

# 基于后轮转向与制动协同的车辆操控性可调控制方法研究

赵永强<sup>1</sup> 关懿航<sup>2</sup> 何朕<sup>2</sup> 苗为为<sup>1</sup> 禹真<sup>1</sup>

(1.中国第一汽车集团有限公司,长春 130013;2.哈尔滨工业大学,哈尔滨 150000)

**【摘要】**为解决后轮转向与制动协同的车辆操控性控制面临的转向不足、控制效果难以标定、控制器设计复杂难于工程应用等问题,提出一种后轮转向和制动的作用强度均可自由调节的控制方法,应用非线性模型设计与前馈/反馈结构,根据设计参数调节控制强度,达到按照期望程度降低车辆质心侧偏角、加快横摆响应速度的效果,并兼顾不足转向度、燃油经济性等指标。此外,该方法提供了基于可调参数进行车辆操控性调校的方法,具有精度高、运算量小、无需质心侧偏角估计及便于标定等优点。

**关键词:** 操控性 后轮转向 直接横摆力矩

**中图分类号:** U461.1;U461.6 **文献标志码:** A **DOI:** 10.19620/j.cnki.1000-3703.20231032

## Research on Vehicle Handling Adjustable Control Method Based on the Integration of Rear Wheel Steering and Braking

Zhao Yongqiang<sup>1</sup>, Guan Yihang<sup>2</sup>, He Zhen<sup>2</sup>, Miao Weiwei<sup>1</sup>, Yu Zhen<sup>1</sup>

(1. China FAW Group Co., Ltd., Changchun 130013; 2. Harbin Institute of Technology, Harbin 150000)

**【Abstract】**To address the issue of understeer, difficulty in control effect calibration, complex controller design and difficulty in engineering application, this article proposed a novel approach to vehicle handling control by enabling adaptable rear wheel steering and braking intensity. Employing nonlinear model design and a feedforward/feedback structure, this method can adjust control intensity according to design parameters, allows for improving the vehicle's center of mass sideslip angle according to expectation and enhancing yaw response speed. In addition, the approach also accommodates understeer mitigation and fuel economy optimization. In addition, the proposed method also has other advantages such as high accuracy, small computational complexity, no need for vehicle sideslip angle estimation, and ease of calibration. A method for vehicle handling tuning based on adjustable parameters is also provided.

**Key words:** Handling performance, Rear Wheel Steer (RWS), Direct Yaw Moment Control (DYC)

**【引用格式】**赵永强,关懿航,何朕,等.基于后轮转向与制动协同的车辆操控性可调控制方法研究[J].汽车技术,2024(4):57-62.

ZHAO Y Q, GUAN Y H, HE Z, et al. Research on Vehicle Handling Adjustable Control Method Based on the Integration of Rear Wheel Steering and Braking[J]. Automobile Technology, 2024(4): 57-62.

## 1 前言

后轮转向(Rear Wheel Steer, RWS)的主要目标为减小质心侧偏角,从而提高低速行驶时汽车的转向灵活性及高速行驶时的稳定性<sup>[1-4]</sup>。通常,希望将质心侧偏角减小至 $0^{[2,5-8]}$ ,但会带来驾驶员操作负担增大、汽车操控性劣化等问题<sup>[5]</sup>。此外,模型预测控制<sup>[10-11]</sup>、 $H_{\infty}$ 控制<sup>[8]</sup>等方法计算量大、难以标定,不利于工程应用。

基于制动系统的直接横摆力矩控制(Direct Yaw Moment Control, DYC)可提高瞬态横摆响应速度,直接

横摆力矩越大,提升效果越明显<sup>[9-11]</sup>。然而,过大的直接横摆力矩会造成减速及拖拽感明显,影响驾驶体验<sup>[12]</sup>,同时,车辆能耗增加,续航里程下降<sup>[13]</sup>。

为实现预期车辆行驶控制效果,本文针对控制强度标定需求,提出含有3个可调参数的RWS与DYC协同控制方法。

## 2 非线性二自由度模型

为描述车辆的横摆与侧向运动,建立非线性二自由度模型,如图1所示。

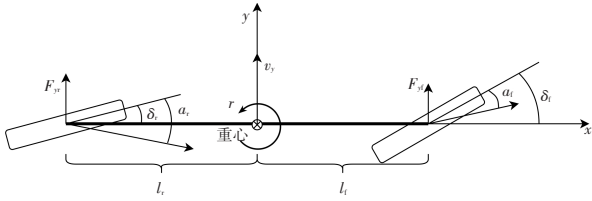


图1 非线性二自由度模型

车辆动力学模型可表示为:

$$\begin{cases} \dot{r} = (l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + M_z) / I_z \\ \dot{v}_y = a_y - r v_x \\ a_y = (F_{yf} + F_{yr}) / m \end{cases} \quad (1)$$

式中: \$r\$ 为横摆率, \$v\_x, v\_y\$ 分别为纵向速度、侧向速度, \$l\_f, l\_r\$ 分别为重心到前、后轴的距离, \$F\_{yf}, F\_{yr}\$ 分别为前、后轴侧向力, \$I\_z\$ 为横摆转动惯量, \$M\_z\$ 为制动实现的直接横摆力矩, \$a\_y\$ 为侧向加速度, \$m\$ 为整车质量。

为保证模型精度,轮胎力模型采用魔术公式<sup>[4]</sup>:

$$F_y = D \sin[C \arctan(B\alpha - E(B\alpha - \arctan(B\alpha)))] \quad (2)$$

式中: \$B, C, D, E\$ 为轮胎参数, \$\alpha\$ 为轮胎侧偏角。

前、后轴的轮胎侧偏角 \$\alpha\_f, \alpha\_r\$ 分别为:

$$\begin{cases} \alpha_f = \delta_f - \arctan[(v_y + l_f r) / v_x] \\ \alpha_r = \delta_r - \arctan[(v_y + l_r r) / v_x] \end{cases} \quad (3)$$

式中: \$\delta\_f, \delta\_r\$ 分别为前、后轮转向角。

模型的主要参数如表 1 所示。

表 1 模型主要参数

参数	取值	参数	取值
\$m/\text{kg}\$	2 700	\$B\$	12 000
\$I_z/\text{kg} \cdot \text{m}^2\$	5 200	\$C\$	6.1
\$l_f/\text{m}\$	1.46	\$D\$	3.1
\$l_r/\text{m}\$	1.64	\$E\$	1.4

### 3 后轮转向与制动协同控制器

后轮转向与制动协同控制器如图 2 所示:后轮转向控制部分为前馈结构,根据车速 \$v\_x\$ 和前轮转向角 \$\delta\_f\$ 直接计算后轮转向角 \$\delta\_r\$ 和稳态横摆率 \$r\_s\$,并通过车速的增益函数 \$h(v\_x)\$ 调节作用强度;制动控制部分为反馈结构,使用横摆率作为反馈信号跟踪期望横摆率,输出各轮缸压力 \$p\_i\$,并根据阻尼比 \$\zeta\$ 和上升时间 \$\tau\$ 调整作用强度。

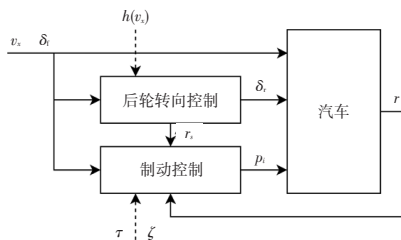


图2 控制器结构

受最大转速约束,后轮转向系统响应频率虽然不高,但可持续作用,因而其低频特性优于高频特性;制动系统响应速度较快,但持续作用会引起热衰退,因而其高频特性优于低频特性。为保证传感器频率特性,使用后轮转向控制系统的低频响应,尤其是稳态特性,使用制动控制系统的瞬态响应。

#### 3.1 稳态转向分析

分析汽车稳态转向行为,可为控制器的设计提供思路。由于制动系统无法长时间工作,稳态分析时无需考虑 \$M\_z\$。令式(1)中 \$\dot{r}=0, \dot{v}\_y=0\$, 得到稳态方程:

$$\begin{cases} 0 = (l_f F_{yf} - l_r F_{yr}) / I_z \\ 0 = a_y - r_s v_x \end{cases} \quad (4)$$

式中: \$r\_s\$ 为稳态值, \$s\$ 的稳态横摆率。

对稳态方程进行分析可知,在车速 \$v\_x\$ 和前轮转向角 \$\delta\_f\$ 给定的情况下,稳态横摆率 \$r\_s\$ 由稳态质心侧偏角 \$\beta\$ 和后轮转向角 \$\delta\_r\$ 决定,如图 3 所示。

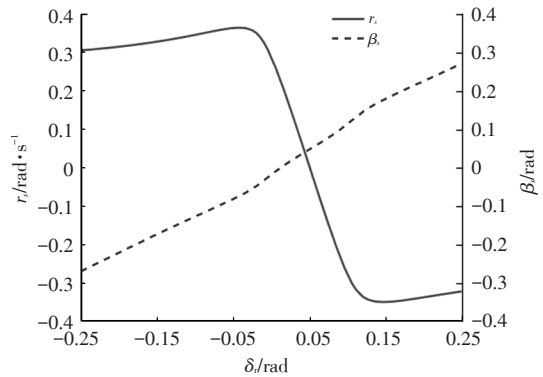


图3 \$v\_x=20 \text{ m/s}, \delta\_f=0.05 \text{ rad}\$ 时 \$r\_s, \beta\$ 与 \$\delta\_r\$ 的关系

将 \$r\_s\$ 和 \$\beta\$ 视为 \$v\_x, \delta\_f\$ 和 \$\delta\_r\$ 的函数,分别记作 \$r\_s = f\_{r\_s}(v\_x, \delta\_f, \delta\_r)\$、\$\beta\_s = f\_{\beta\_s}(v\_x, \delta\_f, \delta\_r)\$。求解方程 \$0 = f\_{\beta\_s}(v\_x, \delta\_f, \delta\_r)\$, 当 \$\beta\_s = 0\$ 时,后轮转向角为 \$\delta\_r = g(v\_x, \delta\_f)\$, 如图 4 所示。

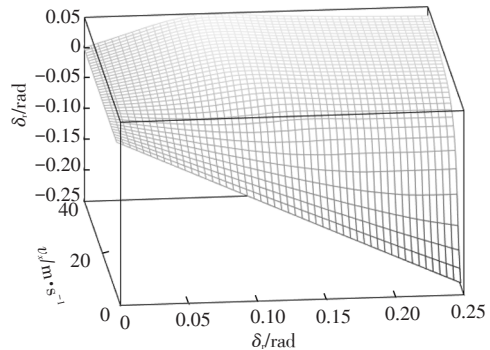


图4 \$\beta\_s=0\$ 时 \$v\_x, \delta\_f\$ 与 \$\delta\_r\$ 的关系

车辆低速行驶时, \$\delta\_f\$ 为负,表示前、后轮转向角方向相反;高速行驶时, \$\delta\_f\$ 为正,表示前、后轮转向角方向相同。同时, \$|\delta\_r|\$ 随 \$\delta\_f\$ 的增大而增大,随着横摆率的饱和而饱和。进而可得到质心侧偏角为 0 时,对应的稳态横摆

率为 $f_{rs}(v_s, \delta_i, g(v_s, \delta_i))$ ,如图5所示。

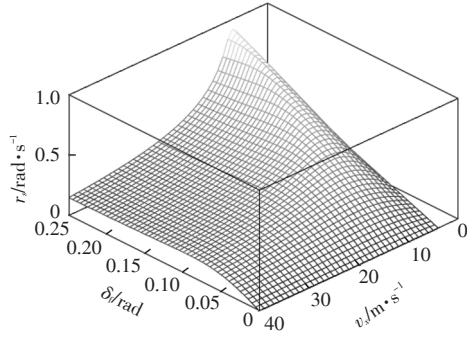


图5  $\beta_s=0$ 时 $v_s$ 、 $r_s$ 与 $\delta_i$ 的关系

### 3.2 可调作用强度的后轮转向控制器设计

后轮转向可减小质心侧偏角,在 $g(v_s, \delta_i)$ 基础上引入可调系数调节作用强度,可调系数 $k=h(v_s)$ 为车速的函数,则后轮转向角可表示为:

$$\delta_r = k \cdot g(v_s, \delta_i), \quad 0 \leq k \leq 1 \quad (5)$$

当 $k=0$ 时,后轮转向角为0,转向特性相当于传统前轮转向车辆;当 $k=1$ 时,质心侧偏角完全消除,稳态横摆率如图5所示。横摆增益在车辆低速行驶时过大,而高速行驶时过小,且存在严重的不足转向;当 $0 < k < 1$ 时,质心侧偏角一定程度减小,稳态横摆率则处于0侧偏角原则和传统前轮转向车辆之间。

后轮转向控制器的结构如图6所示,其输出为后轮转向角 $\delta_r$ 和稳态横摆率 $r_s$ 。

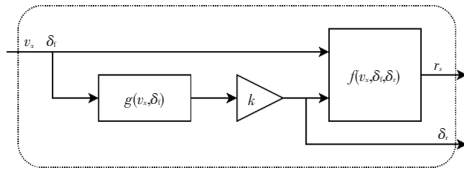


图6 后轮转向控制结构

当 $k$ 分别选取0、0.25、0.5、0.75和1.00时,对应的稳态横摆率如图7所示,稳态质心侧偏角如图8所示。此时,稳态横摆率可表示为:

$$r_s = f_{rs}(v_s, \delta_i, g(v_s, \delta_i)) \quad (6)$$

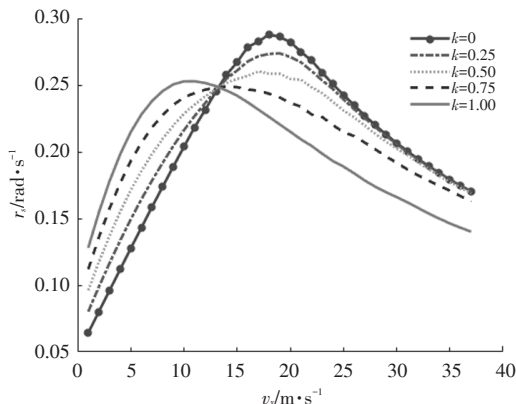


图7 不同后轮转向作用强度对应的稳态横摆率

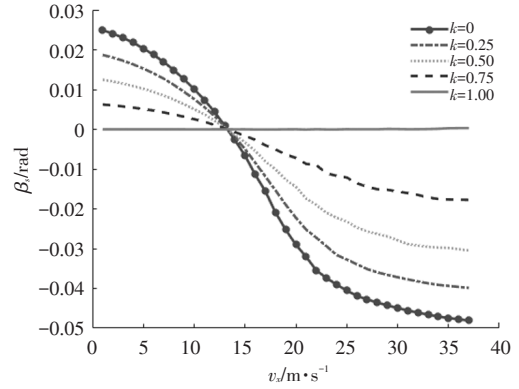


图8 不同后轮转向作用强度对应的稳态质心侧偏角

### 3.3 瞬态转向行为分析

根据车辆的动力学模型,将以前轮转向角为输入、横摆率为输出的动态关系近似为二阶系统。因此,利用瞬态期望横摆率构建二阶系统的传递函数。典型的二阶系统传递函数为:

$$P(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (7)$$

式中: $\omega_n$ 为无阻尼振荡频率。

二阶系统的上升时间可表示为:

$$\begin{cases} t_r = (\pi - \theta) / \omega_d \\ \theta = \arctan\left(\frac{\sqrt{1 - \zeta^2}}{\zeta}\right) \end{cases} \quad (8)$$

式中: $\omega_d$ 为有阻尼振荡频率,且 $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$ ;  $\theta$ 为二阶系统响应中极点、原点的连线与负实轴的夹角。

$\zeta$ 决定二阶系统的响应特性,如图9所示,其中 $y$ 为二阶系统对阶跃信号的响应。

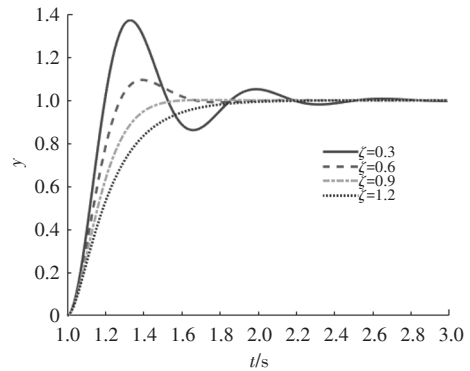


图9 不同 $\zeta$ 对应的二阶系统响应特性

综合考虑超调与响应速度,选取瞬态期望横摆率的阻尼比 $\zeta=0.9$ ,并将上升时间 $t_r$ 作为可调参数 $\tau$ ,根据 $\tau$ 计算出对应的 $\omega_d$ 和 $\omega_n$ ,进而决定瞬态期望横摆率的响应传递函数:

$$\frac{r_d(s)}{r_s(s)} = \frac{38.1}{\tau^2 s^2 + 11.1\tau s + 38.1} \quad (9)$$

上升时间 $\tau$ 越小,制动作用强度越大。不同 $\tau$ 对应的瞬态期望横摆率 $r_d$ 如图10所示。

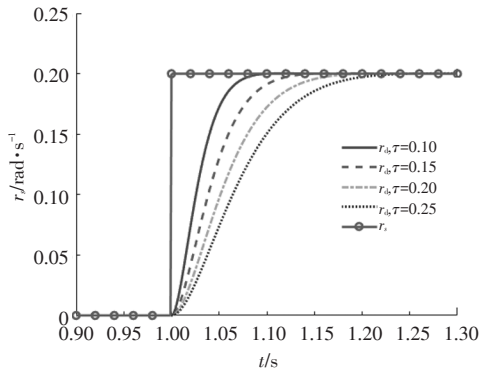


图10 不同 $\tau$ 对应的瞬态期望横摆率

### 3.4 可调作用强度的制动控制器设计

制动控制用于调节车辆横摆响应动态特性,采用反馈结构,如图11所示。瞬态期望横摆率模块根据稳态横摆率 $r_s$ 以及可调参数 $\zeta$ 和 $\tau$ 得到瞬态期望横摆率 $r_d$ ;控制器根据瞬态期望横摆率 $r_d$ 与反馈信号 $r$ 的偏差 $e$ ,得到控制量直接横摆力矩 $M_z$ ;制动力分配模块根据车辆状态得到各轮缸压力 $p_i$ ,从而计算出 $M_z$ 。

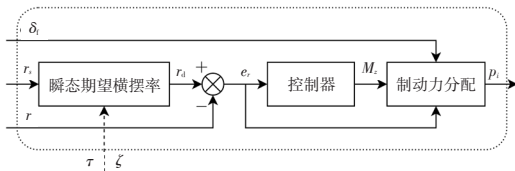


图11 制动控制结构

控制器采用高通滤波的比例控制,其传递函数为:

$$M_z(s)/e(s)=s/(s+0.1) \quad (10)$$

模型扰动或外界扰动可产生横摆率的稳态误差,高通滤波可消除该稳态误差引起 $M_z$ 的低频分量,有效避免制动系统的长时间作用。

### 3.5 制动力分配

利用单侧车轮制动得到直接横摆力矩 $M_z$ ,从而实现制动力分配。由于制动力属于轮胎纵向力,对侧向力具有削弱作用,如图12所示,相同轮胎侧偏角条件下,纵向力越大,侧向力越小。

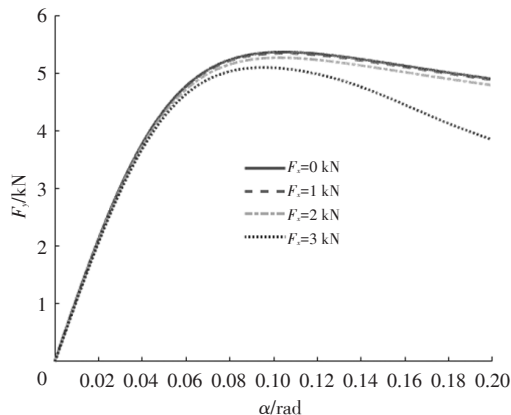


图12 轮胎纵向力对侧向力的作用

因此,制动力分配的基本原则为:当转向不足时,控制器制动后轮;当转向过度时,控制器制动前轮。具体的分配策略如表2所示。

表2 制动力分配策略

分区	转向状态	轮缸压力
$r>0, M_z>0$	转向不足	$p_3=2 M_z /(d_f R k_b), p_1=p_2=p_4=0$
$r>0, M_z<0$	转向过度	$p_2=2 M_z /(d_f R k_b), p_1=p_3=p_4=0$
$r<0, M_z>0$	转向过度	$p_1=2 M_z /(d_f R k_b), p_2=p_3=p_4=0$
$r<0, M_z<0$	转向不足	$p_4=2 M_z /(d_f R k_b), p_1=p_2=p_3=0$

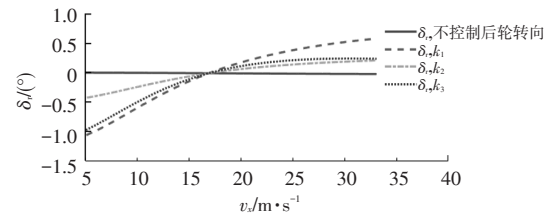
其中, $p_1, p_2, p_3, p_4$ 分别为左前、右前、左后和右后轮缸的压力, $d_f, d_r$ 分别为前、后轴的轮距, $R$ 为轮胎半径, $k_b$ 为制动摩擦因数,即制动力矩与制动压力的比值。

## 4 基于可调参数的操控性调教

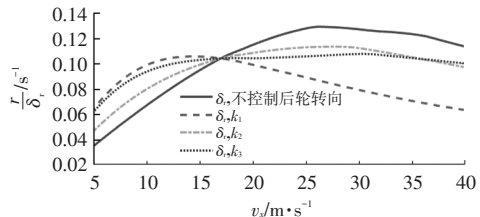
本文控制器引入3个可调参数,即 $k=h(v_x)$ 、 $\zeta$ 和 $\tau$ ,在工程应用中,可调整以上参数对车辆操控性进行调校,包括横摆增益特性、横摆响应时间以及横摆阻尼。

### 4.1 横摆增益

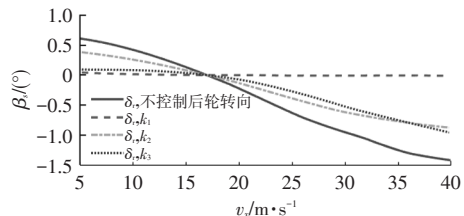
车辆的横摆增益是车辆操控性中最重要的稳态指标之一,通过调节后轮转向作用强度 $k$ 调节横摆增益,对车辆转向行为的影响如图13所示。低速行驶时,前轮与后轮转向角方向相反,增大 $k$ 会增大横摆增益;高速行驶时,前轮与后轮转向角方向相同,增大 $k$ 则减小横摆增益。通过调节不同车速下的 $k$ ,即调节函数 $h(v_x)$ 可实现不同车速所需的横摆增益。



(a)后轮转向角



(b)横摆增益



(c)质心侧偏角

图13 可调参数 $k$ 对车辆转向行为的影响

其中,

$$\begin{cases} k_1 = 1 \\ k_2 = 0.4 \\ k_3 = -0.0146v_x + 1.0667 \end{cases} \quad (11)$$

低速行驶时,令 $k_3$ 接近 $k_1$ ,此时横摆增益大,质心侧偏角接近0;而在高速行驶时,令 $k_3$ 接近 $k_2$ ,横摆增益相较于 $k_1$ 下降不明显。

在工程应用中,可用MAP表示函数 $h(v_x)$ 。调校过程中,在特定速度下进行J-turn工况转向,感受该速度下的横摆增益,据此调整该速度下的 $h(v_x)$ 函数值。

#### 4.2 横摆响应时间

横摆响应时间对车辆瞬态横摆响应至关重要。通过调整控制器中参数 $\tau$ 可调节横摆响应时间,车速为20 m/s且转向盘转向角阶跃 $90^\circ$ 输入的工况下,不同 $\tau$ 对应的横摆率响应和直接横摆力矩如图14所示。

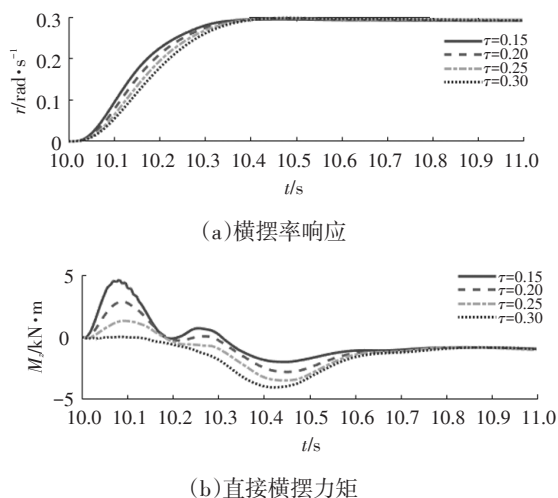


图14 可调参数 $\tau$ 对横摆瞬态响应的影响

建立横摆率前期,即10.3 s以内, $\tau$ 越小,横摆率上升越快,所需的直接横摆力矩越大;建立横摆率后期,即第10.3~10.6 s,控制目标是减小横摆超调, $\tau$ 越大,所需的负向直接横摆力矩越大。

实际工程中,在进行J-turn工况转向时,需兼顾横摆率响应时间和拖拽感,调节参数 $\tau$ 以获取最优的操控性体验。

#### 4.3 横摆响应阻尼

横摆响应阻尼也是衡量车辆瞬态横摆响应品质的重要指标之一。通过调节控制器中的参数 $\zeta$ 改变横摆响应时间,在车速20 m/s且转向盘转向角阶跃 $90^\circ$ 输入的工况下,不同 $\zeta$ 对应的横摆率响应和直接横摆力矩如图15所示。

图15中,曲线对应 $\tau=0.2$  s,因此,上升时间一致。 $\zeta$ 越大,超调越小,但为了维持相同的响应时间,前期横摆

率上升得越快,所需的直接横摆力矩越大。

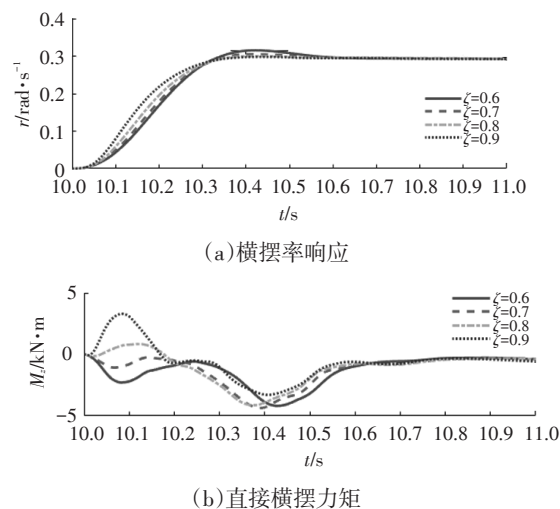


图15 可调参数 $\zeta$ 对横摆瞬态响应的影响

实际工程中,需通过调校响应时间 $\tau$ 和阻尼 $\zeta$ 优化瞬态横摆响应特性。

## 5 结束语

本文提出基于后轮转向与制动协同的车辆操控性可控制方法,成功改善了转向过度和难以工程应用的问题,所提出方法不仅能够精细调节后轮转向和制动作用的强度,还能够通过可调参数实现车辆操控性的灵活调校。试验结果表明,该方法能够有效改善车辆的质心侧偏角和横摆响应速度,进而提升车辆的操控稳定性和安全性,同时,可根据不同的驾驶条件和驾驶者的偏好,优化车辆的操控表现。此外,该方法计算复杂度较低且无需质心侧偏角估计,为其在工程实践中的应用提供了便利。

### 参考文献

- [1] OHNUMA A, METZ L D. Controllability and Stability Aspects of Actively Controlled 4WS Vehicles[J]. SAE Transactions, 1989, 98: 1481-1494.
- [2] ZHANG G, WANG X, LI L. Control of Four-Wheel Steering Vehicles Based on Composite Model Free Observer[J/OL]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering (2023-08-17) [2024-1-10]. <https://doi.org/10.1177/09544070231190676>.
- [3] YAMAMOTO M. Active Control Strategy for Improved Handling and Stability[J]. SAE Transactions, 1991, 100: 1638-1648.
- [4] ZHANG J, ZHENG H, ZHAO M. Analysis of Vehicle Steering Stability of Nonlinear Four Wheel Steering Based on Sliding Mode Control[C]// Intelligent and Connected Vehicles Symposium. Kunshan, Jiangsu, China: SAE, 2018.
- [5] WHITEHEAD J C. Four Wheel Steering: Maneuverability

- and High Speed Stabilization[C]// SAE International Congress & Exposition. Detroit, Michigan, USA: SAE, 1988.
- [6] HANG P, XIA X, CHEN G, et al. Active Safety Control of Automated Electric Vehicles at Driving Limits: A Tube-Based MPC Approach[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2022, 8(1): 1338-1349
- [7] DU Q, ZHU C, LI Q, et al. Optimal Path Tracking Control for Intelligent Four-Wheel Steering Vehicles Based on MPC and State Estimation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2022, 236(9): 1964-1976.
- [8] HANG P, CHEN X, LUO F. LPV/ $H_{\infty}$  Controller Design for Path Tracking of Autonomous Ground Vehicles Through Four-Wheel Steering and Direct Yaw-Moment Control[J]. International Journal of Automotive Technology, 2019, 20(4): 679-691.
- [9] SUN P, TRIGELL A S, DRUGGE L, et al. Energy Efficiency and Stability of Electric Vehicles Utilising Direct Yaw Moment Control[J]. Vehicle System Dynamics, 2022, 60(3): 930-950.
- [10] RAKSINCHAROENSAK P, DAISUKE S, LIDBERG M. Direct Yaw Moment Control for Enhancing Handling Quality of Lightweight Electric Vehicles with Large Load-to-Curb Weight Ratio[J]. Applied Sciences, 2019, 9(6).
- [11] WANG X B, LI Z X, ZHANG F G, et al. Vehicle Control Strategy Evaluation Based on the Driving Stability Region [J]. Applied Sciences, 2023, 13(11).
- [12] ZHANG Z Y, YU J D, HUANG C X, et al. Coordinated Torque Distribution Method of Distributed Drive Electric Vehicle to Reduce Control Intervention Sense[J]. Vehicle System Dynamics, 2023, 62(1): 198-221.
- [13] PREJBEANU R. Self-Scanning System and Evaluation of Dynamic Electrical Performance of Electric Vehicles Using Different Control Systems[C]// Proceedings of the 2023 24th International Carpathian Control Conference (ICCC). Miskolc-Szilvásvárad, Hungary: IEEE, 2023.
- [14] GOYENA R. Tyre and Vehicle Dynamics[M/OL]// Climate Change 2013- The Physical Science Basis. Cambridge: Cambridge University Press, 2014. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324>.

(责任编辑 瑞 秋)

修改稿收到日期为2024年1月10日。

## 《汽车工程师》征稿启事

《汽车工程师》于1974年创刊,是由中国第一汽车集团有限公司主管、中国第一汽车股份有限公司主办的国内外公开发行的汽车应用技术类学术期刊,为RCCSE中国准核心学术期刊,被哥白尼精选数据库、EBSCO学术数据库、欧洲学术出版中心(EuroPub)数据库收录。

《汽车工程师》以报道汽车产品设计领域的技术研究成果为主,专注于技术开发与应用层面的创新成果,提供汽车设计创新解决方案。《汽车工程师》将把握电动化、智能化、网联化、共享化的汽车技术主流发展趋势,努力吸收优质稿源,为我国汽车工程技术创新能力提升贡献力量。重点征稿方向包括:锂离子电池与新体系电池、动力电池热管理与热失控、燃料电池及其关键零部件、车用电机及其控制器、自动驾驶汽车环境感知与感知融合、自动驾驶汽车定位与建图、自动驾驶汽车测试、人工驾驶-无人驾驶车辆混行条件下的自动驾驶控制、智能线控底盘、一体化底盘、功能安全和预期功能安全。

热忱欢迎汽车行业的专家学者不吝赐稿,反映国家重点扶持项目、自然科学基金项目和其他重点项目等研究成果的稿件将优先发表,我们期待与您共同践行“把论文写在祖国大地上”的指示精神,为强大中国汽车工业作贡献!

本刊使用协同采编系统处理稿件,请登陆期刊网站注册后投稿,投稿要求见本刊网站中“下载中心”栏目的作者指南,网址:  
<http://tjqc.cbpt.cnki.net>。

《汽车工程师》编辑部