

# 重卡驾驶室半主动悬置控制方法\*

黄山云<sup>1</sup>, 陈彬<sup>2</sup>, 涂奉臣<sup>3</sup>, 陈照波<sup>1</sup>, 于东<sup>1</sup>

(1. 哈尔滨工业大学机电工程学院 哈尔滨, 150001) (2. 哈尔滨理工大学机械与动力工程学院 哈尔滨, 150080)

(3. 株洲时代新材料科技股份有限公司 株洲, 412000)

**摘要** 为了抑制在路面激励下某型重卡驾驶室的振动加速度响应, 研究基于磁流变阻尼器驾驶室半主动悬置系统的控制方法。建立了重卡驾驶室半主动悬置集中质量动力学模型, 分别采用比例积分微分 (proportion integration differentiation, 简称 PID) 控制理论和模糊最优控制理论设计控制器, 并利用磁流变阻尼器动力特性实验数据对模糊最优控制器的参数进行优化。以驾驶室质心垂直、侧倾及俯仰 3 个方向加速度为控制目标, 利用 ADAMS/Simulink 联合仿真方法, 对比分析 PID 控制和模糊最优两种控制策略与被动状态下重卡驾驶室悬置振动控制效果。针对实际重卡进行不同速度路面激励下的振动控制实验。仿真和实验结果表明, 采用 PID 和模糊最优控制方法均能有效抑制重卡驾驶室半主动悬置的振动加速度响应, 其中模糊最优控制效果总体优于 PID 控制。

**关键词** 振动控制; 驾驶室悬置; 磁流变阻尼器; PID 控制; 模糊最优控制

**中图分类号** U461.1; TH113.1

## 引言

随着电子商务的快速发展, 现代物流产业不仅对交货时效有严格的限定, 同时对货运的安全性和连续性有更高需求, 这就要求卡车在运行舒适度、可控性和稳定性等方面具备更好的性能。目前, 外国高端商业卡车已经广泛使用含 4 个安全气囊的全浮式驾驶室悬置系统和空气弹簧悬架系统<sup>[1-2]</sup>。国内外对全浮式悬置系统的研究主要集中在对驾驶室悬置系统结构参数进行匹配以降低驾驶室内振动<sup>[3-4]</sup>, 对复杂路况的适应能力有限。磁流变阻尼器是一种阻尼力在很大范围内可控且响应速度快的智能半主动元件<sup>[5]</sup>, 它能在很短的时间内使悬置系统达到最优的结构参数, 以适应不同的路面激励。

笔者以某重型卡车驾驶室悬置为研究对象, 建立其 6 自由度动力学模型, 并基于最优控制理论以及磁流变阻尼器动力实验数据设计模糊最优控制器, 利用 ADAMS/Simulink 联合对驾驶室半主动悬置控制系统进行仿真分析。路面实验验证了该控制系统的有效性。

## 1 动力学模型

针对某型重型卡车驾驶室悬架结构进行简化, 图 1 为卡车驾驶室的简化集中质量模型示意图。假定底盘为具有 3 自由度无质量的平台, 驾驶室简化为具有集中质量和两个方向转动惯量的质量块。驾驶室通过 4 个由弹簧和磁流变阻尼器组成的复合隔振单元连接。

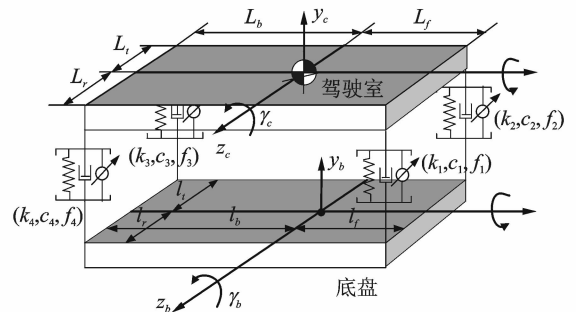


图 1 驾驶室半主动悬置系统示意图

Fig. 1 The diagram of the semi-active cab mounting system

图 1 中  $x$  为行车方向,  $y$  为重力反方向,  $z$  为侧向。根据驾驶室结构特点, 假定驾驶室有 3 个自由

\* 国家自然科学基金资助项目(10972065;11372083)  
收稿日期: 2014-10-12; 修回日期: 2015-01-29

度,分别为  $y$  方向移动和沿  $x$  轴、 $z$  轴方向旋转。图1中: $k_1, k_2, c_1$  和  $c_2$  为前悬架减震器刚度和阻尼系数; $k_3, k_4, c_3, c_4$  为后悬架减震器刚度和阻尼系数。底盘同样具备3个自由度,分别为  $y$  方向移动和沿  $x$  轴、 $z$  轴方向旋转。

令底盘位姿为  $\mathbf{X}_b = [y_b \ \alpha_b \ \gamma_b]^\top$ ; 驾驶室位姿为  $\mathbf{X}_c = [y_c \ \alpha_c \ \gamma_c]^\top$ 。根据驾驶室悬架的特点和几何关系,得到  $\mathbf{X}_B = \mathbf{H}_b \mathbf{X}_b$ ,  $\mathbf{X}_C = \mathbf{H}_c \mathbf{X}_c$ , 其中,  $\mathbf{H}_b$  和  $\mathbf{H}_c$  为位移转换矩阵。

$$\mathbf{H}_c = \begin{bmatrix} 1 & -L_r & L_f \\ 1 & L_l & L_f \\ 1 & L_l & -L_b \\ 1 & -L_r & -L_b \end{bmatrix}, \mathbf{H}_b = \begin{bmatrix} 1 & -l_r & l_f \\ 1 & l_l & l_f \\ 1 & l_l & -l_b \\ 1 & -l_r & -l_b \end{bmatrix}$$

忽略磁流变阻尼器运动部件的质量,根据牛顿力平衡原理推导出驾驶室悬架系统的动力学方程

$$\mathbf{M}_c \ddot{\mathbf{X}}_c + \mathbf{H}_c^\top \mathbf{K} (\mathbf{H}_c \mathbf{X}_c - \mathbf{H}_b \mathbf{X}_b) + \mathbf{H}_c^\top \mathbf{C} (\mathbf{H}_c \dot{\mathbf{X}}_c - \mathbf{H}_b \dot{\mathbf{X}}_b) + \mathbf{H}_c^\top \mathbf{U} = 0 \quad (1)$$

其中: $\mathbf{M}_c$  和  $\mathbf{K}$  分别为驾驶室质量、转动惯量矩阵和隔振单元组成的刚度矩阵,  $\mathbf{M}_c = \text{diag}(m, I_{xx}, I_{zz})$ ,  $\mathbf{K} = \text{diag}(k_1, k_2, k_3, k_4)$ ;  $\mathbf{C}$  为隔振单元中的黏性阻尼部分  $c_i$  组成的阻尼矩阵,  $\mathbf{C} = \text{diag}(c_1, c_2, c_3, c_4)$ ;  $\mathbf{U}$  为隔振单元中磁流变阻尼器产生的阻尼力  $f_i$  组成的控制力向量,  $\mathbf{U} = [f_1, f_2, f_3, f_4]^\top$ 。

取状态变量  $\mathbf{X} = [\mathbf{H}_c \mathbf{X}_c - \mathbf{H}_b \mathbf{X}_b \ \dot{\mathbf{X}}_c \ \dot{\mathbf{X}}_b]^\top$ , 输入量  $\mathbf{G} = [\mathbf{0} \ \mathbf{U} \ \ddot{\mathbf{X}}_b]^\top$ , 则驾驶室悬架系统的动力学方程可改写为状态方程和输出方程的形式

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{G} \\ \mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{X} \end{cases} \quad (2)$$

其中: $\mathbf{A}$  为系统矩阵; $\mathbf{B}$  为输入矩阵; $\mathbf{G}$  为输入变量; $\mathbf{C}$  为测试矩阵。

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{H}_c & -\mathbf{H}_b \\ \mathbf{M}_c^{-1} \mathbf{H}_c^\top \mathbf{K} & \mathbf{M}_c^{-1} \mathbf{H}_c^\top \mathbf{C} \mathbf{H}_c & -\mathbf{M}_c^{-1} \mathbf{H}_c^\top \mathbf{C} \mathbf{H}_b \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{H}_c^\top & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{H}_c^\top \mathbf{C} \mathbf{H}_b \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}。$$

## 2 控制系统设计

基于磁流变阻尼器的驾驶室悬架振动控制的基本原理是通过控制改变悬架系统的阻尼,改变悬架在共振区及高频区的振动传递特性,实现驾驶室悬架在共振区抑制振动、在高频区隔离振动的目的<sup>[6]</sup>。

### 2.1 PID 控制器

驾驶室半主动悬架系统 PID 控制器原理框图如图2所示。

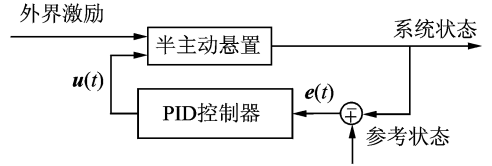


图2 驾驶室半主动悬架 PID 控制框图

Fig.2 Block diagrams of PID controller for semi-active cab mounting system

PID 控制器的控制规律可以表示为

$$\mathbf{u}(t) = \mathbf{K}_p \mathbf{e} + \mathbf{K}_i \int_0^t \mathbf{e} dt + \mathbf{K}_d \frac{d\mathbf{e}}{dt} \quad (3)$$

其中: $\mathbf{K}_p$  为比例系数; $\mathbf{K}_i$  为积分系数; $\mathbf{K}_d$  为微分系数。

控制器的控制目标是使驾驶室质心处3个方向的加速度响应最小,而 PID 控制器中带有微分项,为了便于推导,笔者将驾驶室质心3个方向的速度值作为系统偏差,即  $\mathbf{e} = \dot{\mathbf{X}}_c$ 。将  $\mathbf{e}$  代入式(1),系统闭环状态方程为

$$\begin{cases} \dot{\tilde{\mathbf{X}}} = \tilde{\mathbf{A}}\tilde{\mathbf{X}} + \tilde{\mathbf{B}}\tilde{\mathbf{G}} \\ \tilde{\mathbf{Y}} = \tilde{\mathbf{C}}\tilde{\mathbf{X}} \end{cases} \quad (4)$$

其中: $\tilde{\mathbf{X}} = [\mathbf{H}_c \mathbf{X}_c \ \mathbf{H}_b \mathbf{X}_b \ \dot{\mathbf{X}}_c \ \dot{\mathbf{X}}_b]^\top$ ;  $\tilde{\mathbf{G}} = \dot{\mathbf{X}}_b^\top$ ;

$$\tilde{\mathbf{A}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \mathbf{H}_c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{H}_b \\ \mathbf{M}_c^{-1} \mathbf{H}_c^\top (\mathbf{K} - \mathbf{K}_i) \mathbf{H}_c & -\mathbf{M}_c^{-1} \mathbf{H}_c^\top \mathbf{K} \mathbf{H}_b & \mathbf{M}_c^{-1} \mathbf{H}_c^\top (\mathbf{C} - \mathbf{K}_d) \mathbf{H}_c & -\mathbf{M}_c^{-1} \mathbf{H}_c^\top \mathbf{C} \mathbf{H}_b \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}_c + \mathbf{H}_c^\top \mathbf{K}_d \mathbf{H}_c;$$

$$\tilde{\mathbf{B}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \mathbf{H}_c^\top \mathbf{C} \mathbf{H}_b \end{bmatrix}; \quad \tilde{\mathbf{C}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}。$$

通过控制  $\mathbf{K}_p$ ,  $\mathbf{K}_i$  和  $\mathbf{K}_d$  即可改变系统的响应特性。假定系统阶跃输入,以驾驶室质心3个方向速度加权平均值作为优化指标,利用单纯形法优化<sup>[7-8]</sup>即可得到最优的 PID 控制参数。

### 2.2 模糊最优控制器

基于建立的驾驶室悬架动力学模型,考虑到建立磁流变阻尼器精确控制模型比较困难,笔者采用

模糊最优控制器实现对驾驶室悬置的振动控制。控制器结构原理如图 3 所示。模糊最优控制器由两部分组成:a. 基于驾驶室悬置动力学模型设计的最优控制器;b. 基于磁流变阻尼器动力特性实验数据的模糊控制器。经最优控制算法计算其最优控制力, 输入给模糊控制器, 模糊控制器根据最优控制力以及阻尼器状态量  $dx$  计算其控制电流, 并输出给各个阻尼器, 从而改变可控阻尼器的输出阻尼力。

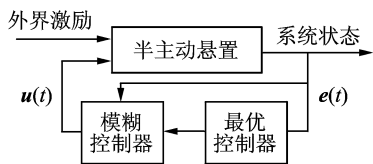


图 3 驾驶室半主动悬置模糊最优控制框图

Fig. 3 Block diagrams of fuzzy optimal controller for semi-active cab mounting system

2.2.1 最优控制器

系统动力学方程如式(2)所示,以驾驶室垂直方向、俯仰角和侧倾角的速度加权平方和最小作为优化目标, 即有

$$J = \int_{t_0}^{\infty} (X^T Q X + R G^2) dt \quad (5)$$

其中:状态加权矩阵  $Q$  为非负正定对称阵, 控制加权矩阵  $R$  正定对称阵<sup>[9]</sup>。

通过构造哈密顿函数以及变分极值条件可知, 存在反馈控制律使得优化目标极小。

$$G = -KX \quad (6)$$

其中: $K$  为状态反馈系数, 且  $K$  满足

$$K = R^{-1} B^T S \quad (7)$$

$S$  满足 Riccati 代数方程。

$$-\dot{S} = A^T S + SA - SBR^{-1}B^T S + Q \quad (8)$$

2.2.2 阻尼器模糊控制器设计

由于磁流变阻尼器的强非线性特性, 建立其准确控制模型比较困难<sup>[10]</sup>。描述非线性特性是智能算法的强项, 因此有学者提出利用神经网络<sup>[11]</sup>和模糊理论<sup>[12]</sup>设计磁流变阻尼器控制器。相比于神经网络控制器, 模糊控制器具有算法简便, 计算延迟小等优点。笔者利用模糊控制理论, 基于磁流变阻尼器的动力特性实验数据, 设计磁流变阻尼器控制器。将  $E, E_c$  和  $U$  分别用 NB, NM, NS, ZE, PS, PM 和 PD 语言变量表示, 建立一组模糊控制规则<sup>[12]</sup>

$R_n$ : if  $e$  is  $A_n$  and  $e_c$  is  $B_n$ , then is  $C_n$ ,  $n=1, 2, 3, \dots$

其中: $A_n$  为  $e$  的模糊集合;  $B_n$  为  $e_c$  的模糊集合;  $C_n$  为  $u$  的模糊集合。

根据磁流变阻尼器力学特性曲线如图 3 所示, 可将磁流变阻尼器的相对速度、输入电流和阻尼力分别模糊化, 并根据图 4 建立阻尼器输出力与电流之间关系的模糊规则如表 1 所示。

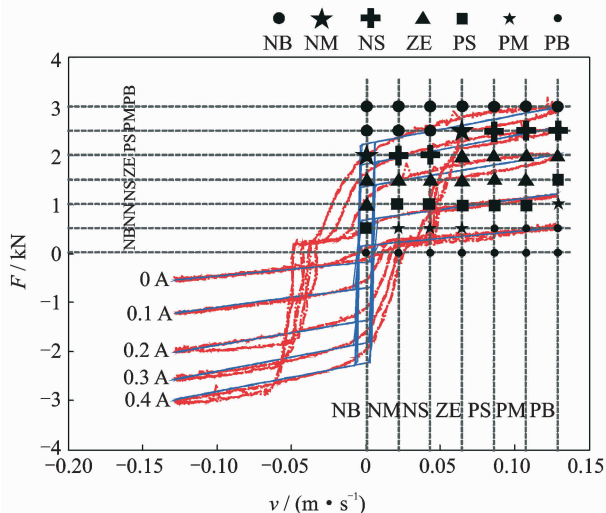


图 4 磁流变阻尼器速度-力曲线

Fig. 4 The velocity-force curve of magnetorheological damper

表 1 模糊控制规律

Tab. 1 The fuzzy control rule

$f$	$v$						
	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PB	PB	PB	PB	PB
NM	PS	PM	PM	PM	PB	PB	PB
NS	ZE	PS	PS	PS	PS	PS	PM
ZE	ZE	ZE	ZE	ZE	ZE	ZE	PS
PS	NM	NS	NS	ZE	ZE	ZE	ZE
PM	NB	NB	NB	NM	NS	NS	NS
PB	NB	NB	NB	NB	NB	NB	NB

笔者采用重心法进行解模糊, 该方法耗时短, 可用足够小的采样时间提供所需的精度<sup>[13]</sup>。重心法表达式<sup>[14]</sup>为

$$y^* = \frac{\int_{y_{min}}^{y_{max}} y \mu(y) dy}{\int_{y_{min}}^{y_{max}} \mu(y) dy} \quad (9)$$

其中:  $y^*$  为整体面积中心所对应的坐标;  $\mu$  为模糊隶属度函数;  $y \in Y$ ;  $Y$  为连续论域。

3 仿真计算

为了验证模糊最优控制器在驾驶室半主动悬置系统中的控制效果, 笔者基于某型重型卡车的驾驶室悬置系统的结构参数, 利用 ADAMS 建立驾驶室

悬架的多体动力学模型,如图 5 所示。驾驶室悬置的主要参数如表 2 所示。

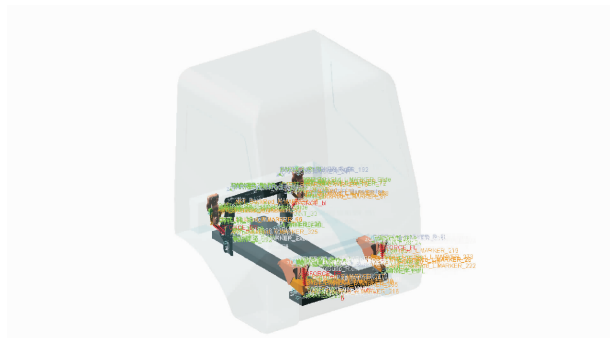


图 5 驾驶室半主动悬置 ADAMS 模型

Fig. 5 ADAMS model of semi-active cab mounting system

表 2 驾驶室悬置主要参数

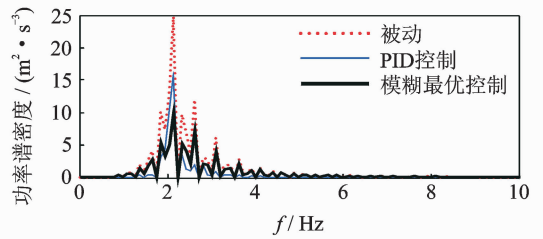
Tab. 2 The main parameters of cab mounting system

名称	数值	名称	数值
驾驶室质量 $m_c/\text{kg}$	1 210	转动惯量 $I_{xx}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	63
转动惯量 $I_{yy}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.28	转动惯量 $I_{zz}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	516
减震弹簧刚度 $k/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$5.5 \times 10^4$	阻尼器无电流阻尼 $c/(\text{Ns} \cdot \text{m}^{-1})$	$4.1 \times 10^3$
$L_r/\text{m}$	0.500	$L_r/\text{m}$	0.690
$L_l/\text{m}$	0.880	$L_l/\text{m}$	0.690
$L_f/\text{m}$	0.970	$L_f/\text{m}$	1.010
$L_b/\text{m}$	1.050	$L_b/\text{m}$	1.010

在 ADAMS 模型中,磁流变阻尼器被简化为外部控制的阻尼力约束,同时在 Simulink 中建立对应的函数模型,用以模拟真实的磁流变阻尼器。同时在 Simulink 搭建模糊最优控制器模型,并与 ADAMS 搭建的驾驶室悬架模型进行联合仿真控制。

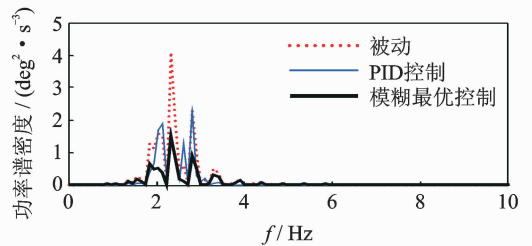
假定卡车右前方车轮以一定速度通过一凸起路面,即底盘在  $y_b, \alpha_b, \gamma_b$  方向同时受到(角)位移脉冲激励。假定其幅值分别为 10 mm,  $1.24^\circ$  和  $0.64^\circ$ ,持续时间为 1 s。

不同控制方式下驾驶室加速度响应结果如图 6 所示。由图 6 可知,相比被动方式采用 PID 控制和模糊最优控制方式均能降低驾驶室悬置的加速度响应值,且在共振区(2~3 Hz 处)减振效果明显。相比于 PID 控制方式,模糊最优控制器在共振峰抑制方面更具优势。其原因在于 PID 控制器控制参数较少,可利用的系统状态量也少,且效果依赖参数优化程度。



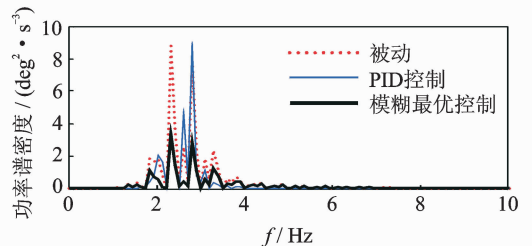
(a) 垂直方向

(a) Vertical direction



(b) 俯仰方向

(b) Pitching direction



(c) 侧倾方向

(c) Rolling direction

图 6 驾驶室质心加速度响应功率谱密度结果

Fig. 6 Accelerate power spectrum density result of cab

## 4 实验

为了进一步验证驾驶室半主动悬架控制系统的有效性,笔者针对某型重卡驾驶室悬置进行路面实验。实验装置如图 7 所示。

分别将车速设为为 40, 50, 60, 70 和 80 km/h, 测得不同控制方法下驾驶室座椅处沿垂直(y)、俯仰(x)和侧倾(z)方向的加速度响应。图 8 为时速 50 km 下座椅 3 个方向的加速度功率谱图。

由图 8 可知,当汽车行驶速度为 50 km/h 时,相比被动方式,PID 控制和模糊最优控制方法均能有效抑制座椅在 3 个方向的加速度,尤其是在共振频率附近,其中模糊最优控制效果优于 PID 控制。图 8(c)中高频处 PID 控制出现峰值,原因是在 PID 控制作用下悬架系统等效刚度发生变化,导致共振频率增加。因高频处有座椅系统衰减,故对振动控制效果影响较小。表 3~5 分别为不同速度下座椅

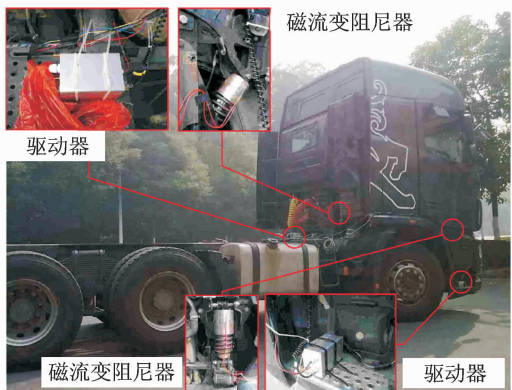


图 7 驾驶室半主动悬架控制实验装置

Fig.7 Experiment facility of semi-active cab mounting system

表 3 不同速度下座椅垂直方向加速度均方根值

Tab.3 The accelerate RMS of seat in vertical direction under different speed

$v/(km \cdot h^{-1})$	被动	PID	模糊最优
40	1.148 5	0.842 4	0.848 0
50	1.843 7	1.311 1	1.099 4
60	1.266 8	1.573 9	1.033 7
70	1.929 9	1.744 0	1.186 0
80	2.110 8	1.278 3	1.677 5

表 4 不同速度下座椅俯仰方向加速度均方根值

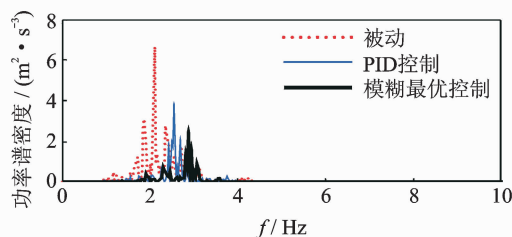
Tab.4 The accelerate RMS of seat in pitching direction under different speed

$v/(km \cdot h^{-1})$	被动	PID	模糊最优
40	1.152 4	0.892 7	0.864 6
50	1.528 6	1.236 2	1.066 6
60	1.377 1	0.958 4	0.941 1
70	1.523 9	1.366 3	1.198 8
80	1.697 3	1.330 9	1.365 9

表 5 不同速度下座椅侧倾方向加速度均方根值

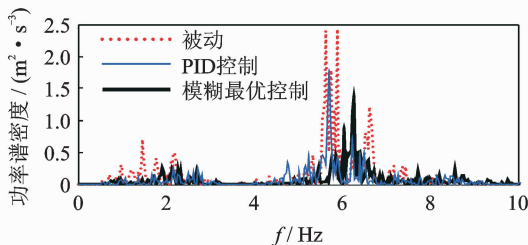
Tab.5 The accelerate RMS of seat in rolling direction under different speed

$v/(km \cdot h^{-1})$	被动	PID	模糊最优
40	0.551 6	0.557 5	0.552 2
50	0.544 1	0.553 3	0.522 8
60	0.734 0	0.684 6	0.599 6
70	0.823 9	0.603 9	0.689 5
80	0.900 3	0.727 6	0.788 8



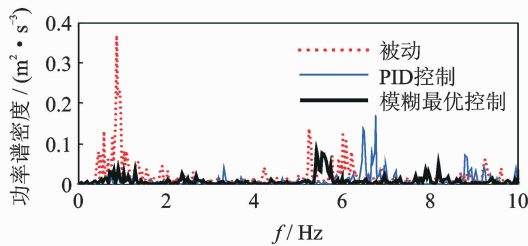
(a) 垂直方向

(a) Vertical direction



(b) 俯仰方向

(b) Pitching direction



(c) 侧倾方向

(c) Rolling direction

图 8 时速为 50 km 时座椅加速度功率谱

Fig.8 Accelerate power spectrum result of cab at 50 km/h

垂直、俯仰和侧倾方向的加速度均方根值。

从表 3 可以看出,相比于被动,模糊最优控制方法和 PID 控制方法均能有效降低座椅垂直方向加速

度均方根值,同时模糊最优控制整体效果优于 PID 控制效果。采用 PID 方法,座椅垂直方向的加速度均方根值在 50 km/h 处比无控制时减小 28.9%,采用模糊控制则减小 40.4%。表 4 和表 5 结果显示,在座椅俯仰和侧倾方向,模糊最优控制方法和 PID 控制方法均能有效降低座椅垂直方向的加速度均方根值。以加速度均方根值为振动控制效果评价标准,在车速小于 70 km/h 时相比于 PID 控制,模糊最优控制效果略优,但在速度大于 70 km/h 时,PID 控制略优于模糊最优控制效果,这种情况同样出现在表 3 和表 5 中。结合实验现场情况,笔者认为随着车速的增加,道路对车辆的激励频率和动载荷均发生变化,此时实际驾驶室并不能简单地利用刚体模型描述。相比于 PID 控制,模糊最优控制对模型精度更为敏感,当实际模型与理论模型存在一定差异时,将导致 PID 控制效果好于模糊最优控制效果。

## 5 结束语

采用模糊最优控制策略,在驾驶室半主动悬架集中质量动力学模型的基础上构建半主动悬架系统模糊最优控制器,并利用磁流变阻尼器动力特性实验数据对模糊最优控制器参数进行优化。利用ADAMS/Simulink联合仿真研究PID控制器和模糊最优控制器。结果表明:采用模糊最优控制器和PID控制器的半主动悬架能显著抑制驾驶室质心处垂直、侧倾及俯仰3个方向的加速度值。相比于PID控制器,模糊最优控制器在共振频率附近的抑制效果更好。重型卡车路面实验也验证了仿真结果的正确性,同时发现当车速增加到一定值(70 km/h)以上时,对模型精度依赖较低的PID控制反而能获得比模糊最优控制更好的控制效果。

### 参 考 文 献

- [1] Wang Dongfeng, Hao He, Zhang Bin, et al. Simulation and test on virtual prototype of heavy-duty truck with full-floating cab and air suspension [C]// International Conference on Computer Design and Applications (ICCD 2010). [S. l.]: IEEE, 2010: 209-213.
- [2] 张伟. 商用车驾驶室悬置系统动力学特性研究[D]. 广州:华南理工大学, 2012.
- [3] 雷飞,杨红波. 基于模糊控制的商用车驾驶室悬置有限带宽主动控制系统研究[J]. 工程设计学报, 2014(1): 32-37.
- Lei Fei, Yang Hongbo. Research on a bandwidth-limited active control system for commercial vehicle cab suspension based on the fuzzy theory [J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2014(1): 32-37. (in Chinese)
- [4] 朱祝英,马力,张宇龙,等. 考虑整车的刚柔多体全浮式驾驶室悬置系统参数优化设计[J]. 噪声与振动控制, 2009(4): 91-93.
- Zhu Zhuying, Ma Li, Zhang Yulong, et al. Parameterized optimal design of fully-float cab suspension system of commercial vehicles based on the theory of rigid-flexible dynamics [J]. Noise and Vibration Control, 2009(4): 91-93. (in Chinese)
- [5] 周云,谭平. 磁流变阻尼控制理论与技术[M]. 北京:科学出版社, 2007: 33-35.
- [6] Hiemenz G J, Hu W, Wereley N M. Semi-active magnetorheological helicopter crew seat suspension for vibration isolation [J]. Journal of Aircraft, 2008, 45(3): 945-953.
- [7] 刘晓谦,王勇,穆顺勇. 基于单纯形法的PID控制器参数优化设计[J]. 计算机仿真, 2004(11): 191-193.
- Liu Xiaoqian, Wang Yong, Mu Shunrong. Design of optimal parameters for PID controller based on simplex search [J]. Computer Simulation, 2004(11): 191-193. (in Chinese)
- [8] 张磊. 基于单纯形法的PID控制器的最优设计[J]. 信息与控制, 2004, 33(3): 376-379.
- Zhang Lei. Method based optimal design of PID controller [J]. Information and Control, 2004, 33(3): 376-379. (in Chinese)
- [9] Dorf R C, H bishop R. 现代控制系统[M]. 北京:电子工业出版社, 2009: 790-791.
- [10] Phu D X, Shah K, Choi S. Design of a new adaptive fuzzy controller [J]. Smart Material Structural, 2014, 23:1-18.
- [11] 廖英英,刘永强,杨绍普,等. 磁流变阻尼器逆向模型的建模、优化与仿真[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(4):701-705.
- Liao Yingying, Liu Yongqiang, Yang Shaopu, et al. Modeling optimization and simulation of a magnetorheological damper [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(4):701-705. (in Chinese)
- [12] 李忠献,徐龙河. 新型磁流变阻尼器及半主动控制设计理论[M]. 北京:科学出版社, 2012: 271-273.
- [13] 涂奉臣,陈照波,刘望中,等. 新型半主动整星隔振平台及其模糊最优控制研究[J]. 振动工程学报, 2010(2): 133-139.
- Tu Fengchen, Chen Zhaobo, Liu Wangzhong, et al. A new type semi-active whole-spacecraft isolation platform [J]. Journal of Vibration Engineering, 2010(2): 133-139. (in Chinese)
- [14] 董早鹏. 无人艇运动模糊控制技术[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2013.



**第一作者简介:**黄山云,男,1986年8月生,博士生。主要研究方向为基于磁流变的振动半主动控制。曾发表《Mechanical-delay dynamic model of magnetorheological Damper》(《Journal of Donghua University: English Edition》2014, Vol. 31, No. 4)等论文。  
E-mail: shanyunh@foxmail.com

