

文章编号: 1001-4888(2010)02-0143-08

磁流变阻尼器半主动控制方法的实验研究^{*}

宗路航¹, 陈现敏¹, 郭朝阳¹, 黎剑锋², 薛群², 冯江华², 龚兴龙¹

(1. 中国科学技术大学 近代力学系, 中国科学院材料力学行为与设计重点实验室, 安徽合肥 230027;

2. 株洲电力机车研究所, 湖南株洲 412001)

摘要: 由于磁流变阻尼器是一种高度非线性的装置, 因此建立与之相适应的控制系统是半主动控制问题的关键。本文采用改进的 Bingham 模型建立了磁流变阻尼器的动力学特性模型, 根据天棚阻尼开关控制、天棚阻尼连续控制和模糊控制三种控制方法, 确立了从系统速度响应到磁流变阻尼器励磁电流之间的关系, 并开发了一套半主动控制系统。在一个两自由度的简化车辆试验平台上进行半主动控制试验, 对比研究了三种控制方法的控制效果。实验结果表明, 在 1.3Hz~2.0Hz 的低频段内, 开关控制的最佳减振效果为 15.1%, 连续控制的最佳减振效果为 14.9%, 模糊控制的最佳减振效果为 20.1%。可见, 三种控制方法都能有效的减小车体的振动, 模糊控制的减振效果最佳。

关键词: 磁流变阻尼器; 天棚阻尼; 开关控制; 连续控制; 模糊控制

中图分类号: TH703.62 **文献标识码:** A

0 引言

随着高速列车速度的提高, 列车车体的振动不断增大, 严重影响到列车的运行安全性和乘坐舒适性。对车体振动进行半主动控制是改善机车车辆运行品质的一条有效途径^[1,2]。基于磁流变阻尼器(MR 阻尼器)的半主动控制, 具有所需能量小、失效安全性高等优点, 受到广泛关注^[3]。由于 MR 阻尼器是一种高度非线性的控制装置, 因此建立与之相适应的控制系统是关键问题^[4]。天棚阻尼控制无需建立数学模型, 且控制简单、实用性好, 在半主动控制方面已有应用^[1,5,6]; 模糊逻辑控制具有无需建立数学模型、有较强鲁棒性等特点, 在振动控制领域展现出诱人前景^[7], 李锐等将一种含有控制级和协调级的分级模糊控制应用于汽车减振中, 有效地提高了汽车的乘坐舒适性和操纵稳定性^[8], 杨建伟等采用模糊控制对高速列车进行仿真, 取得了较好的减振效果^[9]。

本文尝试采用一种改进的 Bingham 模型建立磁流变阻尼器的动力学特性模型, 根据天棚阻尼开关控制、天棚阻尼连续控制和模糊控制三种控制方法, 确立从系统速度响应到磁流变阻尼器控制电压之间的关系, 并采用加速度传感器和 DSP 技术开发一套半主动控制系统, 在一个两自由度的简化车辆试验平台上对三种控制方法进行试验研究。

1 磁流变阻尼器及控制模型

本研究中采用自制的内通道式磁流变阻尼器。该阻尼器最大拉伸尺寸 420mm, 最小压缩尺寸 350mm, 筒径 45mm, 活塞杆直径 12mm, 发生磁流变效应的固定平板间隙为 2mm, 响应时间小于 14ms。

在半主动控制中, 常常需要根据计算阻尼力求得磁流变阻尼器的控制电流。改进的 Bingham 模型

^{*} 收稿日期: 2009-12-04; 修订日期: 2010-03-10

通讯作者: 龚兴龙(1966-), 男, 教授, 博士生导师。主要从事电磁流变材料和振动控制的研究。E-mail: gongxl@ustc.edu.cn

由于模型简单,且在屈服后的准确性很好,常被用来反推磁流变阻尼器的控制电流。该模型中阻尼力由粘滞阻尼力、库仑阻尼力和储能器偏置力三部分组成。当阻尼器几何尺寸确定后,储能器偏置力就确定了;假设磁流变液的粘度系数为常数,则粘滞阻尼力只是活塞运动速度的函数;库仑阻尼力只是磁流变液屈服应力的函数,屈服应力受磁场强度控制,因而可以认为库仑阻尼力只是励磁电流的函数。基于上述分析,得到阻尼力 F_d 与活塞速度 V_{rel} 、励磁电流 I 的关系为:

$$\begin{cases} F_d = F_M \text{sgn}(V_{rel}) + C_b V_{rel} - f_0 \\ F_M = A + B \cdot I \end{cases} \quad (1)$$

式中 F_M 是库仑阻尼力,为励磁电流的函数; C_b 为屈服后的粘性阻尼系数; f_0 为由气体储能器的气压产生的偏置力。采用最小二乘法对阻尼器的试验数据进行拟合,得到改进的 Bingham 模型的参数为: $C_b=818.7\text{Ns/m}$, $f_0=23.75\text{N}$, $A=2.91$, $B=78.43$ 。图 1 是磁流变阻尼器阻尼力、控制电流和速度之间关系的测试值和仿真曲线,从图中可以看出仿真曲线基本反映了三者的非线性函数关系。

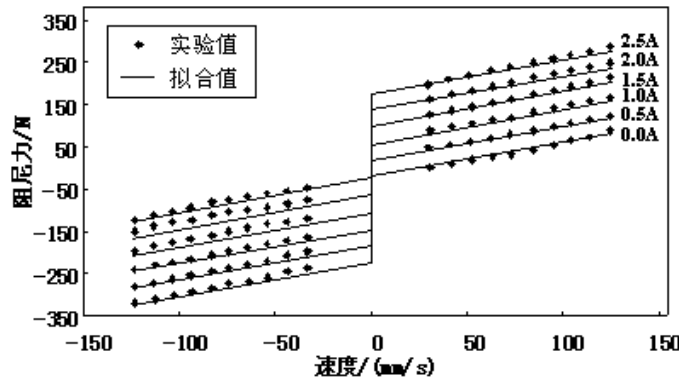


图 1 磁流变阻尼器的动力学特性

Fig. 1 Dynamical property of MR damper

2 控制算法

2.1 天棚阻尼控制

天棚阻尼控制假设一个虚拟的“天棚阻尼器”连接在一个固定的刚性墙和车体之间,天棚阻尼器直接作用于车体,从而大幅度降低车体的振动。虽然在这个位置安装阻尼器在物理上无法实现,但可以由安装于车体与转向架间的实际磁流变阻尼器来模拟实现,如图 2 所示。

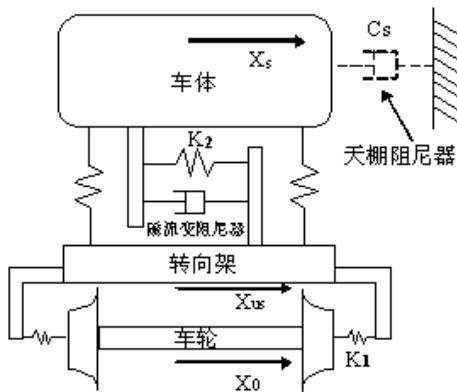


图 2 天棚阻尼控制示意图

Fig. 2 Schematic plot of Sky-hook control

当车体的速度和车体相对于转向架的速度的乘积大于零时,提供天棚阻尼力;当两者的乘积小于零,不提供天棚阻尼力。天棚阻尼控制原理如式(2):

$$F_d = \begin{cases} -c_{sky} \dot{x}_s & \dot{x}_s (\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) \geq 0 \\ 0 & \dot{x}_s (\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) < 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中 \dot{x}_s 为车体的速度; \dot{x}_{us} 为转向架的速度。

在实际控制中,天棚阻尼力是由安装在车体和转向架之间的磁流变阻尼器提供,用 Bingham 模型来描述磁流变阻尼器的阻尼力:

$$\begin{cases} F_d = F_M \text{sgn}(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) + C_b (\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) - f_0 \\ F_M = A + B \times I \end{cases} \quad (3)$$

由磁流变阻尼器的阻尼力与天棚阻尼力相等可得到励磁电流,又由于阻尼器励磁电流有一个最大限度 I_{max} ,实际输出的电流 I 应该取理论计算值与 I_{max} 中的较小值。由此可得到磁流变阻尼器的励磁电流与系统速度响应的关系如下:

$$I = \begin{cases} I_{\max} & \dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) \geq 0 \ \& \ I > I_{\max} \\ [-c_{ky}\dot{x}_s + f_0 - C_b(\dot{x}_s - \dot{x}_{us})\text{sgn}(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) - A]/B & \dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) \geq 0 \ \& \ I \leq I_{\max} \\ 0 & \dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) < 0 \end{cases} \quad (4)$$

因为该控制算法要求磁流变阻尼器的励磁电流根据系统的速度响应实时连续调节,故可称之为天棚阻尼连续控制算法。

基于简单性和实用性考虑,取消励磁电流的连续变化,得到基于两状态的天棚阻尼开关控制算法。此时磁流变阻尼器的控制电流与系统速度响应的关系为:

$$I = \begin{cases} I_{on} & \dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) \geq 0 \\ 0 & \dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) < 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中的 I_{on} 为 on 状态的控制电流,off 状态的控制电流为 0。在该控制算法中,阻尼器励磁电流只在开关两种状态间切换,不需要连续调节,其优点是结构简单,控制可靠性高,但是由于开关控制的不连续性,可能在开关平面附近产生颤振^[10]。

2.2 模糊控制

磁流变液阻尼器存在非线性、时变性和迟滞,难以建立精确模型。模糊控制器在设计系统时不需建立被控对象的数学模型,具有动态特性较好、鲁棒性强等特点,适合于磁流变液阻尼器系统的控制。模糊半主动控制策略如图 3 所示,模糊控制器以车体的速度和相对速度作为输入,根据控制规则进行模糊推理,输出适当的控制电压。

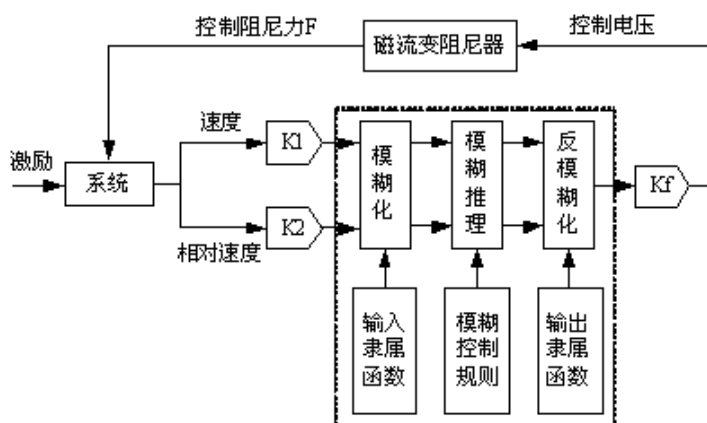


图 3 模糊半主动控制示意图

Fig. 3 General structure of a fuzzy control system

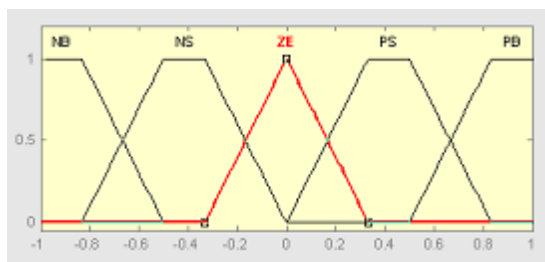


图 4 输入隶属函数

Fig. 4 Membership function of input

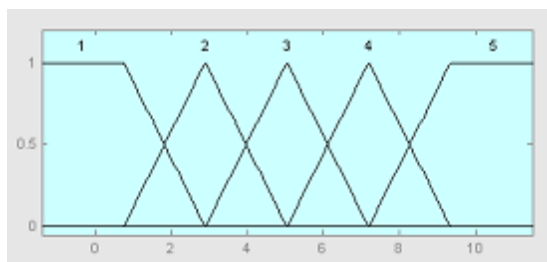


图 5 输出隶属函数

Fig. 5 Membership function of output

模糊控制器的输入变量为车体的速度和相对速度响应,通过选取合适的量化因子 k_1 和 k_2 ,对输入变量进行归一化处理,归一化后的输入分为 5 个模糊子集 {NB, NS, ZE, PS, PB},其中 NB 为负大,NS 为负小,ZE 为零,PS 为正小,PB 为正大,输入变量的隶属函数如图 4 所示。模糊控制器的输出变量为磁流变阻尼器的控制电压 V ,分为 5 个模糊子集 {1, 2, 3, 4, 5},其隶属函数如图 5 所示,通过输出比例因

子 k_f 调节实际的控制电压。

设计和调整模糊控制规则的准则是降低车体的振动,根据天棚阻尼策略得到一张由 25 条模糊语句组成的控制规则,见表 1。模糊推理方法采用 mamdani 极大极小法,去模糊化采用 min-max 重心法。

表 1 模糊控制规则

Tab.1 Fuzzy control rules

控制电压		速度				
		NB	NS	ZE	PS	PB
相 对 速 度	NB	5	4	3	1	1
	NS	4	3	2	1	1
	ZE	3	2	1	2	3
	PS	1	1	2	3	4
	PB	1	1	3	4	5

3 试验系统及控制系统

3.1 试验系统

半主动控制试验系统由简化车辆模型、信号采集系统、控制系统、执行部件和评价系统五部分组成,如图 6 所示。

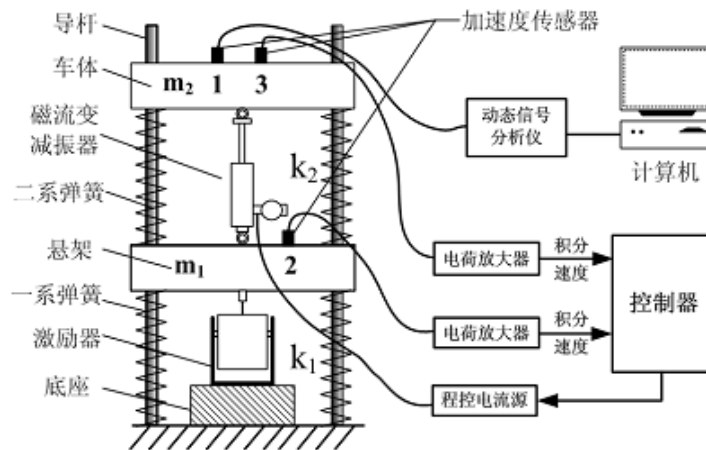


图 6 半主动控制试验系统

Fig. 6 Semi-active control experimental system

实际的车辆系统非常复杂,建模存在一定的困难,为了便于对比分析不同控制算法的减振效果,本文对车辆系统进行简化,建立了一个以轮对对转向架的作用力为激励信号,只考虑转向架和车体横向运动的两自由度振动平台。列车的横向振动在固有频率附近最大,因此本文主要研究对比不同控制算法在车体横向固有频率附近的减振效果,在设计模型时使模型的固有频率与列车车体横向振动的固有频率相近。又由于两自由度系统中,横向振动与垂向振动的本质是一致的,出于简单和便利性考虑,用垂向振动取代横向振动。

该振动平台模型主要由导杆、车体质量块、悬架质量块、一系弹簧、二系弹簧、电磁激励器和底座等组成。车体和悬架之间通过二系弹簧和 4 根导杆相连,由于导杆限制质量块只能在垂直平面内运动。悬架和底座之间通过一系弹簧相连,电磁激励器安装在悬架质量块下方,计算机通过动态信号分析仪来控制激励器的运动,给车辆模型提供激励源。磁流变阻尼器安装在车体质量块和悬架质量块之间,通过控制器控制阻尼器的励磁电流,减小车体的振动。

简化车辆模型上布置有三个加速度传感器,其中 1 号和 3 号加速度传感器安装在车体质量块上,用来测量车体的垂向加速度,2 号加速度传感器安装在悬架质量块上,用来测量悬架的垂向加速度。1 号

和 2 号加速度传感器测得的信号为控制器的输入信号,用来控制磁流变阻尼器;3 号加速度传感器、动态信号分析仪和计算机构成振动评价系统,评价半主动减振效果。

简化车辆模型的参数如下:车体质量 m_2 为 100kg,转向架质量 m_1 为 80kg,一系弹簧刚度 k_1 为 24.24kN/m,二系弹簧刚度 k_2 为 12.12kN/m。模型具有两个自由度,分别为车体和转向架的垂向运动,其力学模型如图 7 所示。

模型的振动微分方程为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_1 - x_2) + k_1 x_1 = F(t) - U(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_0(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) = U(t) \end{cases} \quad (6)$$

式中 c_0 为磁流变阻尼器的初始阻尼; $U(t)$ 为磁流变阻尼器的可控阻尼力; $F(t)$ 为激励器提供的激励力。当不考虑磁流变阻尼器时,该模型的第一阶频率为 1.54Hz,第二阶频率为 2.36Hz,此固有频率与高速列车车体横向振动固有频率接近^[1]。

3.2 控制系统

为了满足半主动控制实时性高的要求,开发了基于 DSP 技术的半主动控制系统。DSP 技术实时性好,运算速度快,能大大提高了控制系统的实时性。控制系统由信号采集系统、控制器、执行部件三部分组成,如图 8 所示。

控制系统的工作流程为:通过加速度传感器采集到车辆模型的加速度信号,经电荷放大器放大和积分处理得到速度信号,再经过电平转换电路转化,得到 DSP 芯片的片内 A/D 能采集的信号,主处理器根据采集到的速度信号进行半主动控制运算,输出控制电压信号,程控电流源根据电压信号输出励磁电流,控制磁流变阻尼器,对列车模型实现半主动控制。

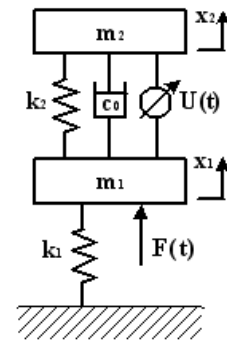


图 7 车辆系统的力学模型

Fig. 7 Mechanical model of the vehicle system

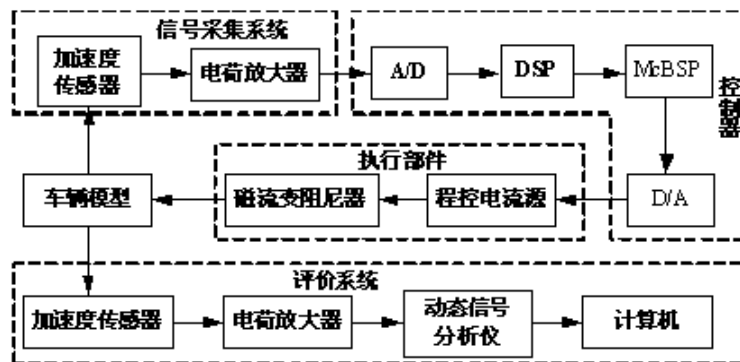


图 8 半主动控制系统的结构框图

Fig. 8 Structure of the semi-active control system

为了便于应用,将控制卡、程控电流源以及这些控制卡所需的电源集成在一个机箱里,组成一个完整的磁流变阻尼器控制系统,如图 9 所示。

4 试验比较

影响列车乘坐舒适性的频率主要集中在低频段,由《人体承受全身振动评价》^[11]可知水平振动的敏感频率范围为 0.5Hz~2Hz,而列车车体横向振动的固有频率在 1.5Hz 附近^[1]。因此,试验中采用电磁激励器输出的低频正弦激励力作为输入信号,频率从 1.3Hz 到 2.0Hz,研究磁流变阻尼器在车体横向振动固有频率附近的减振性能。采用开关控制、连续控制和模糊控制三种半主动控制策略对磁流变阻尼器进行控制。为评价半主动控制的效果,将其与被动控制进行对比。被动控制为磁流变阻尼器的励磁电流保持 0A,其阻尼系数为常数。对列车进行半主动控制主要是为了减小车体的振动,故采用车体位移幅值减小的百分比来评定减振效果,按以下公式计算得到:

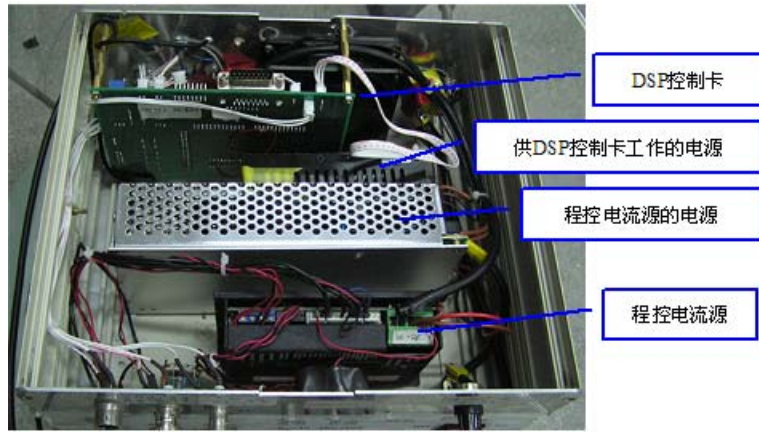


图 9 磁流变阻尼器控制系统实物图

Fig. 9 Photo of the MR damper's control system

$$ef = \frac{A_0 - A_{control}}{A_0} \times 100\% \tag{7}$$

式中 A_0 为被动时车体的位移幅值； $A_{control}$ 为采用半主动控制后车体的位移幅值。为比较控制算法在整个实验频段内的优劣,这里采用平均减振效果来评价,其计算方法为将实验频率内各个频率点的减振效果相加在求平均值。

试验时,先关闭磁流变阻尼器励磁电源,使其处于被动状态,采集安装在车体上的加速度传感器测得加速度信号,经电荷放大器积分后得到车体的位移信号,通过动态信号分析仪输入到计算机中保存;然后打开电源,分别采用三种控制策略对磁流变阻尼器进行半主动控制,记录控制后车体的位移信号。

由采集到的车体位移信号求得各个频率点的位移幅值,根据式(7)计算出三种控制方法的控制效果,得到如图 10 所示的控制效果。从图中知在激励频率为 1.3Hz~2.0Hz 的低频段,三种控制算法能有效的减小车体的振动,验证了三种半主动控制方法的可行性。三种控制方法的减振效果都呈先增加后减小的趋势,其中模糊控制和开关控制在 1.6Hz 时达到最大减振效果,连续控制在 1.8Hz 时达到最大减振效果。三种控制方法的减振效果在各个频率处互有优劣,在 1.3Hz 到 1.8Hz 之间,模糊控制在各个频率点的减振效果大于开关控制连续控制;在 1.9Hz 和 2.0Hz 两个频率处,连续控制的减振效果大于模糊控制和开关控制;而在 1.4Hz 到 1.7Hz 之间,开关控制的减振效果大于连续控制。

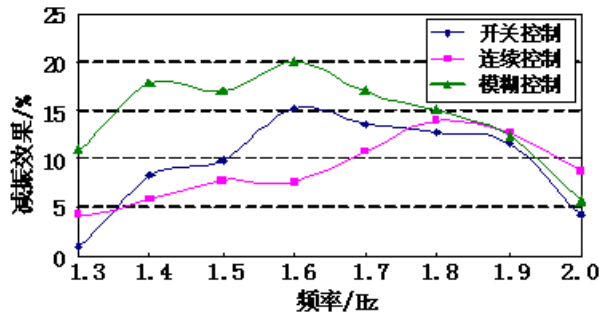


图 10 三种控制算法减振效果

Fig. 10 Damping effects of the three control strategies

表 2 列出了三种控制算法的最优减振效果和平均减振效果,从表中可知模糊控制的最佳减振效果和平均减振效果都大于开关控制和连续控制,连续控制的最佳减振效果和平均减振效果都稍差于开关控制。结合图 10 和表 2,可以确定在 1.3Hz~2.0Hz 的低频段内,模糊控制在整体上要优于开关控制和连续控制,表明在非线性系统中模糊控制更具有优势;开关控制在整体上要稍优于连续控制,原因是由于连续控制中用 Bingham 模型描述磁流变阻尼器特性与实际特性存在一定的误差,导致控制器输出

的控制电流与理想电流也存在一定的误差,从而降低了减振效果。

表2 三种控制算法减振效果比较

Tab.2 Comparison of the three control strategies' damping effects

	最佳减振效果	平均减振效果
开关控制	15.1%	9.6%
连续控制	14.9%	8.9%
模糊控制	20.1%	14.4%

5 结论

本文采用一种改进的 Bingham 模型建立了磁流变阻尼器的动力学特性模型,根据开关控制、连续控制和模糊控制,确立从速度响应到磁流变阻尼器控制电压之间的关系,并在一个两自由度的简化车辆试验平台上,对三种控制方法进行试验研究。结果表明在频率为 1.3Hz~2.0Hz 的低频段,开关控制、连续控制和模糊控制三种控制方法都具有良好的减振效果;模糊控制在整体上要优于开关控制和连续控制,最佳减振效果达到 20.1%,平均减振效果达到 14.4%。

参考文献:

- [1] 佐佐木君章. 改善高速列车的横向乘坐舒适度——半主动悬挂减振装置的应用[J]. 中国铁道学报, 2004, 26(1): 105—115 (Kimiaki SASAKI. Improving Lateral Ride Comfort of High-speed Trains Applying Semi-active Suspension System to High-speed Trains[J]. Journal of the China Railway Society, 2004, 26(1): 105—115(in Chinese))
- [2] 丁问司, 卜继玲, 刘友梅. 我国高速列车横向半主动悬挂系统控制策略及控制方式[J]. 中国铁道科学, 2002, 23(4): 1—7(Ding W S, Bu J L, Liu Y M. Strategy and Method of High-Speed Train Suspension's Lateral Semi-Active Control in China[J]. China Railway Science, 2002, 23(4): 1—7(in Chinese))
- [3] Mansour A. Active/Semi-active Suspension Control Using Magnetorheological Actuators[J]. International Journal of Systems Science, 2006, (1): 35—44.
- [4] 郭朝阳, 黎剑锋, 薛群, 冯江华, 龚兴龙. 内通道式磁流变阻尼器研究[J]. 实验力学, 2008, 23(6): 485—490 (Guo C Y, Li J F, Xue Q, Feng J H, Gong X L. On an Inner-Pass Magnetorheological Damper[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2008, 23(6): 485—490(in Chinese))
- [5] Karnopp D C, Crosby M J, Harwood R A. Vibration Control Using Semi-Active Force Generator [J]. ASME Journal of Engineering of Industry, 1974, (4): 619—626.
- [6] Sasaki K. A Later Semi-active Suspension of Tilting Train[J]. Quarterly Report of RTRI, 2000, 41(1):11—15.
- [7] Pal K L, Venhovens P J. Investigation on Stability and Possible Chaotic Motions in the Controlled Wheel Suspension System[J]. Vehicle System Dynamics, 1992, 21(5): 269—296.
- [8] 李锐, 余淼, 陈伟民, 廖昌荣, 董小闵. 基于磁流变减振器的汽车悬架振动控制[J]. 机械工程学报, 2005, 41(6): 128—132(Li R, Yu M, Chen W M, Liao C R, Dong X M. Control of Automotive Suspensions Vibration Via Magnetorheological Damper[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2005, 41(6): 128—132(in Chinese))
- [9] 杨建伟, 黄强. 基于模糊控制的高速车辆横向半主动悬挂仿真[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(12): 3542—3546 (Yang J W, Wang Q. Simulation of Lateral Semi-active Suspension for High-speed Railway Vehicle Based on Fuzzy Control[J]. Journal of System Simulation, 2006, 18(12): 3542—3546(in Chinese))
- [10] Ivers D E, Miller L R. Experimental Comparison of Passive, Semi-active ON/OFF and Semi-active Continuous Suspension[J]. SAE Technical Paper Series, 1989, 98: 1258—1265.
- [11] ISO2631/1-1985. Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration, Part 1: General Requirements[S].

Experimental Study on the Semi-Active Control Strategies of Magnetorheological Damper

ZONG Lu-hang¹, CHEN Xian-min¹, GUO Chao-yang¹, LI Jian-feng²,
XUE Qun², FENG Jiang-hua², GONG Xing-long¹

(1. Department of Modern Mechanics, University of Science & Technology of China, Hefei 230027, China;

2. Zhuzhou Electric Locomotive Research Institute, Hunan 412001, China)

Abstract: Because Magnetorheological damper (MR damper) is a highly nonlinear device, how to build the corresponding control system is the key to semi-active control problems. In this paper, a dynamic property model of MR damper was built by using an improved Bingham model. According to the skyhook on-off control strategy, the skyhook continuous control strategy and the fuzzy control strategy, the relationship from the velocity response to the MR damper's control current was determined respectively. A semi-active control system was also manufactured. Semi-active control experiments were carried out on a simplified vehicle platform with two DOF. The damping effects of the three control strategies were compared and analyzed. Experimental results show that, in the low frequency range of 1.3Hz~2.0Hz, the best damping effect of the on-off control strategy is 15.1%, the best damping effect of the continuous control strategy is 14.9%, and the best damping effect of the fuzzy control strategy is 20.1%. The results indicate that the vibration of the car body is reduced greatly under the three control strategies, among which the fuzzy control strategy has the best damping effect.

Keywords: MR damper; sky-hook; on/off control; continuous control; fuzzy control