考虑电机响应差异的电动汽车操纵稳定性控制方法*

吴帅　金号　杨宇航　李建朋　赵成康

（四川轻化工大学，宜宾 644000）

【摘要】针对分布式驱动电动汽车因轮毂电机响应差异而引发的车辆失控、转向不足和转向过度等稳定性问题，提出了一种分层式车辆稳定性控制策略。上层采用基于模型预测控制（MPC）的附加横摆力矩控制器，可在线计算附加横摆力矩，以跟踪车辆期望横摆角速度和质心侧偏角，下层控制器负责四轮驱动力矩分配，在保证车辆稳定性的同时兼顾能量消耗优化。搭建了基于Simulink与CarSim的联合仿真平台，以上层基于滑模控制（SMC）的附加横摆力矩控制器作为对比开展仿真分析，结果表明：MPC算法在直线工况下将车辆横向偏移由13.01 m收敛至1.71 m，对横向偏移的抑制率达86.9%，且电机能耗降低约6.8%，在双移线工况下有效抑制了横摆角速度与质心侧偏角的振荡，证明了该策略能够有效补偿轮毂电机响应差异的影响，显著提升车辆行驶稳定性，并改善整车经济性。

关键词：模型预测控制　分布式驱动　电机响应差异

中图分类号：U469.72　　**文献标志码：**A　　**DOI：**10.20104/j.cnki.1674-6546.20250315

A Vehicle Handling Stability Control Method Considering Motor Response Differences

Wu Shuai, Jin Hao, Yang Yuhang, Li Jianpeng, Zhao Chengkang

(Sichuan University of Science & Engineering, Yibin 644000)

【**Abstract**】Aiming at the stability issues of disributed drive electric vehicles attributed to the response discrepancies of in-wheel motors, such as loss of control, understeer and oversteer, the paper proposes a hierarchical vehicle stability control framework. The upper layer incorporates an additional yaw moment controller designed using Model Predictive Control (MPC), which computes the required corrective yaw moment online to track both the desired yaw rate and the sideslip angle at the vehicle's center of mass. The lower layer performs optimal four-wheel torque allocation while coordinating vehicle stability and energy efficiency. A co-simulation platform combining Simulink and CarSim is developed, and straight-line driving and double-lane-change maneuvers are selected for validation. To assess the effectiveness of the MPC-based controller, comparative simulations are conducted against a reference upper-layer controller based on Sliding Mode Control (SMC). The results indicate that the proposed hierarchical strategy effectively compensates for motor response discrepancies, enhances vehicle stability, and improves overall driving economy. The simulation results demonstrate that under the straight-line driving scenario, the proposed MPC strategy reduces the lateral deviation from 13.01 m to 1.71 m, achieving a control efficiency of 86.9%, while simultaneously decreasing motor energy consumption by approximately 6.8%. In the double lane change maneuver, the strategy effectively suppresses the oscillations of both yaw rate and sideslip angle. These results validate that the proposed hierarchical control strategy can effectively compensate for the impact of hub motor response discrepancies, thereby significantly enhancing driving stability and improving overall vehicle energy efficiency.

Key words: Model Predictive Control (MPC), Distributed drive, Motor response difference

【引用格式】吴帅, 金号, 杨宇航, 等. 考虑电机响应差异的电动汽车操纵稳定性控制方法[J]. 汽车工程师, 2026(6): 1-8.

WU S, JIN H, YANG Y H, et al. A Vehicle Handling Stability Control Method Considering Motor Response Differences[J]. Automotive Engineer, 2026(6): 1-8.

*基金项目：四川轻化工大学过控实验中心基金项目（GK202207）。

1 前言

电动汽车凭借其零排放、低能耗等优势，已成为汽车工业发展的关键方向。分布式驱动电动汽车作为一种先进的电动汽车构型，通过电机将动力直接传递至车轮，取消了传统的机械传动装置，具有传动效率高、动态响应快及控制自由度大等显著优势，同时也为车辆稳定性控制带来了全新的挑战[1-5]。

针对分布式驱动电动汽车的行驶稳定性控制问题，已有大量研究成果。Huang等[6]针对复杂路面条件下轮胎附着系数分布不均匀的问题，提出了一种基于反步法PID的直接横摆力矩控制器，并利用粒子群优化算法求解相关优化问题，在极端路况下有效改善了车辆姿态并保持了行驶稳定性。Tian等[7]针对四轮独立驱动电动汽车的横向稳定性问题，构建了一种分层驱动转矩协调控制策略，上层采用滑模控制计算附加横摆力矩，下层以最小化轮胎力利用率为目标进行驱动力矩分配，显著提升了车辆横向稳定性。Jin等[8]进一步研究了无人驾驶分布式驱动电动汽车在轨迹跟踪与操纵稳定性间的协调问题，提出了一种多模式底盘转矩矢量控制框架：上层基于模型预测控制（Model Predictive Control，MPC）算法同时求解前轮转角与附加横摆力矩，下层基于轮胎力利用率构建了3种驱动力矩分配策略。近期，Wu等[9]将自适应MPC与直接横摆力矩控制相结合，通过上层线性时变MPC控制器引入自适应预测时域与权重系数，并设计下层横摆力矩分配模块，实现了更高水平的稳定性控制性能。

尽管分布式驱动电动汽车的行驶稳定性控制已取得诸多研究进展，但仍存在若干关键挑战亟待解决。其中，许多研究尚未充分考虑电机响应差异对车辆动力学稳定性的影响。在实际工况中，电机受制造工艺、温度等影响会出现响应差异，导致车辆横摆力矩产生偏差，显著增加车辆跑偏、不足转向及过度转向风险[10-11]。为此，本文考虑电机响应差异对整车的影响，并设计相应的控制策略，以提升分布式驱动电动汽车的行驶安全性和可靠性。

2 整车控制策略

本文以车辆横摆角速度和质心侧偏角作为关键反馈量，通过调节左、右驱动轮的力矩差调控车辆的横向动态特性。在直线行驶时，控制器可使横摆角速度维持在零附近；在转向过程中，控制器能够实时跟踪期望横摆角速度与质心侧偏角，实现车辆姿态与行驶轨迹的动态稳定控制。整车分层控制策略的总体架构如图1所示，系统主要由上层运动控制器和下层转矩分配控制器组成。

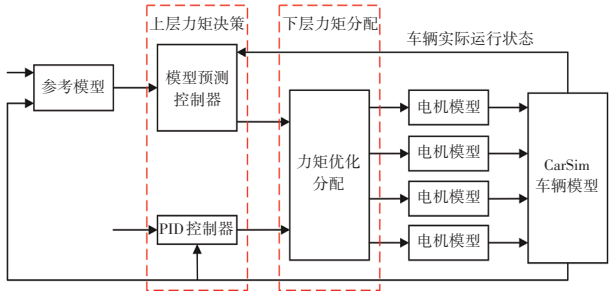


图1 整车分层控制策略架构

在上层控制器中，由PID控制器对车辆期望车速进行跟踪，以生成驱动力矩。同时，模型预测控制器基于有限时域滚动优化，根据横摆角速度、质心侧偏角的实际值与理想值之间的偏差，实时计算实现车辆稳定运行所需的附加横摆力矩。在获取上层输出的总驱动力矩与附加横摆力矩后，下层控制器在满足车辆稳定性要求的同时采用兼顾轮胎附着利用率与电机效率的多目标转矩分配控制策略，在满足各项约束条件下，完成4个轮毂电机输出转矩的协调控制，以减弱轮毂电机响应差异对车辆稳定性的影响。

3 理想参考模型

横摆角速度与质心侧偏角是表征车辆横向稳定性的关键状态量。本文采用线性二自由度模型作为理想参考模型，用于实时计算当前工况下的理想横摆角速度和质心侧偏角，并作为控制系统的跟踪目标，从而为后续的模型预测控制策略提供基础。所构建的模型如图2所示。其中，XOY为车辆坐标系，以X轴为纵向、Y轴为横向，β为车辆质心侧偏角，v为纵向速度，u为横向速度，γ为横摆角速度，a、b分别为车辆质心至前、后轴的距离，δ_f为前轮转角，L为轴距。

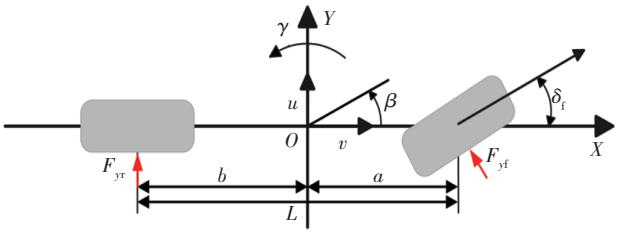


图2 二自由度车辆模型

基于牛顿第二定律，二自由度车辆动力学方程推导如下：

$$\begin{cases}\dot{\beta}=\dfrac{C_{\mathrm{f}}+C_{\mathrm{r}}}{mv}\beta+\left(\dfrac{aC_{\mathrm{f}}-bC_{\mathrm{r}}}{mv^2}-1\right)\gamma-\dfrac{C_{\mathrm{f}}}{mv}\delta_{\mathrm{f}}\\ \dot{\gamma}=\dfrac{aC_{\mathrm{f}}-bC_{\mathrm{r}}}{I_z}\beta+\dfrac{a^2C_{\mathrm{f}}+b^2C_{\mathrm{r}}}{I_zv}\gamma-\dfrac{aC_{\mathrm{f}}}{I_z}\delta_{\mathrm{f}}\end{cases}\tag{1}$$

式中：C_{f}、C_{r}分别为前、后轮胎的侧偏刚度，m为车辆质量，I_z为车辆绕垂直轴的转动惯量。

当车辆达到稳态时，有$\dot{\beta}=0$、$\dot{\gamma}=0$，将其代入式(1)，可分别得到理想横摆角速度γ^*和理想质心侧偏角β^*：

$$\begin{cases}\gamma^*=\dfrac{v}{L\left(1+K_{\mathrm{w}}v^2\right)}\delta_{\mathrm{f}}\\ \beta^*=\left(\dfrac{b}{v^2}+\dfrac{ma}{C_{\mathrm{r}}L}\right)\dfrac{v^2}{L\left(1+K_{\mathrm{w}}v^2\right)}\delta_{\mathrm{f}}\end{cases}\tag{2}$$

式中：$K_{\mathrm{w}}=m/L^2(a/C_{\mathrm{r}}-b/C_{\mathrm{f}})$为稳定因子。

车辆行驶过程中的横摆角速度与质心侧偏角不应超过附着极限限制下二者的最大值，且轮胎附着力也不应超出其自身附着极限。在附着系数为μ的路面上，车辆的最大横摆角速度与最大质心侧偏角分别为：

$$\begin{cases}|\gamma_{\max}|=\dfrac{\mu\cdot g}{v}\\ \left|\beta_{\max}\right|=\mu g\left(\dfrac{b}{v^2}+\dfrac{ma}{C_{\mathrm{r}}L}\right)\end{cases}\tag{3}$$

式中：g为重力加速度，$\gamma_{\max}$为最大横摆角速度，$\beta_{\max}$为最大质心侧偏角。

综上，修正后的期望横摆角速度γ_{d}^*和期望质心侧偏角β_{d}^*分别为：

$$\begin{cases}\gamma_{\mathrm{d}}^*=\min\left\{\left|\gamma^*\right|,\left|\gamma_{\max}\right|\right\}\cdot\mathrm{sgn}\left(\delta_{\mathrm{f}}\right)\\ \beta_{\mathrm{d}}^*=\min\left\{\left|\beta^*\right|,\left|\beta_{\max}\right|\right\}\cdot\mathrm{sgn}\left(\delta_{\mathrm{f}}\right)\end{cases}\tag{4}$$

4 上层运动控制器

基于参考模型的横向稳定性控制已广泛应用于车辆动力学控制领域。如文献[12]采用模型参考自适应控制方法，通过构建理想横向运动参考模型实现车辆横摆角速度与质心侧偏角的协调控制。受上述研究启发，本文同样采用二自由度车辆模型作为理想参考模型，并在此基础上设计基于模型预测控制的上层运动控制器。

4.1 模型预测控制器

4.1.1 控制器预测模型

模型预测控制对数学模型的精度要求不高，因此本文采用结构简单且有效的二自由度车辆模型作为预测模型，该模型能够在附加横摆力矩输入条件下有效预测车辆的未来运动状态。基于前文所述车辆稳定性与质心侧偏角、横摆角速度之间的良好映射关系，选取上述2个变量作为状态变量，将附加横摆力矩定义为控制输入。整合附加横摆力矩输入的状态空间模型推导如下：

$$\begin{bmatrix}\dot{\beta}\\ \dot{\gamma}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}-\dfrac{\left(C_{\mathrm{f}}+C_{\mathrm{r}}\right)}{mv} & \dfrac{bC_{\mathrm{r}}-aC_{\mathrm{f}}}{mv^2}-1\\ \dfrac{bC_{\mathrm{r}}-aC_{\mathrm{f}}}{I_z} & -\dfrac{\left(a^2C_{\mathrm{f}}+b^2C_{\mathrm{r}}\right)}{I_zv}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\beta\\ \gamma\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}\dfrac{C_{\mathrm{f}}}{mv}\\ \dfrac{aC_{\mathrm{f}}}{I_z}\end{bmatrix}\delta_{\mathrm{f}}+\begin{bmatrix}0\\ \dfrac{1}{I_z}\end{bmatrix}\Delta M_z\tag{5}$$

式中：ΔM_z为期望附加横摆力矩。

鉴于转向盘转角为已知参数且可视为系统扰动，预测模型可表示为如下状态空间形式：

$$\begin{cases}\dot{\boldsymbol{x}}=\boldsymbol{A}_x\boldsymbol{x}+\boldsymbol{B}_yu+\boldsymbol{B}_xd\\ \boldsymbol{y}=\boldsymbol{C}\boldsymbol{x}\end{cases}\tag{6}$$

式中：$\boldsymbol{A}_x=\begin{bmatrix}-\dfrac{C_{\mathrm{f}}+C_{\mathrm{r}}}{mv} & \dfrac{bC_{\mathrm{r}}-aC_{\mathrm{f}}}{mv^2}-1\\ \dfrac{bC_{\mathrm{r}}-aC_{\mathrm{f}}}{I_z} & -\dfrac{a^2C_{\mathrm{f}}+b^2C_{\mathrm{r}}}{I_zv}\end{bmatrix}$，$\boldsymbol{B}_y=\begin{bmatrix}0\\ \dfrac{1}{I_z}\end{bmatrix}$，$\boldsymbol{B}_x=\begin{bmatrix}\dfrac{C_{\mathrm{f}}}{mv}\\ \dfrac{aC_{\mathrm{f}}}{I_z}\end{bmatrix}$，$\boldsymbol{C}=\begin{bmatrix}1 & 0\\ 0 & 1\end{bmatrix}$，$\boldsymbol{x}=\begin{bmatrix}\beta\\ \gamma\end{bmatrix}$，$u=\Delta M_z$，$d=\delta_{\mathrm{f}}$，$\boldsymbol{y}=\begin{bmatrix}\beta\\ \gamma\end{bmatrix}$为输出向量。

为满足模型预测控制的离散控制要求，采用采样周期T_{s}对上述状态空间方程进行离散化处理，最终推导得到离散化模型如下：

$$\begin{cases}\boldsymbol{x}(k+1)=\boldsymbol{G}\boldsymbol{x}(k)+\boldsymbol{H}u(k)+\boldsymbol{B}_dd\\ \boldsymbol{y}(k)=\boldsymbol{C}\boldsymbol{x}(k)\end{cases}\tag{7}$$

式中：$\boldsymbol{G}=\mathrm{e}^{\boldsymbol{A}_xT_{\mathrm{s}}}$，$\boldsymbol{H}=\boldsymbol{B}_y\int_0^{T_{\mathrm{s}}}e^{\boldsymbol{A}_x\tau}\mathrm{d}\tau$，$\boldsymbol{B}_d=\boldsymbol{B}_x\int_0^{T_{\mathrm{s}}}\mathrm{e}^{\boldsymbol{A}_x\tau}\mathrm{d}\tau$，$\boldsymbol{x}(k)=\begin{bmatrix}\beta(k) & \gamma(k)\end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$，$\tau$为离散化过程中的积分变量。

将式(7)中的输入量u改为增量形式Δu，为简化计算，引入新的离散系统状态变量，基于该状态变量的离散状态空间方程可表示为：

$$\begin{cases}\boldsymbol{\xi}(k+1)=\tilde{\boldsymbol{A}}\boldsymbol{\xi}(k)+\tilde{\boldsymbol{B}}\Delta u(k)+\tilde{\boldsymbol{B}}_d d\\ \boldsymbol{y}(k)=\tilde{\boldsymbol{C}}\boldsymbol{\xi}(k)\end{cases} \tag{8}$$

式中：$\tilde{\boldsymbol{A}}=\begin{bmatrix}\boldsymbol{G} & \boldsymbol{H}\\ \boldsymbol{0}_{1\times2} & \boldsymbol{I}_{1\times1}\end{bmatrix}$，$\tilde{\boldsymbol{B}}=\begin{bmatrix}\boldsymbol{H}\\ \boldsymbol{I}_{1\times1}\end{bmatrix}$，$\tilde{\boldsymbol{B}}_d=\begin{bmatrix}\boldsymbol{B}_d\\ \boldsymbol{0}_{1\times1}\end{bmatrix}$，$\tilde{\boldsymbol{C}}=[\boldsymbol{I}_{2\times2}\quad\boldsymbol{0}_{2\times1}]$，$\boldsymbol{\xi}(k)=[\boldsymbol{x}(k),u(k-1)]^{\mathrm{T}}$，$\boldsymbol{y}(k)=\boldsymbol{x}(k)$为增量形式下的输出向量。

4.1.2　预测输出方程

根据模型预测控制的基本原理，利用当前时刻k可获取的测量数据与预测模型，能够对时域$[k,k+P]$内的系统动态特性进行预测[13]，其中，P为预测时域。k时刻的P步控制输出预测方程可表示为：

$$\boldsymbol{Y}(k+1|k)=\boldsymbol{S}_{\xi}\boldsymbol{\xi}(k)+\boldsymbol{S}_u\Delta\boldsymbol{U}(k)+\boldsymbol{S}_d d \tag{9}$$

式中：$\Delta\boldsymbol{U}(k)$为k时刻控制时域内控制增量序列向量，

$$\Delta\boldsymbol{U}(k)=\begin{bmatrix}\Delta u(k)\\ \Delta u(k+1)\\ \vdots\\ \Delta u(k+M-1)\end{bmatrix};\ \boldsymbol{S}_{\xi}=\begin{bmatrix}\tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^2\\ \vdots\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^M\\ \vdots\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^P\end{bmatrix};\ \boldsymbol{S}_d=\begin{bmatrix}\tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{B}}_d\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}\tilde{\boldsymbol{B}}_d+\tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{B}}_d\\ \vdots\\ \sum_{i=0}^{M-1}\tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^i\tilde{\boldsymbol{B}}_d\\ \vdots\\ \sum_{i=0}^{P-1}\tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^i\tilde{\boldsymbol{B}}_d\end{bmatrix};$$

$$\boldsymbol{S}_u=\begin{bmatrix}\tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{B}} & 0 & \cdots & 0\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}\tilde{\boldsymbol{B}} & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{B}} & \cdots & 0\\ \vdots & \vdots & & \vdots\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{M-1}\tilde{\boldsymbol{B}} & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{M-2}\tilde{\boldsymbol{B}} & \cdots & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{B}}\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{M}\tilde{\boldsymbol{B}} & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{M-1}\tilde{\boldsymbol{B}} & \cdots & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}\tilde{\boldsymbol{B}}\\ \vdots & \vdots & & \vdots\\ \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{P-1}\tilde{\boldsymbol{B}} & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{P-2}\tilde{\boldsymbol{B}} & \cdots & \tilde{\boldsymbol{C}}\tilde{\boldsymbol{A}}^{P-M}\tilde{\boldsymbol{B}}\end{bmatrix};$$

M为控制时域，且$M\leqslant P$。

4.1.3　滚动优化与反馈控制

模型预测控制的核心思想是针对控制任务构建性能指标函数，并通过最优求解获得局部最优控制量。本文的控制目标主要包括两个方面：一是使车辆实际横摆角速度与质心侧偏角精准跟踪其理想目标值；二是在满足执行器正常工作要求的前提下，最小化控制增量Δu的波动幅度。代价函数如下：

$$\min J_y(k)=\left\|\boldsymbol{Y}(k+1|k)-\boldsymbol{R}(k+1)\right\|_{\boldsymbol{Q}}^2+\left\|\Delta\boldsymbol{U}(k)\right\|_{\boldsymbol{M}}^2 \tag{10}$$

式中：$\boldsymbol{Q}=diag(q_1,q_2,\cdots,q_P)$为误差加权矩阵，$\boldsymbol{M}=diag(m_1,m_2,\cdots,m_M)$为增量加权矩阵，$q_1,q_2,\cdots,q_P$为误差加权系数，$m_1,m_2,\cdots,m_M$为增量加权系数，$\boldsymbol{R}(k+1)=\left(\boldsymbol{r}(k+1),\cdots,\boldsymbol{r}(k+P)\right)^{\mathrm{T}}$，$\boldsymbol{r}(k)=\left(\beta_r(k),\gamma_r(k)\right)^{\mathrm{T}}$为$k$时刻的理想质心侧偏角与理想横摆角速度。

针对该在线优化问题，将式(9)代入代价函数，可表示为：

$$\begin{aligned}J_y(k)=&(\boldsymbol{G}+\boldsymbol{S}_u\Delta\boldsymbol{U}(k))^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\left(\boldsymbol{G}+\boldsymbol{S}_u\Delta\boldsymbol{U}(k)\right)+\\ &\Delta\boldsymbol{U}(k)^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}\Delta\boldsymbol{U}(k)\\ =&\Delta\boldsymbol{U}(k)^{\mathrm{T}}\left(\boldsymbol{S}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{S}_u+\boldsymbol{M}\right)\Delta\boldsymbol{U}(k)+\\ &\left(2\boldsymbol{G}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{S}_u\right)\Delta\boldsymbol{U}(k)+\boldsymbol{G}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{G}\end{aligned} \tag{11}$$

式中：$\boldsymbol{G}=\boldsymbol{S}_{\xi}\boldsymbol{\xi}(k)+\boldsymbol{S}_d d-\boldsymbol{R}(k)$。

式(11)中的最后一项为常数项，不影响最优序列的求解，可将其忽略。由此可将原方程转化为典型的二次规划问题进行求解：

$$\min J_y(k)=\boldsymbol{c}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{x}+\frac{1}{2}\boldsymbol{x}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{H}\boldsymbol{x} \tag{12}$$

式中：$\boldsymbol{x}=\Delta\boldsymbol{U}(k)$，$\boldsymbol{c}=2\boldsymbol{S}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{G}$，$\boldsymbol{H}=2\left(\boldsymbol{S}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{S}_u+\boldsymbol{M}\right)$。

根据定义，若$\boldsymbol{H}$为半正定矩阵，则该问题可转化为凸二次规划问题，且存在唯一最优解，最优解记为$\Delta\boldsymbol{U}(k)=\left(\Delta u(k),\Delta u(k+1),\ldots,\Delta u(k+P)\right)$。基于模型预测控制的核心原理，以解序列中的初始元素$\Delta u(k)$作用于被控对象，从而实现车辆横摆稳定性的闭环控制。

4.2　速度跟踪控制器

CarSim中可配置包含转向盘输入与速度控制功能的驾驶员模型，但缺乏内置速度跟踪模块。本文通过Simulink向CarSim提供转向盘转角信号，采用PID控制器实现目标车速的稳定跟踪：通过输入车辆实际车速与期望车速的差值，计算得到实现该目标车速所需的总驱动转矩，该转矩随后作为下层控制器的输入信号。其跟踪原理如图3所示，其中V_{d}为车辆期望车速，V_x为车辆实际车速，Δv为期望车速与实际车速的差值。

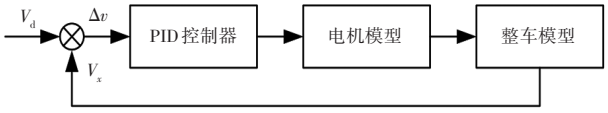


图3　纵向速度跟踪控制器

根据PID控制原理，该控制器的输出转矩T_{d}计算公式如下：

$$T_{\mathrm{d}}=k_{\mathrm{p}}(\Delta v)+k_{\mathrm{i}}\int(\Delta v)\mathrm{d}t+k_{\mathrm{d}}\frac{\mathrm{d}(\Delta v)}{\mathrm{d}t} \tag{13}$$

式中：k_{p}、k_{i}、k_{d}分别为PID控制器的比例系数、积分系

数、微分系数。

5 下层转矩分配控制器

5.1 分配约束条件

下层转矩分配控制器基于扭矩控制输入关系，对四轮驱动转矩进行分配，以提供上层运动控制器计算得到的总纵向力矩 T 与附加横摆力矩 M_z：

$$\begin{cases} T = T_{\mathrm{fl}} + T_{\mathrm{fr}} + T_{\mathrm{rl}} + T_{\mathrm{rr}} \\ M_z = \dfrac{1}{R_{\mathrm{w}}}\left[\left(-\dfrac{d}{2}\cos\delta_{\mathrm{f}} + a\sin\delta_{\mathrm{f}}\right)T_{\mathrm{fl}} + \left(\dfrac{d}{2}\cos\delta_{\mathrm{f}} + a\sin\delta_{\mathrm{f}}\right)T_{\mathrm{fr}} - \dfrac{d}{2}T_{\mathrm{rl}} + \dfrac{d}{2}T_{\mathrm{rr}}\right] \end{cases} \tag{14}$$

式中：T_{ij} 为各车轮的驱动转矩，ij=fl,fr,rl,rr 分别表示左前轮、右前轮、左后轮、右后轮，R_{w} 为车轮有效滚动半径。

将式(14)重新整理为矩阵形式，可得：

$$\begin{cases} T = \boldsymbol{A}_T \boldsymbol{u}_{\mathrm{c}} \\ M_z = \boldsymbol{A}_{Mz} \boldsymbol{u}_{\mathrm{c}} \end{cases} \tag{15}$$

式中：$\boldsymbol{u}_{\mathrm{c}} = \begin{bmatrix} T_{\mathrm{fl}} & T_{\mathrm{fr}} & T_{\mathrm{rl}} & T_{\mathrm{rr}} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$，$\boldsymbol{A}_T = [1 \quad 1 \quad 1 \quad 1]$，$\boldsymbol{A}_{Mz} = \dfrac{1}{R_{\mathrm{w}}} \cdot \begin{bmatrix} X_1 & X_2 & -\dfrac{d}{2} & \dfrac{d}{2} \end{bmatrix}$，$X_1 = -\dfrac{d}{2}\cos\delta_{\mathrm{f}} + a\sin\delta_{\mathrm{f}}$，$X_2 = \dfrac{d}{2}\cos\delta_{\mathrm{f}} + a\sin\delta_{\mathrm{f}}$。

电机实际输出扭矩受电机外特性限制，并受路面附着能力影响。因此，扭矩分配满足以下约束条件：

$$\begin{cases} T_{ij} \leqslant T_{ij}^{*}(\omega_{ij}) \\ -\mu F_{zij} R_{\mathrm{w}} \leqslant T_{ij} \leqslant \mu F_{zij} R_{\mathrm{w}} \end{cases} \tag{16}$$

式中：$T_{ij}^{*}(\omega_{ij})$ 为各轮电机在各轮当前转速 ω_{ij} 下的峰值转矩，F_{zij} 为各车轮的垂直载荷。

5.2 优化目标函数建立

5.2.1 横摆力矩跟踪项 J_1

在保证纵向车速并兼顾车辆稳定性的前提下，四轮扭矩需满足上层运动控制器的期望附加横摆力矩 ΔM_z 要求。目标函数如下：

$$J_1 = (\boldsymbol{A}_{Mz}\boldsymbol{u}_{\mathrm{c}} - \Delta M_z)^{\mathrm{T}} \boldsymbol{W}_{Mz} (\boldsymbol{A}_{Mz}\boldsymbol{u}_{\mathrm{c}} - \Delta M_z) \tag{17}$$

式中：$\boldsymbol{W}_{Mz}$ 为横摆力矩跟踪权重系数。

5.2.2 附着利用率项 J_2

轮胎附着利用率定义为特定路面条件与车轮垂向载荷下实际轮胎附着力与最大可能附着力的比值，其表征了车辆的稳定裕度。若轮胎附着利用率过高，表明轮胎已接近附着极限，此时应对外部扰动时，可用附着力受限，会增加车辆在极限工况下失稳的风险。反之，若轮胎附着利用率过低，则说明轮胎未充分发挥其附着能力，仍留有充足的附着储备以抵御外部扰动，从而提升车辆稳定性。各轮的轮胎附着利用率表示为：

$$\eta_{ij} = \sum_{ij} \frac{F_{xij}^2 + F_{yij}^2}{(\mu F_{zij})^2} \tag{18}$$

式中：F_{xij}、F_{yij} 分别为各车轮的纵向、侧向轮胎力。

考虑车轮侧向力约束，且忽略侧向力与纵向力的复杂耦合关系，以车轮纵向力作为唯一控制变量，简化后的目标函数为：

$$J_2 = \sum_{ij} \frac{F_{xij}^2}{(\mu F_{zij})^2} = \sum_{ij} \frac{(T_{ij}/R_{\mathrm{w}})^2}{(\mu F_{zij})^2} = \boldsymbol{u}_{\mathrm{c}}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{W}_{\mathrm{a}} \boldsymbol{u}_{\mathrm{c}} \tag{19}$$

式中：$\boldsymbol{W}_{\mathrm{a}} = diag\left(\dfrac{E_{ij}}{(\mu R_{\mathrm{w}} F_{zij})^2}\right)_{4\times 4}$；$E_{ij}$ 为各车轮的加权系数，适当增大后轮加权系数可有效提升车辆操纵稳定性。

5.2.3 电机能耗项 J_3

当车辆处于较为稳定的运行工况时，需要适当关注系统的经济性，在不影响车辆稳定性的前提下提升轮毂电机的能量利用效率。各轮电机输入功率的计算公式为：

$$P_{ij} = \frac{T_{ij}\omega_{ij}}{\eta(T_{ij}, \omega_{ij})} \tag{20}$$

式中：$\eta(T_{ij}, \omega_{ij})$ 为电机效率，与电机的输出转矩和转速相关，可通过查表法获取，如图4所示。

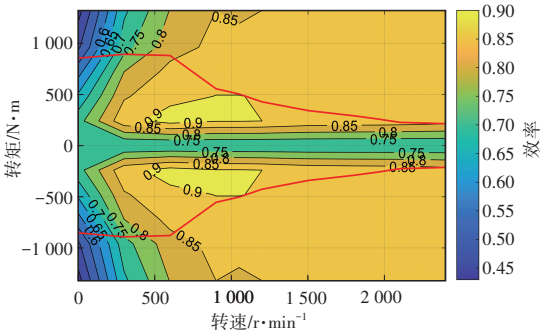


图4 轮毂电机效率图及外特性曲线

目标函数如下：

$$J_3 = \sum_{ij} P_{ij}^2 = \boldsymbol{u}_{\mathrm{c}}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{W}_{\mathrm{p}} \boldsymbol{u}_{\mathrm{c}} \tag{21}$$

式中：$\boldsymbol{W}_{\mathrm{p}} = diag\left(\dfrac{\omega_{ij}^2}{\eta^2(T_{ij}, \omega_{ij})}\right)_{4\times 4}$。

5.2.4 综合目标函数 J

综上所述，基于多目标控制的力矩分配控制策略所构建的综合目标函数可表示为：

$$J = \alpha_1 J_1 + \alpha_2 J_2 + \alpha_3 J_3 \tag{22}$$

式中：α_1、α_2、α_3 分别为横摆力矩跟踪、轮胎附着利用

率以及电机能耗目标函数的权重系数。

为确保车辆稳定性始终处于优先地位，引入参考参数α_0=0.2，α_1~α_3的定义如下：

$$\begin{cases}\alpha_1=\alpha_0+(1-\alpha_0)\alpha_m\\ \alpha_2=\alpha_m\\ \alpha_3=1-\alpha_m\end{cases}\tag{23}$$

式中：$\alpha_m\in[0,1]$为车辆稳定状态的权重调节系数。

当车辆存在失稳趋势时，可适当减小α_m，以提高稳定性指标的权重；当车辆处于稳定状态且路面附着条件良好时，则可增大α_m，从而提升车辆的经济性。

重构综合目标函数，由于常数项与$\boldsymbol{u}_c$无关，其影响可以忽略，因此最终得到的简化目标函数如下：

$$J=\boldsymbol{u}_c^{\mathrm{T}}\boldsymbol{H}_c\boldsymbol{u}_c+\boldsymbol{f}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{u}_c\tag{24}$$

式中：$\boldsymbol{H}_c=\alpha_1\boldsymbol{A}_{Mz}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{W}_{Mz}\boldsymbol{A}_{Mz}+\alpha_2\boldsymbol{W}_a+\alpha_3\boldsymbol{W}_p$，$\boldsymbol{f}^{\mathrm{T}}=-2\alpha_1(\Delta M_z)^{\mathrm{T}}\boldsymbol{W}_{Mz}\boldsymbol{A}_{Mz}$。

5.3 优化求解

基于综合目标函数，并结合上述各项约束条件，可将最优力矩分配问题转化为标准二次规划问题实现求解。基于前文的相关定义构建标准数学模型：

$$\min J=\frac{1}{2}\boldsymbol{u}_c^{\mathrm{T}}(2\boldsymbol{H}_c)\boldsymbol{u}_c+\boldsymbol{f}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{u}_c\quad \text{s.t.}\ \begin{cases}\boldsymbol{A}_T\boldsymbol{u}_c=T_d\\ \boldsymbol{u}_{\min}\le\boldsymbol{u}_c\le\boldsymbol{u}_{\max}\end{cases}\tag{25}$$

式中：$\boldsymbol{u}_{\min}$、$\boldsymbol{u}_{\max}$分别为力矩下限向量与上限向量。

$\boldsymbol{u}_{\min}$和$\boldsymbol{u}_{\max}$的具体定义如下：

$$\begin{cases}\boldsymbol{u}_{\min ij}=\max(-T_{ij}^*(\omega_{ij}),-\mu F_{zij}R_w)\\ \boldsymbol{u}_{\max ij}=\min(T_{ij}^*(\omega_{ij}),\mu F_{zij}R_w)\end{cases}\tag{26}$$

6 仿真验证与分析

为验证所提出车辆控制策略的有效性，本文基于车辆动力学软件CarSim搭建了整车仿真模型，并在MATLAB中搭建上述控制器，实现联合仿真。在此基础上，对直线行驶工况和转向工况下的稳定性控制效果进行了仿真测试。此外，为模拟实际车辆中轮毂电机存在的响应不一致情况，在左、右驱动轮之间引入10%的稳态响应偏差及动态响应差异。车辆参数如表1所示。

为对比模型预测控制及多目标优化分配的控制效果，采用下列控制策略进行仿真验证：

a. SMC-RU：上层采用滑模控制（Sliding Mode Control，SMC）算法，下层采用基于规则的前后轴平均力矩分配（RU）算法。

b. SMC-MT：上层采用SMC算法，下层采用基于多目标优化的力矩分配（MT）算法。

c. MPC-RU：上层采用MPC算法，下层采用RU算法。

d. MPC-MT：上层采用MPC算法，下层采用MT算法。

表1 整车参数

参数	取值
整车质量/kg	1 700
车轮滚动半径/m	0.35
车辆横摆转动惯量/kg·m^2	2 200
质心高度/m	0.54
质心到前轴的距离/m	1.035
质心到后轴的距离/m	1.655
前轮侧偏刚度/N·rad^{-1}	−70 847
后轮侧偏刚度/N·rad^{-1}	−71 120

6.1 直线行驶稳定性仿真验证

在高附着系数（μ=0.8）的路面上进行直线行驶仿真测试。车辆由静止加速至90 km/h并保持目标车速，当车辆纵向行驶距离达到350 m时结束仿真。

车辆行驶轨迹仿真结果如图5所示。当轮毂电机存在响应差异且未实施稳定性控制时，车辆在纵向行驶350 m的过程中产生13.01 m的横向偏移。加入稳定性控制后，SMC算法和MPC算法均能够有效抑制横向偏移，偏移量分别为3.12 m和1.71 m。其中，MPC算法的控制效果更为显著，相较于无控制工况，其对横向偏移的抑制率达86.9%。

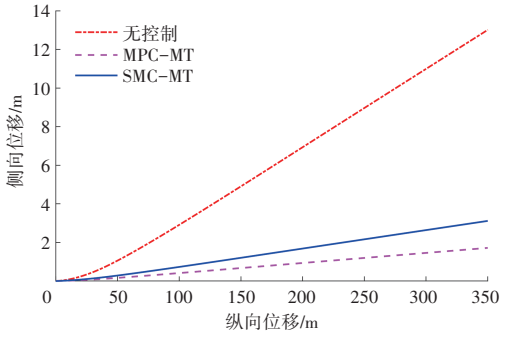
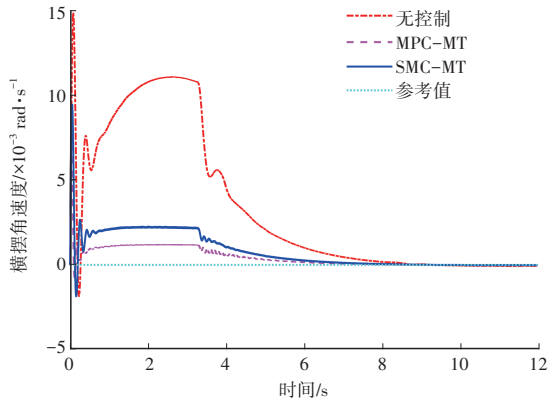
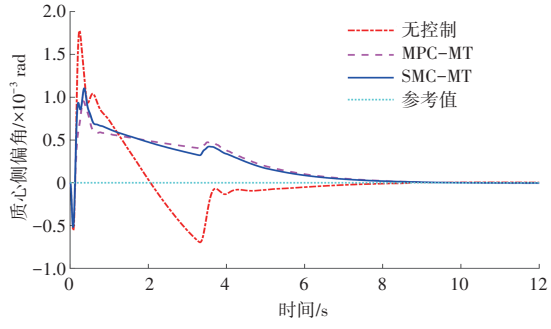


图5 直线行驶工况车辆行驶轨迹仿真结果

横摆角速度和质心侧偏角仿真结果如图6所示，轮毂电机响应差异会导致车辆横摆角速度和质心侧偏角出现明显波动。施加稳定性控制后，车辆横摆角速度能够迅速趋于稳定，并仅存在较小的稳态偏差，质心侧偏角也得到有效抑制，其波动幅度大幅降低。相较于SMC算法，MPC算法在动态响应精度和稳态收敛性能方面均表现更优。



(a)横摆角速度



(b)质心侧偏角

图6　直线行驶工况质心侧偏角和横摆角速度仿真结果

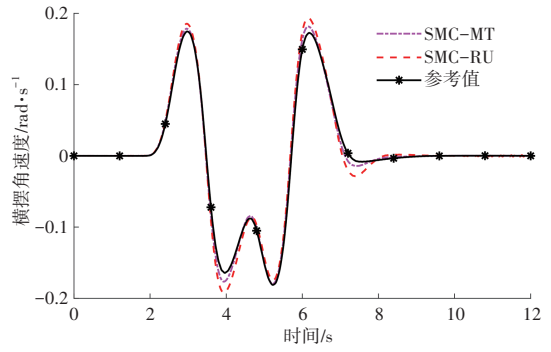
电机能量损耗统计结果表明:无控制策略状态下电机总能耗为757.1 kJ;引入分层控制策略后,SMC-MT与MPC-MT策略下的电机能耗分别下降至712.4 kJ和705.6 kJ。由此可见,两种策略在保证车辆稳定性的同时均能改善能耗表现,其中,MPC-MT策略的节能效果更为显著,相较于无控制策略情形,其能量损耗降低约6.8%。

6.2　转向操纵稳定性仿真验证

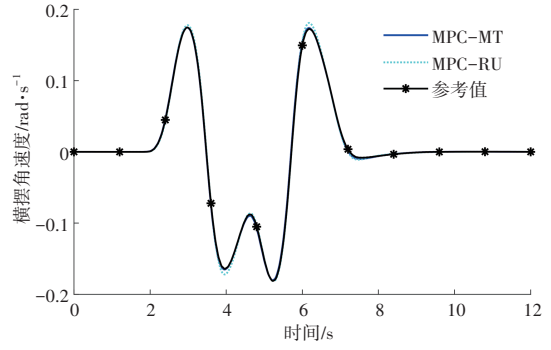
为进一步验证控制器在车辆稳定性控制方面的有效性,本文在低附着系数(μ=0.5)的路面上进行双移线工况仿真测试。车辆初始车速设定为85 km/h,仿真持续时间为12 s。

不同控制策略下车辆的横摆角速度响应仿真结果如图7所示。基于MPC算法的上层控制策略能够更准确地跟踪参考值,保持车辆处于稳定状态。在上层控制器相同的前提下,采用多目标转矩协调算法的下层控制器均优于基于规则的前后轴平均分配方法。

质心侧偏角的变化曲线如图8所示,基于MPC算法的控制策略能够显著改善车辆的侧偏角响应,更好地跟踪参考值,且下层采用多目标优化分配体现出更高的控制精度与稳定性。



(a)SMC算法



(b)MPC算法

图7　双移线工况横摆角速度仿真结果

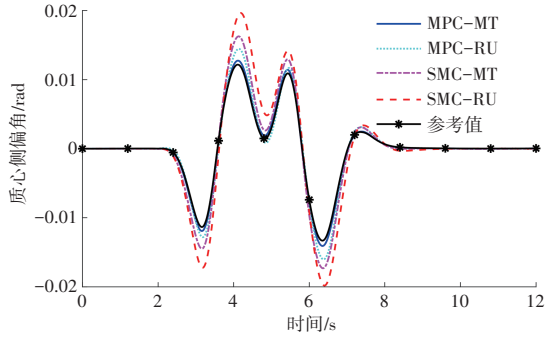


图8　双移线工况质心侧偏角仿真结果

质心侧偏角-质心侧偏角速度相图如图9所示,在MPC-MT控制策略下,车辆质心侧偏角-侧偏角速度相图的变化范围更小,说明车辆的横向操纵稳定性得到进一步提升。

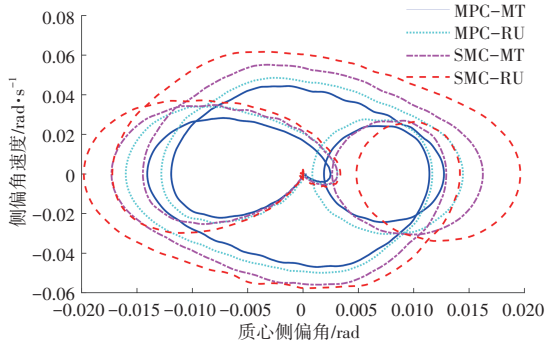


图9　双移线工况质心侧偏角-质心侧偏角速度相图

7 结束语

本文针对分布式驱动电动汽车电机响应不一致问题,提出了一种考虑电机响应差异的整车分层稳定性控制策略:上层控制器基于模型预测控制设计,通过同时跟踪期望横摆角速度与质心侧偏角实时计算所需附加横摆力矩;下层控制器采用多目标转矩分配方法,在满足车辆稳定性要求的同时兼顾轮胎附着利用率与电机效率,实现驱动力矩的合理协调。

在直线行驶与双移线工况下的仿真结果表明,当系统引入左、右轮电机的动态与稳态响应差异时,所提出的控制策略仍可有效抑制横摆角速度振荡及质心侧偏角偏移,使车辆状态收敛至期望值。基于MPC的分层控制框架在稳定性保持及车辆经济性方面均表现出更优的性能,具有较强的鲁棒性与适用性。

未来将进一步开展实车验证,并结合自适应控制或强化学习等智能优化方法提升控制策略在复杂道路环境及电机故障工况下的适应能力和控制性能。

参 考 文 献

[1] 余卓平, 冯元, 熊璐. 分布式驱动电动汽车车辆动力学控制研究进展[J]. 机械工程学报, 2013, 49(8): 105-114.
YU Z P, FENG Y, XIONG L. Review on the Development of Dynamic Control for Distributed Drive Electric Vehicles [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(8): 105-114.

[2] 田泽玺. 分布式驱动电动汽车稳定性控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2023.
TIAN Z X. Study on Stability Control Strategy for Distributed Drive Electric Vehicles[D]. Changchun: Jilin University, 2023.

[3] 匡晨阳. 分布式四驱电动汽车横摆稳定性与驱动系统失效控制研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2023.
KUANG C Y. Research on Yaw Stability and Drive System Failure Control for Distributed Four-Wheel-Drive Electric Vehicles[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2023.

[4] 王菲, 陆恒辉, 卢荡. 基于UniTire轮胎模型的车辆稳定性控制[J]. 吉林大学学报(工学版), 2025, 55(9): 2864-2873.
WANG F, LU H H, LU D. Vehicle Stability Control Based on UniTire Tire Model[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2025, 55(9): 2864-2873.

[5] ZHAO H Y, REN B T, CHEN H, et al. Model Predictive Control Allocation for Stability Improvement of Four-Wheel Drive Electric Vehicles in Critical Driving Conditions[J]. IET Control Theory & Applications, 2015, 9 (18): 2688-2696.

[6] HUANG G M, YUAN X F, SHI K, et al. A BP-PID Controller-Based Multi-Model Control System for Lateral Stability of Distributed Drive Electric Vehicle[J]. Journal of the Franklin Institute, 2019, 356(13): 7290-7311.

[7] TIAN Y T, CAO X H, WANG X Y, et al. Four Wheel Independent Drive Electric Vehicle Lateral Stability Control Strategy[J]. IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica, 2020, 7(6): 1542-1554.

[8] JIN L S, ZHOU H P, XIE X Y, et al. A Direct Yaw Moment Control Frame through Model Predictive Control Considering Vehicle Trajectory Tracking Performance and Handling Stability for Autonomous Driving[J]. Control Engineering Practice, 2024, 148.

[9] WU D M, GUAN Y Y, XIA X, et al. Coordinated Control of Path Tracking and Yaw Stability for Distributed Drive Electric Vehicle Based on AMPC and DYC[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2025, 239(5): 1745-1762.

[10] 张雷, 徐同良, 李嗣阳, 等. 全线控分布式驱动电动汽车底盘协同控制研究综述[J]. 机械工程学报, 2023, 59(20): 261-280.
ZHANG L, XU T L, LI S Y, et al. Review of Chassis Coordination Control for Full-by-Wire Distributed Drive Electric Vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(20): 261-280.

[11] 王科. 基于轮毂电机响应差异及故障的多轴车辆动力学控制研究[D]. 长春: 吉林大学, 2023.
WANG K. Research on Multi-Axle Vehicle Dynamics Control Based on Hub Motor Response Differences and Faults[D]. Changchun: Jilin University, 2023.

[12] AHMADIAN N, KHOSRAVI A, SARHADI P. Integrated Model Reference Adaptive Control to Coordinate Active Front Steering and Direct Yaw Moment Control[J]. ISA Transactions, 2020, 106: 85-96.

[13] 韦邦暄. 分布式驱动电动汽车的路径跟踪与稳定性控制研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2024.
WEI B X. Research on Path Tracking and Stability Control for Distributed Drive Electric Vehicles[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2024.

(责任编辑 斛 畔)
修改稿收到日期为2025年12月18日。