

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.08.001

基于非平稳约束试验系统的汽车附着极限稳定性研究^{*}

王国业¹ 张彦如² 章娟丽¹ 冯艳丽¹ 张露³

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 合肥工业大学机械与汽车工程学院, 合肥 230009;

3. 内蒙古大学交通学院, 呼和浩特 010070)

【摘要】 提出基于非平稳约束试验系统的汽车附着极限工况下行驶稳定性控制性能试验方法,建立了非平稳约束试验系统动力学模型,针对奇瑞 A3 轿车,基于 Matlab/Simulink 建立了汽车行驶稳定性控制非平稳约束试验仿真系统,分别在典型附着极限工况下进行有、无 ESP 控制以及有、无试验系统的车辆稳定性控制性能对比分析和验证。研究表明,所提出的基于非平稳约束试验系统的汽车附着极限工况下行驶稳定性控制性能试验方法合理可行、安全可靠,为附着极限工况下汽车 ESP 控制系统开发提供了可靠试验平台和有效试验验证方法。

关键词: 车辆 动力学 电子稳定程序 试验

中图分类号: U467.1⁺3 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)08-0001-06

Vehicle Stability under Extreme Adhesion Conditions Based on Unsteady Constraint Test System

Wang Guoye¹ Zhang Yanru² Zhang Juanli¹ Feng Yanli¹ Zhang Lu³

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China

3. Transportation Institute, Inner Mongolia University, Huhhot 010070, China)

Abstract

The test method of vehicle stability under extreme adhesion conditions based on the unsteady constraint test system was proposed. The unsteady constraint test system model was set up. Based on the Matlab/Simulink, the dynamic simulation system of unsteady constraint dynamics test system for the Chery A3 car was established. Using the simulation model, the stability control performances of the independent vehicle with or without ESP and test system under extreme adhesion conditions was simulated and analyzed. The study results indicate that the test method of vehicle stability under extreme adhesion conditions based on the unsteady constraint test system is feasible, safe and reliable, which could provide a reliable test platform and effective test verification method for researching and designing ESP control system.

Key words Vehicle, Dynamics, Electronic stability program, Test

引言

汽车 ESP 控制性能试验通常采用实车试验的方法^[1-7],实车试验能充分检验车辆稳定性控制的

效果,是汽车 ESP 控制系统开发的必要手段和有效试验验证方法。但实车试验要在专业的试验场内进行,试验中需加装防翻保护杆,且一般标定 ESP 系统时间较长、费用较大,试验中驾驶员危险性大。附

收稿日期: 2011-10-12 修回日期: 2011-11-25

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51175498)

作者简介: 王国业,副教授,博士生导师,主要从事车辆动力学、汽车电子控制和智能化运输研究,E-mail: guoye@cau.edu.cn

通讯作者: 张彦如,副教授,主要从事生产管理、生产计划与控制研究,E-mail: zhangyr@163.com

着极限工况下车辆稳定性控制系统的试验研究有助于缩短 ESP 的开发周期,降低 ESP 开发成本,加快 ESP 的投入使用,进一步保证车辆的行驶安全性。

针对现行车辆稳定性控制性能试验研究的不足,提出基于非平稳约束试验系统的汽车附着极限工况下行驶稳定性控制性能试验方法,建立非平稳约束试验系统动力学模型,针对奇瑞 A3 轿车,基于 Matlab/Simulink 建立汽车行驶稳定性控制非平稳约束试验仿真系统,分别在典型附着极限工况下进行有、无 ESP 控制以及有、无试验系统的车辆稳定性控制性能对比分析和验证。

1 汽车行驶稳定性控制非平稳约束试验系统

汽车行驶稳定性控制非平稳约束试验系统如图 1 所示,由台架系统和试验车辆组成。台架系统主要由固定轴、牵引杆、牵引绳、横拉杆、五轮仪、前/后拉力计、前/后拉力杆、前/后线位移传感器和弹簧等组成;试验车辆由车辆夹具、陀螺仪和具有行驶稳定性控制系统的试验车辆组成。非平稳约束动力学试验系统的 ADAMS 动力模型如图 2 所示。牵引杆与固定轴通过轴承连接,牵引杆与横拉杆垂直铰接安装在试验载荷下车辆质心纵向位置对应处,五轮仪安装在横拉杆上。后拉力杆一端通过在水平面内两拉力计固定安装在车辆夹具上,两拉力计配合可测量拉力杆拉力和弯矩。后拉力杆另一端通过垂直销轴连接在横拉杆上,前拉力计安装拉力杆上,前拉力杆两端通过垂直销轴分别连接于横拉杆和车辆夹具上。前、后拉力杆分别穿过连接于横拉杆的垂直销轴的水平孔中,可在水平孔中伸缩改变长度,由弹簧预紧。通过拉力杆与横拉杆之间安装的线位移传感器可分别测量前、后拉力杆长度变化。车辆夹具保证两拉力杆处于车辆前、后轮轴线上。牵引杆的长度可以调节以便调整车辆的转弯半径。

试验系统可通过台架系统和试验车辆之间的位置关系,结合五轮仪轮速信号、前轮转向角和陀螺仪信号可测量车辆质心处和各车轮轮心处的纵向速度、侧向速度和侧偏角等整车运动状态参数。试验系统直接测出试验车辆整车运动状态参数,能有效检验车辆稳定性控制性能和进行控制策略研究。

2 试验系统动力学

2.1 整车动力学模型

建立整车动力学模型如图 3 所示。 $O_g X_g Y_g Z_g$ 为地面坐标系,设为参考基 G ; $Ox_a y_a z_a$ 为车辆整车坐标系,设为参考基 A ; $Ox_b y_b z_b$ 为车身坐标系,设为参考基 B 。车身坐标系与整车坐标系的坐标原点为

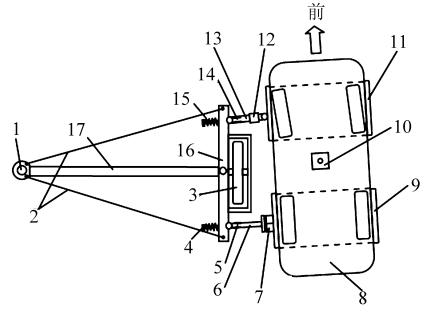


图 1 汽车行驶稳定性控制非平稳约束试验系统

Fig. 1 Unsteady constraint dynamics test system for vehicles stability

- 1. 固定轴 2. 牵引绳 3. 五轮仪 4、15. 弹簧 5. 后线位移传感器 6. 后拉力杆 7. 后拉力计 8. 试验车辆 9. 车辆夹具 10. 陀螺仪 11. 车辆夹具 12. 前拉力计 13. 前拉力杆 14. 前线位移传感器 16. 横拉杆 17. 牵引杆

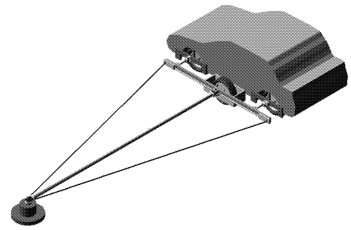


图 2 ADAMS 非平稳约束动力学试验系统模型

Fig. 2 Unsteady constraint dynamics test system model in ADAMS

过车辆质心的横截面内的车身侧倾中心 O 点。过 O 点的水平面与车辆纵向对称面交线为 x_a 轴,前进方向为正;同一水平面与车辆横截面交线为 y_a 轴,以车辆左侧方向为正;过 O 点垂直向上为 z_a 轴。车身坐标系坐标轴方向在车辆静止时与整车坐标轴一致。车辆悬架簧上质量的质心为 C 点,地面坐标系以车辆静止时整车悬架簧上质量质心 C 在地面上的投影点为原点 O_g ,坐标轴方向与车辆整车坐标轴相同^[8-10]。

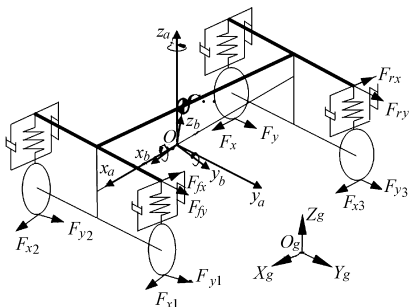


图 3 整车动力学模型

Fig. 3 Dynamic model of whole vehicle

整车动力学模型为 4 轮 10 自由度整车动力学模型,车辆整车沿纵向轴运动,速度为 u ;沿横向轴的运动,速度为 v ;整车绕坐标轴 z_a 的转动角速度为 ω_z 。车身绕纵向轴 x_b 相对整车坐标系的侧倾角为

φ ; 绕横向轴 y_b 相对整车坐标系的俯仰角为 θ ; 4 轮绕各自轴线的旋转角速度 $\omega_i (i = 1, 2, 3, 4)$; 内侧前轮转角 δ_1 。模型充分考虑了车辆纵向运动、横摆运动和侧向运动, 以及车身的侧倾和俯仰运动。

整车动力学模型中, 整车所受外力简化为地面对车轮的纵向和侧向作用力 $F_{xi}, F_{yi}, F_{zi} (i = 1, 2, 3, 4)$, 前拉力杆的作用力有 F_{fx}, F_{fy} , 后拉力杆的作用力有 F_{rx}, F_{ry} , 由此可得车辆在整车坐标系中沿纵向 x_a 轴和横向 y_a 轴的合力分别设为 F_x, F_y , 相对纵向 x_a 轴、横向 y_a 轴和垂向 z_a 轴的合力矩分别设为 M_x, M_y, M_z , 根据拉格朗日方程写出整车动力学方程为

$$m_a(\dot{u} - v\ddot{\psi}) + m_b h_b \ddot{\theta} = F_x \quad (1)$$

$$m_a(\dot{v} + u\ddot{\psi}) + (am_f - bm_r)\ddot{\psi} + m_b h_b \ddot{\varphi} = F_y \quad (2)$$

$$(m_b h_b^2 + I_{xb})\ddot{\varphi} + C_\varphi \dot{\varphi} + (K_\varphi - m_b g h_b)\varphi + m_b(\dot{v} + u\dot{\psi})h_b - I_{xz} \ddot{\psi} = M_x \quad (3)$$

$$(m_b h_b^2 + I_{yb})\ddot{\theta} + C_\theta \dot{\theta} + (K_\theta - m_b g h_b)\theta + m_b(\dot{u} - v\dot{\psi})h_b = M_y \quad (4)$$

$$I_z \ddot{\psi} + (am_f - bm_r)(\dot{v} + u\dot{\psi}) - I_{xz} \ddot{\varphi} = M_z \quad (5)$$

式中 ψ —— 横摆角, rad

K_φ, K_θ —— 车身侧倾、俯仰刚度, N·m/rad

C_φ —— 车身侧倾, kg·m²/rad

C_θ —— 俯仰阻尼系数, kg·m²/rad

I_z —— 整车质心处绕 z 轴的转动惯量, kg·m²

I_{xb}, I_{yb}, I_{zb} —— 车身质心处绕 x, y, z 轴的转动惯量, kg·m²

I_{xz} —— 车身质心对 x, z 轴的惯性积, kg·m²

h_b —— 车身质心离车身坐标原点的距离, m

m_a, m_b, m_f, m_r —— 整车、车身和前、后桥非簧载质量, kg

g —— 重力加速度, m/s²

地面对各轮的纵向和侧向作用力 $F_{xi}, F_{yi} (i = 1, 2, 3, 4)$ 通过纵滑与侧滑统一地面-轮胎模型^[10] 获得; 车轮动态垂向力 $F_z = [F_{z1} F_{z2} F_{z3} F_{z4}]^T$ 由车辆纵向和横向惯性力导致的车身质量转移对车轮静态垂向力修正得到

$$F_z = \begin{bmatrix} \frac{m_a g b}{2L} + \frac{F_x h}{2L} - \frac{F_y h}{2B} \\ \frac{m_a g b}{2L} + \frac{F_x h}{2L} + \frac{F_y h}{2B} \\ \frac{m_a g a}{2L} - \frac{F_x h}{2L} - \frac{F_y h}{2B} \\ \frac{m_a g a}{2L} - \frac{F_x h}{2L} + \frac{F_y h}{2B} \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中 L —— 轴距, m B —— 前后轮距均值, m
车辆轮胎的动力学分析^[11-12] 如图 4 所示。车

轮力矩平衡公式为

$$I_w \dot{\omega}_i = T_{qi} - F_{xi} R - T_{\mu i} \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (7)$$

式中 I_w —— 轮胎转动惯

量, kg·m²

R —— 轮胎滚动半径, m

T_{qi} —— 轮胎驱动力矩, N·m

$T_{\mu i}$ —— 轮胎制动力矩, N·m

绕转向主销的转向系统等效动力学模型如图 5

所示。转向系统的动力学方程为

$$\left(I_h + \frac{I_s}{i^2}\right) \frac{d^2 \theta_h}{dt^2} + \left(C_h + \frac{C_s}{i^2}\right) \frac{d\theta_h}{dt} = T_h - \frac{T_s}{i} \quad (8)$$

式中 I_h —— 方向盘转动惯量, kg·m²

θ_h —— 方向盘转角, rad

T_h —— 方向盘驱动力矩, N·m

I_s —— 前轮和转向机构简化于转向主销上的转动惯量, kg·m²

T_s —— 前轮转向阻力矩, 一个回正力矩, N·m

C_h —— 转向柱与转向柱支架间当量摩擦系数

C_s —— 前轮与转向机构间的当量摩擦系数

i —— 转向柱与前轮间的传动比

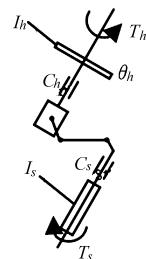


图 5 绕转向主销的转向系统等效动力学模型
Fig. 5 Equivalent dynamic model of steering system turning around knuckle pin

2.2 试验台架动力学

非平稳约束动力学试验系统动力学分析如图 6 所示, 图中 F_d 是牵引杆的牵引力。试验台架的动力学方程为

$$I_t \dot{\omega}_t = M_{Ff} + M_{Fr} + M_f \quad (9)$$

式中 I_t —— 试验台绕固定轴转动惯量, kg·m²

ω_t —— 试验台绕固定轴的转动速度, 可以通过五轮仪测量的轮速来计算得出, rad/s

M_{Ff} —— 前拉力杆的力 F_{fx}, F_{fy} 作用在固定轴上的力矩, N·m

M_{Fr} —— 后拉力杆的力 F_{rx}, F_{ry} 作用于固定轴上的力矩, N·m

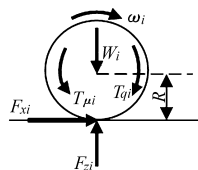


图 4 轮胎动力学分析
Fig. 4 Dynamic Analysis for wheel

M_f ——试验系统运动副中的摩擦力矩, $N \cdot m$
 F_{fx} 、 F_{fy} 、 F_{rx} 、 F_{ry} 到固定轴处的力臂可以通过试验台架和试验车辆的位置计算得出。

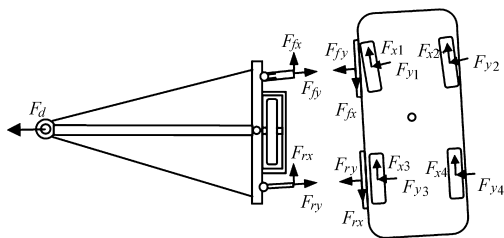


图6 非平稳约束动力学试验系统的动力学模型

Fig.6 Dynamic model of unsteady constraint dynamics test system

3 试验系统性能分析

基于 Matlab/Simulink 建立了汽车行驶稳定性控制非平稳约束试验动力学仿真系统,如图7所示。独立车辆系统指没有安装试验系统的车辆系统,虚框内容是加装试验系统的车辆系统。通过神经网络映射算法的修正使非平稳约束车辆系统的稳定性评价指标等价于独立车辆系统。针对独立车辆系统和独立车辆等价系统,将分别在有、无 ESP 控制的情况下进行车辆稳定性控制分析和验证。

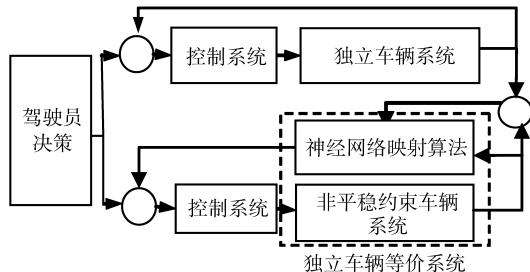


图7 基于非平稳约束车辆动力学等价系统的建立方法

Fig.7 Establishment method of vehicle dynamics equivalent system based on the unsteady constraints

采用奇瑞 A3 轿车参数作为车辆系统参数,分别基于不在试验系统中独立的实车系统和将车辆安装于试验台架中构成的试验系统,在典型附着极限工况下进行有、无 ESP 控制以及有、无试验系统的车辆稳定性控制性能对比分析和验证。

首先进行实车系统有、无 ESP 控制的稳定性控制性能对比分析和验证,使实车系统在无 ESP 控制下分别获得不足和过多转向性能,基于相同的仿真条件,进行有 ESP 控制的实车系统仿真研究,验证 ESP 控制性能。

然后在 ESP 控制下进行实车系统和试验系统的稳定性控制性能的对比分析和验证,为检验试验系统 ESP 控制性能,设置仿真试验条件,使实车系统在 ESP 控制下仍会产生不足和过多转向并发生

失稳,基于相同的仿真试验条件,进行试验系统 ESP 控制性能仿真试验研究,验证试验系统性能。

3.1 实车系统 ESP 控制性能

(1) 实车系统不足转向 ESP 控制性能

基于奇瑞 A3 轿车,设置汽车前轮转角为 15° ; 初速度 $v_0 = 5 \text{ km/h}$, 末速度 $v_t = 60 \text{ km/h}$; 路面为对开路面,两内侧车轮地面附着系数为 0.2, 两外侧车轮地面附着系数为 0.8; 车辆前轮到质心距离 $a = 0.64591 \text{ m}$, 后轮到质心距离 $b = 1.82609 \text{ m}$ 。

由图8可以看出,行驶过程中无 ESP 控制 1 的车辆质心轨迹半径和质心侧偏角不断增大,仿真结束时,车辆质心轨迹曲率半径最大为 12.167 m , 车辆质心侧偏角最大为 4.8° , 表现为不足转向特性; 在相同的仿真条件下,有 ESP 控制车辆 1 质心轨迹半径基本保持不变,且质心侧偏角较小,实现中性转向特性,车辆行驶稳定性得到明显提高。

(2) 实车系统过多转向 ESP 控制性能

基于奇瑞 A3 轿车,设置汽车前轮转角为 15° ; 初速度 $v_0 = 5 \text{ km/h}$, 末速度 $v_t = 60 \text{ km/h}$; 路面为对开路面,两内侧车轮地面附着系数为 0.2, 两外侧车轮地面附着系数为 0.8; 车辆前轮到质心距离 $a = 2.02609 \text{ m}$, 后轮到质心距离 $b = 0.44591 \text{ m}$, 道路试验时通过调整车载负荷的位置来实现。

由图8可看出,行驶过程中无 ESP 控制 2 车辆质心轨迹半径不断减小,而质心侧偏角不断增大,仿真结束时,车辆质心轨迹曲率半径最大为 9.2965 m , 车辆质心侧偏角最大为 4.744° , 表现为过多转向特性; 在相同的仿真条件下,有 ESP 控制 2 车辆质心轨迹半径基本保持不变,且质心侧偏角较小,实现中性转向特性,车辆行驶稳定性得到明显提高。

上述性能分析结果与车辆实际性能是一致的,表明所建汽车行驶稳定性控制动力学仿真系统和所采用的 ESP 控制策略是合理的。

3.2 试验系统 ESP 控制性能

(1) 试验系统不足转向 ESP 控制性能

基于奇瑞 A3 轿车,设置前轮转角为 15° ; 初速度 $v_0 = 20 \text{ km/h}$, 末速度 $v_t = 60 \text{ km/h}$; 路面为对开路面,两内侧车轮地面附着系数为 0.8, 两外侧车轮地面附着系数为 0.2; 车辆前轮到质心距离 $a = 0.64591 \text{ m}$, 后轮到质心距离 $b = 1.82609 \text{ m}$; 前拉力杆弹簧刚度 $K_{bc} = 100 \text{ N/m}$, 后拉力杆弹簧刚度 $K_{ad} = 10000 \text{ N/m}$; 试验系统前、后拉力杆初始长度 $L_{bc} = L_{ad} = 0.785 \text{ m}$; 试验系统经过强度设计和压杆稳定性结构设计,其相对固定轴转动惯量为 $I_g = 3000 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

由图9可以看出,行驶过程中实车系统 1 车辆质心轨迹半径不断增大,车辆质心侧偏角变化幅度

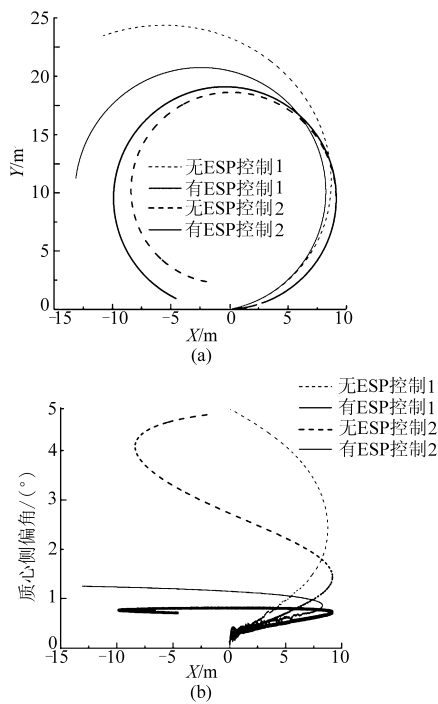


图 8 实车系统 ESP 控制性能分析

Fig. 8 Analysis of ESP control performances in vehicle

(a) 车辆质心轨迹 (b) 车辆质心侧偏角

很大,试验结束时,车辆质心轨迹曲率半径最大为 5.335 5 m,车辆质心侧偏角最大为 17.419°,表现为不足转向特性;在相同仿真条件下,试验系统 1 ESP 控制车辆质心轨迹半径虽然不断增大,表现出较大的不足转向特性,但是车辆质心侧偏角变化较小,车辆行驶稳定性得到明显提高,此时试验台架系统中前、后拉力杆均处于拉伸状态,避免了压缩状态下压杆失稳,因此试验系统具有更高的试验安全性。

(2) 试验系统过多转向 ESP 控制性能

基于奇瑞 A3 轿车,设置汽车前轮转角为 15°;初速度 $v_0 = 20$ km/h,末速度 $v_t = 60$ km/h;路面为对开路面,两内侧车轮地面附着系数为 0.2,两外侧车轮地面附着系数为 0.8;车辆前轮到质心距离 $a = 2.026 09$ m,后轮到质心距离 $b = 0.445 91$ m,道路试验时通过调整车载负荷的位置来实现;前拉力杆弹簧刚度 $K_{bc} = 100$ N/m,后拉力杆弹簧刚度 $K_{ad} = 10 000$ N/m;试验系统前后拉力杆初始长度 $L_{bc} = L_{ad} = 0.785$ m;试验系统经过强度设计和压杆稳定性结构设计,其相对固定轴的转动惯量为 $I_g = 3 000$ kg·m²。

由图 9 可以看出,行驶过程中实车系统 2 车辆质心轨迹半径有减小趋势之后失去稳定性,车辆质心侧偏角变化幅度很大,试验结束时,车辆质心轨迹曲率半径最大为 10.373 5 m,车辆质心侧偏角最大为 17.419°,表现为过多转向特性并发生失稳;在相同的仿真条件下,试验系统 2 ESP 控制车辆质心轨

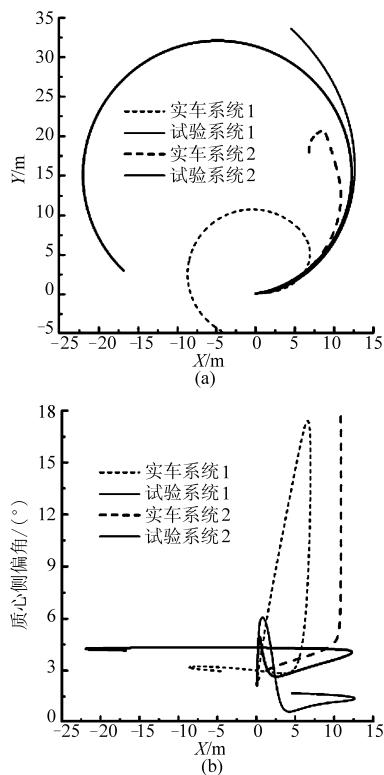


图 9 试验系统 ESP 控制性能分析

Fig. 9 Analysis of ESP control performances in test system

(a) 车辆质心轨迹 (b) 车辆质心侧偏角

迹半径基本保持不变,且质心侧偏角较小,实现中性转向特性,车辆行驶稳定性得到明显提高。

上述性能分析结果表明,试验系统能够提高车辆在 ESP 控制失稳的极限工况下的稳定性,保证试验安全性,基于试验系统可进行车辆 ESP 控制性能的试验研究和验证。

4 结论

(1) 提出基于非平稳约束试验系统的汽车附着极限工况下行驶稳定性控制性能试验方法,建立了非平稳约束试验系统动力学模型,针对奇瑞 A3 轿车,基于 Matlab/Simulink 建立了汽车行驶稳定性控制非平稳约束试验仿真系统。基于仿真试验系统,分别在典型附着极限工况下进行有、无 ESP 控制以及有、无试验系统的车辆稳定性控制性能对比分析和验证。

(2) 不足转向和过多转向的无 ESP 控制的实车仿真系统,在 ESP 控制下均实现中性转向特性,充分反映出了 ESP 控制效果,表明实车仿真系统和 ESP 控制系统是合理的;ESP 控制车辆发生不足转向失稳时,在试验系统中 ESP 控制车辆不足转向特性被放大,车辆稳定性提高;ESP 控制车辆发生过多转向失稳时,在试验系统中 ESP 控制车辆接近中性转向,车辆稳定性提高。

参 考 文 献

- 1 Piyabongkarn D, Rajamani R, Grogg J A, et al. Development and experimental evaluation of a slip angle estimator for vehicle stability control[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2009,17(1): 78 ~ 88.
- 2 Jo J S, You S H, Joeng J Y, et al. Vehicle stability control system for enhancing steerability, lateral stability, and roll stability[J]. International Journal of Automotive Technology, 2008,9(5): 571 ~ 576.
- 3 Anwar S. Predictive yaw stability control of a brake-by-wire equipped vehicle via eddy current braking[C] // Proceedings of the American Control Conference, 2007: 2 308 ~ 2 313.
- 4 王德平,侯国政,高树林. 汽车操纵稳定性的中间位置转向试验[J]. 汽车技术,2003(11):21 ~ 23.
Wang Deping, Hou Guozheng, Gao Shulin. Central steering test of vehicle handling and stability [J]. Automobile Technology, 2003(11):21 ~ 23. (in Chinese)
- 5 王乐,赵又群,虞明. 基于 GPS 的汽车操纵稳定性试验[J]. 农业机械学报,2007,38(12):199 ~ 200.
- 6 张小龙,李亮,李红志,等. 汽车稳定性控制系统侧偏角道路试验测试系统[J]. 农业机械学报,2010,41(10):1 ~ 5.
Zhang Xiaolong, Li Liang, Li Hongzhi, et al. Sideslip angle roadway test system for vehicle stability control[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(10):1 ~ 5. (in Chinese)
- 7 张小龙,李亮,宋健,等. 汽车稳定性控制系统性能试验与数据处理方法[J]. 农业机械学报,2011,42(5):1 ~ 7.
Zhang Xiaolong, Li Liang, Song Jian, et al. Performance test and data processing method for vehicle electronic stability control system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(5):1 ~ 7. (in Chinese)
- 8 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2005:235 ~ 248.
- 9 《汽车工程手册》编辑委员会. 汽车工程手册:基础篇[M]. 北京:人民交通出版社,2001:258 ~ 274.
- 10 郭孔辉,丁海涛. 轮胎附着极限下差动制动对汽车横摆力矩的影响[J]. 汽车工程,2002, 24(2):101 ~ 104.
Guo Konghui, Ding Haitao. The effect of yaw moment through differential braking under tire adhesion limit[J]. Automotive Engineering, 2002, 24(2):101 ~ 104. (in Chinese)
- 11 郭孔辉,付皓,胡进,等. 车辆电子稳定性控制试验与评价方法的仿真应用[J]. 汽车技术,2008(10):1 ~ 15.
Guo Konghui, Fu Hao, Hu Jin, et al. Simulation application of test and evaluation methods on electronic stability control [J]. Automobile Technology, 2008(10):1 ~ 15. (in Chinese)
- 12 郭天太. 基于虚拟现实的汽车操纵稳定性试验技术[J]. 机械工程师,2003(8):31 ~ 33.
Guo Tiantai. VR-based vehicle handling and stability experiment technology[J]. Mechanical Engineer, 2003(8):31 ~ 33. (in Chinese)

(上接第 23 页)

- 6 Paul M A Slaats, Peter de Co. Safety restraint systems in heavy truck rollover scenarios[C]. SAE Paper 2003-01-3424, 2003.
- 7 Cheng Z Q, Thacker J G, Pilkey W D, et al. Experiences in reverse-engineering of a finite element automobile crash model [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2001,37(11): 843 ~ 860.
- 8 谢庆喜,赵幼平,郭友利,等. 重型货车驾驶室顶压强度研究[J]. 汽车工程, 2009, 31(12): 1 181 ~ 1 184.
Xie Qingxi, Zhao Youping, Guo Youli, et al. A study on the roof crush strength of a heavy truck cab [J]. Automotive Engineering, 2009, 31(12): 1 181 ~ 1 184. (in Chinese)
- 9 赵幼平,刘道勇,郭友利,等. 卡车正面固定障碍壁碰撞的计算机仿真分析[J]. 汽车科技, 2007(4): 49 ~ 52.
Zhao Youping, Liu Daoyong, Guo Youli, et al. Computer simulation of normal crash of truck [J]. Automobile Science & Technology, 2007(4): 49 ~ 52. (in Chinese)
- 10 叶爱凤,徐彪. 东风商用车轻量化开发[J]. 汽车工艺与材料, 2010(2): 7 ~ 11.
Ye Aifeng, Xu Biao. Lightweight development of Dongfeng [J]. Automobile Technology & Material, 2010(2): 7 ~ 11. (in Chinese)
- 11 赵韩,钱德猛. 基于 ANSYS 的汽车结构轻量化设计[J]. 农业机械学报, 2005, 36(6): 12 ~ 15.
Zhao Han, Qian Demeng. Research on lightweight design of automobile structure based on ANSYS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(6): 12 ~ 15. (in Chinese)