

高速列车车头曲面气动噪声的数值预测

肖友刚¹, 康志成²

- (1. 中南大学 轨道交通安全教育部重点实验室, 湖南 长沙, 410075;
2. 井冈山大学 工学院, 江西 吉安, 343009)

摘要: 利用映射法生成高速列车头部流场的六面体贴体网格。采用三维大涡模拟法(LES)计算高速列车流线型头部的瞬态外流场, 利用 Lighthill-Curle 声学比拟理论预测高速列车头部诱发的气动噪声。研究表明: 气动噪声在很宽的频带内存在, 是一种宽频噪声; 在低频时, 声压幅值较大, 随着频率升高, 幅值下降; 当来流速度一定时, 距离气动噪声源越远, 总声压级越低, 但总声压级的衰减幅度减少; 随着列车运行速度增加, 诱发的噪声加大, 但距离车头曲面越远, 总声压级的增幅越小; 同一噪声源在不同受声点引起的噪声频谱曲线基本相似, 控制列车运行过程中产生的脉动压力, 能够减少气动噪声。

关键词: 高速列车; 车头曲面; 脉动压力; 气动噪声; Lighthill-Curle 声学理论

中图分类号: U270.16

文献标识码: A

文章编号: 1672-7207(2008)06-1267-06

Numerical prediction of aerodynamic noise radiated from high speed train head surface

XIAO You-gang¹, KANG Zhi-cheng²

- (1. Key Laboratory of Track Traffic Safety of Ministry of Education, Central South University, Changsha 410075, China;
2. School of Technology, Jinggangshan University, Ji'an 343009, China)

Abstract: Body-fitted hexahedron grid was obtained of high speed train head surface based on mapping approach. Large eddy simulation (LES) was applied to calculate the transient external flow field, and Lighthill-Curle acoustic theory was used to calculate the aerodynamic noises caused by streamlined train head. The results show that aerodynamic noises exist in very wide frequency band, and it is a kind of wide frequency noise. For low frequency components, sound pressure is greater. As frequency goes up, sound pressure reduces. When the train velocity is certain, the farther away from the aerodynamic noise source, the lower the total sound pressure level, but the attenuation degree of the total sound pressure decreases. When the train velocity enhances, the noise increases. But the farther away from sound sources, the less the total sound pressure increases. The frequency spectra of noise of different sound receiver caused by the same noise source are similar, and aerodynamic noise can be reduced by controlling the fluctuation pressure caused by the running train.

Key words: high speed train; train head surface; fluctuation pressure; aerodynamic noise; Lighthill-Curle acoustic theory

随着列车运行速度的提高, 列车运行阻力急剧增加, 能耗加大, 交会产生的空气压力瞬变, 导致列车侧墙变形过大, 并伴有强烈的空气爆破声。为解决这

些问题, 在列车气动外形优化, 压力波数值计算与测试方面进行了研究, 取得了系列成果^[1-2]。然而, 高速列车动态环境变为以气动作用为主以后, 噪声增加的

收稿日期: 2008-01-20; 修回日期: 2008-03-28

基金项目: 湖南省自然科学基金资助项目(07JJ3098); 中国博士后科学基金资助项目(2005038227); 山东省博士后科研项目专项经费资助项目(200601014)

通信作者: 肖友刚(1970-), 男, 湖南武冈人, 副教授, 博士后, 从事铁路噪声预测与控制研究; 电话: 0731-2655345; E-mail: csuxyg@163.com

变化极大^[3]。控制高速铁路气动噪声,是实现铁路永续发展的必然要求。目前,人们研究高速列车气动噪声时,将有限元和边界元法相结合,通过数值计算预测了车门凹凸处、导流罩 1/10 缩尺模型产生的气动噪声,并结合现场实践经验,提出了改善受电弓气动噪声的设计方案^[4-7]。应用线性传声器阵列,对新干线高速列车的气动噪声进行测试,并通过归纳总结一系列实验数据,得出了高速列车气动噪声的分布特性^[8-9]。利用低噪声风洞,研究了高速列车转向架、车辆间隙、裙板及格栅的空气动力噪声,并提出了改进措施^[10-12]。通过大量实验,揭示了列车运行中产生的脉动压力是气动噪声产生的源,并提出降低列车气动噪声的方案^[13-14]。在此,本文作者结合大涡模拟法和声学比拟理论,预测高速列车车头曲面的气动噪声,以便为高速列车流线型头部的低气动噪声设计提供依据。

1 高速列车车头气动噪声预测理论

在低马赫数下,列车表面脉动压力是气动噪声的源。高速列车车头曲面气动噪声的预测需经历 2 个阶段:一是采用大涡模拟法(LES)计算车头曲面的瞬态外流场,得出列车表面的脉动压力;另一个是采用 Lighthill-Curle 方程计算噪声的传播过程。

1.1 大涡模拟(LES)的控制方程

将 N-S 方程进行空间过滤,得到不可压缩流体流动的 LES 控制方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}。 \quad (2)$$

式中: $(\bar{\quad})$ 表示按空间滤波; ρ 为流体的密度; t 为时间; \bar{u}_i 和 \bar{u}_j 分别为过滤后的速度分量; μ 为湍流黏性系数; τ_{ij} 为亚格子尺度应力(SGS 应力), $\tau_{ij} = \rho u_i u_j - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j$, 它体现了小尺度涡对运动方程的影响。

为使方程(1)和(2)封闭,采用涡旋黏性模型构造 τ_{ij} 的数学表达式。

$$\tau_{ij} - \tau_{kk} \delta_{ij} / 3 = -2\mu_t \bar{S}_{ij}。 \quad (3)$$

式中: \bar{S}_{ij} 为变形速率, $\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2}(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i})$ 。

湍流黏度 μ_t 采用如下公式计算^[4]:

$$\mu_t = (C_s \Delta)^2 |\bar{S}|。 \quad (4)$$

式中: $|\bar{S}| = (2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij})^{1/2}$; Δ 代表网格尺寸, $\Delta = (\Delta_x \Delta_y \Delta_z)^{1/3}$; C_s 为 Smagorinsky 常数。

1.2 气动噪声的控制方程

根据 N-S 方程和连续性方程, Lighthill 导出了声传播方程^[15]:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial \tau^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho' = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial y_i \partial y_j}。 \quad (5)$$

式中: ρ' 为流体密度的扰动量, $\rho' = \rho - \rho_0$; ρ 与 ρ_0 分别是扰动与未扰动时的密度; T_{ij} 为 Lighthill 应力, $T_{ij} = \rho u_i u_j - e_{ij} + \delta_{ij}(p - c_0^2 \rho)$; e_{ij} 为黏性应力, $e_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial y_j} + \frac{\partial u_j}{\partial y_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial y_k}$; δ_{ij} 为 Kronecker delta 符号; c_0 为声速, ∇ 为 Hamilton 算子。

当非定常流动区域存在固壁边界时, Curle^[16]导出方程(5)的解为:

$$\rho'(\mathbf{x}, t) = 1/(4\pi c_0^2) \cdot \left[\frac{\partial^2}{\partial x'_i \partial x'_j} \int_v \frac{T_{ij}(\mathbf{y}, t - R/c_0)}{R} d\mathbf{y} - \frac{\partial}{\partial x'_i} \int_s \frac{n_j P_{ij}(\mathbf{y}, t - R/c_0)}{R} d\mathbf{y} \right]。 \quad (6)$$

式中: n_j 为垂直于固壁 S 向外(指向流体)的方向余弦; P_{ij} 为车辆表面对空气的脉动压力; \mathbf{y} 为声源点矢量; $\mathbf{x} = x_1 \mathbf{i} + x_2 \mathbf{j} + x_3 \mathbf{k}$, 为受声点矢量; $R = |\mathbf{x} - \mathbf{y}|$, t 为当前测量时间。

式(6)中包含了两类噪声源:表面偶极子项和体积四极子项,前者来源于物体周围流场内的 Lighthill 应力,后者来源于物体的表面压力与黏性剪切应力。由于偶极子源噪声与马赫数的三次方成正比,四极子源噪声与马赫数的五次方成正比,所以,四极子源噪声与偶极子源噪声之比与马赫数的平方成正比。高速列车运行速度虽然较大,但相对于声速而言,其速度还是较低。如列车速度 250 km/h 时,其马赫数也仅为 0.2 左右,因此,列车气动噪声中的四极子源噪声相对较小,可略去不计。这样,高速列车气动噪声的计算公式可表达为:

$$\rho'(\mathbf{x}, t) = -\frac{1}{4\pi c_0^2} \cdot \frac{\partial}{\partial x'_i} \int_s \frac{n_j P_{ij}(\mathbf{y}, t - R/c_0)}{R} d\mathbf{y}。 \quad (7)$$

$$p(\mathbf{x}, t) - p_0 = c_0^2 \rho'(\mathbf{x}, t)。 \quad (8)$$

式中: p 为声压; p_0 为参考声压,取 2×10^{-5} Pa。

由此可知,只要得到高速列车表面的脉动压力分布(通过大涡模拟计算获得),就能计算出高速列车远场的辐射噪声。

2 车头曲面气动噪声的数值预测

2.1 气动噪声数值计算模型

高质量网格是提高车头曲面瞬态流场及气动噪声计算精度, 加快收敛过程的关键。基于映射法生成的结构网格, 计算效率高、排列整齐, 是理想的网格划分方法。映射法生成结构化四边形网格的基本步骤是: 通过映射函数将待剖分物理域映射到参数空间中形成规则参数域; 对规则参数域进行网格剖分; 将参数域的网格反向映射回物理空间, 从而得到物理域的数值网格。根据映射法生成高速列车头部四边形贴体网格的方法, 以三维造型软件输出的复杂高速列车外形为映射基准, 将四边形网格映射到高速车流线型外形表面, 可不对流线型外形作任何简化, 而且划分出的网格非常规整。在已生成的高速列车表面四边形网格基础上, 极容易形成用于流场计算的六面体网格。这种网格生成方法容易实现参数化, 计算区域的选取, 网格疏密程度的调整只需在程序初始部分给各参数赋不同的值即可。网格生成后程序可自动将其输入到任一主流的 CFD 软件上, 进行高速列车空气动力学的数值计算。本文作者以高速列车的流线型外形为基础, 开发了用于高速列车瞬态流场及气动噪声计算的网格生成软件^[17]。图 1 所示为该软件输出的车头曲面的四边形贴体网格。

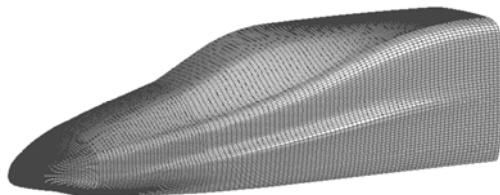


图 1 高速列车车头曲面的四边形贴体网格

Fig.1 Quadrilateral body-fitted mesh of curved surface of high speed train head

2.2 车头曲面的脉动压力及其诱发的气动噪声

当频率超过 1 kHz 时, 列车表面脉动压力已相对较小^[4], 因此, 当用大涡模拟法对车头周围流场进行数值计算时, 将计算频率上限设定为 1 kHz, 列车运行速度分 200 km/h 和 300 km/h 2 种工况。对车身表面每个节点的脉动压力进行监控, 并记录下来。不失一般性, 在车头鼻锥处、司机室前窗下方、车头向车顶曲面过渡处取 3 个点 A, B 和 C(见图 2), 作为重点讨论对象。

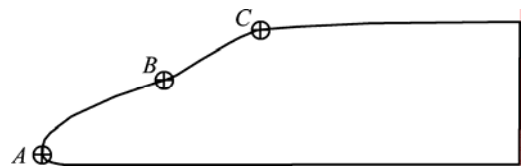
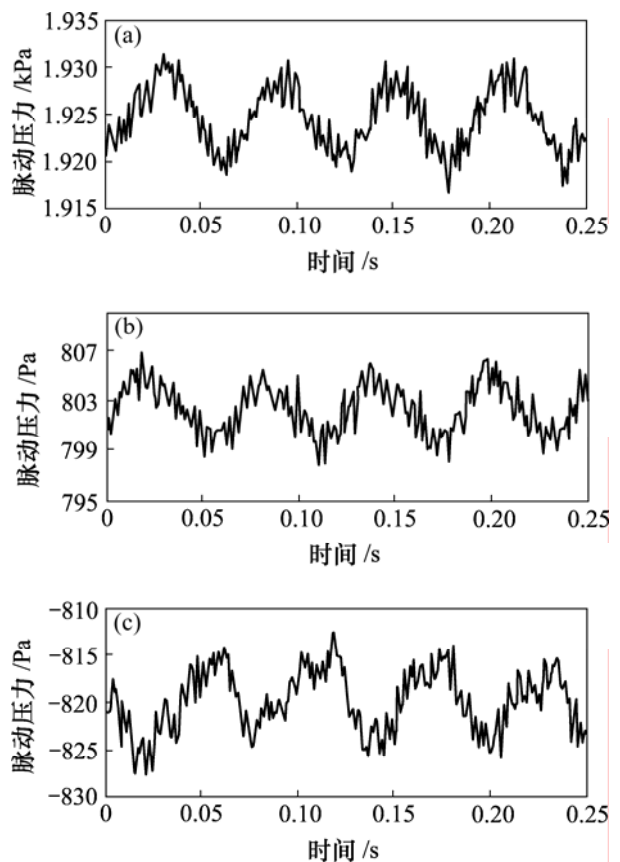


图 2 A, B 和 C 点位置的分布

Fig.2 Situation distribution of points A, B and C

图 3 和图 4 所示分别为列车运行速度为 200 和 300 km/h 时, A, B 和 C 点脉动压力的时间历程。可见, 当列车运行速度一定时, 车头表面压力随时间而变化, 且基本具有相同的变化规律。随着列车运行速度增加, 列车对周围空气流场的扰动程度加剧, 脉动压力的变化幅度随之增大。

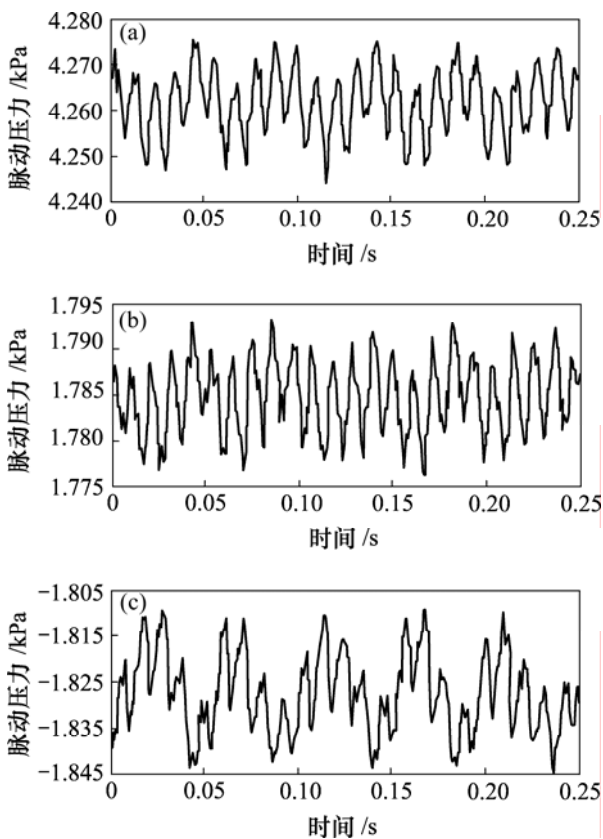
为得到脉动压力随时间的变化规律, 将 200 km/h 和 300 km/h 脉动压力的峰值和波动幅度进行对比, 可得 A 点脉动压力的峰值之比为 $4\ 275.7:1\ 932.3=2.21$, B 点脉动压力的峰值之比为 $1\ 793.2:807.0=2.22$, C 点脉动压力的峰值之比为 $(-1\ 809.1):(-811.5)=2.23$, 而



(a) A 点; (b) B 点; (c) C 点

图 3 列车运行速度为 200 km/h 时的脉动压力

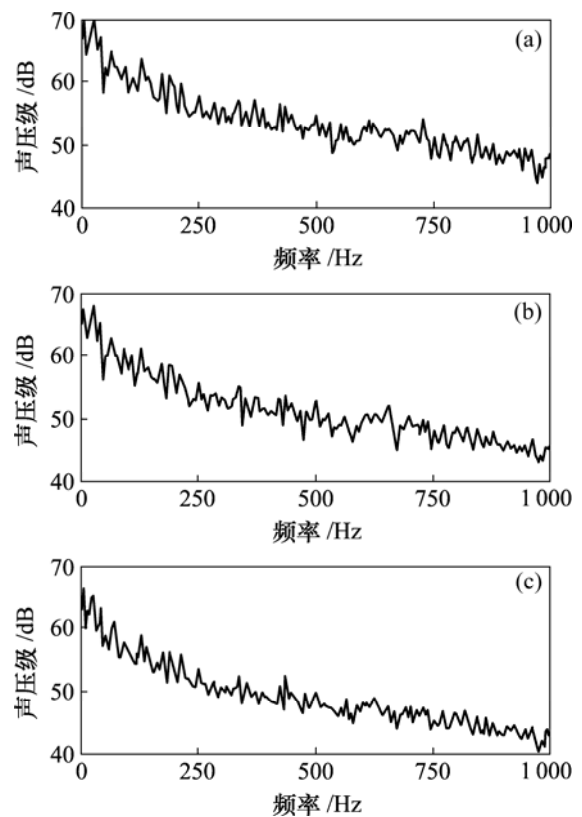
Fig.3 Fluctuation pressure of train at 200 km/h



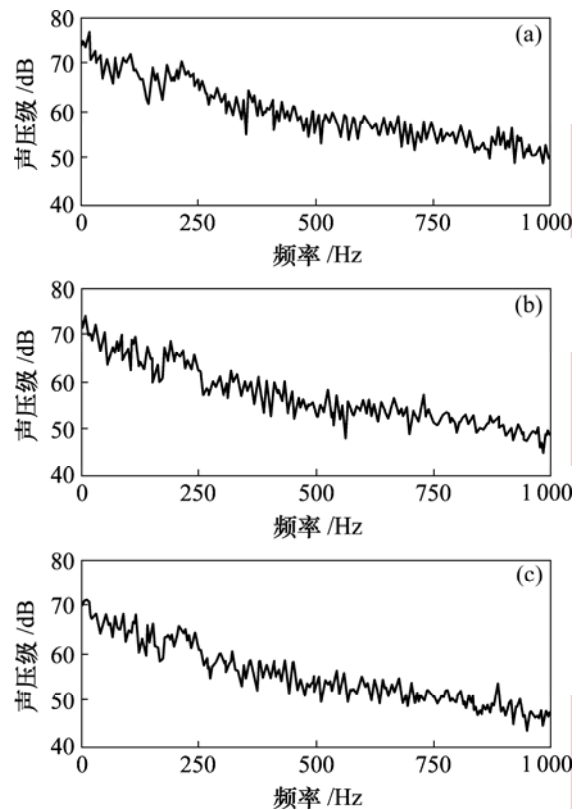
(a) A 点; (b) B 点; (c) C 点
 图 4 列车运行速度为 300 km/h 时的脉动压力
 Fig.4 Fluctuation pressure of train at 300 km/h

$(300^2:200^2)=2.25$, 说明脉动压力的幅值基本与速度平方成正比, 但由于 A 和 C 点的曲率变化大于 B 点的曲率变化, 因而, A 点和 C 点对流体的扰动比 B 点对流体的扰动强烈得多, 导致 A 点和 C 点的脉动压力幅值和波动幅度大于 B 点的脉动压力幅值和波动幅度。在车头曲面向车顶过渡的 C 点, 随着车速增加, 脉动压力的增幅最大, 这是由于车速增加, C 点处出现的涡流越剧烈的缘故。列车表面的脉动压力是气动噪声的源, 对流线型车头采取更平滑的过渡外形, 能有效减少脉动压力及气动噪声。

为了考察高速列车头部引起的气动噪声, 在距列车地板 1.2 m、车头鼻锥处 5 m、轨道中心线 2 m, 4 m 和 6 m 处, 分别确定 3 个受声点 A, B 和 C。计算时, 选取车头曲面为发声面, 同样, 将计算频率上限设定为 1 kHz, 列车运行速度分 200 km/h 和 300 km/h 2 种工况。通过对计算结果进行后处理, 得到列车运行速度为 200 km/h 和 300 km/h 时, A, B 和 C 点气动噪声的声压频谱如图 5 和图 6 所示。可见, 各点气动噪声的频谱在低频时幅值较大, 随着频率升高, 幅值以负指数规律持续下降; 气动噪声在很宽的频带内存在, 无明显的主频率, 是一种宽频噪声; 在不同运行速度



(a) A 点; (b) B 点; (c) C 点
 图 5 列车运行速度为 200 km/h 时的气动噪声频谱
 Fig.5 Aerodynamic noise amplitude of train at 200 km/h



(a) A 点; (b) B 点; (c) C 点
 图 6 列车运行速度为 300 km/h 时的气动噪声频谱
 Fig.6 Aerodynamic noise amplitude of train at 300 km/h

下, A , B 和 C 点气动噪声的频谱在形状上很相似, 但运行速度越高, 气动噪声的频谱越细密; 在同一运行速度下, 各点气动噪声的频谱基本具有相同的分布规律, 只是幅值不同。

在对铁路噪声进行测量和评价时, 通常采用 A 声级, 因此对上述模型中 A , B 和 C 点在 $1/3$ 倍频程中心频率处的 A 声级进行分析, 并在此基础上采用下式计算出 A , B 和 C 的总声压级:

$$L_i = 10 \lg \left[\sum_{j=1}^m 10^{0.1L_{ij}} \right] \quad (9)$$

式中: L_{ij} 为 i 点在频率 j 处的 A 声级。

图 7 和图 8 所示分别是列车运行速度为 200 km/h 和 300 km/h 时, A , B 和 C 点 A 声级的 $1/3$ 倍频程频谱及总声压级, 图中 F 是所研究频率的统称。从图 7 和 8 中, 可得出如下结论:

a. 气动噪声 A 声级的主要能量集中在 80~500 Hz 频率范围内, 但两侧其他频率处也具有一定的能量。

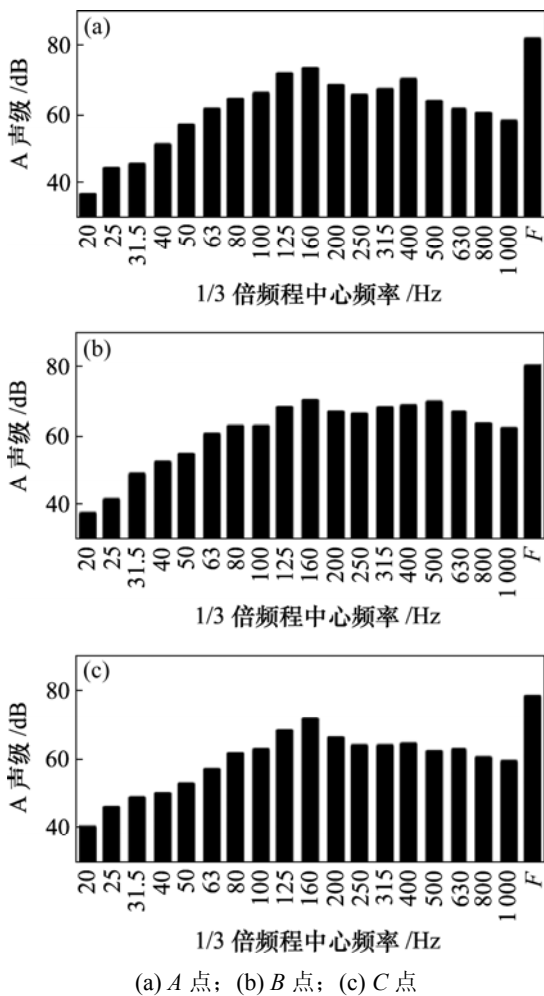
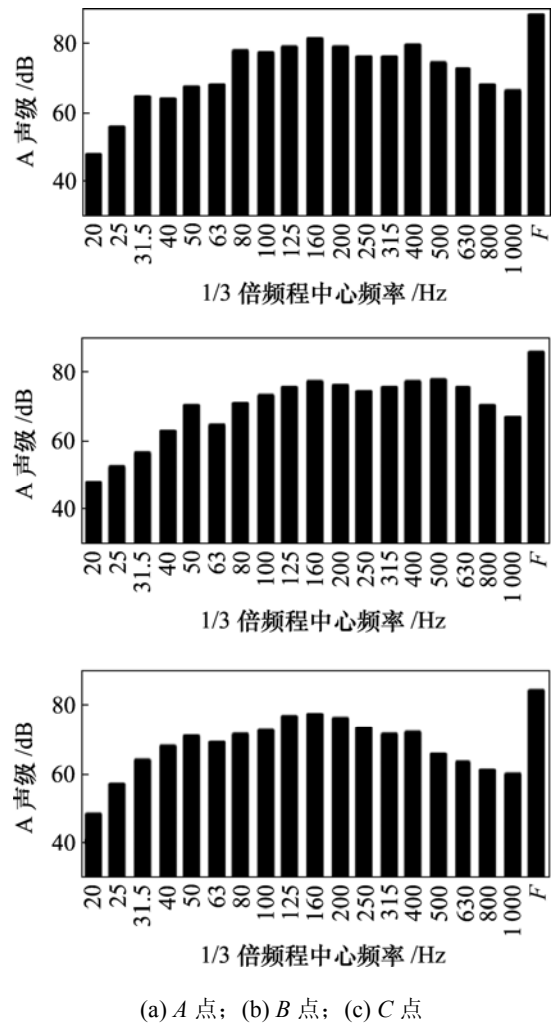


图 7 速度为 200 km/h 时气动噪声的 $1/3$ 倍频程频谱
Fig.7 1/3 octave band amplitude of aerodynamic noise of train at 200 km/h



(a) A 点; (b) B 点; (c) C 点
图 8 速度为 300 km/h 时气动噪声的 $1/3$ 倍频程频谱
Fig.8 1/3 octave band amplitude of aerodynamic noise of train at 300 km/h

b. 随着列车运行速度的提高, 频谱的主要能量范围有向高频移动的趋势。

c. 列车运行速度为 200 km/h 时, A , B 和 C 点的总声压级分别为 81.5, 79.8 和 78.3 dB; 当列车运行速度为 300 km/h 时, A , B 和 C 点的总声压级分别为 87.9, 85.9 和 84.0 dB。列车运行速度从 200 km/h 增加到 300 km/h 时, A , B 和 C 点总声压级的增长幅度分别为 6.4, 6.1 和 5.7 dB, 因此, 各点总声压级的增长幅度并不相同, 离轨道中心线越近, 总声压级的增长幅度越大。

d. 在列车运行速度为 200 km/h 时, 从受声点 $A \rightarrow B \rightarrow C$, 总声压级的降幅为 1.7 dB \rightarrow 1.5 dB; 在列车运行速度为 300 km/h 时, 从受声点 $A \rightarrow B \rightarrow C$, 总声压级的降幅为 2.0 dB \rightarrow 1.9 dB, 说明离轨道中心线的距离越远, 总声压级的衰减幅度越小。

3 结 论

a. 采用三维 LES 法和 Lighthill-Curle 声学比拟理论计算高速列车流线型头部的气动噪声。各点气动噪声的频谱在低频时幅值较大, 随着频率升高, 幅值以负指数规律持续下降; 气动噪声在很宽的频带内存在, 无明显的主频率, 是一种宽频噪声。在不同运行速度下, 气动噪声的频谱在形状上很相似, 但运行速度越高, 气动噪声的频谱越细密; 在同一运行速度下, 各点气动噪声的频谱基本具有相同的分布规律, 只是幅值不同。说明同一噪声源在不同受声点引起的噪声的频谱曲线基本相似, 列车头部采取更平滑的流线型外形, 能有效减少气动噪声。

b. 当列车运行速度从 200 km/h 增加到 300 km/h 时, A 、 B 和 C 点总声压级的增长幅度分别为 6.4、6.1 和 5.7 dB, 说明随着列车运行速度增加, 车头曲面诱发的噪声加大, 但距离车头曲面越远, 总声压级的增幅越小。

c. 当列车运行速度为 200 km/h 和 300 km/h 时, 从受声点 $A \rightarrow B \rightarrow C$, 总声压级的降幅分别为 1.7 dB \rightarrow 1.5 dB, 2.0 dB \rightarrow 1.9 dB。说明距离气动噪声源越远, 总声压级越低, 但总声压级的衰减幅度却减少。

参考文献:

- [1] 周 丹, 田红旗, 鲁寨军. 国产磁浮列车气动外形的优化[J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2006, 37(3): 613-617.
ZHOU Dan, TIAN Hong-qi, LU Zhai-jun. Optimization of aerodynamic shape for domestic maglev vehicle[J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2006, 37(3): 613-617.
- [2] 梁习锋, 沈娴雅. 环境风与列车交会耦合作用下磁浮列车横向气动性能[J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2007, 38(4): 751-757.
LIANG Xi-feng, SHEN Xian-ya. Lateral aerodynamic performances of maglev train when two trains meet with wind blowing[J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2007, 38(4): 751-757.
- [3] 沈志云. 高速列车的动态环境及其技术的根本特点[J]. 铁道学报, 2006, 28(4): 1-5.
SHEN Zhi-yun. Dynamic environment of high-speed train and its distinguished technology[J]. Journal of the China Railway Society, 2006, 28(4): 1-5.
- [4] Sassa T, Sato T, Yatsui S. Numerical analysis of aerodynamic noise radiation from a high-speed train surface[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 247(3): 407-416.
- [5] Holmes B, Dias J. Predicting the wind noise from the pantograph cover of a train[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 1997, 24(12): 1307-1319.
- [6] Iwamoto K, Higashi A. Some consideration toward reducing aerodynamic noise on pantograph[J]. Japanese Railway Engineering, 1993, 122(2): 1-4.
- [7] Ikeda M, Suzuki M, Yoshida K. Study on optimization of panhead shape possessing low noise and stable aerodynamic characteristics[J]. Quarterly Report of Railway Technical Research Institute, 2006, 47(2): 72-77.
- [8] Mellet C, Letourneaux F, Poisson F, et al. High speed train noise emission: Latest investigation of the aerodynamic/rolling noise contribution[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293(3): 535-546.
- [9] Kitagawa T, Nagakura K. Aerodynamic noise generated by shinkansen cars[J]. Journal of Sound and Vibration 2000, 231(5): 913-924.
- [10] Nagakura K. Localization of aerodynamic noise sources of Shinkansen trains[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293(3): 547-556.
- [11] Fremion N, Vincent N, Jacob M. Aerodynamic noise radiated by the intercoach spacing and the bogie of a high-speed train[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 231(3): 577-593.
- [12] Frid A. Skirts and barriers for reduction of wayside noise from railway vehicles—an experimental investigation with application to the BR185 locomotive[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 267(3): 709-719.
- [13] Ito M. Improvement to the aerodynamic characteristics of Shinkansen rolling stock[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2000, 214(3): 135-143.
- [14] Moritoh Y, Zenda Y. Aerodynamic noise of high-speed railway cars[J]. Japanese Railway Engineering, 1994, 130(7): 5-9.
- [15] Lighthill M J. On sound generated aerodynamically: I. General theory[J]. Proceedings of the Royal Society of London, 1952, 211A(1107): 564-587.
- [16] Curle N. The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound[J]. Proceedings of the Royal Society of London, 1955, 231A(1187): 505-514.
- [17] 肖友刚. 高速列车气动噪声计算及降噪技术研究[D]. 长沙: 中南大学交通运输学院, 2008.
XIAO You-gang. Study of aerodynamic noise calculation and aerodynamic noise reduction of high speed train[D]. Changsha: School of Traffic and Transportation, Central South University, 2008.