

文章编号: 1000-4750(2010)01-0228-05

压电智能结构振动主动控制传感器/驱动器的位置优化设计

张京军¹, *何丽丽², 王二成², 高瑞贞³

(1. 河北工程大学科研处, 河北, 邯郸 056038; 2. 河北工程大学土木工程学院, 河北, 邯郸 056038; 3. 河北工程大学机电学院, 河北, 邯郸 056038)

摘 要: 应用 ANSYS 软件对压电智能结构建模, 并计算其模态圆频率。采用 D 优化设计准则, 并对该准则进行简化, 用一种简单的方法将所选择的低阶模态振型转化为归一化形式, 最后, 仅用结构模态振型就可确定压电元件的最优位置, 有效的避免了布置的随机性。考虑到粘贴压电元件对主体结构动力学特性的影响, 该文采用线性二次型高斯(LQG)最优控制方法, 设计 Kalman 滤波器, 对模型过程噪声和量测噪声进行过滤。最后, 该文以压电智能悬臂梁为例给出了系统的阶跃响应曲线, 验证了此方法的有效性。

关键词: 压电材料; 智能结构; LQG 控制方法; D 优化设计准则; ANSYS 软件

中图分类号: TB535 **文献标识码:** A

THE OPTIMAL POSITION DESIGN OF SENSORS/ACTUATORS IN ACTIVE VIBRATION CONTROL FOR PIEZOELECTRIC INTELLIGENT STRUCTURES

ZHANG Jing-jun¹, *HE Li-li², WANG Er-cheng², GAO Rui-zhen³

(1. Department of Science Research, Hebei University of Engineering, Handan, Hebei 056038, China;

2. College of Civil Engineering, Hebei University of Engineering, Handan, Hebei 056038, China;

3. College of Mechanical and Electrical Engineering, Hebei University of Engineering, Handan, Hebei 056038, China)

Abstract: The paper builds a model for piezoelectric intelligent structures and calculates the modal frequency using ANSYS software. The D-optimal design principle is applied and the selected modes are converted into a unitary form by simplifying the principle. Finally, the optimal position of piezoelectric elements can be determined by the mode shapes of the structures solely, thus position's randomness will not be introduced. This paper considers the influence of the main structure's dynamics characteristics produced by the bonded piezoelectric elements, and adopts the Linear Quadratic Gauss (LQG) optimal control method to design a Kalman filter, which can be used to filtrate the process noise and measurement noise. At last, a piezoelectric cantilever beam is taken as an example to prove the effectiveness of the method in this paper.

Key words: piezoelectric materials; intelligent structures; LQG control method; D-optimal design principle; ANSYS software

近年来, 压电智能结构与振动主动控制技术的结合为柔性结构振动控制开辟了一条新途径。柔性

结构内部的阻尼很小常常被忽略, 因此在受到外界干扰后的振动控制尤为重要^[1]。1985 年, Bailey

收稿日期: 2008-08-28; 修改日期: 2008-12-18

基金项目: 河北省自然科学基金项目(E2008000731); 河北省教育厅科学研究计划项目(2006107)

作者简介: 张京军(1963—), 男, 河南虞城人, 教授, 博士, 硕导, 从事智能结构振动主动控制研究(E-mail: santt88@163.com);

*何丽丽(1981—), 女, 河北保定人, 硕士生, 从事智能结构振动主动控制研究(E-mail: helili0910@163.com);

王二成(1981—), 男, 河南周口人, 硕士生, 从事智能结构振动主动控制研究(E-mail: wang406312@163.com);

高瑞贞(1979—), 男, 河北保定人, 讲师, 硕士, 从事智能结构振动主动控制研究(E-mail: ruizhenemail@163.com).

等^[2]将一整片压电薄膜粘贴在悬臂梁上进行主动控制的尝试实验,从而引发了这一领域的研究。

压电材料是一种智能材料,它具有正压电效应、逆压电效应,既可以作为传感器也可以作为驱动器。在智能结构的振动主动控制中,压电元件的位置布置是一个很重要的过程,布置得当将会有有效的抑制结构的振动,布置不当则会导致结构振动失控,甚至引起共振。目前,国内外许多学者已经对智能结构压电元件位置优化进行了研究。Han和Lee^[3]建立了系统的可控格拉姆矩阵,把格拉姆矩阵的最大特征值作为目标函数,并利用遗传算法搜索压电元件的最优位置。Zhang等^[4]提出了一种基于能量耗散的目标函数,同样采用了遗传算法并利用浮点编码的方法解决了压电元件位置优化问题。文献^[5]以压电元件处于不同位置时控制系统反馈增益的范数为依据,选择压电元件的最优位置,该方法只能保证控制系统耗能最小,但结构的振动控制效果并非最优。文献^[6]利用数学规划法设计压电元件的最优位置,该方法在计算中忽略了压电材料与主结构间的机电耦合性。

目前,针对压电元件位置优化问题人们提出了许多优化准则,例如基于控制系统可控性、可观性的准则,基于系统能量的准则,基于系统稳定性、可靠性的准则等。然而,这些准则都必须根据给定压电元件的假设分布来求取状态空间方程,构造相应的优化目标函数,求解过程复杂。D优化设计准则^[7]是把Fisher信息矩阵行列式的最大值作为目标函数的一种优化方法, Bayard^[8]等人的研究表明,只需利用结构的模态振型就可确定压电元件的最优位置。Joshi^[9]对粘贴有压电元件和未粘贴压电元件的板进行模态分析,结果表明压电元件对板的模态振型和频率产生一定的影响。鉴于此,本文采用线性二次型高斯(LQG)最优控制方法,应用滤波技

术,设计 Kalman 滤波器对模型过程噪声和量测噪声进行过滤,对系统的状态及输出做出比较精确的估计,从而达到最优的控制效果。

1 压电元件位置优化

1.1 模型

本文将矩形压电传感器和驱动器对称粘贴在柔性悬臂梁的上下两侧,如图 1 所示。这种对称布置方式能够避免由于模态截断导致的观测和控制的溢出,保证控制系统的最小相位。有限元模型的优点便于实现数值化处理,而且适合对任意形状的结构和各向异性的压电材料进行建模。文献^[10]对含压电材料的智能结构进行了研究,考虑到压电效应的影响,采用了一种带有电势自由度的特殊单元来模拟压电材料。这些特殊单元已经广泛应用于一些商用有限元软件中,如ANSYS软件等。本文应用ANSYS软件,采用Solid 45 三维单元离散梁结构, Solid 5 三维单元离散压电材料,其各自的材料性质如表 1 和表 2 所示^[11]。对智能结构建模并进行模态分析,提取低阶模态振型,其前四阶模态圆频率如表 3 所示。

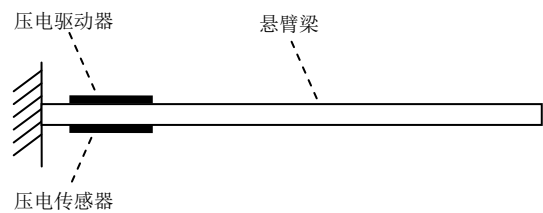


图 1 压电智能悬臂梁物理模型简图

Fig.1 Physical model of the piezoelectric intelligent cantilever beam

表 1 铝材料性质

Table 1 Properties of the aluminum material

铝	弹性模量(EX)	密度(dens)	泊松比(Nuxy)
Solid 45	$7.5842 \times 10^{10} \text{N/m}^2$	2743kg/m^3	0.27

表 2 压电材料性质

Table 2 Properties of the piezoelectric material

PZT-5H	密度/(kg/m^3)	相对介电常数		压电应力常数/(c/m^2)				柔度系数/(10^{10}N/m^2)				
		$\epsilon_{11}^S / \epsilon_0$	$\epsilon_{33}^S / \epsilon_0$	e33	e31	e15	c11	c12	c13	c33	c44	c66
Solid 5	7700	1697.53	1468.26	23.3	-6.5	17	12.6	7.95	8.41	11.7	23	23.3

表 3 系统前 4 阶模态圆频率

Table 3 The first 4 modal frequencies of the system

阶数		1	2	3	4
		圆频率	2.7	16.9	47.7
	粘贴前	2.7	16.9	47.7	94.32
	粘贴后	3.0	18.7	52.6	103.9

1.2 简化 D 优化准则目标函数

在实际系统中,使用压电元件实现振动主动控制同时存在数目优化和位置优化的问题。但目前对于传感器/驱动器数目的研究还不充分,技术思路还不明确,这主要是因为传感器/驱动器的数目对于不

同的控制器和控制要求来说,是难以确定的。而对于位置优化的问题,国内外学者则进行了大量的研究,针对压电柔性结构,本文采用把压电传感器/驱动器集成在主结构同一部位的两侧而构成模态传感执行器来实现振动主动控制。因为已有的研究^[12-13]表明,采用这种方式能够实现同位控制,保证受控系统为最小相位系统,防止由于模态截断而导致的观测溢出和控制溢出问题,保证系统的稳定性。因此,在压电元件位置优化时,只需考虑传感器的位置即可。

D优化设计准则^[7]是把Fisher信息矩阵行列式的最大值作为目标函数的一种优化方法。实际上,传感器的作用就是用于状态参数估计,由数理统计知识可知,Fisher信息矩阵 F 的行列式 $\det(F)$ 是与参数无偏估计的方差下限成反比的。因此, $\det(F)$ 越大,所估计的参数的方差就越小,在最小方差无偏估计的意义上就越好。Bayard等^[8]的研究表明,在结构模态阻尼很小的情况下,D优化设计准则能够进行简化,使传感器位置的设计与控制输入问题解耦,只需利用结构的模态信息,就能最优的确定传感器的位置,使设计问题大大简化。由于压电元件采用的是对称布置方式,只要确定传感器的位置就可以确定驱动器的位置。在微小阻尼的条件下,D优化设计准则的数学模型可写为:

$$\max_{\beta}(\det(F)) \quad (1)$$

由Bayard等^[8]的研究结论,根据D优化设计准则分离原理,传感器优化的目标函数^[7-8]为:

$$S(m) = \max_{\beta} \sum_{i=1}^N \log \left(\sum_{k=1}^M \beta_k \frac{(\gamma_k^T \phi_i)^2}{\varphi_k^2} \right) \quad (2)$$

其中: $\beta \in B_m$, $B_m = \left\{ \beta: \sum_{k=1}^M \beta_k = m \right\}$, β 为位置选择矩阵, B_m 布置方案的可行解集合, m 为传感/驱动器对的数量, M 为可布置数, $m \leq M$, β_k 由1和0组成(1表示此处布置压电片,0表示不布置); γ_k 表示第 K 个传感器的系数矩阵; ϕ_i 表示第 i 阶模态振型向量; φ_k^2 表示各传感器测量值的协方差,可设为常数1。式(2)可以认为是在待控模态作用下能够获得最大电荷输出的地方。因此 $\gamma_k^T \phi_i$ 的含义可以等效为压电片的输出电荷。根据文献^[7]给出的公式可知:

$$q = d_{31} E_p A \lambda_k \quad (3)$$

其中: q 为压电片的输出电荷量; d_{31} 、 E_p 和 A 分

别为压电片的压电应变常数、表面积和弹性模量:

$$\lambda_k = \frac{t_p}{2} \left(\frac{w(i)+w(k)-2w(j)}{(dx)^2} + \frac{w(m)+w(n)-2w(j)}{(dy)^2} \right)$$

表示结构上一点的应变,它是通过结构挠度的二阶差分来求得的, t_p 表示压电片的厚度, $w(i)$ 、 $w(j)$ 、 $w(k)$ 、 $w(m)$ 和 $w(n)$ 分别为节点模态矩阵中 i 、 j 、 k 、 m 和 n 点的节点挠度坐标。对于式(3)来说,如果结构为梁,那么只要考虑梁横向上一个方向的应变即可。结构的挠度可以由结构各阶振型表达为:

$$w = \sum_{i=1}^N \eta_i \phi_i \quad (4)$$

其中: η_i 表示第 i 阶模态广义坐标; ϕ_i 表示第 i 阶模态振型。将式(4)代入式(3)中,并假设 $\sum_{i=1}^N \gamma_k^T \phi_i = q$,得到:

$$\gamma_k^T = \frac{1}{2} \eta_i A d_{31} E_p \lambda_k^i \quad (5)$$

其中: q 为压电片的输出电荷量, $\lambda_k^i = \phi_i^T \frac{t_p}{2} \left(\frac{1}{(dx)^2} [0 \dots 1_i \ -2_k \ 1_j \dots 0] + \frac{1}{(dy)^2} [0 \dots 1_m \ -2_k \ 1_n \dots 0] \right)$,再将式(5)代入式(2)中,因此可以得到新的数学模型:

$$S(m) = \max_{\beta} \sum_{i=1}^N \log \left(\sum_{k=1}^M \eta_i \beta_k \phi_i |\lambda_k^i| \right) \quad (6)$$

注意到这时式(6)中只是由模态应变和模态广义坐标组成,在结构振动过程中,对于不同的激励各阶模态振型所占的比例是不同的,为了提高结构振动主动控制的性能,兼顾所有待控模态在结构振动中所占的比例,统一取 $\eta_i = 1$ 。压电元件应该布置在结构最大应变和次最大应变处,虽然布置较多的传感器/驱动器数目较易达到控制的目的,但过多传感器/驱动器的数目一方面会增加振动控制的实施难度和成本,另一方面会使整体控制能量增加,同时由于噪声的影响还可能降低振动控制的效率。本文采用一对布片方式实现对结构的振动主动控制。归一化模态应变可表示为:

$$\overline{\lambda}_k^i = \lambda_k^i / \max(\phi_i) \quad (7)$$

经过简化,最后得到的目标函数如下式:

$$S^*(m) = \max_{\beta} \sum_{i=1}^N \log \left(\sum_{k=1}^M \beta_k |\overline{\lambda}_k^i| \right) \quad (8)$$

由式(8)可知,传感器/驱动器的最优位置可以

直接通过结构模态振型来确定。

2 线性二次型高斯(LQG)最优控制

如图 1 所示为一压电智能悬臂梁, 沿轴线分布的上下表面粘贴有一对压电元件分别作为传感器和驱动器。驱动器对梁的作用可等效为一对等值反向的力矩 \mathbf{M} , 则梁的横向振动可用如下偏微分方程表示^[14]:

$$E_b J_b \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho_b A_b \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = \mathbf{M}[\delta'(x-x_2) - \delta'(x-x_1)] \quad (9)$$

式中: E_b 、 J_b 、 ρ_b 、 A_b 分别为梁的弹性模量、截面惯性矩、密度和横截面积; w 为梁的挠度; x_1 和 x_2 分别表示所布置的传感器/驱动器左右两侧距悬臂梁固定端的距离; δ 为 Dirac 函数。力矩 \mathbf{M} 与输入电压 u 成正比, 可表示为:

$$\mathbf{M} = \mathbf{K}_a u \quad (10)$$

式中, $\mathbf{K}_a = b d_{31} E_p (t_p + t_b)$, b 为梁和压电片的宽度, t_p 和 t_b 分别为压电片和梁的厚度, 压电元件的极化方向为 z 向。

假设压电片与梁粘结完好, 取梁的前 n 阶模态, 挠度 w 可以表示为:

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^n \phi_i(x) \eta_i(t) \quad (11)$$

式中: $\phi_i(x)$ 为关于质量归一化的正交模态函数; $\eta_i(t)$ 为模态坐标。模态坐标平衡方程可写为:

$$\ddot{\eta}_i(t) + \omega_i^2 \eta_i(t) = B_i u \quad (12)$$

式中: $B_i = \mathbf{K}_a [\phi_i'(x_2) - \phi_i'(x_1)]$, 如果结构本身有阻尼并可假设为对角型, 则:

$$\ddot{\eta}_i(t) + 2\zeta_i \dot{\eta}_i + \omega_i^2 \eta_i(t) = B_i u \quad (13)$$

式中 ζ_i 为第 i 阶模态阻尼比。

传感器上可测出由于梁变形引起的电压:

$$\begin{cases} u_s = K_s [w'(x_2) - w'(x_1)] = K_s \\ \sum_{i=1}^n [\phi_i'(x_2) - \phi_i'(x_1)] \eta_i(t) = \sum_{i=1}^n C_i \eta_i(t) \end{cases} \quad (14)$$

式中: $K_s = \frac{b t_b g_{31}}{2 C_p}$, $C_i = K_s [\phi_i'(x_2) - \phi_i'(x_1)]$, g_{31} 和

C_p 分别为压电片的压电常数和电容。引入状态向量 $\mathbf{X} = \{\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n, \dot{\eta}_1, \dot{\eta}_2, \dots, \dot{\eta}_n\}$, 以驱动器上施加电压 u 为输入, 以梁的弯曲挠度 $w(x, t)$ 为输出, 利用 Laplace 变换, 式(13)、式(14)可写成如下状态空间方程:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}}(t) &= \mathbf{A}\mathbf{X}(t) + \mathbf{B}\mathbf{U}(t) + \varepsilon_1(t), \\ \mathbf{X}(t_0) &= \mathbf{X}_0, \\ \mathbf{Y}(t) &= \mathbf{C}\mathbf{X}(t) + \varepsilon_2(t). \end{aligned} \quad (15)$$

其中: $\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0_{n \times n} & \mathbf{I}_{n \times n} \\ -\mathbf{\Omega}^2 & -2\zeta_i \omega_i \end{bmatrix}$; $\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0_{n \times 1} \\ B_1 \\ B_2 \\ \vdots \\ B_n \end{bmatrix}$; $\mathbf{C} = [C_1 \ C_2 \ \dots \ C_n \ 0_{1 \times n}]$; $\mathbf{\Omega} = \begin{bmatrix} \omega_1 & & & \\ & \omega_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \omega_n \end{bmatrix}$;

$\mathbf{X}(t)$ 为系统的状态向量; $\mathbf{U}(t)$ 为结构控制力, 相应的位置矩阵为 \mathbf{B} ; $\mathbf{Y}(t)$ 为输出向量; \mathbf{C} 是输出矩阵; $\varepsilon_1(t)$ 和 $\varepsilon_2(t)$ 分别为输入和输出噪声, 且均为零均值 Gauss 白噪声, 即有:

$$\begin{aligned} E[\varepsilon_1(t)] &= 0, \quad E[\varepsilon_2(t)] = 0, \\ E[\varepsilon_1(t)\varepsilon_1^T(\tau)] &= Q_e \delta(t - \tau), \\ E[\varepsilon_2(t)\varepsilon_2^T(\tau)] &= R_e \delta(t - \tau). \end{aligned} \quad (16)$$

系统的二次型性能泛函定义为:

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{\infty} [\mathbf{X}^T(t)\mathbf{Q}\mathbf{X}(t) + \mathbf{U}^T(t)\mathbf{R}\mathbf{U}(t)] dt \quad (17)$$

首先, 采用经典的 LQR 控制算法设计全状态反馈最优控制力 $\mathbf{U}(t)$:

$$\mathbf{U}(t) = -\mathbf{K}\mathbf{X}(t) \quad (18)$$

其中, $\mathbf{K} = \mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P}$, \mathbf{P} 是如下 Riccati 矩阵代数方程的解:

$$-\mathbf{P}\mathbf{A} - \mathbf{A}^T\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} - \mathbf{Q} = 0 \quad (19)$$

然后, 根据结构的状态输出, 采用 Kalman 滤波器估计结构的全部状态, 得到受控系统的状态方程为:

$$\begin{aligned} \dot{\hat{\mathbf{X}}}(t) &= (\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{K} - \mathbf{K}_e\mathbf{C})\hat{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{K}_e\mathbf{Y}, \\ \hat{\mathbf{X}}(t_0) &= \hat{\mathbf{X}}_0, \\ \hat{\mathbf{Y}}(t) &= \mathbf{C}\hat{\mathbf{X}}(t). \end{aligned} \quad (20)$$

其中: $\hat{\mathbf{X}}(t)$ 是状态 $\mathbf{X}(t)$ 的估计; \mathbf{K}_e 为 Kalman 滤波器增益, 即:

$$\mathbf{K}_e = \mathbf{P}_e\mathbf{C}^T\mathbf{R}^{-1} \quad (21)$$

式中, \mathbf{P}_e 为滤波器稳态误差的协方差矩阵, 由如下 Riccati 矩阵方程求解:

$$\mathbf{P}_e\mathbf{A}^T + \mathbf{A}\mathbf{P}_e - \mathbf{P}_e\mathbf{C}^T\mathbf{R}_e^{-1}\mathbf{C}\mathbf{P}_e + \mathbf{Q}_e = 0 \quad (22)$$

综上, 系统的 LQG 最优控制器为:

$$U(t) = -K_e \hat{X}(t) \quad (23)$$

$\hat{X}(t)$ 可由 Kalman 滤波器得到,这在 Matlab 中可以很方便的实现。系统的 LQG 最优控制器结构图如图 2 所示。

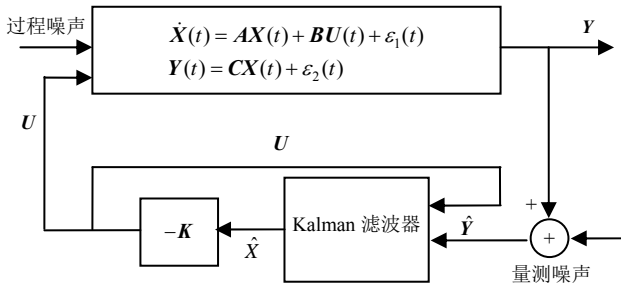


图 2 系统的 LQG 最优控制器结构图

Fig.2 The LQG optimal controller of the system intelligent cantilever beam

3 算例分析

为验证上述控制方法的有效性,现利用文中提出的方法,应用 ANSYS 软件对如图 1 所示的压电柔性悬臂梁建模并进行模态分析获取前 4 阶模态圆频率,应用 D 优化设计准则确定压电元素的最优位置。该梁的几何尺寸为: $l_b \times w_b \times h_b = 0.504\text{m} \times 0.0254\text{m} \times 0.0008\text{m}$, 压电元件: $l_p \times w_p \times h_p = 0.0254\text{m} \times 0.0254\text{m} \times 0.0002\text{m}$, $E_p = 63\text{GPa}$, $d_{31} = 0.12\text{nm/V}$, $g_{31} = 16\mu\text{V/N}$, $C_p = 35\text{pF}$, 其它参数如表 1 和表 2 所示。根据 ANSYS 软件计算结果,通过所保留的这 4 阶低阶模态,由 D 优化设计准则所确定的压电驱动器的最优位置为距离悬臂端 0.151m 处。

相应地,将压电驱动器布置在梁的最优位置处和自由端,结构阻尼假设为均匀阻尼,即 $\zeta_1 = \zeta_2 = \dots = \zeta_n = 0.01$, 根据线性二次型高斯(LQG)最优控制方法设计该系统的最优控制器。系统的阶跃响应曲线如图 3 所示,从图 3 中可以看出,对于相同的控制算法,压电元件布置在优化位置比布置在非优化位置的振动控制效果要好得多,不仅振动幅度大大衰减,而且振动时间很快缩减,从而达到了抑制柔性结构振动的目的。

4 结论

本文针对压电智能结构的振动主动控制,应用 D 优化设计准则并对该准则进行简化,得到了一种直接通过结构模态振型即可确定压电元件位置的

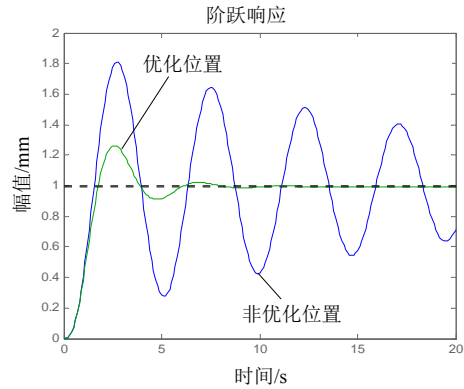


图 3 优化位置与非优化位置系统的阶跃响应曲线
Fig.3 Step response curves of the system w/ and w.o. optimal position

优化方法。考虑到布置压电元件对主体结构动力学特性的影响,采用线性二次型高斯(LQG)最优控制方法,设计 Kalman 滤波器对结构模型噪声和量测噪声进行过滤,很好的抑制了柔性悬臂梁的振动。仿真结果表明,对于相同的控制算法,压电元件布置在优化位置比布置在非优化位置的振动控制效果要好得多。从而为进一步深入开展机敏柔性结构的振动主动控制奠定了良好的基础。

参考文献:

- [1] 顾仲权, 马扣根, 陈卫东. 振动主动控制[M]. 北京: 国防工业出版社, 1997.
Gu Zhongquan, Ma Kougen, Chen Weidong. Active vibration control [M]. Beijing: National Defense Industry Publishing House, 1997. (in Chinese)
- [2] Bailey T, Hubbard J E. Distributed piezoelectric polymer active vibration control of a cantilever beam [J]. AIAA Journal of Guidance, Control and Dynamics, 1985, 8: 605-611.
- [3] Han Jae-Hung, Lee In. Optimal placement of piezoelectric sensors and actuators for vibration control of a composite plate using genetic algorithms [J]. Smart Materials and Structure, 1999, 8(2): 257-267.
- [4] Zhang Hongwei, Lennox Barry, Goulding P R, Andrew, Leung Y T. A float encoded genetic algorithm technique for integrated optimization of piezoelectric actuator and sensor placement and feedback gains [J]. Smart Materials and Structure, 2000, 9: 552-557.
- [5] Zhou C H, Lai Z H. Suppression of nonlinear panel flutter with piezoelectric actuators using finite element method [J]. AIAA Journal, 1995, 33(6): 1098-1105.
- [6] Nam C H, Kim Y. Optimal design of composite lifting surface for flutter suppression with piezoelectric actuators [J]. AIAA Journal, 1995, 33(10): 1897-1904.

(参考文献[7]-[14]转第 239 页)

- system [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1997, 31(11): 7—12. (in Chinese)
- [5] 唐友刚, 易丛, 张素侠. 深海平台系缆形状和张力分析[J]. 海洋工程, 2007, 25(2): 9—14.
Tang Yougang, Yi Cong, Zhang Suxia. Analysis of cable shape and cable tension for platforms in deep sea [J]. The Ocean Engineering, 2007, 25(2): 9—14. (in Chinese)
- [6] Garrett D L. Dynamic analysis of slender rods [C]. Proceedings of the 1st International OMAE Conference. Dallas, 1982: 127—132.
- [7] Kim Nam-II, Jeon Sang-Soo, Kim Moon-Young. Nonlinear finite element analysis of ocean cables [J]. China Ocean Engineering, 2004, 18(4): 537—550.
- [8] Ran Z. Coupled dynamic analysis of floating structures in waves and currents [D]. Texas: Texas A&M University, 2000.
- [9] 庄茁. ABAQUS 非线性有限元分析与实例[M]. 北京: 科学出版社, 2005.
Zhuang Zhuo. ABAQUS nonlinear finite element analysis and examples [M]. Beijing: Science Press, 2005. (in Chinese)
- [10] Chen Xiaohong. Studies on dynamic interaction between deep-water floating structures and their mooring/tendon systems [D]. Texas: Texas A&M University, 2002.
- [11] Arcandra. Hull/mooring/riser coupled dynamic analysis of a deepwater floating platform with polyester lines [D]. Texas A&M University, 2001.

(上接第 232 页)

- [7] 古渊, 陈伟民. 压电减振机敏柔性板上的布片位置优化研究[J]. 压电与声光, 1999, 21(1): 32—36.
Gu Yuan, Chen Weimin. Placement optimization of piezoelectric patches bonded to the surface of smart flexible plate for active vibration control [J]. Piezoelectric and Acoustooptics, 1999, 21(1): 32—36. (in Chinese)
- [8] Bayard D S, Hadaegh F Y, Meldrum D R. Optimal experiment design for identification of large space structures [J]. Automatic, 1988, 24(3): 357—364.
- [9] Joshi A, Khot S M, Bombay IIT. Smart actuator effectiveness improvement through modal analysis [C]// Proceedings of the VETOMAC-3 and ACSIM 2004 International Conference, 2004: 142—150.
- [10] Tzou H S. Distributed piezoelectric sensor/ actuator design for dynamic measurement/control of distributed parameters system: A piezoelectric finite element approach [J]. Sound Vib, 1990, 138(1): 17—34.
- [11] 郑骥, 赵东东, 张京军. ANSYS 在压电智能板振动主动控制中的应用[J]. 河北建筑科技学院学报(自然科学版), 2006, 23(2): 14—16.
Zheng Ji, Zhao Dongdong, Zhang Jingjun. Application of ANSYS in active vibration control of smart structure [J]. Journal of Hebei Institute of Architecture Science and Technology (Natural of Science Edition), 2006, 23(2): 14—16. (in Chinese)
- [12] 丁文镜. 振动主动控制当前的主要研究课题[J]. 力学进展, 1994, 24(2): 173—180.
Ding Wenjing. Current primary study subject in active vibration control [J]. Advances in Mechanics, 1994, 24(2): 173—180. (in Chinese)
- [13] 陈勇, 陶宝祺, 刘果. 压电减振智能结构中布片位置的优化设计[C]. 北京: 中国材料学会, 1996: 133—135.
Chen Yong, Tao Baoqi, Liu Guo. Placement optimization design of piezoelectric patches in flexible structures for active vibration control [C]. Beijing, China, Materials Proseminar, 1996: 133—135. (in Chinese)
- [14] Han Jae-Hung, Rew Keun-Ho, Lee In. An experimental study of active vibration control of composite structures with a piezo-ceramic actuator and a piezo-film sensor [J]. Smart Materials and Structures, 1997, 6(5): 549—558.