基于自适应非奇异滑模的四轮独立驱动电动汽车稳定性控制

黄玉淡　钟勇　陈贵川

（福建理工大学福建省汽车电子与电驱动技术重点实验室，福州 350118）

【摘要】为了应对四轮轮毂电机驱动电动汽车在高速工况下面临的稳定性挑战，设计了一种非奇异自适应滑模控制架构。首先搭建整车动力学模型，并设计非奇异系数型积分终端滑模面，同时引入自适应律补偿系统不确定性因数与外界干扰。上层通过设置稳定性边界实时评估车辆的动态稳定状况；下层以路面附着消耗率最小为目标，通过转矩分配控制器将上层决策的附加力矩分配至各驱动轮。基于MATLAB/Simulink-CarSim平台的仿真结果显示，在双移线和正弦曲线工况下，采用该策略时横摆角速度、质心侧偏角等评价指标均较小，表明该策略在外部扰动下具有更优的控制效果与鲁棒性，能够满足四轮独立驱动自动驾驶车辆的行驶平顺性控制要求。

关键词：四轮独立驱动　稳定性控制　自适应非奇异滑模控制　力矩优化分配

中图分类号：U463.6　　**文献标志码：**A　　**DOI：** 10.20104/j.cnki.1674-6546.20250276

Research on Stability Control Strategy of Distributed Electric Vehicles Based on Adaptive Nonsingular Sliding Mode

Huang Yudan, Zhong Yong, Chen Guichuan

(Fujian Provincial Key Laboratory of Automotive Electronics and Electric Drive, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118)

【**Abstract**】To address the stability challenges faced by four-wheel independent drive electric vehicles with hub motors under high-speed conditions, this study designs a non-singular adaptive sliding mode control architecture. The process begins by establishing a vehicle dynamics model, followed by designing a non-singular coefficient-type integral terminal sliding surface. An adaptive law is introduced to compensate for system uncertainties and external disturbances. The upper controller determines the required additional yaw moment based on stability boundaries to assess the vehicle's dynamic stability in real time. The lower controller aims to minimize road adhesion consumption and allocates the additional yaw moment to the four driving wheels via a torque distribution controller. Simulation studies based on the MATLAB/Simulink-CarSim platform under double-lane change and sinusoidal steering conditions demonstrate that, the proposed strategy exhibits smaller deviations in key performance aspects with yaw rate and sideslip angle as evaluation metrics. This not only indicates superior control effectiveness and robustness under external disturbances but also confirms its capability to meet the high-standard ride comfort control requirements of four-wheel independent drive autonomous vehicles.

Key words: Four-Wheel Independent Drive (FWID), Stability control, Sliding mode control, Optimal torque allocation

【引用格式】黄玉淡，钟勇，陈贵川．基于自适应非奇异滑模的四轮独立驱动电动汽车稳定性控制[J]. 汽车工程师，2026(3): 22-30.

HUANG Y D, ZHONG Y, CHEN G C. Research on Stability Control Strategy of Distributed Electric Vehicles Based on Adaptive Nonsingular Sliding Mode[J]. Automotive Engineer, 2026(3): 22-30.

通信作者：黄玉淡（1998—），男，福建闽侯人，硕士，研究方向为新能源汽车，1353847099@qq.com。

1 前言

四轮独立驱动架构凭借其结构简单、传动效率高、驱动力矩分配灵活和对车轮转矩的精准调控能力，为改善复杂工况下的车辆稳定性提供了必要的硬件保障[1]。在紧急场景下，轮胎的侧向力已近饱和，而其纵向力更具操控潜力，故直接横摆力矩稳定性控制已成为该领域的重要研究内容[2]。

国内外研究人员在车辆稳定性控制方面进行了不同的研究。Mashadi等[3]设计了集成主动前轮转向（Active Front Steering，AFS）/直接横摆力矩控制（Direct Yaw Moment Control，DYC）的滑模控制器，实现了转向与横摆力矩的协调控制；张一西等[4]针对分布式驱动电动汽车提出了一种分层控制策略，上层通过积分滑模控制计算附加横摆力矩，下层基于轮胎负荷率优化分配四轮转矩；李宏刚等[5]提出了一种分层控制策略以提升车辆综合性能，上层控制器负责横摆稳定性相关参数与车速跟踪，下层控制器根据路面附着情况优化分配车轮力矩，仿真验证结果表明，该策略能有效防止失稳打滑，增强车辆的安全性与稳定性；宋强等[6]提出了一种多参数分层控制方案，通过参数精细化管理实现了侧向距离与横摆角速度偏差的协同控制，并能自适应调整工况，展现出卓越的稳定性和鲁棒性。然而，现有方法均未能根本解决传统滑模控制的两个关键问题，即固有的抖振现象制约了控制精度和平顺性，且固定参数策略在面对复杂不确定对象时适应性不足、滑模结构单一。

为此，本文设计一种自适应非奇异滑模控制器，旨在系统解决传统方法抖振明显、参数固化、结构单一及非奇异性缺失等问题，并将非奇异系数型积分终端滑模面与自适应机制相融合，设计递归积分终端滑模结构，从而避免控制奇异性，提升系统的收敛速度与稳态精度。通过引入自适应律实时估计并补偿系统不确定性和外部扰动，增强控制器对复杂动态环境的适应能力，最后，基于MATLAB/Simulink-CarSim平台开展双移线与正弦曲线工况仿真，验证该策略在提升车辆稳定性、抑制抖振及增强抗扰能力方面的效果。

2 车辆动力学模型建立

2.1 车辆二自由度动力学模型

车辆动力学模型是风险评估与轨迹规划的核心基础，本文建立车辆二自由度动力学模型。建模过程中假设车辆行驶速度恒定，忽略纵向力等非关键干扰因素，仅重点考虑轮胎侧偏特性对车辆侧向运动与横摆运动的影响，简化模型如图1所示。

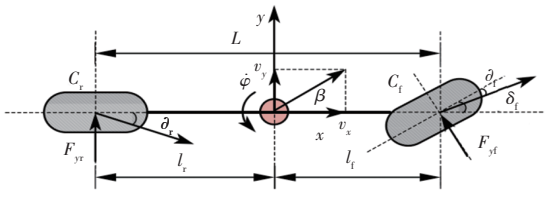


图1 车辆二自由度动力学模型

假设前轮的轮胎滑移率与侧偏角很小，则轮胎力处于线性区域，且轮胎模型可以进行简化，对于前轮转角δ_f，有$\cos\delta_f\approx1$[7]，根据平衡方程可得：

$$\begin{cases} mv_x\left(\dot{\beta}+\dot{\varphi}\right)=F_{yf}+F_{yr}=C_f\partial_f+C_r\partial_r \\ I_z\ddot{\varphi}=l_fF_{yf}-l_rF_{yr}=l_fC_f\partial_f-l_rC_r\partial_r \end{cases} \tag{1}$$

式中：m为整车质量，v_x为车辆纵向速度，l_f、l_r分别为车辆质心到前、后轴的距离，F_{yf}、F_{yr}分别为车辆前、后轮轮胎的侧向力，I_z为车辆绕z轴的惯性矩，$\dot{\varphi}$、$\ddot{\varphi}$分别为横摆角速度、横摆角加速度，C_f、C_r分别为前、后轮侧偏刚度，∂_f、∂_r分别为前、后轮侧偏角，$\dot{\beta}$为质心侧偏角速度。

则前、后轮侧偏角满足：

$$\begin{cases} \partial_f=\arctan(\beta+\dfrac{l_f\dot{\varphi}}{v_x})-\delta_f\approx\beta+\dfrac{l_f\dot{\varphi}}{v_x}-\delta_f \\ \partial_r=\arctan(\beta-\dfrac{l_r\dot{\varphi}}{v_x})\approx\beta-\dfrac{l_r\dot{\varphi}}{v_x} \end{cases} \tag{2}$$

式中：v_y为车辆横向速度，β为质心侧偏角。

将式(2)式代入式(1)可得二自由度方程为：

$$\begin{bmatrix}\dot{\beta}\\ \ddot{\varphi}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\dfrac{C_f+C_r}{mv_x} & \dfrac{l_fC_f-l_rC_r}{mv_x^2}-1\\ \dfrac{l_fC_f-l_rC_r}{I_zv_x} & \dfrac{l_f^2C_f+l_r^2C_r}{I_zv_x}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\beta\\ \dot{\varphi}\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}-\dfrac{C_f}{mv_x}\\ -\dfrac{l_fC_f}{I_z}\end{bmatrix}\delta_f \tag{3}$$

当车辆处于稳定状态时，根据二自由度模型得到期望横摆角速度和期望质心侧偏角为：

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_d=\dfrac{v_x}{(1+Kv_x^2)}\delta_f \\ \beta_d=\left(\dfrac{l_r}{Lv_x}+\dfrac{ml_f}{LC_r}v_x\right)\dot{\varphi}_d \end{cases} \tag{4}$$

式中：$K=\dfrac{m}{L^2}\left(\dfrac{l_f}{C_r}-\dfrac{l_r}{C_f}\right)$为稳定性因数，$L$为车辆轴距。

考虑路面附着系数μ，最大质心侧偏角、最大横

摆角速度分别为：

$$\begin{cases}\dot{\varphi}_{\max}=\dfrac{0.85\mu g}{v_x}\\ \beta_{\max}=0.85\mu g\left(\dfrac{l_r}{v_x^2}+\dfrac{ml_f}{LC_r}\right)\end{cases}\tag{5}$$

式中：g为重力加速度。

综合式(4)、式(5)可得到修正后的横摆角速度$\dot{\varphi}_{ref}$和质心侧偏角β_{ref}分别为：

$$\begin{cases}\dot{\varphi}_{ref}=\min\{|\dot{\varphi}_d|,|\dot{\varphi}_{\max}|\}\cdot\mathrm{sgn}(\delta_f)\\ \beta_{ref}=\min\{|\beta_d|,|\beta_{\max}|\}\cdot\mathrm{sgn}(\beta_d)\end{cases}\tag{6}$$

2.2 轮毂电机模型

轮毂电机采用永磁同步无刷直流电动机，其实际输出转矩与目标转矩间的传递关系式为[8]：

$$G(s)=\frac{T_{mij}}{T_{mij}^*}=\frac{1}{1+2\xi s+2\xi^2 s^2}\tag{7}$$

式中：T_{mij}为各电机输出转矩；T_{mij}^*为各电机的理想转矩；i=f,r分别表示前、后轮；j=l,r分别表示左、右轮；ξ为与轮毂电机参数相关的阻尼比，可通过试验拟合得到。

四轮转动时的动力学方程为：

$$I_z\omega_{ij}=T_{ij}-R\cdot F_{xij}\tag{8}$$

式中：R为车轮滚动半径，T_{ij}为各轮电机的转矩，F_{xij}为各轮的驱动力，ω_{ij}为各轮转速。

2.3 驾驶员跟踪模型

为实现车辆实际速度对理想速度的跟踪，需计算理想车速与实际车速的偏差，并通过PID车速协调控制模块对该偏差进行处理，如图2所示，该过程一方面可确定车辆需跟踪的理想车速，另一方面能基于偏差计算获得用于纵向控制的总纵向力：

$$F_{td}=K_p(v_x-v_{xref})+K_i\int(v_x-v_{xref})\mathrm{d}t+K_d\frac{\mathrm{d}(v_x-v_{xref})}{\mathrm{d}t}\tag{9}$$

式中：v_{xref}为期望速度，K_p、K_i、K_d分别为PID控制器的比例、积分、微分系数。

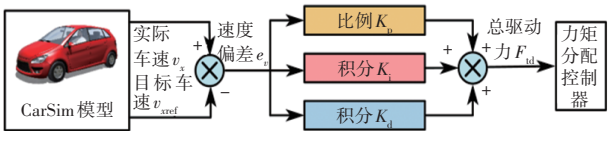


图2 纵向驾驶员模型示意

3 滑模控制器设计

在复杂工况下，车辆的实际动力学状态参数与参考值间存在一定误差，分层控制架构中的上层控制器会实时监测该偏差，并计算相应的附加力矩。该附加力矩通过修正横摆运动偏差确保车辆精准跟随理想轨迹，以保证行驶稳定性[9]。滑模控制得益于其独特的变结构机制，能够兼具快速响应能力与高鲁棒性的特点[10]。

3.1 传统滑模控制器设计

计算附加力矩可保障车辆行驶时的操纵稳定性，考虑附加横摆力矩的二自由度方程为：

$$\begin{cases}\ddot{\varphi}=\dfrac{l_fC_f-l_rC_r}{I_z}\beta+\dfrac{l_f^2C_f+l_r^2C_r}{I_zv_x}\dot{\varphi}-\dfrac{l_fC_f}{I_z}\delta_f+\dfrac{M_z}{I_z}\\ \dot{\beta}=\dfrac{C_f+C_r}{mv_x}\beta+\left(\dfrac{l_fC_f-l_rC_r}{mv_x}-1\right)\dot{\varphi}-\dfrac{C_f}{mv_x}\delta_f\end{cases}\tag{10}$$

式中：M_z为附加横摆力矩。

定义由横摆角速度误差e_r与质心侧偏角误差e_β构成的误差矩阵为：

$$\boldsymbol{e}=\begin{bmatrix}e_r\\ e_\beta\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\dot{\varphi}-\dot{\varphi}_{ref}\\ \beta-\beta_{ref}\end{bmatrix}\tag{11}$$

定义基于横摆角速度与质心侧偏角的滑模面为：

$$\boldsymbol{s}=\begin{bmatrix}s_{r1}\\ s_{\beta1}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}c_1e_r+\dot{e}_r\\ c_2e_\beta+\dot{e}_\beta\end{bmatrix}\tag{12}$$

式中：s_{r1}、$s_{\beta1}$分别为传统形式的横摆角速度、质心侧偏角跟踪滑模面，c_1、c_2为滑模面参数。

对滑模面进行求导可得：

$$\dot{\boldsymbol{s}}=\begin{bmatrix}\dot{s}_{r1}\\ \dot{s}_{\beta1}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}c_1\dot{e}_r+\ddot{e}_r\\ c_2\dot{e}_\beta+\ddot{e}_\beta\end{bmatrix}\tag{13}$$

选择指数趋近律为：

$$\dot{\boldsymbol{s}}=\begin{bmatrix}\dot{s}_{r1}\\ \dot{s}_{\beta1}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}-\eta_1\,\mathrm{sgn}(s_{r1})-K_1s_{r1}\\ -\eta_2\,\mathrm{sgn}(s_{\beta1})-K_2s_{\beta1}\end{bmatrix}\tag{14}$$

式中：$\eta_1>0$、$\eta_2>0$为趋近律增益，$K_1>0$、$K_2>0$为线性趋近增益。

结合式(10)、式(13)、式(14)计算可得横摆角速度附加横摆力矩、质心侧偏角附加横摆力矩分别为：

$$\Delta M_{\varphi1}=-I_z\left(c_1\dot{e}_r+\chi_1-\ddot{\varphi}_{ref}+\eta_1\,\mathrm{sgn}(s_{r1})+K_1s_{r1}\right)\tag{15}$$

$$\Delta M_{\beta1}=-I_z\left(\chi_1+\frac{\chi_2+\eta_2\,\mathrm{sgn}(s_{\beta1})+K_2s_{\beta1}+c_2\dot{e}_\beta}{\chi_3}\right)\tag{16}$$

式中：$\chi_1=\dfrac{l_fC_f-l_rC_r}{I_z}\beta+\dfrac{l_f^2C_f+l_r^2C_r}{I_zv_x}\dot{\varphi}-\dfrac{l_fC_f}{I_z}\delta_f$，

$\chi_2=\dfrac{C_f+C_r}{mv_x}\dot{\beta}-\dfrac{C_f}{mv_x}\dot{\delta}_f-\ddot{\beta}_{ref}$，$\chi_3=\dfrac{l_fC_f-l_rC_r}{mv_x}-1$。

3.2 自适应非奇异滑模控制器

自适应非奇异滑模控制器能通过自适应律实

时调整参数，无需精确的数学模型，同时具备更快响应的特点和强鲁棒性，这些特性使其能应对更加复杂的系统扰动和参数变化[11]，滑模面函数设置为：

$$\tau=\begin{bmatrix}\tau_r\\ \tau_\beta\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\dot{e}_r+k_1e_r+k_2\left|e_r\right|^{\lambda_1/\lambda_2}\operatorname{sgn}(e_r)\\ \dot{e}_\beta+k_3e_r+k_4\left|e_\beta\right|^{\lambda_3/\lambda_4}\operatorname{sgn}(e_\beta)\end{bmatrix} \tag{17}$$

式中：τ_r、τ_β分别为横摆、侧偏运动控制量；λ_1、λ_2、λ_3、λ_4为正奇数，取值分别为11、5、7、5；k_1、k_2、k_3、k_4为自适应参数[12]。

k_1~k_4可表示为：

$$\begin{cases}k_1=\dfrac{\sigma_1}{\varepsilon_1+\left(\dfrac{\omega_1}{1+\left|e_r\right|}-\varepsilon_1\right)\exp\left(\varpi_1\left|e_r\right|\right)}\\ k_2=\dfrac{\sigma_1}{\varepsilon_1+\left(\dfrac{\omega_2}{1+\left|e_r\right|}-\varepsilon_1\right)\exp\left(-\varpi_1\left|e_r\right|\right)}\\ k_3=\dfrac{\sigma_2}{\varepsilon_2+\left(\dfrac{\omega_3}{1+\left|e_r\right|}-\varepsilon_2\right)\exp\left(\varpi_2\left|e_\beta\right|\right)}\\ k_4=\dfrac{\sigma_2}{\varepsilon_2+\left(\dfrac{\omega_4}{1+\left|e_r\right|}-\varepsilon_2\right)\exp\left(-\varpi_2\left|e_\beta\right|\right)}\end{cases} \tag{18}$$

式中：ε_1,$\varepsilon_2\in(0,1)$为滑模面参数中的基础增益参数；ω_1、ω_2为用于调节横摆角速度滑模面中自适应增益k_1、k_2的上、下限值的参数，$\omega_1<\omega_2$；ω_3、ω_4为用于调节质心侧偏角滑模面中自适应增益k_3、k_4的上、下限值的参数，$\omega_3<\omega_4$；ϖ_1,$\varpi_2>0$为自适应衰减系数；σ_1,$\sigma_2>0$为滑模面参数，用于构造自适应增益表达式，影响增益随误差变化的灵敏度。

为有效提高滑模面的收敛速度、减少输出振荡，设计的自适应非奇异的横摆角速度、质心侧偏角跟踪滑模面为[13]：

$$\begin{bmatrix}s_{r2}\\ s_{\beta2}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\tau_r+\kappa_1\cdot\rho_r\\ \tau_\beta+\kappa_2\cdot\rho_\beta\end{bmatrix} \tag{19}$$

其中：

$$\begin{bmatrix}\dot{\rho}_r\\ \dot{\rho}_\beta\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\left|\tau_r\right|^{\gamma}\operatorname{sgn}(\tau_r)\\ \left|\tau_\beta\right|^{\alpha}\operatorname{sgn}(\tau_\beta)\end{bmatrix} \tag{20}$$

式中：ρ_r、ρ_β为递归积分辅助变量；κ_1、κ_2、α、γ为滑模面设置参数，均大于0。

选择相同类型的趋近律，基于非奇异自适应滑模控制的横摆角速度与质心侧偏角附加力矩分别为[13]：

$$\begin{cases}\Delta M_{\varphi2}=I_z[\ddot{\varphi}_{\mathrm{ref}}-k_1\dot{e}_r-k_2\dfrac{\lambda_1}{\lambda_2}\left|e_r\right|^{\lambda_1/\lambda_2-1}\dot{e}_r-\\ \qquad\kappa_1\cdot\left|\tau_r\right|^{\gamma}\operatorname{sgn}(\tau_r)-\chi_1-\eta_r\cdot\operatorname{sgn}(s_{r2})-\xi_rs_{r2}]\\ \Delta M_{\beta2}=-\dfrac{I_z}{\chi_3}[\chi_2+k_3\dot{e}_\beta+k_4\dfrac{\lambda_3}{\lambda_4}\left|e_\beta\right|^{\lambda_3/\lambda_4-1}\dot{e}_\beta+\\ \qquad\kappa_2\cdot\left|\tau_\beta\right|^{\alpha}\operatorname{sgn}(\tau_\beta)+\eta_\beta\cdot\operatorname{sgn}(s_{\beta2})+\xi_\beta s_{\beta2}]-I_z\chi_1\end{cases} \tag{21}$$

式中：$\eta_r>0$、$\eta_\beta>0$、$\xi_r>0$、$\xi_\beta>0$为控制器参数。

3.3 加权控制器设置

当车辆在复杂路况下面临失稳风险时，需启动稳定性控制。为此，在稳定区间内增设临界稳定区域，以实现横摆角速度控制向质心侧偏角控制策略的平滑过渡，进而通过对系统的前置介入，确保车辆在失稳前即可获得有效控制，定义稳定状态边界为：

$$\left|\dot{\beta}+B_1\beta\right|=B_2 \tag{22}$$

式中：B_1、B_2为稳定域边界系数，分别表示其边界的斜率与截距，两系数的确定如表1所示[14]。

表1 路面附着系数与稳定性状态边界的关系

附着系数取值范围	B_1	B_2
μ<0.1	−1.78	0.072
0.1≤μ<0.2	−1.95	0.153
0.2≤μ<0.3	−2.68	0.243
0.3≤μ<0.4	−3.13	0.304
0.4≤μ<0.5	−3.56	0.395
0.5≤μ<0.6	−4.68	0.451
0.6≤μ<0.7	−5.73	0.576
0.7≤μ<0.8	−6.38	0.692
0.8≤μ<0.9	−6.92	0.763
0.9≤μ<1.0	−7.69	0.842

不同的区域划分呈现了车辆在不同运动状态下的稳定性情况，采用质心侧偏角与横摆角速度相结合的策略，基于滑模控制原理，采用分层控制策略：当车辆处于稳定区时，由横摆角速度控制器跟踪期望值；处于临界稳定区时，由横摆角速度与质心侧偏角控制器协同进行加权控制；处于失稳区时，切换至质心侧偏角控制器单独工作以跟踪其期望值。最后，确定附加横摆力矩的表达式为[15]：

$$M_z=\tau\Delta M_{\varphi r}+(1-\tau)\Delta M_{\beta r} \tag{23}$$

式中：$r=1,2$，τ为加权系数。

τ的具体表达式为：

$$\tau=\begin{cases}0, & \dfrac{\left|B_1\dot{\beta}+\beta\right|}{B_2}=0\\ \dfrac{\left|B_1\dot{\beta}+\beta\right|}{B_2}, & 0<\dfrac{\left|B_1\dot{\beta}+\beta\right|}{B_2}<1\\ 1, & \dfrac{\left|B_1\dot{\beta}+\beta\right|}{B_2}\geqslant 1\end{cases}\tag{24}$$

4 转矩分配控制器

为实现精准控制，上层决策的附加力矩需经优化算法解析，需注意的是，轮胎利用率过高将突破附着极限，故以“四轮路面附着消耗率最低”为优化目标。在附着椭圆约束下重新分配扭矩，该目标可使各车轮纵、横向力的合力尽量位于附着极限内，以减少轮胎过度损耗与磨损，对应的四轮轮胎利用率最小目标函数为[16]：

$$\min J=\min\sum\frac{F_{xij}^2+F_{yij}^2}{\left(\mu_{ij}F_{zij}\right)^2}\tag{25}$$

式中：F_{yij}、F_{zij}分别为各轮胎的侧向力、垂向力，μ_{ij}为各轮的附着系数。

由于电机难以控制侧向力，代价函数化简为：

$$\min J=\min\sum\frac{F_{xij}^2}{\left(\mu_{ij}F_{zij}\right)^2}\tag{26}$$

将$F_{xij}=T_{xij}/R$代入式(25)，其中T_{xij}为各轮的电机输出扭矩，可得到最终的优化目标为：

$$\min J=\min\sum\frac{T_{ij}^2}{\left(\mu_{ij}F_{zij}R\right)^2}\tag{27}$$

考虑到各车轮电机失效扭矩限制，以及路面附着系数限制，约束条件可表示为：

$$\begin{cases}T_{\mathrm{fl}}+T_{\mathrm{fr}}+T_{\mathrm{rl}}+T_{\mathrm{rr}}=T\\ -\dfrac{B_{\mathrm{f}}}{2R}T_{\mathrm{fl}}+\dfrac{B_{\mathrm{f}}}{2R}T_{\mathrm{fr}}-\dfrac{B_{\mathrm{r}}}{2R}T_{\mathrm{rl}}+\dfrac{B_{\mathrm{r}}}{2R}T_{\mathrm{rr}}=M_z\\ \left|T_{xij}\right|\leqslant\min\left\{\mu RF_{zij},T_{\max}\right\}\end{cases}\tag{28}$$

式中：T为总驱动力矩，B_{f}、B_{r}分别为车辆前、后轮距，$T_{\max}$为最大驱动力矩。

通常，车辆前、后轮距近似，故式(27)可简化为：

$$\begin{cases}T_{\mathrm{fl}}=\dfrac{T}{2}-\dfrac{M_z}{B}R-T_{\mathrm{rl}}\\ T_{\mathrm{fr}}=\dfrac{T}{2}+\dfrac{M_z}{B}R-T_{\mathrm{rr}}\end{cases}\tag{29}$$

将式(28)代入式(26)可得：

$$J=\frac{\left(\dfrac{T}{2}-\dfrac{M_z}{B}R-T_{\mathrm{rl}}\right)^2}{\left(\mu_{\mathrm{fl}}F_{z\mathrm{fl}}R\right)^2}+\frac{\left(\dfrac{T}{2}+\dfrac{M_z}{B}R-T_{\mathrm{rr}}\right)^2}{\left(\mu_{\mathrm{fr}}F_{z\mathrm{fr}}R\right)^2}+\frac{T_{\mathrm{rl}}^2}{\left(\mu_{\mathrm{rl}}F_{z\mathrm{rl}}R\right)^2}+\frac{T_{\mathrm{rr}}^2}{\left(\mu_{\mathrm{rr}}F_{z\mathrm{rr}}R\right)^2}\tag{30}$$

对式(29)求偏导可得：

$$\begin{cases}\dfrac{\partial J}{\partial T_{\mathrm{rl}}}=-\dfrac{2\left(\dfrac{T}{2}-\dfrac{M_z}{B}R-T_{\mathrm{rl}}\right)}{\left(\mu_{\mathrm{fl}}F_{z\mathrm{fl}}R\right)^2}+\dfrac{2T_{\mathrm{rl}}}{\left(\mu_{\mathrm{rl}}F_{z\mathrm{rl}}R\right)^2}\\ \dfrac{\partial J}{\partial T_{\mathrm{rr}}}=-\dfrac{2\left(\dfrac{T}{2}+\dfrac{M_z}{B}R-T_{\mathrm{rr}}\right)}{\left(\mu_{\mathrm{fr}}F_{z\mathrm{fr}}R\right)^2}+\dfrac{2T_{\mathrm{rr}}}{\left(\mu_{\mathrm{rr}}F_{z\mathrm{rr}}R\right)^2}\end{cases}\tag{31}$$

令式(30)等式为0，最终可得：

$$\begin{cases}T_{\mathrm{rl}}=\dfrac{\dfrac{\mu_{\mathrm{rl}}^2F_{z\mathrm{rl}}^2T}{2}-\dfrac{\mu_{\mathrm{rl}}^2F_{z\mathrm{rl}}^2M_z}{B}R}{\mu_{\mathrm{rl}}^2F_{z\mathrm{rl}}^2+\mu_{\mathrm{fl}}^2F_{z\mathrm{fl}}^2}\\ T_{\mathrm{rr}}=\dfrac{\dfrac{\mu_{\mathrm{rr}}^2F_{z\mathrm{rr}}^2T}{2}+\dfrac{\mu_{\mathrm{rr}}^2F_{z\mathrm{rr}}^2M_z}{B}R}{\mu_{\mathrm{rr}}^2F_{z\mathrm{rr}}^2+\mu_{\mathrm{fr}}^2F_{z\mathrm{fr}}^2}\end{cases}\tag{32}$$

5 稳定性控制器仿真验证

本文采用MATLAB/Simulink-CarSim联合仿真平台，通过建立高精度车辆模型验证所设计分层控制策略的有效性与可靠性，并构建了4种控制器模型开展对比仿真。本文设置了2种仿真工况：车辆分别在路面附着系数为0.8和0.3的道路上以110 km/h的初速度匀速行驶，并执行双移线操作；车辆分别在路面附着系数为0.8和0.3的道路上以96 km/h的初速度匀速行驶，行驶轨迹设置为正弦曲线。车辆的主要参数如表2所示。

表2 CarSim整车基本参数

参数	数值
车身质量m/kg	1 412
质心到前轴的距离l_{f}/m	1.015
质心到后轴的距离l_{r}/m	1.895
单个前轮侧偏刚度C_{f}/N·rad^{-1}	−11 260
单个后轮侧偏刚度C_{r}/N·rad^{-1}	−89 500
绕z轴转动惯量I_z/kg·m^2	1 536.7
车轮滚动半径R/m	0.354
轮距B/m	1.60
质心高度h_{g}/m	0.489

结合CarSim实时输出的车辆状态信号(如横摆角速度、质心侧偏角等),设计偏差更小的控制器。其闭环结构具体为:在CarSim中构建控制器,并耦合策略逻辑搭建CarSim与Simulink联合仿真平台,通过在线更新滑模面参数输出附加力矩指令,进而构建高精度整车模型并开展验证。整体控制逻辑如图3所示。

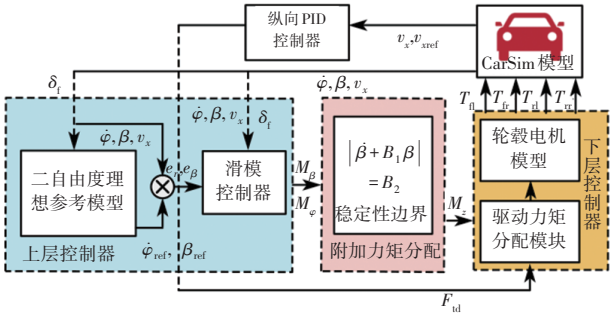
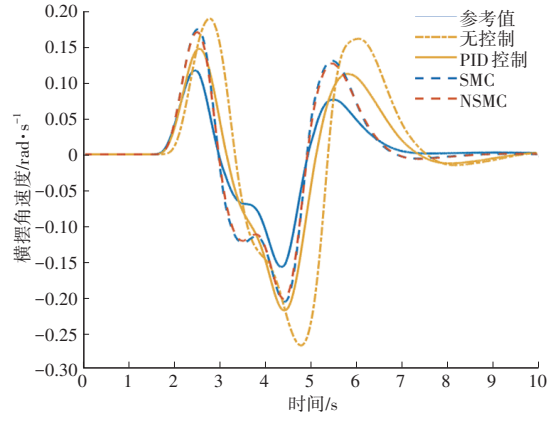


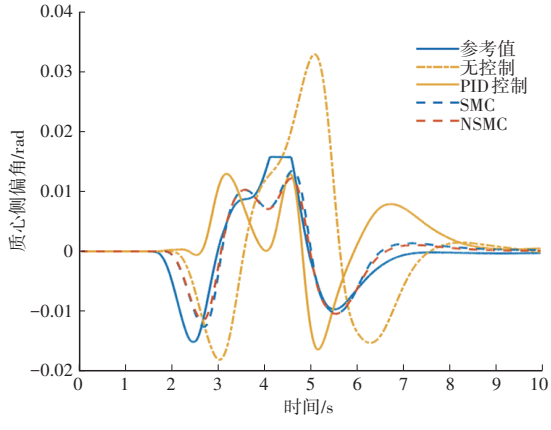
图3　分层控制策略逻辑

5.1　双移线工况验证

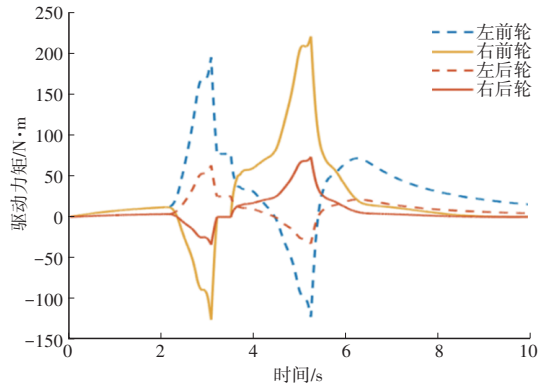
双移线工况不同路面附着系数条件下无控制、PID控制、滑模控制(Sliding Mode Control,SMC)、非奇异滑模控制(Nonsingular Sliding Mode Control,NSMC)的仿真结果如图4、图5和表3、表4所示。



(a)横摆角速度

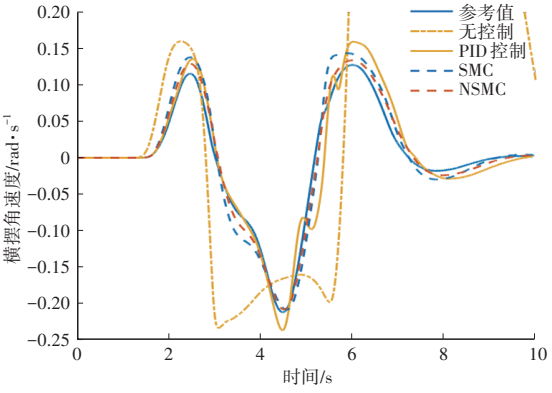


(b)质心侧偏角

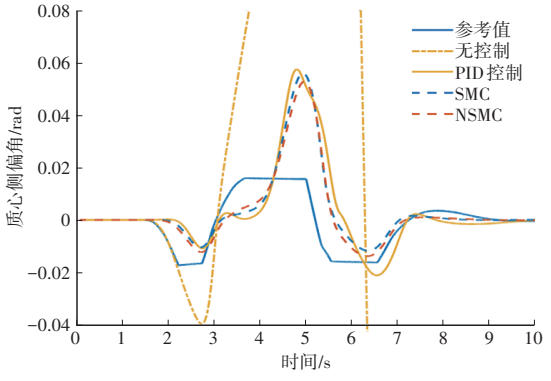


(c)车轮驱动力矩分配

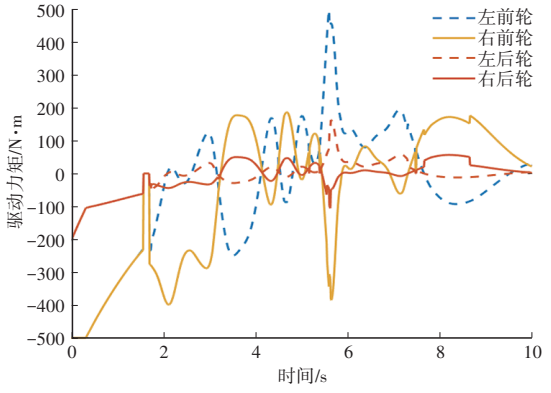
图4　双移线工况下μ=0.8、车速为110 km/h时的仿真结果



(a)横摆角速度



(b)质心侧偏角



(c)车轮驱动力矩分配

图5　双移线工况下μ=0.3、车速为110 km/h时的仿真结果

表3　双移线工况下μ=0.8、车速为110 km/h时的稳定性评价指标

控制方式	最大横摆角速度/rad·s^{-1}	最大质心侧偏角/rad	横摆角速度均方根值/rad·s^{-1}	质心侧偏角均方根值/rad
无控制	0.241 9	0.032 9	0.994 0	0.011 2
PID控制	0.217 5	0.016 5	0.082 5	0.007 1
SMC	0.206 7	0.013 8	0.079 7	0.005 6
NSMC	0.203 5	0.013 1	0.077 8	0.005 3

表4　双移线工况下μ=0.3、车速为110 km/h时的稳定性评价指标

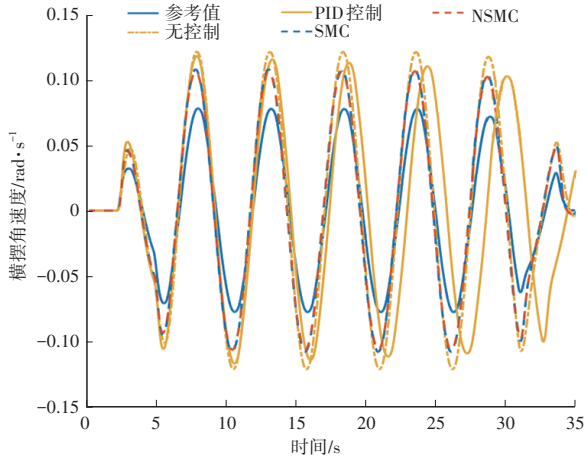
控制方式	最大横摆角速度/rad·s^{-1}	最大质心侧偏角/rad	横摆角速度均方根值/rad·s^{-1}	质心侧偏角均方根值/rad
无控制	0.971 4	1.980 5	4.910 0	1.009 7
PID控制	0.236 6	0.057 4	0.087 0	0.016 5
SMC	0.209 0	0.055 8	0.086 3	0.014 8
NSMC	0.198 5	0.052 7	0.083 3	0.014 3

由图4、图5可知,在双移线工况下,无控制车辆的横摆角速度与质心侧偏角显著偏离其参考值,其他3种控制器均可较好地跟随横摆角速度与质心侧偏角期望值,NSMC对横摆角速度与质心侧偏角的控制效果均优于普通滑模控制方法和PID控制方法。

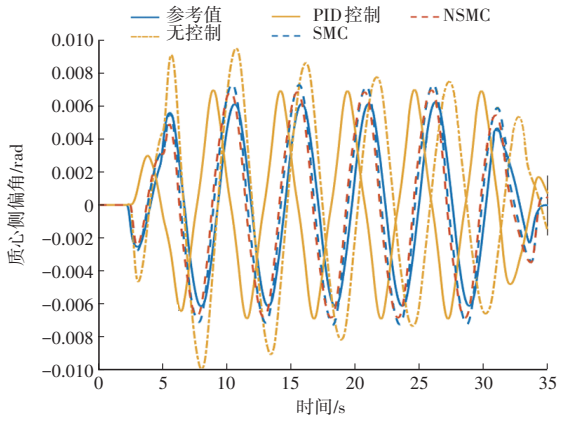
从表3、表4中可以看出,在双移线工况下,相比于普通滑模控制、无控制与PID控制,NSMC控制下横摆角速度和质心侧偏角的最大值和均方根值均更小,系统具有更好的稳定性控制效果。

5.2　正弦曲线工况验证

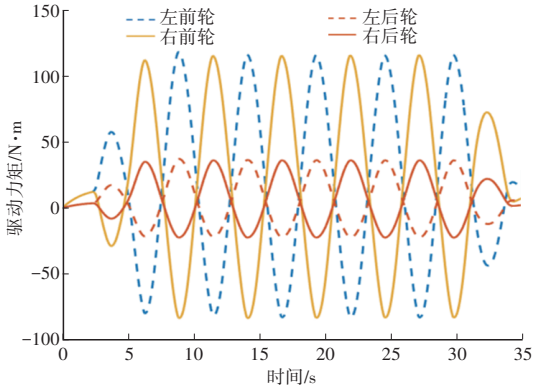
正弦曲线工况不同路面附着系数条件下的仿真结果如图6、图7和表5、表6所示。



(a)横摆角速度

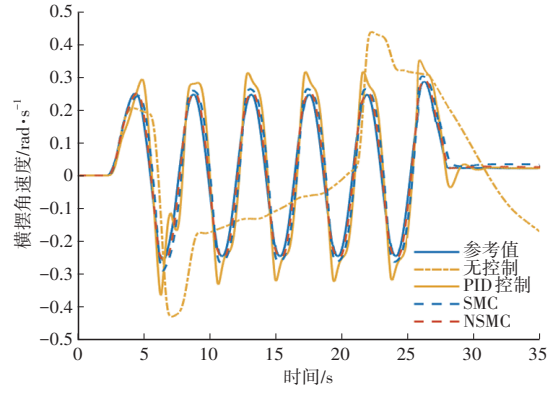


(b)质心侧偏角

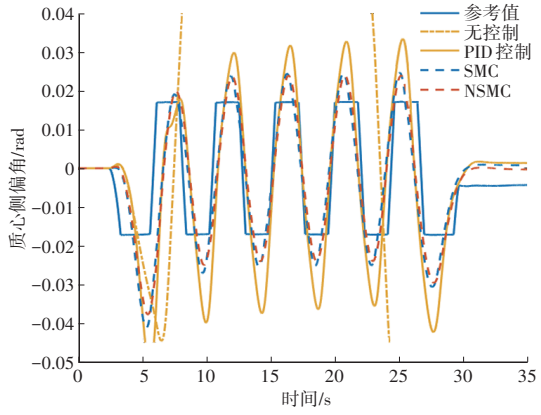


(c)车轮驱动力矩分配

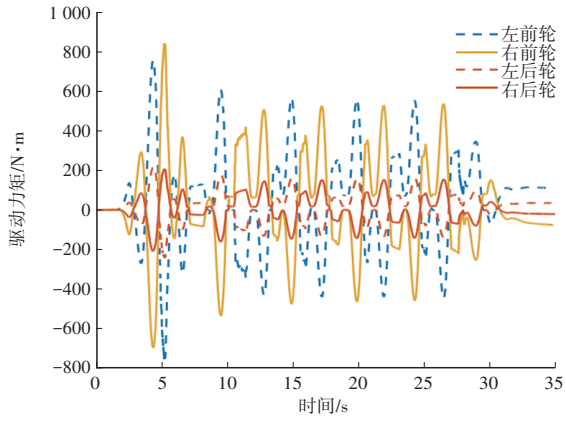
图6　正弦曲线工况下μ=0.8、车速为96 km/h时的仿真结果



(a)横摆角速度



(b)质心侧偏角



（c）车轮驱动力矩分配

图7　正弦曲线工况下μ=0.3、车速为96 km/h时的仿真结果

表5　正弦曲线工况下μ=0.8、车速为96 km/h时的稳定性评价指标

控制方式	最大横摆角速度/rad·s^{-1}	最大质心侧偏角/rad	横摆角速度均方根值/rad·s^{-1}	质心侧偏角均方根值/rad
无控制	0.110 3	0.009 9	0.074 1	0.005 6
PID控制	0.108 6	0.007 5	0.072 1	0.005 2
SMC	0.107 8	0.007 2	0.066 8	0.004 6
NSMC	0.106 4	0.006 7	0.066 0	0.004 2

表6　正弦曲线工况下μ=0.3、车速为96 km/h时的稳定性评价指标

控制方式	最大横摆角速度/rad·s^{-1}	最大质心侧偏角/rad	横摆角速度均方根值/rad·s^{-1}	质心侧偏角均方根值/rad
无控制	0.436 4	0.293 3	0.199 4	0.152 8
PID控制	0.364 6	0.051 4	0.188 4	0.022 9
SMC	0.276 5	0.041 1	0.167 8	0.022 1
NSMC	0.256 4	0.037 7	0.157 1	0.018 7

由图6a、图6b、图7a、图7b可知，当车辆在正弦曲线工况下行驶时，若无控制，其横摆角速度与质心侧偏角会表现出明显的发散现象，PID控制、SMC与NSMC均可有效抑制横摆角速度及质心侧偏角相对于期望值的偏差，且NSMC的性能指标均最优。

由图6c、图7c可知，车辆左、右两侧车轮的驱动力矩曲线均呈现显著的对称分布形式。其中，外侧转向车轮的驱动力矩略高于内侧车轮，该力矩分配特性能够在复杂工况下为车辆提供更优的稳定支撑，有效提升车辆动态行驶性能。

从表5、表6中可以看出，在正弦曲线工况下，相比其他控制方法，NSMC控制下横摆角速度和质心侧偏角的最大值和均方根值更小，系统具有更好的稳定性控制效果。

6　结束语

本文以分布式驱动电动汽车为研究对象，提出一种自适应非奇异滑模控制器，结合分层控制架构，通过积分与递归积分终端滑模面设计并引入自适应律，有效解决传统线性滑模控制的抖振与稳态误差问题，在双移线与正弦曲线工况高、低附着系数条件下的仿真结果表明，NSMC控制下横摆角速度与质心侧偏角控制性能最佳，其峰值与均方根值均最小，验证了其在提升车辆稳定性方面的优越性。分层控制架构中，上层基于稳定性边界判定保障决策安全，下层以路面附着消耗率最小为目标分配转矩，使四车轮转矩分配均匀，避免单一车轮打滑并提升轮胎利用效率。同时，NASMC在高速等复杂工况下无需离线试凑参数，能通过自适应律动态调整参数，对外部扰动抑制能力更强，且无需复杂高阶模型简化即可适配车辆动力学特性，为实现自动驾驶车辆的高稳定性控制提供了可行方案。

参　考　文　献

[1] HUA X Q, WONG P K, ZHAO J, et al. Adaptive Fractional-Order Nonsingular Terminal Sliding Mode Control and Sequential Quadratic Programming Torque Distribution for Lateral Stability of FWID-EVs with Actuator Constraints [J]. ISA Transactions, 2024, 150: 208-222.

[2] CHEN W W, LIANG X T, WANG Q D, et al. Extension Coordinated Control of Four Wheel Independent Drive Electric Vehicles by AFS and DYC[J]. Control Engineering Practice, 2020, 101.

[3] MASHADI B, MAJIDI M. Integrated AFS/DYC Sliding Mode Controller for a Hybrid Electric Vehicle[J]. International Journal of Vehicle Design, 2011, 56(1/2/3/4): 246-269.

[4] 张一西, 陈巍. 基于ISMC的四轮毂驱动电动汽车横摆稳定性控制[J]. 农业装备与车辆工程, 2025, 63(5): 37-43.
ZHANG Y X, CHEN W. Yaw Stability Control of Four-Wheel Hub-Driven Electric Vehicles Based on ISMC[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2025, 63(5): 37-43.

[5] 李宏刚, 王佳欢, 赵强, 等. 基于滑模控制与负荷函数的分布式四轮驱动电动汽车横向稳定性控制策略[J]. 沈阳大学学报(自然科学版), 2025, 37(4): 361-369.
LI H G, WANG J H, ZHAO Q, et al. Lateral Stability Control Strategy for Distributed Four-Wheel Drive Electric Vehicles Based on Sliding Mode Control and Load Function [J]. Journal of Shenyang University (Natural Science Edition), 2025, 37(4): 361-369.

[6] 宋强, 王冠峰, 商赫, 等. 基于多参数控制的分布式驱动电动汽车操纵稳定性控制策略研究[J]. 汽车工程, 2023, 45(11): 2104-2112.
SONG Q, WANG G F, SHANG H, et al. Research on Handling Stability Control Strategy of Distributed-Driven Electric Vehicles Based on Multi-Parameter Control[J]. Automotive Engineering, 2023, 45(11): 2104-2112.

[7] 李胜琴, 邢佳祁. 基于模型预测和转角补偿的智能汽车换道轨迹跟踪控制算法[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2024, 45(3): 249-256.
LI S Q, XING J Q. Trajectory Tracking Control Algorithm for Intelligent Vehicle Lane Change Based on Model Prediction and Steering Angle Compensation[J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2024, 45(3): 249-256.

[8] ZHANG L P, LI L, LIN C, et al. Coaxial-Coupling Traction Control for a Four-Wheel-Independent-Drive Electric Vehicle on a Complex Road[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2014, 228(12): 1398-1414.

[9] 张细政, 郑亮. 基于转矩协调分配的分布式驱动电动汽车稳定性控制[J]. 中国机械工程, 2018, 29(15): 1780-1787.
ZHANG X Z, ZHENG L. Stability Control of Distributed-Driven Electric Vehicles Based on Torque Coordination and Distribution[J]. China Mechanical Engineering, 2018, 29(15): 1780-1787.

[10] QIN L, JIANG Z R, XING X S, et al. Non-Singular Fast Terminal Sliding Mode Control of PMSM Based on Disturbance Observer[J]. Computers, Materials & Continua, 2025, 83(3): 5279-5298.

[11] 郑鹏飞. 磁悬浮平台自适应非奇异快速终端滑模控制研究[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2019.
ZHENG P F. Research on Adaptive Nonsingular Fast Terminal Sliding Mode Control for Magnetic Suspension Platform[D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2019.

[12] ZHANG X G, SUN L Z, ZHAO K, et al. Nonlinear Speed Control for PMSM System Using Sliding-Mode Control and Disturbance Compensation Techniques[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2013, 28(3): 1358-1365.

[13] 赵明慧, 郭浩然, 张利鹏, 等. 四轮独立转向分布式驱动电动汽车单轮转向失效行驶稳定性控制[J]. 机械工程学报, 2024, 60(10): 507-522.
ZHAO M H, GUO H R, ZHANG L P, et al. Driving Stability Control of Four-Wheel Independent Steering Distributed Drive Electric Vehicles with Single-Wheel Steering Failure[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(10): 507-522.

[14] 熊斯凯, 吴湘柠, 许恩永, 等. 分布式驱动电动车辆横向稳定性控制策略研究[J]. 现代制造工程, 2025(9): 80-89.
XIONG S K, WU X N, XU E Y, et al. Research on Lateral Stability Control Strategy for Distributed-Driven Electric Vehicles[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2025(9): 80-89.

[15] 汪杰. 四轮毂电机驱动车辆转向稳定性控制[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
WANG J. Steering Stability Control of Four-Wheel Drive Vehicle with Hub Motors[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2015.

[16] 张军, 张闲, 张雪莹, 等. 四轮独立转向无人车辆斜向行驶轨迹跟踪控制方法[J]. 北京理工大学学报, 2023, 43(2): 161-169.
ZHANG J, ZHANG X, ZHANG X Y, et al. Lateral Trajectory Tracking Control Method for Four-Wheel Independent Steering Unmanned Vehicles[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2023, 43(2): 161-169.

(责任编辑 斛 畔)
修改稿收到日期为2025年11月30日。