

基于PID控制方法的模糊变增益振动主动控制试验研究

邵敏强 陈卫东 徐庆华

(南京航空航天大学航空宇航学院,南京,210016)

摘要:结合模糊控制方法智能化的特点,设计出一种不依赖模型参数且可以自动调节控制器增益的控制算法。该方法以比例、积分和微分(Proportional integral and derivative, PID)控制为基础,根据系统输出及输出变化率自动调节控制器增益,使控制系统具有更强的适应能力。同时针对振动测试信号中含有噪声干扰和直流分量的情况,构造依赖模型部分参数的二阶窗函数,在保证不改变受控模态信号特征的同时有效衰减非受控模态信号干扰及直流分量。建立悬臂梁模型进行试验验证。结果表明,该方法能够使受控系统的振动幅值减小到开环时的5%以下,其效果明显优于普通PID控制。并且,通过引入二阶窗函数,系统在具有非受控模态信号干扰的情况下能够保持有效控制,使算法具有更好的稳定性和鲁棒性。

关键词:振动主动控制;比例、积分和微分控制;模糊控制;二阶窗函数;鲁棒性

中图分类号:TP273.4; O321

文献标识码:A

文章编号:1005-2615(2012)01-0020-05

Experimental Analysis of Active Vibration Control Based on PID Method with Variable Fuzzy Gain

Shao Minqiang, Chen Weidong, Xu Qinghua

(College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China)

Abstract: A variable gain based on fuzzy method and proportional integral derivative (PID) control algorithm is proposed to design an active vibration controller. Compared with a pure PID scheme, the method has better performance and robust ability. Considering the unknown disturbance and DC excursion included in the output signals, an order two window function is constructed. Experimental results indicate the effectiveness of the presented method and the control system is stable when the output includes the disturbance and DC excursion.

Key words: active vibration control; proportional integral derivative control; fuzzy control; order two window function; robustness

在诸多工程应用中,噪声和振动始终存在并且是迫切需要解决的问题。目前,噪声和振动主动控制已经成为众多学者研究的重要课题,已有大量的研究成果应用于工程控制领域^[1-3]。

比例、积分和微分(Proportional integral derivative, PID)控制至今依然是工业控制领域应用最广泛的控制方法。对于绝大多数线性系统,采用PID方法都可以达到很好的控制效果。但是,对于复杂结构或是参数未知的系统,纯粹的PID方法

就不再能够满足控制要求。因此,也出现了许多专门针对这些复杂系统的研究,如自适应控制,模糊控制,最优控制^[4-5]等。

模糊控制是控制理论的一个重要分支,该方法具有智能化的特点,对参数未知或结构复杂的系统具有较好的适应能力。模糊控制在轨迹跟踪和系统动力学控制方面已有很多应用^[6-7]。同时在振动主动控制方面也有应用,如Qu等^[8]将模糊控制与filtered-X LMS方法相结合用于非线性系统的自适应

应控制; Park等^[9]将模糊控制应用于地震波影响下结构的振动主动控制,并从数值仿真的角度取得了明显的控制效果。

本文结合实际工程项目,以部分参数未知的柔性梁作为研究对象,对其进行振动主动控制试验研究。针对试验过程中采用普通PID控制容易造成作动器过载以及控制效果有限的问题,结合模糊控制智能化的特点,提出以PID控制为基础的模糊变增益控制方法,通过模糊控制器实时改变系统控制增益以提高作动器工作效率及系统控制效果。由于悬臂式柔性梁是连续体,具有丰富的模态成分,因此在实际分析中可能引起模态泄漏。同时,实际测得的信号中还会伴有直流分量和外界干扰。所以,为了尽可能减小由模态泄漏及外界干扰带来的影响,本文从信号处理的角度出发,根据试验受控模态设计出高效实用的二阶窗函数,为控制算法的顺利实现提供了可靠的保障。

1 动力学模型

建立悬臂梁结构有限元模型,其受控动力学方程可以表示为

$$M\ddot{\mathbf{x}}(t) + C\dot{\mathbf{x}}(t) + K\mathbf{x}(t) = \mathbf{F}(t) + \mathbf{U}(t) \quad (1)$$

式中: M, C, K 分别为质量、阻尼、刚度矩阵; $\mathbf{F}(t)$ 为系统输入; $\mathbf{U}(t)$ 为控制输入; $\mathbf{x}(t)$ 为位移向量;且 $M, C, K \in \mathbf{R}^{N \times N}$; $\mathbf{F}, \mathbf{U} \in \mathbf{R}^{N \times 1}$; $\mathbf{x} \in \mathbf{R}^{N \times 1}$ 。

通常情况下,方程(1)是一个耦合的方程组,可采用模态分析方法将其转变为非耦合的独立微分方程组。假设系统具有正交阻尼,应用模态转换 $\mathbf{x} = \Phi \mathbf{q}$,代入式(1),得到独立模态方程

$$\ddot{\mathbf{q}}(t) + \Delta \dot{\mathbf{q}}(t) + \Omega \mathbf{q}(t) = \mathbf{f}(t) + \mathbf{u}(t) \quad (2)$$

式中: $\mathbf{q} = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_N]^T$; $\mathbf{f} = \Phi^T \mathbf{F}$; $\mathbf{u} = \Phi^T \mathbf{U}$; $\Phi \in \mathbf{R}^{N \times N}$,且 $\Phi^T \mathbf{M} \Phi = \mathbf{I}$, $\Phi^T \mathbf{C} \Phi = \Lambda = \text{diag}[2\xi_i \omega_i]$ (ξ_i 为第*i*阶模态阻尼比), $\Phi^T \mathbf{K} \Phi = \Omega = \text{diag}[\omega_i^2]$ 。

2 模糊变增益控制

根据式(2)可以针对系统任意一阶或多阶模态进行控制,且不影响其他模态。针对系统任意一阶模态设计控制率

$$u_i(t) = -k_i(t)p(\ddot{x}, \dot{x}, x, t) \quad (3)$$

式中: u_i 为第*i*阶模态控制输入; $k_i(t)$ 为第*i*阶模态控制增益; p 为 \ddot{x}, \dot{x}, x 及时间*t*的函数。

工程中应用最广泛的为PID控制,即 $k_i(t) = k$, $p = \alpha \ddot{x} + \dot{x} + \beta x$,其中 k, α, β 为常数。该方法稳定性高可靠性好,但不能自动调节控制器增益,系统的控制效果受到限制。本节采用模糊控制方法,根据系统输出误差自动调节控制增益,以提高系统控

制效果和控制器的鲁棒性能。变增益PID控制可以表示为

$$u(t) = g(t)(\alpha \ddot{x} + \dot{x} + \beta x) \quad (4)$$

式中 $g(t)$ 为可变控制增益。

以下采用模糊控制方法确定 $g(t)$ 的取值。首先选取系统误差 e 及误差变化率 ce 的绝对值作为模糊控制器输入, g 作为模糊控制器输出。然后,将输入、输出模糊语言变量分别用符号 $|E|, |CE|$ 和 G 表示。经归一的输入、输出隶属函数如图1所示。

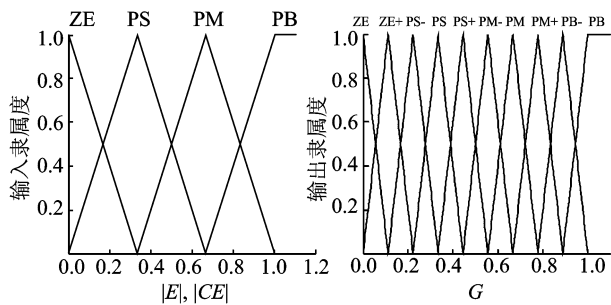


图1 输入、输出隶属度关系

图1中各符号所对应的模糊语言变量见表1,根据实际振动控制过程中模糊控制器输入、输出语言变量之间的经验关系,制定生成模糊控制规则,见表2。

表1 模糊语言变量

符号	ZE	ZE+ PS-	PS	PS+ PM-	PM	PM+ PB-	PB
语言变量	零	零	正	正	正	正	正
		正	小	小	小	中	中
			大	大	大	大	大

表2 模糊控制规则表(G 随 $|E|$ 和 $|CE|$ 的变化规则)

		$ E $			
		ZE	PS	PM	PB
$ CE $	ZE	PB	PB-	PM	PS+
	PS	PB-	PM+	PM-	PS-
	PM	PM	PM-	PS	ZE+
	PB	PS+	PS-	ZE+	ZE

控制规则大致可以描述为:当 $|E|$ 和 $|CE|$ 较大时,为了使系统输出保持在一定范围之内,不使系统产生过载,则应尽量使控制增益取较小;若 $|E|$ 和 $|CE|$ 都较小时,则表明系统误差及误差变化率为零或是很小的值,此时为了提高系统控制效果,则需要较大幅度地增加控制增益的取值;当 $|E|$ 和 $|CE|$ 处于中间状态时,则控制增益取中间值。

在取得模糊控制器模糊输出变量 G 之后,需要经过解模糊化过程,即将模糊语言变量转换为具体数值。令 \bar{g}_i 为第*i*个模糊集的中心, τ_i 为其高度,则采用中心平均法解模糊器,可得

$$g = \frac{\sum_{i=1}^M \bar{g}_i \tau_i}{\sum_{i=1}^M \tau_i} \quad (5)$$

当模糊控制器输入论域均选择 $[0 \ 1]$,输出论域为 $[0 \ 1]$ 时,根据表2的模糊规则,再结合图1所示的隶属度函数及式(5)表示的解模糊化方法,得到模糊控制器输入-输出关系,如图2所示。

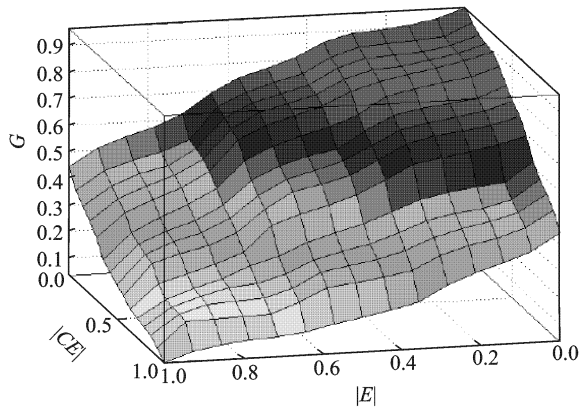


图2 模糊控制器输入、输出关系

3 试验系统及窗函数设计

本次试验以一根有效长度为3 m的槽钢作为试验对象,将其一端固定,另一端自由,使其构成悬臂式结构(以下称为悬臂梁)。本次试验针对悬臂梁第一阶低频振动进行控制,其一阶固有频率为7.5 Hz,在试验过程中,该梁的质量、刚度、横截面尺寸均未知。具体试验系统如图3所示,其中部分设备型号及作用见表3。

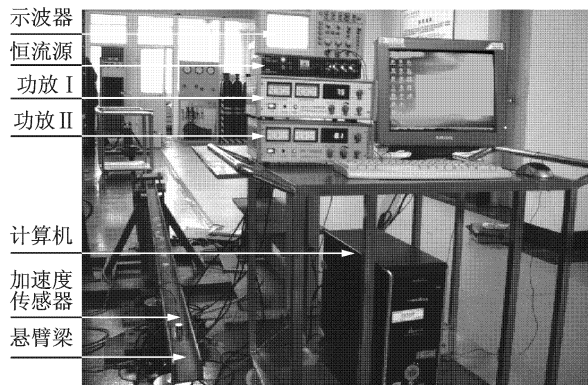


图3 试验系统

表3 设备型号及功能

名称	型号/性能	功能
激振器/作动器	HEV-50	产生激励/控制
功放 I, II	HEA-2	放大信号
加速度传感器	100 mV/g	测量振动响应
恒流源	B8-W61012	稳流
数采卡	DAQ2206	A/D, D/A 转换

控制系统信号流程如图4所示,其中箭头方向表示信号流方向,激振器给悬臂梁施加外力使梁产生强迫振动,用来模拟悬臂梁受到外扰时候的振动情况;作动器用来控制悬臂梁振动;试验过程中,通

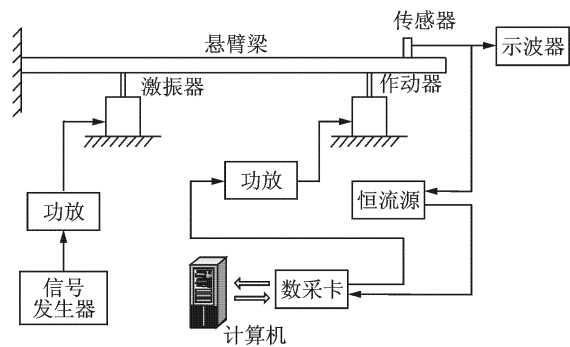


图4 控制系统信号流程

过传感器测得的振动信号经过恒流源转换为电压信号,然后经数采卡A/D转换得到数字信号,通过计算机对数字信号处理后由数采卡D/A输出,再经功率放大器将信号放大后驱动作动器以实现控制的目的。

在控制系统中采用速度反馈可以改变系统的阻尼系数,以有效抑制系统的振动幅值,并提高振动衰减速度。考虑到被控结构和环境的影响,试验测得的信号中存在直流分量和高频信号。为了实现悬臂梁低频段的振动控制,提取测量信号中的有效成分是信号处理需要解决的关键问题。在实际信号处理过程中,信号中的直流分量可以看作频率为零的交流信号,因此采用滤波器的设计方法可以设计出同时达到消除直流分量和高频信号的目的二阶窗函数。

试验采用的悬臂梁模型第一阶固有频率约为7.5 Hz,根据图3所示的试验系统,设计窗函数性能指标为: $\Omega_{p1} = 31.4$, $\Omega_{p2} = 75.4$, $\Omega_{s1} = 25.1$, $\Omega_{s2} = 94.2$, $R_p = 3$ dB, $R_s = 6$ dB(以上参数为通带上、下截止频率,阻带上、下截止频率、通带衰减和阻带衰减)。根据以上参数可以计算得到二阶窗函数的表达式

$$H_2(s) = \frac{44.1s}{s^2 + 44.1s + 2368.7} \quad (6)$$

图5为所设计窗函数幅频、相频曲线图,上下截止频率处的相位偏差分别为 $\pm 44.9^\circ$,在这两个频率之间的相位基本随频率成连续线性变化,并且一阶固有频率附近的相位偏差基本接近于零。由此可知,该窗函数在模型一阶共振区附近保持了较好的相频特性,这为消除非共振噪声干扰及直流分量提供了保障,使系统具有较强的稳定性能。

在实际应用中需要根据系统采样频率将窗函数由模拟形式转变为数字形式,变换过程中采用双线性变换,其转换关系为 $s = \frac{2}{T} \cdot \frac{1-z^{-1}}{1+z^{-1}}$,其中 T 为采样周期。

因此,式(6)转换为试验所需的数字式二阶窗

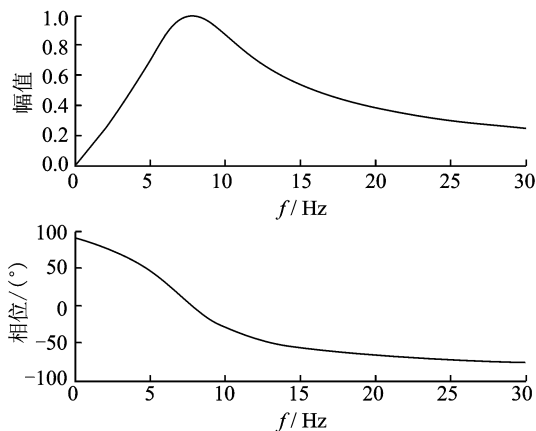


图5 二阶窗函数幅频、相频特性

函数的传递形式(试验中采样周期 $T=0.004\text{ s}$)

$$H_z(z^{-1}) = \frac{0.0804 - 0.0804z^{-2}}{1 - 1.8048z^{-1} + 0.8393z^{-2}} \quad (7)$$

4 试验结果与分析

为了保证控制系统不发生过载,在试验过程中加入了过载保护措施,可以用公式表示为

$$\hat{u} = \text{sat}_\beta(u) \quad (8)$$

式中: u 为控制器输出; \hat{u} 为实际控制输入。

$\text{sat}_\beta(\cdot)$ 为饱和函数,可表示为

$$\text{sat}_\beta(u) = \begin{cases} u & |u| \leq \beta \\ \beta \text{sgn}(u) & |u| > \beta \end{cases}$$

其中 $\text{sgn}(\cdot)$ 为符号函数

$$\text{sgn}(u) = \begin{cases} 1 & u > 0 \\ -1 & u < 0 \end{cases}$$

4.1 试验结果

试验中以速度和加速度信号分别作为模糊控制器输入(实际测量得到的为加速度信号,速度信号通过加速度积分得到),其论域分别为 $[0\ 0.5]$, $[0\ 23.6]$,在不同状态下取不同的输出论域得到的试验结果也不尽相同。图6为悬臂梁系统受简谐外激励作用产生共振后,施加控制得到的时域效果。图7~9显示了系统受脉冲激励后的时域响应。

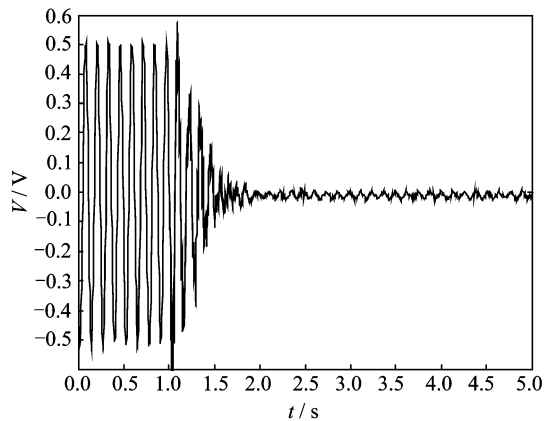


图6 模糊变增益控制效果($g \in [0\ 10]$)

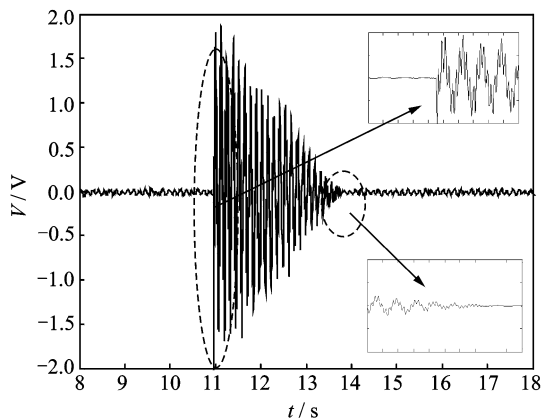


图7 简谐激励作用下模糊变增益闭环脉冲响应($g \in [0\ 10]$)

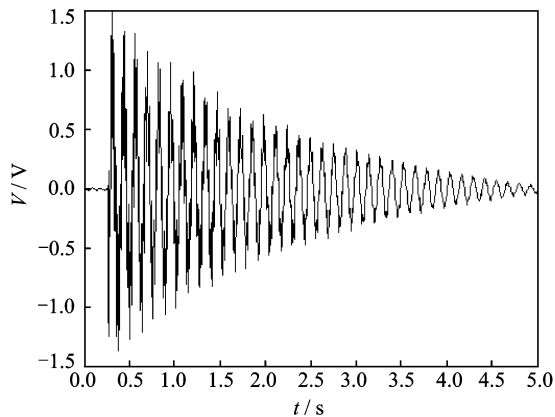


图8 开环脉冲响应

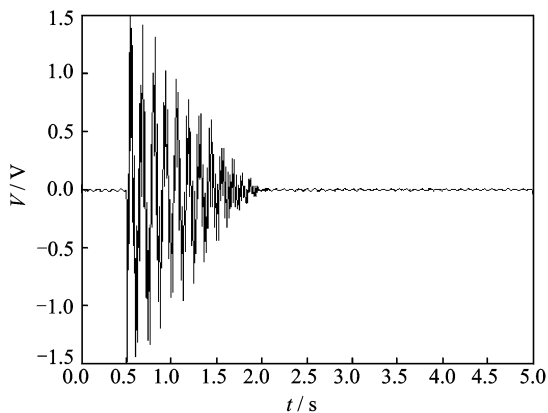


图9 模糊变增益闭环脉冲响应($g \in [0\ 10]$)

其中图7为在系统受控,并处于简谐外扰激励的状态下得到的系统脉冲响应;图8,9分别为系统不受外扰作用时的开、闭环脉冲响应。

4.2 结果分析

根据图6可知,模糊变增益控制方法具有较好的控制效果,并且振动衰减的程度受到模糊控制器参数的影响。表4为模糊变增益控制方法与定增益速度反馈控制的比较,其中 k_i 为速度反馈增益。

表4 控制衰减率

模糊变增益控制			速度反馈控制		
输出论域	衰减率	是否	控制增益	衰减率	是否
g	/%	过载	k_i	/%	过载
[0,2]	85.4	N	2	71.6	N
[0,6]	94.7	N	6	89.7	N
[0,8]	94.6	N	8	92.1	Y
[0,10]	95.9	N	10	93.0	Y

注:衰减率是系统稳态信号开环幅值和闭环幅值之差与开环稳态幅值之比;N表示未过载,Y表示过载。

结果显示,采用速度反馈控制可以使悬臂梁系统在低频共振时将振幅衰减90%以上,而使用模糊控制方法可以使控制效果得到进一步提高,能够使系统衰减率达到95%。并且根据表4显示的结果可以看出,速度反馈控制更容易使系统产生过载现象。因此,模糊变增益控制方法具有更好的平稳性能力和控制效果。

根据图7所示的脉冲响应可知,采用模糊方法可以使受干扰的系统在较短的时间内恢复至稳定状态,具有较强的抗干扰能力。通常系统中高频信号的衰减速度远大于低频信号的衰减,由图7中的局部放大图可以看出,受控的低频信号衰减与高频信号的衰减速度一致甚至比未受控的高频信号衰减得更快。由此可以证明,施加控制后低频振动的衰减速度得到了很大的提高,对于本次试验的悬臂梁系统而言,由脉冲干扰激起的低频振动在2s内完全衰减。

如图8所示,开环系统受脉冲干扰后,系统响应需要经历较长的时间才能恢复至稳态,由图9可知,闭环系统受脉冲干扰后,在很短的时间内就能恢复至稳态,系统从受到脉冲干扰至稳态所经历的时间如表5所示。结果显示,闭环系统的脉冲衰减速度得到了很大的提高,根据试验数据显示,其衰减时间可以达到开环衰减时间的27%以下,即衰减速度提高了3.7倍以上。同时,闭环系统衰减速度与模糊控制器输出论域(即可变增益的取值范围)有关,在实际条件允许的范围内扩大模糊控制器输出论域有助于提高脉冲响应的收敛速度。

表5 脉冲响应衰减时间(脉冲响应峰值电压约为1.5V)

输入论域	输出论域	衰减时间/s	比值/%
	[0,1]	2.4	40.0
[-0.5,0.5]	[0,5]	2.0	33.3
	[0,10]	1.6	26.7

注:“比值”栏为以上衰减时间与开环衰减时间之比,开环衰减时间为6s。

5 结束语

文中采用的基于PID控制的模糊变增益主动控制方法不依赖系统结构参数,具有很好的稳定性

能和调节能力。通过采用二阶窗函数,使系统输出信号中不再含有影响控制效果的非受控模态信号和直流分量,保证了控制系统的稳定性。结果表明,模糊变增益控制方法保留了普通PID控制的稳定性,并且结合模糊控制方法智能化的特点,使系统具备了更强的适应能力和适用范围。采用该方法能够在不发生过载的情况下使受控系统的振动幅值减小到开环时的5%以下,控制效果优于普通PID控制方法。

参考文献:

- [1] 陈卫东,邵敏强,杨兴华,等.跨声速风洞测力模型主动减振系统的试验研究[J].振动工程学报,2007,20(1):91-96.
Chen Weidong, Shao Minqiang, Yang Xinhua, et al. Experimental evaluation of an active vibration control system for wind tunnel aerodynamic models [J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(1): 91-96.
- [2] 颜桂云,吴国荣,陈福全.高层建筑非线性地震反应的半主动 H_∞ 控制[J].振动与冲击,2007,26(2):93-97.
Yan Guiyun, Wu Guorong, Chen Fuquan. Semi-active H_∞ control of nonlinear seismic response for high-rise buildings [J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(2): 93-97.
- [3] 陈修祥,马履中,朱伟,等.车载设备半主动多维减振装置设计理论研究[J].振动与冲击,2007,26(3):124-128.
Chen Xiuxiang, Ma Lüzhong, Zhu Wei, et al. Study on semi-active multidimensional vibration damper design for a vehicle equipment [J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(3): 124-128.
- [4] Wu T, Shao T. Adaptive vibration control using a virtual vibration absorber controller [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 305(4/5): 891-903.
- [5] 王昊,胡海岩.整车悬架的最优模糊半主动控制[J].振动工程学报,2005,18(4):439-443.
Wang Hao, Hu Haiyan. Optimal fuzzy control of a semi-active suspension of full-vehicle model [J]. Journal of Vibration Engineering, 2005, 18(4): 439-443.
- [6] Callai T C, Santos J E S. Applying the potentiality of using fuzzy logic in PID control design [J]. Advances in Soft Computing, 2005(1): 193-204.
- [7] Zhu L, Toncich D, Nagarajah R. A PID-type fuzzy controller model for machine control applications [J]. Advanced Manufacturing Technology, 1997, 13(10): 696-707.
- [8] Qu W, Sun J. Active control of vibration using a fuzzy control method [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 275(3/5): 917-930.
- [9] Park K, Koh H. Active control of earthquake excited structures using fuzzy supervisory technique [J]. Advances in Engineering Software, 2002, 33(11/12): 761-768.