

文章编号: 1006-1355(2014)04-0014-05

中空挤压铝型材振动声辐射特性

吴 健, 周 信, 肖新标, 金学松

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 成都 610031)

摘 要:随着高速列车车体结构轻量化的发展,中空挤压铝型材结构的车体在高速列车上得到广泛应用,而车体的振动声辐射是高速列车车内噪声的主要来源之一。基于FE-SEA混合法和统计能量分析(SEA)分别建立了高速列车车体铝型材振动声辐射的中频和高频预测模型,计算了在粉红噪声谱激励下和实测轮轨激励下铝型材辐射至半空间的声功率,探索了铝型材几何特征因素和不同速度实测轮轨激励对振动声辐射特性的影响。计算结果表明,在粉红噪声谱激励下,下板对铝型材振动声辐射影响最大,与参考铝型材相比相差大于1 dB。铝型材在实测轮轨激励下,辐射声功率的主要贡献频段为400 Hz~1 600 Hz,速度增大加剧了铝型材在400 Hz以上中高频频段的振动声辐射。相关计算结果将为高速列车车体铝型材的设计提供理论参考。

关键词:振动与波;中空铝型材;振动声辐射;FE-SEA混合法;统计能量分析

中图分类号: TB53;TB535⁺1;O422.6

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2014.04.004

Sound Radiation Characteristics of Extruded Aluminum

WU Jian, ZHOU Xin, XIAO Xin-biao, JIN Xue-song

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Extruded aluminum panel is widely used for weight reduction in high-speed train. However, the sound radiation of the panel is one of the main sources of the interior noise. In this paper, the hybrid FE-SEA model and the SEA model are used to predict the sound radiation of the extruded aluminum under the excitations of pink noise spectrum and wheel-rail excitation spectrum respectively. The influence of different geometry factors of the extruded aluminum and train speeds on sound and vibration is investigated. The results show that when the extruded aluminum is excited by pink noise spectrum, the bottom plates have the greatest impact on the sound radiation. The difference of the sound radiation in comparison with the referenced section aluminum is more than 1 dB. When the extruded aluminum is excited by wheel-rail excitation spectrum, the main frequency of sound radiation ranges from 400 Hz to 1 600 Hz. The results may provide a theoretical guidance for the design of the extruded aluminum.

Key words: vibration and wave; the extruded aluminium profile; sound radiation; hybrid FE-SEA; SEA

随着高速列车车体结构轻量化的发展,中空挤

压铝型材结构的车体在高速客车上得到广泛的采用^[1,2]。铝合金型材具有密度小、比强度高、耐腐蚀性能等优点,但高速列车整车的振动声学特性也与铝合金型材的基本结构有关,由于中空挤压铝合金型材的单层板厚度比典型的车体钢板厚度要小得多,这将增加声场和结构的耦合作用,使其声振特性变差^[3-5]。对铝合金挤压型材进行声振特性分析研究对于车体的声学设计就成了一个有必要的课题。对结构的声学特性进行分析预测过程中,有限元法(FEM)和边界元法(BEM)主要适用于低频频段,此时结构响应受整体模态所控制^[6,7];统计能量分析(SEA)适用于解决高频频段的复杂系统动力学问题,此时子系统受局部模态控制并且呈现弱耦合状态^[8,9];在中频频段,由整体模态控制的强耦合系

收稿日期: 2013-10-10

基金项目: 国家自然科学基金(基金编号:2009BAG12A01-B06);

国家863计划(基金编号:2011AA11A103-2-2、2011AA11A103-4-2);教育部创新团队(基金编号:IRT1187);中央高校基本科研业务费专项资金资助(基金编号:SWJTU12ZT01);牵引动力国家重点实验室自由探索自主研究课题(基金编号:2011TPL-T05)

作者简介: 吴 健(1990-),男,辽宁锦州人,硕士研究生,目前从事高速列车减振降噪研究。

E-mail: wujian0511@126.com

通信作者: 金学松,男,教授,博士生导师。

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

统和由局部模态控制的弱耦合系统相互叠加,这类结构的声振特性研究称为“中频问题”,结合FEM和SEA的混合方法是研究“中频问题”的重要手段^[10-12]。本文在中低频频段(50 Hz~500 Hz)和中高频频段(630 Hz~8 000 Hz)分别采用FE-SEA混合方法和统计能量分析(SEA)研究了中空挤压铝型材的振动声辐射特性。

1 计算理论简介

1.1 统计能量分析简介

对于 n 个子系统组成的复杂声—振耦合系统,其功率平衡方程如式(1)所示

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_n \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_1 & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{n1} \\ -\eta_{21} & \eta_2 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{n1} & \cdots & \cdots & \eta_n \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ \vdots \\ E_n \end{bmatrix} \quad (1)$$

式(1)中 P_i 为外界激励源对第 i 个子系统的输入功率, E_i 为子系统 i 存储的能量, η_i 为子系统的总损耗因子,是子系统的阻尼损耗因子和子系统间的耦合损耗因子之和,如式(2)所示

$$\eta_i = \eta_{id} + \sum_{j=1, j \neq i}^n \eta_{ij} \quad (2)$$

若已知外界激励源对子系统的输入功率和子系统的统计能量分析参数(内损耗因子、耦合损耗因子、模态密度),便可通过式(1)建立功率流平衡方程,求解子系统间的能量传递以及子系统的时空均方能量等,进而可以求解出铝型材向半空间辐射的声功率。

1.2 FE-SEA 混合法简介

基于FE-SEA混合法的中频模型的整体平均响应公式如式(3)所示

$$(S_{qq}) = D_{dir}^{-1} [S_{ff}^{ext} + \sum_m (S_{ff,m}^{rev})] D_{dir}^{-H} \quad (3)$$

式(3)中 (S_{qq}) 为FE子系统各节点的位移动态响应; S_{ff}^{ext} 为在FE子系统上直接施加的外部作用力; $(S_{ff,m}^{rev})$ 第 m 个SEA子系统的混响场在耦合节点处的作用力; D_{dir} 为SEA子系统的直达场与FE子系统的联合整体刚度矩阵; H 表示对矩阵进行共轭转置。直达场和混响场的关系由“直混场互惠定理”描述为

$$(S_{ff,m}^{rev}) = \frac{4E_m}{\pi\omega n_m} \text{Im}\{D_{dir}^{(m)}\} \quad (4)$$

式(4)中 ω 为圆频率; E_m 为SEA子系统 m 的能量; n_m 为SEA子系统 m 的模态密度; $\text{Im}\{D_{dir}^{(m)}\}$ 为SEA子系统 m 对整体刚度矩阵的贡献量。

根据能量守恒方程,得到各个子系统的能量平衡方程如式(5)所示

$$E_{in,dir}^{(m)} = E_{out,rev}^{(m)} + P_{diss,m} \quad (5)$$

式(5)中, $E_{in,dir}^{(m)}$ 为直达场输入到混响场的能量; $E_{diss,m}$ 为SEA子系统耗散的能量; $E_{out,rev}^{(m)}$ 为混响场作用在耦合节点处的作用力对FE子系统所做的功。

由式(5)可得到整体系统的能量平衡矩阵方程,根据能量平衡矩阵方程得到所有子系统的能量后,对式(3)进行求解可以得到系统的整体平均响应。

2 铝型材振动声辐射预测模型

本文以某高速列车车体铝型材的局部为算例,对其振动声辐射特性进行探讨。文中所采用的铝型材模型的截面形状及尺寸如图1所示,模型长度为1.176 m,高度 $H=70$ mm 铝型材的材料属性为弹性模量 $E=0.71 \times 10^{11}$ Pa、密度为 $\rho=2\,700$ kg/m³、泊松比 $\nu=0.33$ 。本文所选取的参考铝型材上板、下板厚度均为3 mm,腹板厚度2.5 mm。模态分析表明,50 Hz~500 Hz 频段,中空挤压铝型材受整体模态所控制,采用如图2(a)所示的FE-SEA混合模型预测其声振特性。为简化计算,50 Hz~500 Hz 频段忽略了中空挤压铝型材中间空腔对声振响应的影响。500 Hz 以上频段,中空挤压铝型材的局部模态变形开始起主导作用,采用如图2(b)所示的SEA模型对其声振特性进行预测。

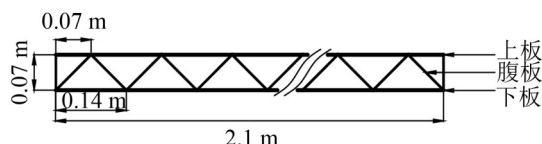


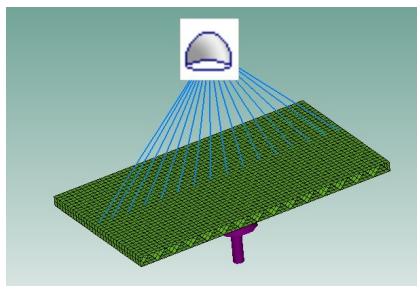
图1 中空挤压铝型材截面

3 几何特征因素对铝型材振动声辐射的影响

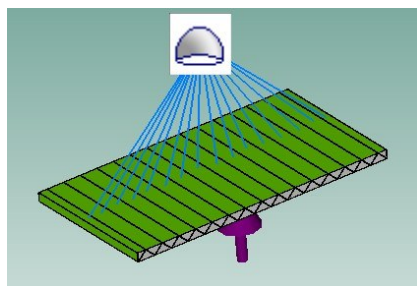
为调查中空挤压铝型材腹板、下板和上板板厚几何特征因素对铝型材振动声辐射的影响,在模型下板的中部施加激励载荷,载荷为粉红噪声谱,幅值为1 N。

3.1 腹板厚度变化对铝型材振动声辐射的影响

本节对腹板厚度分别为1.5 mm、2.0 mm、3.0 mm和3.5 mm的铝型材声振特性进行预测,与参考铝型材对比,对比分析铝型材振动声辐射随腹板厚度的变化规律。图3(a)给出了中空铝型材辐射到半空间声功率的总值。从图中可以看出,改变铝型材腹板厚度,铝型材辐射声功率的总值随腹板厚度的增加而增加,腹板厚度每增加0.5 mm辐射声功率总值的增加为0.3 dB~1.2 dB。图3(b)给出了铝型材

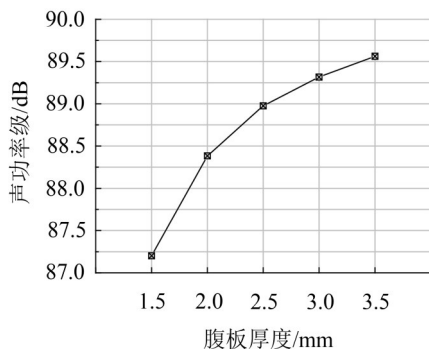


(a) FE-SEA 混合模型

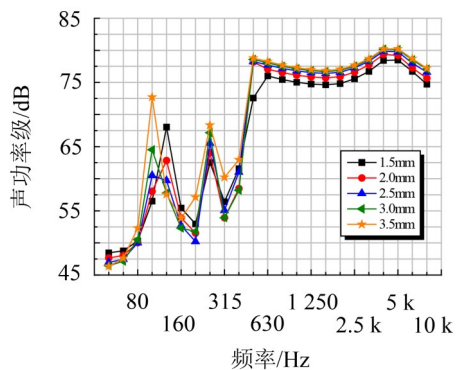


(b) SEA 模型

图2 铝型材仿真预测模型



(a) 总值



(b) 1/3 倍频程

图3 不同腹板厚度铝型材的辐射声功率

辐射到半空间的声功率在 1/3 倍频程下的频谱特性, 中空铝型材声辐射的主要贡献频段为 500 Hz 以上中高频频段。随着腹板厚度的增加, 除个别频段外, 各个 1/3 倍频程频段的辐射声功率随着腹板厚度的加厚而增加, 主要是由于加厚腹板子系统会导致腹板子系统与上板子系统和下板子系统间的耦合损耗因子加大, 增加了传递至上板子系统的能量。在上板子系统声辐射效率未发生改变的情况下, 铝型材传递至半空间的能量增加; 因此, 铝型材向半空腔的辐射声功率随着腹板厚度的加厚而增加。铝型材辐射声功率在 100 Hz 和 250 Hz 等中低频频段也存在较大峰值。图4给出了标准铝型材辐射声功率在 50 Hz~500 Hz 窄带频谱分布, 从图中可以看出, 参考铝型材辐射声功率在 110 Hz、250 Hz 和 362 Hz 处存在较大峰值, 这主要是由于标准铝型材在这些频率存在共振, 并分别对应于铝型材的第7阶、第9阶、第11阶模态。

3.2 下板厚度变化对铝型材振动声辐射的影响

本节对下板厚度分别为 2.0 mm、2.5 mm、3.5 和 4.0 mm 的铝型材声振特性进行预测, 与参考铝型材对比, 分析其声辐射特性随下板厚度的变化规律。图5(a)给出了中空铝型材辐射到半空间声功率的总值, 随着下板厚度的加厚, 中空铝型材的辐射到半空腔的声功率的总值降低, 下板厚度每增加 1 mm, 辐

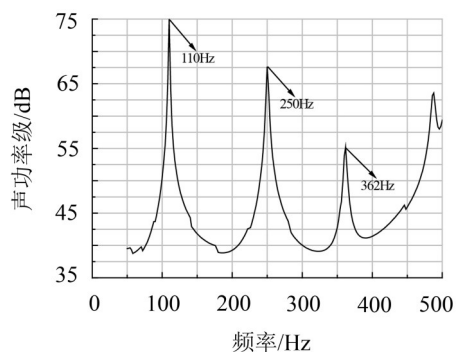


图4 标准铝型材辐射声功率(50 Hz~500 Hz)

射声功率总值降低约为 1 dB。图5(b)给出了铝型材辐射到半空间的声功率在 1/3 倍频程下的频谱特性, 中空铝型材声振动声辐射的主要贡献频段为 500 Hz 以上中高频频段, 在 100 Hz、125 Hz 以及 250 Hz 等中低频频段辐射声功率也存在较大峰值, 主要是由于铝型材在这些频段存在较大的共振峰。除个别频段外, 各个 1/3 倍频程频段的辐射声功率随着下板厚度的加厚而降低。当结构子系统受到点力激励时, 外界对其输入功率与激励力的大小和结构子系统的输入导纳成正比, 二维平板结构子系统的输入导纳与其面密度成反比。增加下板子系统的厚度会减小其输入导纳, 在激励力的大小不变的情况下, 使得外界激励源输入到铝型材的能量减少, 进而导致铝型材辐射至半空间的声功率降低。

3.3 上板厚度变化对铝型材振动声辐射的影响

本节对上板厚度分别为2.0 mm、2.5 mm、3.5 mm和4.0 mm的铝型材声振特性进行预测,与参考铝型材对比,对比分析铝型材振动声辐射随腹板厚度的变化规律。图6(a)给出了中空铝型材辐射到半空间声功率的总值,从图中可以看出,上板厚度为2 mm和2.5 mm时,中空铝型材辐射到半空间声功率的总值增加了约为0.2 dB;上板厚度由2.5 mm继续加厚时,中空铝型材辐射到半空间声功率的总值逐渐降低。

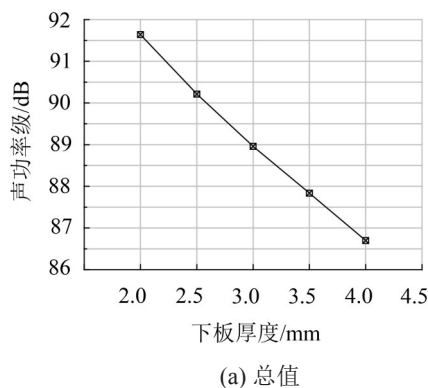


图5 不同下板厚度铝型材的辐射声功率

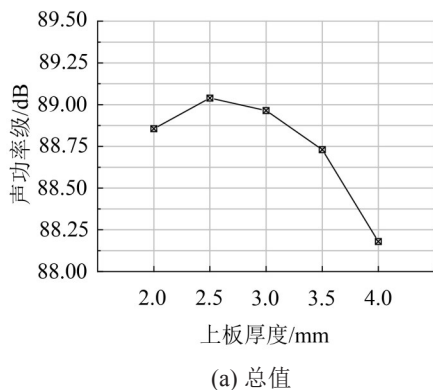


图6 不同上板厚度铝型材的辐射声功率

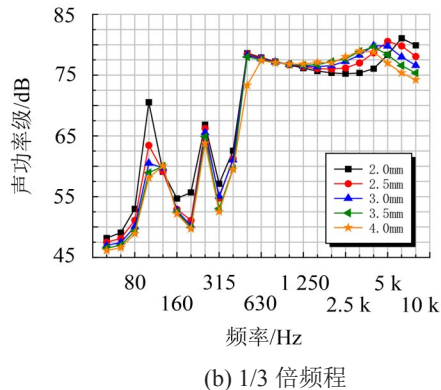
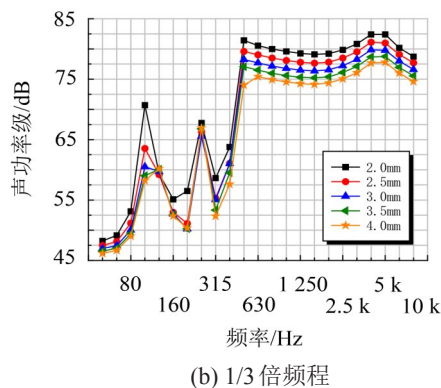
上板子系统的声辐射效率和振动能量会直接影响中空铝型材向半空间辐射声功率的大小,图7给出了中空铝型材上板子系统的振动能量,子系统的振动能量除了个别频段外随着上板厚度的加厚而降低,其余子系统的振动能量变化规律与该子系统相同。

图8给出了上板子系统的声辐射效率,从图中可以看出子系统的声辐射效率在1 000 Hz以上频段存在较大波动,这些频段的声辐射效率的波动和振动能量的变化共同导致了中空铝型材向半空间辐射声功率在1 000 Hz以上频段的波动。

4 实测激励谱作用下中空铝型材的振动声辐射特性

为调查中空挤压铝型材内地板在轮轨激励下振

图6(b)给出了铝型材辐射到半空间的声功率在1/3倍频程下的频谱特性差异,辐射声功率的主要贡献频段为500 Hz以上中高频频段,在100 Hz、125 Hz以及250 Hz等中低频频段辐射声功率也存在较大峰值,是由于铝型材在这些频段存在较大的共振峰。1 000 Hz以下的中低频频段中空铝型材的辐射到半空间的声功率随着上板厚度的增加而降低,1 000 Hz以上的中高频频段,铝型材的辐射到半空间的声功率出现较大的波动。



动声辐射的频谱特性,选取截面形状及尺寸如图1所示的我国现役高速列车车体铝型材的局部作为计算模型,铝型材上板和下板厚度均为3 mm,腹板厚度2.5 mm,铝型材高度为70 mm,在铝型材计算模型下板中部施加激励载荷,激励载荷频谱分别选取现役高速列车300 km/h和380 km/h两个典型速度工况下的实测轮轨激励频谱。

中空挤压铝型材在轮轨激励直接作用下振动声辐射的计算结果如图9所示。计算结果表明,铝型材在车体实测激励作用下,其向半空间辐射声功率的主要贡献频带为400 Hz以上的中高频频段。高速列车在300 km/h和380 km/h两个速度工况下运行时,铝型材向半空间辐射声功率在315 Hz以下的中低频频段变化不大。随着列车速度的提高,主要加剧了铝型材在400 Hz以上中高频频段的振动声辐射。

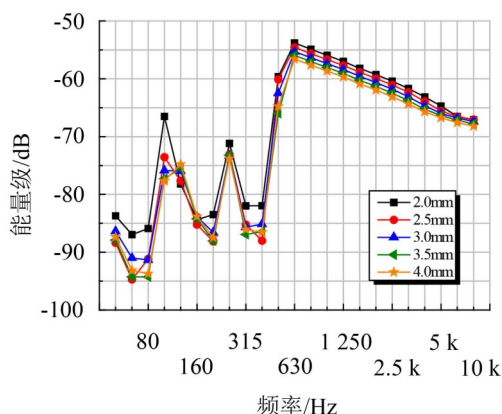


图7 上板子系统能量级

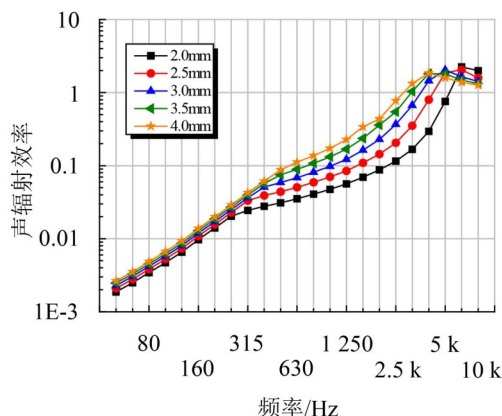


图8 上板子系统的声辐射效率

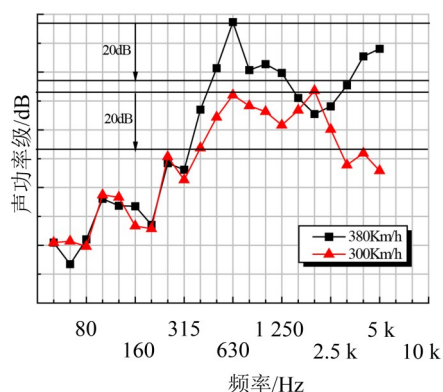


图9 标准铝型材的辐射声功率

5 结语

本文基于FE-SEA混合法建立了高速列车车体铝型材振动声辐射计算模型,首先以粉红噪声谱为激励,分别调查了铝型材腹板、下板、上板的厚度变化对铝型材振动声辐射的影响,最后调查了300 km/h和380 km/h两种速度条件下的轮轨实测激励对铝型材振动声辐射的影响,计算结果表明:

(1) 粉红噪声激励下,中空铝型材向半空间辐射声功率的总值随着腹板厚度的增加而增大,随着上板、下板厚度的增加而降低。其中下板厚度变化对铝型材振动声辐射影响最大,与标准铝型材相比相差大于1 dB;

(2) 粉红噪声激励下,铝型材振动声辐射的主要贡献频段是500 Hz以上的中高频频段,在100 Hz、125 Hz以及250 Hz等中低频频段也存在较大峰值,主要是由于铝型材在这些频段存在较大的共振峰所导致;

(3) 铝型材受到300 km/h和380 km/h两个速度工况下实测轮轨激励时,辐射到半空腔声功率的主要贡献频段为400 Hz~1 600 Hz等频段。随着高速

列车速度的提高,主要加剧了铝型材在400 Hz以上中高频频段的振动声辐射。

参考文献:

- [1] 李 革,王善哲. 高速客车轻量化车体结构的选择[J]. 铁道车辆, 1999, 37(6): 12-15.
- [2] 海邦君. 铝合金车体设计研究[J]. 铁道车辆, 2003, 41(10): 26-29.
- [3] 谢素明, 闫雪冬, 兆文忠. 基于敏度信息的铝型材高速车体轻量化研究[J]. 铁道学报, 2004, 26(3): 26-30.
- [4] G. XIE, Thompson D J, Jones C J C. A modelling approach for the vibroacoustic behaviour of aluminium extrusions used in railway vehicles[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293: 921- 932.
- [5] 张 军,王悦东,兆文忠. 中空挤压铝型材声振系统统计能量分析[J]. 大连交通大学学报, 2010, 31(4): 101-104.
- [6] 冯 涛,王 晶. 统计能量法的原理及其在声学工程上的应用[J]. 北京工商大学学报(自然科学版), 2002, 20(4): 25-27.
- [7] 殷学文,崔宏飞,顾晓军,黄 捷,沈荣瀛. 功率流理论、统计能量分析和能量有限元法之间的关联性[J]. 船舶力学, 2007, 11(4): 637-646.
- [8] 姚德源,王其政. 统计能量分析原理与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1995: 4-103.
- [9] 李冰茹,王宣银,葛良辉. 基于统计能量分析方法的壳体壳体系统振动声辐射特性影响因素研究[J]. 兵工学报, 2008, 8: 1009-1015.
- [10] Shorter P, Gardner B, Bremner P. A hybrid method for full spectrum noise and vibration prediction[J]. Journal of Computational Acoustics, 2003, 11(2): 323-338.
- [11] 李 明,卢兆刚. 基于混合FE-SEA方法的围板类薄壁件中频声传递损失研究[J]. 舰船科学技术, 2012, 34(11): 32-36.
- [12] 纪 琳. 中频振动分析方法—混合模型解析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013, 3: 1-21.