

DOI: 10.3901/JME.2022.10.209

电动轮驱动汽车空间稳定性底盘协同控制*

张利鹏 段嘉瑶 苏 泰 任晨辉

(燕山大学河北省特种运载装备重点实验室 秦皇岛 066004)

摘要: 电动轮驱动汽车可以独立控制各车轮驱/制动力矩,并能够通过驱动、制动、转向和悬架系统的协同显著提升线控底盘的动力学控制能力,但车辆各子系统控制功能的简单叠加无法发挥整车控制能力。为改善线控底盘的整车稳定性控制效果,提出综合前轮主动转向、四轮差动驱动和悬架主动调控的空间稳定性协同控制方法。搭建整车动力学仿真平台,分析车辆失稳过程特征;构建底盘协同控制架构,计算出车辆状态期望值及主动悬架介入条件,设计出前轮主动转向和四轮差动驱动直接横摆力矩控制权重分配方法;设计出基于模型预测控制的前轮主动转向控制器、基于滑模变结构控制的直接横摆力矩控制器及基于非奇异终端滑模控制的主动悬架控制器并完成了仿真验证。研究表明,提出的底盘协同控制方法在不同附着条件路面上均能保证车辆安全、稳定行驶,所完成研究为线控底盘集成控制策略开发提供了新思路。

关键词: 电动汽车; 轮毂电机; 线控底盘; 车辆动力学; 协同控制

中图分类号: U467

Chassis Cooperative Control of In-wheel Motors Drive Electric Vehicle for Improving Spatial Stability

ZHANG Lipeng DUAN Jiayao SU Tai REN Chenhui

(Hebei Key Laboratory of Special Delivery Equipment, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract: In-wheel motors drive electric vehicles can independently control the driving/braking torque of each wheel, and can significantly improves the dynamics control ability of the X-by-wire chassis through the coordination control of the driving, braking, steering and suspension system. However, the simple superposition of the control functions of the various subsystems of the vehicle cannot exert the control performance of the entire vehicle. In order to improve the stability control effect of vehicle with X-by-wire chassis, a coordinated control method for space stability that integrates front-wheel active steering, four-wheel differential drive and active suspension control is proposed. At first, the vehicle dynamics simulation model is built and the characteristics of vehicle instability process is analyzed. Then, the chassis cooperative control framework is constructed, the vehicle state expectation and the intervention conditions of active suspension system are calculated, and the weight distribution method of active front steering and four-wheel differential drive direct yaw moment control is designed. At last, an active front steering controller based on model predictive control, a direct yaw moment controller based on sliding mode control and an active suspension system controller based on non-singular terminal sliding mode control are designed and the simulation verification is completed. The research shows that the proposed chassis cooperative control strategy can ensure the safety and stability of the vehicle on roads with different adhesion conditions. The completed research provides a new idea for the development of X-by-wire chassis integrated control strategy.

Key words: electric vehicle; in-wheel motor; X-by-wire chassis; vehicle dynamics; cooperative control

0 前言

无人驾驶在提升车辆主动安全性和缓解道路交

通压力方面拥有巨大潜力,已成为当前汽车行业的重点研究方向^[1]。无人驾驶技术的核心硬件为线控底盘,线控底盘技术的发展将使传统汽车驾驶员操纵系统逐渐被线控系统所取代^[2-3],最终实现无人自

* 国家自然科学基金资助项目(51775478)。20210620 收到初稿, 20220120 收到修改稿

动驾驶。电动轮驱动汽车具备独立控制各车轮驱动/制动的能力^[4],便于实现复杂的运动学和动力学控制,是应用线控技术的便捷载体,被认为一种理想的无人驾驶车辆驱动形式^[5]。但电动轮驱动系统使汽车非簧载质量大幅增加,恶化了车辆的空间稳定性。因此,分析电动轮驱动汽车极限工况下的失稳特性,针对其特点制定高效的线控底盘协同控制策略,是有必要研究的内容。

线控转向系统是线控底盘的关键组成部分^[6],国内外学者对其开展了大量研究。ZHANG 等^[7]设计了横摆角速度反馈控制变传动比前轮主动转向控制器,仿真验证了该策略的正确性,但其仅能实现主动转向功能,还不满足线控底盘的高性能要求。ATTIA 等^[8]针对汽车纵向和横向动力学耦合特性,提出了一种基于非线性模型预测控制的主动转向控制策略,并对汽车动力系统进行控制,保证了车辆按参考轨迹行驶,但当车辆高速转弯时,车辆容易侧倾甚至侧翻。SHAO 等^[9]提出了一种鲁棒控制器,通过线控转向系统来降低车辆侧向加速度,以抑制车辆的侧翻危险。ATAEI 等^[10]为更有效地处理车辆侧翻问题,制定了一种新的侧翻指标,提出了一种基于前轮主动转向(Active front steering, AFS)的模型预测控制策略,将车辆限制在侧翻边界的安全区域内,但牺牲了车辆在极限工况下的机动能力。

电动轮驱动汽车可以通过差动驱动抑制车辆横摆和侧倾, HU 等^[11]为实现前轮主动转向完全失效时的横摆控制并保证前轮主动转向的瞬态控制性能,提出了一种基于差动驱动辅助转向的电动轮驱动汽车控制方法。YU 等^[12]基于层次控制方法,建立了一种采用直接横摆力矩控制(Direct yaw moment control, DYC)的分布式驱动电动汽车控制系统,改善了车辆在正常驾驶条件下的操纵性能。张利鹏等^[13]基于电动轮驱动汽车差动驱动产生的侧倾控制力矩,提出了横摆和侧倾联合解耦控制方法,在保证车辆横摆稳定性的前提下提高了抗侧倾性能。王伟达等^[14]分析了车辆转向受力对电动轮驱动汽车行驶稳定性的影响,提出了四轮转矩协调控制策略,为提升整车行驶稳定性提供了思路。

相关研究表明,单独控制线控转向或电动轮差动驱动总会牺牲车辆某方面性能,因此,国内外学者对两者协同控制做了研究。LIANG 等^[15-16]分别针对四轮转向汽车和前轮转向汽车提出了转向与DYC协调的控制方法,实现操纵性和稳定性之间的

平衡。SAIKIA 等^[17]提出了改进型 AFS 和 DYC 协同控制方法,有效提高了系统的跟踪性能并保证了轨迹的平滑跟踪。AHMADIAN 等^[18]提出了一种基于稳定性指标的 AFS 和 DYC 自适应协调技术,进一步提高了车辆在不同机动条件下的操纵稳定性跟踪性能。上述控制在保证车辆平面稳定性方面具有显著效果,但在控制车辆空间姿态方面能力薄弱。

主动悬架系统(Active suspension system, ASS)最初主要用来提升车辆的行驶平顺性^[19],由于其可单独产生对应位置的车身垂向力,亦可方便地控制车身姿态^[20]。一些学者将 ASS 也加入底盘协同控制策略中,进一步提高了车辆空间姿态控制能力。李刚等^[21]基于模型预测控制实现了 AFS/DYC 的水平集成控制和 AFS/DYC/ASS 的全局集成控制,使车辆有效跟踪期望值,提高了车辆极限工况下的稳定性和主动安全性。张利鹏等^[22]分析了电动轮驱动汽车线控底盘不同子系统间的影响关系,制定了底盘协同侧向稳定性控制方法,有效抑制了车辆的横摆和侧倾,为本文研究奠定了理论基础。

底盘协同控制技术一直是线控底盘领域待解决的主要问题。随着主动转向技术、电动轮驱动技术以及主动悬架技术的不断发展,底盘集成问题会愈加复杂化。建立精确的车辆动力学模型,分析控制目标的状态变化,制定高效的底盘协同控制策略,提升车辆的控制效果,是线控底盘领域的重点研究方向,还需在此方面展开进一步的理论研究。

根据以上分析,本文以搭载线控转向系统和主动悬架系统的电动轮驱动汽车为研究对象,建立 14 自由度车辆模型,以双移线工况为例分析车辆失稳特性,基于课题组前期研究基础制定相应的 AFS、DYC 和 ASS 协同控制策略,设计底盘各子系统控制器并完成控制效果的仿真验证,为线控底盘集成控制策略开发提供新思路。本文具体结构如下:第 1 节建立整车模型并完成模型验证;第 2 节分析车辆失稳特性;第 3 节制定底盘协同控制策略;第 4 节设计底盘各子系统控制器;第 5 节完成控制策略有效性的仿真验证;第 6 节得出结论。

1 整车动力学建模

1.1 车辆模型

针对本文所研究问题,建立包括车辆纵向、侧向运动,车身垂向、侧倾、俯仰、横摆运动,车轮

的旋转、垂向运动在内的 14 自由度空间动力学模型，如图 1 所示。图中， v 为矢量车速； v_x 为纵向车速； v_y 为侧向车速； z_s 为车辆垂向位移； β 为质心侧偏角； φ 为车身侧倾角； θ 为车身俯仰角； γ 为横摆角； ω_i 为各车轮的转速，下标 $i=1、2、3、4$ 分别表示左前、右前、左后和右后轮，下同； a 和 b 分别为质心到前轴和后轴的距离； w 为轮距； k_{si} 、 k_{ti} 分别为各悬架及各轮胎垂向刚度； c_{si} 为悬架阻尼； g 为重力加速度； q_i 为不平路面输入。

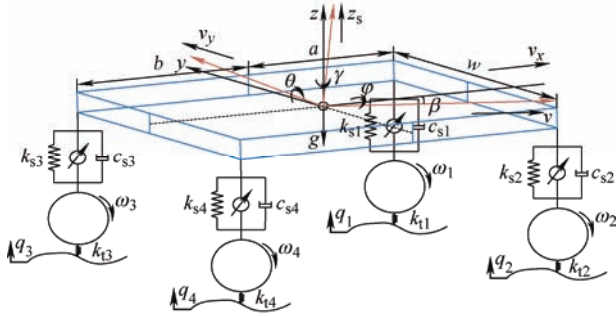


图 1 14 自由度车辆空间动力学模型

车辆动力学方程为

$$\begin{cases} m\ddot{a}_x = \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \cos \delta - F_{yi} \sin \delta) + \sum_{i=3}^4 F_{xi} - F_R \\ m\ddot{a}_y = \sum_{i=1}^2 (F_{yi} \cos \delta + F_{xi} \sin \delta) + \sum_{i=3}^4 F_{yi} \\ m_s \ddot{z}_s = \sum_{i=1}^4 F_{si} - m_s g \\ I_{xs} \ddot{\varphi} = m_s g h_s \sin \varphi + m_s a_y h_s \cos \varphi - \\ \quad \frac{w}{2} \left(\sum_{i=1,3} F_{si} - \sum_{i=2,4} F_{si} \right) + M_{xT} \\ I_{ys} \ddot{\theta} = a \sum_{i=1}^2 F_{si} - b \sum_{i=3}^4 F_{si} \\ I_z \ddot{\gamma} = a \left(\sum_{i=1}^2 F_{xi} \sin \delta + \sum_{i=1}^2 F_{yi} \cos \delta \right) + \\ \quad \frac{w}{2} \left[(F_{x2} - F_{x1}) \cos \delta + (F_{y1} - F_{y2}) \sin \delta + (F_{x4} - F_{x3}) \right] - b \sum_{i=3}^4 F_{yi} \end{cases} \quad (1)$$

式中， m 为整车质量， m_s 为车身质量， I_{xs} 、 I_{ys} 为车身绕侧倾轴线及俯仰轴线的转动惯量， I_z 为整车横摆转动惯量； a_x 为车辆纵向加速度， a_y 为车辆侧向加速度， $a_x = \dot{v}_x - v_y \dot{\gamma}$ ， $a_y = \dot{v}_y + v_x \dot{\gamma}$ ； F_{xi} 、 F_{yi} 分别为各车轮的轮胎纵向力和侧偏力， F_{si} 为各悬架作用力； δ 为前轮转角； F_R 为行驶阻力； h_s 为车身质心到侧倾轴线的距离； M_{xT} 为电动轮差动驱动时由

悬架导向机构作用于车身的侧倾力矩。

车轮旋转动力学方程为

$$I_{\omega} \dot{\omega}_i = T_{ei} - F_{xi} r - f_R F_{zi} \quad (2)$$

式中， I_{ω} 为车轮与轮毂电机总转动惯量， T_{ei} 为各车轮驱动力矩， r 为车轮半径， f_R 为滚动阻力系数， F_{zi} 为各车轮的轮胎垂向力。

悬架垂向动力学方程为

$$\begin{cases} m_{si} \ddot{z}_{si} = k_{si} (z_{ti} - z_{si}) + c_{si} (\dot{z}_{ti} - \dot{z}_{si}) + F_{ai} \\ m_{ti} \ddot{z}_{ti} = k_{ti} (q_i - z_{ti}) - k_{si} (z_{ti} - z_{si}) - \\ \quad c_{si} (\dot{z}_{ti} - \dot{z}_{si}) - F_{ai} \end{cases} \quad (3)$$

式中， F_{ai} 为主动悬架输出的等效作用力， z_{si} 、 z_{ti} 分别为各簧载质量及各非簧载质量的垂向位移。

轮胎模型采用“魔术公式”轮胎模型计算轮胎各向作用力，其表达式为

$$F(x) = D \sin \left(C \arctan \left[Bx - E (Bx - \arctan Bx) \right] \right) \quad (4)$$

式中， $F(x)$ 表示轮胎所受的纵向力或侧偏力， x 为轮胎的滑移率或侧偏角， B 、 C 、 D 、 E 为拟合参数，其计算公式及参数详见文献[23]。

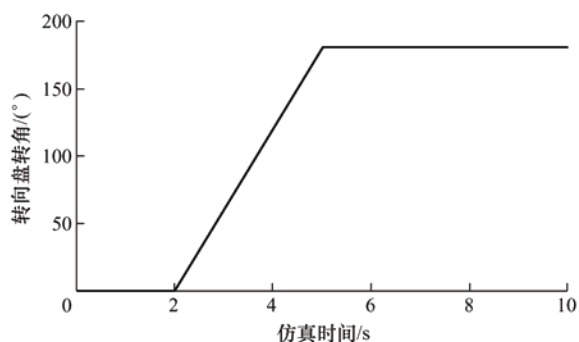
1.2 模型验证

本文研究的整车系统基本参数如表 1 所示。

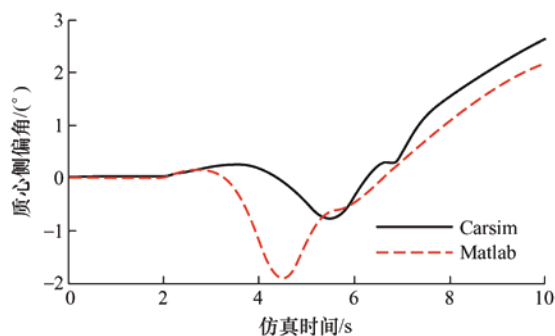
表 1 整车系统参数

参数	数值	参数	数值
整车质量 m/kg	1609	质心至前轴距离 a/m	1.05
车身质量 m_s/kg	1429	质心至后轴距离 b/m	1.569
质心高度 h_s/m	0.67	质心至侧倾轴距离 h_s/m	0.5
轮胎半径 r/m	0.357	车轮转动惯量 $I_{\omega}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1.26
轮距 w/m	1.565	侧倾转动惯量 $I_{xs}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	377.1
滚动阻力系数 f_R	0.02	俯仰转动惯量 $I_{ys}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1765
轮胎刚度 k_t	230	横摆转动惯量 $I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1765
前悬架刚度 $k_{s1,2}/(\text{kN/m})$	19	前悬架阻尼 $c_{s1,2}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	600
前悬架刚度 $k_{s3,4}/(\text{kN/m})$	16	后悬架阻尼 $c_{s3,4}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	500

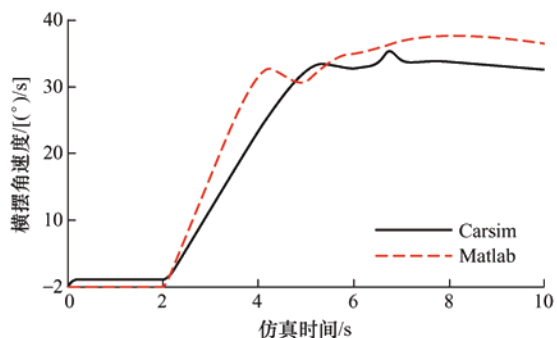
使用 Simulink 搭建车辆模型，进行车速 60 km/h 时的转向盘角阶跃输入仿真，得到车辆质心侧偏角、横摆角速度及车身侧倾角的仿真结果，其与 Carsim 中相同车型、相同工况仿真对比曲线如图 2 所示。从仿真结果可以看出，本文所用模型仿真曲线与 Carsim 仿真曲线的变化趋势一致，证明了基于所建模型进行车辆空间稳定性研究的可行性。



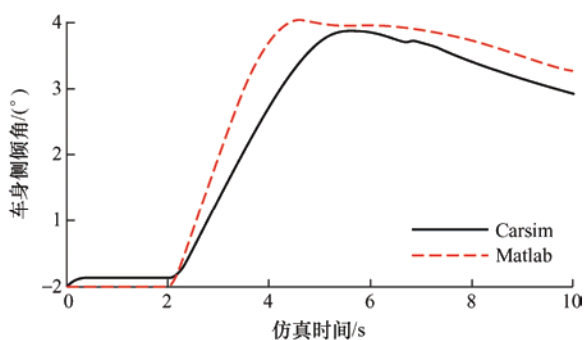
(a) 转向盘转角



(b) 质心侧偏角曲线对比



(c) 横摆角速度曲线对比



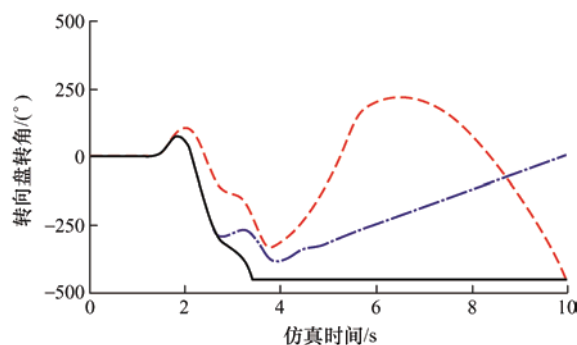
(d) 车身侧倾角曲线对比

图2 模型验证曲线

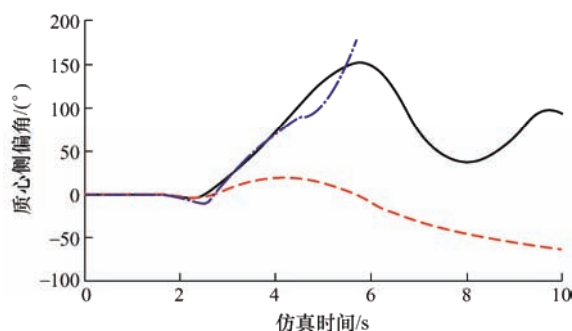
2 车辆失稳特性分析

双移线试验是汽车厂商常用的测试车辆动力学性能的试验方法,它描述了车辆对目标轨迹的跟踪性能。本章采用文献[24]中的单点预瞄驾驶员模型研究跟踪双移线路径时的车辆动力学响应,分析车

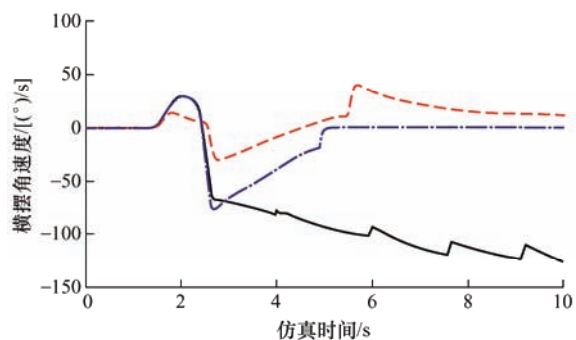
辆失稳过程特性。试验路径引用Carsim中Double Lane Change中的默认路径,仿真车速为120 km/h,分别对中等附着路面(附着系数为0.4)、高附路面(附着系数为0.85)以及对开路面(左轮0.4、右轮0.85)三种工况进行仿真,仿真结果如图3所示,图中各线型表示含义如表2所示,为了便于显示,图中去除了状态值超出稳定范围过多部分。



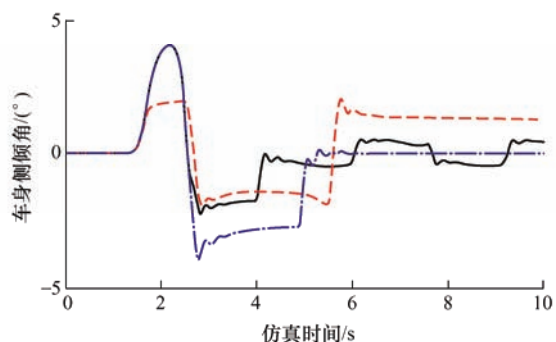
(a) 转向盘转角



(b) 质心侧偏角(去除超过180°部分)



(c) 横摆角速度



(d) 车身侧倾角

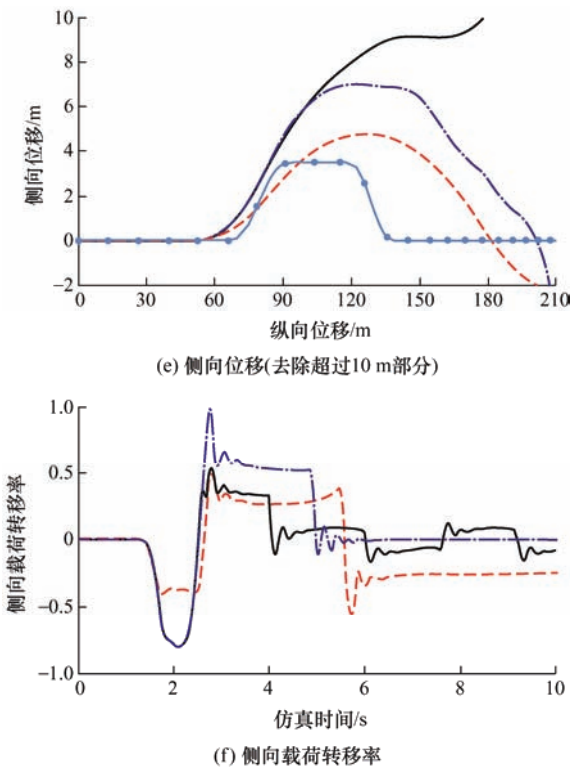


图3 双移线路径跟踪仿真结果

表2 失稳分析线型表示

线型	含义	线型	含义
— — — — —	中附路面	—————	对开路面
- - - - -	高附路面	—●—●—●—	期望轨迹

从图中可以看出，三种工况下车辆状态都已失稳，但是都没有侧翻，说明车辆侧翻是车辆失稳过程中不易触发的，但仍需要对车身侧倾角进行抑制，提高车辆空间稳定性。中附路面条件下的车辆侧倾角显著小于高附及对开路面，说明高附及对开路面条件下车辆更易发生侧翻。在中附及对开路面条件下，车辆侧滑严重，在高附及对开路面条件下，车辆容易激转失稳，因此，车辆稳定性控制时需要着重考虑车辆侧向及横摆控制。无论在中附还是高附路面条件下，侧滑总是车辆失稳过程中表现出来的首要特征，单靠驾驶员操纵跟踪不上期望轨迹，需要修正车轮转向角；另外，路面附着系数越大时，转向盘角输入对车辆状态的控制愈加明显，同时车辆横摆角速度增长也越快，因此，要根据路面附着条件设计主动转向及差动驱动控制权重。综上，车辆在由稳定到失稳整个过程中，其失稳状态的发生顺序依次为侧滑-激转-侧翻。针对此特点，设计底

盘协同控制策略。

3 底盘协同控制策略

3.1 协同控制架构

构建电动轮驱动汽车空间稳定性底盘协同控制架构，如图4所示。图中， β_{ref} 及 $\dot{\gamma}_{ref}$ 分别为质心侧偏角和横摆角速度期望值； φ_d 为车身侧倾角临界值。控制架构由车辆模型、稳定域判断、协同控制器以及前轮转角调控和横摆力矩调控的控制权重分配、驱动力矩分配部分构成。首先通过车辆模型求得车身状态及车辆状态期望值；其次，利用 β - $\dot{\beta}$ 相图判断稳定域，绿色区域代表轮胎处于线性区域，红色区域表示轮胎处于非线性区域，当轮胎处于线性区域时，仅使用 AFS 控制车辆，输出前轮转角修正值；当轮胎处于非线性区域时，通过轮毂电机差动驱动实现 DYC 介入，输出附加横摆力矩修正车辆平面运动姿态，并基于产生的附加侧倾力矩提高侧倾稳定性；当车身侧倾角达到临界值时，ASS 开始工作，输出与差动驱动产生的附加侧倾力矩相叠加的作动力矩，提高空间稳定性控制能力，防止车辆侧翻。

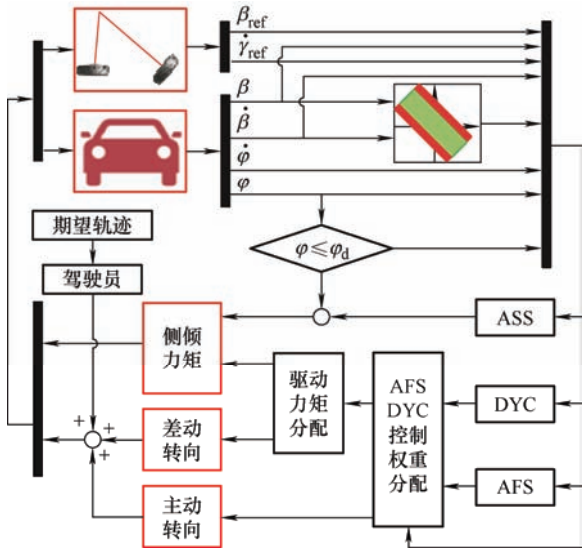


图4 协同控制架构

该控制策略通过 AFS 及 DYC 控制权重分配，基于文献[13]提出的解耦控制方法分配驱动力矩，可提高车辆平面稳定性并提供一定的侧倾稳定性控制力矩；通过 ASS 的侧倾力矩主动补偿，将各子系统的控制量汇集合并后操纵整车运动，可以有效提升车辆空间稳定性控制效果。

3.2 车辆状态期望值确定

假设车辆的纵向车速基本不变, 轮胎侧偏特性处于线性范围内, 忽略侧倾、俯仰和垂向运动后, 可将车辆简化为二自由度运动模型, 系统的状态方程可表示为^[25]

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U} \quad (5)$$

$$\text{式 中, } \mathbf{X} = \begin{pmatrix} \beta \\ \dot{\beta} \end{pmatrix} \quad \mathbf{U} = \delta$$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} \frac{K_f + K_r}{mv_x} & \frac{aK_f - bK_r}{mv_x^2} - 1 \\ \frac{aK_f - bK_r}{I_z} & \frac{a^2K_f + b^2K_r}{I_z v_x} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{pmatrix} -\frac{K_f}{mv_x} \\ -\frac{aK_f}{I_z} \end{pmatrix},$$

K_f 、 K_r 为前后轴的侧偏刚度。

当车辆稳定, 即 $\dot{\mathbf{X}} = 0$ 时, 计算得到

$$\begin{cases} \beta = \frac{b + \frac{mav_x^2}{K_r(a+b)}}{(a+b)(1+Kv_x^2)} \\ \dot{\beta} = \frac{v_x \delta}{(a+b)(1+Kv_x^2)} \end{cases} \quad (6)$$

$$\text{式中, } K \text{ 为稳定性因数, } K = \frac{m}{(a+b)^2} \left(\frac{a}{K_r} - \frac{b}{K_f} \right).$$

考虑到路面附着系数限制, 质心侧偏角及横摆角速度期望值为

$$\begin{cases} \beta_{\text{ref}} = \min \left\{ |\kappa|, \zeta, \left| \mu g \left(\frac{b}{v_x^2} + \frac{ma}{K_f(a+b)} \right) \right| \right\} \text{sgn}(\kappa \delta) \\ \dot{\beta}_{\text{ref}} = \min \left\{ \left| \frac{v_x \delta}{(a+b)(1+Kv_x^2)} \right|, \frac{\mu g}{v_x} \right\} \text{sgn}(\delta) \end{cases} \quad (7)$$

$$\text{式中, } \kappa = \frac{b + \frac{mav_x^2}{K_r(a+b)}}{(a+b)(1+Kv_x^2)}, \text{ 高附路面条件下 } \zeta = \frac{\pi}{18},$$

$$\text{低附路面条件下 } \zeta = \frac{\pi}{90} \text{ [26-27]}.$$

3.3 车辆侧倾角门限值确定

车辆防侧翻评价指标侧向载荷转移率表示为

$$LTR = \frac{F_{z2} + F_{z4} - F_{z1} - F_{z3}}{F_{z1} + F_{z2} + F_{z4} + F_{z3}} \quad (8)$$

由于车轮垂向力不易测量, 假设车身侧倾角较小, 可将 LTR 表示为可测量与可观测量的表达式^[28]

$$LTR = \frac{2h_g}{wg} (a_y + g\varphi) \quad (9)$$

当 $LTR \geq 1$ 时, 表示左侧车轮离地或车辆向右侧翻; 当 $LTR \leq -1$ 时, 表示右侧车轮离地或车辆向左侧翻。本文目标是将 $|LTR|$ 控制在安全范围内, 提高车辆的防侧翻能力, 令 $LTR_d = 0.6$ (当 $|LTR| \geq 0.6$ 时, ASS 开始介入) 得到车身侧倾角的门限值为^[29]

$$\varphi_d = \left| \frac{LTR_d w}{2h_g} - \frac{a_y}{g} \right| \quad (10)$$

3.4 AFS 和 DYC 控制权重分配

假定车辆在侧向力作用下车身载荷全部转移到单侧车轮, 且轮胎在某一附着系数条件下能提供的最大侧偏力记为 $F_{ym}^{\mu_k}$, 在线性状态下能提供的最大侧偏力记为 $F_{ylm}^{\mu_k}$, 两者之差即为轮胎在非线性区间内侧偏力的最大增量, 记为

$$\Delta F_y^{\mu_k} = F_{ym}^{\mu_k} - F_{ylm}^{\mu_k} \quad (11)$$

轮胎在非线性区间内任意状态侧偏力增量记为

$$\Delta F_{y\alpha_j}^{\mu_k} = F_{y\alpha_j}^{\mu_k} - F_{ylm}^{\mu_k} \quad (12)$$

任一状态下侧偏力增量与最大增量之比为

$$g_{\alpha_j} = \frac{\Delta F_{y\alpha_j}^{\mu_k}}{\Delta F_y^{\mu_k}} \quad (13)$$

本文采用的轮胎不同附着系数条件下的侧偏力曲线如图 5 所示。当轮胎处于线性区域时, 通过 AFS 即可控制车辆稳定性; 当轮胎处于非线性区域时, 轮胎侧偏角对侧偏力的提升速度减慢, 仅 AFS 不能保证车辆稳定性, 需要 DYC 介入。根据上述分析, AFS 及 DYC 控制权重设为

$$\begin{cases} \rho_{\text{AFS}} = 1 \\ \rho_{\text{DYC}} = g_{\alpha_j} \end{cases} \quad (14)$$

在上述计算过程中, 轮胎侧偏力是不可测的, 需要将其换算为可测量或可观测量, 忽略纵向力的前提下, 本文中将侧向力等效为侧向加速度, 即

$$\Delta a_y^{\mu_k} = \frac{4}{m} (F_{ym}^{\mu_k} - F_{ylm}^{\mu_k}) \quad (15)$$

则侧向加速度力增量为

$$\Delta a_{y\alpha_j}^{\mu_k} = a_{y\alpha_j}^{\mu_k} - \frac{4}{m} F_{ylm}^{\mu_k} \quad (16)$$

此时, 加速度增量之比为

$$g_{\alpha_j} = \frac{\Delta a_{y\alpha_j}^{\mu_k}}{\Delta a_y^{\mu_k}} \quad (17)$$

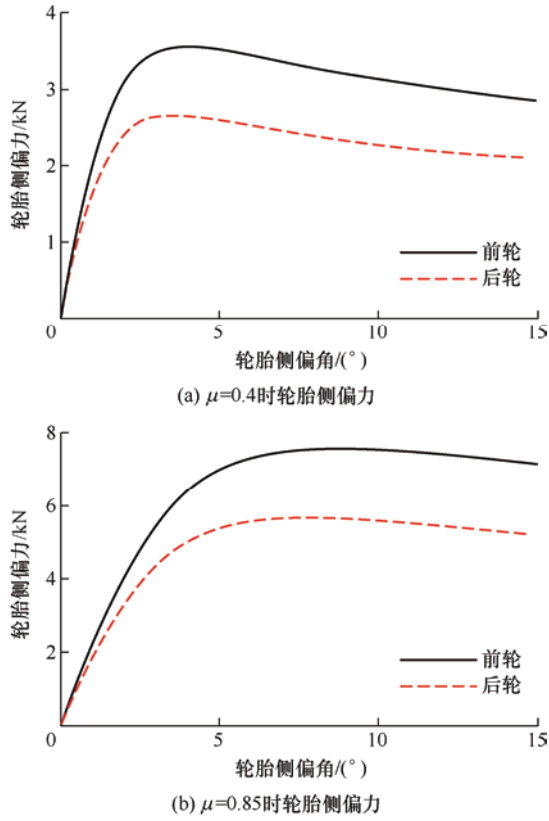


图5 不同附着系数下轮胎侧偏力曲线

4 控制器设计

4.1 AFS 控制器

使用模型预测算法^[30], 搭建 AFS 控制器, 将质心侧偏角和横摆角速度作为控制器输入, 前轮转角修正值作为控制器输出。忽略其他干扰, 系统的状态方程为式(5), 输出方程为

$$y = C_c X \quad (18)$$

式中, $C_c = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix}$ 。

将系统连续状态方程变换为离散时间系统的状态空间增量模型如下

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} \beta(k+1, t) \\ \dot{\gamma}(k+1, t) \end{pmatrix} = A_o \begin{pmatrix} \beta(k, t) \\ \dot{\gamma}(k, t) \end{pmatrix} + B_{ou} u(k, t) \\ y(k, t) = C_c \begin{pmatrix} \beta(k, t) \\ \dot{\gamma}(k, t) \end{pmatrix} \end{cases} \quad (19)$$

式中, $A_o = \exp(AT_s)$, $B_{ou} = \int_0^{T_s} \exp(A\tau) d\tau B u$ 。

设

$$\xi(k|t) = \begin{pmatrix} x(k|t) \\ u(k-1|t) \end{pmatrix} \quad (20)$$

则原状态方程变为

$$\begin{cases} \xi(k+1|t) = \tilde{A}_{k,t} \xi(k|t) + \tilde{B}_{k,t} \Delta u(k|t) \\ \eta(k|t) = \tilde{C}_{k,t} \xi(k|t) \end{cases} \quad (21)$$

式中, 各矩阵为 $\tilde{A}_{k,t} = \begin{pmatrix} A_o & B_{ou} \\ 0 & I \end{pmatrix}$, $\tilde{B}_{k,t} = \begin{pmatrix} B_{ou} \\ I \end{pmatrix}$,

$\tilde{C}_{k,t} = (C_c \ 0)$ 。

假设在同一预测时域内状态矩阵和输入矩阵不变, 即

$$\tilde{A}_{k,t} = \tilde{A}_t, \quad \tilde{B}_{k,t} = \tilde{B}_t \quad (22)$$

式中, $k=1, \dots, t+N-1$, N 为预测步长。

假定系统的预测步长 $N_p=20$, 控制步长 $N_c=5$, 则预测时域内的控制输出可表示为

$$Y(t) = \Psi_t \xi(t) + \Theta_t \Delta U(t) \quad (23)$$

$$\text{式中, } Y(t) = \begin{pmatrix} \eta(t+1|t) \\ \eta(t+2|t) \\ \vdots \\ \eta(t+N_c|t) \\ \vdots \\ \eta(t+N_p|t) \end{pmatrix}, \quad \Psi_t = \begin{pmatrix} \tilde{C}_t \tilde{A}_t \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t^2 \\ \vdots \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{N_c} \\ \vdots \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{N_p} \end{pmatrix},$$

$$\Theta_t = \begin{pmatrix} \tilde{C}_t \tilde{B}_t & 0 & \cdots & 0 \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t \tilde{B}_t & \tilde{C}_t \tilde{B}_t & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{N_c} \tilde{B}_t & \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{N_c-1} \tilde{B}_t & \cdots & \tilde{C}_t \tilde{A}_t \tilde{B}_t \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{N_p-1} \tilde{B}_t & \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{N_p-2} \tilde{B}_t & \cdots & \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{N_p-N_c+1} \tilde{B}_t \end{pmatrix},$$

$$\Delta U(t) = \begin{pmatrix} \Delta u(t|t) \\ \Delta u(t+1|t) \\ \vdots \\ \Delta u(t+N_c|t) \end{pmatrix}。$$

为精确跟踪期望轨迹的同时避免前轮转角变化量过大, 采用如下目标函数

$$J(\xi(t), u(t-1), \Delta U(t)) = \sum_{k=1}^{N_p} \|\eta(t+k|t) - \eta_{ref}(t+k|t)\|_Q^2 + \sum_{k=1}^{N_c} \|\Delta u(t+k-1|t)\|_R^2 \quad (24)$$

式中, Q 和 R 分别为输出控制权重和输入控制权重, 当路面附着系数大于 0.6 时, 质心侧偏角和横摆角速度的控制权重分别取 2×10^3 、 1×10^4 , 反之取 6×10^3 、 1×10^3 ; 控制输出 R 的权重取为 5×10^{-5} 。

考虑约束条件, 式(24)等价于求解在不等式约束下的二次规划问题, 变量为待求解输出 $\Delta U(t)$,

$$\begin{aligned} \min_{\Delta U_t} \Delta U(t) \mathbf{H}_t \Delta U(t)^T + \mathbf{G}_t \Delta U(t)^T \quad (25) \\ \text{s.t. } \Delta U_{\min} \leq \Delta U(k) \leq \Delta U_{\max} \quad k=t, \dots, t+N_p-1 \\ U_{\min} \leq u(t-1) + \sum_{i=1}^k \Delta U_t(i) \leq U_{\max} \quad k=t, \dots, t+N_p-1 \end{aligned}$$

利用 Matlab 求解 t 时刻控制输入增量 $\Delta \mathbf{U}^*(t)$, 并将其的第一步的输出 $\Delta \mathbf{u}^*(t)$ 作为控制输入增量, 即

$$\mathbf{u}(t) = \mathbf{u}(t-1) + \Delta \mathbf{u}^*(t) \quad (26)$$

式中, $\Delta \mathbf{u}^*(t)$ 即为要求解的车轮转向角增量 $\Delta \delta$, 并将预测输入作用于系统, 构成闭环控制, 当计算过程中可能出现的无解问题时, 输出上一步最优解。

4.2 DYC 控制器

车辆横摆运动的被控系统可写为

$$I_z \ddot{\gamma} = \Delta M_z + d(t) \quad (27)$$

式中, ΔM_z 为控制输入, $d(t)$ 为不确定性及干扰, $|d(t)| \leq D_1$ 。

设计滑模函数为

$$s_1(t) = c\dot{e}(t) + \dot{e}(t) \quad (28)$$

$$\begin{aligned} \dot{V} = s_1 \dot{s}_1 = s_1 \left(c\ddot{e} + (-c\dot{e} + \ddot{\gamma}_{\text{ref}} - \eta s_1) - \ddot{\gamma}_{\text{ref}} - \frac{1}{I_z} D_1 \tanh\left(\frac{s_1}{\varepsilon}\right) + \frac{1}{I_z} d(t) \right) = \\ s_1 \left(-\eta s_1 - \frac{1}{I_z} D_1 \tanh\left(\frac{s_1}{\varepsilon}\right) + \frac{1}{I_z} d(t) \right) = \\ -\eta s_1^2 + \frac{1}{I_z} \left(-D_1 s_1 \tanh\left(\frac{s_1}{\varepsilon}\right) + s_1 d(t) \right) \leq \\ -\eta s_1^2 + \frac{1}{I_z} (-D_1 |s_1| + D_1 v\varepsilon + s_1 d(t)) \leq \\ -\eta s_1^2 + \frac{1}{I_z} D_1 v\varepsilon = -2\eta V + \frac{1}{I_z} D_1 v\varepsilon \end{aligned} \quad (35)$$

上述不等式的解为

$$V = \exp(-2\eta(t-t_0))V(t_0) + \frac{D_1 v\varepsilon}{2\eta I_z} (1 - \exp(-2\eta(t-t_0))) \quad (36)$$

即

$$\lim_{t \rightarrow \infty} V(t) \leq \frac{D_1 v\varepsilon}{2\eta I_z} \quad (37)$$

所以

$$\dot{V} \leq -\frac{1}{I_z} D_1 v\varepsilon \leq 0 \quad (38)$$

4.3 ASS 控制器

当车辆侧倾较大时, 电动轮的大惯性力传递至车身很有可能导致车辆侧翻, 考虑到车身运动可能

式中, c 必须满足 Hurwitz 条件。

跟踪误差及其导数

$$e(t) = \gamma - \gamma_{\text{ref}} \quad \dot{e}(t) = \dot{\gamma} - \dot{\gamma}_{\text{ref}} \quad (29)$$

定义李雅普诺夫函数

$$V = \frac{1}{2} s_1^2 \quad (30)$$

$$\dot{s}_1(t) = c\dot{e}(t) + \ddot{e}(t) =$$

$$c\dot{e}(t) + \ddot{\gamma}(t) - \ddot{\gamma}_{\text{ref}}(t) =$$

$$c\dot{e}(t) + \frac{1}{I_z} [\Delta M_z + d(t)] - \ddot{\gamma}_{\text{ref}}(t) \quad (31)$$

为保证 $s_1 \dot{s}_1 < 0$, 设计滑模控制率

$$\Delta M_z = I_z (-c\dot{e} + \ddot{\gamma}_{\text{ref}} - \eta s_1) - D_1 \tanh\left(\frac{s_1}{\varepsilon}\right) \quad (32)$$

对 DYC 控制器进行稳定性分析

$$|s_1| - s_1 \tanh\left(\frac{s_1}{\varepsilon}\right) \leq v\varepsilon \quad (33)$$

$$-D_1 s_1 \tanh\left(\frac{s_1}{\varepsilon}\right) \leq -D_1 |s_1| + D_1 v\varepsilon \quad (34)$$

会由大幅侧倾瞬时转变为整车侧翻, 所以必须提高侧倾控制器的瞬态响应。选择非奇异终端滑模控制理论来设计 ASS 侧倾控制器, 它不仅解决了传统滑模控制中只能选择线性滑动平面的劣势, 也解决了普通终端滑模控制求解时的奇异值问题^[31]。

车身侧倾动力学模型可表示为

$$I_{xs} \ddot{\varphi} = m_s g h_s \sin \varphi + m_s a_y h_s \cos \varphi + M_{xT} + M_{xs} + M_{xASS} \quad (39)$$

式中, M_{xs} 为悬架弹簧、阻尼施加的侧倾力矩, M_{xASS} 为主动悬架作动器施加的侧倾力矩。

考虑到模型存在的不确定性, 将其写成二阶不确定性非线性动态系统

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{I_{xs}}(m_s g h_s \sin \varphi + m_s a_y h_s \cos \varphi + \\ M_{xT} + M_{xs} + M_{xASS}) + d(x, t) \end{cases} \quad (40)$$

式中, $x_1 = \varphi$, $x_2 = \dot{\varphi}$, $d(x, t)$ 为不确定性及干扰, $|d(x, t)| \leq D_2$ 。

非奇异滑模面为

$$s_2 = x_1 + \frac{1}{\varsigma} x_2^{p/q} \quad (41)$$

式中, $\varsigma > 0$, p , $q (p > q)$ 为正奇数。

非奇异滑模控制器设计为

$$\begin{aligned} M_{xASS} = & -[m_s g h_s \sin \varphi + m_s a_y h_s \cos \varphi + \\ M_{xT} + M_{xs} + I_{xs} \varsigma \frac{q}{p} x_2^{2-p/q} + I_{xs} (D_2 + \\ & \tau) \operatorname{sgn}(s_2)] \end{aligned} \quad (42)$$

式中, $1 < p/q < 2$, $\tau > 0$ 。

对 ASS 控制器进行稳定性分析

$$\dot{s}_2 = \dot{x}_1 + \frac{1}{\varsigma} \frac{p}{q} x_2^{p/q-1} \dot{x}_2 =$$

$$\frac{1}{\varsigma} \frac{p}{q} x_2^{p/q-1} [-(D_2 + \tau) \operatorname{sgn}(s_2) + d(x, t)] \quad (43)$$

$$s_2 \dot{s}_2 = \frac{1}{\varsigma} \frac{p}{q} x_2^{p/q-1} [s_2 d(x, t) - (D_2 + \tau) |s_2|] \quad (44)$$

由于 $1 < p/q < 2$, 则 $0 < p/q - 1 < 1$, 得到

$$x_2^{p/q-1} > 0 \quad x_2 \neq 0 \quad (45)$$

$$s_2 \dot{s}_2 \leq \frac{1}{\varsigma} \frac{p}{q} x_2^{p/q-1} (-\tau |s_2|) = -\frac{\tau}{\varsigma} \frac{p}{q} x_2^{p/q-1} |s_2| \leq 0 \quad (46)$$

当 $x_2 \neq 0$ 时, 控制器满足李雅普诺夫稳定条件。

当干扰较大时, 需要的切换相 η 就越大, 但是造成的抖振就越大, 为了防止抖振, 采用饱和函数 $\operatorname{sat}(s_2)$ 代替符号函数 $\operatorname{sgn}(s_2)$, 即

$$\operatorname{sat}(s_2) = \begin{cases} 1 & s_2 > \Delta \\ ks_2 & |s_2| \leq \Delta \\ -1 & s_2 < -\Delta \end{cases} \quad (47)$$

由于主动悬架工作时只能沿作动器方向给车身施加向上的作用力, 所以, 当 M_{xASS} 为正时,

$$\begin{cases} F_{a1} = \frac{2bM_{xASS}}{(a+b)w} & F_{a2} = 0 \\ F_{a3} = \frac{2aM_{xASS}}{(a+b)w} & F_{a4} = 0 \end{cases} \quad (48)$$

当 M_{xASS} 为负时,

$$\begin{cases} F_{a1} = 0 & F_{a2} = -\frac{2bM_{xASS}}{(a+b)w} \\ F_{a3} = 0 & F_{a4} = -\frac{2aM_{xASS}}{(a+b)w} \end{cases} \quad (49)$$

5 仿真实验

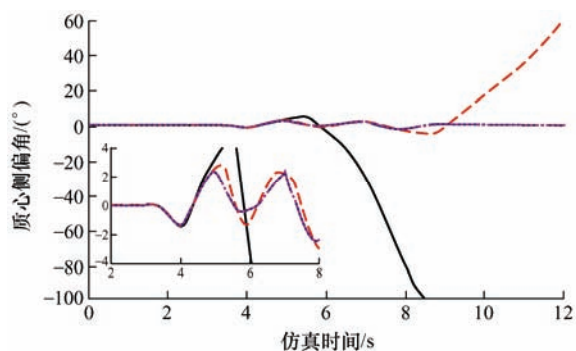
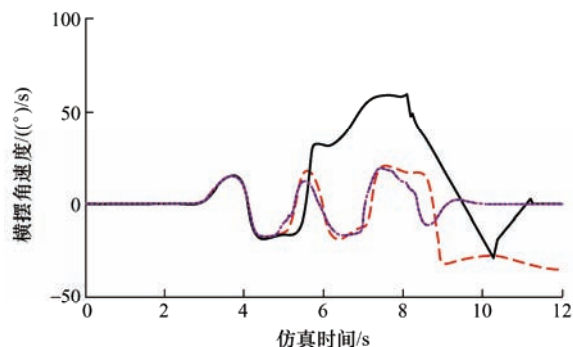
为验证所设计的底盘协同控制策略对车辆空间稳定性的控制效果, 选择三种不同附着条件的路况跟踪双移线路径进行仿真实验, 仿真结果各曲线图中线型表示含义如表 3 所示。其中, “无控制”代表车辆控制器不工作, 车辆仅由驾驶员操纵; “AFS”代表仅有 AFS 控制; “AFS+DYC”代表 AFS 和 DYC 协同控制; “协同控制”代表 AFS、DYC、ASS 三者协同控制。

表 3 仿真实验线型表示

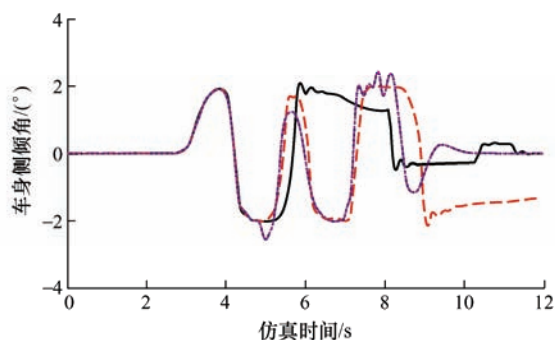
线型	名称	线型	名称
—	无控制	—	AFS
- - -	AFS+DYC	·····	协同控制
—●—	期望轨迹		

首先, 对路面附着系数较低条件下的控制效果进行仿真分析, 模拟车辆在中等附着路面上行驶, 选择仿真工况如下: 车辆在附着系数为 0.4 的路面上以 70 km/h 初速度跟踪双移线路径, 仿真结果如图 6 所示。由仿真结果可以看出, 仅由驾驶员操纵的车辆在 5 s 左右便会侧滑、激转, 进而完全失稳, 无法跟踪期望轨迹。当有 AFS 工作时, 跟踪效果有所好转, 但也在 8 s 左右失稳, 说明轮胎已进入非线性状态, “AFS”的控制效果在轮胎非线性时会逐渐削弱, 无法使车辆按期望轨迹行驶并趋于稳定状态。而 “AFS+DYC” 和 “协同控制” 都能有效控制车辆的质心侧偏角和横摆角速度, 能够比较准确地跟踪期望轨迹, 并且两者的控制效果曲线完全重合, 这是因为在附着系数较低时, 车辆侧倾状态(侧向载荷转移率)并没有达到侧倾门限值, 主动悬架没有参与侧倾控制。

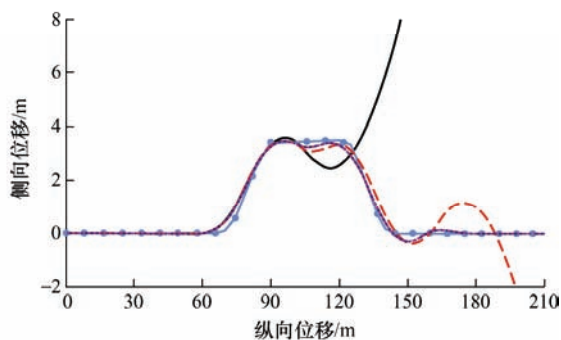
然后, 对高附路面条件的控制效果进行仿真分析, 模拟车辆在高附路面上行驶, 选择仿真工况如下: 车辆在附着系数为 0.85 的良好路面上以 100 km/h 初速度跟踪双移线路径, 仿真结果如图 7 所示。从图中可以看出, 不施加控制情况下车辆更早失稳, 并且 “AFS” 依然不能使车辆跟踪期望轨迹并达到稳定状态, 而 “AFS+DYC” 的协同作用能使车辆的稳定性得以控制, 没有在横向平面发生失稳, 并保持良好的跟踪效果, 但是其侧向载荷转移率峰值却达到了 0.76。“协同控制”不仅使车辆横向

(a) 质心侧偏角(去除低于 -100° 部分)

(b) 横摆角速度



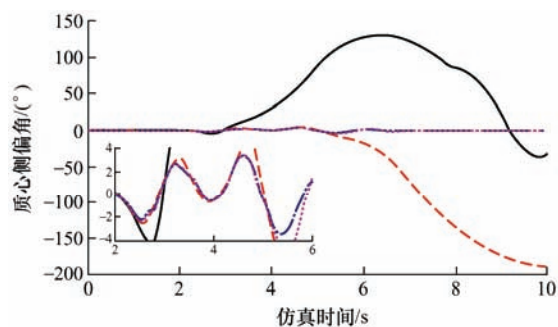
(c) 车身侧倾角



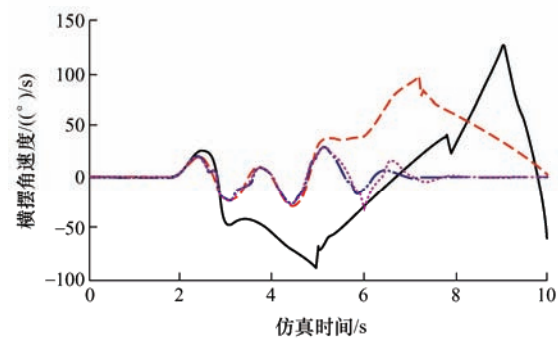
(d) 侧向位移(去除超过8 m部分)

图6 中附着路面控制效果

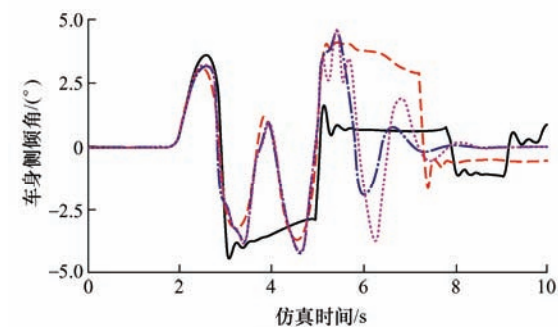
平面稳定性得到控制,其侧向载荷转移率也控制在0.72以内,降低了5.3%,有效抑制了车身的侧倾,虽然相比“AFS+DYC”车辆状态略有波动,但这是主动悬架侧倾控制时不可避免的;另外,第一次转向无控制时车身侧倾角最大,而在较低附着路面条件下并没有这么明显,这也从侧面验证了车辆在高附路面条件下更容易侧倾。



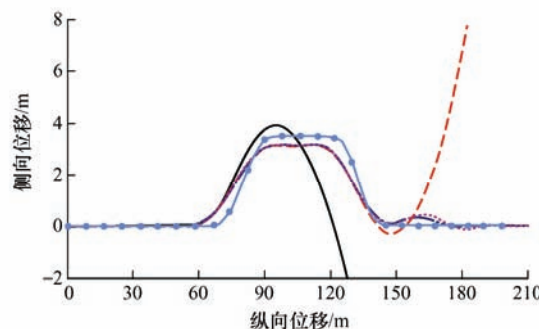
(a) 质心侧偏角



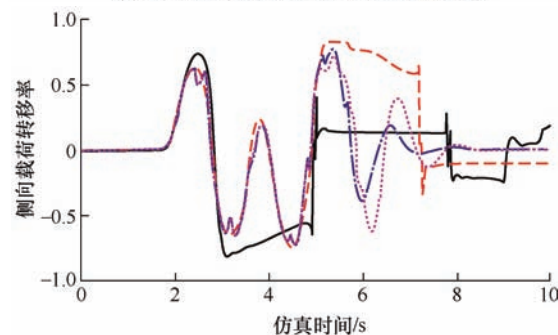
(b) 横摆角速度



(c) 车身侧倾角



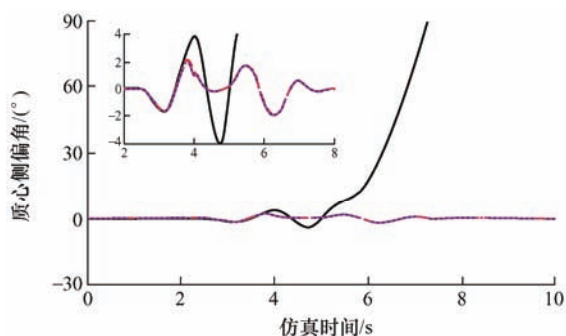
(d) 侧向位移(去除低于-2 m和超过8 m部分)



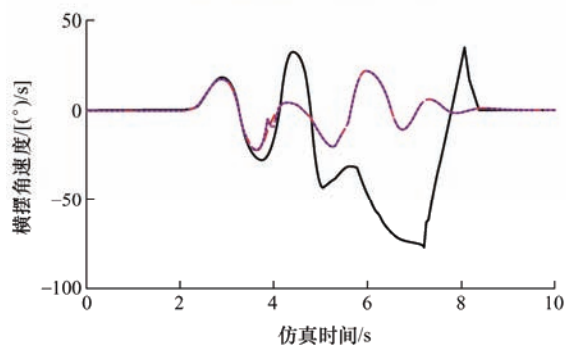
(e) 侧向载荷转移率

图7 高附着路面控制效果

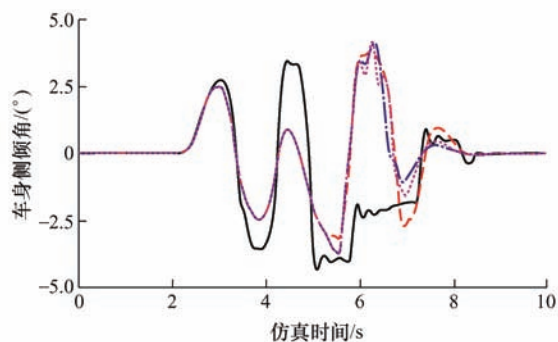
最后, 对对开路面条件的控制效果进行仿真分析, 模拟车辆在对开路面上行驶, 选择仿真工况如下: 当车辆侧向位移大于 2.5 m 时, 路面变为对开路面, 其中左轮附着系数为 0.4、右轮附着系数为 0.85, 设定车辆以 85 km/h 初速度跟踪双移线路径, 仿真结果如图 8 所示。从仿真结果可以看出, 无控制车辆质心侧偏角从 5 s 左右开始逐渐增大, 然后车辆失稳。“AFS” 能将车辆控制在稳定域内, 但车身侧倾



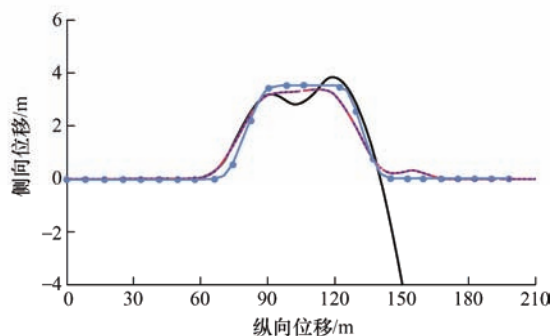
(a) 质心侧偏角(去除超过90°部分)



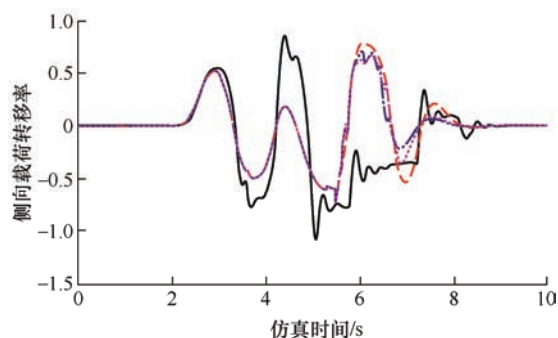
(b) 横摆角速度



(c) 车身侧倾角



(d) 侧向位移(去除低于-4 m部分)



(e) 侧向载荷转移率

图 8 对开路面控制效果

角和侧向载荷转移率均较大。“AFS+DYC” 和 “协同控制” 的车辆各状态响应和在附着系数良好路面的响应状态类似, 并且后者的车身侧倾角及侧向载荷转移率峰值均小于前者, 验证了协同控制器也能有效保证车辆在对开路面上的空间稳定性。

6 结论

(1) 通过中、高附着和对开三种路面附着条件下的车辆双移线工况仿真研究, 揭示了车辆失稳状态的发生顺序依次为侧滑-激转-侧翻, 并且在中附着路面条件下车辆容易侧滑失稳, 在高附路面条件下车辆容易激转失稳甚至侧翻, 在对开路面条件下车辆失稳状态则会随路面状态改变而改变, 稳定性可能会变得更差。

(2) 基于不同附着系数路面条件下的轮胎侧偏特性, 提出当轮胎处于线性区时仅 AFS 工作, 当轮胎处于非线性区时 DYC 以变权重的方式介入控制, 当出现车身明显侧倾时加入 ASS 控制的协同控制方法, 仿真结果证明所提出控制策略能显著提升车辆的空间稳定性。

(3) ASS 的加入后提升了车辆的防侧翻能力, 保证了车辆的主动安全性, 但车辆的状态相比 AFS 与 DYC 协同控制有所波动, 原因是 ASS 工作时轮胎的侧偏特性会受到影响, 后续将继续深入研究其机理, 进一步优化底盘协同控制策略, 并完成控制效果的实车试验验证。

参 考 文 献

- [1] 熊璐, 杨兴, 卓桂荣, 等. 无人驾驶车辆的运动控制发展现状综述[J]. 机械工程学报, 2020, 56(10): 127-143.
XIONG Lu, YANG Xing, ZHUO Guirong, et al. Review on motion control of autonomous vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(10): 127-143.
- [2] HAFEZ H, MAGED S, ABDELAZIZ M. Modular design

- of X-by-wire systems to facilitate autonomous platform development[C]// 2020 8th International Conference on Control: Mechatronics and Automation (ICCMA), 2020: 42-46.
- [3] NI J, HU J, XIANG C. Robust control in diagonal move steer mode and experiment on an X-by-wire UGV[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2019, 24(2): 572-584.
- [4] 张雷, 余文, 王震坡, 等. 基于多方法切换的四轮轮毂电机驱动电动汽车容错控制策略[J]. 机械工程学报, 2020, 56(16): 227-239.
- ZHANG Lei, YU Wen, WANG Zhenpo, et al. Fault tolerant control based on multi-methods switching for four-wheel-independently-actuated electric vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(16): 227-239.
- [5] XU P, HOU Z, GUO G, et al. Driving and control of torque for direct-wheel-driven electric vehicle with motors in serial[J]. Expert Systems with Applications An International Journal, 2011, 38(1): 80-86.
- [6] 罗禹贡, 陈锐, 胡云. 分布式电驱车辆线控转向系统 MFAC 主动容错控制[J]. 机械工程学报, 2019, 55(22): 131-139.
- LUO Yugong, CHEN Rui, HU Yun. Active fault-tolerant control based on MFAC or 4WID EV with steering by wire system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(22): 131-139.
- [7] ZHANG Q, LIN W, WANG Y, et al. Control strategy of the vehicle's active steer by wire[J]. Journal of Coastal Research, 2020, 103(SI): 355-360.
- [8] ATTIA R, BASSET M, ORJUELA R. Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance[J]. Vehicle System Dynamics, 2014, 52(2): 261-279.
- [9] SHAO K, ZHENG J, DENG B, et al. Active steering control for vehicle rollover risk reduction based on slip angle estimation[J]. IET Cyber-Systems and Robotics, 2020, 2(3): 132-139.
- [10] ATAIE M, KHAJEPOUR A, JEON S. Model predictive rollover prevention for steer-by-wire vehicles with a New rollover index[J]. International Journal of Control, 2018, 9(3): 1-26.
- [11] HU C, WANG R, YAN F, et al. Differential steering based yaw stabilization using ISMC for independently actuated electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2018, 19(2): 627-638.
- [12] YU Z, LENG B, XIONG L, et al. Direct yaw moment control for distributed drive electric vehicle handling performance improvement[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(3): 486-497.
- [13] 张利鹏, 李亮, 祁炳楠. 轮毂电机驱动电动汽车侧倾稳定性解耦控制[J]. 机械工程学报, 2017, 53(16): 94-104.
- ZHANG Lipeng, LI Liang, QI Bingnan. Decoupled roll stability control of in-wheel motor drive electric vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(16): 94-104.
- [14] 王伟达, 彭浩楠, 黄国强, 等. 四轮独立驱动电动汽车行驶稳定性分析与联合滑模变结构主动控制[J]. 机械工程学报, 2021, 57(4): 103-112.
- WANG Weida, PENG Haonan, HUANG Guoqiang, et al. Driving stability analysis and united sliding mode variable structure active control of four wheel independent driven electric vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(4): 103-112.
- [15] LIANG Y, LI Y, YU Y, et al. Integrated lateral control for 4WID/4WIS vehicle in high-speed condition considering the magnitude of steering[J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(11): 1711-1735.
- [16] 梁艺潇, 李以农, KHAJEPOUR A, 等. 基于转向与主动横摆力矩协调的四轮驱动智能电动汽车路径跟踪控制[J]. 机械工程学报, 2021, 57(6): 142-155.
- LIANG Yixiao, LI Yinong, KHAJEPOUR A, et al. Path following control for four-wheel drive electric intelligent vehicle based on coordination between steering and direct yaw moment system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(6): 142-155.
- [17] SAIKIA A, MAHANTA C. Integrated control of active front steer angle and direct yaw moment using second order sliding mode technique[C]// IEEE 1st International Conference on Power Electronics, Intelligent Control and Energy Systems (ICPEICES), 2016: 1-4.
- [18] 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.
- [19] ARSLAN Y, SEAGIN A, YAGIZ N, et al. Improving the ride comfort of vehicle passenger using fuzzy sliding mode controller[J]. Journal of Vibration and Control, 2015, 21(9): 1667-1679.
- [20] SUN X, CAI Y, CHEN L, et al. Vehicle height and posture control of the electronic air suspension system using the hybrid system approach[J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54(3): 328-352.

- [21] 李刚, 宗长富, 陈国迎, 等. 线控四轮独立驱动轮毂电机电动车集成控制[J]. 吉林大学学报, 2012, 42(4): 796-802.
LI Gang, ZONG Changfu, CHEN Guoying, et al. Integrated control for X-by-wire electric vehicle with four independently driven in-wheel motors[J]. Journal of Jilin University, 2012, 42(4): 796-802.
- [22] 张利鹏, 任晨辉, 李韶华. 轮毂电机驱动汽车侧向稳定性底盘协同控制[J]. 机械工程学报, 2019, 55(22): 153-164.
ZHANG Lipeng, REN Chenhui, LI Shaohua. Chassis Cooperative control for improving lateral stability of in-wheel motors drive electric vehicle [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(22): 153-164.
- [23] ZHANG L, 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.
- [24] 张利鹏, 王胜, 袁心茂. 分布式驱动智能汽车对开坡道起步双重转向控制[J]. 机械工程学报, 2019, 55(20): 205-213.
ZHANG Lipeng, WANG Sheng, YUAN Xinmao. Dual steering control of distributed drive intelligent vehicle start on split-slope road[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(20): 205-213.
- [25] ZHANG H, WANG J. Active steering actuator fault detection for an automatically-steered electric ground vehicle[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2017, 66(5): 3685-3702.
- [26] VAN Z, ERHARDT R, LANDESFEIND K, et al. VDC systems development and perspective[J]. SAE Transactions, 1998, 107(6): 424-444.
- [27] VAN Z, ERHARDT R, LUTZ A, et al. Simulation for the development of the Bosch-VDC[J]. SAE Transactions, 1996, 105(6): 544-554.
- [28] IMINE H, DOLCEMASCOLO V. Rollover risk prediction of heavy vehicle in interaction with infrastructure[J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2007, 14(3): 294-307.
- [29] LI L, LU Y, WANG R, et al. A Three-dimensional dynamics control framework of vehicle lateral stability and rollover prevention via active braking with MPC[J]. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, 2017, 64(4): 3389-3401.
- [30] FALCONE P, BORRELLI F, ASGARI J, et al. Predictive active steering control for autonomous vehicle systems[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2007, 15(3): 566-580.
- [31] FENG Y, YU X, MAN Z. Non-singular terminal sliding mode control of rigid manipulators[J]. Automatica, 2002, 38(12): 2159-2167.

作者简介: 张利鹏(通信作者), 男, 1979 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为智能车辆动力学与控制、新能源汽车复合传动、驾驶员认知与人机共驾。

E-mail: evzlp@ysu.edu.cn

段嘉瑶, 男, 1997 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为智能车辆动力学与控制。

E-mail: 1284517242@qq.com

苏泰, 男, 1996 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为智能车辆动力学与控制。

E-mail: 790933324@qq.com

任晨辉, 男, 1996 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为智能车辆动力学与控制。

E-mail: cren_0321@qq.com