

文章编号:1674-2974(2016)02-0001-07

## 基于纵向滑移率均衡的 车道偏离辅助控制研究\*

黄智<sup>†</sup>, 刘剑, 吴乙万

(湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 湖南 长沙 410082)

**摘要:**提出了一种无压力闭环的差动制动实现车道偏离辅助的控制方法. 根据车辆和驾驶员参考模型确定纠正车道偏离所需的目标横摆角速度. 采用滑模算法设计横摆角速度跟踪控制器, 确定附加横摆力矩. 基于纵向滑移率均衡设计车轮制动压力调节策略, 限制车轮最大滑移率, 以提高车辆横向稳定性. 设计模糊控制器对压力建立过程进行伺服控制. 在Carsim/Labview-RT联合仿真平台上对提出的方法进行硬件在环仿真试验, 试验结果表明, 所提出方法能有效避免车辆偏离车道, 鲁棒性强, 且车辆横向稳定性好.

**关键词:**车道偏离辅助; 差动制动; 纵向滑移率; 滑模

中图分类号:U461.91

文献标识码:A

## Research on Balanced Longitudinal Slip Rate Based Lane Departure Assistance

HUANG Zhi<sup>†</sup>, LIU Jian, WU Yi-wan

(State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body,  
Hunan Univ, Changsha, Hunan 410082, China)

**Abstract:** This paper proposed a new differential braking without close-loop control of braking pressure. The expected yaw rate to correct vehicle trajectory was determined with a reference 2-DOF vehicle model and driver model. A slip model algorithm was adopted for the close-loop control of yaw rate to compute the additional yaw moment. A braking strategy based on balanced longitudinal slip rate was presented, which improves the lateral stability of vehicle by limiting the max absolute longitudinal slip of wheels. A fuzzy controller was developed for the servo control of braking pressure. Experiments were done on hardware in loop (HIL) simulation platform based on Carsim and Labview RT. The results have shown that the presented method can effectively avoid lane departure accidents and work robustly under various operation conditions, and meanwhile, the lateral stability is maintained.

**Key words:** lane departure assistance; differential braking; longitudinal slip rate; slip model

\* 收稿日期:2015-02-19

基金项目:湖南省自然科学基金资助项目(13JJ4033)

作者简介:黄智(1977-),男,湖南长沙人,湖南大学副教授,博士

<sup>†</sup> 通讯联系人, E-mail: huangzhi@hnu.edu.cn

随着人们对交通安全的日益关注,近十年来,通过主动干预车辆的纵横向动力学以避免车道偏离事故的车道偏离辅助系统(LDAS)成为先进驾驶辅助技术的研究热点.目前车道偏离辅助控制的实现途径主要有3种:主动转向控制<sup>[1-3]</sup>,差动制动控制<sup>[4-5]</sup>,以及基于轮边驱动的驱动控制<sup>[6-7]</sup>.主动转向通过向转向机构提供额外转向力或位移纠正车辆行驶方向.差动制动利用车辆装备的ABS/ESP制动系统,主动产生制动压力,对单个或多个车轮制动,通过差动制动力产生附加横摆力矩,纠正车辆行驶方向.差动制动方式无需增加额外执行部件,且对驾驶员转向操作无干扰,简化了人机协同控制方法,近年来引起研究者的关注.

差动制动控制中,准确、快速地建立制动压力并保持车辆横向稳定性是研究者关注的重点.李剑锋等<sup>[6]</sup>、余卓平等<sup>[7]</sup>通过电机制动力分配以达到横摆角速度准确跟踪的目的,但只适用于轮边驱动电动汽车的制动力分配.杨涛等<sup>[8]</sup>通过预测控制,叠加差动制动力矩提高车辆横向稳定性,在低附着路面具有较好的控制性能,但预测控制性能依赖于建模精度.丁能根等<sup>[9]</sup>通过实验分析了ABS系统的响应特性,提出制动压力的精细调节方法.马国成等<sup>[10]</sup>提出改进PID的液压制动压力伺服控制,控制性能好,但需要制动压力反馈,增加了系统成本.李亮等<sup>[11]</sup>通过对ESP液压单元试验,得到了ESP液压制动系统特性,根据液压模型与反模型进行压力估算并进行制动压力调节.液压模型的准确性受电压、温度等因素影响,且使用过程中阀芯磨损将导致模型误差增加.

本文提出一种基于差动制动的车道偏离辅助控制方法,设计了滑移率均衡的制动力分配策略,无需制动压力反馈,并将所有车轮滑移率控制在接近范围,避免车轮出现较大滑移率而导致侧向附着能力降低,算法实现了对车道偏离辅助目标横摆角速度的稳定、准确跟踪,可有效避免车道偏离事故.

## 1 车道偏离辅助控制

### 1.1 控制系统结构

车道偏离辅助控制系统结构如图1所示.车道、转向力及车辆动力学信息输入到辅助决策控制模块,当条件满足时启动差动制动.期望横摆角速度模块计算车道偏离辅助所需的横摆角速度,横摆角速度跟踪控制器确定附加横摆力矩方向并选择制动车

轮,基于纵向滑移率均衡约束确定制动增压,驱动液压制动单元产生期望制动力.

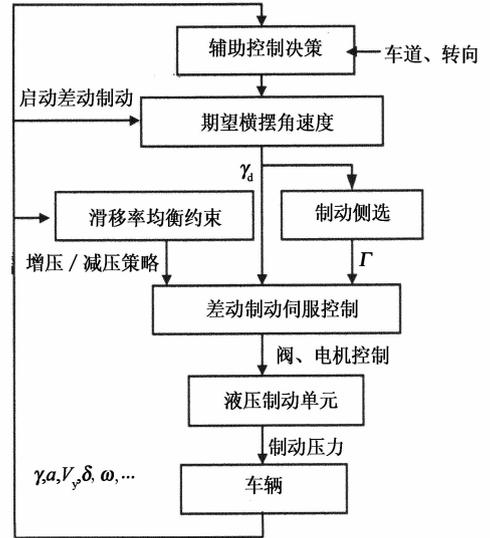


图1 LDAS控制系统结构

Fig. 1 Scheme of LDAS control system

### 1.2 辅助控制决策

采用文献[12]提出的车辆偏离车道时间(Time to Lane Crossing, TLC)的决策方法.

$$TLC = (D/2 - |DLC|)/V_y \quad (1)$$

式中: $D$ 为车道宽度; $V_y$ 为车辆横向速度; $DLC$ (Distance to Lane Center)为车辆至车道中心的横向距离.

综合考虑车速及驾驶员反应时间,制定控制决策,见表1<sup>[13]</sup>.

表1 控制决策表

Tab. 1 Decision table of control

	启动阈值	停止阈值
TLC/s	$\leq 0.5$	$\geq 2$
$ DLC /m$	$\geq 0.6$	$\leq 0.3$

考虑辅助控制仅在高速工况下开启,控制系统启动的最小车速为60 km/h.

### 1.3 横摆角速度目标

采用“单点预瞄”<sup>[14]</sup>驾驶员模型.假定车辆的运动服从Ackerman几何关系,由图2得理想转向角:

$$\delta_d = \arctan \left( \frac{2L}{L_p^2} (\Delta x_p - L_p \beta) \right) \quad (2)$$

式中: $L$ 为轴距; $L_p$ 为预瞄距离; $\beta$ 为质心侧偏角; $\Delta x_p$ 为预瞄点处横向偏差.

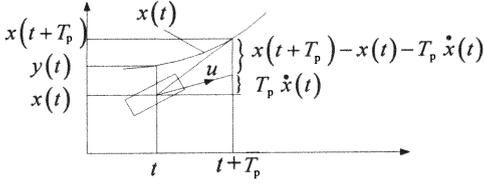


图2 单点预瞄模型

Fig. 2 Single point preview model

采用二自由度参考车辆模型,得到目标横摆角速度:

$$\gamma_d = \frac{u/L}{1 + Ku^2} \delta_d. \quad (3)$$

式中: $K$ 为稳定性因数; $u$ 为车速.

为避免车辆失稳,横摆角速度的上限值为:

$$\gamma_{upper\_bound} = a_y g / u. \quad (4)$$

式中: $a_y$ 为确定路面下车辆允许最大侧向加速度.

最终的目标横摆角速度由式(5)确定:

$$\gamma_d = \min(|\gamma_{upper\_bound}|, |\gamma_d|) \text{sgn}(\gamma_d). \quad (5)$$

#### 1.4 制动侧选择

采用滑模算法<sup>[15]</sup>设计横摆角速度跟踪控制器,确定两侧车轮的制动状态.设定滑模面为:

$$s = \gamma - \gamma_d. \quad (6)$$

式中: $\gamma$ 为实际横摆角速度.

设 $\dot{s} = -\xi s$ ,结合二自由度车辆模型得:

$$M_b \ddot{\gamma} - I_z \ddot{\xi}(\gamma - \gamma_d) - (k_1 a - k_2 b) \beta - \frac{k_1 a^2 + k_2 b^2}{u} \gamma + a k_1 \delta_f. \quad (7)$$

式中: $M_b$ 为附加横摆力矩; $a, b$ 分别为质心至前轴和后轴距离; $k_1, k_2$ 分别为前、后轮侧偏刚度; $m$ 为整车质量; $I_z$ 为车辆横摆转动惯量; $\delta_f$ 为前轮转角; $\beta$ 为质心侧偏角.

得到制动侧车轮:

$$\Gamma = \text{sgn}(M_b). \quad (8)$$

式中: $\Gamma$ 为制动侧选择状态, $\Gamma = 1$ ,左侧车轮制动; $\Gamma = 0$ ,差动制动关闭; $\Gamma = -1$ ,右侧车轮制动.

## 2 纵向滑移率均衡的制动压力控制

### 2.1 等效前轮纵向滑移率

文中研究的车辆为前置前驱.在动力传动系统未断开情况下,差速器的存在使得未制动一侧的驱动轮将获得更大的驱动力,纵向滑移率幅值进一步增大,严重时可能出现驱动打滑工况(纵向滑移率 $< 0$ ).受制动一侧的驱动轮的纵向滑移率幅值首先减小,当制动力大于驱动力时,将进入制动状态(纵向滑移率 $> 0$ ),纵向滑移率幅值增大.上述现象在中低

附着路面时尤为突出.因此本文设计等效前轮纵向滑移率参数,综合考虑内前轮(施加制动侧前轮)和外前轮(未制动侧前轮)的纵向滑移率,反映前轮的滑转程度.

设内前轮纵向滑移率为 $S_{x_{fi}}$ ,外前轮滑移率为 $S_{x_{fo}}$ ,等效前轮纵向滑移率 $S_{x_f}$ 定义如下:

$$S_{x_f} = \begin{cases} 0, & (S_{x_{fi}} - S_{x_{fo}}) < 0; \\ \max(|S_{x_{fi}}|, |S_{x_{fo}}|), & (S_{x_{fi}} - S_{x_{fo}}) > S_{\Delta f}; \\ k|S_{x_{fi}}| + (1-k)|S_{x_{fo}}|, & \text{其余}. \end{cases} \quad (9)$$

$$k = \frac{|S_{x_{fi}}|}{|S_{x_{fi}}| + |S_{x_{fo}}|}. \quad (10)$$

式中: $k$ 为纵向滑移率权重系数; $S_{\Delta f}$ 为前轮内外侧滑移率偏差阈值.

由式(9)可知,当 $S_{x_{fi}}$ 小于 $S_{x_{fo}}$ 时,说明内侧制动力可以忽略,不影响制动决策,取 $S_{x_f} = 0$ ;当 $S_{x_{fi}}$ 与 $S_{x_{fo}}$ 相差过大时,取内外侧前轮的最大绝对滑移率反映前轮滑转程度,以抑制车轮滑转.其余情况下取前轮内外侧滑移率绝对值的加权平均值反映前轮滑转程度.

### 2.2 纵向滑移率均衡的增减压控制

车轮纵向滑移率是衡量车辆横向稳定性的重要参数.当车轮纵向滑移率超过设定上限值 $S_d$ 时,车辆的横向稳定性迅速降低.为确保车辆横向稳定性,车轮纵向滑移率应小于上限值 $S_d$ .

前后轮制动力的分配不当,可能引起前轮或后轮纵向滑移率过大.为确保车辆具有足够的横向稳定裕度,采用如下纵向滑移率均衡方法,使所有车轮的纵向滑移率尽可能小:

1)当制动控制侧任一车轮滑移率 $S > S_d$ 时,进行减压控制;

2)当制动控制侧任一车轮滑移率 $S \leq S_d$ 时,分为如下3种控制模式:

①当 $S_{x_f} - S_{x_r} > S_{\Delta}$ 时,前轮的纵向滑移率趋向过大,后轮有较大的横向稳定裕度,此时前轮减压,后轮增压.其中 $S_{x_r}$ 为后轮最大纵向滑移率, $S_{\Delta}$ 为前后轮纵向滑移率偏差阈值.

②当 $S_{x_f} - S_{x_r} < -S_{\Delta}$ 时,前轮有较大的横向稳定裕度,后轮纵向滑移率趋向过大,前轮增压,后轮减压.

③当 $-S_{\Delta} < S_{x_f} - S_{x_r} < S_{\Delta}$ 时,由横摆角速度响应误差确定同时为增压或减压.

### 3 差动制动压力的伺服控制

#### 3.1 液压制动系统的增压特性

液压制动单元结构如图3所示.通过对泵电机和液压阀的控制实现轮缸制动压力调节.为便于制动伺服控制算法的分析、设计,试验研究了PWM脉冲驱动下液压制动单元的增压特性.

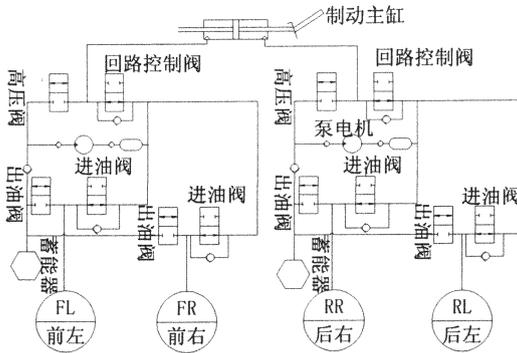


图3 ESP 液压单元(HCU)结构  
Fig.3 Structure of hydraulic unit

不同PWM占空比下增压响应特性如图4所示.

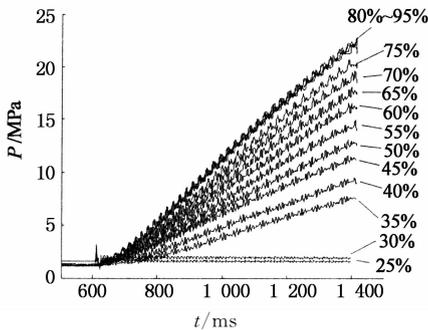


图4 PWM增压特性  
Fig.4 Characteristics of increasing pressure by PWM

PWM增压有效调节范围为35%~80%,在此范围内,增压速率随占空比增大而增加,最大增压速率为0.03 MPa/ms.

PWM占空比对减压速率基本无影响.3种阀开关组合下的减压响应特性如图5所示,常规减压模式(出油阀和回路控制阀开启,其余关闭)的减压速率最快,回路控制阀关闭时减压速率较慢,进油阀开启时的减压速率最慢.通过对回路控制阀与进油阀的控制,获得不同减压速率.

#### 3.2 制动伺服控制算法

制动压力控制分为增压、减压和保压3种模式.保压模式由PWM占空比为25%的增压控制状态

代替.结合制动系统减压特性,伺服控制过程分为增压和减压2种基本模式.

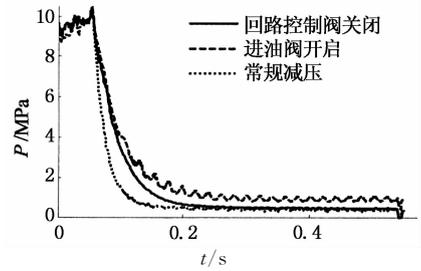


图5 3种减压方式下压力响应  
Fig.5 Pressure response of three approaches of decreasing pressure

1)增压模式,根据上一周期的模式确定控制单元当前动作:①上一周期增压时,高压阀开启,回路控制阀关闭,泵电机启动,由模糊控制器确定当前周期进油阀的PWM占空比.②上一周期减压时,高压阀开启,回路控制阀关闭,泵电机启动,进油阀全开.

2)减压模式,根据上一周期的模式确定控制单元当前动作:①上一周期增压时,回路控制阀关闭,高压阀关闭,进油阀开启,减压阀开启,泵电机关闭;②上一周期减压时,回路控制阀关闭,高压阀开启,进油阀关闭,减压阀打开,泵电机启动.

基于前述液压制动系统的工作特性,设计模糊控制器,对增压过程进行控制.模糊控制的输入为实际横摆角速度与目标角速度之差 $\Delta\dot{\gamma}$ 及其一阶微分 $|\Delta\dot{\gamma}'|$ ,输出为增压PWM占空比. $|\Delta\dot{\gamma}'|$ 范围为 $[0, 50]$ , $\Delta\dot{\gamma}$ 范围为 $[0, 10]$ ,PWM占空比范围为 $[25\%, 80\%]$ .将输入的论域定义为5个模糊子集:小(TL)、较小(L)、适中(M)、较大(H)、大(TH);将输出变量论域定义为7个模糊子集:极小(TTL)、小(TL)、较小(L)、适中(M)、较大(H)、大(TH)、极大(HH).得到增压模糊控制规则见表2.采用重心法解模糊,得到增压PWM占空比.

表2 增压模糊控制表  
Tab.2 Fuzzy table for increasing pressure

$\Delta\dot{\gamma}$	$ \Delta\dot{\gamma}' $				
	TL	L	M	H	TH
TL	TTL	TTL	TL	L	M
L	TTL	TL	L	M	M
M	L	L	M	L	M
H	TL	TL	M	H	H
TH	M	H	H	TH	HH

### 4 硬件在环(HIL)仿真试验

为评估所提出的控制方法,采用基于Carsim/

Labview-RT 搭建的硬件在环仿真平台,进行了仿真试验研究。HIL 仿真软件平台由 LabviewRT 嵌入式实时系统、Carsim 车辆动力学模型和控制模型等构成,如图 6 所示。

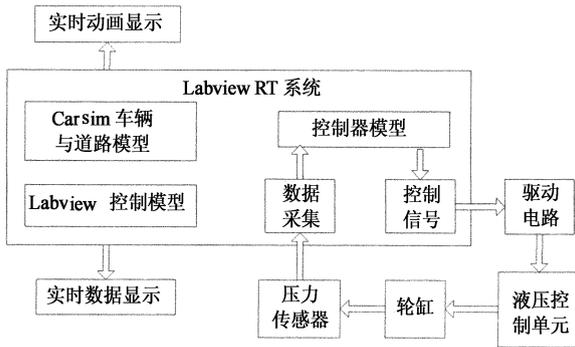


图 6 硬件在环仿真平台结构

Fig. 6 Hardware in loop simulation platform

硬件台架以实车的制动、转向系统为基础搭建,并包括真空助力和路感模拟系统等,如图 7 所示。

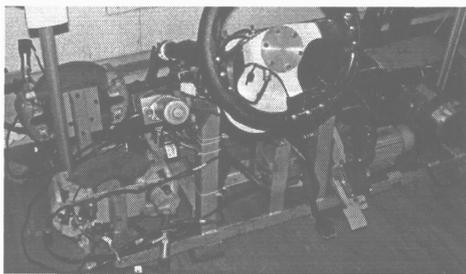


图 7 硬件在环仿真台架实物

Fig. 7 Hardware of HIL platform

车辆参数见表 3。

表 3 车辆参数  
Tab. 3 Vehicle parameters

参数	数值
整车质量/kg	1 231
轴距/m	2.6
轮距/m	1.481
质心距前轴距/m	1.04
质心距后轴距/m	1.56
车辆横摆转动惯量/( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )	2 031.4
前轮等效侧偏刚度/( $\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$ )	-62 577
后轮等效侧偏刚度/( $\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$ )	-44 714
前轮制动效能因数/( $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{MPa}^{-1}$ )	250
后轮制动效能因数/( $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{MPa}^{-1}$ )	200
车轮半径/m	0.304
方向盘至前轮等效传动比	20

工况设定:车速 100 km/h,道路为直道,路宽为 3.5 m,路面附着系数分别为 0.4、0.6 和 0.8。假定驾驶员在 1~5 s 内未对车辆进行控制,期间方向盘

右偏  $5^\circ$ 。从第 1 s 开始,由于驾驶员未能纠正方向盘,车辆向右偏离车道,当 DLC 或 TLC 达到启动阈值时,LDAS 启动。系统实时计算车辆的目标横摆角速度,液压伺服控制器根据 LDAS 给出的控制目标控制液压单元动作,产生附加横摆力矩,纠正车辆行驶方向。

图 8 给出了差动制动控制下的试验结果。试验结果表明在各种路面附着系数下,都能使车辆回到车道内。

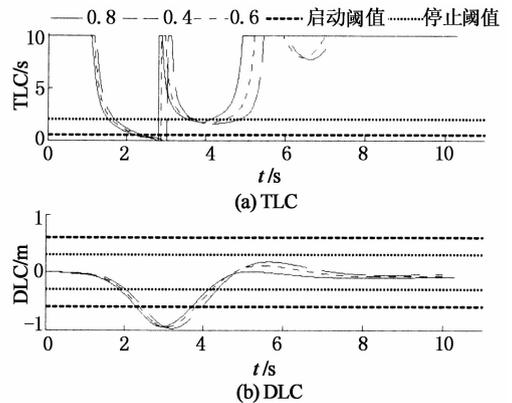


图 8 不同附着系数下车道偏离辅助控制结果  
Fig. 8 Results of TLC and DLC under different friction coefficients

图 9 和图 10 为制动压力和横摆角速度响应。控制过程中对左侧车轮进行制动,右侧车轮制动压力为零,产生附加逆时针横摆力矩,以纠正车辆右偏趋势。

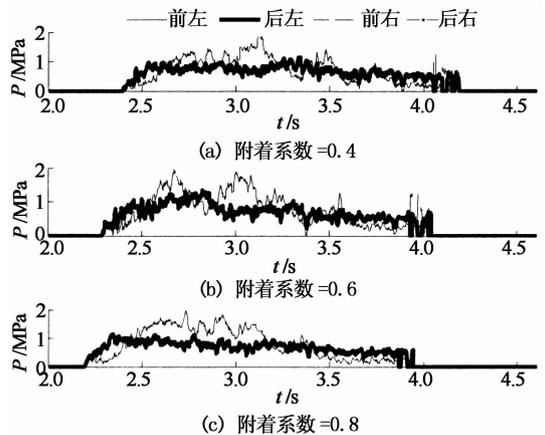


图 9 不同路面附着系数下轮缸压力响应  
Fig. 9 Braking pressure response under different friction coefficients

以横摆角速度响应第一次达到目标值至辅助控制结束期间的实际横摆角速度与目标值之差的平均值  $\overline{\Delta\mu}$  和均方差值  $\overline{\Delta\mu^2}$  反映横摆跟随性能,以车轮最

大纵向滑移率幅值反映车辆的横向稳定性,结果见表4.在纵向滑移率均衡控制下,车辆被纠正回车道,侧向加速度小于路面所能提供的最大侧向加速度.

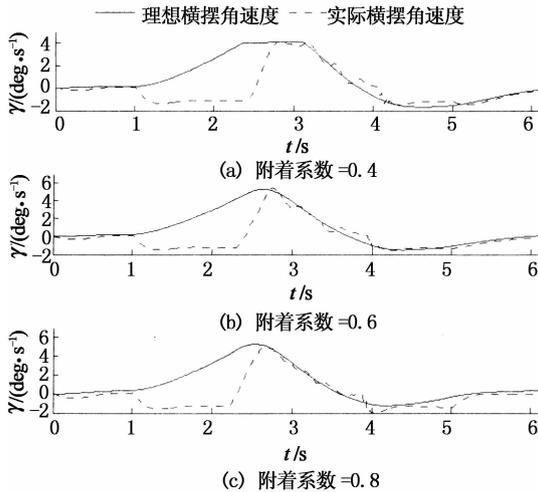


图10 横摆角速度跟踪响应  
Fig. 10 Tracking of yaw rate

表4 纵向滑移率均衡控制性能

Tab. 4 Performance of balanced longitudinal slip rate control

路面附着系数	$\overline{\Delta\mu}$ /(deg·s <sup>-1</sup> )	$\overline{\Delta\mu^2}$ /(deg <sup>2</sup> ·s <sup>-2</sup> )	DLC <sub>max</sub> /m	$a_{y\max}$ /g	S <sub>max</sub>
0.4	0.231	0.175	0.97	0.19	0.028
0.6	0.052	0.138	0.95	0.21	0.029
0.8	-0.195	0.218	0.94	0.21	0.025

本文研究重点是解决恶劣工况下的车辆稳定性问题,因此对恶劣工况下的车辆横向稳定性和车道偏离控制性能进行试验,并以定比例分配的压力闭环控制为比较对象,进行极限工况下的对比研究.定比例分配压力闭环控制是根据车辆模型计算出期望附加横摆力矩,结合前后轴载荷和制动器理论模型将期望附加横摆力矩转换成前后车轮的制动压力,通过压力闭环控制实现横摆跟踪.试验工况:车速100 km/h,道路为直道,路宽为3.5 m,路面附着系数为0.4,假定驾驶员在1~5 s内未对车辆进行控制,期间方向盘右偏15°.两种方法的试验结果如图11所示.在纵向滑移率均衡约束下,车轮纵向滑移率幅值限制在0.1以内(控制参数S<sub>d</sub>=0.1),车辆具有较好的横向稳定性.定比例压力分配控制时,前后轮滑移率分别达到-0.38和0.32,车辆横向稳定性较差.

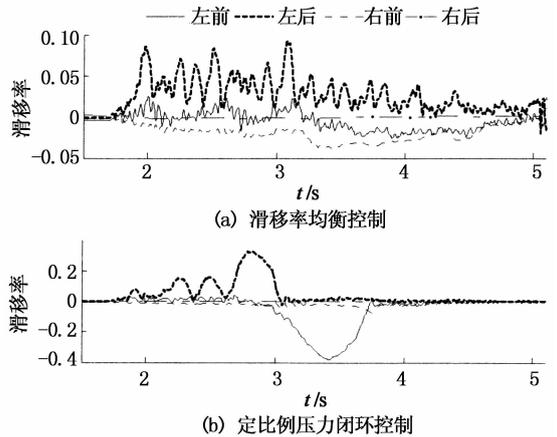


图11 极限工况车辆滑移率结果比较  
Fig. 11 Comparison of slip rate under critical conditions

如图12所示,在极限工况下,滑移率均衡约束控制的最大DLC为1.46 m,最大质心侧偏角 $\beta$ 小于2°,车辆部分偏离车道,但车辆没有出现侧滑等危险工况.定比例分配控制的最大DLC为4.65 m,最大质心侧偏角 $\beta$ 为5.9°,车辆已经发生较严重的侧滑,并完全偏离车道.

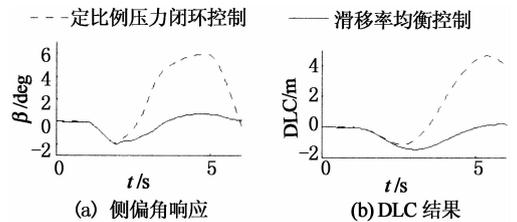


图12 极限工况车辆控制结果比较  
Fig. 12 Results comparison under critical conditions

## 5 结论

本文研究了一种基于差动制动的车道偏离辅助控制方法,提出了以前后轮纵向滑移率均衡为约束目标的制动压力增减压控制策略.根据液压制动单元的响应特性,设计了制动压力伺服控制器.在硬件在环仿真平台上对所提出的方法进行了仿真试验研究,试验结果表明:

1)在各种设定工况下,基于差动制动的LDAS能有效避免车道偏离事故发生.

2)与定比例分配的压力闭环控制相比,所提出的方法将车轮的最大滑移率控制在设定值以内,在最大程度减小道路偏离量的同时改善了车辆横向稳定性.

3)所提出方法的控制性能不依赖于对象模型的精度,具有较高的鲁棒性。同时所提出的方法可在现有 ABS/ESP 系统中集成,无需额外增加传感器和执行器,具有良好的应用前景。

## 参考文献

- [1] MARINO R, SCALZI S, NETTO M. Nested PID steering control for lane keeping in autonomous vehicles[J]. *Control Engineering Practice*, 2011,19(12): 1459-1467.
- [2] SWITKES P, ROSSETTER E J, COE I A, *et al.* Hand wheel force feedback for lanekeeping assistance: combined dynamics and stability [J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 2006, 28(3): 532-542.
- [3] MINOUI N, NETTO M, MAMMAR S, *et al.* Driver steering assistance for lane departure avoidance [J]. *Control Engineering Practice*, 2009, 17(6): 642-651.
- [4] BRAITMAN K A, MCARTT A T, ZUBY D S, *et al.* Volvo and Infiniti drivers' experiences with select crash avoidance technologies [J]. *Traffic Injury Prevention*, 2010,11(3): 270-278.
- [5] ZHAO C M, XIANG W D, RICHARDSON P. Vehicle lateral control and yaw stability control through differential braking [C]//*Proceedings of IEEE International Symposium on Industrial Electronics*. New York: IEEE, 2006:384-389.
- [6] 李剑锋,高利,靳宇伟. 车辆横摆角速度跟踪控制方法[J]. *农业机械学报*,2007,38(7):186-188.  
LI Jian-feng,GAO Li,JIN Yu-wei. Vehicle yawing angular velocity tracking control method [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 2007,38(7):186-188. (In Chinese)
- [7] 余卓平,姜炜,张立军. 四轮轮毂电机驱动电动汽车扭矩分配控制[J]. *同济大学学报:自然科学版*,2008,36(8):1116-1119.  
YU Zhuo-ping,JIANG Wei,ZHANG li-jun. Torque distribution control for four wheel in-wheel-motor electric vehicle[J]. *Journal of Tongji University: Natural Science*, 2008,36(8): 1116-1119. (In Chinese)
- [8] 杨涛,宋丹丹. 弯道路面车辆稳定性的预测控制仿真[J]. *公路交通科技*,2012, 29(10):149-152.  
YANG Tao, SONG Dan-dan. Simulation of predictive control for vehicle yaw stability on curve [J]. *Journal of Highway and Transportation Research and Development*,2012, 29(10):149-152. (In Chinese)
- [9] 丁能根,潘为民,方裕固,等. ABS 压力响应测试和压力的精细调节[J]. *机械工程学报*,2004,40(7):188-190.  
DING Neng-gen, PAN Wei-min, FANG Yu-gu, *et al.* Measurement of hydraulic pressure response for ABS and fine regulation of pressure[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*,2004,40(7):188-190. (In Chinese)
- [10] 马国成,刘昭度,裴小飞,等. 汽车自适应巡航控制主动制动实现方法[J]. *北京理工大学学报*,2012,32(2):120-124.  
MA Guo-cheng, LIU Zhao-du, PEI Xiao-fei, *et al.* Research on the active braking control of adaptive cruise control system for automobiles[J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*,2012,32(2):120-124. (In Chinese)
- [11] 李亮,宋健,韩宗奇,等. 用于电子稳定程序(ESP)在线控制的液压模型和反模型[J]. *机械工程学报*,2008,44(2):139-144.  
LI Liang, SONG Jian, HAN Zong-qi, *et al.* Hydraulic model and inverse mode for electronic stability program online control system[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008,44(2): 139-144. (In Chinese)
- [12] MAMMAR S, GLASER S, NETTO M. Time to line crossing for lane departure avoidance: a theoretical study and an experimental setting[J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2006,7(2): 226-241.
- [13] 吴乙万,黄智,刘李盼. 基于差动制动的车道偏离辅助控制[J]. *中国机械工程*,2013,24(21): 2977-2981.  
WU Yi-wan, HUANG Zhi, LIU Li-pan. Differential braking control for lane departure avoidance [J]. *China Mechanical Engineering*,2013,24(21):2977-2981. (In Chinese)
- [14] MACADAM C C. Application of an optimal preview control for simulation of closed-loop automobile driving [J]. *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, 1981,11(6): 393-399.
- [15] 彭晓燕,陈昌荣,章兢. 电子机械制动系统的滑模控制研究[J]. *湖南大学学报:自然科学版*,2010,37(8):35-39.  
PENG Xiao-yan, CHEN Chang-rong, ZHANG Jing. Study of the sliding mode control of electromechanical brake systems [J]. *Journal of Hunan University: Natural Sciences*, 2010,37(8):35-39. (In Chinese)