

文章编号: 1006-1355(2011)05-0001-04

吸振器底座对减振效果的影响

徐振邦

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033)

摘要: 实际使用的吸振器都具有一定尺寸的安装底座。当吸振器安装于柔性主系统时,底座将影响吸振器的减振效果。针对此问题,利用功率流方法进行仿真研究。建立有底座吸振器和两端固支梁主系统耦合的数学模型。利用该模型对吸振器安装在梁上三个不同位置的情况进行仿真研究,并分析底座尺寸的影响,在此基础上比较两个吸振器和单个吸振器的减振效果。研究表明,通过优化吸振器的底座和安装方式能够有效地改善吸振器的减振性能。这为吸振器的工程应用提供一定的参考。

关键词: 振动与波; 吸振器; 底座; 减振效果; 梁

中图分类号: O322; TB535

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355-2011.05.001

Study on Influence of Vibration Absorber's Base on Its Vibration Attenuation Effect

XU Zhen-bang

(Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences,
Changchun 130033, China)

Abstract: In reality, all vibration absorbers have bases. When the vibration absorber is fixed to a flexible base, the base will affect its vibration attenuation effect. Aiming at this problem, simulation researches are carried out with the power flow method in this paper. A mathematical model of the system composed of the vibration absorber with a base and coupled with an ends-fixed beam is established. With this model, the vibration attenuation effects of the vibration absorbers fixed at different positions of the beam are simulated, and the influence of the base size on the vibration attenuation effect is analyzed. On the basis, the vibration attenuation effect with double vibration absorbers attached is compared with that with a single vibration absorber attached. The results show that the vibration attenuation effect of the vibration absorber can be improved effectively by optimizing its base and installation condition. This work provides guidance for the engineering application of the vibration absorbers.

Key words: vibration and wave; vibration absorber; base; vibration attenuation effect; beam

动力吸振器是一种常用的减振设备,已在机械、建筑等领域得到了广泛应用。这种设备通过分流减振主系统的振动能量来起到减振作用,主要针对窄带振动。

目前,大多数吸振器的研究中采用由弹簧和质量块组成的结构模拟减振主系统^[1],这种模型适合于刚度较大的结构,例如电机、大型振动机械等。但当主系统是柔性时该模型就不再适用。

因此需要开展吸振器应用于柔性主系统的减振研究。国内外一些学者已进行了这方面的工作,并取得了一定的研究成果。

王全娟等提出一种以功率流为控制量进行动力吸振器优化设计的方案^[2,3]。据此方法,进行连续参数系统动力吸振器的优化设计研究。验证了吸振器应用于柔性主系统中的有效性,并讨论吸振器参数、振源位置等因素对减振效果的影响。

宛敏红等探讨动力吸振器用于抑制简支矩形薄板简谐振动的的问题,运用无量纲功率流的方法研究吸振器质量比、安装位置以及板的损耗因子对吸振器结构参数和控制效果的影响^[4]。在此基础上,他们进一步研究力耦作用下薄板的吸振控制问题^[5]。

收稿日期: 2011-02-11

作者简介: 徐振邦(1982 -),男,内蒙古通辽市人,博士,目前主要从事振动控制和空间遥感的力学分析研究。

E-mail: xuzhenbang@gmail.com

Brennan^[6,7]等人对利用动力吸振器控制柔性主系统整体振动进行了理论和试验研究。结果表明,参数优化的可调式吸振器,若安装在恰当位置,将能够在较宽的频率范围内取得良好的减振效果。

以上研究都是将吸振器简化为单自由度结构,通过一个无尺寸的安装点连接在主系统上。但实际上,吸振器都需要一定尺寸的底座和主系统相连。吸振器通过底座作用在主系统上的力是分布力而不是集中力。当主系统为柔性时,吸振器底座的刚度也会对系统的振动造成一定的影响。针对此问题,本文以两端固支梁为主系统,采用功率流方法研究有底座吸振器的减振特点,并分析底座尺寸、安装方式等对控制效果的影响。

1 系统建模

图1为本文所建立的有底座吸振器系统模型图。两端固支弹性梁为减振主系统,其上安装有底座吸振器。有底座吸振器由底座和其上的单自由度结构构成。建模中底座采用刚性质量块模拟,在底座和梁之间采用五个点刚性连接的方式模拟实际中刚性较强的螺栓连接。

柔性主系统不同位置处的振动情况各异,因此本文采用功率流表征主系统的总体振动量。通过考查输入到梁中的功率流的变化来考察吸振器的减振效果。

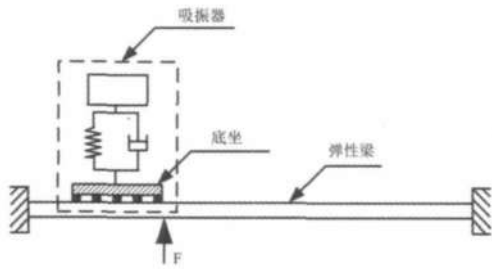


图1 仿真模型图
Fig.1 Simulation model of the system

图1所示结构可看作是通过在弹性梁上附加有底座吸振器构成的。有底座吸振器可看作是通过在底座上附加单自由度结构构成的。下面的推导中首先建立在某一结构上附加N个子结构的一般性方程,进而推导出图1所示结构的数学模型。

设某系统激励点的原点导纳为 Z_p , 在该系统上安装N个导纳为 H_s 的子系统, 对整个系统有

$$\begin{pmatrix} V_p \\ V_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_p & Z_{ps} \\ Z_{ps}^T & Z_{ss} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_p \\ F_s \end{pmatrix} \quad (1)$$

其中 V_p 为激励点处的速度矢量, V_s 为子系统安装点处的速度矢量, Z_{ps} 为主系统上激励点和子系统安

装点之间的导纳矩阵, Z_{ss} 为主系统上各子系统安装点间的导纳矩阵, F_p 为系统激励力, F_s 为N个子结构施加给主系统的作用力。

对N个子系统有

$$V_s = -DF_s \quad (2)$$

式中 $D = \text{diag}(H_s)_{N \times N}$ 。联立方程(1), (2)得

$$\begin{aligned} V_p &= \{Z_p - Z_{ps}[D + Z_{ss}]^{-1}Z_{ps}^T\}F_p \\ &= [Z_p + \Delta Z]F_p \end{aligned} \quad (3)$$

其中 $\Delta Z = -Z_{ps}(H_s + Z_{ss})^{-1}Z_{ps}^T$ 为子系统加入后引入到主系统中的附加导纳。进一步推导可得

$$V_s = -DZ_{ps}^{-1}\Delta ZF_p, \quad F_s = Z_{ps}^{-1}\Delta ZF_p \quad (4)$$

利用(3), (4)既可求得系统中各个环节处的振动响应。据此进一步求得系统中各个环节处的功率流情况。外界输入到整个系统的总功率流为

$$P_{in} = \frac{1}{2}\text{Re}(F_p^H V_p) = \frac{1}{2}|F_p|^2 \text{Re}(Z_p + \Delta Z) \quad (5)$$

由主系统传入到N个子系统的功率流为

$$P_{out} = \frac{1}{2}\text{Re}[-F_s^H V_s] = \frac{1}{2}|F_p|^2 |\Delta Z|^2 \text{Re}[(Z_{ps}^{-1})^H Z_{ps}^{-1}] \quad (6)$$

以上两者之差即为残留在主系统的净功率流

$$P = P_{in} - P_{out} \quad (7)$$

尽量减少这部分功率流就是吸振器的减振目标。

下面在以上推导的基础上, 求出图1所示结构的数学模型。首先推导有底座吸振器的数学模型。

该吸振器可看成在质量块上附加一个单自由度结构组成。根据以上推导, 先求出质量块的导纳矩阵。刚性质量块上任意两点间的导纳为

$$\zeta_{pq}(x_p, x_q) = \frac{1}{j\omega M} + \frac{x_p x_q}{j\omega J} \quad (8)$$

式中 M 为质量块质量, J 为质量块绕质心的转动惯量, x_p 和 x_q 为质量块上两点相对于质心的位置坐标, ω 为激励力的角频率。在五点安装的情况下, 质量块的导纳为

$$Z_m = [\zeta_{pq}(x_p^t, x_q^t)]_{5 \times 5} \quad (9)$$

式中 x_p^t, x_q^t ($p, q=1, \dots, 5$) 为五个安装点相对于质量块质心的坐标。在质量块上加入单自由度结构后, 根据式(1-4)可求得有底座吸振器的导纳为

$$\begin{aligned} Z_m^a &= Z_m - \\ &[\zeta_{pq}(x^e, x_q^t)]_{1 \times 5} [H_a + \zeta_{pq}(x^e, x^e)]^{-1} [\zeta_{pq}(x^e, x_q^t)]_{1 \times 5}^T \end{aligned} \quad (10)$$

式中 x^e 为吸振器安装点的位置坐标, H_a 为单自由度结构的导纳, 具体表达式如下

$$H_a = \frac{j\omega}{k_a + j\omega c_a} + \frac{1}{j\omega m_a} \quad (11)$$

其中 k_a 为单自由度结构的弹簧刚度, m_a 为振子的

质量, c_d 为弹簧阻尼。

下面推导梁和有底座吸振器耦合系统的方程。

两端固支梁上任意两点间的导纳为

$$Z_{ls}(x_l, x_s) = \frac{j\omega \sum_{k=1}^N \phi_k(x_l)\phi_k(x_s)}{M_b \sum_{k=1}^N (\Omega_k^b)^2 (1 + j\delta) - \omega^2} \quad (12)$$

式中 M_b 为梁的质量, N 为分析中考虑的振型阶数, $\phi_k(x)$ 和 Ω_k^b 为梁第 K 阶的振型函数和固有频率, δ 为梁的损耗因子。

在梁上安装 N 个带有底座的吸振器后, 对应方程(1),(2)有

$$\begin{aligned} Z_p &= Z_{ls}(x_f, x_f) \\ Z_{ps} &= [Z_{ls}(x_f, x_s^m)]_{1 \times 5N} \\ Z_{ss} &= [Z_{ls}(x_l^m, x_s^m)]_{5N \times 5N} \\ D &= \text{diag}(Z_m^a)_{N \times N} \end{aligned} \quad (13)$$

式中 x_f 为激励位置坐标, x_s^m , x_l^m ($s, l=1, \dots, 5N$) 为 N 个吸振器安装点在梁上的位置坐标。将式(13)带入到式(3-6)中既可求出系统各环节处的功率流及输入到主系统中的净功率流。

2 计算结果及讨论

利用1节中所建立的数学模型对图1所示系统进行仿真分析。实际中低频振动的危害往往较大, 因此主要考察吸振器对系统前两阶振动的控制效果。

仿真中两端固支梁的尺寸为 $1 \text{ m} \times 0.05 \text{ m} \times 0.005 \text{ m}$, 前两阶固有频率分别为 27 Hz 和 75 Hz 。在梁的 $1/3$ 长度处施加幅值为 1 N 简谐激励。为覆盖系统的前两阶固有频率, 仿真中激励频率范围选为 $0-100 \text{ Hz}$ 。

吸振器的动质量为 0.4 kg , 底座质量为 0.1 kg , 阻尼比为 0.05 。梁上吸振器可选安装位置如图2所示, 分别位于系统的 $1/4, 1/2$ 和 $3/4$ 长度处。这些位置为系统前两阶振型的峰值位置。根据文献[8], 吸振器安装在这些位置能够对系统的前两阶振动起到有效的控制作用。

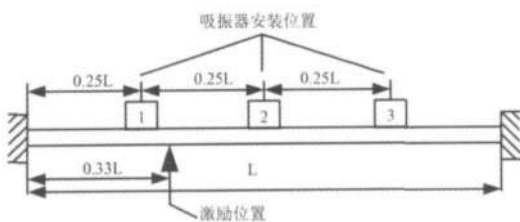


图2 吸振器安装位置及激励位置

Fig.2 The mounting positions and the exciting position

本文主要考察被动式吸振器的减振效果。被动式吸振器只能针对特定的频段进行减振。一般情况下, 系统的一阶振动影响最大, 因此将吸振器的固有

频率设为 27 Hz , 控制梁第一阶振动。计算结果如图3所示。图中无底座吸振器相当于底座尺寸为 0 m ,

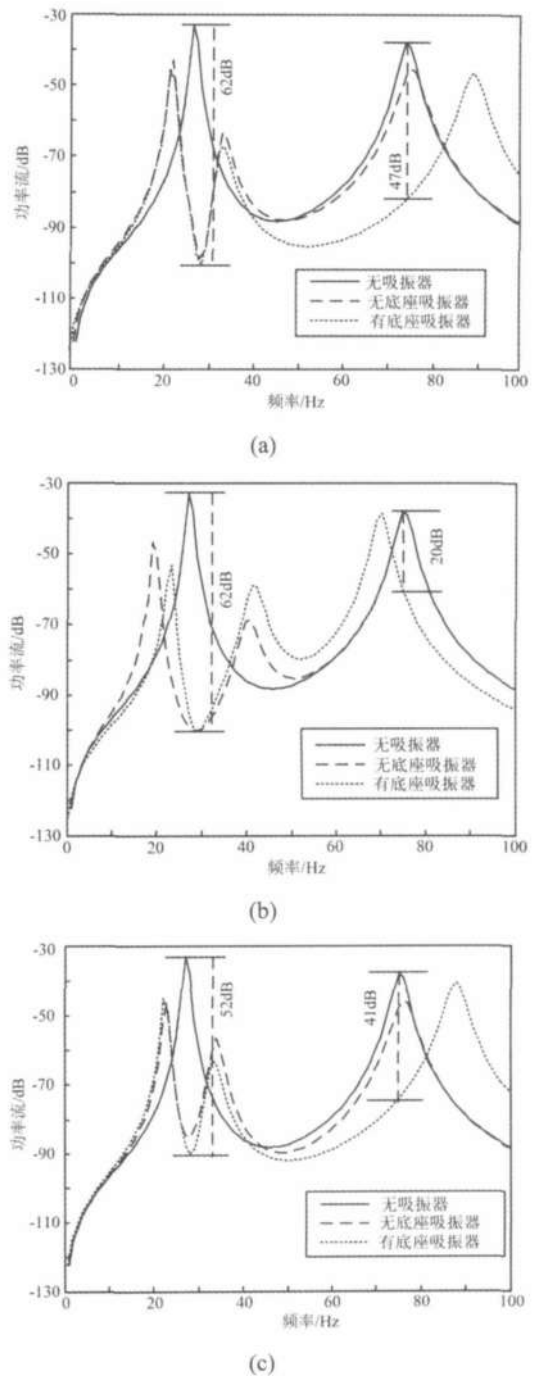


图3 三个位置吸振器减振效果

(a)位置1; (b)位置2; (c)位置3

Fig.3 The vibration attenuation effects of the vibration absorbers located at three positions (a) position 1 (b) position 2 (c) position 3

有底座吸振器的底座尺寸为 0.1 m 。

图3中(a),(b)和(c)三种情况分别对应了吸振器安装图2所示三个不同位置处的减振效果。

在吸振器调谐频率附近(27 Hz 附近)的频段内, 安装在不同位置的吸振器的减振曲线形状相似, 均在吸振器的调谐频率处出现了一个低谷, 此处减振

效果最好。低谷的两侧出现了两个新的共振峰,对应频段的振动比不加吸振器时更为剧烈。这种情况同吸振器应用于单自由度主系统时一致。三个位置对比来看,吸振器安装在位置1和位置2时的减振效果均为62 dB,且有底座吸振器和无底座吸振器的减振效果相差不大。吸振器安装在位置3时的减振效果只有52 dB,有底座吸振器的减振效果要优于无底座吸振器。

在偏离吸振器调谐频率的频段内,无底座吸振器基本没有减振效果,特别是安装在位置2时。有底座吸振器会造成系统第二阶固有频率的偏移。安装在位置1和位置3会使共振峰向高频偏移,导致包括系统二阶频率在内的较宽频段内的振动减小,取得明显的减振效果,并且吸振器安装在位置1时振动减小的幅度要大于安装在位置3时。吸振器安装在位置2时系统共振峰向低频方向偏移,反而导致中间频段内的振动加大。

三个位置相比,位置1应为吸振器的最佳安装位置,在此位置安装有底座的吸振器不仅能够在调谐频率处取得较好的减振效果,还能拓宽减振带宽,这是有底座吸振器的显著优点。

图4为安装在位置1处的几种不同尺寸底座吸振器的减振曲线。由图可见,吸振器调谐频率处的减振效果不受底座尺寸的影响。系统的二阶峰值随着底座尺寸的加大不断向高频移动。当底座尺寸较小时,增加尺寸对峰值偏移影响较大。当底座尺寸大于0.05 m后,加大底座尺寸对峰值偏移的影响不再显著。

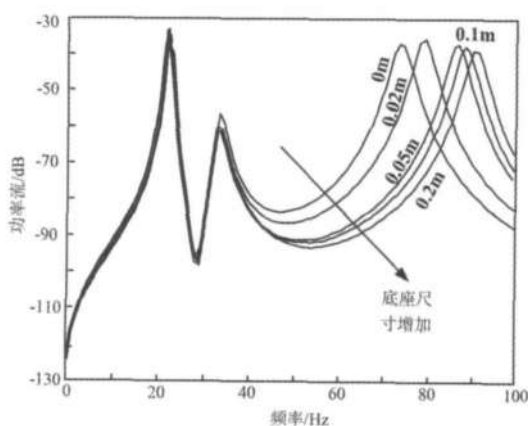


图4 不同尺寸底座吸振器的减振效果

Fig.4 The vibration attenuation effects of the vibration absorbers with bases of different dimensions

实际应用中,当主系统的质量较大时,由于附加质量和安装环境的限制,往往需要安装多个吸振器。针对这种情况,本文利用以上模型进行仿真分析。在减振效果较好的位置1和位置3处各布置一

只吸振器。为使结果有比较,设定两只吸振器的总质量与一只吸振器的总质量相同,两只有底座吸振器的底座尺寸为单个吸振器底座尺寸的一半。所得计算结果如图5所示。

由图可见,安装两只无底座吸振器的减振效果同只在位置1安装一只无底座吸振器相比差别不大,但安装两只有底座吸振器却能使减振效果得到明显改善,第2阶频率处的减振效果达到了58 dB。因此,对有底座吸振器来说,这种布置方式比只布置一个吸振器的减振效果更好。

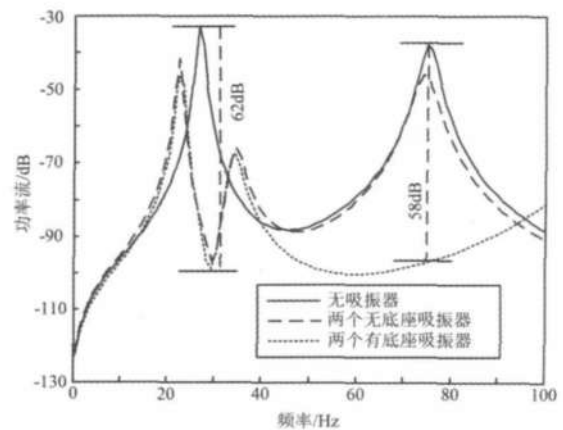


图5 单个吸振器和两个吸振器的减振效果比较

Fig.5 The comparison of the vibration attenuation effect between one vibration absorber and two vibration absorbers

3 结语

利用两端固支梁模型,研究吸振器的底座对其减振效果的影响。重点分析吸振器安装在梁上三个不同位置时的减振情况。研究表明:

位置1为两种吸振器的最佳安装位置。有底座吸振器安装在该位置不仅能够在调谐频率处取得明显的减振效果,还能拓展吸振器的有效减振带宽。

底座尺寸的变化对吸振器减振效果的影响在底座尺寸较小时比较明显。当底座尺寸增大到一定程度后,继续增大尺寸,对改善吸振器的控制效果意义不大。

在位置1和位置3各布置一只有底座吸振器的减振效果要好于只在位置1布置有底座吸振器。因此,在使用时,可以通过将大的有底座吸振器转换成多个小的有底座吸振器来改善减振效果。

综上所述,当吸振器应用于柔性主系统时,可以根据主系统的振动特点及吸振器的安装位置,通过优化底座和吸振器的安装方式来改善吸振器的减振效果。

(下转第21页)

和偏摆角度范围内为电磁-永磁复合电磁扭矩的预测和模拟提供可靠的参考。对于电磁-永磁复合驱动振动机构,相比方波激励模式,三角波的激励下驱动机构驱动响应和稳定性较好;方波激励由于信号变化不连续,冲击有可能使得输出杆和转子瞬间脱离程度更大,这些都可能使得没有限位机构的振动驱动系统呈现不稳定。本研究所提出和实现的电磁-永磁复合驱动振动计算模拟方法对未来实现电磁-永磁复合驱动振动机构和器件的设计将具有较好的应用价值。

致谢:

本文研究得到上海航天基金、机械系统与振动国家重点实验室重点基金(MSVZD201102)支持,并由国家自然科学基金天文联合基金(No.10778620)以及973计划(No.2011CB706803)部分支持完成,在此对所给予的大力支持表示诚挚感谢。

参考文献:

- [1] 杨松,李声远,王晓耕. 卫星动力学环境模拟试验技术展望[J]. 航天器环境工程, 2002,19(2): 19-23.
- [2] 吴三灵,实用振动测试技术[M]. 兵器工业出版社, 1994.
- [3] 奚德昌,赵钦森. 振动台及振动试验[M]. 北京:机械工业出版社,1985.
- [4] 杨斌堂,孟光. 永磁伸缩机构[P]. 中国:200710047397, 2007.
- [5] 周寿增,董清飞. 超强永磁体[M].北京:冶金工业出版社,2004.

- [6] Štěpánek Jiří, Rostaing Hervé, Delamare Jérôme, et al. Fast dynamic modeling of magnetic micro-actuator [J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2004, 272-276: 669-671.
- [7] J. L. Coulomb. A methodology for the determination of global electromechanical quantities from a finite element analysis and its application to the evaluation of magnetic forces, torques and stiffness[J]. IEEE Trans. Magn. 1983, MAG-19, no.6:2514-2519.
- [8] J. L. Coulomb, et al. Finite element implementation of virtual work principle for magnetic or electric force and torque computation [J]. IEEE Trans. Magn., 1984, MAG-20, no.5: 1894-1896.
- [9] T. Kabashima, A. Kawahara, and T. Goto. Force calculation using magnetizing currents[J]. IEEE Trans. Magn.,1988 ,24, no.1: 451-454.
- [10] S. H. Lee, I. H. Park, and K. S. Lee. Comparison of mechanical deformation due to different force distributions of two equivalent magnetization models[J]. IEEE Trans. Magn., 2000, 34, no. 4: 1368-1372.
- [11] Pan Zheng. Force and torque characteristics for magnetically driven blood pump[J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials,2002, 241: 292-302.
- [12] 汤双清,沈洁,等. 基于磁荷模型的永磁体空间磁场的有限元分析与计算[J]. 三峡大学学报(自然科学版) 2003, 25(5): 452-455.
- [13] 叶敏,肖龙翔. 分析力学[M]. 天津:天津大学出版社, 2001.

(上接第4页)

参考文献:

- [1] 郑福明,杜冬,冯海军,章艺. 滞回阻尼吸振器和粘滞阻尼吸振器的吸振性能比较[J]. 噪声与振动控制, 2007, 5: 33-37.
- [2] 王全娟,夏松波,黄文虎. 基于功率流方法的连续参数系统动力吸振器的优化设计[J]. 声学学报, 2003, 28: 267-271.
- [3] 王全娟,陈家义,李伟华,许华. 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: 432-437.
- [4] 宛敏红,王敏庆,盛美萍. 弹性板吸振控制的无量纲功率

流研究[J]. 振动与冲击, 2007, 26: 111-113.

- [5] 宛敏红,王敏庆,盛美萍,行晓亮. 力偶作用下薄板的吸振控制研究[J]. 机械科学与技术, 2007, 26: 68-71.
- [6] M. J. Brennan and J. Dayou. Global control of vibration using a tunable vibration neutralizer[J]. Journal of Sound and Vibration. 2000, 232: 585-600.
- [7] J. Dayou and M. J. Brennan. Experimental verification of the optimal tuning of a tunable vibration neutralizer for global vibration control[J]. Applied Acoustics. 2003. 64: 311-323.
- [8] 丁文镜. 减振理论[M]. 北京:清华大学出版社, 1988, 228-237.