

DOI: 10.20189/j.cnki.CN/61-1527/E.202502006

基于变权重系数的 LQR 多轴特种车辆 分层稳定性控制

程洪杰, 侯祯伟, 刘志浩, 李建华, 赵 媛, 刘秀钰
(火箭军工程大学, 陕西 西安 710025)

摘 要: 为有效提升多轴特种车辆在高附和低附快速机动转向 2 种极端工况下的转向灵活性与行驶稳定性, 以某重型 5 轴特种车辆为研究对象, 基于分层控制结构思路, 设计了一种考虑路面条件变化的分层稳定性集成控制系统。上层控制器基于线性二次型调节器 (Linear Quadratic Regulator, LQR) 的控制策略, 实现了后轮主动转向角与附加横摆力矩控制量的计算, 并通过模糊控制规则建立了权重矩阵与路面附着系数的关系; 下层控制器则基于迭代次数少、实时性高的内点法来实现车轮驱动力矩的最优控制分配。最后, 基于 Trucksim-Simulink 联合仿真平台, 对该控制策略的控制效果进行了验证。仿真结果表明: 对于低附高速转向工况, 相比于无控制车辆, 变权重 LQR 集成控制车辆的横摆角速度与质心侧偏角的幅值与期望值之间的偏差分别降低了 89.7% 和 85.67%, 相比于比例积分微分 (proportional-integral-derivative, PID) 控制的车辆分别降低了 51.72% 和 57.38%; 对于高附高速工况, 相比于无控制车辆, 变权重 LQR 控制车辆的横摆角速度与质心侧偏角的幅值与期望值之间的偏差分别降低了 85.08% 和 98.63%, 相比于 PID 控制的车辆分别降低了 42.96% 和 73.48%; 在 2 种工况下, 变权重 LQR 控制器相较于 PID 控制器均表现出更高的控制精度和响应速度, 同时对输入量的需求明显减少, 为多轴特种车辆行驶稳定性分析与性能优化提供了参考。

关键词: 特种车辆; LQR 控制; 集成控制; 主动转向; 直接横摆力矩控制; 横摆稳定性

中图分类号: U461.6

文献标志码: A

文章编号: 2097-2741(2025)02-047-12

Variable Weighting Factors-based Layered Stability Control of Linear Quadratic Regulator Multi-axle Special Vehicles

CHENG Hongjie, HOU Zhenwei, LIU Zhihao, LI Jianhua,
ZHAO Yuan, LIU Xiuyu

(Rocket Force University of Engineering, Xi'an 710025, China)

ABSTRACT: To enhance the steering flexibility and driving stability of multi-axle special vehicles under two extreme conditions of high-speed maneuvering with high and low road attachments, a layered integrated stability control system was proposed. It used a heavy-duty 5-axle

收稿日期: 2024-11-12

基金项目: 国家自然科学基金 (52472464)

第一作者: 程洪杰 (1978—), 男, 教授, 主要从事兵器科学与技术研究。E-mail: 2375496114@qq.com

引用格式: 程洪杰, 侯祯伟, 刘志浩, 等. 基于变权重系数的 LQR 多轴特种车辆分层稳定性控制[J]. 火箭军工程大学学报, 2025, 39 (2): 47-58. CHENG Hongjie, HOU Zhenwei, LIU Zhihao, et al. Variable weighting factors-based layered stability control of linear quadratic regulator multi-axle special vehicles [J]. Journal of Rocket Force University of Engineering, 2025, 39 (2): 47-58.

special vehicle as the subject, and was based on a hierarchical control structure. The upper-level controller calculated the active steering angle and additional yaw moment control of the rear wheels using the LQR (Linear Quadratic Regulator) control strategy. The relationship between the weight matrix and road adhesion coefficient was established using fuzzy control rules. The lower-level controller achieved the optimal control allocation of the wheel driving torque using the interior method with few iterations and high realtime performance. The effectiveness of the proposed control strategy was verified using the Trucksim-Simulink co-simulation platform. The results show that under low-attachment and high-speed steering conditions, the deviation of the yaw rate and centroid slip angle of the variable-weight LQR integrated control vehicles are reduced by 89.7% and 85.67%, respectively, compared to uncontrolled vehicles. When compared to vehicles controlled by PID (Proportional-Integral-Derivative) control, these values decrease by 51.72% and 57.38%, respectively. Under high-attachment and high-speed conditions, the deviations of the yaw rate and centroid slip angle of the variable-weight LQR integrated control vehicles are reduced by 85.08% and 98.63%, respectively, compared to uncontrolled vehicles. Compared with the PID-controlled vehicles, these values decrease by 42.96% and 73.48%, respectively. Under the above two conditions, the LQR-based control system outperforms the PID control system in terms of control accuracy and response speed, and significantly reduces the input requirements. It provides a reference for the stability analysis and performance optimization of multi-axle special vehicles.

KEYWORDS: special vehicles; LQR control; integrated control; active steering; direct yaw moment control; yaw stability

近年来, 车辆稳定性控制在车辆底盘安全设计中占据着越来越重要的地位, 成为学术界广泛关注的焦点。对此, 国内外相关学者均提出了多种先进的控制方式, 目前被广泛应用的主要有以下 4 种: 差动制动、主动转向、主动悬架以及主动防侧倾稳定杆^[1-2]。其中, 差动制动和主动转向是通过调节轮胎施加的侧向力和制动力来影响车身, 从而控制车辆的侧倾和横摆^[3-4], 而主动悬架和主动防侧倾稳定杆则通过调整车身姿态和运动来提升车辆的稳定性能^[5-6]。

随着武器装备的发展, 以轮毂电机直接驱动车轮的方式已成为军用特种车辆的重要发展趋势。这种多电机分布式驱动形式实现了各车轮扭矩的独立精确控制, 使得车辆的状态观测与控制更为灵活, 有效扩大了底盘控制系统的适用范围, 为车辆动力学控制创造了理想条件^[7-8]。相比于集中式单电机驱动, 分布式电驱动汽车在机械结构、整车线控化及可控度方面均有显著提升^[9], 为多轴特种车辆的稳定性控制提供了新的机遇和挑战。

在这种趋势下, 多轴重载车辆的控制正朝着智能化和稳定性方向发展。张志利等^[10]探讨了高级驾驶辅助系统 (Advanced Driving Assistance Sy-

stem, ADAS) 在重型车辆中的应用及其环境感知技术的发展趋势。程洪杰等^[11]研究了线性自抗扰控制 (Linear Active Disturbance Rejection Control, LADRC) 在多轴特种车辆防抱死制动中的应用, 验证了其提高制动性能的可行性。刘志浩等^[12-13]提出了一种重载轮胎的振动建模与联合估计方法, 提高了力估计的准确性。陈渐伟等^[14]提出了一种基于神经网络的数据建模方法, 提升了多轴特种车辆横向动力学建模精度。张泽等^[15]设计了一种基于 C-V2X 技术的车载终端, 满足了高速行驶车辆的通信需求。杨健福等^[16]提出了一种优化的侧翻评价指标, 提高了车辆侧翻风险的预警精度。刘秀钰等^[17]应用模型预测控制方法, 规划出安全性较高的行驶轨迹, 降低了碰撞风险, 并提升了车辆的行使稳定性。然而, 传统车辆底盘控制方法在采用分布式驱动系统的车辆中已难以充分发挥其结构优势, 需要新的策略以更好地实现特种车辆的稳定性控制。

现有研究在多轴分布式电驱车辆的稳定性控制方面取得了一定进展。例如, 刘明春^[18]和王旭冉^[19]分别以 4 轴 8×8 轮毂电机驱动车辆为研究对象, 设计了基于分层结构的操纵稳定性控制策

略。其上层控制器采用滑模控制算法, 重点解决车辆运动状态控制问题, 并通过滑模控制实现对轮胎期望滑移率和侧偏角的跟踪。然而, 该方法在轮胎力分配过程中对于车轮转角的协调性考虑较少, 在快速变化的复杂路面条件下适应性不足, 控制性能仍有待提升。彭博等^[20]针对8轴分布式电驱车辆提出了基于质心侧偏角的差动转向双层控制策略, 并通过模糊控制算法对后桥转向参考角进行了计算。尽管该策略相比于理想阿克曼转向能够有效减小车辆转向过程中的质心侧偏角, 但其对动力学较为复杂的多轴车辆的控制能力仍然有限。Feng 等^[21]设计了直接横摆力矩控制(Direct Yaw-moment Control, DYC)、制动防抱死系统(Antilock Brake System, ABS)和主动前轮转向(Active Front Steering, AFS), 并采用模糊控制算法实现横摆力矩分配。仿真结果表明其能够在对开路面制动时提升车辆的稳定性, 但在复杂工况下, 算法的实时性和计算效率仍需进一步验证。此外, Jing 等^[22]提出基于模型预测控制的稳定性与经济性集成控制策略, 通过全局搜索算法实现前后轴最优转矩的分配, 并协调 AFS 和 DYC 来改善操纵稳定性。然而, 该方法在高自由度多轴特种车辆的稳定性控制方面仍存在局限性。

综上所述, 目前针对多轴特种车辆稳定性控制的方法在动态适应性、实时性和精度方面仍存在诸多不足。尤其是在复杂工况下, 多轴特种车辆的动力学复杂性和多自由度协调控制问题仍未得到充分解决。针对上述问题, 本文提出了一种融合驱动/制动与主动转向的集成控制算法, 重点对5轴特种车辆电驱底盘的稳定性控制进行了研究。

1 控制系统结构设计

基于分布式驱动电动特种车辆各轮驱动力矩独立可控的特点, 采用分层控制策略来设计控制系统的结构, 主要分为上、下两层, 如图1所示。上层为车辆的运动控制器, 其作用是基于车辆的运动状态与期望运动状态的偏差, 决策出维持车辆稳定所需的附加横摆力矩、主动转向角与纵向合力控制量, 以跟踪车辆的期望运动状态。下层为车轮驱动力矩的分配控制器, 其作用是基于上层控制器决策出的控制量, 合理分配车辆各轴上车轮的轮胎力与力矩, 使其在满足执行器工作能力、轮胎与车辆系统等约束的条件下能够达到控

制系统的控制要求。

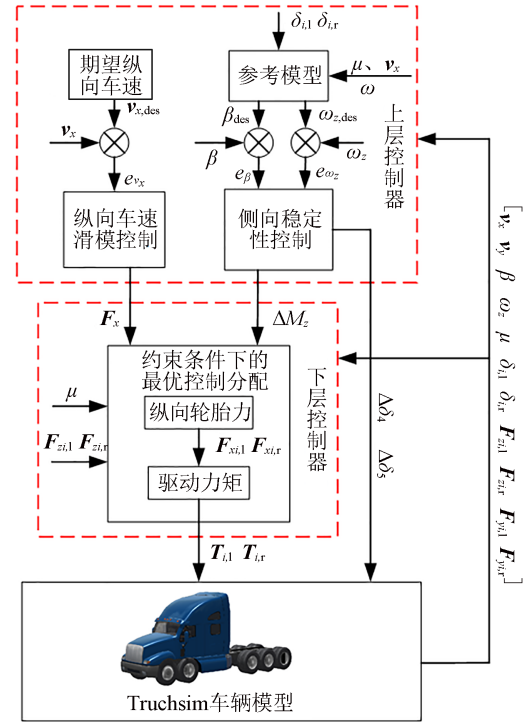


图1 控制系统结构

Fig. 1 Control system structure

图1中, v_x 、 β 、 ω_z 分别为车辆的纵向速度、质心侧偏角和横摆角速度; $v_{x,des}$ 、 β_{des} 、 $\omega_{z,des}$ 分别为其对应的理想值; e_{v_x} 、 e_{β} 、 e_{ω_z} 分别为对应的实际值与理想值之间的偏差; v_y 为车辆的横向速度; μ 为路面附着系数; $\delta_{i,l}$ 、 $\delta_{i,r}$ 、 $F_{xi,l}$ 、 $F_{xi,r}$ 、 $F_{yi,l}$ 、 $F_{yi,r}$ 、 $F_{zi,l}$ 、 $F_{zi,r}$ 分别为第*i*轴左右侧车轮的转向角、纵向力、侧向力和垂向力; F_x 、 ΔM_z 、 $\Delta \delta_4$ 、 $\Delta \delta_5$ 分别为上层控制器计算得到的车轮所需纵向力的合力、附加横摆力矩和车辆第4轴、第5轴的附加主动转向角; $T_{i,l}$ 和 $T_{i,r}$ 分别为下层控制器分配的第*i*轴左右侧车轮需提供的转矩。

2 基于线性二次型调节器与滑模控制的上层控制器设计

2.1 状态偏差的计算

取车辆的纵向速度 v_x 、质心侧偏角 β 与横摆角速度 ω_z 作为控制器跟踪控制的状态量, 各状态量与理想值 $v_{x,des}$ 、 β_{des} 、 $\omega_{z,des}$ 之差为系统的状态偏差, 即 e_{v_x} 、 e_{β} 、 e_{ω_z} 。车辆期望的质心侧偏角 β_{des} 与期望的横摆角速度 $\omega_{z,des}$ 可通过车辆的二自由度动力学模型进行求解。线性二自由度动力学模型是反映

车辆侧向和横摆 2 个运动动力学特性的基本模型，在车辆的操纵稳定性研究中具有重要的应用。

本文研究对象为某型 5 轴特种车辆，除第 3 轴为非转向轴外，其余均为转向轴。其中，第 4 轴与第 5 轴上的车轮均具备主动转向条件，其二自由度动力学模型如图 2 所示。模型对应车辆的轮胎侧偏特性被假定处于线性区域，左右侧轮胎的侧偏特性相同，转向角为小转角输入，车身及悬架被假定为刚性系统，运动状态处于理想运动状态。

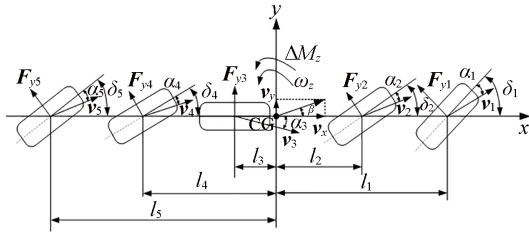


图 2 5 轴特种车辆线性二自由度模型

Fig. 2 Linear two-degree-of-freedom model of a five-axle vehicle

图 2 中， $\delta_i (i = 1, 2, 3, 4, 5)$ 为 1 至 5 轴车轮的等效转向角，即同轴左右侧车轮转向角的平均值，由于第 3 轴为非转向轴，故 $\delta_3 = 0$ ； α_i 为 1 至 5 轴车轮的侧偏角； l_i 为车轴到质心的距离，为方便后文描述，定义 l_i 为带正负的变量，规定位于质心前的车轴与质心的距离为正值，位于质心后的车轴与质心的距离为负值； F_{yi} 为 1 至 5 轴车轮的等效侧向力，即同轴左右侧车轮侧向力之和； v 为车辆质心处的实际速度；其他参数含义与前文所述相同。由于二自由度动力学模型只有沿 y 轴的侧向运动与绕 z 轴的横摆运动 2 个自由度^[23]，其假设车辆的纵向速度不变，故轮胎的滑移率为 0，则轮胎的纵向力也为 0，所以在进行动力学分析时只需考虑轮胎侧向力对车辆的作用。

基于牛顿第二定律和欧拉第二定律，图 2 所示的车辆模型存在如下侧向动力学方程，即

$$\begin{cases} m(\dot{v}_y + \omega_z v_x) = \sum_{i=1}^5 F_{yi} \cos \delta_i \\ J_z \dot{\omega}_z = \sum_{i=1}^5 F_{yi} l_i \cos \delta_i \end{cases} \quad (1)$$

式中： m 为整车的质量； J_z 为整车绕车身坐标系 z 轴的转动惯量。

基于简化模型时的小角度假设，有 $\beta \approx \tan \beta = v_y / v_x$ ， $\cos \delta_i \approx 1$ 。车辆稳态转向运行时，纵向车速为常数，因此 $\dot{\beta} = \dot{v}_y / v_x$ 。于是可以

将式 (1) 简化为

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \frac{1}{mv_x} \sum_{i=1}^5 F_{yi} - \omega_z \\ \dot{\omega}_z = \frac{1}{J_z} \sum_{i=1}^5 F_{yi} l_i \end{cases} \quad (2)$$

基于轮胎侧偏特性处于线性区域的假设，则各轴车轮的侧向力为

$$F_{yi} = C_i \alpha_i \quad (3)$$

$$\alpha_i = -\left(\delta_i - \frac{v_y + l_i \omega_z}{v_x} \right) = \beta + \frac{l_i \omega_z}{v_x} - \delta_i \quad (4)$$

式中： $C_i (i = 1, 2, 3, 4, 5)$ 为 1 至 5 轴车轮的等效侧偏刚度，其等于左右侧轮胎侧偏刚度之和，即 $C_i = C_{i,l} + C_{i,r}$ 。

将式 (3) 和式 (4) 代入式 (2) 可得车辆线性二自由度模型为

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \frac{\sum_{i=1}^5 C_i}{mv_x} \beta + \left(\frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i}{mv_x^2} - 1 \right) \omega_z - \frac{\sum_{i=1}^5 C_i \delta_i}{mv_x} \\ \dot{\omega}_z = \frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i}{J_z} \beta + \frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i^2}{J_z v_x} \omega_z - \frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i \delta_i}{J_z} \end{cases} \quad (5)$$

由阿克曼转向原理可知，车辆 2、4、5 轴车轮转角与 1 轴车轮转角存在的几何关系为

$$\begin{cases} \frac{l_2 + l_3}{\tan \delta_2} = \frac{l_1 + l_3}{\tan \delta_1} \\ \frac{l_4 - l_3}{-\tan \delta_4} = \frac{l_1 + l_3}{\tan \delta_1} \\ \frac{l_5 - l_3}{-\tan \delta_5} = \frac{l_1 + l_3}{\tan \delta_1} \end{cases} \quad (6)$$

仍由小角度假设可将式 (6) 简化为

$$\begin{cases} \delta_2 = k_1 \delta_1 \\ \delta_4 = k_2 \delta_1 \\ \delta_5 = k_3 \delta_1 \end{cases} \quad (7)$$

式中： $k_1 = \frac{l_2 + l_3}{l_1 + l_3}$ ， $k_2 = \frac{l_3 - l_4}{l_1 + l_3}$ ， $k_3 = \frac{l_3 - l_5}{l_1 + l_3}$ 分别为车辆 2、4、5 轴的车轮转角对于 1 轴车轮转角的增益。

将式 (7) 代入式 (5) 可得

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\sum_{i=1}^5 C_i}{mv_x} & \frac{\sum_{i=1}^5 (C_i l_i)}{mv_x^2} - 1 \\ \frac{\sum_{i=1}^5 (C_i l_i)}{J_z} & \frac{\sum_{i=1}^5 (C_i l_i^2)}{J_z v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \omega_z \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} \frac{-C_1 - k_1 C_2 - k_2 C_4 - k_3 C_5}{m v_x} \\ \frac{-l_1 C_1 - l_2 k_1 C_2 - l_4 k_2 C_4 - l_5 k_3 C_5}{J_{zz}} \end{bmatrix} [\delta_1] \quad (8)$$

对式(8)等号两边进行Laplace变换, 令初始条件为0, 得到质心侧偏角 β 和横摆角速度 ω_z 对1轴车轮转角 δ_1 的传递函数为

$$\begin{bmatrix} \frac{\beta(s)}{\delta_1(s)} \\ \frac{\omega_z(s)}{\delta_1(s)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s - \frac{\sum_{i=1}^5 (l_i^2 C_i)}{J_{zz} v_x} & \frac{\sum_{i=1}^5 (l_i C_i)}{m v_x^2} - 1 \\ \frac{\sum_{i=1}^5 (l_i C_i)}{J_{zz}} & s - \frac{\sum_{i=1}^5 C_i}{m v_x} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{-C_1 - k_1 C_2 - k_2 C_4 - k_3 C_5}{m v_x} \\ \frac{-l_1 C_1 - l_2 k_1 C_2 - l_4 k_2 C_4 - l_5 k_3 C_5}{J_{zz}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} s^2 - \frac{J_{zz} \sum_{i=1}^5 C_i + m \sum_{i=1}^5 (l_i^2 C_i)}{J_{zz} m v_x} s + \frac{\sum_{i=1}^5 C_i \cdot \sum_{i=1}^5 (l_i^2 C_i) - \left[\sum_{i=1}^5 (l_i C_i) \right]^2 + m v_x^2 \sum_{i=1}^5 (l_i C_i)}{J_{zz} m v_x^2} \end{bmatrix}^{-1} \quad (9)$$

由式(9)可得横摆角速度关于1轴车轮转角的稳态增益 $G_{\omega_z, ss}$ 为

$$G_{\omega_z, ss} = \left. \frac{\omega_z(s)}{\delta_1(s)} \right|_{s=0} = \frac{v_x / L_e}{1 + v_x^2 \cdot K} \quad (10)$$

$$K = \frac{m \sum_{i=1}^5 (l_i C_i)}{\sum_{i=1}^5 C_i \cdot \sum_{i=1}^5 (l_i^2 C_i) - \left[\sum_{i=1}^5 (l_i C_i) \right]^2} \quad (11)$$

$$L_e = \frac{\sum_{i=1}^5 C_i \cdot \sum_{i=1}^5 (l_i^2 C_i) - \left[\sum_{i=1}^5 (l_i C_i) \right]^2}{b \sum_{i=1}^5 C_i - a \sum_{i=1}^5 (l_i C_i)} \quad (12)$$

$$a = C_1 + k_1 C_2 + k_2 C_4 + k_3 C_5 \quad (13)$$

$$b = l_1 C_1 + l_2 k_1 C_2 + l_4 k_2 C_4 + l_5 k_3 C_5 \quad (14)$$

式中: K 为稳定性因数; L_e 为轴距等效系数。

车辆的期望横摆角速度等于横摆角速度的稳态增益与1轴车轮转角的乘积, 即

$$\omega_{z, des} = G_{\omega_z, ss} \cdot \delta_1 = \frac{v_x}{L_e (1 + v_x^2 \cdot K)} \cdot \delta_1 \quad (15)$$

此外, 车辆的期望横摆角速度应满足路面附着系数对车辆侧向加速度的限制条件, 即

$$|\omega_{z, des}| \leq \frac{\mu \cdot g}{v_x} \quad (16)$$

因此, 车辆的期望横摆角速度为

$$\omega_{z, des} = \min \left(\left| \frac{v_x \delta_1}{L_e (1 + v_x^2 \cdot K)} \right|, \left| \frac{\mu \cdot g}{v_x} \right| \right) \text{sgn} \delta_1 \quad (17)$$

通常将车辆的期望质心侧偏角 β_{des} 取0, 车辆的期望车速 $v_{x, des}$ 取为某一常数 C_v , 则车辆的参考状态量 X_{des} 可表示为

$$X_{des} = [\beta_{des} \quad \omega_{z, des} \quad v_{x, des}]^T = \begin{bmatrix} 0 & \min \left(\left| \frac{v_x \delta_1}{L_e (1 + v_x^2 \cdot K)} \right|, \left| \frac{\mu \cdot g}{v_x} \right| \right) \text{sgn} \delta_1 & C_v \end{bmatrix}^T \quad (18)$$

建立车辆的纵向动力学方程为

$$\dot{x} = v_x \quad (19)$$

设控制系统作用于车身的附加横摆力矩为 ΔM_z 。结合式(5)与式(19), 可得系统状态量的状态空间表达式为

$$\dot{X} = AX + BU + CW \quad (20)$$

式中: 状态变量 $X = [\beta \quad \omega_z \quad v_x]^T$; 输入变量 $U = [\delta_4 \quad \delta_5 \quad \Delta M_z]^T$, $W = [\delta_1 \quad \delta_2]^T$; 系数矩阵分别为

$$A = \begin{bmatrix} \frac{\sum_{i=1}^5 C_i}{m v_x} & \frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i}{m v_x^2} - 1 & 0 \\ \frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i}{J_{zz}} & \frac{\sum_{i=1}^5 C_i l_i^2}{J_{zz} v_x} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} \frac{-C_4}{m v_x} & \frac{-C_5}{m v_x} & 0 \\ \frac{l_4 C_4}{J_{zz}} & \frac{l_5 C_5}{J_{zz}} & \frac{1}{J_{zz}} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} \frac{-C_1}{m v_x} & \frac{-C_2}{m v_x} \\ \frac{-l_1 C_1}{J_{zz}} & \frac{-l_2 C_2}{J_{zz}} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (21)$$

将上述状态空间方程进行欧拉前向展开, 可得离散化的动力学模型为

$$\begin{cases} X(k+1) = AX(k) + BU(k) + CW(k) \\ Y(k) = DX(k) \end{cases} \quad (22)$$

式中: $D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$; 输出向量 $Y(k) = [\beta \quad \omega_z \quad v_x]^T$ 。

车辆状态量的偏差 $\Delta X(k)$ 可表示为

$$\Delta X(k) = X(k) - X_{des}(k) = [e_\beta \quad e_{\omega_z} \quad e_{v_x}]^T \quad (23)$$

2.2 控制量的确定

基于车辆状态量的偏差计算维持车辆稳定所

需的控制量,包括跟踪车辆的期望车速所需的纵向力 F_x 、跟踪车辆期望质心侧偏角与期望横摆角速度所需的附加横摆力矩 ΔM_z 以及后轮主动转向角控制量 $\Delta\delta_4$ 、 $\Delta\delta_5$ 。

2.2.1 纵向力控制量的计算

基于各车轮纵向力的合力进行车辆纵向车速的跟踪控制,由牛顿第二定律可建立车辆纵向运动的动力学方程为

$$m(\dot{v}_x - v_y \omega_z) = \sum_{i=1}^5 (F_{xi,l} + F_{xi,r}) - \sum_{i=1}^5 (F_{yi,l} \sin \delta_{i,l} + F_{yi,r} \sin \delta_{i,r}) - F_R - \xi_x \quad (24)$$

式中: $\dot{v}_x$ 为车辆纵向车速的导数; F_R 为车辆行进过程中受到的外部阻力; ξ_x 为外界干扰造成的不确定项,其他参数含义与前文所述相同。

基于式(24)中存在的非线性与不确定项,可通过滑模控制进行纵向车速的跟踪控制,取滑模函数为车速的跟踪误差,即

$$s_v = v_x - v_{x,des} \quad (25)$$

结合式(24)与式(25)有

$$\dot{s}_v = \dot{v}_x - \dot{v}_{x,des} = \frac{1}{m} \left[F_x - \sum_{i=1}^5 (F_{yi,l} \sin \delta_{i,l} + F_{yi,r} \sin \delta_{i,r}) - F_R - \xi_x \right] + v_y \omega_z - \dot{v}_{x,des} \quad (26)$$

式中: $F_x = \sum_{i=1}^5 (F_{xi,l} + F_{xi,r})$ 为车辆所有车轮纵向力的合力。

利用趋近率为指数趋近率的饱和函数来消除滑模函数的抖振问题,即

$$\dot{s}_v = -\varepsilon_v \text{sat}(s_v) - k_v s_v, \quad \varepsilon_v > 0, k_v > 0 \quad (27)$$

式中: $\text{sat}(\cdot)$ 为饱和函数; $-\varepsilon_v \text{sat}(s_v)$ 为等速趋近项; $-k_v s_v$ 为指数趋近项。通过减小 ε_v 和增大 k_v 可以在加快趋近速度的同时削弱抖振问题。然后,将式(27)代入式(26)可得

$$F_x = \sum_{i=1}^5 (F_{yi,l} \sin \delta_{i,l} + F_{yi,r} \sin \delta_{i,r}) + F_R + \xi_x + m(\dot{v}_{x,des} - v_y \omega_z - \varepsilon_v \text{sat}(s_v) - k_v s_v) \quad (28)$$

2.2.2 附加横摆力矩与主动转向轮转角控制量的计算

考虑车辆的期望质心侧偏角与期望横摆角速度均是基于线性二自由度模型求解而得,因此可采用LQR最优控制理论来求解控制量。同时考虑系统状态方程对目标函数的约束,设计控制器的目标函数为

$$\begin{cases} V(k) = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{\infty} [(X(k+j) - X_{des}(k+j))^T \cdot \\ D^T Q D (X(k+j) - X_{des}(k+j))] + \\ \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{\infty} [U(k+j)^T R U(k+j)] \\ \text{s.t. } X(k+1) = A X(k) + B U(k) + C W(k) \end{cases} \quad (29)$$

式中: $X_{des}(k)$ 表示离散的期望状态向量; Q 和 R 分别为状态向量与输出量的权重矩阵。

$$Q = \text{diag} [q^\beta \quad q^{\omega_z} \quad q^{v_x}] \quad (30)$$

$$R = \text{diag} [r_{\Delta\delta_4} \quad r_{\Delta\delta_5} \quad r_{\Delta M_z}] \quad (31)$$

式中: q^β 、 q^{ω_z} 和 q^{v_x} 分别为控制器对质心侧偏角 β 、横摆角速度 ω_z 和纵向车速 v_x 的控制权重系数; $r_{\Delta\delta_4}$ 、 $r_{\Delta\delta_5}$ 和 $r_{\Delta M_z}$ 分别为控制器对第4轴车轮主动转角 $\Delta\delta_4$ 、第5轴车轮主动转角 $\Delta\delta_5$ 和附加横摆力矩 ΔM_z 的控制权重系数。

LQR控制器目标函数的解为

$$U^*(k) = -R^{-1} B^T P \Delta X(k) +$$

$$R^{-1} B^T (A^T - P B R^{-1} B^T)^{-1} (P C - Q A) W \quad (32)$$

$$P(k) = D^T Q D + A^T P(k+1) A - A^T P(k+1) \cdot$$

$$B (R + B^T P(k+1))^{-1} B^T P(k+1) A \quad (33)$$

式中: P 为离散代数黎卡提方程的解。上述离散代数黎卡提方程可通过Matlab里的“dare”命令进行求解,而离散LQR问题可通过“dlqr”命令求解。

2.3 变权重系数调节器

变权重系数调节器能够保证控制系统在不同路面附着系数条件下对车辆质心侧偏角与横摆角速度的控制权重做出调整,即权重矩阵 Q 中的 q^β 与 q^{ω_z} 为动态变化的参量。当路面附着系数 μ 较低时,对质心侧偏角的控制权重应高于对横摆角速度的控制权重;当路面附着系数 μ 较高时,质心侧偏角的控制权重应降低,增大横摆角速度的控制权重^[24]。为了探究 q^β 、 q^{ω_z} 与路面附着系数 μ 之间的动态关系,首先基于遗传算法迭代计算出最低附着系数与最高附着系数时的权重 q^β 与 q^{ω_z} ,再基于模糊控制规则建立不同附着系数与 q^β 、 q^{ω_z} 之间的函数关系。设路面附着系数为0.3和0.9时对应的 q^β 与 q^{ω_z} 分别为30和1,利用遗传算法迭代优化后得到的 q^β 和 q^{ω_z} 的值如表1所示。

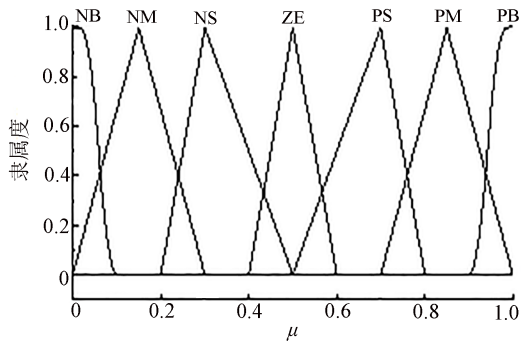
利用优化后的权重系数,基于模糊控制规则建立权重系数与路面附着系数之间的函数关系。模糊控制器的设置如下:输入为路面附着系数 μ ,输出为权重系数 q^β 与 q^{ω_z} ,定义 μ 的模糊集为

{NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB}; q^β 与 q^{ω_z} 的模糊集为 {NB, NS, ZE, PS, PB}; μ 的值域为 [0, 1]; q^β 的值域为 [0, 30]; q^{ω_z} 的值域为 [0.5, 2]。其中, 量化因子与比例系数均设为 1。基于上述设定, 输入、输出的隶属度函数分布如图 3 所示, 模糊控制规则如表 2 所示。

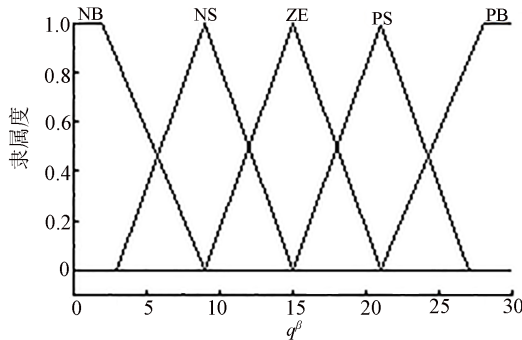
表 1 遗传优化前后权重系数对比结果

Table 1 Comparison of weight coefficients before and after genetic optimization

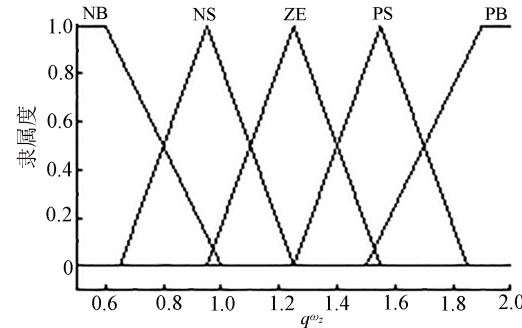
权重系数	附着系数	优化前	优化后
q^β	0.3	30	29.721
	0.9		11.910
q^{ω_z}	0.3	1	1.431
	0.9		0.865



(a) 附着系数 μ 的隶属度函数



(b) 权重系数 q^β 的隶属度函数



(c) 权重系数 q^{ω_z} 的隶属度函数

图 3 模糊控制隶属度函数分布

Fig. 3 Membership function distribution of fuzzy control

表 2 模糊控制规则

Table 2 Rule of fuzzy control

μ	q^β	q^{ω_z}
NB	PB	NB
NM	PS	NS
NS	PS	NS
ZE	ZE	ZE
PS	NS	PS
PM	NS	PS
PB	NB	PB

3 基于最优控制分配的下层控制器设计

下层控制器按照上层控制器计算得到的附加横摆力矩 ΔM_z 和最优轮胎纵向力 F_x 合理地分配各车轮的驱动力矩, 同时以所有车轮轮胎负荷率最小为优化目标来对控制器进行设计, 在满足控制量和轮毂电机极限转矩的约束下求得各车轮的最优转矩。

3.1 轮胎纵向力的约束条件

各车轮的驱动力矩除了满足附加横摆力矩的约束外, 还应满足执行器输出转矩与纵向车速需求的约束条件, 轮胎纵向力的约束条件如下。

1) 直接横摆力矩需求

各轴车轮的纵向力产生的附加横摆力矩之和应满足控制量的要求, 即

$$\frac{W}{2} \cdot \sum_{i=1}^5 (F_{xi,r} - F_{xi,l}) = \Delta M_z \quad (34)$$

式中: W 为车身宽度。

2) 执行器极限输出转矩限制

车轮的极限纵向力由轮毂电机的极限输出转矩决定, 定义轮毂电机的极限输出转矩为 $\bar{T}_m$, 制动器最大转矩为 $\bar{T}_b$, 则车轮的纵向力应满足如下约束条件, 即

$$\begin{cases} \frac{-\bar{T}_m \cdot i_g - \bar{T}_b}{R_w} < F_{xi,l} < \frac{\bar{T}_m \cdot i_g}{R_w} \\ \frac{-\bar{T}_m \cdot i_g - \bar{T}_b}{R_w} < F_{xi,r} < \frac{\bar{T}_m \cdot i_g}{R_w} \end{cases} \quad (35)$$

式中: i_g 为轮边减速器的减速比; R_w 为车轮半径。

3) 纵向车速需求

各轴车轮纵向力的和应保证车辆的纵向车速能跟随期望的车速, 即

$$\sum_{i=1}^5 F_{xi,l} + \sum_{i=1}^5 F_{xi,r} = F_x \quad (36)$$

3.2 目标函数的建立

不同的轮胎纵向力分配结果将导致轮毂电机输出不同的驱动力矩，而轮毂电机的输出效率会影响整车的能量利用率与系统的稳定裕度，轮胎的纵向力在满足上述约束条件下应尽可能使车辆与系统具有较高的能量利用率与稳定裕度。这是一个有约束的优化问题，因此，可基于最优控制理论建立相应的目标函数，实现各轴车轮纵向力的最优分配。以所有车轮轮胎负荷率最小为优化目标设计控制器的目标函数为

$$J = \sum_{i=1}^5 \left(\frac{F_{xi,l}^2 + F_{yi,l}^2}{\mu F_{zi,l}^2} + \frac{F_{xi,r}^2 + F_{yi,r}^2}{\mu F_{zi,r}^2} \right) \quad (37)$$

由于 $F_{yi,l}$ 和 $F_{yi,r}$ 不是分配层的控制变量，其取值对最优解无影响，因此可将式 (37) 写为

$$J = \sum_{i=1}^5 \left(\frac{F_{xi,l}^2}{\mu F_{zi,l}^2} + \frac{F_{xi,r}^2}{\mu F_{zi,r}^2} \right) \quad (38)$$

将上述优化问题规整如下。

$$\begin{cases} \min_{F_{xi,l}, F_{xi,r}} J = \sum_{i=1}^5 \left(\frac{F_{xi,l}^2}{\mu F_{zi,l}^2} + \frac{F_{xi,r}^2}{\mu F_{zi,r}^2} \right) \\ \text{s.t.} \begin{cases} \frac{-\bar{T}_m \cdot i_g - \bar{T}_b}{R_w} < F_{xi,l} < \frac{\bar{T}_m \cdot i_g}{R_w} \\ \frac{-\bar{T}_m \cdot i_g - \bar{T}_b}{R_w} < F_{xi,r} < \frac{\bar{T}_m \cdot i_g}{R_w} \\ F_x = \sum_{i=1}^5 (F_{yi,l} \sin \delta_{i,l} + F_{yi,r} \sin \delta_{i,r}) + F_R + \xi_x + \\ m(\dot{v}_{x,des} - v_y \omega_z - \varepsilon v_{sat}(sv) - kvsv) \\ \frac{W}{2} \cdot \sum_{i=1}^5 (F_{xi,r} - F_{xi,l}) = \Delta M_z \end{cases} \end{cases} \quad (39)$$

上述问题可通过 Matlab 优化工具箱中的 fmincon 函数进行求解。其中，算法选择迭代次数较少、求解效率较高的内点法进行求解。

3.3 轮胎纵向力在执行器上的求解

基于已求得的最优轮胎纵向力 $F_{xi,l}$ 、 $F_{xi,r}$ ，计算各执行器的输出转矩：

$$\begin{cases} T_{i,l} = F_{xi,l} \cdot R_w \\ T_{i,r} = F_{xi,r} \cdot R_w \end{cases} \quad (40)$$

4 仿真分析

为了验证集成控制系统对于车辆稳定性的控制效果，基于 Trucksim 与 Simulink 联合仿真平台，分别在高速高附与高速低附 2 种极限工况下对集成控制车辆与无控制车辆进行对比分析。车辆动力学模型的主要参数如表 3 所示，模型的准确性与有

效性已在文献[25]中进行了验证。

表 3 车辆模型主要参数

Table 3 Main parameters of vehicle model

参数	数值	参数	数值
m/kg	54 048	$C_2/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-305 444
R_w/m	0.628	$C_3/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-565 624
W/m	2.560	$C_4/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-780 575
l_1/m	5.784	$C_5/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-961 572
l_2/m	3.384	$J_{xx}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	230 700
l_3/m	1.116	$J_{yy}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	852 500
l_4/m	3.516	$J_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	72 536.8
l_5/m	5.916		
$C_1/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-158 377		

4.1 双移线工况测试

为了测试基于变权重 LQR 的集成控制系统对于车辆在低附着系数路况下行驶稳定性的控制效果，在车速为 80 km/h、路面附着系数为 0.4 的双移线工况下进行仿真测试。变权重 LQR 集成控制器对比上层控制器为比例积分微分 (Proportional-Integral-Derivative, PID) 控制的集成控制器及无控制车辆，在该工况下的运动状态结果如图 4 所示。车辆行驶轨迹的侧向位移、横摆角速度与质心侧偏角等状态相比期望状态的最大偏差量化统计结果，如表 4 所示。

表 4 双移线仿真测试量化结果

Table 4 Quantized results of double lane change test

参数	无控制	PID 控制	LQR 控制
最大横向偏差/m	28.098	0.431	0.243
最大车速偏差/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	16.039	0.025	0.017
最大横摆角速度偏差/($\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$)	0.411	0.087	0.042
最大质心侧偏角偏差/($^\circ$)	0.363	0.122	0.052

图 4 (a) 为车辆轨迹跟踪能力的对比结果，由此可见，无控制车辆在该极限工况下的行驶轨迹已严重偏离期望轨迹，车辆处于严重的侧滑失稳状态。采用变权重 LQR 控制器与采用 PID 控制器的车辆均具有较好的过弯姿态修正能力，车辆能跟踪期望的轨迹稳定行驶。由表 4 可得，变权重 LQR 控制车辆的行驶轨迹与期望轨迹的最大横向偏差较无控制车辆降低了 27.855 m，比 PID 控制车辆降低了 0.188 m。相较于 PID 控制和无控制情形，LQR 控制在时效性和准确性上表现更优。

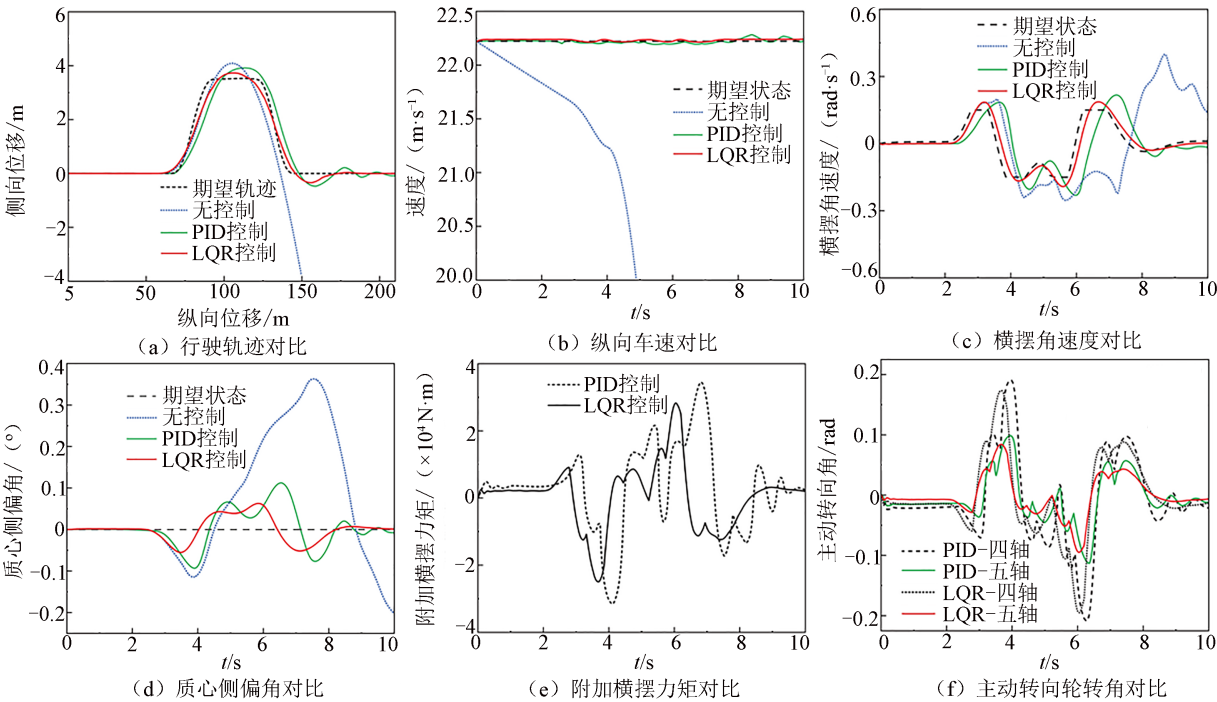


图 4 双移线仿真测试结果
Fig. 4 Results of double lane change test

图 4 (b)、(c)、(d) 分别为车辆车速、横摆角速度与质心侧偏角的对比结果。可以看出, 无控制车辆由于侧滑导致车辆的车速、横摆角速度与质心侧偏角均与期望值发生严重的偏差, 而经 LQR 控制的车辆不仅能够保证车速与期望车速基本相同, 且车辆的横摆角速度能较好地跟踪期望值, 质心侧偏角也基本趋于 0, 相比于 PID 控制器的控制效果更加精确和迅速, 稳定效果更好。结合表 4 的量化结果, LQR 控制车辆的车速、横摆角速度和质心侧偏角与期望值之间的最大偏差较无控制车辆分别减小了 16.022 m/s、0.369 rad/s 和 0.311°, 与 PID 控制的车辆相比减小了 0.008 m/s、0.045 rad/s 和 0.070°。实验结果表明, 本文所设计的基于变权重 LQR 的集成控制系统能够显著提升多轴特种车辆低附着路面快速避障行驶时的横摆稳定性与侧倾稳定性。图 4 (e) 与 (f) 分别为集成控制车辆的附加横摆力矩与主动后轮转角曲线。分析可得, 在双移线工况测试中, LQR 控制车辆对于附加横摆力矩的需求峰值相比于 PID 控制车辆减小了 6 138.7 N·m; 同时, LQR 控制车辆的第 4 轴与第 5 轴的主动转向角需求较 PID 控制车辆分别降低了 0.038 rad 和 0.036 rad, 表明 LQR 控制相比于 PID 控制对于控制量的需求更小, 减小了执行机构的控制力压力。

4.2 鱼钩转向工况测试

为了测试基于变权重 LQR 的集成控制系统对车辆在高附着系数路面行驶稳定性的控制效果, 在车速为 80 km/h、路面附着系数为 0.85 的 1 km 广场路面进行了鱼钩转向工况仿真测试, 方向盘的转角输入、LQR 控制车辆对比 PID 控制车辆及无控制车辆在该工况下的运动状态对比结果如图 5 所示。车辆行驶轨迹的车速、横摆角速度与质心侧偏角相比于期望状态的最大偏差量化统计结果如表 5 所示。

表 5 鱼钩转向工况测试量化结果

参数	无控制	PID 控制	LQR 控制
最大车速偏差/(m·s ⁻¹)	4.81	0.416	0.387
最大横摆角速度偏差/(rad·s ⁻¹)	0.516	0.135	0.077
最大质心侧偏角偏差/(°)	15.382	0.792	0.210

图 5 (b) 与 (d) 分别为有无控制车辆的质心侧偏角与横摆角速度的对比结果, 结合图 5 (c) 所示的车辆纵向车速对比结果可知, 在该仿真工况下, 无控制车辆的横摆角速度、质心侧偏角与期望的横摆角速度、期望的质心侧偏角均产生了严重偏差, 并且车辆在运行到约 6.5 s 时发生侧翻,

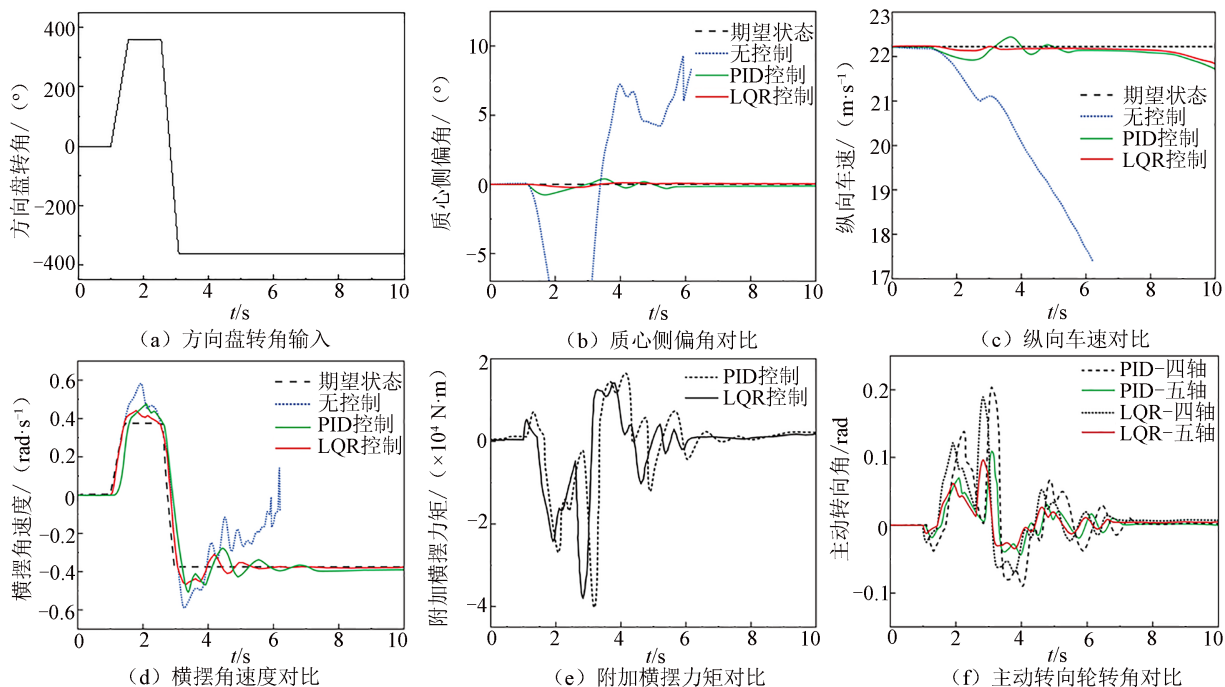


图 5 鱼钩转向工况测试结果

Fig. 5 Results of fishhook steering maneuver

而经 LQR 控制和 PID 控制的车辆能够按照期望的运动状态正常行驶。车辆转向时, LQR 控制对于期望横摆角的跟踪虽然存在一定的超调量, 但能较快地恢复稳定; 对于期望质心侧偏角的跟踪, LQR 控制与 PID 控制的车辆质心侧偏角基本都维持在 0 附近, 具有较好的控制效果, 但 LQR 控制比 PID 控制响应更快, 控制更精确。结合表 5 所示的量化结果, LQR 控制车辆的车速、横摆角速度和质心侧偏角与期望值之间的最大偏差较无控制车辆分别减小了 4.423 m/s、0.439 rad/s 和 15.172°, 与 PID 控制的车辆相比分别减小了 0.029 m/s、0.058 rad/s 和 0.582°。由图 5 (e) 与 (f) 分析可得, 在鱼钩转向工况测试中, LQR 控制车辆对于附加横摆力矩的需求峰值相比于 PID 控制车辆减小了 2 477.3 Nm; 同时, LQR 控制车辆的第 4 轴与第 5 轴的主动转向角需求较 PID 控制车辆分别降低了 0.013 rad 和 0.012 rad, 表明 LQR 控制相比于 PID 控制对于控制量的需求更小, 减小了执行机构的控制力压力。LQR 控制器的曲线变化趋势符合控制的需求, 也满足执行机构的控制范围。

综上所述, 基于变权重系数的 LQR 集成控制系统能够在保持对车辆纵向车速跟踪控制的同时, 避免车辆侧翻失稳事故的发生, 显著提高了车辆高附快速避障行驶工况下的稳定性和安全性。

5 结论

本文以某重型 5 轴特种车辆为研究对象, 基于主动转向与直接横摆力矩控制的方式, 采用分层控制结构, 设计了一种考虑路面条件变化的分层稳定性集成控制策略。同时, 基于搭建的 Truck-sim-Simulink 联合仿真平台对控制策略的控制效果进行了验证, 对比分析了低附快速机动换道与高速高附转向 2 种极限工况下无控制车辆、基于 PID 控制的车辆和基于变权重 LQR 控制车辆的运动状态, 主要结论如下。

1) 对于低附高速转向工况, 相比于无控制车辆, 基于变权重 LQR 控制车辆的车速、横摆角速度与质心侧偏角的幅值与期望值之间的偏差分别降低了 99.89%、89.78% 和 85.67%, 相比于 PID 控制的车辆分别降低了 32%、51.72% 和 57.38%, 从而验证了本文所设计的基于变权重 LQR 控制的集成控制系统能显著提升多轴特种车辆在低附着路面快速避障行驶时的横摆稳定性与侧倾稳定性。

2) 对于高附高速工况, 相比于无控制车辆, 基于变权重 LQR 控制车辆的车速、横摆角速度与质心侧偏角的幅值与期望值之间的偏差分别降低了 91.95%、85.08% 和 98.63%, 相比于 PID 控制的车辆分别降低了 6.97%、42.96% 和 73.48%, 表明

所设计的集成控制系统显著提高了车辆高附着快速避障行驶工况下的稳定性和安全性。

3) 无控制车辆在 2 种极限工况下均发生了侧滑与侧翻的失稳现象, 而在变权重 LQR 集成控制系统控制下的特种车辆能够按照期望的运动状态稳定行驶, 且比 PID 控制器响应更迅速, 控制更加精确, 有效提升了多轴特种车辆在高附与低附快速机动转向 2 种极端工况下的转向灵活性与行驶稳定性。

参考文献

- [1] 张不扬. 基于主动转向与差动制动的四轴商用车稳定性集成控制算法开发[D]. 长春: 吉林大学, 2019: 3-14.
ZHANG B Y. Development of integrated stability control algorithm for four-axle commercial vehicle based on active steering and differential braking[D]. Changchun: Jilin University, 2019: 3-14.
- [2] AOUDJ N, HARTANI K, FATIHA M. New integrated vehicle dynamics control system based on the coordination of active front steering, direct yaw control, and electric differential for improvements in vehicle handling and stability[J]. SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH, 2020, 4(2): 119-133.
- [3] 邓召文, 孔昕昕, 高伟. 重型半挂汽车列车主动转向控制策略研究[J]. 现代制造工程, 2021(10): 17-24.
DENG Z W, KONG X X, GAO W. Research on active steering control strategy of articulated heavy vehicles[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2021(10): 17-24.
- [4] 张为, 丁能根, 王健, 等. 汽车 DYC 滑模控制器设计及系统稳定性分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2010, 36(11): 1353-1357.
ZHANG W, DING N G, WANG J, et al. Vehicular DYC via SMC and system stability analysis [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010, 36(11): 1353-1357.
- [5] 高坤明, 郭宗和, 于瑶瑶, 等. 重型车辆主动悬架的滑模控制器设计及优化[J]. 山东理工大学学报(自然科学版), 2020, 34(4): 30-36.
GAO K M, GUO Z H, YU Y Y, et al. Design and optimization of sliding mode controller for active suspension of heavy vehicle[J]. Journal of Shandong University of Technology(Natural Science Edition), 2020, 34(4): 30-36.
- [6] 赵强, 解利臣. 基于主动横向稳定杆的汽车防侧倾控制策略及算法研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2019, 33(12): 1-7.
ZHAO Q, XIE L C. Research on vehicle anti-roll control strategy and algorithm based on active stabilizer bar[J]. Journal of Chongqing University of Technology(Natural Science), 2019, 33(12): 1-7.
- [7] DENG H F, ZHAO Y Q, NGUYEN A T, et al. Fault-tolerant predictive control with deep-reinforcement-learning-based torque distribution for four in-wheel motor drive electric vehicles[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2023, 28(2): 668-680.
- [8] HE J J, CROLLA D A, LEVESLEY M C, et al. Coordination of active steering, driveline, and braking for integrated vehicle dynamics control[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(10): 1401-1420.
- [9] 赵轩, 王姝, 马建, 等. 分布式驱动电动汽车底盘集成控制技术综述[J]. 中国公路学报, 2023, 36(4): 221-248.
ZHAO X, WANG S, MA J, et al. Review of chassis integrated control technology for distributed drive electric vehicles[J]. China Journal of Highway and Transport, 2023, 36(4): 221-248.
- [10] 张志利, 祝慧鑫, 周召发, 等. 重型车辆高级驾驶辅助系统研究综述[J]. 火箭军工程大学学报, 2024, 38(3): 94-103, 110.
ZHANG Z L, ZHU H X, ZHOU Z F, et al. Review on ADAS technologies for heavy-duty vehicles, 2024, 38(3): 94-103, 110.
- [11] 程洪杰, 何星磊, 刘志浩, 等. 基于线性自抗扰控制的重型多轴特种车辆防抱死制动控制研究[J]. 振动与冲击, 2023, 42(1): 249-258.
CHENG H J, HE X L, LIU Z H, et al. Anti-lock braking control of heavy multi-axle special vehicle based on LADRC[J]. Journal of Vibration and Shock, 2023, 42(1): 249-258.
- [12] 刘志浩, 刘钊汛, 张亚, 等. 重载轮胎面内柔性环振动建模与试验[J]. 振动与冲击, 2021, 40(23): 134-142, 165.
LIU Z H, LIU Y X, ZHANG Y, et al. Vibration modeling and test of in-plane flexible ring of heavy-duty tire[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(23): 134-142, 165.
- [13] 刘志浩, 马超群, 刘秀钰, 等. 重载轮胎垂向力与纵向力联合估计算法及验证[J]. 兵器装备工程学报, 2024, 45(9): 220-228, 268.
LIU Z H, MA C Q, LIU X Y, et al. Joint esti-

- mation algorithm and verification of vertical and longitudinal force for heavy-duty tires[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2024, 45(9): 220-228, 268.
- [14] 陈渐伟, 于传强, 刘志浩, 等. 多轴特种车辆的数据建模方法及横向动力学应用[J]. 兵工学报, 2023, 44(1): 165-175.
- CHEN J W, YU C Q, LIU Z H, et al. Data modeling of multi-axle special vehicles and lateral dynamics applications[J]. Acta Armamentarii, 2023, 44(1): 165-175.
- [15] 张泽, 郭剑锐, 王梦丹, 等. 基于C-V2X技术的车载终端设计与验证[J]. 火箭军工程大学学报, 2024, 38(2): 49-56.
- ZHANG Z, GUO J R, WANG M D, et al. Design and verification of the C-V2X-based onboard terminal[J]. Journal of Rocket Force University of Engineering, 2024, 38(2): 49-56.
- [16] 杨健福, 程洪杰, 刘志浩, 等. 多轴特种车辆的侧翻指标优化分析[J]. 兵器装备工程学报, 2023, 44(9): 134-142.
- YANG J F, CHENG H J, LIU Z H, et al. Optimization analysis of rollover index of multi-axle special vehicles[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2023, 44(9): 134-142.
- [17] 刘秀钰, 刘志浩, 程洪杰, 等. 考虑避障稳定性的多轴特种车安全轨迹规划方法[J]. 北京理工大学学报, 2024, 44(8): 809-819.
- LIU X Y, LIU Z H, CHENG H J, et al. A safety trajectory planning method for multi-axle special vehicles with considering obstacle avoidance stability[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2024, 44(8): 809-819.
- [18] 刘明春. 8×8轮毂电机驱动车辆操纵稳定性分析与控制研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015: 139-141.
- LIU M C. Study on handling stability analysis and control for 8in-wheel motor drive vehicle[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2015: 139-141.
- [19] 王旭冉. 8×8轮毂电机全轮转向车辆操纵稳定性控制策略研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2018: 77-79.
- WANG X R. Study on control strategy of handling stability for an eight in-wheel motor drive AWS electric vehicle[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2018: 77-79.
- [20] 彭博, 李军求, 孙逢春, 等. 多轴分布式电驱车辆后桥差动转向控制策略研究[J]. 汽车工程, 2020, 42(7): 909-916.
- PENG B, LI J Q, SUN F C, et al. Research on differential drive steering control strategy for rear axles of multi-axle distributed electric drive vehicle[J]. Automotive Engineering, 2020, 42(7): 909-916.
- [21] FENG C, DING N G, HE Y L, et al. Integrated control of automobile ABS/DYC/AFS for improving braking performance and stability[J]. International Journal of Vehicle Design, 2015, 67(3): 259-293.
- [22] JING C Q, SHU H Y, SHU R, et al. Integrated control of electric vehicles based on active front steering and model predictive control[J]. Control Engineering Practice, 2022, 121: 105066.
- [23] 余志生. 汽车理论[M]. 6版. 北京: 机械工业出版社, 2019: 144-146.
- YU Z S. Automotive Theory[M]. 6th ed. Beijing: China Machine Press, 2019: 144-146.
- [24] 谢宪毅, 金立生, 高琳琳, 等. 基于变权重系数的LQR车辆后轮主动转向控制研究[J]. 浙江大学学报(工学版), 2018, 52(3): 446-452.
- XIE X Y, JIN L S, GAO L L, et al. Study on rear wheel active steering control based on variable weight coefficient of LQR[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2018, 52(3): 446-452.
- [25] 程洪杰, 杨健福, 刘志浩, 等. 基于规则的多轴特种车辆稳定性集成控制[J]. 北京航空航天大学学报, 2024, 50(6): 1794-1805.
- CHENG H J, YANG J F, LIU Z H, et al. Rule-based integrated stability control of multi-axle special vehicle[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2024, 50(6): 1794-1805.

(编辑: 刘建民)