

doi: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2024.12.018

# 考虑动态多目标需求的车辆横摆稳定性 自适应控制策略\*

吴 坚, 王瀚林, 朱 冰, 赵 健, 陈志成  
(吉林大学, 汽车底盘集成与仿生全国重点实验室, 长春 130022)

**[摘要]** 针对车辆在不同行驶状态下对横摆操纵性和侧向稳定性的动态多目标需求, 提出一种横摆稳定性自适应控制策略。首先, 通过分段线性拟合技术建立车辆动力学模型, 综合应用改进双线法和模糊理论在相平面中获取与路面附着和纵向速度相关的动态稳定域边界; 随后, 对车辆行驶时的稳定性风险进行量化表征, 引入动态多目标映射函数调整基于模型预测理论设计的稳定性控制策略内置参数, 匹配车辆侧向稳定性、横摆操纵性和执行器能耗等动态多目标需求。最后, 通过仿真试验, 论证了设计的控制策略能够在多种工况下帮助车辆获得比传统方法更安全、优质的稳定性控制效果。

**关键词:** 车辆工程; 稳定性自适应控制; 多目标需求; 动态稳定域; 模型预测控制

## Adaptive Control Strategy for Vehicle Yaw Stability Considering Dynamic Multi-objective Requirements

Wu Jian, Wang Hanlin, Zhu Bing, Zhao Jian & Chen Zhicheng

Jilin University, State Key Laboratory of Automotive Chassis Integration and Bionics, Changchun 130022

**[Abstract]** For the dynamic multi-objective requirements of yaw maneuverability and lateral stability under different driving states, an adaptive control strategy for vehicle yaw stability is proposed. Firstly, the vehicle dynamics model is established by piecewise linear fitting technology, and the dynamic stability region boundary related to road adhesion and longitudinal velocity is obtained in phase plane by integrated application of improved two-line method and fuzzy theory. Then, the stability risk during vehicle driving is quantitatively characterized and the dynamic multi-objective mapping function is introduced to adjust the built-in parameters of the stability control strategy designed based on the model predictive theory so as to match the dynamic multi-objective demand of vehicle lateral stability, yaw maneuverability and actuator energy consumption. Finally, the simulation test results prove that the designed control strategy can help the vehicle obtain safer and better stability control effect than the traditional method under various conditions.

**Keywords:** vehicle engineering; stability adaptive control; multi-objective requirements; dynamic stability region; model predictive control

\* 国家自然科学基金(52302471, 52172386)、长沙市“揭榜挂帅”重大科技项目(kq2207008)和吉林省重大科技专项(20220301009GX)资助。

原稿收到日期为2024年04月13日, 修改稿收到日期为2024年05月27日。

通信作者: 陈志成, 讲师, 博士, E-mail: chenzhicheng@jlu.edu.cn。

## 前言

汽车被认为是一个高度非线性系统,尤其当它在中、低附着路面上处于高速转弯、连续换道等工况时,容易出现横摆操纵性下降、侧向稳定性不足等问题<sup>[1-2]</sup>。在这种较为极限的工况下,缺乏应对经验的普通驾驶员,可能采取错误操控,导致车辆横摆稳定性进一步恶化,甚至引发车辆甩尾、侧翻等严重交通事故。因此,车辆稳定性控制对汽车安全行驶显得尤为重要。

考虑到车辆在不同行驶状态下面临着不同的稳定性风险,因此为了实现汽车稳定性控制,首先需要对车辆行驶时对应的稳定性风险进行实时评估<sup>[3]</sup>。现有研究通过双线法、模拟退火智能优化算法等理论在质心侧偏角-质心侧偏角速度、质心侧偏角-横摆角速度、前轮-后轮侧偏角等相平面中提取汽车稳定域边界条件,用于表征车辆不同行驶状态下的稳定性风险<sup>[4-6]</sup>。尽管这些研究围绕相平面稳定域边界条件与路面附着系数、汽车纵向车速、前轮转角等因素间的影响关系已经有了一定的探索,但是它们大多缺乏对车辆不同行驶状态下稳定性风险的量化表征能力,难以合理指导稳定性控制策略设计。

一些先进控制方法例如滑模控制(sliding mode control, SMC)、鲁棒 $H_\infty$ 控制、模型预测控制(model predictive control, MPC)等已经在车辆稳定性控制中得到了应用。梁宝钰等<sup>[7]</sup>通过自适应动态SMC为高速行驶车辆设计了抗侧风干扰的稳定性控制策略,有效提升汽车在阶跃侧风作用下的动力学特性。Zhang等<sup>[8]</sup>为线控转向汽车设计了一种自适应递推积分终端滑模控制器控制车辆质心侧偏角和横摆角速度收敛到理想值,与仅考虑横摆角速度的传统SMC相比,提高了车辆的横摆操纵性与稳定性。赵越等<sup>[9]</sup>基于参数摄动可重构车辆动力学模型设计了鲁棒 $H_\infty$ 稳定性控制器,成功实现了六轮无人车在蟹行转向时车身运动姿态与运动轨迹解耦,显著提升无人车在复杂空间的稳态跟随能力。与存在系统抖振的滑模控制和过于保守的鲁棒控制相比,MPC方法在处理复杂系统多目标多约束问题上具有显著优势。陈杰等<sup>[10]</sup>基于线性时变MPC设计了一种考虑路面附着力约束和液压执行机构饱和的稳定性控制策略,优化了车辆在多种工况中稳态和瞬态响应性能。类似的,Li等<sup>[11]</sup>基于多段线性化车辆动力学模

型组合和MPC理论设计了一种考虑车辆失稳态势的稳定性控制策略,在较小算力要求下提升了被控汽车侧向稳定性控制性能。Zhang等<sup>[12]</sup>在跟踪质心侧偏角和横摆角速度的MPC控制器中增添高斯过程对模型预测值与实测值之间的偏差进行回归,以解决转向、高速行驶等工况下简化的车辆动力学模型的失配问题,在提高车辆的横摆稳定性的同时降低了能耗。尽管现有MPC方法在一定程度上改善了车辆稳定性,但在整个多目标多约束优化过程中大多研究仍然考虑固定不变的控制需求,而不是根据汽车不同行驶状态实时匹配车辆对横摆操纵性、侧向稳定性、执行器能耗等方面的动态变化需求,这一定程度上限制了稳定性控制策略的潜力。

针对上述问题,本文提出了一种考虑动态多目标需求的车辆横摆稳定性自适应控制策略。首先,采用分段线性拟合技术建立考虑轮胎非线性特性的车辆动力学模型;其次,采用改进双线法和模糊理论在相平面中获取动态稳定域边界以监控车辆行驶时的稳定性风险;再次,应用MPC理论设计稳定性控制策略,对车辆行驶时的稳定性风险进行量化表征,引入动态多目标映射函数以调整稳定性控制策略内置参数,匹配车辆不同行驶状态下对侧向稳定性、横摆操纵性和执行器能耗等变化的多目标需求;最后,搭建MATLAB/Simulink与CarSim联合仿真平台,验证所提出控制策略在不同工况下的性能表现。

## 1 车辆动力学建模

本文重点研究车辆侧向和横摆运动对于稳定性控制影响。假设车辆左、右两侧动力学对称,建立如图1所示的2自由度车辆动力学模型,根据小角度近似处理方法将其表示为

$$m(\dot{v}_y + v_x \gamma) = F_{yf} + F_{yr} \quad (1)$$

$$I_z \dot{\gamma} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + \Delta M_z \quad (2)$$

式中: $m$ 为整车质量; $v_x$ 和 $v_y$ 分别为车辆纵向和侧向速度; $\gamma$ 为汽车横摆角速度; $F_{yf}$ 和 $F_{yr}$ 分别为前后轴轮胎的总侧向力; $l_f$ 和 $l_r$ 分别为车辆质心到前后轴的距离; $I_z$ 为车辆横摆转动惯量; $\Delta M_z$ 为附加横摆力矩。

传统线性轮胎模型难以表征车辆在侧向加速度较大时轮胎侧向力的非线性特征,而精度更高的“魔术公式”<sup>[13]</sup>等轮胎模型易增加稳定性控制策略设计复杂度。为此,本文采用如图2所示的分段线性拟合技术对不同载荷和路面附着系数下的“魔术公式”轮胎模型进行分段拟合,得到的对应轮胎侧向力为

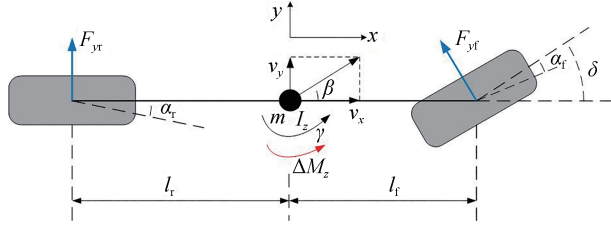


图1 2自由度车辆动力学模型

$$F_{yi} = \tilde{C}_i \alpha_i, \quad i = f, r \quad (3)$$

$$\tilde{C}_i = \begin{cases} \frac{D_i \alpha_i + e_i}{\alpha_i}, & \alpha_i < -p_i \\ C_i, & |\alpha_i| \leq p_i \\ \frac{D_i \alpha_i - e_i}{\alpha_i}, & \alpha_i > p_i \end{cases} \quad (4)$$

式中:  $\tilde{C}_i$  和  $C_i$  分别为轮胎可变侧偏刚度和线性侧偏刚度;  $D_i$  和  $e_i$  为线性拟合系数;  $p_i$  为轮胎侧偏角分界值;  $C_i$ 、 $D_i$ 、 $e_i$  和  $p_i$  在不同路面附着系数和垂向载荷下的取值不同。

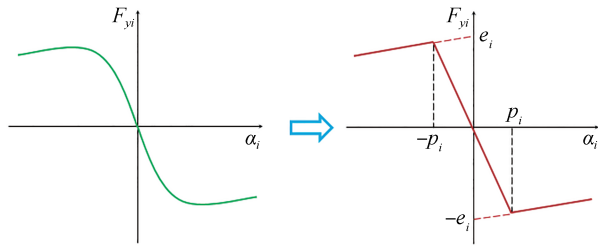


图2 轮胎侧向力分段线性拟合过程

$$\alpha_f = \frac{l_f \gamma}{v_x} + \beta - \delta \quad (5)$$

$$\alpha_r = \beta - \frac{l_r \gamma}{v_x} \quad (6)$$

最终,选取质心侧偏角和横摆角速度为系统状态量  $x = [\beta \ \gamma]^T$ , 附加横摆力矩为系统控制输入  $u = \Delta M_z$ , 化简得到车辆稳定性控制系统状态空间方程为

$$\dot{x} = Ax + Bu + E\delta \quad (7)$$

其中:

$$A = \begin{bmatrix} \frac{\tilde{C}_f + \tilde{C}_r}{mv_x} & \frac{l_f \tilde{C}_f - l_r \tilde{C}_r - 1}{mv_x^2} \\ \frac{l_f \tilde{C}_f - l_r \tilde{C}_r}{I_z} & \frac{l_f^2 \tilde{C}_f + l_r^2 \tilde{C}_r}{I_z v_x} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ I_z \end{bmatrix}; \quad E = \begin{bmatrix} -\tilde{C}_f \\ -\frac{\tilde{C}_f}{mv_x} \\ -\frac{l_f \tilde{C}_f}{I_z} \end{bmatrix}$$

## 2 稳定性控制器设计

本文提出如图3所示考虑动态多目标需求的车辆横摆稳定性自适应控制策略,具体说明如下:(1)驾驶意图辨识模块根据纵向速度  $v_x$ 、驾驶员输入转角  $\delta_d$  等信号辨识期望横摆角速度  $\gamma_r$  和期望质心侧偏角  $\beta_r$ ; (2)动态稳定域监控模块中,模糊控制根据路面附着系数  $\mu$  和  $v_x$  等信号生成稳定区域特征系数  $q$ , 指导改进双线法在  $\beta$ - $\dot{\beta}$  相平面中动态获取稳定、临界稳定和不稳定区域边界条件; (3)稳定性控制模块利用稳定性指数  $s$  匹配车辆在不同行驶状态下的控制需求,在此基础上设计动态多目标映射函数调节基于MPC的稳定性控制器  $Q_1$ 、 $Q_2$ 、 $R$  等内置参数数值,并输出附加横摆力矩  $\Delta M_z$  用于调节车辆稳定地跟随  $\gamma_r$  和  $\beta_r$ ; (4)制动压力分配模块通过差动制动逻辑将  $\Delta M_z$  分解为4个附加轮制动压力  $\Delta p_i$ , 输送给目标车辆实现横摆稳定性控制。

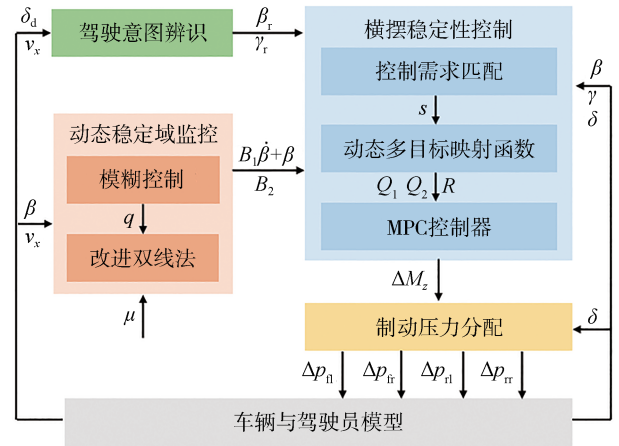


图3 车辆横摆稳定性自适应控制策略架构图

### 2.1 驾驶意图辨识

采用可以表征车辆侧向稳定性和横摆操纵性的质心侧偏角  $\beta$  和横摆角速度  $\gamma$  作为稳定性控制目标。一方面,  $\beta$  较小时车辆具有较好的侧向稳定性, 设定期望质心侧偏角  $\beta_r$  为 0; 另一方面, 期望横摆角速度反映了驾驶员对车辆的操纵性要求, 可通过转向盘转角  $\delta_d$  等信息进行辨识, 即

$$\gamma_d = \frac{(l_f + l_r) C_f C_r v_x}{(l_f + l_r)^2 C_f C_r + mv_x^2 (l_f C_r - l_r C_f)} \delta_d \quad (8)$$

实际上, 车辆稳定性控制须考虑路面附着约束, 因此将期望横摆角速度修正为

$$\gamma_r = \begin{cases} \min(\gamma_d, \frac{\mu g}{v_x}), & \gamma_d > 0 \\ \max(\gamma_d, -\frac{\mu g}{v_x}), & \gamma_d \leq 0 \end{cases} \quad (9)$$

## 2.2 动态稳定域监控

给定基于“魔术公式”轮胎侧向力的非线性车辆动力学模型不同纵向车速 $v_x$ 、质心侧偏角 $\beta$ 、横摆角速度 $\gamma$ 初值,并进行开环仿真可以得到如图4(a)所示 $\beta$ - $\dot{\beta}$ 相平面图。图中汇聚于鞍点的带状区域表征车辆稳定域,汽车在该区域外行驶时易发生失稳。采用双线法对 $\beta$ - $\dot{\beta}$ 相平面图中稳定和不稳定域进行划分,其中不稳定域表示为

$$|B_1 \dot{\beta} + \beta| > B_2 \quad (10)$$

式中 $B_1$ 、 $B_2$ 为稳定域边界参数,如表1所示。

表1 稳定域边界参数

路面附着系数	$B_1$	$B_2$
$0.8 \leq \mu < 1$	0.114	0.102
$0.6 \leq \mu < 0.8$	0.146	0.092
$0.4 \leq \mu < 0.6$	0.172	0.084
$0.3 \leq \mu < 0.4$	0.194	0.072
$0.2 \leq \mu < 0.3$	0.232	0.046
$\mu < 0.2$	0.302	0.017

考虑到过早或过晚介入稳定性控制不利于车辆在侧向稳定性、横摆操纵性、执行器能耗等方面的综合调控,本文以特征系数 $q$ 将图4(a)原有稳定域边界向内收缩,在 $\beta$ - $\dot{\beta}$ 相平面中获得如图4(b)所示新的稳定、临界稳定和不确定区域边界。图中绿边界线内为稳定区域,可以表示为

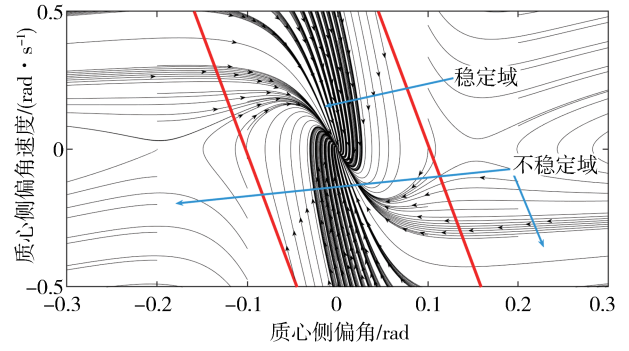
$$|B_1 \dot{\beta} + \beta| \leq qB_2 \quad (11)$$

绿边界线和红边界线之间为临界稳定区域,即

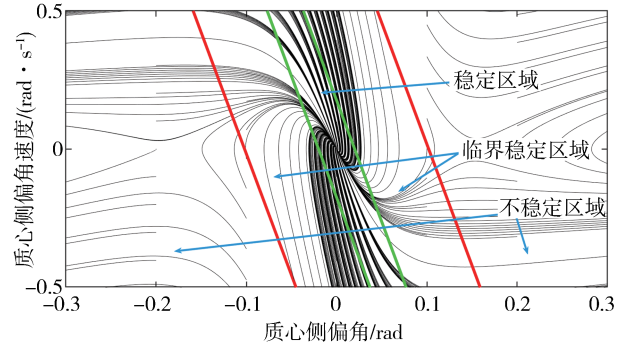
$$qB_2 < |B_1 \dot{\beta} + \beta| \leq B_2 \quad (12)$$

不稳定区域仍由式(10)表示,对应图4(b)红边界线外侧区域。

车辆纵向速度 $v_x$ 、路面附着系数 $\mu$ 和前轮转角 $\delta$ 都会对 $\beta$ - $\dot{\beta}$ 相平面产生影响,但综合比较三者影响, $\delta$ 的影响可以忽略<sup>[14]</sup>,而 $v_x$ 和 $\mu$ 显著影响稳定性控制性能,因此采用模糊控制优化特征系数 $q$ 以获得动态稳定域监控边界。选择 $v_x$ 和 $\mu$ 作为模糊控制输入, $q$ 作为模糊控制输出,并将 $v_x$ 和 $\mu$ 模糊子集设定为正小(PS)、正中(PM)、正大(PB), $q$ 模糊子集设定为极小(VS)、小(S)、中(M)、大(L)。有研究表明,对



(a) 基于双线法的 $\beta$ - $\dot{\beta}$ 相平面稳定域划分



(b) 基于改进双线法的 $\beta$ - $\dot{\beta}$ 相平面稳定域划分

图4 相平面稳定域划分

于 $\beta$ - $\dot{\beta}$ 相平面,车辆纵向速度越高、路面附着系数越小,相平面的带状稳定域相应越窄,但随着速度的增大稳定域变窄的程度相对于路面附着系数变小稳定域变窄的程度更小<sup>[15]</sup>,因此设定对应隶属度函数和模糊规则分别如图5和表2所示。

采用质心法解模糊,得到如图6所示优化后的稳定域特征系数 $q$ 。从图中可以看出,路面附着系数 $\mu$ 越小和车辆纵向速度 $v_x$ 越高,对应输出的稳定域特征系数 $q$ 值越小。此时,原有稳定域边界根据 $q$ 值向内收缩,使得稳定性控制策略可以提前介入,保证汽车安全、稳定行驶。

## 2.3 横摆稳定性控制

采用MPC理论设计车辆横摆稳定性控制器,优化目标为调整车辆行驶状态跟踪期望横摆角速度 $\gamma_r$ 和期望质心侧偏角 $\beta_r$ ,同时约束车辆附加横摆力矩 $\Delta M_z$ 大小来节约执行器能耗。因此可以将该优化问题转化为二次规划问题,即

$$\min_{u(k)} J = \sum_{k=1}^N \|u(k)\|_R^2 + \sum_{k=1}^N \|\beta(k) - \beta_r(k)\|_{Q_1}^2 + \sum_{k=1}^N \|\gamma(k) - \gamma_r(k)\|_{Q_2}^2 \quad (13)$$

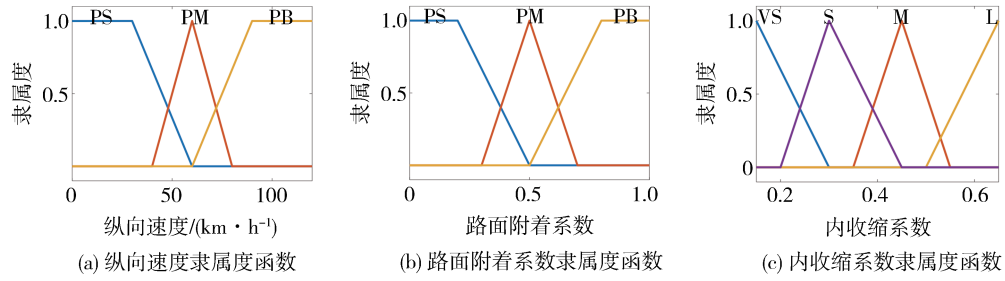


图5 隶属度函数

表2 模糊规则

特征系数		路面附着系数		
		PS	PM	PB
纵向速度	PS	S	M	L
	PM	VS	S	L
	PB	VS	VS	M

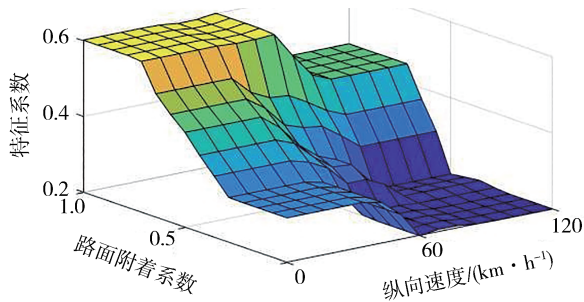


图6 稳定域特征系数

$$\begin{cases}
 \mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_k \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_k \mathbf{u}(k) + \mathbf{E}_k \delta(k) \\
 |u(k)| \leq u_{lim} \\
 |\beta(k)| \leq \beta_{lim} \\
 |\gamma(k)| \leq \gamma_{lim}
 \end{cases} \quad (14)$$

式中:  $\mathbf{A}_k = \mathbf{I} + T_s \mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}_k = T_s \mathbf{B}$ ,  $\mathbf{E}_k = T_s \mathbf{E}$ ,  $T_s$  为采样时间,  $\mathbf{I}$  为单位矩阵;  $Q_1$ 、 $Q_2$  和  $R$  分别为车辆的侧向稳定性、横摆操纵性和执行器能耗的权重因子;  $N$  是控制时域;  $k$  表示当前时刻;  $u_{lim}$ 、 $\beta_{lim}$ 、 $\gamma_{lim}$  分别为附加横摆力矩、质心侧偏角和横摆角速度的最大容许值。通过求解上述二次规划问题, 获得最优控制序列, 取序列中的第一个值作为实际的控制输入。

实际上, 车辆在动态稳定域监控模块划分的稳定区域、临界稳定区域和不稳定区域上行驶时, 有着如表3所示的差异化动态多目标需求, 具体说明如下: (1) 当车辆处于稳定区域行驶时, 不希望稳定性控制器介入导致车辆横摆操纵性降低, 产生不必要的执行器能耗; (2) 当车辆进入临界稳定区域行驶

时, 稳定性控制器开始介入, 并且要求同时考虑车辆的横摆操纵性、侧向稳定性与执行器能耗, 另外为了避免控制器频繁介入和退出影响控制效果, 在车辆行驶状态回到稳定区域一定时间后, 控制器才会退出控制; (3) 随着车辆行驶状态逐渐超出临界稳定区域边界, 则须优先考虑侧向稳定性的需求。

表3 动态多目标需求

行驶状态位置	需求说明
稳定区域	横摆操纵性 $\uparrow$
临界稳定区域	侧向稳定性 $\uparrow$ , 横摆操纵性 $\downarrow$ , 节约能耗 $\downarrow$
不稳定区域	侧向稳定性 $\uparrow$

为此, 设计如图7所示的车辆稳定性指数  $s$ , 定量匹配不同稳定区域的车辆动态多目标需求, 其中绿色区域为稳定区域, 黄色区域为临界稳定区域, 红色区域为不稳定区域。当车辆行驶状态位于  $\beta$ - $\dot{\beta}$  相平面的稳定区域中心时, 设定  $s$  值为0; 随着车辆行驶状态远离稳定区域中心, 逐渐增大  $s$  值, 并将稳定区域边界处的  $s$  值设定为1; 当车辆行驶状态位于临界稳定区域时,  $s$  值进一步向临界稳定区域边界值  $s = 2$  靠近; 此外, 当车辆行驶状态到达不稳定区域后, 设定  $s$  值大于2。

随后, 基于车辆稳定性指数  $s$  设计动态多目标映

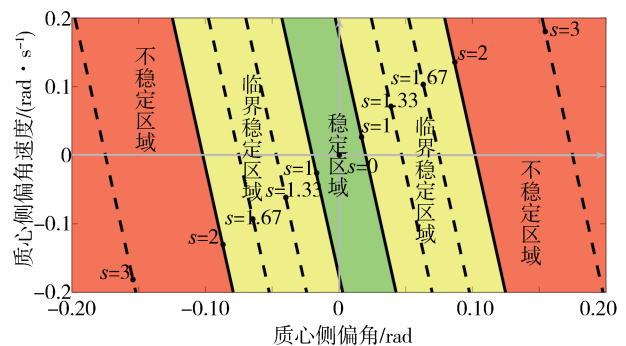


图7 各稳定区域位置与稳定性指数  $s$  的关系图

射函数,调节MPC控制器中侧向稳定性权重因子 $Q_1$ 、操纵性权重因子 $Q_2$ 和制动能耗权重因子 $R$ ,以响应车辆在不同行驶状态下的控制需求。设计的动态多目标映射函数为

$$Q_1 = k_1 \{q_1 + [\min(s, 2)]^2\} \quad (15)$$

$$Q_2 = k_2 \{q_2 - [\min(s, 2)]^2\} \quad (16)$$

$$R = k_3 \{q_3 - [\min(s, 2)]^2\} \quad (17)$$

式中 $k_1, k_2, k_3, q_1, q_2$ 和 $q_3$ 为动态多目标需求函数的整定参数。考虑到当车辆行驶状态到达临界稳定区域边界,车辆即将进入不稳定区域,应当避免车辆行驶状态进入不稳定区域,因此在 $s=2$ 时, $Q_1, Q_2$ 和 $R$ 的取值应当达到最优先保证车辆侧向稳定性的一组取值,所以在 $s$ 大于2后, $Q_1, Q_2$ 和 $R$ 的值不再根据 $s$ 的值变化。

各权重因子随 $s$ 的变化趋势如图8所示,随着 $s$ 值增大, $Q_1$ 值增大, $Q_2$ 和 $R$ 值相应减小,控制器越优先保证车辆的侧向稳定性。

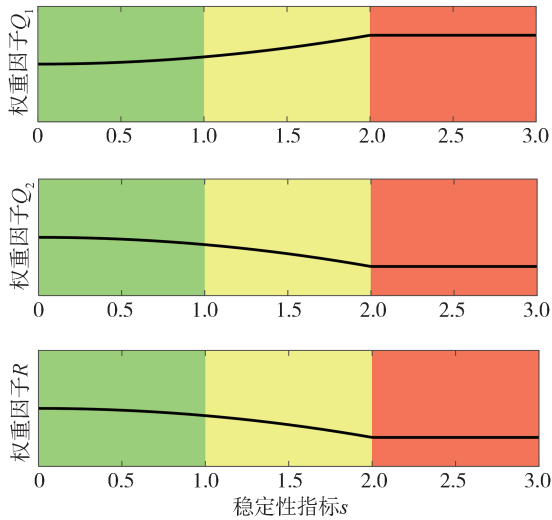


图8 权重因子变化示意图

## 2.4 制动压力分配

本文采用单轮差动制动技术将横摆稳定性控制模块计算得到的附加横摆力矩 $\Delta M_z$ 进行分配。考虑到通过制动车辆内后轮可以产生与车辆转动方向相同的附加横摆力矩且工作效率最高,通过制动车辆外前轮可以产生与车辆转动方向相反的附加横摆力矩且工作效率最高<sup>[16]</sup>,规定前轮转角 $\delta$ 逆时针方向为正,制定了如表4所示的单轮差动制动规则,其中 $K$ 为差动制动的控制阈值。

各车轮所需要的附加轮缸制动压力 $\Delta p_i$ 为

表4 单轮差动制动规则表

工况	判断准则	制动车轮
$\delta > 0$	$\gamma - \gamma_r >  K $	右前轮
	$\gamma - \gamma_r < - K $	左后轮
	$- K  < \gamma - \gamma_r <  K $	无控制
$\delta < 0$	$\gamma - \gamma_r >  K $	左前轮
	$\gamma - \gamma_r < - K $	右后轮
	$- K  < \gamma - \gamma_r <  K $	无控制
$\delta = 0$	$\gamma - \gamma_r >  K $	右前轮
	$\gamma - \gamma_r < - K $	左后轮
	$- K  < \gamma - \gamma_r <  K $	无控制

$$\Delta p_{i_1} = \frac{2\Delta M_z r_w}{(D_r \cos \delta_f + 2l_f \sin \delta_f) K_{bf}} - \frac{J_r \dot{\omega}_f}{K_{bf}} \quad (18)$$

$$\Delta p_{i_2} = \frac{2\Delta M_z r_w}{D_r K_{br}} - \frac{J_r \dot{\omega}_r}{K_{br}} \quad (19)$$

式中: $i_1 = fl, fr$ 分别为左前轮、右前轮, $i_2 = rl, rr$ 分别为左后轮、右后轮; $r_w$ 为车轮半径; $J_r$ 为车轮转动惯量; $\dot{\omega}_f$ 和 $\dot{\omega}_r$ 分别为前轮和后轮的轮速; $D_r$ 为车辆轴距; $K_{bf}$ 和 $K_{br}$ 分别为前轮和后轮的制动效能因数。

## 3 仿真分析

### 3.1 仿真实验设置

依托MATLAB/Simulink和车辆动力学软件CarSim搭建联合仿真平台,开展测试验证。为了进一步说明采用本文设计的横摆稳定性控制策略的控制器(控制器A)的性能,将其与以下两种控制器进行对比:第1种是将文中提及的MPC控制器的参数设定为固定权重 $Q_{1B}, Q_{2B}$ 和 $R_B$ 得到的控制器(控制器B),第2种是传统的LQR控制器(控制器C)。文中涉及的核心车辆参数和控制器参数分别如表5和表6所示,其中控制器A的相关参数与各控制目标的数量级相关,另外考虑到稳定性控制器介入时刻的参数值对控制效果也会产生影响,为消除此影响将控制器B的相关参数选取为 $s=1$ 时控制器A的权重因子值,控制器C的参数矩阵为 $Q$ 和 $R$ 。

### 3.2 正弦迟滞工况

给定如图9所示的转向盘转角输入,并控制目标车辆以120 km/h车速在附着系数为0.5的路面上开展正弦迟滞实验,结果如图10所示。

在0~1.2 s时间段内,稳定性指数 $s$ 始终小于1,此时稳定性控制策略并未介入,车辆完全按照驾驶员输入进行运动。在1.2~3.5 s时间段内,稳定性指数 $s$ 多次大于1,说明车辆行驶状态进入临界稳定区

表5 车辆部分仿真参数

参数	符号	数值
车辆质量	$m$	1 020 kg
质心到前轴距离	$l_f$	1.165 m
质心到后轴距离	$l_r$	1.165 m
轮距	$D_r$	1.48 m
绕z轴转动惯量	$I_z$	1 020 kg·m <sup>2</sup>
车轮转动惯量	$J_r$	1.1 kg·m <sup>2</sup>
车轮半径	$r_w$	0.308 m
前轮制动效能因数	$K_{bf}$	200 N·m/MPa
后轮制动效能因数	$K_{br}$	100 N·m/MPa

表6 控制参数

参数	符号	数值
采样时间	$T_s$	0.02 s
控制时域	$N$	5
控制器A参数	$k_1$	$1 \times 10^6$
	$k_2$	$1 \times 10^5$
	$k_3$	2
	$q_1$	18.6
	$q_2$	8.9
控制器B参数	$Q_{1B}$	$19.6 \times 10^6$
	$Q_{2B}$	$7.9 \times 10^5$
	$R_B$	19
控制器C参数	$Q$	diag[19.6, 1090]
	$R$	0.000 02

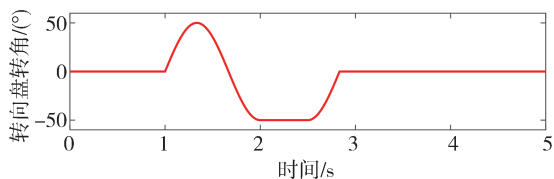


图9 正弦迟滞工况转向盘转角输入

域。若不施加稳定性控制,从图中可以看出目标车辆在2.1 s后质心侧偏角和横摆角速度迅速增大,并发生失稳。

在基于恒定参数的控制器B作用下,目标车辆在2 s后逐渐趋于稳定,整个运动过程质心侧偏角和横摆角速度变化均匀。但由于差动制动介入过多增加系统能量损耗,并且在2.5~3 s时间段内横摆角速度较大幅度偏离期望值,导致车辆横摆操纵性降低。

在采用传统LQR方法的控制器C作用下,虽然总体的制动压力较低,执行器能耗较低,但控制器的介入时间较长,在1.2~3.8 s这段时间都在介入,并且控制器C对于抑制车辆质心侧偏角增大的能力较

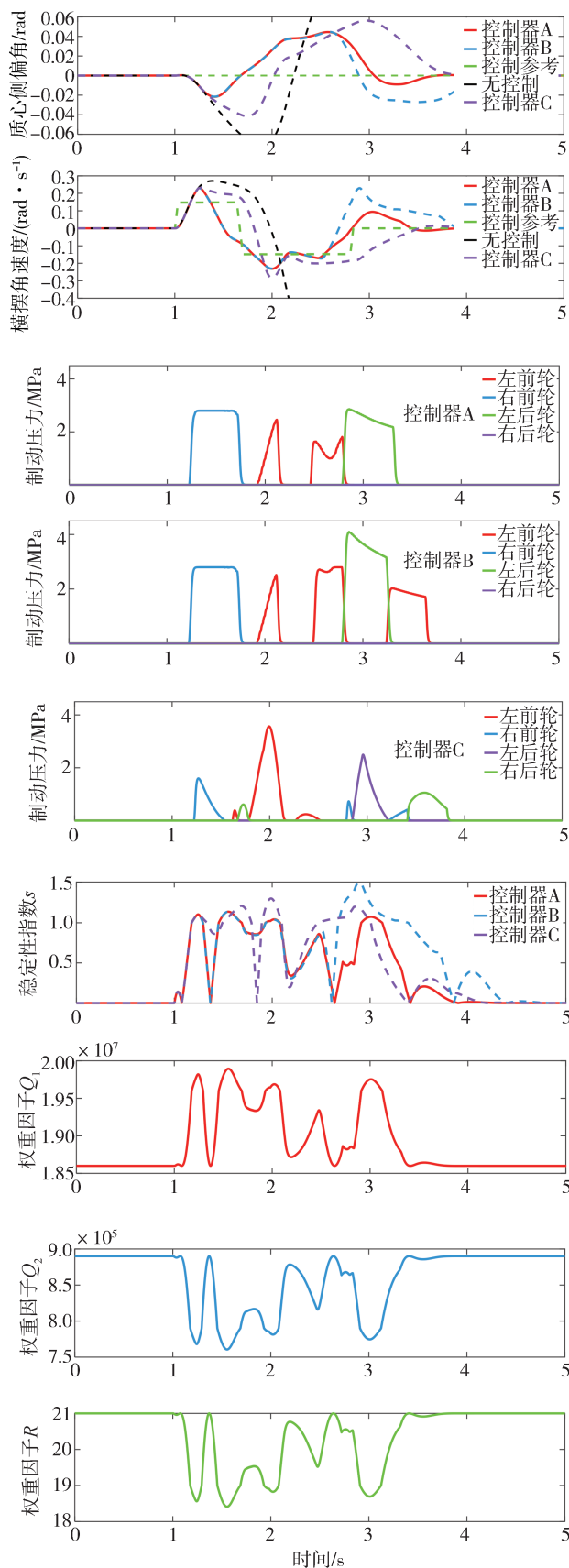


图10 正弦迟滞工况实验曲线

差,在1.3和2.7 s之后都未能及时使车辆行驶状态回到稳定区域,同时横摆角速度也与期望值偏差较大。

相比之下,本文中设计的控制器A在1~3.5 s时间段内动态调整其内部参数。在稳定性指数 $s$ 较大时,相应提升侧向稳定性权重因子 $Q_1$ 大小,并降低操纵性权重因子 $Q_2$ 和控制输入制动能耗权重因子 $R$ ,这使得车辆的质心侧偏角始终小于0.05 rad,增强车辆行驶侧向稳定性能;在2~3.5 s时间段内 $s$ 值逐步下降,相应的控制器A降低 $Q_1$ 并增大 $Q_2$ 和 $R$ ,控制差动制动介入所使用的制动压力在合理的区间之内以减小能量损耗,最终车辆横摆角速度也能够更贴近期望值,提升车辆横摆操纵性。因此,控制器A根据不同车辆行驶状态来权衡控制器目标函数的权重因子是合理有效的。

### 3.3 双移线工况

为了进一步验证控制策略的有效性,控制目标车辆在路面附着系数为0.5的路面上以120 km/h车速进行高速双移线运动。其中,双移线的参考路径如图11所示。

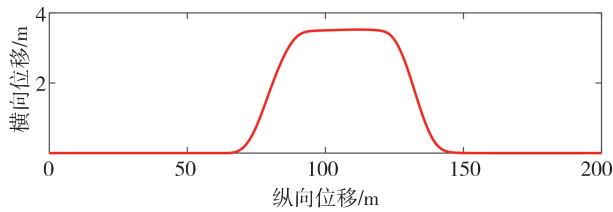


图11 双移线参考路径

双移线实验测试结果如图12所示。未进行横摆稳定性控制的目标车辆在3 s后质心侧偏角和横摆角速度急剧增大随后失稳,而在控制器A、控制器B和控制器C的作用下,都能有效避免失稳。根据稳定性指数变化曲线可见在0~1.9 s时间段内,稳定性指数 $s$ 始终小于1,车辆行驶在稳定区域,此时稳定性控制策略未介入。在1.9~6 s时间段内,稳定性指数 $s$ 多次大于1,车辆状态进入临界稳定区域行驶,稳定性控制策略介入控制。

通过控制器B的稳定性控制,目标车辆虽然最终趋于稳定,但在3.5 s后未能及时抑制质心侧偏角的增长导致车辆行驶状态进入不稳定区域,并且在6 s后差动制动介入过多增加执行器能耗,同时车辆的实际横摆角速度与期望值偏差较大,导致此时车辆的横摆操纵性较差。

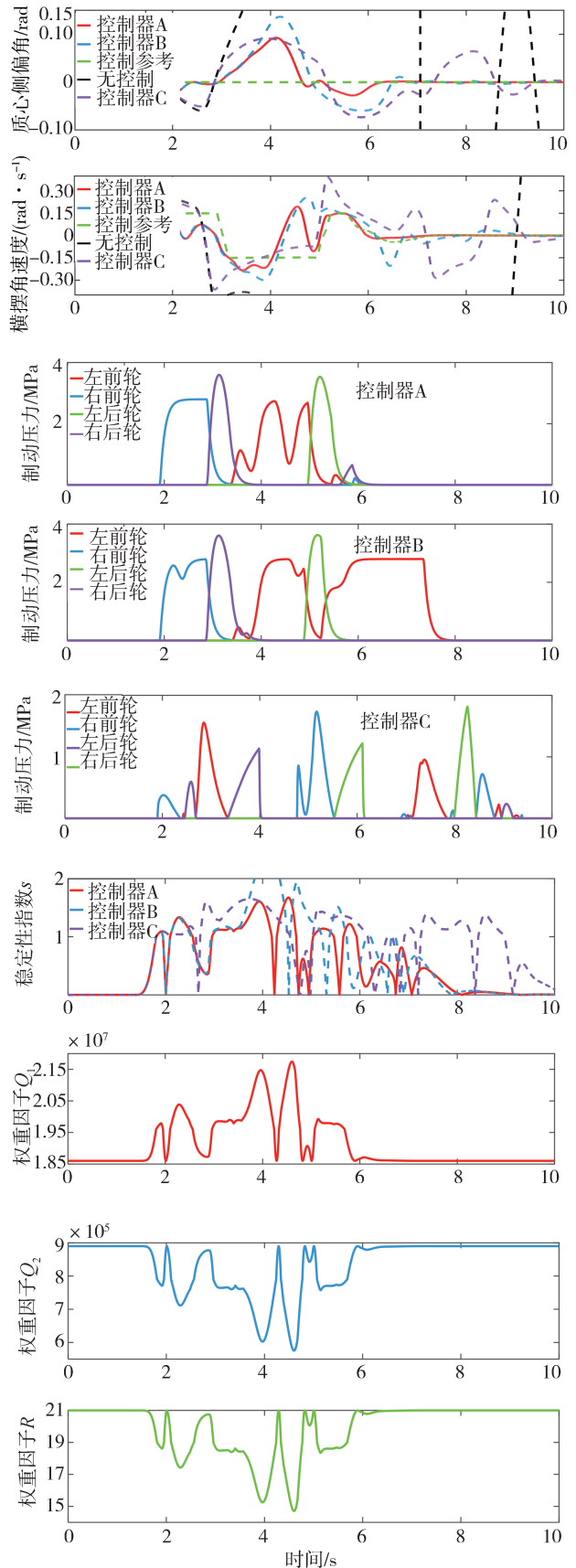


图12 双移线工况实验曲线

对于控制器C而言,直到9.5 s才完成了稳定性控制,并且2.5~3和5 s后这两段时间横摆角速度都大幅偏离期望值导致车辆横摆操纵性较差,另外车辆行驶状态多次进入临界稳定区域,质心侧偏角总体也更大,车辆的侧向稳定性较差。

对比而言,控制器A在1.9~6 s这段时间动态考虑车辆的横摆操纵性、侧向稳定性与执行器能耗的多目标需求。在1.9~4.5 s这段时间, $s$ 值增大,相应提升侧向稳定性权重因子 $Q_1$ 大小,并降低横摆操纵性权重因子 $Q_2$ 和制动能耗权重因子 $R$ ,有效抑制了3.5 s后质心侧偏角的增大,优先保证了车辆行驶侧向稳定性;在4.5~5和6 s后这两段时间 $s$ 值逐步下降,因此控制器A相应地降低 $Q_1$ ,并增大 $Q_2$ 和 $R$ ,可见这两段时间横摆角速度跟随较好,在保证侧向稳定性的前提下,增加了目标车辆的横摆操纵性。

此外,从图12中控制器A和控制器B的制动压力分配也可以看出,在车辆行驶状态较为稳定时,控制器A在对应时间减小制动压力输入节约了执行器能耗。因此,控制器A实现了根据车辆动态多目标需求自适应调节的目的,达到了更好的控制效果。

## 4 结论

(1) 本文对车辆横摆稳定性控制策略展开研究,运用分段线性拟合技术建立了考虑轮胎非线性特性和控制器设计复杂度的非线性车辆动力学模型。

(2) 通过双线法和模糊理论,将相平面划分为稳定、临界稳定和不稳定区域,为稳定性控制器提供实时可靠的定量车辆行驶状态评估。采用模型预测控制理论设计考虑侧向稳定性、横摆操纵性和执行器能耗的稳定性控制策略,并引入动态多目标映射函数调整其内置参数状态以解决车辆在不同行驶状态下的动态多目标需求。

(3) 实验结果表明,与具有固定参数的控制器相比,所设计的控制器具有自适应能力,能有效防止车辆行驶状态进入不稳定区域,在提高车辆侧向稳定性的同时提高了车辆的横摆操纵性并降低了执行器能耗,达到了更安全、优质的稳定性控制效果。

(4) 未来将继续探究质心侧偏角和路面附着系数估计方法,深入挖掘差动制动、分布式驱动、主动转向等在汽车底盘子系统最优协同控制领域的工作潜力。

## 参考文献

- [1] 林程,梁晟,宫新乐,等.面向极限工况的分布式驱动电动汽车动力学集成控制方法[J].汽车工程,2022,44(9):1372-1385.  
LIN C, LIANG C, GONG X L, et al. Integrated dynamic control strategy for extreme maneuvers of 4WID EVs[J]. Automotive Engineering, 2022, 44(9): 1372-1385.
- [2] LI Z H, CHEN H, LIU H H, et al. Integrated longitudinal and lateral vehicle stability control for extreme conditions with safety dynamic requirements analysis[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2022, 23(10): 19285-19298.
- [3] WANG H B, ZHOU J T, HU C L, et al. Vehicle lateral stability control based on stability category recognition with improved brain emotional learning network[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2022, 71(6): 5930-5943.
- [4] 李子先,潘世举,徐友春.8轮分布式电驱动车辆AFS和DYC协同控制[J].汽车工程,2023,45(3):409-420.  
LI Z X, PAN S J, XU Y C. Coordinated control of AFS and DYC for 8-wheel distributed electric drive vehicle[J]. Automotive Engineering, 2023, 45(3): 409-420.
- [5] WANG J N, LUO Z, WANG Y, et al. Coordination control of differential drive assist steering and vehicle stability control for four-wheel-independent-drive EV[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2018, 67(12): 11453-11467.
- [6] DI CAIRANO S, TSENG H E, BERNARDINI D, et al. Vehicle yaw stability control by coordinated active front steering and differential braking in the tire sideslip angles domain[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2013, 21(4): 1236-1248.
- [7] 梁宝钰,汪怡平,刘珣,等.基于滑模理论的高速车辆侧风稳定性控制研究[J].汽车工程,2022,44(1):123-130.  
LIANG B Y, WANG Y P, LIU X, et al. Study on crosswind stability control of high-speed vehicle based on sliding mode theory[J]. Automotive Engineering, 2022, 44(1): 123-130.
- [8] ZHANG J, WANG H, MA M Y, et al. Active front steering-based electronic stability control for steer-by-wire vehicles via terminal sliding mode and extreme learning machine[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2020, 69(12): 14713-14726.
- [9] 赵越,胡纪滨,吴维,等.无人车全轮蟹行转向稳定性鲁棒控制与试验验证[J].汽车工程,2022,44(8):1126-1135.  
ZHAO Y, HU J B, WU W, et al. Robust stability control and its verification test for all-wheel diagonal steering of unmanned ground vehicles[J]. Automotive Engineering, 2022, 44(8): 1126-1135.
- [10] 陈杰,李亮,宋健.基于LTV-MPC的车辆稳定性控制研究[J].汽车工程,2016,38(3):308-336.  
CHEN J, LI L, SONG J. A study on vehicle stability control based on LTV-MPC[J]. Automotive Engineering, 2016, 38(3): 308-336.

- [11] LI S S, WANG X Y, CUI G J, et al. Yaw and lateral stability control based on predicted trend of stable state of the vehicle[J]. Vehicle System Dynamics, 2022, 61(1): 111-127.
- [12] ZHANG Z M, XIE L, LU S, et al. Vehicle yaw stability control with a two-layered learning MPC[J]. Vehicle System Dynamics, 2023, 61(3): 423-444.
- [13] ALAGAPPAN A V, RAO K V N, KUMAR R K. A comparison of various algorithms to extract magic formula tire model coefficients for vehicle dynamics simulations[J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(2): 154-178.
- [14] 钟龙飞, 彭育辉, 江铭. 基于相平面的分布式驱动电动汽车稳定性控制[J]. 汽车工程, 2021, 43(5): 721-729.
- ZHONG L F, PENG Y H, JIANG M. Stability control of distributed driven electric vehicle based on phase plane[J]. Automotive Engineering, 2021, 43(5): 721-729.
- [15] ZHOU C, LIU X H, XU F X. Intervention criterion and control strategy of active front steering system for emergency rescue vehicle[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 148: 107160.
- [16] LAO D X, WU J, HE R, et al. Research on yaw stability control of unmanned vehicle based on integrated electromechanical brake booster[C]. SAE World Congress Experience, 2020.

(上接第2328页)

- [85] JONDHLE H, NANDGAONKAR A B, NALBALWAR S, et al. An artificial intelligence and improved optimization-based energy management system of battery-fuel cell-ultracapacitor in hybrid electric vehicles[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 74.
- [86] LI M C, WANG Y J, YU P L, et al. Online adaptive energy management strategy for fuel cell hybrid vehicles based on improved cluster and regression learner[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 292.
- [87] SUN X X, ZHOU Y F, HUANG L J, et al. A real-time PMP energy management strategy for fuel cell hybrid buses based on driving segment feature recognition[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(80): 39983-40000.
- [88] NIE Z G, JIA Y, WANG W Q, et al. Eco-Co-Optimization strategy for connected and automated fuel cell hybrid vehicles in dynamic urban traffic settings[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 263.
- [89] JIA C, ZHOU J, HE H, et al. Health-conscious deep reinforcement learning energy management for fuel cell buses integrating environmental and look-ahead road information[J]. Energy, 2024, 290: 130146.
- [90] WEI X, LENG J, SUN C, et al. Co-optimization method of speed planning and energy management for fuel cell vehicles through signalized intersections[J]. Journal of Power Sources, 2022, 518: 230598.
- [91] 魏小栋, 孙超, 刘波, 等. 燃料电池汽车车速与能量联合优化[J]. 机械工程学报, 2023, 59(8): 204-212.
- WEI X D, SUN C, LIU B, et al. Co-optimization of vehicle speed and energy for fuel cell vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(8): 204-212.

(上接第2347页)

- [13] 周智, 秦训鹏, 詹军. 重型汽车前轴多工况结构轻量化设计研究[J]. 工程机械, 2020, 51(5): 44-51, 9.
- ZHOU Z, QIN X P, ZHAN J. Research on lightweight design of multi-condition structure for heavy-duty truck front axle[J]. Engineering Machinery, 2020, 51(5): 44-51, 9.
- [14] 吴志强. 整体式前桥结构: CN102092236B[P]. 2013-02-13.
- WU Z Q. Integral front axle structure: CN102092236B[P]. 2013-02-13.
- [15] 王连东, 杨崇伟, 吴越, 等. 大落差空心矩形截面汽车前轴管件的成形方法: CN115194419A[P]. 2022-10-18.
- WANG L D, YANG C W, WU Y, et al. Forming method of large drop hollow rectangular section automobile front axle fitting: CN115194419A[P]. 2022-10-18.