

# 半导体加工设备主动隔振仿真和实验研究

王三霞<sup>1,2†</sup> 柳滨<sup>2</sup> 张乾<sup>2</sup> 王俊杰<sup>2</sup> 刘帅<sup>3</sup>

(1. 山东大学 软件学院, 济南 250100)

(2. 中国电子科技集团公司第四十五研究所, 北京 100176)

(3. 山东大学 控制科学与工程学院, 济南 250061)

**摘要** 针对半导体加工设备设计了一种主动隔振策略. 分析了隔振机构的内部垂向参数特性并建立了隔振机构动力学模型. 由于半导体加工设备的隔振装置由基座、隔振机构和由隔振机构支撑的各个部件组成, 因此隔振机构动力学模型将基座、隔振机构、支撑组件看作二级隔振系统来模拟隔振装置. 为隔振机构设计了自抗扰控制和绝对速度反馈控制联合的控制算法. 搭建了基于半导体加工设备用隔振机构和控制算法的仿真模型, 给出了传递率和顺应度两个重要指标. 最后通过实验验证主动隔振策略的性能. 对比隔振率和顺应度两个指标, 证明了设计的控制算法效果优于常用控制算法.

**关键词** 半导体加工设备, 主动隔振, 自抗扰控制, 绝对速度反馈, 传递率, 顺应度

中图分类号:TB53

文献标志码:A

## Research on Simulation and Experiment of Active Vibration Isolation of Semiconductor Processing Equipment

Wang Sanxia<sup>1,2†</sup> Liu Bin<sup>2</sup> Zhang Qian<sup>2</sup> Wang Junjie<sup>2</sup> Liu Shuai<sup>3</sup>

(1. School of Software, Shandong University, Jinan 250100, China)

(2. The 45th Research Institute of CETC, Beijing 100176, China)

(3. School of Control Science and Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China)

**Abstract** An active vibration isolation strategy is designed for semiconductor machining equipment. The internal parameter characteristics of the vibration isolation mechanism are analyzed and a dynamic model of the vibration isolation mechanism is established. Due to the fact that the isolation device of semiconductor processing equipment consists of a baseframe, vibration isolation mechanism, and various components supported by the vibration isolation mechanism, the dynamic model of the isolation mechanism considers the baseframe, vibration isolation mechanism, and support components as a secondary isolation system to simulate the isolation device. A control algorithm combining active disturbance rejection control and absolute velocity feedback control are designed for the vibration isolation mechanism. A simulation model based on the vibration isolation mechanism and control algorithm for semiconductor processing equipment is built, and two important indicators, transmissibility and compliance, are given. Finally, the performance of the active vibration isolation strategy is verified through experiments. According to the two indicators of transmissibility and compliance, it is proven that the designed control algorithm performs better than commonly used control algorithms.

**Key words** semiconductor processing equipment, active vibration isolation, active disturbance rejection control, absolute velocity feedback, transmissibility, compliance

## 引言

半导体加工设备作为芯片产业重要的环节,是芯片产业的基石.这些设备的运行精度直接影响着最终产品的质量和性能.在半导体加工设备中,设备本身的机械运动、外部环境的振动或者操作过程中的其他因素产生的振动对设备的性能和精度构成了潜在威胁,因为它们可能导致加工误差、影响设备的稳定性,甚至损坏设备的关键部件.因此,为了抑制振动并提高设备的精度和稳定性,对隔振技术提出了严峻的挑战.

实际工程应用中面对大型半导体加工设备及大承载的需求,其隔振方式不能仅使用单个隔振机构,而是要利用多个隔振机构才能稳定支撑负载,隔振机构按照一定的顺序和几何形状组成多自由度隔振系统<sup>[1]</sup>.多自由度隔振系统需要对应每个隔振机构安装多对传感器和执行器,导致多个自由度之间的控制存在耦合<sup>[2]</sup>.为了降低隔振控制设计难度,工程中一般利用多个传感器的分布位置及测量的振动信息建立传感器输入矩阵,并在模态坐标下对其对角化变换,使转换后的矩阵中元素与系统每个模态的振动一一对应,从而实现模态解耦<sup>[3]</sup>,进而可以针对每个模态的振动情况设计独立的控制器.最后,根据执行器的分布信息建立执行器输出矩阵,利用控制器的输出分散驱动执行器.这样,一个多输入多输出隔振系统控制器的设计解耦为多个独立的子控制器的设计,降低了设计难度,也增加了算法选择的灵活性<sup>[4]</sup>.

完成模态解耦策略后,便可以对解耦后的隔振系统实施主动控制以达到控制目标.实现主动控制的控制算法包括经典控制算法和现代控制算法,其中现代控制算法包括滑模控制<sup>[5-7]</sup>、自适应控制<sup>[8,9]</sup>、模糊控制<sup>[10,11]</sup>、神经网络控制<sup>[12,13]</sup>等.目前,工程中应用广泛的是经典控制算法中的 PID 或改进的 PID 控制方法<sup>[14]</sup>.PID 控制算法对误差信号分别进行比例、积分与微分计算,将以上三者分别乘上比例系数、积分系数和微分系数后相加,其计算结果作为控制量对被控对象进行控制.基于不同的控制算法,精密隔振系统的主动控制常采用

加速度、绝对速度、相对位置的反馈控制,或者其中几种方式相结合的控制<sup>[15]</sup>.

随着技术的进步和需求不断提升,隔振系统在算法理论、仿真实验等方面还需要继续优化和完善,以满足精密制造装备对稳定性和精度的要求.目前国内对半导体加工设备的主动隔振研究较少,缺乏产品,更没有商业化产品.本工作依据半导体加工设备用隔振系统的两个重要指标:传递率和顺应度,对其隔振系统进行理论、算法、仿真和实验等方面研究,有一定的理论和实践意义,为半导体加工设备用隔振产品的制造奠定理论和实验基础.主要工作包括以下几个方面:第一,在理论研究上明确隔振机构内部结构对水平向和垂向刚度参数的影响;建立由基座、隔振机构、支撑组件构成的二级隔振系统的动力学数学模型;设计自抗扰控制和绝对速度反馈联合的控制算法.第二,搭建仿真模型,模拟实验中的隔振装置和主动控制算法的实现方式,给出传递率和顺应度两个重要指标.第三,通过实验验证所设计的主动隔振策略的有效性和优越性.

## 1 隔振机构内部参数特性

隔振机构内部的垂向刚度由空气弹簧提供.根据理想气体方程原理,以下公式成立

$$\frac{dP}{dV} = -n \frac{P}{V} \quad (1)$$

其中  $P$  为气体压力,  $V$  为缸体内气体的体积,  $n$  是绝热系数.根据刚度的定义,空气弹簧的刚度  $k$  可以由扰动力引起的位移变化量来计算,即

$$k = -\frac{dF}{dZ} \quad (2)$$

其中  $F$  代表扰动力,  $Z$  代表垂向的位移.由于  $P = F/A$ ,  $V = AZ$ , 则  $dP = dF/A$ ,  $dV = A dZ$ , 其中  $A$  是接触面积.设  $h$  为缸体高度,由  $F = PA = mg$ ,  $g$  是重力加速度,空气弹簧的刚度可以表示为

$$k = -\frac{dF}{dZ} = \frac{nAmg}{V} = \frac{nmg}{h} \quad (3)$$

其中  $m$  是负载质量.隔振机构由三根呈  $120^\circ$  分布的柔性摆杆构成正摆结构,这时三根摆杆构成的摆

结构刚度  $k^*$  可以表示为<sup>[15]</sup>

$$k^* = \frac{36EI}{l^3} + \frac{mg}{l} \quad (4)$$

其中  $l$ 、 $E$  分别是柔性摆杆的长度和杨氏模量,  $I$  是柔性摆杆形变段的主动惯量;  $I = \pi d^4/64$ , 其中  $d$  为摆杆直径. 摆结构提供了水平向刚度.

## 2 隔振机构动力学模型

半导体加工设备的隔振装置由基座(BF)、隔振机构(IBM)和由隔振机构支撑的各个部件(MF)组成,因此隔振机构动力学模型将 BF、IBM、MF 看作二级隔振系统来模拟实际隔振装置,其简化后的模型如图 1 所示. 动力学方程为

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f - F \end{bmatrix} \quad (5)$$

其中  $m_1$ 、 $m$  分别是 BF、MF 的质量,  $c$  是 IBM 的阻尼,  $c_1$  是 BF 和地基之间的阻尼,  $k$  是 IBM 的刚度,  $k_1$  是 BF 和地基之间的刚度,  $f_1$  是由地基传来的扰动(人走动等因素),  $f$  是执行器作动力,  $F$  是 MF 受到的干扰力(设备运行时的振动等因素).

传递率和顺应度是评价隔振性能的两个重要指标. 通常在半导体加工设备的隔振系统中, 传递率传递函数的输入是 BF 的位移, 输出是 MF 的位移, 顺应度传递函数的输入是 MF 受到的干扰力, 输出是 MF 的位移.

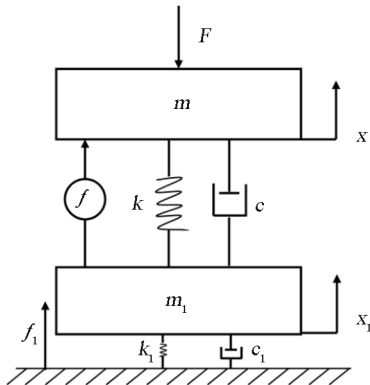


图1 隔振机构简化模型  
Fig.1 Simplified model of IBM

## 3 控制算法

控制算法采用自抗扰控制(ADRC)和绝对速度反馈(AVF)联合的方法. 自抗扰控制能够通过

扩张状态观测器对系统总扰动进行估计, 具备较强的抗扰能力, 其参考系统的数学模型, 但又不完全依赖于数学模型, 并且算法结构简单、参数易调节, 适用于实际应用中. 自抗扰控制框图如图 2 所示. 其中扩张状态观测器为

$$\begin{cases} \dot{z} = \mathbf{A}z + \mathbf{B}U \\ \hat{y} = \mathbf{C}z \end{cases} \quad (6)$$

$$\mathbf{z} = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \end{bmatrix}, \hat{\mathbf{y}} = \begin{bmatrix} \hat{y}_1 \\ \hat{y}_2 \\ \hat{y}_3 \end{bmatrix}, \mathbf{U} = \begin{bmatrix} u \\ y \end{bmatrix}, \mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\beta_1 & 1 & 0 \\ -\beta_2 & 0 & 1 \\ -\beta_3 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & \beta_1 \\ b_0 & \beta_2 \\ 0 & \beta_3 \end{bmatrix}, \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

状态误差反馈控制器为

$$u_0 = K_p(r - z_1) - K_d z_2 \quad (7)$$

需要注意的是, 为了满足扩张状态观测器的收敛性,  $\beta_1 > 0, \beta_2 > 0, \beta_3 > 0$  满足 Hurwitz 条件.

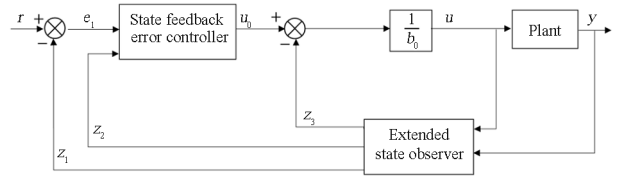


图2 自抗扰控制框图  
Fig.2 Control block diagram of ADRC

绝对速度反馈能够产生绝对阻尼的效果, 隔振机构系统和施加绝对阻尼  $c_a$  的隔振机构系统传递率的传递函数变化表示为

$$\frac{cs + k}{ms^2 + cs + k} \rightarrow \frac{cs + k}{ms^2 + (c + c_a)s + k} \quad (8)$$

顺应度的传递函数变化表示为

$$\frac{1}{ms^2 + cs + k} \rightarrow \frac{1}{ms^2 + (c + c_a)s + k} \quad (9)$$

因此容易验证施加绝对阻尼能够降低共振点幅值, 并且不降低高频段的衰减率. 为了降低传递函数共振峰幅值, 获得更好的低频振动抑制效果, 在仿真和实验中设计了绝对速度反馈方法.

## 4 仿真

实验室中的半导体加工设备主动隔振控制器算法主要包括位置反馈控制器和绝对速度反馈控制器, 两种算法的实现方式: 位置反馈根据接近式传感器测量的 MF 位置设计, 绝对速度反馈根据检波器测量的绝对速度设计.

为了模拟半导体加工设备的主动隔振算法实现方式和验证所设计的控制算法的有效性,搭建 MF-VIM-BF 仿真模型如图 3 所示,其中 Plant 根据隔振机构的动力学模型搭建.由 Plant 引出 MF 的绝对速度,并据此模拟了实验中的绝对速度反馈控制.由 Plant 引出 MF 的位移,并据此搭建了 ADRC 控制器,模拟了实验中的位置反馈并证明了 ADRC 控制器的有效性.

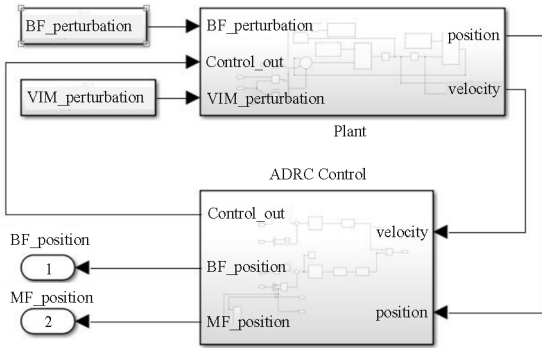


图 3 MF-VIM-BF 仿真模型  
Fig. 3 Simulation of MF-VIM-BF

根据隔振机构的内部特性和参数辨识的方法,得到基本参数( $M$ 、 $K$ 、 $C$  分别是质量、刚度和阻尼)如表 1 所示.

表 1 隔振参数  
Table 1 Vibration isolation parameters

Parameter	VIM_M	VIM_K	VIM_C	BF_M	BF_K	BF_C
Value	1875	19000	10	$1 \times 10^4$	$2 \times 10^7$	100
Unit	kg	N/m	N/(m/s)	kg	N/m	N/(m/s)

ADRC 仿真参数为  $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = 100$ ,  $K_p = K_d = 10$ ,  $b_0 = 1/1875$ .图 4 表示 BF 的位移到 MF 位移的时域传递,图 5、图 6 分别表示在 ADRC 和 ADRC+AVF 两种算法下的传递率和顺应度,传递率和顺应度在高频处的衰减率为  $-40$  dB/dec.

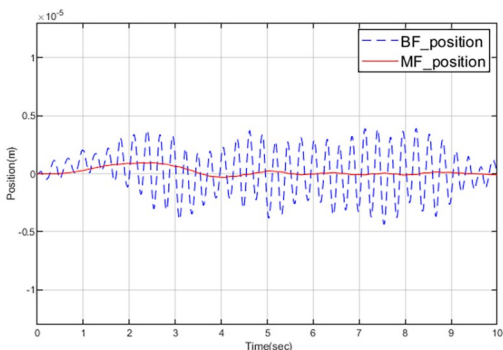


图 4 BF 和 MF 位置  
Fig. 4 Position of BF and MF

ADRC 和 ADRC+AVF 两种算法的对比证明了 AVF 的作用固定为降低共振点幅值.图 7 表示 ADRC 的控制误差.

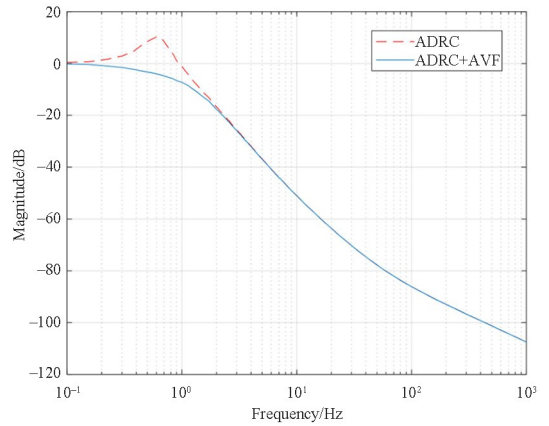


图 5 ADRC 和 ADRC+AVF 传递率  
Fig. 5 Transmissibility of ADRC and ADRC + AVF

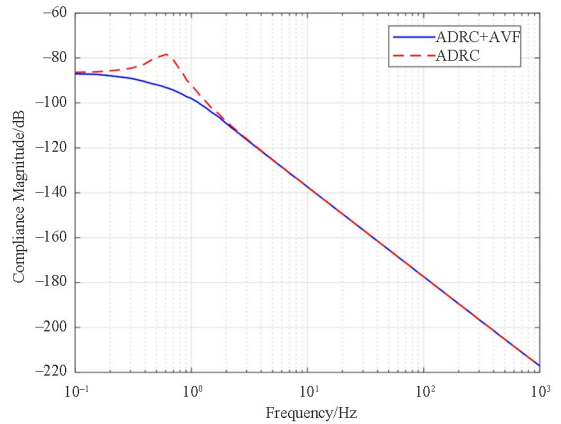


图 6 ADRC 和 ADRC+AVF 顺应度  
Fig. 6 Compliance of ADRC and ADRC + AVF

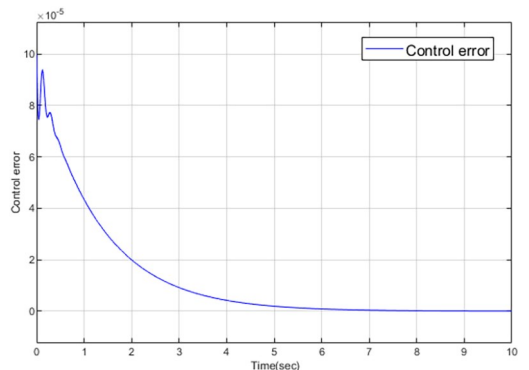


图 7 ADRC 控制误差  
Fig. 7 Error of ADRC

## 5 实验

由于半导体加工设备属于大型设备,其隔振系统由多个隔振机构共同组成,才能稳定支撑多个组件,由多个隔振机构共同组成的隔振系统机械装置如图 8 所示,包含 MF、VIM、BF.

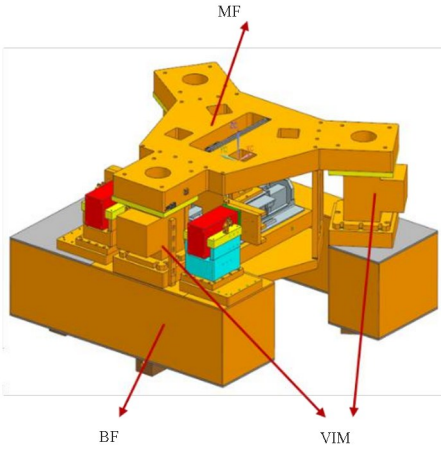


图8 MF-VIM-BF机械装置

Fig. 8 The mechanical device of MF-VIM-BF

在本实验中,利用 MF-VIM-BF 机械装置构成隔振系统.为了使控制更加灵活和便于实施,需要对该系统设计模型解耦,最终对逻辑轴的每个轴单独设计控制器.分别给三个隔振机构编号隔振机构1号、隔振机构2号、隔振机构3号,其几何分布方式为一个正三角形,俯视图如图9所示.该隔振系统的每个隔振机构处都安装有传感器(接近传感器,用来测量位移;检波器,用来测量绝对速度;方向传感器)和执行器(洛伦兹电机).图中绿色箭头代表执行器的水平向出力方向及传感器的水平向测量正方向.该隔振机构位置处的执行器垂向出力方向及传感器垂向测量正方向垂直于纸面向上.以三角形的形心为质心(控制点),并且以质心为坐标系原点建立如图9所示的逻辑轴坐标系,坐标系的X轴正向和Y轴正向如图标注所示,Z轴正方向垂直于纸面向上.图中标注的L为隔振机构1号到2号的距离,R是隔振机构1号到质心的距离, $R=0.6\text{ m}$ .

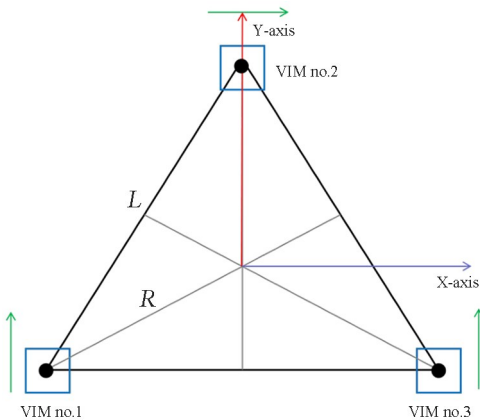


图9 VIM分布方式

Fig. 9 Distribution pattern of VIM

实验的主要控制环路如图10所示,由执行器系统、测量系统、控制系统和机械结构组成.由机械结构可以输出物理轴的六个位置速度信息,经过测量系统的位姿变换矩阵得到六个逻辑轴(质心轴)的位置和速度信息,这时控制器将对逻辑轴进行闭环控制并将控制信息传递给执行器,执行器在逻辑轴上的出力再经过力变换矩阵得到物理轴上受到的控制力,进而传递给机械结构 Plant(Plant中的H、V分别是水平和垂向,Po、Ve分别是位置和速度).

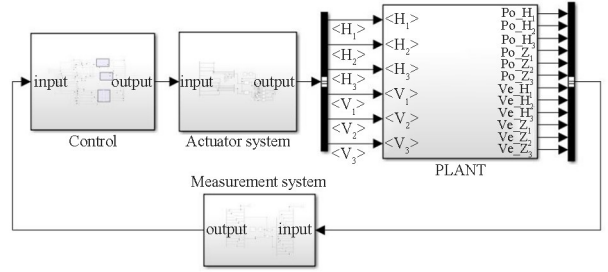


图10 实验的主要控制环路

Fig. 10 The main control loop of the experiment

位姿变换矩阵和力变换矩阵需要通过解算得到,解算结果:由物理轴实际位姿向质心位姿转换的矩阵为

$$S = \begin{bmatrix} -\frac{R}{L} & 1 & \frac{R}{L} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{2} & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{L} & 0 & \frac{1}{L} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{3} & \frac{1}{3} & \frac{1}{3} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{3R} & \frac{2}{3R} & -\frac{1}{3R} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{L} & 0 & -\frac{1}{L} \end{bmatrix} \quad (10)$$

由质心受力向六个执行器出力的变换矩阵为

$$G = \begin{bmatrix} -\frac{1}{\sqrt{3}} & \frac{1}{2} & -\frac{1}{\sqrt{3}R} & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{\sqrt{3}} & \frac{1}{2} & \frac{1}{\sqrt{3}R} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{3} & -\frac{1}{\sqrt{3}R} & \frac{1}{\sqrt{3}R} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{3} & \frac{2}{3R} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{3} & -\frac{1}{3R} & -\frac{1}{\sqrt{3}R} \end{bmatrix} \quad (11)$$

实验搭建状态机来完成隔振机构从初始化到闭环等不同状态下的完整流程. 状态机是实现主动隔振策略的重要技术手段. 状态机的设计保证了系统在不同运行状态下能够有效地被控制, 并及时处理可能出现的错误, 保障了整个隔振平台控制系统的稳定运行. 主动隔振平台控制系统状态机及其整体工作时序在各个状态上的实现流程如图 11、图 12 所示.

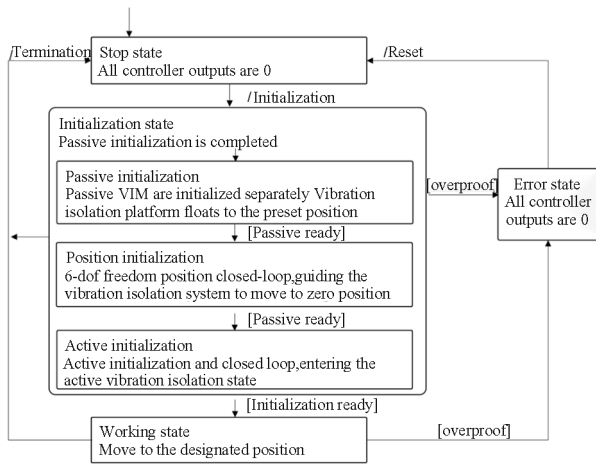


图 11 VIM 平台控制系统状态机

Fig. 11 State machine of VIM platform control system

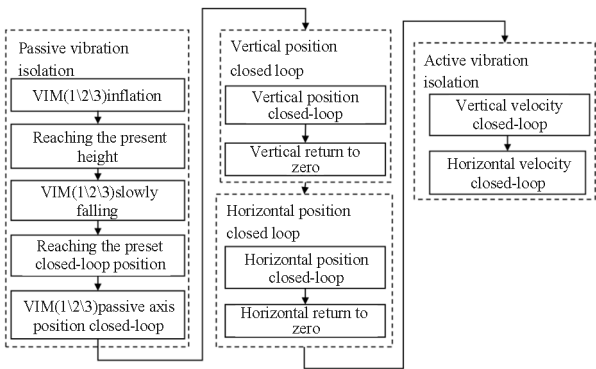


图 12 VIM 平台控制系统整体工作时序

Fig. 12 Overall working sequence of the VIM platform control system

在隔振平台的垂向轴上采用仿真中设计的 ADRC 和 AVF 联合的控制算法, 得到图 13~图 16 所示的实验结果. 图 13 表示 BF 位置到 MF 位置的时域传递. 图 14、图 15 中表示 ADRC、PID 以及 ADRC+AVF 三种控制算法得到的传递率和顺应度幅值变化曲线. ADRC 比 PID 在中频段取得了更高的传递率, ADRC+AVF 不仅在中频段取得更高的传递率, 还有效降低了低频段的共振峰峰值. 对于顺应度, ADRC 和 PID 的衰减率类似, AVF 同样降低了顺应度的共振峰峰值. 图 16 表示 PID 和 ADRC 的控制误差, ADRC 算法的误差更小.

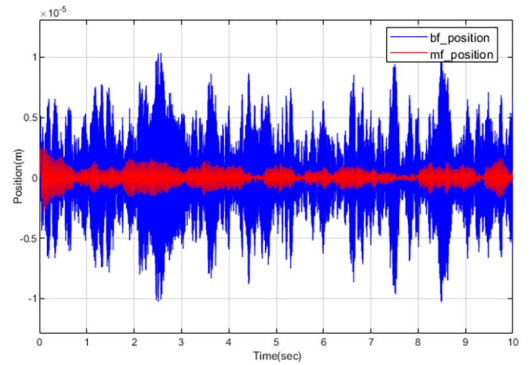


图 13 BF 和 MF 位置

Fig. 13 Position of BF and MF

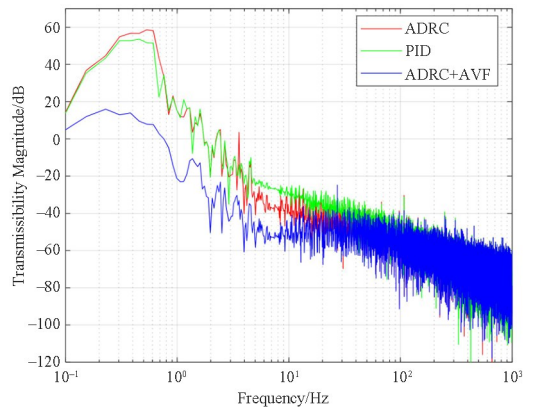


图 14 ADRC、PID 和 ADRC+AVF 传递率

Fig. 14 Transmissibility of ADRC, PID and ADRC + AVF

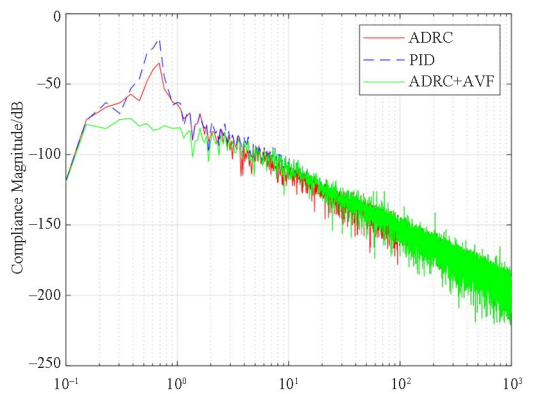


图 15 ADRC、PID 和 ADRC+AVF 顺应度

Fig. 15 Compliance of ADRC, PID and ADRC + AVF

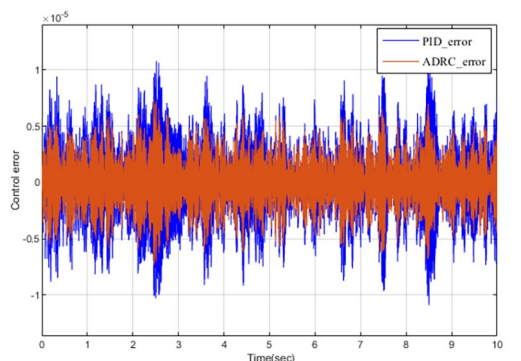


图 16 PID 和 ADRC 控制误差

Fig. 16 Error of PID and ADRC

## 6 结论

建立了半导体加工设备用隔振机构的数学模型,设计了自抗扰控制和绝对速度反馈控制相结合的控制算法.建立了基于实验室用隔振装置和控制算法的仿真模型,验证了所设计控制算法的有效性,给出了不同控制下的传递率和顺应度两个重要指标.最后设计了实验验证过程,包括计算位姿变换矩阵和力变化矩阵、控制算法、搭建状态机实现等.实验结果验证了所设计的控制算法的有效性,传递率和顺应度共振峰峰值被抑制,传递率的中高频段的衰减率增大.

## 参考文献

- [1] HEERTJES M, DE GRAAFF K, VAN DER TOORN J G. Active vibration isolation of metrology frames; A modal decoupled control design [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2005, 127(3): 223–233.
- [2] PU H, CHEN X, ZHOU Z, et al. Six-degree-of-freedom active vibration isolation system with decoupled collocated control [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B; Journal of Engineering Manufacture*, 2012, 226(2): 313–325.
- [3] 钱承. 六自由度隔振平台实验系统主被动耦合减振控制方法研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2015.  
QIAN C. Research on active and passive vibration control method of the sixdegrees of freedom vibration isolation platform experiment system [D]. Changsha: Hunan University, 2015. (in Chinese)
- [4] 李峰. 主动隔振平台模态解耦控制方法研究与验证 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.  
LI F. Research on active vibrationisolation system based on modaldecoupling [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020. (in Chinese)
- [5] CHEN H Y, LIANG J W, WU J W. Active pneumatic vibration control by using pressure and velocity measurements and adaptive fuzzy sliding-mode controller [J]. *Sensors*, 2013, 13(7): 8431–8444.
- [6] CAZZULANI G, CINQUEMANI S, RONCHI M. A sliding mode observer to identify faulty FBG sensors embedded in composite structures for active vibration control [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2018, 271: 9–17.
- [7] FANG S T, PADAR N, MIRZAEI M J, et al. Fast fixed-time sliding mode control of a bistable dual-stage vibration isolator with disturbances [J]. *Non-linear Dynamics*, 2023, 111(21): 19947–19962.
- [8] CHEN C, LIU Z, ZHANG Y, et al. Modeling and adaptive compensation of unknown multiple frequency vibrations for the stabilization and control of an active isolation system [J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2016, 24(3): 900–911.
- [9] 周春燕, 赵彪. 基于准零刚度隔振器的自适应模糊控制[J]. *动力学与控制学报*, 2023, 21(9): 74–82.  
ZHOU C Y, ZHAO B. Adaptive fuzzy control based on quasi-zero stiffness vibration isolator memristive hindmarsh-rose neuronal network [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2023, 21(9): 74–82. (in Chinese)
- [10] FU J, LAI J J, LIAO G Y, et al. Genetic algorithm based nonlinear self-tuning fuzzy control for time-varying sinusoidal vibration of a magnetorheological elastomer vibration isolation system [J]. *Smart Materials and Structures*, 2018, 27(8): 085010.
- [11] ZHANG B, DONG W H, LI X L, et al. Design of active-passive composite vibration isolation system of magnetic levitation and spring based on fuzzy PID control [C]//2020 Chinese Automation Congress (CAC). New York: IEEE, 2020: 2381–2386.
- [12] MA J, YANG T, HOU Z G, et al. Adaptive neural network controller of a Stewart platform with unknown dynamics for active vibration isolation [C]//2008 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics. New York: IEEE, 2009: 1631–1636.
- [13] CHEN X D, LI W. A monolithic self-sensing precision stage: design, modeling, calibration, and hysteresis compensation [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2015, 20(2): 812–823.
- [14] WU Q Q, LIU Z H, AN F Y, et al. Self-tuning PID feedback control method for magnetic suspension active vibration isolation system with parameters uncertainty [J/OL]. *Journal of Vibration and Control*, 2024 [2024-09-05]. <https://doi.org/10.1177/10775463241228018>.
- [15] 丁基恒. 精密隔振系统超低频测量与控制方法研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2019.  
DING J H. Study on the methods of ultra-low frequency measurement and active control of precision vibration isolation system [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2019. (in Chinese)