

DOI:10.11918/j.issn.0367-6234.201806160

汽车高速紧急避障路径跟踪与主动防侧翻控制

李海青¹, 赵又群¹, 林 菜¹, 臧利国²

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016; 2. 南京工程学院 汽车与轨道交通学院, 南京 211167)

摘要: 为提高匹配机械弹性车轮汽车在高速紧急避障时的效率与安全性, 在 Simulink 中建立了整车非线性八自由度模型, 并基于车轮样机台架试验数据, 利用 Matlab 遗传算法工具箱对机械弹性车轮模型参数进行分级辨识. 综合考虑行驶车速、轨迹跟踪误差、方向盘转角以及侧翻评价指标, 建立了八自由度驾驶员—汽车预瞄跟随闭环系统模型. 分析了汽车在不同行驶车速时所需的方向盘角输入信息与侧翻状态响应, 总结出汽车高速转向时的侧翻动态特性. 为高速安全通过规划的避障路径, 在转向控制驾驶员模型基础上建立了速度控制驾驶员模型, 当侧翻评价指标超过安全阈值时利用制动踏板降低车速, 当纵向车速小于期望安全车速时利用加速踏板提高车速. 仿真分析表明建立的高速避障路径跟踪与控制策略能高效完成避障路径跟踪, 同时能有效降低紧急避障时的侧翻风险.

关键词: 高速避障; 路径跟踪; 驾驶员模型; 机械弹性车轮; 侧翻动态特性; 主动控制

中图分类号: U461.91

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2019)07-0135-09

Research on high speed path tracking and rollover control for obstacle avoidance under emergency of vehicle

LI Haiqing¹, ZHAO Youqun¹, LIN Fen¹, ZANG Ligu²

(1. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. School of Automobile & Rail Transit, Nanjing Institute of Technology, Nanjing 211167, China)

Abstract: In order to improve the efficiency and safety in high speed obstacle avoidance under emergency of vehicle with mechanical elastic wheel (MEW), a nonlinear eight-degree of freedom (8-DOF) vehicle model for dynamics simulation was built up by Simulink. The parameters of MEW tire model were identified by Matlab genetic algorithm toolbox according to the experimental data of flat-bed test rig. Considering the driving speed, the trajectory deviation, the steering wheel angle and the rollover evaluation index, an 8-DOF driver-vehicle closed loop system was established. The driving speed and steering properties of driver-vehicle model to rollover stability are analyzed. For high speed path tracking and rollover control under emergency obstacle avoidance of vehicle, the speed control driver model is established based on steering control driver model, which utilizes a predictive load transfer ratio (PLTR) as the rollover index and the rollover controller activates only when the potential for rollover is significant, otherwise, acceleration control strategy will be used for minimum time obstacle avoidance when the longitudinal velocity is less than the expected safety velocity. Simulation results show that the proposed control strategy has good accuracy in both path and speed following and has a better stability of rollover under emergency situation.

Keywords: high speed obstacle avoidance; path tracking; driver model; mechanical elastic wheel; rollover dynamic characteristics; active control

运动控制作为汽车实现自动驾驶的关键环节, 主要包括纵向和横向控制. 纵向控制主要研究车辆的速度跟踪能力, 横向控制主要研究车辆的路径跟踪能力并保证行驶稳定性^[1]. 而环境参数的不确定

性和汽车的强非线性特性, 构建可处理非线性特性的运动控制方法仍然是实现汽车自动驾驶的难点^[2]. 国内外学者针对汽车运动控制问题提出了许多方法. 采用 PID 方法构建横向前馈及反馈控制器^[3-4], 解决智能车横向运动控制问题; 利用最优跟踪控制理论^[5-6], 解决高速紧急工况的路径跟踪; 利用 Gauss 伪谱法^[7], 解决汽车紧急避让的最速操纵问题; 通过模糊逻辑^[8]方法构建车辆横向控制分层构架, 协调路径跟踪性能; 采用参数空间法^[9]研究横向轨迹跟踪控制策略; 基于模糊逻辑的滑模控制^[10]方法研究纵向速度控制策略. 但上述方法仅考

收稿日期: 2018-06-25

基金项目: 国家自然科学基金(11672127, 51605215); 总装备部探索研究项目(NHA13002); 中央高校基本科研业务费专项资金(NP2018403, NT2018002)和江苏省研究生科研与实践创新计划(KYCX17_0240)

作者简介: 李海青(1989—), 男, 博士研究生;

赵又群(1968—), 男, 教授, 博士生导师

通信作者: 赵又群, yqzhao@nuaa.edu.cn

虑了某单一变量的跟踪控制,而针对车辆纵横向动力学间的耦合问题,李以农等^[11]设计了纵横向控制“前馈+反馈”的控制策略,文献 [12] 构建了“上位+下位”纵横向综合控制系统,上位控制器产生期望的速度和前轮转角,下位控制器实现对期望速度和转角的跟踪控制. 汽车的纵横向综合控制还应考虑汽车的侧翻稳定性,高速紧急避障主要采用紧急制动或者紧急转向两种方式避让障碍物,而在紧急避障时容易产生很大的侧向加速度,引起侧翻^[13]. 目前针对主动防侧翻技术领域,主要采用主动制动技术^[14-15]、主动转向技术^[16]、主动悬架技术^[17]等提高汽车抗侧翻能力. 针对复杂驾驶环境中紧急避障局部路径规划问题,利用搜索多边形构造算法和势场函数可获取基于障碍的最优行进路径^[18]. 本文通过在驾驶员方向和速度控制上引入主动制动防侧翻控制策略,实现对任意避障路径和车速的跟踪和防侧翻集成控制.

1 驾驶员—车辆模型

建立匹配 MEW 的八自由度非线性汽车—驾驶员动力学闭环模型.

1.1 八自由度整车模型

八自由度 eight-degree of freedom (8-DOF) 整车模型如图 1 所示,该模型描述了车辆纵向运动、侧向运动、横摆运动、侧倾运动和 4 个车轮的旋转运动共 8 个自由度. 忽略空气阻力,滚动阻力和车身的俯仰运动.

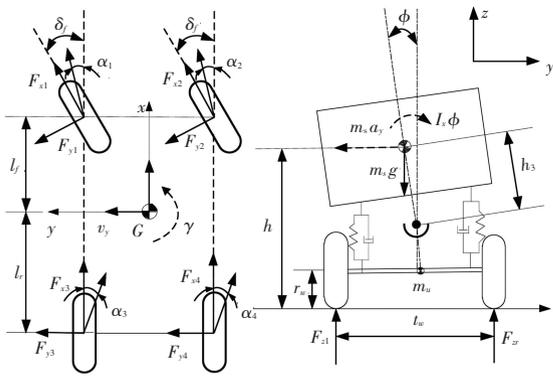


图 1 八自由度整车模型示意图

Fig.1 8-DOF nonlinear model

纵向运动平衡方程为

$$m(\dot{v}_x - v_y\gamma) - m_s h_s \dot{\gamma}\phi = \sum_{i=1}^4 F_{xi},$$

侧向运动平衡方程为

$$m(\dot{v}_y + v_x\gamma) + m_s h_s \ddot{\phi} + (l_f m_{\phi f} - l_r m_{\phi r})\dot{\gamma} = \sum_{i=1}^4 F_{yi},$$

横摆运动平衡方程为

$$I_z \dot{\gamma} = \frac{l_w}{2}(F_{x1} + F_{x3} - F_{x2} - F_{x4}) + l_f(F_{y1} + F_{y2}) - l_r(F_{y3} + F_{y4}),$$

侧倾运动平衡方程为

$$I_x \ddot{\phi} + m_s(\dot{v}_y + v_x\gamma)h_s \cos\phi = m_s g h_s \sin\phi - (K_{\phi f} + K_{\phi r})\phi - (C_{\phi f} + C_{\phi r})\dot{\phi},$$

4 个车轮的旋转自由度定义为

$$J_w \dot{\omega}_{wi} = -T_{bdi} - r_w F_{xwi},$$

式中: m , m_s 分别为汽车的总质量和簧载质量; v_x , v_y 分别为汽车的纵向和侧向速度; γ 为汽车的横摆角速度; ϕ 为汽车的侧倾角; h_s 是质心位置距侧倾中心的距离; δ_f 为前轮转角; F_{yi} 是各车轮的侧向力 ($i=1,2,3,4$); I_x , I_z 是簧载质量的侧倾转动惯量和横摆转动惯量; l_f , l_r 分别为质心位置到前后轴的距离; $K_{\phi f}$, $K_{\phi r}$ 分别为前后轴悬架的等效侧倾刚度; $C_{\phi f}$, $C_{\phi r}$ 分别为前后轴悬架的等效阻尼; J_w 为车轮的转动惯量, ω_{wi} 第 i 个车轮的旋转角速度; T_{bdi} 第 i 个车轮的制动力矩或驱动力矩; r_w 为车轮滚动半径.

1.2 非线性轮胎模型

魔术公式 magic formula (MF) 是一组可以较精确描述轮胎力学特性的经验公式,其力学表达式为

$$Y = D \sin(\text{Carctan}(B\Phi)) + S_v,$$

$$\Phi = (1 - E)(X + S_h) + (E/B) \arctan(B(X + S_h)).$$

式中: Y 代表纵向轮胎力与侧向轮胎力; D 是峰值因子,表示曲线的最大值; C 是曲线形状因子; B 为刚度因子, $B = BCD/(CD)$; E 是曲线曲率因子,表示曲线最大值附近的形状; X 为车轮滑移率 λ 或侧偏角 α ; S_v 为曲线的垂直方向漂移, S_h 为曲线的水平方向漂移.

计算纵向轮胎力时:

$$C = a_{x0}, D = a_{x1} F_z^2 + a_{x2} F_z, B = \frac{a_{x3} F_z^2 + a_{x4} F_z}{C D e^{a_{x5} F_z}},$$

$$E = a_{x6} F_z + a_{x7} F_z + a_{x8},$$

$$\lambda_i = \frac{r_w \omega_{wi} - v_x}{v_x}.$$

计算侧向轮胎力时:

$$C = a_{y0}, D = a_{y1} F_z^2 + a_{y2} F_z, BCD = a_{y3} \sin(a_{y4} \times \arctan(a_{y5} F_z)), E = a_{y6} F_z^2 + a_{y7} F_z + a_{y8},$$

$$\alpha_{1,2} = \delta_f - \arctan\left(\frac{v_y + l_f \gamma}{v_x \pm \frac{t_w}{2} \gamma}\right), \alpha_{3,4} = \arctan\left(\frac{-v_y + l_r \gamma}{v_x \pm \frac{t_w}{2} \gamma}\right).$$

前后轴各车轮的垂向载荷为

$$F_{z1} = \frac{mgl_r}{2l} - \frac{m a_x h}{2l} - \frac{a_y}{t_w} \left(\frac{m_s l_r h_s}{l}\right) - \frac{1}{t_w} (K_{\phi f} \phi + C_{\phi f} \dot{\phi}),$$

$$F_{z2} = \frac{mgl_r}{2l} - \frac{m a_x h}{2l} + \frac{a_y}{t_w} \left(\frac{m_s l_r h_s}{l}\right) + \frac{1}{t_w} (K_{\phi f} \phi + C_{\phi f} \dot{\phi}),$$

$$F_{z3} = \frac{mgl_f}{2l} + \frac{ma_x h}{2l} - \frac{a_y}{t_w} \left(\frac{m_s l_f h_s}{l} \right) - \frac{1}{t_w} (K_{\varphi r} \varphi + C_{\varphi r} \dot{\varphi})$$

$$F_{z4} = \frac{mgl_f}{2l} + \frac{ma_x h}{2l} + \frac{a_y}{t_w} \left(\frac{m_s l_f h_s}{l} \right) + \frac{1}{t_w} (K_{\varphi r} \varphi + C_{\varphi r} \dot{\varphi})$$

式中: l 为轴距; h 为质心到地面的距离; t_w 为轮距。

机械弹性车轮 mechanical elastic wheel (MEW) 是一种新型的非充气安全车轮,其结构如图 2 所示,它主要由髁轮、铰链组和悬架三大部分构成。

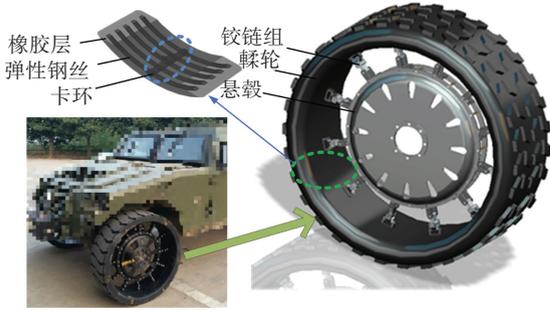


图 2 MEW 结构示意图

Fig.2 Structure of the MEW

利用平板式轮胎力学特性试验台,对 MEW 样机进行力学特性试验,其基本结构如图 3 所示。

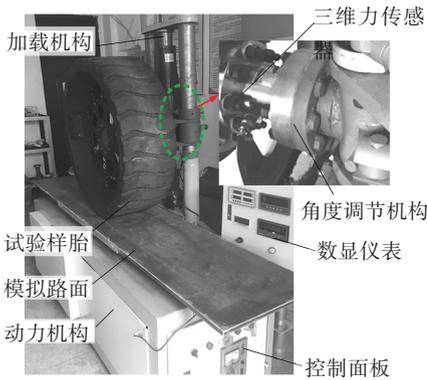


图 3 轮胎力学特性试验台

Fig.3 Experimental set-up for tire mechanical characteristics

模拟路面以设定平移速度从试验台架一侧移至另一侧,MEW 样机纵向与侧偏力学曲线的试验结果如图 4 所示。

利用遗传算法 Genetic Algorithms (GAs) 寻找最优解的过程首先是定义目标函数,其表达式为

$$f(x) = \min \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n [Y^{MF}(P, X, F_{zj}) - Y^*(X, F_{zj})]^2$$

式中: P 为待识别的参数, $f(x)$ 为适应的函数, m 为每组样本的个数, n 为试验样本组数, Y^{MF} 是由 MF 计算得到的轮胎力,而 Y^* 是实验测量数据。

假设为理想情况,水平方向的漂移 S_h 和垂直方向的漂移 S_v 均为 0,为了提高辨识精度,缩短辨识计算时间,将 MF 轮胎模型分为一级辨识参数,具体为

$P(1) = D, P(2) = C, P(3) = B, P(4) = E$,算法其他相关参数的设置为:初始种群大小为 20,二级辨识参数集合为 $\{a_{x0}, a_{x1}, a_{x2}, a_{x3}, a_{x4}, a_{x5}, a_{x6}, a_{x7}, a_{x8}\}$, $\{a_{y0}, a_{y1}, a_{y2}, a_{y3}, a_{y4}, a_{y5}, a_{y6}, a_{y7}, a_{y8}\}$,最大遗传代数 50,交叉概率为 0.7,变异概率为 0.1。

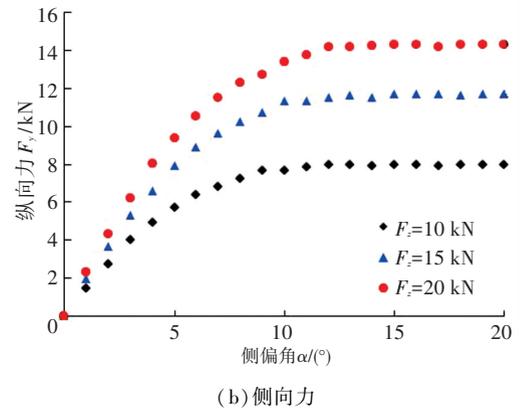
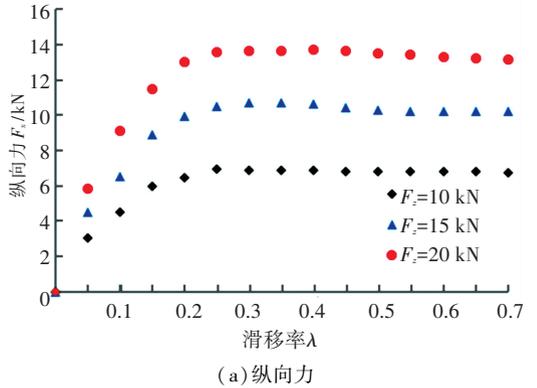


图 4 MEW 力学关系曲线

Fig.4 Tire force response of MEW

分别选用垂向载荷为 $F_z = 10 \text{ kN}$, 15 kN 和 20 kN 时的 MEW 轮胎力数据用于参数辨识.引入相对残差作为识别结果精度的评价指标为

$$e = \sqrt{\frac{\sum (Y^{MF} - Y^*)^2}{\sum (Y^*)^2}} \times 100\%$$

MEW 轮胎模型的一级参数识别结果如表 1 所示.由一级参数辨识结果拟合出的不同垂向载荷下 MEW 轮胎模型纵向和侧向力关系曲线如图 5 所示. MEW 轮胎模型的二级参数识别结果如表 2 所示。

表 1 MEW 轮胎模型一级参数识别结果

Tab.1 Identification results of MEW first order parameters

序号	F_z / kN	方向	D	C	B	E	$f(X) / \text{N}^2$
1	10	x	6 878.0	2.300	3.642	1.185	176 878
2	15	x	10 665	2.144	3.507	0.913	789 688
3	20	x	13 731	1.372	5.648	-0.334	542 904
4	10	y	8 114.3	1.062	0.141	-2.205	388 440
5	25	y	11 665	1.276	0.122	-0.842	164 307
6	20	y	14 322	1.151	0.131	-0.947	426 490

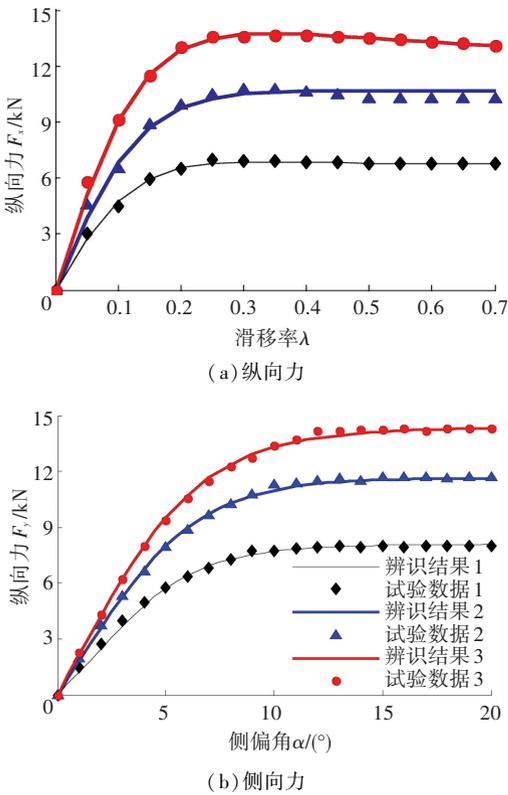


图 5 MEW 力学关系拟合曲线

Fig.5 Tire force fitting curve of MEW

表 2 MEW 轮胎模型二级参数识别结果

Tab. 2 Identification results of MEW second order parameters

参数	辨识结果	e/%	参数	辨识结果	e/%
a_{x1}	- 0.291	3.51	a_{y1}	- 10.937	1.56
a_{x2}	699.7		a_{y2}	936.36	
a_{x3}	477.9	4.13	a_{y3}	2 299.4	2.33
a_{x4}	3 033.3		a_{y4}	9.082	
a_{x5}	0.0417	4.22	a_{y5}	0.789 6	4.78
a_{x6}	0.001		a_{y6}	0.019 6	
a_{x7}	0.001	0.512	a_{y7}	- 0.461 9	0.825 9
a_{x8}	0.512		a_{y8}	0.825 9	

由图 5 可知, 试验数据与遗传算法计算结果基本吻合, 由表 2 可知, 对峰值因子参数 D 、刚度因子参数 B 、曲率因子参数 E 辨识的精度分别为 1.56%, 2.33%, 4.78%, 辨识精度较高. 纵向力的全局识别精度在 5% 左右, 侧向力的全局识别精度在 4% 左右, 从而验证了基于遗传算法对魔术公式轮胎模型参数辨识的有效性.

1.3 方向控制驾驶员模型

本文的驾驶员模型是在已知避障路径和预期车速的前提下建立的. 根据避障路径和预期车速的信息, 引入车辆状态信息和位置等反馈, 决策驾驶员的方向盘转角和统一加速度 (制动踏板, 加速踏板), 方向控制驾驶员模型结构示意图如图 6、图 7 所示.

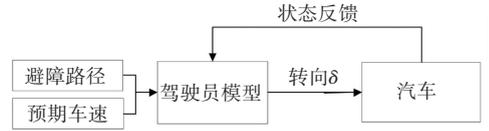


图 6 方向控制驾驶员模型结构示意图

Fig.6 Block diagram of the whole driver model

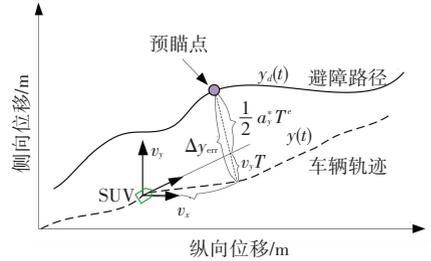


图 7 避障路径方向控制驾驶员模型

Fig.7 Road direction control of driver model

设车辆在 t 时刻的侧向位移为 $y(t)$, 侧向速度为 v_y , 预瞄时间为 T 的预瞄点和车辆的侧向偏差为

$$\Delta y_{err} = y_d(t) - y(t).$$

式中: $y_d(t)$ 为目标轨迹侧向位置, $y(t)$ 为实际车辆轨迹侧向位置. 假设车辆在当前时刻以 a_y^* 做侧向匀加速运动, 可以在 T 时刻后到达目标轨迹, 则

$$\Delta y_{err} = y(t + T) - y(t) = v_y T + \frac{1}{2} a_y^* T^2.$$

则

$$a_y^* = \frac{2}{T^2} (y(t + T) - y(t) - v_y T).$$

设车辆的侧向加速度 a_y 对转向盘转角 δ 的稳态增益为 G_{ay} , 达到理想侧向加速度 a_y^* 所需的方向盘转角为

$$\delta^* = \frac{a_y^*}{G_{ay}}.$$

根据 2 自由度线性车辆模型, 汽车的侧向加速度与方向盘转角的增益和车速的关系如下:

$$G_{ay} = \frac{v_x^2}{lI(1 + Kv_x^2)}.$$

式中: $K = \frac{m(l_r k_r - l_f k_f)}{l^2 k_f k_r}$, k_f, k_r 分布是汽车的前后轴车轮侧偏刚度, l 为汽车的轴距, I 为转向传动比.

考虑驾驶员的生理限制, 在 Matlab 中建立基于侧向加速度反馈的方向控制驾驶员模型如图 8 所示.

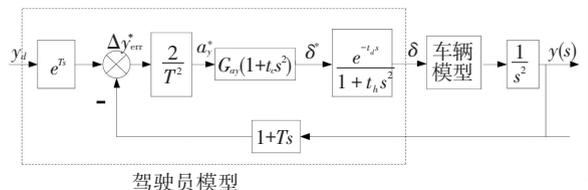


图 8 加速度反馈方向控制驾驶员模型

Fig.8 Block diagram of driver model based acceleration feedback

图中, t_d 为神经反应滞后时间, t_h 为动作反应滞后时间常数, T_c 为控制校正时间常数。

2 汽车紧急避障侧翻动态特性

2.1 汽车侧翻稳定性评价指标

汽车侧倾时的简化示意图如图 9 所示。

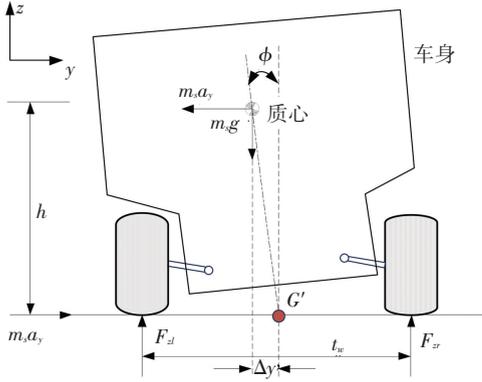


图 9 汽车侧翻简化模型力学分析

Fig.9 Force analysis of vehicle rollover model
对 G' 点列力矩平衡方程

$$m_s a_y h + m_s g \Delta y = (f_{zl} - F_{zr}) \frac{t_w}{2}, \quad (1)$$

其中, $\Delta y = h \cdot \sin \phi$ 。

汽车横向载荷转移率 (LTR) 为

$$LTR = \frac{F_{zr} - F_{zl}}{F_{zr} + F_{zl}}, \quad (2)$$

LTR 的绝对值越大则表明汽车的侧翻风险越大。将式(1)代入式(2), 且 $m_s \approx m$, 则

$$LTR = \frac{2h}{t_w} \left[\frac{a_y}{g} + \sin \phi \right]. \quad (3)$$

定义预测横向载荷转移率 Predictive lateral-load transfer rate (PLTR) 为

$$PLTR_{t_0}(\Delta t) = LTR(t_0) + \dot{LTR}(t_0) \cdot \Delta t, \quad (4)$$

其中 Δt 是预测时间, t_0 是当前时间。当侧倾角较小时, 假设 $\sin \phi \approx \phi$, 将式(3)代入式(4)得

$$PLTR_{t_0}(\Delta t) = \frac{2h}{t_w} \left[\frac{a_y}{g} + \phi \right] + \frac{2h}{t_w \cdot g} [\dot{a}_y + g \cdot \dot{\phi}] \cdot \Delta t. \quad (5)$$

侧向加速度的变化率 \dot{a} 在实测信号中较难得到稳定的值。利用 2 自由度线性车辆模型, \dot{a}_y 可以表达为^[17]:

$$\dot{a}_y = \frac{-C_0(a_y - \gamma v_x) - C_1 \dot{\gamma} + \frac{2k_f \delta_f}{m}}{m v_x}, \quad (6)$$

其中, $C_0 = k_f + k_r, C_1 = l_f k_f - l_r k_r$ 。

将式(6)代入式(5), PLTR 的最终表达式为

$$PLTR_{t_0}(\Delta t) = \frac{2h}{t_w} \left[\frac{a_y}{g} + \phi \right] +$$

$$\frac{2h}{t_w g} \left[\frac{-C_0(a_y - \gamma v_x) - C_1 \dot{\gamma} + \frac{2k_f \delta_f}{m}}{m v_x} + g \dot{\phi} \right] \cdot \Delta t.$$

式中, Δt 是预测时间且 $\Delta t = 0.1$ s, t_0 是当前时间。

2.2 汽车—驾驶员模型验证

将 8-DOF 模型和 CarSim 非线性整车模型进行对比, 验证 8-DOF 模型的准确性, 以某越野车为研究对象, 所取车辆的主要参数见表 3 所示。

表 3 某越野车的主要结构参数

Tab.3 Parameters and values for SUV vehicle model

参数(符号)	值(单位)
总质量, 簧载质量 m, m_s / kg	3 450, 2 780
质心到前轴、后轴的距离 l_f, l_r / m	1.52, 1.83
质心到地面的距离 h / m	1.035
质心到侧倾中心的距离 h_s / m	0.57
车轮滚动半径 r_w / m	0.465
轮距 t_w / m	1.82
侧倾等效刚度 K_ϕ / (N · m · rad ⁻¹)	43 602
侧倾等效阻尼 C_ϕ / (N · m · rad ⁻¹ · s ⁻¹)	5 823
前、后轴车轮侧偏等效刚度 k_f, k_r / (N · rad ⁻¹)	126 050, 114 590
前、后轴悬架侧倾刚度 $K_{\phi f}, K_{\phi r}$ / (N · m · rad ⁻¹)	95 312, 82 311
侧倾转动惯量 I_x / (kg · m ²)	1 614
横摆转动惯量 I_z / (kg · m ²)	5 757
重力加速度 g / (m · s ⁻²)	9.81

采用方向盘正弦输入, 如图 10 所示, 仿真初始车速为 60 km/h, 路面附着系数为 0.85, 车辆的横摆和侧倾的响应对比如图 11 所示。

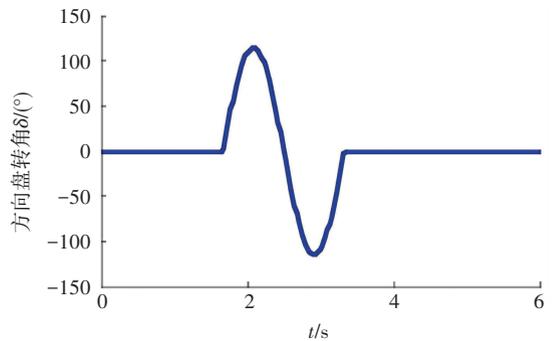


图 10 方向盘正弦输入 (转向传动比为 20)

Fig.10 Steering wheel angle sin input test

从图 10 中可以看出, 利用 8-DOF 仿真模型计算的横摆角速度和侧倾角与 Carsim 仿真结果差异较小, 说明建立的 8-DOF 汽车仿真模型能够比较准确地描述车辆的运动。

为了验证建立的方向控制驾驶员模型的有效性, 利用双移线道路 (ISO3888-1999-1) 作为避障路径, 具体如图 12 所示。

图 12 中避障道路的各段尺寸参数为

$$s_0 = s_1 = s_2 = s_4 = 2v, s_3 = v, s_5 = 5v, s_6 = 3v,$$

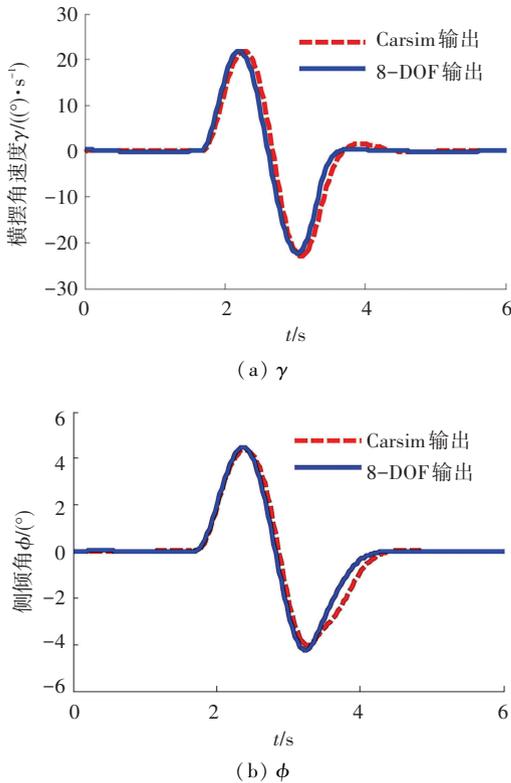


图 11 横摆与侧倾响应对比

Fig.11 Yaw and rollover response comparison

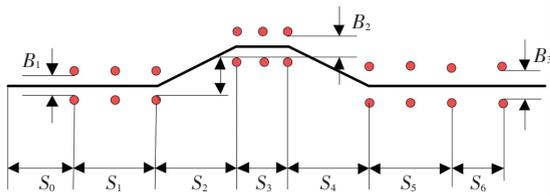


图 12 双移线避障试验道路模型

Fig.12 Test path of double-lane change (DLC) maneuver

$$B = 3.5 \text{ m}, B_1 = 1.1L + 0.25, B_2 = 1.2L + 0.25, B_3 = 1.3L + 0.25,$$

其中, v 为行驶速度。

驾驶员模型中, 预瞄时间为一般取 $0.5 \sim 2.0 \text{ s}$, 为了获得最优的预瞄时间, 综合考虑轨迹偏差 E , 方向盘转速 $\dot{\delta}$ 和侧向加速度 \ddot{y} , 建立综合评价公式:

$$J_T = J_E + J_{\dot{\delta}} + J_y,$$

其中

$$J_E = \frac{1}{t} \int_0^t \left(\frac{E}{E^*} \right)^2 dt, \quad J_{\dot{\delta}} = \frac{1}{t} \int_0^t \left(\frac{\dot{\delta}}{\dot{\delta}^*} \right)^2 dt,$$

$$J_y = \frac{1}{t} \int_0^t \left(\frac{\ddot{y}}{\ddot{y}^*} \right)^2 dt,$$

式中: E^* , $\dot{\delta}^*$, \ddot{y}^* 分别是轨迹偏差 E , 方向盘转速 $\dot{\delta}$ 和侧向加速度 \ddot{y} 阈值。图 13 为评价指标随 T 的变化。

可以看出, 综合评价指标 J_T 在 0.7 s 处达到最小值。因此最优预瞄时间 $T = 0.7 \text{ s}$ 。

取避障路径的中心线为要跟踪的理想道路轨

迹, 对道路在转角点处的突变进行三阶曲线拟合^[14]后的理想道路轨迹与驾驶员模型跟踪理想避障路径的实际道路轨迹如图 14 所示, 其中选取的驾驶员的特性参数为: $t_d = 0.2 \text{ s}$, $t_h = 0.1 \text{ s}$ 。图 15 为驾驶员模型输出的方向盘转角 δ 。

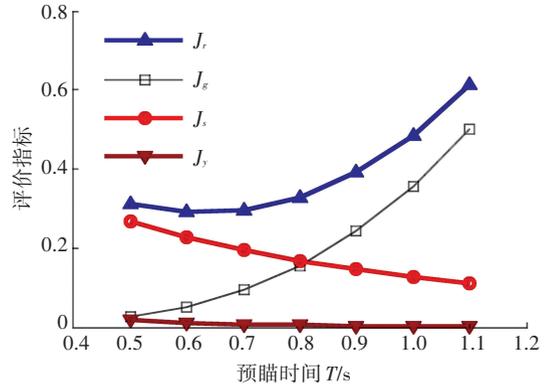


图 13 最优预瞄时间的综合评价指标

Fig.13 Comprehensive evaluation of optimal preview time

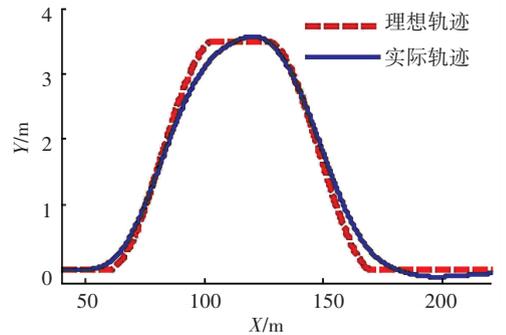


图 14 理想避障路径与实际轨迹对比 ($v = 80 \text{ km/h}$)

Fig.14 Path-tracking comparison ($v = 80 \text{ km/h}$)

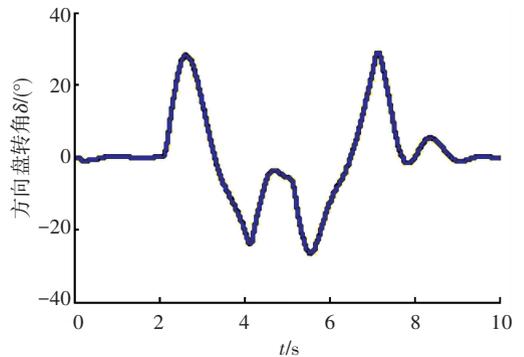


图 15 驾驶员模型输出方向盘转角

Fig.15 Steering angle from driver model

从图 14 中可以看出, 轨迹平均跟随误差约为 0.1 m , 瞬态最大路径跟随误差为 0.35 m , 跟踪效果较好, 说明建立的驾驶员模型能有效的跟踪目标路径。

2.3 不同车速避障时的侧翻动态特性分析

通过改变方向盘转角, 车速, 进一步分析匹配机械弹性车轮的汽车仿真模型在避障时的侧翻稳定性。首先分析不同方向盘最大转角对汽车侧翻稳定性的影响。采用方向盘正弦输入, 模拟汽车进行紧

急单移线避障试验, 设定仿真车速为 60 km/h, 输入的最大方向盘转角值由 91° 增加到 160° (图 16), 其他参数不变, 得到侧翻仿真结果如图 17 所示。

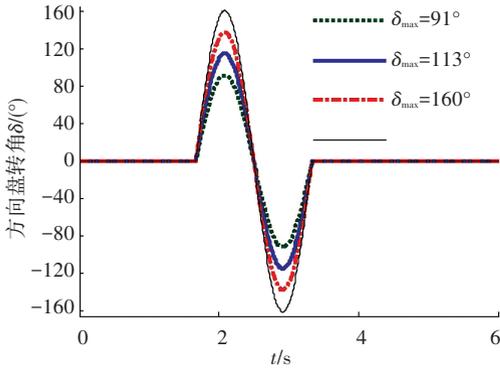


图 16 方向盘正弦输入变化曲线

Fig.16 Steering wheel angle sin input test at different δ_{max}

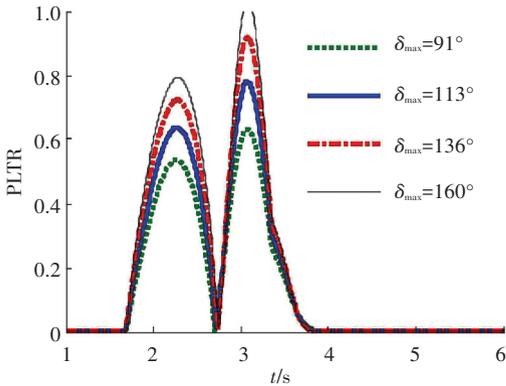


图 17 侧翻稳定性评价指标变化曲线

Fig.17 PLTR comparison at different δ_{max}

可知, 随着方向盘幅值的增大, 各工况下 PLTR 的瞬态响应值变大, 当方向盘转角幅值为 160°, $t = 3.02\text{ s}$ 时, $PLTR = 1$, 汽车此时已经发生侧翻。固定方向盘最大输入转角为 113°, 设定避障车速在 60~120 km/h 变化, PLTR 的瞬态响应如图 18 所示。

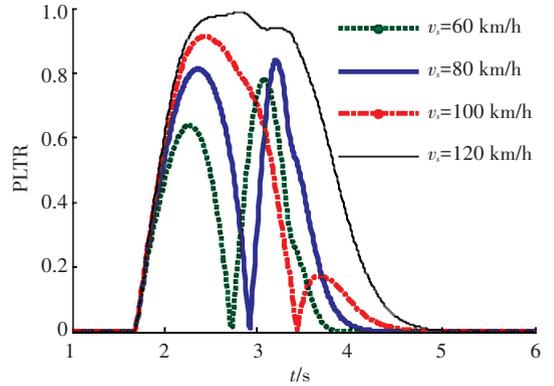


图 18 不同车速时侧翻稳定性评价指标变化曲线

Fig.18 PLTR comparison at different v_x

从图 18 中可以看出, 当避障车速大于 80 km/h, PLTR 的瞬态值超过 0.8, 即汽车此时即将发生侧翻。因此, 当驾驶员在紧急避障时, 要注意操纵方向盘, 其转角不宜大幅度突变, 车速也不宜太大。

3 高速避障方向与速度综合控制

将最优车速控制与避障路径跟踪控制进行综合, 形成图 19 所示的避障路径与车速跟随控制的驾驶员模型。

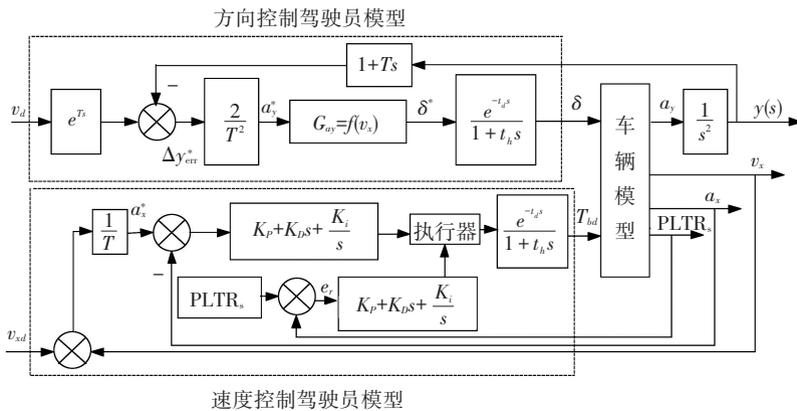


图 19 方向控制和速度控制驾驶员模型

Fig.19 Block diagram of path and speed following driver model

车速控制和方向盘转角控制的主要耦合作用来自车速对侧向动力学特性的影响, 即车辆侧向加速度增益是车速的函数, 所以只需要根据车速的变化不断更新增益 G_{ay} , 就可实现驾驶员速度控制和方向控制的解耦^[19]。

3.1 加速控制策略

通过智能网联技术可以获得道路任意位置在预瞄点处的期望车速 v_{xd} , 汽车纵向速度控制过程中,

假设汽车以一个理想的加速度 a_x^* 行驶, 同时可以在 T 时刻后达到期望的纵向速度, 则

$$a_x^* = (v_{xd} - v_x) / T.$$

为了获取期望的纵向加速度 a_x^* , 通过 PID 控制决策, 引入纵向加速度反馈, 求出所需驱动力矩 T_d :

$$T_d^* = \left(K_p + K_D s + \frac{K_I}{s} \right) (a_x^* - a_x).$$

式中 K_p , K_I 和 K_D 分别为 PID 控制的 3 个参

数. 同样速度控制要考虑驾驶员的反应滞后等生理限制.

3.2 侧翻控制策略

在高速紧急避障过程中,若方向盘转角过大,或车速过大,可能造成侧翻,利用 PID 控制策略,建立主动制动驾驶员模型,当 PLTR 超过安全阈值时,主动制动车轮,控制器所需的制动力矩为

$$T_b^* = K_p e_r + K_I \int_0^t e_r dt + K_D \frac{de_r}{dt}.$$

其中, $e_r = PLTR - PLTR_s$. 当车速低于预期车速时,且 PLTR 超过安全阈值,则优先保证侧翻安全性,即优先采用制动控制策略.

3.3 仿真验证

为了验证高速避障路径跟踪控制器的控制效果,在 Simulink 中建立方向与速度综合控制模型,设高速避让过程车辆初始纵向速度 $v_x = 80 \text{ km/h}$,整个避障过程车辆的侧向位移限值在 10 m,最优预瞄时间取 0.7 s,车辆避障距离 S_L 取 40 m.

侧翻评价指标阈值设置过小,在正常转向行驶时也会触发 PLTR 的预警,让侧翻控制器切换过于频繁,影响行驶效率;阈值设置过大,触发 PLTR 的预警时,控制器可能没有足够的时间来控制侧翻.一般侧翻的阈值设置都小于 0.85,为了让侧翻控制器有足够的时间来控制侧翻,最终将侧翻的阈值设置为 0.75,避障过程具体如图 20 所示.

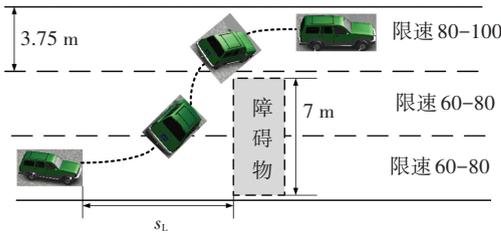


图 20 任意避障路径和速度跟踪示意图

Fig.20 Visual diagram of obstacle avoidance path and speed tracking

避让路径采用基于样条函数的紧急避让路径规划方法设计^[20-21]. 图 21 中黑色虚线为经曲线拟合后的规划避障路径,有无侧翻控制策略的避障路径跟踪效果对比,驾驶员模型方向盘转角和纵向行驶车速对比和侧翻动态特性响应对比分别如图 21 ~ 图 23 所示.

从图 21 和图 22 可知,驾驶员模型集成了侧翻控制时,方向盘转角峰值减小,且车速主动降低,避障路径跟踪效果也有一定提高. 由图 23 可知,有侧翻控制汽车侧翻风险明显降低,汽车的侧翻稳定性明显增强.

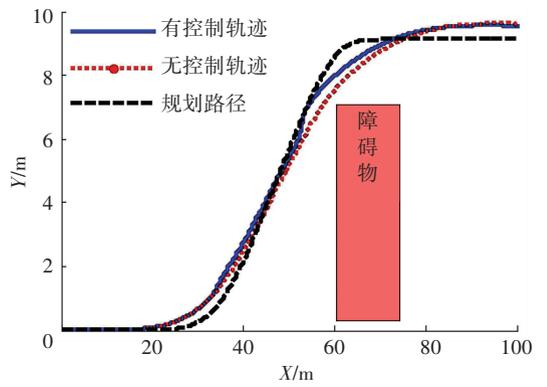


图 21 避障路径与跟踪轨迹对比曲线

Fig.21 Avoidance path tracking comparison

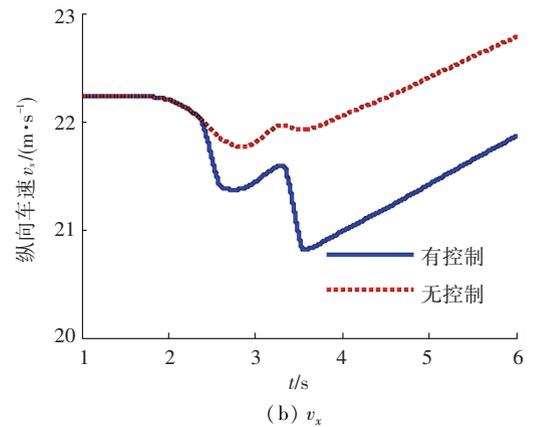
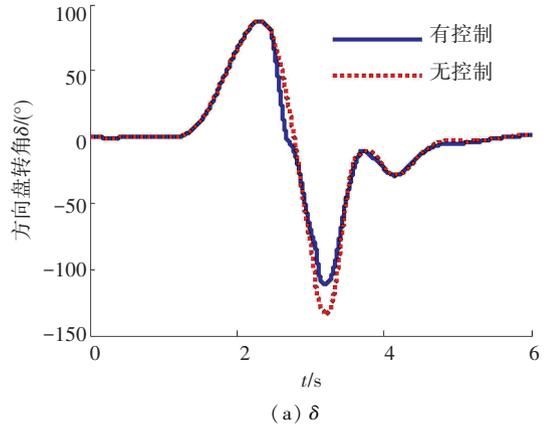


图 22 驾驶员模型方向与速度控制对比

Fig.22 Driver model comparisons

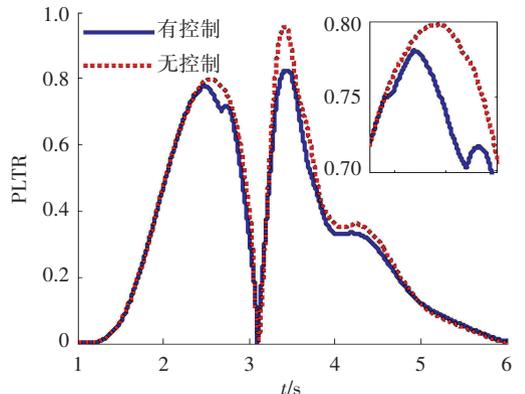


图 23 有无侧翻控制的 PLTR 对比

Fig.23 PLTR comparison with rollover control or not

不考虑制动器与传动系统的效率和参数, 驾驶员模型避障路径跟踪控制过程中所需的理想驱动与制动力矩如图 24 所示. 图 25 与图 26 分别为有无侧翻稳定性控制时各车轮输出的纵向力与侧向力.

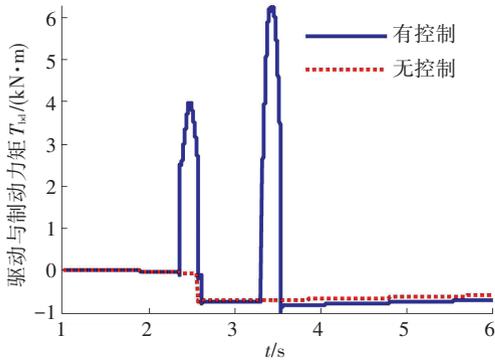


图 24 驱动与制动力矩对比

Fig.24 Drive moment and braking moment comparison

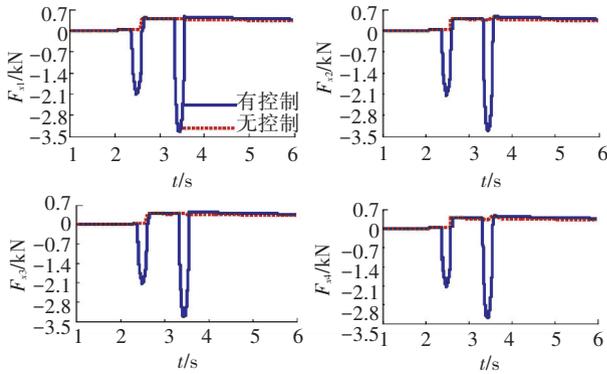


图 25 各车轮输出的纵向力对比

Fig.25 Longitudinal force comparisons from each wheel

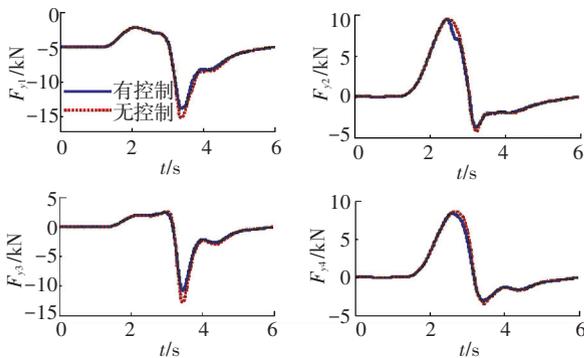


图 26 各车轮输出的侧向力对比

Fig.26 Lateral force comparisons from each wheel

从图 24 中可以看出, 当汽车侧翻评价指标在 $t = 2.4 \text{ s}$ 处超过 0.75 时, 侧翻控制系统产生了最大 $4\ 000 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的制动力矩, 主动降低车速, 避免了侧翻的发生. 当汽车侧翻评价指标在 $t = 3.3 \text{ s}$ 处再次超过 0.75 时, 侧翻控制系统产生了最大 $6\ 100 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的制动力矩, 最终将 PLTR 的值控制在 0.8 以内, 而无侧翻控制的汽车发生了侧翻失稳, 侧翻评价指标 PLTR 的最大值超过了 0.98.

4 结 论

1) 用遗传算法先对机械弹性车轮模型的一级参数进行辨识, 然后对二级参数峰值因子参数、形状因子参数、刚度因子参数、曲率因子参数进行辨识, 拟合出轮胎模型力学变化曲线, 拟合曲线上的数据点与车轮台架试验的数据点基本吻合, 全局识别精度均小于 4%.

2) 当驾驶员在高速紧急避障时, 要特别注意操纵方向盘, 其转角不宜大幅度突变, 车速也不宜太大. 当车速超过 80 km/h , 且方向盘转角峰值大于 120° 时, 汽车极易发生侧翻失稳.

3) 在转向控制驾驶员模型基础上建立速度控制驾驶员模型, 并集成防侧翻控制策略, 可以有效降低匹配机械弹性车轮的汽车在高速紧急避障时的侧翻风险, 同时能高效完成避障路径跟踪.

参考文献

[1] 汪瑞杰. 考虑非线性与不确定性的自主无人车辆视觉系统与横向控制系统研究[D]. 南京: 东南大学, 2017.
WANG Ruijie. Vision system and lateral control system for autonomous vehicle considering nonlinearity and uncertainty[D]. Nanjing: Southeast University, 2017.

[2] GUO J H, HU P, WANG R B. Nonlinear coordinated steering and braking control of vision-based autonomous vehicles in emergency obstacle avoidance[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2016, 17 (11): 3230

[3] HAN G, FU W, WANG W, et al. The lateral tracking control for the intelligent vehicle based on adaptive PID neural network[J]. Sensors, 2017, 17(6): 1244.

[4] 赵熙俊, 陈慧岩. 智能车辆路径跟踪横向控制方法的研究[J]. 汽车工程, 2011, 33(5): 382
ZHAO Xijun, CHEN Huiyan. A study on lateral control method for the path tracking of intelligent vehicles[J]. Automotive Engineering, 2011, 33(5): 382

[5] FEKIH A, SEELEM S. Effective fault-tolerant control paradigm for path tracking in autonomous vehicles[J]. Systems Science & Control Engineering, 2015, 3(1): 177

[6] 邱笑寅. 高速紧急避障汽车操纵逆动力学的建模与仿真[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
QIU Xiaoyin. Vehicle handling inverse dynamics modeling and simulation while encountering an emergency collision avoidance [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012.

[7] LIUYingjie, JIANG Junsheng. Optimum path-tracking control for inverse problem of vehicle handling dynamics[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(8): 3433

[8] PEREZ J, MILANES V, ONEIVA E. Cascade architecture for lateral control in autonomous vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2011, 12(1): 73

[9] RATHGEBER C, WINKLER F, ODENTHAL D, et al. Lateral trajectory tracking control for autonomous vehicles[C]// Control Conference. Portland, OR: IEEE, 2014: 1024