

# 基于趋近律离散滑模控制的柔性梁振动抑制\*

占金青<sup>1</sup>, 胡俊峰<sup>2</sup>, 张宪民<sup>3</sup>

(1. 华东交通大学基础科学学院 南昌, 330013) (2. 江西理工大学机电工程学院 赣州, 341000)

(3. 华南理工大学机械与汽车工程学院 广州, 510640)

**摘要** 研究了基于趋近律的离散滑模控制在智能柔性悬臂梁振动控制中的应用。以压电陶瓷为作动器,电阻应变片为传感器,采用有限元方法和模态截断技术建立结构动力学模型。由于柔性结构系统受到不确定外部扰动和量测噪声的影响以及参数的不确定性,滑模变结构控制可以实现滑动模态与系统的外干扰和参数摄动无关,即滑动模态的不变性。结构振动控制在系统状态由于外部干扰的影响偏离平衡状态,在控制器作用下能使系统趋于零状态。采用趋近律离散滑模控制方法设计状态调节器。由于状态量不能直接测量,故利用离散卡尔曼滤波技术构造状态估计器。采用试验模态测试方法得到结构的前4阶固有频率和阻尼比,与有限元方法的结果比较,说明该模型的正确性。使用dSPACE实时仿真系统和MATLAB/Simulink搭建控制系统,进行了振动主动控制试验。试验结果表明,所设计的控制器能有效抑制结构的振动响应。

**关键词** 智能结构; 振动主动控制; 离散滑模控制; 趋近律; 试验模态测试

**中图分类号** TH112; TH241

## 引言

随着航天技术的发展,柔性结构在航天飞行器中的应用越来越广<sup>[1]</sup>。这类结构一般具有重量轻和阻尼小等特点,一旦受到外界因素的激励会产生大幅度的振动。如果不采取振动控制措施,不仅影响航天器的工作,如姿态的稳定和定向精度问题,还将使结构过早产生疲劳破坏。结构振动主动控制相对于传统的被动控制技术具有控制效果好、精度高等优点,而且能够有效处理外部干扰。该领域的研究已得到许多学者的广泛关注<sup>[2-12]</sup>。

目前,许多现代控制方法应用于智能结构和机构的振动控制。张宪民等<sup>[2-3]</sup>在含有压电元件的弹性机构振动有限元模型基础上,基于复模态理论,采用鲁棒 $H_\infty$ 控制器控制系统的弹性振动,有效解决了由于模态截断引起的溢出问题。文献[4]基于独立模态空间控制和模糊逻辑控制研究悬臂板结构的振动主动控制,并对这两种方法进行了比较分析。文献[5]应用模型预测控制设计振动主动控制器,控制器可以设定作动器所允许的范围并能够在线计算控制输入。文献[6]采用输入/输出线性化方法将柔性机

构的动力学模型部分线性化,输入/输出子系统采用神经滑模控制,内动态子系统采用状态反馈控制器。仿真结果表明,该控制策略提高了控制系统的鲁棒性的控制精度。文献[7]研究了鲁棒 $H_\infty$ 控制策略在柔性板振动控制应用的一些问题,诸如不确定性模型的建立、控制器阶数的缩减和鲁棒性验证等。文献[8]采用自适应非线性控制策略抑制压电悬臂矩形板的振动响应。文献[9]运用奇异摄动法将柔性空间机械臂分解为慢变、快变两个子系统并分别设计控制器,数值仿真结果表明控制器能抑制柔性臂的振动。文献[10]基于Layapunov直接法设计滑模控制器。仿真结果表明,该控制器能有效抑制机构的弹性振动并减小了机构动平台的位置误差。目前所采用的控制方法均是基于连续系统模型,所设计的控制器也是连续系统。在实际工程中,计算机实时控制均为离散系统,所设计的控制器没有考虑实际系统的随机干扰和测量噪声对控制系统的影响;所以,基于离散系统模型设计鲁棒离散振动控制器具有实际意义。

笔者以压电柔性悬臂梁为对象,运用趋近律离散滑模控制方法和离散卡尔曼滤波技术设计振动控制器并进行试验研究。

\* 国家杰出青年基金资助项目(编号:50825504);国家自然科学基金资助项目(编号:50965007)

收稿日期:2010-12-27;修改稿收到日期:2011-03-21

## 1 系统模型

以压电陶瓷为作动器,电阻应变计为传感器,设结构配置了  $a$  对压电陶瓷片,  $s$  片应变片,采用有限元法可建立柔性结构的运动微分方程

$$\begin{cases} M\dot{U} + C\dot{U} + KU = F + D_a V_{in} \\ y = D_s U \end{cases} \quad (1)$$

其中:  $V_{in}$  为作用在作动器上的控制电压;  $y$  为应变片的输出;  $D_a$  为作动器分布控制矩阵;  $D_s$  为传感器分布的输出分布矩阵;  $F$  为作用在结构的外部干扰。

应用模态技术处理,引入变换

$$U = \psi \eta \quad (2)$$

其中:  $\psi$  为振型矩阵;  $\eta$  为振型坐标列阵。

将式(2)代入式(1),考虑在实际控制过程中,不可能对所有模态全部施控,而且高阶模态的影响通常很小,在此只对前  $c$  阶模态加以施控,则变为

$$\begin{cases} \dot{\eta}_c + C_c \dot{\eta}_c + K_c \eta_c = N_c + D_{ac} V_{in} \\ y = D_{sc} \eta_c \end{cases} \quad (3)$$

其中:  $N_c = \psi_c^T F$ ;  $D_{ac} = \psi_c^T D_a$ ;  $D_{sc} = \psi_c^T D_s$ ;  $C_c, K_c$  为  $c \times c$  对角矩阵,由系统固有频率和阻尼比决定;  $\eta_c$  为受控模态的振型坐标,由  $\eta$  的前  $c$  个元素构成;  $\psi_c$  为受控振型矩阵,上标 T 表示矩阵的转置。

定义受控状态变量为

$$X_c = [\eta_1 \ \cdots \ \eta_c \ \dot{\eta}_1 \ \cdots \ \dot{\eta}_c]^T \quad (4)$$

则式(3)可以写成状态方程形式

$$\begin{cases} \dot{X}_c = A_c X_c + B_c V_{in} + N_c \\ y = C_c X_c \end{cases} \quad (5)$$

其中:  $A_c = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_c & I_c \\ -K_c & -C_c \end{bmatrix}$ ;  $B_c = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{ac} \\ D_{ac} \end{bmatrix}$ ;  $C_c = \begin{bmatrix} D_{sc} & \mathbf{0}_{sc} \end{bmatrix}$ ;  $I_c$  为  $c \times c$  单位矩阵;  $\mathbf{0}_{ac}, \mathbf{0}_{sc}$  分别为  $c \times a, s \times c$  零矩阵。

由于计算机实时控制系统为离散系统,需要对连续系统进行离散化,采用零阶保持方法离散系统,同时考虑测量噪声对输出的影响,离散系统状态方程可写成如下形式

$$\begin{cases} X_c(k+1) = \Psi X_c(k) + \Gamma V_{in}(k) + \Theta N_c(k) \\ y(k) = \Omega X_c(k) + \nu(k) \end{cases} \quad (6)$$

其中:采样周期为  $T_s$ ;  $k, k+1$  分别表示时刻  $kT_s$  和  $(k+1)T_s$ ;  $N_c(k)$  为外部扰动;  $\nu(k)$  为测量噪声;

$\Psi = \Phi(k+1, k)$ ;  $\Gamma = \int_{kT_s}^{(k+1)T_s} \Phi((k+1)T_s, \tau) B_c(\tau) d\tau$ ;

$\Theta = \int_{kT_s}^{(k+1)T_s} \Phi((k+1)T_s, \tau) d\tau$ ,  $\Omega = C_c$ ;  $\Phi$  为连续系

统(5)的状态转移矩阵。

## 2 控制系统设计

振动控制系统原理框图如图1所示。柔性结构为被控对象,  $R(k) = [\eta_{ca}^T, \dot{\eta}_{ca}^T]^T$  为前  $c$  阶模态位移和模态速度的期望值;  $\hat{X}_c$  为状态  $X_c(k)$  的估计值。由于系统状态量为模态位移和速度,它们是不能直接测量的,离散卡尔曼估计器根据实际测量值  $y(k)$  和控制输出  $V_{in}(k)$  估计出状态量。离散滑模控制器是一状态跟踪器,使得系统在它的作用下趋近于零状态以达到抑制结构的振动响应。所以控制系统设计包括两部分:a. 离散卡尔曼估计器的设计, b. 离散滑模控制器的设计。

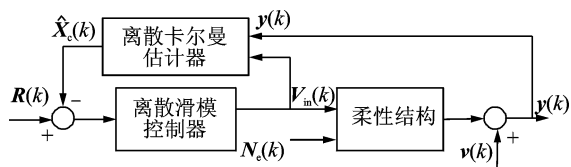


图1 振动控制系统原理框图

### 2.1 卡尔曼估计器

卡尔曼滤波器是一种用于时变线性系统高效的递归滤波器,它能够从包含噪声的测量中,估计动态系统的状态。由给定的式(6)离散系统状态方程,设干扰项  $N_c(k)$  和测量噪声  $\nu(k)$  满足以下关系

$$\begin{aligned} E[N_c(k)] &= 0, & E[\nu(k)] &= 0, \\ E[N_c(k)N_c^T(k)] &= Q_c, & E[\nu(k)\nu^T(k)] &= R_c \end{aligned} \quad (7)$$

其中:  $E[\cdot]$  表示均值。

根据式(6)和式(7)表示的系统模型,采用 Kalman 滤波器估计被控对象的状态。为此,选取如下目标函数

$$J_e = E[\{X_c(k) - \hat{X}_c(k)\}^T \{X_c(k) - \hat{X}_c(k)\}] \quad (8)$$

构造的 Kalman 滤波器是为了最小化式(8)表示的目标函数,通过求解这一优化解可得到估计器的离散状态方程如下

$$\begin{cases} \hat{X}_c(k+1|k) = \Psi(I - M\Omega)\hat{X}_c(k|k-1) + \\ \quad [\Gamma \ \Psi M] \begin{bmatrix} V_{in}(k) \\ y(k) \end{bmatrix} \\ \hat{y}(k) = \Omega(I - M\Omega)\hat{X}_c(k|k-1) + \Omega M y(k) \end{cases} \quad (9)$$

其中:  $M$  为 Kalman 滤波器增益矩阵,通过求解离散 Riccati 方程得到;  $I$  为单位矩阵;  $\hat{X}_c(k+1|k)$  表示状

态量  $X_c$  根据在时刻  $k$  的值而得到在时刻  $k+1$  的估计值;  $\hat{X}_c(k|k-1)$  为由  $X_c$  在时刻  $k-1$  的值而得到的在时刻  $k$  的估计值;  $\hat{y}(k)$  为输出量的估计值。

## 2.2 趋近律离散滑模控制器设计

由于在建立系统模型时采用模态截断技术,忽略高阶模态的影响,而且实际系统由于外部扰动及参数不确定性因素的存在,滑移模态控制使系统的运动趋向滑移面,在该滑移面上的结构运动是稳定的和不变的,具有较好的鲁棒性。从控制的角度来看,抑制柔性结构的振动响应,就是抑制外部扰动和量测噪声对系统的影响,其控制任务是当系统状态由于某种原因偏离平衡状态,在控制输入作用下使系统趋近零状态,即振动主动控制器设计问题就是一个状态调节器的设计。

设  $\eta_{ca}$ ,  $\dot{\eta}_{ca}$  分别为受控模态振型坐标和模态速度的期望值,则理想情况为  $R(k) = [\eta_{ca}^T, \dot{\eta}_{ca}^T]^T = 0$ ,  $R(k+1) = 0$ 。定义在时刻  $k$  和  $k+1$  误差信号  $X_c(k)$  和  $X_c(k+1)$  分别为

$$\begin{cases} X_c(k) = R(k) - X_c(k) \\ X_c(k+1) = R(k+1) - X_c(k+1) \end{cases} \quad (10)$$

根据结构振动控制目标,可设系统在时刻  $k$  和  $k+1$  切换函数  $s(k)$  和  $s(k+1)$  分别为

$$\begin{cases} s(k) = C_c X_c(k) = C_c (R(k) - X_c(k)) \\ s(k+1) = C_c X_c(k+1) = \\ C_c (R(k+1) - X_c(k+1)) \end{cases} \quad (11)$$

其中:  $C_c = [hI_c \quad I_c]$ ; 常数  $h$  为滑模面斜率,它能保证滑模运动渐近稳定且具有较快的动态响应速度。

将式(6)代入式(11)可得

$$s(k+1) = C_c (R(k+1) - (\Psi(k)X_c(k) + \Gamma(k)V_{in}(k) + \Theta(k)N_c(k))) \quad (12)$$

由式(12)可得控制律为

$$V_{in}(k) = - (C_c \Gamma)^{-1} (C_c R(k+1) - C_c \Psi(k)X_c(k) - C_c \Theta(k)N_c(k) - s(k+1)) \quad (13)$$

趋近律方法是滑模变结构控制的一种典型控制策略,该方法可以使系统单调地向切换面趋近,并在有限步到达切换面,从而保证系统在整个状态空间内具有良好的运动品质<sup>[13]</sup>。采用指数趋近律设计离散滑模控制器,则离散趋近律可以表示为

$$s(k+1) = s(k) + T_s (-\epsilon \operatorname{sgn}(s(k)) - qs(k)) \quad (14)$$

其中: 常数  $\epsilon$  为系统的运动点趋近切换面  $s=0$  的速率;  $\operatorname{sgn}(\cdot)$  为符号函数;  $q$  为指数趋近项参数,主要影响切换函数的动态过渡过程。

该趋近律能满足离散滑模到达条件  $[s(k+1) - s(k)]s(k) < 0$ 。将式(14)代入式(13)得到基于指数趋近律的离散控制输入电压为

$$V_{in}(k) = (C_c \Gamma)^{-1} (C_c R(k+1) - C_c \Psi(k)X_c(k) - C_c \Theta(k)N_c(k) - s(k) - T_s (-\epsilon \operatorname{sgn}(s(k)) - qs(k))) \quad (15)$$

为了防止控制器发生抖振和控制输入电压的界限,采用饱和函数  $\operatorname{sat}(s(k))$  代替式(15)中的符号函数  $\operatorname{sgn}(s(k))$

$$\operatorname{sat}(s) = \begin{cases} 1 & s > \Delta \\ fs & |s| \leq \Delta \\ -1 & s < -\Delta \end{cases} \quad f = 1/\Delta \quad (16)$$

其中:  $\Delta$  为边界层。

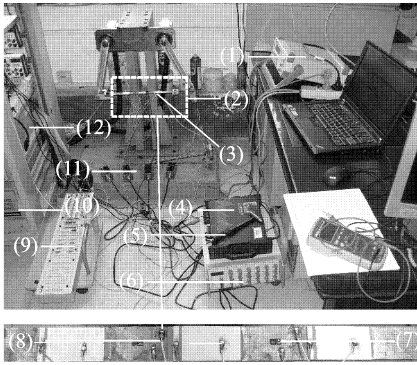
在边界层外,采用切换控制;在边界层内,采用线性化反馈控制,则式(15)表示的控制输入电压变为

$$V_{in}(k) = (C_c \Gamma)^{-1} (C_c R(k+1) - C_c \Psi(k)X_c(k) - C_c \Theta(k)N_c(k) - s(k) - T_s (-\epsilon \operatorname{sat}(s(k)) - qs(k))) \quad (17)$$

## 3 振动控制试验

### 3.1 试验配置

振动控制试验配置如图2所示。该试验装置也可用于机构振动控制试验。悬臂梁长300 mm,宽20 mm,厚1.5 mm,材料为钢,其弹性模量、密度和泊松比分别为210 GPa, 7 800 kg/m<sup>3</sup> 和0.3。悬臂梁单元、节点、作动器和传感器分布见图3。  $N_i$  ( $i=1 \sim 8$ ) 为结点编号,  $E_j$  ( $j=1 \sim 7$ ) 为单元编号。  $A_1, A_2, A_3$  分别表示放置在单元  $E_2, E_4, E_6$  的3对作动器,其中:  $A_1, A_2$  用于作为控制器驱动器;  $A_3$  用于产生外部干扰。  $S_1, S_2$  分别表示放置于单元  $E_3, E_5$  中点的应变片。作动器为PZT-5H压电陶瓷片,其长度、宽度、厚度、压电常数  $d_{31}$ 、弹性模量和密度分别为40 mm, 20 mm,  $200 \times 10^{-12}$  m/V, 120 GPa 和 7 650 kg/m<sup>3</sup>。电阻应变计为由中航电测公司生产型号为温度自补偿型BE120-3AA(11),该电阻应变计阻值为120  $\Omega$ ,灵敏度系数为2.17。力锤是由PCB公司生产,型号为Model 086C03,测量范围为0~500 lbf,灵敏度系数为2.44 mV/N。加速度传感器采用Kistler 8690C50型压电式加速度计。动态信号采集系统为ZonicBook/618E,8通道动态信号输入,每通道分辨率为16 bit,最大采样率1 MHz。电压放大器是由哈尔滨芯明天科技公司生产,型号为X-505.00,放大倍数为15。



1-信号发生器;2-悬臂梁;3-加速度传感器;4-动态信号采集系统;5-力锤;6-动态应变仪;7-应变片;8-压电陶瓷片;9-DS1103 面板;10-工控机;11-电桥盒;12-电压放大器

图2 试验装置

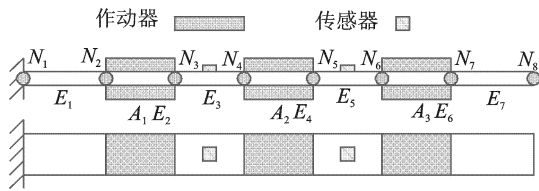


图3 系统单元、节点、作动器和传感器分布

### 3.2 试验模态测试

由于结构的阻尼比难以通过有限元方法获得,需要借助试验模态测试得到。采用脉冲锤击法进行试验模态测试。用力锤对悬臂梁进行敲击,产生一个宽频带的激励,固定敲击位置,测量7个不同位置的加速度信号。为了消除噪声干扰,采用多次平均,设每个测点的测量次数为5次。使用ZonicBook/618E得到激励点和各测量点的时间历程数据,利用eZ-Analyst 软件求出各测点的频响函数。采用MEscopeVES 对这些频响数据进行曲线拟合,得到拟合后的图形如图4所示。由试验得到的前4阶固有频率、阻尼比和有限元计算得出的固有频率如表1所示。由表1可以看出,计算值和试验值相对误差接近于2%~6%,说明有限元方法建立的模型和实际系统较吻合。

表1 系统固有频率和阻尼比

阶数	固有频率/Hz		相对误差	阻尼比/%
	计算值	试验值		
1	10.5	10.8	1.52	1.50
2	73.8	72.6	2.37	2.37
3	180.9	189.6	4.56	1.24
4	366.7	387.5	5.37	0.96

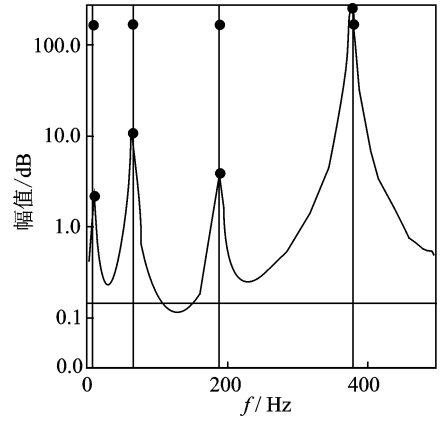


图4 频响拟合曲线

### 3.3 振动主动控制试验

dSPACE 实时仿真系统是由德国dSPACE 公司开发的一套基于MATLAB/Simulink 的控制系统开发及半实物仿真的软硬件工作平台。本试验使用dSPACE DS1103 平台和MATLAB/Simulink 搭建的振动控制系统,振动控制试验原理如图5所示。电阻应变片与动态电阻应变仪通过1/4 桥路连接,应变仪将被测点的应变信号转换成电压信号传送至数据采集卡,采集到的数据以实时方式传送给dSPACE DS1103 处理,按照所设计的控制器实时计算所需的控制电压,实时计算得到的数字量经过数模转换模块输出,由于D/A 转换模块输出电压范围为-10~+10 V,需经电压放大器放大后施加给压电陶瓷片,完成对系统的控制。实时控制系统设计过程为:首先利用MATLAB/Simulink 构建控制系统框图;然后利用 Real-Time Workshop 技术将 Simulink 框图程序生成实时代码并下载到dSPACE 快速原型机中;最后使用dSPACE 提供的综合试验与测试环境软件ControlDesk 实现试验过程控制和参数在线修改和实时数据采集。

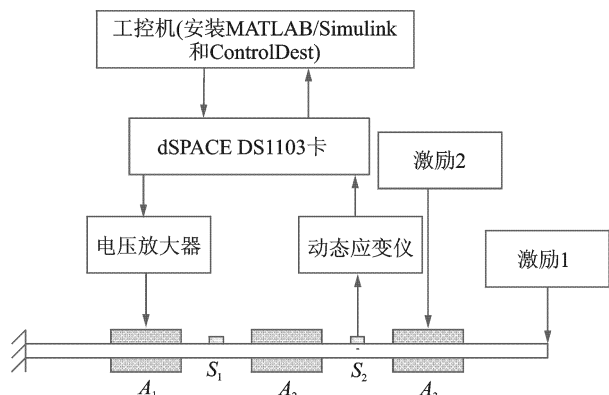


图5 振动控制试验原理图

设计卡尔曼滤波器,设 $Q_c=100$ , $R_c=1\times 10^{-3}$ 。为了验证估计器能有效估计出状态量,当给作动器 $A_3$ 施加一正弦信号,分别比较分析由传感器 $S_1$ 和 $S_2$ 的输出应变的测量值和估计值。该正弦信号由信号发生器产生,经电压放大器放大后的幅值为120 V,频率为75 Hz,这一频率与系统第2阶固有频率接近以产生较明显的振动。图6、图7分别为传感器 $S_1$ 和 $S_2$ 的输出应变的测量值和估计值。从两图可以看出,输出应变的测量值与估计值较接近,说明该估计器的有效性。

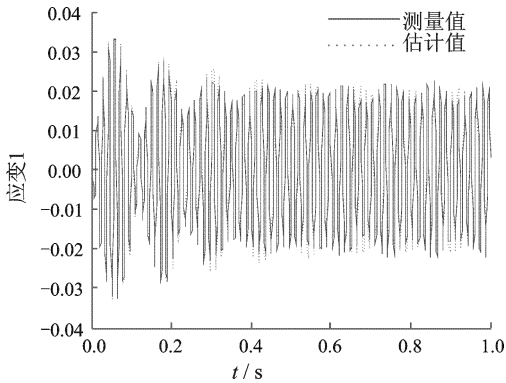


图6 传感器 $S_1$ 的输出应变的测量值和估计值

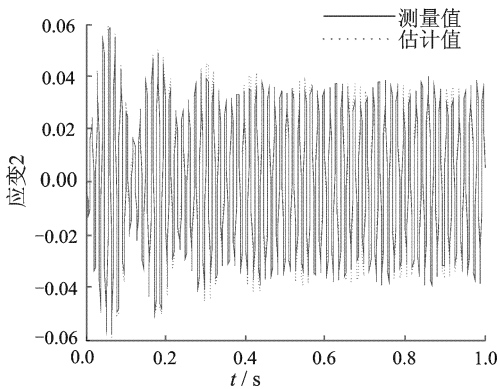


图7 传感器 $S_2$ 的输出应变的测量值和估计值

为了说明控制器抑制结构振动响应的效果,当柔性悬臂梁分别在两种不同的外部扰动作用下,分别比较分析在无控制和有控制两种情况下传感器 $S_1$ 和 $S_2$ 的输出应变。第一种外部扰动为使用力锤在悬臂梁的末端迅速敲击产生,称为激励1。第2种外部扰动是由信号发生器产生一个随机信号作用在作动器 $A_3$ ,经电压放大器放大后的最大幅值为150 V,称为激励2。动态应变仪增益设为1 000,供桥电压为6 V,滤波器截止频率为500 Hz。模拟输入和输出端口采样频率为1 000 Hz,选择Dormand-Prince作为求解器,类型为固定步,其采样周期设为1 ms,实时控制的时间为1 s。设计滑模控制器,参数 $h$ 、 $\epsilon$ 和 $q$ 决

定了系统滑模运动到达切换面的速度和抖振程度。为了综合平衡这两者,既要使滑模运动快速趋近切换面又要尽量减少抖振,采用通过多次试验的试凑方法来确定, $h$ 为1000, $\epsilon$ 为0.1, $q$ 为800。根据式(11)和式(16)的定义,为了使模态位移和速度接近于其期望值,边界层设为 $\Delta=10^{-5}I_s$ 。其中 $I_s$ 为单位矩阵。对系统的前3阶模态实施控制。

图8、图9分别表示在激励1作用下,无控制和有控制两种情况下传感器 $S_1$ 和 $S_2$ 的输出应变,比较分析两图可以看出,在控制器作用下,输出应变得到较大的衰减。图10、图11分别表示在激励2作用和无控制和有控制两种情况下,传感器 $S_1$ 和 $S_2$ 的输出应变。比较分析可以看出,控制器能够抑制应变响应,故说明所设计的控制器能有效地抑制结构在不同的扰动作用下的振动响应。

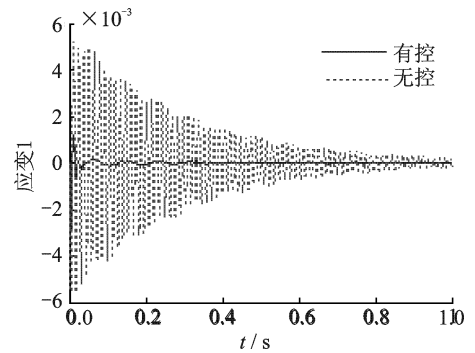


图8 无控制和有控制下传感器 $S_1$ 的输出应变

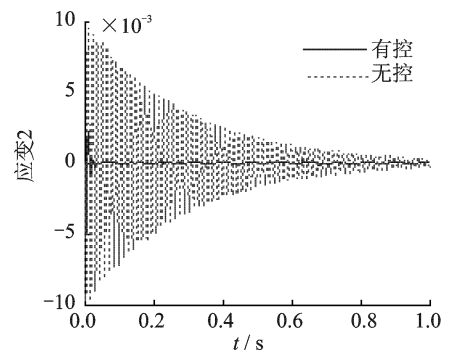


图9 无控制和有控制下传感器 $S_2$ 的输出应变

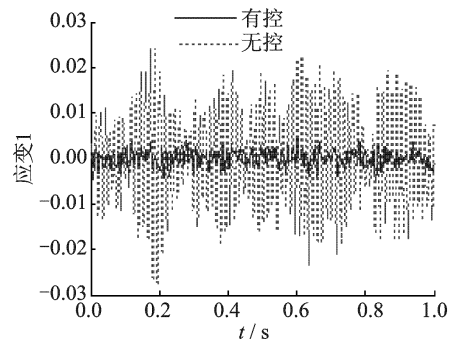


图10 无控制和有控制下传感器 $S_1$ 的输出应变

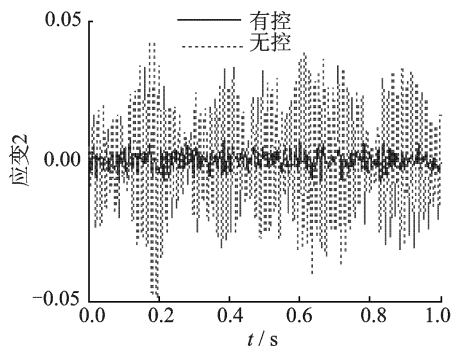


图11 无控制和有控制下传感器 $S_2$ 的输出应变

## 4 结束语

以压电柔性悬臂梁为研究对象,采用基于趋近律的离散滑模控制理论,设计了具有鲁棒性的控制器。当系统状态由于外部扰动的影响而偏离零状态,在该控制器作用下,能使系统趋于零状态。由于外部干扰难以测量,将其作为不可确定性外部扰动。考虑量测噪声对系统的影响,利用离散卡尔曼滤波技术构造状态估计器。通过比较输出量的测量值和估计值,证明了该估计器的有效性。试验结果表明,所设计的控制器能有效抑制柔性梁的振动响应。

### 参 考 文 献

- [1] 黄文虎,王心清,张景绘,等. 航天柔性结构振动控制若干新进展 [J]. 力学进展, 1997, 27(1): 5-18.  
Huang Wenhu, Wang Xinqing, Zhang Jinghui, et al. Some advantages in the vibration control of aerospace flexible structures [J]. Advances in Mechanics, 1997, 27(1): 5-8. (in Chinese)
- [2] Zhang Xianmin, Shao Changjian, Erdman A G. Active vibration controller design and comparison study of flexible linkage mechanism systems [J]. Mechanism & Machine Theory, 2002, 37, 985-997.
- [3] Zhang Xianmin, Shao Changjian, Li Shan, et al. Robust  $H_\infty$  vibration control for flexible linkage mechanism systems with piezoelectric sensors and actuators [J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 243(1), 145-155.
- [4] Sharma M, Singh S P, Sachadeva B L. Modal control of a plate using a fuzzy logic controller [J]. Smart Materials Structures, 2007, 16: 1331-1341.
- [5] Wills A G, Bates D, Fleming A J, et al. Model predictive control applied to constraint handling in active noise and vibration control [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2007, 16(1): 3-12.
- [6] 张宇,杨唐文,孙增圻. 基于神经滑模的柔性连杆机械手末端位置控制 [J]. 机器人, 2008, 30(5): 404-

409, 415.

Zhang Yu, Yang Tangwen, Sun Zengqi. Neuro-sliding mode endpoint control of flexible-link manipulators [J] Robot, 2008, 30(5): 404-409, 415. (in Chinese)

- [7] Iorga L, Baruh H, Ursu I. A review of  $H_\infty$  robust control of piezoelectric smart structures [J]. Applied Mechanics Review, 2008, 61(4): 1-16.
- [8] Ma Kougen. Adaptive nonlinear control of a clamped rectangular plate with PZT patches [J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 264(4): 835-850.
- [9] 陈志勇,陈力. 柔性空间机械臂振动抑制的模糊终端滑模控制 [J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(5): 481-486, 592.  
Chen Zhiyong, Chen Li. Fuzzy terminal sliding mode control of vibration of flexible space manipulator [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(5): 481-486, 592. (in Chinese)
- [10] 吕永桂,陈凯,魏燕定. 智能杆致动器优化配置及扭转主动控制试验 [J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(4): 400-404, 472.  
Lü Yonggui, Chen Kai, Wei Younding. Intelligent actuator placement and active torsional vibration control experiment on a circular tube [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(4): 400-404, 472. (in Chinese)
- [11] 郭兰满,黄迪山,朱晓锦. 传递矩阵法分析轴向受力智能梁的振动和稳定性 [J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(1): 78-84, 130.  
Guo Lanman, Huang Dishan, Zhu Xiaojin. Transverse vibration and stability analysis of smart beam subject to axial force [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(1): 78-84, 130. (in Chinese)
- [12] 胡俊峰,张宪民. 一种新型两自由度柔性并联机械手的主动振动控制及其仿真 [J]. 中国机械工程, 2010, 21(17): 2017-2020, 2024.  
Hu Junfeng, Zhang Xianmin. Active vibration control and its simulation of a novel 2-DOF flexible parallel manipulator [J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(7): 2017-2020, 2024. (in Chinese)
- [13] 刘金琨. 滑模变结构控制 MATLAB 仿真 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2005: 65-68.

**第一作者简介:**占金青,男,1979年1月生,博士。主要研究方向为智能机构和结构力学与控制。曾发表《Topology optimization of compliant mechanisms with geometrical nonlinearities using the ground structure approach》(《机械工程学报(英文版)》2011年第24卷第2期)等论文。

E-mail: zhanjinqing@yahoo.com.cn