

自适应积分终端滑模的自主车辆路径跟踪控制

孙 哲, 邹稼扬, 潘佳怡, 何德峰

(浙江工业大学 信息工程学院, 浙江 杭州 310023)

摘要: 为了实现自主车辆在复杂行驶环境下有效的路径跟踪功能, 车辆必须配备一个拥有鲁棒性的控制系统, 因此提出了一种自适应积分终端滑模控制策略。首先, 采用了一个二自由度的车辆动力学模型以及一个简化运动学模型, 用来描述车辆行驶时的横向动力学和路径跟踪特性; 其次, 设计了一种自适应积分终端滑模控制器, 并利用李雅普诺夫稳定性判据证明了该控制系统的稳定性; 最后, 利用 Matlab-Carsim 联合仿真平台, 以不同的车速分别在冰雪路面和干沥青路面上进行仿真测试, 验证了所设计控制器的性能。仿真结果表明: 当车辆行驶在不同的路面和速度工况下时, 相较于传统滑模控制以及非奇异终端滑模控制, 自适应积分终端滑模控制不仅拥有更高的控制精度, 同时具有更强的鲁棒性能。

关键词: 自主车辆; 路径跟踪; 车辆动力学及控制; 自适应积分终端滑模

中图分类号: TP273

文献标志码: A

文章编号: 1006-4303(2021)05-0494-09

Path tracking control for autonomous vehicles using adaptive integral terminal sliding mode

SUN Zhe, ZOU Jiayang, PAN Jiayi, HE Defeng

(College of Information Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023, China)

Abstract: It is important for an autonomous vehicle to own a robust steering control system for obtaining satisfactory path-following performance when confronting complicated driving conditions. This paper presents an adaptive integral terminal sliding mode (AITSM) control strategy for the path-following control of an autonomous vehicle. First, a two-degree-of-freedom (2DOF) dynamic model and a kinematic model are combined to describe the vehicle's lateral dynamics and path-following property. Afterwards, an AITSM controller is designed on the basis of a thorough stability proof in the sense of Lyapunov. Finally, Matlab-Carsim co-simulation platform is utilized to test the control performance with various vehicle velocities in snowy and dry-asphalt road conditions. From the simulation results, it is shown that, compared with a conventional sliding mode (CSM) controller and a nonsingular terminal sliding mode (NTSM) controller, the designed AITSM controller possesses not only higher tracking accuracy but also stronger robustness against various road conditions and vehicle velocities.

Keywords: autonomous vehicle; path following; vehicle dynamics and control; adaptive integral terminal sliding mode(AITSM)

随着自动化技术以及汽车产业的发展, 涉及多学科理论和方法的自主车辆已经成为了当下研究的

热点^[1-3]。为了减少驾驶员的操作负担, 自主车辆需要配备很多的功能。举例来说, 自适应巡航(Adap-

收稿日期: 2020-09-02

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(61773345); 浙江省自然科学基金资助项目(LR17F030004)

作者简介: 孙 哲(1989—), 男, 安徽合肥人, 副教授, 博士, 研究方向为滑模控制理论与应用等, E-mail: sunzhe726@zjut.edu.cn。

tive cruise control, ACC)和协同自适应巡航(Co-operative adaptive cruise control, CACC)是为了减少交通堵塞而提出的两种重要的方法^[4-5]。在此基础上,Chen等^[6]针对ACC和CACC系统,提出了一种变车头时距间隔的策略,有效地提高了交通运输的稳定性和道路通过性。Lam等^[7]为了解决协同停车问题,提出了一种基于对偶分解的分布式算法,并得到了近似的最优解。此外,在自主车辆领域,路径规划也是一个很重要的部分^[8-9],Rasekhipour等^[10]针对不同的障碍和道路结构,为了得到最优路径,提出了一种基于模型预测控制方法^[11-12]的路径轨迹控制器。结果表明:使用该控制器后,车辆可以有效地避开道路上的障碍物。作为自主车辆的关键技术之一,路径跟踪问题的目标是控制车辆准确地跟踪给定的参考路径,同时在车辆的几何模型、动力学模型和运动学模型的基础上,能保持纵向以及横向稳定性^[13-14]。由于道路和行驶条件复杂,车轮的非线性特性不容忽视,一定程度上增加了自动驾驶车辆横向运动控制的难度。为了消除横向路径跟踪误差并保证稳定性,已有多种控制方案被采用,比如滑模控制^[15-16]、模型预测控制^[17-18]、 H_∞ 控制^[19]以及模糊逻辑控制^[20]。另外由于车辆在跟踪路径的过程中,不可避免地会产生系统不确定性和非线性,Zhang等^[21]提出了一种模糊建模方法,利用基于模糊观测器的输出反馈控制,对车辆模型的不确定性进行补偿,从而解决了这一问题。除此之外,He等^[22]提出了一种用于路径跟踪的反演滑模控制算法,使得自主车辆能够有效地跟随参考路径,同时保证在各种情况下的安全性和鲁棒性。滑模控制属于一种经典的非线性控制策略,它可以产生不连续的控制,迫使系统沿预定的滑模轨迹运动^[23-24]。由于滑模控制变结构的特性,使得控制器能不受参数的不确定性和摄动的影响。同时,滑模控制具有响应快、精度高和鲁棒性强等优点^[25-27]。然而,传统的滑模控制存在一个严重的问题,当系统状态到达滑模面后,会产生对系统不利的抖振现象。为此采用了多种方法来抑制抖振,从而提高控制器的有效性。终端滑模(Terminal sliding mode, TSM)控制法就是其中之一,与传统滑模控制相比,它不仅抑制抖振现象,还可以缩短收敛时间^[28-29]。之后在终端滑模控制的基础上,为了避免它的奇异性问题,研究人员又提出了一种非奇异终端滑模(Non-singular terminal sliding mode, NTSM)控制算法^[30-31]。近年来,一些其他有效的方法也得到了应用,例如积分终端滑模(Integral terminal sliding

mode, ITSM)控制,它不仅能保证有限时间收敛,而且具有更快的收敛速度^[32]。此外,针对实际系统中干扰和不确定性幅值较大的问题,可设计自适应算法以估计系统时变信息,从而降低控制器参数的赋值难度^[33]。在此基础上,Wang等^[34]提出了一种自适应积分终端滑模(Adaptive integral terminal sliding mode, AITSM)控制算法,结果表明:相比于其他基于滑模的控制器,该控制策略的性能更加优越。

针对自主车辆路径跟踪的问题,笔者设计一种自适应积分终端滑模控制器,并且基于Simulink-Carsim平台进行了多次仿真实验,涵盖自主车辆在冰雪路面和沥青路面上以不同速度行驶时的多种紧急转向情况。在模型建立部分引入集总不确定性参数,通过设计合理的自适应律使得控制器不仅能克服系统中存在的参数不确定性,还对系统未建模动态特性以及外界扰动具有较强的鲁棒性。对比实验结果显示:与其他两种控制器相比,该控制算法的控制精度更高,收敛速度更快,鲁棒性更强。

1 模型建立

建立一个由车辆动力学模型和运动学模型构成的被控对象模型。

1.1 车辆动力学模型

建立一个能够准确描述车辆基本横向动力学特性的模型,对自主车辆的路径跟踪控制是十分重要的。为实现这一目标,采用一个典型的二自由度车辆动力学模型^[15,22]为

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \frac{F_{fl} + F_{fr} + F_{rl} + F_{rr}}{mv_x} - \gamma \\ \dot{\gamma} = \frac{l_1(F_{fl} + F_{fr}) - l_2(F_{rl} + F_{rr})}{I_z} \end{cases} \quad (1)$$

式中: β, γ 分别为车辆的侧滑角和横摆角速度; F_{fl}, F_{fr} 分别为施加在前轴左右轮胎上的侧向力; F_{rl}, F_{rr} 分别为作用在后轴左右轮胎上的侧向力; m 为车辆的质量; v_x 为车辆的纵向速度; l_1, l_2 分别为车辆重心分别到前轴和后轴的距离; I_z 为车身的横摆惯性矩。随着车速的增加,车辆的侧滑角和横摆角速度也会不断增大,从而破坏车辆行驶的稳定性。

1.2 车辆运动学模型

图1为车辆路径跟踪特性示意图。在路径跟踪过程中,不仅要求消除横向误差,也要求消除航向误差。然而,如果只采用前轮转角这一单输入,则只能控制其中一个误差。因此,此处引入了一个映射误

差 e_m 来整合横向误差 e 和航向误差 Δ_ϕ ^[22]。当车辆以较高的车速行驶在低附着系数的路面上时,车辆跟踪控制的横向误差以及航向误差均会被放大,导致映射误差过大,会极大地影响车辆的跟踪控制精度。基于映射误差的简化车辆运动学模型^[15]表示为

$$\begin{cases} e_m = e + x_m \sin(\Delta_\phi) \\ \dot{e} = v_x \sin(\Delta_\phi) + v_y \cos(\Delta_\phi) \\ \dot{d} = v_x \cos(\Delta_\phi) - v_y \sin(\Delta_\phi) \\ \Delta_\phi = \phi - \phi_r \end{cases} \quad (2)$$

式中: x_m 为恒定预瞄距离; ϕ, ϕ_r 分别为车辆航向角和参考路径的航向角; v_y 为车辆重心的横向速度; d 为车辆沿着参考路径经过的距离。

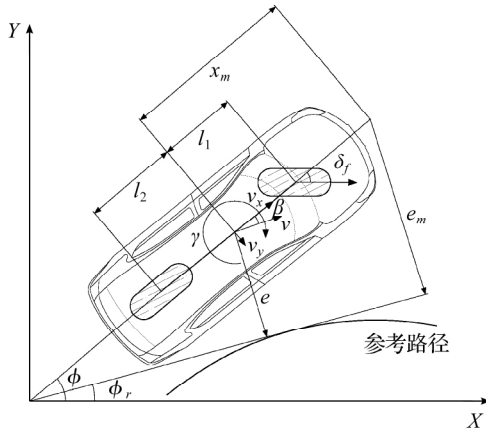


图1 模型示意图

Fig. 1 Schematic for modeling

根据小角度近似法,对 e_m, Δ_ϕ 进行求导得到的方程为

$$\begin{cases} e_m = e + x_m \Delta_\phi \\ \dot{e}_m = \dot{e} + x_m \dot{\Delta}_\phi \\ \dot{e} = v_x \Delta_\phi + v_y \\ \dot{\Delta}_\phi = \dot{\phi} - \dot{\phi}_r = \gamma - \rho \dot{d} \end{cases} \quad (3)$$

式中 ρ 为路径曲率。根据式(3)可得

$$\begin{cases} \ddot{\Delta}_\phi = \dot{\gamma} - \dot{\rho} \dot{d} - \rho \ddot{d} \\ \ddot{e} = \dot{v}_x \Delta_\phi + v_x \dot{\Delta}_\phi + \dot{v}_y \end{cases} \quad (4)$$

$$\ddot{e}_m = \ddot{e} + x_m \ddot{\Delta}_\phi = \dot{v}_y + \dot{v}_x \Delta_\phi + v_x (\gamma - \rho \dot{d}) + x_m (\dot{\gamma} - \dot{\rho} \dot{d} - \rho \ddot{d}) \quad (5)$$

将式(1)代入式(5),可得

$$\ddot{e}_m = \dot{v}_y + \dot{v}_x \Delta_\phi + v_x (\gamma - \rho \dot{d}) + x_m [-\dot{\rho} \dot{d} - \rho \ddot{d} + \frac{l_1 (F_{fl} + F_{fr}) - l_2 (F_{rl} + F_{rr})}{I_z}] \quad (6)$$

由于经济和技术条件的限制,通常很难直接测量轮胎的侧向力。因此,需要一种有效的估计方法,以便能够准确地估计作用在车辆轮胎上的侧向力。为此,采用的估计方法^[22]为

$$\hat{F}_1 = \begin{bmatrix} \hat{F}_{fl} & \hat{F}_{fr} \\ \hat{F}_{rl} & \hat{F}_{rr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mu \hat{C}_{fl} \alpha_{fl} & \mu \hat{C}_{fr} \alpha_{fr} \\ \mu \hat{C}_{rl} \alpha_{rl} & \mu \hat{C}_{rr} \alpha_{rr} \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中: C_{fr}, C_{fl} 分别为前轴上左右轮胎的转向刚度; C_{rr}, C_{rl} 分别为后轴上左右轮胎的转向刚度; α_{fl}, α_{fr} 分别为前轴和后轴上轮胎的滑移角; μ 为轮胎和地面之间的摩擦系数; $\hat{*}$ 为参数 $*$ 的估计值。由小角度近似法,可以将轮胎滑移角简化为

$$\begin{cases} \alpha_{fl} = \arctan[\frac{v \sin(\beta) + l_1 \gamma}{v \cos(\beta)}] - \delta_{fl} \approx \beta + \frac{l_1 \gamma}{v_x} - \delta_{fl} \\ \alpha_{rr} = \arctan[\frac{v \sin(\beta) - l_2 \gamma}{v \cos(\beta)}] \approx \beta - \frac{l_2 \gamma}{v_x} \end{cases} \quad (8)$$

式中 δ_{fl} 为前轮转向角。

为了更好地描述轮胎的转向特性,采用 Pacejka 轮胎模型中的非线性转向刚度^[22,35]可得

$$\begin{cases} \hat{C}_{fl} = C_{f0} \sin[2 \arctan(\frac{\hat{F}_{Gfl}}{G_{f0}})] \\ \hat{C}_{fr} = C_{f0} \sin[2 \arctan(\frac{\hat{F}_{Gfr}}{G_{f0}})] \\ \hat{C}_{rl} = C_{r0} \sin[2 \arctan(\frac{\hat{F}_{Grl}}{G_{r0}})] \\ \hat{C}_{rr} = C_{r0} \sin[2 \arctan(\frac{\hat{F}_{Grr}}{G_{r0}})] \end{cases} \quad (9)$$

式中: C_{f0}, C_{r0} 分别为前轴和后轴的名义转向刚度; G_{f0}, G_{r0} 分别为前轴和后轴的负载因数。

结合车辆纵向加速度和横向加速度,可以得到作用在每个轮胎上的垂直载荷的估计值^[36]为

$$\begin{cases} \hat{F}_{Gfl} = (g \frac{l_2}{2} - \dot{v}_x \frac{h}{2} - \dot{v}_y \frac{l_2 h}{t} + \dot{v}_x \dot{v}_y \frac{h^2}{gt}) \frac{m}{L} \\ \hat{F}_{Gfr} = (g \frac{l_2}{2} - \dot{v}_x \frac{h}{2} + \dot{v}_y \frac{l_2 h}{t} - \dot{v}_x \dot{v}_y \frac{h^2}{gt}) \frac{m}{L} \\ \hat{F}_{Grl} = (g \frac{l_1}{2} + \dot{v}_x \frac{h}{2} - \dot{v}_y \frac{l_1 h}{t} - \dot{v}_x \dot{v}_y \frac{h^2}{gt}) \frac{m}{L} \\ \hat{F}_{Grr} = (g \frac{l_1}{2} + \dot{v}_x \frac{h}{2} + \dot{v}_y \frac{l_1 h}{t} + \dot{v}_x \dot{v}_y \frac{h^2}{gt}) \frac{m}{L} \end{cases} \quad (10)$$

式中: t 为车辆轮距; h 为车辆重心高度; L 为车辆轴距。

联立式(6~8)可以得到

$$\begin{cases} \ddot{e}_m = w_1 + w_2 + w_3 \delta_{fl} + d_1 \\ w_1 = \dot{v}_y + \dot{v}_x \Delta_\phi + v_x (\gamma - \rho \dot{d}) \\ w_2 = x_m [\frac{l_1 \mu (v_x \beta + l_1 \gamma) (\hat{C}_{fl} + \hat{C}_{fr})}{v_x I_z} - \frac{l_2 \mu \alpha_{rr} (\hat{C}_{rl} + \hat{C}_{rr})}{I_z} - \dot{\rho} \dot{d} - \rho \ddot{d}] \\ w_3 = -x_m \frac{l_1 \mu (\hat{C}_{fl} + \hat{C}_{fr})}{I_z} \end{cases} \quad (11)$$

式中 d_1 代表集总系统的不确定性,并满足关系式

$$|d_1| \leq D \quad (12)$$

式中 D 为一个大于零的常数,代表集总系统不确定性的上界值。

根据上述分析,可以得到包含集总系统不确定性的最终模型表达式为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = w_1 + w_2 + w_3 u + d_1 \end{cases} \quad (13)$$

式中: $x_1 = e_m$; $u = \delta_f$ 为前轮转角, 代表闭环系统输入信号。另外, 表 1 给出了模型中各个参数的具体数值。车速的增加以及路面摩擦附着系数的降低, 会放大控制输入信号, 同时附加一定的高频抖振信号, 造成能源的浪费并降低控制性能。因此, 控制器的设计目标是在保证控制精度的前提下, 尽可能减小控制输入幅值, 并抑制高频抖振信号的产生。

表 1 模型参数

Table 1 Parameters in model

参数	数值	说明
l_1/m	1.04	前轴到质心的距离
l_2/m	1.56	后轴到质心的距离
t/m	1.48	轮距
h/m	0.54	质心高度
x_m/m	8	预瞄距离
m/kg	1300	车辆质量
$I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1343	转动惯量
$C_{f0}/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	56500	前轴转向刚度
$C_{r0}/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	66500	后轴转向刚度
G_{f0}/N	5700	前轴负载系数
G_{r0}/N	6200	后轴负载系数

2 控制器设计

自主车辆路径跟踪控制的目标是设计一个鲁棒控制器用于自动驾驶车辆的横向运动控制和纵向运动控制, 使车辆能够及时有效地跟上期望路径。

2.1 自适应积分终端滑模控制器设计

根据式(13)中描述的集总模型, 定义控制系统的参考信号 x_r 和跟踪误差 $e^{[15]}$ 为

$$\begin{cases} x_r = 0 \\ e = x_1 - x_r = x_1 \\ \dot{e} = \dot{x}_1 - \dot{x}_r = x_2 \end{cases} \quad (14)$$

然后定义滑动变量 $s^{[34,37]}$ 为

$$\begin{cases} s = \dot{e} + \hat{\lambda}_1 e + \hat{\lambda}_2 e_a \\ \dot{e}_a = e^{\frac{q}{p}}(t) \end{cases} \quad (15)$$

式中: 初始值 $e_a(0) = -[e(0) + \hat{\lambda}_1(0)e(0)]/\hat{\lambda}_2(0)$, 其中 $\hat{\lambda}_1(0), \hat{\lambda}_2(0)$ 分别为 $\hat{\lambda}_1, \hat{\lambda}_2$ 的初始值; p, q 为两个满足 $p > q > 0$ 的正奇数; $\hat{\lambda}_1, \hat{\lambda}_2$ 为两个自适应法则实时在线更新的控制参数^[34], 其表达式为

$$\begin{cases} \dot{\hat{\lambda}}_1 = -\zeta_1 s e \\ \dot{\hat{\lambda}}_2 = -\zeta_2 s \int_0^t e^{\frac{q}{p}} d\tau \end{cases} \quad (16)$$

式中: $\zeta_1, \zeta_2 > 0$ 是两个符号为正的自适应增益。

引理 1 根据式(13), 为了使跟踪误差 e 收敛, 将控制律设计为

$$u = -\frac{1}{w_3} [\hat{\lambda}_1 \dot{e} + \hat{\lambda}_2 e^{\frac{q}{p}} + w_1 + w_2 + k_1 \text{sign}(s) + k_2 s] \quad (17)$$

式中: $k_1, k_2 > 0$ 是两个需要设计的正常数; $\hat{\lambda}_1, \hat{\lambda}_2$ 是由式(16)估计出的终端滑模控制器参数。为了保证收敛性, k_1 的取值必须大于集总系统不确定性 d_1 的上界值, 即

$$k_1 > D \geq |d_1| \quad (18)$$

证明 选择 Lyapunov 函数为

$$V = \frac{1}{2} s^2 \quad (19)$$

根据式(13), 对 V 求导得

$$\begin{aligned} \dot{V} = s\dot{s} &= s(\ddot{e} + \dot{\hat{\lambda}}_1 e + \dot{\hat{\lambda}}_1 \dot{e} + \dot{\hat{\lambda}}_2 e_a + \dot{\hat{\lambda}}_2 \dot{e}_a) = \\ &s(w_1 + w_2 + w_3 u + d_1 + \dot{\hat{\lambda}}_1 e + \dot{\hat{\lambda}}_1 \dot{e} + \dot{\hat{\lambda}}_2 e_a + \dot{\hat{\lambda}}_2 \dot{e}_a) \end{aligned} \quad (20)$$

将式(17)代入式(20)可得

$$\begin{aligned} \dot{V} &= s\{w_1 + w_2 + d_1 + \dot{\hat{\lambda}}_1 e + \dot{\hat{\lambda}}_1 \dot{e} + \dot{\hat{\lambda}}_2 e_a + \dot{\hat{\lambda}}_2 \dot{e}_a - \\ &[\hat{\lambda}_1 \dot{e} + \hat{\lambda}_2 e^{\frac{q}{p}} + w_1 + w_2 + k_1 \text{sign}(s) + k_2 s]\} \end{aligned} \quad (21)$$

整理式(21), 并结合式(16)可以得到

$$\begin{aligned} \dot{V} &= s[d_1 + \dot{\hat{\lambda}}_1 e + \dot{\hat{\lambda}}_2 e_a - k_1 \text{sign}(s) - k_2 s] = s[d_1 - \\ &\zeta_1 s e^2 - \zeta_2 s (\int_0^t e^{\frac{q}{p}} d\tau)^2 - k_1 \text{sign}(s) - k_2 s] = d_1 s - \\ &k_1 |s| - \zeta_1 s^2 e^2 - \zeta_2 s^2 (\int_0^t e^{\frac{q}{p}} d\tau)^2 - k_2 s^2 \end{aligned} \quad (22)$$

由于式(22)中的后3项为非正项, 同时控制参数 k_1 大于集总系统不确定性的上界值, 所以对于任意满足 $s = 0$ 的滑动变量, 可得

$$\dot{V} \leq -|s| (k_1 - |d_1|) < 0 \quad (23)$$

由此, 完成证明。

由式(15)可知: 通过给 e_a 设置合适的初始值, 系统便可以从滑模变量 $s = 0$ 处开始运行。因此, 省去了滑动变量的趋近过程, 从而提高了控制器的收敛速度与跟踪精度。另外, 式(16)给出的自适应法则能够自适应地调整控制器增益, 从而进一步提高了系统的跟踪精度。

现设计一个自适应积分终端滑模控制器, 其中闭环系统的结构如图2所示。此外, 为验证该控制器的有效性能, 利用 Carsim 和 Simulink 仿真软件平台建立一个高保真的车辆模型并进行仿真实验测试。

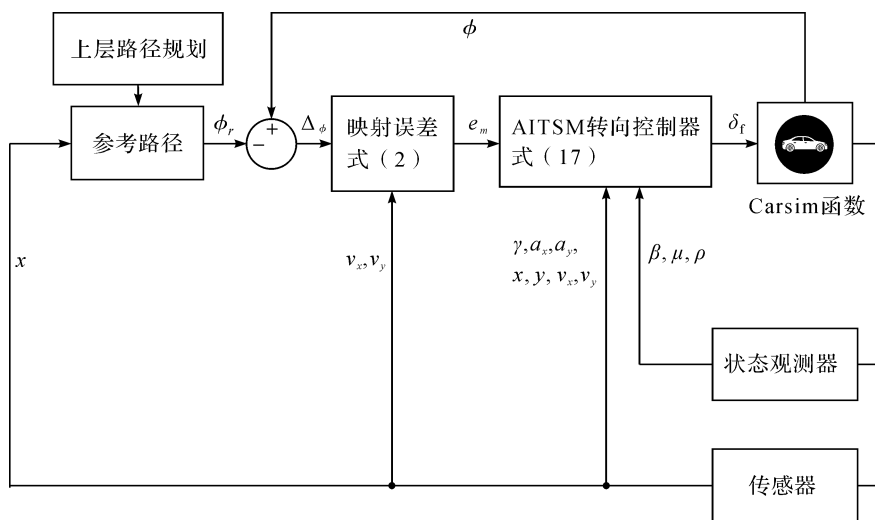


图2 控制系统结构图

Fig. 2 Architecture of the control system

2.2 控制器参数选择

2.1 节完成了一个由车辆动力学模型和运动学模型构成的用来描述自主车辆轨迹跟踪能力的模型的设计。随后,基于该集总模型,设计了一个自适应积分终端滑模控制器,并且通过理论分析证明了该控制器的稳定性。为了满足控制性能的要求,需要选择恰当的控制器参数来减小系统不确定性和未建模动态特性带来的影响,同时削弱抖振现象。

1) p 和 q 取值:首先, p 和 q 必须是满足 $p > q > 0$ 的正的奇数;其次,当 q/p 的值趋近于 1 时,非线性滑模面 s 趋近于一个线性 PID 型的滑模面,这将降低跟踪误差的收敛速度。综合考虑上述因素,最终发现 $p = 7$ 和 $q = 5$ 满足所需要求。

2) k_1 和 k_2 取值:在该控制系统中,增大 k_1 值将会提高控制精度,但会引起前轮转角更大的抖振现象;相反,增大 k_2 的值能在一定程度上抑制抖振现象,然而过大的 k_2 值会放大控制输入信号。为了权衡上述因素,设定 $k_1 = 150, k_2 = 200$ 。

3) ζ_1 和 ζ_2 取值:为了使滑动变量能够得到更好的调整,需要选择恰当的自适应增益 ζ_1 和 ζ_2 。增大 ζ_1 和 ζ_2 值,不仅能够提高系统的收敛速率,而且还能降低系统稳态时的误差; ζ_1 和 ζ_2 取值过大,会导致系统不稳定。因此,最终选择 $\zeta_1 = 18, \zeta_2 = 50$ 。

2.3 与其他控制器比较

为了验证所提出的控制策略的优越性能,分别设计一个传统滑模控制器以及一个非奇异终端滑模控制器作为比较对象^[23,31]。

2.3.1 传统滑模控制器

传统滑模控制器^[23]的控制律设计为

$$\begin{cases} u_{\text{csm}} = -\frac{1}{w_3}[\omega_1 + \omega_2 + \lambda_{\text{csm}}\dot{e} + D\text{sign}(s_{\text{csm}})] \\ s_{\text{csm}} = \dot{e} + \lambda_{\text{csm}}e \end{cases} \quad (24)$$

式中: s_{csm} 为一个传统滑模面表达式,其带宽设定为 $\lambda_{\text{csm}} = 6; \omega_1, \omega_2, \omega_3$ 由式(11) 给出。

2.3.2 非奇异终端滑模控制器

给定非奇异终端滑模控制器^[31]的控制律为

$$u_{\text{ntsm}} = -\frac{1}{w_3}[\omega_1 + \omega_2 + \frac{1}{r\lambda_{\text{ntsm}}}|\dot{e}|^{2-r}\text{sign}(\dot{e}) + D\text{sign}(s_{\text{ntsm}})] \quad (25)$$

其滑模面 s_{ntsm} 设计为

$$s_{\text{ntsm}} = e + \lambda_{\text{ntsm}}|\dot{e}|^r\text{sign}(\dot{e}) \quad (26)$$

式中: $\lambda_{\text{ntsm}} = 0.5; r = 1.4$ 。

3 仿真结果分析

基于 Matlab/Simulink-Carsim 协同仿真平台,采用高保真度的整车模型,完成了 AITSM,NTSM,CSM 控制的对比,并对仿真结果进行了详细的分析。为了证明 AITSM 控制的优越性能,设计了 3 种工况下的仿真实验。第 1 种工况是车辆以较低速度在冰雪路面上行驶,其中车速为 $v = 54 \text{ km/h}$,地面摩擦附着系数为 $\mu = 0.3$ 。第 2 种工况车速设置与第 1 种工况相同,地面摩擦附着系数为 $\mu = 0.8$,模拟车辆低速行驶于干沥青路面。第 3 种工况仍为干沥青路面,地面摩擦附着系数与第 2 种工况相同,而车速则为 $v = 100 \text{ km/h}$,也就是模拟车辆在干沥青路面上高速行驶的情况。通过上述仿真实验,能够合理比较 3 种控制策略在面对不同路面情况以及行驶车速时的控制效果。

主要关注设计的控制器对于自主车辆路径跟踪的控制效果,因此省略路径规划部分,直接选择一个轨迹模型^[15,38]作为系统的参考信号,该模型为

$$\begin{cases} Y_r(x) = \frac{d_{n1}}{2}[1 + \tanh(r_1)] - \frac{d_{n2}}{2}[1 + \tanh(r_2)] \\ \phi_r(x) = \arctan[d_{n1}(\frac{1}{\cosh(r_1)})^2(\frac{1.2}{d_{m1}}) - d_{n2}(\frac{1}{\cosh(r_2)})^2(\frac{1.2}{d_{m2}})] \end{cases} \quad (27)$$

式中: Y_r, x, ϕ_r 分别为车辆行驶过程中的参考横向位置、参考纵向位置和参考偏航角。轨迹模型中的参数值分别选取为 $r_1 = 0.096(x - 60) - 1.2, r_2 = 0.096(x - 120) - 1.2, d_{m1} = 25, d_{m2} = 25, d_{n1} = 3.6, d_{n2} = 3.6$ 。

3.1 工况 1: 低速冰雪路面

通常情况下,在低附着系数的路面上行驶时,车辆更容易失去稳定。因此,首先选择冰雪路面测试 AITSM 控制器的有效性,其对应的车速为 $v = 54$ km/h,地面摩擦附着系数为 $\mu = 0.3$ 。图 3,4 分别表示车辆的横向位置和横向加速度,可以看出:在 3 种控制器作用下,车辆均可以很好地跟踪参考路径。但是,AITSM 控制策略产生的车辆横向加速度的抖振更小,表明该控制系统能够提供更加舒适稳定的转向性能。

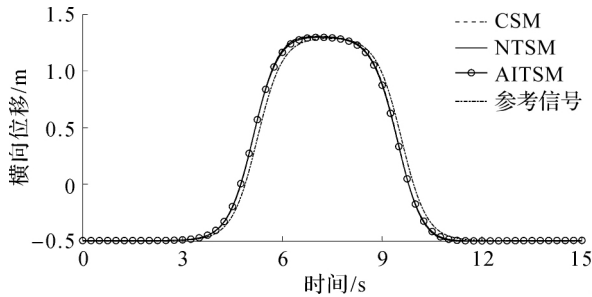


图 3 工况 1 下横向位移

Fig. 3 Lateral distances in case 1

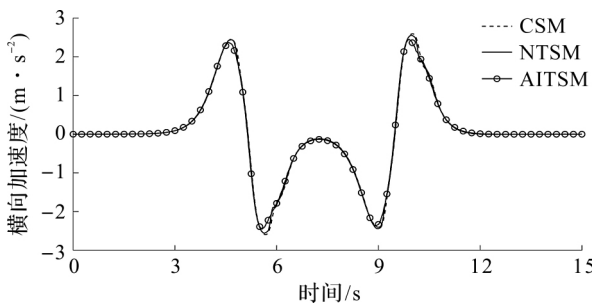


图 4 工况 1 下横向加速度

Fig. 4 Lateral accelerations in case 1

3 种控制器作用下车轮的侧滑角以及横摆角速度变化情况分别如图 5,6 所示,从结果可以看出:有大量的时间车胎在非线性区运作,尽管 3 种情况下车辆的横摆角速度没有太大的区别,但 AITSM 控制器作用下车轮侧滑角的峰值最小,也即车辆拥有更好的稳定性。

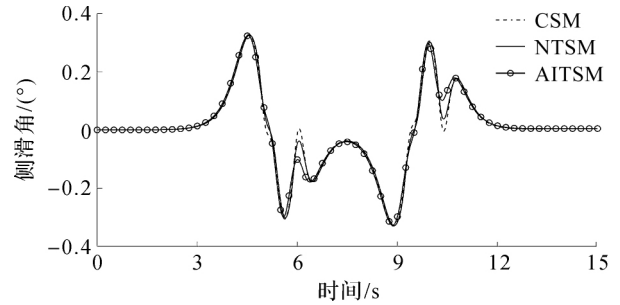


图 5 工况 1 下侧滑角

Fig. 5 Sideslip angles in case 1

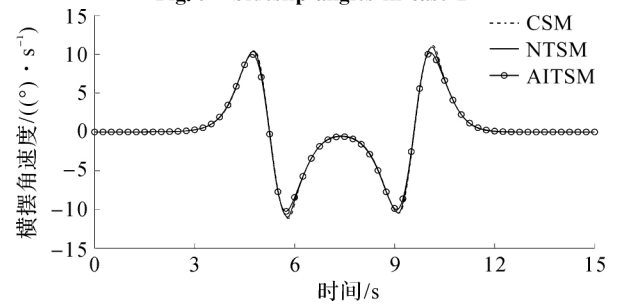


图 6 工况 1 下横摆角速度

Fig. 6 Yaw rates in case 1

图 7,8 表示车辆的前轮转角以及跟踪误差,3 种控制器中 AITSM 控制有更高的精度,其跟踪误差的峰值和均方根值(Root mean square, RMS)均为最小。

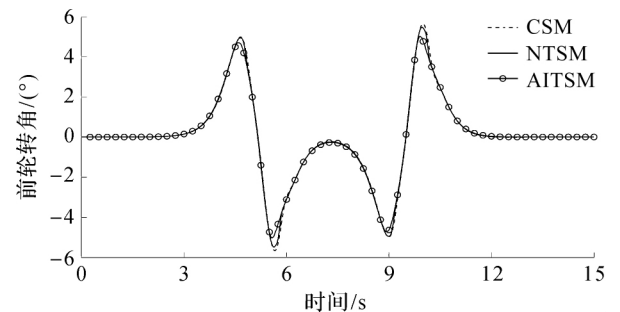


图 7 工况 1 下前轮转角

Fig. 7 Steering angles in case 1

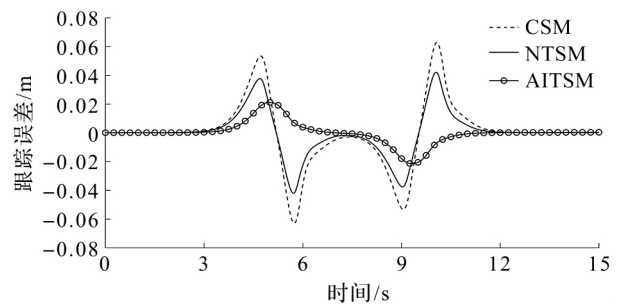


图 8 工况 1 下跟踪误差

Fig. 8 Tracking errors in case 1

3.2 工况2:低速干沥青路面

与冰雪路面相比,车辆在干沥青路面上行驶的情况更加普遍,因此验证 AITSM 控制策略在该工况下能否仍然保证有效性显得十分重要。在该情况下,设定路面附着系数为 $\mu = 0.8$,车速设定为 $v = 54 \text{ km/h}$,以便于排除车速带来的影响,从而和工况1形成比较。

图9~12分别表示3种控制器作用下车辆横向位移、横向加速度、侧滑角以及横摆角速度的变化情况,可以看出自主车辆在行驶过程中均能保持稳定。对比图5,11可知:由于车胎和路面之间摩擦系数的增大,工况2中车辆侧滑角的幅值与工况1相比有了明显提高。

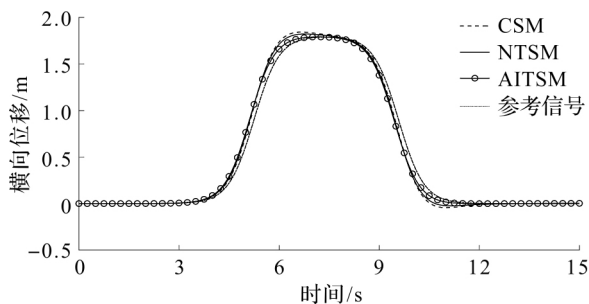


图9 工况2下横向位移

Fig. 9 Lateral distances in case 2

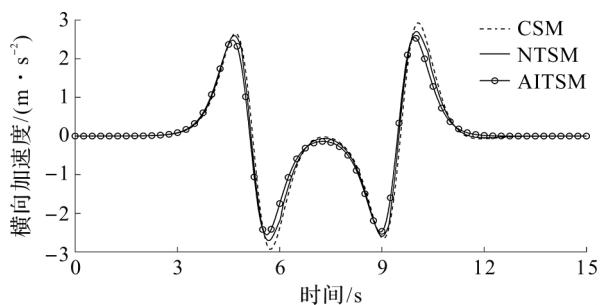


图10 工况2下横向加速度

Fig. 10 Lateral accelerations in case 2

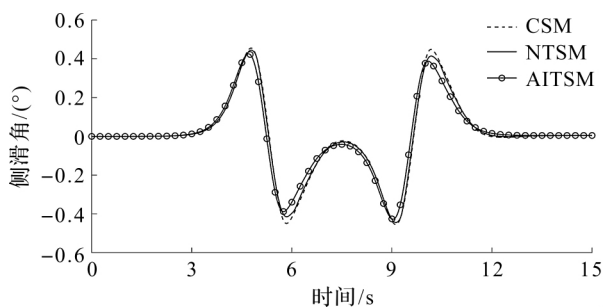


图11 工况2下侧滑角

Fig. 11 Sideslip angles in case 2

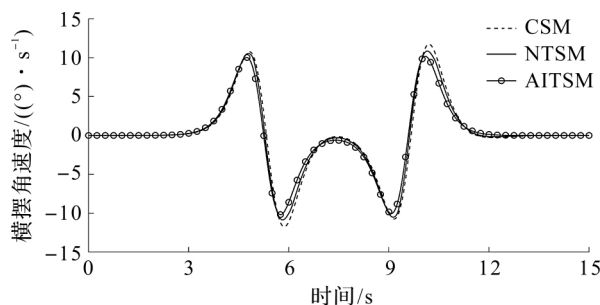


图12 工况2下横摆角速度

Fig. 12 Yaw rates in case 2

在工况2下,车辆的转角输入和跟踪误差分别如图13,14所示,在AITSM控制器作用下车辆的转向角输入提前于其余两种控制器,且其幅值也略低于其他两种情况。然而AITSM控制产生的跟踪误差峰值仅为0.085和-0.08,远小于其余两种控制器,另外其误差收敛到零所用的时间也是最少的,证明AITSM控制器拥有更加优越的性能。

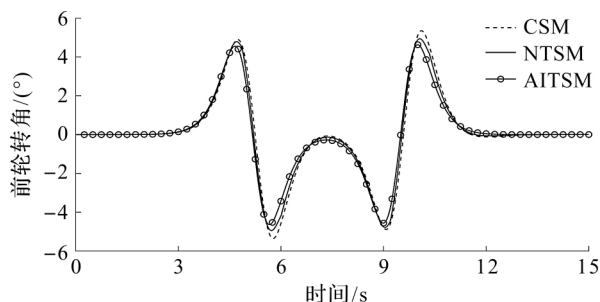


图13 工况2下前轮转角

Fig. 13 Steering angles in case 2

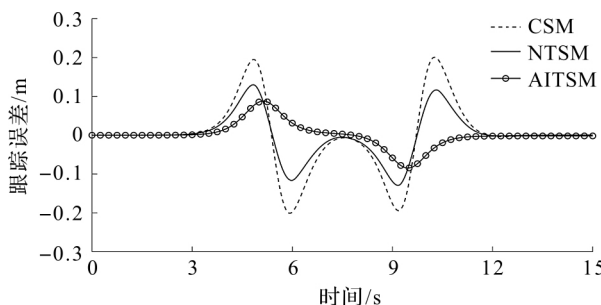


图14 工况2下跟踪误差

Fig. 14 Tracking errors in case 2

3.3 工况3:高速干沥青路面

当自主车辆行驶在高速公路上时,较高的车速会给车辆的控制系统带来很大的挑战。为了模拟车辆行驶在高速公路上的避障行为,仿真过程中道路附着系数和车速分别设定为 $\mu = 0.8$, $v = 100 \text{ km/h}$ 。

与上述两种工况相同,在工况3下车辆的横向位移、横向加速度、侧滑角以及横摆角速度变化情况分别如图15~18所示。由于车速的提高,车辆实际横向位移与参考值之间的误差相比于前两种工况有了明显的增大。此外,车辆的横向加速度、侧滑角以

及横摆角速度的幅值均有了提高:一方面是因为车辆速度的提高导致需要在更短的时间内完成转向操作;另一方面是由于在工况3下轮胎的作用环境更加接近其极限工况。

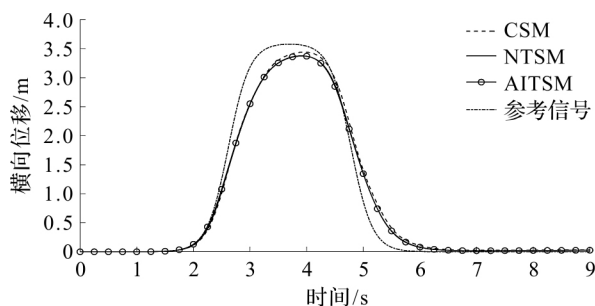


图 15 工况3下横向位移

Fig. 15 Lateral distances in case 3

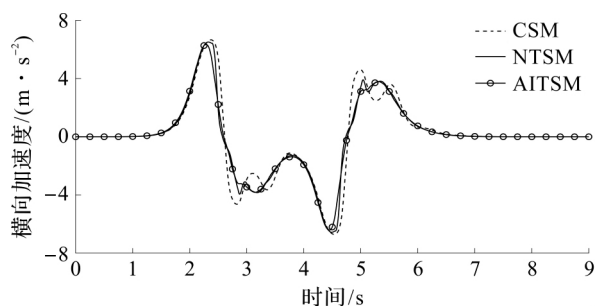


图 16 工况3下横向加速度

Fig. 16 Lateral accelerations in case 3

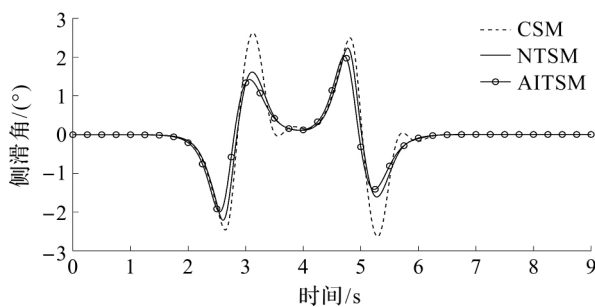


图 17 工况3下侧滑角

Fig. 17 Sideslip angles in case 3

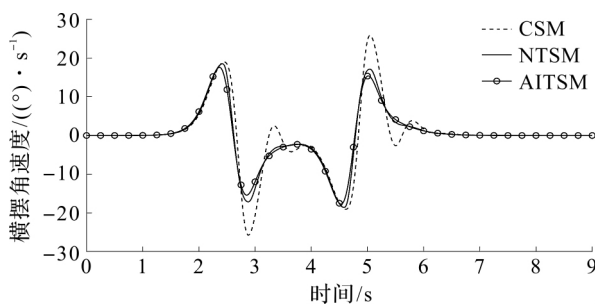


图 18 工况3下横摆角速度

Fig. 18 Yaw rates in case 3

如图 19 所示,由于 AITSM 控制器可以通过有效的自适应法则来调整控制器参数,所以 3 种控制策略相比较,AITSM 控制输入信号上的抖振情况最小。此外,如图 20 所示,AITSM 控制器作用下

带来的跟踪误差的峰值与均方根值均为最小,说明其拥有最高的控制精度。

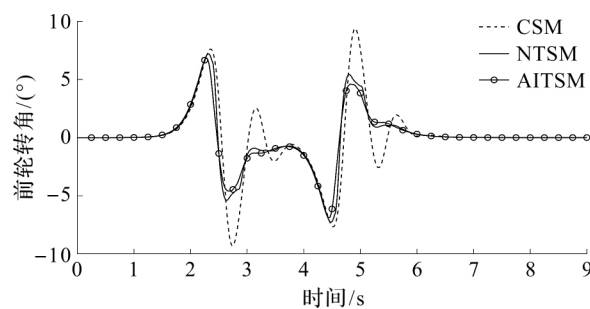


图 19 工况3下前轮转角

Fig. 19 Steering angles in case 3

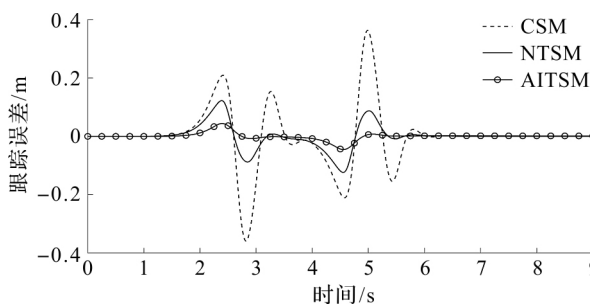


图 20 工况3下跟踪误差

Fig. 20 Tracking errors in case 3

4 结 论

首先,提出了一种自适应积分终端滑模控制策略,其中自适应法则的引入实现了滑动变量的实时在线更新,从而极大地提高了控制器的精度;其次,通过李雅普诺夫稳定性判据验证了控制器的收敛性能,同时为了降低系统运行过程中产生的抖振现象,引入了积分终端滑模控制算法并取得了良好的效果;最后,通过仿真结果图清晰地展示了自适应积分终端滑模控制算法在与传统滑模控制和非奇异终端滑模控制相比的情况下,面对不同的车速以及路面条件有更高的控制精度以及更强的鲁棒性。在车辆动力学仿真领域,Carsim 虽然是一款享有盛誉的专业软件,但借此进行的仿真实验与现实中车辆的行驶情况相比较必定存在建模的误差,同时现实环境中传感器测量会受到噪声的影响。因此,未来的研究目标是基于一辆真实的自主车辆来搭建实验平台,由此能够更加科学地验证所设计控制算法的有效性能。

参考文献:

- [1] 何德峰,侍宇洁. 四驱电动汽车驱动力分配阶式模型预测控制[J]. 浙江工业大学学报, 2020, 48(1): 7-12.
- [2] MARZBANI H, KHAYYAM H, TO C N, et al. Autonomous vehicles: autodrivers algorithm and vehicle dynamics [J]. IEEE transactions on vehicular technology, 2019, 68(4): 3201-3211.

- [3] 余世明, 吴赛男, 宋秀兰. 传感器受限的车辆队列燃油经济性模型预测控制[J]. 浙江工业大学学报, 2018, 46(6): 19-24.
- [4] 闫茂德, 宋家成, 杨盼盼, 等. 基于信息一致性的自主车辆变车距队列控制[J]. 控制与决策, 2017, 32(12): 2296-2300.
- [5] SHI S M, LI L, MU Y. Stable headway prediction of vehicle platoon based on the 5-degree-of-freedom vehicle model[J]. Journal of automobile engineering, 2018, 233(6): 1570-1585.
- [6] CHEN J Z, ZHOU Y, LIANG H. Effects of ACC and CACC vehicles on traffic flow based on an improved variable time headway spacing strategy[J]. IET intelligent transport systems, 2019, 13(9): 1365-1373.
- [7] LAM A Y S, YU J J Q, HOU Y H, et al. Coordinated autonomous vehicle parking for vehicle-to-grid services: formulation and distributed algorithm[J]. IEEE transactions on smart grid, 2018, 9(5): 4356-4366.
- [8] HU X M, CHEN L, TANG B, et al. Dynamic path planning for autonomous driving on various roads with avoidance of static and moving obstacles[J]. Mechanical systems and signal processing, 2018, 100: 482-500.
- [9] CHEN K J, PEI X F, SUN D Y, et al. Active steering control for autonomous vehicles based on a driver-in-the-loop platform: a case study of collision avoidance[J]. Journal of systems and control engineering, 2019, 233(10): 1422-1437.
- [10] RASEKHIPOUR Y, KHAJEPOUR A, CHEN S K, et al. A potential field-based model predictive path-planning controller for autonomous road vehicles[J]. IEEE transactions on intelligent transportation systems, 2017, 18(5): 1255-1267.
- [11] 何德峰, 丁宝苍, 于树友. 非线性系统模型预测控制若干基本特点与主题回顾[J]. 控制理论与应用, 2013, 30(3): 273-287.
- [12] 席裕庚, 李德伟, 林妹. 模型预测控制: 现状与挑战[J]. 自动化学报, 2013, 39(3): 222-236.
- [13] 徐杨, 陆丽萍, 褚端峰, 等. 无人车辆轨迹规划与跟踪控制的统一建模方法[J]. 自动化学报, 2019, 45(4): 799-807.
- [14] MATA S, ZUBIZARRETA A, PINTO C. Robust tube-based model predictive control for lateral path tracking[J]. IEEE transactions on intelligent vehicles, 2019, 4(4): 569-577.
- [15] JI X W, HE X K, LÜ C, et al. Adaptive-neural-network based robust lateral motion control for autonomous vehicle at driving limits[J]. Control engineering practice, 2018, 76: 41-53.
- [16] WU Y, WANG L F, ZHANG J Z, et al. Path following control of autonomous ground vehicle based on nonsingular terminal sliding mode and active disturbance rejection control[J]. IEEE transactions on vehicular technology, 2019, 68(7): 6379-6390.
- [17] GUO H Y, SHEN C, ZHANG H, et al. Simultaneous trajectory planning and tracking using an MPC method for cyber-physical systems: a case study of obstacle avoidance for an intelligent vehicle[J]. IEEE transactions on industrial informatics, 2018, 14(9): 4273-4283.
- [18] 何德峰, 郭晓慧, 姬超超. 基于 CLF 的移动舞台机器人轨迹跟踪预测控制[J]. 浙江工业大学学报, 2018, 46(5): 19-23.
- [19] LI S E, GAO F, LI K Q, et al. Robust longitudinal control of multi-vehicle systems: a distributed H-infinity method[J]. IEEE transactions on intelligent transportation systems, 2018, 19(9): 2779-2788.
- [20] TAGHAVIFAR H, RAKHEJA S. Path-tracking of autonomous vehicles using a novel adaptive robust exponential-like-sliding-mode fuzzy type-2 neural network controller[J]. Mechanical systems and signal processing, 2019, 130: 41-55.
- [21] ZHANG C Z, HU J F, QIU J B, et al. A novel fuzzy observer-based steering control approach for path tracking in autonomous vehicles[J]. IEEE transactions on fuzzy systems, 2019, 27(2): 78-290.
- [22] HE X K, LIU Y L, LÜ C, et al. Emergency steering control of autonomous vehicle for collision avoidance and stabilisation[J]. Vehicle system dynamics, 2018, 57(8): 1163-1187.
- [23] SLOTTINE J J E, LI W P. Applied nonlinear control[M]. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1991.
- [24] 刘金琨, 孙富春. 滑模变结构控制理论及其算法研究与进展[J]. 控制理论与应用, 2007, 24(3): 407-418.
- [25] SU Q Y, QUAN W Z, CAI G W, et al. Improved adaptive backstepping sliding mode control for generator steam valves of non-linear power systems[J]. IET control theory & applications, 2017, 11(9): 1414-1419.
- [26] SUN Z, ZHENG J C, MAN Z H, et al. Robust control of a vehicle steer-by-wire system using adaptive sliding mode[J]. IEEE transactions on industrial electronics, 2016, 63(4): 2251-2262.
- [27] 张碧陶, 皮佑国. 基于分数阶滑模控制技术的永磁同步电机控制[J]. 控制理论与应用, 2012, 29(9): 1193-1197.
- [28] 王艳敏, 冯勇. 参数不确定柔性机械手的终端滑模控制[J]. 控制理论与应用, 2008, 25(6): 1049-1052.
- [29] LI S H, WU C S, SUN Z X. Design and implementation of clutch control for autonomous transmissions using terminal-sliding-mode control and uncertainty observer[J]. IEEE transactions on vehicular technology, 2016, 65(4): 1890-1898.
- [30] CAO X X, GU L Y, QIU H X, et al. Continuous nonsingular terminal sliding mode contouring control of manipulator based on time delay estimation[J]. Journal of systems and control engineering, 2017, 231(10): 836-848.
- [31] FENG Y, YU X H, MAN Z H. Non-singular terminal sliding mode control of rigid manipulators[J]. Automatica, 2002, 38(12): 2159-2167.
- [32] GUO J G, LIU Y C, ZHOU J. Integral terminal sliding mode control for nonlinear systems[J]. Journal of systems engineering and electronics, 2018, 29(3): 571-579.
- [33] NOROUZI A, KAZEMI R, AZADI S. Vehicle lateral control in the presence of uncertainty for lane change maneuver using adaptive sliding mode control with fuzzy boundary layer[J]. Journal of systems and control engineering, 2017, 232(1): 12-28.
- [34] WANG H, LI Z H, JIN X Z, et al. Adaptive integral terminal sliding mode control for automobile electronic throttle via an uncertainty observer and experimental validation[J]. IEEE transactions on vehicular technology, 2018, 67(9): 8129-8143.
- [35] PACEJKA H B. Tire and vehicle dynamics[M]. Oxford: Elsevier, 2012.
- [36] DOUMIATI M, VICTORINO A, LECHNER D, et al. Observer for vehicle tyre/road forces estimation: experimental validation[J]. Vehicle system dynamics, 2010, 48(11): 1345-1378.
- [37] CHIU C S. Derivative and integral terminal sliding mode control for a class of MIMO nonlinear systems[J]. Automatica, 2012, 48(2): 316-326.
- [38] GONG J W, JIANG Y, XU W. Model predictive control for self driving vehicles[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2018.

(责任编辑:陈石平)