

汽车磁流变半主动悬架系统设计与试验

寇发荣

(西安科技大学机械工程学院, 西安 710054)

摘要: 为了提高汽车的平顺性和行驶稳定性,设计了一种安装双出杆式磁流变减振器的汽车半主动悬架系统。在分析传统的磁流变减振器力学模型的基础上,提出了一种改进的磁流变减振器多项式模型,建立了基于磁流变减振器的半主动悬架系统动力学模型;设计了磁流变减振器物理样机,进行了磁流变减振器的力学特性试验,获得该磁流变减振器的示功特性和速度特性曲线,并利用试验结果进行了模型参数识别与模型验证。考虑时滞对悬架系统的影响,计算了该磁流变半主动悬架的临界时滞,采用 Smith 预估时滞补偿控制策略,设计了磁流变半主动悬架模糊时滞控制器;利用 Matlab 软件进行了磁流变半主动悬架时滞补偿控制仿真对比分析;研制了汽车半主动悬架测试系统,开展了磁流变半主动悬架控制台架试验。仿真与试验结果表明,所研制的磁流变减振器耗能效果良好,控制灵敏;试验建模所获得的改进型磁流变减振器多项式力学模型是正确的。与被动悬架相比,在正弦激励和随机路面谱输入下磁流变半主动悬架的簧载质量加速度下降 30% 左右,减振效果明显。

关键词: 汽车;磁流变减振器;半主动悬架;设计;试验建模;台架试验

中图分类号: U463.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)04-0280-08

Design and Test of Vehicle Semi-active Suspension with Magnetorheological Damper

Kou Farong

(College of Mechanical Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China)

Abstract: To improve ride comfort and stability of vehicle, a kind of semi-active suspension with double pole magnetorheological damper was designed. Based on the analyses of mechanical model for magnetorheological damper, an improved polynomial model of magnetorheological damper was proposed and a dynamic model of semi-active suspension system with magnetorheological damper was established. The physical prototype for magnetorheological damper was made and the mechanical property tests of the magnetorheological damper were completed. The curves of damping force-displacement and damping force-speed were acquired. By using the test results, the model parameters were identified and the improved polynomial mechanical model of the magnetorheological damper was verified. Considering the time-delay impact on the suspension system, the critical time-delay for the magnetorheological suspension was calculated. Smith forecasting compensation control strategy was used and the time-delay fuzzy controller of semi-active suspension with magnetorheological damper was designed. The simulations of time-delay compensation control were carried out by Matlab software. And the test bench systems for semi-active suspension were developed. Then, the tests of the semi-active suspension with magnetorheological damper were done. The simulation and experimental results showed that the magnetorheological damper had good energy dissipation effect, good controllability and the maximum of vibration attenuation function. The improved polynomial mechanical model of the magnetorheological damper was correct. Compared with the passive suspension, sprung mass accelerations for

收稿日期: 2015-12-05 修回日期: 2016-01-19

基金项目: 国家自然科学基金项目(51275403)、陕西省自然科学基金项目(2014JM7271)和中国博士后基金项目(2014M552553XB)

作者简介: 寇发荣(1973—),男,副教授,博士,主要从事车辆动力学与控制研究,E-mail: koufarong@xust.edu.cn

magnetorheological semi-active suspension were dropped by about 30%. The damping effect of the developed semi-active suspension was obvious.

Key words: vehicle; magnetorheological damper; semi-active suspension; design; test modeling; bench test

引言

传统被动悬架因其固有的缺陷而限制了汽车性能的进一步提高,可控悬架已成为汽车悬架技术的发展方向^[1-3]。半主动悬架兼具被动悬架和主动悬架的优点,而且能够达到接近主动悬架的控制效果,是目前最具应用前景的可控悬架形式^[4-8]。磁流变液减振器是一种随外加磁场强度而能改变其流变特性的智能减振装置,具有调节范围宽、温度适应性强、响应速度快、能耗低等优点,非常适合于半主动悬架控制,成为国内外学者研究的热点之一^[9-13]。

建立简单而又精确的磁流变减振器力学模型是设计控制器、实现最佳减振控制效果的主要因素之一。由于磁流变液的流变效应复杂性,目前业内还没有一致公认的力学模型。国内外学者在试验基础上先后提出了许多理论模型^[14-16],如 Bingham 粘塑性模型、双粘塑性模型、Bouc-wen 模型、现象模型、多项式模型等。文献[16]提出了以速度、位移、磁场强度等为输入量的非参数化线性多项式模型,但没有考虑非线性因素对模型的影响。与此同时,时滞对系统的性能影响也极大,甚至会导致反馈控制系统的失稳^[17-19],时滞补偿是消除或减小系统时滞的重要方式。本文针对在磁流变减振器模型、悬架系统控制时滞等方面存在的问题,设计一种基于双出杆式磁流变减振器的汽车半主动悬架样机,并对其进行试验建模与时滞补偿控制,以期实现理想的控制目标。

1 磁流变半主动悬架系统动力学模型

1.1 半主动悬架系统力学模型

图1为简化的1/4车2自由度汽车半主动悬架力学模型,该模型具有结构简单,能够准确反映簧载质量加速度、悬架动挠度及轮胎动载荷这些车辆本质特性。根据牛顿运动定律,可以得到相应的半主动悬架的运动学方程

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_2 + k_s(x_2 - x_1) + c_s(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = u \\ m_u \ddot{x}_1 - k_s(x_2 - x_1) - c_s(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_t(x_1 - z) = -u \end{cases}$$

(1)

式中 m_s ——簧载质量 m_u ——非簧载质量
 k_s ——悬架刚度 k_t ——轮胎刚度

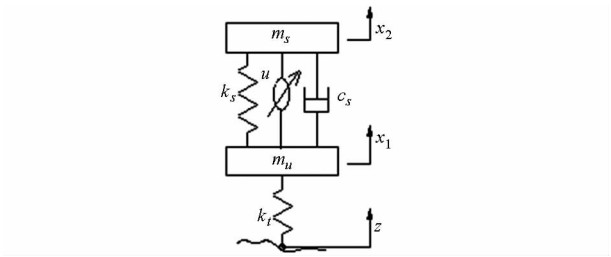


图1 2自由度半主动悬架力学模型
Fig.1 Dynamic model of semi-active suspension with two degree of freedom

- c_s ——粘滞阻尼系数
- x_2 ——簧载质量位移
- x_1 ——非簧载质量位移
- z ——路面位移激励
- u ——可控阻尼力

分别选取输入变量 X 、输出变量 Y 为

$$X = [x_2 - x_1 \quad \dot{x}_2 \quad x_1 - z \quad \dot{x}_1]^T$$
$$Y = [\ddot{x}_2 \quad x_2 - x_1 \quad k_t(x_1 - z) \quad \dot{x}_2]^T$$

根据输入与输出变量,可以得到相应的2自由度半主动悬架状态方程

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + Bu \\ Y = CX + Du \end{cases}$$

(2)

其中

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_s} \\ -1 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_u} \end{bmatrix}$$
$$C = \begin{bmatrix} -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_t & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_s} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

1.2 磁流变减振器的力学模型

文献[16]的磁流变减振器多项式模型将阻尼力的磁滞回线分为上下两部分,其中上半环的活塞加速度为负,下半环的活塞加速度为正,其阻尼力为

$$u = \sum_{i=0}^n a_i v^i$$

(3)

其中
$$a_i = b_i + c_i I$$

(4)

式中 a_i ——多项式模型拟合系数
 $b_i、c_i$ ——试验数据拟合的常数
 v ——活塞相对速度
 I ——控制电流

由于活塞杆相对缸体运动加速度方向的可变性,研究中将上下两滞回回路关于速度多项式分开拟合为

$$u = \sum_{i=0}^n a_i v^i \Rightarrow \begin{cases} u_1 = \sum_{i=0}^n a_{i1} v^i & (\dot{v} \geq 0) \\ u_2 = \sum_{i=0}^n a_{i2} v^i & (\dot{v} \leq 0) \end{cases} \quad (5)$$

式中 $u_1、u_2$ ——下、上滞回环阻尼力
 $a_{i1}、a_{i2}$ ——下、上滞回环阻尼力拟合系数

式(4)中模型系数 a_i 与控制电流 I 之间的关系是通过回归方法拟合得到的。考虑 a_i 与 I 之间的非线性因素影响,忽略其他因素作用,提出了改进的模型系数 a_i 与控制电流 I 的函数关系模型

$$a_i = \begin{cases} a_{i1} = b_{i1} I^2 + c_{i1} I + d_{i1} & (\dot{v} \geq 0) \\ a_{i2} = b_{i2} I^2 + c_{i2} I + d_{i2} & (\dot{v} \leq 0) \end{cases} \quad (i=0,1,2,\dots,n) \quad (6)$$

式中 $b_{i1}、c_{i1}、d_{i1}$ ——下滞回环阻尼力系数
 $b_{i2}、c_{i2}、d_{i2}$ ——上滞回环阻尼力系数
经过改进后的磁流变减振器力学模型可表示为

$$u = \sum_{i=0}^n a_i v^i \Rightarrow \begin{cases} u_1 = \sum_{i=0}^6 a_{i1} v^i = \sum_{i=0}^6 (b_{i1} I^2 + c_{i1} I + d_{i1}) v^i & (\dot{v} \geq 0) \\ u_2 = \sum_{i=0}^6 a_{i2} v^i = \sum_{i=0}^6 (b_{i2} I^2 + c_{i2} I + d_{i2}) v^i & (\dot{v} \leq 0) \end{cases} \quad (7)$$

2 磁流变减振器设计及试验建模

2.1 结构设计

该磁流变减振器采用双出杆结构,其伸出杆一端伸出腔体,另一端包于腔体内。采用剪切和流动共同作用的混合模式^[20],以保证汽车悬架有足够的动挠度,其安装及外观尺寸符合 QC/T 491—1999《汽车筒式减振器尺寸系列及技术条件》。所设计研制的磁流变减振器如图 2 所示。

该磁流变减振器由缸筒、活塞、节流孔、导杆及磁流变液等组成,其基本尺寸为:缸筒外径 58 mm,缸筒内导杆直径 14 mm,活塞长度 134 mm,最大工作行程 ±25 mm,能够承受的最大电流 1.2 A,额定功率 4 W。缸筒内活塞上缠有线圈,线圈通过导杆

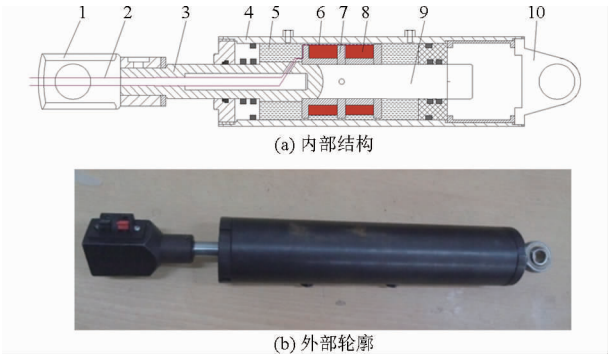


图 2 磁流变减振器样机

Fig. 2 Developed magneto-rheological fluid damper

1. 上吊耳 2. 导线 3. 连接杆 4. 缸筒 5. 磁流变液 6. 阻尼通道 7. 活塞 8. 线圈 9. 导杆 10. 下吊耳

引出。

2.2 力学特性试验

试验方案与试验系统如图 3 所示。磁流变减振器上端固定于上横梁(与试验台支架相连)而保持不动,下端承受模拟路面的激励。依据 QC/T545—1999《汽车筒式减振器台架试验方法》,对磁流变减振器开展力学特性试验,获得其示功特性及速度特性。试验中,采用输入频率为 1、2、3、4 Hz,振幅为 5、10、15 mm 的正弦信号。根据磁流变减振器的参数,确定试验中控制的电流为 0、0.2、0.4、0.6、0.8、1.0 A。



图 3 减振器试验现场

Fig. 3 Scene of damper test

通过减振器力学特性试验,分别获得了磁流变减振器的阻尼力-活塞位移的关系曲线(示功特性)、阻尼力-活塞速度的关系曲线(速度特性),如图 4、图 5 所示。

由图 4 和图 5 结果看出,该磁流变减振器的阻尼力-活塞位移曲线比较饱满,衰减振动与耗能效果良好;阻尼力伴随着减振器速度的增加而增加,在速度正负区呈分段线性分布,这与磁流变减振器的阻尼力是由粘滞阻尼力和可控阻尼力两部分组成是吻合的。

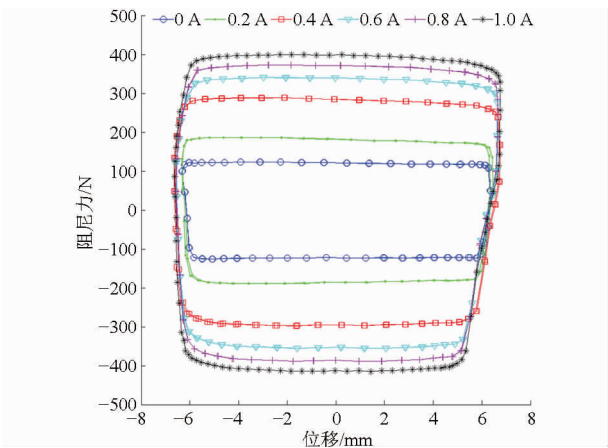


图 4 阻尼力-位移曲线

Fig. 4 Damping force-displacement curves

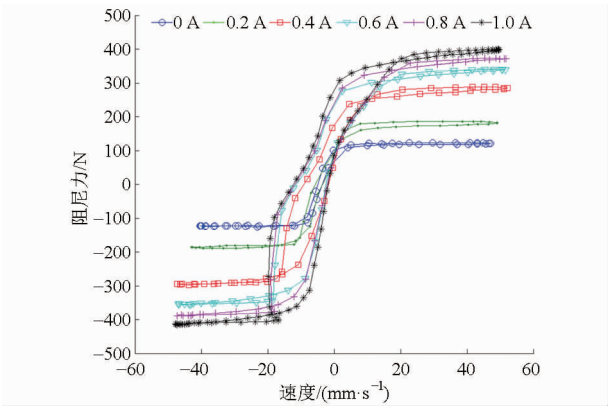


图 5 阻尼力-速度曲线

Fig. 5 Damping force-speed curves

2.3 模型参数识别方法

根据减振器力学特性试验数据,对式(7)中的磁流变减振器的多项式模型进行参数识别。通过 Matlab 的曲线拟合工具箱分析,得出多项式为 6 阶时曲线拟合效果最佳,因此 n 值选取为 6。此时 a_{i1} 参数包括 a_{01} 、 a_{11} 、 a_{21} 、 a_{31} 、 a_{41} 、 a_{51} 、 a_{61} , a_{i2} 参数包括 a_{02} 、 a_{12} 、 a_{22} 、 a_{32} 、 a_{42} 、 a_{52} 、 a_{62} 。通过 Matlab 中 CFTOOL 拟合工具箱,进行试验数据进行拟合运算,

从而得到所求参数。

2.4 模型仿真与试验结果对比验证

在 1 Hz、10 mm 正弦路谱输入、0.4 A 控制电流作用下,该磁流变减振器的传统多项式模型仿真、改进型多项式模型仿真与试验拟合结果如图 6 所示。

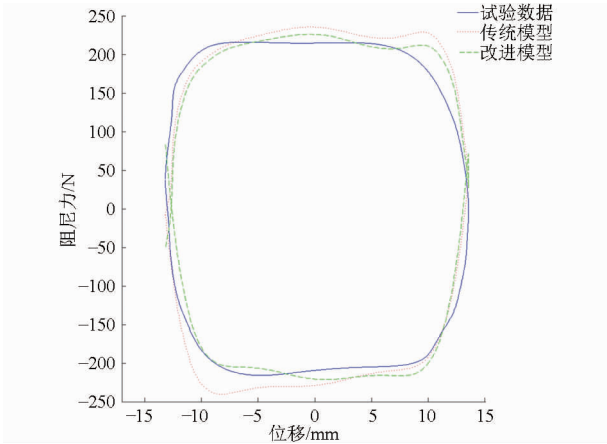


图 6 阻尼力-位移拟合曲线

Fig. 6 Damping force-displacement fitting curves

图 7 给出了不同频率下阻尼力-位移仿真数据与实测数据的拟合效果对比图,进一步验证了试验建模的正确性。

由图 6、图 7 可以看出,所建改进的磁流变多项式模拟仿真曲线效果较好,较好地反映了其力学特性,与试验结果曲线基本吻合,在一定程度上说明了所建模型的正确性。

3 磁流变半主动悬架模糊时滞控制器设计

3.1 半主动悬架模糊控制器设计

以簧载质量位移偏差 e 及其变化率 e_c 作为输入信号,并将输入信号进行模糊化处理后得到模糊量。根据经验公式进行模糊决策,将输出解模糊化处理得到输出数值,最终将输出数值乘以比例因子得到最终输出可控阻尼力^[21-23]。

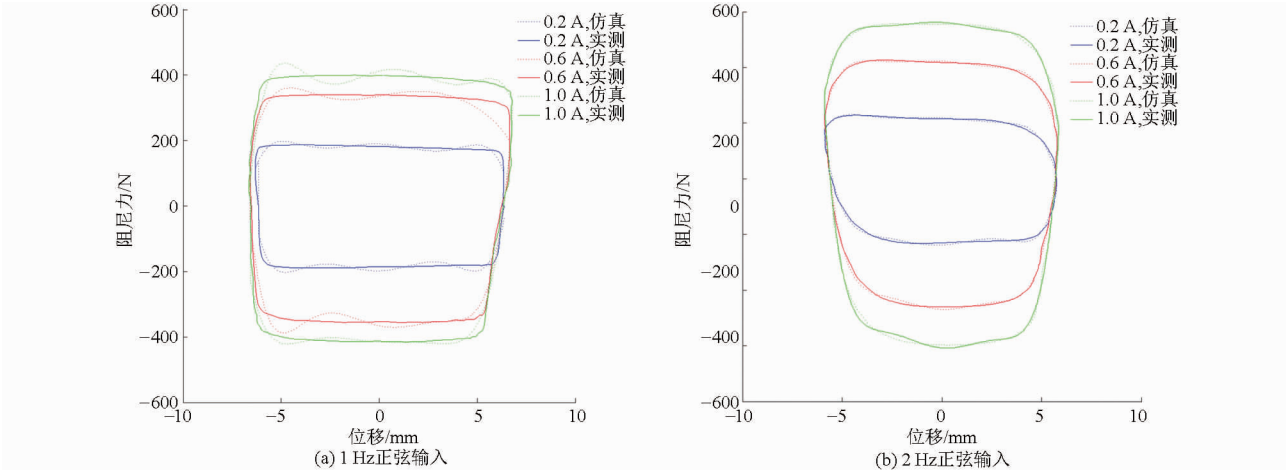


图 7 不同频率下的阻尼力-位移曲线

Fig. 7 Damping force-displacement curves under different frequencies

该模糊控制器的输入、输出量均采用 7 个模糊集合表示它们的模糊状态,即正大(PB)、正中(PM)、正小(PS)、零(ZE)、负小(NS)、负中(NM)、负大(NB);输入量 e 、 e_c 的基本论域为 $[-6, 6]$,输出量 u 的基本论域为 $[-6, 6]$ 。为了得到良好的控制精度,采用三角形隶属函数,解模糊化采用重心法。利用 Matlab 软件对模糊控制器进行设计,得到其输入输出曲面,如图 8 所示。

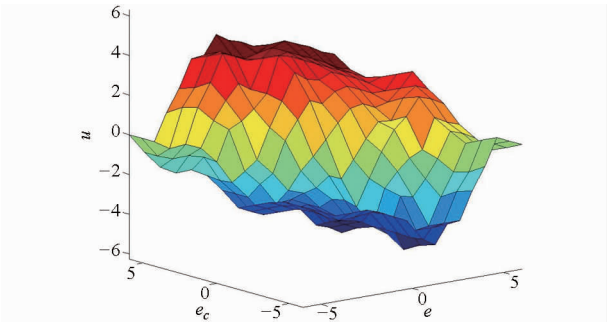


图 8 模糊推理系统的输入输出曲面
Fig. 8 Input and output surface of fuzzy inference system

3.2 半主动悬架模糊时滞补偿控制器设计

3.2.1 磁流变半主动悬架临界时滞计算

对磁流变半主动悬架进行时滞补偿控制,首先应分析磁流变半主动悬架的临界时滞,这里假定该磁流变减振器的时滞为 τ 。磁流变减振器的阻尼可分为粘滞阻尼和可控阻尼两部分,即 $c = c_s + c_r$ 。阻尼控制力 $u = c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$,可得出时滞的产生主要取决于速度通道。假设系统的时滞是单一时滞,则可推导含时滞的 2 自由度悬架系统的运动学方程为

$$\begin{cases} m_u \ddot{x}_1 - k_s(x_2 - x_1) - c_s(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_t(x_1 - z) - \\ \quad c_r[\dot{x}_2(t - \tau) - \dot{x}_1(t - \tau)] = 0 \\ m_s \ddot{x}_2 + k_s(x_2 - x_1) + c_s(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \\ \quad c_r[\dot{x}_2(t - \tau) - \dot{x}_1(t - \tau)] = 0 \end{cases} \quad (8)$$

根据含时滞的线性常微分方程理论^[24],式(8)的解形式为

$$x_r(t) = X_r e^{\lambda t} \quad (9)$$

式中 $r = 1, 2$ 。

将式(9)代入方程(8),并根据非零解条件得到特征方程

$$\begin{vmatrix} m_u \lambda^2 + c_r \lambda e^{-\lambda \tau} + c_s \lambda + k_s + k_t & -c_s \lambda - c_r \lambda e^{-\lambda \tau} - k_s \\ -c_r \lambda e^{-\lambda \tau} - c_s \lambda - k_s & m_s \lambda^2 + c_s \lambda + c_r \lambda e^{-\lambda \tau} + k_s \end{vmatrix} = 0 \quad (10)$$

磁流变半主动悬架系统达到渐进稳定的条件是方程(10)所有的根都有负实部;而系统失稳的临界条件是方程有纯虚根 $\lambda = i\omega$,这里 ω 为系统呈现自激振动的基频^[25]。将 $\lambda = i\omega$ 代入方程(10),分离

其实部和虚部,从而得到该系统有虚根的条件

$$\begin{cases} m_s m_u \omega^4 + k_s k_t - (m_u k_s + m_s k_t + m_s k_s) \omega^2 = 0 \\ [k_t + 5k_s - (m_u + m_s) \omega^2][c_s + \\ \quad c_r(\cos \omega \tau - \sin \omega \tau)] \omega = 0 \end{cases} \quad (11)$$

求解式(11),即可得出失稳的临界时滞

$$\tau = \frac{\arcsin(\sqrt{2}c_s/(2c_r)) + \pi/4}{\omega} \quad (12)$$

该磁流变半主动悬架的基本参数:簧载质量 $m_s = 200$ kg,非簧载质量 $m_u = 30$ kg,悬架刚度 $k_s = 16\,000$ N/m,轮胎刚度 $k_t = 160\,000$ N/m,粘滞阻尼系数 $c_s = 700$ N·s/m,可控阻尼 c_r 为 0 ~ 2 000 N·s/m。根据式(8)计算该车车身的固有频率,代入式(12)则可以得到该磁流变半主动悬架的临界时滞 τ 与可控阻尼 c_r 的变化关系,如图 9 所示。

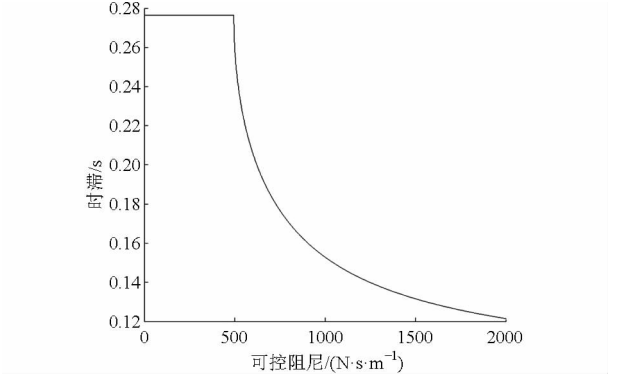


图 9 临界时滞与可控阻尼的变化关系
Fig. 9 Relationship between critical time-delay and controllable damping

3.2.2 模糊时滞补偿控制器的设计

采用了 Smith 预估时滞补偿控制策略,通过引入一个与被控对象相并联的延时反馈环节,以抵消系统中含有的纯滞后环节,从而可以消除或减小时滞对系统减振性能的影响,以提高系统的稳定性。

磁流变减振器的阻尼是实时变化的,因此,可以利用临界时滞的计算式(12),在线计算实时临界时滞,然后将该值反馈到预估时滞补偿器中,从而达到临界时滞动态控制的效果。图 10 为磁流变半主

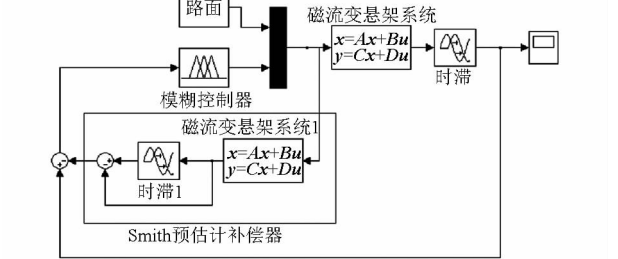


图 10 模糊时滞补偿控制方框图
Fig. 10 Block diagram of fuzzy time-delay compensation control

动悬架模糊时滞补偿控制的 Simulink 方框图。

4 磁流变半主动悬架模糊时滞控制仿真

采用 Matlab 软件工具,对被动悬架、未加时滞补偿控制、加入时滞补偿控制进行了仿真对比分析。图 11 给出了汽车在 40 km/h 车速下在 C 级路面上行驶时悬架响应特性曲线。

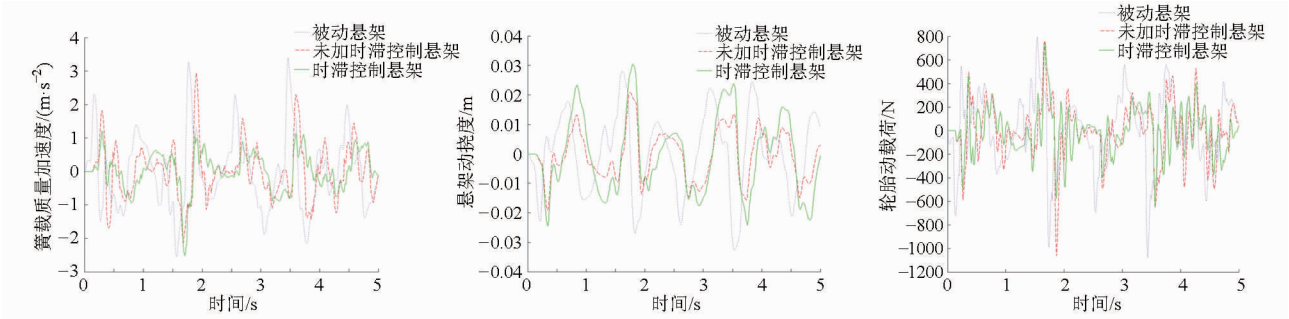


图 11 时滞补偿控制响应特性
Fig. 11 Response characteristics of time-delay control

表 1 悬架响应的均方根

Tab. 1 Root mean square value of suspension response			
悬架类型	簧载质量加速 度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	悬架动 挠度/m	轮胎动载荷/ N
被动悬架	1.097	0.014 8	315.35
模糊控制	0.931	0.009 0	270.58
时滞模糊控制	0.665	0.013 6	220.14

5 磁流变半主动悬架的台架试验

5.1 控制电路设计

控制器采用 STM32F103VCT6 增强型单片机。控制系统主要由加速度传感器、D/A 转换器、A/D 转换器及电流驱动器等组成。图 12 为硬件组成框图,图 13 为所研制的控制器硬件。

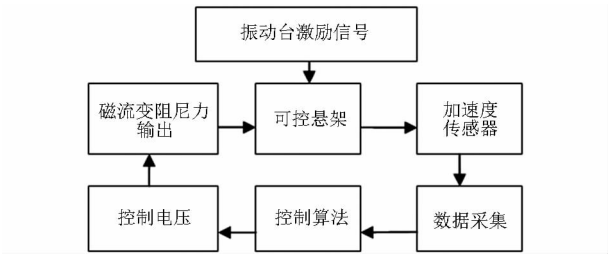


图 12 硬件组成框图
Fig. 12 Block diagram of hardware composition

5.2 测试系统设计

设计研制了悬架试验测试台架系统如图 14 所示。该系统主要由电磁振动台、上下横梁、导向机构、滑块导轨及相关支撑机构组成。与图 3 相比,将上横梁上面的两根支撑杆移除,在横梁上加载配重来模拟簧载质量,配重梁在垂直导轨上可以移动。在上横梁处安装了加速度传感器以测量簧载质量加

表 1 给出了被动悬架、未加时滞补偿控制、加入时滞补偿控制的半主动悬架簧载质量加速度、悬架动挠度与轮胎动载荷响应均方根。

仿真结果表明:与被动悬架相比,加入时滞控制的半主动悬架的簧载质量加速度、悬架动挠度、轮胎动载荷分别下降 39.4%、8.11% 和 30.19%,簧载质量加速度与轮胎动载荷的衰减效果较为明显。

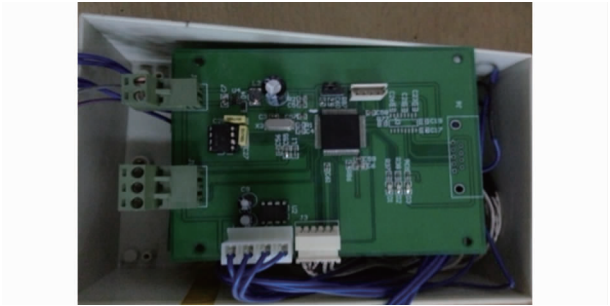


图 13 控制器实物
Fig. 13 Real model of controller



图 14 悬架试验系统
Fig. 14 Suspension test system

速度。

试验过程中,控制器采集传感器输入信号,根据设定好的控制算法计算出控制磁流变减振器所需的电流,通过对输出电流的实时控制最终达到汽车磁流变半主动悬架的减振效果。

5.3 试验结果

由于试验条件所限,没能对非簧载质量加速度

数据进行采集,仅获得簧载质量加速度试验结果。图 15 为幅值 15 mm,频率 3、4、5 Hz 的正弦路谱输入下磁流变半主动悬架的控制响应结果。

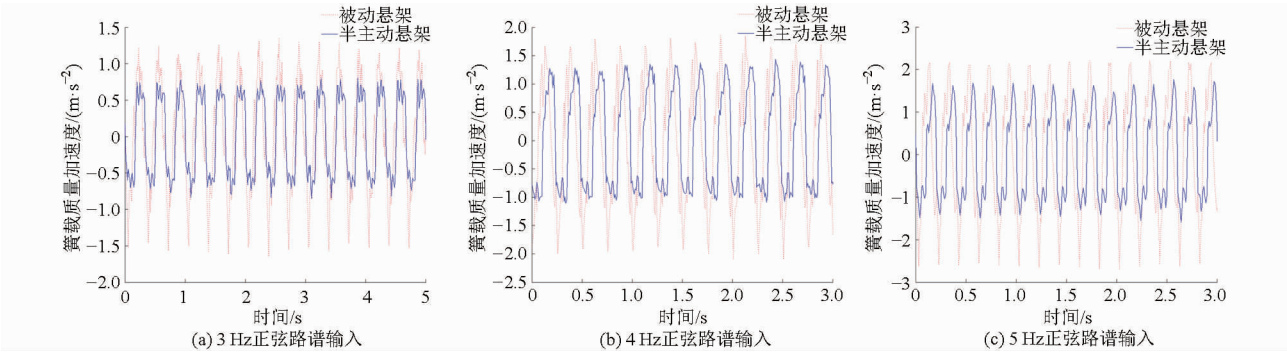


图 15 不同频率下的簧载质量加速度响应
Fig. 15 Sprung mass acceleration response under different frequencies

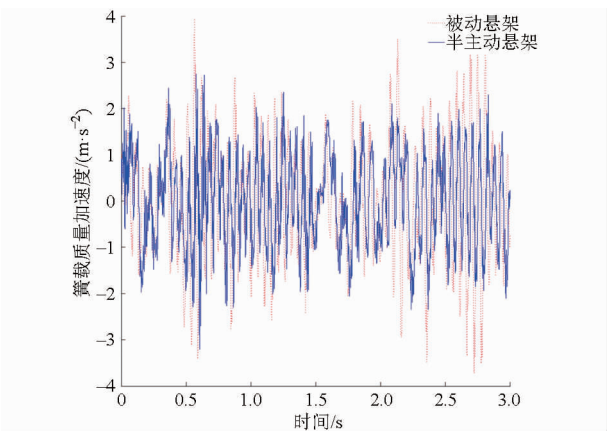


图 16 随机路面下簧载质量加速度响应
Fig. 16 Sprung mass acceleration response under random road input

表 2 簧载质量加速度响应均方根
Tab. 2 Root mean square value of sprung mass acceleration

悬架类型	3 Hz	4 Hz	5 Hz	随机路谱
被动悬架	0.76	1.10	1.41	0.94
半主动悬架	0.55	0.85	1.06	0.70

由以上试验结果可知,在 3、4、5 Hz 正弦路谱激

图 16 为随机路面谱输入下的磁流变半主动悬架的控制响应结果。表 2 为簧载质量加速度响应均方根。

励下,磁流变半主动悬架的簧载质量加速度分别降低 27.13%、29.29%、33.32%;在随机路谱输入下降低 29.64%。

6 结论

- (1) 设计的双出杆式磁流变减振器示功特性和速度特性符合要求,可控性好,灵敏度高,能够最大限度地发挥振动衰减功能。
- (2) 建立的改进型磁流变减振器多项式模型的拟合结果与试验结果基本吻合,表明所建模型的正确性。
- (3) 考虑时滞对悬架系统的影响,采用 Smith 预估时滞补偿控制策略,设计了磁流变半主动悬架模糊时滞控制器,并进行了时滞补偿控制仿真对比分析。结果表明,时滞模糊控制磁流变半主动悬架系统明显改善了汽车动态性能。
- (4) 在正弦模拟路面和随机路谱输入下,对该磁流变半主动悬架开展了台架试验。结果表明,相比被动悬架,磁流变半主动悬架的簧载质量加速度衰减 30% 左右,在汽车平顺性方面改善明显。

参 考 文 献

1 TSENG H E, HROVAT D. State of the art survey: active and semi-active suspension control[J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(7): 1034 - 1062.

2 喻凡,张勇超,张国光. 车辆电磁悬架技术综述[J]. 汽车工程, 2012, 34(7): 569 - 574.

YU Fan, ZHANG Yongchao, ZHANG Guoguang. Review on vehicle electromagnetic suspension technology [J]. Automotive Engineering, 2012, 34(7): 569 - 574. (in Chinese)

3 王其东,梅雪晴. 汽车半主动悬架的研究现状和发展趋势[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版, 2013, 36(11): 1289 - 1294.

WANG Qidong, MEI Xueqin. Research status and development tendency of vehicle semi-active suspension[J]. Journal of Hefei University of Technology: Natural Science, 2013, 36(11): 1289 - 1294. (in Chinese)

4 KALDAS M, CALISKAN K, HENZE R, et al. Rule optimized fuzzy logic controller for full vehicle semi-active suspension[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2013, 6(1): 332 - 344.

5 杨柳青,陈无畏,高振刚,等. 基于电磁阀减振器的 1/4 车辆半主动悬架非线性控制[J]. 农业机械学报, 2014, 45(4): 1 - 7.

YANG Liuqing, CHEN Wuwei, GAO Zhengang, et al. Nonlinear control of quarter vehicle model with semi-active suspension based on solenoid valve damper[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(4): 1 - 7. (in Chinese)

- 6 汪若尘,陈龙,张孝良,等. 车辆半主动空气悬架系统设计与试验[J]. 农业机械学报,2012,43(4):6-9.
WANG Ruochen, CHEN Long, ZHANG Xiaoliang, et al. Design and test of semi-active air suspension system of vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(4):6-9. (in Chinese)
- 7 赵彩虹,陈士安,王骏骋. 刚度和阻尼系数对 LQG 控制主动悬架控制的影响分析[J]. 农业机械学报,2015,46(12):301-308.
ZHAO Caihong, CHEN Shian, WANG Juncheng. Influences of stiffness and damping parameters on control of active suspension based on LQG[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(12):301-308. (in Chinese)
- 8 王刚,陈长征,于慎波. 含路面预瞄信息的车辆主动悬架有限频域多目标控制[J]. 农业机械学报,2015,46(12):294-300.
WANG Gang, CHEN Changzheng, YU Shenbo. Finite frequency multi-objective control of vehicle active suspension with road preview information[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(12):294-300. (in Chinese)
- 9 MIHAI I, ANDRONIC F. Behavior of a semi-active suspension system versus a passive suspension system on an uneven road surface[J]. Mechanics, 2014, 20(1):64-69.
- 10 贾永枢,周孔允,徐兴. 基于流动模式的汽车双筒式磁流变减振器设计与试验研究[J]. 机械工程学报,2012,48(10):103-108.
JIA Yongshu, ZHOU Kongkang, XU Xing. Design and experimental research on the vehicle twin-tube magnetorheological fluids damper based on pressure driven flow mode[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(10):103-108. (in Chinese)
- 11 彭志召,张进秋,岳杰,等. 具有并联常通孔的磁流变阻尼器设计与分析[J]. 机械工程学报,2015,51(8):172-177.
PENG Zhizhao, ZHANG Jinqiu, YUE Jie, et al. Design and analysis of magnetorheological damper paralleling with constant throttling orifices[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(8):172-177. (in Chinese)
- 12 冯志敏,伍广彬,张刚. 磁流变阻尼器设计与性能试验[J]. 农业机械学报,2012,43(12):33-38.
FENG Zhimin, WU Guangbin, ZHANG Gang. Mechanical performance test of magnetorheological damper[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(12):33-38. (in Chinese)
- 13 鞠锐,廖昌荣,周治江,等. 单筒充气型轿车磁流变液减振器研究[J]. 振动与冲击,2014,33(19):86-92.
JU Rui, LIAO Changrong, ZHOU Zhijiang, et al. Car MR fluid shock absorber with mono-tube and charged-gas bag[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(19):86-92. (in Chinese)
- 14 马然,朱思洪,梁林,等. 磁流变减振器建模与试验[J]. 机械工程学报,2014,50(4):135-141.
MA Ran, ZHU Sihong, LIANG Lin, et al. Modeling and testing of magnetorheological damper[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(4):135-141. (in Chinese)
- 15 潘公宇,杨海,徐腾跃,等. 磁流变液阻尼器试验与建模研究[J]. 振动与冲击,2015,34(6):36-40.
PAN Gongyu, YANG Hai, XU Tengyue, et al. Tests and modeling for magneto-rheological dampers[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(6):36-40. (in Chinese)
- 16 CHOI S B, LEE S K. A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magnetorheological damper[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 245(2):375-383.
- 17 陈龙,汪若尘,江浩斌,等. 半主动悬架及其控制系统的时滞控制研究[J]. 中国机械工程,2005,16(24):2249-2251.
CHEN Long, WANG Ruochen, JIANG Haobin, et al. Study on time delay control for semi-active suspension and control system[J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(24):2249-2251. (in Chinese)
- 18 宋刚,许长城. 考虑控制时滞的车辆主动悬架随机预瞄控制[J]. 农业机械学报,2013,44(6):2-7.
SONG Gang, XU Changcheng. Stochastic optimal preview control of active vehicle suspension with time-delay consideration[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6):2-7. (in Chinese)
- 19 孔英秀,赵丁选,杨彬,等. 具有时滞的主动悬架非脆弱 $H_{\infty}/L_2-L_{\infty}$ 静态输出反馈控制[J]. 农业机械学报,2014,45(8):1-7.
KONG Yingxiu, ZHAO Dingxuan, YANG Bin, et al. Non-fragile static output feedback control of active suspension with actuator input delay[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(8):1-7. (in Chinese)
- 20 寇发荣. 汽车磁流变半主动座椅悬架动态特性的试验研究[J]. 汽车工程,2015,37(11):1346-1352.
KOU Farong. Test study on the dynamic characteristics of vehicle semi-active seat suspension with magneto-rheological damper[J]. Automotive Engineering, 2015, 37(11):1346-1352. (in Chinese)
- 21 汪若尘,孟祥鹏,施德华,等. 车辆惯容器-弹簧-阻尼器半主动悬架模糊控制[J]. 农业机械学报,2013,44(12):1-4.
WANG Ruochen, MENG Xiangpeng, SHI Dehua, et al. Fuzzy control of vehicle ISD semi-active suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(12):1-4. (in Chinese)
- 22 黄晨,陈龙,袁朝春,等. 半主动悬架系统的混合模糊控制[J]. 汽车工程,2014,36(8):999-1003.
HUANG Chen, CHEN Long, YUAN Zhaochun, et al. Hybrid fuzzy control of semi-active suspension system[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(8):999-1003. (in Chinese)
- 23 秦也辰,管继富,顾亮,等. 主动悬架系统建模及力跟踪控制[J]. 北京理工大学学报,2014,34(7):666-669.
QIN Yechen, GUAN Jifu, GU Liang, et al. Modeling and force tracking control for active suspension system[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2014, 34(7):666-669. (in Chinese)
- 24 申永军,田佳雨,赵永香,等. 含时滞半主动天棚悬架系统的解析研究[J]. 振动、测试与诊断,2014,34(6):1110-1114.
SHEN Yongjun, TIAN Jiayu, ZHAO Yongxiang, et al. Analytical study on semi-active skyhook suspension with time delay[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(6):1110-1114. (in Chinese)
- 25 赵剡水,周孔允,李仲兴,等. 磁流变减振器半主动悬架的系统时滞[J]. 机械工程学报,2009,45(7):221-227.
ZHAO Yanshui, ZHOU Kongkang, LI Zhongxing, et al. Time lag of magnetorheological damper semi-active suspensions[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(7):221-227. (in Chinese)