

文章编号:1006-1355(2020)06-0067-06

350 km/h 高速列车车端连接处空腔噪声机理分析

王 浩¹, 史佳伟¹, 韩 健², 肖新标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 机械工程学院, 成都 610031)

摘 要:在我国某主干线上运行的某型时速350公里高速列车的非全封闭风挡的车端连接处产生强烈低频噪声。对此,采用试验与数值模拟相结合的方法分析该噪声主频的产生机理。首先,通过线路试验测试内、外风挡间的空腔噪声响应以准确获得噪声的频谱与源强特性;然后,基于腔体流致噪声产生机理初步分析噪声主频形成的可能原因;最后,采用可压缩流的大涡模拟法建立高速列车车端连接处近场气动噪声预测分析模型,对内、外风挡间空腔噪声进行计算以验证初步分析结果,从而确定其形成机理。结果表明,初步分析中预测公式与数值模拟的结果均和试验中的37.0 Hz主频很好吻合;在安装开口式外风挡情况下,高速列车车端连接处空腔噪声主频的产生与开口前缘的周期性涡脱落和内、外风挡所围空腔形成的“Helmholtz共振腔”有关;外风挡的下开口对于高速列车车端连接处主频为37.0 Hz噪声影响更为显著。

关键词:声学;高速列车;车端连接处;空腔噪声;大涡模拟法;主频

中图分类号:U270.1⁺.6

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2020.06.011

Mechanism Analysis of Cavity Noise at the Inter-coach Spacing of 350 km/h High Speed Trains

WANG Hao¹, SHI Jiawei¹, HAN Jian², XIAO Xinbiao¹

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;
2. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract : There exists a quite intense low-frequency noise at the inter-coach spacing of a certain type of 350 km/h high speed trains that are equipped with partly enclosed windshields and are operating on an artery in China. In this paper, the measurement testing and numerical simulation were adopted to analyze the generation mechanism of the dominant frequency of the noise. At first, noise response of the cavity between the inner and outer windshields of the inter-coach spacing was tested through on-board measurement in order to accurately obtain spectrum and source strength characteristics. Then, possible generation cause of the dominant frequency was preliminarily analyzed based on the cavity flow-induced noise mechanism. Finally, near-field aerodynamic noise prediction model of the inter-coach spacing of the high speed train was built by adopting the compressible Large-Eddy Simulation (LES) turbulence model. And the cavity noise was numerically calculated to validate the preliminarily analyzed results in order to confirm the mechanism. It is found that the results of the prediction equation in the preliminary analysis and the numerical simulation agree well with the dominant frequency of the 37.0 Hz noise in the test. The generation of the dominant frequency of the noise in the inter-coach region of the high speed train equipped with the opening windshields is related to the periodic vortex shedding from the front edge of the openings and the ‘Helmholtz resonator’ shaped by the enclosure of the inner and outer windshield. The lower openings of the outer windshield have a more noticeable impact on the dominant frequency of the 37.0 Hz noise.

Keywords : acoustics; high speed train; inter-coach spacing; cavity noise; LES; dominant frequency

收稿日期:2020-02-13

基金项目:国家自然科学基金资助项目(U1834201);国家重点研发计划战略性国际科技创新合作重点专项(2016YFE0205200);国家重点研发计划资助项目(2016YFB1200503-02/2016YFB1200506-08)

作者简介:王浩(1995-),男,湖北省仙桃市人,硕士研究生,主要研究方向为高速列车振动噪声。

通信作者:肖新标(1978-),男,副研究员。
E-mail: xinbiaoxiao@163.com

随着运行速度的提高,气动噪声将成为高速列车主要噪声来源,严重影响车内外环境^[1-2]。而车端连接处往往对应着车内噪声的最大区域,当列车以300 km/h速度等级运行时,该位置车内噪声与客室中央处相比增加14.6 dB(A),并且随着列车速度的继续提高,此差值还会继续增大^[3]。这一方面是因为风挡隔声性能相比组合车体结构要差,另外一方面

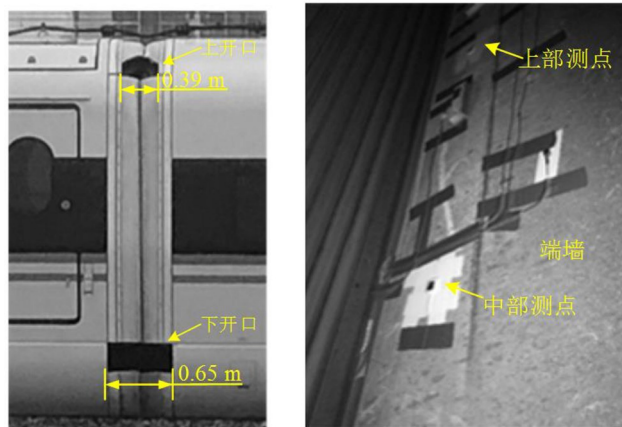
是由于该处恰好对应车外凹槽形状几何突变位置,使得该处空气流动特性非常复杂,会形成强烈的气动载荷激励^[4]。张亚东等^[5]对时速 350 km/h 高速列车车外气动噪声进行数值模拟,发现气流易分离和湍流运动较剧烈的车端连接处为主要噪声源之一。KIM 等^[6]总结了 TGV、TGV-A、ICE 和 Shinkansen 等高速列车的气动噪声随速度变化的情况,并通过数值模拟指出车端连接处气动噪声与列车速度的 7.7 次方成正比。李辉等^[7]通过二维数值模拟对简化车端连接处流场进行数值模拟,指出该处的气动噪声为空腔结构导致的流体自激振荡噪声,并观察到车外噪声呈“两瓣”状,该指向性特征主要由低频成分决定。DAI 等^[8]通过 Nonlinear Acoustic Solver 方法对高速列车车外流场进行三维数值模拟,得出结论:车端连接处腔内的 100 Hz 以下频段内的气动声能量与腔内的自激共振相关,且噪声能量主要集中在 500 Hz 以下的中低频段内。MIZUSHIMA 等^[9]对 1/5 缩比的某型 Shinkansen 列车模型进行了风洞试验,指出车端连接处噪声包含特定频率处的共振噪声和宽频湍流噪声;强烈的声共振发生在腔体前缘的涡脱落频率和车端间隔声模态频率一致时。不论是数值模拟^[6-8]还是风洞试验^[9]均指出高速列车车端连接处的噪声属于腔体流致噪声。Rockwell 等^[10]将腔体流致噪声成因分为 3 类:流体动力学作用、流体声学共振和流体弹性作用。其中,流体声学共振是由剪切层的振荡频率与腔体自身结构的声学特性(Helmholtz 共振或声学驻波模态)之间的耦合作用所导致。

本文为探究某型高速列车实际运营时车端连接处低频噪声的产生机理,首先通过线路试验测试了车端连接处的内、外风挡空腔处的噪声响应。结合已有腔体流致噪声文献分析噪声主频产生的可能原因。再通过可压缩流的大涡模拟法(Large eddy simulation,简称 LES)建立高速列车车端连接处的近场气动噪声预测分析模型,继而对外风挡的开口影响做出探究,可为车端连接处的结构设计和低频噪声问题整改提供科学指导与理论依据。

1 车端连接处噪声问题初步分析

1.1 车端连接处车外噪声线路试验

针对运营情况下某型高速列车在以 350 km/h 运行时整列车的车端连接处均存在的低频峰值噪声问题,选取其中某相邻两节车辆的车端连接处为研究对象,开展列车内外风挡空腔噪声线路试验。试验列车车端连接处一侧的外风挡如图 1(a)所示。其中箭头分别指出风挡上、下开口部分,且上、下开口的尺寸不相同。试验时,3 个噪声测点(采用 B&K4948



(a) 车端连接处外风挡

(b) 空腔噪声测点

图 1 某型高速列车车端连接处线路试验

型表面麦克风测量)分别布置在内外风挡之间的空腔侧部的上、中和下部位置,如图 1(b)所示。对以 350 km/h 运行的列车进行线路测试,并对测试数据作分析,图 2 给出低频部分相对噪声幅值频谱特性。

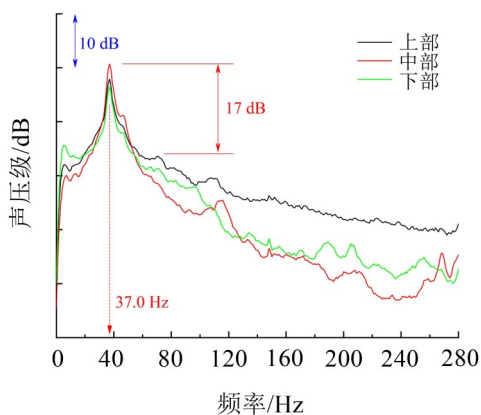


图 2 车端连接处噪声频谱特性

由图 2 可见,噪声能量主要集中在 100 Hz 以下的低频段,且在 37.0 Hz 处存在显著的峰值,其幅值比其他频率成分大 17 dB。

1.2 噪声主频机理初步分析

参考文献[5-10]相关的分析,车端连接处的噪声主频的产生可能与车端连接处外风挡的上、下开口有关。高速列车与汽车都是高雷诺数、低马赫数 ($Ma < 0.3$) 运动的地面交通工具^[11],其车端连接处的峰值噪声类似于汽车中的风振噪声:当列车高速运行时,由于外风挡上、下开口的存在,来流会在开口前缘形成周期性的涡脱落。同时,内、外风挡所包围的空腔可能就类似于一个“Helmholtz 共振腔”。

涡脱落引起腔体的 Helmholtz 共振效应^[12-13]可以简化等效为单自由度系统强迫振动中的共振现象,如图 3 所示。其中,空腔体积 V_0 和开口颈部的空气分别相当于单自由度“弹簧-质量”系统(未考虑空气的阻尼效应)中的弹簧和质量块。开口前缘的涡

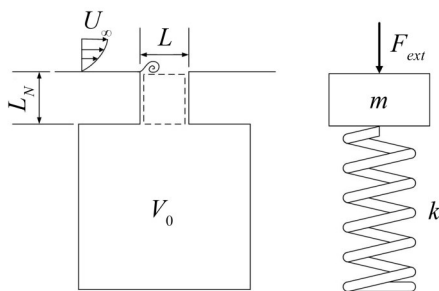


图3 涡脱落致腔体 Helmholtz 共振效应机理

脱落产生的开口处的压力波动则可以简化等效为一个波动外部激励力 F_{ext} ，该值与开口处的涡通量波动强度有关^[13]。

对于湍流边界层来流情况，涡脱频率可以由式(1)预测^[12]：

$$f_v = 0.33 \left(m - \frac{1}{4} \right) \frac{U_\infty}{L}, m = 1, 2, 3 \dots \quad (1)$$

式中： U_∞ 是自由流速， L 是腔开口流向长度， m 是模态数。

分别代入上、下开口的相关参数： $L_1=0.39$ m, $L_2=0.65$ m, 计算的上、下开口的涡脱落基频分别为 $f_{v1}=61.7$ Hz 和 $f_{v2}=37.0$ Hz。

当气流流经外风挡的开口处时，内、外风挡所包围的封闭空腔部分近似于一个 Helmholtz 共振腔。（多孔）Helmholtz 共振频率用式(2)^[14]计算：

$$f_H = \frac{c}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{V_0}} \sqrt{\sum_{n=1}^n \frac{A_n}{L_n^{eq}}} \quad (2)$$

其中：

$$L_n^{eq} = L_N + 0.3D \quad (3)$$

式中： c 是声速， A_n 是第 n 个开口的截面积； V_0 是腔内的静态体积； L_n^{eq} 是开口处最终修正后的等效颈长， L_N 是开口的实际颈长， D 是开口的水力直径。本文计算所用参数值为： $A_1=0.117$ m²， $A_2=0.195$ m²， $V_0=3.258$ m³， $L_1^{eq}=0.312$ m， $L_2^{eq}=0.323$ m，将其代入式(2)，得到空腔的固有频率为 f_{H1} 为 41.9 Hz。

综合上述预测公式结果可知，下开口的涡脱落频率 f_{v2} 和空腔的 Helmholtz 共振频率 f_{H1} 与线路试验的主频 37.0 Hz 一致性较好，而上开口的涡脱落频率 f_{v1} 为 61.7 Hz，与试验主频 37.0 Hz 相差较大，由此，推测高速列车在安装此种开口式外风挡时产生的噪声主频可能与下开口的周期性涡脱落和 Helmholtz 共振效应有关。

2 车端连接处气动噪声数值建模

2.1 理论及数值方法验证

湍流数值模拟方法分为直接数值模拟和非直接数值模拟。由于直接数值模拟需要模拟所有尺度涡的情况，需要十分精细的网格，从而使得计算成本极

高。相对于直接数值模拟，非直接数值模拟的计算成本较低。所以，本文选取大涡模拟法作为湍流数值模拟方法，采用其中的 Smagorinsky-Lilly 亚格子尺度模型。另外，本文主要关注对应大尺度涡的近场低频噪声，可以由 LES 对大尺度涡进行直接求解^[6]。

为了验证本文计算方法的准确性，参考文献[6]中风洞试验设置，对简化腔体进行三维建模和数值模拟。文献[10-11]认为气体可压缩性对流致共振频率会有显著的影响，所以在进行数值模拟时，考虑了气体的可压缩性，将其设置为理想气体。图4给出了风洞试验数据^[6]与数值结果的对比，并将试验和数值计算所得模态频率记录于表1中。

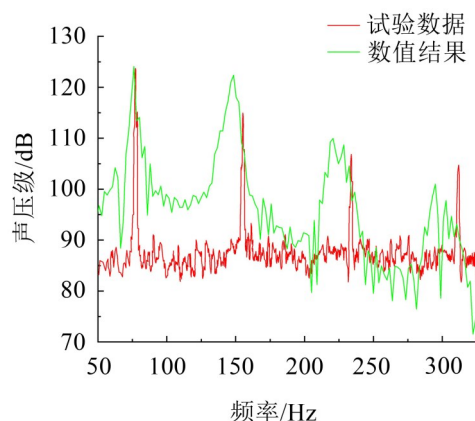


图4 试验数据与数值结果对比

表1 模态频率对比

模态序号	试验值/Hz	计算值/Hz	相对误差/(%)
1	77.2	76.2	-1.3
2	155.2	148.4	-4.4
3	233.8	220.7	-5.6
4	311.8	294.9	-5.4

由图4和表1中的结果对比，可以发现本文数值计算所得的峰值频率与风洞试验结果吻合程度较好，相对误差在工程可接受范围内，由此验证了本文数值计算方法的准确性。

2.2 高速列车车端连接处气动噪声模型

为探明该型高速列车以 350 km/h 行驶时在车端连接处噪声主频的产生机理，采用 2.1 节中的计算方法，基于某型高速列车的实际车辆外形及结构参数，建立了高速列车车端连接处近场气动噪声预测分析模型。

由于整列车的车端连接处均存在该噪声问题，为减少计算耗时，将实际列车进行简化处理：只选取两节车辆和车端连接部位，并忽略车体表面的其他微小部件。列车模型的长、宽和高分别为 55.0 m、

3.4 m和3.8 m。在网格划分方面,考虑到本文主要研究频率为37.0 Hz噪声的产生机理,重点考虑100 Hz以下的低频情况,根据频率范围计算出对应的波长,由波长的尺度进而推算出相应的网格尺寸范围^[6]。为了获得车端连接处更为准确的流场特性,在其附近进行加密处理。参考文献[8,11]的网格尺寸设置,并进行网格独立性验证,确保模型网格尺寸满足研究所需的精度要求。数值模拟的相应参数和相关计算域属性设置如表2所示。高速列车三维模型、数值模拟计算区域及边界设置和数值模拟网格分布如图5所示。在进行数值模拟时,列车底部距离地面0.35 m,地面设置为滑移壁面,滑移速度与来流速度相同,其余计算设置与验证模型中的相同。

表2 数值模拟的相应参数和相关设置

项目	相应设置
车端连接间距/mm	650
列车面网格尺寸/mm	60
车端连接处加密网格尺寸/mm	12.5
附面层初始网格厚度/mm	0.2
附面层网格厚度增长率	1.2
表面棱柱层	10
网格总数	1.515×10^7
入口	质量流入口
出口	压力出口(标压)
壁面	无滑移壁面
气体	理想气体

3 计算结果与分析

3.1 车端连接处气动噪声特性分析

对车端连接处的不同外风挡开口情况进行数值模拟,近场压力监测点位置如图6所示。图7中分别给出其实际外风挡形式(包含上、下开口)的列车模型中车端连接处的端墙表面(M2、M3、M4)、车端连接处外风挡的上、下部开口下游区域(M1、M5)的声压频谱图。

由图7可见,车端连接处各个压力监测点的位置均存在频率为38.1 Hz的主频。结合数值模拟结果与预测式(1)、式(2)的计算结果 f_{v2} 和 f_m ,推测下开口前缘涡脱落所导致的周期性压力波动与内、外风挡所围腔体的Helmholtz共振是该主频产生的主要原因,因此接下来主要针对下开口的流场情况进行分析。

由数值模拟结果中38.1 Hz计算出一个涡脱落周期 $T=0.026$ s,做出一个周期 T 内的一侧下开口处基于 Q 准则的涡量等值面如图8所示。图中的箭头表

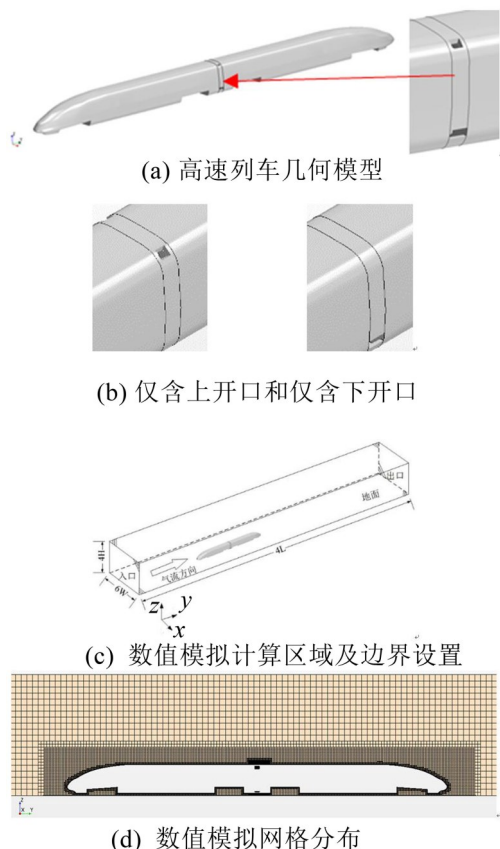


图5 高速列车三维气动噪声模型

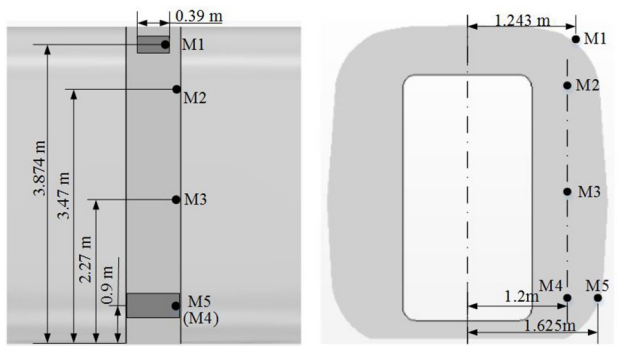


图6 高速列车车端连接处压力监测点

示气流运动的方向,压力云图中的线框部分为负压涡核。参考文献[15]的分析方法,并为便于与之比照,图9给出了与以上涡核运动图对应的列车端墙表面M3测点的压力图。

结合图8和图9可见,在涡脱落周期开始时(或上一周期结束时),即 $t=1/8T$ 时,腔内压力达到最小值,可以看到涡核的产生;从 $t=2/8T$ 到 $t=4/8T$,该涡核随着气流方向向下游运动,并且涡核逐渐变大,M3压力上升,其中 $t=4/8T$ 时,即涡运动到开口中部时,M3压力即腔内压力达到最大值;在后半个周期内,M3压力下降,涡核继续向后缘行进,从 $t=7/8T$ 到 $t=8/8T$,涡核撞击开口后缘而破碎,负压向内、外风挡空腔进行传播,M3压力即腔内压力下降并达到最小值。

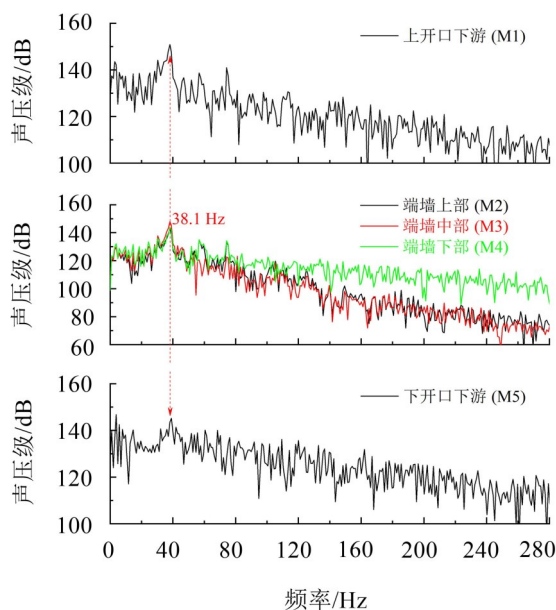
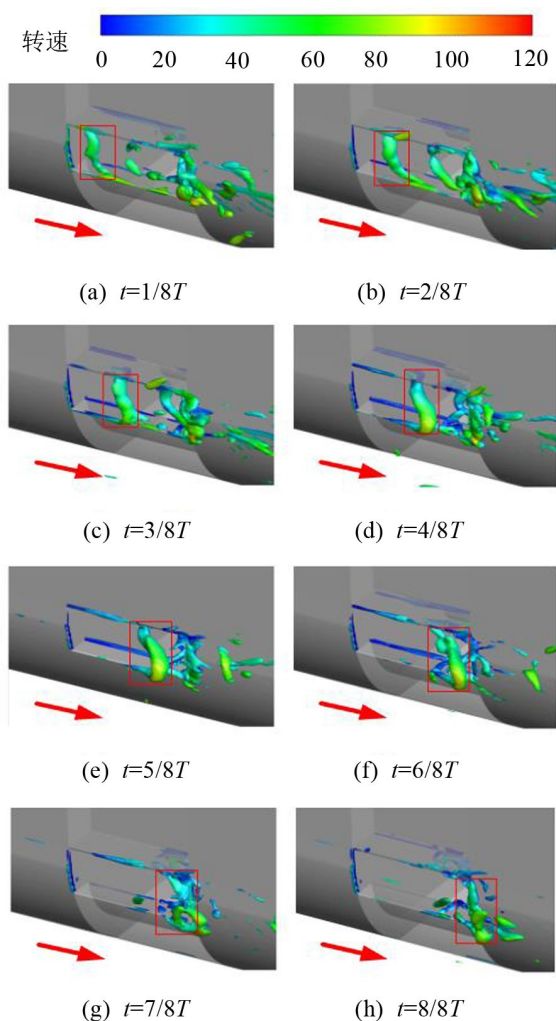


图7 高速列车车端连接处数值模拟结果

图8 下开口处一个周期内涡量等值面图($Q=300\ 000$)

以上的周期性涡脱落和压力变化现象与 NELSON 等^[15]在风洞试验中通过影像所观察到的涡运动图和压力测试结果一致。

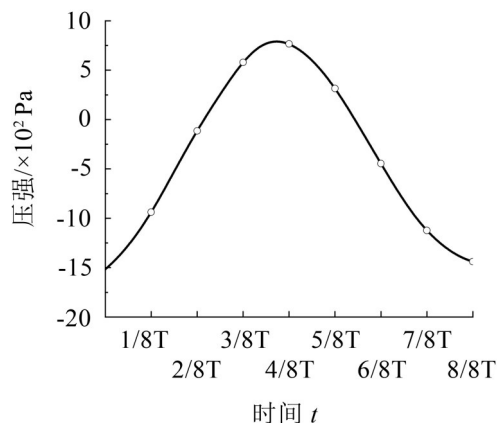


图9 列车端墙表面M3测点压力图

3.2 外风挡上、下开口影响

为探究车端连接处的外风挡的开口方案对噪声主频的影响,对改变后的外风挡开口结构—仅含上或下开口外风挡结构进行数值模拟分析,图10中分别给出了其对应的列车端墙表面的声压频谱图。

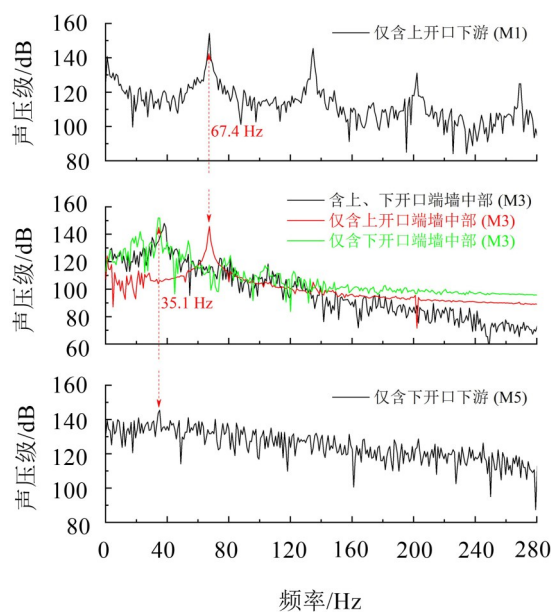


图10 具有不同开口方案的外风挡数值模拟结果

当改变外风挡的开口方案时,其Helmholtz共振频率也会跟着相应变化,将相应的参数代入式(2)和式(3)得出仅含上或下开口时的Helmholtz共振频率分别为 $f_{H2}=25.9\text{ Hz}$ 和 $f_{H3}=32.9\text{ Hz}$ 。

从图10中可以看出,外风挡仅含上开口时,主频为67.4 Hz,在上开口的涡图中看到对应周期内类似于图7的涡脱落现象,由于篇幅有限而未予给出。这与根据预测公式所计算的上开口涡脱落基频 $f_{v1}=61.7\text{ Hz}$ 相近,并且图中出现明显的谐频,而在空腔内部的测点的基频处的噪声值比其他高阶频率处明显高出许多,这可能是与涡脱落的基频和3阶Helmholtz共振频率相近而被放大有关。外风挡仅含下开

口时,在空腔中可以明显看见 35.1 Hz 的主频,这可能是由于 Helmholtz 共振效应而被放大的结果,因为仅含下开口时, Helmholtz 共振频率 $f_{H3}=32.9$ Hz,与相应的数值模拟结果相近。

下开口涡脱落频率 f_{v2} 、Helmholtz 共振频率 f_{H1} 和仅含下开口时的数值模拟结果 35.1 Hz 与线路试验中的 37.0 Hz 相近,而上开口涡脱落频率结果 f_{v1} 和仅含上开口时数值模拟结果 67.4 Hz 远离线路试验结果,因此推断,安装开口式外风挡的实际列车中 37.0 Hz 噪声主频主要与车端连接处外风挡的下开口和内、外风挡所包围的空腔有关。

4 结 语

在本文所研究的该型高速列车车端连接处在安装此种形式的外风挡情况下,结合线路试验与数值模拟结果,得出以下结论:

(1) 根据简化腔体模型的风洞试验以及高速列车线路试验与其相应的数值模拟结果间的对比,发现用可压缩流的 LES 湍流模型对高速列车车端连接处近场低频气动噪声进行主频预测具有较高的准确性。

(2) 在安装开口式外风挡的情况下,噪声主频的产生与开口前缘的周期性涡脱落和内、外风挡空腔形成的“Helmholtz 共振腔”有关。

(3) 根据不同车端连接处模型的数值模拟结果分析发现,下开口对于实际运行列车主频为 37.0 Hz 的噪声影响更为显著。

参考文献:

- [1] 田红旗. 中国高速轨道交通空气动力学研究进展及发展思考[J]. **中国工程科学**, 2015, 17(4): 30-41.
- [2] 孙振旭, 姚永芳, 杨焱, 等. 国内高速列车气动噪声研究进展概述[J]. **空气动力学学报**, 2018, 36(3): 385-397.

- [3] 王金田, 郭伟强, 汤晏宁. 高速列车车端连接处车内噪声特性研究[J]. **噪声与振动控制**, 2014, 34(6): 97-101.
- [4] 朱剑月, 景建辉. 高速列车气动噪声研究与控制[J]. **国外铁道车辆**, 2011, 48(5): 1-8.
- [5] 张亚东, 张继业, 李田. 高速列车整车气动噪声声源特性分析及降噪研究[J]. **铁道学报**, 2016, 38(7): 40-49.
- [6] KIM T, KIM J. Analysis of aerodynamic noise at inter-coach space of high speed trains[J]. **International Journal of Railway**, 2014, 7(4): 100-108.
- [7] 李辉, 肖新标, 朱旻昊, 等. 高速列车车厢连接处气动噪声特性初探[J]. **振动与冲击**, 2016, 35(6): 109-114.
- [8] DAI W Q, ZHENG X, HAO Z, et al. Aerodynamic noise radiating from the inter-coach windshield region of a high-speed train[J]. **Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control**, 2018, 37(3): 590-610.
- [9] MIZUSHIMA F, TAKAKURA H, KURITA T, et al. Experimental investigation of aerodynamic noise generated by a train-car gap[J]. **Journal of Fluid Science and Technology**, 2007, 2(2): 464-479.
- [10] ROCKWELL D, NAUDASCHER E. Review-self-sustaining oscillations of flow past cavities[J]. **Journal of Fluids Engineering**, 1978, 100: 152-164.
- [11] 杨振东, 谷正气. 基于尺度自适应模拟的汽车天窗噪声特性分析[J]. **机械工程学报**, 2016, 52(12): 107-117.
- [12] BLEVINS R D. Flow-induced vibration [M]. Second Edition. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida. 2001: 349-383.
- [13] KOOK H S, MONGEAU L. Analysis of the periodic pressure fluctuations induced by flow over a cavity[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2002, 251(5): 823-846.
- [14] DIOGO F A C. Helmholtz resonator with multi-perforated plate[D]. University of Lisbon, 2016.
- [15] NELSON P A, HALLIWELL N A, DOAK P E. Fluid dynamics of a flow excited resonance, part I: experiment[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 1981, 78(1): 15-38.

(上接第 45 页)

- [7] ASAMI T, WAKASONO T, KAMEOKA K, et al. Optimum design of dynamic absorbers for a system subjected to random excitation[J]. **JSME International Journal Series III**, 1991, 34(2): 218-226.
- [8] ASAMI T, NISHIHARA O, BAZ A M. Analytical solutions to H_{∞} and H_2 optimization of dynamic vibration absorbers attached to damped linear systems[J]. **Journal of Vibration and Acoustics**, 2002, 124: 284-295.

- [9] CHEUNG Y L, WONG W O. H_{∞} and H_2 optimizations of dynamic vibration absorber for suppressing vibrations in plates[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2009, 320: 29-42.
- [10] 张小龙, 东亚斌, 何育民, 等. 采用摆线包络线旋转曲面轨道滚珠式动力吸振器制振特性[J]. **振动与冲击**, 2013, 32(22): 129-134.