

doi: 10.3969/j.issn.1674-8425(z).2015.08.006

高速列车波纹外地板隔声与阻尼特性分析

张媛媛, 王建祥, 陈亮亮, 张凌凯

(新疆农业大学 水利与土木工程学院, 乌鲁木齐 830052)

摘 要:以高速列车波纹外地板为研究对象,利用统计能量分析原理,并结合声振分析软件VA One,研究了整个板材与其子板隔声量之间的关系以及对型材不同位置施加约束阻尼层对铝型材外地板减振降噪的影响。计算结果表明:整个板材结构的隔声量与其某个子板的隔声量之间存在一个常数差;将相同的阻尼层敷设在上顶板、下底板对阻尼损失系数和隔声量的贡献基本相同;而敷设在筋板上阻尼损耗因子较大,对隔声量的贡献与前两种工况基本一致,但因其附加质量较大而不利于轻量化设计。

关键词:高速列车;铝型材外地板结构;统计能量分析;隔声量;阻尼特性

中图分类号:U270.32 文献标识码:A 文章编号:1674-8425(2015)08-0029-05

Research on Transmission Loss and Damping Characteristics of External Floor for High-Speed Train

ZHANG Yuan-yuan, WANG Jian-xiang, CHEN Liang-liang, ZHANG Ling-kai

(College of Hydraulic and Civil Engineering,
Xinjiang Agricultural University, Urumqi 830052, China)

Abstract: Aluminum alloy extrusion of the external floor used in high-speed train was analyzed by statistical energy analysis and VA One software, and transmission loss and damping characteristics of the floor were studied. The results show that there is a constant difference between the board structure and a sub plate. When the same damping layer was laid on the roof, it has the same effect on the damping loss factor and transmission loss on the lower plate and upper plate; while there is larger loss factor on laying damping in the rib plate, and the contribution of it is the same as the former two situations. But because of the larger mass, it is not beneficial to the lightweight design considerably.

Key words: high-speed train; external floor structure of aluminum alloy; statistical energy analysis; sound insulation; damping effect

收稿日期:2015-04-28

基金项目: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,硕士,主要从事结构振动与控制研究。

引用格式:张媛媛,王建祥,陈亮亮,等.高速列车波纹外地板隔声与阻尼特性分析[J].重庆理工大学学报:自然科学版,2015(8):29-33.

Citation format: ZHANG Yuan-yuan, WANG Jian-xiang, CHEN Liang-liang, et al. Research on Transmission Loss and Damping Characteristics of External Floor for High-Speed Train [J]. Journal of Chongqing University of Technology: Natural Science, 2015(8): 29-33.

高速列车高速运行时对轨道的冲击和振动较大,轻量化的车体结构本身较容易发生振动且隔音性能也会降低,直接影响列车运行安全和旅客乘坐的舒适性。因此,铝型材外地板的声学、阻尼等性能在车辆低噪声设计中显得尤为重要。文献[1]对高速列车进行声学模态计算并进行轨道谱响应分析。文献[2]讨论了轻质材料和结构的动力学性能及隔声性能的研究发展趋势。文献[3]提出了一种新方法,来估计和测量铁路车辆的传输损耗。文献[4]建立了列车车体的有限元模型,并在 ANSYS 中对其进行模态分析和谐响应分析。文献[5-6]分析了波纹板加夹板结构的隔声性能及阻尼对轮轨向外辐射噪声特性的影响。文献[7]研究了3种阻尼材料(改性沥青、水性涂料和丁基橡胶阻尼材料)对列车车内噪声的影响。文献[8-9]研究了不同板类结构的振动及声辐射问题,并提出了主动控制的优化方案。文献[10]研究了不同材料参数和厚度的隔音垫对内地板隔声量的影响。由此可见,在发展列车轻量化的同时,需要确保列车的运行安全及车内环境的低噪声。本文基于统计能量分析原理并结合声振分析软件 VA One,对高速列车铝型材外地板进行了隔声量与阻尼特性研究。

1 统计能量分析方法

1.1 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

$$\eta = \frac{P_{\text{diss}}}{\omega(T + U)} \quad (1)$$

式中: P_{diss} 是波的总功率耗散; ω 为圆频率; T, U 是层合板的动能和势能。

总功率的耗散能 P_{diss} 通过层合板各层总应变能之和来定义,即

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

式中: m 为组成层合板的单层板数量; ω 为圆频率。

1.2 隔声量

在所研究结构的上下两侧定义两个声空腔。

给上声空腔一个激励,而下声空腔仅接受由上声空腔通过结构传来的声激励,则结构隔声量的计算公式为

$$TL = 10\log_{10} \left[\frac{A_c \omega}{8\pi^2 n_1 \eta_2 c_1^2} \left(\frac{E_1}{E_2} - \frac{n_1}{n_2} \right) \right] \quad (3)$$

式中: 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 为下声空腔的损耗因子。

2 实例计算分析

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

表1 结构模型参数

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

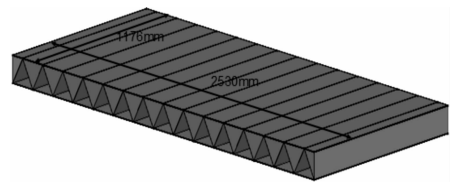


图1 计算分析模型

2.1 子系统隔声量与整个板材隔声量的关系

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,下声腔仅接受由上声腔通过结构传来的声激励。声学仿真预测模型如图2所示。

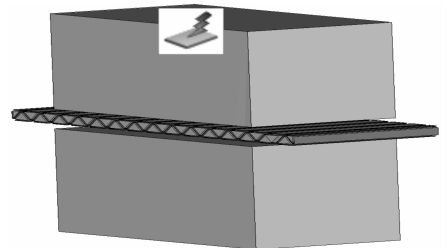


图2 声学仿真预测模型

为了分析结构中间某 SEA 子系统隔声量与整个板材结构隔声量的关系,由式(3)可得

$$TL = 10\log_{10}A_c + 10\log_{10}\left[\frac{1}{8\pi^2 n_1 \eta_2 c_1^2}\left(\frac{E_1}{E_2} - \frac{n_1}{n_2}\right)\omega\right] \quad (4)$$

对一个确定的计算模型,声空腔大小、传播介质及声速等均已确定。声空腔的模式密度 n 、能量 E 和阻尼损失因子 η 仅与频率有关,在确定的频率上它们均为定值。

现设结构中某 SEA 子系统与声空腔的耦合面积为 A_m ,相应的隔声量为 TL_m ,整个结构与声空腔的耦合面积为 A_n ,相应的隔声量为 TL_n ,则有:

$$TL_m = 10\log_{10}A_m + 10\log_{10}\left[\frac{1}{8\pi^2 n_1 \eta_2 c_1^2}\left(\frac{E_1}{E_2} - \frac{n_1}{n_2}\right)\omega\right]A_m \quad (5)$$

$$TL_n = 10\log_{10}A_n + 10\log_{10}\left[\frac{1}{8\pi^2 n_1 \eta_2 c_1^2}\left(\frac{E_1}{E_2} - \frac{n_1}{n_2}\right)\omega\right] \quad (6)$$

用式(6)减去式(5),可得整个板材结构与它其中的一个子板之间隔声量的关系,如式(7)所示。

$$TL_n - TL_m = 10\log_{10}A_n - 10\log_{10}A_m \quad (7)$$

对于一个确定的计算模型,结构与声空腔的耦合面积为定值,由图 1 可得式(8)和式(9)。

$$A_m = 1.176 \times 0.168 = 0.198 \text{ m}^2 \quad (8)$$

$$A_n = 1.176 \times 2.530 = 2.975 \text{ m}^2 \quad (9)$$

将式(8)和式(9)代入式(7)可得整个板材结

构的隔声量与它其中某个子板的隔声量之间存在的一个常数差,如式(10)所示。

$$TL_n - TL_m = 10\log_{10}(2.975) - 10\log_{10}(0.198) = 11.7 \text{ dB} \quad (10)$$

现用图 2 中的计算模型验证以上推导结论的正确性。为计算方便,上、下声空腔的阻尼损耗因子均定义为 1% 的常数谱。图 3 为 VA One 软件算出结构的隔声量曲线。观察可知整个板材的隔声量与子板的隔声量之间存在常数差,且该常数差为定值(见表 2)。

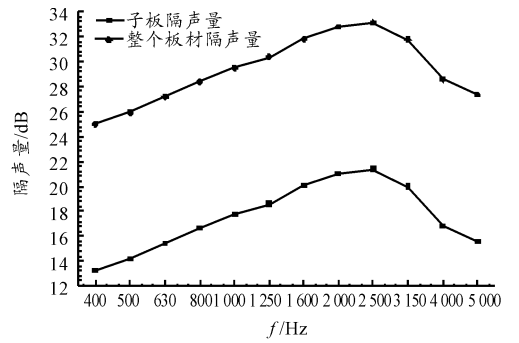


图 3 隔声量计算曲线

2.2 阻尼层对结构阻尼损耗因子及隔声量的影响

在高速列车铝型材外地板施加约束阻尼层时,以上上顶板、下底板或筋板为基板,将黏弹性层直接添加在基板上,而约束层在最顶层。本节主要计算分析约束阻尼层在型材中的施加位置对铝型材外地板减振降噪的影响。计算模型如图 2 所示。

表 2 隔声量

频率/Hz	400	500	630	800	1 000	1 250	1 600	2 000	2 500	3 150	4 000	5 000
子板	13.2	14.15	15.41	16.61	17.72	18.61	20.02	20.99	21.37	20.00	16.8	15.57
结构	24.97	25.92	27.18	28.38	29.48	30.38	31.79	32.76	33.14	31.77	28.57	27.33
差值	11.77	11.77	11.77	11.77	11.76	11.77	11.77	11.77	11.77	11.77	11.77	11.76

表 3 黏弹性材料参数

频率/Hz	400	500	630	800	1 000	1 250	1 600	2 000	2 500	3 150	4 000	5 000
剪切模量/(10^7 Pa)	0.94	1.05	1.10	1.20	1.40	1.59	1.80	1.84	1.90	2.00	2.09	2.20
阻尼损失因子	0.95	0.92	0.9	0.85	0.8	0.8	0.75	0.72	0.7	0.65	0.6	0.57

已知黏弹性材料的密度为 980 kg/m^3 ，泊松比为 0.48，室温下的黏弹性材料参数如表 3 所示。整个约束阻尼层的厚度为 0.63 mm，其中黏弹性层的厚度为 0.13 mm，约束层是厚度为 0.5 mm 的铝型材。

1) 上顶板敷设约束阻尼层

结构在施加约束阻尼层前后的阻尼损耗因子及其隔声量的大小如图 4 所示。分析可知：阻尼层使结构阻尼损失因子增大，隔声量也明显增加。产生这种结果的原因可能包括以下几个方面：首先，型材的上顶板本身为薄壁结构，刚度较小，容易发生弯曲变形，阻尼层厚度占 18.9%，此时的约束阻尼层充分发挥了其剪切耗能的优势；其次，上顶板中各子板的模态并不仅和处理的表面有关，而是和下底板及筋板之间存在相互作用；再次，在频率范围内，结构主要以局部模态为主，共振模态分布密集，此时噪声的传播主要取决于共振模态，所以结构阻尼对噪声传播影响较大。

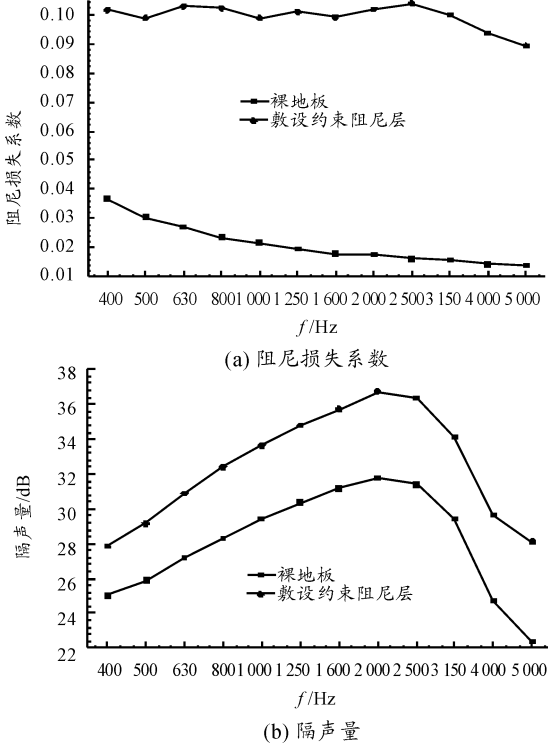


图 4 型材上顶板施加约束阻尼层

2) 下底板敷设约束阻尼层

结构在施加约束阻尼层前后的阻尼损耗因子及其隔声量的大小如图 5 所示。经分析可得：对

中空铝型材带筋薄板的下底板施加约束阻尼层后，结构阻尼损失系数明显提高，隔声量也相应提高。在隔声量的计算时，噪声首先由激励声空腔到达结构，再由结构振动向外辐射能量，从而到达接收声空腔。因此，虽然声源激励是在上空腔，但在对结构上顶板或下底板敷设约束阻尼层时，对隔声量的贡献基本相同。

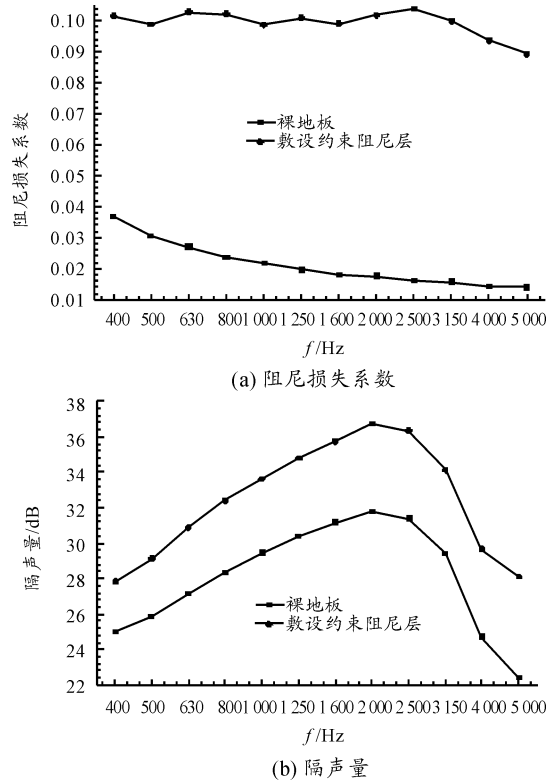


图 5 型材下底板施加约束阻尼层

3) 筋板敷设约束阻尼层

结构在敷设约束阻尼层前后的阻尼损耗因子及其隔声量的大小如图 6 所示。分析可得，对型材的筋板敷设约束阻尼层后，结构阻尼损失系数明显提高，隔声量也有所增加。与上顶板和下底板敷设阻尼相比，结构损失因子较大，这可能是因为结构上顶板和下底板厚度为 2.7 mm，而筋板厚为 2.5 mm，由于阻尼层的减振原理是依靠其黏弹性层的剪切耗能，基板越薄越容易发生弯曲变形，所以筋板敷设阻尼层后阻尼损耗因子较大。该情形对隔声量的贡献与前面两种工况基本一致，但是其质量最大，不利于轻量化设计，如表 4 所示。

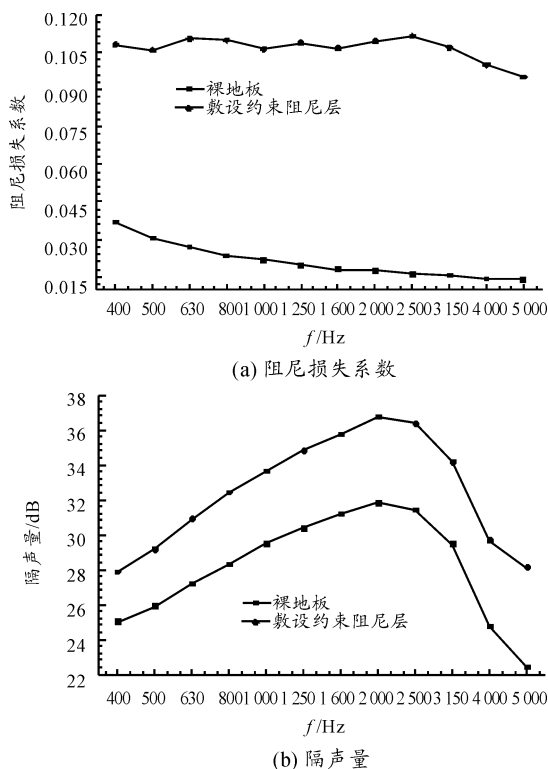


图 6 型材筋板敷设约束阻尼层

表 4 敷设约束阻尼层后结构的质量/kg

裸地板	上顶板	下底板	筋板
70.56	74.97	74.97	76.53

3 结束语

本文利用统计能量分析原理并结合声振分析软件 VA One, 推导计算了整个板材与其子板隔声量之间的关系; 结合声振分析软件 VA One, 分析了约束阻尼层在型材中的施加位置对铝型材外地板减振降噪的影响。计算结果表明: 整个板材结构的隔声量与它其中某个子板的隔声量之间存在一个常数差; 将相同的阻尼层敷设在上顶板、下底板对阻尼损失系数和隔声量的贡献基本相同; 而

敷设在筋板上阻尼损耗因子较大, 对隔声量的贡献与前两种工况基本一致, 但因其质量较大, 不利于轻量化设计。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] 辛峰先, 张钱城, 卢天健. 轻质夹层材料的制备和振动声学性能[J]. 力学进展, 2010, 40(4): 375-399.
- [3] 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.
- [4] 杨忠凯, 闵祥斗, 左言言. 基于 ANSYS 的高速列车车体振动仿真研究[J]. 重庆理工大学学报: 自然科学版, 2014, 28(5): 24-27.
- [5] 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.
- [6] Yumei Zhang, Xinbiao Xiao, Huoming Shen, et al. The effect dampers on noise radiation from railway wheel [C]//NCET. USA: [s. n.], 2012.
- [7] 范蓉平, 孟光, 贺才春, 等. 黏弹性阻尼材料用于列车车内减振降噪的试验研究[J]. 机械强度, 2010, 32(2): 188-195.
- [8] 孙超, 赵德有. 板声传输主动控制辐射模态控制方法研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2010, 30(1): 8-14.
- [9] 左曙光, 魏欢, 严新富. 基于声辐射控制的板结构优化设计[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2012, 40(1): 88-92.
- [10] 于金朋, 刘小霞, 黄雪, 等. 高速列车内地板隔音垫声学特性的研究[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(4): 35-38.

(责任编辑 刘 舸)