

# 分布式驱动电动汽车操纵稳定性 AFS/DYC 协同控制


张志勇, 湛唯一

(长沙理工大学汽车与机械工程学院, 湖南 长沙 410114)

**摘要:** 为提高分布式驱动电动汽车极限驾驶工况下的操纵稳定性, 建立两个临界前轮转角模型, 将轮胎侧向力特性曲线划分为线性、过渡和饱和 3 个区域, 以此确定 AFS 和 DYC 的工作区域, 提出基于轮胎侧向力特性的 AFS/DYC 协同控制策略。结果表明: 建立的临界前轮转角模型能准确地划分轮胎侧向力特性区域, 最大相对误差为 5.42%; 与基于相平面可拓域的协同控制策略相比, 提出的协同控制策略使车辆操纵稳定性综合性能提升 40.29%, 横向位移偏差最大值降低 89.05%。本文提出的控制策略在提高车辆轨迹跟踪精度的基础上, 极大地改善了分布式驱动电动汽车极限工况下的操纵稳定性。

**关键词:** 分布式驱动电动汽车; 操纵稳定性; AFS/DYC 协同控制; 轮胎侧向力特性

中图分类号: U461.1 文献标志码: A

文章微信二维码: 

文章编号: 1673-159X(2025)02-0048-12

doi:10.12198/j.issn.1673-159X.4984

## AFS/DYC Cooperative Control for Handling Stability of Distributed Drive Electric Vehicle

ZHANG Zhiyong, ZHAN Weiyi

(School of Automotive and Mechanical Engineering, Changsha University of Science & Technology, Changsha 410114 China)

**Abstract:** In order to improve the handling stability of distributed drive electric vehicle under extreme driving conditions, two models of critical front wheel angle were established, and the lateral tire force curve was divided into linear, transition and saturation regions. Based on this, the working regions of AFS and DYC were determined, and the AFS/DYC cooperative control strategy based on lateral tire force characteristics was proposed. The maximum relative error of the model of critical front wheel angle is 5.42%, and the lateral tire force region can be accurately divided. Compared with the cooperative control strategy in the phase plane extension domain, the performance of the proposed cooperative control strategy is improved by 40.29%, and the maximum lateral displacement deviation is reduced by 89.05%. The proposed cooperative control strategy improves the vehicle trajectory tracking accuracy, and the handling stability of the distributed drive electric vehicle under extreme driving conditions is greatly improved.

收稿日期: 2023-03-03

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51675057); 湖南省自然科学基金资助项目 (2022JJ50020)。

第一作者: 张志勇 (1976—), 男, 副教授, 主要研究方向为智能汽车和电动汽车技术。

ORCID: 0000-0002-8970-1086 E-mail: zzy04@163.com

引用格式: 张志勇, 湛唯一. 分布式驱动电动汽车操纵稳定性 AFS/DYC 协同控制[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2025, 44(2): 48-59.  
ZHANG Zhiyong, ZHAN Weiyi. AFS/DYC Cooperative Control for Handling Stability of Distributed Drive Electric Vehicle[J]. Journal of Xihua University(Natural Science Edition), 2025, 44(2): 48-59.

**Keywords:** distributed drive electric vehicle; handling stability; AFS/DYC cooperative control; lateral tire force characteristics

随着能源危机的不断加剧和环境污染问题的日益凸显,开发安全、环保、节能的电动汽车成为解决这些问题的措施之一<sup>[1]</sup>。分布式驱动电动汽车因其控制灵活度高、传动链短、结构紧凑、传动效率高的优点,为车辆利用直接横摆力矩控制实现操纵稳定性控制提供了有利的硬件基础<sup>[2]</sup>。在过去的数十年里,主动底盘控制系统的广泛应用大大提高了车辆在复杂工况下的行驶安全性。目前,改善车辆横向稳定性的主动底盘控制系统主要有主动前轮转向系统(active front steering, AFS)、直接横摆力矩控制系统(direct yaw moment control, DYC)、电子稳定程序(electronic stability program, ESP)等<sup>[3-4]</sup>。

AFS系统会根据车辆的实时行驶状态主动地对前轮转角进行修正,实现方向盘转角和前轮转角的可变传动比和独立于驾驶员的转向干预控制,获得理想的转向特性,保证车辆在不同行驶状态下的稳定性和舒适性<sup>[5-7]</sup>,但是AFS的控制效果会受到轮胎侧向力饱和的限制。DYC系统通过驱动/制动的方式改变轮胎的纵向力,从而产生维持车辆稳定所需的直接横摆力矩<sup>[8-9]</sup>。DYC系统在全工况下对车辆的稳定性具有很好的控制效果,但是其控制会使车速产生波动。AFS和DYC系统各有优缺点,两个系统的协同控制在克服单一系统的缺陷和提升车辆操纵稳定性的控制效果方面具有巨大潜力。

目前AFS/DYC协同控制的常用方法有模糊控制<sup>[10]</sup>、鲁棒控制<sup>[11]</sup>、多智能体<sup>[12]</sup>、近似动态规划<sup>[13]</sup>等。这些协同控制方法大多根据车辆自身的状态设计协同控制策略,忽略了外界因素对车辆稳定性控制的影响。Mirzaei等<sup>[14]</sup>和Chen等<sup>[15]</sup>采用相平面的方法划分车辆的稳定性区域,并分析了车速和路面附着系数等因素对相平面的影响,根据车辆的稳定性状态确定AFS和DYC的工作区域和控制权重。但是相平面稳定性区域并不能直接反映AFS和DYC系统的特性差异,根据此种方法调整控制权重不能充分发挥AFS和DYC的控制性能。直接通过轮胎侧向力特性确定AFS控制权重是解决稳定性指标缺陷的有效方法。Wu等<sup>[16]</sup>考虑车速和路面附着系数这两个因素的影响将轮胎

侧向力特性曲线划分为线性和非线性两个区域,仅在线性区域通过AFS控制改善车辆的操纵稳定性。但是,当轮胎侧向力在非线性区域达到饱和时,AFS系统将丧失控制能力,说明两个区域的划分方法不适合AFS的特性。Zhao等<sup>[17]</sup>和Feng等<sup>[18]</sup>分别考虑路面附着系数和轮胎垂直载荷对轮胎侧向力特性的影响。Hu等<sup>[19]</sup>考虑轮胎垂直载荷和轮胎滑移率两个因素的影响,采用两个临界侧偏角模型将轮胎侧向力特性曲线划分为线性、过渡和饱和3个区域,并在过渡区域制定了AFS/DYC协同控制策略。然而,侧偏角无法直接测量,采用临界侧偏角来划分轮胎侧向力特性区域在实际中难以应用。

针对上述问题,本文研究了分布式驱动电动汽车操纵稳定性的AFS/DYC协同控制问题。考虑路面附着系数、纵向速度和前轮转角对轮胎侧向力特性的影响,采用两个临界前轮转角将轮胎侧向力特性曲线划分为线性、过渡和饱和3个区域,在此基础上提出划分AFS和DYC子系统工作区域的策略。在低附着大转角极限工况下,将本文所提出的协同控制策略与基于相平面可拓域协同控制策略进行对比分析,表明所提出协同控制策略的优越性。

## 1 车辆和轮胎模型

### 1.1 七自由度车辆模型

七自由度车辆模型包含车辆纵向、侧向、横摆和4个车轮的旋转运动,能准确反映转弯行驶工况下的车辆响应,常被作为被控对象用于验证横向稳定性控制策略的有效性,如图1所示。

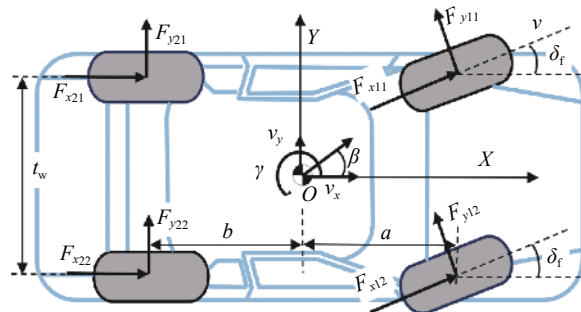


图1 七自由度车辆模型

Fig. 1 Seven-degree-of-freedom vehicle model

纵向运动方程为

$$m(\dot{v}_x - v_y\gamma) = (F_{x11} \cos \delta_f + F_{x12} \cos \delta_f) - (F_{y11} \sin \delta_f + F_{y12} \sin \delta_f) + F_{x21} + F_{x22} \quad (1)$$

侧向运动方程为

$$m(\dot{v}_y + v_x\gamma) = (F_{x11} \sin \delta_f + F_{x12} \cos \delta_f) + (F_{y11} \cos \delta_f + F_{y12} \cos \delta_f) + F_{y21} + F_{y22} \quad (2)$$

横摆运动方程为

$$I_z \dot{\gamma} = (F_{y11} \cos \delta_f + F_{y12} \cos \delta_f)a - (F_{y11} \sin \delta_f - F_{y12} \sin \delta_f) \frac{t_w}{2} - (F_{y21} + F_{y22})b + (F_{x11} \sin \delta_f + F_{x12} \sin \delta_f)a + (F_{x11} \cos \delta_f - F_{x12} \cos \delta_f) \frac{t_w}{2} + (F_{x21} - F_{x22}) \frac{t_w}{2} \quad (3)$$

车轮转动方程为

$$J_w \dot{\omega}_{ij} = T_{tj} - T_{bj} - F_{xij} R_e \quad (4)$$

式中:  $m$  为整车质量;  $v_x$  和  $v_y$  分别为车辆的纵向和侧向速度;  $\gamma$  为车辆的横摆角速度;  $F_{xij}$  和  $F_{yij}$  分别为 4 个车轮的纵向力和侧向力, 其中  $ij$  的值为 11, 12, 21 和 22 时分别代表左前轮、右前轮、左后轮和右后轮;  $I_z$  为车辆绕  $z$  轴的转动惯量;  $\delta_f$  为前轮转角;  $a$  和  $b$  分别为车辆前后轴与质心之间的距离;  $t_w$  为轮距;  $J_w$  为车轮的转动惯量;  $\omega_{ij}$  为车轮角速度;  $T_{tj}$ 、 $T_{bj}$  分别为各车轮的驱动力矩和制动力矩;  $R_e$  为车轮滚动半径。

## 1.2 轮胎模型

为了反映轮胎的非线性, 采用魔术轮胎模型计算纵向和侧向轮胎力。魔术轮胎模型<sup>[20]</sup>描述为

$$Y(x) = D \sin\{C \arctan[B(x + S_h) - E(B(x + S_h) - \arctan(B(x + S_h)))]\} + S_v \quad (5)$$

式中:  $x$  为轮胎滑移率或侧偏角;  $Y(x)$  为轮胎纵向力或侧向力;  $D$  为峰值因子;  $C$  为形状因子;  $B$  为刚度因子;  $E$  为曲率因子;  $S_h$  为垂直方向飘移;  $S_v$  为水平方向飘移。

4 个轮胎的垂直载荷分别为

$$\begin{cases} F_{z1j} = mg \frac{b}{2L} - ma_x \frac{h_g}{2L} + (-1)^j ma_y \frac{h_g b}{t_w L} \\ F_{z2j} = mg \frac{a}{2L} + ma_x \frac{h_g}{2L} + (-1)^j ma_y \frac{h_g a}{t_w L} \end{cases} \quad (6)$$

式中:  $a_x$  和  $a_y$  分别为车辆的纵向和侧向加速度;  $h_g$  为车辆质心高度;  $L$  为轴距,  $L = a + b$ 。

## 2 车辆操纵稳定性的滑模控制

为了使设计的控制器在车辆实际行驶工况下

达到预期控制性能, 须同时满足抗干扰性和控制精度, 因此本文选择鲁棒性较好的滑模控制作为车辆操纵稳定性的控制策略。

### 2.1 车辆状态的期望值

考虑到精确模型的结构和模型参数的时变性和非线性, 建立精确的控制策略设计参考模型显然不切实际, 因此采用考虑侧向、横摆两个自由度的线性二自由度车辆模型作为参考模型设计控制策略, 并在横摆运动学中加入直接横摆力矩。线性二自由度车辆模型如图 2 所示。

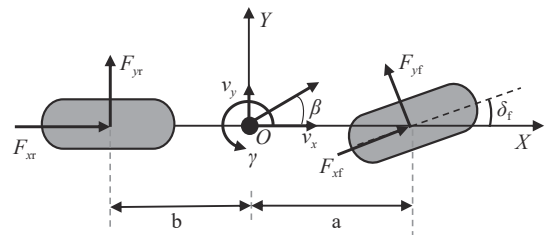


图 2 线性二自由度车辆模型

Fig. 2 Linear two-degree-of-freedom vehicle model

线性二自由度车辆模型公式如下:

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \frac{C_{af} + C_{ar}}{mv_x} \beta + \left( \frac{aC_{af} - bC_{ar}}{mv_x^2} - 1 \right) \gamma - \frac{C_{af}}{mv_x} \delta_f \\ \dot{\gamma} = \frac{aC_{af} - bC_{ar}}{I_z} \beta + \frac{a^2 C_{af} + b^2 C_{ar}}{I_z v_x} \gamma - \frac{aC_{af}}{I_z} \delta_f + \frac{\Delta M_z}{I_z} \end{cases} \quad (7)$$

式中:  $\beta$  为车辆的质心侧偏角;  $C_{af}$  和  $C_{ar}$  分别为车辆前后轴轮胎的侧偏刚度;  $\Delta M_z$  为车辆的直接横摆力矩。

当车辆进入稳态时, 横摆角速度  $\gamma$  和质心侧偏角  $\beta$  均为定值, 此时  $\dot{\gamma}=0$ ,  $\dot{\beta}=0$ 。质心侧偏角通常用于表征横向稳定性, 且期望质心侧偏角被设置为 0<sup>[21-22]</sup>。由此可得到期望横摆角速度和质心侧偏角为

$$\begin{cases} \gamma_d = \frac{v_x/L}{1 + K v_x^2} \delta_f \\ \beta_d = 0 \end{cases} \quad (8)$$

式中:  $\gamma_d$  和  $\beta_d$  分别为理想横摆角速度和理想质心侧偏角;  $K$  为车辆稳定性系数, 表示为

$$K = \frac{m}{L^2} \left( \frac{a}{C_{ar}} - \frac{b}{C_{af}} \right) \quad (9)$$

车辆的横摆角速度  $\gamma$  和质心侧偏角  $\beta$  对车辆的操纵稳定性有重要的影响, 因此这两个被选择为控制输出。

### 2.2 横摆角速度滑模控制

设  $e_1 = \gamma - \gamma_d$ , 定义滑模面为

$$s_1 = e_1 + \dot{e}_1 = (\gamma - \gamma_d) + (\dot{\gamma} - \dot{\gamma}_d) \quad (10)$$

当  $s_1 \rightarrow 0$  时, 可得  $e_1 \rightarrow 0$ ,  $\dot{e}_1 \rightarrow 0$ 。由式 (7) 和 (10) 可得

$$\dot{s}_1 = \left[ \frac{aC_{af} - bC_{ar}}{I_z} \dot{\beta} + \left( \frac{a^2C_{af} + b^2C_{ar}}{I_z v_x} + 1 \right) \dot{\gamma} - \frac{aC_{af}}{I} \dot{\delta}_f - \dot{\gamma}_d - \ddot{\gamma}_d \right] + \frac{\Delta \dot{M}_\gamma}{I} \quad (11)$$

式中,  $\Delta M_\gamma$  为采用横摆角速度控制时对车辆施加的直接横摆力矩。

用等速趋近律来设计滑模控制律:

$$\dot{s}_1 = -K_\gamma \cdot \text{sgn}(s_1), \quad K_\gamma > 0 \quad (12)$$

式中:  $K_\gamma$  为控制增益;  $\text{sgn}(\cdot)$  为符号函数。

由式 (11) 和 (12) 可得

$$\Delta \dot{M}_\gamma = -I_z \left[ K_\gamma \cdot \text{sgn}(s_1) + \frac{aC_{af} - bC_{ar}}{I_z} \dot{\beta} + \left( \frac{a^2C_{af} + b^2C_{ar}}{I_z v_x} + 1 \right) \dot{\gamma} - \frac{aC_{af}}{I_z} \dot{\delta}_f - \dot{\gamma}_d - \ddot{\gamma}_d \right] \quad (13)$$

对  $\Delta \dot{M}_\gamma$  积分即可得到采用横摆角速度控制时, 维持车辆稳定行驶所需的直接横摆力矩  $\Delta M_\gamma$ 。为了削弱控制器输出的抖振现象, 常使用  $\text{sat}(\cdot)$  饱和函数代替式 (13) 中符号  $\text{sgn}(\cdot)$  函数。饱和函数定义为

$$\Delta M_\beta = -I_z \left[ K_\beta \cdot \text{sgn}(s_2) + \frac{\left( \frac{C_{af} + C_{ar}}{mv_x} + 1 \right) \dot{\beta} - \frac{C_{af}}{mv_x} \dot{\delta}_f - \dot{\beta}_d - \ddot{\beta}_d}{\frac{aC_{af} - bC_{ar}}{mv_x^2} - 1} + \frac{aC_{af} - bC_{ar}}{I_z} \dot{\beta} + \frac{a^2C_{af} + b^2C_{ar}}{I_z v_x} \dot{\gamma} - \frac{aC_{af}}{I_z} \dot{\delta}_f \right] \quad (18)$$

式中,  $\Delta M_\beta$  为采用质心侧偏角控制时对车辆施加的直接横摆力矩。

与 2.2 节相同, 为了抑制控制器输出的抖振现象, 使用  $\text{sat}(\cdot)$  饱和函数代替式 (18) 中符号  $\text{sgn}(\cdot)$  函数。

## 2.4 协调控制

横摆角速度通常用于表征车辆的操纵性能, 而质心侧偏角常用于表征车辆的横向稳定性, 且二者相互耦合。通过横摆角速度和质心侧偏角的协调控制可以兼顾二者对车辆操纵稳定性的影响, 并解决二者之间的耦合问题。按照质心侧偏角绝对值  $|\beta|$  的大小, 对横摆角速度滑模控制器的输出  $\Delta M_\gamma$  和质心侧偏角滑模控制器的输出  $\Delta M_\beta$  进行加权协调, 权重系数分别为  $\rho$  和  $1-\rho$ 。根据表征车辆稳定

$$\text{sat}(s_1) = \begin{cases} 1 & s_1 > \varepsilon \\ s_1/\varepsilon & |s_1| \leq \varepsilon \\ -1 & s_1 < -\varepsilon \end{cases} \quad (14)$$

式中,  $\varepsilon$  为饱和函数边界层厚度,  $\varepsilon > 0$ 。可以根据控制器抖振情况选取合适的边界层厚度。

## 2.3 质心侧偏角滑模控制

设  $e_2 = \beta - \beta_d$ , 定义滑模面为

$$s_2 = e_2 + \dot{e}_2 = (\beta - \beta_d) + (\dot{\beta} - \dot{\beta}_d) \quad (15)$$

当  $s_2 \rightarrow 0$  时, 可得  $e_2 \rightarrow 0$ ,  $\dot{e}_2 \rightarrow 0$ , 由式 (7) 和 (15) 有

$$\dot{s}_2 = \left[ \frac{C_{af} + C_{ar}}{mv_x} + 1 \right] \dot{\beta} + \left[ \frac{aC_{af} - bC_{ar}}{mv_x^2} - 1 \right] \dot{\gamma} - \frac{C_{af}}{mv_x} \dot{\delta}_f - \dot{\beta}_d - \ddot{\beta}_d \quad (16)$$

用等速趋近律来设计滑模控制律:

$$\dot{s}_2 = -K_\beta \cdot \text{sgn}(s_2), \quad K_\beta > 0 \quad (17)$$

式中,  $K_\beta$  是控制增益。

将式 (1) 中的  $\gamma$  代入式 (16) 并结合式 (17) 可得采用质心侧偏角控制时对车辆施加的直接横摆力矩为

性的质心侧偏角大小来确定权重系数  $\rho$  的取值<sup>[23]</sup>:

$$\rho = \begin{cases} 1 & |\beta| \leq \beta_1 \\ 1 - \frac{|\beta| - \beta_1}{\beta_2 - \beta_1} & \beta_1 < |\beta| < \beta_2 \\ 0 & |\beta| \geq \beta_2 \end{cases} \quad (19)$$

式中,  $\beta_1$  和  $\beta_2$  分别为车辆质心侧偏角的稳定区域与可拓区域的边界值。

则控制器的最终输出为

$$\Delta M_z = \rho \Delta M_\gamma + (1 - \rho) \Delta M_\beta \quad (20)$$

## 3 AFS/DYC 协同控制

### 3.1 车辆稳定状态判定方法

在对车辆的稳定性控制进行研究时, 相平面法常被用来确定车辆的稳定性状态<sup>[15-16,24]</sup>。但是 AFS 的控制效果与轮胎侧向力极限息息相关, 所以

本文采用轮胎侧向力特性分区的方法来判断车辆的稳定性状态。轮胎侧向力特性曲线如图3所示, A、B 两点把轮胎侧向力特性曲线划分为线性、过渡和饱和区域。在线性区域, 轮胎侧向力与侧偏角呈线性关系, 轮胎侧向力随着侧偏角按比例快速增加, 车辆具有较好的转弯能力。在过渡区域, 轮胎侧向力特性曲线斜率明显减小, 轮胎侧偏角的增大只能引起轮胎侧向力的小幅度增加, 车辆的转弯能力降低。在饱和区域, 轮胎侧向力基本保持不变, 甚至略有下降。一旦轮胎侧向力特性进入饱和区, 极容易导致车辆发生横向失稳事故。

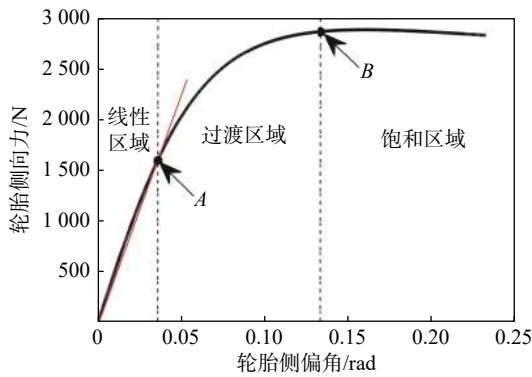


图3 轮胎侧向力特性曲线

Fig. 3 Lateral tire force characteristic curve

由于轮胎侧偏角无法直接测量, 可能在实际应用中会受到限制, 因此本文考虑纵向速度、路面附着系数的影响, 采用两个临界前轮转角来划分轮胎侧向力特性曲线的3个区域。将轮胎侧向力特性曲线的线性区域与过渡区域的交点A和过渡区域与饱和区域的交点B对应的前轮转角分别定义为过渡区域临界角和饱和区域临界角, 用 $\delta_{f\_cp}$ 和 $\delta_{f\_sa}$ 表示。

### 3.2 轮胎侧向力特性区域的确定

由阿克曼转向模型可知, 转弯半径与轴距和前轮转角的关系为

$$L = R \sin \delta_f \quad (21)$$

式中,  $R$  为转弯半径。

当车辆前轮转角处于 $-10^\circ \sim 10^\circ$ 范围时, 上式可近似为

$$L = R \delta_f \quad (22)$$

当轮胎侧向力处于特性曲线的线性区域时, 道路能给轮胎提供足够的侧向力, 且等于转弯行驶的离心力, 表示为

$$F_{yf} + F_{yr} = \frac{mv_x^2}{R} \quad (23)$$

式中,  $F_{yf}$  和  $F_{yr}$  分别为前轴和后轴的侧向力, 表示为:

$$\begin{cases} F_{yf} = 2C_{af}\alpha_f \\ F_{yr} = 2C_{ar}\alpha_r \end{cases} \quad (24)$$

式中,  $\alpha_f$  和  $\alpha_r$  分别为前轴和后轴轮胎的侧偏角。

根据魔术轮胎模型, 轮胎侧向力在特性曲线的线性区域时, 轮胎侧偏刚度表示为:

$$\begin{cases} C_{af} = \mu F_{zf} D_y B_y \\ C_{ar} = \mu F_{zr} D_y B_y \end{cases} \quad (25)$$

式中:  $\mu$  为路面附着系数;  $D_y$  和  $B_y$  为轮胎模型的拟合系数;  $F_{zf}$  和  $F_{zr}$  分别为前轴和后轴轮胎的垂直载荷, 表示为:

$$\begin{cases} F_{zf} = F_{z11} + F_{z12} \\ F_{zr} = F_{z21} + F_{z22} \end{cases} \quad (26)$$

由式(22)—(26)可得

$$v_x^2 \delta_{f\_cp} = \mu C_\mu \quad (27)$$

式中,  $C_\mu = 2D_y B_y L (F_{zf} \alpha_f + F_{zr} \alpha_r) / m$ 。

由式(27)可知, 如果  $C_\mu$  已知, 则可根据纵向速度和路面附着系数计算  $\delta_{f\_cp}$ 。当轮胎侧向力特性处于线性区域时, 由式(7)的线性二自由度车辆模型可知横摆角速度表示为

$$\gamma = \frac{v_x}{L(1 + K v_x^2)} \delta_f \quad (28)$$

当轮胎侧向力特性处于线性区域时, 稳定性系数  $K$  的值约为  $(0.1 \sim 1) \times 10^{-3}$ , 接近于0<sup>[24]</sup>。因此, 横摆角速度可表示为

$$\gamma = \frac{v_x}{L} \delta_f \quad (29)$$

由式(29)可知, 当轮胎侧向力处于特性曲线的线性区域时,  $\gamma$  与  $\delta_f$  关于纵向车速呈线性关系。因此, 可根据前轮转角-横摆角速度曲线的线性区域边界给定纵向车速的  $\delta_{f\_cp}$ 。在获得不同行驶工况下的  $\delta_{f\_cp}$  后, 根据式(27)求出  $C_\mu$ 。不同的行驶工况定义为路面附着系数  $\mu=1$ , 前轮转角  $\delta_f = A \sin(0.1\pi t)$  rad,  $A$  为振幅系数, 车速  $v_x$  以间隔 2 m/s 从 10 m/s 增加到 28 m/s, 共 10 种工况。图4为  $v_x=10$  m/s,  $A=0.25$  rad 时的前轮转角-横摆角速度曲线。由图可知, 随着前轮转角的增大, 特性曲线逐渐出现非线性。通过确定曲线的线性区域可以得到此工况下的过渡区域临界角  $\delta_{f\_cp}$  为 0.138 rad。采用同样的方法可以得到另外 9 种工况下的  $\delta_{f\_cp}$ , 以及计算出  $C_\mu$ , 结果如表1所示。

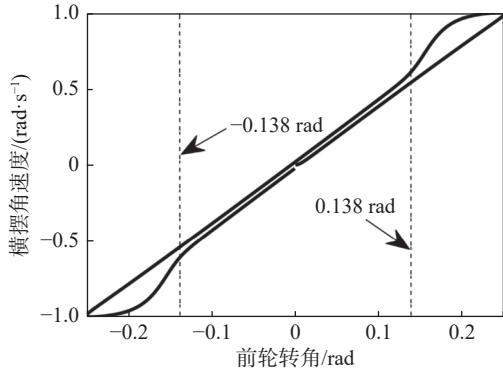


图 4 前轮转角-横摆角速度曲线

Fig. 4 Front wheel angle-yaw rate curve

由表 1 可知  $C_{\mu}$  比较接近。本研究取 10 种工况下  $C_{\mu}$  的平均值作为最终的  $C_{\mu}$ , 即  $C_{\mu}=13.174$ 。考虑到确定  $C_{\mu}$  时, 路面附着系数  $\mu$  始终设置为 1, 为了验证式 (27) 的有效性, 在不同路面附着系数和纵向速度下绘制如图 5 所示的前轮转角-横摆角速度曲线, 图中虚线为由式 (27) 确定的  $\delta_{f\_cp}$ 。由图可

知, 在其他行驶工况下计算的  $\delta_{f\_cp}$  均能刚好落在曲线的线性区域与过渡区域的交界处, 说明式 (27) 能准确地确定轮胎侧向力特性曲线的线性区域。

当轮胎侧向力从特性曲线过渡区域进入饱和区域后, 轮胎侧向力不再随轮胎侧偏角的增大而增大, 而是保持不变甚至减小。如图 6(a) 所示, 当侧偏角大于  $B$  点对应的侧偏角后, 轮胎侧向力不再增加。 $B$  点为轮胎侧向力特性曲线过渡区域和饱和区域的交点, 如图 6(b) 的  $\delta_{f\_sa}$ 。不难发现, 轮胎侧向力在  $B$  点处关于侧偏角的一阶导数为 0。在确定  $\delta_{f\_sa}$  时, 通过差分求导法计算轮胎侧向力关于侧偏角的一阶导数, 如下:

$$\dot{F}_y = [F_y(\alpha_k + h) - F_y(\alpha_k - h)] / 2h \quad (30)$$

式中:  $h$  为步长;  $\alpha_k$  为第  $k$  步的侧偏角。

为获得不同工况下的  $\delta_{f\_sa}$ , 需要建立  $\delta_{f\_sa}$  估计模型。该模型以纵向速度和路面附着系数为自变

表 1 10 种工况下的  $\delta_{f\_cp}$  和  $C_{\mu}$

Tab. 1  $\delta_{f\_cp}$  and  $C_{\mu}$  under 10 operating conditions

$v_x/(m/s)$	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
$\delta_{f\_cp}/rad$	0.138	0.099	0.070	0.051	0.041	0.031	0.026	0.023	0.019	0.016
$C_{\mu}$	13.800	14.256	13.720	13.056	13.284	12.400	12.584	13.248	12.844	12.544

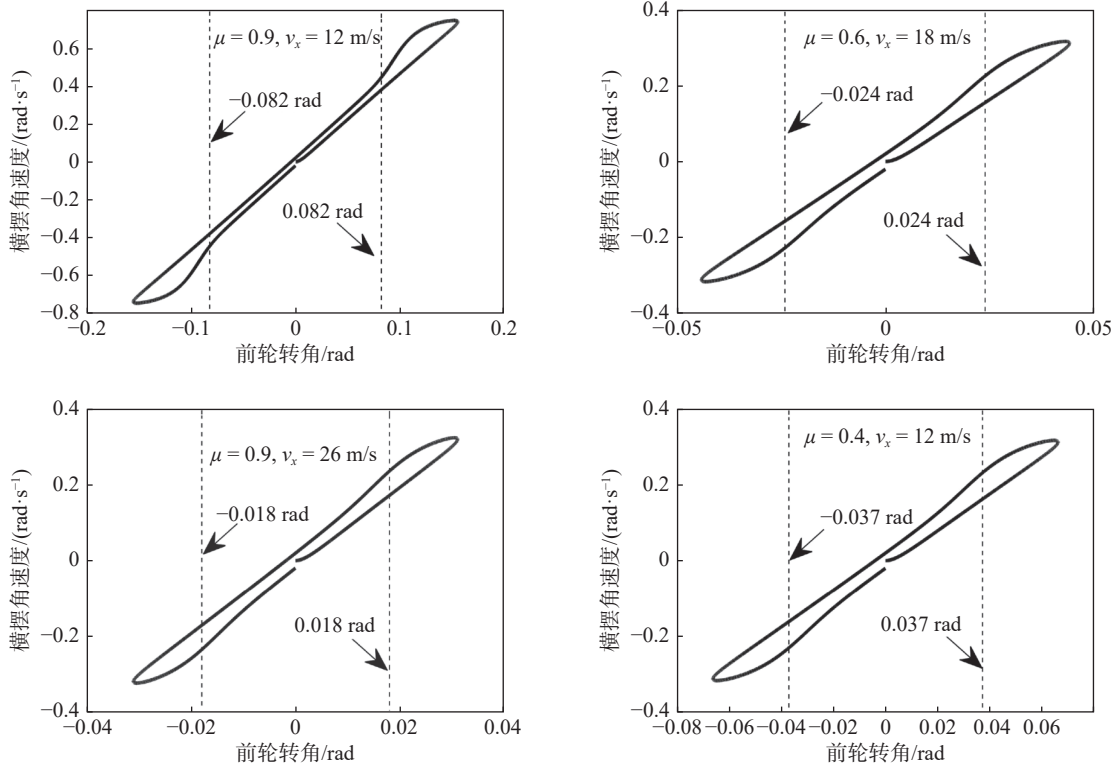


图 5 不同工况下的前轮转角-横摆角速度曲线

Fig. 5 Front wheel angle-yaw rate curve under different conditions

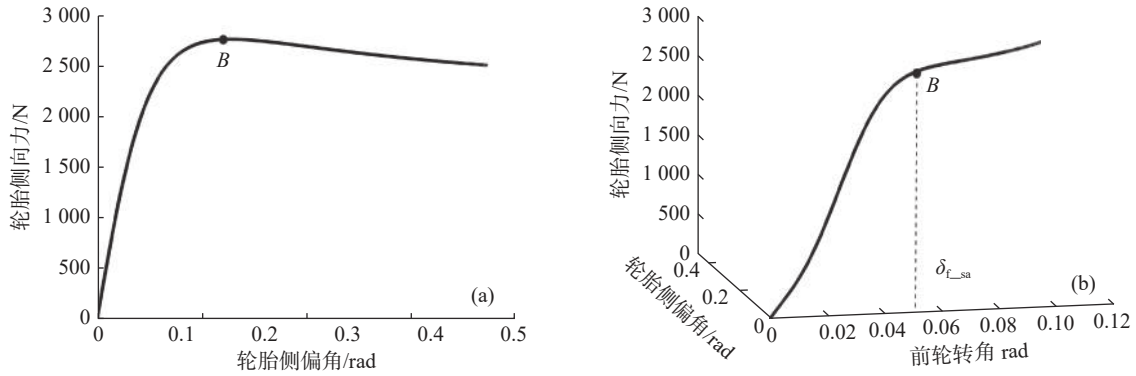


图6 前轮转角-轮胎侧偏角-轮胎侧向力曲线

Fig. 6 Front wheel angle-tire sideslip angle-lateral tire force curve

量,  $\delta_{f\_sa}$  为因变量。只有当选取的建模数据尽可能覆盖了需要应用的工况范围(即纵向速度和路面附着系数的范围),才能确保建立的  $\delta_{f\_sa}$  估计模型的可靠性。鉴于拉丁超立方抽样方法可实现多元参数的近似随机抽样<sup>[25]</sup>,因此本研究基于拉丁超立方抽样方法确定建模所需的自变量。依次以抽取的一组自变量定义车辆的行驶工况,通过差分求导法确定该工况下的  $B$  点,进而获得该工况下的  $\delta_{f\_sa}$ 。本研究定义 30~100 km/h 的纵向速度和 0.2~1 的路面附着系数为车辆行驶的常用工况。在此范围内共抽样出 100 组自变量数据,其中以 90 组用于建立  $\delta_{f\_sa}$  估计模型,定义为建模数据,剩下的 10 组数据用于检验  $\delta_{f\_sa}$  估计模型的精度,定义为检验数据。图 7 为纵向速度和路面附着系数的拉丁超立方抽样结果。由图可以看出抽样数据分散地存在整个抽样空间中,能覆盖车辆的典型工况。

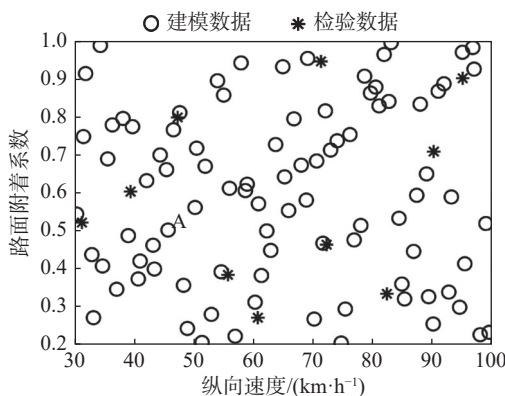


图7 拉丁超立方抽样数据

Fig. 7 Latin hypercube sampling data

采用曲面拟合法,利用 90 组建模数据得到  $\delta_{f\_sa}$  的估计模型,如图 8 所示。为了便于应用,将拟合得到的曲面表示为以下的二元三次多项式形式:

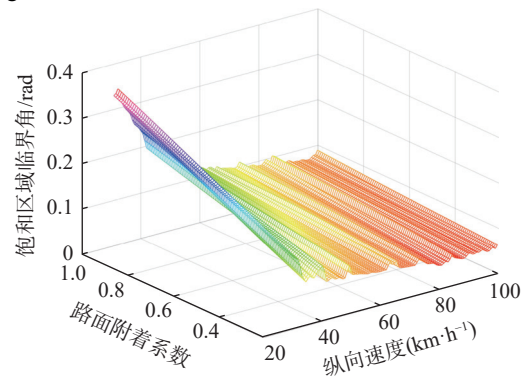


图8 饱和区域临界角拟合曲面

Fig. 8 Saturation critical angle fitting surface

$$\begin{aligned} \delta_{f\_sa} = & 0.3686 - 1.489 \times 10^{-2} v_x + 0.4993\mu + 2.455 \times \\ & 10^{-4} v_x^2 - 1.433 \times 10^{-2} v_x \mu + 0.1658\mu^2 - 1.282 \times \\ & 10^{-6} v_x^3 + 9.008 \times 10^{-5} v_x^2 \mu - 6.295 \times 10^{-4} v_x \mu^2 - \\ & 4.754 \times 10^{-2} \mu^3 \end{aligned} \quad (31)$$

为了验证  $\delta_{f\_sa}$  估计模型的精度,将 10 组检验数据的自变量代入式 (31),检验数据的因变量定义为  $\delta_{f\_sa1}$ ,估计模型计算的饱和区域临界角定义为  $\delta_{f\_sa2}$ 。 $\delta_{f\_sa1}$  与  $\delta_{f\_sa2}$  的对比结果如表 2 所示。由表可知,最大相对误差仅 5.42%,且绝大部分结果的相对误差都在 5% 以内,说明  $\delta_{f\_sa}$  估计模型精度高,它与纵向速度和路面附着系数的非线性关系能被准确建模。

### 3.3 AFS/DYC 协同控制策略

本文采用以下协同策略:当轮胎侧向力处于特性曲线的线性区域(即  $\delta_f < \delta_{f\_cp}$ )时,仅采用 AFS 系统控制车辆的横向稳定性;当轮胎侧向力到达饱和区域(即  $\delta_f > \delta_{f\_sa}$ )时,仅采用 DYC 系统控制车辆的稳定性;当轮胎侧向力处于过渡区域(即  $\delta_{f\_cp} \leq \delta_f \leq \delta_{f\_sa}$ )时,AFS 和 DYC 系统共同参与车辆横向稳定性控制,此时的控制权重是协同控制策略的关键。

表2  $\delta_{f\_sa}$  估计模型精度检验  
Tab. 2  $\delta_{f\_sa}$  estimation model accuracy test

$v_x$ / (km/h)	$\mu$	$\delta_{f\_sa1}$ / rad	$\delta_{f\_sa2}$ / rad	相对误差/%
47.2840	0.7986	0.1680	0.1589	5.42
39.4189	0.6045	0.1694	0.1706	0.71
90.1467	0.7090	0.0733	0.0772	5.32
31.2601	0.5234	0.2213	0.2100	5.11
94.9715	0.9007	0.0751	0.0776	3.33
72.2195	0.4659	0.0785	0.0815	3.82
82.2807	0.3369	0.0768	0.0789	2.73
55.7240	0.3863	0.0927	0.0886	4.42
71.2606	0.9444	0.0999	0.0973	2.60
60.7233	0.2746	0.0793	0.0806	1.64

参考目前常采用的基于稳定性指标的线性方法,确定 AFS 和 DYC 两个子系统的控制权重。定义 AFS 的控制权重为:

$$\begin{cases} q_{AFS} = 1 & \delta_f \leq \delta_{f\_cp} \\ q_{AFS} = \frac{|\delta_{f\_sa}| - |\delta_f|}{|\delta_{f\_sa}| - |\delta_{f\_cp}|} & \delta_{f\_cp} < \delta_f < \delta_{f\_sa} \\ q_{AFS} = 0 & \delta_f \geq \delta_{f\_sa} \end{cases} \quad (32)$$

式中,  $q_{AFS}$  为 AFS 子系统的线性控制权重, DYC 子系统的控制权重为  $q_{DYC} = 1 - q_{AFS}$ 。

### 3.4 附加前轮转角和车轮转矩的确定

图 9 为 AFS 和 DYC 系统实现直接横摆力矩的原理图。根据车辆的几何结构和轮胎的侧偏特性, AFS 系统通过前轮转角实现的直接横摆力矩  $\Delta M_{AFS}$  表示为

$$\Delta M_{AFS} = aC_{uf}\Delta\delta_f \quad (33)$$

式中:  $\Delta\delta_f$  为附加前轮转角;  $C_{uf}$  为非线性参数。  $C_{uf}$  受车速、前轮转角等因素的影响不断发生变化, 因此需要通过车辆状态进行估计。根据线性二自由度车辆模型, 车辆前轴的侧偏刚度估计值  $\hat{C}_{uf}$ <sup>[26]</sup> 为

$$\hat{C}_{uf} = \frac{(b\dot{v}_y m + b\gamma m v_x + I_z \dot{\gamma}) v_x}{(-v_y - \gamma a + \delta_f v_x) L} \quad (34)$$

DYC 系统通过车轮转矩产生的直接横摆力矩  $\Delta M_{DYC}$  表示为

$$\Delta M_{DYC} = \frac{t_w(\Delta T_{t11} + \Delta T_{t12} + \Delta T_{t21} + \Delta T_{t22})}{2R_e} \quad (35)$$

式中,  $\Delta T_{t11}$ 、 $\Delta T_{t12}$ 、 $\Delta T_{t21}$  和  $\Delta T_{t22}$  分别为 4 个车轮的转矩。4 个车轮的转矩分配采用平均分配的方

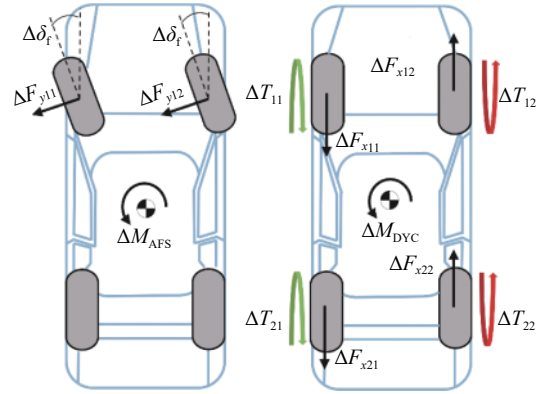


图9 AFS 和 DYC 子系统实现直接横摆力矩的原理图  
Fig. 9 Schematic diagram of direct yaw moment realized by AFS and DYC subsystems

法, 即:

$$\begin{cases} \Delta T_{t11} = \Delta T_{t21} = -\frac{R_e \Delta M_z}{2t_w} \\ \Delta T_{t12} = \Delta T_{t22} = \frac{R_e \Delta M_z}{2t_w} \end{cases} \quad (36)$$

## 4 控制性能分析

为验证本文提出的基于轮胎侧向力特性的 AFS 和 DYC 协同控制策略的有效性, 在路面附着系数为 0.3, 前轮转角为图 10(a) 所示的幅值逐步增加的正弦信号, 车速为 80 km/h 的极限工况下开展车辆操纵稳定性控制性能分析。车辆的主要参数如表 3 所示。在所述前轮转角下车辆行驶轨迹的纵向和横向位移<sup>[27]</sup> 定义为:

$$\begin{cases} X_d = v_x \int_0^t \cos\left(\beta_d + \int_0^t \gamma_d dt\right) dt \\ Y_d = v_x \int_0^t \sin\left(\beta_d + \int_0^t \gamma_d dt\right) dt \end{cases} \quad (37)$$

如前所述, AFS 和 DYC 产生直接横摆力矩的原理不同, 因此确定控制权重时参考的指标对协同控制性能影响重大。文献 [15] 提出了基于相平面可拓域的协同控制 (cooperative control based on extension domain, CCED), 其基于稳定性指标将  $\beta$ - $\dot{\beta}$  相平面划分为稳定域、可拓域和非稳定域。AFS 控制权重根据稳定裕度确定。虽然稳定裕度受轮胎侧向力特性的影响, 但并非像本文提出的控制权重模型直接根据轮胎侧向力特性确定控制权重。为验证基于轮胎侧向力特性的协同策略的优越性, 将 CCED 与基于轮胎侧向力特性的线性权重协同控制策略 (cooperative control with linear weights, CCLW) 进行对比分析。

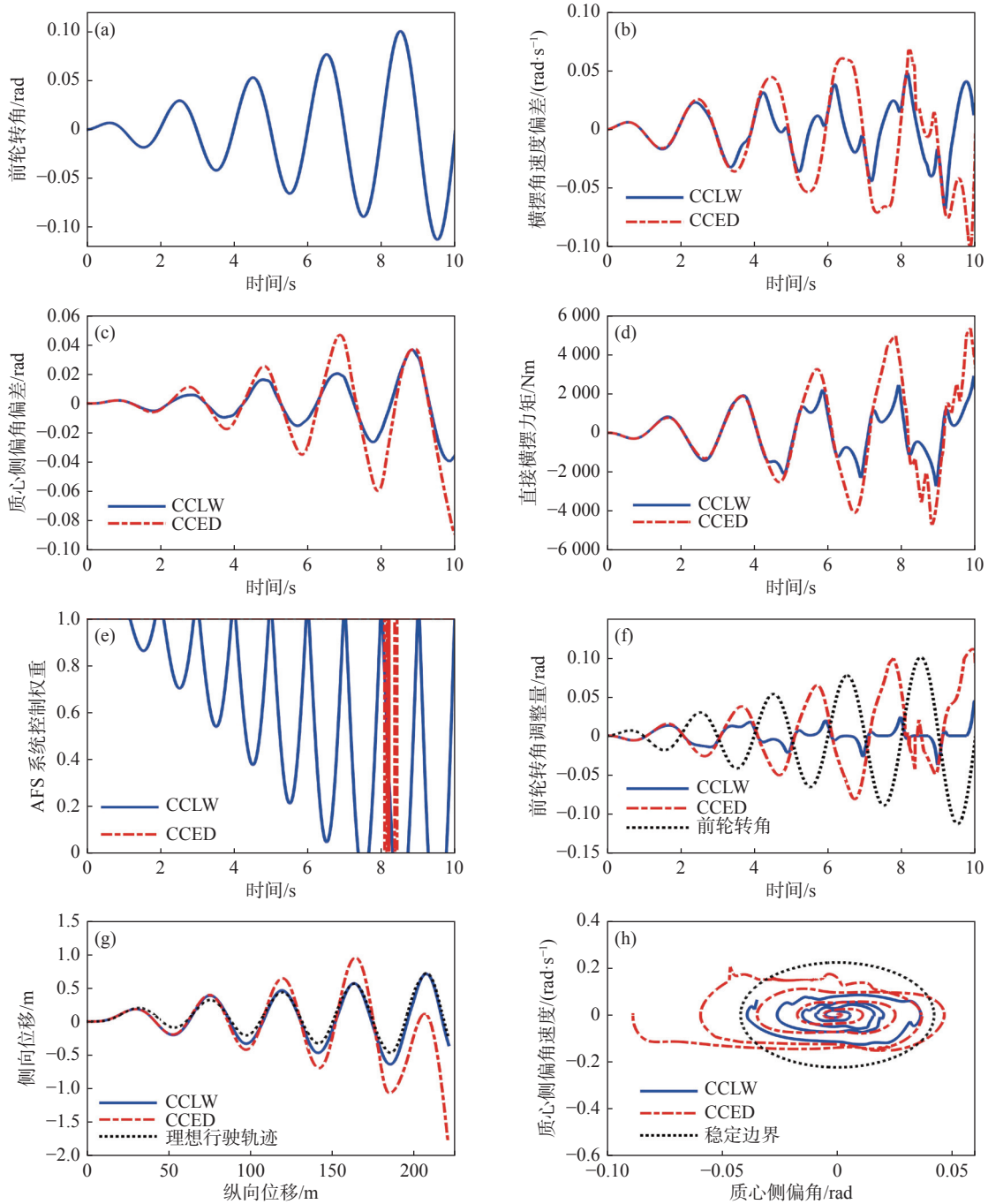


图 10 CCLW 与 CCED 控制性能对比分析

Fig. 10 Comparative analysis of control performance between CCLW and CCED

图 10(b) 和 (c) 分别为 CCLW 和 CCED 两种控制策略下横摆角速度和质心侧偏角与理想值的偏差对比。由图可知, CCLW 策略的车辆操纵稳定性明显优于 CCED 策略。横摆角速度、质心侧偏角和轨迹跟踪误差的最大值和均方根值如表 4 所示。由表 4 可知, CCLW 策略的横摆角速度偏差的最大值和均方根值比 CCED 策略分别降低了 33% 和 42.11%。CCLW 策略的质心侧偏角偏差最

大值和均方根值比 CCED 策略分别降低了 56.18% 和 38.46%, 车辆的操纵稳定性综合性能提升约 40.29%, 说明 CCLW 策略极大地提高了车辆的操纵稳定性。图 10(d) 为两种控制策略下由滑模控制器输出的车辆所需直接横摆力矩。由图可知在 4 s 后, 由于 CCED 策略下车辆的横摆角速度与质心侧偏角与理想值有较大的偏差, 车辆需要更大的直接横摆力矩来维持车辆的操纵稳定性, 所以滑模控制器

表 3 车辆模型参数  
Tab. 3 Vehicle parameters

参数符号	参数名称	参数值
$m/\text{kg}$	整车质量	1200
$I_z/\text{kgm}^2$	绕Z轴的转动惯量	1900
$a/\text{m}$	前轴到质心的距离	1.016
$b/\text{m}$	后轴到质心的距离	1.436
$t_w/\text{m}$	轮距	1.36
$J_w/\text{kgm}^2$	车轮转动惯量	0.4892
$R_w/\text{m}$	车轮滚动半径	0.287
$h_g/\text{m}$	整车质心高度	0.57

输出的直接横摆力矩要大于 CCLW 策略。从图 10(e) 所示的 AFS 系统控制权重可知,除了前轮转角幅值比较小的前 1 s, CCLW 策略大多同时采用 AFS 和 DYC 两个系统共同控制。但 CCED 策略更多的是单独采用 AFS 系统进行控制,直到 8 s 以

后才让 DYC 系统介入。从图 11(a) 和 (b) 的左右侧车轮转矩图也能看出,前 8 s 内,由于 CCED 策略没有让 DYC 系统介入控制,左右侧车轮的转矩基本没有变化。这种差异是因为车辆的横向稳定性指标不能直接反映轮胎侧向力的非线性特性,导致基于稳定性指标的协同策略无法充分发挥 AFS 和 DYC 的优势。从图 11(c) 和 (d) 的轮胎侧向力变化曲线也可以看出,随着前轮转角的不断增大,轮胎的侧向力会达到饱和,此时仅采用 AFS 控制无法使轮胎的侧向力进一步增大。由图 10(f) 所示的前轮转角调整量可知,过多的 AFS 控制导致 CCED 策略的前轮转角调整量长时间处于较大值,容易导致车辆失去轨迹跟踪能力。图 10(g) 显示 CCLW 策略能保证车辆精确跟踪参考轨迹,但 CCED 策略却严重偏离参考轨迹。由表 4 可知, CCLW 策略的横向位移偏差最大值和均方根值分

表 4 CCLW 与 CCED 控制策略对比  
Tab. 4 Comparison of CCLW and CCED

控制策略	横摆角速度偏差最大值 $e_{\dot{\gamma}\text{-max}}/(\text{rad/s})$	横摆角速度偏差均方根值 $e_{\dot{\gamma}\text{-rms}}/(\text{rad/s})$	质心侧偏角偏差最大值 $e_{\beta\text{-max}}/\text{rad}$	质心侧偏角偏差均方根值 $e_{\beta\text{-rms}}/\text{rad}$	横向位移偏差最大值 $e_{y\text{-max}}/\text{m}$	横向位移偏差均方根值 $e_{y\text{-rms}}/\text{m}$
CCLW	0.067	0.022	0.039	0.016	0.171	0.079
CCED	0.100	0.038	0.089	0.026	1.562	0.361

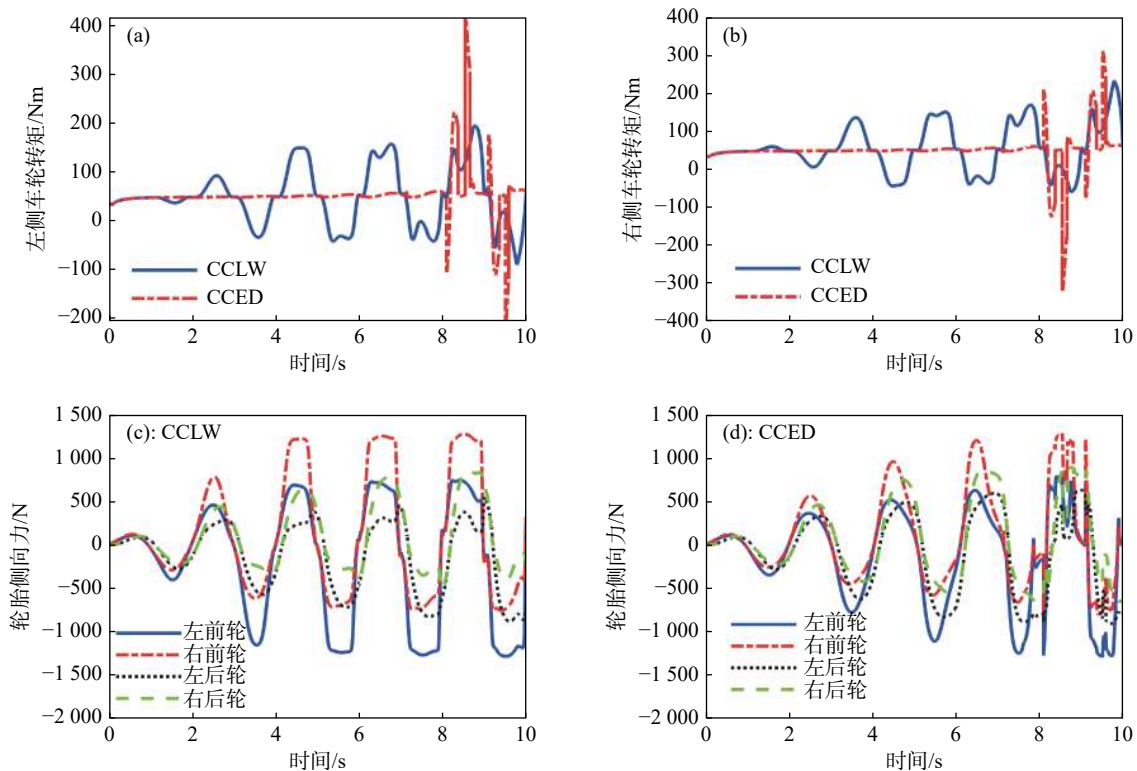


图 11 CCLW 与 CCED 控制下的车轮转矩与轮胎侧向力

Fig. 11 Wheel torque and lateral tire force under CCLW and CCED

别比 CCED 策略低 89.05% 和 78.12%。图 10(h) 为 CCLW 和 CCED 两种协同策略的质心侧偏角-质心侧偏角速度相平面图, 图中的稳定边界由文献 [15] 中式 (13) - (16) 确定。由图可知, CCLW 策略能将车辆状态控制在稳定边界内, 但 CCED 策略的车辆状态超出了稳定域范围。这是因为 CCED 策略在确定稳定域和可拓域的边界时, 未考虑路面附着系数、车速和前轮转角对边界的影响, 所以在极限工况下无法准确评价车辆稳定性。

## 5 结论

为充分发挥 AFS 和 DYC 控制的优势, 提高分布式驱动电动汽车在极限工况下的操纵稳定性, 提出了一种 AFS/DYC 协同控制策略, 得出以下结论。

1) 建立的两个临界前轮转角模型能对轮胎侧向力特性曲线的 3 个区域进行准确的划分, 最大相对误差仅为 5.42%。由于可根据直接测量的前轮转角进行决策, 因此该模型具有较好的应用价值。

2) 基于轮胎侧向力特性区域确定 AFS 和 DYC 的工作区域, 能准确判断 AFS 控制减弱和失效的时机, 并使 DYC 及时介入共同控制, 能对极限工况下车辆的横向稳定性进行有效控制。

3) 与相平面可拓域的协同控制策略相比, 提出的协同控制策略使车辆操纵稳定性综合性能提升 40.29%, 横向位移偏差最大值降低 89.05%。因此, 本文提出的基于轮胎侧向力特性的协同控制策略不仅能保证车辆的轨迹跟踪精度, 而且极大地提高了车辆在极限工况下的操纵稳定性。

## 参 考 文 献

- [1] 殷国栋, 金贤建, 张云. 分布式驱动电动汽车底盘动力学控制研究综述 [J]. 重庆理工大学学报 (自然科学), 2016(8): 13 - 19.
- YIN G D, JIN X J, ZHANG Y. Overview for chassis vehicle dynamics control of distributed drive electric vehicle [J]. Journal of Chongqing University of Technology (Social Science), 2016(8): 13 - 19.
- [2] 余卓平, 冯源, 熊璐. 分布式驱动电动汽车动力学控制发展现状综述 [J]. 机械工程学报, 2013, 49(8): 105 - 114.
- YU Z P, FENG Y, XIONG L. Review on vehicle dynamics control of distributed drive electric vehicle [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(8): 105 - 114.
- [3] 喻凡, 李道飞. 车辆动力学集成控制综述 [J]. 农业机械学报, 2008, 39(6): 1 - 7.
- YU F, LI D F. Review on integrated vehicle dynamics control [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(6): 1 - 7.
- [4] 姜炜, 余卓平, 张立军. 汽车底盘集成控制综述 [J]. 汽车工程, 2007, 29(5): 420 - 425.
- JIANG W, YU Z P, ZHANG L J. A review on integrated chassis control [J]. Automotive Engineering, 2007, 29(5): 420 - 425.
- [5] 魏建伟, 魏民祥, 赵万忠. 融合主动转向功能的动力转向系统综述 [J]. 机械科学与技术, 2011, 30(6): 913 - 917.
- WEI J W, WEI M X, ZHAO W Z. A review of power steering systems integrated with active steering [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2011, 30(6): 913 - 917.
- [6] 黄炳华, 陈祯福. 汽车主动转向系统的特性研究 [J]. 武汉理工大学学报 (信息与管理工程版), 2008, 30(3): 420 - 423.
- HUANG B H, CHEN Z F. Study on the characteristics of active steering systems [J]. Journal of Wuhan University of Technology (Information & Management Engineering), 2008, 30(3): 420 - 423.
- [7] 蒋励, 余卓平, 高晓杰. 宝马主动转向技术概述 [J]. 汽车技术, 2006(4): 1 - 4.
- JIANG L, YU Z P, GAO X J. The summary of BMW active steering technology [J]. Automobile Technology, 2006(4): 1 - 4.
- [8] ASIABAR A N, KAZEMI R. A direct yaw moment controller for a four in-wheel motor drive electric vehicle using adaptive sliding mode control [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 2019, 233(3): 549 - 567.
- [9] LENZO B, ZANCHETTA M, SORNIOTTI A, et al. Yaw rate and sideslip angle control through single input single output direct yaw moment control [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2021, 29(1): 124 - 139.
- [10] JIN X J, YU Z T, YIN G D, et al. Improving vehicle handling stability based on combined AFS and DYC system via robust takagi-sugeno fuzzy control [J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2018, 19(8): 2696 - 2707.
- [11] CHENG S, LI L A, LIU C Z, et al. Robust LMI-based H-infinite controller integrating AFS and DYC of autonomous vehicles with parametric uncertainties [J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems, 2021, 51(11): 6901 -

6910.

[12] LIANG J H, LU Y B, YIN G D, et al. A distributed integrated control architecture of AFS and DYC based on MAS for distributed drive electric vehicles[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2021, 70(6): 5565 – 5577.

[13] FU Z J, LI B. Adaptive optimal control for integrated active front steering and direct yaw moment based on approximate dynamic programming[J]. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*, 2017, 12(1/2): 17.

[14] MIRZAEI M, MIRZAEINEJAD H. Fuzzy scheduled optimal control of integrated vehicle braking and steering systems[J]. *ASME Transactions on Mechatronics*, 2017, 22(5): 2369 – 2379.

[15] 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: 104504.

[16] WU X J, ZHOU B, WEN G L, et al. Intervention criterion and control research for active front steering with consideration of road adhesion[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2018, 56(4): 553 – 578.

[17] ZHAO J, WONG P K, MA X B, et al. Chassis integrated control for active suspension, active front steering and direct yaw moment systems using hierarchical strategy[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2017, 55(1): 72 – 103.

[18] FENG T, WANG Y P, LI Q. Coordinated control of active front steering and active disturbance rejection sliding mode-based DYC for 4WID-EV[J]. *Measurement and Control*, 2020, 53(9/10): 1870 – 1882.

[19] HU J J, HU Z H, FU C Y, et al. Integrated control of AFS and DYC for in-wheel-motor electric vehicles based on operation region division[J]. *International Journal of Vehicle Design*,

2019, 79(4): 221.

[20] PACEJKA H B, BAKKER E. The magic formula tyre model[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1992, 21(sup001): 1 – 18.

[21] ARIPIN M K, MD SAM Y, DANAPALASINGAM K A, et al. A review of active yaw control system for vehicle handling and stability enhancement[J]. *International Journal of Vehicular Technology*, 2014, 2014: 1 – 15.

[22] LI B, RAKHEJA S, FENG Y. Enhancement of vehicle stability through integration of direct yaw moment and active rear steering[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2016, 230(6): 830 – 840.

[23] 陈无畏, 孙晓文, 汪洪波. 汽车差动助力转向系统的可拓协调控制[J]. *中国科学(技术科学)*, 2017, 47(3): 324 – 335.

CHEN W W, SUN X W, WANG H B. Extension coordinated control of automotive differential drive assisted steering system[J]. *Scientia Sinica (Technologica)*, 2017, 47(3): 324 – 335.

[24] WANG J N, LUO Z, WANG Y, et al. Coordination control of differential drive assist steering and vehicle stability control for four-wheel-independent-drive EV[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2018, 67(12): 11453 – 11467.

[25] CHEN W, ZHANG L, PEI X P. Probability evaluation of excess voltage in a distribution network with uneven charging electric vehicle load[J]. *Journal of Electrical Engineering & Technology*, 2022, 17(1): 15 – 23.

[26] SIERRA C, TSENG E, JAIN A, et al. Cornering stiffness estimation based on vehicle lateral dynamics[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2006, 44(sup1): 24 – 38.

[27] ABE M. *Vehicle handling dynamics: theory and application*[M]. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2015.

(责任编辑:夏书林)