文章编号:1674-2974(2024)12-0019-11 DOI:10.16339/j.cnki.hdxbzkb.2024247

结合粒子滤波状态观测的滑模自适应主动悬架控制

吴晓建[1,2],邹亮[1,2†],张铭浩[1],江会华[2],刘卫东[2],胡家琦[3]
(1. 南昌大学 先进制造学院,江西 南昌 330031;
2. 江铃汽车股份有限公司,江西 南昌 330001;
3. 南昌航空大学 测试与光电工程学院,江西 南昌 330038)

摘 要:主动悬架控制算法面向应用时将面临参数摄动及算法中状态量无法直接获取问题,发展基于状态观测的鲁棒控制算法是关键.本文建立半车侧倾悬架动力学模型,采用非线性滤波函数对悬架动挠度和车身垂向加速度进行协调,再将之与模糊滑模算法相结合,利用模糊逼近实现滑模切换的连续化以改善抖振问题.在此基础上,通过Lyapunov方法进行参数摄动情况下的控制系统稳定性证明及参数自适应律设计.同时,针对算法中无法直接测量的状态量,设计粒子滤波状态观测器以实时估计其状态值.最后,分别在正弦路面激励和随机路面激励等典型工况下进行仿真分析.结果表明:所设计的观测器能够实时准确提供控制算法所需的状态信息,具有参数自适应性的模糊滑模控制器表现出良好的鲁棒适应性,能更大幅度改善车身姿态和平顺性.

关键词:主动悬架;粒子滤波状态观测器;参数自适应;模糊滑模
中图分类号:U461.4 **文献标志码**:A

Sliding Mode Adaptive Active Suspension Control Combined with Particle Filter State Observation

WU Xiaojian[1,2],ZOU Liang[1,2†],ZHANG Minghao[1],JIANG Huihua[2],LIU Weidong[2],HU Jiaqi[3]
(1. School of Advanced Manufacturing, Nanchang University, Nanchang 330031, China;
2. Jiangling Motors Co., Ltd., Nanchang 330001, China;
3. College of Test and Opto-electronic Engineering, Nanchang Hangkong University, Nanchang 330038, China)

Abstract: When applying active suspension control, challenges such as parameter perturbation and the inability to directly acquire state variables in the algorithm may arise. Therefore, developing a robust control algorithm based on state observation is crucial. In this paper, a dynamic model of semi-vehicle roll suspension is established. A nonlinear filtering function coordinates the suspension deflection and the vertical acceleration of the vehicle body. It is then combined with a fuzzy sliding mode algorithm to achieve continuous sliding mode switching by utilizing fuzzy approximation, aiming to improve the chattering problem. On this basis, the stability of the control system under parameter perturbation is proven through the Lyapunov method, and a parameter adaptive law is

* **收稿日期**:2023-09-28
基金项目:国家自然科学基金资助项目(52262054, 52202466, 52062036), National Natural Science Foundation of China(52262054, 52202466, 52062036)
作者简介:吴晓建(1985—),男,江西赣县人,南昌大学副教授,硕士生导师
† 通信联系人,E-mail: zl184131@163.com

designed. Additionally, for the state variables that cannot be directly measured in the algorithm, a particle filter state observer is designed to estimate their values in real-time. Finally, simulation analyses are conducted under typical working conditions, such as sinusoidal road excitation and random road excitation. The results demonstrate that the designed observer can provide real-time and accurate state information required by the control algorithm, and the fuzzy sliding mode controller with parameter adaptability exhibits good robustness and greatly improves vehicle posture and ride comfort.

Key words: active suspension; particle filter state observer; parameter adaptive; fuzzy sliding mode

悬架是提升车辆乘坐舒适性和行驶安全性的关键系统,按作用原理可分为被动悬架、半主动悬架和主动悬架.其中,主动悬架因其能最优改善乘坐舒适性,对不同路面具有自适应调节能力,成为未来车辆悬架的重要发展方向[1-2].

车辆载荷工况多变、非线性弹性及阻尼系统的线性化处理等将带来参数摄动,鲁棒性问题一直是主动悬架控制关注的重点,为此涌现出最优控制、模型预测控制、自抗扰控制、滑模控制、H_2/H_∞和μ综合等鲁棒控制算法.李仲兴等[3]针对非簧载质量变化与轮毂电机间的振动负效应问题,提出将自适应遗传算法应用于确定LQR最优控制权重矩阵的自适应LQR最优控制策略.Canale等[4]考虑作动力的响应能力,提出了带控制力约束条件的模型预测控制策略.Wang等[5]考虑悬架系统刚度-阻尼的非线性、动态未建模和外部干扰,设计了扩张状态观测器以估计悬架系统的总扰动,提出主动抗扰控制与模糊滑模控制相结合的新型自抗扰控制策略.Du等[6]为改进传统滑模控制收敛时间,利用智能算法调节控制器参数,提出了一种参考模型的自适应终端滑模跟踪控制策略.孙东等[7]针对磁流变阻尼器的时滞问题,结合实验对相关参数进行辨识和整定,设计了一种时滞H_2/H_∞鲁棒控制器,使阻尼器响应时滞降低到临界时滞以内.周兵等[8]针对内外扰动导致的鲁棒性变差问题,运用线性分式变换建立了含不确定性系统动力学模型,提出低保守性能的μ综合控制.

考虑到滑模控制具有计算简单、适用于非线性系统等优点,Ghadiri等[9]考虑实际悬架系统的参数摄动,以四分之一悬架为研究对象,设计了能同时抵抗内部和外部扰动的终端滑模自适应控制器,并在多种工况下对算法的有效性进行了验证.Li等[10]采用T-S模糊方法建立半车悬架模型,结合H_∞进行设定约束条件,最后设计自适应滑模控制器,在系统参数摄动下能取得良好效果.Liu等[11]在考虑悬架系统不确定性的前提下,设计了一种基于神经网络补偿的滑模控制,并通过零动态分析证明控制系统能在规范性能下快速收敛.徐明等[12]为有效改善滑模控制的抖振现象,引入径向基神经网络设计滑模控制器的开关项,实现了控制策略的优化.吕振鹏等[13]采用模糊算法,对滑模控制的趋近律参数进行优化,所设计模糊自适应滑模控制器能够有效降低滑模控制中的抖振问题.Ozerh等[14]引入优化算法对滑模面和滑模控制参数进行优化,优化后的悬架性能有较大提升.需要注意的是,以上滑模控制器在设计时均未考虑控制算法所需的实时状态获取问题.

进一步地,针对普通线性滑模在有限时间内收敛速度较慢问题,Yu等[15]提出一种快速终端滑模面,其优点在于,当系统状态远离平衡点时非线性滑模面起主导作用,当状态接近平衡点时线性滑模面决定使其呈指数收敛,即系统状态远离和靠近平衡点时分别由非线性项和线性项决定,从而提升滑动模态收敛速度.

考虑控制算法面临应用时的关键状态获取问题,邱香[16]基于非线性滤波方法设计了滑模控制器,并通过构建扩展卡尔曼(extended Kalman filter,EKF)状态观测器来获取控制算法所需状态量.Zhou等[17]基于无迹卡尔曼(unscented Kalman filter,UKF)算法设计状态观测系统,提出了抗侧倾和平顺性双模式控制策略的可切换悬架.李全通等[18]基于整车12自由度纵向-垂向耦合动力学模型,利用电控空气悬架系统输出信息,采用卡尔曼滤波算法对轮胎垂向位移进行了估计.王振峰等[19]建立了车辆垂向-横向耦合动力学模型及路面激励模型,将无迹卡尔曼滤波算法与非线性模糊观测理论相结合,设计了车辆侧倾状态非线性状态观测器.以上状态观测系统能对控制算法所需状态量做出有效估计,但估计精度对

观测模型的精确性依赖性强,当观测模型存在不确定性时,将影响控制系统的鲁棒性.

针对上述主动悬架鲁棒控制及关键状态获取问题,本文提出结合粒子滤波(particle filter,PF)状态观测的终端滑模自适应算法.首先,构建含车轮非线性滤波位移变量的悬架系统,设计粒子滤波悬架系统状态观测器以实时获取滑模控制算法设计所需状态量.其次,在快速终端滑模面的基础上引入积分项,设计积分终端滑模控制器,且考虑到系统参数摄动,结合 Lyapunov 定理在稳定性分析时设计所需的参数自适应律.最后,为了解决滑模固有的抖振问题,采用模糊算法逼近开关项,进一步提升悬架控制系统的鲁棒性.

1　悬架系统动力学模型

考虑到车身俯仰转动惯量较侧倾惯量大许多,使俯仰姿态较侧倾姿态更为平稳,本文忽略车辆悬架的俯仰特性,采用图 1 所示侧倾平面半车悬架作为研究对象,相应动力学建模如式(1)~式(5)所示.

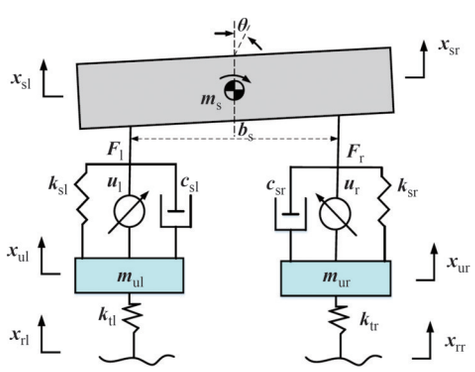


图 1　侧倾平面半车主动悬架动力学模型

Fig.1　Active suspension dynamic model of the roll-plane half car

簧载质量垂向运动:

$$m_s x_s'' = \sum_{i=l,r}(u_i - F_i) \tag{1}$$

簧载质量侧倾运动:

$$I_\theta \theta'' = \left[(F_l - u_l) - (F_r - u_r)\right]\frac{b_s}{2} + M_\theta \tag{2}$$

非簧载质量垂向运动:

$$m_{ui} x_{ui}'' = F_i - u_i - k_{ti}(x_{ui} - x_{0i}) \tag{3}$$

$$\begin{cases} F_i = k_{si}(x_{si} - x_{ui}) + c_{si}(x_{si}' - x_{ui}') \quad i = l, r \\ M_\theta = m_s g h \theta \end{cases} \tag{4}$$

当侧倾角较小时,近似有:

$$\begin{cases} x_{sl} = x_s - \dfrac{b_s \theta}{2} \\ x_{sr} = x_s + \dfrac{b_s \theta}{2} \end{cases} \tag{5}$$

图 1 及以上各式中,m_s 为簧载质量,m_{ui} 为左、右侧非簧载质量,b_s 为轮距,h 为侧倾中心高度,I_θ 为车身侧倾转动惯量,x_s 为车身质心垂向位移,x_{sl} 和 x_{sr} 分别为左、右侧簧载集中质量垂向位移,x_{ui} 为非簧载质量垂向位移,x_{0l} 和 x_{0r} 分别为左、右侧路面不平度激励,k_{si} 为弹簧刚度,c_{si} 为减振器阻尼,k_{ti} 为轮胎刚度,θ 为车身侧倾角,u_i 为主动悬架控制力,下标 i=l,r, 其中 l 和 r 分别代表悬架左侧和右侧.

考虑到悬架系统的平顺性、悬架动扰度和轮胎动变形之间存在冲突,引入非线性滤波实现平顺性与悬架动扰度协调.车轮非线性滤波函数[16]如下:

$$\bar{x}_{ui} = \frac{b_1 + b_2 f(\xi_i)}{s + b_1 + b_2 f(\xi_i)} x_{ui} \tag{6}$$

$$f(\xi_i) = \begin{cases} \left(\dfrac{\xi_i - m_1}{m_2}\right)^2, & \xi_i > m_1 \\ 0, & |\xi_i| \leqslant m_1 \\ \left(\dfrac{\xi_i + m_1}{m_2}\right)^2, & \xi_i < -m_1 \end{cases} \tag{7}$$

式中:b_1, b_2, m_1, m_2 均大于 0;s 为拉普拉斯算子;ξ_i 为左、右侧悬架动扰度.

选取状态变量:$x_1 = x_{sr}, x_2 = x_{sr}', x_3 = x_{sl}, x_4 = x_{sl}', x_5 = x_{ur}, x_6 = x_{ur}', x_7 = x_{ul}, x_8 = x_{ul}', x_9 = \bar{x}_{ur}, x_{10} = \bar{x}_{ul}$,建立状态空间方程为:

$$\begin{cases} x_1' = x_2 \\ x_2' = T_1(u_r - F_r) + T_2(u_l - F_l) + \dfrac{b_s}{2I_\theta} M_\theta = f_r + g_r U_r \\ x_3' = x_4 \\ x_4' = T_1(u_l - F_l) + T_2(u_r - F_r) - \dfrac{b_s}{2I_\theta} M_\theta = f_l + g_l U_l \\ x_5' = x_6 \\ x_6' = \dfrac{-u_r + F_r - k_t(x_{ur} - x_{rr})}{m_{ur}} \\ x_7' = x_8 \\ x_8' = \dfrac{-u_l + F_l - k_t(x_{ul} - x_{rl})}{m_{ul}} \\ x_9' = \left[b_1 + b_2 f(\xi_r)\right](x_{ur} - \bar{x}_{ur}) \\ x_{10}' = \left[b_1 + b_2 f(\xi_l)\right](x_{ul} - \bar{x}_{ul}) \end{cases} \tag{8}$$

式中:$T_1 = \dfrac{1}{m_s} + \dfrac{b_s^2}{4I_\theta}$, $T_2 = \dfrac{1}{m_s} - \dfrac{b_s^2}{4I_\theta}$, $f_r = -T_1 F_r - T_2 F_l + \dfrac{b_s}{2I_\theta} M_\theta$, $g_r = 1$, $U_r = T_1 u_r + T_2 u_l$, $f_l = -T_1 F_l -$

$T_2F_r - \frac{b_s}{2I_\theta}M_\theta, g_1 = 1, U_1 = T_1u_1 + T_2u_r.$

2 模糊滑模自适应控制器设计

2.1 滑模控制器设计

状态变量x_{sr}可表征车辆悬架的平顺性目标,而$\bar{x}_{ur}$由悬架动扰度决定,通过合理调节非线性滤波相关参数可实现平顺性和动扰度之间的动态调节,故选择两者之差e_r作为控制误差变量.

$$e_r = x_{sr} - \bar{x}_{ur} \tag{9}$$

选取滑模面S_r:

$$S_r = e_r' + \alpha_r e_r + \beta_r \int \mathrm{sig}(e_r)^{\frac{q_r}{p_r}}\,\mathrm{d}t \tag{10}$$

式中:α_r和β_r均大于0;q_r和p_r为正奇数且$q_r > p_r$;$\mathrm{sig}(\cdot)^{\frac{q_r}{p_r}} = |\cdot|^{\frac{q_r}{p_r}}\mathrm{sgn}(\cdot)$,sgn为符号函数.

结合式(6)~式(10)并对滑模面求导,可得:

$$S_r' = (f_r + g_rU_r - \bar{x}_{ur}'') + \alpha_r e_r' + \beta_r \mathrm{sig}(e_r)^{\frac{q_r}{p_r}} \tag{11}$$

令$S_r' = 0$,右侧悬架总滑模等效控制律表达式为:

$$U_{req} = g_r^{-1}\left[\bar{x}_{ur}'' - \alpha_r e_r' - \beta_r \mathrm{sig}(e_r)^{\frac{q_r}{p_r}} - f_r\right] \tag{12}$$

考虑外界扰动和系统不确定性,引入切换鲁棒项u_{sw}克服滑模抖振问题,即:

$$u_{sw} = -K\,\mathrm{sgn}(S) \tag{13}$$

式中,$K > |d(t)|$,$d(t)$为外界扰动.

根据式(12)和式(13),得到左、右侧悬架总滑模控制律表达式:

$$U_r = g_r^{-1}[\bar{x}_{ur}'' - \alpha_r e_r' - \beta_r \mathrm{sig}(e_r)^{\frac{q_r}{p_r}} - f_r - K_r\,\mathrm{sgn}(S_r)] \tag{14}$$

同理,设$e_r = x_{sl} - \bar{x}_{ul}$,可得左侧悬架总滑模控制律表达式:

$$U_l = g_l^{-1}[\bar{x}_{ul}'' - \alpha_l e_l' - \beta_l \mathrm{sig}(e_l)^{\frac{q_l}{p_l}} - f_l - K_l\,\mathrm{sgn}(S_l)] \tag{15}$$

联立式(14)和式(15),所以最终以平顺性为目标的控制器左、右悬滑模控制律设计为:

$$\begin{cases} u_r = \dfrac{T_1U_r - T_2U_l}{T_1^{\,2} - T_2^{\,2}} \\ u_l = \dfrac{T_2U_r - T_1U_l}{T_2^{\,2} - T_1^{\,2}} \end{cases} \tag{16}$$

2.2 考虑参数摄动下的自适应模糊滑模控制器设计

因悬架系统刚度及减振器线性化处理等将带来参数摄动,故考虑阻尼c_s和刚度k_s有界不确定性,做如下假设:

$$\begin{cases} c_{sr\min} \leqslant c_{sr} \leqslant c_{sr\max} \\ c_{sl\min} \leqslant c_{sl} \leqslant c_{sl\max} \\ k_{sr\min} \leqslant k_{sr} \leqslant k_{sr\max} \\ k_{sl\min} \leqslant k_{sl} \leqslant k_{sl\max} \end{cases} \tag{17}$$

由于控制律式(14)和式(15)中的阻尼和刚度为悬架系统的名义参数,所以现在定义阻尼摄动参数表示为$\hat{c}_{sr}$和$\hat{c}_{sl}$,刚度摄动参数表示为$\hat{k}_{sr}$和$\hat{k}_{sl}$,同时式(8)中的f_r和f_l表示为$\hat{f}_r$和$\hat{f}_l$,故式(14)和(15)整合为:

$$\begin{cases} U_r = g_r^{-1}[\bar{x}_{ur}'' - \alpha_r e_r' - \beta_r \mathrm{sig}(e_r)^{\frac{q_r}{p_r}} - \hat{f}_r - K_r\,\mathrm{sgn}(S_r)] \\ U_l = g_l^{-1}[\bar{x}_{ul}'' - \alpha_l e_l' - \beta_l \mathrm{sig}(e_l)^{\frac{q_l}{p_l}} - \hat{f}_l - K_l\,\mathrm{sgn}(S_l)] \end{cases} \tag{18}$$

式中,$\hat{f}_r$和$\hat{f}_l$分别表示为f_r和f_l的估计值,后文统一表示为$\hat{(\cdot)}$为$(\cdot)$的估计值.

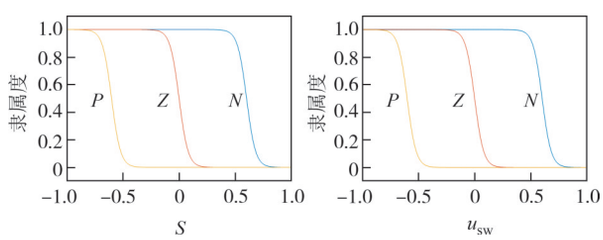
实际上,滑模控制器的鲁棒项是为了克服不确定性而设计的一种“开关”,但是这样也不可避免地给滑模控制带来抖振问题,所以为了进一步减弱算法的抖振影响,构造模糊系统逼近抖振项u_{sw},选择模糊集合A_j={N, Z, P},采用if-then的模糊规则形式为:

$$\begin{cases} \text{if } S \text{ is } N \text{ then } \hat{u}_{sw} \text{ is } P \\ \text{if } S \text{ is } Z \text{ then } \hat{u}_{sw} \text{ is } Z \\ \text{if } S \text{ is } P \text{ then } \hat{u}_{sw} \text{ is } N \end{cases} \tag{19}$$

定义切换函数S为模糊输入向量,其隶属度函数为:

$$\begin{cases} \mu_N(S) = \dfrac{1}{1 + e^{5(S-3)}} \\ \mu_Z(S) = \dfrac{1}{1 + e^{5S}} \\ \mu_P(S) = \dfrac{1}{1 + e^{5(S+3)}} \end{cases} \tag{20}$$

根据式(19)和式(20),得到如图2所示的模糊输入、输出隶属度函数曲线.



(a)模糊输入隶属度函数 (b)模糊输出隶属度函数

图2 模糊系统隶属度函数

Fig.2 Membership function of fuzzy system

模糊推理过程[20]:

1)采用乘积推理机结果为$\mu A^{(j)}(S)$;

2)采用单值模糊器求解隶属度所对应的函数值$u_{\mathrm{sw}}^{(j)}$;

3)采用中心平均解模糊器,得到模糊系统基向量:

$$\boldsymbol{\phi}(S)=\frac{\mu A^{(j)}(S)}{\prod_{j=1}^{3}\mu A^{(j)}(S)} \tag{21}$$

综上,可以得到模糊系统输出为:

$$\hat{u}_{\mathrm{sw}}(S\left|\hat{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{sw}}}\right.)=-\hat{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{sw}}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\phi}(S) \tag{22}$$

式中:$\hat{u}_{\mathrm{sw}}(S\left|\hat{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{sw}}}\right.)$为模糊控制器输出,即模糊滑模控制器鲁棒项;$\hat{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{sw}}}$为自适应律;$\boldsymbol{\phi}(S)$为模糊基向量.定义最优估计参数$\boldsymbol{\theta}_{u_{\mathrm{sw}}}^{*}$:

$$\boldsymbol{\theta}_{u_{\mathrm{sw}}}^{*}=\arg\min_{\hat{\theta}_{u_{\mathrm{sw}}}\in\Omega_{u_{\mathrm{sw}}}}\left[\sup\left|\hat{u}_{\mathrm{sw}}(S\left|\hat{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{sw}}}\right.)-K\operatorname{sgn}(S)\right|\right] \tag{23}$$

$$\hat{u}_{\mathrm{sw}}(S\left|\boldsymbol{\theta}_{u_{\mathrm{sw}}}^{*}\right.)=-K\operatorname{sgn}(S) \tag{24}$$

定义 Lyapunov 函数V:

$$V=\frac{1}{2}S_{\mathrm{r}}^{2}+\frac{1}{2}S_{\mathrm{l}}^{2}+\frac{1}{2\gamma_1}\tilde{k}_{\mathrm{r}}{}^{2}+\frac{1}{2\gamma_2}\tilde{c}_{\mathrm{r}}{}^{2}+\frac{1}{2\gamma_3}\tilde{k}_{\mathrm{l}}{}^{2}+\frac{1}{2\gamma_4}\tilde{c}_{\mathrm{l}}{}^{2}+\frac{1}{2\gamma_5}\tilde{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swr}}}^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swr}}}+\frac{1}{2\gamma_6}\tilde{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swl}}}^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swl}}} \tag{25}$$

式中:$\gamma_1,\gamma_2,\gamma_3,\gamma_4,\gamma_5,\gamma_6>0$;$(\tilde{\cdot})=(\hat{\cdot})-(\cdot)$;$\tilde{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{sw}}}=\hat{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{sw}}}-\boldsymbol{\theta}_{u_{\mathrm{sw}}}^{*}$.

对 Lyapunov 函数V求导,并将式(18)代入,整理可得:

$$\begin{aligned}V'=&S_{\mathrm{r}}S_{\mathrm{r}}'+S_{\mathrm{l}}S_{\mathrm{l}}'+\frac{1}{\gamma_1}\tilde{k}_{\mathrm{r}}\hat{k}_{\mathrm{r}}'+\frac{1}{\gamma_2}\tilde{c}_{\mathrm{r}}\hat{c}_{\mathrm{r}}'+\frac{1}{\gamma_3}\tilde{k}_{\mathrm{l}}\hat{k}_{\mathrm{l}}'+\\&\frac{1}{\gamma_4}\tilde{c}_{\mathrm{l}}\hat{c}_{\mathrm{l}}'+\frac{1}{\gamma_5}\tilde{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swr}}}^{\mathrm{T}}\hat{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swr}}}'+\frac{1}{\gamma_6}\tilde{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swl}}}^{\mathrm{T}}\hat{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swl}}}'=\\&-K_{\mathrm{r}}|S_{\mathrm{r}}|+\tilde{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swr}}}^{\mathrm{T}}\left[\frac{1}{\gamma_5}\hat{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swr}}}'-S_{\mathrm{r}}\boldsymbol{\phi}_{\mathrm{r}}(S_{\mathrm{r}})\right]-\\&K_{\mathrm{l}}|S_{\mathrm{l}}|+\tilde{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swl}}}^{\mathrm{T}}\left[\frac{1}{\gamma_6}\hat{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swl}}}'-S_{\mathrm{l}}\boldsymbol{\phi}_{\mathrm{l}}(S_{\mathrm{l}})\right]+\\&\tilde{k}_{\mathrm{r}}\left[(T_1S_{\mathrm{r}}+T_2S_{\mathrm{l}})(x_{\mathrm{sr}}-x_{\mathrm{ur}})+\frac{1}{\gamma_1}\hat{k}_{\mathrm{r}}'\right]+\\&\tilde{k}_{\mathrm{l}}\left[(T_2S_{\mathrm{r}}+T_1S_{\mathrm{l}})(x_{\mathrm{sl}}-x_{\mathrm{ul}})+\frac{1}{\gamma_3}\hat{k}_{\mathrm{l}}'\right]+\\&\tilde{c}_{\mathrm{r}}\left[(T_1S_{\mathrm{r}}+T_2S_{\mathrm{l}})(x_{\mathrm{sr}}'-x_{\mathrm{ur}}')+\frac{1}{\gamma_2}\hat{c}_{\mathrm{r}}'\right]+\end{aligned}$$

$$\tilde{c}_{\mathrm{l}}\left[(T_2S_{\mathrm{r}}+T_1S_{\mathrm{l}})(x_{\mathrm{sl}}'-x_{\mathrm{ul}}')+\frac{1}{\gamma_4}\hat{c}_{\mathrm{l}}'\right] \tag{26}$$

为适应参数的不确定性,取参数摄动自适应律为:

$$\begin{cases}\hat{k}_{\mathrm{r}}'=-\gamma_1(T_1S_{\mathrm{r}}+T_2S_{\mathrm{l}})(x_{\mathrm{sr}}-x_{\mathrm{ur}})\\\hat{c}_{\mathrm{r}}'=-\gamma_2(T_1S_{\mathrm{r}}+T_2S_{\mathrm{l}})(x_{\mathrm{sr}}'-x_{\mathrm{ur}}')\\\hat{k}_{\mathrm{l}}'=-\gamma_3(T_2S_{\mathrm{r}}+T_1S_{\mathrm{l}})(x_{\mathrm{sl}}-x_{\mathrm{ul}})\\\hat{c}_{\mathrm{l}}'=-\gamma_4(T_2S_{\mathrm{r}}+T_1S_{\mathrm{l}})(x_{\mathrm{sl}}'-x_{\mathrm{ul}}')\end{cases} \tag{27}$$

此外,为了防止在外界扰动下参数估计值过大,对上述参数摄动自适应律进行改进,采用映射自适应算法[21]:

$$\mathrm{Pro\,j}_{(\cdot)}(\cdot)=\begin{cases}0, & \text{if}(\hat{\cdot})>(\cdot)_{\max}\text{and}(\cdot)>0\\0, & \text{if}(\hat{\cdot})<(\cdot)_{\min}\text{and}(\cdot)<0\\(\cdot), & \text{otherwise}\end{cases} \tag{28}$$

为削弱滑模控制的抖振,取切换模糊化自适应律为:

$$\begin{cases}\hat{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swr}}}'=\gamma_5S_{\mathrm{r}}\boldsymbol{\phi}_{\mathrm{r}}(S_{\mathrm{r}})\\\hat{\boldsymbol{\theta}}_{u_{\mathrm{swl}}}'=\gamma_6S_{\mathrm{l}}\boldsymbol{\phi}_{\mathrm{l}}(S_{\mathrm{l}})\end{cases} \tag{29}$$

将式(27)和式(29)代入式(26),可得:

$$V'=-K_{\mathrm{r}}|S_{\mathrm{r}}|-K_{\mathrm{l}}|S_{\mathrm{l}}|\leqslant 0 \tag{30}$$

故所设计的悬架控制闭环系统是渐近稳定的.

综合式(18)、式(28)和式(29)得到最终左、右侧总滑模控制律表达式:

$$\begin{cases}U_{\mathrm{r}}=g_{\mathrm{r}}^{-1}[\ddot{x}_{\mathrm{ur}}'-\alpha_{\mathrm{r}}e_{\mathrm{r}}'-\beta_{\mathrm{r}}\mathrm{sig}(e_{\mathrm{r}})^{\frac{q_{\mathrm{r}}}{p_{\mathrm{r}}}}-\hat{f}_{\mathrm{r}}-\hat{u}_{\mathrm{swr}}(S_{\mathrm{r}}\left|\hat{\boldsymbol{\theta}}_{\mathrm{swr}}\right.)]\\U_{\mathrm{l}}=g_{\mathrm{r}}^{-1}[\ddot{x}_{\mathrm{ul}}'-\alpha_{\mathrm{l}}e_{\mathrm{l}}'-\beta_{\mathrm{l}}\mathrm{sig}(e_{\mathrm{l}})^{\frac{q_{\mathrm{l}}}{p_{\mathrm{l}}}}-\hat{f}_{\mathrm{l}}-\hat{u}_{\mathrm{swl}}(S_{\mathrm{l}}\left|\hat{\boldsymbol{\theta}}_{\mathrm{swl}}\right.)]\end{cases} \tag{31}$$

3　基于 PF 状态观测器的模糊滑模自适应控制

由于上述设计的控制算法几乎为全状态反馈,需要实时提供算法中的状态信息.然而,悬架系统簧载质量的实际位移和速度等状态量难以通过传感器直接获取,且悬架状态空间方程式(8)在引入非线性滤波后导致系统呈非线性,普通状态观测系统的估计精度有限,而粒子滤波不依赖于任何非线性逼近和局部线性化技术,适用于非线性系统模型的滤波[22].综上,本文将基于粒子滤波算法构建悬架系统状态观测器,从而实时获取控制算法所需参量.

选择量测量:$z=[x_s'', x_{ur}'', x_{ul}'', \theta']^T$

选择观测量:

$\hat{\boldsymbol{x}}=[\hat{x}_{sr}, \hat{x}_{sr}', \hat{x}_{sl}, \hat{x}_{sl}', \hat{x}_{ur}, \hat{x}_{ur}', \hat{x}_{ul}, \hat{x}_{ul}', \hat{\ddot{x}}_{ur}, \hat{\ddot{x}}_{ul}]^T$

对悬架系统的状态方程和量测方程进行离散化:

$$\begin{cases} x_k = f(x_{k-1}, u_{k-1}, W_{k-1}) \\ z_k = h(x_k, u_k, V_k) \end{cases} \tag{32}$$

式中,W为过程噪声,V为传感器测量时的量测噪声.

粒子滤波算法流程[22]如下:

1) 初始化粒子.在$k=0$时刻从先验概率分布$p(x_0)$中抽取初始状态$x_0^{(i)}$,并计算归一化权值$w_0^{(i)}$.

2) 粒子预测和更新.当$k\geqslant 1$时,对N个粒子按重要性函数进行采样$x_k^{(i)}\sim q[x_k|X_{k-1}^{(i)}, Z_k]$,并计算归一化权值$w_k^{(i)}$;若有效粒子$N_{eff}$容量小于设定阈值$N_{th}$,则进行重采样算法,有效样本容量常采用式(33)进行估计.

$$N_{eff}=\frac{N}{\sum_{i=1}^{N}\left[w_k^{(i)}\right]^2} \tag{33}$$

3) 输出.粒子滤波算法的输出实际上是一组样本点,所以输出观测量只需对样本点求期望即可.

$$\hat{x}_k=E(x_k)=\sum_{i=1}^{N}w_k^{(i)}x_k^{(i)} \tag{34}$$

整个控制系统框架如图3所示.首先车辆行驶过程中的左、右轮存在相干性H_ω,随后传感器从悬架系统响应中获取量测信息z,考虑到实际测量时会受噪声因素的影响,仿真中对量测量施加测量噪声后作为观测器输入,观测系统实时估计得到观测量$\hat{x}$,用于滑模面和相关自适应律的设计,最后计算模糊滑模自适应控制力反馈到被控对象,实现整个控制系统闭环.

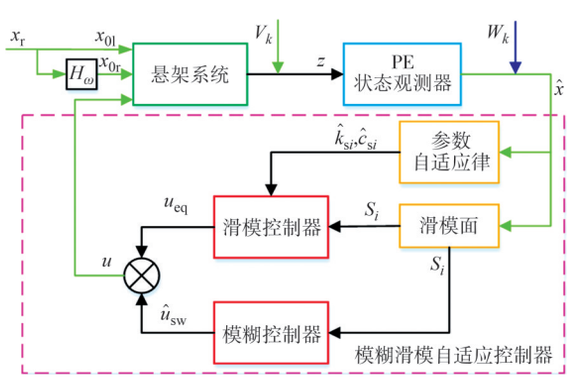


图3 基于PF状态观测器的模糊滑模自适应控制器结构

Fig.3 Fuzzy sliding mode adaptive controller structure based on PF state observer

4 仿真与分析

4.1 悬架系统参数

为验证所设计的状态观测器及控制算法的有效性,分别以正弦路面和随机路面两种典型道路工况进行仿真测试,对比被动悬架(PAS)、滑模控制(SMC)、含切换模糊化自适应律的模糊滑模控制(FSMC)、含参数摄动自适应律和切换模糊化自适应的模糊滑模自适应控制(FSMAC)悬架响应结果.车身参数设置如下:车身质量$m_s=690$ kg,车轮质量$m_{ui}=40.5$ kg,弹簧刚度$k_{si}=17\,000$ N/m,减振器阻尼$c_{si}=1\,500$ N·s/m,轮胎刚度$k_{ti}=192\,000$ N/m,车身侧倾转动惯量$I_\theta=235$ kg·m^2.

1) 正弦路面激励

$x_0(t)=0.05\sin(2\pi t)$

2) 随机路面激励

$$x_0'(t)=-2\pi n_1 v_x x_0(t)+2\pi n_0\sqrt{G_q(n_0)v_x}\,w(t)$$

式中:$n_1=0.011$为下截止频率;v_x为纵向车速,取$v_x=16.7$ m/s;$G_q(n_0)$为路面不平度系数,取$G_q(n_0)=256\times10^{-6}$ m^3;$n_0=0.1$为参考空间频率;$w(t)$为高斯白噪声.

4.2 状态观测系统测试与分析

在典型的随机路面激励工况下测试PF状态观测系统的估计效果,相应的状态观测结果如图4所示.

图4(a)~(j)为随机路面激励下的悬架状态估计对比,图中显示,在考虑传感器量测噪声情形下,位移状态估计与真实值的吻合度较高,虽然速度状态信息与真实值存在些许偏差,但仍能够较精确地还原真实状态,说明PF状态观测器能够有效而准确地估计系统状态,为控制器设计提供实时而可靠的状态变量信息.

4.3 控制系统仿真与分析

前已证实PF状态观测器能较好地实时估计系统的全部状态信息,本节在观测系统的基础上对SMC、FSMC和FSMAC控制效果进行分析,并定义如下三种仿真工况.

1)仿真工况一:选择在正弦路面激励下进行SMC和FSMC控制性能分析.

2)仿真工况二:选择在随机路面激励下进行SMC和FSMC控制性能分析.

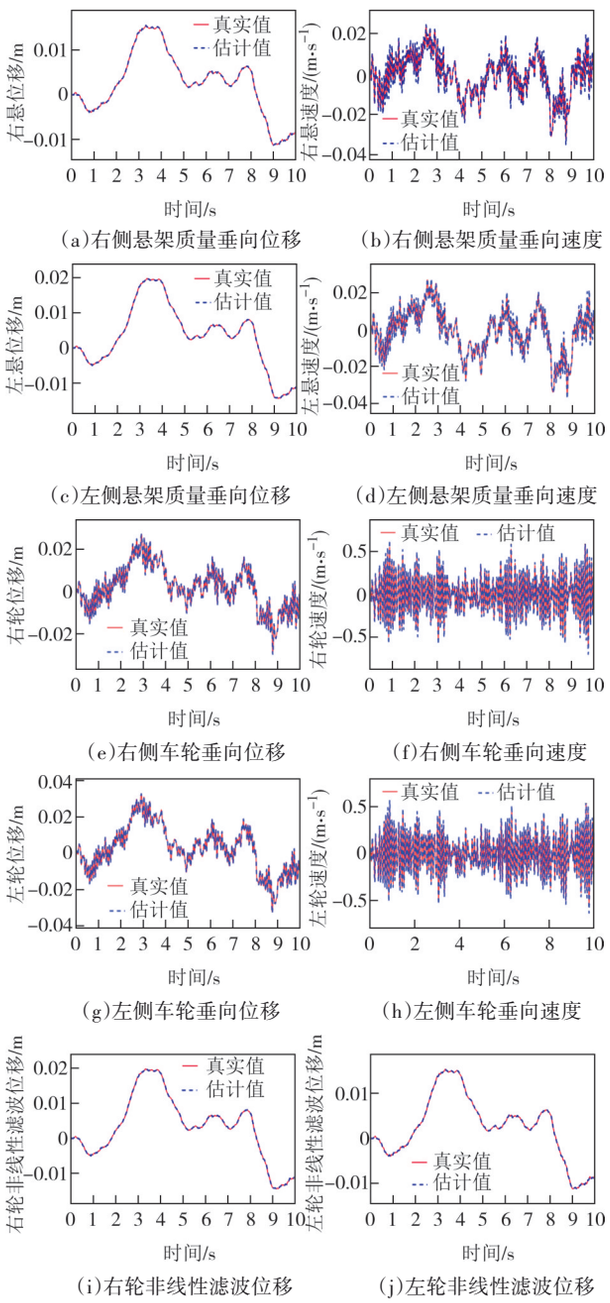


图 4　随机路面激励的悬架状态估计对比

Fig.4　Comparison of suspension state estimation with random road excitation

3)仿真工况三:为了更好地测试FSMAC的鲁棒性,假设悬架系统的阻尼和刚度由于老化发生参数摄动,在 2 s时刻,减振器阻尼由名义值 1 500 N·s·m^{-1} 摄动为 1 300 N·s·m^{-1},弹簧刚度由 17 000 N/m 摄动到 16 000 N/m,并且让车辆在较差的随机 C 级路面工况上行驶,以进一步验证所设计的控制系统鲁棒性.

4.3.1　仿真工况一

图 5(a)和(b)显示,在正弦路面激励下,主动悬架的平顺性和车身侧倾姿态控制目标均得到明显改善,且悬架动扰度和轮胎动变形指标也得到小幅改善,而主动控制中FSMC有着更加优异的表现.表 1 的仿真数值表明,对于车身加速度指标,PAS 车身加速度均方根为 3.093 m/s^2,SMC 和 FSMC 分别为 0.524 4 m/s^2 和 0.327 9 m/s^2,可以看到三者中 SMC 主动控制悬架改善程度最大.考察车身侧倾角性能指标,PAS、SMC 和 FSMC 的均方根分别为 0.707 4°、0.193 0°和 0.082 5°,FSMC 的车身侧倾角改善最佳.图 5(c)和(d)分别为悬架动扰度和轮胎动变形性能指标,结合曲线和表 1 显示的均方根数值可以看出,SMC 和 FSMC 均有较大程度提升且 FSMC 提升最大.

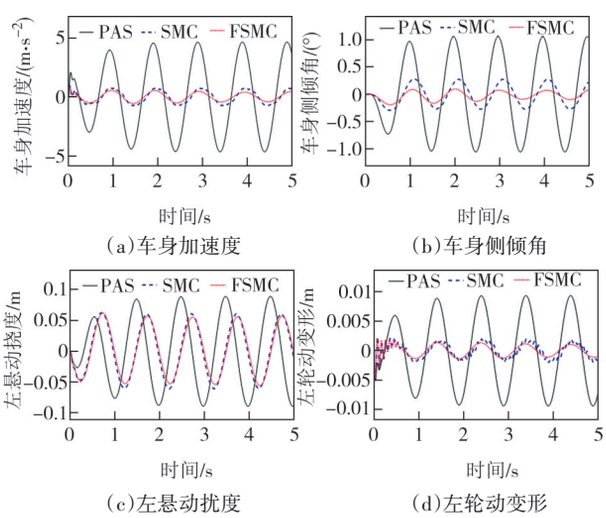


图 5　正弦路面激励的悬架系统响应对比

Fig.5　Comparison of suspension system response under sinusoidal road excitation

表 1　工况一的悬架系统响应均方根统计

Tab.1　RMS statistical of suspension system response under working condition 1

悬架类型	车身加速度/(m·s^{-2})	车身侧倾角/(°)	左悬动挠度/m	左轮动变形/m
PAS	3.093 0	0.707 4	0.057 9	0.006 3
SMC	0.524 4	0.193 0	0.041 8	0.001 3
FSMC	0.327 9	0.082 5	0.039 7	0.000 9

4.3.2　仿真工况二

图 6 为随机路面激励下悬架系统的各项性能指标.图 6(a)显示,对于车身加速度曲线,主动悬架相较于被动悬架有很大提升,而在主动控制中,FSMC 又比 SMC 有稍微的改善.表 2 的均方根统计表明,PAS、SMC 和 FSMC 的车身加速度均方根值分别为 0.486 2 m/s^2、0.232 1 m/s^2 和 0.228 4 m/s^2,SMC 和

FSMC改善比例分别为52.26%、53.02%;图6(b)为车身侧倾角响应曲线,也是FSMC表现能力最佳.表1均方根值数据显示,SMC比PAS提升26.63%,而FSMC改善程度达到28.95%.从图6(c)、(d)和表2可知,相较于被动悬架,SMC和FSMC的悬架动扰度和轮胎动变形稍有恶化,原因在于非线性滤波函数使车身位移及侧倾姿态优先得到控制,但车轮质量垂向位移变差导致悬架动扰度和车轮动变形变大.

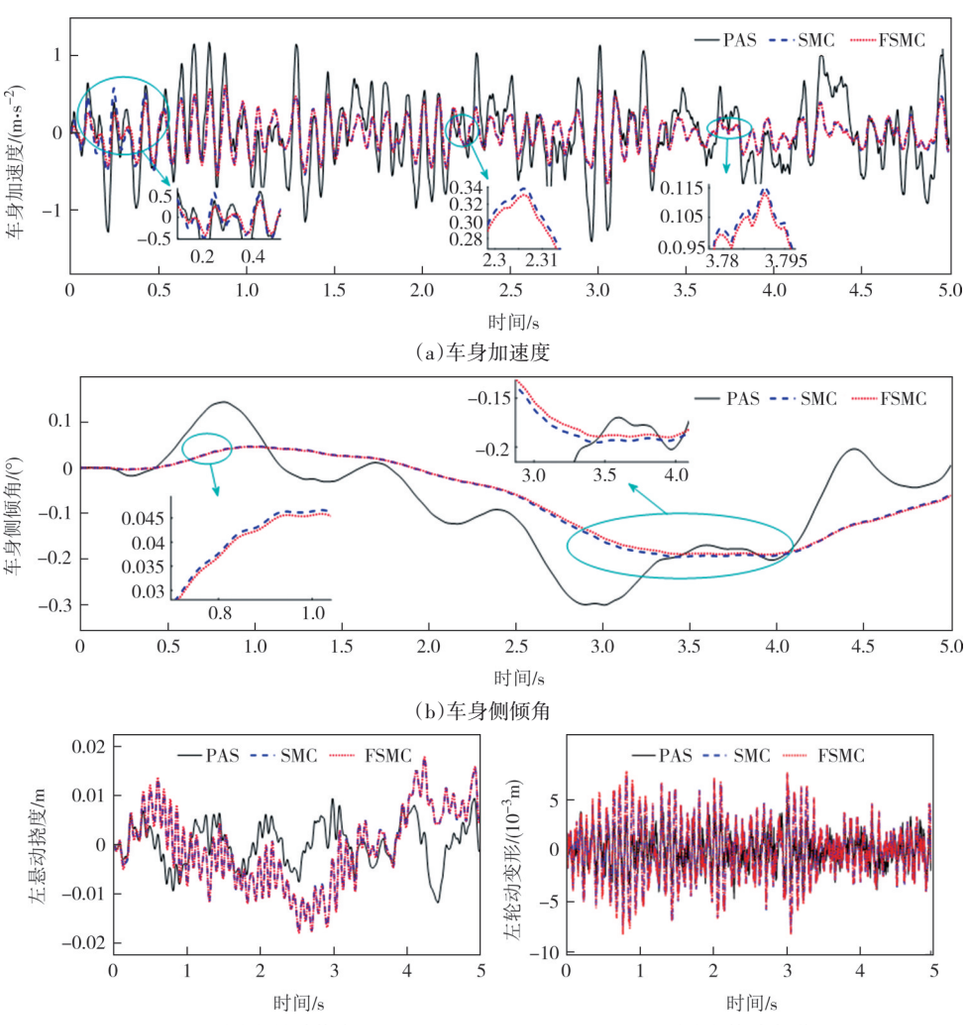
表2 工况二的悬架系统响应均方根统计

Tab.2 RMS statistical of suspension system response under working condition 2

悬架类型	车身加速度/($m\cdot s^{-2}$)	车身侧倾角/(°)	左悬动扰度/m	左轮动变形/m
PAS	0.486 2	0.129 2	0.004 8	0.001 6
SMC	0.232 1	0.094 8	0.007 7	0.002 7
FSMC	0.228 4	0.091 8	0.007 9	0.002 8

4.3.3 仿真工况三

图7显示,模拟在2 s时刻悬架系统减振器阻尼和弹簧刚度均发生摄动,FSMAC在有参数自适应律的作用下,图7(a)所示的车身加速度相对于FSMC更为平稳,这是因为图7(e)和(f)所示的参数自适应律能够较好地估计出系统摄动参数.表3显示FSMC和FSMAC车身加速度均方根数值分别为0.225 5 m/s^2和0.206 7 m/s^2, FSMAC相较于FSMC性能提升8.34%.从图7(b)的局部放大图可以看出,车身侧倾角也有小幅改善,FSMC和FSMAC的均方根值分别为0.110 8°和0.100 7°,性能进一步提升约9.12%.图7(c)为悬架动扰度, FSMC和FSMAC的均方根值分别为0.007 7 m和0.007 9 m,图7(d)为轮胎动变形,FSMC和FSMAC的均方根值分别为0.002 6 m和0.003 2 m,均由于车身和车轮间的相互制约关系而产生微小的恶化,但远小于安全行程,其影响可以不计.



(a)车身加速度

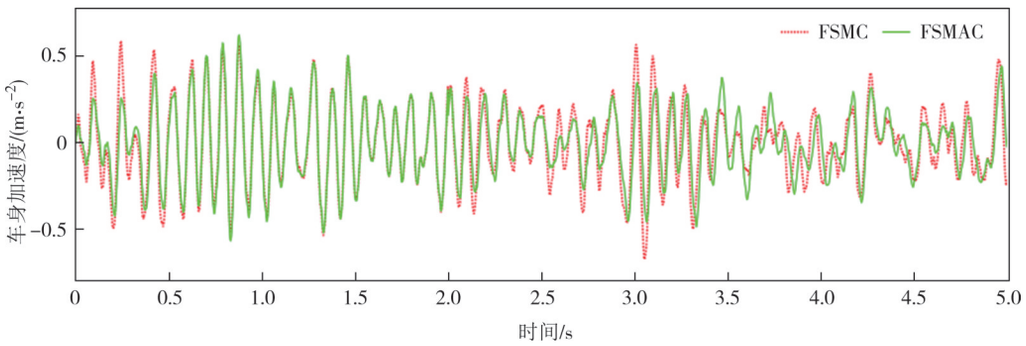
(b)车身侧倾角

(c)左悬动扰度

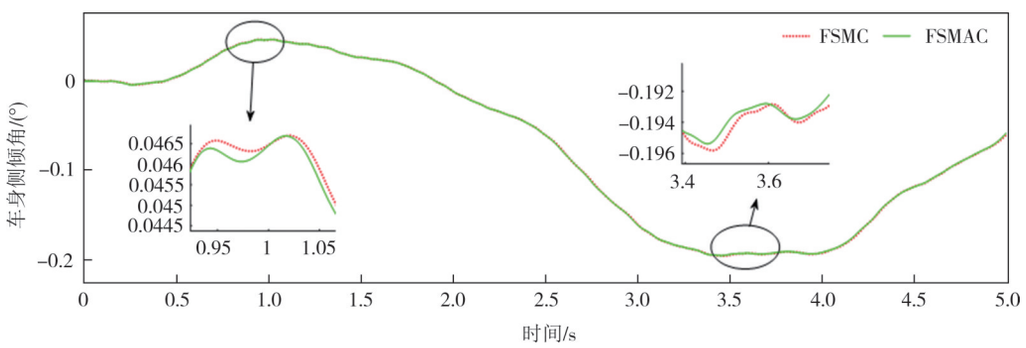
(d)左轮动变形

图6 随机路面激励的悬架系统响应对比

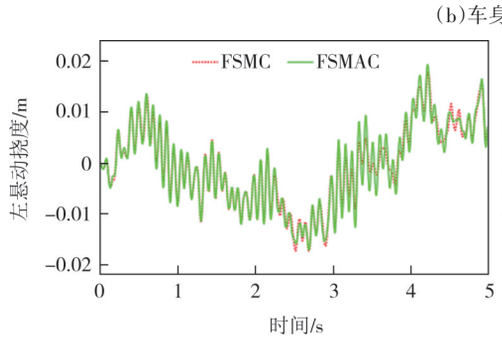
Fig.6 Comparison of suspension system responses under random road excitation



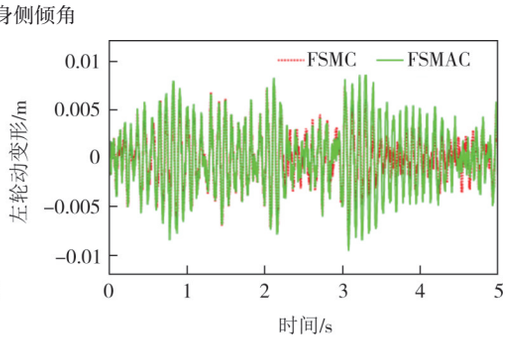
(a)车身加速度



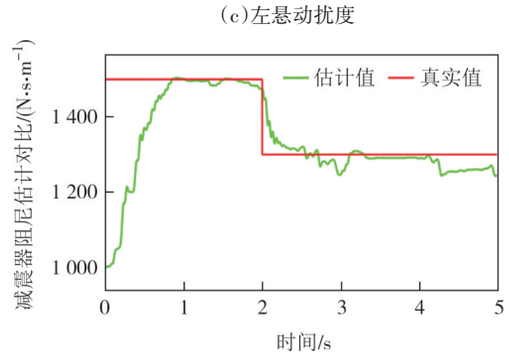
(b)车身侧倾角



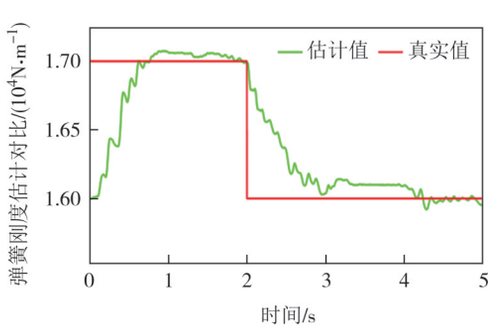
(c)左悬动扰度



(d)左轮动变形



(e)左悬减振器阻尼估计对比



(f)左悬弹簧刚度估计对比

图 7　系统参数摄动下的随机路面激励悬架系统响应对比

Fig.7　Comparison of random road excitation suspension system response under system parameter perturbation

表 3　工况三的悬架系统响应均方根统计

Tab.3　RMS statistical of suspension system response under working condition 3

悬架类型	车身加速度/(m·s⁻²)	车身侧倾角/(°)	左悬动扰度/m	左轮动变形/m
FSMC	0.225 5	0.110 8	0.007 7	0.002 6
FSMAC	0.206 7	0.100 7	0.007 9	0.003 2

5　结 论

1)首先建立半车侧倾悬架模型,设计非线性积分滑模平顺性目标控制器,然后在考虑弹簧刚度和减振器阻尼参数不确定下,结合 Lyapunov 稳定性证

明分析为控制系统设计参数自适应律,最后为了减小滑模控制抖振,采用模糊算法来逼近滑模控制的整个开关项.

2)由于控制算法中的状态变量信息难以通过传感器获取,为系统构建PF状态观测器,在观测器下能实时而准确地采集到状态信息,为控制器设计奠定了基础.

3)为验证所设计的控制系统有效性,在正弦路面和随机C级路面两种工况下仿真分析,相较于被动悬架,主动悬架的平顺性和车身侧倾姿态等性能指标均得到大幅改善,且由于FSMC在SMC的基础上更好地改善滑模抖振,整个控制系统的性能得到了进一步的提升.

4)为更进一步验证控制系统的鲁棒性,给定2 s时刻系统发生参数摄动,观察控制器在工作中系统参数摄动时的表现性能.仿真结果表明,参数自适应律能够较好地估计出真实值,同时悬架控制系统的性能指标也保持平稳,证实了所设计模糊滑模自适应控制器具有较强的鲁棒性.

参考文献

[1] 《中国公路学报》编辑部. 中国汽车工程学术研究综述: 2017[J]. 中国公路学报,2017,30(6):1-197.
Editorial Department of China Journal of Highway and Transport. Review on China's automotive engineering research progress: 2017[J]. China Journal of Highway and Transport, 2017, 30(6): 1-197. (in Chinese)

[2] 张进秋, 王兴野, 贾进峰, 等. 主动悬架有限频域H_∞时滞控制参数影响分析及优化[J]. 兵工学报,2018,39(9):1850-1857.
ZHANG J Q, WANG X Y, JIA J F, et al. Parameter analysis and optimization of finite frequency H_∞ control with time delay for active suspension[J]. Acta Armamentarii, 2018, 39(9): 1850-1857. (in Chinese)

[3] 李仲兴,宋鑫炎,刘晨来,等. 轮毂电机驱动汽车半主动悬架自适应最优控制[J]. 重庆理工大学学报(自然科学),2021,35(8):25-32.
LI Z X, SONG X Y, LIU C L, et al. Adaptive optimal control of semi-active suspension on hub motor driving vehicle[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2021, 35(8): 25-32. (in Chinese)

[4] CANALE M, MILANESE M, NOVARA C. Semi-active suspension control using "fast" model-predictive techniques [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2006, 14(6): 1034-1046.

[5] WANG H P, LU Y Q, TIAN Y, et al. Fuzzy sliding mode based active disturbance rejection control for active suspension system [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(2/3): 449-457.

[6] DU M M, ZHAO D X, YANG B, et al. Terminal sliding mode control for full vehicle active suspension systems [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(6): 2851-2866.

[7] 孙东, 汪若尘, 丁仁凯, 等. 考虑执行器响应时滞的磁流变悬架H_2/H_∞鲁棒控制研究[J]. 振动与冲击, 2022, 41(7): 276-282.
SUN D, WANG R C, DING R K, et al. H_2/H_∞ robust control of magnetorheological suspension considering actuator response time-delay [J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(7): 276-282. (in Chinese)

[8] 周兵, 吴晓建, 文桂林, 等. 基于μ综合的整车主动悬架鲁棒控制研究[J]. 振动工程学报,2017,30(6):1029-1037.
ZHOU B, WU X J, WEN G L, et al. Robust control research for full-car active suspension based on the μ synthesis algorithm[J]. Journal of Vibration Engineering, 2017, 30(6): 1029-1037. (in Chinese)

[9] GHADIRI H, MONTAZERI A. Adaptive integral terminal sliding mode control for the nonlinear active vehicle suspension system under external disturbances and uncertainties [J]. IFAC-PapersOnLine, 2022, 55(10): 2665-2670.

[10] LI H Y, YU J Y, HILTON C, et al. Adaptive sliding-mode control for nonlinear active suspension vehicle systems using T-S fuzzy approach[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2013, 60(8): 3328-3338.

[11] LIU Y J, CHEN H. Adaptive sliding mode control for uncertain active suspension systems with prescribed performance[J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems, 2021, 51(10): 6414-6422.

[12] 徐明,黄庆生,李刚. 车辆磁流变半主动悬架滑模变结构优化控制[J]. 机械科学与技术, 2021, 40(7): 1106-1113.
XU M, HUANG Q S, LI G. Sliding mode variable structure optimization control of vehicle magneto-rheological semi-active suspension[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2021, 40(7): 1106-1113. (in Chinese)

[13] 吕振鹏,毕凤荣,XU Wang,等. 车辆半主动座椅悬架自适应模糊滑模控制[J]. 振动与冲击,2021,40(2):265-271.
LÜ Z P, BI F R, XU W, et al. Adaptive fuzzy sliding mode control for semi-active seat suspensions [J]. Journal of Vibration and

Shock, 2021, 40(2): 265-271.(in Chinese)

[14] OZERH O, HACIOGLUY, YAGIZN. High order sliding mode control with estimation for vehicle active suspensions [J]. Transactions of the Institute of Measurement and Control, 2018, 40(5): 1457-1470.

[15] YU X H, ZHIHONG M. Fast terminal sliding-mode control design for nonlinear dynamical systems[J]. IEEE Transactions on Circuits and Systems Ⅰ: Fundamental Theory and Applications, 2002, 49(2): 261-264.

[16] 邱香. 采用EKF状态观测器及滑模算法结合的半车主动悬架控制[J]. 机械科学与技术, 2017, 36(10): 1505-1511.
QIU X. A study on half-car active suspension control by combining EKF state observation and sliding mode algorithm[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2017, 36(10): 1505-1511.(in Chinese)

[17] ZHOU B, WU X J, WEN G L, et al. Dual-mode switched control of suspension with consideration of actuator dynamics[J]. International Journal of Vehicle Design, 2017, 74(2): 106-133.

[18] 李全通, 王翔宇, 张邦基, 等. 颠簸路面下轮胎纵-垂向耦合状态观测及其滑移率控制研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(12): 62-73.
LI Q T, WANG X Y, ZHANG B J, et al. Research on tire longitudinal-vertical coupling state observation and slip ratio control under bumpy road[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(12): 62-73.(in Chinese)

[19] 王振峰, 李飞, 王新宇, 等. 车辆系统垂向与横向耦合的侧倾状态估计[J]. 汽车工程, 2020, 42(5): 636-643.
WANG Z F, LI F, WANG X Y, et al. Vertical and lateral coupling roll state estimation of vehicle system[J]. Automotive Engineering, 2020, 42(5): 636-643.(in Chinese)

[20] WANG J, RAD A B, CHAN P T. Indirect adaptive fuzzy sliding mode control: part Ⅰ: fuzzy switching [J]. Fuzzy Sets and Systems, 2001, 122(1): 21-30.

[21] XU L, YAO B. Adaptive robust control of mechanical systems with non-linear dynamic friction compensation [J]. International Journal of Control, 2008, 81(2): 167-176.

[22] DAN S. Optimal state estimation: Kalman, H [infinity], and nonlinear approaches[M]. Hoboken: Wiley-Interscience, 2006.