

基于车辆动力学的轮毂电机驱动车辆 主动悬架优化控制

徐文博, 方家帅, 赵向阳, 刘 刚

(河南工学院 车辆与交通工程学院, 河南 新乡 453003)

摘要: 为改善离散路面冲击下由主动悬架模型不确定性和耦合性导致的控制精度较低问题, 设计了一种基于车辆动力学的主动悬架轴距预瞄滑模反馈控制方法。首先, 为准确反应车辆的车身姿态, 建立了整车七自由度耦合动力学模型。然后, 将模型不确定性和悬架间耦合性作为干扰输入, 以车身垂向加速度为控制目标, 设计了滑模反馈控制器对前轮主动悬架进行控制; 后轮主动悬架以路面高程作为预瞄信息, 以悬架动挠度为控制目标, 设计了前反馈轴距预瞄滑模控制器。最后, 设计了离散冲击路面, 并通过 Simulink 进行了仿真验证。仿真结果表明, 设计的轴距预瞄控制方法有效提高了主动悬架的控制精度。

关键词: 轮毂电机; 主动悬架; 轴距预瞄; 滑模控制; 车身姿态

中图分类号: U461.4

文献标志码: A

文章编号: 2096-7772-(2025)05-0023-06

0 引言

轮毂电机驱动汽车具有各轮转矩独立可控、结构紧凑及响应迅速等优点, 能够有效提高电动汽车的动力性、可控性和稳定性^[1-3], 但其内置的轮毂电机无疑将增加车辆簧下质量, 当在凹凸不平的离散路面上行驶时, 过大的簧下质量将传递给车身更猛烈的冲击, 给主动悬架控制带来困难从而影响汽车通过的平顺性^[4]。由于人们对车辆的舒适性要求不断提高, 于是主动悬架控制成为研究的热点^[5-8]。近年来, 大量研究者聚焦悬架控制算法的研究, 主要包括自抗扰控制^[9-10]、最优控制^[11-12]、滑模控制^[13-14]、 H_∞ 鲁棒控制^[15-16]等, 这些控制策略均以反馈控制为主。路面高程直接影响车辆的车身姿态, 分为基于车辆动力学、基于摄像头视觉和基于专用测量仪器等三种识别方式^[17]。其中, 基于车辆动力学识别方式不受环境干扰, 成本较低且应用广泛, 其依据前轮经过路面的动力学响应对路面进行估计, 路面高程信息对于前轮是未知量, 对于后轮则是已知量。为充分利用已知路面

高程信息优化主动悬架控制、减小车身侧倾角与车身俯仰角, 本文设计了一种前轮采用滑模反馈控制, 后轮采用轴距预瞄滑模反馈控制的主动悬架优化控制方法, 以提高离散路面冲击下车身姿态的控制效果。

1 整车七自由度动力学建模

车辆主动悬架控制涉及车身的垂向、侧倾、俯仰运动, 以及四个车轮的垂向运动共计七个自由度, 因此搭建了整车七自由度模型, 如图 1 所示。

由牛顿定理可知, 车身俯仰运动方程为:

$$I_{ys}\ddot{\theta} = -a(F_{sfl} + F_{afl} + F_{sfr} + F_{afr}) + m_s g h_p \sin\theta + b(F_{srl} + F_{arl} + F_{srr} + F_{arr}) - m_s \dot{v}_x h_p \cos\theta \quad (1)$$

车身侧倾运动方程可表示为:

$$I_{xs}\ddot{\phi} = \frac{B_f}{2}(F_{sfl} + F_{afl} - F_{sfr} - F_{afr}) + m_s g h_s \sin\phi + \frac{B_r}{2}(F_{srl} + F_{arl} - F_{srr} - F_{arr}) + m_s a_y h_s \cos\phi \quad (2)$$

车身垂向运动方程为:

收稿日期: 2024-12-30

基金项目: 河南工学院教育教学改革研究与实践项目 (CLGC-2024004); 河南省国际科技合作项目 (242102520046); 河南省青年骨干教师 (2021GGJS180)

第一作者简介: 徐文博 (1992—), 男, 河南新乡人, 讲师, 硕士, 主要从事汽车设计与系统动力学研究。

$$m_s \ddot{z}_s = F_{sfl} + F_{sfr} + F_{srl} + F_{srr} + F_{afl} + F_{afir} + F_{arl} + F_{arr} \quad (3)$$

其中 F_{sfl} 、 F_{sfr} 、 F_{srl} 、 F_{srr} 分别为左前、右前、左后和右后悬架所受到的垂向力 (N)，可表示为：

$$\begin{cases} F_{sfl} = k_{sfl}(z_{wfl} - z_{sfl}) + c_{sfl}(z_{wfl} - z_{sfl}) \\ F_{sfr} = k_{sfr}(z_{wfr} - z_{sfr}) + c_{sfr}(z_{wfr} - z_{sfr}) \\ F_{srl} = k_{srl}(z_{wrl} - z_{srl}) + c_{srl}(z_{wrl} - z_{srl}) \\ F_{srr} = k_{srr}(z_{wrr} - z_{srr}) + c_{srr}(z_{wrr} - z_{srr}) \end{cases} \quad (4)$$

车身左前端点 (fl)、右前端点 (fr)、左后端点 (rl)、右后端点 (rr) 处的垂向位移分别为：

$$\begin{cases} z_{sfr} = z_s - a \sin \theta - \frac{B_f}{2} \sin \varphi \\ z_{sfl} = z_s - a \sin \theta + \frac{B_f}{2} \sin \varphi \\ z_{srl} = z_s + b \sin \theta + \frac{B_r}{2} \sin \varphi \\ z_{srr} = z_s + b \sin \theta - \frac{B_r}{2} \sin \varphi \end{cases} \quad (5)$$

四个悬架下非簧载质量的垂向运动方程可表示为：

$$\begin{cases} m_{wfl} \ddot{z}_{wfl} = k_{wfl}(z_{rfl} - z_{wfl}) - F_{sfl} - F_{afl} \\ m_{wfr} \ddot{z}_{wfr} = k_{wfr}(z_{rfr} - z_{wfr}) - F_{sfr} - F_{afir} \\ m_{wrl} \ddot{z}_{wrl} = k_{wrl}(z_{rrl} - z_{wrl}) - F_{srl} - F_{arl} \\ m_{wrr} \ddot{z}_{wrr} = k_{wrr}(z_{rrr} - z_{wrr}) - F_{srr} - F_{arr} \end{cases} \quad (6)$$

式中： m_s 为簧上质量 (kg)； a 为质心到前轴的距离 (m)， b 为质心到后轴的距离 (m)； h_p 为

车辆质心至俯仰中心距离 (m)； v_x 为车辆沿 x 轴的纵向车速； h_s 为车辆质心至侧倾中心距离 (m)； θ 和 φ 分别为车身俯仰角和侧倾角 (rad)； a_y 为车辆沿 y 轴的侧向加速度； z_s 为车身沿 z 轴的位移 (m)， z_{sfl} 、 z_{sfr} 、 z_{srl} 、 z_{srr} 分别为左前、右前、左后和右后车身沿 z 轴的垂向位移 (m)； z_{wfl} 、 z_{wfr} 、 z_{wrl} 、 z_{wrr} 分别为左前、右前、左后和右后车轮沿 z 轴的位移； z_{rfl} 、 z_{rfr} 、 z_{rrl} 、 z_{rrr} 分别为左前、右前、左后和右后车轮下离散路面对车轮的垂向位移 (m)； k_{sfl} 、 k_{sfr} 、 k_{srl} 、 k_{srr} 分别为四个悬架的弹簧刚度； c_{sfl} 、 c_{sfr} 、 c_{srl} 、 c_{srr} 分别为四个悬架的阻尼系数； F_{afl} 、 F_{afir} 、 F_{arl} 、 F_{arr} 分别为四个悬架所受主动作用力 (N)； B_f 和 B_r 分别为车辆的前、后轮距； I_{xs} 为车身绕侧倾轴线的转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)； I_{ys} 为车身绕俯仰轴线的转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)。所搭建的 Simulink 整车七自由度动力学模型如图 2 所示。

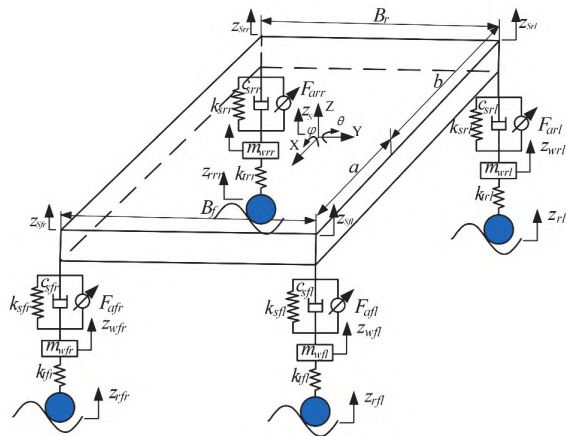


图 1 整车七自由度模型

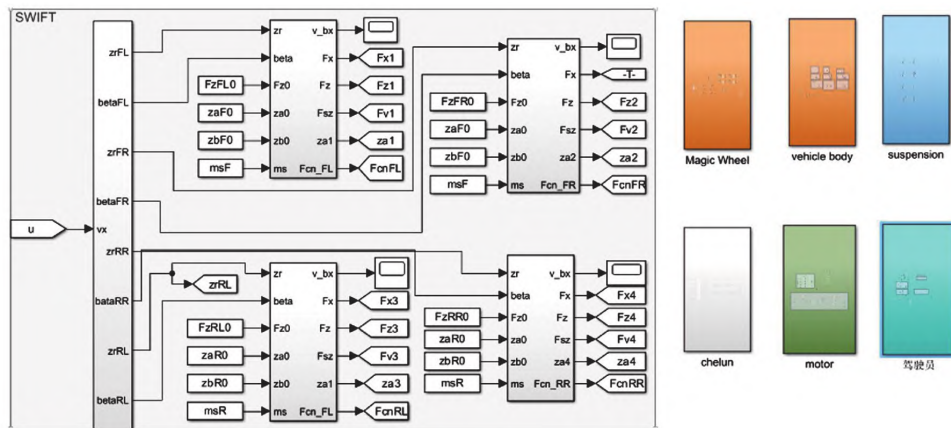


图 2 Simulink 整车七自由度动力学模型

2 主动悬架车身姿态控制

2.1 前轮滑模反馈控制器设计

由于前轮需要用来估计路面高程信息，故采用

滑模反馈控制方式对前轮施加控制。本节以右前轮为例，进行了滑模反馈控制器设计。

对式 (5) 右前轮垂向位移 z_{sfr} 进行小角度假设可知：

$$z_{sfr} = z_s - a\theta - \frac{B_f}{2}\varphi \quad (7)$$

对式(7)求二阶导数可得:

$$\ddot{z}_{sfr} = \ddot{z}_s - a\ddot{\theta} - \frac{B_f}{2}\ddot{\varphi} \quad (8)$$

将式(1)、(2)和(3)带入式(8)可得:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{sfr} = & \left(-\frac{c_{sfr}}{m_s} - \frac{a^2 c_{sfr}}{I_{ys}} - \frac{B_f^2 c_{sfr}}{4I_{xs}}\right)(\dot{z}_{sfr} - \dot{z}_{vfr}) + \\ & \left(-\frac{k_{sfr}}{m_s} - \frac{a^2 k_{sfr}}{I_{ys}} - \frac{B_f^2 k_{sfr}}{4I_{xs}}\right)(z_{sfr} - z_{vfr}) + \\ & \left(\frac{1}{m_s} - \frac{ab}{I_{ys}} - \frac{B_f B_r}{4I_{xs}}\right)(F_{arl} + F_{srl}) + \\ & \left(\frac{1}{m_s} - \frac{ab}{I_{ys}} + \frac{B_f B_r}{4I_{xs}}\right)(F_{arr} + F_{srr}) + \\ & \left(\frac{1}{m_s} + \frac{a^2}{I_{ys}} + \frac{B_f^2}{4I_{xs}}\right)F_{afr} + \left(\frac{1}{m_s} + \frac{a^2}{I_{ys}} - \frac{B_f^2}{4I_{xs}}\right)(F_{afl} + F_{sfl}) \end{aligned} \quad (9)$$

将式(9)中与 z_{sfr} 和 F_{afr} 无关项看作系统总干扰 f_1 , 则式(9)可以表示为:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{sfr} = & \left(-\frac{c_{sfr}}{m_s} - \frac{a^2 c_{sfr}}{I_{ys}} - \frac{B_f^2 c_{sfr}}{4I_{xs}}\right)\dot{z}_{sfr} + \\ & \left(-\frac{k_{sfr}}{m_s} - \frac{a^2 k_{sfr}}{I_{ys}} - \frac{B_f^2 k_{sfr}}{4I_{xs}}\right)z_{sfr} + \\ & \left(\frac{1}{m_s} + \frac{a^2}{I_{ys}} + \frac{B_f^2}{4I_{xs}}\right)F_{afr} + f_1 \end{aligned} \quad (10)$$

设簧上质量位移误差为 e , e 的表达式如下:

$$e = z_d - z_{sfr} \quad (11)$$

式中, z_d 为簧上质量的目标位移, 即 $z_d=0$ 。

滑模控制器的滑模面函数可定义为:

$$s = \dot{e} + ce \quad (12)$$

则:

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \ddot{e} + c\dot{e} \\ &= \ddot{z}_d - \ddot{z}_{sfr} + c(\dot{z}_d - \dot{z}_{sfr}) \end{aligned} \quad (13)$$

式中, c 是系统设计参数, 用于调整系统的收敛速度和稳定性。

将式(10)带入式(13), 可知输入力 F_{afr} 为:

$$\begin{aligned} F_{afr} = & \frac{1}{\left(\frac{1}{m_s} + \frac{a^2}{I_{ys}} + \frac{B_f^2}{4I_{xs}}\right)} \left(\ddot{z}_d - \left(-\frac{c_{sfr}}{m_s} - \frac{a^2 c_{sfr}}{I_{ys}} - \frac{B_f^2 c_{sfr}}{4I_{xs}}\right)\dot{z}_{sfr} - \right. \\ & \left. \left(-\frac{k_{sfr}}{m_s} - \frac{a^2 k_{sfr}}{I_{ys}} - \frac{B_f^2 k_{sfr}}{4I_{xs}}\right)z_{sfr} + \eta \operatorname{sgn}(s) + c\dot{e}\right) \end{aligned} \quad (14)$$

式中, 系数 $\eta \geq D$, D 为系统总干扰 f_1 的上限值, 则 $\eta=D+\eta_0$, 其中 η_0 为非负数。对所设计的控制器进行稳定性分析, 定义 Lyapunov 函数为:

$$V = \frac{1}{2}s^2 \quad (15)$$

则:

$$\dot{V} \leq -\eta_0 |s| \leq 0 \quad (16)$$

当 $\dot{V} \equiv 0$ 时, $s \equiv 0$, 根据 LaSalle 不变性原理, 闭环系统渐进稳定。

左前轮控制器设计过程与右前轮一致, 不再单独列出。

2.2 后轮轴距预瞄滑模反馈控制器设计

车辆通过离散路面时, 根据前轮滑模反馈获取路面高程信息, 后轮经过的路面高程可以将前轮路面高程经过时间延迟 T 得到, T 的表达式为:

$$T = \frac{l}{v} \quad (17)$$

式中, l 为车辆轴距, v 为车速。

以右后轮为例, 设计轴距预瞄滑模反馈控制器。

根据式(5)对右后轮垂向位移 z_{srr} 进行小角度假设并求二阶导数可得:

$$\ddot{z}_{srr} = \ddot{z}_s + b\ddot{\theta} - \frac{B_r}{2}\ddot{\varphi} \quad (18)$$

将式(1)、(2)和(3)代入(18)可得:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{srr} = & \left(\frac{c_{srr}}{m_s} + \frac{b^2 c_{srr}}{I_{ys}} + \frac{B_r^2 c_{srr}}{4I_{xs}}\right)(\dot{z}_{wrr} - \dot{z}_{srr}) + \\ & \left(\frac{k_{srr}}{m_s} + \frac{b^2 k_{srr}}{I_{ys}} + \frac{B_r^2 k_{srr}}{4I_{xs}}\right)(z_{wrr} - z_{srr}) + \\ & \left(\frac{1}{m_s} - \frac{ab}{I_{ys}} + \frac{B_f B_r}{4I_{xs}}\right)(F_{sfr} + F_{afr}) + \\ & \left(\frac{1}{m_s} - \frac{ab}{I_{ys}} - \frac{B_f B_r}{4I_{xs}}\right)(F_{sfl} + F_{afl}) + \\ & \left(\frac{1}{m_s} + \frac{b^2}{I_{ys}} + \frac{B_r^2}{4I_{xs}}\right)F_{arr} + \left(\frac{1}{m_s} + \frac{b^2}{I_{ys}} - \frac{B_r^2}{4I_{xs}}\right)(F_{srl} + F_{arl}) \end{aligned} \quad (19)$$

由式(6)可得:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{wrr} = & \frac{k_{wrr}}{m_{wrr}}(z_{rrr} - z_{wrr}) - \frac{k_{srr}}{m_{wrr}}(z_{wrr} - z_{srr}) - \\ & \frac{c_{srr}}{m_{wrr}}(\dot{z}_{wrr} - \dot{z}_{srr}) - \frac{1}{m_{wrr}}F_{arr} \end{aligned} \quad (20)$$

将式(20)减去式(19)可得:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{wrr} - \ddot{z}_{srr} = & \left(-\frac{c_{srr}}{m_{wrr}} - \frac{c_{srr}}{m_s} - \frac{b^2 c_{srr}}{I_{ys}} - \frac{B_r^2 c_{srr}}{4I_{xs}}\right)(\dot{z}_{wrr} - \dot{z}_{srr}) + \\ & \left(-\frac{k_{srr}}{m_{wrr}} - \frac{k_{srr}}{m_s} - \frac{b^2 k_{srr}}{I_{ys}} - \frac{B_r^2 k_{srr}}{4I_{xs}}\right)(z_{wrr} - z_{srr}) + \\ & \left(-\frac{1}{m_{wrr}} - \frac{1}{m_s} - \frac{b^2}{I_{ys}} - \frac{B_r^2}{4I_{xs}}\right)F_{arr} + \frac{k_{wrr}}{m_{wrr}}(z_{rrr} - z_{wrr}) - \\ & \left(\frac{1}{m_s} - \frac{ab}{I_{ys}} + \frac{B_f B_r}{4I_{xs}}\right)(F_{srr} + F_{arr}) - \left(\frac{1}{m_s} - \frac{ab}{I_{ys}} - \frac{B_f B_r}{4I_{xs}}\right) \\ & (F_{sfl} + F_{afl}) - \left(\frac{1}{m_s} + \frac{b^2}{I_{ys}} + \frac{B_r^2}{4I_{xs}}\right)F_{srr} - \left(\frac{1}{m_s} + \frac{b^2}{I_{ys}} - \frac{B_r^2}{4I_{xs}}\right)(F_{srl} + F_{arl}) \end{aligned} \quad (21)$$

将式 (21) 中与 $z_{wrr} - z_{srr}$ 和 F_{arr} 无关项视为系统干扰 f_2 , 上限为 D_1 , 则式 (21) 可表示为:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{wrr} - \ddot{z}_{srr} = & \left(-\frac{c_{srr}}{m_{wrr}} - \frac{c_{srr}}{m_s} - \frac{b^2 c_{srr}}{I_{ys}} - \frac{B_r^2 c_{srr}}{4I_{xs}} \right) (\dot{z}_{wrr} - \dot{z}_{srr}) + \left(-\frac{1}{m_{wrr}} - \frac{1}{m_s} - \frac{b^2}{I_{ys}} - \frac{B_r^2}{4I_{xs}} \right) F_{arr} \\ & + \left(-\frac{k_{srr}}{m_{wrr}} - \frac{k_{srr}}{m_s} - \frac{b^2 k_{srr}}{I_{ys}} - \frac{B_r^2 k_{srr}}{4I_{xs}} \right) (z_{wrr} - z_{srr}) + f_2 \end{aligned} \quad (22)$$

设悬架动挠度误差为 e_1 , e_1 可表示为:

$$e_1 = z_{rrr} - (z_{wrr} - z_{srr}) \quad (23)$$

式中: z_{rrr} 可由前轮识别的路面高程经时间延迟 T 得到。

滑模控制器的滑模面函数可定义为:

$$s = \dot{e}_1 + c e_1 \quad (24)$$

则:

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \ddot{e}_1 + c \dot{e}_1 \\ &= \ddot{z}_{rrr} - (\ddot{z}_{wrr} - \ddot{z}_{srr}) + c(\dot{z}_{rrr} - (\dot{z}_{wrr} - \dot{z}_{srr})) \end{aligned} \quad (25)$$

将式 (22) 带入式 (25), 可知输入 F_{arr} 为:

$$\begin{aligned} F_{arr} = & \frac{1}{\left(-\frac{1}{m_{wrr}} - \frac{1}{m_s} - \frac{b^2}{I_{ys}} - \frac{B_r^2}{4I_{xs}} \right)} \left(\ddot{z}_{rrr} - \left(-\frac{c_{srr}}{m_{wrr}} - \frac{c_{srr}}{m_s} - \frac{b^2 c_{srr}}{I_{ys}} - \frac{B_r^2 c_{srr}}{4I_{xs}} \right) (\dot{z}_{wrr} - \dot{z}_{srr}) - \left(-\frac{k_{srr}}{m_{wrr}} - \frac{k_{srr}}{m_s} - \frac{b^2 k_{srr}}{I_{ys}} - \frac{B_r^2 k_{srr}}{4I_{xs}} \right) (z_{wrr} - z_{srr}) + \eta_1 \operatorname{sgn}(s) + c \dot{e}_1 \right) \end{aligned} \quad (26)$$

式中, 系数 $\eta_1 \geq D_1$, D_1 为系统总干扰 f_2 的上限值, 则 $\eta_1 = D_1 + \eta_{01}$, 其中 η_{01} 为非负数。对所设计的控制器

进行稳定性分析, 定义 Lyapunov 函数为:

$$V = \frac{1}{2} s^2 \quad (27)$$

则:

$$\dot{V} \leq -\eta_{01} |s| \leq 0 \quad (28)$$

当 $\dot{V} \equiv 0$ 时, $s \equiv 0$, 根据 LaSalle 不变性原理, 闭环系统渐进稳定。

左后轮控制器设计过程与右后轮一致, 不再单独列出。

3 不同路面高程工况仿真分析

在 Simulink 中搭建滑模反馈控制和轴距预瞄滑模反馈控制器模型, 如图 3 所示。设置两种路面高程仿真工况, 工况 1: 在车辆右前方 1m 处设置长为 1m, 高为 0.1m 的凸块, 车辆以 1m/s 的速度做匀速直线行驶, 使其右前轮和右后轮依次通过凸块; 工况 2: 在车辆右前方 1m 处设置长为 1m, 深为 0.1m 的凹坑, 车辆以 1m/s 的速度做匀速直线行驶, 使其右前轮和右后轮依次通过凹坑。对两种工况分别进行三次仿真, 分别为无控制、滑模反馈控制和轴距预瞄滑模反馈控制, 其车辆动力学响应曲线如图 4 和图 5 所示。

3.1 工况 1

由图 4 (a) 可知, 当车辆右侧前轮与右侧后轮经过凸块时, 若不施加任何控制, 车身侧倾角最大均为 -2.8° , 且有震荡现象; 当施加反馈控制后, 车身侧倾角均减小至 -1.3° , 控制起到一定作用, 但仍存在侧倾现象。

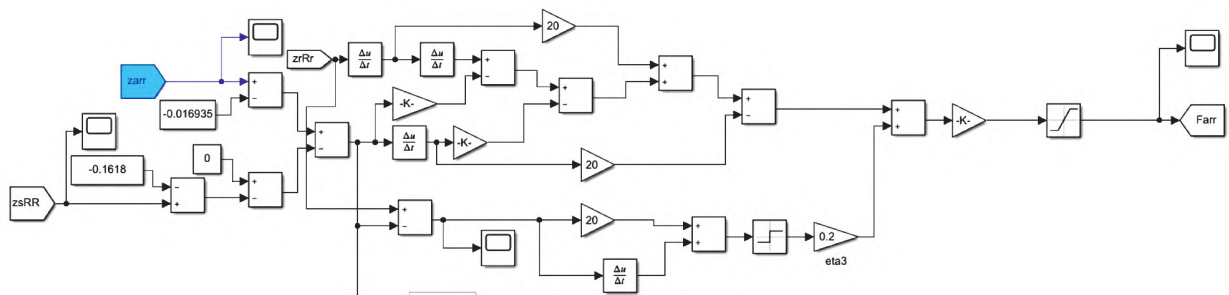
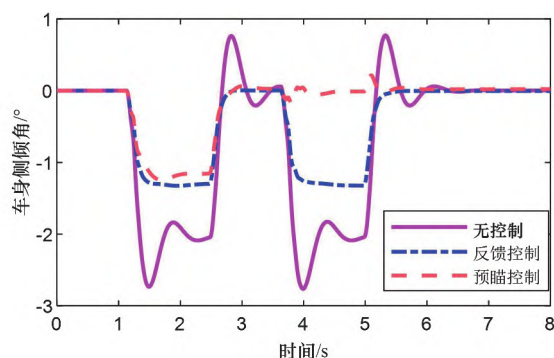


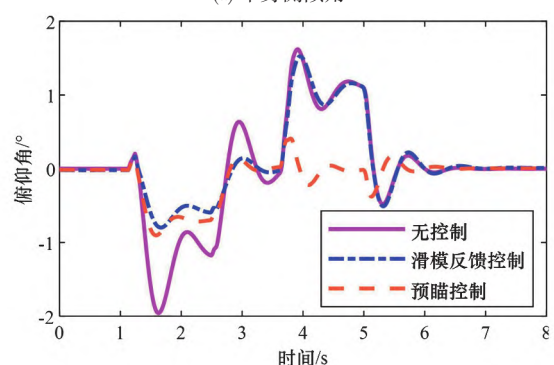
图 3 Simulink 滑模反馈控制和轴距预瞄滑模反馈控制器模型

采用本文所设计的轴距预瞄控制方法后, 当右侧前轮经过凸块时, 车身侧倾角为 -1.2° , 当右侧后轮过凸块时, 车身侧倾角减小至 -0.2° , 右侧后轮经过凸块工况时相比无控制车身侧倾角降低了 93%, 相比反馈控制其车身侧倾角降低了 85%。从

图 4 (b) 可知, 本文所设计的轴距预瞄控制方法在右侧前轮与右侧后轮经过凸块工况时, 车身俯仰角均保持在 1° 以内, 且右侧后轮经过凸块时车身俯仰角最大值降低了 70%, 提升了车身姿态的控制效果。



(a) 车身侧倾角

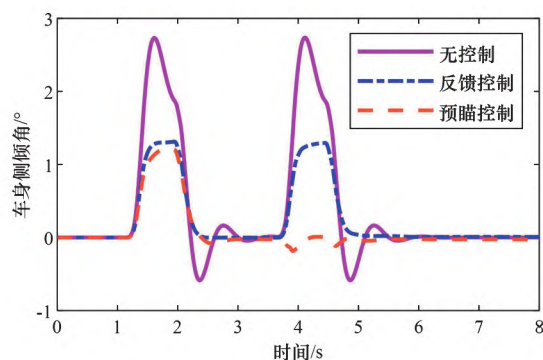


(b) 车身俯仰角

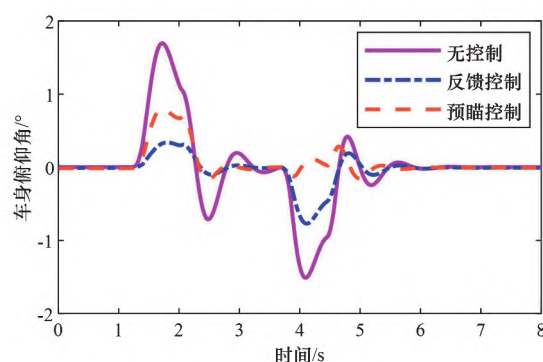
图4 凸块冲击下车身姿态

3.2 工况 2

由图 5 (a) 可知, 车辆右侧前轮与右侧后轮经过凹坑时, 在不施加控制时, 车身侧倾角最大值均为 2.8° , 存在震荡现象; 当施加反馈控制后, 车身侧倾角均减小至 1.3° , 车身侧倾角降低了 54%。使用本文所设计的轴距预瞄控制方法后, 右侧后轮经过凹坑工况时车身侧倾角最大值被降低至 -0.2° , 相比无控制其车身侧倾角降低了 93%, 相比反馈控制其车身侧倾角降低了 85%。从图 5 (b) 可知, 本文所设计的轴距预瞄控制方法在右侧前轮与右侧后轮经过凹坑工况时, 车身俯仰角最大均不超过 0.8° , 且右侧后轮经过凸块时车身俯仰角从无控制的 -1.7° 减小到 0.3° , 其绝对值降低了 82%, 极大提升了车身姿态的控制效果。



(a) 车身侧倾角



(b) 车身俯仰角

图5 凹坑冲击下车身姿态

4 结论

轮毂电机驱动车辆导致簧下质量增加, 在凹凸不平的离散路面上行驶时, 过大的簧下质量将传递给车身更猛烈的冲击。为解决这一问题, 本文设计了一种前轮采用滑模反馈控制, 后轮采用轴距预瞄滑模反馈控制的主动悬架优化控制方法, 以提高离散路面冲击下车身姿态的控制效果。基于 Simulink 搭建了整车七自由度动力学模型, 设计了滑模反馈控制和轴距预瞄滑模反馈控制器, 并对车辆通过凸块和凹坑两种路面高程工况进行了仿真。通过对比分析车身侧倾角和车身俯仰角数据, 本文所设计的轴距预瞄滑模反馈控制方法, 能够有效提高主动悬架的控制精度, 可使车身侧倾角、车身俯仰角大幅降低, 减小了路面冲击对车身姿态的影响, 保证了车辆在离散路面冲击下通过的平顺性。

参考文献:

- [1] 张雷, 刘青松, 王震坡. 基于鲁棒积分滑模的四轮轮毂电机驱动电动汽车电液复合制动防抱死控制研究 [J]. 机械工程学报, 2022, 58(24): 243-253.
- [2] 张利鹏, 段嘉瑶, 苏泰, 等. 电动轮驱动汽车空间稳定性底盘协同控制 [J]. 机械工程学报, 2022, 58(10): 209-221.
- [3] 王军年, 张春林, 赵梦圆, 等. 轮毂电机两挡变速器协同无动力中断换挡控制 [J]. 汽车工程, 2023, 45(10): 1885-1896.
- [4] HE R, WANG J C. Vertical vibration control of an in-wheel motor-driven electric vehicle using an in-wheel active vibration system [J]. Asian Journal of Control, 2020, 22(2): 879-896.
- [5] 方家帅. 电动轮驱动无人驾驶车辆非结构路面辨识及车身姿态控制 [D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2023.
- [6] 吕文博, 赵义群. 主动悬架识别路面扰动反馈最优控制策略研究 [J]. 噪声与振动控制, 2024, 44(6): 191-197.
- [7] 寇发荣, 陈奕晓, 张新乾, 等. 基于路面激励预瞄范围切换的主动悬架滑模控制 [J]. 振动与冲击, 2024, 43(13): 237-247.
- [8] SHAO X, NAGHDY F, DU H, et al. Output feedback H_{∞} control

- for active suspension of in-wheel motor driven electric vehicle with control faults and input delay[J]. ISA Transactions, 2019, 92: 94–108.
- [9] 黄俊明, 杨国, 杨蓉. 轮胎包容特性滤波下的主动悬架预瞄自抗扰控制研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2022, 36(1): 39–50.
- [10] WANG J, YANG C, LIU S, et al. Vehicle posture wheelbase preview control of in-wheel motors drive intelligent vehicle on potholed road[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2024: 09544070241287247.
- [11] 徐明清, 么鸣涛, 李宝玉, 等. 最优控制的汽车半主动悬架权重系数的研究[J]. 汽车实用技术, 2023, 48(23): 89–94.
- [12] 黄英博, 吕永峰, 赵刚, 等. 非线性主动悬架系统自适应最优控制[J]. 控制与决策, 2022, 37(12): 3197–3206.
- [13] 高坤明, 孙术华, 邵素娟. 整车主动悬架滑模控制及多目标优化[J]. 山东理工大学学报(自然科学版), 2025, 39(1): 7–12.
- [14] 龙江启, 向锦涛, 俞平, 等. 适用于非线性主动悬架滑模控制的线性干扰观测器[J]. 吉林大学学报(工学版), 2021, 51(4): 1230–1240.
- [15] JING H, WANG R, LI C, et al. Robust finite-frequency H_∞ control of full-car active suspension[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 441: 221–239.
- [16] 李武杰, 陈从根, 郭立新. 基于微分几何法的主动悬架鲁棒 H_∞ 控制[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2019, 40(5): 716–721.
- [17] NI T, LI W, ZHAO D, et al. Road profile estimation using a 3D sensor and intelligent vehicle[J]. Sensors, 2020, 20(13): 3676.

Optimization Control of Active Suspension for In-wheel Motors Drive Vehicle Based on Vehicle Dynamics

XU Wenbo, FANG Jiashuai, ZHAO Xiangyang, LIU Gang

(School of Vehicle and Traffic Engineering, Henan Institute of Technology, Xinxiang 453003)

Abstract: In order to improve the problem of low control accuracy caused by the uncertainty and coupling of the active suspension model under discrete road surface impact, a wheelbase preview sliding mode feedback control method for active suspension based on vehicle dynamics was designed. Firstly, in order to accurately reflect the vehicle's body posture, a seven degree of freedom coupled dynamic model of the entire vehicle was established. Then, the model uncertainty and suspension coupling were used as disturbance inputs, and the vertical acceleration of the vehicle body was taken as the control objective. A sliding mode feedback controller was designed to control the front wheel active suspension; A front feedback wheelbase preview sliding mode controller was designed for rear wheel active suspension, which uses road elevation as preview information and suspension dynamic deflection as control objective. Finally, a discrete impact road surface was designed and verified through simulation using Simulink. The simulation results show that the designed wheelbase preview control method can significantly reduce the body roll angle and body pitch angle, reduce the influence of road impact on the body posture, effectively improve the control accuracy of active suspension, and ensure the smoothness of the vehicle under discrete road impact.

Key words: in-wheel motors; active suspension; wheelbase preview; sliding-mode control; vehicle posture

(责任编辑 吕春红)