

# 紧急制动下基于DYC与AFS的横摆稳定性控制研究

刘秋生<sup>1,2</sup>, LAZARO Joan P<sup>1</sup>

(1. 菲律宾东方大学 研究生院, 马尼拉 0900;

2. 江西应用技术职业学院 汽车学院, 江西 赣州 341000)

**摘要:** 为提高汽车在紧急制动工况下的稳定性, 研究了基于DYC与AFS的联合控制策略; 建立二自由度车辆动力学模型, 获取理想横摆角速度与质心侧偏角; 设计分层式DYC控制器, 上层采用模糊PID控制, 下层设计力矩加权与力矩分配模块; 基于滑模控制方法设计AFS控制器, 利用横摆角速度误差构建滑模面, 并采用等速趋近律实现横摆角速度的有效控制; 提出DYC与AFS的协调控制策略, 在稳定区域采用AFS控制, 非稳定区域采用DYC控制, 临界区域采用联合控制策略; 基于CarSim/Simulink进行仿真验证, 结果表明, 该策略能有效抑制车辆横摆运动, 提升紧急制动工况下的行驶稳定性。

**关键词:** 横摆稳定性; 紧急制动; 模糊PID滑模控制; DYC与AFS联合控制

## Research on Yaw Stability Control Based on DYC and AFS During Emergency Braking

LIU Qiusheng<sup>1,2</sup>, LAZARO Joan P<sup>1</sup>

(1. Graduate School, University of the East, Philippines, Manila 0900, Philippines;

2. Automotive College, Jiangxi College of Applied Technology, Ganzhou 341000, China)

**Abstract:** To improve the stability of vehicles under emergency braking conditions, a coordinated control strategy based on direct yaw moment control (DYC) and active front steering (AFS) was investigated. Build a two-degree-of-freedom vehicle dynamics model, obtain the ideal yaw rate and sideslip angle, and design a hierarchical DYC controller, where the upper layer adopts fuzzy PID control and the lower layer adopts torque weighting and distribution modules. Using sliding mode control method to design an AFS controller, where a sliding mode surface is constructed based on yaw rate error, and a constant-speed reaching law is used to effectively control yaw rate. A coordination strategy is proposed, which employs the AFS control in the stable region, DYC in the unstable region, and a combined approach in the critical region. Simulations based on CarSim/Simulink show that the proposed strategy effectively suppresses the yaw motion of vehicles and enhances driving stability under emergency braking conditions.

**Keywords:** yaw stability; emergency braking; fuzzy PID sliding mode control; combined control of DYC and AFS

## 0 引言

随着时代逐渐着重于科技化和数字化, 微芯片和微电子技术不断发展, 汽车控制系统也朝着信息化、智能化和网联化靠拢<sup>[1-3]</sup>。电子制动技术逐渐成为主流, 在制动防抱死控制 (ABS, anti-lock brake system)、驱动

防滑控制 (ASR, acceleration slip regulation)、直接横摆力矩控制 (DYC, dynamic yaw control) 等基础控制系统上, 不断组合完善诞生了车辆电子稳定程序系统 (ESP, electronic stability program), 其综合了 ABS、制动辅助系统 (BAS, brake assist system) 以及 ASR 共 3 个系统的功能, 功能更加强大, 可以最大限度地减

收稿日期:2024-12-31; 修回日期:2025-03-20。

基金项目:中国高校产学研创新基金(2022BC071),江西省教育厅科学技术项目(GJJ2205021,GJJ2405101)。

作者简介:刘秋生(1989-),男,博士研究生,讲师。

引用格式:刘秋生, LAZARO Joan P. 紧急制动下基于 DYC 与 AFS 的横摆稳定性控制研究[J]. 计算机测量与控制, 2025, 33(8):206-215,241.

少汽车跑偏、甩尾以及侧翻的发生率,降低车辆侧滑的危险,从而减少交通事故的发生次数。尽管 ABS、ASR 系统能够很好地改善普通工况下汽车的稳定性<sup>[4-7]</sup>,但对于极限工况下,效果却并不是很好,但是可以与 ESP、DYC 以及与主动转向系统 (AFS, active front steering) 等系统联合使用,通过协调控制增强汽车在极限工况下的稳定性。Continental 公司研发的 ESP II 系统,在 ESP 系统的基础上增加了主动转向功能,并集成了 ABS、ASR、DYC 及 AFS 等多个子系统,其主要控制原理就是通过实时接收各个系统传给控制管理层的信息,决策后再将控制信号传给各个系统执行命令,提高了车辆的整体稳定性,并且缩短了汽车在分离路面行的紧急制动的距离。文献 [8] 基于滑模控制理论,对 AFS+DYC、AFS+ASR+DYC 及 ASR+DYC 组合系统进行集中控制,实现了质心侧偏角的减小,并在一定范围内缩短了制动距离。文献 [9] 采用滑模控制方法,使系统在低附着路面上仍能保持较好的控制效果。文献 [10] 提出基于模型预测控制 (MPC, model predictive control) 的主动转向与 DYC 协调控制策略,并结合相平面理论及横摆角速度阈值判断方法,以平衡极端工况下的横向稳定性与能效。

我国在汽车横向稳定性控制方面起步较晚,发展较慢,相关研究多是在理论上以及仿真软件上进行,很少在汽车上实施与应用。文献 [11] 针对低附着系数路面及大侧向加速度工况,采用连续线性化方法,提出了一种改进型线性时变模型预测控制 (LTV-MPC) 策略,该方法扩展了主动前轮转向系统的稳定范围,提高了极限工况下的稳定性,仿真结果表明其稳定性控制效果优于传统 LTV-MPC 方法。文献 [12] 基于魔术公式轮胎模型,设计了非线性模型预测控制 (NMPC) 策略,并提出了基于稳定状态预测的汽车侧向稳定性控制方法及考虑轮速纵向扰动的侧向稳定性控制方法,其中 NMPC 在高速低附着路面工况下表现优异,稳定状态预测方法提升了质心侧偏角及横摆角速度的跟踪性能与实时性,而考虑轮速纵向扰动的控制策略进一步增强了车辆的侧向稳定性。文献 [13] 基于轮胎侧向力特性,将轮胎侧向力曲线划分为线性、过渡和饱和 3 个区域,并据此确定 AFS 和 DYC 的工作范围,提出了基于轮胎侧向力特性的 AFS/DYC 协同控制策略,在低附着大转角极限工况下有效提升了车辆的横向稳定性与操纵稳定性。

从国内外研究情况来看,汽车稳定性控制算法以及控制策略是非常重要的,基于不同算法的系统以及不同系统的组合控制在汽车稳定性控制性能上会有不一样的控制效果。目前,对于常用的控制算法有逻辑门限控制、PI 模变结构控制和模糊控制等,不同算法在适应

性、鲁棒性及计算复杂度方面具有不同特点。尽管已有研究在理论与仿真层面取得了一定成果,但针对极端工况下的横摆稳定性控制仍有较大优化空间,尤其是在多控制策略的协调优化方面仍需进一步研究。

本文基于 DYC 与 AFS 的协同控制策略,对紧急制动工况下的车辆横摆稳定性进行了研究。第一部分建立二自由度车辆动力学模型,获取理想横摆角速度与质心侧偏角。第二部分设计分层式 DYC 控制器和 AFS 控制器,提出 DYC 与 AFS 的协调控制策略。第三部分采用 CarSim/Simulink 进行仿真验证,验证所提控制策略的有效性。

## 1 汽车横向稳定性分析及车辆模型的建立

### 1.1 极限工况汽车横向稳定性分析

#### 1.1.1 高速急转弯时汽车横向稳定性分析

处于高速行驶的汽车遇到弯道时,驾驶员会采用制动确保安全度过弯道,此时轮胎受到的制动力很大,由于轮胎的纵向力消耗了大部分的附着力,侧向能用的附着力减少,轮胎的附着能力也达到了极限<sup>[14-15]</sup>,纵向力保证的是车辆的制动能力,侧向力主要影响汽车的横摆运动,汽车在这种工况下非常容易失稳。

汽车进行弯道行驶,当后轴产生的侧偏角大于前轴时,后轮胎的横向附着力容易达到饱和状态,车辆后半部分难以保持稳定,转弯半径变小,极易出现甩尾甚至急转,反之,若前轴横向力先达到峰值,车辆横摆角速度会降低,转向半径会增加,此时极易出现转向失灵等安全隐患<sup>[16-18]</sup>。同时在车速较高时,汽车也容易受外界因素干扰,比如侧向风,路面摩擦系数等等都会使汽车稳定性变差,另外汽车高速转弯时,会产生巨大的离心力,同时各个轮胎受到的垂直载荷也会发生变化,从而使汽车稳定性变差。在这种工况下,需要考虑的控制变量增加,控制器的设计也更复杂,对于鲁棒性和自适应性的要求也更高。

#### 1.1.2 低附着路面汽车横向稳定性控制的特殊性

低附着路面常常是指轮胎与路面之间的摩擦力不足而使得轮胎的附着力大大降低的情景,常见的有湿滑地面,冰雪地面等等,汽车行驶时的事故发生率会因为摩擦系数的减小而增大。以冰雪路面来分析汽车的稳定性,车辆在冰雪路面行驶时常会因为以下几个原因造成车辆的打滑:1) 阳光在冰雪路面的反射光会使得驾驶员的视力下降;2) 汽车启停,转弯以及在上坡路面行驶时会因为轮胎的附着力很小而容易发生溜车以及甩尾等现象;3) 汽车在冰雪路面紧急制动时会大大增加制动距离也易发生甩尾;4) 汽车突然加速时,汽车驱动轮很容易空转或打滑而发生侧滑以及偏离路线等情况。

### 1.2 车辆动力学模型建立

对图 1 进行受力分析, 其中轮胎侧向力  $F_y$  和绕  $z$  轴力矩  $M_z$  表示为:

$$\begin{cases} \sum F_y = F_{y1} \cos\delta + F_{y2} \\ \sum M_z = aF_{y1} \cos\delta - bF_{y2} \end{cases} \quad (1)$$

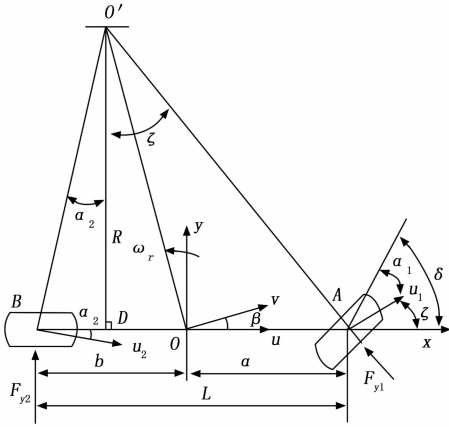


图 1 二自由度汽车模型

式中,  $a$ 、 $b$  分别为质心与前轴、后轴距,  $\delta$  为前轮转角。考虑到  $\delta$  较小,  $\cos\delta=1$ , 并且有:

$$\begin{cases} F_{y1} = C_f \alpha_1 \\ F_{y2} = C_r \alpha_2 \end{cases} \quad (2)$$

则公式 (1) 可以简化为:

$$\begin{cases} \sum F_y = C_f \alpha_1 + C_r \alpha_2 \\ \sum M_z = aC_f \alpha_1 - bC_r \alpha_2 \end{cases} \quad (3)$$

式中,  $C_f$ 、 $C_r$  为前、后轮侧偏刚度,  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  为前、后轮侧偏角。考虑到  $\beta$  较小, 质心侧偏角、航向角以及前后轮的侧偏角表示为:

$$\beta = \tan\beta = \frac{v}{u} \quad (4)$$

$$\xi = \frac{v + a\omega_r}{u} = \beta + \frac{a\omega_r}{u} \quad (5)$$

式中,  $u$ 、 $v$  为车辆的横向速度、侧向速度,  $\omega_r$  为横摆角速度,  $\beta$  为质心侧偏角,  $\xi$  为航向角, 前、后轮侧偏刚度由正的侧偏力产生负的侧偏角, 可以得到:

$$\alpha_1 = -(\delta - \xi) = \beta + \frac{a\omega_r}{u - \delta} \quad (6)$$

$$\alpha_2 = \frac{v - b\omega_r}{u} = \beta - \frac{b\omega_r}{u} \quad (7)$$

将公式 (6) 和 (7) 代入公式 (3) 可得:

$$\begin{cases} \sum F_y = C_f \left( \beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta \right) + C_r \left( \beta - \frac{b\omega_r}{u} \right) \\ \sum M_z = aC_f \left( \beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta \right) - bC_r \left( \beta - \frac{b\omega_r}{u} \right) \end{cases} \quad (8)$$

由于:

$$\begin{cases} \sum F_y = ma_y \\ \sum M_z = I_z \dot{\omega}_r \end{cases} \quad (9)$$

其中:  $I_z$  是绕  $z$  轴的转动惯量, 将该公式以及  $a_y$  的表达公式代入 (8), 则有:

$$\begin{cases} m(\dot{v} + u\omega_r) = C_f \left( \beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta \right) + C_r \left( \beta - \frac{b\omega_r}{u} \right) \\ I_z \dot{\omega}_r = aC_f \left( \beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta \right) - bC_r \left( \beta - \frac{b\omega_r}{u} \right) \end{cases} \quad (10)$$

将上式整理之后得到二自由度汽车的微分方程:

$$\begin{cases} m(\dot{v} + u\omega_r) = (C_f + C_r)\beta + \frac{1}{u} (aC_f - bC_r) \omega_r - \delta C_f \\ I_z \dot{\omega}_r = (aC_f - bC_r)\beta + \frac{1}{u} (a^2 C_f + b^2 C_r) \omega_r - a\delta C_f \end{cases} \quad (11)$$

## 2 汽车横摆稳定性控制策略

本文将采用两种控制策略来控制汽车紧急制动时的稳定性: 1) 直接横摆力矩控制, 直接横摆力矩控制主要是对车辆的横摆运动进行控制, 在车辆急转弯, 高速大转弯等极限工况下, DYC 系统会合理地对车轮施加驱动力或制动力来产生额外的横摆力矩使汽车维持稳定性, 有效避免汽车遇到非预计危险时的侧向运动; 2) 主动前轮转向控制, 主动前轮转向主要是对前轮转角进行调节, 改变前轮作用力和力矩分布, 并且可根据驾驶环境自动调节转向传动比, 不管是在普通工况还是极限工况下都能够提高车辆的侧向稳定性。

### 2.1 直接横摆力矩上层控制器设计

DYC 是一种适用于高速行驶或曲线行驶的先先进汽车动态控制技术, 其能够有效减少车辆的过度转向或不足转向, 提高驾驶的安全性和舒适性。DYC 系统的优势在于它能够自动调节车辆的横摆力矩来显著提高车辆的横向稳定性和操控性, 并为驾驶者提供更加安全、稳定和舒适的驾驶体验。

直接横摆力矩控制系统结构最为常用的有集中式和分层式两种类型, 不过大多数的直接横摆力矩系统还是采用了分层结构: 上层控制器将驾驶员输入信息以及车辆状态信息通过合理的算法计算出满足车辆稳定性的横摆力矩; 下层控制器用于将横摆力矩以制动力和驱动力的形式分配到每个车轮上。具体而言, 系统首先会通过车轮速度传感器、转向角传感器、横摆率传感器等收集车辆的动态信息, 根据这些信息, 控制单元计算出所需横摆力矩<sup>[19-21]</sup>, 并与实际的横摆力矩进行比较, 随后, 控制单元向执行器发送指令, 调整相应的制动力或驱动力, 从而产生附加横摆力矩。其工作原理如图 2 所示。

本文设计 DYC 控制器为模糊控制器, 其模糊推理规则基于模糊集合理论构建, 输入变量为横摆角速度误

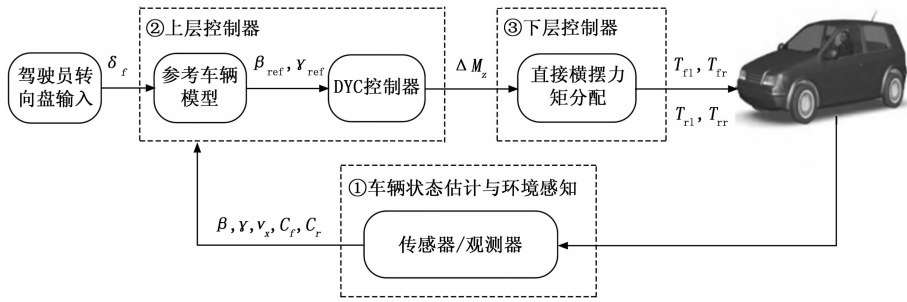


图 2 车辆直接横摆力矩控制系统框架

差及其变化率, 输出变量为 PID 增益调整量, 通过模糊规则表进行推理。模糊推理规则采用  $7 \times 7$  规则表, 模糊集合定义为  $\{NB$  (大负)、 $NM$  (中负)、 $NS$  (小负)、 $ZO$  (零)、 $PS$  (小正)、 $PM$  (中正)、 $PB$  (大正) $\}$ , 隶属度函数采用三角形和梯形隶属度函数。模糊推理采用 Mamdani 推理方式, 先进行模糊化处理, 根据模糊规则表计算输出的模糊状态, 再通过中心平均法进行清晰化处理, 以获得 PID 增益修正量。

如表 1 所示, 模糊推理规则如下: 当误差及误差变化率均较大时, 输出较大的  $K_p$  调整值, 同时降低  $K_i$  和适当调整  $K_d$  以确保稳定; 当误差较小且误差变化率较大时, 降低  $K_p$  以避免过度修正, 保持适中的  $K_i$  和  $K_d$  以维持稳定性; 当误差较小时, 增大  $K_p$  和  $K_i$  以提高系统跟踪性能,  $K_d$  则依据误差变化率调整以防止过冲。模糊推理输出曲线如图 3~5 所示, 其中控制器的模糊化和模糊推理规则基于模糊逻辑控制理论构建, 并结合车辆横摆稳定控制的实际需求进行优化, 以确保系统在不同工况下均具有良好的横摆稳定性控制能力。

表 1 模糊控制规则表如下(以  $K_p$  为例)

| $e \backslash \dot{e}$ | NB | NM | NS | ZO | PS | PM | PB |
|------------------------|----|----|----|----|----|----|----|
| NB                     | NS | NS | NM | NM | NB | NB | NB |
| NM                     | NS | NS | NM | NM | NB | NB | NB |
| NS                     | NM | NM | NS | ZO | PM | PM | PB |
| ZO                     | NM | NS | ZO | ZO | ZO | PS | PM |
| PS                     | NS | NS | ZO | PS | PS | PM | PB |
| PM                     | NS | ZO | PS | PS | PM | PM | PB |
| PB                     | ZO | PS | PS | PM | PB | PB | PB |

### 2.2 直接横摆力矩下层控制器设计

车辆的航向角等于横摆角与质心侧偏角之和, 当质心侧偏角偏小时, 车辆的航向角主要是由横摆角控制的, 所以此时赋予横摆角速度控制的力矩  $M_w$  较大的权重  $\alpha_1$  而质心侧偏角控制力矩  $M_\beta$  赋予权重  $\alpha_2$  则较小; 而当质心侧偏角较大时, 车辆的航向角主要是由质心侧偏角决定, 所以此时赋予质心侧偏角控制力矩  $M_\beta$  较大的权重, 而赋予横摆角速度  $M_w$  较小的权重。

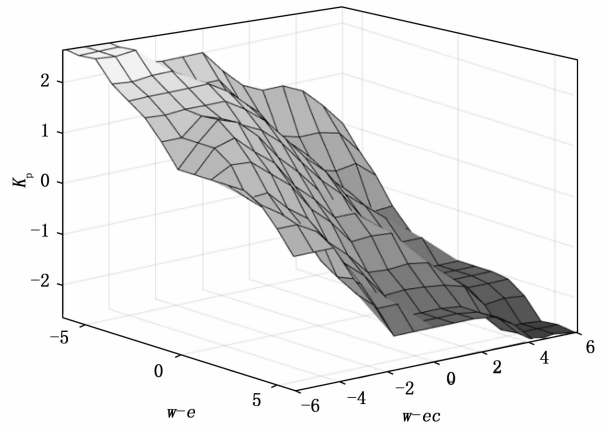


图 3  $K_p$  输出曲面

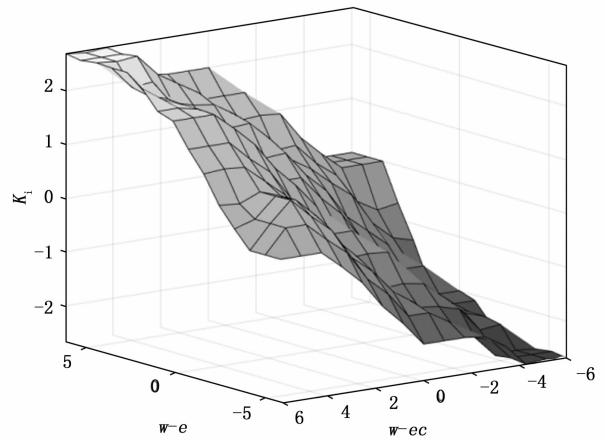


图 4  $K_i$  输出曲面

系统保持稳定时的质心侧偏角最佳范围为  $[-5^\circ, 5^\circ]$ , 根据质心侧偏角的大小来决定附加系数的权重大小, 具体赋权方案为: 当质心侧偏角的绝对值大于  $5^\circ$  时, 质心侧偏角控制力矩  $M_\beta$  的权重为 1, 而当质心侧偏角的绝对值小于  $1^\circ$  时,  $M_\beta$  权重为 0, 质心侧偏角介于中间时, 则由比例来决定权重大小, 具体方案如下:

$$\alpha_2 = \begin{cases} 0, & |\beta| \leq 1^\circ \\ \frac{|\beta| - \beta_0}{\beta_1 - \beta_0}, & 1^\circ \leq |\beta| \leq 5^\circ \\ 1, & |\beta| \geq 5^\circ \end{cases} \quad (12)$$

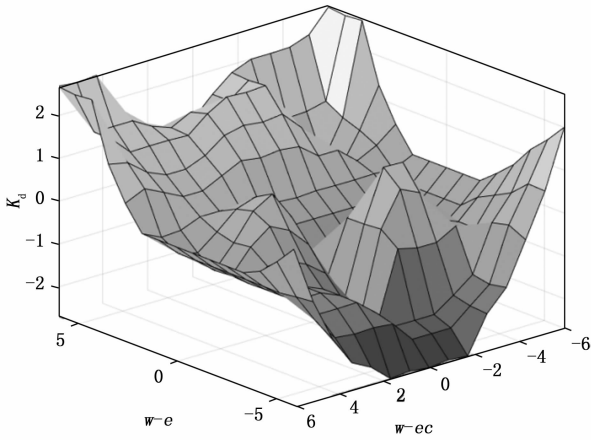


图 5  $K_d$  输出曲面

并且有  $\alpha_1 + \alpha_2 = 1$ ，此时附加力矩  $M$  的表达式为：

$$M = \alpha_1 \cdot M_{\omega} + \alpha_2 \cdot M_{\beta} \quad (13)$$

差动制动方法所受限制少，无需附加额外模块就可以达到控制效果，因此，本文中直接横摆力矩下层控制器主要采用差动制动方法。

差动制动主要是对每个车轮单独施加制动力来改变车辆的运动形态。在过度转向时，外前轮产生的附加横摆力矩与转弯方向相反，因此在此轮施加制动力可以有效纠正过度转向；同理在转向不足时，内后轮产生的制动力矩可以有效纠正。本文采用单侧制动力的分配方式，在车辆滑移率不变的情况下，汽车的竖向载荷与路面对汽车的制动力比值不变，根据力学理论，附加力矩可以表示为：

$$M = F_{bf} \cdot \frac{B_f}{2} + F_{br} \cdot \frac{B_r}{2} \quad (14)$$

其中： $F_{bf}$ 、 $F_{br}$  分别为前后车轮的制动力， $B_f$ 、 $B_r$  分别为前后车轮的轮距。本文中的车辆模型前后轮距相同，故可以按照车轮所受的垂直载荷比例来分配制动力矩：

$$\begin{cases} F_{bf} = \frac{F_{fz}}{F_{fz} + F_{rz}} \cdot \frac{2 \cdot M}{B_f} \\ F_{br} = \frac{F_{fz}}{F_{fz} + F_{rz}} \cdot \frac{2 \cdot M}{B_r} \end{cases} \quad (15)$$

其中： $F_{fz}$ 、 $F_{rz}$  分别为前后轮所受的垂直载荷，前后轴垂直载荷的大小与车辆质心到前后轴的距离成正比。故单侧车轮的前、后轮附加制动力矩表示为：

$$\begin{cases} M_f = F_{bf} \cdot \frac{B_f}{2} = \frac{b}{a+b} \cdot M \\ M_r = F_{br} \cdot \frac{B_r}{2} = \frac{a}{a+b} \cdot M \end{cases} \quad (16)$$

记车轮左转为正，则制动车轮策略如表 2 所示。

表 2 中的  $e_{\omega}$  表示实际横摆角速度与期望横摆角速度的差值。当驾驶员向左转弯时（即  $\delta > 0$ ），如果差值  $e_{\omega}$  为正，则表示车辆向左转向过度，此时需要制动右侧

表 2 制动车轮策略

| $\delta$     | $e_{\omega}$     | 转向特性 | 制动车轮 |
|--------------|------------------|------|------|
| $\delta > 0$ | $e_{\omega} > 0$ | 转向过度 | 右侧   |
| $\delta > 0$ | $e_{\omega} < 0$ | 转向不足 | 左侧   |
| $\delta < 0$ | $e_{\omega} < 0$ | 转向过度 | 左侧   |
| $\delta < 0$ | $e_{\omega} > 0$ | 转向不足 | 右侧   |

车轮施加反方向的力矩；如果差值  $e_{\omega}$  为负，则表示车辆向左转向不足，此时需要制动左侧车轮来增加同方向的力矩。同理，如果是右转弯，那么在转向过度时，应该制动左侧车轮；在转向不足时制动右侧车轮。

### 2.3 基于滑模控制的主动前轮转向控制器

在高速行驶时，主动前轮转向控制器可以减少转向角度，提高车辆的直线稳定性；在低速行驶或停车时，它又可以增加转向角度，使得车辆更加灵活，便于停车和转弯。总之，主动前轮转向控制器可以通过调整转向角度来显著提高车辆的操纵性能。本文中采用滑模控制设计主动前轮转向控制器，滑模控制对于模型不准确、系统干扰以及参数变化等具有完备的自适应性以及较强的鲁棒性，可以使系统根据当前状态向预设滑动模态滑动<sup>[12]</sup>。

滑模控制的设计步骤如下：

1) 滑模面设计，滑模控制量为实际横摆角速度与理想角速度的误差：

$$e = \omega - \omega_d \quad (17)$$

理想的横摆角速度以汽车二自由度模型为基础推导出，滑模控制的参考模型如下：

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\omega} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \omega \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{bmatrix} \delta \quad (18)$$

式中， $a_{11} = \frac{-(C_f + C_r)}{mv_x}$ 、 $a_{12} = \frac{bC_r - aC_f}{mv_x} - v_x$ 、 $a_{21} = \frac{bC_r - aC_f}{I_z v_x}$ 、 $a_{22} = \frac{-(a^2 C_f + b^2 C_r)}{I_z v_x}$ 、 $e_1 = \frac{C_f}{m}$ 、 $e_2 = \frac{aC_f}{I_z}$  滑模面构建为：

$$s = \omega - \omega_d + \lambda \int_0^t (\omega - \omega_d) dt \quad (19)$$

常数  $\lambda > 0$ 。

2) 滑模控制律设计，对公式 (19) 求导可得：

$$\dot{s} = \dot{\omega} - \dot{\omega}_d + \lambda(\omega - \omega_d) \quad (20)$$

本文使用等速趋近律，即：

$$\dot{s} = -k_{AFS} \cdot \text{sgn}(s) \quad (21)$$

常数  $k_{AFS} > 0$ ， $k_{AFS}$  的值越大，趋近速度越快，产生的抖动也会越大。

将公式 (19) ~ (21) 联合可以得到前轮转角  $\delta_{AFS}$  为：

$$\delta_{AFS} = \frac{1}{e_2} [-a_{21} v_y - a_{22} \omega + \dot{\omega}_d - \lambda(\omega - \omega_d)] -$$

$$k_{AFS} \cdot \text{sgn}(s) \tag{22}$$

滑模控制中, 主要运用李雅普诺夫函数进行稳定性判断, 该函数定义为:

$$V = \frac{1}{2}s^2 \tag{23}$$

由稳定性判据分析控制稳定:

$$\dot{V} = \frac{1}{2} \frac{ds^2}{dt} = s \cdot \dot{s} = -k_{AFS} |s| \tag{24}$$

常数  $k_{AFS} > 0$ , 因此有  $\dot{V} \leq 0$ , 即系统是稳定的。

在滑模控制中符号函数会使系统产生高频抖振, 因此为了保证系统的鲁棒性以及控制过程中滑模面附近运动点是光滑连续的, 本文用饱和函数来替代符号函数:

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} 1, & s > \Delta \\ \frac{s}{\Delta}, & |s| \leq \Delta \\ -1, & s < -\Delta \end{cases} \tag{25}$$

式中,  $\Delta$  为边界厚度, 一般取 0.05, 因此最终滑模控制输出为:

$$\delta_{AFS} = \frac{1}{e_2} [-a_{21} v_y - a_{22} \omega + \dot{\omega}_d - \lambda(\omega - \omega_d)] \tag{26}$$

需要附加的前轮转角为:

$$\Delta\delta = \delta_{AFS} - \delta_f \tag{27}$$

其中:  $\delta_f$  为驾驶员输入的前轮转角。

将理想期望值模块设置为仿真子模块, 计算得到横摆角速度的理想期望值, 以便计算实际横摆角速度与理想横摆角速度的差值  $e$ , 仿真模块中的输入选择为驾驶员行驶的方向盘转角, 车辆的横向速度, 纵向速度以及车辆实际的横摆角速度, 输出为附加的前轮转角, 该输出量将作为 Carsim 中车辆模型的输入量, 用于调整行驶过程中的前轮转角使其保持横摆稳定。

### 2.4 DYC 与 AFS 协调控制策略

当车辆处于稳定的行驶状态时, 主动前轮转向控制器可以很好地保证车辆的稳定性; 当车辆由稳定区域向不稳定状态移动时, 仅靠 AFS 的控制是不够的, 这就需要 AFS 与 DYC 进行联合控制, 维持车辆的稳定性; 当车辆处于非稳定区域时, DYC 控制器单独控制就能达到较好的控制效果。所以本文需要对稳定区域以及非稳定区域进行判断, 从而确定 AFS 以及 DYC 的控制区域。本文使用  $\beta-\dot{\beta}$  相平面法来判断车辆的稳定性。

相平面的稳定区域可以表示为:

$$|\dot{\beta} + B_1 \beta| \leq B_2 \tag{28}$$

其中:  $B_1$  为边界线的斜率,  $B_2$  为边界线的截距。同时  $\beta-\dot{\beta}$  相平面的稳定区域边界会受到车速、前轮转角以及附着系数的影响, 在这 3 个因素中: 车速对于稳定区域不会造成太大的影响, 因此其不作为区域划分的依据; 前轮转角带给相平面的变动程度也很微小, 同样不作为划分的依据; 附着系数对于相平面的稳定区域有

较大的影响, 因此以附着系数作为稳定区域的划分依据, 借用该文<sup>[6]</sup>中的结论有:

$$B_1 = -9.284\mu^2 + 14.82\mu + 1.31 \tag{29}$$

$$B_2 = 0.04779\mu^3 - 0.06824\mu^2 + 0.08482\mu + 0.00737 \tag{30}$$

由于 AFS 与 DYC 协调控制时, AFS 会在稳定区域工作, 当临近边界时, DYC 加入控制直到临近不稳定区域的边界, 在不稳定区域时, DYC 单独控制, 因此我们需要确定协调控制的区域, 将稳定区域与协调区域之间的边界表示为:

$$|\dot{\beta} + B_1 \beta| = C_1 B_2 \tag{31}$$

式中,  $0 < C_1 < 1$ , 并且该加权系数越小, 协调控制区域越大, 稳定区域越小。

将非稳定区域与协调区域的边界表示为:

$$|\dot{\beta} + B_1 \beta| = C_2 B_2 \tag{32}$$

令  $1 \leq C_2 \leq 1.5$ , 并且该加权系数越大, 协调控制区域就越大。

根据公式 (31) 和公式 (32) 将控制区域划分为 3 个范围:

当  $|\dot{\beta} + B_1 \beta| \leq C_1 B_2$  时, 该区域为稳定区域, 此时 AFS 单独进行控制; 当  $C_1 B_2 \leq |\dot{\beta} + B_1 \beta| \leq C_2 B_2$  时, 该区域为协调区域, 即 AFS 与 DYC 进行协调控制; 当  $|\dot{\beta} + B_1 \beta| \geq C_2 B_2$  时, 该区域为非稳定区域, 此时由 DYC 单独进行控制。

加权系数  $C_1$ 、 $C_2$  通过模糊控制推理得出, 以前轮转角和车速作为模糊控制器的输入,  $C_1$ 、 $C_2$  作为输出。车速模糊子集选取为 {ZO (零)、PS (正小)、PM (正中)、PB (正大)、PL (正超大)} 5 个子集, 论域为 [0, 120]; 前轮转角模糊子集为 {NL (负超大), NB (负大), NM (负中), NS (负小), ZO (零), PS (正小), PM (正中), PB (正大), PL (正超大)} 九个子集, 论域为 [-39, 39];  $C_1$ 、 $C_2$  的模糊子集均为 {ZO (零), PS (正小), PM (正中), PB (正大), PL (正超大)} 5 个子集,  $C_1$  的论域选取为 [0, 1],  $C_2$  的论域为选取为 [1, 1.5], 将  $C_1$  和  $C_2$  的模糊规则输入到模糊控制器中, 得到两者关于车速和前轮转角的输出曲线如图 6 和图 7 所示。

设置协调区域内 AFS 的协调参数为  $q$ , DYC 的协调参数为  $p$ , 稳定区域时, 参数  $q=1$ , 非稳定区域时, 参数  $q=0$ , 协调控制的具体策略如公式 (33) 所示:

$$q = \begin{cases} 1, & |\dot{\beta} + B_1 \beta| \leq i_a \\ 1 - i_m \left( \frac{x - i_a}{i_b - i_a} \right)^2, & i_a < |\dot{\beta} + B_1 \beta| \leq \frac{i_a + i_b}{2} \\ i_n \left( \frac{x - i_b}{i_b - i_a} \right)^2, & \frac{i_a + i_b}{2} < |\dot{\beta} + B_1 \beta| \leq i_b \\ 0, & |\dot{\beta} + B_1 \beta| > i_b \end{cases} \tag{33}$$

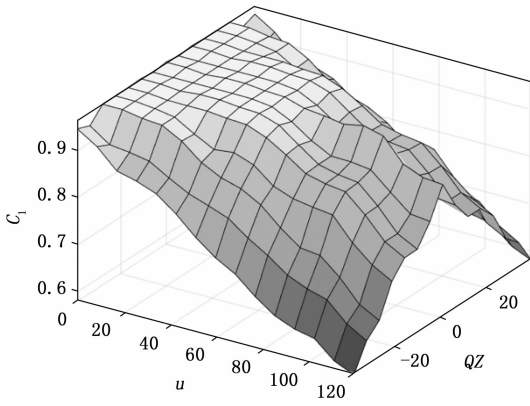


图 6  $C_1$  输出曲面图

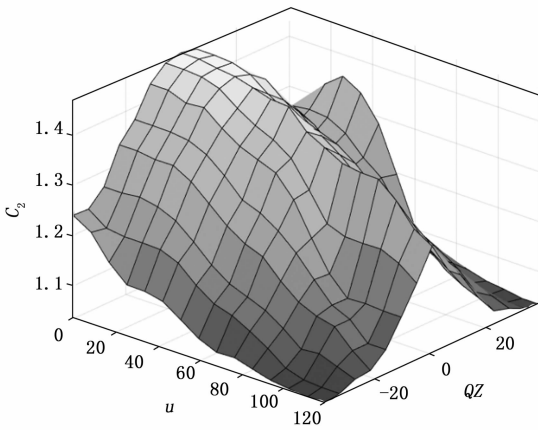


图 7  $C_2$  输出曲面图

式中,  $i_a = C_1 B_2$ ,  $i_b = C_2 B_2$ ,  $i_m$ ,  $i_n$  为调节参数, 均为正, 且满足  $i_m + i_n = 4$ ,  $p + q = 1$ 。根据公式 (33) 最终得到 DYC 和 AFS 控制器输出的横摆力矩以及附加前轮转角对于车辆的控制分别为:

$$\delta'_{AFS} = q \cdot \delta_{AFS} \quad (34)$$

$$M' = p \cdot M \quad (35)$$

### 3 仿真分析

为验证所提 DYC 与 AFS 协调控制策略的有效性, 基于 Carsim/Simulink 联合仿真平台搭建车辆动力学仿真系统。仿真系统主要包括车辆动力学模型、控制算法模块、路面环境模型和仿真接口。车辆动力学模型基于 Carsim 软件建立, 采用包含前后轮独立悬架、转向系统、轮胎模型以及制动系统的高精度车辆模型。控制算法模块由 Simulink 实现, 包括 DYC 控制器、AFS 控制器及其协调控制策略。路面环境模型采用 Carsim 自带的路面附着系数设置。仿真过程中, 通过 Simulink S-Function 接口将控制算法实时调用至 Carsim 车辆模型中, 使控制策略作用于仿真车辆, 并记录横摆角速度、质心侧偏角、侧向加速度等关键动态参数, 以分析不同控制策略下的稳定性控制效果。

本文将通过两组仿真工况来分析普通 ABS、AFS 单独控制以及 DYC 和 AFS 协调控制的稳定性控制效果。一组是高附着路面下车辆转弯后紧急制动的工况; 另一组是低附着路面下车辆转弯后紧急制动的工况, 在这两组工况中, 输入的阶跃前轮转角以及车速保持一致, 便于对比分析低附着路面和高附着路面三组控制器的稳定性控制性能。控制器关键参数设置如下: DYC 控制器上层采用模糊 PID 控制, PID 初始参数设定为比例增益  $K_p = 1.5$ 、积分增益  $K_i = 0.1$ 、微分增益  $K_d = 0.8$ , AFS 控制器采用滑模控制, 趋近速率  $\eta = 0.8$ , 切换增益  $k = 2$ , 以减小抖振。

#### 3.1 高附着路面车辆转弯紧急制动工况的仿真分析

汽车在高附着路面行驶时进行转弯紧急制动, 车辆可能会失去横向稳定性, 发生方向的偏离, 在高速下更容易失去稳定性, 所以该工况需要对车辆进行横向稳定控制, 本文的前轮转角采取角阶跃输入, 选取的阶跃角为, 设置车辆制动前的车速分别为 60 km/h 和 100 km/h, 并在 2 s 之后紧急制动, 具体的仿真条件如表 3 所示。

表 3 高附着路面仿真条件

| 仿真工况 | 初始车速/(km/h) | 制动工况      | 仿真时间/s | 路面摩擦系数 | 阶跃角/(°) |
|------|-------------|-----------|--------|--------|---------|
| 1    | 60          | 2 s 后紧急制动 | 10     | 0.85   | 180     |
| 2    | 100         | 2 s 后紧急制动 | 10     | 0.85   | 180     |

##### 3.1.1 仿真工况 1

设置车速为 60 km/h, 前轮转角阶跃图以及汽车行驶状态如图 8 和图 9 所示。

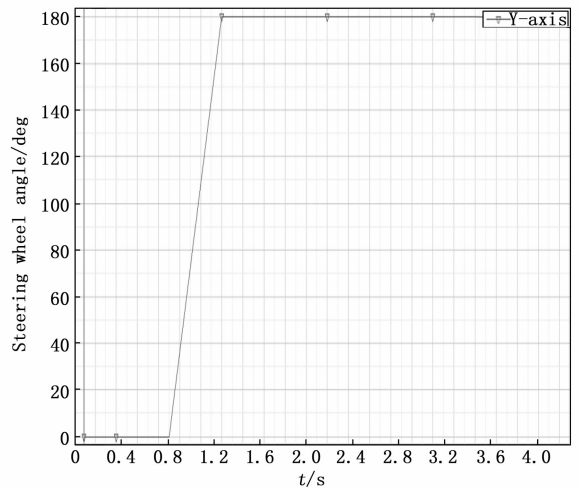


图 8 前轮转角阶跃

在该工况下, 汽车以 60 km/h 的车速行驶, 在 1 s 时发生一个的转弯, 在第 2 s 时发生紧急制动, 3 种控



图 9 汽车行驶状态 1

制器下的车辆行驶状态如图 9 所示, 由图中可以观察到, 普通 ABS 的汽车 (右车) 由于突然的前轮转角阶跃角发生了较大的偏移, 而在 AFS 以及 DYC 和 AFS 协调控制下的车辆 (左车) 则能够很好地恢复汽车的横向稳定性, 其中 DYC 与 AFS 联合控制的车辆相比于 AFS 单独控制的车辆具有更好的控制效果。车辆行驶过程中的质心侧偏角和横摆角速度如图 10 和 11 所示。

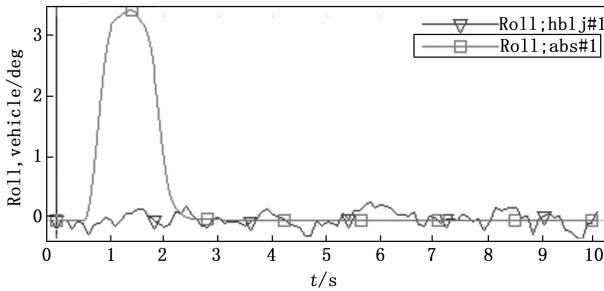


图 10 质心侧偏角 1

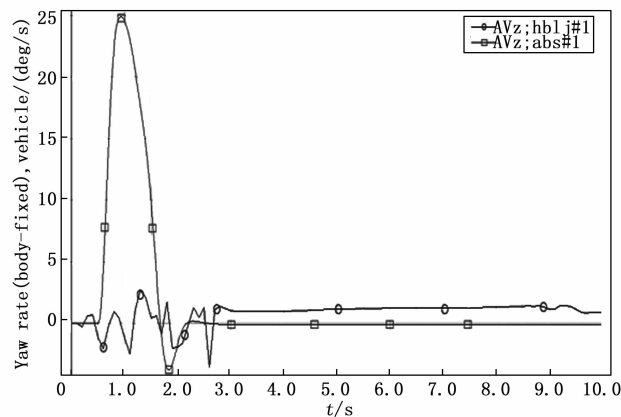


图 11 横摆角速度 1

车辆在偏高的车速下行驶, 过程中发生转弯制动, 普通 ABS 的车发生了偏移, 如图 10 所示, 车辆在 2 s 时, 质心侧偏角增大, 车辆发生偏转, 而 AFS 单独控制的和 AFS 和 DYC 联合控制的车辆的质心侧偏角则保持了较好的稳定性; 在图 11 中, 同样普通 ABS 的车辆横摆角速度迅速增加, 而 AFS 单独控制的和 AFS 和 DYC 联合控制的车辆的横摆角速度只是轻微缓慢增加。

由以上分析可知, 联合控制的车辆能够在较高车速下使汽车保持较好的稳定性, AFS 单独控制的车辆也能保持稳定性但是效果不如联合控制的效果, 普通 ABS 的车辆则不能很好地控制车辆的横向稳定性。

### 3.1.2 仿真工况 2

设置车速为 100km/h, 前轮转角阶跃保持不变, 汽车行驶状态如图 12 所示。



图 12 车辆行驶状态 2

在图中可以很好地观察到, 当车速提高时, 普通 ABS 的汽车 (前车) 在紧急制动时更加容易失去稳定性, 而 AFS 单独控制的汽车以及联合控制的汽车 (后车) 仍然能够保持较好的稳定性。车速提高时的质心侧偏角以及横摆角速度如图 13 和图 14 所示。

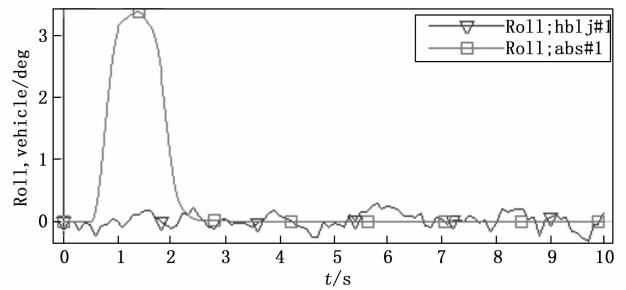


图 13 质心侧偏角 2

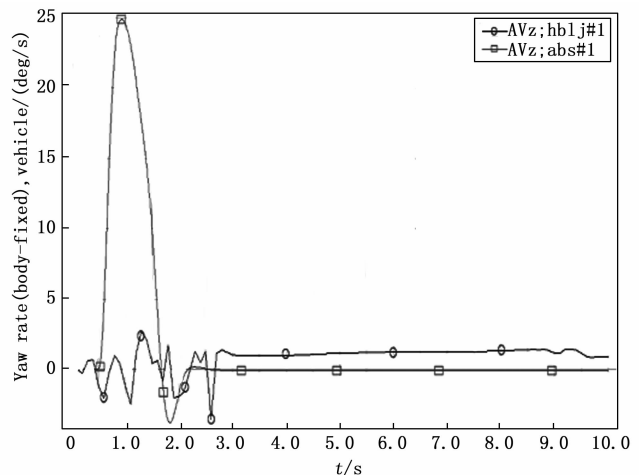


图 14 横摆角速度 2



从图中可以观察到，其仿真结果与 60 km/h 工况下的结果相差不大，只是普通 ABS 发生偏移的弧度会更大，而另外两组仍能保持较好的稳定性，从两组仿真工况来对比分析，可以分析得到汽车在高附着路面转弯进行紧急制动时，低速情况相比于高速行驶情况，车辆能更好地保持稳定性。

### 3.2 低附着路面车辆转弯紧急制动工况的仿真分析

汽车在低附着路面行驶中进行转弯紧急制动，车辆更容易失去横向稳定性，像雨雪天气下的路面，车辆非常容易发生打滑现象，所以对车辆进行横向稳定控制十分重要，前轮转角依然采取角阶跃输入，选取的阶跃角为，设置车辆制动前的车速还是分别为 60 km/h 和 100 km/h，并在 2 s 之后紧急制动，唯一的变化就是路面附着系数，具体的仿真条件如表 4 所示。

表 4 低附着路面仿真条件

| 仿真工况 | 初始车速/(km/h) | 制动工况      | 仿真时/s | 路面摩擦系数 | 阶跃角(°) |
|------|-------------|-----------|-------|--------|--------|
| 3    | 60          | 2 s 后紧急制动 | 10    | 0.2    | 180    |
| 4    | 100         | 2 s 后紧急制动 | 10    | 0.2    | 180    |

#### 3.2.1 仿真工况 3

将路面系数改为 0.2 之后，设置车速为 60 km/h，低附着路面下车辆行驶状态如图 15 所示。



图 15 车辆行驶状态 3

从图中可以看出，低附着路面更加湿滑，车辆更容易发生打滑现象，普通 ABS 的车辆发生了较严重的偏转，方向完全发生了偏离，另外两种控制器下的车辆虽然也存在轻微偏移，但能够很好地恢复稳定性，联合控制的车辆仍然比 AFS 单独控制的车辆具有更好的稳定性。在该工况下，汽车的质心侧偏角以及横摆角速度曲线如图 16、图 17 所示。

从两处曲线中可以观察到，在低附着路面下，车辆更容易发生侧滑，普通 ABS 的汽车质心侧偏角在 2 s 之后发生了剧烈增加，失去了稳定性，同时横摆角速度也剧烈增大，而另外两种控制下的汽车则能保持较好的稳

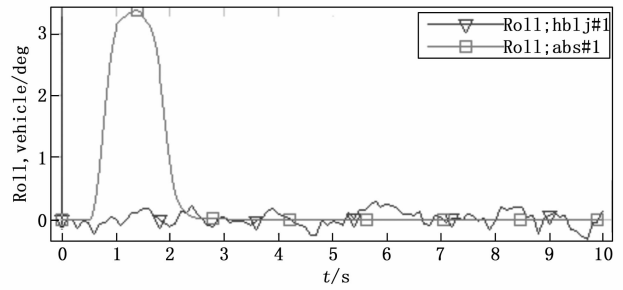


图 16 质心侧偏角 3

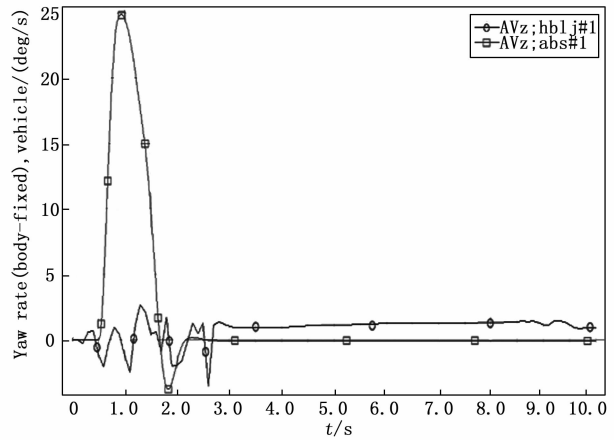


图 17 横摆角速度 3

定性。

#### 3.2.2 仿真工况 4

设置车速为 100 km/h，前轮转角阶跃保持不变，低附着路面下车辆行驶状态如图 18 所示。

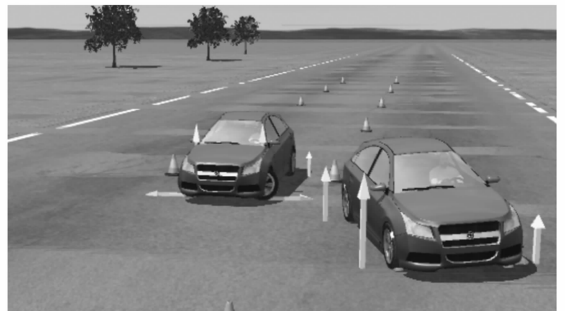
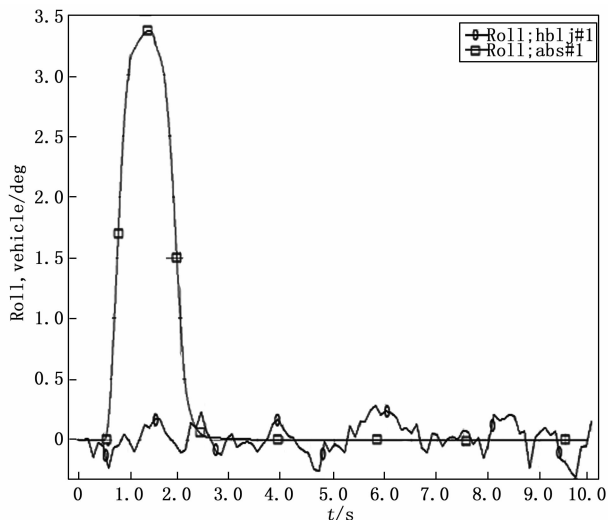
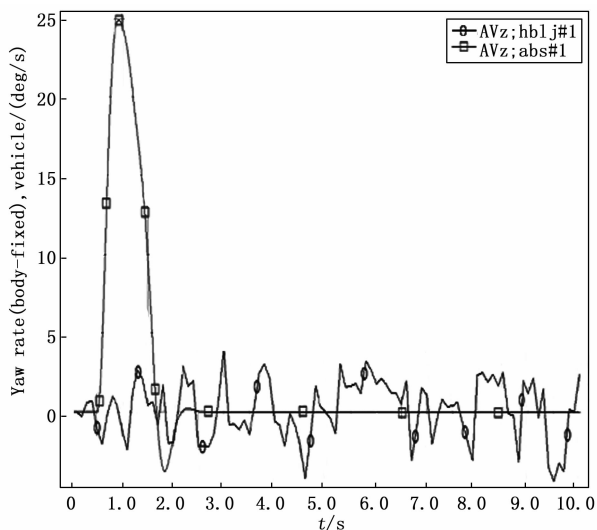


图 18 车辆行驶状态 4

将车速增加至 100 km/h，车辆的质心侧偏角以及横摆角速度如图 19 和图 20 所示。

很明显，汽车在低附着路面时，在高速行驶状态下转弯紧急制动，普通 ABS 发生了更加激烈的失稳，同样，另外两个控制器则依然能够保持较好的稳定性。

将以上四组仿真工况综合起来对比分析，可以分析得到汽车在低附着路面以及高速状态下更容易失稳，但是联合控制相比于其他两种控制，对于这两种极限情况都能够有很好的控制效果，其次是 AFS 单独控制，在

图 19 质心侧偏角  $\phi$ 图 20 横摆角速度  $\dot{\phi}$ 

突然转弯时能够很好地保持汽车的稳定性, 最后是 ABS 单独控制, 在紧急制动工况下控制效果较差。

#### 4 结束语

本文研究的是紧急制动下汽车横摆稳定性的控制问题, 采取了直接横摆力矩控制 (DYC) 和主动前轮转向 (AFS) 控制技术, 旨在提高汽车在极限工况下的稳定性能, 以增强驾驶安全性。以汽车二自由度模型为基础, 本文详细分析了车辆在紧急制动时的动力学行为, 并设计了相应的控制策略。

首先, 本文通过建立理想期望值计算模块, 得到了汽车在稳定行驶状态下的关键参数, 包括理想横摆角速度和质心侧偏角。基于这些参数, 设计了分层式直接横摆力矩控制器, 上层采用模糊 PID 控制方法, 下层包括力矩加权和力矩分配模块。同时, 采用了基于滑模控

制的主动前轮转向控制系统, 通过构建滑模面和采用等速趋近律, 实现了对汽车横摆角速度的有效控制。此外, 本文提出了 DYC 与 AFS 的协调控制策略, 通过相平面法对车辆稳定性区域进行划分, 并根据车辆的实际行驶状态, 实现了 AFS 在稳定区域的独立控制, DYC 在非稳定区域的控制, 以及两者在临界区域的联合控制。仿真结果表明, 所提出的控制策略能够有效地提升汽车在紧急制动下的横摆稳定性, 尤其是在低附着路面条件下, 也具有很好的控制效果。

通过 Carsim 和 Matlab 的联合仿真测试, 验证了所设计控制器的实用性和有效性。研究结果对于提升汽车的主动安全性能具有重要的理论和实际意义, 为汽车稳定性控制系统的设计和优化提供了有价值的参考。

#### 参考文献:

- [1] 朱志林, 汪怡平, 袁晓红, 等. AFS/DYC 协调控制下汽车侧风稳定性研究 [J]. 重庆理工大学学报, 2024, 38 (13): 78-85.
- [2] 徐璞磊, 蔡英凤, 廉玉波, 等. 基于改进分层可拓理论的智能汽车 AFS/DYC 协调控制 [J]. 汽车工程, 2023, 45 (1): 20-31.
- [3] CHENG S, LI L, LIU C Z, et al. Robust LMI-based H-infinite controller integrating AFS and DYC of autonomous vehicles with parametric uncertainties [J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems, 2020, 51 (11): 6901-6910.
- [4] 张志勇, 金博文. 分布式驱动电动汽车轨迹跟踪与横向稳定性协同控制 [J]. 长沙理工大学学报 (自然科学版), 2023, 20 (6): 159-169.
- [5] 冯 樱, 江子旺, 乔宝山, 等. 极限工况下 AFS 与 DYC 可拓协调控制 [J]. 机械设计与制造, 2024 (6): 163-169.
- [6] 周国忠, 严运兵, 杨 勇, 等. 基于相平面的车辆 AFS 与 DYC 可拓协调控制 [J]. 武汉科技大学学报 (自然科学版), 2021, 44 (2): 146-153.
- [7] LIANG J, LU Y, YIN G, et al. A distributed integrated control architecture of AFS and DYC based on MAS for distributed drive electric vehicles [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2021, 70 (6): 5565-5577.
- [8] MOKHIAMAR O. Effects of an optimum cooperative chassis control from the view points of tire workload [C] //Proc. of JSAE Congress, 2003.
- [9] LACROIX B, LIU Z H, SEERS P. A comparison of two control methods for vehicle stability control by direct yaw moment [J]. Applied Mechanics & Materials, 2012, 120: 203-217.

(下转第 241 页)