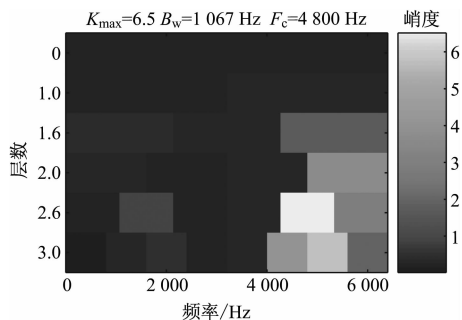


图 20 采用快速峭度图法对轴承滚动体故障试验信号进行处理后得到的峭度图

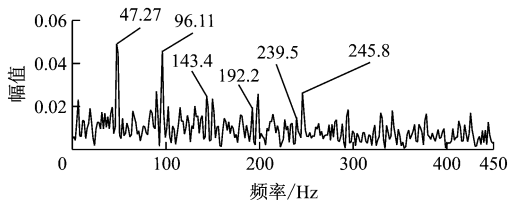


图 21 采用快速峭度图法的轴承滚动体解调信号包络谱

6 结语

在低信噪比和非高斯噪声存在等情况下,快速峭度图不能充分提取脉冲信号信息,针对这一问题,提出了利用特定频带信号包络的功率谱幅值的峭度来量化由轴承局部故障引起的冲击脉冲,进而识别由局部损伤激起的共振频带。通过轴承故障

(上接第 40 页)

(5) 开展新造 250 km/h 城际动车组列车的整车声学线路试验,评价其噪声水平,掌握声振传递特性,探明振动噪声变化规律。同时,通过减振降噪关键技术已解决运营过程中的车内异常噪声问题。

参考文献

[1] 沈志云. 高速列车的动态环境及其技术的根本特点 [J]. 铁

仿真信号和试验信号验证了改进的峭度图法对提取轴承故障特征信息的有效性。通过与快速峭度图法进行对比分析,发现采用功率谱幅值的峭度能够有效避免背景噪声和随机干扰脉冲对时域峭度的干扰,从而提高了识别共振频带的准确率和提取脉冲信号的能力。

参考文献

- [1] WIGGINS R A. Minimum entropy deconvolution [J]. Geop exploration, 1980, 16(1):21.
- [2] DWYER R F. Detection of non-Gaussian signals by frequency domain Kurtosis estimation [C]// IEEE. IEEE International Conference on Acoustics, Speech, & Signal Processing. Boston: IEEE, 1983:607.
- [3] ANTONI J. Fast computation of the kurtogram for the detection of transient faults [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2007, 21(1):108.
- [4] SAWALHI N, RANDALL R B, ENDO H. The enhancement of fault detection and diagnosis in rolling element bearings using minimum entropy deconvolution combined with spectral kurtosis [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2007, 21(6):2616.
- [5] 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.
- SU W S, WANG F T, ZHANG Z X, et al. Application of EMD denoising and spectral kurtosis in early fault diagnosis of rolling element bearings [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(3):18.
- [6] LEI Y, LIN J, HE Z, et al. Application of an improved kurtogram method for fault diagnosis of rolling element bearings [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2011, 25(5):1738.
- [7] ZHANG X, KANG J, XIAO L, et al. A new Improved kurtogram and its application to bearing fault diagnosis [J]. Shock and Vibration, 2015(3):1.

(收稿日期:2018-11-08)

道学报, 2006, 28(4):1.

- [2] JIN X S. Key problems faced in high-speed train operation [J]. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering), 2014, 15(12):936.
- [3] 杨国伟,魏宇杰,赵桂林,等. 高速列车的关键力学问题 [J]. 力学进展, 2015, 45(1):217.
- [4] 张捷. 高速列车车内低噪声设计方法及试验研究 [D]. 成都:西南交通大学, 2018.

(收稿日期:2018-11-08)