

智能压电材料 MFC 在太阳能电池阵帆板上的 主动抑振研究

骆海涛^{1,2}, 吴星元^{1,3}, 刘广明^{1,2}, 富佳^{1,2}

(1. 中国科学院沈阳自动化研究所机器人学国家重点实验室, 辽宁 沈阳 110016; 2. 中国科学院机器人与智能制造
创新研究院, 辽宁 沈阳 110169; 3. 沈阳理工大学机械工程学院, 辽宁 沈阳 110159)

摘要: 为了有效解决空间太阳能电池阵帆板由于振动对航天器位姿的干扰问题, 进一步提高卫星和轨道器的飞控稳定性及其自身的指向精度(对地对日定向), 设计了一套太阳能电池阵帆板主动抑振地面实验系统, 研究了压电纤维复合材料(Macro Fiber Composite, MFC)的主动抑振机理, 采用模态应变能最大理论确定了 MFC 的最佳粘贴区域。设计了一款 PID 自整定控制器, 开展了太阳能电池阵帆板系统的主动抑振实验, 验证了 PID 自整定控制算法的可行性。实验中分别进行了自由振动状态下的抑振以及引入正弦干扰和白噪声干扰下的抑振研究。实验结果表明, 在未施加主动控制时, 帆板自由振动趋于稳定的时间超过 40 s; 在采用了基于 PID 自整定算法的主动控制后, 帆板的自由振动可在 3 s 内趋于稳定。此外, 在上述正弦和随机白噪声两种信号干扰激励下, 帆板的自激振动均能在 3~5 s 内得到有效控制, 并且主动控制前后帆板稳定于平衡位置的幅值从 18 mm 降到了 3 mm, 抑振效率达到 6 倍, 效果明显。此外, 通过对时域信号进行傅里叶变换, 从频谱曲线可知其抑振效果也非常显著, 响应幅值最大从 24 mm 降低到了 6 mm, 抑振效率也达到 4 倍。

关键词: 主动控制; 太阳能电池阵; MFC; PID 自整定

中图分类号: TB535; V414.4⁺2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)03-0536-08

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.03.002

引言

在空间环境中, 太阳能电池阵在轨展开、对日定向调整和受到航天器机动变轨所产生的干扰, 均会使得电池阵的帆板产生振动。太阳能电池阵为薄壁结构, 由于自身几何尺寸大和材料非线性大变形的特性使得电池阵柔度增大, 而太空环境为低阻尼的状态, 振动难以得到快速衰减, 长时间的持续振动会造成敏感器件的破坏, 航天器需要更长的时间和消耗更多的燃料来进行姿态调整, 还会影响到航天器或卫星本体的指向精度和姿态稳定, 对其姿态控制和工作造成极其不利的影响。因此, 为了保证航天器或卫星的指向精度和姿态稳定, 对太阳能电池阵振动的快速抑制势在必行。

国内外关于电池阵主动抑振问题已有一定的研究, 其中南理工大学邱志成老师团队对电池阵系统建立了特征模型, 并通过线性二次型(Linear Quadratic Regulator, LQR)控制^[1]和正位置反馈控制(Positive Position Feedback, PPF)控制^[2-4]验证了主动控制的可行性。Omidi 等^[5]提出了改进的正位置反馈控制

(Modified Positive Position Feedback, MPPF)。Williams 等^[6]基于 MFC 设计了主动控制系统, 用于悬臂梁的主动抑振。Sharma 等^[7]详细研究了压电材料在不同工作模式下的驱动电压, 以及相应的极化方向。Vishal 等^[8]提出了一种用形状记忆合金丝作驱动器的悬臂梁振动主动抑制方法, 将压电纤维增强复合材料应用于悬臂梁的主动抑振中^[9]。关于悬臂梁主动控制中的致动器分布位置的研究, Guzmán 等^[10]提出了一种拓扑优化的致动器分布方法。Wang 等^[11]使用光学相机监测悬臂梁振动, 通过 Lyapunov 方法进行系统闭环稳定及主动控制时的模型预测^[12-14]。在主动抑振系统中, 多是基于小型悬臂梁的系统验证, 大型太阳能电池阵的控制系统应用很少, 实际太阳能电池阵由于结构复杂, 面临太空中的各种扰动, 振动情况尤为复杂。悬臂梁单端固定的分析方法与实际帆板的铰链安装方法也有很大的区别, 一些对于数学模型依赖较高的算法即使在悬臂梁试验效果良好, 应用到工况复杂的帆板上仍然面临严峻的挑战。

本文针对太阳能电池阵系统振动控制问题, 设计了一套基于 MFC 的振动主动控制系统。分析了

收稿日期: 2021-07-26; **修订日期:** 2021-10-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51975567); 辽宁省“兴辽英才计划”资助项目(XLYC1907152); 机器人学国家重点实验室自主课题(2022-Z01); 中科院青年创新促进会项目(2018237)。

MFC作为传感器和致动器的正逆压电效应机理;基于系统辨识的方法,在实验的基础上建立了电池阵振动的数学模型,通过应变能最大理论确定了MFC最佳粘贴区域;采用PID自整定的控制算法,确立了分立式MFC驱动器的振动控制参数,实现了可以独立控制MFC抑振的目标。

1 抑振机理分析及数学模型建立

1.1 压电纤维复合材料抑振机理分析

压电陶瓷在悬臂梁的振动抑制中有着广泛的应用,但是压电陶瓷本身刚性较大,形变较小,所以NASA基于压电陶瓷设计了一种新型复合材料即MFC,由于本质是压电陶瓷,所以同样具有正逆压电效应,MFC具有一定的柔度,同面积的MFC产生的应变力大于压电陶瓷的十倍。本文基于正逆压电效应,将MFC作为致动器和传感器,MFC内部结构较为复杂,是由很多细条的压电陶瓷通过交叉电极相连,这样即使其中的部分压电陶瓷发生断裂,MFC还是能完成一定的作为致动器或者传感器的工作。MFC材料的工作原理解析如图1所示。

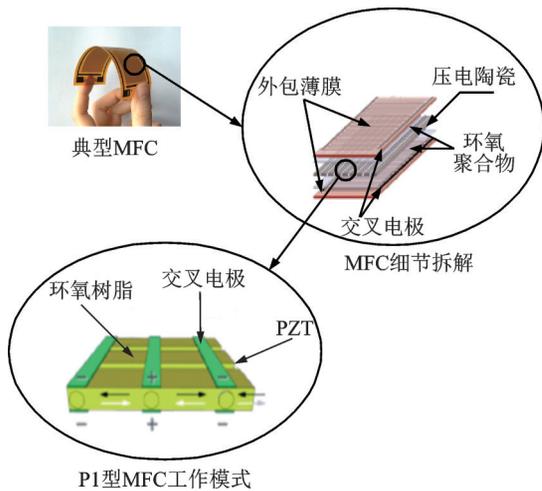


图1 MFC工作原理

Fig.1 MFC working principle

当MFC作为致动器时,根据逆压电效应,致动器的输出可以用电位移 D 和电场强度 E 来描述^[15]:

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon_{11} & \epsilon_{12} & \epsilon_{13} \\ \epsilon_{21} & \epsilon_{22} & \epsilon_{23} \\ \epsilon_{31} & \epsilon_{32} & \epsilon_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 电位移 D 的单位为 C/m^2 ,电场强度 E 的单位为 V/m , E_i 和 D_i ($i=1,2,3$)的下标表示分量沿参考系的轴向。 ϵ_{ii} 为介电常数,表示介质极化程度,单位为 F/m ,对于极化后的压电陶瓷材料,只有 $\epsilon_{11}=\epsilon_{22}\neq 0$ 和 $\epsilon_{33}\neq 0$,则:

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_{11} & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (2)$$

在上述情况下,压电陶瓷的输出也可以用应变 S 和电场强度 E 来描述:

$$\begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{21} & d_{31} \\ d_{12} & d_{22} & d_{32} \\ d_{13} & d_{23} & d_{33} \\ d_{14} & d_{24} & d_{34} \\ d_{15} & d_{25} & d_{35} \\ d_{16} & d_{26} & d_{36} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中 d 为压电应变常数,表示压电元件将机械能转换为电能或者电能转化为机械能的比例常数。对于极化后的压电陶瓷,由于对称性,其压电应变常数矩阵为:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{32} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{24} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

由于 $d_{31}=d_{32}$, $d_{15}=d_{24}$,因此只有 d_{31} , d_{33} 和 d_{15} 三个独立分量。

压电材料的结构应变与应力 T 之间的关系,根据虎克定律有:

$$\begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & S_{14} & S_{15} & S_{16} \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & S_{24} & S_{25} & S_{26} \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & S_{34} & S_{35} & S_{36} \\ S_{41} & S_{42} & S_{43} & S_{44} & S_{45} & S_{46} \\ S_{51} & S_{52} & S_{53} & S_{54} & S_{55} & S_{56} \\ S_{61} & S_{62} & S_{63} & S_{64} & S_{65} & S_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中 S_{ij} 为弹性柔顺系数,它是描述介质弹性物理量,单位为 m^2/N 。

根据式(3)和(4)构建联合公式,其分量的形式为:

$$S_i = s_{iu}^E T_u + d_{ji} E_j \quad (5)$$

式中 $s_{iu}^E T_u$ 为电场强度 $E=0$ 的情况下,由所受应力引起的应变;第二项 $d_{ji} E_j$ 为外电场作用下产生的应变。 s_{iu}^E 为短路弹性柔顺常数。

同理,电位移 D 则由其承受应力和电场强度产生,其张量分量形式为:

$$D_i = d_{iu} T_u + \epsilon_{ij}^T E_j \quad (6)$$

式中 $d_{iu} T_u$ 为应力引起的的电位移; $\epsilon_{ij}^T E_j$ 为当应力为0的情况下,由外电场作用产生的电位移, ϵ_{ij}^T 表示应力 $T=0$ 或者为常数时的介电常数。

式(5)和(6)是分别以电场强度 E_j 和应力 T_u 为自变量的压电方程,也被称为第一类压电方程。当然也有以其他变量构造的其他类的压电方程,本文中以第一类压电方程进行描述。

对于Smart Material公司生产的MFC,根据电

极化方向的不同,主要制作成以 d_{33} 和 d_{31} 效应工作的 MFC。本文中采用的两种 P1 型 MFC 是以 d_{33} 效应工作的。基于 d_{33} 效应,当两极施加电压后,压电复合纤维会伸长或者缩短。当 MFC 作为致动器时,通过施加在电极上的电压可知此时 $E_3 \neq 0$, $E_1 = E_2 = 0$,因此将式(5)展开有:

$$\begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{11}^E & s_{12}^E & s_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ s_{21}^E & s_{22}^E & s_{23}^E & 0 & 0 & 0 \\ s_{31}^E & s_{32}^E & s_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s_{44}^E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{44}^E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(s_{11}^E - s_{12}^E) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{32} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{15} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (7)$$

通过上式可知, S_4, S_5, S_6 均不反映施加电场后的影响,因此进一步简化该式有:

$$\begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{11}^E & s_{12}^E & s_{13}^E \\ s_{12}^E & s_{22}^E & s_{13}^E \\ s_{13}^E & s_{13}^E & s_{33}^E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_{31} \\ d_{31} \\ d_{33} \end{bmatrix} E_3 \quad (8)$$

类似于式(5)展开,将式(6)展开有:

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 & 0 \\ d_{31} & d_{31} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \epsilon_{11}^T & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_{11}^T & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{33}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (9)$$

观察上式可知,电位移 D_1 和 D_2 均不反映施加电场后的影响,因此进一步化简该式有:

$$D_3 = \begin{bmatrix} d_{31} & d_{31} & d_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{bmatrix} + \epsilon_{33}^T E_3 \quad (10)$$

综合式(8)和(10),可以得到 MFC 的第一类压电方程:

$$\begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{11}^E & s_{12}^E & s_{13}^E \\ s_{12}^E & s_{22}^E & s_{13}^E \\ s_{13}^E & s_{13}^E & s_{33}^E \\ d_{31} & d_{31} & d_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_1 \\ T_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_{31} \\ d_{31} \\ d_{31} \end{bmatrix} E_3 \quad (11)$$

关于 MFC 粘贴位置的研究中,多是基于通过有限元建立悬臂板的数学模型,以此作为理论依据来确定 MFC 粘贴位置^[16],在本文中,通过 MSC.Nastran 软件分析,立足于最大应变能理论确定 MFC 最佳粘贴位置。对于帆板模型的结构和材料

参数如表 1 所示。

表 1 抑振系统材料参数

Tab. 1 Material parameters of vibration suppression system

材料	尺寸/mm ²	密度/(kg·m ⁻³)	弹性模量/GPa
帆板模型	660×480	1865	34.64
M4312-P1	43×12	5440	30.34
M5628-P1	56×28	5440	30.34
铰链结构	48×32	7930	-

帆板模型的尺寸来源是“向日葵”卫星太阳翼单板的实际尺寸,利用软件分析帆板模型的振动模态,如图 2 所示,是帆板第 1 阶的应变分析图形。通过软件设置采用应变显示选项,从图中可以看到最大应变位置位于末端固定位置以及铰链连接的位置。

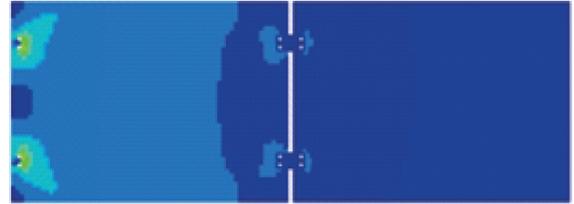


图 2 帆板结构第 1 阶应变分析

Fig. 2 The first order strain analysis of sailboard structure

由于应变分布主要集中在帆板结构固定位置,所以第 1 阶振型反映了主要的应变集中位置,这些位置也是指导粘贴 MFC 的主要依据。表 2 所示是通过模态分析的帆板前 8 阶的振型,主要反映的是各阶的具体振动频率,刚度。

表 2 帆板模型模态分析振型表

Tab. 2 Modal analysis table of sailboard model

振型/阶	频率/Hz	刚度/(N·m ⁻¹)
1	7.745260×10^{-1}	2.368273×10^1
2	4.352426	7.478639×10^2
3	4.583189	8.292687×10^2
4	1.356748×10^1	7.267052×10^3
5	1.399279×10^1	7.729798×10^3
6	2.568914×10^1	2.605307×10^4
7	2.575381×10^1	2.618441×10^4
8	3.906714×10^1	6.025361×10^4

1.2 帆板振动数学模型建立

在不考虑板结构非线性的情况下,可以将帆板的振动情况近似为一个 2 阶系统^[17]。典型的 2 阶系统传递函数为:

$$H(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (12)$$

式中 ζ 为阻尼比; ω_n 为自由振动频率。

采用系统辨识的思想,通过激光位移传感器测得帆板自由振动的波形。如图 3 所示是实验帆板安装的位置关系,单板之间通过铰链进行连接。由于激光位移传感器 ZLDS103-250 的起始量程为 65 mm,量程为 250 mm,并且帆板振动是基于平衡位置做往复运动,所以帆板和激光位移传感器间距 190 mm。

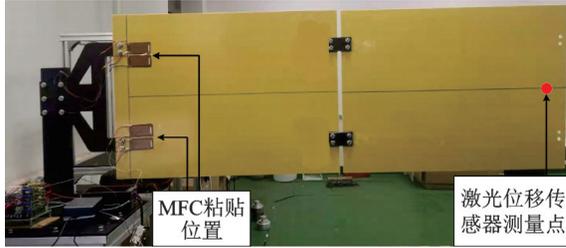


图 3 帆板安装位置关系

Fig. 3 Installation position relationship of sailboard

通过激光位移传感器测得帆板自由振动波形图,如图 4 所示。数据采集通过 LabVIEW 作为上位机,由通过软件模态分析得出的帆板的振型可知,帆板振动的频率很低,所以设置 1 KS/s 的采样率即采样周期为 $T_c = 0.001$ s, 足以满足要求。图中,横坐标表示的是采样点数,反映的是时间,纵坐标表示的是振动幅度。

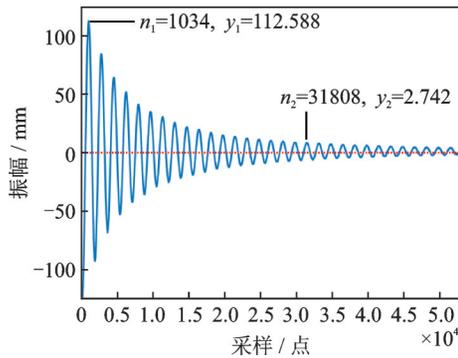


图 4 帆板实验测量自由振动波形

Fig. 4 Measurement of free vibration waveforms in sailboard experiment

已知 2 阶系统工作在欠阻尼的情况时,其振动响应为:

$$y(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \arctan \frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta}) \quad (13)$$

式中 $\omega_d = \sqrt{1-\zeta^2} \omega_n$, 为阻尼固有频率。

如图 4 所示的周期为 T 的自由振动波形中,取 t_1, t_2 两个时刻的峰值 y_1, y_2 , 两个时刻相差 k 个周期,对应的采样点分别为 n_1, n_2 , 由式(13)可得:

$$\frac{y_1}{y_2} = \frac{e^{-\zeta\omega_n t_1}}{e^{-\zeta\omega_n (t_1 + kT)}} = e^{k\zeta\omega_n T} \quad (14)$$

其中:

$$\omega_n T = \omega_n \frac{2\pi}{\omega_d} = \frac{2\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (15)$$

将式(15)代入式(14)中,得到:

$$\zeta = \frac{\frac{1}{k} \ln \frac{y_1}{y_2}}{\sqrt{4\pi^2 + \left(\frac{1}{k} \ln \frac{y_1}{y_2}\right)^2}} \quad (16)$$

选中图中两个点 (n_1, y_1) 和 (n_2, y_2) , $n_1 = 1034$, $y_1 = 112.588$, $n_2 = 31808$, $y_2 = 2.742$, $k = 18$, 代入式(16)中,解得阻尼比 $\zeta = 0.033$ 。

根据采样点以及采样周期可以求出帆板的振动周期和频率分别为:

$$T = \frac{(n_2 - n_1)T_c}{k} = 1.710 \text{ s} \quad (17)$$

$$f = \frac{1}{T} = 0.584 \text{ Hz} \quad (18)$$

由式(15)可得:

$$\omega_n = \frac{2\pi}{\sqrt{1-\zeta^2} T} = 3.678 \text{ rad/s} \quad (19)$$

将阻尼比 ζ , 自由振动频率 ω_n 代入式(12)可得系统的传递函数为

$$H(s) = \frac{13.528}{s^2 + 0.241s + 13.528} \quad (20)$$

2 主动抑振实验研究

2.1 实验系统介绍

主动抑振系统包括上位机控制系统、信号采集系统、数据转换系统、信号驱动系统、执行机构五部分组成。

上位机控制系统是通过 LabVIEW 开发的,上位机主要负责信号处理,由于上位机接收到的是 USB-6002 的信号,其中的信息是激光位移传感器输出的 0~10 V 的电压信号,通过激光位移传感器对 MFC 进行标定,这样 LabVIEW 处理的信号和 Simulink 仿真的信号可以匹配,在 Simulink 中计算得到 PID 控制参数也就能运用到实际的控制系统中。为了保证初始振动的同一性,需要给出一个固定的初始激振信号。整个上位机控制系统面板如图 5 所示。

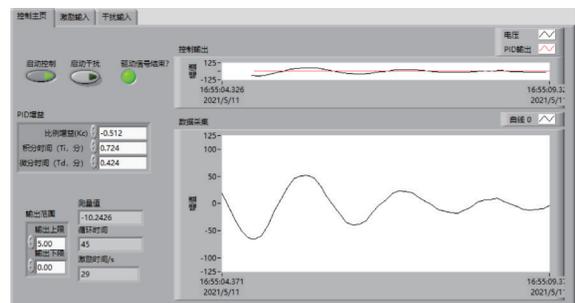


图 5 上位机控制面板

Fig. 5 Upper computer control panel

信号采集系统由MFC作为传感器和激光位移传感器,主要目的是利用激光位移传感器对MFC做传感器进行标定,因为在太空中,使用激光位移传感器测位移是不现实的。当MFC作为传感器时,由于输入电阻的原因,直接测量的电压会失真,所以采用两个1 MΩ的电阻对MFC采集的电压分压。USB-6002测试的最高电压为10 V,将分压后的信号再输入USB-6002中,这样就可以避免失真。

数据转换系统采用的是NI公司的数字板卡USB-6002,该板卡能采集8路分辨率为16位的模拟信号,最大采样率可达50 KS/s,同时该板卡具有两个16位D/A转换输出,适合本实验中应用。

信号驱动系统采用的是适配MFC的驱动器,是由Smart Material公司生产的AMD2012-CE2/3驱动板,该驱动板最大输出功率可达4 W,输出电压为-500~+1500 V。

执行机构以MFC作致动器,本课题使用的MFC有M-5628-P1和M-4312-P1两种类型,极限出力分别为340和120 N。整个系统的控制流程图如图6所示。

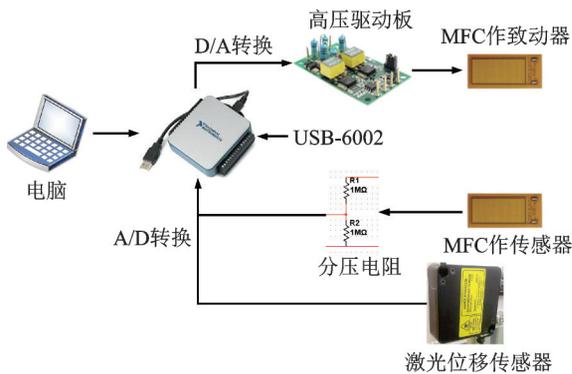


图6 实验系统控制流程图

Fig. 6 Control flow chart of experimental system

2.2 基于PID自整定的主动控制算法

在PID控制中,需要知道控制参数的值,由于PID设置参数的值一般需要丰富的经验,为了缩短调节参数的时间,将帆板振动的数学模型导入Simulink中,通过软件模拟的方式,快速得到一组或者几组比较合理的控制参数,这里使用的是PID自整定的方式,可以快速求得PID控制参数。

在Simulink中,绘制PID自由振动模型及PID控制模块,整体框图如图7所示。

如上图所示,输入信号为一个阶跃信号,其值为:

$$r(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ 125, & t \geq 0 \end{cases} \quad (21)$$

式中的终值125是激光位移传感器的测量极限范围的1/2,在实验中设为0点的位置。为了方便观察和

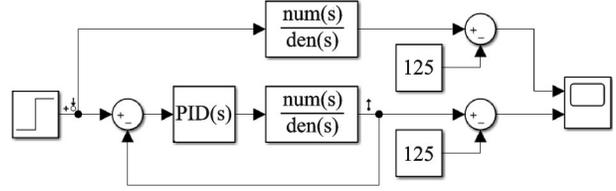


图7 Simulink参数整定系统框图

Fig. 7 Block diagram of Simulink parameter setting system

理解在结果输入示波器模块前再减125,这样就可以在Simulink的示波器中观察到测量数据是在以y=0为基准变化的。

PID控制的主要依据是通过输入信号r(t)与输出信号y(t)构成控制偏差e(t),即:

$$e(t) = r(t) - y(t) \quad (22)$$

PID控制器是一种线性控制器,通过线性组合偏差的比例、积分、微分,将三者作为控制量进而控制受控对象。其控制规律为:

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (23)$$

其传递函数为:

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (24)$$

式中 K_p为比例系数, T_i为积分时间常数, T_d为微分时间常数。

在Simulink的PID模块中,传递函数为:

$$G(s) = P + I \frac{1}{s} + D \frac{N}{1 + N \frac{1}{s}} \quad (25)$$

式中 P为控制的比例参数, I为积分参数, D为微分参数, N为滤波系数。对比式(24)和(25)可以看到Simulink的PID参数和传递函数的系数的差异,所需要的是PID的参数。

在被控对象模块中输入式(20)的各项系数,输入形式为数组,如图8所示。

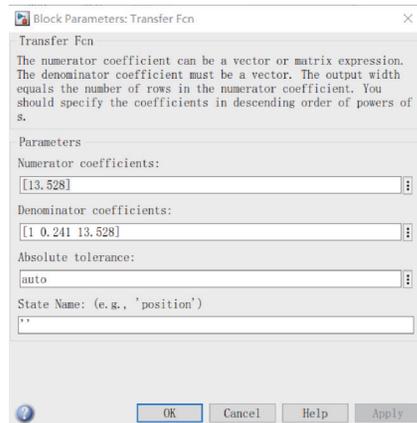


图8 被控对象传递函数输入

Fig. 8 Transfer function input of controlled object

为了形成控制输入的对比,需要引入两组相同的传递函数,其中一组不引入PID控制直接输出。

在完成输入模块,PID模块以及被控对象模块等模块的参数设置之后,便可利用Simulink进行参数自整定从而得到一组比较合适的PID控制参数。在Matlab 2020a中能够比较方便地利用Simulink的工具包得到想要的参数。通过Simulink自整定之后的参数如图9所示。

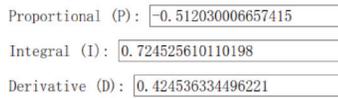


图9 PID自整定参数

Fig. 9 PID self tuning parameters

2.3 太阳能电池阵抑振效果评价

为了保证系统振动的初始激振信号一致,通过前面的实验波形可知,帆板的自由振动波形的频率为0.586 Hz。所以,在上位机中设置激振频率与自由振动的频率相同,激振信号幅值为5 V,频率为0.586 Hz的正弦信号,如图10所示。

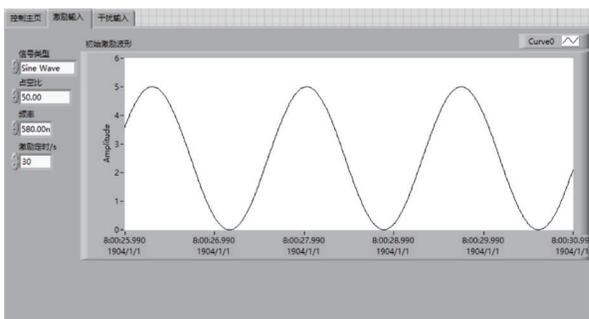


图10 初始激振信号

Fig. 10 Initial excitation signal

通过上位机,可以采集到的三组振动信号,其中有两组由MFC作为传感器采集,另一组由激光位移传感器采集,激光位移传感器采集的信号主要用于做参数标定并且保证与MFC的数据匹配。

由于激光位移传感器的位置定于中轴线上,所以只能采集弯曲振动的信号,而扭转振动的信号可通过传感器MFC采集。

通过采集的激光位移传感器的信号作为反馈,在LabVIEW上编写PID控制程序,由于前期仿真使用实际模型仿真,在Simulink中通过自整定PID得到的PID参数为 $k_c = -0.512$, $k_i = 0.724$, $k_p = 0.424$ 。由于实际模型和在Simulink中的仿真模型通过前期的参数标定,所以直接将仿真得到的控制参数代入LabVIEW控制程序中,实验结果如图11所示。

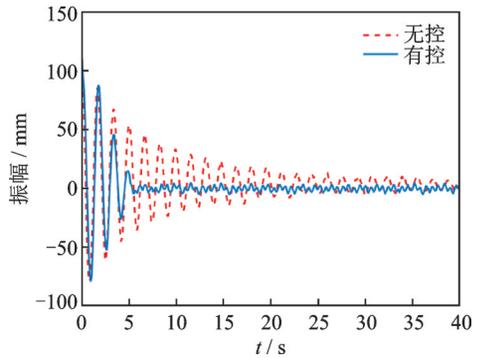


图11 自由振动有无控制实验对比

Fig. 11 Experimental comparison of free vibration with and without control

为了验证帆板在有干扰的环境下主动抑振效果,分别加入正弦波干扰、白噪声干扰。其中,正弦信号的幅值为5 V,频率为0.586 Hz。图12所示为引入正弦波干扰的情况下,有无控制的波形对比;图13所示为引入白噪声干扰的情况下有无控制的波形对比。

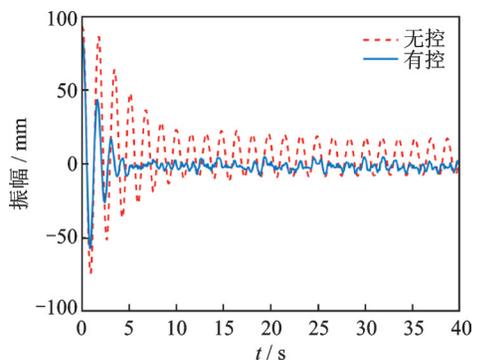


图12 正弦波干扰有无控制对比

Fig. 12 Comparison of sine wave interference with and without control

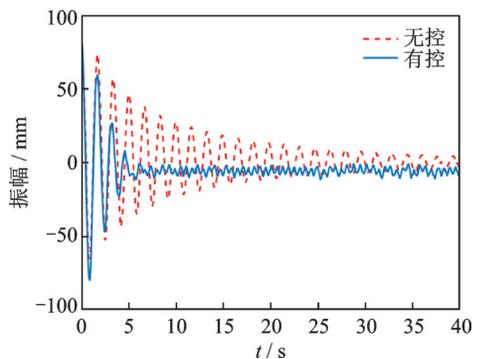


图13 白噪声干扰有无控制对比

Fig. 13 Comparison of white noise interference with and without control

通过实验数据可以看到,自由振动在无主动抑振时呈负指数衰减,与数学模型对应,在引入PID控制的三个振动周期后,振动得到了有效抑制,并且维持在一个比较稳定的范围内。

通过图12和13可以看出:当引入干扰后,帆板

的振动状态发生了改变。而这两种干扰状态下PID的控制参数都是相同的,但是从图中可以看出,相同的PID控制参数对于两种不同的干扰,仍然具有良好的抑振效果。

如图14所示,为自由振动情况下对有无主动控制的波形的快速傅里叶变换(以下简称FFT(Fast Fourier Transform)),从图中可以看到,对于在共振频率下的振动抑制较为明显,这说明在基于MFC的主动抑振过程中,MFC的抑振是给帆板一个相同频率的反作用力来达到抑制振动的目的,帆板的固有频率是需要实验和仿真测得的,也是前期建立数学模型和实验的必要参数。

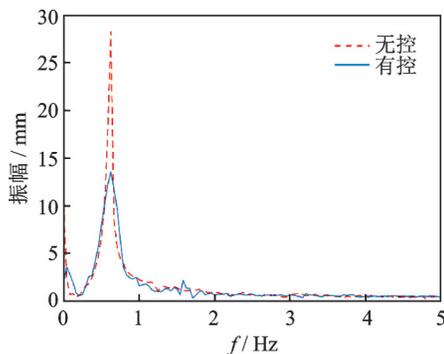


图14 自由振动情况下的FFT

Fig. 14 FFT in free vibration

类似地,在引入干扰的情况下,图15所示为正弦波干扰输入时,有无主动控制的FFT变换波形对比;图16所示为白噪声干扰输入时,有无主动控制的FFT波形对比,从图中可以观察到,不同干扰输入的情况下,主动控制的效果是类似的,都能对基频附近的振幅有较明显的抑制作用。

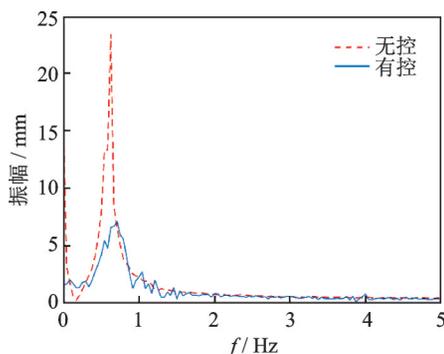


图15 正弦波干扰输入情况下的FFT

Fig. 15 FFT in the case of sinusoidal interference input

实验中提供的干扰信号是自然界中普遍存在的,在现有实验条件下,干扰激励的MFC为M-4312-P1型,此MFC提供的最大输出力为120 N,要比M-5628-P1型MFC的最大输出力340 N要小,这也就是在引入干扰后振动幅值有所下降的原因。

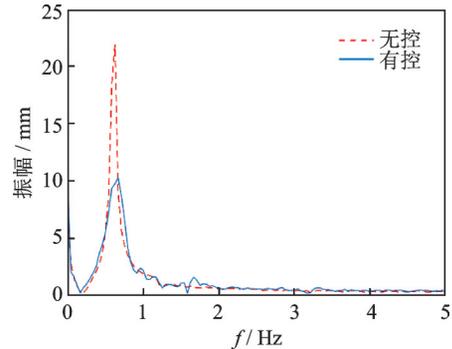


图16 白噪声干扰输入情况下的FFT

Fig. 16 FFT in the case of white noise interference input

3 结论

本文设计了一套基于压电纤维复合材料MFC的太阳能电池帆板主动抑振系统,该系统基于MFC的逆压电效应在MFC上加载电压,使其产生驱动力用于抑制帆板的振动。开展了基于MFC的抑振机理分析,推导了电池阵帆板的振动模型。在此基础上,采用高性能的PID控制算法,实现了电池阵帆板的主动抑振。通过对比自由振动以及正弦和白噪声两种干扰信号激励下的自激振动,详细研究了主动抑振实验中抑振稳定时间和抑振稳定振幅两项重要指标,最终结论如下。

(1) 通过建立MFC的压电效应方程和理论推导,验证了MFC作为致动器和传感器的可行性。采用两种规格的MFC分别作为致动器和传感器,基于应变能最大理论,获得了MFC的最佳粘贴位置,得到的控制效果更好。

(2) 将PID自整定的控制算法应用于帆板的振动主动控制中,提高了系统开发效率,减小了控制算法对帆板模型的依赖。由于帆板柔度较大,振动频率较低,PID自整定的响应速度能够满足振动抑制的需求。在太空环境中,PID自整定具有良好的自我调节能力,能够有效防止驱动器失控的情况发生。

(3) 本文设计的系统能够有效地降低基频附近的振动,并且在各种外部输入扰动的情况下,依然能有效地抑制帆板的振动。在自由振动和各种干扰输入的情况下,引入控制后都能在3~5 s内进入到平衡状态,振动抑制偏差小于3 mm,抑振效率可达4倍以上,抑振效果显著,达到了预期的效果。

参考文献:

- [1] 邱志成. 压电智能挠性板的主动振动控制研究[J]. 压电与声光, 2002, 24(6): 497-501.
 QIU Zhi-cheng. A study on active vibration control for piezoelectric intelligent cantilever plate [J]. Piezoelec-

- tries & Acousto-optics, 2002, 24(6): 497-501.
- [2] Qiu Z C, Han J D, Zhang X M, et al. Active vibration control of a flexible beam using a non-collocated acceleration sensor and piezoelectric patch actuator[J]. Journal of Sound & Vibration, 2009, 326(3-5): 438-455.
- [3] 鄂斌, 杨志红, 崔乃刚, 等. 航天器柔性太阳翼最优PPF主动振动抑制方法[J]. 宇航学报, 2020, 41(6): 800-810.
- E Bin, Yang Zhihong, CUI Naigang, et al. Active vibration suppression of spacecraft's flexible solar panel with optimal PPF method[J]. Journal of Astronautics, 2020, 41(6): 800-810.
- [4] Yuan Q, Liu Y, Qi N. Active vibration suppression for maneuvering spacecraft with high flexible appendages [J]. Acta Astronautica, 2017, 139: 512-520.
- [5] Omid E, Mahmoodi S N, Shepard W S. Multi positive feedback control method for active vibration suppression in flexible structures[J]. Mechatronics, 2016, 33: 23-33.
- [6] Williams D, Khodaparast Haddad H, Jiffri S, et al. Active vibration control using piezoelectric actuators employing practical components [J]. Journal of Vibration and Control, 2019, 25(21-22): 2784-2798.
- [7] Sharma Saurav, Kumar Anuruddh, Kumar Rajeev, et al. Active vibration control of smart structure using poling tuned piezoelectric material[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2020, 31(10): 1298-1313.
- [8] Vishal P, Kaliperumal D, Padhi R. Active vibration suppression of nonlinear cantilever beam using shape memory alloy actuators [J]. IFAC-PapersOnLine, 2018, 51(1): 130-135.
- [9] Prakash B, Amir M, Yasin M Y, et al. Active vibration control of smart laminated beams using PFRC patches as sensors and actuators [J]. Materialstoday: Proceedings, 2020, 21: 1355-1360.
- [10] Guzmán Daniel Giraldo, Silva E C N, Rubio W M. Topology optimization of piezoelectric sensor and actuator layers for active vibration control [J]. Smart Materials and Structures, 2020, 29: 085009.
- [11] Wang Z, Jia Y, Xu S, et al. Active vibration suppression in flexible spacecraft with optical measurement [J]. Aerospace Science and Technology, 2016, 55: 49-56.
- [12] Djojodihardjo H, Jafari M, Wiriadidjaja S, et al. Active vibration suppression of an elastic piezoelectric sensor and actuator fitted cantilevered beam configurations as a generic smart composite structure [J]. Composite Structures, 2015, 132: 848-863.
- [13] Dubay R, Hassan M, Li C, et al. Finite element based model predictive control for active vibration suppression of a one-link flexible manipulator [J]. ISA Transactions, 2014, 53(5): 1609-1619.
- [14] Cao X, Yue C, Liu M. Flexible satellite attitude maneuver via constrained torque distribution and active vibration suppression [J]. Aerospace Science and Technology, 2017, 67: 387-397.
- [15] 张锦. 基于压电纤维复合材料的柔性结构振动半主动控制研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2015.
- Zhang Jin. A study on semi-active vibration control of flexible structures using macro fiber composite actuators [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2015.
- [16] 张思马. 基于激光位移传感器测量的柔性板振动控制研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2016.
- Zhang Sima. Research on vibration control of flexible plate using laser displacement sensors [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2016.
- [17] 彭一峰. 基于模糊PID控制理论的振动主动控制研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2013.
- Peng Yifeng. Research on active vibration control based on fuzzy PID control theory [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2013.

Active vibration suppression of intelligent piezoelectric material MFC on solar array panel

LUO Hai-tao^{1,2}, WU Xing-yuan^{1,3}, LIU Guang-ming^{1,2}, FU Jia^{1,2}

(1.State Key Laboratory of Robotics, Shenyang Institute of Automation, Chinese Academy of Sciences (CAS), Shenyang 110016, China; 2.Institutes for Robotics and Intelligent Manufacturing, Chinese Academy of Sciences, Shenyang 110169, China; 3.School of Mechanical Engineering, Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China)

Abstract: In order to effectively solve the position and attitude interference problem of spacecrafts caused by the vibration of the space solar array sailboard, further improve the flight control stability of satellites and orbiters and their own pointing accuracy (earth and sun orientation), a set of solar array active vibration suppression ground experimental system is designed. The active vibration suppression mechanism of macro fiber composite (MFC) is studied. The optimal bonding area of MFC is determined by the maximum modal strain energy theory. A PID self-tuning controller is designed, and the active vibration suppression experiment of the solar array is carried out to verify the feasibility of the PID self-tuning control algorithm. In the experiment, the vibration suppression in free vibration state, sinusoidal interference and white noise interference are studied respectively. The experimental results show that the free vibration tends to be stable for more than 40 s without active control. After adopting the active control based on PID self-tuning algorithm, the free vibration of the sailboard can be stabilized within 3 s. In addition, the self-excited vibration of the sailboard can be effectively controlled in 3~5 s under the above sinusoidal and random white noise signal interference excitation, and the amplitude of the sailboard stabilized in the balance position before and after active control is reduced from 18 to 3 mm, and the vibration suppression efficiency is up to 6 times. In addition, through the Fourier transform of the time-domain signal, it can be seen from the spectrum curve that the vibration suppression effect is also very significant, the maximum response amplitude is reduced from 24 to 6 mm, and the vibration suppression efficiency can reach 4 times.

Key words: active control; solar array; MFC; PID self tuning

作者简介: 骆海涛(1983—),男,博士,研究员。电话: 13130216191; E-mail: luohaitao@sia.cn。