

文章编号: 1006-1355(2014)06-0046-05

高速列车铝型材外地板减振降噪特性分析研究

张媛媛¹, 沈火明²

(1. 新疆农业大学 水利与土木工程学院, 乌鲁木齐 830052;

2. 西南交通大学 力学与工程学院, 成都 610031)

摘要: 基于统计能量分析方法并结合声振分析软件 VA One, 建立铝型材外地板的声学仿真预测模型, 计算分析约束阻尼层厚度对型材的隔声量、声辐射系数的影响, 以及结构平均隔声量和计权隔声量的变化趋势。计算结果表明: 改变约束阻尼层的厚度, 在低频区对结构减振降噪性能的影响较小; 对高频区的影响较大, 增加约束阻尼层的厚度对型材减振降噪的性能并不总是起着积极作用, 当其厚度到达一定值时, 反而会使型材向外辐射噪声的能力增强。平均隔声量和计权隔声量均随着约束阻尼层厚度的增加而增大, 且计权隔声量大于平均隔声量。

关键词: 声学; 高速列车; 铝型材外地板; 统计能量分析; 约束阻尼层; 隔声量

中图分类号: U270.32

文献标志码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2014.06.011

On Vibration and Sound Transmission Loss of External Floor of High-speed Trains

ZHANG Yuan-yuan¹, SHEN Huo-ming²

(1. School of Water & Civil Engineering, Xinjiang Agricultural University, Urumqi 830052, China;

2. School of Mechanics & Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Based on statistical energy analysis (SEA) method and VA One software for sound and vibration analysis, the model for acoustic simulation and prediction of aluminum-extrusion external floor of high-speed trains is established. The influence of the thickness of the constraint damping layer on the transmission loss and sound radiation coefficient of the floor is calculated and analyzed. The average sound insulation and weighted sound insulation of the floor structure are evaluated. The results show that changing the thickness of the constraint damping layer only has a little influence on the vibration and noise reduction of the floor in the low frequency range; but it has a large influence on that in the high frequency range. When the thickness reaches a certain value, further increase of the thickness of the damping layer can raise the noise radiation intensity of the aluminum-extrusion floor. Both the average sound insulation and the weighted sound insulation will increase with the increasing of the thickness of the constraint damping layer, but the weighted sound insulation is larger than the average sound insulation.

Key words: acoustics; high-speed train; aluminum alloy extrusion; SEA; constrained damping layer; sound transmission loss

铝型材外地板为中空带筋薄板, 在满足车体轻质化设计需求的同时, 使列车在运行中的振动和噪

声问题显得尤为突出。因此铝型材外地板的振动及声学性能在车低噪声设计中显得尤为重要。文献[1]分析了列车波纹板加夹板结构在不同腹板倾角下的隔声性能。文献[2]计算了阻尼对轮轨向外辐射噪声特性的影响。文献[3]对高速列车进行模态和轨道谱响应分析, 并对内腔进行声学模态计算。文献[4]探索了一个新方法来估计和测量铁路车辆的传输损耗, 其中包括数值分析法结合按比例缩小的混响室的测量。文献[5]中学者们在混合法的基础上引入周期子结构提高了计算效率。文献[6—7]

收稿日期: 2013-11-27

基金项目: 牵引动力国家重点实验室开放课题资助(tb1305);
新疆水利水电重点科学基金资助项目(xjzdxk-2010-02-12)

作者简介: 张媛媛(1988-), 女, 新疆伊犁人, 硕士研究生, 研究方向: 结构振动与控制。

通讯作者: 沈火明(1968-), 男, 博士生导师。

E-mail: hmshen@126.com.

利用混合 FE-SEA 方法对结构声传播进行了预测。文献 [8—9] 利用混合 FE-SEA 方法对车及机舱内声学响应进行了预测和仿真。文献 [10] 提出周期子结构, 并对波纹板进行理论计算分析和试验验证。文献 [11] 对高速列车铝型材的固有特性进行了计算分析, 结构存在一个截止频率, 当低于该截止频率时, 带筋板材可等效为均质薄板; 当高于该截止频率时, 筋板将整个板材分成若干小区域, 局部模态开始传播并辐射能量, 成为结构模态的主要组成部分。

高速列车铝型材外地板尺寸相对较大, 若统一建立完整模型, 在高频区局部模态的产生对网格精度要求高, 而在低频区又造成资源浪费, 再加上计算不同工况的减振降噪方案, 计算量大耗时多。因此, 本文根据结构的振动特性并结合统计能量分析方法, 在低频、高频两个频段分别建立相应的声学仿真预测模型, 使进行精确、高效的数值模拟成为可能, 并通过计算结构的阻尼特性及传递损失来评价其减振降噪的性能。

1 统计能量分析方法基本理论

1.1 基本定义

声场的模态密度为

$$n(\omega) = \frac{\omega^2 V_0}{2\pi^2 C_a^3} + \frac{\omega^2 A_s}{16\pi C_a^2} + \frac{\omega l_l}{16\pi C_a} \quad (1)$$

式(1)中, A_s 为声场的表面积, l_l 为棱边长度, C_a 为声速, V_0 为网格体积, ω 为圆频率。

内损耗因子是指由系统阻尼特性所决定部分的能量损耗, 表达式为

$$\eta = \frac{P_d}{\omega E} = \frac{1}{2\pi f} \times \frac{P_d}{E} \quad (2)$$

式(2)中, p_d 为损耗功率, E 为平均储存能量。

被扰动声场的能量为

$$E = \frac{IV_0}{C_0} \quad (3)$$

式(3)中, V_0 、 C_0 分别为声场体积和声速, I 为声强。

1.2 隔声量

在所研究结构的上下两侧定义两个声腔, 给上声腔一个激励, 而下声腔仅仅接受由上声腔通过结构传来的声激励, 则结构隔声量的计算公式如下

$$TL = 10 \log_{10} \left[\frac{A_c \omega}{8\pi^2 n_1 \eta_2 C_1^2} \left(\frac{E_1}{E_2} - \frac{n_1}{n_2} \right) \right] \quad (4)$$

式(4)中, E_1 、 E_2 和 n_1 、 n_2 分别为上、下声空腔的能量和模态密度, A_c 为结构与声空腔耦合面积, C_1 为声速, ω 为带宽的中心频率, η_2 为下声空腔损耗因子。

2 约束阻尼层减振降噪基本理论

将约束阻尼层定义为层合板的形式, 则结构的阻尼损耗因子为

$$\eta = \frac{P_{\text{diss}}}{\omega(T+U)} \quad (5)$$

式(5)中, P_{diss} 是波的总功率耗散, T 和 U 分别是层合板的动能和势能。

总功率的耗散能 P_{diss} 可以通过层合板各层总的应变能之和来定义, 即

$$P_{\text{diss}} = \sum_m 2\omega \eta_m U_m \quad (6)$$

式(6)中, m 指组成层合板的单层板数量, ω 为圆频率。

3 实例计算分析

某高速列车铝型材外地板, 弹性模量 $E = 0.71 \times 10^{11}$ Pa、泊松比 $\nu = 0.33$ 、密度为 $\rho = 2700$ kg/m³, 结构模型参数如表 1 所示。

表 1 结构模型参数/m

上板壁厚	下板壁厚	筋板壁厚	地板高	地板宽	地板长
0.002 7	0.002 7	0.002 7	0.07	2.53	1.176

3.1 声学仿真预测模型的建立

在声学计算中, 现有两种方法可保证结构在低频区和高频区计算结果的完整性, 一是在截止频率上切换计算模型, 即在低频区使用等效板模型, 在高频区使用完整的结构模型; 二是在截止频率以下使用低频区模型, 而在截止频率以上采用两种子系统的联合计算。由于前者的计算结果更接近实测值^[11]。因此, 本文选用第一种方法。

本文所建立的声学仿真预测模型, 隔声频谱的设置将空气传声和结构传声的影响均考虑在内, 激励声空腔及接收声空腔必须保证足够大, 将它们的体积分别重置为 30 m³ 和 50 m³, 如图 1 所示。

为验证模型的正确性, 首先对型材进行隔声量的计算, 如表 2 所示。计算结果与文献 [12] 数据能够较好的吻合, 说明本文声学仿真预测模型建立的正确与合理性。

3.2 阻尼层厚度对外地板减振降噪的影响

约束阻尼层由约束层和粘弹性材料层组合而成, 敷设在外地板的上顶板。已知粘弹性材料的密度为 980 kg/m³, 泊松比为 0.48, 室温下的剪切模量

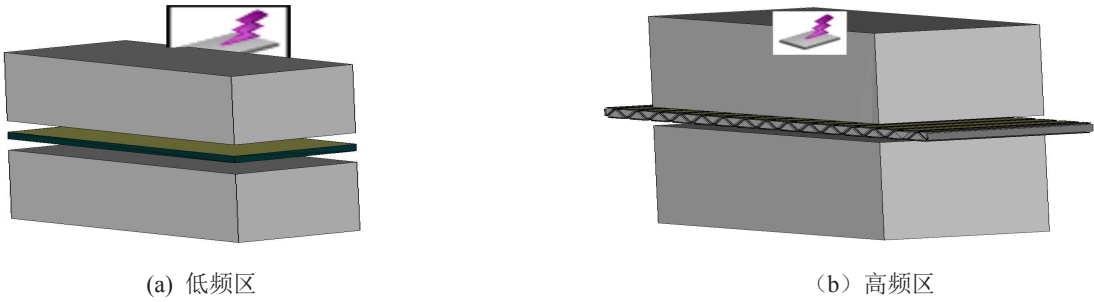


图 1 声学仿真预测模型

表 2 型材隔声量的计算/dB

频率/Hz	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400
文献数据	17.7	17.8	17.1	18.5	18.6	18.3	18.9	20.0	22.7	17.7
本文计算	17.8	17.8	17.2	18.4	18.6	18.3	18.8	20.1	22.7	17.7

频率/Hz	630	800	1 000	1 250	1 600	2 000	2 500	3 150	4 000	5 000
文献数据	27.2	28.4	29.5	30.3	31.1	31.7	31.3	30.1	27.4	25.8
本文计算	27.1	28.3	29.4	30.3	31.2	31.8	31.4	30.2	27.5	25.9

表 3 粘弹性材料参数

频率/Hz	25	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400
剪切模量/ 10^6pa	2.77	2.84	3.01	3.80	3.94	4.47	4.96	5.54	5.98	6.98	7.46	8.00	9.47
阻尼损失因子	1.34	1.3	1.24	1.2	1.2	1.18	1.15	1.15	1.13	1.1	1.07	1.05	9.5

频率/Hz	500	630	800	1 000	1 250	1 600	2 000	2 500	3 150	4 000	5 000	6 300	8 000
剪切模量/ 10^7pa	1.05	1.10	1.20	1.40	1.59	1.80	1.84	1.90	2.00	2.09	2.20	2.60	2.80
阻尼损失因子	0.92	0.9	0.85	0.8	0.8	0.75	0.72	0.7	0.65	0.6	0.57	0.55	0.52

及阻尼损耗因子频谱如表3所示。

(1) 粘弹性材料厚度对型材减振降噪的影响

当约束层厚为定值0.5 mm,粘弹性材料的厚度分别为0.05 mm、0.09 mm、0.1 mm、0.12 mm、0.13

mm、0.3 mm、0.4 mm、0.5 mm、1 mm时,结构隔声量和声辐射系数如图2和图3所示。

在低频区,由图2(a)可知,隔声量随着粘弹性层厚度的增加略有增大;由图2(b)可见,粘弹性层厚度

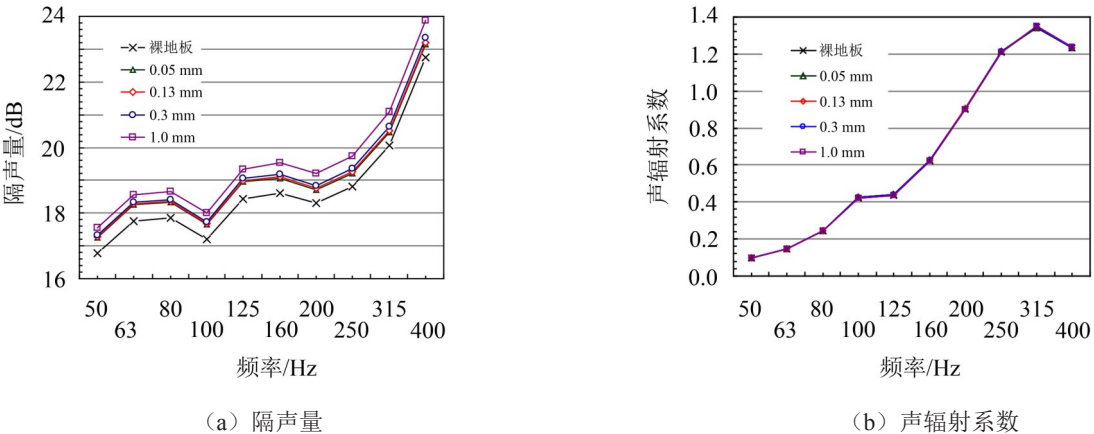
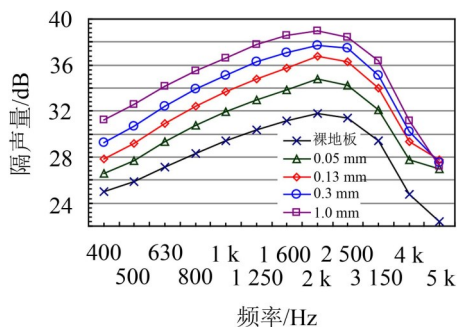
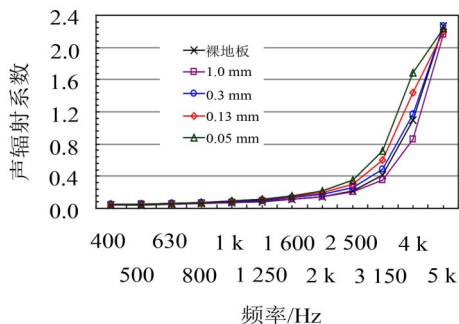


图 2 低频区计算结果



(a) 隔声量



(b) 声辐射系数

图3 高频区计算结果

对结构的声辐射系数几乎没有影响。

在高频区,由图3(a)可见,隔声量随着粘弹性材料的厚度增加而增大,但是隔声量的增加量随着其厚度的增加逐渐变小。由图3(b)可见,粘弹性层厚度在小于0.3 mm时,结构的声辐射系数反而大于裸地板,说明结构向外辐射噪声的能力增强。

(2) 约束层厚度对型材减振降噪的影响

当粘弹性材料的厚度为定值0.13 mm,约束层的厚度分别为0.1 mm、0.2 mm、0.3 mm、0.4 mm、0.5 mm、0.55 mm、0.6 mm、0.8 mm、1 mm时,隔声量及声辐射系数如图4和图5所示。

在低频区,由图4可见,约束层厚度使结构的隔声量随着约束层厚度的增加而增加,但是对其声辐

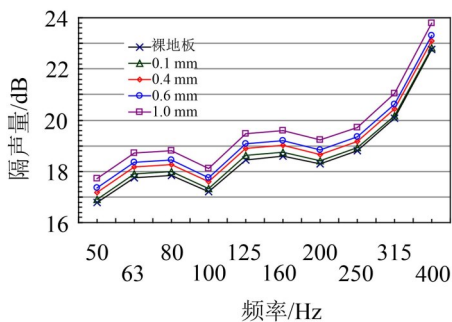
射系数几乎没有影响。

在高频区,由图5可见,隔声量和声辐射系数均随着约束层厚度的增加而增加。说明约束层的厚度对结构的减振和抑制噪声的传播起着积极的作用,然而当结构自身作为声源时,增加约束层厚度会使结构向外辐射噪声的能力增强。

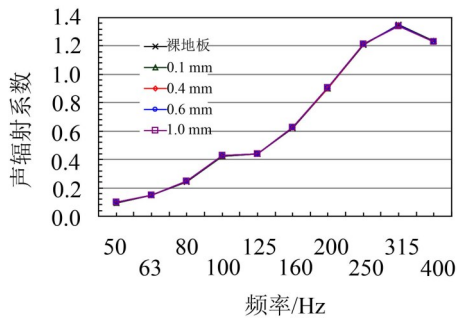
3.3 约束阻尼层厚度对平均隔声量和计权隔声量的影响

上节中,铝型材外地板在工况1、工况2下的平均隔声量和计权隔声的数值如表4和表5所示。

分析可知,无论是增加粘弹性层的厚度还是约束层的厚度,可使结构的平均隔声量和计权隔声量

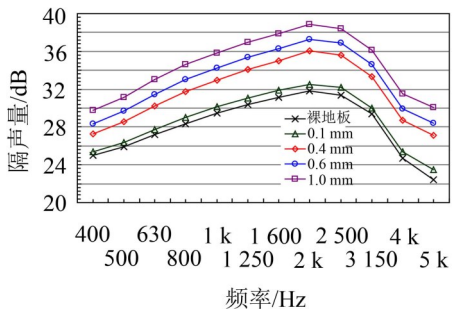


(a) 隔声量

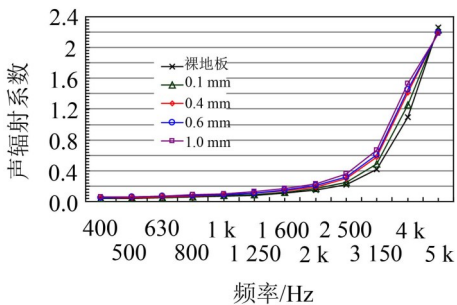


(b) 声辐射系数

图4 低频区计算结果



(a) 隔声量



(b) 声辐射系数

图5 高频区计算结果

表 4 粘弹性层厚度对型材平均隔声量和计权隔声量的影响

粘弹性层厚/ mm	0	0.05	0.09	0.1	0.13	0.2	0.3	0.4	0.5	1
约束层厚/ mm	0	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
平均隔声量/ dB	25.1	26.76	27.43	27.56	27.86	28.32	28.73	28.99	29.19	29.81
计权隔声量/ dB	28.8	30.8	31.6	31.7	32	32.6	33	33.3	33.5	34.2

表 5 约束层厚度对型材平均隔声量和计权隔声量的影响

约束层厚/ mm	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0
粘弹性层厚/ mm	0	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13
平均隔声量/ dB	25.1	25.53	26.23	26.86	27.42	27.86	28.25	28.58	28.87	29.36
计权隔声量/ dB	28.8	29.3	30.2	30.9	31.5	32	32.5	32.8	33.1	33.6

均增大,且计权隔声量的值大于平均隔声量,差值大约为4 dB。

4 结 语

基于统计能量分析方法,利用声振分析软件 VA One 建立了铝型材地板的声学仿真预测模型,计算了约束阻尼层厚度对型材减振降噪的影响。结果表明:在低频区,改变约束阻尼层的厚度对型材的声辐射系数几乎没有影响,隔声量略有增加。在高频区,当改变粘弹性层的厚度时,隔声量随着其厚度增加而增加,当厚度达到一定值时声辐射系数也将大于裸地板;当改变约束层厚度时,隔声量以及声辐射系数均随着其厚度的增加而增大。平均隔声量和计权隔声量均随着约束阻尼层厚度的增加而增大,且计权隔声量大于平均隔声量。

参考文献:

[1] 沈火明,张玉梅,肖新标. 高速列车波纹外地板低噪声优化设计[J]. 交通运输工程学报, 2011, 11(2): 65-71.
[2] ZHANG Yu-mei, XIAO Xin-biao, SHEN Huo-ming, et al. The effect dampers on noise radiation from railway whell [C]. NCET, 2012, 60(3).
[3] 刘太祥,龚兴龙,宗路航. 高速列车车体结构振动和车内声学特性分析[J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(3): 101-107.
[4] TAE Min- kim, JEUNG Tae- kim. Comparison study of

sound transmission loss in high speed train[J]. The Korean Society for Railway, 2011, 4 (1): 19-27.
[5] 邹元杰,张 瑾,韩增尧. 基于FE-SEA方法的卫星部组件随机振动条件研究[J]. 航天器环境工程, 2010, 27(4): 456-461.
[6] Charpentier A, Sreedhar P. Modeling process and validation of hybrid FE- SEA method to structure borne noise paths in a trimmed automotive vehicle[C]. 2007, 36: 574.
[7] Charpentier A, Sreedhar P. Using the hybrid FESEA method to predict structure borne noise transmission in trimmed automotive vehicle[C]. 2007, 01: 2181.
[8] 陈书明,王登峰,曹晓琳,等. 车内噪声 FE-SEA 混合建模及分析方法[J]. 振动工程学报, 2010, 23(2): 140-144.
[9] 李 冰,陈克安,潘 凯,等. 飞机舱内中频噪声的 FE-SEA 混合法预测及验证[J]. 噪声与振动控制, 2011, 04: 60-63.
[10] WANG J, LU T J, Woodh Ouse J, et al. Sound transmission through light weight double leaf partitions: theoretical modelling[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 286 (6): 817-847.
[11] 张媛媛,沈火明,肖新标. 高速列车铝型材外地板结构振动与隔声量分析研究[J]. 重庆理工大学学报, 2014, 28(1): 28-32.
[12] YING Guo. Systems definition and floor component analysis[C]. European Commission DG Research. EUROPEAN: Ulf Orrenius. 2011, 6: 33.