

粘弹性阻尼层减振与动力吸振技术对比研究

郭通

(中国飞机强度研究所, 西安 710065)

摘要: **目的** 实现结构振动最优控制目标。**方法** 基于振动控制的需求, 以工程上典型的九宫格薄板为被控对象, 选取合理的安装位置, 通过有限元仿真进行附加粘弹性阻尼层和动力吸振器的抑振效能对比研究。**结果** 附加动力吸振器较附加阻尼层最大可实现 69.2% 的减幅比。**结论** 符合最优参数设计的动力吸振器在共振频率附近抑振效果更好, 但粘弹性阻尼材料抑振范围更广, 覆盖高中低各个频段。

关键词: 结构振动; 有限元; 阻尼层; 动力吸振器

中图分类号: TB535

文献标识码: A

文章编号: 1672-9242(2021)02-0090-05

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2021.02.016

Comparative Study of Viscoelastic Damping Layer and Dynamic Vibration Absorption Technology

GUO Tong

(Aircraft Strength Research Institute of China, Xi'an 710065, China)

ABSTRACT: In order to achieve effective control of structure vibration, based on the requirements of vibration control, a typical nine grid thin plate in engineering is selected as the controlled object in this paper, and the reasonable installation position is selected. The vibration suppression efficiency of additional viscoelastic damping layer and dynamic vibration absorber (DVA) is compared through finite element simulation. The maximum reduction ratio of the additional dynamic absorber is 69.2% compared with the additional damping layer. The results showed that using dynamic vibration absorber with the optimal design parameters has a better vibration suppression performance in resonance frequency, while using viscoelastic damping layer has a wider vibration suppression range, covering high, medium and low frequency.

KEY WORDS: structural vibration; finite element; damping layer; dynamic vibration absorber

抖振、共振等有害振动对装备的安全运行造成极大隐患, 飞机、潜艇等高精尖装备对振动水平的要求则更为严格。敷设粘弹性阻尼层和附加动力吸振器作为常见的两种减振降噪方法, 分别具有各自特点^[1-3]。常见的粘弹性阻尼材料的处理形式大致分为自由阻

尼处理、约束阻尼处理。自由阻尼层由于弹性模量过低, 工程使用有较大的局限性, 故通过在自由阻尼层表面附着刚性材料约束层能较大提升整体结构的弹性模量, 满足工程使用环境。1959年, Kervin 和 Ungar^[4-5]提出了粘弹性阻尼结构损耗因子的计算方

收稿日期: 2020-07-31; 修订日期: 2020-08-12

Received: 2020-07-31; Revised: 2020-08-12

基金项目: 航空科学基金 (2019ZA023001)

Fund: Aeronautical Science Fund (2019ZA023001)

作者简介: 郭通 (1993—), 男, 硕士, 工程师。主要研究方向为结构振动控制。

Biography: GUO Tong (1993—), Male, Master, Engineer, Research focus: structural vibration control.

引文格式: 郭通. 粘弹性阻尼层减振与动力吸振技术对比研究[J]. 装备环境工程, 2021, 18(2): 090-094.

GUO Tong. Comparative study of viscoelastic damping layer and dynamic vibration absorption technology[J]. Equipment environmental engineering, 2021, 18(2): 090-094.

法，且证明不同模态振型下的损耗因子不同。Lall^[6]等人于 1988 年基于具体实验建立了附着粘弹性阻尼层的梁模型，并用该模型验证了粘弹性阻尼层参数对整体结构固有频率和损耗因子的影响规律。另一种方式附加动力吸振器（Dynamic Vibration Absorber, DVA）也是结构振动控制中最常见的手段之一。动力吸振器有结构简单、成本低、稳定性高、不需外界提供能量等特点，在工程上有较大范围应用^[7-9]。1928 年，Ormodroyd 和 Brock 等人^[10-11]首先构造了单重动力吸振器，并验证了动力吸振器在一定频率范围内有较好的振动抑制能力。在此基础上，Lwanami 等人^[12-14]研究了在简谐激励下的结构采用多个动力吸振器进行控制时的减振效果。2019 年，郭通等人^[15-16]通过调节动力吸振器阵列参数来提高抑振效能，结果表明，参数优化设计能进一步提高动力吸振器的抑振效能。文中将结合粘弹性阻尼层和被动式动力吸振器的探究结果，对比分析两种措施各自特点，进一步基于有限元仿真对比约束阻尼层、单重吸振器与多重吸振器的减振效果，为实现结构振动最优控制目标提供可行参考。

1 粘弹性阻尼层减振效能分析

附着的粘弹性阻尼材料随结构件振动时，内在高分子发生相互运动，进而产生扭转、拉伸等变形和摩擦、滑移等相互作用，此过程中外力所做功转换为热能（被耗散掉）及部分内能储存于各分子。当外力卸载时，储存于粘弹层的内能释放，粘弹层各分子有恢复原状的趋势，该过程为弹性过程。然而粘弹层不能完全恢复原状，会保留部分永久变形，为该结构的粘性特征^[17]。如图 1 所示，EC 段为满足胡克定律的弹性材料应力应变曲线，该材料曲线呈比例线性变化特点，能量耗散为 0。闭合回环曲线 DCBAED 为粘弹性材料的应力应变变化曲线，由该曲线可知，应力应变关系不再呈线性变化，应变始终滞后于应力变化。闭合曲线所封闭面积越大，则说明该粘弹性材料的能量耗散越明显。

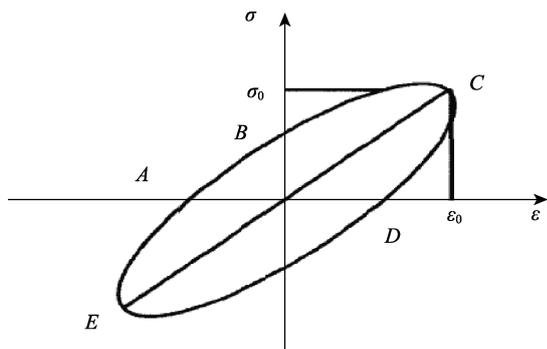


图 1 粘弹性阻尼材料的迟滞回线
Fig.1 Hysteresis loop of viscoelastic damping material

粘弹性材料在受交变作用力时，其应力应变关系的数学表达式为：

$$\sigma = \sigma_0 e^{j\omega t}, \quad \varepsilon = \varepsilon_0 e^{j(\omega t - \alpha)} \tag{1}$$

粘弹性材料的模量可以表达为复模量形式：

$$E_* = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} e^{j\alpha} = E(\cos \alpha + j \sin \alpha) \tag{2}$$

可表达为：

$$E_* = E_1 + iE_2 = E_1(1 + i \frac{E_2}{E_1}) = E_1(1 + i\eta) \tag{3}$$

式中： E_* 为复拉伸模量； E_2 为耗能拉伸模量； E_1 为储能拉伸模量； η 为粘弹性材料的损耗因子，它正比于振动过程中耗散能量与储存能量之比， $\eta = E_2 / E_1 = \tan \alpha$ 。

同样，粘弹性材料受剪切力作用产生剪切变形时，剪切应力与应变有着类似于拉压作用下的拉压应力应变参数关系，可表达为式（4）。

$$G_* = G_1 + iG_2 = G_1(1 + i \frac{G_2}{G_1}) = G_1(1 + i\eta) \tag{4}$$

式中： G_* 为复剪切模量； G_2 为耗能剪切模量； G_1 储能为剪切模量。

在工程实际应用中，常通过给自由粘弹性阻尼层表面再附着一层刚性材料约束层的方式来提高整体结构的模量。自由阻尼层自身的阻尼减振效应多表现为拉压变形，故常采用复弹性模量计算。约束层则常为粘弹层提供剪切力，实现剪切耗能，故常用复剪切模量计算该复合结构的振动响应问题。泊松比是将剪切模量和弹性模量联系起来的参数，可表征为：

$$E = 2G(1 + \mu j) \tag{5}$$

文中仿真模型的主结构为工程中常见的四周固支九宫格铝合金薄板，长 1.04 m，宽 0.84 m，厚 0.5 mm，外激励为主结构板中心处 100 N 的激振力。附加阻尼层的结构如图 2 所示，在薄板中心格处添加粘弹性层，进行减振效果分析。

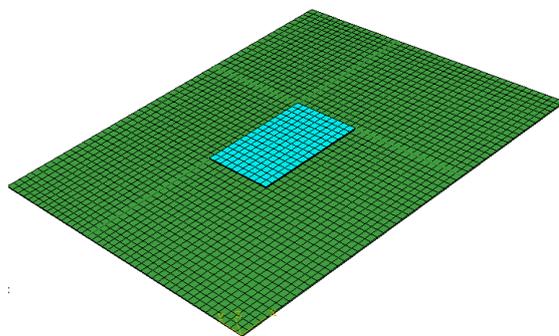


图 2 附加阻尼层的结构
Fig.2 Schematic diagram of the additional damping layer

选取主结构质量的 5%为固定附加质量，为 0.57 kg。自由阻尼层选为美国 3M 公司 ISD112 材料，约束层为铝合金层。为保证计算结果的精确性，主结

构薄板采用壳单元建模,自由阻尼层采用实体单元建模,约束层选用壳单元建模。基板一阶最大位移响应为 74 mm,对比附加自由阻尼层基板与附加约束阻尼层基板的一阶位移频域响应曲线,结果如图 3 所示。由图 3 可知,附加自由阻尼层基板在 300 Hz 以下低频段内的最大位移响应为 14 mm,附加约束阻尼层基板一阶最大位移响应为 3.2 mm。附加约束阻尼层基板一阶最大位移响应较附加自由阻尼层基板下降 77.14%。由此可得,同等附加质量情况下,附加约束阻尼层的措施较附加自由阻尼层的措施有更好的减振效果。

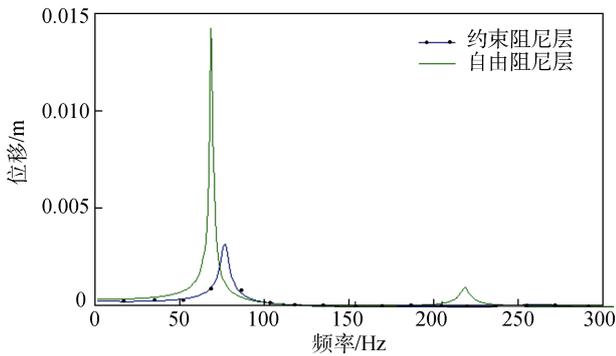


图 3 约束阻尼层和自由阻尼层对比曲线

Fig.3 Comparison of constrained damping layer and free damping layer

为进一步明确粘弹层厚度对减振效果的影响规律,选取附着不同厚度粘弹层的模型做频域响应分析,并对比两模型低频域响应曲线(约束层厚度均为 2.5 mm),结果如图 4 所示。

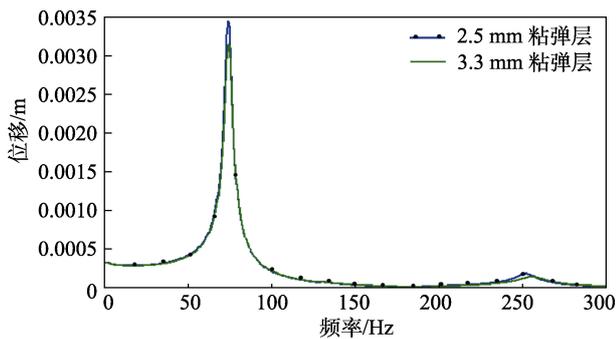


图 4 不同厚度粘弹层对比曲线

Fig.4 Comparison of viscoelastic layers with different thicknesses

由图 4 可知,附加 2.5 mm 厚粘弹层约束阻尼层基板的一阶最大位移响应为 3.46 mm,附加 3.3 mm 厚的粘弹层约束阻尼层基板为 3.16 m,较前者下降 8.7%。故粘弹层厚度越大,减振效果越明显。

对于飞机结构,不可能为了减振无限增加附加结构质量,因此需要综合考虑选择最优附加质量。为此构造评价函数:

$$Y=(D-d)/h \quad (6)$$

式中: Y 为单位厚度阻尼材料的减振量; D 为基板最大位移响应; h 为粘弹厚度; d 为附加约束阻尼层最大位移响应。

在一定质量范围内, Y 越大,则附加质量的有效性越好。2.5 mm 粘弹层模型的减振量为 28.216, 3.3 mm 粘弹层模型为 21.467。故对于此基板来说,附加 2.5 mm 厚的粘弹层较 3.3 mm 厚粘弹层有更好的有效性。

2 动力吸振器减振分析

动力吸振器实际上是一个弹簧质量阻尼系统,如图 5 所示: m_2 为动力吸振器质量; k_2 为动力吸振器刚度; c_2 为动力吸振器阻尼; m_1 为主系统质量; k_1 为主系统刚度; c_1 为主系统阻尼。

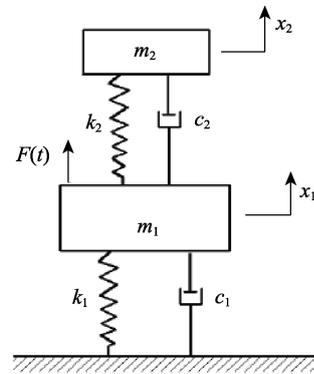


图 5 动力吸振器结构

Fig.5 Structure diagram of DVA

坐标原点都选择在各自的静平衡位置,由牛顿第二定律可以得出整个系统的运动方程为:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_1 - x_2) + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = F \quad (7)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (8)$$

当激励力为简谐力时,即 $F(t) = F_0 e^{j\omega t}$,定义 $x_1 = X_1 e^{j\omega t}$, $x_2 = X_2 e^{j\omega t}$,主振系统上的外激励力 F_0 与主系统刚度 k_1 的比值定义为静变形 X_{st} ,主系统固有频率为 $\omega_{n1} = \sqrt{k_1/m_1}$,动力吸振器固有频率为

$\omega_{n2} = \sqrt{k_2/m_2}$ 。同时,引入以下无量纲参数:强迫振动

比 $\lambda = \frac{\omega}{\sqrt{k_1/m_1}} = \frac{\omega}{\omega_{n1}}$,动力吸振器质量比 $\mu = \frac{m_2}{m_1}$,固

有频率比 $\gamma = \frac{\omega_{n2}}{\omega_{n1}}$,吸振器阻尼比

$$\zeta_2 = \frac{c_2}{2\sqrt{m_2 k_2}} = \frac{c_2}{2m_2 \omega_{n2}}$$

利用以上参数可得到主系统的振幅倍率:

$$\left| \frac{X_1}{X_{st}} \right| = \sqrt{\frac{(\gamma^2 - \lambda^2)^2 + (2\gamma\lambda\zeta_2)^2}{\{[(1 - \lambda^2)(\gamma^2 - \lambda^2) - \mu\gamma^2\lambda^2]^2 + [1 - (1 + \mu)\lambda^2]^2 (2\gamma\lambda\zeta_2)^2}} \quad (9)$$

基于以上分析，将单个动力吸振器附加于薄板中心点，进行相同工况下的响应分析。该结构的一阶模态质量 $M=1.426 \text{ kg}$ ，模态刚度 $K=2.8331 \times 10^5 \text{ N/m}$ ，故设计单重动力吸振器质量 $m=0.57 \text{ kg}$ ，同时可得质量比 $u=0.4$ ，频率比 $\gamma=1/(1+u)=0.716$ ，动力吸振器刚度 $k=58\ 055 \text{ N/m}$ ，动力吸振器阻尼系数 $c=119 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 。按以上参数建动力吸振器模型，结构的频响曲线为如图 6 所示。

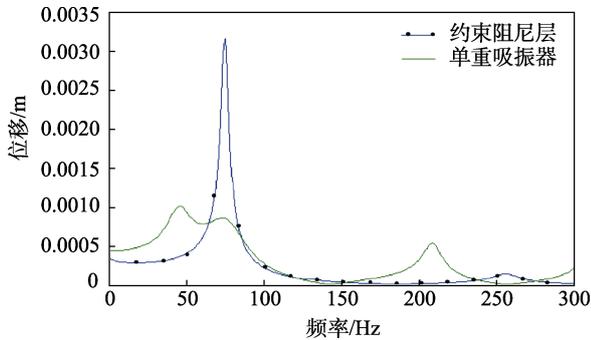


图 6 单重吸振器和约束阻尼层对比曲线
Fig.6 Comparison of DVA and constrained damping layer

由图 6 可知，附加 0.57 kg 单重动力吸振器最大位移响应为 1.01 mm。可得附加单重动力吸振器的基板最大位移响应较约束阻尼层基板下降 68.04%，所以动力吸振器较约束阻尼层有更好的减振效果。由图 6 还可得到，附着粘弹性阻尼材料可实现结构全频域的振动抑制，控制频域明显宽于动力吸振器的作用频域。究其原因因为动力吸振器基于目标频率设计，是一种控制范围精确的振动控制形式。文中将目标频率选为结构的固有频率，所以单重动力吸振器在结构固有频率附近的减振效果明显优于粘弹性阻尼材料。

在实际情况中，结构受到的激励力频率常常是在某一个范围内不断变化的，甚至是随机的，此时则难以确保单重动力吸振器的调谐频率与被控结构所受的激励频率一直保持一致^[18-22]。因此，如果采用这样一种单一调谐频率的动力吸振器对结构进行减振控制，那么其减振效果会很不稳定。因此，许多学者对此进行不断研究，最终提出了采用具有不同动力特性的多个动力吸振器对结构进行控制的思想，即多重动力吸振器系统 (Multiple Tuned Mass Damper, MTMD)，其力学模型如图 7 所示。

由于 n 重动力吸振器主振动系统的位移振幅曲线上存在 $n+1$ 个极值点。由此定义以下 2 个评价函数：

$$\begin{aligned} I &= -k \\ J &= P_{\max} \end{aligned} \quad (10)$$

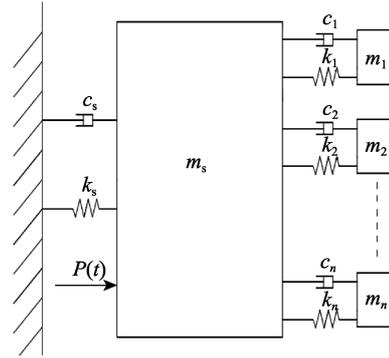


图 7 多重动力吸振器结构
Fig.7 Structure diagram of MTMD

式中： k 为峰值个数； J 为峰值最大值。采用遗传算法调节多重动力吸振器的最优参数 γ (最优频率比)、 ζ (最优阻尼) 使得上述评价函数为最小值。经优化计算得四重动力吸振器的最优设计参数矩阵：

$$\begin{aligned} \gamma &= [0.8577 \ 0.5858 \ 0.6955 \ 1.0357] \\ \zeta &= [0.1377 \ 0.1035 \ 0.1019 \ 0.1809] \end{aligned} \quad (11)$$

根据所得优化参数，可得：

$$\begin{aligned} k &= [20827 \ 9715 \ 13695 \ 30369] \\ c &= [15 \ 7.7 \ 9 \ 23.8] \end{aligned} \quad (12)$$

按所得四重动力吸振器参数建立有限元模型，结构的频率响应曲线如图 8 所示。

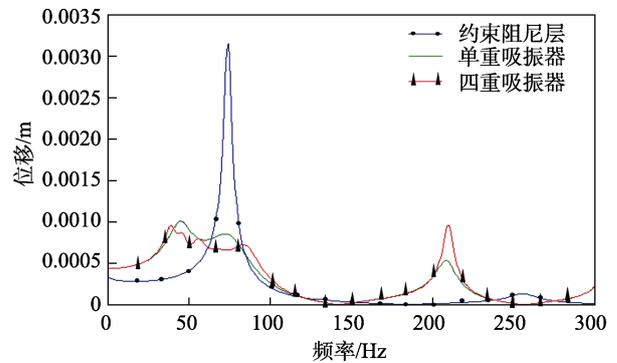


图 8 多重动力吸振器、单重动力吸振器和约束阻尼层对比曲线
Fig.8 Comparison of MTMD, DVA and constrained damping layer

由图 8 可知，较附加等质量单重动力吸振器基板，附加经遗传算法优化的四重动力吸振器基板的最大位移响应有所下降，起到非常好的减振效果。其中，附加四重动力吸振器的基板一阶最大位移响应为 0.96 mm，较单重下降 5%，较附加约束阻尼层基板下降 69.2%。可以看出，基于遗传算法对多重动力吸振器参数 γ 和 ζ 所作的优化是富有成效的，并且可直观地看出经优化的四重动力吸振器除了有效减小最大位移响应，还使吸振器作用频带宽度增加，使得吸振器效果更好。

3 结语

基于振动控制的需求,分别对比了自由阻尼层与约束阻尼层的减振效果,验证了约束阻尼层有更好的减振效果。通过控制约束层厚度,改变粘弹层厚度,探究了粘弹层厚度与减振效果间的关系。同时,基于有限元仿真对比了约束阻尼层、单重吸振器与多重吸振器的减振效果。结果表明,符合最优参数设计的多重动力吸振器在共振频率附近抑振效果更好,但粘弹性阻尼材料抑振范围更广,覆盖高中低各个频段。

参考文献:

- [1] KASARDA M E F, MENDOZA H, KIRKETA R G. Reduction of subsynchronous vibrations in a single-disk rotor using an active magnetic damper[J]. *Mechanics research communications*, 2004, 31(6): 689-695.
- [2] ELLIS R W, MOTE C D. A Feedback vibration controller for circular saws[J]. *ASME journal of dynamic systems, of dynamic systems, measurement, and control*, 1979, 101: 44-49.
- [3] KOBORI T. Experimental study on active variable stiffness system-active seismic response controlled structure[C]// *Proceedings of 4th world congress council on tall building and urban habitat*. Dubai, 1990.
- [4] KERFFIN E M. Damping of flexural waves by a constrained viscoelastic layer[J]. *Journal of the acoustical society of america*, 1959, 31: 952-962
- [5] UNGAR E K, ERWIN E M. Loss factors of viscoelastic systems in terms of energy concepts[J]. *Journal of acoustical society of america*, 1962, 34(2): 954-958.
- [6] LALL A K, ASNANI N T, NAKRA B C. Damping analysis of partially covered sandwich beams[J]. *Journal of sound and vibration*. 1988, 123(2): 247-259.
- [7] 刘耀宗, 王宁, 孟浩, 等. 基于动力吸振器的潜艇推进轴系轴向减振研究[J]. *振动与冲击*, 2009(5): 184-187.
LIU Yao-zong, WANG Ning, MENG Hao, et al. Design of dynamic vibration absorbers to reduce axial vibration of propelling shafts of submarines[J]. *Journal of vibration and shock*, 2009(5): 184-187.
- [8] 陶杰, 吴坚华. 船艏结构动力吸振器的试验研究[J]. *振动与冲击*, 1997(1): 80-83.
TAO Jie, WU Jian-hua. Application of modal analysis in parameter optimization of dynamic vibration on absorber[J]. *Journal of vibration and shock*, 1997(1): 80-83.
- [9] 伍良生, 顾仲权, 张阿舟. 阻尼动力吸振器减振问题的进一步研究[J]. *振动与冲击*, 1994(1): 1-7.
WU Liang-sheng, GU Zhong-quan, ZHANG A-zhou. A further investigation of using dynamic vibration absorber to reduce vibration[J]. *Journal of vibration and shock*, 1994(1): 1-7.
- [10] ORMONDROYD J, DEN HARTOG J P. The theory of dynamic vibration absorber[J]. *Journal of applied mechanics*, 1928. 49: A9-A22.
- [11] BROCK J E. A note on the damped vibration absorber[J]. *ASME journal of applied mechanics*, 1946, 68(34): 280-284.
- [12] IWAMMI K, SETO K. Optimum design of dual tuned mass dampers and their effectiveness[J]. *Proceedings of the JSME*, 1984, 50(449): 4-52.
- [13] IGUSA T, XU K. Vibration control using multiple tuned mass dampers[J]. *Journal of sound and vibration*, 1994, 175(4): 491-503.
- [14] REINHOM A M, SOONG T T, RILEY M A, et al. Full scale implementation of active control. Part II: Installation and performance[J]. *Journal of structural engineering ASCE*, 1993, 199(11): 2317-2332.
- [15] GUO T, LI B, ZHANG S, et al. Using eddy-current vibration absorbers to design locally resonant periodic structures[J]. *Journal of applied physics*, 2019, 125(23): 235103.1-235103.10.
- [16] 李斌, 郭通. 局域共振体的阻尼特性对结构振动特性的影响[C]// 2018 年全国固体力学学术会议论文集. 哈尔滨: 中国力学学会, 2018.
LI Bin, GUO Tong. The effect of damping of local resonators on the structural vibration characteristics[C]// 2018 national conference on solid mechanics. Harbin: Chinese Society of Theoretical and Applied Mechanics, 2018.
- [17] 温华兵, 王康乐, 咎浩, 等. 船体基座粘弹性复合阻尼减振性能试验研究[J]. *中国造船*, 2014(2): 85-91.
WEN Hua-bing, WANG Kang-le, ZAN Hao, et al. Experimental research on vibration damping characteristics of hull base structure with visco-elastic composite material[J]. *Shipbuilding of China*, 2014(2): 85-91.
- [18] MEAD D J. A general theory of harmonic wave propagation in linear periodic systems with multiple coupling[J]. *Journal of sound & vibration*, 1973, 27(2): 235-260.
- [19] LIU Zheng-you, ZHANG Xi-xiang, MAO Yi-wei, et al. Locally resonant sonic materials[J]. *Science*, 2000, 289(5485): 1734-1736.
- [20] JENSEN J S. Phononic band gaps and vibrations in one- and two-dimensional mass-spring structures[J]. *Journal of sound & vibration*, 2003, 266(5): 1053-1078.
- [21] BAE J, HWANG J, ROH J, et al. Vibration suppression of a cantilever beam using magnetically tuned-mass-damper [J]. *Journal of sound and vibration*, 2012, 331(26): 5669-5684.
- [22] BAE J S, HWANG J H, KIM J H, et al. Vibration suppression of a cantilever plate using magnetically multi-mode tuned mass dampers[J]. *Shock and vibration*, 2018(4): 1-13.