

汽车电子稳定控制系统的分层控制策略及试验

靳立强¹, 刘刚^{1,2}, 陈鹏飞¹

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130022; 2. 河南工学院 自动控制系, 河南 新乡 453000)

摘要:为了提高车辆在复杂工况下的稳定性能,设计了基于分层控制的电子稳定控制系统(ESC)。系统的上层控制器以横摆角速度和质心侧偏角为控制变量,采用模糊 PID 算法计算出车辆维持稳定所需的横摆力矩;下层控制器根据上层输出的所需横摆力矩计算得出被控车轮的滑移率变化量,然后采用变参数 PID 算法对车轮进行滑移率控制,从而实现车辆所需的横摆力矩。最后,应用 Matlab/Simulink 验证了该控制算法的有效性,并将该算法移植到单片机做冬季实车场地试验,单移线和双移理工况试验结果表明了该算法的工程实用性。

关键词:车辆工程;电子稳定控制系统;模糊 PID 控制;横摆力矩控制

中图分类号:U461 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5497(2016)06-1765-07

DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb201606002

Hierarchical control for vehicle electronic stability control system

JIN Li-qiang¹, LIU Gang^{1,2}, CHEN Peng-fei¹

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China;
2. Department of Automation, Henan Institute of Technology, Xinxiang 453000, China)

Abstract: In order to improve the vehicle stability under complex working condition, an electronic stability control system based on hierarchical strategy is proposed. The up layer of the controller is a fuzzy Proportional-integral-derivative (PID) controller, and the controlling variables are the yaw rate and the side-slip angle. The desired yaw moment is calculated by the upper layer. The target slip rate is calculated based on the relationship between the yaw moment and the slip rate. Then, the lower layer is applied to control the slip rate. Finally, the ESC algorithm is verified by Matlab/Simulink. The winter road test shows that the proposed control strategy can improve vehicle stability performance.

Key words: vehicle engineering; electronic stability control(ESC); fuzzy-PID; yaw moment control

0 引言

电子稳定控制系统(Electronic stability control, ESC)是通过主动控制横摆力矩避免车辆在高速转向出现不足转向或者转向过度等危险工

况^[1-4]。目前针对 ESC 的研究多采用现代控制理论的方法。文献[5]采用模型预测控制的方法设计了 ESC 控制器,并设计了基于二次规划的横摆力矩分配方法,仿真结果显示该方法使得车辆能够有效跟踪期望运动轨迹。文献[6]利用最优控

收稿日期:2015-09-25.

基金项目:国家自然科学基金项目(50907030);中国博士后科学基金项目(2013M54024B).

作者简介:靳立强(1976-),男,教授,博士生导师. 研究方向:汽车底盘电子控制技术,电动汽车四轮独立驱动技术.

E-mail:jinlq@jlu.edu.cn

制理论计算出系统所需横摆力矩,再通过基于模糊控制算法的变滑移率算法实现力矩分配,仿真结果有效地证明了算法的可靠性。文献[7]利用滑模变结构控制理论,以横摆角速度、质心侧偏角及二者联合作为控制变量实现电子稳定控制,仿真结果表明联合控制变量的方式有效地提高了车辆操纵稳定性。文献[8]采用 LQR 理论加前馈控制的方法计算出目标横摆力矩,再根据轮胎力模型实现横摆力矩的分配,硬件在环仿真结果显示该方法实时性较好。文献[9]在分析了人-车闭环系统的动力学模型后,以质心侧偏角为控制变量,分别采用前馈和神经 PID 两种控制算法,通过仿真比较证明神经 PID 算法优于前馈控制。文献[2,10]采用终端滑模控制算法实现了轮毂电动车的稳定性控制,终端滑模控制具有较好的抗干扰性能,但系统在抖动方面需要注意。

本文利用动力学模型对质心侧偏角进行估计,通过分层控制策略设计电子稳定控制系统的上、下层控制器,采用仿真分析验证 ESC 算法的可靠性。并根据 V 字开发流程,将算法移植至单片机进行冬季场地实车试验,通过实车试验结果对 ESC 算法进行了评价。

1 整车模型

车辆模型采用 7 自由度整车模型进行动力学仿真,如图 1 所示。车辆模型能够有效地反映车辆在纵向、侧向以及横摆等方向的动力学特征。模型的动力学方程如下。

纵向动力学方程:

$$\begin{aligned} m(\dot{V}_x - \omega_r V_y) &= (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos\delta - \\ &(F_{yfl} + F_{yfr}) + F_{xrl} + F_{xrr} \end{aligned} \quad (1)$$

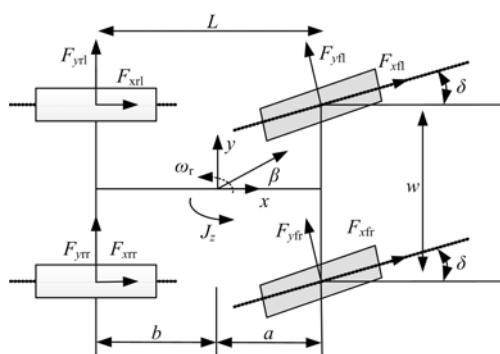


图 1 七自由度车辆模型

Fig. 1 7 DoF vehicle model

侧向动力学方程:

$$\begin{aligned} m(\dot{V}_y - \omega_r V_x) &= (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin\delta - \\ &(F_{yfl} + F_{yfr}) + F_{yrl} + F_{yrr} \end{aligned} \quad (2)$$

横摆动力学方程:

$$\begin{aligned} J_z \dot{\omega}_r &= a(F_{xfl} + F_{xfr}) \sin\delta + a(F_{yfl} + F_{yfr}) \cos\delta - \\ &b(F_{yrl} + F_{yrr}) + \frac{w}{2} \sin\delta + M_{yaw} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: m 为车辆质量; a, b 分别为前、后轴到质心的距离; w 为左、右两轮之间的宽度; V_x, V_y 分别为车辆的纵向和侧向速度; ω_r 为横摆角速度; F_x, F_y 分别为车辆所受的纵向力和侧向力; δ 为车辆前轮侧偏角, 可通过方向盘转角传感器的测量值转换得到; J_z 为车辆绕 z 轴的转动惯量; M_{yaw} 为车辆 ESC 系统介入控制时的横摆力矩。

2 ESC 分层控制策略

整个车辆 ESC 系统采用了分层控制的方法, 将系统分成了上层和下层控制器, 结构如图 2 所示。图 2 中, a_y 为车辆侧向加速度; v_x 为车辆纵向车速; δ 为车辆前轮转角; T_γ 为基于横摆角速度模糊控制器输出的制动力矩; T_β 为基于质心侧偏角模糊控制器的制动力矩。上层控制器部分根据车辆的偏航率传感器(能够测量横摆角速度、纵向加速度和侧向加速度)、方向盘转角传感器的测量值计算当前工况下车辆的理想横摆角、理想质心侧偏角以及质心侧偏角的估算值, 再计算理想横摆角速度和实际横摆角速度的差值 $\Delta\omega_r$ 及理想质心侧偏角和质心侧偏角的差值 $\Delta\beta$ 。根据 $\Delta\omega_r$ 和 $\Delta\beta$ 采用模糊 PID 算法计算得到车辆期望横摆力矩。下层控制器根据横摆力矩分配策略选择车轮进行力矩分配, 再根据车轮所得横摆力矩计算得到车轮的目标滑移率, 通过对滑移率控制, 最终实现车辆的电子稳定控制功能。

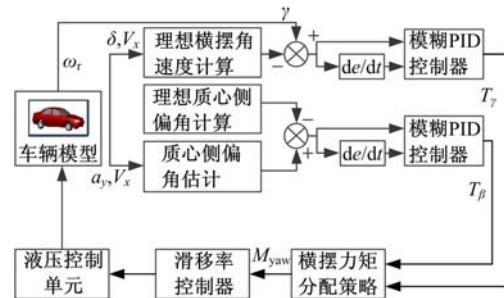


图 2 控制结构图

Fig. 2 Schematic of control structure

3 上层控制器设计

3.1 理想横摆角速度和理想质心侧偏角计算

在计算理想横摆角速度、理想质心侧偏角以及估计质心侧偏角时,采用做等速圆周运动的线性二自由度车辆模型进行计算。根据阿克曼方程,可以求得车辆的理想横摆角速度:

$$\omega_{rd} = \frac{V_x}{L(1 + KV_x^2)} \delta \quad (4)$$

式中: ω_{rd} 为车辆在做等速圆周运动时的横摆角速度,即理想横摆角速度; c_r 和 c_f 分别为前、后车轮的侧偏刚度;稳定性因数 K 为:

$$K = \frac{m}{L^2} \left[\frac{a}{c_r} - \frac{b}{c_f} \right] \quad (5)$$

由于侧向加速度受到路面附着的限制以及路面附着系数采用的是估计值,所以对横摆角速度上限值进行修正:

$$\dot{\omega}_{r_{upper}} = \min \left\{ \left| \omega_{rd} \right|, 0.9 \frac{\mu g}{V_x} \right\} \operatorname{sgn} \delta \quad (6)$$

考虑到模型的瞬态响应特性,增加一阶滞后环节增强理想横摆角速度计算的准确性,最终得到:

$$\dot{\omega}_r = \frac{1}{1 + \tau s} \omega_{r_{upper}} \quad (7)$$

式中: τ 为目标响应时间。

根据二自由度车辆模型做等速圆周运动的情况,在稳态时 $\beta = 0$,可得理想质心侧偏角:

$$\beta_d = \frac{b/L + maV_x^2/(L^2 c_r)}{1 + KV_x^2} \delta \quad (8)$$

根据文献[11]对车辆理想质心侧偏角的上限进行限制:

$$\beta_{upper} = \min \{ \beta_d, \arctan(0.02 \mu g) \} \quad (9)$$

同样,由于瞬态响应特性,增加一阶滞后环节,最终得到车辆理想质心侧偏角为:

$$\beta = \frac{1}{1 + \tau s} \beta_{upper} \quad (10)$$

3.2 质心侧偏角估算

质心侧偏角是车辆稳定性控制中一个重要的参数,在车辆上很少采用直接测量的方式,因为直接测量质心侧偏角的成本较昂贵,且该类传感器在复杂的行驶工况下易受干扰。目前大多数文献采用非线性卡尔曼滤波、观测器等算法进行质心侧偏角估算,但由于算法耗时较长,较少在 ESC 系统中使用。本文采用了基于偏航率传感器的质心侧偏角估算方法。

车辆质心侧偏角的公式为:

$$\beta = \arctan \frac{V_y}{V_x} \quad (11)$$

车辆在行驶过程中质心侧偏角 β 较小,根据三角函数定理,式(11)可以改写为:

$$\beta = \arctan \frac{V_y}{V_x} \approx \frac{V_y}{V_x} \quad (12)$$

在 ESC 系统中,车辆的质心侧偏角在每个 10 ms 程序运行周期就需要估算一次。因此车辆的纵向速度在 10 ms 内可以看成是一个常量。接着对式(12)微分可得:

$$\dot{\beta} = \frac{d(\frac{V_y}{V_x})}{dt} \approx \frac{\dot{V}_y}{V_x} \quad (13)$$

由线性二自由度汽车模型的运动微分方程可得:

$$\dot{a}_y = \dot{V}_y + \omega_r V_x \quad (14)$$

将式(14)代入式(13)可得:

$$\dot{\beta} = \frac{\dot{a}_y}{V_x} - \omega_r \quad (15)$$

最后对式(16)求积分即可得到车辆当前的质心侧偏角估计值为:

$$\beta = \sum \left[\frac{\dot{a}_y}{V_x} - \omega_r \right] \Delta t \quad (16)$$

3.3 控制器设计

本文设计的 ESC 控制程序运行时间大约为 1 ms,每 40 ms 就需要运行一次 ESC 部分控制程序,因此在上层控制器算法设计方面采用实时性较强的模糊 PID 控制算法。控制器的控制参数有两个,分别是横摆角速度和质心侧偏角。当偏航率传感器测量得到的横摆角速度值超出横摆角速度门限值时,控制器采用基于横摆角速度的模糊 PID 算法;而当质心侧偏角超出门限值时,控制器则在下一个 40 ms 程序周期切换至基于质心侧偏角的模糊 PID 算法。

基于横摆角速度的模糊 PID 控制算法与基于质心侧偏角的算法结构类似,如图 3 所示,模糊 PID 控制根据输入的变量 E 及变量变化率 EC 的值,对 PID 的三个参数进行在线调节,满足不同路况下 ESC 的控制需求。模糊 PID 控制的输入和输出的语言变量模糊集设置为 [NB(负大), NM(负中), NS(负小), Z(零), PS(正小), PM(正中), PB(正大)];基于横摆角速度的模糊 PID 控制算法的输入信号分别为 $\Delta \omega_r$ 和 $\dot{\omega}_r$,其论域分别为 $[-0.15, 0.15]$ 和 $[-1, 1]$;基于质心侧偏角

的模糊 PID 控制算法的输入信号分别为 $\Delta\beta$ 和 $\Delta\beta$, 其论域分别为 $[-5^\circ, 5^\circ]$ 和 $[-1, 1]$; PID 的 3 个系数 K_P 、 K_I 、 K_D 的论域分别为 $[0, 1000]$, $[0, 1]$, $[1, 10]$ 。通过制定模糊规则、解模糊等步骤, 上层控制器的期望输出横摆力矩表达式为:

$$\begin{aligned}\Delta M = & \varphi(K_{P1}\Delta\omega_r + K_{I1}\sum\omega_r\Delta t + K_{D1}\Delta\omega_r\Delta t) + \\ & (1-\varphi)(K_{P2}\Delta\beta + K_{I2}\sum\beta\Delta t + K_{D2}\Delta\beta\Delta t)\end{aligned}\quad (17)$$

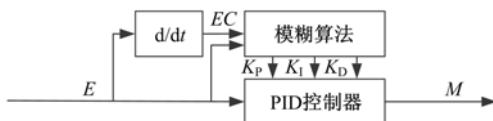


图 3 模糊 PID 控制结构图

Fig. 3 Control structure of fuzzy PID

4 下层控制策略

在整个 ESC 控制系统中, 实现上层控制器计算得到的横摆力矩分配是下层控制器的主要任务。横摆力矩分配首选需要先考虑制动车轮的选取问题, 文献[11, 12]采用优化理论求出制动力分配到 4 个车轮上的最优解, 这类分配策略较复杂, 常用于装有轮毂电机的电动车。采用单轮控制则不需要考虑 4 轮控制时力矩配合的问题, 简单易实现。制动车轮则采取业内认可的经验: 车辆右转转向不足时, 优先控制内侧后轮; 车辆右转转向过度时, 则优先控制外侧前轮。在下层控制器算法方面选择滑移率控制的方法。

ESC 在采用滑移率控制时分两步, 首先要根据上层控制器计算得到的横摆力矩的大小来确定被控车轮的滑移率变化量; 然后采用可变参数自适应 PID 算法实现对制动车轮的控制。

以右转转向过度为例, 需要对外侧前轮施加横摆力矩, 根据文献[8]可知, 横摆力矩与滑移率变化之间的关系为:

$$\begin{aligned}\Delta M = & \sqrt{\left(\frac{T}{2}\right)^2 + b^2} \cdot \cos\left(\arctan\frac{2a}{T} - \delta\right) \cdot \\ & \frac{dF_{xfl}}{d\lambda_o}(\lambda_d - \lambda_o) - \sqrt{\left(\frac{T}{2}\right)^2 + a^2} \cdot \\ & \sin\left(\arctan\frac{2a}{T} - \delta\right) \cdot \frac{dF_{yfl}}{d\lambda_o}(\lambda_d - \lambda_o) \cdot \frac{dF_{yfl}}{d\lambda_o} \Delta\lambda\end{aligned}\quad (18)$$

式中: ΔM 为实现 ESC 控制所需横摆力矩变化量; λ_o 为 ESC 介入控制前的滑移率; λ_d 为实现横

摆力控制所对应的目标滑移率。

目标滑移率与车轮当前滑移率的偏差 $e(k) = \lambda_d(k) - \lambda(k)$, 采用增量 PID 计算得到主动制动压力的变化率为:

$$\Delta p(k) = K_P \Delta e(k) + K_I e(k) + K_D [\Delta e(k) - \Delta e(k-1)] \quad (19)$$

式中: 比例系数 K_P 、积分系数 K_I 及微分系数 K_D 的大小根据 $e(k)$ 进行选取, 如表 1 所示, 表 1 中 $E_1 = 0.2$, $E_2 = 0.5$ 。

表 1 PID 参数

Table 1 Parameters of PID

偏差 e	比例系数	积分系数	微分系数
$e > E_2$	300	1	15
$E_1 < e \leq E_2$	100	3	25
$-E_1 < e \leq E_1$	50	5	50
$-E_2 < e \leq -E_1$	100	3	25
$e \leq -E_2$	300	1	15

5 仿真及场地试验

5.1 仿真实验

为了验证 ESC 算法的性能, 采用 Matlab/Simulink 软件做了仿真实验, 分析比较了有、无 ESC 控制器下车辆的相应特性。车辆参数如表 2 所示。仿真工况为车辆速度 80 km/h, 路面附着系数为 0.3, 转向角输入 0.25 rad 的阶跃信号。

表 2 某乘用车技术参数

Table 2 Technical parameters of vehicle

参 数	取值
车辆质量/kg	1500
质心高度/m	0.50
前轴到质心距离/m	1.280
后轴到质心距离/m	1.440
绕 X 轴转动惯量/(kg·m ²)	355
绕 Y 轴转动惯量/(kg·m ²)	1670
绕 Z 轴转动惯量/(kg·m ²)	1800
车轮转动惯量/(kg·m ²)	5.4
轮胎阻尼常数/(N·s·m ⁻¹)	51

图 4 为车辆在有 ESC 控制介入和无介入情况下的横摆角速度对比, 在无 ESC 控制介入的情况下, 车辆的横摆角速度出现震荡, 此时车辆处于失稳的状态。在 ESC 控制介入的情况下, 车辆的横摆角速度收敛逐渐达到稳定状态。图 5 为车辆在有 ESC 控制介入和无介入情况下质心侧偏角

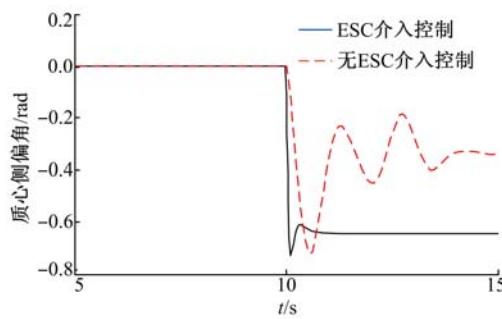


图4 横摆角速度对比

Fig. 4 Comparison of yaw rate

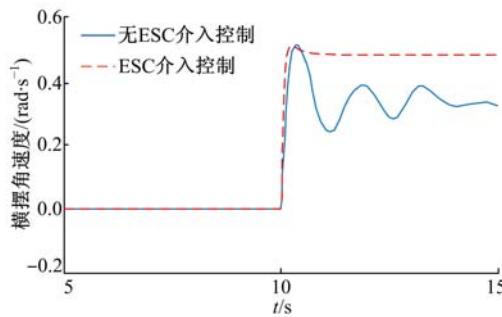


图5 质心侧偏角对比

Fig. 5 Comparison of side-slip angle

对比,无 ESC 介入情况下,车辆质心侧偏角发散震荡,此时车辆处于失稳工况。而在 ESC 控制下,车辆横摆角速度能够紧密地跟随目标值。

5.2 冬季场地试验

2015 年 2 月在黑河某试车场参照 ISO 3888—1:1999(E) 标准进行了低附着场地试验,试验车型为国产乘用车。试验场地及控制器安装如图 6 所示。车辆上安装了轮速传感器、方向盘转角传感器、偏航率传感器。ESC 控制器及其电磁阀的电子部件安装在装有主缸压力传感器的液压单元上。试验数据由 CANalyzer CAN 总线数据分析仪获得。

首先进行的是在冰雪路面(附着系数约为 0.3~0.35)下的单移线试验,场地布置参考 ISO 3888—1:1999(E) 标准。图 7 为此次试验所记录的轮速、主缸压力、侧向加速度以及横摆角速度等信息。由图 7(a)可见,车辆的初始速度为 70 km/h,进入场地后,车辆挂空挡滑行,在右转过程中出现转向过度情况时,ESC 控制器对左前轮进行主动制动调整车辆行驶状态。在 20 s 时,车辆左转时过度转向,ESC 控制器对右前轮进行主动制动控制。整个过程刹车踏板信号始终为 0,从主缸压力曲线可以观察到,ESC 介入控制前压



(a)控制器



(b)试验场地

图6 控制器及试验场地

Fig. 6 ECU and test site

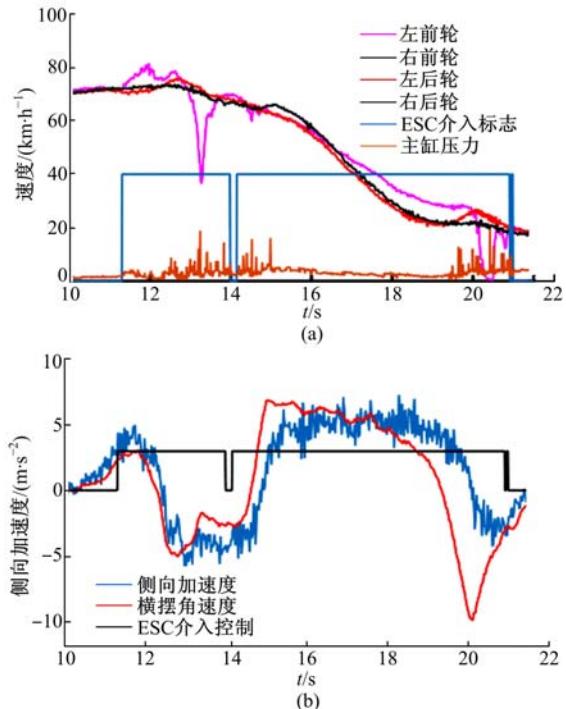


图7 低附着单移线试验结果

Fig. 7 Vehicle in single-lane test with control under low mu surface

力值为 0;ESC 介入控制后,液压单元依靠电机以电磁阀实现主动增压来对车轮进行制动。由图 7(b)可以观察到车辆的侧向加速度和横摆角速度

变化趋势相同,与车辆转向角变化保持一致;从图 7(b)可见,侧向加速度的峰值为 7.31 m/s^2 ,横摆角速度的峰值为 $44.2 (\text{ }^\circ)/\text{s}$ 。图 8 为车辆在关闭 ESC 功能后成功通过单移线工况的试验数据,可见侧向加速度的峰值仅为 3.8 m/s^2 ,横摆角速度的峰值为 $11.3 (\text{ }^\circ)/\text{s}$ 。

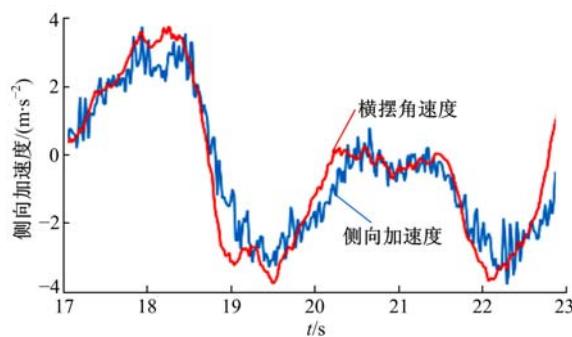


图 8 无 ESC 控制介入单移线工况试验结果

Fig. 8 Results of vehicle in single-lane test
without control

图 9 为冰雪路面双移线试验的试验数据图。由 ESC 控制介入标志曲线可知,ESC 在试验过程中多次启动维持车辆稳定性。在 ESC 控制介入后,通过主动制动的方式对单个车轮进行控制,且车辆的侧向加速度和横摆角速度趋势一致。从图 9(b)可见,侧向加速度的峰值为 7.3 m/s^2 ,横摆

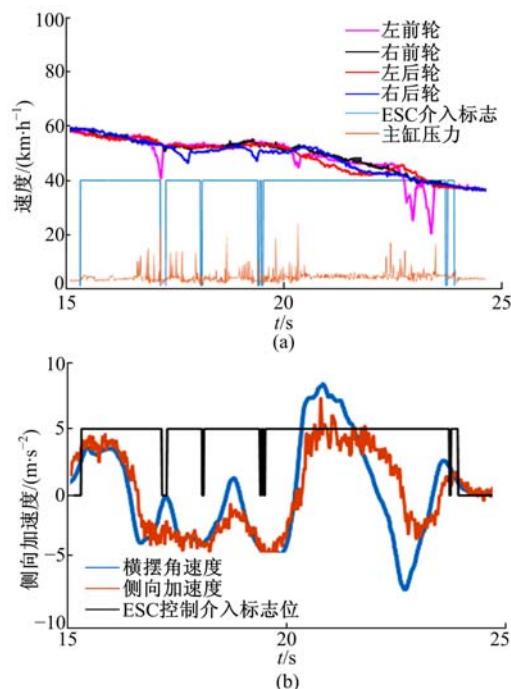


图 9 低附着双移线试验结果

Fig. 9 Vehicle in double-lane test with control
under low mu surface

角速度的峰值为 $41.88 (\text{ }^\circ)/\text{s}$ 。图 10 为同等初速 60 km/s 下,关闭 ESC 功能后车辆成功通过双移线工况的试验结果,侧向加速度的峰值为 4.23 m/s^2 ,横摆角速度的峰值为 $17.54 (\text{ }^\circ)/\text{s}$ 。在开启 ESC 功能后,车辆的峰值侧向加速度提高了 70% ,横摆角速度峰值更是大幅度提高,说明 ESC 功能极大地提高了车辆在危险工况下的安全性能。

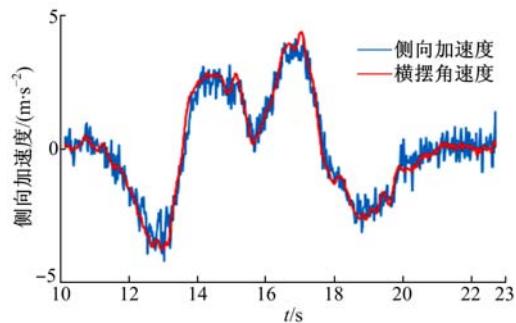


图 10 无 ESC 控制介入双移线工况试验结果

Fig. 10 Results of vehicle in double-lane test
without control

6 结束语

针对传统乘用车设计了电子稳定控制算法,采用分层控制思想分别设计了上、下层控制器及质心侧偏角参数估计算法。通过仿真验证了算法的可靠性,并在冬季进行了低附着单移线和双移线工况的实车试验。通过对开启和关闭 ESC 功能后的试验数据可知,ESC 功能提高了车辆低附着路面下的稳定性裕度,改善了车辆在极限工况下的安全性能。

参考文献:

- [1] Xiong L, Yu Z, Wang Y, et al. Vehicle dynamics control of four in-wheel motor drive electric vehicle using gain scheduling based on tyre cornering stiffness estimation[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(6):831-846.
- [2] Song P, Tomizuka M, Zong C. A novel integrated chassis controller for full drive-by-wire vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(2):215-236.
- [3] Shuai Zhi-bin, Zhang Hui, Wang Jun-min, et al. Lateral motion control for four-wheel-independent-drive electric vehicles using optimal torque allocation and dynamic message priority scheduling[J]. Control Engineering Practice, 2014, 24:55-66.
- [4] Shibahata Y, Shimada K, Tomari T. Improvement of

- vehicle maneuverability by direct yaw moment control[J]. Vehicle System Dynamics, 1993, 22(5): 465-481.
- [5] 李刚,宗长富,陈国迎,等. 线控转向四轮独立驱动电动车的AFS_DYC集成控制[J]. 华南理工大学学报, 2012, 40(3): 150-155.
- Li Gang, Zong Chang-fu, Chen Guo-ying, et al. Integrated AFS/DYC control of steering-by-wire 4WID electric vehicle[J]. Journal of South China University of Technology, 2012, 40(3): 150-155.
- [6] 余卓平,高晓杰,张立军. 用于车辆稳定性控制的直接横摆力矩及车轮变滑移率联合控制研究[J]. 汽车工程, 2006, 28(9): 844-851.
- Yu Zhuo-ping, Gao Xiao-jie, Zhang Li-jun. A study on coordination of direct yaw monment control and variable wheel slip control for vehicle stability[J]. Automotive Engineering, 2006, 28(9): 844-851.
- [7] 林程,彭春雷,曹万科. 独立驱动电动汽车稳定性的滑模变结构控制[J]. 汽车工程, 2015, 37(2): 132-138.
- Lin Cheng, Peng Chun-lei, Cao Wan-ke. Sliding mode variable structure control for the stability of independent drive electric vehicle[J]. Automotive Engineering, 2015, 37(2): 132-138.
- [8] Li L, Jia G, Chen J, et al. A novel vehicle dynamics stability control algorithm based on the hierarchical strategy with constrain of nonlinear tyre forces[J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(8): 1093-1116.
- [9] 宗长富,郑宏宇,田承伟,等. 基于直接横摆力矩控制的汽车稳定性控制策略[J]. 吉林大学学报:工学版, 2008, 38(5): 1010-1014.
- Zong Chang-fu, Zheng Hong-yu, Tian Cheng-wei, et al. Vehicle stability control strategy based on direct yaw moment control[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2008, 38(5): 1010-1014.
- [10] Yang P. Stability control strategy design and experiment of distributed electric drive vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(24): 128-143.
- [11] 玄圣夷,宋传学,靳立强. 基于多级鲁棒PID控制的汽车稳定性控制策略[J]. 吉林大学学报:工学版, 2010, 40(1): 13-18.
- Xuan Sheng-yi, Song Chun-xue, Jin Li-qiang, et al. Multilevel robust PID control strategy for vehicle stability control[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2010, 40(1): 13-18.
- [12] 续丹,王国栋,曹秉刚,等. 独立驱动电动汽车的转矩优化分配策略研究[J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(3): 42-46.
- Xu Dan, Wang Guo-dong, Cao Bing-gang, et al. Study on optimaizing torque distribution strategy for independent 4WD electric vehicle [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2012, 46(3): 42-46.