DOI: 10.3901/JME.2019.04.109

驾驶员影响汽车侧翻稳定性机理分析与控制^{*}

金智林^{1,2} 严正华¹ 赵万忠¹

(1. 南京航空航天大学车辆工程系 南京 210016;

2. 汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室(重庆理工大学) 重庆 400054)

摘要: 针对驾驶员引起的汽车侧翻问题, 分析驾驶员因素影响汽车侧翻稳定性的机理, 提出融合驾驶员的人-车闭环系统差动制动防侧翻控制策略。考虑驾驶员感知、决策及执行参数的影响, 建立驾驶员侧倾反应动力学模型; 以某 SUV 为对象, 分析驾驶员侧倾反应模型主要参数影响汽车侧翻稳定性的规律, 包括驾驶经验参数、神经系统延迟时间及肌肉系统延迟时间; 融合驾驶员及电控液压制动系统动力学特征设计 PID 差动制动防侧翻控制策略; 选取典型汽车侧翻工况进行实例验证, 结果表明驾驶员经验参数和神经系统延迟时间对汽车侧翻稳定性影响显著; 提出的融合驾驶员的人-车闭环系统差动制动防侧翻控制策略既可弥补驾驶经验不足又可克服驾驶员生理及心理限制的限制, 有效提高汽车防侧翻能力。

关键词: 人-车闭环系统; 侧翻稳定性; 防侧翻控制; 电控液压制动

中图分类号: U461

Influences of Driver on Vehicle Rollover Stability and Anti-roll Control

JIN Zhilin^{1,2} YAN Zhenghua¹ ZHAO Wanzhong¹

(1. Department of Vehicle Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016;

2. Key Laboratory of Advanced Manufacture Technology for Automobile Parts of Ministry of Education
(Chongqing University of Technology), Chongqing 400054)

Abstract: Driver's operation is dominant factor in vehicle rollover accident. In order to explore the mechanism of vehicle rollover caused by driver's operation, the rollover stability of a driver-vehicle closed loop system is analyzed and the differential braking control strategy is put forward for vehicle rollover prevention. Taking the perception, decision-making and execution parts of the driver into consideration, a multiple degrees of freedom dynamic model of the driver-vehicle closed loop system is established. From the model, the laws of the vehicle rollover stability affected by the main parameters of the driver are discussed, including the driver's experience parameters, neuron delay time, and muscular delay time. Also, the anti rollover control strategy is presented using the PID differential braking method based on the dynamics of the driver-vehicle closed loop system and the electro hydraulic braking (EHB) device. Furthermore, some numerical simulations are given for a sport utility vehicle (SUV) rollover in typical cases. The results show that the parameters of the driver's experience and neuron delay time exert an important effect on vehicle rollover stability, and the proposed control strategy can effectively improve active safety for vehicle anti-rollover.

Key words: driver-vehicle closed loop system; rollover stability; anti-roll control; electro hydraulic brake

0 前言

汽车侧翻是一种非常严重的交通事故, 近年来受到越来越多关注。汽车侧翻所占的交通事故比例不大, 但引起的死伤率高, 带来的损失巨大, 仅次于汽车碰撞事故。美国国家高速公路交通安全管理局的统计数据表明, 2014 年美国共发生 606.4 万车

次交通事故, 汽车侧翻事故仅占 2.0%, 而汽车侧翻伤亡人数占交通事故伤亡人数的 18.9%^[1], 其中驾驶员操纵不当是引起的汽车侧翻事故的重要原因之一^[2-3]。

针对日益严重的汽车侧翻问题, 国内外学者进行了大量研究, 其中差动制动, 主动转向, 主动悬架及底盘集成的方法在防侧翻控制得到广泛应用。CHIU 等^[4]采用差动制动的措施设计了汽车防侧翻鲁棒控制器; JIN 等^[5]针对绊倒型侧翻进行了汽车侧翻稳定性分析及基于差动制动的防侧翻控制研究; SEONGJIN 等^[6]则将差动制动及主动悬架集成进行

^{*} 国家自然科学基金(51775269)、中国博士后基金(2017M610326)和汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室开放课题基金(2016KLMT05)资助项目。20180316 收到初稿, 20181026 收到修改稿

汽车防侧翻控制; LI 等^[7]利用 MPC 控制器设计了基于主动制动的车辆横向稳定性的控制方法。差动制动可提供较大的抗横摆力矩, 同时降低车速, 是防止汽车侧翻的有效措施, 但对各车轮制动力独立控制要求高, 目前很多研究忽略制动系统模型, 假设制动器可输出理想制动力。主动转向方法通过限制前轮转角或增加后轮转向降低汽车横摆角速度达到防侧翻目的, 同时该操作有利于车辆稳定性控制^[8-9], 也会改变驾驶员的操作意图。ZHANG 等^[10]则设计了一种脉冲式主动后轮转向进行汽车防侧翻控制; DOUMIATI 等^[11]提出了主动前轮转向和后轮制动集成的车辆动力学控制方法防止汽车侧翻。主动悬架的方法则直接提供簧载质量的防侧翻力矩, 但制造成本较高, 需要较大安装空间。FRANCOIS 等^[12]设计了慢主动悬架可有效防止汽车侧翻。为充分利用底盘各部件的优势, 集成底盘控制的方法在汽车稳定性控制及防侧翻控制中进行了大量研究^[13-14]。这些侧翻研究仅从车辆及路况等因素分析了汽车侧翻稳定性影响, 然后采取不同措施进行防侧翻控制, 很少考虑驾驶员因素对汽车侧翻影响。

实际上有些工况下有经验的驾驶员可以根据感知到的侧翻倾向, 决策出相关的动作来阻止侧翻情况的发生; 也有很多侧翻是由于驾驶员经验不足, 产生误操作引起的, 甚至有很多侧翻工况, 是由于驾驶员心理和生理极限的限制从而无法及时进行修正引起的。因此进行驾驶员对汽车侧翻稳定性影响的研究非常必要。目前国内外学者在汽车横向稳定性及横摆稳定性的驾驶员建模及评价研究已有很多, SHARP 等^[15]应用最优控制理论, 研究了多点预瞄的线性驾驶员模型; CHUNG 等^[16]基于人-车闭环系统设计了车辆稳定性控制器, 可减轻驾驶员负担同时提高汽车的行驶稳定性; ZHU 等^[17]建立了线性驾驶员预测模型, 设计了随驾驶员参数自适应变化的差动制动车辆稳定性控制器, 保障了汽车行驶稳定性; LEE 等^[18-19]建立了基于汽车横向预瞄及汽车纵向碰撞预警时间的驾驶员动力学模型, 分析了人车闭环系统的横向稳定性; CAO 等^[20]针对自动驾驶汽车设计仿驾驶员横向自适应预瞄和纵向速度规划的策略保障了汽车最佳行驶轨迹; JIN 等^[21]则建立了简单含时滞的驾驶员模型融入汽车侧翻动力学模型, 分析了驾驶员时滞参数对汽车侧翻稳定性影响。汽车侧翻紧急工况下驾驶员操纵行为是一个复杂过程, 因此如何建立复杂驾驶员行为的模型并融入多维车辆侧翻模型进行研究是非常困难且有意义的。

本文提取驾驶员动力学主要特征进行简化, 建立包含感知模块, 决策模块及执行模块的驾驶员模型, 并融合到八自由度的汽车侧翻动力学模型构成人-车闭环系统, 分析了驾驶员主要参数对汽车侧翻稳定性的影响, 针对驾驶员判断操纵不足引起的稳定性下降的情况, 考虑实际制动系统的动力特征设计了 PID 控制器, 进行了防侧翻仿真实例分析。

1 人-车闭环系统侧翻动力学模型

驾驶员操纵过程非常复杂, 不同驾驶员的驾驶习惯、驾驶经验、生理及心理条件等差异很大, 很难用统一的数学模型精确描述。针对汽车侧翻研究要求对驾驶员模型进行简化, 包括感知模块、决策模块及执行模块, 建立人-车闭环系统框图如图 1 所示。

图 1 人-车闭环系统模型

1.1 驾驶员侧倾反应模型

驾驶员感知汽车横向偏移及横摆角速度的模型在很多研究中已经得到验证和应用^[17-18]。研究中选择横向位移变化率、横摆角速度及两个变量的变化率为驾驶员感知量, 取汽车状态量

$$\mathbf{X} = (\dot{y} \quad r)^T \quad (1)$$

式中, y 、 r 分别为汽车质心横向位移及横摆角速度。

驾驶员决策模块则根据感知的汽车状态量建立基于二自由度“自行车”模型的 LQR 策略。由汽车动力学可得

$$\begin{pmatrix} \ddot{y} \\ \dot{r} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{-2k_f - 2k_r}{mu} & \frac{2bk_r - 2ak_f - u}{mu} \\ \frac{2bk_r - 2ak_f}{I_z u} & \frac{-2a^2 k_f - 2b^2 k_r}{I_z u} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{y} \\ r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{2k_f}{m} \\ \frac{2ak_f}{I_z} \end{pmatrix} \delta_f \quad (2)$$

式中, k_f 与 k_r 分别为前轮、后轮侧偏刚度, m 为汽车质量, u 为车速, a 和 b 分别为质心到前、后轴的距离, I_z 为汽车横摆转动惯量, δ_f 为前轮转角。

当汽车以固定转角在理想状态行驶时, 定义

$$\mathbf{X}_0 = (\dot{y}_0 \quad r_0) \quad (3)$$

$$\dot{y}_0 = \frac{ak_f L(1 + Ku^2) - a^2 k_f - b^2 k_r}{L(ak_f - bk_r)(1 + Ku^2)} u \delta_0 \quad (4)$$

$$r_0 = \frac{u \delta_0}{L + KLu^2} \quad (5)$$

$$L = a + b \quad K = \frac{m}{L^2} \left(\frac{a}{k_r} - \frac{b}{k_f} \right) \quad (6)$$

根据驾驶员特征参数选取目标函数

$$J = \lim_{t_f \rightarrow \infty} \frac{E}{t_f} \left[\int_0^{t_f} \frac{1}{2} (\mathbf{e}^T \mathbf{Q} \mathbf{e} + \delta_f^T \mathbf{R} \delta_f) dt \right] \quad (7)$$

$$\mathbf{e} = \mathbf{X} - \mathbf{X}_0 \quad (8)$$

式中, $\mathbf{Q}$ 为对角阵, 其对角元素 q_1 、 q_2 , 及 $\mathbf{R}$ 为与驾驶经验相关的参数。

为使得目标函数式(7)的值最小, 求解 Riccati 方程后可计算理想的转向盘转角。

驾驶员执行机构由神经系统和肌肉系统两部分组成^[18], 根据理想的转向盘转角输入获得驾驶员输出的实际转向盘转角。将神经系统模型简化为

$$G_1(s) = e^{-sT_d} \cong \frac{1 - (T_d/2) \cdot s}{1 + (T_d/2) \cdot s} \quad (9)$$

肌肉系统模型简化为

$$G_2(s) = \frac{w_n^2}{s^2 + 2 \cdot \zeta w_n s + w_n^2} \quad (10)$$

$$w_n = \frac{1}{T_N} \quad \zeta = \sqrt{1/2} \quad (11)$$

式中, T_d 为驾驶员神经系统延迟时间, T_N 为驾驶员肌肉系统延迟时间。根据人机工程理论 T_d 取值范围为 [0.2, 0.4] s, T_N 取值范围为 [0.1, 0.12] s。

1.2 汽车侧翻动力学模型

以某 SUV 为研究对象, 考虑汽车侧倾方向运动与横向运动、横摆运动及纵向运动之间的耦合关系, 忽略垂向运动及俯仰运动的影响, 忽略非簧载质量侧倾及侧向风影响, 建立含车轮运动的八自由度汽车侧翻动力学模型如图 2 所示。

图 2 汽车侧翻动力学模型

应用达朗贝尔原理可得汽车各自由度的运动微分方程分别为

纵向

$$m(\dot{u} - vr) = \sum_{i=1}^4 (F_{xi} \cos \delta_i - F_{yi} \sin \delta_i) \quad (12)$$

横向

$$m(\dot{v} + ur) - m_s h \ddot{\varphi} = \sum_{i=1}^4 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i) \quad (13)$$

侧倾

$$I_x \ddot{\varphi} - m_s h(\dot{v} + ur) = m_s g h \varphi - c_\varphi \dot{\varphi} - k_\varphi \varphi \quad (14)$$

横摆

$$I_z \dot{r} = \frac{T_w}{2} \sum_{i=1}^4 (F_{xi} \cos \delta_i - F_{yi} \sin \delta_i) + a \sum_{i=1}^2 \left(\frac{F_{xi} \sin \delta_i}{+F_{yi} \cos \delta_i} \right) + b \sum_{i=3}^4 F_{yi} \quad (15)$$

四个车轮转动

$$J_w \dot{\omega}_i = M_d - \mu_0 F_{zi} R_w - M_{bi} \quad (16)$$

式中, $i=1,2,3,4$ 分别为车轮左前、右前、左后及右后的序号, F_{xi} 、 F_{yi} 和 F_{zi} 分别为车轮承受的纵向、横向及垂向反力, ω_i 为车辆转速, M_{bi} 为车轮制动力矩, m_s 为簧载质量, φ 为侧倾角, v 为侧向速度, I_x 为侧倾转动惯量, T_w 为轮距宽度, h 为侧倾臂长, k_φ 为悬架等效侧倾刚度, c_φ 为悬架等效侧倾阻尼, J_w 为车轮转动惯量, M_d 为驱动力矩, μ_0 为滚动阻力系数, R_w 为车轮半径, 车轮转角 $\delta_1=\delta_2=\delta_f$, $\delta_3=\delta_4=0$ 。

1.3 轮胎动力学模型

考虑汽车侧倾影响, 选用 UniTire 模型, 能够准确描述复杂工况下轮胎动力学特性^[22-23], 其纵向、横向及垂向反力分别为

$$F_{xi} = \mu_x F_{zi} (1 - \exp(-\beta - E_1 \beta^2 - E_1^2 \beta^3 - \beta^3 / 12)) \beta_x / \beta \quad (17)$$

$$F_{yi} = \mu_y F_{zi} (1 - \exp(-\beta - E_1 \beta^2 - E_1^2 \beta^3 - \beta^3 / 12)) \beta_y / \beta \quad (18)$$

$$F_{zi} = \frac{mgb}{2L} - \frac{k_\varphi \varphi + c_\varphi \dot{\varphi}}{2T_w} \quad (19)$$

$$F_{z2} = \frac{mgb}{2L} + \frac{k_\varphi \varphi + c_\varphi \dot{\varphi}}{2T_w} \quad (20)$$

$$F_{z3} = \frac{mga}{2L} - \frac{k_\varphi \varphi + c_\varphi \dot{\varphi}}{2T_w} \quad (21)$$

$$F_{z4} = \frac{mga}{2L} + \frac{k_\varphi \varphi + c_\varphi \dot{\varphi}}{2T_w} \quad (22)$$

$$\begin{cases} \beta_x = \frac{k_x s_x}{\mu_x F_z} & \beta_y = \frac{k_y s_y}{\mu_y F_z} \\ \beta = \sqrt{\beta_x^2 + \beta_y^2} \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{cases} s_x = \frac{\omega_1 R_w - u}{\omega_1 R_w} \\ s_y = \frac{-v}{\omega_1 R_w} \end{cases} \quad (24)$$

式中, 轴距 $L=a+b$, μ_x 和 μ_y 分别为轮胎与路面的纵向及横向摩擦系数, k_x 和 k_y 分别为轮胎纵滑和侧偏刚度, E_1 为曲率因子。

2 驾驶员对汽车侧翻稳定性影响分析

2.1 侧翻稳定性评价

横向载荷转移率(δ_{LTR})因其侧翻门槛值固定且适合各种车型, 成为常用的侧翻指标, 其定义为

$$\delta_{LTR} = \frac{F_{z1} - F_{z2} + F_{z3} - F_{z4}}{F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} + F_{z4}} \quad (25)$$

即左、右车轮垂直载荷之差与总垂直载荷之比。 δ_{LTR} 的变化范围为 $[-1,1]$, $\delta_{LTR}=0$ 时汽车无侧倾; $\delta_{LTR}=\pm 1$ 时车轮离地, 为侧翻门槛值。但由于汽车行驶时左右车轮垂直载荷不易测量, δ_{LTR} 无法直接获得。根据汽车模型对 δ_{LTR} 进行变换可得汽车侧翻稳定性评价指标

$$I_R = \frac{2m_s}{mgT_w} [H(\dot{v} + ur - h\ddot{\varphi}) + gh\varphi] \quad (26)$$

式中, H 为汽车质心高度。

选取 J-turn 工况, 分析驾驶员参数对汽车侧翻稳定性影响, 参数如表 1 所示。

表 1 某 SUV 参数表

参数	数值	参数	数值
簧载质量 m_s/kg	1 650	横摆转动惯量 $I_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	4 510
汽车质量 m/kg	1 820	侧倾转动惯量 $I_x/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	750
前轴到质心的距离 a/m	1.38	后轴到质心的距离 b/m	1.72
悬架等效侧倾刚度 $k_\varphi/(\text{N/m})$	28 721	悬架等效侧倾阻尼系数 $c_\varphi/(\text{N}\cdot\text{s/m})$	2 000
侧倾臂高度 h/m	0.6	重心高度 H/m	0.8
前轮侧偏刚度 $k_{yf}/(\text{N/rad})$	44 400	后轮侧偏刚度 $k_{yr}/(\text{N/rad})$	43 600
轮距宽度 T_w/m	1.5	车轮转动惯量 $J_w/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	2.25
前轮纵滑刚度 $k_{xf}/(\text{N/rad})$	6 000	后轮纵滑刚度 $k_{xr}/(\text{N/rad})$	6 000
曲率因子 E_1	0.3	车轮半径 R_w/m	0.385

2.2 驾驶经验参数影响

图 3~5 分别为车速 95 km/h, J-turn 工况转向

盘转角 100° , 改变驾驶员驾驶经验参数 R 及 q_1 、 q_2 时, 汽车侧翻稳定性评价指标及对应的驾驶员修正转向盘转角变化。

图 3 驾驶经验参数 R 对汽车侧翻稳定性影响

从图 3 可以看出在 J-turn 工况下, 无驾驶员修正时, 汽车会发生侧翻; 驾驶员修正时, 可降低汽车侧翻危险。当驾驶经验参数 R 值较小时, 表示驾驶员对汽车侧翻危险反应准确, 输出适当的转向盘转角修正车辆状态, 可有效防止汽车发生侧翻危险; 驾驶经验参数 R 值较大时, 表示驾驶员对汽车侧翻危险反应经验不足, 调节转向盘转角的幅值过小, 不足以防止汽车侧翻, 只能延缓汽车发生侧翻的危险时刻。

图 4 和图 5 分别为驾驶经验参数 q_1 和 q_2 对汽车侧翻稳定性的影响。结果表明, 在高速行驶的 J-turn 工况下, 驾驶经验参数 q_1 和 q_2 对汽车侧翻稳定性的影响作用相反, 即驾驶经验参数 q_1 值越大, q_2 值越小, 驾驶员对汽车侧翻危险反应越大, 输出的转向盘转角修正越大, 可有效防止汽车发生侧翻; q_1 值越小, q_2 值越大, 则驾驶员侧翻反应经验不足, 输出的转向盘转角修正值不足以防止汽车侧翻。

图 4 驾驶经验参数 q_1 对汽车侧翻稳定性影响

图5 驾驶经验参数 q_2 对汽车侧翻稳定性影响

2.3 驾驶生理参数影响

图6和图7分别为驾驶员两个重要生理参数对汽车侧翻稳定性评价指标影响曲线及对应的驾驶员转向盘转角修正值变化。可以看出,在正常驾驶员神经延迟参数变化(0.2~0.4 s)及肌肉系统延迟参数变化(0.10~1.12 s)范围内,神经延迟时间对汽车侧翻稳定性影响较为显著。

图6 驾驶员神经延迟对汽车侧翻稳定性影响

图7 驾驶员肌肉系统延迟时间对汽车侧翻稳定性影响

从图6可知,神经延迟时间越大,表明驾驶

员大脑处理汽车侧倾反应信息所需时间越长,即驾驶员对汽车侧倾变化反应变慢,则驾驶员修正汽车转向盘转角的时间越长。当驾驶员侧倾反应的神经延迟时间过大时,则驾驶员无法在短时间判断汽车侧倾趋势且输出的修正转向盘转角不足,会导致汽车发生侧翻,即驾驶员无法有效防止汽车侧翻。

图7显示,在正常驾驶员肌肉反应时间(0.10~0.12 s)范围内,肌肉延迟参数对汽车侧翻稳定性影响较小。如果由于驾驶员人为的不良驾驶习惯、注意力不集中及驾驶疲劳等因素,导致驾驶员执行修正命令时间滞后过大时,也会影响汽车侧倾状态,导致汽车发生侧翻危险。

3 人-车闭环系统防侧翻控制

从驾驶员参数影响汽车侧翻稳定性规律可知,有经验的驾驶员才能准确及时地修正转向盘转角达到防止汽车发生侧翻的效果,且在一些极限工况下,由于驾驶员心理及生理条件限制,即使非常优秀的驾驶员仍无法有效采取及时准确措施防止汽车侧翻,因此需要设计主动防侧翻控制系统弥补驾驶经验不足以及驾驶员心理和生理极限的限制。同时为减少对驾驶意图的影响,避免主动控制系统与驾驶员修正产生干涉甚至相互冲突,本文采用差动制动分配车轮制动轮缸压力的措施防止汽车侧翻。考虑到汽车侧翻形成时间短,对制动力响应要求快的特点,设计基于电控液压制动系统的PID人-车闭环系统主动防侧翻控制策略,如图8所示。

图8 人-车闭环系统主动防侧翻控制框图

PID 控制器根据汽车侧翻稳定性评价指标的大小输出理想抗横摆力矩

$$M_z = K_P(\Delta RI) + K_I \int_0^t (\Delta RI) dt + K_D \frac{d(\Delta RI)}{dt} \quad (27)$$

式中, K_P 、 K_I 和 K_D 分别为比例、积分及微分系数。

差动制动分配策略根据汽车侧翻稳定性评价指标的符号及驾驶员输出的转向盘转角决定每个车轮的理想制动轮缸压力,经 EHB 系统输出各轮缸压力 P_{bi} 。

EHB 系统增压和减压过程动力特性^[24]分别为

$$\frac{dP_b}{dt} = \frac{C_b A_b}{K_b V_b} \left[p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + qt} \right)^\gamma - P_b \right]^n \quad (28)$$

$$\frac{dP_b}{dt} = -\frac{C_b A_b}{K_b V_b} P_b^n \quad (29)$$

式中, C_b 为电磁阀节流孔流量系数, A_b 为电磁阀节流孔流通截面积, n 为电磁阀节流孔节流指数, K_b 为液压油的体积弹性模量, V_b 为进油阀至制动轮缸之间油管、制动轮缸以及出油阀至制动轮缸之间油管的体积之和; q 为蓄能器放能时液压油的平均流速, γ 为绝热指数, p_0 为进油阀开启前蓄能器的气室稳定压力, V_0 为进油阀开启前蓄能器的气室体积。则车轮制动力矩

$$M_{bi} = K_e P_{bi} \quad (30)$$

式中, K_e 为制动效能因数。

4 实例验证

为验证主动防侧翻控制策略的效果, 首先选取 J-turn 工况进行实例分析, 设置车速为 95 km/h, J-turn 工况的转向盘转角为 100° 。根据参数整定方法调节 PID 控制系数分别为 $K_p=3\ 500$, $K_I=10$, $K_D=1$ 。

图 9 分别为驾驶员未修正、驾驶员驾驶经验不

图9 驾驶经验不足时主动防侧翻控制

足即参数 $R=8$ 时、以及主动防侧翻控制干预时汽车侧翻稳定性评价指标变化曲线及主动控制时 EHB 系统输出的轮缸压力曲线以及侧倾角与横摆角速度变化曲线。

可以看出, 在该工况下, 无驾驶员修正时汽车发生侧翻, 驾驶员经验不足修正的转向盘转角可以延缓汽车侧翻时间, 此时汽车的侧倾角与横摆角速度均由于汽车发生侧翻而发散, 而主动防侧翻控制策略根据侧翻指标反馈值计算所需要的制动压力, EHB 系统则可快速响应, 在前外侧车轮施加制动力产生抗横摆力矩, 有效弥补驾驶员驾驶经验的不足防止汽车侧翻, 且汽车侧倾角及横摆角速度也能快速达到稳定状态。

图 10 显示驾驶员生理参数较差, 即神经延迟时间 $T_d=0.3$ s 时, 驾驶员未修正、仅驾驶员修正、及驾驶员修正和主动防侧翻控制系统共同作用, 汽车侧翻稳定性、侧倾角及横摆角速度随时间变化曲线。同样可以得到, 在该工况下, 主动防侧翻控制策略及 EHB 系统可快速提供前外侧车轮施加制动力产生抗横摆力矩, 有效弥补驾驶员生理条件的不足防止汽车侧翻。

图10 驾驶员生理条件不足时主动防侧翻控制

为验证主动防侧翻控制系统的工况适用性及驾

驶员极限能力下的主动防侧翻控制系统的效果, 选择更为恶劣的 Fish-hook 工况进行实例分析, 设置车速为 95 km/h, 转向盘最大转角设置为 120° , PID 控制系数保持不变。

图 11 为优秀驾驶员修正, 即驾驶员经验参数 $R=2$ 时, 汽车主动防侧翻控制效果。可以看出该工况下, 没有驾驶员修正时汽车发生侧翻; 即使驾驶经验非常丰富的驾驶员修正, 输出的转向盘转角不足以防止汽车侧翻, 汽车此时的侧倾角与横摆角速度均由于汽车发生侧翻而发散。而主动防侧翻控制系统, 通过在左右两侧车轮施加不同的制动力, 可弥补驾驶员心理极限限制的驾驶经验不足, 有效避免汽车发生侧翻危险, 此时车身侧倾角与横摆角速度达到理想值。

图 11 驾驶员经验极限工况下主动防侧翻控制

图 12 为生理条件极佳的驾驶员修正, 即驾驶员神经延迟时间 $T_d=0.2$ s 时, 汽车主动防侧翻控制的效果。

结果同样显示主动防侧翻控制系统, 通过在左右两侧车轮施加不同的制动力, 可弥补驾驶员生理极限导致输出响应滞后, 有效避免汽车发生侧翻危险。同时图 11 和图 12 可以看出, 该主动防侧翻控制策略对不同工况, 不同驾驶员修正情况下均能有效防止汽车侧翻, 表明该主动防侧翻控制系统具有很好的工况适用性及鲁棒性。

图 12 驾驶员生理极限条件下主动防侧翻控制

5 结论

(1) 分析了驾驶员经验参数和生理参数影响汽车侧翻稳定性的规律, 结果表明经验丰富的驾驶员及生理条件好的驾驶员可准确及时地修正转向盘转角, 防止部分工况下汽车发生侧翻危险。

(2) 提出了融合驾驶员的人-车闭环系统差动制动防侧翻控制策略, 实例分析表明该控制策略不仅可以弥补驾驶员经验不足及生理条件差等因素, 也能弥补极限工况下驾驶员心理和生理条件的极限限制, 有效防止汽车侧翻。

(3) 设计了基于 EHB 的差动制动控制装置能满足主动防侧翻控制策略的要求, 实时输出车轮制动力, 提高汽车防侧翻的能力, 使主动防侧翻控制系统具有较强的鲁棒性和良好的工况适应性。

参考文献

- [1] National Highway Traffic Safety Administration, Traffic safety facts 2014: A compilation of motor vehicle crash data from the fatality analysis reporting system and the general estimates system[R]. Washington D. C.: US,

- Department of Transportation, 2016.
- [2] CHARLES M, ADRAIN K. Rollover risk of cars and light trucks after accounting for driver and environmental factors[J]. *Accident Analysis and Prevention*, 2002, 34(2): 163-173.
- [3] FIKRI M. ABU-Zidan, HANI O. Eid. Factors affecting injury severity of vehicle occupants following road traffic collisions[J]. *Injury*, 2015, 46(1): 136-141.
- [4] CHIU J, CORLESS M, SOLMAZ S, et al. A methodology for the design of robust rollover prevention controllers for automotive vehicles using differential braking[J]. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 2010, 8(2-4): 146-170.
- [5] JIN Zhilin, ZHANG Lei, ZHANG Jiale, et al. Stability and optimised H_{∞} control of tripped and untripped vehicle rollover[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2016, 54(10): 1405-1427.
- [6] SEONGJIN Y. Design of a robust controller for rollover prevention with active suspension and differential braking[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2012, 26(1): 213-222.
- [7] LI Liang, LU Yisi, WNAG Rongrong, et al. A 3-Dimensionl dynamics control framework of vehicle lateral stability and rollover prevention via active braking with MPC[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2016, 64(4): 3389-3401.
- [8] WU Jian, CHEN Shuo, LIU Binhao, et al. A human-machine-Cooperative-driving controller based on AFS and DYC for vehicle dynamic stability[J]. *Energies*, 2017, 10(11): 1737.
- [9] JI Jie, AMIR K, WAEL W M, et al. Path planning and tracking for vehicle collision avoidance based on model predictive control with multiconstraints[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2017, 66(2): 952-964.
- [10] ZHANG Yubiao, AMIR Khajepour, XIE Xiaoping. Rollover prevention for sport utility vehicles using a pulsed active rear-steering strategy[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2016, 230(9): 1239-1253.
- [11] DOUMIATI M, SENAME O, DUGARD L, et al. Integrated vehicle dynamics control via coordination of active front steering and rear braking[J]. *European Journal of Control*, 2013, 19(2): 121-143.
- [12] FRANCOIS S, SHALK P. Slow active suspension control for rollover prevention[J]. *Journal of Terramechanics*, 2013, 50(1): 29-36.
- [13] YOON J, CHO W, KANG J, et al. Design and evaluation of a unified chassis control system for rollover prevention and vehicle stability improvement on a virtual test track[J]. *Control Engineering Practice*, 2010, 18(6): 585-597.
- [14] ZHU Bing, PIAO Qi, ZHAO Jian, et al. Integrated chassis control for vehicle rollover prevention with neural network time to rollover warning metrics[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2016, 8(2): 1-13.
- [15] SHARP R, VALTETSIOTIS V. Optimal preview car steering control[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2001, 35(Suppl.): 101-117.
- [16] CHUNG T, KIM J, YI K. Human-in-the-loop evaluation of a vehicle stability controller using a vehicle simulator[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2004, 5(2): 109-114.
- [17] ZHU Shenjin, HE Yuping. A driver-adaptive stability control strategy for sport utility vehicles[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2017, 55(8): 1206-1240.
- [18] LEE T, KANG J, YI K, et al. Integration of longitudinal and lateral human driver models for evaluation of the vehicle active safety systems[J]. *SAE*, 2010-01-0084, 2010.
- [19] PENG Jinshuan, GUO Yingshi, FU Rui, et al. Multi-parameter prediction of drivers' lane-changing behaviour with neural network model[J]. *Applied Ergonomics*, 2015, 50(1): 207-217.
- [20] CAO Haotian, SONG Xiaolin, ZHAO Song, et al. An optimal model-based trajectory following architecture synthesizing the lateral adaptive preview strategy and longitudinal velocity planning for highly automated vehicle[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2017, 55(8): 1143-1188.
- [21] JIN Zinlin, WENG Jiansheng, ZHANG Jiale, et al. Dynamic stability of a driver vehicle rollover system with time delay[J]. *Journal of Vibration Engineering and Technologies*, 2014, 2(1): 59-71.
- [22] 郭孔辉. UniTire 统一轮胎模型[J]. *机械工程学报*, 2016, 52(12): 90-99.
- GUO Konghui. UniTire: Unified tire model[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(12): 90-99.
- [23] 郭孔辉, 杨杰. 大侧倾角下 UniTire 稳态侧倾侧偏工况侧向力模型[J]. *机械工程学报*, 2014, 50(8): 95-101.

- GUO Konghui, YANG Jie. Steady-state unitire lateral force model under sideslip combined with large camber condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(8): 95-101.
- [24] 金智林, 郭立书, 施瑞康, 等. 汽车电控液压制动系统动态性能分析及试验研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(12): 127-132.
- JIN Zhilin, GUO Lishu, SHI Ruikang, et al. Experimental study on dynamic characteristics of electro hydraulic

brake system for vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(12): 127-132.

作者简介: 金智林(通信作者), 男, 1978 年出生, 副教授。主要研究方向为汽车电子及车辆动力学与控制。

E-mail: jinzhilin@nuaa.edu.cn

严正华, 男, 1994 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为车辆系统动力学与控制

E-mail: 1553653147@qq.com

赵万忠, 男, 1982 年出生, 教授。主要研究方向为车辆主动安全技术及智能网联技术

E-mail: zwz@nuaa.edu.cn

第 8 届上银优秀机械博士论文奖——铜奖

仿生微纳结构粘附机理及其面向智能拾取的粘附传感一体化设计

作者: 胡 鸿

毕业学校: 西安交通大学

指导教师: 邵金友

末端膨大的“蘑菇形”微纳仿生结构, 因其突出的粘附性能成为设计高强度仿生粘附功能表面的首选方案, 已在搬运机械手、攀爬机器人、太空操作等诸多领域展现出广阔的应用前景。如何实现微纳仿生粘附结构的批量化制造、增强粘附材料的表面适应性、感知界面的粘附状态是制约仿生粘附结构工程应用的关键难题。文章以“蘑菇形”微纳仿生粘附结构的规模化制造技术开发为基础, 围绕仿生粘附机理及其增强机制, 粘附传感一体化设计等内容开展了深入的研究工作, 为智能拾取机械手的开发提供了新途径。具体研究内容如下。

(1) 提出了基于预制结构电场诱导的微纳仿生粘附结构制造新方法, 将热压成形的热塑性预结构置于平板电容器电场之间, 在空气/聚合物界面处诱导出的 Maxwell 应力张量作用下, 聚合物克服表面张力自下而上生长, 最终与顶部极板接触并发生电润湿效应, 实现了异型仿生粘附微纳结构的可控制造。

(2) 建立了基于变厚度薄板大挠曲变形和界面能量释放准则的脱粘力学模型, 在微观尺度上揭示了“蘑菇形”结构的界面物理行为及粘附增强机理, 并分析了末端圆盘尺寸与界面分离方式的关系, 量化了真空效应与摩擦力于法向粘附力的具体贡献, 建立考虑了结构几何排布方式的理想粘附性能设计准则。

(3) 提出了以“蘑菇形”结构为接触单元的离散支撑多级粘附结构(d-DAF), 在两级结构中引入的可弯曲薄膜基底, 有效降低了贴合粗糙表面过程中的系统能量惩罚, 提升了粗糙表面的粘附强度。

(4) 将柔性电子技术引入粘附多级结构中, 提出并设计了具有接触状态感知功能的自传感干粘附功能表面, 实现了界面粘附与界面状态监控的一体化集成, 为粘附材料从简单的表面纹理仿生到复杂的系统功能仿生方向发展提供了新途径。

(5) 以智能粘附材料的研究为基础, 开发了智能拾取机械手, 验证了自传感干粘附功能表面在基于摩擦力或粘附力的抓取方式中检测界面分离、滑移等风险的能力; 并提出气压调控界面应力分布和接触面积的脱附方式, 实现了具有不同表面形貌和自重的各类典型物体的抓取和释放。