

基于电磁阀减振器的1/4车辆半主动悬架非线性控制*

杨柳青^{1,2} 陈无畏¹ 高振刚¹ 陈一锴¹

(1. 合肥工业大学机械与汽车工程学院, 合肥 230009; 2. 安徽交通职业技术学院汽车与机械工程系, 合肥 230051)

摘要: 在电磁阀减振器力-速度特性试验基础上, 针对电磁阀减振器1/4车辆半主动悬架非线性特性和电磁阀减振器可调阻尼力输出饱和特性, 提出一种基于输入饱和的滑模控制策略。建立半主动悬架1/4车辆非线性模型和输入简化的悬架参考模型。设计半主动悬架1/4车辆非线性模型滑模控制器, 同时考虑电磁阀减振器阻尼力存在的输出饱和特性, 设计辅助分析系统, 以控制补偿信号对滑模控制器进行饱和补偿。Matlab/Simulink仿真与台架试验结果表明: 设计的输入饱和滑模控制器能有效消除电磁阀减振器输出饱和特性影响, 使电磁阀减振器半主动悬架车身垂向加速度、悬架动挠度等性能指标很好地跟踪或接近悬架参考模型理想输出, 优化电磁阀减振器半主动悬架非线性控制与设计, 有效改善车辆乘坐舒适性。

关键词: 车辆 半主动悬架 电磁阀减振器 非线性 饱和滑模控制 试验 仿真

中图分类号: U463 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)04-0001-07

引言

汽车半主动悬架(Semi-active suspension system, SASS)不但能改善汽车行驶平顺性, 而且相比主动悬架具有成本低、能耗小、结构紧凑等优点。对半主动悬架研究多集中在磁流变、电流变、阻尼分级调节及空气悬架等类型上^[1-5]。电磁阀式阻尼连续可调减振器(简称电磁阀减振器)通过先导式比例电磁阀调节节流孔开度, 实现减振器阻尼连续可调^[6], 在成本方面相对磁流变、电流变减振器更具有市场应用价值, 在国外应用前景广阔且已有商业化产品。目前国内对装配此类减振器的汽车半主动悬架研究甚少。此外, 对汽车半主动悬架研究多基于线性模型, 采用线性控制方法^[7-9]。文献[10-11]也仅从理论上尝试半主动悬架非线性控制研究, 缺少试验验证。

本文研究装配电磁阀减振器的1/4车辆半主动悬架(简称电磁阀减振器半主动悬架)中弹性元件和减振器的非线性特性, 建立带有半主动悬架的1/4车辆非线性模型。在电磁阀减振器力-速度特性试验基础上, 考虑减振器输出饱和特性及悬架非线性特性, 采用控制输入饱和的滑模控制器(Slide model controller, SMC), 分别于Matlab/Simulink环境和LabView硬件在环试验条件下, 对电磁阀减振器半主动悬架进行非线性控制。

1 电磁阀减振器力-速度特性试验

电磁阀减振器结构原理如图1所示。在普通双缸式减振器结构基础上增加一个电磁阀、电磁阀控制的节流通道的和一个中间缸。中间缸和普通双缸式减振器的工作缸上腔连通, 再通过先导式比例电磁阀与普通双缸式减振器的储油缸连通。电磁阀在不同控制电压驱动下, 调节电磁阀阀芯位置, 改变储油缸与工作缸上腔之间节流通道的开度, 连续调节减振

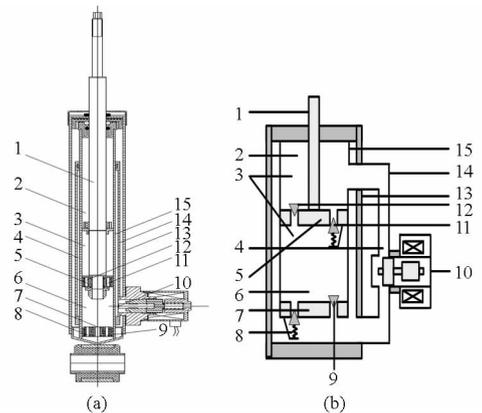


图1 电磁阀减振器结构原理图

Fig.1 Structure and principle diagram of solenoid valve damper

(a) 结构图 (b) 原理示意图

1. 活塞杆 2. 上腔 3. 工作腔 4. 中间腔 5. 活塞总成 6. 下腔 7. 底阀总成 8. 压缩阀 9. 补偿阀 10. 电磁阀节流通道的 11. 复原阀 12. 流通阀 13. 储油缸 14. 中间缸 15. 工作缸

收稿日期: 2013-11-07 修回日期: 2013-12-15

* 国家自然科学基金资助项目(51075112, 51305117, 51178158)和安徽省高等学校省级自然科学基金资助项目(KJ2012B050)

作者简介: 杨柳青, 博士生, 安徽交通职业技术学院副教授, 主要从事车辆动力学及其控制和汽车检测技术研究, E-mail: ahhfylvq@126.com

通讯作者: 陈无畏, 教授, 博士生导师, 主要从事车辆动力学和汽车集成控制研究, E-mail: cww@mail.hf.ah.cn

器液压阻尼,实现减振器阻尼力连续可调^[12]。

在单通道电液伺服悬架动态性能试验台上,采用多工况法进行电磁阀减振器力-速度特性试验^[13]。试验系统结构示意图如图2所示。

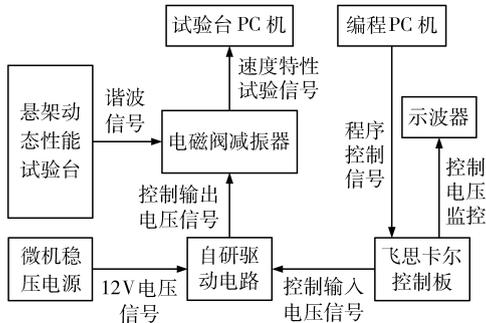


图2 减振器力-速度特性试验系统结构示意图

Fig.2 Experimental system structure diagram of solenoid valve damper force-speed characteristic

采用自主研发的电磁阀驱动电路,如图3所示。驱动电路在0~5V控制输入电压驱动下,向电磁阀减振器输出电压范围为0~12V的控制输出电压,实现减振器阻尼力可调。路面激励信号调为正弦信号,振幅选30mm,激振频率分别选0.5、1.0、1.5、2.0、2.5、3.0、3.5、4.0Hz进行性能试验,如图4所示。

获得电磁阀减振器可调阻尼力 u_d 与减振器活塞杆相对运动速度 v_l 、驱动电路控制输入电压 E 的三维关系 $u_d=f(v_l, E)$ 数据,如图5所示。

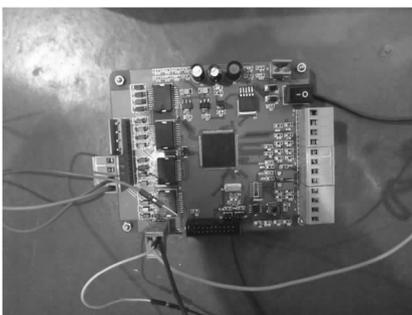


图3 电磁阀驱动电路板

Fig.3 Drive circuit board of solenoid valve

试验所得数据可为电磁阀减振器半主动悬架控制提供查表依据。通过试验曲线可看出,电磁阀减振器阻尼力与活塞杆相对运动速度、驱动电路控制输入电压存在非线性关系。而且随着驱动电路控制输入电压的增加或活塞杆相对运动速度的变化,减振器可调阻尼力均呈现出输出饱和特性。

2 系统建模

2.1 半主动悬架1/4车辆非线性模型

考虑半主动悬架车身和非簧载质量垂向运动,建立2自由度1/4车辆动力学模型^[14-15],如图6所示。



(a)

(b)

图4 电磁阀减振器力-速度特性试验现场

Fig.4 Experimental scene of solenoid valve damper

force-speed characteristic

(a) 驱动电路控制和性能数据采集 (b) 力-速度特性试验

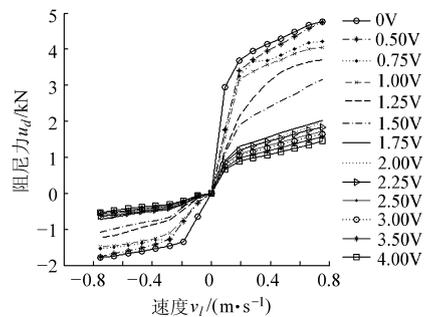


图5 电磁阀减振器可调阻尼力曲线

Fig.5 Curves of solenoid valve damper adjustable damping force

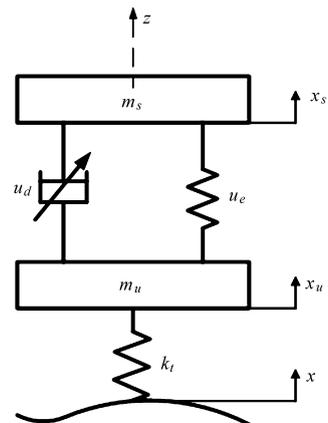


图6 半主动悬架1/4车辆模型

Fig.6 Quarter vehicle model with SASS

车身与非簧载质量垂向运动微分方程为

$$m_s \ddot{x}_s + u_e + u_d = 0 \quad (1)$$

$$m_u \ddot{x}_u - u_e - u_d + k_t(x_u - x_g) = 0 \quad (2)$$

式中 m_s ——车身质量 m_u ——非簧载质量

u_e ——非线性弹簧弹性力

u_d ——电磁阀减振器可调阻尼力

k_t ——轮胎刚度 x_g ——路面位移

\ddot{x}_s ——车身垂向加速度

\ddot{x}_u ——非簧载质量加速度

减振器采用电磁阀减振器,其可调阻尼力非线性函数表示为

$$u_d = f(v_l, E) \quad (3)$$

其中 $v_l = \dot{x}_s - \dot{x}_u$

悬架弹簧采用变截面非线性弹簧, 其弹性力为^[16]

$$u_e = k_s(x_s - x_u) + \varepsilon k_s(x_s - x_u)^3 \quad (4)$$

式中 k_s ——悬架刚度

ε ——非线性弹簧结构参数

定义状态变量 $x_1 = x_s, x_2 = \dot{x}_1, x_3 = x_u, x_4 = \dot{x}_3$, 取状态向量 $\mathbf{X} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T$, 控制输入 $\mathbf{U} = [u_d]$, 干扰输入 $\mathbf{W} = [x_g]$, 控制输出 $Y = [\ddot{x}_s \ x_s - x_u]^T$. 半主动悬架 2 自由度 1/4 车辆非线性状态空间模型为

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}(\mathbf{X}) + \mathbf{B}\mathbf{U} + \mathbf{F}\mathbf{W} \quad (5)$$

$$\mathbf{Y} = \mathbf{C}(\mathbf{X}) + \mathbf{D}\mathbf{U} \quad (6)$$

其中

$$\mathbf{A}(\mathbf{X}) = \begin{bmatrix} x_2 \\ -\frac{k_s}{m_s}(x_1 - x_3) - \frac{\varepsilon k_s}{m_s}(x_1 - x_3)^3 \\ x_4 \\ \frac{k_s}{m_u}(x_1 - x_3) + \frac{\varepsilon k_s}{m_u}(x_1 - x_3)^3 - \frac{k_t}{m_u}x_3 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{m_s} \\ 0 \\ \frac{1}{m_u} \end{bmatrix} \quad \mathbf{F} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_t}{m_u} \\ 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{D} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{m_s} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C}(\mathbf{X}) = \begin{bmatrix} -\frac{k_s}{m_s}(x_1 - x_3) - \frac{\varepsilon k_s}{m_s}(x_1 - x_3)^3 \\ x_1 - x_3 \end{bmatrix}$$

2.2 悬架参考模型

考虑到半主动悬架 1/4 车辆路面输入信号不易测量, 用非簧载质量位移 x_u 和速度 \dot{x}_u 作为参考模型输入, 采取输入简化的天棚阻尼系统作为悬架参考模型^[17], 如图 7 所示。

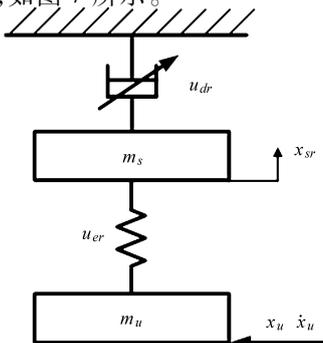


图 7 悬架参考模型

Fig. 7 Reference model of suspension

悬架参考模型车身运动微分方程为

$$m_s \ddot{x}_{sr} + u_{er} + u_{dr} = 0 \quad (7)$$

$$\text{其中 } u_{er} = k_s(x_{sr} - x_u) + \varepsilon(x_{sr} - x_u)^3 \quad (8)$$

$$u_{dr} = c_{sr} \dot{x}_{sr} \quad (9)$$

式中 \ddot{x}_{sr} ——参考模型车身垂向加速度

u_{dr} ——参考模型可调阻尼力

u_{er} ——参考模型弹簧弹性力

c_{sr} ——参考模型阻尼器阻尼系数

对参考模型可调阻尼力 u_{dr} 采取以下约束条件

$$u_{dr} = c_{sr}(t) \dot{x}_{sr} = \begin{cases} c_{sropt} \dot{x}_{sr} & (\dot{x}_{sr}(\dot{x}_{sr} - \dot{x}_u) > 0) \\ c_{srmin} \dot{x}_{sr} & (\dot{x}_{sr}(\dot{x}_{sr} - \dot{x}_u) < 0) \end{cases} \quad (10)$$

式中 c_{sropt} ——天棚阻尼系数最优值

c_{srmin} ——电磁阀减振器最小阻尼系数

3 基于控制输入饱和的滑模控制器设计

考虑电磁阀减振器半主动悬架较强的非线性特性及电磁阀减振器可调阻尼力输出饱和特性, 采用基于控制输入饱和的滑模控制策略, 如图 8 所示。控制目标是设计控制输入饱和的滑模控制器, 使非线性悬架系统控制输出能很好地跟踪或接近参考模型理想输出, 改善车辆乘坐舒适性。考虑电磁阀减振器可调阻尼力存在输出饱和特性, 设计一个辅助分析系统。辅助分析系统以电磁阀减振器输出 U 和滑模控制器输出 V 的差值 ΔU 作为输入信号, 产生控制补偿信号送给控制输入饱和的滑模控制器, 对滑模控制器的控制输出进行自适应调节, 以期消除电磁阀减振器输出饱和特性的影响, 最终实现对电磁阀减振器半主动悬架控制效果良好的非线性控制。

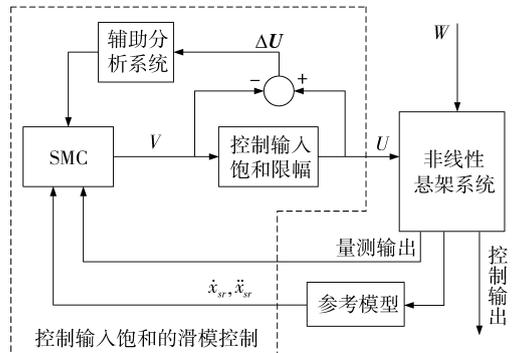


图 8 非线性半主动悬架控制策略框图

Fig. 8 Control strategy framework for nonlinear SASS

3.1 辅助分析系统设计

以滑模控制器控制输出与电磁阀减振器输出之差为输入信号, 设计一自适应辅助分析系统, 产生控制补偿信号对滑模控制器进行饱和和补偿^[18]。设计

辅助分析系统为

$$\dot{\xi}_1 = -a_1 \xi_1 + \xi_2 \quad (11)$$

$$\dot{\xi}_2 = -a_2 \xi_2 + \left(-\frac{1}{m_s}\right) \Delta u \quad (12)$$

式中 Δu ——滑模控制器控制输出与减振器输出之差

选取状态向量 $\xi = [\xi_1 \quad \xi_2]^T$, 输出向量 $Y_a = [\xi_1 \quad \xi_2]^T$, 辅助分析系统状态空间模型为

$$\dot{\xi} = A_a \xi + B_a \Delta U \quad (13)$$

$$Y_a = C_a \xi \quad (14)$$

$$\text{其中} \quad \Delta U = [\Delta u] \quad A_a = \begin{bmatrix} -a_1 & 1 \\ 0 & -a_2 \end{bmatrix}$$

$$B_a = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{m_s} \end{bmatrix} \quad C_a = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

为使辅助分析系统稳定,且保证 $t \rightarrow \infty$ 时, $\xi \rightarrow 0$, 需取 $a_1 > 0, a_2 > 0$ 。

3.2 SMC 设计

由于电磁阀减振器汽车半主动悬架具有较强非线性特性,采用滑模控制器进行控制^[19-20]。期望电磁阀减振器半主动悬架控制输出能很好地跟踪或接近参考模型理想输出,取跟踪误差向量

$$e = [e_1 \quad e_2]^T = [x_s - x_{sr} - \xi_1 \quad \dot{x}_s - \dot{x}_{sr} - \dot{\xi}_1]^T \quad (15)$$

滑模函数设计为

$$s = [c \quad 1]e \quad (16)$$

式中 c ——滑模参数, $c > 0$ 且满足 Hurwitz 条件

$$\begin{aligned} \dot{s} &= [c \quad 1]\dot{e} = c\dot{e}_1 + \ddot{x}_s - \ddot{x}_{sr} - \ddot{\xi}_1 = \\ &c\dot{e}_1 - \ddot{x}_{sr} - \frac{k_s}{m_s}(x_s - x_u) - \frac{\varepsilon k_s}{m_s}(x_s - x_u)^3 - \\ &\frac{1}{m_s}V + a_1(-a_1\xi_1 + \xi_2) + a_2\xi_2 \end{aligned} \quad (17)$$

为保证滑模运动阶段动态控制品质,采用等速趋近率,设计控制输入饱和的滑模控制器为

$$V = m_s \left[c\dot{e}_1 - \ddot{x}_{sr} - \frac{k_s}{m_s}(x_s - x_u) - \frac{\varepsilon k_s}{m_s}(x_s - x_u)^3 + a_1(-a_1\xi_1 + \xi_2) + a_2\xi_2 + \eta \operatorname{sgn}(s) \right] \quad (18)$$

式中 η ——系统运动点趋近切换面速率,取 $\eta > 0$
 $\operatorname{sgn}(\cdot)$ ——符号函数

为减小控制动态过程中振抖现象,可用饱和函数 $f_{\text{sat}}(s)$ 代替符号函数 $\operatorname{sgn}(s)$, 取

$$f_{\text{sat}}(s) = \begin{cases} 1 & (s > \Delta) \\ \frac{1}{\Delta}s & (|s| \leq \Delta) \\ -1 & (s < -\Delta) \end{cases} \quad (19)$$

式中 Δ ——饱和函数边界层厚度

3.3 稳定性证明

构造如下 Lyapunov 函数

$$L = \frac{1}{2}s^2 \quad (20)$$

沿着滑模函数轨迹求导,有

$$\dot{L} = s \dot{s} =$$

$$s \left[c\dot{e} - \ddot{x}_{sr} + a_1(-a_1\xi_1 + \xi_2) + a_2\xi_2 - \frac{k_s}{m_s}(x_s - x_u) - \frac{\varepsilon k_s}{m_s}(x_s - x_u)^3 - \frac{1}{m_s}V \right] \quad (21)$$

将式(18)代入式(21),有

$$\dot{L} = -s\eta \operatorname{sgn}(s) = -\eta |s| \leq 0 \quad (22)$$

当 $s = 0$ 时, $\dot{L} = 0$ 。所以,由 $\dot{L} \leq 0$ 可证得在输入饱和的滑模控制器控制下电磁阀减振器半主动悬架系统稳定。

4 仿真计算与结果分析

半主动悬架 1/4 车辆非线性模型参数选用奇瑞 G6 车的相关参数: $m_s = 576 \text{ kg}$, $m_u = 83 \text{ kg}$, $k_s = 40\,000 \text{ N/m}$, $c_{s\text{min}} = 1\,360 \text{ (N}\cdot\text{s)/m}$, $k_t = 350\,000 \text{ N/m}$, $c_{s\text{opt}} = 4\,000 \text{ (N}\cdot\text{s)/m}$, $\varepsilon = 0.1$ 。

基于输入饱和的滑模控制器相关参数设计为: $a_1 = 5, a_2 = 5, c = 10, \eta = 90, \Delta = 0.02$ 。

4.1 正弦路面输入仿真

路面输入采用正弦激励,振幅 20 mm,激振频率为 1.5 Hz。被动悬架、参考模型及输入饱和滑模控制器控制下半主动悬架仿真结果对比如表 1 和图 9 所示。

表 1 正弦与随机路面输入仿真结果

Tab. 1 Simulation consults under sinusoidal or random road input

性能指标	悬架控制	正弦路面输入		随机路面输入	
		均方根	峰值	均方根	峰值
车身垂向加速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	被动悬架	3.441	7.903	0.721	1.836
	半主动悬架	1.301	3.541	0.447	1.046
	参考模型	1.587	2.852	0.382	1.171
车身位移/m	被动悬架	0.048	0.103	0.011	0.031
	半主动悬架	0.015	0.043	0.005	0.012
	参考模型	0.017	0.024	0.004	0.014
悬架动挠度/m	被动悬架	0.050	0.110	0.010	0.032
	半主动悬架	0.023	0.057	0.004	0.013
	参考模型	0.021	0.043	0.005	0.017

由图 9 和表 1 可见,在正弦路面输入下,相对被动悬架,输入饱和的滑模控制器使电磁阀减振器半主动悬架车身垂向加速度均方根由 3.441 m/s^2 降至 1.301 m/s^2 ,性能提高 62.19%,使车身位移均方根

由 0.048 m 降至 0.015 m, 性能提高 68.75%, 使悬架动挠度均方根由 0.050 m 降至 0.023 m, 性能提高 54.00%。上述 3 个性能指标峰值响应分别改善 55.19%、58.25%、48.18%。图 9 和表 1 的结果也清晰地反映出电磁阀减振器半主动悬架与参考模型的性能响应相接近。无论是均方根还是峰值, 半主动悬架控制输出都能很好地跟踪参考模型理想输

出, 非线性控制取得显著效果。

4.2 随机路面输入仿真

汽车以 64 km/h 速度经过 B 级路面。以滤波白噪声为路面输入, 路面不平度系数为 $6.4 \times 10^{-5} \text{ m}^3$, 下截止频率为 0.1 Hz。被动悬架、参考模型及输入饱和滑模控制器控制下的半主动悬架仿真结果对比如图 10 和表 1 所示。

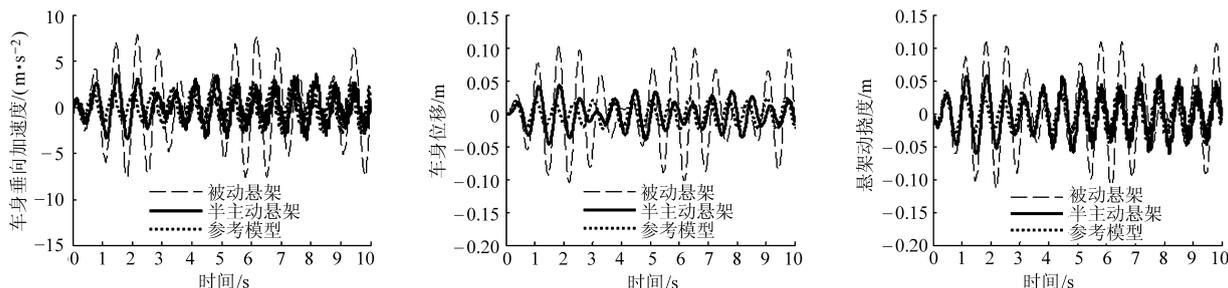


图 9 正弦路面 (20 mm、1.5 Hz) 输入下性能对比

Fig. 9 Performance comparison under sinusoidal road input (20 mm, 1.5 Hz)

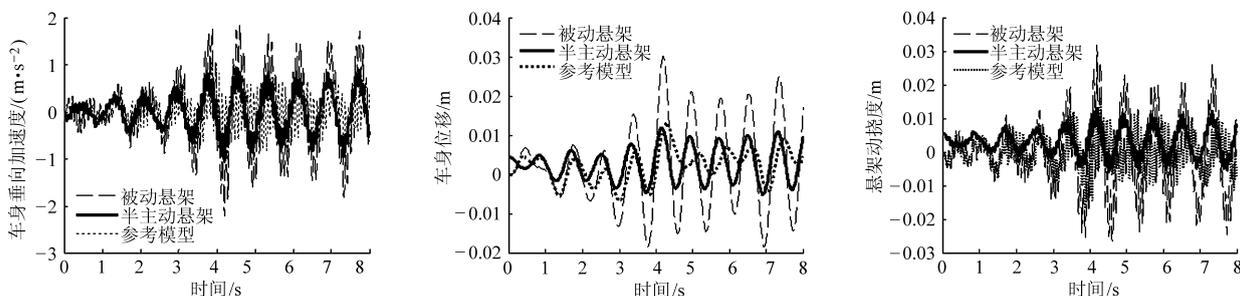


图 10 随机路面输入下性能对比

Fig. 10 Performance comparison under random road input

由图 10 和表 1 可见, 在随机路面输入下, 相对被动悬架而言, 输入饱和滑模控制器控制的半主动悬架车身垂向加速度、车身位移、悬架动挠度均方根响应分别改善 38.00%、54.55%、60.00%, 峰值响应分别改善 43.03%、61.29%、59.38%。而且输入饱和滑模控制器使半主动悬架性能响应与参考模型性能响应相接近, 能很好地跟踪参考模型理想输出, 取得很好的控制效果。

5 试验验证

5.1 试验系统

采用奇瑞 G6 车用电磁阀阻尼连续可调减振器、悬架组件和轮胎装配成电磁阀减振器半主动悬架系统。采用 YD62 型压电传感器、CA 电荷放大器、CDS 数据采集仪、自制驱动电路、美国 NI 公司 PXI8196 主机、稳压电源及装有 LabView 和 Vibsys 软件的 PC 机, 在单通道电液伺服悬架动态性能试验台上进行试验。试验系统结构示意图如图 11 所示。

将试验所得电磁阀减振器可调阻尼力 u_d 、驱动

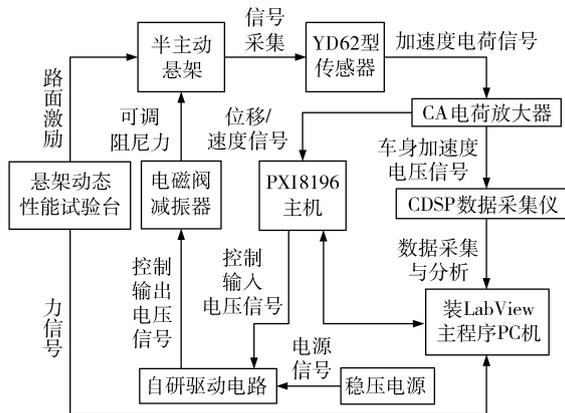


图 11 试验系统结构示意图

Fig. 11 Structure diagram of experimental system

电路板输入端控制输入电压 E 、减振器活塞杆相对运动速度 v_r 的数据关系利用插值法在 LabView 中编制成查表程序。如图 12 所示, 用 YD62 型压电传感器分别采集车身质量与非簧载质量的加速度信号, 经过 CA 电荷放大器内部电荷转化与积分电路, 获得非簧载质量位移、车身位移和速度信号送至 PXI8196 主机中并经信号滤波后作为控制信号使用。装有 LabView 主程序的 PC 机与 PXI8196 主机

采用上下位机的主体结构,通过一条数据网线相连传输数据。上位机接收传输来的传感器数据信号并输入参考模型中运算,送出理想控制输出。同时将悬架动态性能试验台力传感器信号送给 PXI8196 主机。在 PC 机中利用 LabView 编制信号采集、滤波、查表、滑模控制器、辅助分析系统等相关程序,下载到 PXI8196 主机中运行。下位机中的 DAQ6289 卡产生控制电压作为驱动电路控制输入电压。驱动电路产生控制输出电压送入电磁阀减振器电磁线圈,实现半主动悬架主动控制。用压电传感器采集车身垂向加速度信号用于数据分析与显示。

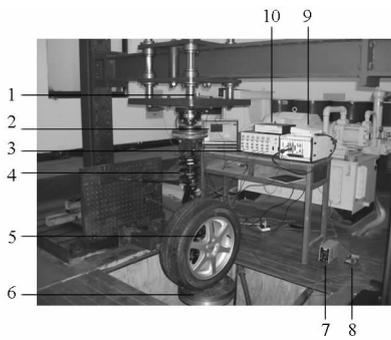


图 12 控制试验现场

Fig. 12 Experimental scene of control on suspension system with solenoid valve damper

1. 5. YD62 型传感器 2. 装 LabView 主程序 PC 机 3. CA 电荷放大器 4. 电磁阀减振器半主动悬架 6. 试验台 7. 稳压电源 8. 自研驱动电路 9. PXI8196 主机 10. CDSP 数据采集仪

5.2 试验结果与分析

通过单通道电液伺服悬架动态性能试验台控制软件设定正弦路面输入振幅为 20 mm, 激振频率为 1.5 Hz, 在滑模控制器控制和拨除电磁阀减振器电磁阀线圈电插头(被动悬架)两种情况下分别进行试验。车身垂向加速度响应的对比如图 13 和表 2 所示。

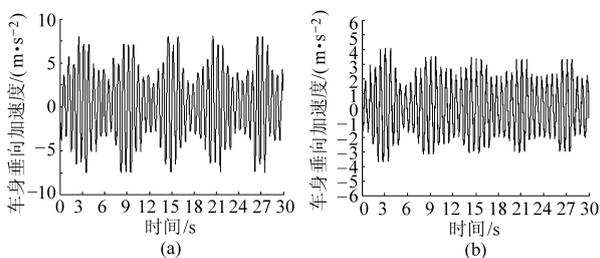


图 13 车身垂向加速度试验曲线(振幅 20 mm, 频率 1.5 Hz)

Fig. 13 Experimental curves of vehicle body vertical acceleration (amplitude is 20 mm, frequency is 1.5 Hz)

(a) 被动悬架 (b) 半主动悬架

设定路面输入振幅为 20 mm, 激振频率为 2.0 Hz, 再进行试验, 车身垂直加速度响应的对比如图 14 和表 2 所示。

由图 13 和图 14 试验结果可看出, 基于输入饱

表 2 车身垂向加速度仿真结果与试验结果对比

Tab. 2 Comparative analysis of simulation and experimental results of vehicle body vertical acceleration

控制方式	对比指标	正弦输入			
		20 mm、1.5 Hz		20 mm、2.0 Hz	
		仿真	试验	仿真	试验
被动悬架	峰值	7.903	8.079	3.658	3.912
	均方根	3.441	3.798	1.441	1.972
半主动控制	峰值	3.659	4.106	2.211	2.281
	均方根	1.289	1.760	0.743	1.021

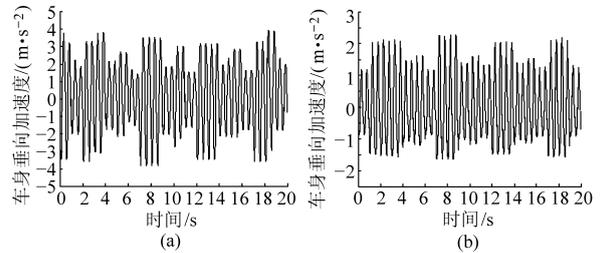


图 14 车身垂向加速度试验曲线(振幅 20 mm, 频率 2.0 Hz)

Fig. 14 Experimental curves of vehicle body vertical acceleration (amplitude is 20 mm, frequency is 2.0 Hz)

(a) 被动悬架 (b) 半主动悬架

和的滑模控制器控制下的电磁阀减振器半主动悬架车身垂向加速度得到明显改善, 在振幅 20 mm、激振频率 1.5 Hz 的正弦路面输入下, 峰值和均方根响应分别改善 49.18%、53.66%。在振幅 20 mm、激振频率 2.0 Hz 的正弦路面输入下, 峰值和均方根响应分别改善 41.69%、48.23%, 汽车乘坐舒适性得到显著改善。由表 2 可见, 试验结论与仿真分析结果基本吻合。试验结果略大于仿真结果, 系悬架参数变化所致。

6 结论

(1) 减振器力-速度特性试验结果表明电磁阀减振器可调阻尼力是电磁阀控制输入电压和活塞杆相对运动速度的非线性函数, 随着控制输入电压和活塞杆相对运动速度的变化存在输出饱和特性。考虑电磁阀减振器阻尼力非线性特性和变截面弹簧弹性力非线性特性而建立的汽车半主动悬架非线性模型, 将更精确地描述汽车悬架实际系统, 有利于对悬架实现更精确地控制。

(2) 既考虑半主动悬架非线性特性, 也考虑电磁阀减振器可调阻尼力输出饱和特性, 设计控制输入饱和的滑模控制器, 能很好地解决汽车半主动悬架非线性控制问题。辅助分析系统设计, 能针对电磁阀减振器输出饱和特性产生适当的控制补偿信号对滑模控制器进行饱和补偿, 可有效消除减振器输

出饱和特性的影响。

(3) 仿真与试验结果表明:设计的控制输入饱和滑模控制器能获得理想控制力,使车身垂向加速度、悬架动挠度、车身位移等悬架性能指标很好地跟

踪或接近悬架参考模型理想输出,并得到控制优化与稳定。半主动悬架非线性控制取得较好的控制效果,改善了汽车半主动悬架控制品质和车辆乘坐舒适性,进一步优化了汽车半主动悬架设计。

参 考 文 献

- 1 陈杰平,冯武堂,郭万山,等. 整车磁流变减振器半主动悬架变论域模糊控制策略[J]. 农业机械学报,2011,42(5):7-13.
Chen Jieping, Feng Wutang, Guo Wanshan, et al. Whole vehicle magnetorheological fluid damper semi-active suspension variable universe fuzzy control simulation and test[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(5):7-13. (in Chinese)
- 2 Du H P, Sze K Y, Lam J. Semi-active H_{∞} control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283:981-996.
- 3 Choi S B, Seong M S, Kim K S. Vibration control of an electrorheological fluid-based suspension system with an energy regenerative mechanism[C]//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2009, 223:459-469.
- 4 张永发,沈楚敬,赵霞. 基于电流变减振器的汽车半主动悬架的开关控制[J]. 北京理工大学学报,2006, 26(10):863-866.
- 5 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)
- 6 Se K O, Young H Y, Ary B K. A study on the performance characteristics of variable valve for reverse continuous damper[J]. International Journal of Mechanical System Science and Engineering, 2007,1(3):129-134.
- 7 赵亮,文桂林,韩旭,等. 基于磁流变阻尼器的车辆半主动悬架最优控制的研究[J]. 汽车工程,2008,30(4):340-344.
Zhao Liang, Wen Guilin, Han Xu, et al. An investigation into the optimal control of vehicle semi-active suspension based on magnetorheological damper[J]. Automotive Engineering, 2008,30(4):340-344. (in Chinese)
- 8 Nguyen Q H, Choi S B, Park Y G. An analytical approach to optimally design of electrorheological fluid damper for vehicle suspension system[J]. Meccanica, 2012,47:1633-1647.
- 9 严天一,闫海敬,侯兆萌,等. 车辆半主动悬架粒子群模糊混合控制策略[J]. 农业机械学报,2013,44(8):1-7.
Yan Tianyi, Yan Haijing, Hou Zhaomeng, et al. PSO-fuzzy-hybrid control strategy of semi-active suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(8):1-7. (in Chinese)
- 10 颜文俊,董丹,王维锐,等. 非线性半主动悬架系统模糊控制策略[J]. 控制工程,2011,18(6):941-946.
Yan Wenjun, Dong Dan, Wang Weirui, et al. On fuzzy control strategy of nonlinear semi-active suspension system[J]. Control Engineering of China, 2011,18(6):941-946. (in Chinese)
- 11 李以农,郑玲. 车辆半主动悬架非线性控制方法的研究[J]. 农业机械学报,2005,36(5):9-15.
Li Yinong, Zheng Ling. Research on nonlinear control methods of automotive semi-active suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005,36(5):9-15. (in Chinese)
- 12 Park K, Kim J, Kim D. A study on the dynamic characteristics of the continuously variable shock absorber for semi-active damping control systems[C]. SAE Paper 2005,1:1711-1718.
- 13 QC/T 788—2007 汽车减振器技术条件与台架试验方法[S]. 2007.
- 14 Crolla D,喻凡. 车辆动力学及其控制[M]. 北京:人民交通出版社,2003.
- 15 Dirman H. PID controller design for semi-active car suspension based on model from intelligent system identification[C]//2010 Second International Conference on Computer Engineering and Applications, Bali island, 2010:60-63.
- 16 Zhao Heping, Huang Hongcheng, Xi Gang, et al. Dynamic characteristics of vehicle suspension with nonlinear springs[J]. Journal of Mechanical Strength, 2001,23(2):165-167.
- 17 Karnopp D, Crosby M J, Harwood R A. Vibration control using semi-active force generators[J]. ASME Journal of Engineering for Industry, 1974, 96(2):619-626.
- 18 Chen M, Ge S S, Ren B. Adaptive tracking control of uncertain MIMO nonlinear systems with input constraints[J]. Automatica, 2011,47:452-465.
- 19 Wang Xinhua, Liu Jinkun, Cai K Y. Tracking control for a velocity-sensorless VTOL aircraft with delay output[J]. Automatic, 2009,45(12):936-943.
- 20 Liu Jinkun, Wang Xinhua. Advanced sliding mode control for mechanical systems: design, analysis and Matlab simulation[M]. Beijing: Tsinghua and Springer Press, 2011.

Abstract: The structure finite element model for the working device of hydraulic excavator was established, and each order modal frequency and modal characteristics of working device were gotten by analyzing the free mode of the finite element model. The key modal frequency was determined, which influenced the dynamic performance of the working device, and taking the key modal frequency as the optimization goal the sensitivity analysis was conducted for the main structural parameters to set up the dynamic optimum design variables of working device. Taking the geometric constraints and performance constraints of work device as constraint conditions, the dynamic optimization design was conducted by using augmented Lagrangian method. The instance analysis showed that the structure stiffness was improved, and the structure deformation was reduced. And the dynamic working performance and the structure stability reliability for the working device were improved.

Key words: Hydraulic excavator Modal analysis Working device Structure dynamic optimization design Augmented Lagrangian method

(上接第7页)

Nonlinear Control of Quarter Vehicle Model with Semi-active Suspension Based on Solenoid Valve Damper

Yang Liuqing^{1,2} Chen Wuwei¹ Gao Zhengang¹ Chen Yikai¹

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China

2. Department of Automotive and Mechanical Engineering, Anhui Communications Vocational and Technical College, Hefei 230051, China)

Abstract: On the basis of experiments on force-speed characteristics of solenoid valve damper, a slide model control strategy based on saturated input was put forward for a quarter vehicle semi-active suspension with solenoid valve damper, which considered the nonlinear properties of vehicle semi-active suspension and output saturation properties of solenoid valve damper with adjustable damping force. A quarter vehicle nonlinear model with semi-active suspension and a suspension reference model with simplified input were built. A slide model controller was designed for a quarter vehicle nonlinear model. Meanwhile, considering the damping force output saturation property of solenoid valve damper, an assistant analysis system was designed to generate control compensation signal in order to compensate the saturation of the slide model controller. The results of simulation under Matlab/Simulink and experiments showed that the slide model controller based on saturated input could effectively eliminate the influence of output saturation of solenoid valve damper, and make the performance indexes, such as vehicle body vertical acceleration and suspension working space, close to the corresponding ideal output of a suspension reference model. It could also optimize the semi-active suspension design and control so as to improve vehicle ride comfort.

Key words: Vehicle Semi-active suspension Solenoid valve damper Nonlinear Saturated SMC
Experiment Simulation