

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.202010015



AFS/DYC 协调控制的分布式 驱动电动汽车稳定性控制

赵树恩¹, 胡洪银¹, 景东印²

(1. 重庆交通大学 机电与车辆工程学院, 重庆 400074;
2. 重庆宗申航空发动机制造有限公司, 重庆 400014)

摘要: 为进一步提高分布式驱动电动汽车行驶过程中的稳定性,提出主动前轮转向(AFS)和直接横摆力矩控制(DYC)协调控制策略.为提高车辆稳态行驶时转向能力,设计基于滑模控制(SMC)的前轮主动转向控制器实时修正前轮转角;以维持车辆工作在稳态工作区为控制目标,设计基于模型预测控制(MPC)的车辆稳定性控制器,通过设定的分配规则按轴荷比等比例分配各轮驱/制动力矩.利用相平面法作为判定依据自适应分配各控制器权重,实现控制器之间的切换.在连续转向工况下,对控制算法进行仿真验证.结果表明:在相同转角输入下,相较于无控车辆,受控状态下车辆的横摆稳定性提高了 16%,行驶状态得到了改善.

关键词: 主动前轮转向;直接横摆力矩控制;滑模控制;模型预测控制;相平面法

中图分类号: U 461.99 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2021)05-0571-09

Stability Control of Distributed Drive Electric Vehicle Based on AFS/DYC Coordinated Control

ZHAO Shuen¹, HU Hongyin¹, JING Dongyin²

(1. School of Mechatronics and Vehicle Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China;
2. Chongqing Zongshen Aviation Engine Manufacturing Limited Company, Chongqing 400014, China)

Abstract: To improve the stability of the distributed drive electric vehicle during driving, a coordinated control strategy of active front steering (AFS) and direct yaw moment control (DYC) was proposed. In order to improve the steering ability of the vehicle during steady-state driving, a front-wheel active steering controller based on sliding mode control (SMC) was designed to correct the front-wheel angle in real time. As the control goal of keeping the vehicle working in the steady-state area, a vehicle stability controller based on model predictive control (MPC) was designed, and the wheel drive/braking torque was distributed in equal proportions according to the axle load ratio through the set distribution rules. The phase plane method was used as the decision basis for the weight adaptive assignment of each controller to realize the switching between the controllers. Under continuous steering conditions, the control algorithm was simulated and verified. The results show that: under the same input angle, the yaw stability of the vehicle under the controlled state is increased by 16%, and the driving state is improved compared with the uncontrolled vehicle.

Keywords: active front steering; direct yaw moment control; sliding mode control; model predictive control; phase plane method

收稿日期: 2020-10-12

通信作者: 赵树恩(1972-),男,教授,博士,主要从事汽车主动安全技术的研究. E-mail: zse0916@163.com.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52072054);重庆市自然科学基金资助项目(cstc2018jcyjAX0422)

分布式驱动电动汽车的出现掀起了新能源汽车领域的一股浪潮,因其具有独特的优势和特点,近年来受到了广泛关注和发展,其行驶稳定性控制也成为研究热点^[1]. 早期大量文献设计了层次化结构控制器,为解决车辆稳定性问题奠定了基础^[2-5]. 在此基础上,许多学者进行了优化和完善. 马晓军等^[6]在分层控制结构基础上,设计横摆角速度和质心侧偏角的联合控制方法,采用滑模控制理论解决多轮独立驱动车辆稳定性问题; Zhang 等^[7]通过扭矩矢量控制,研究一种车轮滑转、偏航角速率和侧偏角度集成控制,提高了四轮内电机的电动汽车的纵、横向稳定性; 景东印^[8]通过分层控制器实现车辆操纵稳定性的提升,主要采用模型预测控制理论和模糊控制理论; Metzler 等^[9]提出一种基于显示模型预测的横摆和横向稳定性控制器,很大程度上提升了车辆的稳定性,但却降低了控制系统的实时性. 另外,学者们采用较新颖的方法,如最优转矩分配控制策略^[10]、自适应滑模控制^[11]等控制方法,在解决车辆稳定性控制问题时起到了良好的效果.

针对极限工况下的车辆稳定性控制,一些学者进行了研究^[12-13],但仍存在一些不足,如未考虑车辆系统运行的实时问题,有些系统结构的复杂度也大大增加. 为了解决车辆稳定性控制实时性不足的问题,本文针对分布式驱动电动汽车,设计车辆主动前轮转向(AFS)和直接横摆力矩控制(DYC)的协调控制策略,根据车辆运行状态实时切换控制器,实现车辆横摆稳定性控制,并在 Matlab/Simulink 仿真环境中验证提出控制策略的有效性.

1 整车动力学建模

1.1 车辆动力学模型

建立车辆动力学模型时提出两点假设:1) 不考虑悬架对车辆运动的影响,忽略垂向运动及车身的俯仰、侧倾;2) 只考虑轮胎纯侧偏特性. 建立纵向、横向及横摆三自由度模型,车辆动力学模型,如图 1 所示. 图 1 中: a, b 分别为车辆质心到前轴和后轴的距离; c 为轴距, $c = a + b$; $F_{x,i}, F_{y,i}$ 分别为轮胎所受纵向力和侧向力, $i = fl, fr, rl, rr$ 分别表示左前轮,右前轮,左后轮,右后轮; v_x, v_y 分别为车辆的纵向、横向速度; γ, δ 分别为横摆角速度与前轮转角; α_f, α_r 分别为车辆前、后轮侧偏角; ΔM_z 为附加横摆力矩; β 为车辆质心侧偏角.

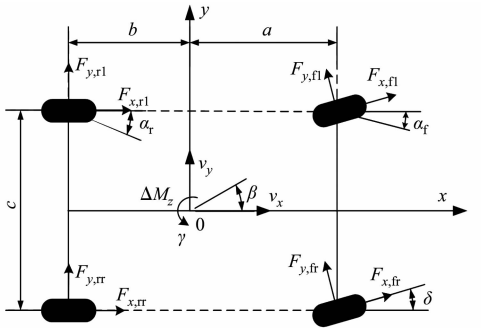


图 1 车辆动力学模型

Fig. 1 Vehicle dynamics model

整车动力学方程为

$$\left. \begin{aligned} m(\dot{v}_x - v_y \gamma) &= F_{x,rl} + F_{x,rr} + (F_{x,fl} + F_{x,fr}) \cos \delta - (F_{y,fl} + F_{y,fr}) \sin \delta, \\ m(\dot{v}_y + v_x \gamma) &= F_{y,rl} + F_{y,rr} + (F_{x,fl} + F_{x,fr}) \sin \delta + (F_{y,fl} + F_{y,fr}) \cos \delta, \\ I_z \dot{\gamma} &= a[(F_{x,fl} + F_{x,fr}) \sin \delta + (F_{y,fl} + F_{y,fr}) \cos \delta] - b(F_{y,rl} + F_{y,rr}) + \\ &\quad \frac{c}{2}[(F_{x,fr} - F_{x,fl}) \cos \delta + (F_{y,fl} - F_{y,fr}) \sin \delta + (F_{x,rr} - F_{x,rl})] + \Delta M_z. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式(1)中: m 为整车质量; I_z 为车辆转动惯量(绕 z 轴).

1.2 驱动系统模型

分布式驱动电动车驱动系统选用永磁同步轮毂电机,其车轮受力平衡图,如图 2 所示. 其力矩平衡方程式为

$$I_w \dot{\omega}_i = T_i - R F_{x,i}, \quad i = fl, fr, rl, rr. \quad (2)$$

式(2)中: I_w 为轮胎转动惯量; ω_i 为车轮转速; T_i 为各轮驱动力矩; R 为轮胎半径.

由于电机的动态响应相较于车轮的动力学响应更加迅速,因此,将驱动系统在转矩控制时等价为一个二阶系统,电机实际转矩 T_m 到目标转矩 T_d 之间的传递函数 $G(s)$ ^[14] 为

$$G(s) = \frac{T_m}{T_d} = \frac{1}{2\xi^2 s^2 + 2\xi s + 1}. \quad (3)$$

式(3)中: ξ 为电机特性参数.

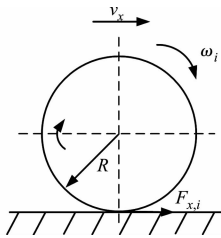


图 2 车轮受力平衡图

Fig. 2 Wheel force balance diagram

考虑电机转矩在传递中的磁滞阻尼及机械损耗,得到轮胎驱动力矩表达式为

$$T_i = G(s) T_d - I_m \dot{\omega}_m - \Omega_\omega \omega_m. \tag{4}$$

式(4)中: I_m 为电机转子的转动惯量; Ω_ω 为阻力系数; ω_m 为电机角速度.

1.3 轮胎模型

轮胎模型采用结构形式简单且包含了纵向和横向滑移率的非线性 Dugoff 轮胎模型^[15]. 轮胎的侧偏力(F_y)与侧偏角(α)关系曲线,如图 3 所示.

轮胎的横、纵向力表示为

$$\left. \begin{aligned} F_{x,i} &= C_{x,i} \frac{\lambda_i}{1+\lambda_i} f(s_i), \\ F_{y,i} &= C_{y,i} \frac{\tan \alpha_i}{1+\lambda_i} f(s_i). \end{aligned} \right\} \tag{5}$$

式(5)中: $C_{x,i}$, $C_{y,i}$ 分别为各轮的纵向、侧向刚度; α_i 为各轮侧偏角; λ_i 为各轮纵向滑移率; s_i 为轮胎动态参数,

$$s_i = \frac{\mu F_{z,i} (1+\lambda_i)}{2[(C_{x,i} \lambda_i)^2 + (C_{y,i} \tan \alpha_i)^2]^{1/2}}, \tag{6}$$
$$f(s_i) = \begin{cases} 1, & s_i \geq 1, \\ s_i(2-s_i), & s_i < 1. \end{cases}$$

式(6)中: μ 为路面附着系数; $F_{z,i}$ 为各轮的垂向载荷.

各轮纵向滑移率 λ_i 定义为

$$\lambda_i = \frac{|R\omega_i - v_x|}{\max(R\omega_i, v_x)}. \tag{7}$$

各轮侧偏角 α_i 定义为

$$\alpha_{fl} = \delta - \arctan\left(\frac{v_y + a\gamma}{v_x + c/2}\right), \quad \alpha_{fr} = \delta - \arctan\left(\frac{v_y + a\gamma}{v_x - c/2}\right),$$
$$\alpha_{rl} = \arctan\left(\frac{-v_y + b\gamma}{v_x + c/2}\right), \quad \alpha_{rr} = \arctan\left(\frac{-v_y + b\gamma}{v_x - c/2}\right).$$

在计算 4 个车轮垂直载荷时,考虑了车辆在实际行驶过程中因为纵向、横向速度变化发生载荷转移^[16],各轮载荷值表示为

$$F_{z,fl} = m \left(\frac{a}{a+b} g - \frac{h_g}{a+b} a_x \right) \left(\frac{1}{2} - \frac{h_g a_y}{cg} \right), \tag{8}$$

$$F_{z,fr} = m \left(\frac{a}{a+b} g - \frac{h_g}{a+b} a_x \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{h_g a_y}{cg} \right), \tag{9}$$

$$F_{z,rl} = m \left(\frac{a}{a+b} g + \frac{h_g}{a+b} a_x \right) \left(\frac{1}{2} - \frac{h_g a_y}{cg} \right), \tag{10}$$

$$F_{z,rr} = m \left(\frac{a}{a+b} g + \frac{h_g}{a+b} a_x \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{h_g a_y}{cg} \right). \tag{11}$$

式(8)~(11)中: h_g 为车辆质心高度; g 为重力加速度, $g = 9.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$; a_x , a_y 分别为车辆的纵向、横向加速度.

2 车辆稳定性控制器设计

控制策略框图,如图 4 所示. 图 4 中: β_d 与 γ_d 分别为车辆理想质心侧偏角和横摆角速度; β' 为质心侧偏角速度; Q_{AFS} 为 AFS 控制权重; Q_{DYC} 为 DYC 控制权重; SMC 为滑模控制; MPC 为模型预测控制; $\Delta\delta$ 为附加前轮转角; T_{max} 为电机最大驱动力矩.

协调控制器通过相平面法判定依据输出两控制器控制权重,控制输出附加前轮转角与最优横摆力

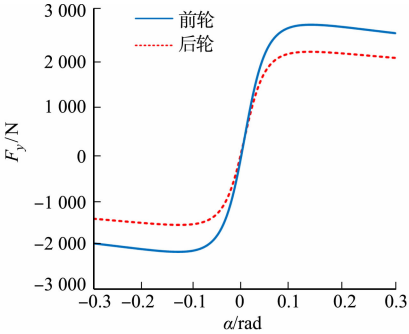


图 3 侧偏力与侧偏角关系曲线
Fig. 3 Relationship curves between cornering force and cornering angle

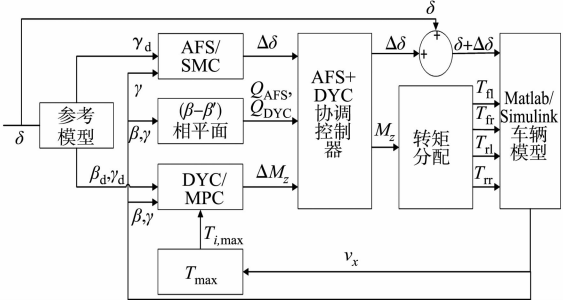


图 4 控制策略框图

Fig. 4 Control strategy block diagram

矩;通过转矩分配规则控制各轮驱/制动力矩,在附加转角共同作用下,实现对车辆稳定性控制的目的.

2.1 理想参考模型

考虑质心侧偏角(β),横摆角速度(γ)对车辆稳定性的影响,建立车辆二自由度期望模型,如图 5 所示.

车辆二自由度期望模型状态方程描述为

$$\dot{\mathbf{X}}=\mathbf{A}_d\mathbf{X}+\mathbf{B}_d\delta.$$
 (12)

式(12)中: $\mathbf{A}_d=\begin{bmatrix}a_{11}&a_{12}\\a_{21}&a_{22}\end{bmatrix},a_{11}=-\frac{k_1+k_2}{mv_x},a_{12}=\frac{bk_2-ak_1}{mv_x^2}-1,a_{21}=-\frac{ak_1-bk_2}{I_z},a_{22}=-\frac{a_2k_1+b_2k_2}{I_zv_x},k_1,k_2$ 分别为前、后轴侧偏刚度; $\mathbf{B}_d=\begin{bmatrix}b_1\\b_2\end{bmatrix},b_1=\frac{k_1}{mv_x},b_2=\frac{ak_1}{I_z};\mathbf{X}=[\beta\ \gamma]^T$.

考虑到车辆在高速状态下行驶,为了保证车辆行驶的稳定性,取理想质心侧偏角幅值约束 $\beta_{\max}=\tan^{-1}(0.02\mu g)$. 同时,考虑路面附着能力对车辆侧向加速度的影响,取横摆角速度幅值约束 $\gamma_{\max}=\frac{0.85\mu g}{v_x}$. 则理想质心侧偏角 β_d 与理想横摆角速度 γ_d 的计算式为

$$\beta_d=\min(\beta,\beta_{\max})\operatorname{sgn}(\beta),$$
$$\gamma_d=\min(\gamma,\gamma_{\max})\operatorname{sgn}(\delta).$$

2.2 基于滑模控制(SMC)的前轮转角控制器设计

当车辆工作于稳态区域时,为了在时变的驾驶条件下车辆仍能保持较好的机动性能和稳定性,设计了基于 SMC 的主动前轮转向控制策略. 定义滑模切换函数 S 为车辆横摆角速度的实际值和理想值之差,将 $\sin \delta\approx 0$ 代入式(1),两边求导可得

$$\dot{S}=\dot{\gamma}-\dot{\gamma}_d=\left[a(F_{y,\text{fl}}+F_{y,\text{fr}})+\frac{c}{2}(F_{x,\text{fr}}-F_{x,\text{fl}})\right]\frac{\cos \delta}{I_z}+\left[-b(F_{y,\text{fl}}+F_{y,\text{fr}})+\frac{c}{2}(F_{x,\text{rr}}-F_{x,\text{rl}})\right]/I_z-\dot{\gamma}_d.$$
 (13)

滑模趋近律为 $\dot{S}=-K_1S-K_2\operatorname{sgn}(S)$, K_1 和 K_2 为正常数且满足 $\frac{dS^2}{2dt}=S(-K_1S-K_2\operatorname{sgn}(S))$ 远小于 0,再用饱和函数 $\operatorname{sat}(S)$ 替换符号函数 $\operatorname{sgn}(S)$, 则有

$$\operatorname{sat}(S)=\operatorname{sgn}(S)=\begin{cases} S, & |S|\leq 1, \\ \operatorname{sgn}(S), & |S|>1. \end{cases}$$
 (14)

综上可得附加前轮转角 $\Delta\delta$ 为

$$\Delta\delta=\arccos\left(\frac{I_z(-K_1S-K_2\operatorname{sat}(S))+\dot{\gamma}_d}{a(F_{y,\text{fl}}+F_{y,\text{fr}})+c(F_{x,\text{fr}}-F_{x,\text{fl}})/2}+\dots+\frac{b(F_{y,\text{rl}}+F_{y,\text{rr}})-c(F_{x,\text{rr}}-F_{x,\text{rl}})/2}{a(F_{y,\text{fl}}+F_{y,\text{fr}})+c(F_{x,\text{fr}}-F_{x,\text{fl}})/2}\right).$$
 (15)

2.3 基于 MPC 的直接横摆力矩控制器设计

当车辆失稳及处于失稳临界时,控制器切换至横摆力矩控制器,以保证车辆横摆稳定性. 设计模型预测控制器来实现横摆力矩的控制,系统状态空间方程表示为

$$\left\{\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}(t)&=\mathbf{A}_d\mathbf{x}(t)+\mathbf{B}_d\mathbf{u}(t), \\ \mathbf{y}(t)&=\mathbf{C}_1\mathbf{x}(t).\end{aligned}\right.$$
 (16)

式(16)中: $\mathbf{x}(t)=\begin{bmatrix}\beta\\\gamma\end{bmatrix};\mathbf{C}_1=\begin{bmatrix}1&0\\0&1\end{bmatrix};\mathbf{u}(t)=[\Delta M_z]$.

对式(16)以采样周期 τ_s 为步长离散处理后的增量形式^[17]为

$$\left\{\begin{aligned}\Delta\mathbf{x}(k+1)&=\mathbf{A}\Delta\mathbf{x}(k)+\mathbf{B}\Delta\mathbf{u}(k)+\mathbf{E}\Delta\boldsymbol{\delta}(k), \\ \mathbf{y}(k+1)&=\mathbf{C}\Delta\mathbf{x}(k)+\mathbf{y}(k).\end{aligned}\right.$$
 (17)

式(17)中: $\mathbf{A}=\exp(\mathbf{A}_d\tau_s);\mathbf{B}=\left[\int_0^{\tau_s}\exp(\mathbf{A}_dt)dt\right]\cdot\begin{bmatrix}1\\1/I_z\end{bmatrix};\mathbf{C}=\mathbf{C}_1;\mathbf{E}=\left[\int_0^{\tau_s}\exp(\mathbf{A}_dt)dt\right]\cdot\mathbf{B}_d$.

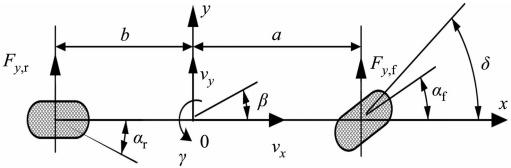


图 5 车辆二自由度期望模型
Fig. 5 Vehicle two-degree-of-freedom expectation model

设定预测时域为 p , 控制时域为 q , 且 $q < p$. 由模型预测控制理论可知, 附加横摆力矩 ΔM_z 在从 k 时刻变化至 $k+q$ 时, 控制系统输出为

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{S}_1 \Delta \mathbf{x}(k) + \mathbf{S}_2 \Delta \boldsymbol{\delta}(k) + \mathbf{S}_3 \Delta \mathbf{U}(k). \quad (18)$$

式(18)中: 各系数矩阵表示为

$$\mathbf{S}_1 = \begin{bmatrix} \mathbf{CA} \\ \sum_{n=1}^2 \mathbf{CA}^n \\ \vdots \\ \sum_{n=1}^p \mathbf{CA}^n \end{bmatrix}, \quad \mathbf{S}_2 = \begin{bmatrix} \mathbf{CB} \\ \sum_{n=1}^2 \mathbf{CA}^{n-1} \mathbf{B} \\ \vdots \\ \sum_{n=1}^p \mathbf{CA}^{n-1} \mathbf{B} \end{bmatrix}, \quad \Delta \mathbf{U}(k) = \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{u}(k | k) \\ \Delta \mathbf{u}(k+1) \\ \vdots \\ \Delta \mathbf{u}(k+q-1) \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{S}_3 = \begin{bmatrix} \mathbf{CB} & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \sum_{n=1}^2 \mathbf{CA}^{n-1} \mathbf{B} & \mathbf{CB} & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{n=1}^q \mathbf{CA}^{n-1} \mathbf{B} & \sum_{n=1}^{q-1} \mathbf{CA}^{n-1} \mathbf{B} & \sum_{n=1}^{q-2} \mathbf{CA}^{n-1} \mathbf{B} & \cdots & \mathbf{CB} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum_{n=1}^p \mathbf{CA}^{n-1} \mathbf{B} & \sum_{n=1}^{p-1} \mathbf{CA}^{n-1} \mathbf{B} & \sum_{n=1}^{p-2} \mathbf{CA}^{n-1} \mathbf{B} & \cdots & \sum_{n=1}^{p-q+1} \mathbf{CA}^{n-1} \mathbf{B} \end{bmatrix}_{p \times q}.$$

滚动求解中为使得直接横摆力矩实际值跟踪给定期望值 $\mathbf{u}(k+n)$, $n=1, \dots, p$, 构造二次型性能指标函数为

$$\min_{\Delta \mathbf{u}(k)} J(\mathbf{y}(k), \Delta \mathbf{u}(k)) = \sum_{n=1}^p \|\boldsymbol{\omega}_y(\mathbf{y}(k+n|k) - \mathbf{R}(k+1))\|^2 + \sum_{n=1}^q \|\boldsymbol{\omega}_u \Delta \mathbf{u}(k)\|^2. \quad (19)$$

式(19)中: $\boldsymbol{\omega}_y = \text{diag}(\omega_{y,1}, \omega_{y,2}, \dots, \omega_{y,p})$ 为输出加权矩阵; $\boldsymbol{\omega}_u = \text{diag}(\omega_{u,1}, \omega_{u,2}, \dots, \omega_{u,m})$ 为控制增量的加权矩阵; $\mathbf{y}(k+n|k)$, $\mathbf{R}(k+1)$ 分别为实际和理想模型输出的参考质心侧偏角和横摆角速度。

在约束条件下, 寻求最优直接横摆力矩控制问题可转化为

$$\begin{aligned} \min J(k) &= \|\boldsymbol{\omega}(k) - \mathbf{y}(k)\|_{\boldsymbol{\omega}_y}^2 + \|\mathbf{u}(k)\|_{\boldsymbol{\omega}_u}^2, \\ \text{s. t.} \quad &\left\{ \begin{aligned} \mathbf{c}\mathbf{x} &\leq \mathbf{d}, \\ \mathbf{u}(k+n) &\leq M_{\max}(k+n), \quad n=1, 2, \dots, q. \end{aligned} \right. \end{aligned} \quad (20)$$

式(20)中: \mathbf{x} 为状态向量; $\mathbf{c} = [1 \quad 1]$; $\mathbf{d} = [\beta_{\max} \quad \gamma_{\max}]$.

式(20)中, 控制系统在每一时刻计算带约束的二次型优化问题时, 可将其转化为标准二次规划形式进行求解, 即

$$\begin{aligned} \min J &= \min \mathbf{x}^T \mathbf{H}\mathbf{x} - \mathbf{g}^T \mathbf{x}, \\ \text{s. t.} \quad &\mathbf{c}\mathbf{x} \leq \mathbf{d}. \end{aligned} \quad (21)$$

式(21)中: \mathbf{H} 为 Hessian 矩阵。

2.4 车辆稳定性判定及控制权重分配

考虑到车辆行驶稳定性会受到质心侧偏角的影响, 利用相平面法判断车辆的行驶稳定状态^[18]. 无控制状态下, 车辆质心侧偏角-质心侧偏角速度($\beta\beta'$)相图(初始条件前轮转角 $\delta=0$, $v_x=20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), 如图 6 所示. 由图 6 确定失稳临界线。

平行线内部区域表征车辆处于稳定区域, 此时, 随机初始值(β_0', β_0)为起点的所有轨迹都向着稳定结点(0,0)趋近收敛; 平行线外部区域表征车辆处于不稳定工作状态。

车辆稳定区域表达式为

$$|B_1\beta' + B_2\beta| \leq 1. \quad (22)$$

通过 Matlab 软件计算可得车辆稳定工作状态边界参数 $B_1=16.67$, $B_2=116.67$.

根据相平面法判定依据,当车辆状态轨迹处于稳定区域时,车辆切换至 AFS 控制器,仅通过主动前轮转向来改善车辆的转向能力,维持车辆继续稳定行驶;当车辆的状态轨迹接近不稳定区域时,稳定性控制器开始参与控制过程,对应的主动前轮转角控制权重和稳定性控制权重分别减小和增加;当车辆状态轨迹进入不稳定区域时,此时车辆仅靠转向已经不能维持车辆稳定运行,控制器切换至 DYC,控制车辆迅速恢复至稳定工作状态.控制权重随车辆状态轨迹变化曲线,如图 7 所示.

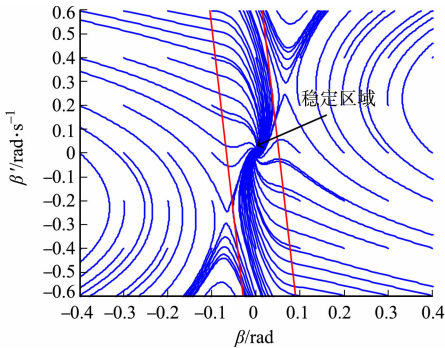


图 6 $\beta\beta'$ 相图
Fig. 6 $\beta\beta'$ phase diagram

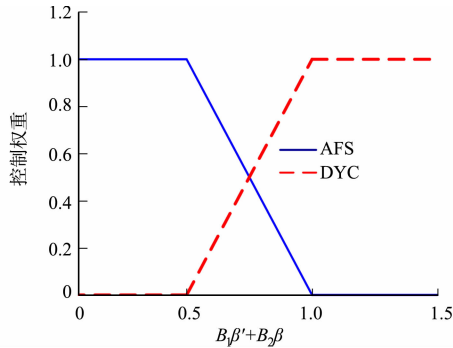


图 7 控制权重随车辆状态轨迹变化曲线
Fig. 7 Change curves of control weight with vehicle state trajectory

2.5 驱/制动力矩控制分配

根据各轮独立可控的特点,基于横摆力矩控制器得出的伪指令,以横摆角速度作为参考变量,制定不同转向工况下各轮驱/制动分配规则,如表 1 所示.

由车辆横摆动力学模型可知,附加横摆力矩与各轮驱/制动力矩满足

$$\left. \begin{aligned} \frac{c}{2} \left(\frac{T_{fl}}{R} + \frac{T_{fr}}{R} \right) \cos \delta + \frac{c}{2} \left(\frac{T_{rl}}{R} + \frac{T_{rr}}{R} \right) &= F_{x,all}, \\ \frac{c}{2} \left(\frac{T_{fl}}{R} - \frac{T_{fr}}{R} \right) \cos \delta + \frac{c}{2} \left(\frac{T_{rl}}{R} - \frac{T_{rr}}{R} \right) &= \Delta M_z. \end{aligned} \right\}$$

式中: $F_{x,all}$ 为克服地面阻力和风阻所需总的纵向力.

车辆转向行驶时,因质心位置变化而引起前、后轴载荷不均,为保证各轮转矩分配的合理性,使各轮同时工作在稳定区,采用轴荷比等比例分配各轮转矩.则每个车轮的轮胎力矩表达式分别为

$$\begin{aligned} T_{fl} &= \frac{F_{z,fl} + F_{z,fr}}{F_{z,all}} \left(\frac{F_{x,all}}{2} + \frac{\Delta M_z}{c} \right) R, & T_{fr} &= \frac{F_{z,fl} + F_{z,fr}}{F_{z,all}} \left(\frac{F_{x,all}}{2} - \frac{\Delta M_z}{c} \right) R, \\ T_{rl} &= \frac{F_{z,rl} + F_{z,rr}}{F_{z,all}} \left(\frac{F_{x,all}}{2} + \frac{\Delta M_z}{c} \right) R, & T_{rr} &= \frac{F_{z,rl} + F_{z,rr}}{F_{z,all}} \left(\frac{F_{x,all}}{2} - \frac{\Delta M_z}{c} \right) R. \end{aligned}$$

式中: $F_{z,all}$ 为轮胎的总载荷.

同时,考虑了轮毂电机最大输出转矩 T_{max} 及地面附着力 $\mu RF_{z,all}$ 对各轮输出转矩约束影响,因此,轮毂电机实际输出转矩表示为

$$T_{t,i} = \min(T_{max}, \mu RF_{z,all}, T_i), \quad i = fl, fr, rl, rr.$$

3 仿真及结果分析

在 Matlab/Simulink 仿真环境下,搭建稳定性控制器及分布式驱动电动汽车整车模型,设定路面附着系数为 0.85,选取正弦转向工况,在前轮转角幅值为 0.04 rad,纵向车速 $v_x = 60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的初始条件下,将文中协调控制方法与文献[19]提出的滑模控制方法进行对比.车辆模型参数,如表 2 所示.

前轮转角输入和附加前轮转角值,如图 8 所示.由图 8 可知:在滑模控制作用下,输出的附加转角在转向过程中比协调控制作用下的附加转角大,但两种控制器作用时均与转向输入趋势相同,表明所设计控制器相较于滑模控制,可以在外部转角输入变化很小情况下具有较好的跟踪控制性能,达到跟随控制

目标时对转向角控制修正的目的。

表 2 车辆模型参数
Tab. 2 Vehicle model parameters

参数	数值	参数	数值	参数	数值
m/kg	1 450	R/m	0.316	$k_1/\text{kN} \cdot \text{rad}^{-1}$	37.407
a/m	1.016	$I_z/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	1 523	$I_m/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	0.23
b/m	1.562	$I_w/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	2.310	$k_2/\text{kN} \cdot \text{rad}^{-1}$	51.918
c/m	1.739	$g/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	9.8	Ω_ω	0.004 6
h_g/m	0.540	$T_{\max}/\text{N} \cdot \text{m}$	500		

车辆在正弦转向工况下,滑模控制器和协调控制器输出的附加横摆力矩,如图 9 所示。由图 9 可知:滑模控制输出的附加力矩幅值大于协调控制输出的力矩值,表明设计的控制器能够在满足横摆稳定性的同时,使所需的附加力矩值更小,改善了系统的平稳性。

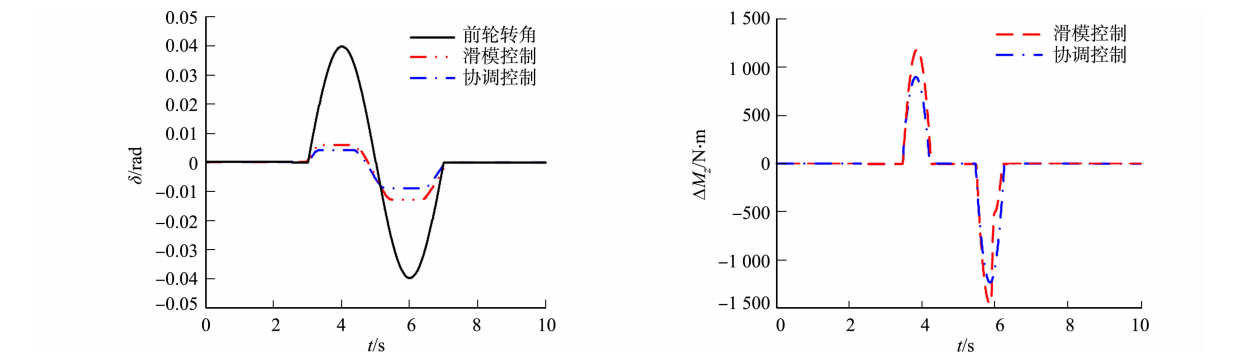


图 8 前轮转角及附加前轮转角值

图 9 附加横摆力矩值

Fig. 8 Front wheel angle and additional front wheel angle value

车辆运行中,AFS 和 DYC 的控制权重,如图 10 所示。由图 10 可知:车辆运行过程初期, $\beta\beta'$ 未超过触发限制,此时仅有主动前轮转向参与控制;随着转角的逐渐增加,车辆运动轨迹线开始接近设定稳定区域边界,直接横摆力矩控制器控制权重逐渐增加,而主动前轮转角控制器控制权重逐渐减小;当车辆行驶轨迹超过稳定区域边界时,以车辆稳定性为控制目标,相应的控制权重增加到 1,使车辆快速恢复至稳定行驶状态。

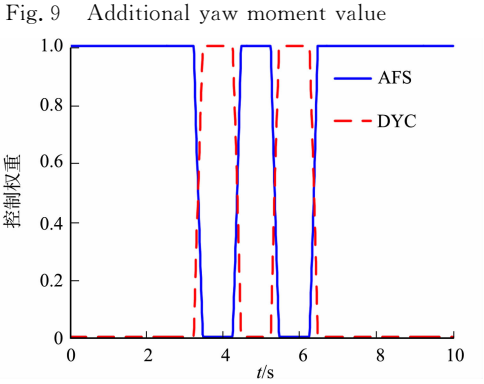
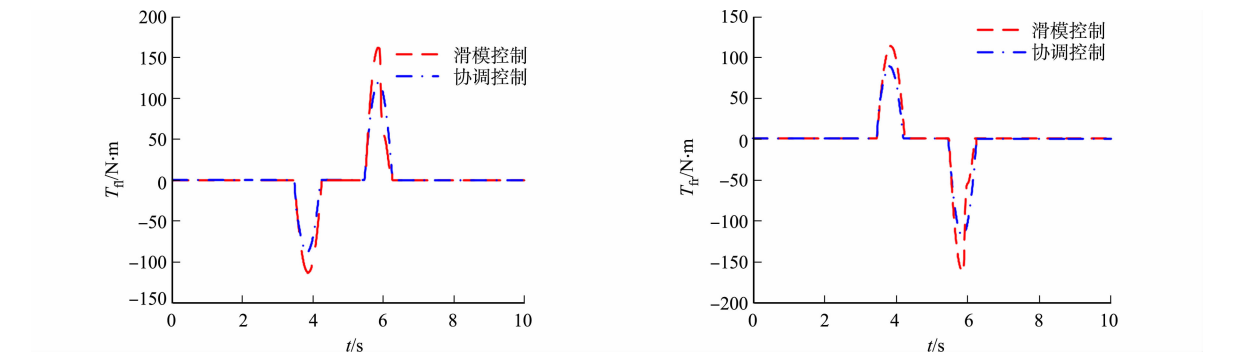


图 10 控制权重值

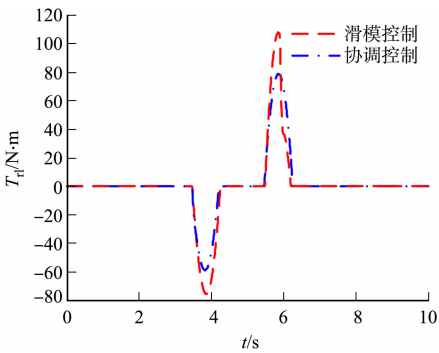
Fig. 10 Control weight value

仿真过程中,各轮的分配转矩,如图 11 所示。由图 11 可知:滑模变结构稳定性控制器中的力矩分配方法分配到车轮的转矩大于协调控制器的转矩值,说明所设计协调控制器能在满足控制目标的同时,减少对转矩的调整,使车辆的运行状态更加稳定,一定程度上避免了反复制/驱动造成的能量损耗。

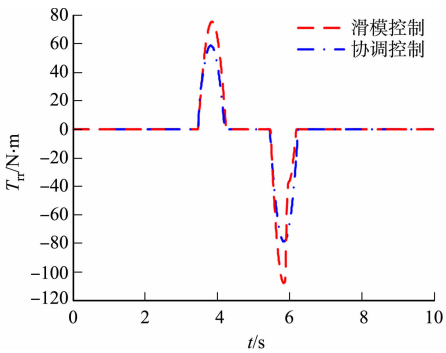


(a) 左前轮力矩值

(b) 右前轮力矩值



(c) 左后轮力矩值



(d) 右后轮力矩值

图 11 各轮的分配力矩

Fig. 11 Distribution torque of each wheel

各控制器作用下,横摆角速度的对比,如图 12 所示.由图 12 可知:相较于无控制时,在滑模控制方法和协调控制方法作用下,横摆响应能力均得到了改善;但文中的协调控制方法更接近理想值,相较于无控制时,横摆角速度提高了约 16%,车辆的横摆稳定性能得到了改善.

车辆行驶的相轨迹,如图 13 所示.由图 13 可知:当车辆运行轨迹超出稳定区域时,相较于滑模变结构稳定性控制器,文中设计的协调控制器通过施加一定的附加转角及调整各轮驱/制动力矩,使车辆的运行轨迹能更迅速地收敛于稳定区域,保证了车辆的正常行驶.

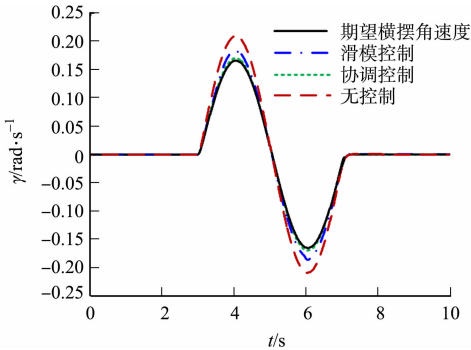


图 12 各控制器作用下横摆角速度的对比

Fig. 12 Comparison of yaw rates under various controllers

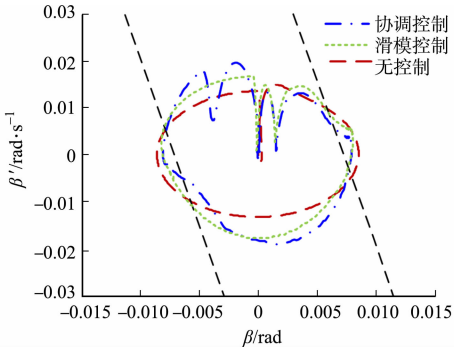


图 13 车辆行驶的相轨迹

Fig. 13 Phase trajectory of vehicle driving

4 结束语

针对分布式驱动电动汽车横摆稳定控制问题,提出主动前轮转向与直接横摆力矩协调控制策略.设计滑模控制器和模型预测控制器,分别控制前轮转角与期望横摆力矩;利用相平面法判定车辆稳定性,控制器根据车辆稳定状态自适应地调整控制权重,保证了车辆行驶稳定性的同时,提高系统的实时性.在正弦转向工况下,与滑模变结构稳定性控制方法进行仿真对比,结果表明:文中设计的控制策略保证了车辆在稳态行驶工况下的横摆稳定性能,提高了车辆转向能力;当车辆失稳时,能使车辆快速地恢复至稳态运行状态,有效提高了车辆稳定性和行驶安全性.

参考文献:

[1] 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. DOI: 10.3901/JME.2013.08.105.

[2] 刘志强,刘广.分布式驱动电动汽车稳定性控制仿真与试验[J].汽车工程,2019,41(7):792-799. DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2019.07.010.

[3] KATSUYAMA E. Decoupled 3D moment control using in-wheel motors[J]. Vehicle System Dynamics,2012,51(1): 18-31. DOI:10.1080/00423114.2012.708758.

[4] 林程,徐志峰,周逢军,等.分布式驱动电动汽车稳定性分层控制策略研究[J].北京理工大学学报,2015,35(5):490-

493. DOI:10.15918/j.tbit1001-0645.2015.05.011.
- [5] 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. DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2018.15.003.
- [6] 马晓军,王科涓,张征. 多轮独立电驱车辆横摆稳定性滑模控制研究[J]. 机械科学与技术,2021,40(3):442-447. DOI:10.13433/j.cnki.1003-8728.20200074.
- [7] ZHANG Lin, CHEN Hong, HUANG Yanjun, *et al.* Model predictive control for integrated longitudinal and lateral stability of electric vehicles with in-wheel motors[J]. IET Control Theory and Applications, 2020, 14(18): 2741-2751. DOI:10.1049/iet-cta.2020.0122.
- [8] 景东印. 基于分层控制的分布式驱动电动汽车操纵稳定性研究[D]. 重庆:重庆交通大学,2019.
- [9] METZLER M, TAVERNINI D, SORNIOTTI A, *et al.* Explicit nonlinear model predictive control for vehicle stability control[C]// Proceedings of the 9th International Munich Chassis Symposium. Munich: Springer Nature, 2019: 733-752. DOI:10.1007/978-3-658-22050-1_49.
- [10] LI Bin, GOODARZI A, KHAJEPOUR A, *et al.* An optimal torque distribution control strategy for four-independent wheel drive electric vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(8): 1172-1189. DOI: 10.1080/00423114.2015.1028414.
- [11] LI Shoutao, LIU Hui, ZHAO Di, *et al.* Adaptive sliding mode control of lateral stability of four wheel hub electric vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2020, 21(3): 739-747. DOI: 10.1007/s12239-020-0072-1.
- [12] 张缓缓,李庆望,彭博,等. 紧急避障工况下的分布式驱动电动汽车稳定性控制[J]. 汽车技术,2019(7):30-35. DOI:10.19620/j.cnki.1000-3703.20180954.
- [13] 李军,方春杰,束海波. 紧急制动工况下车辆的 PI 稳定性控制[J]. 华侨大学学报(自然科学版),2017,38(2):135-140. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201702001.
- [14] 冀杰,黄岩军,李云伍,等. 面向车辆操纵稳定性的主动差速器模型预测控制[J]. 汽车工程,2018,40(2):206-213. DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2018.02.014.
- [15] 周磊,张向文. 基于 Dugoff 轮胎模型的爆胎车辆运动学仿真[J]. 计算机仿真,2012,29(6):308-311. DOI:10.3969/j.issn.1006-9348.2012.06.078.
- [16] DOUMIATI M, VICTORINO A, LECHNER D, *et al.* Observers for vehicle tyre/road forces estimation: Experimental validation[J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(11): 1345-1378. DOI:10.1080/00423111003615204.
- [17] 陈虹. 模型预测控制[M]. 北京:科学出版社,2013.
- [18] 韩雪雯,何锋,张永德,等. 基于模糊控制的重型车辆侧倾稳定性分析[J]. 煤矿机械,2016,37(8):181-184. DOI: 10.13436/j.mkjx.201608073.
- [19] 杨康,王振臣,赵莎. 基于滑模变结构控制的车辆稳定性研究[J]. 现代制造工程,2014(10):53-59. DOI:10.16731/j.cnki.1671-3133.2014.10.024.

(责任编辑:黄晓楠 英文审校:崔长彩)