文章编号：1006-1355(2015)04-0193-05+218

精密机床的模糊PID主动隔振系统研究

胡均平，郑 聪，李科军，刘成沛，胡 骞

（中南大学 机电工程学院，长沙 410083）

摘 要：针对外界振动影响精密机床加工精度的问题，在二级隔振系统的基础上，采用超磁致伸缩作动器作为执行机构，建立系统的动力学模型。根据精密机床的加工工况复杂多变的特点，提出采用模糊PID控制方法对机床的振动干扰进行主动控制。通过MATLAB/Simulink搭建隔振系统的仿真模型，分析比较被动隔振、采用PID控制和引入模糊PID控制时的隔振效果。仿真结果表明，模糊PID主动隔振系统具有更好的隔振效果，其相对被动隔振的稳定时间短，对低频干扰信号的隔离效果好；相对PID控制对系统参数变化的适应性强。

关键词：振动与波；精密机床；二级隔振系统；超磁致伸缩作动器；模糊PID控制；仿真

中图分类号：TB535; TH113.1 **文献标识码**：A DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2015.04.042

Study on an Active Vibration Isolation System with Fuzzy PID Control for Precise Machine Tool

HU Jun-ping, ZHENG Cong, LI Ke-jun, LIU Cheng-pei, HU Qian

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract : Due to the fact that environmental vibration can reduce the processing accuracy of precise machine tool, a giant magnetostrictive actuator was used as an executive mechanism to the double- stage vibration isolation system. A dynamic model of the system was established. Since the machining process was complicated and changeable, the Fuzzy PID control method was applied to the active vibration isolation system. By means of MATLAB/Simulink software, the simulation model of the vibration isolation system was built. The isolation effects of passive vibration isolation, PID control and Fuzzy PID control was compared. The simulation results show that the active vibration isolation system with Fuzzy PID control has a better vibration isolation effect than the others. It's settling time is shorter and isolation effect is better for low-frequency signals compared with the passive vibration isolation. While compared with PID control, the Fuzzy PID control is more adaptable to the system parameter change.

Key words : vibration and wave ; precise machine tool ; double- stage vibration isolation system ; giant magnetostrictive actuators ; Fuzzy PID control ; simulation

在精密加工领域，要求达到微米级以上的加工精度，故对加工环境有很高的要求，其中系统隔振是非常重要的一项[1]。现有的隔振方法主要有被动隔振和主动隔振两种。被动隔振虽然结构简单，易于实现，但对低频振动的隔离效果较差。主动隔振则能弥补被动隔振的不足，因此主 动隔振技术在高精度要求的场合有更为广泛的应用[2]。

在主动隔振技术研究上，赫晓光[3]采用模糊控制理论对双层隔振系统进行主动控制仿真，结果表明该方法简单易行，对周期信号和随机信号均有一定的控制效果，但要提高控制精度，就要求更细的语言值划分，从而导致系统计算量增加；曹青松[4]等对基于压电元件的主动隔振系统进行了理论分析和试验研究，将压电元件粘贴于一定形状的弹性元件上，并分别采用前馈和反馈控制算法进行控制，有效地实现了振源的隔离，但压电元件及弹性元件安装较为复杂，安装精度难以保证，这会影响系统的控制效果；张培军[5]等研究了基于FXLMS的多通道解耦控制算法在主动隔振系统上的应用，证明该算法对线谱振动控制是切实有效的，但前提是调整好收敛系数和控制代价加权因子，而目前还没有一套系统的调整方法，只能采用试调法进行整定。

投稿日期：2014－12－22

基金项目：国家自然科学基金（51175518）

作者简介：郑聪（1989－），男，浙江台州人，硕士，主要研究方向：精密机床主动隔振系统。

通讯作者：胡均平 男，博士生导师。

E-mail: hjp19647@163.com

为适应精密机床复杂多变的加工环境，保证较好的隔振效果，同时兼顾系统的简易性和运算速度。本文在二级隔振系统基础上，将超磁致伸缩作动器作为控制执行机构，搭建模糊PID二级主动隔振系统，在MATLAB/Simulink中对系统的隔振效果进行仿真试验分析，验证该隔振系统的有效性。

1 精密机床隔振系统的数学模型

机床振动是较为复杂的过程，跟机床类型、加工工艺、外界干扰等诸多因素相关，产生的振动也是多个维度的。精密机床主要的振动干扰来自垂直方向[6]，对于系统的振动隔离研究主要在垂直方向上进行。

1.1 系统结构

对于精密机床，单级隔振系统已经不能满足其精度要求，此时需要采用二级隔振系统[7]。精密机床二级隔振平台结构如图1所示。图中，地面以上的隔振材料和基座组成第一级隔振系统；基座以上的其余部分则组成第二级隔振系统。主动隔振系统采用超磁致伸缩作动器作为执行机构，其结构简图如图2所示。主要部件包括预压碟簧、超磁致伸缩材料芯棒（Terfenol-D）、激励线圈和永久磁铁。当激励线圈通入电流后会产生激励磁场，具有磁致伸缩效应的芯棒在固有磁场和激励磁场的共同作用下会产生位移及作用力输出[8]，通过改变激励电流的大小即可达到改变输出力和输出位移的目的。

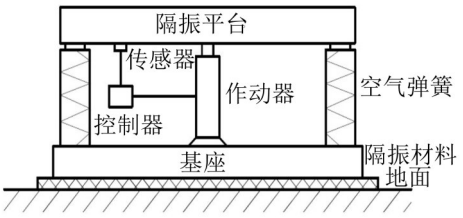


图1 精密机床二级隔振平台结构图

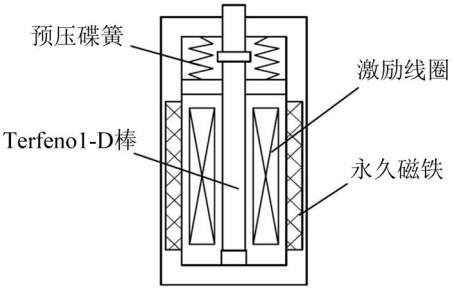


图2 超磁致伸缩作动器结构图

1.2 动力学模型

结合图2的作动器结构图，将图1所示隔振系统结构简化成如图3所示的动力学模型。

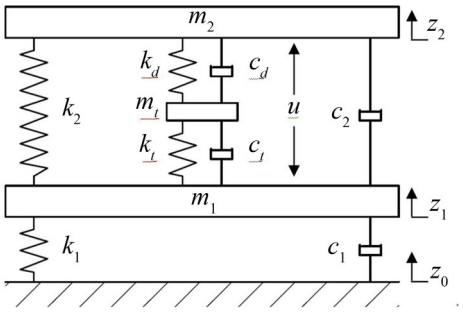


图3 二级隔振平台动力学模型

图3中，m_1表示基座的质量；k_1、c_1表示基座与地面之间的隔振层的等效刚度和等效阻尼；m_2表示隔振平台和空气弹簧的质量和；k_2、c_2表示空气弹簧的等效刚度和等效阻尼；m_t表示作动器的等效质量；k_d、c_d表示预压碟簧的等效刚度和等效阻尼；k_t、c_t表示芯棒的等效轴向拉伸刚度和等效阻尼；u表示作动器的作用力；z_0、z_1、z_2分别表示地面、基座和隔振平台的位移量。

第二层隔振系统采用的支撑元件是四个空气弹簧，其刚度公式和阻尼公式[9]分别为

$$K=\frac{ng^2A}{\lambda}M \tag{1}$$

$$C=\sqrt{\frac{(1+2\lambda)(1+\lambda)KM}{2}} \tag{2}$$

式中n表示空气定压比热与定容比热比，取1.4；g表示重力加速度，取9.8 m/s^2；A表示空气弹簧有效作用面积，取四个空气弹簧的有效作用面积之和为0.5 m^2；λ表示主气室与辅助气室容积之比，取为0.4；M表示空气弹簧的支撑质量。

将相关数据代入式(1)和式(2)后，空气弹簧的刚度和阻尼公式可化为

$$K=168M \tag{3}$$

$$C=14.5M \tag{4}$$

一般作动器的质量$m_t \ll m_2$，即可忽略因为作动器质量引起的能量效应，则第二级隔振系统的等效质量为

$$M_E=m_2 \tag{5}$$

再根据式(3)、式(4)，可计算出第二级隔振系统的等效刚度和等效阻尼分别为

$$K_E=168m_2+\frac{k_dk_t}{k_d+k_t} \tag{6}$$

$$C_E=14.5m_2+\frac{c_dc_t}{c_d+c_t} \tag{7}$$

磁致伸缩作动器的控制力[10]

$$u=\frac{d(H_G+nI)A}{s_H} \tag{8}$$

式中d是磁机耦合系数，H_G表示固有磁场强度，n

表示激励线圈匝数，I 表示激励电流强度，A 表示芯棒的横截面积，s_H 表示芯棒的柔度系数。

建立图3所示隔振系统的动力学方程

$$\begin{cases} M_E\ddot{z}_2 + C_E(\dot{z}_2-\dot{z}_1) + K_E(z_2-z_1) + u = 0 \\ m_1\ddot{z}_1 + c_1(\dot{z}_1-\dot{z}_0) + k_1(z_1-z_0) - \\ c_2(\dot{z}_2-\dot{z}_1) - k_2(z_2-z_1) - u = 0 \end{cases} \tag{9}$$

将式(9)转化成状态方程的形式为

$$\dot{z}(t) = Az(t) + Bf(t) + Gv(t) \tag{10}$$

式中

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{C_E}{M_E} & \frac{C_E}{M_E} & -\frac{K_E}{M_E} & \frac{K_E}{M_E} \\ \frac{C_E}{m_1} & -\frac{c_1+C_E}{m_1} & \frac{K_E}{m_1} & -\frac{k_1+K_E}{m_1} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} -\frac{1}{M_E} \\ \frac{1}{m_1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix},\ G = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{c_1}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix},\ \dot{z} = \begin{Bmatrix} \ddot{z}_2 \\ \ddot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_1 \end{Bmatrix},$$

$$z = \begin{Bmatrix} \dot{z}_2 \\ \dot{z}_1 \\ z_2 \\ z_1 \end{Bmatrix},\ f = u,\ v = \begin{Bmatrix} \dot{z}_0 \\ z_0 \end{Bmatrix}$$

2　控制器设计

2.1　模糊PID控制原理

精密机床在加工过程中，工况复杂多变，系统参数存在时变性。传统的PID控制只能利用一组固定参数进行控制，不能兼顾系统的动、静态性能，且对于参数存在时变性的系统具有一定的局限性，不能达到理想的控制效果。模糊控制虽然对时变系统有较强的适应性[11]，但其稳态误差不能消除，亦不能满足精密机床的隔振控制要求。模糊PID控制器则是在PID控制的基础上，通过模糊控制器辅助调节PID参数，对PID控制器的参数进行实时在线整定，控制系统具有更强的自适应性和鲁棒性，同时可以保证较高的稳态精度，正好弥补了PID控制和模糊控制的不足[12]。模糊PID控制的控制流程如图4所示。

控制器以给定值 $r(t)$ 与实际输出值 $y(t)$ 的差值 $e(t)$ 作为误差值，将误差值 $e(t)$ 及其变化率 $ec(t)$ 作为模糊控制器的输入，经过模糊控制器的处理后，输出 ΔK_P、ΔK_I、ΔK_D 三个调节参数对PID控制器的PID参数进行调节，PID控制器再根据误差值 $e(t)$ 输出控制量给被控对象。在控制过程中，系统会不断检测 $e(t)$ 和 $ec(t)$，根据三个调节参数和 $e(t)$、$ec(t)$ 之间的模糊关系对PID控制器的 P、I、D 参数进行在线修正，

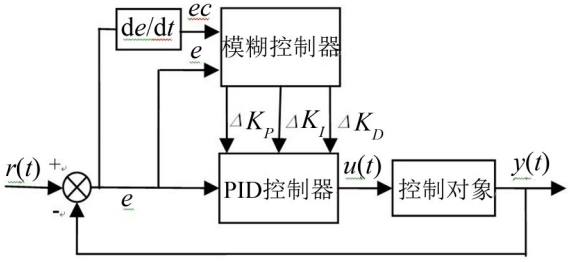


图4　模糊PID控制流程图

具体的修正公式如式(11)所示。

$$\begin{cases} K_P = K_{P0} + \Delta K_P \\ K_I = K_{I0} + \Delta K_I \\ K_D = K_{D0} + \Delta K_D \end{cases} \tag{11}$$

2.2　模糊控制器设计

将系统偏差 E 及其变化率 dE 作为模糊控制器的输入语言变量，PID调节参数 ΔK_P、ΔK_I、ΔK_D 作为控制器的输出语言变量。变量的模糊子集划分为 $\{NB、NM、NS、ZO、PS、PM、PB\}$，子集元素分别对应负大、负中、负小、正零、正小、正中、正大。隶属度函数采用高斯型。列出输入量与输出量之间的模糊规则关系，如表1所示。

利用MATLAB中的模糊推理系统图形用户界面(GUI)进行模糊控制器的相关输入、输出量及对应参数设定。首先在模糊推理系统编辑器FIS Editor模块中设置两个输入变量和三个输出变量，采用Mamdani模糊算法，设置好相关模糊逻辑运算方式。然后再进入隶属函数编辑器Membership Function Editor中设置各个变量的论域及其模糊子集的隶属函数。最后在模糊规则编辑器Rule Editor中按表1设置如If (dE is NB) and (E is NB) then (P is PB) (I is NB) (D is PS)的49条输入变量和输出变量之间的模糊规则关系。

3　仿真分析

3.1　仿真模型

根据文献资料[13]，确定隔振系统各结构参数，如表2所示。然后计算出式(10)中的系数矩阵A、B、G。定义输出量

$$y(t) = Cz(t) \tag{12}$$

式(12)中 $C = [0 \quad 0 \quad 1 \quad 0]$

根据式(10)和式(12)在MATLAB/Simulink中搭建模糊PID控制仿真模型。

3.2　正弦干扰下的仿真分析

在仿真系统中，以 $z_0 = 40\sin(2\pi ft)$ μm 作为仿真系统的干扰信号输入，f 分别取1 Hz、15 Hz、40 Hz，得到如图5—图7所示的仿真结果。

表 1 模糊控制规则

E/dE	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB/NB/PS	PB/NB/NS	PM/NM/NB	PM/NM/NB	PS/NS/NB	ZO/ZO/NM	ZO/ZO/PS
NM	PB/NB/PS	PB/NB/NS	PM/NM/NB	PS/NS/NM	PS/NS/NM	ZO/ZO/NS	NS/ZO/ZO
NS	PM/NB/ZO	PM/NM/NS	PM/NS/NM	PS/NS/NM	ZO/ZO/NS	NS/PS/NS	NS/PS/ZO
ZO	PM/NM/ZO	PM/NM/NS	PS/NS/NS	ZO/ZO/NS	NS/PS/NS	NM/PM/NS	NM/PM/ZO
PS	PS/NM/ZO	PS/NS/ZO	ZO/ZO/ZO	NS/PS/ZO	NS/PS/ZO	NM/PM/ZO	NM/PB/ZO
PM	PS/ZO/PB	ZO/ZO/PS	NS/PS/PS	NM/PS/PS	NM/PM/PS	NM/PB/PS	NB/PB/PB
PB	ZO/ZO/PB	ZO/ZO/PM	NM/PS/PM	NM/PM/PM	NM/PM/PS	NB/PB/PS	NB/PB/PB

表 2 结构参数取值表

参数	取值
m_1	1 000 kg
k_1	3.1×10^6 N/m
c_1	1.6×10^4 N·s/m
m_2	700 kg
k_d	5.6×10^5 N/m
c_d	1.1×10^3 N·s/m
k_t	3.2×10^7 N/m
c_t	3.7×10^3 N·s/m
d	3.36×10^{-8}
H_G	6.5×10^5 A/m
n	1 200
A	7.065×10^{-4} m^2
S_H	2.2×10^{-10} m^2/N

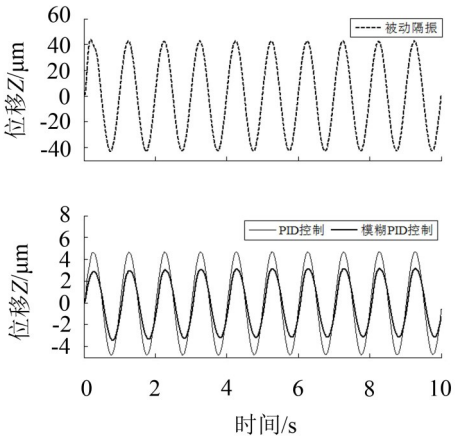


图 5 干扰信号频率为1 Hz时的仿真效果

从图5可以看出，在干扰信号频率为1 Hz的情况下，当采用被动隔振时，稳定振幅为42.6 μm，振幅增加了6.5 %（相对干扰信号）；当采用PID控制时，稳定振幅为4.7 μm，振幅降低了88.3 %；当采用模糊PID控制方法时，稳定振幅为3.2 μm，振幅降低了92.0 %。

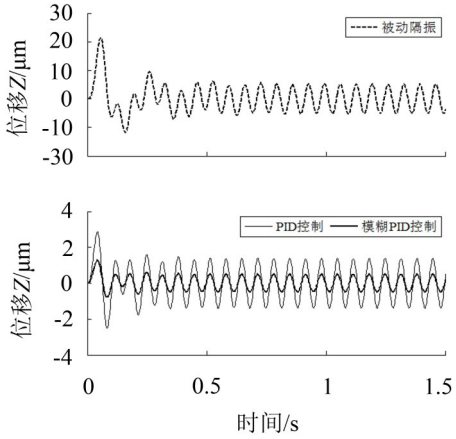


图 6 干扰信号频率为15 Hz时的仿真效果

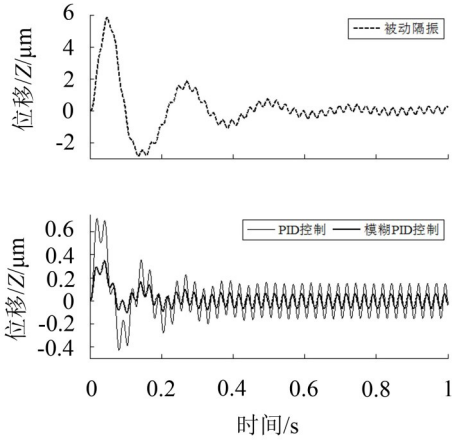


图 7 干扰信号频率为40 Hz时的仿真效果

从图6可以看出，在干扰信号频率为15 Hz的情况下，当采用被动隔振时，稳定振幅为5.2 μm，振幅降低87.0 %；当采用PID控制时，稳定振幅为1.4 μm，振幅降低了96.5 %；当采用模糊PID控制时，稳定振幅为0.5 μm，振幅降低了98.8 %。

从图7可以看出，在干扰信号频率为40 Hz的情况下，当采用被动隔振时，稳定振幅为0.21 μm，振幅降低了99.5 %；当采用PID控制时，稳定振幅为0.15 μm，振幅降低了99.6 %；当采用模糊PID控制时，稳定振幅为0.06 μm，振幅降低了99.9 %。

此外，从图5—7中还可以看出，采用被动隔振时，振幅的稳定时间大约是0.9 s；采用PID控制和模糊PID控制时，振幅的稳定时间大约是0.5 s。

仿真结果从图5—图7表明：在低频段，模糊PID控制和PID控制相对被动隔振在控制精度和稳定时间上具有明显优势；在高频段，模糊PID控制和PID控制的优势只体现在稳定时间上。模糊PID控制和PID控制相比较，前者具有更好的控制精度。

3.3　不同负载下的仿真分析

在15 Hz的干扰信号的作用下，使隔振系统分别处于空载、负载500 kg和负载1 000 kg的情况下，分析被动隔振、PID控制和模糊PID控制的位移响应变化，仿真结果如图8—图10所示。

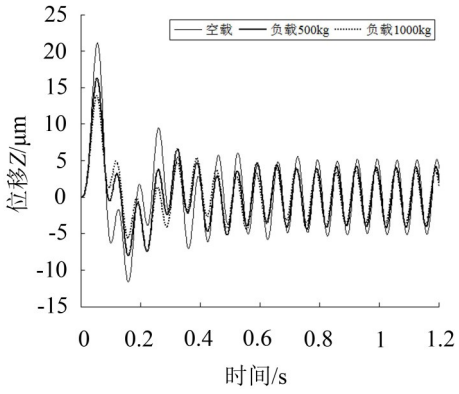


图8　被动隔振下不同负载的隔振效果

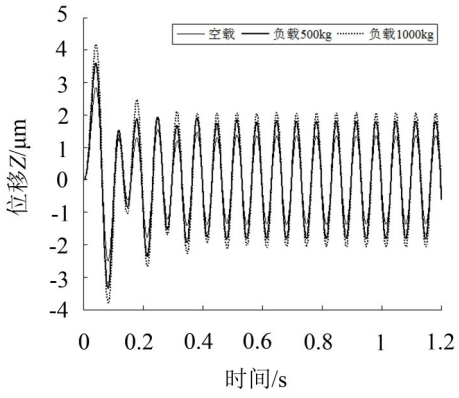


图9　PID控制下不同负载的隔振效果

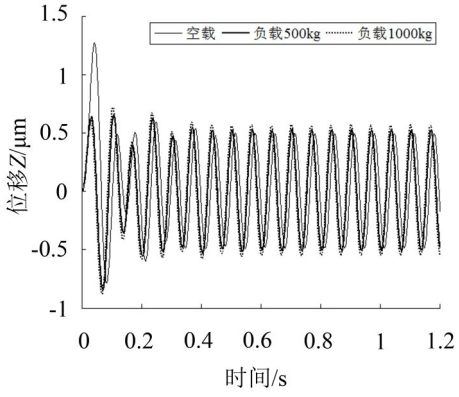


图10　模糊PID控制下不同负载的隔振效果

从图8中可以看出，采用被动隔振时的稳定振幅随着负载的增加而降低。

从图9中可以看出，当采用PID控制时，系统在空载情况下的稳定振幅为1.36 μm；在负载500 kg情况下的稳定振幅为1.80 μm，相对空载情况增加28.6 %；在负载1 000 kg情况下的稳定振幅为2.06 μm，相对负载500 kg情况增加16.7 %。

从图10中可以看出，当采用模糊PID控制时，系统在空载情况下的稳定振幅为0.49 μm；在负载500 kg情况下的稳定振幅为0.52 μm，相对空载情况增加6 %；在负载1 000 kg情况下的稳定振幅为0.56 μm，相对负载500 kg情况增加8 %。

从图8—图10的仿真结果可知：当采用被动隔振时，稳定振幅在随着负载的增加而降低，这主要是由于系统结构参数变化导致固有频率的改变。当采用PID控制和模糊PID控制时，稳定振幅均随着负载的增加而增加，但是采用模糊PID控制时的增幅要明显小于PID控制。可见模糊PID控制对负载增加的适应性要强于PID控制。

3.4　随机干扰下的仿真分析

以多种不同幅值、不同相角、不同频率的正弦信号叠加的模拟随机信号作为干扰输入进行仿真试验，得到如图11所示的仿真结果。

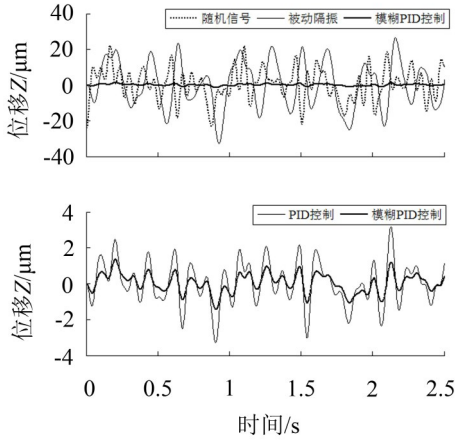


图11　随机干扰信号下的仿真效果

从图11中可以看出，对于幅值在[－24，23] μm范围内的模拟随机干扰信号，当采用被动隔振时，系统响应位移的幅值范围为[－33，27] μm；当采用PID控制时，系统响应位移的幅值范围为[－3.3，3.2] μm；当采用模糊PID控制时，系统响应位移的幅值范围为[－1.5，1.2] μm。可见，若对随机干扰信号采用被动隔振，隔振效果很不理想，但采用PID控制或模糊PID控制时都具有不错的隔振效果，而且后者具有更好的控制精度。

（下转第218页）