

基于同侧车轮制动力优化分配的汽车稳定性控制

杨小英, 杨秀建, 高晋, 宋军涛

(昆明理工大学 交通工程学院, 云南 昆明 650500)

摘要: 针对汽车复杂行驶工况下的稳定性问题, 提出了基于同侧车轮制动力优化分配的汽车稳定性控制方法。整体控制分为上层横摆力矩控制与下层制动力优化分配两部分, 上层横摆力矩控制以跟踪参考横摆响应为目标, 输出保持车辆横向稳定性的修正横摆力矩; 下层制动力优化分配采用最优化分配算法计算需要施加在各制动车轮上的制动力, 实现上层横摆力矩控制器输出的修正横摆力矩。利用 MATLAB/Simulink 与 Carsim 联合仿真验证控制效果, 结果表明, 基于同侧车轮制动力优化分配的汽车稳定性控制在多种复杂运行工况下均能较好地跟踪汽车参考横摆响应, 减小质心侧偏角, 改善汽车的操纵稳定性。

关键词: 汽车; 稳定性控制; 车轮制动力; 优化分配; 滑模控制

中图分类号: U461.6

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2017)02-0001-05

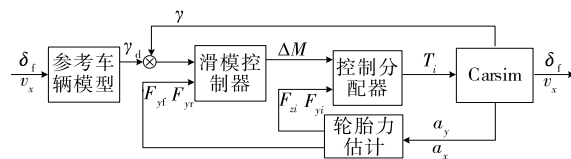
汽车稳定性控制主要是汽车侧向动力学的控制, 直接横摆力矩控制(DYC)是汽车侧向动力学控制的主要手段之一。在 DYC 控制方法中, 常以调整转向角、驱动控制及制动控制 3 种方式来产生维持汽车横向稳定性的修正横摆力矩, 与调整转向角和驱动控制两种方法相比, 制动控制在汽车各种运行工况下都能很好地发挥作用, 研究采用制动控制的 DYC 控制系统具有更为广泛的应用价值。

目前, 汽车上普遍使用的稳定性控制系统以单轮制动为主, 这种制动方法虽然实现简单, 但如果当前车辆所处状态下目标制动车轮由于机械故障或路面附着系数较低不能产生足够的制动力, 则控制系统不能继续维持车辆稳定, 此时采用单轮制动控制的车辆可靠性较低。为此, 该文提出基于同侧车轮制动力优化分配的汽车稳定性控制方法, 通过对汽车同侧前、后车轮同时制动来扩大汽车横向稳定性控制范围, 同时考虑到汽车本身的非线性及其运行工况的复杂多变, 上层横摆力矩采用抗干扰性和不确定性较强的滑模变结构控制。

1 车辆稳定性控制系统设计

车辆稳定性控制系统的目标是使车辆实际横摆响应很好地跟踪参考横摆响应。图 1 为基于同侧车轮制动力优化分配的汽车稳定性控制系统的总体结构。该控制系统以方向盘转角和纵向车速为输入, 根据两自由度车辆模型得到参考横摆响应; 轮胎力估计模块通过由传感器获得的车辆纵、侧向加速度

估计各车轮垂向力及侧向力; 滑模控制模块根据当前车辆实际横摆角速度与参考横摆角速度的偏差计算作用于车辆质心处的修正横摆力矩; 控制分配器通过对比实际横摆角速度与参考横摆角速度大小判断需制动的车轮, 然后通过最优分配算法求解需要施加在各制动轮上的制动力。



δ_f 为汽车前轮转角(rad); v_x 为汽车纵向速度(m/s); γ_d 为汽车参考横摆角速度; γ 为汽车实际横摆角速度; F_{yf} 和 F_{yr} 分别为汽车前、后轴侧向力; ΔM 为作用于汽车质心处的修正横摆力矩; F_{zi} 、 F_{yi} 分别为汽车各轮垂向、侧向力($i = fl, fr, rl, rr$); T_i 为各轮制动力矩($i = fl, fr, rl, rr$); a_x 、 a_y 分别为汽车纵、侧向加速度(m/s^2)。

图 1 汽车稳定性控制系统的结构

1.1 DYC 控制器设计

1.1.1 参考横摆响应

在车辆横向稳定性控制研究中, 线性两自由度车辆模型用于产生期望的横摆响应(见图 2)。

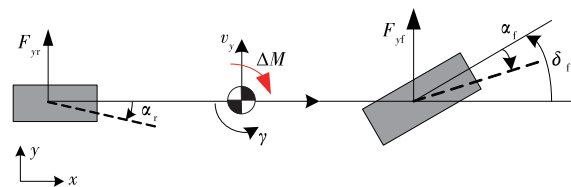


图 2 两自由度车辆模型

由两自由度车辆模型得到期望横摆响应 γ_d^* 的表达式为:

$$\gamma_d^* = \frac{k_r}{1 + T_r s} \delta_f \quad (1)$$

式中: $k_r = (v_x/l)/[1 + m/(2l^2)(l_r/C_f - l_f/C_r)v_x^2]$; m 为汽车总质量(kg); l 为汽车前、后轴之间的距离(m); l_f, l_r 分别为汽车质心到前、后轴之间的距离(m); C_f, C_r 分别为汽车前、后轴侧偏刚度(N/rad); T_r 为惯性环时间常数; s 为滑模面。

考虑到附着极限的限制,参考横摆响应 γ_d 还需满足 $|\gamma_{d\max}| \leq \mu g$ (μ 为路面附着系数)。

综上所述,汽车参考横摆响应为:

$$\gamma_d = \begin{cases} \frac{-\mu g}{v_x} & \gamma_d^* \leq \frac{-\mu g}{v_x} \\ \gamma_d^* & |\gamma_d^*| \leq \frac{\mu g}{v_x} \\ \frac{\mu g}{v_x} & \gamma_d^* \geq \frac{\mu g}{v_x} \end{cases} \quad (2)$$

1.1.2 车轮垂向载荷计算

汽车各轮的垂向载荷可通过测量得到的汽车纵、侧向加速度来估计。由于惯性因素,汽车的纵、侧向加速度会引起车身载荷转移,在计算汽车各轮垂向载荷时,需同时考虑各轮静载及垂向、侧向载荷转移。汽车各轮垂向载荷计算如下:

$$\begin{cases} F_{zfl} = \frac{mgl_r}{2l} - \frac{ma_x h_g}{2l} - \frac{ma_y l_r h_g}{tl} \\ F_{zfr} = \frac{mgl_r}{2l} - \frac{ma_x h_g}{2l} + \frac{ma_y l_r h_g}{tl} \\ F_{zrl} = \frac{mgl_f}{2l} + \frac{ma_x h_g}{2l} - \frac{ma_y l_f h_g}{tl} \\ F_{zrr} = \frac{mgl_f}{2l} + \frac{ma_x h_g}{2l} + \frac{ma_y l_f h_g}{tl} \end{cases} \quad (3)$$

式中: t 为汽车前(后)轴左、右轮之间的距离(m); h_g 为汽车质心高度(m)。

1.1.3 轮胎侧向力估计

如图2所示,两自由度车辆模型包含轮胎侧向力和横摆力矩控制输入(修正横摆力矩 ΔM),该模型可反映汽车的侧向运动和横摆运动两个自由度。相应的汽车侧向动力学方程如下:

$$I_{zz} \dot{\gamma} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + \Delta M \quad (4)$$

$$ma_y = F_{yf} + F_{yr} \quad (5)$$

式中: I_{zz} 为汽车绕 z 轴的转动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)。

式(4)、式(5)组成的方程组有两个未知变量 F_{yf} 和 F_{yr} ,经推导可得出汽车前、后轴侧向力为:

$$\begin{cases} F_{yf} = \frac{l_r ma_y + I_{zz} \dot{\gamma} - \Delta M}{l} \\ F_{yr} = \frac{l_f ma_y - I_{zz} \dot{\gamma} + \Delta M}{l} \end{cases} \quad (6)$$

假设各轮侧向力均未达到其附着极限,则可认为其侧向力与垂向载荷近似成比例,同轴左、右车轮侧向力可根据垂向载荷按比例进行分配。

1.1.4 滑模变结构控制

汽车实际横摆响应与参考横摆响应的偏差可通过绕 z 轴的修正横摆力矩 ΔM 来补偿(见图2)。由汽车横摆运动可得:

$$I_{zz} \dot{\gamma} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + \Delta M = M \quad (7)$$

式中: M 为汽车实际横摆力矩。

采用滑模变结构控制计算 ΔM 的值。滑模面定义如下:

$$s = \gamma - \gamma_d \quad (8)$$

$$\dot{s} = \dot{\gamma} - \dot{\gamma}_d = \frac{M}{I_{zz}} - \dot{\gamma}_d \quad (9)$$

采用等速趋近律:

$$\dot{s} = -\eta \text{sgn}(s), \eta > 0 \quad (10)$$

由式(7)、式(9)、式(10)可得:

$$\Delta M = -\bar{I}_{zz} \eta \text{sgn}(s) + \bar{I}_{zz} \dot{\gamma}_d - l_f \hat{F}_{yf} + l_r \hat{F}_{yr} \quad (11)$$

式中: \bar{I}_{zz} 为汽车绕 z 轴转动惯量的标称值; $\hat{F}_{yf}, \hat{F}_{yr}$ 分别为汽车前、后轴侧向力的估计值。

定义李亚普诺夫函数:

$$V = \frac{1}{2} s^2 \quad (12)$$

根据可达性条件,有:

$$\begin{aligned} \dot{V} = s \dot{s} &= s \left(\frac{M}{I_{zz}} - \dot{\gamma}_d \right) = \\ &s \left(\frac{-\bar{I}_{zz} \eta \text{sgn}(s) + \bar{I}_{zz} \dot{\gamma}_d}{\bar{I}_{zz}} - \dot{\gamma}_d \right) = \\ &-\frac{\bar{I}_{zz}}{I_{zz}} \eta |s| + s \left(\frac{\bar{I}_{zz}}{I_{zz}} - 1 \right) \dot{\gamma}_d \leq \\ &-\frac{\bar{I}_{zz}}{I_{zz}} \eta |s| + |s| \left| \frac{\bar{I}_{zz}}{I_{zz}} - 1 \right| |\dot{\gamma}_d| \leq 0 \end{aligned} \quad (13)$$

由此得:

$$\eta \geq \frac{I_{zz}}{\bar{I}_{zz}} \left| \frac{\bar{I}_{zz}}{I_{zz}} - 1 \right| |\dot{\gamma}_d| \quad (14)$$

令 $\beta^+ = \sqrt{\frac{I_{zz \max}}{I_{zz \min}}}$, $\beta^- = \sqrt{\frac{I_{zz \min}}{I_{zz \max}}}$ (其中 $I_{zz \max}$ 和 $I_{zz \min}$ 分别为汽车绕 z 轴转动惯量的最大值、最小值), 可得:

$$\beta^- \leq \frac{\bar{I}_{zz}}{I_{zz}} \leq \beta^+, \beta^- \leq \frac{I_{zz}}{\bar{I}_{zz}} \leq \beta^+ \quad (15)$$

$$\beta^- - 1 \leq \frac{\bar{I}_{zz}}{I_{zz}} - 1 \leq \beta^+ - 1 \quad (16)$$

取 $\bar{\beta} = \max\{|\beta^- - 1|, |\beta^+ - 1|\}$, η 只需满足下式, 即可满足可达性条件:

$$\eta \geq \beta^+ \bar{\beta} |\dot{\gamma}_d|_{\max} \quad (17)$$

通过估计 $I_{zz \max}$ 、 $I_{zz \min}$ 及 $|\dot{\gamma}_d|_{\max}$ 的大小, 即可得到 η 的取值范围。

滑模控制在切换面的切换动作会造成控制不连续而产生抖振, 实际系统中抖振只能一定程度上削弱而不能消除。因此, 在应用滑模控制时用连续函数 $\theta(s) = s/(|s| + \delta)$ 代替符号函数 $\text{sgns}(s)$ 来削弱抖振, 其中 δ 为很小的正常数。

1.2 制动力优化分配

通过上节所设计的滑模控制器可得到给定工况下需施加给车辆的修正横摆力矩, 而修正横摆力矩的实现可通过转向获取侧向力的方式产生, 也可通过差动制动或驱动的方式产生。该控制系统的修正横摆力矩通过同侧车轮制动来产生, 前、后车轮制动力按照最优化方法进行分配。

假设单独制动左侧车轮, 轮胎力利用率 J 可通过下式表达:

$$J = w_1 \frac{F_{x1}^2 + \hat{F}_{y1}^2}{\hat{F}_{z1}^2} + w_2 \frac{\hat{F}_{y2}^2}{\hat{F}_{z2}^2} + w_3 \frac{F_{x3}^2 + \hat{F}_{y3}^2}{\hat{F}_{z3}^2} + w_4 \frac{\hat{F}_{y4}^2}{\hat{F}_{z4}^2} \quad (18)$$

式中: $w_1 \sim w_4$ 为各轮权重系数; $F_{x1} \sim F_{x4}$ 为施加在各轮的制动力; $\hat{F}_{y1} \sim \hat{F}_{y4}$ 为各轮侧向力估计值; $\hat{F}_{z1} \sim \hat{F}_{z4}$ 为各轮垂向载荷估计值。

J 越小, 则轮胎力利用率越高。

同时, 分配得到的前、后车轮的制动力绕 z 轴的力矩应等于滑模控制中求出的修正横摆力矩, 即:

$$\Delta M \approx \frac{t}{2} (F_{x1} + F_{x3}) \quad (19)$$

考虑到附着极限的限制, 汽车各轮纵向、侧向及垂向力需满足以下条件:

$$\begin{cases} \frac{F_{x1}^2 + \hat{F}_{y1}^2}{\mu^2 \hat{F}_{z1}^2} - 1 \leq 0 \\ \frac{F_{x3}^2 + \hat{F}_{y3}^2}{\mu^2 \hat{F}_{z3}^2} - 1 \leq 0 \end{cases} \quad (20)$$

当需要制动汽车右侧车轮时, 前、后轮制动力分配方法同上。

采用 MATLAB 中的 `fmincon` 函数对式 (18) ~ (20) 所表达的优化问题进行求解, 即可得到汽车前、后制动车轮制动力。

2 仿真结果及分析

通过 MATLAB/Simulink 与 Carsim 联合仿真验证基于同侧车轮制动力优化分配的汽车稳定性控制系统的控制效果。考虑到车辆稳定性控制系统与驾驶员密切相关, 分别进行驾驶员开环转向输入和闭环转向输入仿真。开环输入选择典型的单移线工况, 闭环输入选择车辆在实际运行过程中经常遇到的坡道转弯工况。仿真车辆的技术参数见表 1。

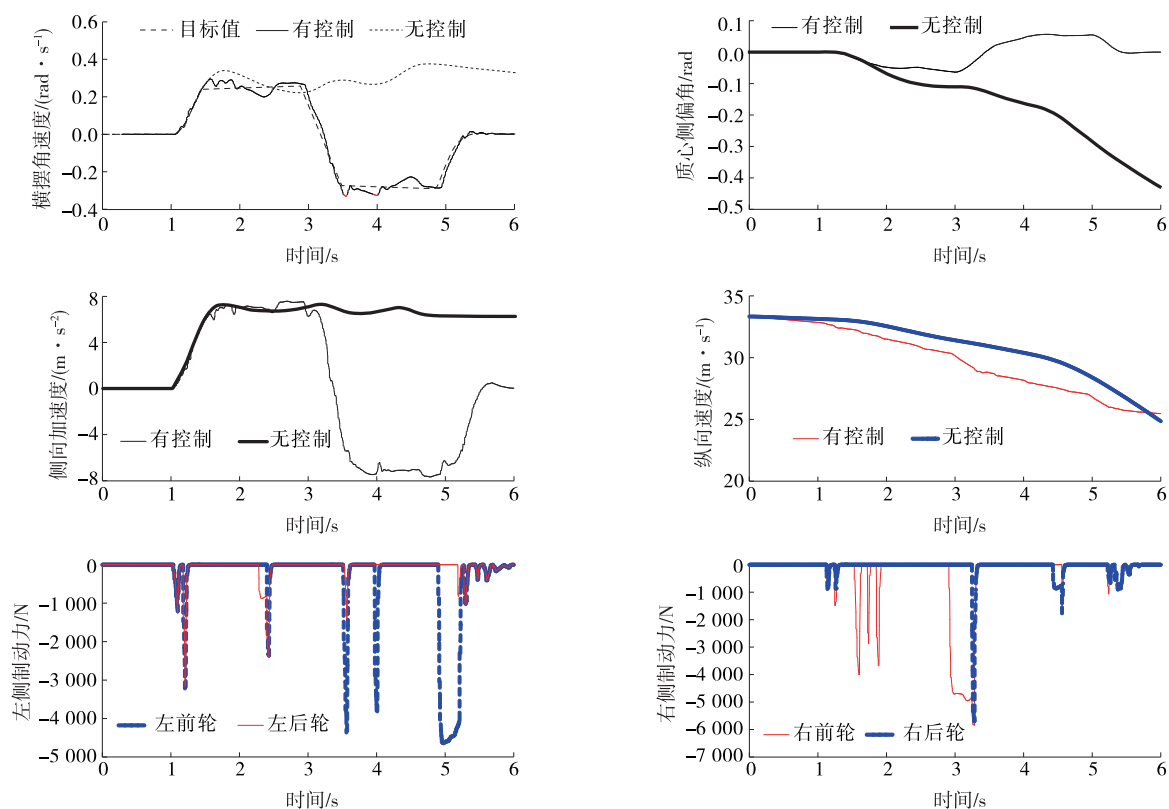
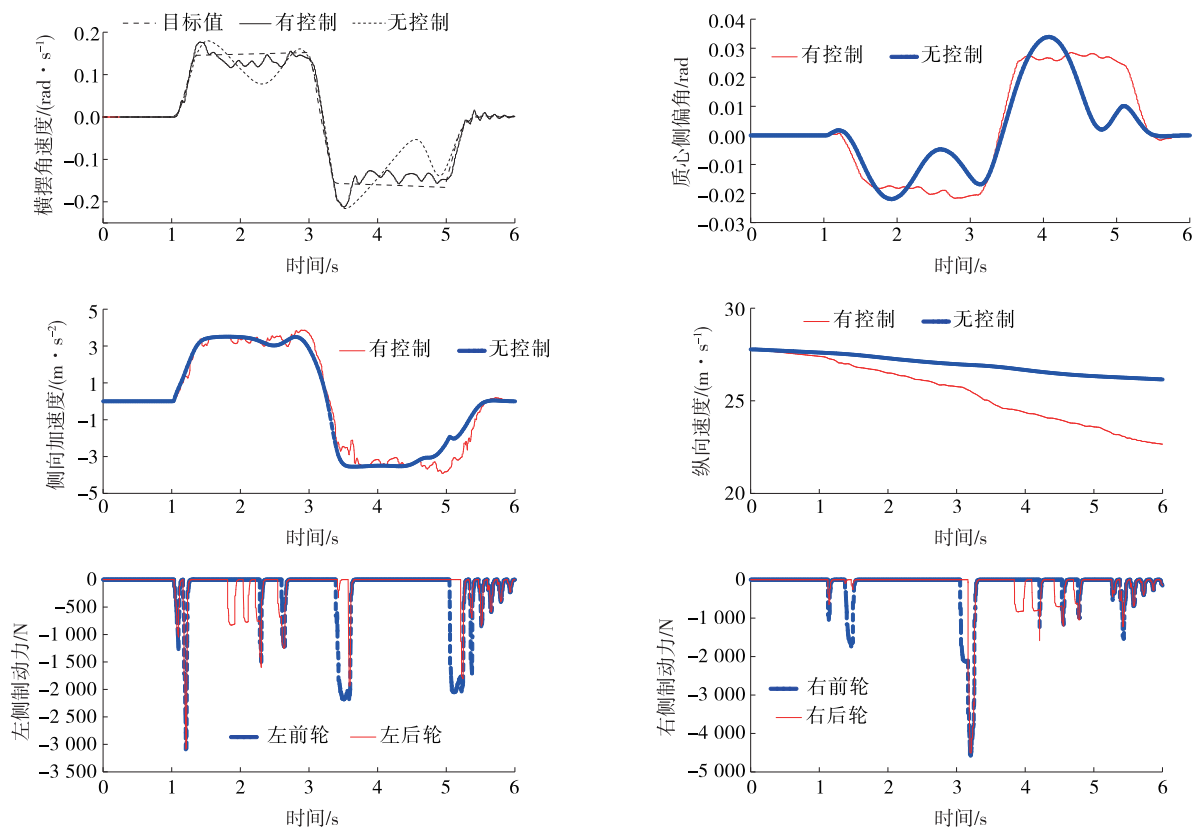
表 1 仿真车辆的相关参数

参数	数值
整车质量/kg	1 529.98
绕 z 轴横摆转动惯量/(kg · m ²)	4 607.47
质心距前轴距离/m	1.11
质心距后轴距离/m	1.666 22
质心高度/m	0.54
前(后)轴左、右轮距/m	1.55
前轴侧偏刚度/(N · rad ⁻¹)	130 000
后轴侧偏刚度/(N · rad ⁻¹)	140 000

2.1 开环仿真

开环仿真选择典型的单移线工况, 前轮转角频率为 0.25 Hz, 幅值为 0.09 rad。仿真路面考虑干燥、湿滑两种情况, 干燥路面附着系数 μ 设为 0.8, 汽车初始速度为 120 km/h; 湿滑路面附着系数 μ 设为 0.4, 汽车初始速度为 100 km/h。仿真结果见图 3、图 4。

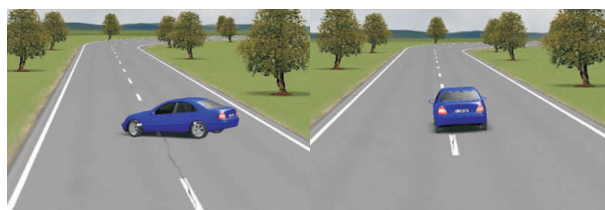
从图 3、图 4 可看出: 不管是在干燥路面还是在湿滑路面上, 采用同侧车轮制动力优化分配控制的车辆的实际横摆响应均能较好地跟踪参考横摆响应, 同时质心侧偏角减小, 可有效预防汽车侧滑、甩尾等失稳状况的发生。

图3 $\mu=0.8$ 时的开环仿真结果图4 $\mu=0.4$ 时的开环仿真结果

2.2 闭环仿真

考虑到车辆在实际行驶过程中经常遇到下长坡后紧急转弯的危险工况,闭环仿真模拟该运行工况进行设置。仿真道路坡度 1.5 deg,坡长 350 m,最小转弯半径 160 m。仿真路面考虑干燥、湿滑两种情况,干燥路面附着系数 μ 设为 0.8,汽车初始速度为 130 km/h;湿滑路面附着系数 μ 设为 0.4,汽车初始速度为 94 km/h。仿真结果见图 5~8。

从图 5、图 7 可看出:在高附着系数路面上,无控制车辆以较高速度运行到坡底转弯时因过多转向发生失稳跑偏,而采用同侧车轮制动力优化分配控制的车辆在实际运行轨迹与目标轨迹发生约 1 m 侧向偏移后重新回到目标路线且沿目标路线继续前行;该仿真工况下,有控制车辆的横摆角速度和质心侧偏角总体上均比不带控制的车辆小。



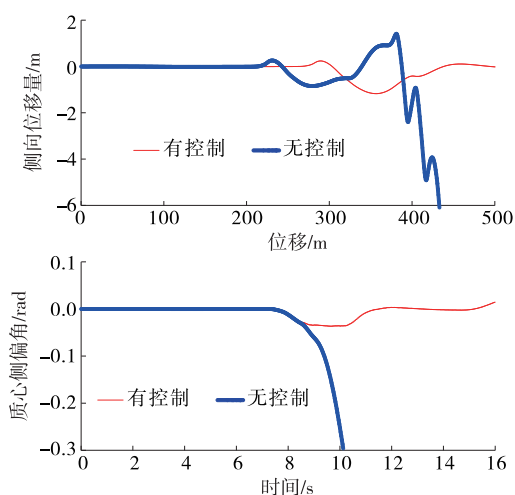
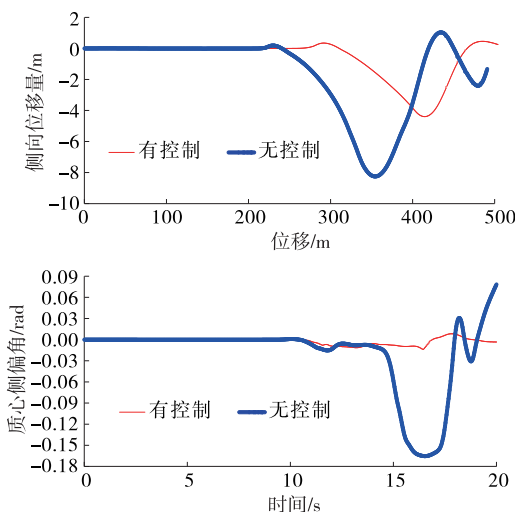
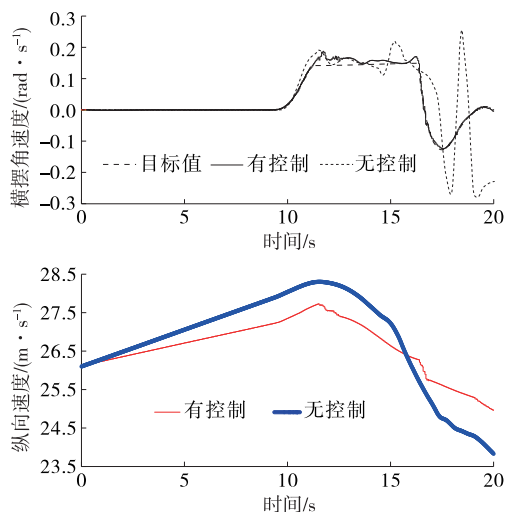
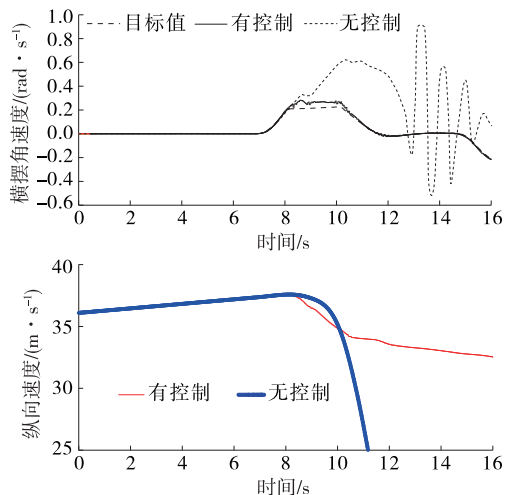
(a) 无控制车辆

(a) 有控制车辆

图 5 $\mu=0.8$ 时的联合仿真效果

(a) 无控制车辆

(a) 有控制车辆

图 6 $\mu=0.4$ 时的联合仿真效果图 7 $\mu=0.8$ 时的闭环仿真结果图 8 $\mu=0.4$ 时的闭环仿真结果

(下转第 30 页)

低,均在150%以内。

5 结语

该文在前人研究的基础上对影响商业综合体交通出行率的因素进行分析,根据调查结果给出了广州市商业综合体交通出行率初步推荐指标和研究方法。但由于所调查样本较小,其研究结果仅具有参考价值。还需进一步补充调查样本,增加基础数据,从而完善和验证研究结论,建立较完善的广州市商业综合体出行率指标标准,为综合体交通影响评价提供参考。

参考文献:

- [1] 克而瑞信息集团.2013年中国城市总体年度报告[R].上海:克而瑞信息集团,2014.
- [2] CJJ/T 141—2010,建设项目交通影响评价技术标准[S].
- [3] 交通出行率指标研究课题组.交通出行率手册[M].北京:中国建筑工业出版社,2009.

- [4] 上海市城乡建设和交通委员会.上海市建设项目交通影响评价技术标准(征求意见稿)[S].
- [5] 深圳市交通运输委员会.深圳市建设项目交通影响评价技术指引(试行)[S].
- [6] 陈彦美,路启.商业综合体建设项目交通出行生成率分析:以天津为例[J].城市道桥与防洪,2014(7).
- [7] 黄杉,武前波,崔万珍.国内外城市综合体的发展特征与类型模式[J].经济地理,2013,33(4).
- [8] 许轶群.城市综合体的功能构成与功能组合模式研究[D].济南:山东建筑大学,2011.
- [9] 杜华兵,陈金川,郭继孚.北京市办公建筑交通出行率研究[J].交通运输系统工程与信息,2007,7(3).
- [10] 柳丽娜,陈艳艳.北京市商业网点交通出行率研究[J].公路与汽运,2009(2).
- [11] 王根城,刘小明,陈金川.北京市住宅建筑交通出行率研究[J].公路交通科技,2008,25(2).
- [12] 王楠楠.城市综合体项目的交通影响分析研究[D].呼和浩特:内蒙古科技大学,2014.

收稿日期:2016-09-30

(上接第5页)

从图6、图8可看出:在湿滑路面上,无控制车辆与采用同侧车轮制动力优化分配控制的车辆在运行到坡底转弯时因不足转向运行轨迹均发生侧向偏移,但有控制车辆最大侧向偏移量比无制动车辆的小,且能更快重新回到目标路线;有控制车辆的横摆角速度能较好地跟踪参考横摆角速度,质心侧偏角被控制在一个较小的范围。

3 结论

(1) 基于同侧车轮制动力优化分配的汽车稳定性控制系统能有效改善汽车的横摆响应,减小汽车质心侧偏角,预防侧滑、甩尾等失稳状况的发生。

(2) 基于同侧车轮制动力优化分配的汽车稳定性控制系统在汽车多种运行工况下均可发挥作用,提升汽车横向稳定性。

参考文献:

- [1] 杨秀建,王增才.极限工况下汽车稳定性的最优保性能控制[J].农业机械学报,2008,39(6).
- [2] 唐耀鹏.基于直接横摆力矩控制的汽车ESP系统研究[D].西安:长安大学,2009.
- [3] 康南.半挂汽车列车的横向稳定性与控制研究[D].昆明:昆明理工大学,2012.

- [4] 刘跃,方敏,王洪波.车辆稳定控制中的合力计算与分配[J].控制理论与应用,2013,30(9).
- [5] Wanki Cho, Jangyeol Yoon, Seongjin Yim, et al. Estimation of tire forces for application to vehicle stability control[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2010, 59(2).
- [6] H Kim, S Lee, J K Hedrick. Active yaw control for handling performance improvement by using traction force [J]. International Journal of Automotive Technology, 2015, 16(3).
- [7] 张聪,王振臣,程菊,等.4WIS-4WID车辆横摆稳定性AFS+ARS+DYC滑模控制[J].汽车工程,2014,36(3).
- [8] 刘震涛,魏强,朱绍鹏,等.基于车辆稳定性的轮胎力优化分配研究[J].机电工程,2015,32(3).
- [9] 郑琦巍,吴国坚,占国强.SR6118TH客车制动系的设计与性能分析[J].客车技术与研究,2012,34(5).
- [10] 胡宗梅,李骏.客车制动力分配比优化设计与计算[J].公路与汽运,2008(4).
- [11] 熊璐,余卓平,姜炜,等.基于纵向力分配的轮边驱动电动汽车稳定性控制[J].同济大学学报:自然科学版,2010,38(3).
- [12] 李礼夫,徐凌凡.基于前后轮制动力分配的车辆横摆力矩调节方法研究[J].机械与电子,2012(5).

收稿日期:2016-10-18