文章编号：1006-1355(2022)03-0150-05

某型内燃机车驾驶室阻尼优化降噪分析

张 超，张劲松，李 帅，徐 巍，周明刚

（湖北工业大学 农机工程研究设计院，武汉 430068）

摘 要：为降低某型号内燃机车驾驶室噪声，对驾驶室结构上的阻尼材料进行布局优化设计。建立驾驶室声学数值模型，采用基于模态的声-振耦合法计算驾驶室声学响应，提取驾驶员耳旁声压级找出噪声声压峰值处所对应的振动频率；对驾驶室进行板块贡献量分析，找到对噪声声压峰值处噪声贡献较大的壁板；为了降低39 Hz、73 Hz、110 Hz频率处噪声，建立拓扑优化数值模型求解自由阻尼的优化布局，构建优化后的数值模型计算5 Hz～120 Hz驾驶室声学响应，结果表明自由阻尼材料的优化布局能够降低驾驶室内噪声。

关键词：声学；声-振耦合，拓扑优化，布局优化，自由阻尼

中图分类号：TB52.4；TB535 **文献标志码：A** **DOI编码：**10.3969/j.issn.1006-1355.2022.03.026

Damping Optimization and Noise Reduction Analyses of a Diesel Locomotive Cab

ZHANG Chao, *ZHANG Jinsong*, *LI Shuai* [1], *XU Wei*, *ZHOU Minggang*

(Agricultural Machinery Engineering Research and Design Institute, Hubei University of Technology, Wuhan 430068, China)

Abstract : In order to reduce the noise of a certain diesel locomotive cab, the layout of the damping materials in the cab structure is optimized. An acoustic numerical model of the cab is established, and the acoustic response of the cab is calculated by using the mode-based vibro-acoustic coupling method. The sound pressure level at the driver's ear is extracted to find the vibration frequency corresponding to the peak noise sound pressure. Noise contribution of the cab is analyzed and the wall plates that have larger contributes to the peak noise sound pressure are found. In order to reduce the noise at the frequencies of 39 Hz, 73 Hz and 110 Hz, the numerical model for topology optimization is established to solve for the optimized layout of the free damping. And then the optimized numerical model is constructed to calculate the acoustic response of the cab in the frequency range from 5 Hz to 120 Hz. The results show that the optimized layout of the free damping materials can reduce the noise in the cab.

Key words : acoustics; vibro-acoustic coupling; topology optimization; optimized layout; unconstrained damping

目前轨道交通在我国占据着重要地位，轨道车辆噪声也因此备受关注。驾驶室是驾驶员主要工作场所，驾驶室以200 Hz以下的结构噪声为主，它极易影响驾驶员舒适性和驾驶安全[1]。薄壁板件是驾驶室的重要组成部分，当受到外部激励时很容易产生振动，甚至会与驾驶室声腔形成耦合共振进一步增大噪声，增加降噪难度。采用布置阻尼是降低驾驶室噪声的重要途径，关于阻尼降噪国内外已经有很多的研究和应用。郑玲等[2]采用优化准则法研究约束阻尼的优化布局，降低车内噪声。焦映厚等[3]基于响应面建立阻尼复合结构的数值模型对阻尼布局进行优化设计，取得了较好的减振降噪效果。徐伟等[4]利用MATLAB建立自由阻尼有限元模型，以阻尼材料的体积为约束条件建立优化模型进行降噪设计。江旭东等[5]提出连续体结构动刚度拓扑优化方法拓展了基本渐进结构优化方法的应用范围。赵建轩等[6]建立声-固耦合模型计算了低频段声压响应，采用基于改进的粒子群优化算法对车身地板阻尼材料铺设进行优化，并验证了优化的效果。张一麟等[7]以某实车的白车身为研究对象，基于车身模态和壁板贡献度对车身局部约束阻尼铺设位置进行优化，并在实车上进行了试验，确认了该降噪方案的有效

收稿日期：2021－05－31

基金项目：湖北省技术创新专项资助项目(2017ABA164)

作者简介：张超(1984－)，男，河南省上蔡县人，硕士生导师，专业方向为农机动力学，振动与噪声控制研究。
E-mail: hbutzc@foxmail.com

通信作者：周明刚，男，硕士生导师，专业方向为农业装备工程，振动与噪声控制研究。
E-mail: zhoumg@aliyun.com

性。Cetin B. Dilgen等[8]论述了拓扑优化在声学与结构相互作用情况下的运用，验证了拓扑优化可行性、准确性。张琳等[9]基于模态贡献量和频率响应对减速器机匣进行振动特性分析，采用拓扑优化法对振动较大的面板进行设计达到减振降噪的目的。

以某型内燃机车为研究对象，以降低驾驶员耳旁5 Hz～120 Hz频段内某频率处噪声为研究目标建立声学数值模型。采用声-振耦合法计算驾驶员耳旁5 Hz～120 Hz噪声的声学响应，确认噪声声压峰值频率，计算某峰值频率的板块贡献量。最后基于拓扑优化方法在柔顺度最小的情况下完成目标函数求解自由阻尼的优化铺设位置，对粘贴阻尼后的模型进行仿真分析，验证优化布局后驾驶员耳旁某频率处降噪效果。

1　声-振耦合数值模型

1.1　数值模型建立

以某型内燃机车为对象进行研究分析，实车如图1所示。该型号内燃机车车体主要是由大量钢板和梁焊接形成，车身采用2.5 mm厚钢板作为蒙皮。在根据实车进行白车身三维建模时保留了车体底架横梁和侧梁结构，驾驶室框架结构、顶部主要梁结构，忽略结构中的其他设备和窗户及忽略倒角、圆孔等局部细节以减少局部模态的数量，白车身模型如图2所示。



图1　某型内燃机车

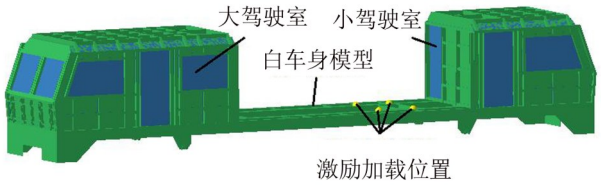


图2　有限元模型

进行声学分析时，计算精度是通过多数单元共同控制，一些局部网格尺寸对计算精度影响较小。由于声学模型单元尺寸可以限制计算频率的范围，通常假定每个波长至少有6个声学单元[10]，单元大小可由式(1)计算得到。声学单元计算方程为：

$$L \leqslant \frac{c}{6f_{\max}} \tag{1}$$

式中：L为某个单元的长度；c为声音在某流体介质中的传播速度；$f_{\max}$为模型的最高计算频率。

在白车身三维模型上添加驾驶室的窗户和车门将驾驶室构造成一个封闭的声腔，提取封闭的驾驶室声腔建立声学边界元模型，其模型如图2所示。声学边界元模型网格类型为四面体，单元尺寸为60 mm，声学单元大小与结构网格大小保持一致，在数值计算时对耦合模型进行“数据映射”，可以直接将结构振动数据映射到声学边界元网格上。大驾驶室声学边界元单元数为12 817，节点数为12 787；小驾驶室声学边界元单元数为9 091，节点数为9 065。

1.2　驾驶室内声学响应分析

在实车运行情况下，关闭车门和车窗测量发动机安装处激励与驾驶员耳旁声压级。当发动机运转速度为2 205 r/min时，采用B&K4507B加速度传感器和PULSE系统采集发动机四个安装处的垂向激励，激励信号如图3所示；佩戴B&K4101A入耳式传声器坐在驾驶员位置采集驾驶员耳旁声压级，试验声压级曲线如图4所示。在声学软件中构建数值模型，同时在驾驶员头部位置定义耳旁场点，将发动机安装处测量的激励作为数值模型激励源进行声学响应分析，激励加载位置如图2所示。提取驾驶员耳旁仿真声压级与试验声压级进行对比分析，大驾驶室和小驾驶室驾驶员耳旁声压级对比曲线如图4所示。

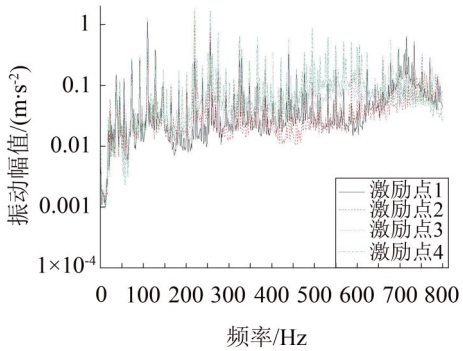
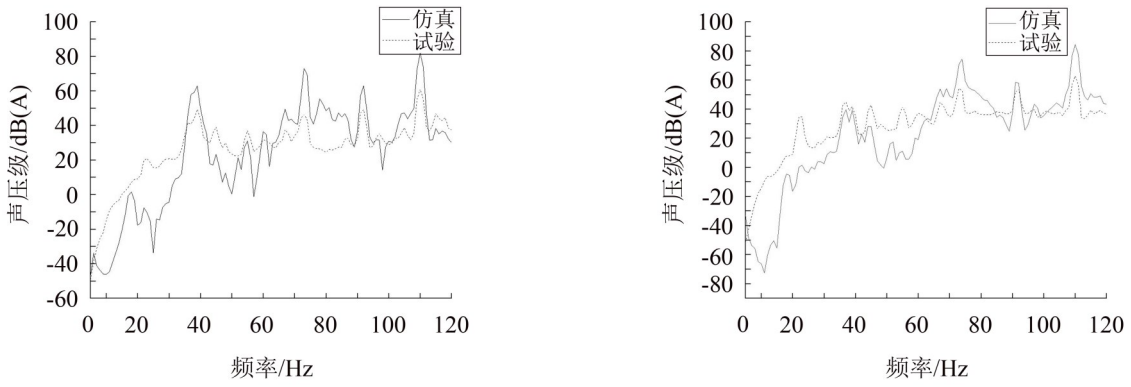


图3　发动机安装处测量的激励

由图4可知，驾驶员耳旁仿真声压级与实验声压级对比趋势基本相同；试验值与仿真值存在偏差是由于实际测试时存在结构声与透射声，没有排除背景噪声，仿真时只考虑了结构声是造成的，在部分频率处(39 Hz、73 Hz、110 Hz)峰值对应较好，整体趋势相符，验证了数值模型可行性。在39 Hz、73 Hz、110 Hz频率处声压值较高，后续工作将39 Hz、73 Hz、110 Hz频率作为重点研究对象，希望通过控



(a) 大驾驶室 (b) 小驾驶室

图 4 仿真与实验声压级

制结构振动来降低驾驶员耳旁39 Hz、73 Hz、110 Hz频率处噪声，同时计算39 Hz、73 Hz、110 Hz频率处的板块声学贡献量。

2 驾驶室内噪声贡献量分析

已知在5 Hz～120 Hz频段驾驶室内噪声主要是由车身板件振动导致的结构噪声，并将39 Hz、73 Hz、110 Hz作为重点研究频率。为了研究驾驶室内部壁板在某频率处对驾驶员耳旁声压贡献量，将声学模型划分为12个独立壁板求解其对场点的贡献量，壁板编号如图5所示。在39 Hz、73 Hz、110 Hz频率处壁板对场点声压贡献量如图6所示。

由图6可知，在39 Hz，73 Hz，110 Hz频率处驾驶室壁板对驾驶员耳旁噪声贡献大小由声压级表示，声压级越高表示壁板对驾驶员耳旁噪声贡献越大。39 Hz时，大驾驶室前壁板、底板、顶板对驾驶员耳旁声压贡献较大，小驾驶室各壁板对驾驶员耳旁声压贡献比较接近，很难判断其声源特征；73 Hz时，大、小驾驶室左壁板、前壁板对驾驶员耳旁声压贡献较大；110 Hz时，大驾驶室前壁板、左壁板、顶板对驾驶员耳旁声压贡献较大，小驾驶室左壁板、前壁板、顶板对驾驶员耳旁声压贡献较大。综合分析可知大驾驶室和小驾驶室前壁板、左壁板、右壁板对驾驶员耳旁噪声贡献较大。

3 阻尼布局的拓扑优化分析

拓扑优化作为一种结构优化方法，在不知道结构拓扑形状时，它能够根据载荷条件和边界条件灵活地优化结构、改善结构性能和提高材料利用率。本文采用连续体结构拓扑优化的均匀化方法对结构

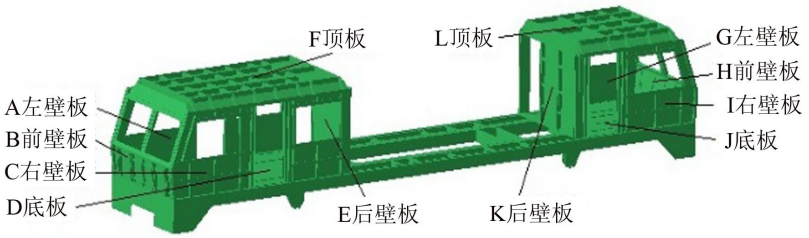
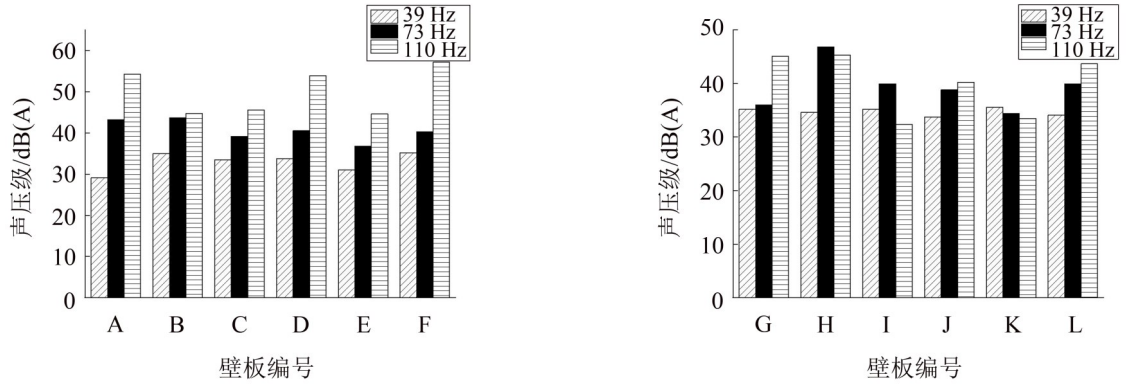


图 5 壁板编号



（a）大驾驶室 （b）小驾驶室

图 6 声压贡献量

进行优化，以结构柔顺度最小化为目标函数，以结构材料体积为约束条件完成目标函数求解[11]，数学模型可表示为：

$$\begin{cases} \min: \boldsymbol{C}(x) = \boldsymbol{U}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}\boldsymbol{U} = \sum_{k=1}^{n}(x_k)^p u_k{}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{k}_o u_k \\ \text{s.t. } V(x) = \sum_{k=1}^{n} v_k x_k \leqslant f V_o \\ 0 < x_{\min} \leqslant x_k \leqslant 1 \end{cases} \tag{2}$$

式中：$\boldsymbol{C}(x)$为结构柔顺度；$\boldsymbol{U}$为结构位移向量；$\boldsymbol{K}$为整体刚度矩阵；x_k为设计变量，第k个单元的相对密度；p为惩罚因子，通常取3，惩罚因子推动单元密度向0或1逼近，得到更加清晰的结构拓扑；u_k为单元位移向量；$\boldsymbol{k}_o$为单元刚度矩阵；v_k为单元k实体材料的体积；V_o为结构实体材料总体积；f为体积保留百分比；$x_{\min}$为常数，此处取0.001，目的是为了避免由于材料消失所引发的数值奇异性，故以相对较弱的材料代替空心材料。

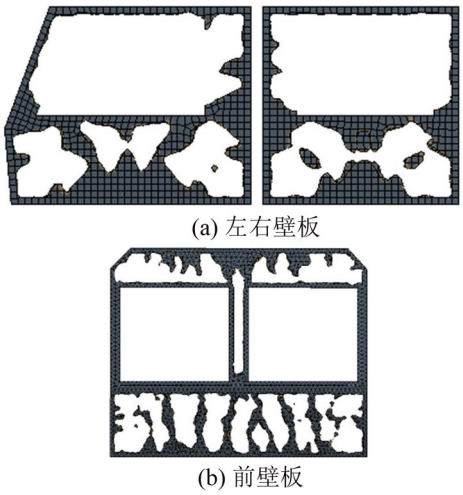
目标函数对设计变量的灵敏度：

$$\frac{\partial C(x)}{\partial x_k} = -p(x_k)^{p-1} u_k{}^{\mathrm{T}} k_o u_k, k = 1, 2, \cdots, n \tag{3}$$

3.1　车身壁板自由阻尼布局优化

自由阻尼是将阻尼材料直接铺设在结构表面，通过阻尼层的拉伸压缩来消耗结构弯曲振动产生的能量。前文的声学响应分析、板块贡献量分析得到在39 Hz、73 Hz、110 Hz频率处对驾驶室内声场贡献较大的壁板（左、右壁板和前壁板），通过在这些壁板上铺设阻尼材料抑制振动降低某频率处噪声。本文将驾驶室左、右、前壁板作为拓扑优化对象，优化目标为壁板结构柔顺度最小；约束条件为结构材料体积，设定结构材料体积最大删减50 %。驾驶室左、右壁板和前壁板拓扑优化后的模型如图7所示；在结构材料体积约束条件下，目标函数迭代次数曲线如图8所示。由图8可知，左右壁板结构初始柔顺度为503.47 N·mm，最终柔顺度为0.9 N·mm，共迭代36次；前壁板结构初始柔顺度为324.16 N·mm，最终柔顺度为0.75 N·mm，共迭代33次，收敛过程比较稳定，收敛速度较快。

根据拓扑优化之后的结构铺设阻尼材料，是一种有效的降噪手段，由图7可知优化后的结构呈不规则形状，在实际工程应用中我们应该根据实际情况合理规整结构形状方便后期粘贴阻尼材料。由于本文重点研究降噪，对阻尼材料的选用参考杨德庆等[12]相关研究，阻尼材料参数如下：密度为1 000 kg/m^3，泊松比为0.49，损耗因子为0.66，弹性模量为200 MPa。最终阻尼铺设模型如图9所示。


(a) 左右壁板

(b) 前壁板

图7　拓扑优化壁板

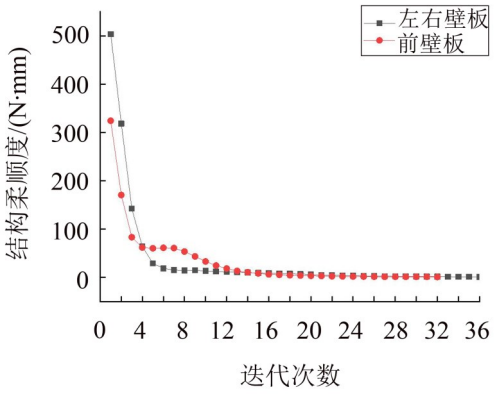
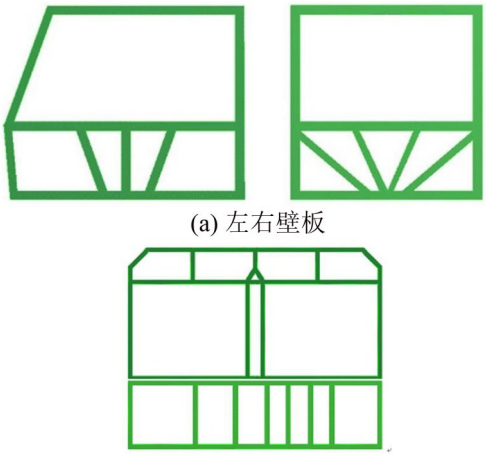


图8　目标函数迭代历史


(a) 左右壁板

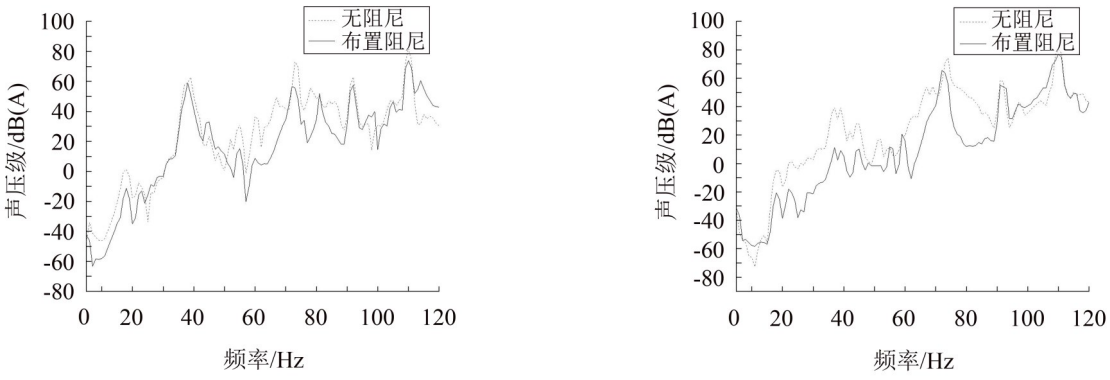
(b) 前壁板

图9　规整模型

规整结构与拓扑结构最终结构柔顺度对比如表1所示。

表1　最终柔顺度对比

壁板	拓扑结构	规整结构	差别/(%)
左右	0.90 N·mm	0.93 N·mm	3.3
前	0.75 N·mm	0.69 N·mm	8.0



(a) 大驾驶室 (b) 小驾驶室

图 10 声压响应曲线

由表1可知，左右壁板和前壁板拓扑结构和规整结构柔顺度差别均在10 %以内，规整结构符合设计要求。

3.2 驾驶室阻尼理后声学分析

通过拓扑优化分析，得到壁板粘贴阻尼的优化位置。在设置整车和阻尼材料参数后计算结构模态至400 Hz，然后采用基于结构模态的声-振耦合法计算驾驶室5 Hz～120 Hz声学响应。布置阻尼与未布置阻尼材料的驾驶室声压级响应曲线如图10所示。

由图10可知，在39 Hz、73 Hz、110 Hz处大驾驶室声压级分别降低了12.03 dB(A)、17.3 dB(A)、8.13 dB(A)，小驾驶室声压级分别降低了30.13 dB(A)、7.02 dB(A)、3.36 dB(A)，其他频率处声压级均有不同程度降低，驾驶室内噪声整体呈下降趋势。可以确认在驾驶室左壁板、右壁板、前壁板根据优化结构粘贴自由阻尼材料能够达到降噪目的。

4 结 语

（1）利用驾驶员耳旁试验声压级与仿真声压级对比验证了数值模型的可行性，利用板块贡献量分析确认了对噪声声压峰值处噪声贡献较大的壁板为前壁板、左壁板、右壁板。

（2）通过左、右、前壁板拓扑优化分析得到阻尼材料的最优铺设位置，优化后，驾驶室噪声在39 Hz处至少降低了12.03 dB(A)，在73 Hz处至少降低了7.02 dB(A)，在110 Hz处至少降低了3.36 dB(A)，显著提高了该内燃机车驾驶室内的声学特性。

参考文献：

[1] 朱再胜，朱建新，刘强，等. 挖掘机驾驶室内部结构噪声分析与控制[J]. 噪声与振动控制，2020，40(3)：131-136.

[2] 郑玲，祝乔飞. 约束阻尼板结构振动声辐射优化[J]. 振动与冲击，2014，33(5)：91-96+108.

[3] 焦映厚，陈照波，贺滨，等. 大型客车车身的阻尼减振降噪技术研究[J]. 振动与冲击，2013，32(6)：121-126+148.

[4] 徐伟，张志飞，庾鲁思，等. 附加自由阻尼板阻尼材料降噪拓扑优化[J]. 振动与冲击，2017，36(11)：192-198+223.

[5] 江旭东，刘铮，滕晓艳. 基于双向渐进结构优化方法的连续体结构动刚度拓扑优化[J]. 哈尔滨理工大学学报，2020，25(5)：136-142.

[6] 赵建轩，王增伟，刘钊，等. 车身阻尼材料的布置优化方法[J]. 上海交通大学学报，2017，51(9)：1036-1042.

[7] 张一麟，廖毅，莫品西，等. 基于车身模态和板块贡献分析的阻尼优化降噪方法研究[J]. 振动与冲击，2015，34(4)：153-157+174.

[8] CETIN B. DILGEN, SUMER B. DILGEN, NIELS AAGE, et al. Topology optimization of acoustic mechanical interaction problems: a comparative review[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2019, 60(2).

[9] 张琳，李书，张韬. 直升机主减机匣结构振动噪声分析与优化[J]. 航空动力学报，2016，31(2)：323-329.

[10] FU JUN, XU MINGHUI, ZHANG ZENGFENG, et al. Muffler structure improvement based on acoustic finite element analysis[J]. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2019, 38(2).

[11] 俞燎宏，荣见华，赵志军，等. 多工况载荷下连续体结构柔顺度拓扑优化问题的新的求解方法[J]. 机械工程学报，2018，54(5)：210-219.

[12] 杨德庆，柳拥军. 自由阻尼层结构阻尼材料配置优化的拓扑敏度法[J]. 振动工程学报，2003(4)：32-37.