



考虑时滞补偿的高速列车横向模糊 半主动悬挂系统建模与仿真

张祥光, 周岩, 蒋超, 程俊, 姚远

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘要: 为研究基于磁流变阻尼器的高速列车半主动悬挂横向控制策略及其时滞问题和时滞补偿方法, 建立包含50个自由度的CRH3型动车组拖车动力学模型, 同时, 针对Lord公司RD-8040-1型磁流变阻尼器进行特性测试并建立其BP神经网络力学模型和阻尼器电流响应迟滞模型, 依据模糊控制律设计了基于车体横移、摇头2个状态的速度及加速度为反馈变量的模糊控制器, 并将其用于预测阻尼器实时控制电流, 运用Smith预估补偿控制结合PID控制对磁流变阻尼器电流响应迟滞进行补偿; 采用SIMPACT和SIMULINK 2款仿真软件搭建联合仿真平台分析应用了本文所设计半主动悬挂系统的车辆动力学性能。仿真结果表明, 时滞一定程度地恶化了控制效果, 使控制效果不稳定, 但采用时滞补偿后阻尼器跟踪期望电流能力则显著提升; 相较于被动悬挂, 应用了包含时滞补偿的磁流变阻尼器模糊半主动悬挂系统可有效降低车体横向振动, 改善车辆运行平稳性, 在运行速度为250 km/h工况时, 车体横向加速度幅值谱最大幅值由0.079 86 m/s²下降到0.049 56 m/s², 改善幅度达到37.9%, 在100~350 km/h的运行速度区间内, 车辆的横向平稳性指标改善2.1%~12.9%。

关键词: 高速列车; 磁流变阻尼器; 模糊控制; 半主动控制; 时滞补偿。

中图分类号: U266

文献标志码: A

开放科学(资源服务)标识码(OSID)

文章编号: 1672-7029 (2023) 04-1189-11



Modeling and simulation of lateral fuzzy control semi-active suspension system for high-speed trains considering time delay compensation

ZHANG Xiangguang, ZHOU Yan, JIANG Chao, CHENG Jun, YAO Yuan

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: In order to study the semi-active suspension control strategies of high-speed trains based on magnetorheological dampers, its time delay problem and delay compensation methods, this paper established a tractor dynamics model of CRH3 trains with 50 freedom degrees. The characteristics of the RD-8040-1 MRD from Lord were tested and its BP neural network model and damper output delay model were developed. A fuzzy controller based on the feedback of the speed and acceleration states of lateral and yaw of car body was designed and used to predict the damper control current. The Smith-PID control was applied to compensate for the damper output delay; SIMPACK and SIMULINK were used to build a co-simulation platform to analyze the vehicle

收稿日期: 2022-04-21

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51735012); 国铁集团科研开发计划课题(N2020J026, N2021J028); 牵引动力国家重点实验室自主研究课题(2022TPL-T02)

通信作者: 姚远(1983—), 男, 安徽宿松人, 研究员, 博士, 从事机车车辆设计理论和车辆系统动力学研究; E-mail: yyuan8848@163.com

dynamics performance with the semi-active suspension system. The results show that the time delay worsens the control effect to some extent and makes the control effect unstable, but the ability of the damper to track the desired current is significantly improved with using time delay compensation; compared with the passive suspension, the fuzzy control semi-active suspension system with time delay compensation based on MRD can effectively reduce the lateral vibration of the car body and improve the riding comfort of the trains. At a speed of 250 km/h, the maximum value of car body lateral acceleration spectrum decreases from $0.079\ 86\ \text{m/s}^2$ to $0.049\ 56\ \text{m/s}^2$, with an improvement of 37.9%. In the speed range of 100~350 km/h, the car body riding comfort index is improved by 2.1%~12.9%.

Key words: high-speed trains; magnetorheological dampers; fuzzy control; semi-active control; delay compensation

为了克服被动悬挂系统对列车运行性能进一步提升的限制,国内外学者开展了大量关于高速列车先进悬挂系统的研究及试验工作,相关结果表明,以半主动控制和主动控制为主的先进悬挂系统可有效改善列车的平稳性、安全性等运行性能^[1-4]。相比起主动控制,半主动控制因其阻尼可调、低能耗且故障失效后仍可确保列车安全运行等特点而更受研究者青睐^[5],而各式新型阻尼可调减振器的出现也更进一步地推动了半主动控制在车辆系统领域的发展^[6-8]。近年,磁流变阻尼器因其阻尼连续可调、响应速度快等优异性能而受到广泛的关注^[9],SUN等^[10]建立了包含4个磁流变阻尼器的半主动悬挂系统,通过仿真计算验证该设计可大幅提升高速列车运行临界速度;NGUYEN等^[11]将一种基于新型最优模糊扰动观测器增强模型的控制器用于控制磁流变阻尼器,并将该设计用于列车悬挂半主动控制,且有效降低了车辆的振动;张文昌^[12]搭建了基于磁流变阻尼器的高速列车悬挂半主动控制硬件在环试验台。在磁流变阻尼器的力学模型设计中,大量优化改进的参数化模型和非参数化模型被不断提出^[13-15],在高度还原磁流变阻尼器特性的同时也可适应不同的控制系统和实际工况要求。此外,研究人员也开展了大量针对列车半主动控制策略的研究工作,ZONG等^[16]将 H_∞ 控制策略应用于搭载了磁流变阻尼器的17自由度高速列车模型;WANG等^[8]运用卡尔曼预估器对车辆状态变量进行预估,而后结合LQG控制策略对车辆进行半主动控制;郭孔辉等^[17-18]则研究了模糊天棚半主动控制以及基于天棚和地棚混合阻

尼半主动控制对高速车辆横向减振的改善。除了控制策略和减振器模型辨识的选择,半主动控制中的时滞问题也是近年的研究热点,王贞等^[19]采用基于模型参数识别的自适应时滞补偿方法对磁流变阻尼器的响应滞后进行补偿;陈士安等^[20]设计了LQG-Pade逼近预估控制器来加强减振器实际输出力的跟踪能力;祖广浩^[21]将泰勒级数-LQG控制器和Smith预估控制器结合,有效降低时滞对控制效果的影响。目前基于磁流变阻尼器的列车半主动悬挂研究仍缺乏对于整个控制系统各环节时滞及响应迟滞问题的综合考虑。本文建立应用磁流变阻尼器的列车自适应半主动悬挂系统,设计基于速度和加速度反馈的模糊控制器来实现列车半主动控制,在阻尼器控制环节则考虑阻尼器和电流驱动器的响应迟滞以及控制回路中所不可避免的传输时滞等实际因素,通过PID控制搭配Smith预估控制来进行时滞补偿,结合磁流变阻尼器力学模型来实现阻尼力的理想输出控制,并通过联合仿真验证了该半主动悬挂设计对车体振动的改善效果。

1 相关特性测试及系统建模

1.1 车辆动力学模型

根据CRH3型高速动车组拖车的结构和悬挂参数,将车辆系统考虑为多刚体系统,在SIMPACK中建立包含50个自由度的车辆动力学模型,如图1所示。该动力学模型由17个刚体组成,包括1个车体、2个构架、2个枕梁、4个轮对和8个轴箱转臂。车体、转向架和轮对均具有6个自由度,轴箱

转臂具有沿轮对轴点头自由度。模型中一系悬挂包含轴箱弹簧,一系垂向减振器和轴箱转臂;二系悬挂考虑了抗蛇行减振器、二系横向减振器、

垂向减振器以及空气弹簧,此外,模型中还考虑了二系横向止挡和抗侧滚扭杆等。

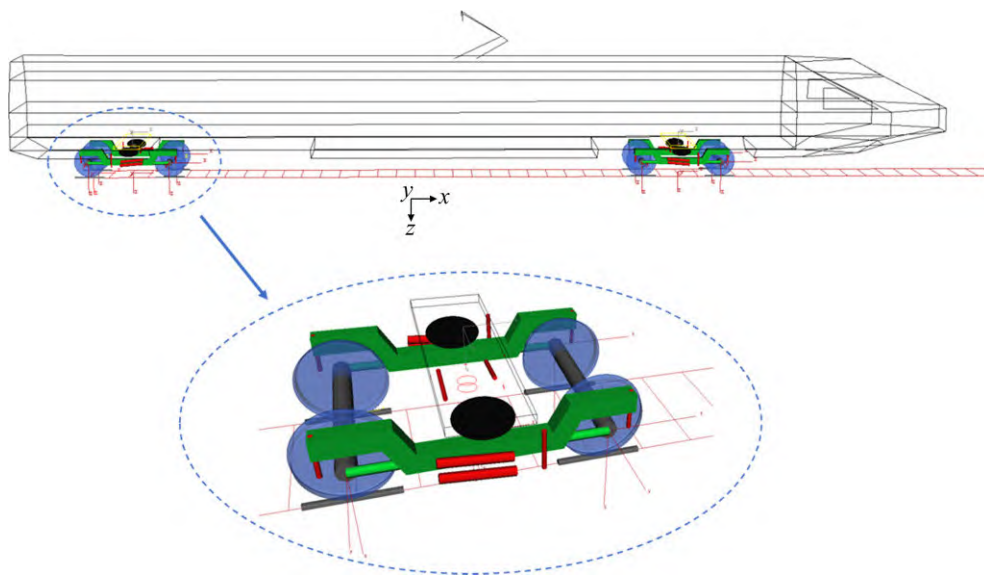


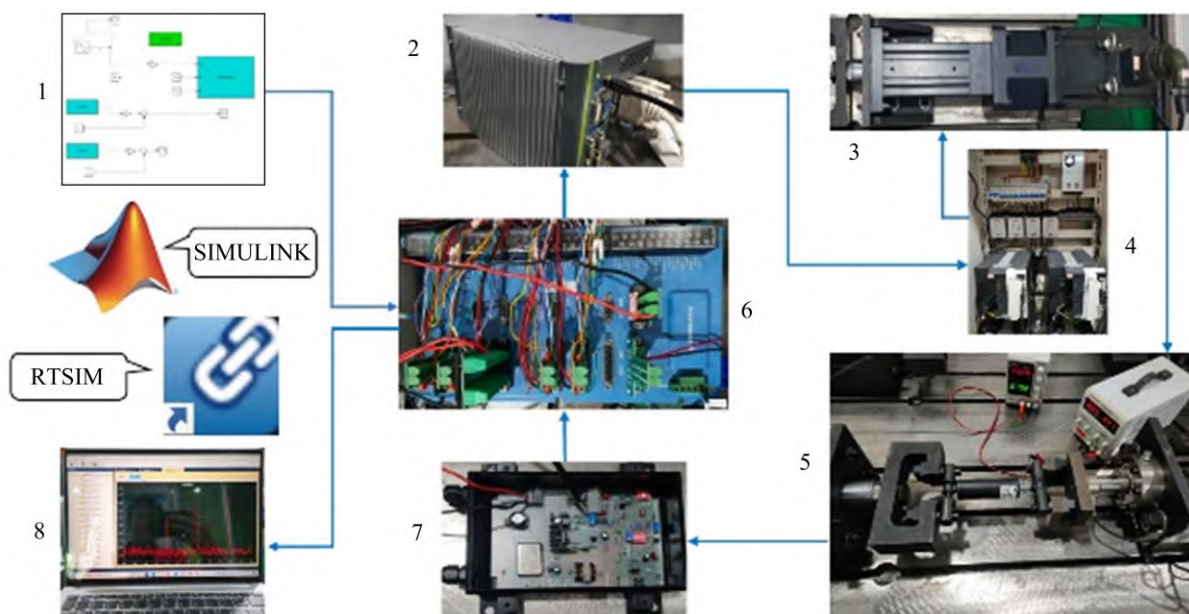
图1 车辆动力学模型

Fig. 1 Vehicle dynamics model

1.2 磁流变阻尼器建模

本文选取LORD公司的RD-8040-1型磁流变阻尼器为试验对象,如图2所示。该阻尼器为剪切阀式结构,其活塞杆最大冲程为55 mm,最大安装尺

寸为208 mm,最大耐受工作温度为71 ℃,30 s内最大持续输入电流为1 A,最大耐受瞬态电流为2 A,供电电压为不超过12 V的直流电。在本文试验工况下,其最大出力约1.5 kN。



1—数字信号发生;2—仿真机;3—伺服电机;4—伺服电机驱动器;5—减振器试验台;

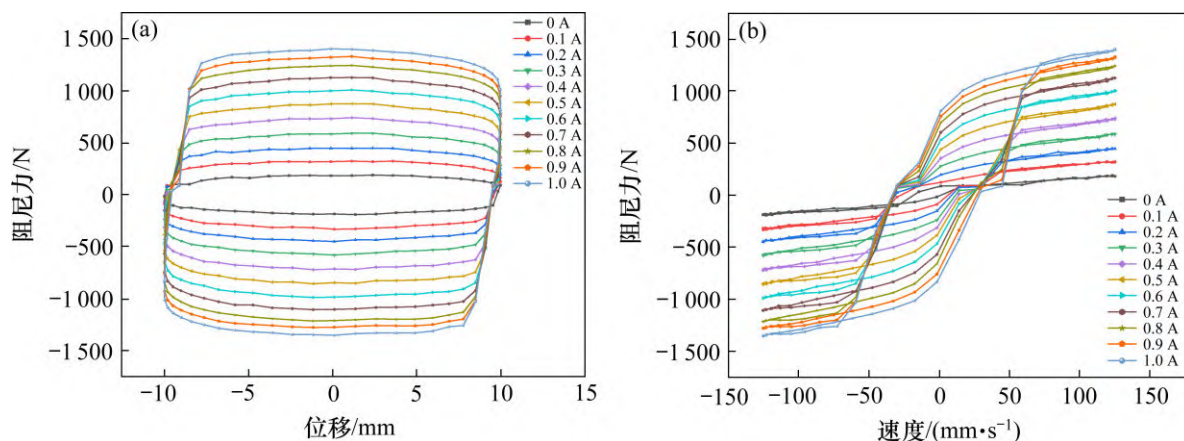
6—信号采集卡;7—变送器;8—数字信号接收

图2 阻尼器特性测试试验台总成

Fig. 2 Damper test bench assembly

在如图2所示的硬件测试平台上进行磁流变阻尼器特性测试,以多组不同频率和幅值的正弦信号为激励输入,同时,每一组输入工况均对阻尼器施加0~1 A的输入电流以全面测试阻尼器力学

性能。针对CRH3运行时车体、构架以及二系横向减振器的实际工况^[22],在多组试验工况中选取“10 mm, 2 Hz”工况作为建模及参数辨识对象,其特性曲线如图3所示。



(a) 阻尼力-位移曲线; (b) 阻尼力-速度曲线

图3 10 mm, 2 Hz 正弦激励工况

Fig. 3 Condition of 10 mm, 2 Hz sine excitation

BP神经网络作为目前应用最为广泛的神经网络模型之一,其具有极强的非线性逼近能力,可适用于非线性系统辨识。因此,本文选用BP神经网络来实现磁流变阻尼器的力学模型建模。

考虑磁流变阻尼器在工作时可看作一个动态系统,故可将系统过去的输入和输出作为神经网络的输入增加项,以此使得静态的神经网络非线性映射能更好地拟合动态的阻尼器系统。选择BP神经网络模型的变量输入个数为7个,分别为前一时时刻阻尼器活塞的位移 $x(t-1)$,速度 $v(t-1)$,输入电流 $I(t-1)$,输出阻尼力 $F(t-1)$;当前时刻阻尼器活塞的位移 $x(t)$,速度 $v(t)$,输入电流 $I(t)$;输出变量为当前阻尼力 $F(t)$ 。由于单隐层神经网络在不限制隐层节点的情况下可实现任意非线性映射,因此,本文选择隐层数为1,隐层节点数由如下经验公式确定:

$$Y = \sqrt{X_1 + X_2} + Z \quad (1)$$

式中: X_1 为输入变量数,个数为7; X_2 为输出变量数,个数为1; Z 为1~10之间的常数。

故依据以上可得隐层节点数 Y 的取值范围为3~13,本文依据实际测算效果选取隐层节点数为10。训练算法则采用Levenberg-Marquardt算法,该算法可大大减少迭代次数,加快收敛速度,提

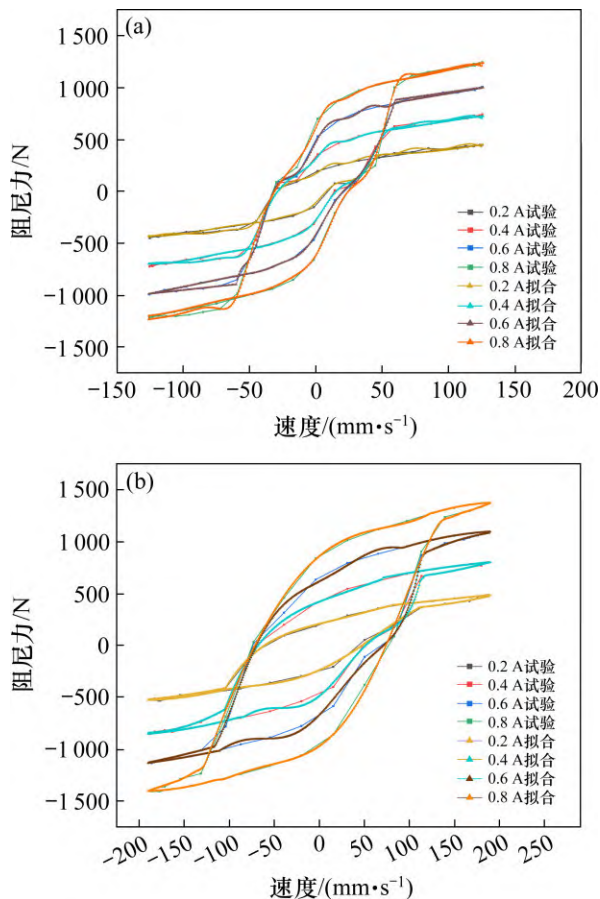
高训练精度。考虑篇幅有限,挑选“10 mm, 2 Hz”和“10 mm, 3 Hz”2种工况中的部分曲线进行拟合比对分析,将阻尼器特性测试各工况试验数据作为训练样本,2个工况中各电流工况均选出2 772组试验数据,并从中随机挑选70%的数据作为训练集,15%作为验证集,15%作为测试集。拟合效果如图4所示。

由图4可见,经过训练得到的BP神经网络模型在不同工况下均具有很好的拟合效果。因此,可将该模型用于模拟阻尼器在不同输入工况下的的阻尼力输出。

1.3 阻尼器输出延迟环节建模

阻尼器输出延迟环节描述了系统控制输入信号和阻尼器实际输出之间的时滞关系。该延迟环节主要由数据传输、采集和处理时滞以及阻尼器和驱动电流源结构上的响应迟滞2个部分组成,且后者在阻尼器输出延迟中占据主要部分,对于前者,可使用纯滞后环节来描述;后者则可用2个1阶惯性延时环节串联,也即一个2阶传递函数来描述。由于磁流变阻尼器的实时输出力与其内部磁场密切相关,而其内部磁场强弱又由外部输入电流控制,因此,阻尼器的输出延迟可转换为系统期望输入电流和阻尼器内部实际工作电流之间的

时滞间隔来考虑。将整个阻尼器输出延迟环节考虑为如图5所示的纯滞后环节和2阶传递函数的串联结构。



(a) 10 mm, 2 Hz 工况; (b) 10 mm, 3 Hz 工况

图4 BP神经网络拟合效果

Fig. 4 BP neural network fitting effect

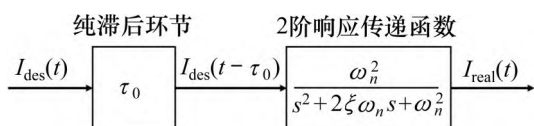


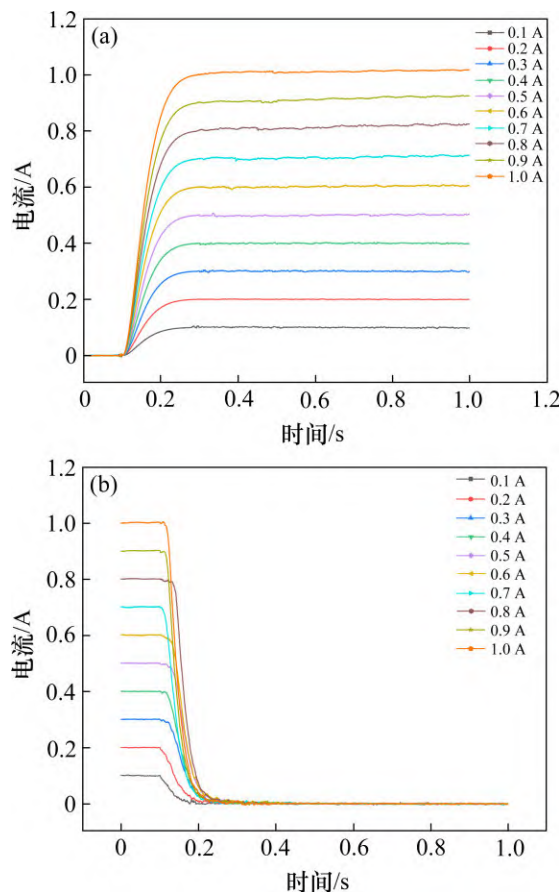
图5 磁流变阻尼器输出延迟模型

Fig. 5 MRD output delay model

其中, $I_{des}(t)$ 为系统期望输入电流; $I_{des}(t - \tau_0)$ 为经过纯滞后环节后的工作电流; $I_{real}(t)$ 则为经过延迟环节最终输入阻尼器的工作电流; τ_0 为纯滞后环节时间常数。

经过对试验平台的反复测算和对相关硬件设备的信息查阅, 纯滞后环节的 τ_0 可在 0~10 ms 内选取, 本文将其设为 10 ms。对磁流变阻尼器进行响应滞后测试, 因系统的响应时间只与系统本身结构有关, 而与外界输入无关, 故测试工况可选

为在阻尼器以 0.02 m/s 的速度匀速工作时, 以阶跃信号控制输入电流完成 0 A 到 0.1~1 A 之间的升降跳变, 进而测试电流的响应过程。试验结果如图 6 所示。



(a) 电流上升响应曲线; (b) 电流下降响应曲线

图6 阻尼器电流响应曲线

Fig. 6 Current response curves of MRD

由图6可看出, 阻尼器从开始响应到达到期望目标值均接近 200 ms 左右。由于磁流变阻尼器内部结构原因, 其升磁和降磁时间并不完全相同, 对驱动电流源而言, 电流升降的响应时间也有区别, 故2阶响应传递函数应划分为升磁和降磁2部分。参照式(2)中欠阻尼2阶系统的峰值时间 t_p 和调节时间 t_s (误差带选为 0.05) 等计算公式, 对图中的响应曲线进行取点分析计算, 可分别得到阻尼器升磁和降磁过程的响应传递函数, 如式(3)所示。

$$\begin{cases} t_p = \frac{\pi}{\omega_d} \\ t_s = \frac{3.5}{\xi\omega_n} \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \frac{921}{s^2 + 52s + 921} & \text{升磁} \\ \frac{1\,054.4}{s^2 + 58.33s + 1\,054.4} & \text{降磁} \end{cases} \quad (3)$$

2 控制系统设计

2.1 控制流程

整个控制系统可划分为期望变量控制和阻尼器响应控制2部分,期望变量控制部分包含模糊

控制器和半主动控制器,阻尼器响应控制部分则由PID控制器和Smith预估补偿器组成,模糊控制器依据传感器所采集到的列车实时状态量预测出阻尼器期望电流,该电流经由半主动控制器处理后,进入阻尼器响应环节,由PID控制器和Smith预估补偿器对不同的响应和时滞进行补偿,所得到的实际电流输入磁流变阻尼器力学模型进而得到实际输出阻尼力。具体控制流程如图7所示。

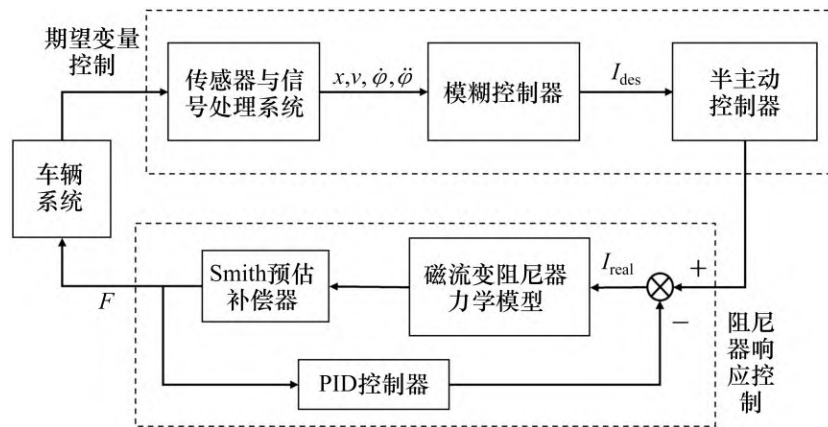


图7 控制流程框图

Fig. 7 Control flow diagram

2.2 模糊控制器

模糊控制因其强鲁棒性和不依赖精确模型等优点,而适用于非线性系统控制。本文主要以降低列车横向振动,改善其运行平稳性为控制目标,控制对象则为二系悬挂中的横向阻尼器。由于外界的扰动仅来自于轨道的横向激励,故该问题可细化为抑制车体的横移及摇头,4根横向阻尼器的控制目标以横向加速度最快衰减为主,以摇头角加速度最快衰减为补偿。另外,车体的横移可看作4根减振器控制力同向共同作用,故4根阻尼器在横移控制上可使用同一模糊控制规则,而车体的摇头问题则可依据转向架将车体拆分为前后2部分来分别考虑,前后转向架的阻尼器分别使用2套不同的模糊控制规则。据此,控制输入量有:4根减振器的工作速度 v_x ,车体在4根阻尼器处的加速度 a_x ,车体的摇头角速度 $\dot{\phi}$,车体的摇头角加速度 $\ddot{\phi}$,控制输出量则为阻尼器输出电流 I_{out} 和补偿电流 I_{fed} 。根据车辆实际运行工况制定如下模糊控制策略:

1) 横移控制策略:输入变量 v_x 变化范围为 $-0.125 \sim 0.125$ m/s, a_x 变化范围为 $-0.4 \sim 0.4$ m/s²,论域均取 $[-1, 1]$,且均量化为[NB, NS, ZO, PS, PB]这5个等级, v_x 量化因子取8, a_x 量化因子取2.5。期望电流 I_{out} 变化范围为 $0 \sim 1$ A,论域取 $[0, 1]$,量化为[S, M, H]3个等级,比例因子取1,横移控制策略模糊规则见表1。

表1 横移控制策略模糊规则

Table 1 Fuzzy control rules for lateral control strategy

a_x	v_x				
	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	S	S	H	H	H
NS	S	S	M	M	M
ZO	M	S	S	S	S
PS	M	M	S	S	S
PB	H	H	H	S	S

2) 摇头控制策略:输入变量 $\dot{\phi}$ 变化范围为 $-0.03 \sim 0.03$ rad/s, $\ddot{\phi}$ 变化范围为 $-0.003 \sim 0.003$ rad/s²,补偿电流 I_{fed} 变化范围为 $-1 \sim 1$ A(代表电流的增

减补偿)，论域均取 $[-1,1]$ ，且均量化为[NB，NS，ZO，PS，PB]这 5 个等级， $\dot{\varphi}$ 量化因子取 33.33， $\ddot{\varphi}$ 量化因子取 333.33， I_{fed} 量化因子取 1，摇头控制策略模糊规则见表 2 和表 3。

表2 摇头控制策略模糊规则(车体前部)
Table 2 Fuzzy control rules for yaw control strategy
(front of car body)

$\dot{\varphi}$	$\ddot{\varphi}$				
	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	PB	PB	PS	ZO	ZO
NS	PB	PS	PS	ZO	ZO
ZO	PS	ZO	ZO	ZO	NS
PS	ZO	ZO	ZO	NS	NS
PB	ZO	ZO	NS	NS	NB

表3 摇头控制策略模糊规则(车体后部)
Table 3 Fuzzy control rules for yaw control strategy
(rear of car body)

$\dot{\varphi}$	$\ddot{\varphi}$				
	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	NB	NS	NS	ZO	ZO
NS	NS	NS	NS	ZO	ZO
ZO	NS	ZO	ZO	PS	PS
PS	ZO	ZO	PS	PS	NB
PB	ZO	ZO	PS	PS	PB

2.3 半主动控制器

磁流变阻尼器虽阻尼可调，但其并不能主动提供作动力，当车体速度与阻尼器速度同向时，可通过模糊控制策略选择合适的电流来抑制车体振动；但当车体速度与阻尼器速度反向时，阻尼器无法按期望输出所需阻尼力。为避免减振器加剧车体横向振动，在该情况出现时将输出电流置为 0 A。故期望电流在半主动控制器的控制下满足以下规则：

$$I_{\text{des}} = \begin{cases} I_{\text{ctrl}} & V_c(V_c - V_f) > 0 \\ 0 & V_c(V_c - V_f) \leq 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中： I_{des} 为系统期望电流； I_{ctrl} 为模糊控制策略下的控制电流； V_c 为二系横向阻尼器车体连接端速度； V_f 则为二系横向阻尼器构架连接端速度。

2.4 PID 控制器及 Smith 预估补偿器

由前文可知，阻尼器的输出延迟可依据来源

划分为纯时延环节和 2 阶响应滞后环节，对于 2 阶响应环节所带来的响应迟滞，可通过 PID 控制加快其响应速度，同时也保证输出量精准地跟踪输入量，其传递函数如式(5)所示。

$$G_0(s) = K_p + \frac{K_p}{T_i} \cdot \frac{1}{s} + K_p \tau s \quad (5)$$

其中， K_p 为比例环节(P)比例系数，该环节可提高系统开环增益，减小系统的稳态误差，过大会导致系统失稳； T_i 为积分环节(I)时间常数，该环节对系统误差进行累积反馈，其有利于消除误差，提高系统稳态性能，过大也会影响系统稳定性； τ 为微分环节(D)时间常数，该环节可减小超调，提高系统的动态性能。

对于纯滞后环节，采用 Smith 预估补偿器可有效减少时滞对控制系统性能的影响，其控制原理结构如图 8 所示。

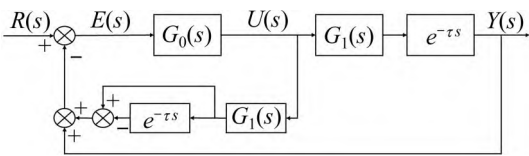


图 8 Smith 预估控制原理
Fig. 8 Principle of Smith predictive control

图 8 中 $G_0(s)$ 对应 PID 控制传递函数， $G_1(s)$ 对应磁流变阻尼器 2 阶响应传递函数， $e^{-\tau s}$ 则为纯时延环节。经过 Smith 预估器的补偿，控制系统闭环回路将不再受到纯时延环节的影响，相比起无纯时延的控制系统，只是将控制过程推迟了 τs 。

3 联合仿真分析

在 SIMPACK 中搭建的车辆模型如前文所示，在 SIMULINK 中搭建包含阻尼器力学模型和相关控制环节的联合仿真模型，如图 9 所示。从左至右依次是联合仿真交互模块、模糊控制模块、半主动控制模块、阻尼器力学模型及响应滞后模块。除前文提到的各环节设计外，在联合仿真模型中，还加入了电流的限幅以模拟实际情况的限幅保护；此外，参照 CRH3 实际运行时二系横向阻尼器的作动工况^[22]和 SIMPACK 中所搭建整车模型运行时二系被动横向阻尼器输出力的仿真数据，将输出阻尼力乘以 1.5 的放大增益以匹配实际列车二系横向阻尼器的作动力大小。

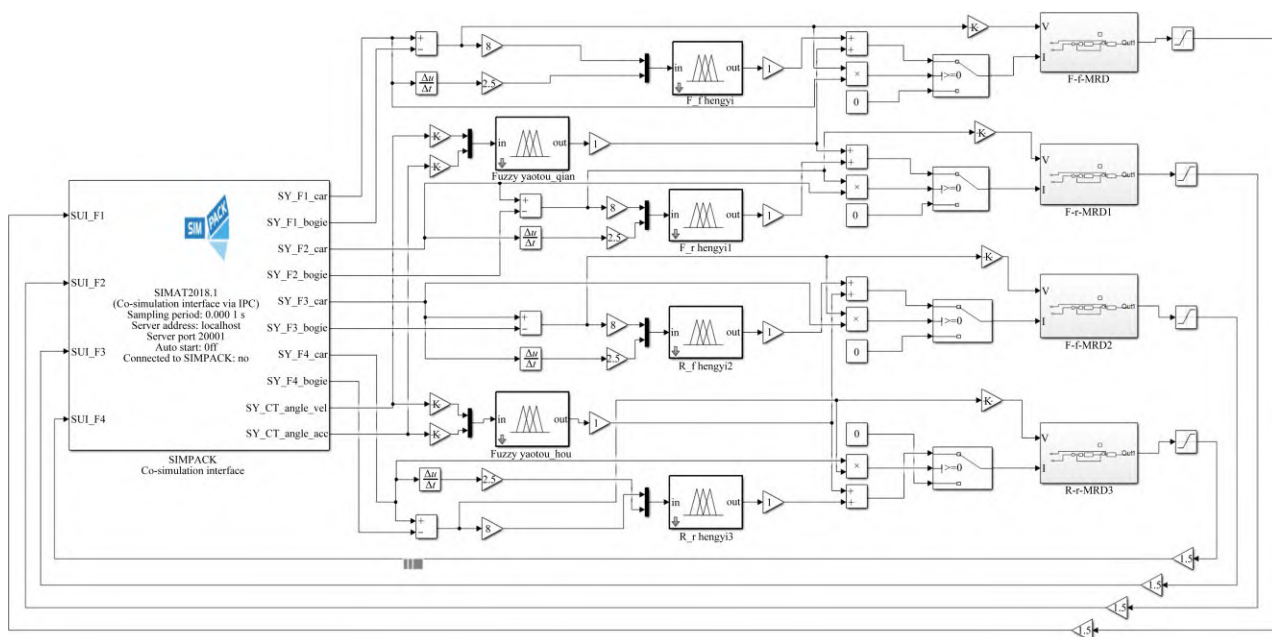


图9 联合仿真SIMULINK模块模型

Fig. 9 SIMULINK module model in co-simulation

在联合仿真测试中, 轮轨关系采用标准国内 60 kg/m 钢轨匹配 S1002G 型踏面; 轨道激励选用武广线轨道谱; 为更好地研究控制效果而选用踏面低锥度工况。

首先测试阻尼器响应滞后控制模块的控制效果, 选择均值 0.5 A 的随机信号作为期望电流输入, 对比阻尼器在响应补偿前后对期望电流的跟踪效果, 结果如图 10 所示。

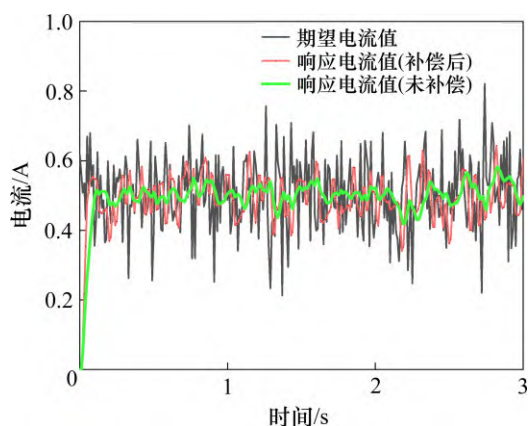


图10 补偿前后电流跟踪效果

Fig. 10 Current tracking effect with and without delay compensation

由图 10 可看出, 期望电流在大幅高频跳变时, 实际响应无法严格跟踪期望值, 且阻尼器的响应

迟滞对系统跟踪期望电流的能力造成了明显的恶化, 而在经过补偿控制后, 系统对期望电流的跟踪能力有明显提升, 也证明了补偿控制的有效性。

进一步通过联合仿真测试, 在 100~350 km/h 运行速度之间选择等差的 6 组以更全面地展现控制效果。将横向振动加速度测点布置在司机室座椅下方地板上, 即前转向架中心偏向车体一侧 1 000 mm 的车内地板上, 并依据相关计算指标和公式对不同工况下的横向平稳性指标进行计算^[23]。对比被动悬挂、不补偿阻尼器输出滞后的半主动悬挂和补偿阻尼器输出滞后的半主动悬挂三者的车体横向平稳性指标, 结果如图 11 所示。

相比被动悬挂, 未施加补偿控制的半主动悬挂性能不稳定, 在部分工况下能改善车体平稳性, 但在部分速度工况下则会恶化平稳性。理论上, 时滞问题会无规律地影响系统控制性能, 但模糊控制能依据实时输出合理调节期望电流, 半主动控制的存在又能进一步保证阻尼器不会加剧车体的振动, 2 个控制器共同削弱了时滞问题对系统的影响, 使其在部分情况下的控制效果可优于被动悬挂。施加了补偿控制的半主动悬挂则明显降低了时滞对于控制效果的影响, 且相较于被动悬挂, 其对车体平稳性的改善效果也十分显著, 在 100~

350 km/h之间的6个速度下,其对横向平稳性指标的改善率在2.1%~12.9%之间,大部分情况下改善率均高于7%。

为进一步比对本设计所设计的半主动自适应悬挂与被动悬挂的性能差异,挑选250 km/h的工况对2种悬挂进行更进一步的分析。

图12为车体横向加速度及其频谱图。对比被动悬挂,在采用考虑了时滞补偿的半主动悬挂系统后,车体横向加速度整体有明显的降低,少数部分车体横向振动有一定的恶化,这是因为时滞的影响只能被削弱而无法被完全消除,但这并不影响控制系统对车体横向振动整体的改善;车体横向加速度幅值谱最大幅值由0.079 86 m/s^2 下降到0.049 56 m/s^2 ,降低了37.9%,尤其在1~10 Hz频段,改善效果尤为明显,在大于30 Hz频段之后虽

效果不明显,但该频段由于本身振幅不大且对车体平稳性影响不大,故不影响对改善效果的评价。

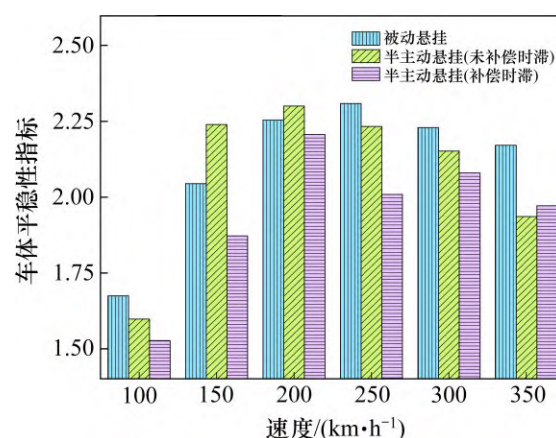
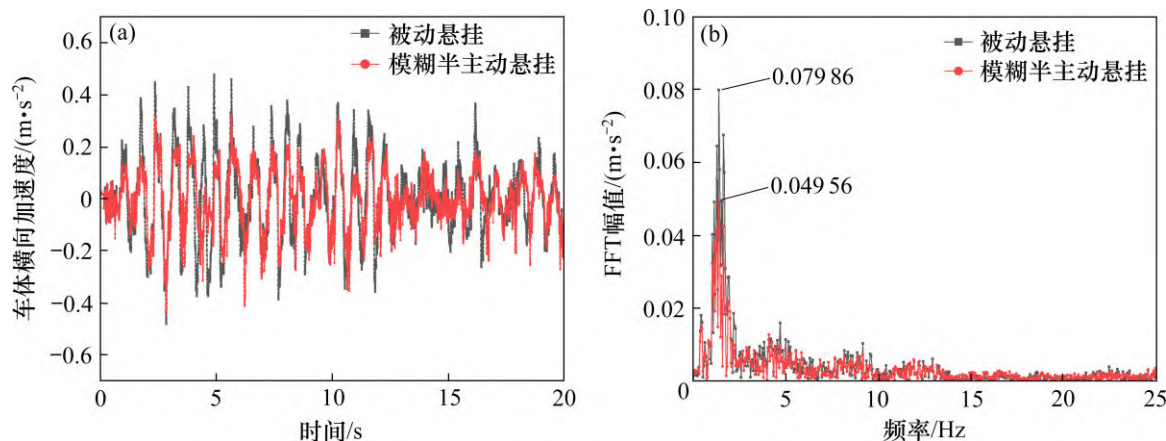


图11 不同悬挂下的车体横向平稳性指标

Fig. 11 Lateral spurling of car body under different suspension conditions



(a) 车体横向加速度; (b) 车体横向加速度频谱图

图12 时速250 km时车体横向平稳性指标

Fig. 12 Lateral spurling of car body at 250 km/h

4 结论

1) 在建立磁流变阻尼器精确力学模型的同时,对控制过程中的时滞问题进行了细致测算并将其划分为纯时延时滞和响应迟滞2类分别进行优化,通过PID控制结合Smith预估控制,有效地削弱时滞的影响,显著提升了模糊半主动悬挂的控制效果。

2) 通过对RD-8040-1型阻尼器相关特性测试,建立其力学模型并考虑时滞影响;将所建阻尼器模型结合模糊半主动控制并采用PID控制和Smith预估控制以减少时滞的影响,将所设计半主动悬

挂系统应用于CRH3型整车动力学模型并实现联合仿真。结果表明,该半主动悬挂系统可有效抑制车体横向振动,改善车体横向平稳性,在时速250 km的直线运行工况时,车体横向加速度幅值谱最大幅值下降37.9%;在100~350 km/h区间内,车体横向平稳性指标改善2.1%~12.9%。

参考文献:

- [1] 刘永强, 廖英英, 杨绍普, 等. On-off控制对高速动车组综合动力学性能的影响分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(1): 70-73, 154.
LIU Yongqiang, LIAO Yingying, YANG Shaopu, et al.

- Effects of on-off semi-active control on dynamic performance of high-speed EMUs[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(1): 70–73, 154.
- [2] YAO Yuan, LI Guang, SARDAHI Y, et al. Stability enhancement of a high-speed train bogie using active mass inertial actuators[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2019, 57(3): 389–407.
- [3] 黎剑锋, 王凯平, 向贤虎, 等. 高速动车组半主动悬挂系统的研究[J]. *铁道学报*, 2013, 35(7): 21–25.
LI Jianfeng, WANG Kaiping, XIANG Xianhu, et al. Study on semi-active suspension systems of high-speed EMU[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2013, 35(7): 21–25.
- [4] QAZIZADEH A, PERSSON R, STICHEL S. On-track tests of active vertical suspension on a passenger train[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2015, 53(6): 798–811.
- [5] YU Miao, LIAO C R, CHEN W M, et al. Study on MR semi-active suspension system and its road testing[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2006, 17(8/9): 801–806.
- [6] 李忠继, 戴焕云, 曾京. 半主动悬挂高速列车稳定性研究[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(4): 116–125.
LI Zhongji, DAI Huanyun, ZENG Jing. Study on the stability of the high-speed train with semi-active suspension[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(4): 116–125.
- [7] MORATO M M, NGUYEN M Q, SENAME O, et al. Design of a fast real-time LPV model predictive control system for semi-active suspension control of a full vehicle [J]. *Journal of the Franklin Institute*, 2019, 356(3): 1196–1224.
- [8] WANG D H, LIAO W H. Semi-active suspension systems for railway vehicles using magnetorheological dampers. Part I: system integration and modelling[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2009, 47(11): 1305–1325.
- [9] STRECKER Z, ROUPEC J, MAZÚREK I, et al. Limiting factors of the response time of the magnetorheological damper[J]. *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, 2015, 47(2): 541–550.
- [10] SUN Shuaishuai, DENG Huaxia, LI Weihua, et al. Improving the critical speeds of high-speed trains using magnetorheological technology[J]. *Smart Materials and Structures*, 2013, 22(11): 115012.
- [11] NGUYEN S D, CHOI S B, NGUYEN Q H. A new fuzzy-disturbance observer-enhanced sliding controller for vibration control of a train-car suspension with magnetorheological dampers[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 105: 447–466.
- [12] 张文昌. 高速列车横向减振器参数优化及半主动控制硬件在环试验研究[D]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2018.
ZHANG Wenchang. Parameters optimization of high speed train lateral damper and semi-active control study based on HIL[D]. Shijiazhuang: Shijiazhuang Tiedao University, 2018.
- [13] 王修勇, 龚禹, 孙洪鑫, 等. 磁流变阻尼器滞回参数模型研究[J]. *土木工程学报*, 2014, 47(S1): 113–117.
WANG Xiuyong, GONG Yu, SUN Hongxin, et al. Hysteresis parameters model of magnetorheological damper[J]. *China Civil Engineering Journal*, 2014, 47(S1): 113–117.
- [14] 彭虎, 张进秋, 刘义乐, 等. 基于改进双 Sigmoid 模型的磁流变减振器力学建模研究[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(15): 216–222.
PENG Hu, ZHANG Jinqiu, LIU Yile, et al. MR damper's modeling based on improved dual-Sigmoid model[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(15): 216–222.
- [15] 梅真, 高毅超, 郭子雄. 磁流变阻尼器动力性能测试与建模[J]. *振动测试与诊断*, 2017, 37(3): 553–559, 632.
MEI Zhen, GAO Yichao, GUO Zixiong. Dynamic testing and modeling of a magnetorheological damper[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2017, 37(3): 553–559, 632.
- [16] ZONG Luhang, GONG Xinglong, XUAN Shouhu, et al. Semi-active H_∞ control of high-speed railway vehicle suspension with magnetorheological dampers[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2013, 51(5): 600–626.
- [17] 郭孔辉, 隋记魁, 宋晓琳, 等. 高速车辆横向减振器模糊天棚半主动控制研究[J]. *工程设计学报*, 2012, 19(3): 174–181.
GUO Konghui, SUI Jikui, SONG Xiaolin, et al. Analysis of fuzzy sky-hook semi-active control method for high-speed railway vehicle lateral damper[J]. *Chinese Journal of Engineering Design*, 2012, 19(3): 174–181.
- [18] 郭孔辉, 隋记魁, 郭耀华. 基于天棚和地棚混合阻尼的高速车辆横向减振器半主动控制[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(2): 18–23.
GUO Konghui, SUI Jikui, GUO Yaohua. Semi-active

- control method for a high-speed railway vehicle lateral damper based on skyhook and groundhook hybrid damping[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2013, 32(2): 18–23.
- [19] 王贞, 王纯鹏, 吴斌. 磁流变阻尼器的自适应时滞补偿实时混合试验[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(15): 190–195, 201.
- WANG Zhen, WANG Chunpeng, WU Bin. Adaptive time delay compensation method for real-time hybrid tests of MR dampers[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(15): 190–195, 201.
- [20] 陈士安, 祖广浩, 姚明, 等. 磁流变半主动悬架时滞的LQG-Pade逼近合拍控制[J]. *机械设计与制造*, 2017(7): 14–18.
- CHEN Shian, ZU Guanghao, YAO Ming, et al. LQG-pade approximation rhythmic control for time delay of magneto-rheological semi-active suspension[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2017(7): 14–18.
- [21] 祖广浩. 磁流变半主动悬架的史密斯预估器—泰勒级数扩展LQG时滞补偿控制[D]. 镇江: 江苏大学, 2016.
- ZU Guanghao. Smith predictor-Taylor series extended LQG delay compensation control for magnetorheological semi-active suspension[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2016.
- [22] ZHAI Wanming, LIU Pengfei, LIN Jianhui, et al. Experimental investigation on vibration behaviour of a CRH train at speed of 350 km/h[J]. *International Journal of Rail Transportation*, 2015, 3(1): 1–16.
- [23] 罗仁, 石怀龙. 铁道车辆系统动力学及应用[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2018.
- LUO Ren, SHI Huailong. Dynamics of railway vehicle systems and application[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2018.

(编辑 阳丽霞)