

# 分布式驱动电动车横向稳定性控制策略研究\*

管泉才 王艳华 邓吉琛 王耀勋 刘雨涛

(中北大学能源与动力工程学院,太原 030051)

**【摘要】**为提升分布式驱动电动车在高速及低附着道路行驶时的横向稳定性,提出分层控制策略:上层为力矩决策层,基于二自由度动力模型设计分层滑模控制器(SMC),优化附加横摆力矩并引入主动后轮转向控制(ARS),同时利用PID控制实现车速跟踪;下层为力矩分配层,根据车轮载荷及路面附着系数优化分配四轮驱动力矩。通过 CarSim 和 Matlab/Simlink 联合仿真,验证了在双移线、不同附着度路面及蛇形工况下的控制效果。结果表明,SMC+ARS 控制在高速双移线工况下稳定性较高,且在各种附着条件下均优于 SMC,同时降低了转弯时的能耗。

**主题词:**分布式驱动电动车 横向稳定性 滑模控制优化 四轮转矩分配

**中图分类号:**U469.72 **文献标志码:**A **DOI:** 10.19620/j.cnki.1000-3703.20241000

## Research on Lateral Stability Control Strategy of Distributed Drive Electric Vehicles

Guan Quancai, Wang Yanhua, Deng Jichen, Wang Yaoxun, Liu Yutao

(School of Energy and Power Engineering, North University of China, Taiyuan 030051)

**【Abstract】**This study aims to enhance the lateral stability of distributed drive electric vehicles when traveling on highways and low-adhesion roads by adopting a hierarchical control strategy. The upper level is the torque decision-making layer, which designs a hierarchical Sliding Mode Control (SMC) based on a two-degree-of-freedom dynamic model to optimize the additional yaw moment and introduces Active Rear-wheel Steering (ARS), while simultaneously using PID control to achieve vehicle speed tracking. The lower level is the torque distribution layer, which optimizes the distribution of driving torque among the four wheels based on wheel load and road adhesion coefficient. Through co-simulation using Carsim and Matlab/Simulink, the control effectiveness was verified under double lane change, different adhesion road surface, and slalom conditions. The results indicate that the SMC+ARS control maintains high stability under high-speed double lane change conditions and outperforms SMC under various adhesion conditions, while also reducing energy consumption during turning.

**Key words:** Distributed drive electric vehicle, Lateral stability, Sliding mode control optimization, Four-Wheel torque distribution

**【引用格式】**管泉才,王艳华,邓吉琛,等.分布式驱动电动车横向稳定性控制策略研究[J].汽车技术,2025(2):26-36.

GUAN Q C, WANG Y H, DENG J C, et al. Research on Lateral Stability Control Strategy of Distributed Drive Electric Vehicles[J]. Automobile Technology, 2025(2): 26-36.

## 1 前言

近年来,随着电动汽车市场的迅猛发展,对车辆性能及操纵稳定性的需求也在不断提升,分布式驱动电动车辆<sup>[1]</sup>的横向稳定性控制<sup>[2]</sup>成为了研究的热点。横向稳定性对于确保车辆行驶安全与操纵性至关重要,尤其是在高速行驶或低附着路面条件下。因此,本文针对分布式驱动电动车,开展横向稳定性控制的集成策略研

究,旨在提升车辆在多变道路条件下的行驶稳定性,保障道路行驶安全。

上层控制算法多采用线性二次型调节器(Linear Quadratic Regulator, LQR)<sup>[3]</sup>控制、前馈反馈控制<sup>[4]</sup>、模型预测控制(Model Predictive Control, MPC)<sup>[5-7,9-11]</sup>、比例-积分-微分(Proportional-Integral-Derivative, PID)控制<sup>[8]</sup>等。Emrler<sup>[3]</sup>等人利用 LQR 控制优化车辆横摆力矩与制动力矩的分配,并通过模拟试验验证其效果。

\*基金项目:山西省自然科学基金面上项目(202103021224224)。

通信作者:王艳华(1978—),女,副教授,博士,研究方向为电动车辆动力系统研究,xki2005@nuc.edu.cn。

靳立强<sup>[4]</sup>等人采用前馈反馈误差控制,优化了车辆的运动状态。Geng<sup>[5]</sup>等人利用MPC优化了纵向力和横摆力矩的调整量,降低了车辆实际横摆角的偏差。王中辉<sup>[8]</sup>等人则采用PID控制,直接控制侧偏角、横摆角速度和横摆力矩等参数,有效维持了车辆的正常行驶。张德颖<sup>[9]</sup>、张光德<sup>[10]</sup>等人利用滑模控制调节质心侧偏角和横摆角速度,计算所需附加横摆力矩。

下层控制主要涉及车辆制动驱动力矩的分配,常采用平均分配<sup>[12]</sup>和轮胎载荷分配<sup>[13]</sup>策略。元加加<sup>[12]</sup>等人采用平均分配方法,结合驾驶员期望转矩和整车垂直载荷等参数实现车辆转矩的分配。马园杰<sup>[13]</sup>等人优化了车辆垂直载荷的计算方法,考虑了车轮的旋转载荷和垂直载荷,使仿真结果更接近实际情况。

在控制策略方面,滑模控制因设计简便、无需精确建模而更易于实施和调整。下层控制采用轮胎载荷分配法,考虑更多实际参数,仿真结果更准确。为提升车辆高速、低附着条件行驶的稳定性的,可结合滑模控制确定附加横摆力矩和后轮转角,并用PID控制计算期望驱动力矩。本文通过动态载荷分析优化驱动与制动力矩分配,增强行驶稳定性,并利用CarSim/Simulink联合仿真平台验证在高速行驶及低附着路面条件下的有效性。

## 2 车辆动力学模型的建立

### 2.1 车辆二自由度动力学模型

车辆二自由度模型的建立基于以下假设:轮胎侧偏特性处于线性区域,左右侧轮胎相同;转向角度为小转角输入;车身和悬架系统均为刚性;运动状态维持理想状态<sup>[14]</sup>,如图1所示。图中, $\delta_f, \delta_r$ 为前、后车轮的转角, $\alpha_f, \alpha_r$ 为前、后车轮的侧偏角, $F_{yf}, F_{yr}$ 为前、后车轮侧向力, $V$ 为车速, $v_x, v_y$ 为车辆纵向车速和侧向车速, $l_f, l_r$ 分别为质心到前、后轴的距离, $L$ 为整车轴距, $v_{f1}, v_{r1}$ 分别为前、后轮的速度, $\beta$ 为车辆质心侧偏角, $\omega_r$ 为横摆角速度。

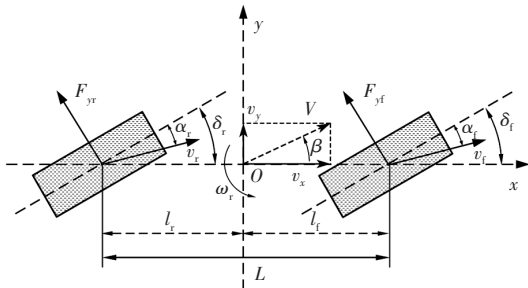


图1 车辆二自由度模型

依据牛顿力学模型体系,对车辆二自由度动力学公式进行推导,可以推算出车辆沿 $x$ 轴的动态方程以及绕

$z$ 轴的横摆运动微分方程:

$$\begin{cases} \sum F_y = m(\dot{v}_y + v_x \omega_r) \\ \sum M_z = I_z \dot{\omega}_r \end{cases} \quad (1)$$

式中: $F_y$ 为电动车辆的侧向力, $M_z$ 为绕 $z$ 轴的力矩, $I_z$ 为横摆力矩, $m$ 为整车质量, $v_x, v_y$ 分别为电动车辆纵向和侧向速度, $\omega_r$ 为横摆角速度。

通常,车辆行驶时的质心侧偏角较小,可以认为 $\beta = v_y/v_x$ 。

前、后轮的侧偏角为:

$$\begin{cases} \alpha_f = \frac{v_y + l_f \gamma}{v_x} - \delta_f = \beta + \frac{l_f \gamma}{v_x} - \delta_f \\ \alpha_r = \frac{v_y - l_r \gamma}{v_x} - \delta_r = \beta - \frac{l_r \gamma}{v_x} \end{cases} \quad (2)$$

通常,轮胎的侧偏特性是线性的,轮胎的侧向力可以表示为:

$$\begin{cases} F_{yf} = k_f \alpha_f \\ F_{yr} = k_r \alpha_r \end{cases} \quad (3)$$

式中: $k_f, k_r$ 分别为车辆前、后轮侧偏刚度。

将式(3)代入式(1)可整理为:

$$\begin{cases} \sum F_y = F_{yf} \cos \delta_f + F_{yr} = k_f \alpha_f + k_r \alpha_r \\ \sum M_z = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} = l_f k_f \alpha_f - l_r k_r \alpha_r \end{cases} \quad (4)$$

将式(2)代入式(4)得:

$$\begin{cases} \sum F_y = k_f \left( \beta + \frac{l_f \gamma}{v_x} - \delta_f \right) + k_r \left( \beta - \frac{l_r \gamma}{v_x} \right) = m(\dot{v}_y + v_x \omega_r) \\ \sum M_z = l_f k_f \left( \beta + \frac{l_f \gamma}{v_x} - \delta_f \right) - l_r k_r \left( \beta - \frac{l_r \gamma}{v_x} \right) = I_z \dot{\omega}_r \end{cases} \quad (5)$$

假设车速为常数,又因为 $\beta = v_y/v_x$ ,故 $\dot{v}_y = \dot{\beta} v_x$ ,将其代入式(5)并整理得:

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \frac{k_f + k_r}{m v_x} \beta + \left( \frac{l_f k_f - l_r k_r}{m v_x^2} - 1 \right) \omega_r - \frac{k_f}{m v_x} \delta_f \\ \dot{\omega}_r = \frac{l_f k_f - l_r k_r}{I_z} \beta + \left( \frac{l_f^2 k_f + l_r^2 k_r}{I_z v_x} \right) \omega_r - \frac{l_f k_f}{I_z} \delta_f \end{cases} \quad (6)$$

考虑分布式驱动电动车4个车轮的附加横摆力矩,二自由度动力模型可以表示为:

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \frac{k_f + k_r}{m v_x} \beta + \left( \frac{l_f k_f - l_r k_r}{m v_x^2} - 1 \right) \omega_r - \frac{k_f}{m v_x} \delta_f \\ \dot{\omega}_r = \frac{l_f k_f - l_r k_r}{I_z} \beta + \left( \frac{l_f^2 k_f + l_r^2 k_r}{I_z v_x} \right) \omega_r - \frac{l_f k_f}{I_z} \delta_f + \frac{\Delta M}{I_z} \end{cases} \quad (7)$$

### 2.2 车辆稳定性关键参数

在车辆稳定行驶时, $\dot{\gamma} = 0, \dot{\beta} = 0$ ,则根据式(5)可得到车辆的期望横摆角速度 $\omega_{rd}$ 为:

$$\omega_{rd} = \frac{v_x/(l_f + l_r)}{1 + Kv_x^2} \delta_f \quad (8)$$

式中:  $K = \frac{m}{(l_f + l_r)^2} \left( \frac{l_f}{k_r} - \frac{l_r}{k_f} \right)$  为稳定性系数。

考虑车辆运行时受到路面状况的限制,车辆横摆角速度受到限制,采用15%的稳定裕量以确保数据的可靠性。则最大横摆角速度为:

$$|\omega_{rd}| = 0.85 \frac{\mu g}{v_x} \quad (9)$$

可以得到:

$$\omega_{rd} = \min \left\{ \left| \frac{v_x/(l_f + l_r)}{1 + Kv_x^2} \delta_f \right|, \left| 0.85 \frac{\mu g}{v_x} \right| \right\} \text{sgn}(\delta_f) \quad (10)$$

式中: $\mu$ 为路面摩擦因数, $g$ 为重力加速度。

### 2.3 车辆动力模型验证

以表1中车辆基本参数为基础,基于Simulink建立了车辆二自由度模型,并对其进行验证。

表1 车辆基本参数

参数	数值
质量 $m/\text{kg}$	1 416
质心到前轴的距离 $l_f/\text{m}$	1.015
质心到后轴的距离 $l_r/\text{m}$	1.895
前轴侧偏刚度 $k_f/\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$	-125 600
后轴侧偏刚度 $k_r/\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$	-97 500
转动惯量 $I_z/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	1 536.7
车轮半径 $R_w/\text{m}$	0.325
车辆质心高度 $h_g/\text{m}$	0.54
前轮轴距 $B_f/\text{m}$	1.675
后轮轴距 $B_r/\text{m}$	1.675

为验证车辆动力模型的有效性,设计并进行前轮转角阶跃响应的仿真。在速度为100 km/h时,车辆动力模型前轮转角阶跃响应仿真结果与CarSim原模型的前轮转角阶跃响应仿真进行对比,得到质心侧偏角和横摆角速度对比结果,如图2和图3所示。

从图2、图3中可以看出,当前轮转角阶跃响应仿真进入稳态时,所建立的车辆动力模型和CarSim原模型的质心侧偏角变化曲线和横摆角速度变化趋势一致。车辆动力模型质心侧偏角达到稳态时为 $-0.424^\circ$ ,CarSim原模型的质心侧偏角达到稳态时为 $-0.410^\circ$ ,两者相差3%。车辆动力模型横摆角速度稳定时为 $5.874^\circ/\text{s}$ ,CarSim原模型的质心侧偏角稳定时为 $6.110^\circ/\text{s}$ ,两者相差4%。由此可得,所建立的车辆二自由度动力学模型较为准确。

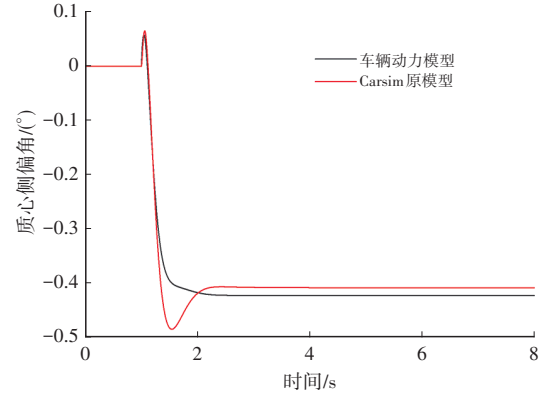


图2 质心侧偏角对比

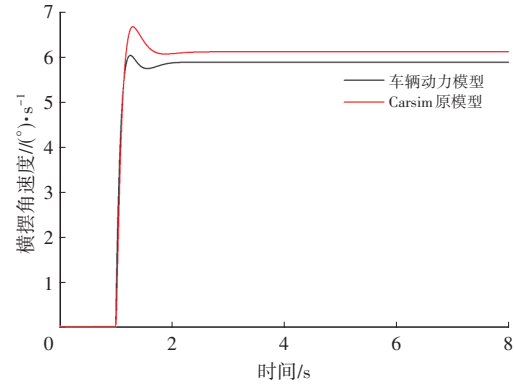


图3 横摆角速度对比

## 3 电动车辆横向稳定性集成控制策略

电动车辆横向稳定性集成控制结构由参数输入层、分配层和执行层三部分组成,如图4所示。

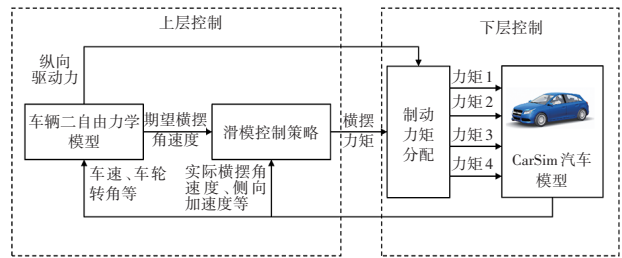


图4 电动车控制系统控制策略

上层控制由车辆二自由度动力学模型和滑模控制策略组成,车辆二自由度动力学模型为滑模控制策略提供车辆的期望横摆角速度和为下层力矩分配提供所需的车辆纵向驱动力。下层控制由车辆制动力矩分配器和CarSim车辆模型组成,其主要作用是根据车辆基本运动状态和附加横摆力矩输出相应车轮的制动力矩并输出车辆实际运动横摆角、车速和车轮转角等。

### 3.1 纵向车速跟踪控制器设计

采用PID控制,通过驾驶员期望车速 $v_d$ 以及实际车速 $v_x$ 之差计算车辆纵向期望力矩 $T_d$ :

$$T_d = K_p(v_d - v_x) + K_i \int_0^t (v_d - v_x) dt + K_d \frac{d(v_d - v_x)}{dt} \quad (11)$$

式中: $K_p$ 为比例系数, $K_i$ 为积分系数, $K_d$ 为微分系数, $t$ 为仿真时间。

### 3.2 电动车辆附加横摆力矩的分配

#### 3.2.1 滑模控制器设计

基于质心侧偏角和横摆角速度的偏差来确定后轮转角和额外横摆力矩的控制量,控制器的变化率为<sup>[15]</sup>:

$$\begin{cases} e_1 = \beta - \beta_d \\ e_2 = \omega_r - \omega_{rd} \end{cases} \quad (12)$$

式中: $e_1$ 为质心侧偏角偏差, $e_2$ 为横摆角速度偏差, $\beta_d$ 为理想质心侧偏角。

为了校正系统的静态误差,确保系统最终达到预期状态,提高系统的鲁棒性,采用积分滑模面:

$$\begin{cases} S_1 = e_1 + \lambda_1 \int_0^T e_1 dt \\ S_2 = e_2 + \lambda_2 \int_0^T e_2 dt \end{cases} \quad (13)$$

式中: $S_1$ 为质心侧偏角积分滑模面, $S_2$ 为横摆角速度积分滑模面, $\lambda_1$ 和 $\lambda_2$ 为比例系数且均为正数。

双层滑模控制器具有鲁棒性强、快速响应、适用性广、抑制振荡和实现简单等优点。内层滑模控制器能有效应对系统不确定性和外部扰动,而外层控制器则优化系统动态性能,使系统响应更迅速,双层滑模控制滑模面为:

$$\begin{cases} S_3 = \lambda_{11} S_1 + \lambda_{12} S_2 \\ S_4 = \lambda_{21} S_1 + \lambda_{22} S_2 \end{cases} \quad (14)$$

式中: $S_3$ 和 $S_4$ 为内层积分滑模面, $\lambda_{11}$ 、 $\lambda_{12}$ 、 $\lambda_{21}$ 、 $\lambda_{22}$ 均为比例系数且都为正数。

采用指数趋近率 $\dot{S} = -\varepsilon \operatorname{sgn}(S) - kS$ ,则:

$$\begin{cases} \dot{S}_3 = -\varepsilon_1 \operatorname{sgn}(S_3) - k_1 S_3 \\ \dot{S}_4 = -\varepsilon_2 \operatorname{sgn}(S_4) - k_2 S_4 \end{cases} \quad (15)$$

式中: $\varepsilon$ 为边界层厚度; $k$ 为趋近律指数,且 $\varepsilon_1$ 、 $\varepsilon_2$ 、 $k_1$ 、 $k_2$ 均为正数。

将式(13)代入式(14)并进行求导,联立式(15)可以得到:

$$\begin{cases} \Delta M = (l_f k_f - l_r k_r) \beta - \frac{l_f^2 k_f + l_r^2 k_r}{v_x} \omega + l_f k_f \delta_f - l_r k_r \delta_r - \\ I_z \lambda_2 e_2 - I_z (\varepsilon_2 \operatorname{sgn}(S_4) + k_2 S_4) + \dot{\omega}_{rd} \\ \delta_r = \frac{k_f + k_r}{k_r} \beta + \left( \frac{l_f k_f - l_r k_r}{mv_x^2} - 1 \right) \frac{mv_x \omega_r}{k_r} - \frac{k_f}{k_r} \delta_f + \\ \frac{mv_x}{k_r} \lambda_1 e_1 + mv_x \frac{\varepsilon_1 \operatorname{sgn}(S_3) + k_1 S_3}{k_r} - \dot{\beta}_d \end{cases} \quad (16)$$

根据式(16)建立滑模控制器,如图5所示。

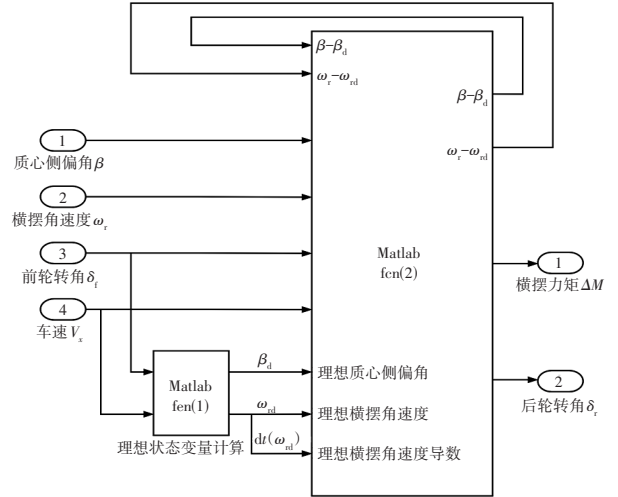


图5 横摆力矩控制器

#### 3.2.2 稳定性判定依据

基于李雅普诺夫第二稳定判据进行稳定性证明,定义李雅普诺夫函数为 $V_r = \frac{1}{2} S^2$ 。对李雅普诺夫函数求导得:

$$\dot{V}_r = S \dot{S} \quad (17)$$

将式 $\dot{S} = -\varepsilon \operatorname{sgn}(S) - kS$ 代入式(17)得:

$$\begin{aligned} \dot{V}_r &= S \dot{S} \\ &= S[-\varepsilon \operatorname{sgn}(S) - kS] \\ &= -\varepsilon |S| - kS^2 \\ &= -\varepsilon \sqrt{V_r} - kV_r \end{aligned} \quad (18)$$

式中: $\varepsilon > 0$ , $k > 0$ ,且 $V_r = \frac{1}{2} S^2 > 0$ ,所以 $\dot{V}_r \leq 0$ ,系统是稳定的。

由于滑模控制系统是与符号函数相结合的,符号函数会导致系统在外界影响下产生较大抖动现象,所以引进 $\tanh(S)$ 函数代替符号函数 $\operatorname{sgn}(S)$ 。

### 3.3 四轮转矩的分配的控制器设计

将计算得出的附加横摆力矩,结合期望驱动力矩和车辆各方向加速度,得到的驱动力矩分配到4个车轮,即可完成力矩的分配。在此过程中,需要考虑车轮的垂直载荷,这受到车辆运动状态和轴间传递的影响,因而轴间会传递载荷。假设路面附着系数为常量,轮胎的附着力直接影响了车轮的垂直载荷,则轮胎的附着力与垂直载荷成正比相关。需要考虑的车辆前、后轴载荷为:

$$\begin{cases} F_{zfl} = \frac{mgl_f}{2L} - \frac{m\alpha_x h_g}{2L} - \frac{m\alpha_y l_f h_g}{LB_f} \\ F_{zrl} = \frac{mgl_r}{2L} - \frac{m\alpha_x h_g}{2L} + \frac{m\alpha_y l_r h_g}{LB_f} \\ F_{zflr} = \frac{mgl_f}{2L} + \frac{m\alpha_x h_g}{2L} - \frac{m\alpha_y l_f h_g}{LB_r} \\ F_{zrtr} = \frac{mgl_r}{2L} + \frac{m\alpha_x h_g}{2L} + \frac{m\alpha_y l_r h_g}{LB_r} \end{cases} \quad (19)$$

式中: $\alpha_x$ 、 $\alpha_y$ 分别为车辆纵向、横向加速度, $h_g$ 为车辆质心高度, $B_f$ 、 $B_r$ 分别为车辆前、后轮距, $F_{zlf}$ 、 $F_{zrl}$ 、 $F_{zlr}$ 、 $F_{zrr}$ 分别为车辆4个车轮的垂向载荷。

实现直接横摆力矩控制的方法是通过控制算法计算出额外的横摆力矩,并分配到4个车轮上,以优化车辆的稳定性。策略采用驱动力与制动力协同分配的方式,增加一侧车轮的驱动力时,减少另一侧车轮的驱动力,分配规则如表2。

表2 制动动力矩分配规则

前轮转角	$ \omega_r  -  \omega_{rd} $	左侧两车轮	右侧两车轮
>0	>0	驱动	制动
>0	<0	制动	驱动
<0	>0	制动	驱动
<0	<0	驱动	制动

引入横摆力矩之后,根据每个车轮受到的垂直载荷分配驱动制动力矩,可以有效防止车辆失稳,可得4个车轮的分配力矩分别为:

$$\begin{cases} T_{lf} = \frac{F_{zlf}}{F_{zlf} + F_{zrl} + F_{zlr} + F_{zrr}} \left( T_d - \frac{\Delta M^* R_w}{B_f + B_r} \right) \\ T_{rf} = \frac{F_{zrl}}{F_{zlf} + F_{zrl} + F_{zlr} + F_{zrr}} \left( T_d + \frac{\Delta M^* R_w}{B_f + B_r} \right) \\ T_{lr} = \frac{F_{zlr}}{F_{zlf} + F_{zrl} + F_{zlr} + F_{zrr}} \left( T_d - \frac{\Delta M^* R_w}{B_f + B_r} \right) \\ T_{rr} = \frac{F_{zrr}}{F_{zlf} + F_{zrl} + F_{zlr} + F_{zrr}} \left( T_d + \frac{\Delta M^* R_w}{B_f + B_r} \right) \end{cases} \quad (20)$$

式中: $T_{lf}$ 、 $T_{rf}$ 、 $T_{lr}$ 、 $T_{rr}$ 分别为车辆4个车轮的转矩。

实际情况下,驱动力矩的上限会受到附着系数的限制,因此车轮驱动制动力矩的约束为:

$$\begin{cases} T_{ij} \leq \mu R_w F_{zij} \\ |T_{ij}| \leq |T_{max}| \end{cases} \quad (ij = lf, rf, lr, rr) \quad (21)$$

式中: $T_{max}$ 为电机输出最大转矩。

根据转矩设计建立四轮转矩模型,如图6所示。

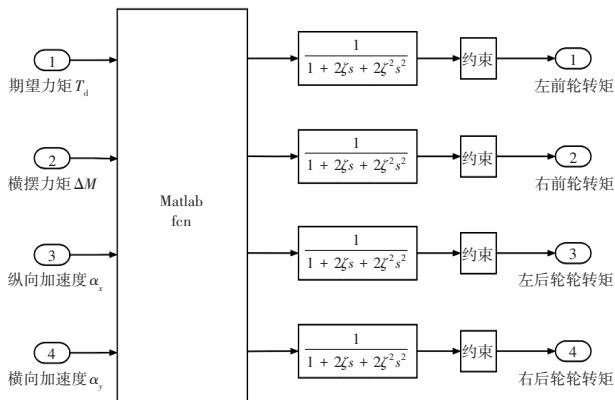


图6 力矩分配控制器

## 4 仿真分析

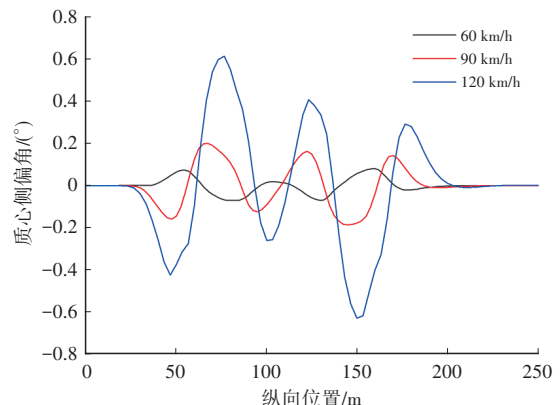
基于 CarSim/Simulink 联合平台验证本文所设计的控制策略的可行性。设定不同车速下的双移线工况、不同路面附着系数工况和蛇形工况仿真,蛇形工况的结果分析依据 GB/T 6323—2014《车辆操纵稳定性试验方法》。

为了更直观地体现本文所设计的控制策略的效果,设置了对照组:在滑模控制时不进行后轮转角控制(SMC)和本文所设计的控制策略考虑后轮转角的滑模控制(SMC+ARS)作对比。

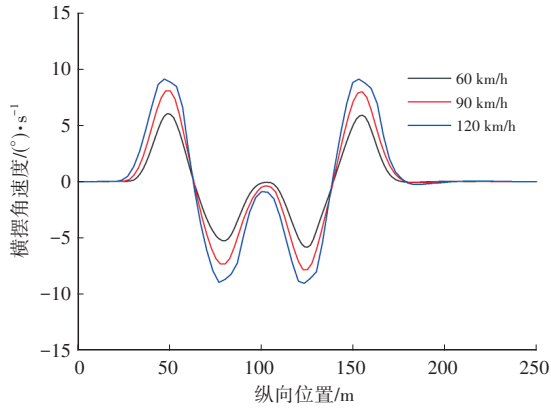
### 4.1 不同车速下双移线工况仿真分析

为了验证车辆高速行驶时的稳定性,选择双移线工况进行仿真验证,选择干燥的沥青路面,路面附着系数为 0.85,电动车辆的车速分别为 60 km/h、90 km/h、120 km/h,仿真结果如图 7 所示。

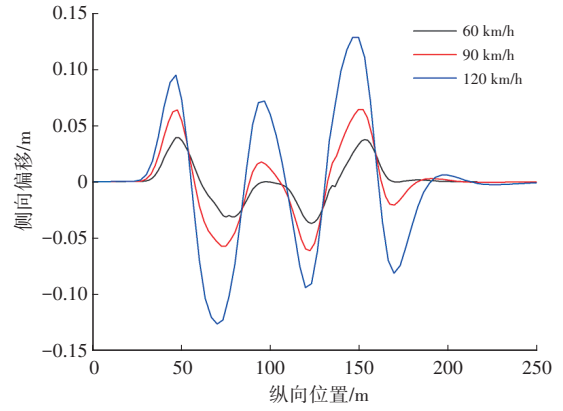
从图 7a、图 7b 可以看出,质心侧偏角与横摆角速度均在稳定的范围内变化,仿真结束时都出现收敛的趋势。当车速为 60 km/h 时,呈现出更为稳定的收敛状态,质心侧偏角稳定在  $\pm 0.08^\circ$  内,横摆角速度稳定在  $\pm 8 (^\circ)/s$  内。图 7c、图 7d 反映了车辆在各种车速下的姿态和位置信息,在 60 km/h 和 90 km/h 的车速下,车辆可以较为准确地跟踪所参考的航向角和车辆轨迹;车辆在 120 km/h 时的仿真曲线与参考曲线差距较大,原因是车辆车速较快,在转弯时轮胎与地面之间的摩擦力无法完全满足转向需求,进而发生侧滑现象,但差距在可接受的范围内。由图 7e、图 7f 可以看出,在不同车速下车辆仿真效果较好,各车速航向角偏差峰值分别为  $-1.197^\circ$ 、 $-1.299^\circ$ 、 $-1.434^\circ$ ,横向偏移峰值分别为 0.039 4 m、0.064 2 m、0.128 5 m。图 7g 体现了车辆在不同车速下的附加横摆力矩,车辆的附加横摆力矩随着车速的增加而增大,经过横向稳定控制,车辆在 120 km/h 时附加横摆力矩在  $\pm 481 \text{ N}\cdot\text{m}$  的范围内变化,能够使车辆在高速行驶时也能维持稳定性。



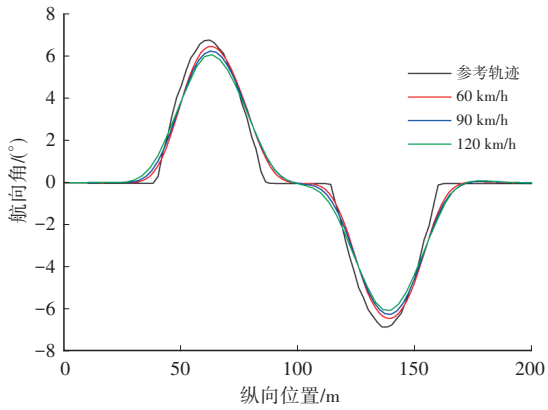
(a)质心侧偏角对比



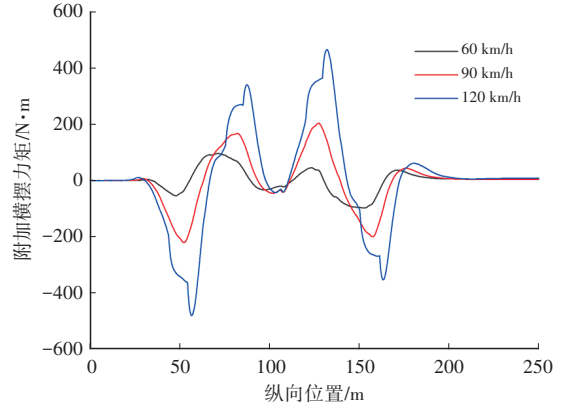
(b)横摆角速度对比



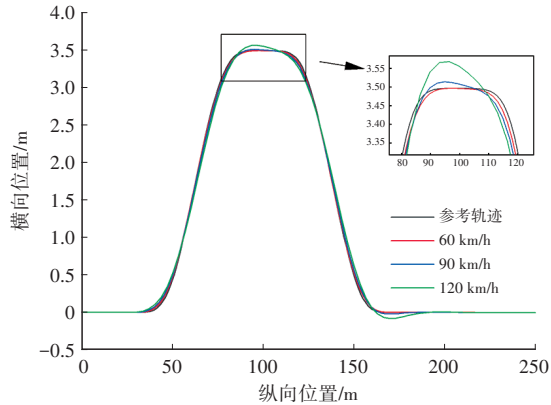
(f)侧向偏移对比



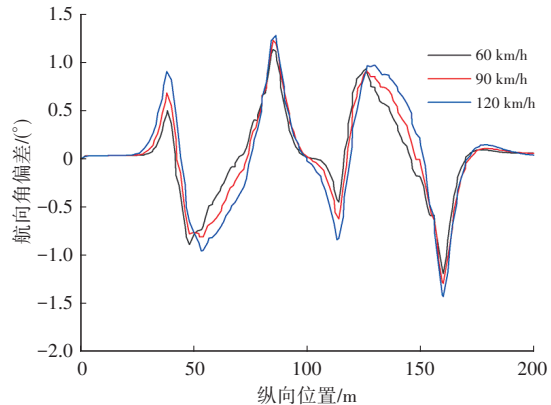
(c)航向角对比



(g)附加横摆力矩对比



(d)横向位置对比



(e)航向角偏差对比

图7 不同车速双移线下仿真结果

在车速 120 km/h 情况下,仿真得到车辆 4 个车轮的转矩曲线,如图 8 所示。

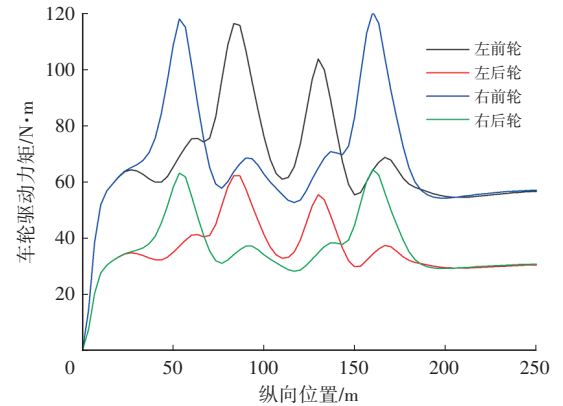


图8 车速 120 km/h 时 4 个车轮力矩

由图 8 可以看出,在转弯时前轮的 2 个车轮力矩较大,且 4 个车轮均在电机能够输出的力矩范围内,体现了基于载荷分布的四轮力矩分配能够满足转向和驱动需求,且提高了车辆安全性。

#### 4.2 低附着度路况下的行驶稳定性测试

对雨天湿滑复杂路况进行了模拟,采用美国联邦公路局提供的 FHWA Alt 3 道路作为参考。模拟中,路面的附着系数分别设为 0.8、0.4,电动车辆的车速为 60 km/h。

路面附着系数为0.8的仿真结果如图9所示。图9a、图9b体现了车辆在行驶时的位置和姿态信息。由图9c可以得出,虽然两种控制策略都表现出稳定的行驶姿态,最大横向误差都保持在0.05 m内,但SMC+ARS在进行转弯时横向偏移量较SMC小,体现出了较好的轨迹跟踪能力。图9d为车辆的速度跟踪信息,可以看出,二者均在60 km/h时存在小幅度波动,最大偏差均在0.2%内。图9e和图9f体现了车辆的稳定性,两条曲线均表现出收敛的情况,车辆能够较为稳定地行驶,且质心侧偏角峰值下降了63.14%。由图9g和图9h能够看出SMC+ARS控制下电机输出的不同侧的驱动力能够使附加横摆力矩的作用更加平稳且在不影响车辆转向的情况下,SMC+ARS控制的附加横摆力矩较SMC小,峰值下降了84.78%,避免了车辆的侧滑现象并且一定程度上降低了能耗。综上所述,在不影响车辆正常行驶和转向需求下,SMC+ARS控制策略的效果更好。

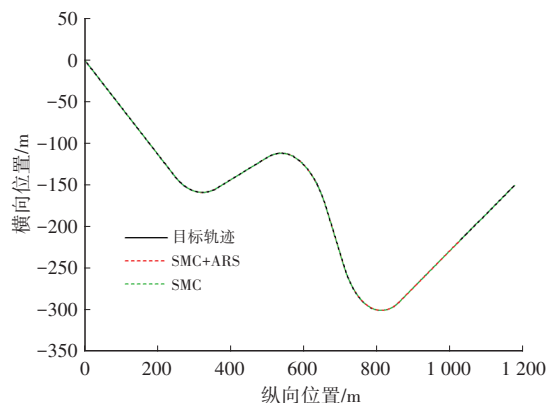
路面附着系数为0.4的仿真结果如图10所示。图10a和图10b体现了车辆在低附着度路面行驶时的位置和姿态信息,都表现出较为稳定的行驶状态。由图10c可以看出,SMC+ARS策略在每次进行转弯时横向偏移量均比SMC小,3次转弯的横向偏移分别峰值下降14.04%、16.50%、13.71%。图10d为车辆的速度跟踪曲线,可以看出二者均在60 km/h时进行小幅度波动,最大偏差均在0.2%内。图10e和图10f体现出SMC的质心侧偏角在行驶或者转弯时的峰值较SMC+ARS的峰值高,在SMC+ARS的控制下质心侧偏角峰值下降了63.31%。由图10g和图10h能够看出,SMC+ARS控制下附加横摆力矩进行转向更加平稳,满足转向需求且仅在 $-204.14\sim 366.74\text{ N}\cdot\text{m}$ 范围内变化。综上所述,SMC+ARS控制策略较SMC控制策略的效果更好。

#### 4.3 蛇形工况下行驶稳定性测试

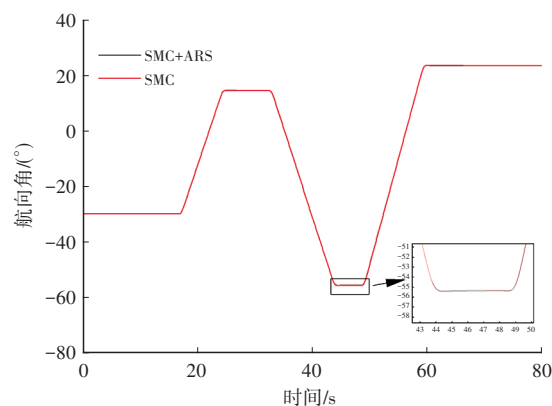
蛇形试验是评估车辆操控稳定性的重要指标之一。电动车辆以80 km/h的速度在干燥且平整的路面上行驶,路面的附着系数设定为0.85。通过仿真试验,能够有效地评估车辆在特定工况下的稳定性表现,仿真结果如图11所示。

图11a为蛇形工况下车辆实际速度,速度变化范围为79.879~80.045 km/h,与80 km/h最大偏差仅为0.2%,符合标准。图11b~图11e中,所取得峰值点的要求是仿真车辆趋近于稳定时的数据点,曲线的第一个和最后一个峰值点处于车辆启动和结束时的不稳定状态,故舍去。对图11a的车辆速度取均值,并对图11b~图11e中峰值点取平均值可以得到仿真结

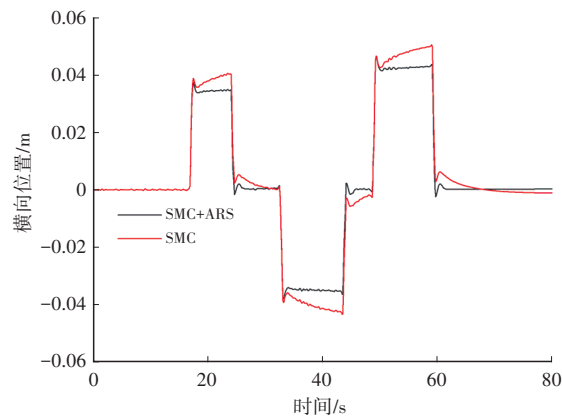
果,如表3所示。



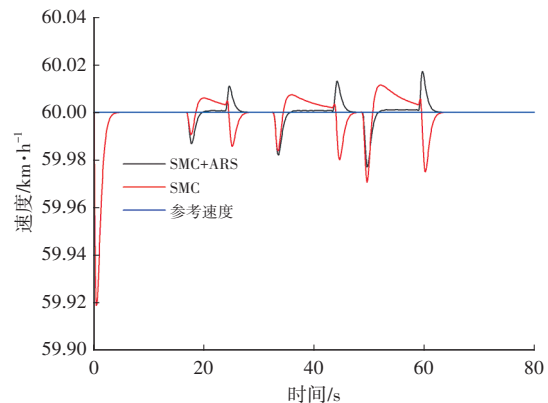
(a) 横向位置对比



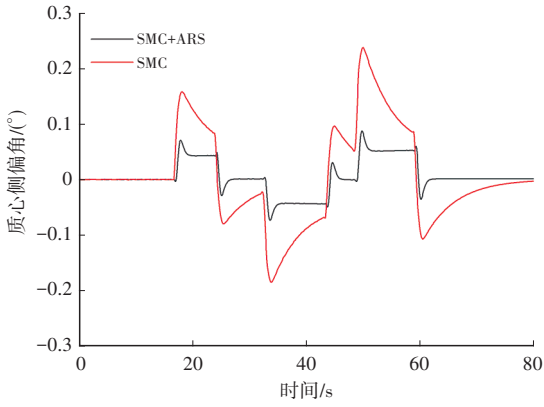
(b) 航向角对比



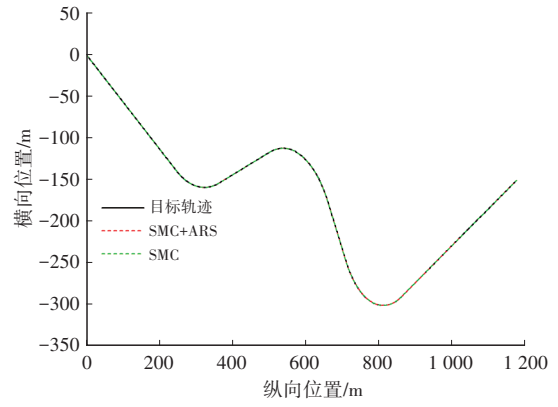
(c) 横向偏移对比



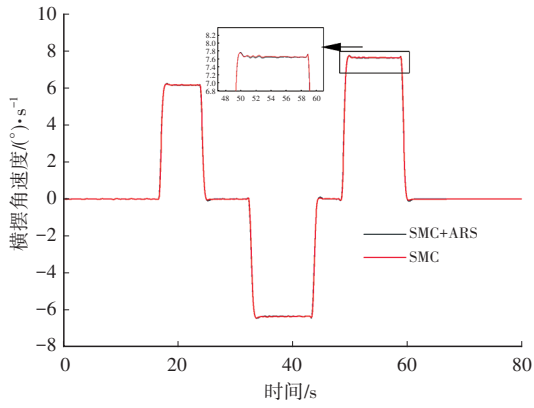
(d) 速度对比



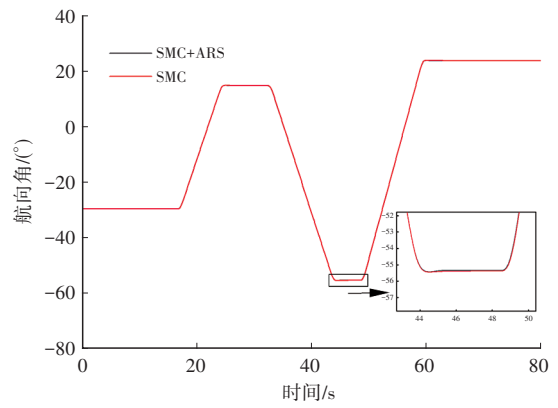
(e)质心侧偏角对比



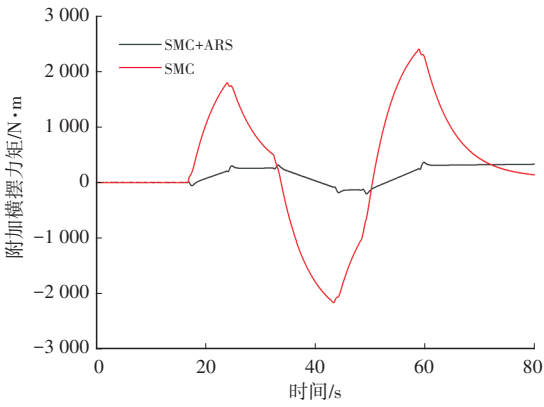
(a)横向位置对比



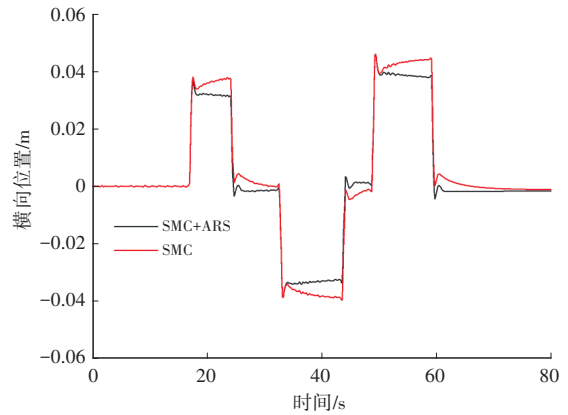
(f)横摆角速度对比



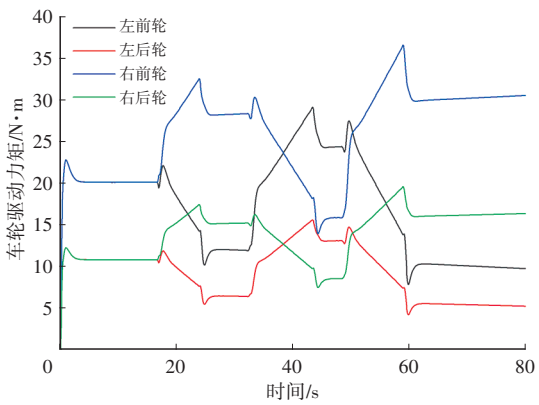
(b)航向角对比



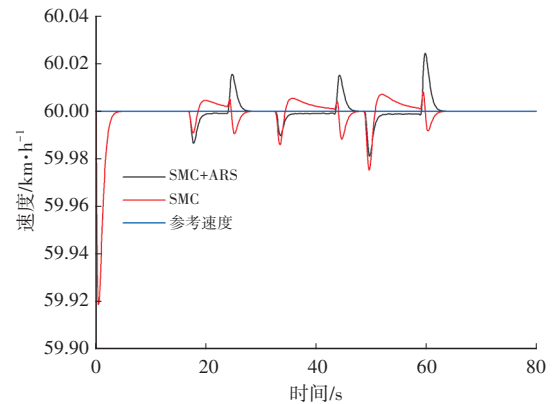
(g)附加横摆力矩对比



(c)横向偏移对比

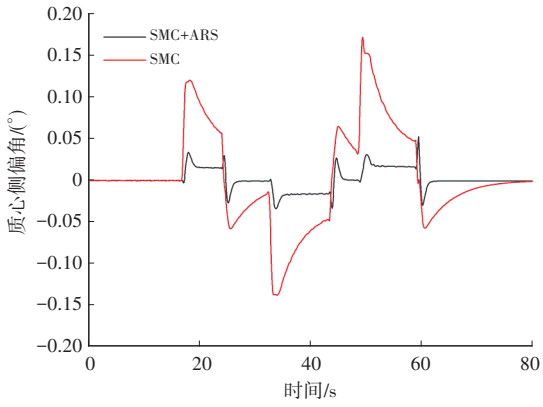


(h)SMC+ARS各车轮力矩对比

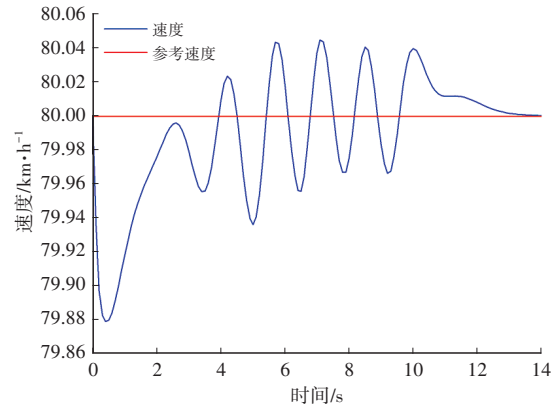


(d)速度对比

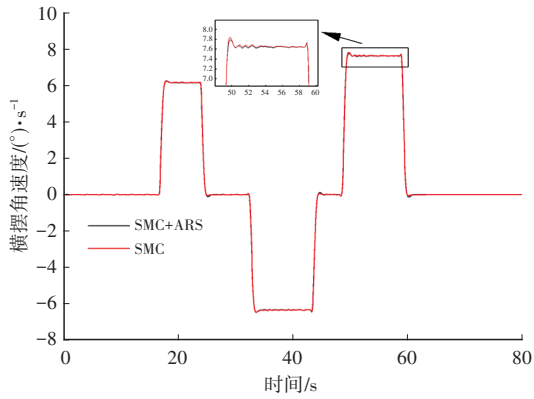
图9  $\mu=0.8$ 时的仿真结果



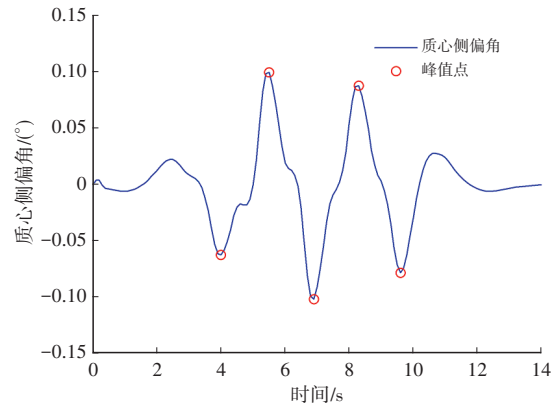
(e)质心侧偏角对比



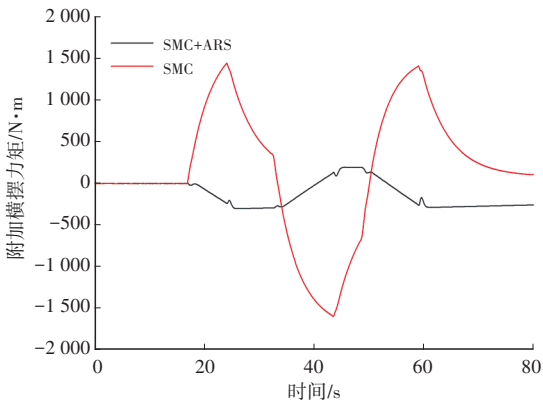
(a)速度追踪



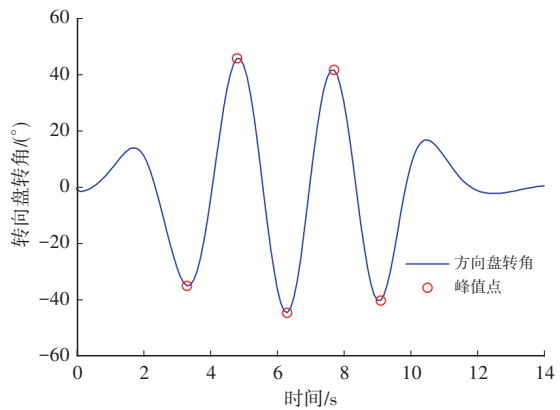
(f)横摆角速度对比



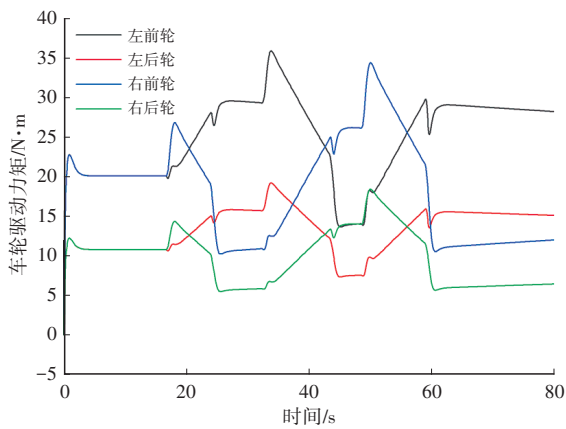
(b)质心侧偏角



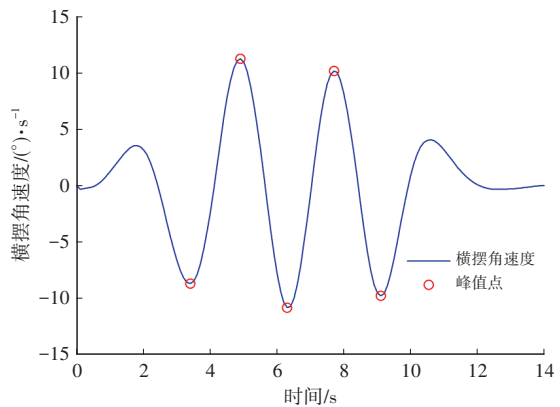
(g)附加横摆力矩对比



(c)转向盘转角

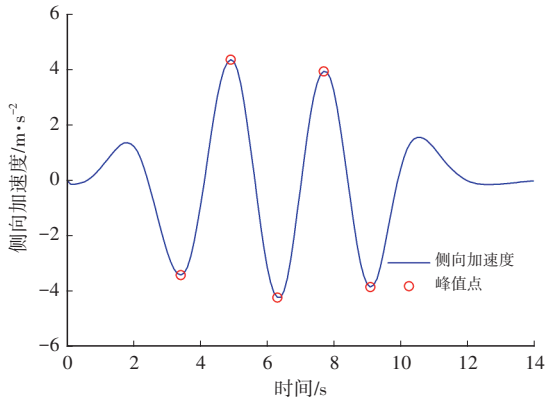


(h)SMC+ARS各车轮力矩对比



(d)横摆角速度

图 10  $\mu=0.4$ 时的仿真结果



(e)侧向加速度

图11 蛇形工况仿真结果

表3 蛇形工况仿真结果

评价指标	平均蛇行车速 /km·h <sup>-1</sup>	平均转向盘转角 /(°)	平均横摆角速度 /(°)·s <sup>-1</sup>	平均质心侧偏角 /(°)	平均侧向加速度 /m·s <sup>-2</sup>
仿真工况: 80 km/h	79.990	41.368	10.138	0.086	3.964

根据表3的结果,参考刘博伟<sup>[16]</sup>对车辆蛇形工况仿真结果分析的方法,以80 km/h的车速进行仿真,发现本文模型的车速跟踪能力较强,与理想车速最大相差仅0.15%,通过蛇形标桩通道时表现出较好的极限操纵能力。其左、右绕桩一致性较强,平均侧倾角较小,显示出良好的稳定特性。同时,平均横摆角速度和侧向加速度也在安全范围内,表明车辆具备较高的主动安全性。

## 5 结束语

为了研究分布式电动车辆在高速、低附着度工况和蛇形道路下行驶的稳定性,本文基于Simulink仿真平台建立自由度动力模型,根据公式推算出了车辆的理想横摆角速度和理想质心侧偏角,并验证了所建立模型的合理性,采用Simulink的PID控制模块确定了车辆的期望力矩,采用在Simulink中建立的双层滑模控制模块确定了附加横摆力矩,并结合CarSim实时输出的车辆加速度、车轮的垂向载荷等参数实现分布式电动车辆行驶时的力矩分配。

对设计的控制策略进行仿真验证,结论如下:

随着车速的增加,双移线工况下车辆的质心侧偏角和横摆角速度等稳定判据波动会变大,但是直到120 km/h的车速下车辆依然能够保证较好的稳定性。

高、低路面附着工况下,考虑了后轮转角的SMC+ARS控制的车辆均较普通SMC控制的车辆稳定性更好,并可在一定程度上减少能耗。

在理想车速80 km/h蛇形工况下,控制车速与理想

车速最大相差仅0.15%,平均质心侧偏角和平均侧向加速度分别为0.086°、3.964 m/s<sup>2</sup>,表现出了较为优秀的车速跟踪能力和转弯时的稳定性。

## 参考文献

- [1] 张志勇,王东涛,黄彩霞,等. 分布式驱动电动汽车横向稳定性与转矩分配控制[J]. 长沙理工大学学报(自然科学版), 2017, 14(2): 61-67.  
ZHANG Z Y, WANG D T, HUANG C X, et al. Lateral Stability and Torque Distribution Control of Distributed Drive Electric Vehicle[J]. Journal of Changsha University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2017, 14(2): 61-67.
- [2] 李芳. 智能车辆轨迹跟踪的横纵向协同控制研究[D]. 重庆: 重庆邮电大学, 2020.  
LI F. Research on Horizontal and Longitudinal Cooperative Control of Intelligent Vehicle Trajectory Tracking[D]. Chongqing: Chongqing University of Posts and Telecommunications, 2020.
- [3] EMIRLER M T, KAHRAMAN K, ŞENTÜRK M, et al. Lateral Stability Control of Fully Electric Vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2015, 16(2): 317-328.
- [4] 靳立强,王庆年,宋传学. 四轮独立驱动电动汽车动力学控制系统仿真[J]. 吉林大学学报(工学版), 2004(4): 547-553.  
JIN L Q, WANG Q N, SONG C X. Simulation of Dynamic Control System of Four-Wheel Independent Drive Electric Vehicle[J]. Journal of Jilin University (Engineering Science), 2004(4): 547-553.
- [5] GENG C, MOSTEFAI L, DENAI M, et al. Direct Yaw-Moment Control of An In-Wheel-Motored Electric Vehicle Based on Body Slip Angle Fuzzy Observer[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2009, 56(5): 1411-1419.
- [6] ATAIEI M, KHAJEPOUR A, JEON S. Model Predictive Control for Integrated Lateral Stability, Traction/Braking Control, and Rollover Prevention of Electric Vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(1): 49-73.
- [7] 江和耀,王永海,吴幼冬,等. 四轮轮毂驱动电动车辆横向稳定与侧倾预防协同控制策略[J]. 吉林大学学报(工学版), 2024, 54(2): 540-549.  
JIANG H Y, WANG Y H, WU Y D, et al. Cooperative Control Strategy for Lateral Stabilization and Roll Prevention of Four-Wheel Hub-Driven Electric Vehicle[J]. Journal of Jilin University (Engineering Science), 2024, 54(2): 540-549.
- [8] 王中辉,唐焱. 基于行驶稳定性的电动汽车四轮驱动控制算法[J]. 桂林电子科技大学学报, 2022, 42(6): 501-507.

- WANG Z H, TANG Y. Four-Wheel Drive Control Algorithm for Electric Vehicle Based on Driving Stability[J]. Journal of Guilin University of Electronic Technology, 2022, 42(6): 501-507.
- [9] 张德颖. 分布式驱动电动汽车稳定性控制策略研究[D]. 西安: 长安大学, 2023.
- ZHANG D Y. Research on Stability Control Strategy of Distributed Drive Electric Vehicle[D]. Xi'an: Chang'an University, 2023.
- [10] 张光德, 王硕, 马强. 电动轮汽车横向稳定性协同控制[J]. 机械设计与制造, 2023(4): 163-166, 171.
- ZHANG G D, WANG S, MA Q. Cooperative Control of Lateral Stability of Electric Wheel Vehicles[J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2023(4): 163-166, 171.
- [11] ALIPOUR H, SHARIFIAN M, SABAH M. A Modified Integral Sliding Mode Control to Lateral Stabilisation of 4-Wheel Independent Drive Electric Vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2014, 52(12): 1584-1606.
- [12] 元加加, 韩伟, 赵沛竹. 主动后轮转向汽车与转矩分配协调控制研究[J]. 制造业自动化, 2020, 42(9): 130-134.
- YUAN J J, HAN W, ZHAO P Z. Research on Coordinated Control of Active Rear-Wheel Steering Automobile and Torque Distribution[J]. Manufacturing Automation, 2020, 42(9): 130-134.
- [13] 马园杰, 张维, 周兴林, 等. 分布式驱动电动汽车横摆稳定性控制策略研究[J]. 机械科学与技术, 2023: 1-9.
- MA Y J, ZHANG W, ZHOU X L, et al. Research on Yaw Stability Control Strategy of Distributed Drive Electric Vehicle[J]. Mechanical Science and Technology, 2023: 1-9.
- [14] 高伟, 邓召文, 王保华, 等. 分布式电驱动汽车“人-车-路”闭环横向稳定性控制[J]. 制造业自动化, 2023, 45(6): 116-123.
- GAO W, DENG Z W, WANG B H, et al. Closed-Loop Lateral Stability Control of "Human-Vehicle-Road" of Distributed Electric Drive Vehicles[J]. Manufacturing Automation, 2023, 45(6): 116-123.
- [15] 向婧燕, 周奎, 付勇智, 等. 考虑稳定性的4WD/4WS无人车路径跟踪控制策略研究[J]. 计算机工程与应用, 2024, 60(6): 349-358.
- XIANG J Y, ZHOU K, FU Y Z, et al. Research on Path Tracking Control Strategy for 4WD/4WS Unmanned Vehicle Considering Stability[J]. Computer Engineering and Applications, 2024, 60(6): 349-358.
- [16] 刘博伟. 汽车操纵稳定性客观评价方法研究[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2022.
- LIU B W. Research on Objective Evaluation Method of Automobile Handling Stability[D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2022.

(责任编辑 王 一)

修改稿收到日期为2024年12月31日。

## 《汽车工艺与材料》投稿须知

《汽车工艺与材料》于1986年创刊,是由中国第一汽车集团有限公司主办的国内外公开发行的汽车材料与制造技术类月刊,目前已入选《中文核心期刊要目总览》(第二版)、RCCSE中国准核心学术期刊(B+)、中国核心期刊(遴选)数据库、中国学术期刊综合评价数据库、欧洲学术出版中心数据库(EuroPub)、哥白尼精选期刊数据库(ICI Journals Master List)、EBSCO International数据库、J-Gate数据库。

《汽车工艺与材料》以“为中国报道汽车制造,为汽车引领工艺材料”为办刊宗旨,致力于报道以汽车轻量化技术和智能制造技术为核心的先进制造技术与材料应用技术,重点关注电动汽车蓄电池、电机、电控关键材料技术,燃料电池材料技术,高强度钢、铝镁合金、非金属材料及其成形技术,连接技术,智能装备与绿色制造等,以期通过高质量学术内容的出版和传播助推行业创新技术的交流与发展。

《汽车工艺与材料》杂志关注领先的整车及零部件企业和材料、装备等供应商,及时报道汽车行业最新的产品设计、制造、材料、加工技术、生产装备、检测技术等方面的成功案例。

### 主要栏目:

AT&M 视界、生产现场、材料应用、生产装备、检测技术、数字化园地、行业动态等。

### 投稿要求:

- (1) 来稿须具有独创性并与实践相结合,文章字数最好控制在5 000~8 000字之内。
- (2) 来稿不能在国内、外公开杂志上发表过,请勿一稿多投。
- (3) 来稿的试验方法、试验数据、试验结论必须准确、可靠。
- (4) 来稿须包括以下项目:题名、作者姓名、作者单位、摘要(200字左右)、参考文献等。来稿采用word文档的格式。
- (5) 来稿文章格式应符合一般科技论文格式,或参考近期本刊所刊登文章格式。
- (6) 文章必须附有公开发表的、体现本领域最新研究成果的参考文献,且在文中应标注文献引用处。
- (7) 本刊使用网站投稿,投稿网址:<http://qcyycl.cbpt.cnki.net>,咨询电话:0431-82026054。

竭诚欢迎汽车行业及相关领域的专家学者积极向本刊投稿。