

连续参数型吸振器吸振分析及优化*

肖和业, 盛美萍, 雷 烨

(西北工业大学航海学院 西安, 710072)

摘要 针对连续参数型动力吸振器与弹性薄板构成的耦合系统,以功率流理论为基础,结合有限元方法,分析了连续参数型动力吸振器变阻尼复合梁的吸振特性。与试验结果进行对比可知,变阻尼层复合梁具有吸振频带宽、吸振效果好的特性。为了提升吸振器的吸振效果,通过ANSYS的优化模块,对连续参数型动力吸振器的吸振性能进行了优化设计,优化后的吸振器在多个频率段内吸振性能得以提升,验证了优化方法的有效性。

关键词 动力吸振器; 功率流方法; 优化设计; 有限元
中图分类号 TH113; O328

引言

自Snowdon于1968年提出连续参数动力吸振器概念以来,各种吸振结构层出不穷,如梁式、粘弹性盘式、弦式和膜式等^[1]。连续参数型动力吸振器模式丰富,当其固有频率与主振系统的模式一致时,主振系统的能量转移到吸振器上,以达到宽带减振目的。工程中许多受激振动系统是连续参数系统,由于其弹性有动力放大作用,往往会导致系统产生过大的振动^[2-3],工程上可以通过连续参数吸振器对其进行宽带吸振。但连续体吸振结构比较复杂,与弹性连续主振系统耦合后,连续参数型吸振器的吸振分析变得十分困难。对于耦合结构振动分析,基于有限元的功率流方法不仅从能量的角度给出振动能量大小的绝对量度,而且还能给出振动能量传递路径的信息,是一种十分有效的手段。许多学者运用该方法分析复杂结构耦合振动的问题^[4-5],并进行优化分析^[6]。

笔者基于ANSYS的有限元分析平台,运用功率流方法,分析了连续参数型动力吸振器对主振系统的吸振特性,通过与试验结果的对比,验证了有限元模型的正确性。以板上净功率流最大峰值为目标函数,对连续参数动力吸振器的参数进行优化,并通过试验验证了优化的有效性。由于通用有限元软件能够方便地建立各种机械结构模型,因此笔者的分析方法可以广泛应用于连续参数吸振器对各种机械结构的吸振分析和优化中。

1 有限元功率流原理及模型

1.1 基本原理

根据功率流理论,弹性结构中受到一个简谐波 \tilde{F}_{in} 激励,产生速度响应 \tilde{V}_{in} 时,输入板上功率流^[4]为

$$P_{in} = \frac{1}{2} \text{Re} \{ \tilde{F}_{in}^* \tilde{V}_{in} \} = \frac{1}{2} \text{Re} \{ \tilde{F}_{in} \tilde{V}_{in}^* \} \quad (1)$$

梁板耦合模型中,梁与板的连接方式为线连接,在有限元分析中,连接方式就转化为若干个节点的连接,这时的输出功率可表示为

$$P_{out} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \text{Re} \{ \tilde{F}_{out,i}^* \tilde{V}_{out,i} \} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \text{Re} \{ \tilde{F}_{out,i} \tilde{V}_{out,i}^* \} \quad (2)$$

其中: $\tilde{F}_{out,i}$ 为第*i*个连接节点的力; $\tilde{V}_{out,i}$ 为第*i*个连接节点的振动速度;*n*为连接点个数。

在有限元模型中,第*i*个连接节点上的力^[4]为

$$\tilde{F}_{out,i} = \sum_{num=1}^k \mathbf{G}^T \mathbf{f}_{e,1}^{num} - \sum_{num=1}^k \{ \mathbf{G}^T \mathbf{K}_{e,i}^{num} \mathbf{G} + \mathbf{j} \omega \mathbf{G}^T \mathbf{C}_{e,i}^{num} \mathbf{G} - \omega^2 \mathbf{G}^T \mathbf{M}_{e,i}^{num} \mathbf{G} \} \mathbf{X} \quad (3)$$

第*i*个连接节点上的速度为

$$\tilde{V}_{out,i} = \mathbf{j} \omega \mathbf{X} \quad (4)$$

其中: \mathbf{G} 为单元节点自由度与整体自由度之间的坐标转换矩阵; $\mathbf{f}_{e,1}^{num}$, $\mathbf{K}_{e,i}^{num}$, $\mathbf{C}_{e,i}^{num}$, $\mathbf{M}_{e,i}^{num}$ 分别为包含第*i*个连接点第num个单元外部载荷列阵、刚度、阻尼、质量矩阵; ω 为振动角频率; \mathbf{X} 为第*i*个连接点的位移

* 国家自然科学基金资助项目(编号:50675177);西北工业大学博士论文创新基金资助项目(编号:CX201003)
收稿日期:2010-06-13;修改稿收到日期:2010-09-25

响应; k 表示与第 i 个节点相连的单元个数。

板上的净功率流为

$$P_j = P_{in} - P_{out} \quad (5)$$

吸振器对板的吸振量为

$$T = 10 \log(P_q/P_h) \quad (6)$$

其中: P_q 为安装吸振器前输入板净功率; P_h 为安装吸振器后输入板净功率。

1.2 耦合系统有限元模型

连续参数吸振器的结构为变阻尼层复合梁,如图1所示。其中: h_1 为梁阻尼层初始高度; h_2 为复合梁末端的阻尼层高度; H 为基底层厚度;无阴影区为基底钢梁;阴影区为变截面阻尼层。吸振结构通过短杆与板进行连接,形成梁板耦合系统,垂直于板平面添加一个力 F ,此时梁-板耦合系统主要的振动形式为弯曲振动,因此笔者只对垂直于板平面的振动进行分析。

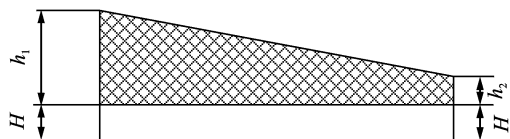


图1 变阻尼层复合梁横截面示意图

在ANSYS中运用APDL语言建立几何模型,通过布尔运算将两个结构进行连接。变截面阻尼梁通过壳单元shell99来模拟,板运用shell63单元进行描述。建模中为了实现阻尼层材料属性随频率变化的特性,在计算每个频点的响应时,把阻尼层材料属性设置成对应频率下的杨氏模量及损耗因子,再运用多载荷子步的方法进行加载。

设板的尺寸为长0.5 m,宽0.5 m,厚0.002 m。复合梁长为0.3 m,宽为0.02 m,基底层厚度 H 为0.001 m。阻尼层初始厚度 h_1 为0.004 m,末端厚度 h_2 为0.002 m。以板的坐下角为坐标原点,激励点 F 位置为(0.1 m,0.2 m),大小为1 N。梁安装点位置为(0.072 m,0.173 m),将板进行四边简支。整个耦合系统的有限元模型如图2所示。

2 数值分析结果及验证

2.1 模型分析结果

板的材料为钢质,杨氏模量 $E_p = 2.1 \times 10^{11}$ N/m²,密度 $\rho_p = 7\,800$ kg/m³,损耗因子 $\eta_p = 0.006$ 。复合梁阻尼层密度 $\rho_d = 1\,550$ kg/m³,材料的杨氏模量

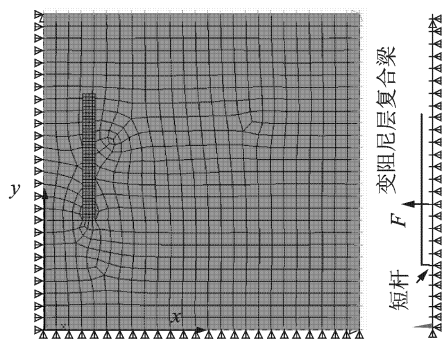


图2 复合梁板耦合系统有限元模型

及损耗因子依据试验数据进行加载。基底层杨氏模量 $E_b = 2.1 \times 10^{11}$ N/m²,密度 $\rho_b = 7\,800$ kg/m³,损耗因子为 $\eta_b = 0.006$ 。安装连续参数型吸振器对板0~500 Hz范围内前9阶模态的吸振量如图3所示。连续参数型吸振器对板前9阶模态都有一定的吸振效果,对板第1,2,5,6阶模态频率吸振效果较明显,这说明变阻尼层复合梁吸振频带宽,吸振效果好。板的前9阶模态频率具体数值如表1所示。

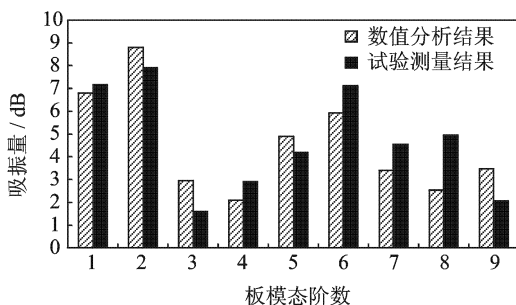


图3 吸振器对板各阶模态的吸振量

表1 板前9阶固有频率数值

模态阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
f/Hz	39	97	155	194	253	330	350	389	486

2.2 试验结果

试验通过测量主振系统在安装吸振器前后板上平均能量来评价吸振器的吸振效果。试验中梁试件尺寸与仿真计算中所取尺寸一致,主振系四边简支,均匀划分为25个网格,在每个网格内随机取点拾振,获取加速度信号。对每个点多次采样,则板的平均振动能量为

$$E_{\text{avg}} = \frac{1}{2} \frac{M_p}{N} \sum_{i=1}^N \frac{(\bar{a}_i)^2}{\omega^2} \quad (7)$$

其中: M_p 为钢板质量; N 为测点个数; \bar{a}_i 为第 i 个网格区域测量获得振动加速度响应的平均结果。

吸振量可以表示为

$$T = 10 \log(E_q/E_h) \quad (8)$$

其中: E_q 为安装吸振器前试验测量板的平均振动能量; E_h 为安装吸振器后试验测量板的平均振动能量。

试验中吸振器参数与数值仿真中复合梁的参数相同,将其与板通过螺栓连接,整个试验系统的原理如图4所示。信号发生器产生20~500 Hz白噪声,通过功率放大器后输入到激振器,驱动主振系统振动。用加速度传感器采集信号,通过电荷放大器,输入到数据采集分析仪。

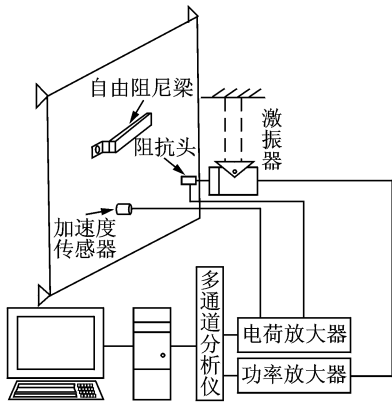


图4 试验装置原理图

为了降低传感器质量对测量结果的影响,试验中只使用2个传感器进行测试。一个传感器作为标定,另一个传感器在各网格内随机分布进行测量。测试结果通过标定点进行归一化,运用式(7)计算获得板的平均振动能量。

安装吸振器前、后板上测点加速度响应及平均振动能量对比如图5、图6所示。安装吸振器对板前9阶模态都具有吸振效果,对板的第1,2,6,8阶模态频率效果较好。板各阶模态的吸振量可计算得到,具体见图3。试验结果与理论分析结果有一定偏差,这是由于实际加工中,阻尼层与基底层复合粘贴过程中会在两层之间形成胶层,使得试件的模态发生偏移,导致吸振效果与理论计算结果产生偏差。但理论分析与试验结果大体一致,不仅验证了有限元功率

流模型的正确性,也表明了变阻尼层复合梁式动力吸振器具有宽带吸振的效果。

3 吸振结构参数优化

为了能够最大限度地降低主振系统振动能量提升吸振器吸振性能,对变阻尼层复合梁的参数进行最优化设计。依据APDL语言可操作性、可扩展性、可修改性强的特点^[7-9],运用ANSYS的优化模块对连续参数型吸振器的参数进行优化分析。

3.1 优化问题的描述

1) 优化变量范围(单位为m):梁长度为 $0.2 \leq l \leq 0.4$,宽度为 $0.01 \leq b \leq 0.03$;安装位置 (x, y) 满足 $0.06 \leq x \leq 0.44, 0.06 \leq y \leq 0.44$;阻尼层初始厚度 $0.002 \leq h_1 \leq 0.006$,末端厚度 $0.002 \leq h_2 \leq 0.004$ 。

2) 约束条件:梁式动力吸振器的总质量 m 不超过板质量 M 的百分之十。

3) 目标函数:为了提高整个分析频段内的吸振效果,降低振动最大值,在优化设计中,以分析频带内功率流最大峰值为目标函数^[10]

$$\min_B (\max_{\omega \in \Omega} (P_j)) \quad (9)$$

其中: B 为实际可操作的吸振器结构参数的设计区; Ω 为所关心的频率范围。

3.2 优化分析结果

为了研究梁长度、宽度、阻尼层初始厚度、末端厚度、安装位置等对目标函数的影响,运用零阶sweep方法在各变量范围内进行扫描,由于各变量变化范围差别较大,因此在对比分析时将各变量在变化范围内的改变量相对于变化范围做归一化处理,目标函数的数值随各参数改变的变化规律如图7、图8所示。梁阻尼层末端厚度变化对目标函数的数值影响不大,梁长度改变引起目标函数大范围的波动,这表明目标函数对梁的长度变化十分敏感,

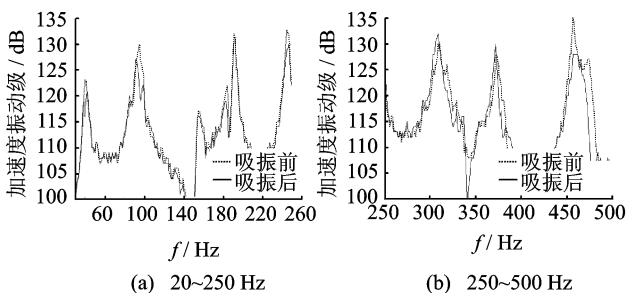


图5 标定点安装吸振器前、后加速度的测量值

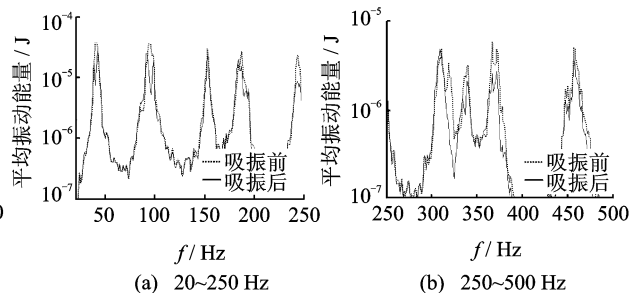


图6 安装吸振器前、后板的平均振动能量

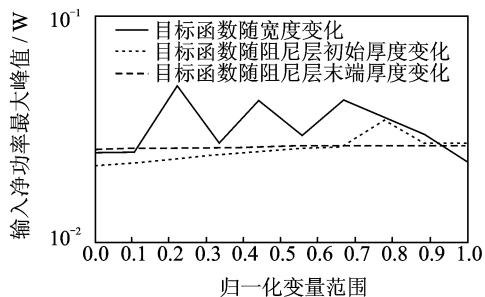


图7 目标函数值随梁宽度、阻尼层初始与末端厚度变化的曲线

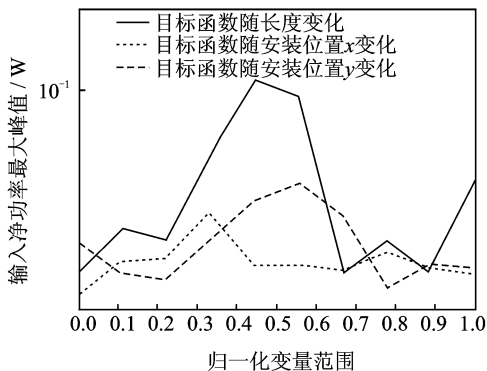


图8 目标函数值随梁长度、安装位置变化的曲线

而对阻尼层末端厚度变化不敏感。由此可知,梁的长度变化对连续参数型吸振器吸振效果影响最大,在试件加工中,需严格控制梁长度的加工误差。

以图7、图8中目标函数最小的参数作为初始条件,通过零阶random方法进行分析,分析次数设定为100。经过优化后,目标函数最小的前10组动力吸振器参数如表2所示。吸振效果好的吸振器的质量范围集中在0.05和0.11 kg附近,长度在0.26和0.38 m左右,安装位置多集中在板的边角处。安装目标函数数值最小的吸振器,其对板的吸振效果与未优化前的吸振量对比如图9所示。除了在板的第1,5阶模态频

表2 优化后连续参数型吸振器参数

长度/宽度/ m cm	阻尼层 初始厚 度/mm	阻尼层 末端厚 度/mm	安装 位置/ m	质量/ kg	目标 函数 数值/ W
0.38 2.4	4.0	3.4	(0.10, 0.32)	0.11	0.028
0.38 2.9	5.7	2.1	(0.39, 0.38)	0.14	0.028
0.39 2.3	3.6	3.8	(0.17, 0.12)	0.11	0.025
0.28 1.5	3.3	3.7	(0.27, 0.35)	0.05	0.029
0.21 1.6	4.8	2.0	(0.34, 0.36)	0.04	0.021
0.26 2.0	2.8	3.2	(0.11, 0.08)	0.06	0.028
0.28 2.6	5.8	3.3	(0.44, 0.08)	0.10	0.026
0.38 1.1	3.2	3.0	(0.34, 0.13)	0.05	0.027
0.38 2.1	3.5	3.9	(0.15, 0.10)	0.10	0.023
0.25 1.3	4.0	3.2	(0.19, 0.14)	0.04	0.020

率以外,优化后的吸振器对板的吸振量比优化前吸振器的吸振量有所提升,在板的第2,6阶模态频率提高较大,这说明运用ANSYS对连续参数型吸振器吸振效果进行优化分析可以获得较为理想的效果。

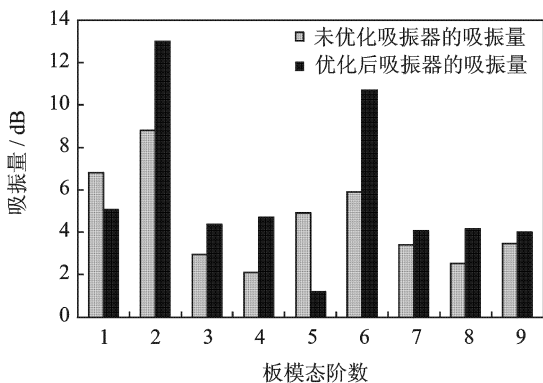
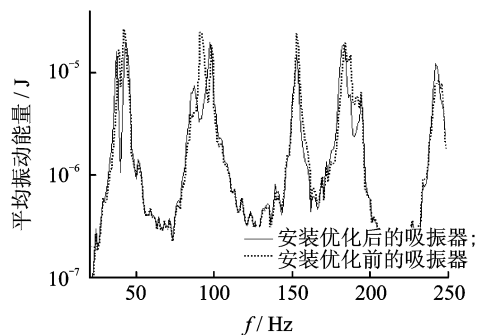


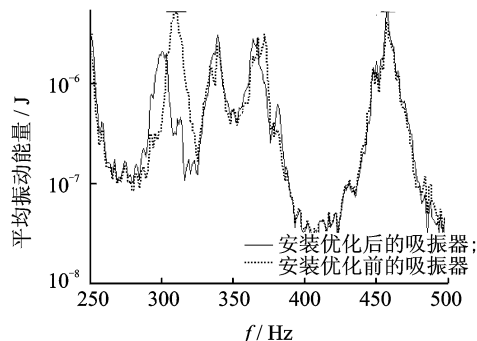
图9 吸振器优化前、后对板各阶模态的吸振量

3.3 优化结果试验验证

根据优化后结构参数,加工变阻尼层复合梁,按照优化位置进行安装,测量安装优化前、后的吸振器板的平均振动能量,如图10所示,优化对板各阶模态吸振量的影响如图11所示。优化后的吸振器较优化前的吸振器,在板的第1至4,6,8阶模态频率处的吸振量有所提高,尤其在第1,6阶模态的提升较大,进而验证了优化设计的有效性。



(a) 20~250 Hz



(b) 250~500 Hz

图10 安装优化与未优化吸振器板的平均振动能量

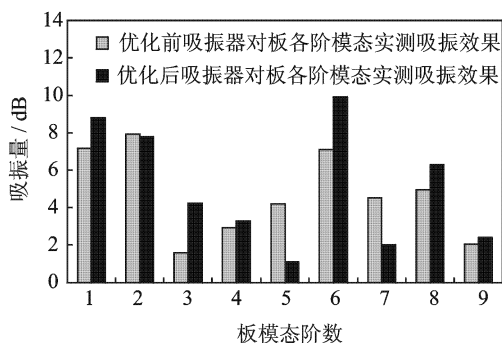


图11 优化前后吸振器对板各阶模态吸振量的实测结果

4 结 论

1) 变阻尼层复合梁这一连续参数型动力吸振器,具有吸振频带宽、吸振效果好的特性。基于有限元的功率流方法适合于连续参数型动力吸振器的吸振性能分析。

2) 阻尼层末端厚度改变对变阻尼层复合梁的吸振性能影响不大,而长度变化会造成其波动较大。

3) 吸振效果好的吸振器的质量范围集中在0.05和0.11 kg附近,长度在0.26和0.38 m左右,安装位置多集中在板的边角处。

4) 运用ANSYS的优化模块对连续参数型动力吸振器进行优化设计,优化后在多个频率段内吸振性能都有较大的提升。

参 考 文 献

[1] 刘耀宗,郁殿龙,赵宏刚,等.被动式动力吸振技术研究进展[J].机械工程学报,2007,43(3):14-21.
Liu Yaorong, Yu Dianlong, Zhao Honggang, et al. Review of passive dynamic vibration absorbers [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43 (3):14-21. (in Chinese)

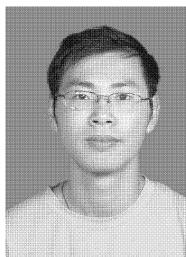
[2] Wang Zhigang, Feng Qi, Wang Yu. Dynamic modeling and response analysis to impact of elastic floating raft system[J]. Journal of Ship Mechanics, 2005, 9(6): 113-124.

[3] 张令弥.复杂结构动态分析/试验/设计与计算仿真技术的进展与应用[J].强度与环境,2005,32(1):1-9.
Zhang Lingmi. Dynamic analysis/test/design and computer simulation of complex structures: advances & applications [J]. Structure & Environment Engineering, 2005, 32(1):1-9. (in Chinese)

[4] 刘文法,向阳.基于有限元分析的宽带动力吸振器技术研究[J].武汉理工大学学报,2006,30(6):1073-1076.
Liu Wenfa, Xiang Yang. Study of broad band dynamic

vibration absorbers based on finite element analysis [J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2006, 30(6):1073-1076. (in Chinese)

- [5] 伍先俊,朱石坚.基于有限元的功率流计算及隔振系统优化设计技术研究[J].船舶力学,2005,9(4):138-145.
Wu Xianjun, Zhu Shijian. Calculation technique of vibration power flow based on finite element analysis and its application in the isolation system optimization [J]. Journal of Ship Mechanics, 2005, 9(4):138-145. (in Chinese)
- [6] Zhang Ku, Sun Honglin. Calculation of vibratory power transmission of complex floating raft system by FEM [J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2008, 38(5): 516-523.
- [7] 陈树勋,王素暖,白斌,等.压缩垃圾车结构的载荷描述与优化设计[J].机械工程学报,2008,44(3):213-219.
Chen Shuxun, Wang Sunuan, Bai Bin, et al. Load expression and Structural optimization of compressed rubbish vehicle [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3):213-219. (in Chinese)
- [8] 陈学前,杜强,冯加权.运用有限元分析的阻尼板优化设计[J].振动、测试与诊断,2007,27(3):236-238.
Chen Xueqian, Du Qiang, Feng Jiaquan. Optimization design of damping disk based on finite element analysis [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2007, 27(3):236-238. (in Chinese)
- [9] 彭辉,靳晓雄,刘懿.橡胶元件在车内降噪中的优化设计[J].振动、测试与诊断,2002,22(1):43-48.
Peng Hui, Jing Xiaoxiong, Liu Yi. Optimum design of rubber elements in suspension system of a car for reducing its interior noise [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2002, 22(1): 43-48. (in Chinese)
- [10] 王全娟,陈家义,李伟华,等.动力吸振器优化设计的功率流控制策略[J].振动工程学报,2001,14(4):432-437.
Wang Quanjuan, Chen Jiayi, Li Weihua, et al. Control strategies of optimum design of vibration absorbers on power flow [J]. Journal of Vibration Engineering, 2001, 14(4):432-437. (in Chinese)



第一作者简介:肖和业,男,1985年11月生,博士研究生。主要研究方向为振动与噪声控制、阻尼减振技术及结构有限元分析。曾发表《变阻尼层复合梁动力特性的优化分析》(《振动、测试与诊断》2010年第30卷第1期)等论文。
E-mail:raulwavell@163.com