

## 车辆主动转向和独立驱动集成控制

柳江<sup>1</sup>, 王政皓<sup>1†</sup>, 张业<sup>1</sup>, 陈朋<sup>2</sup>

(1. 青岛理工大学, 山东 青岛 266520; 2. 奇瑞汽车股份有限公司, 安徽 芜湖 241000)

**摘要:** 针对车辆行驶安全的主动控制问题, 本文提出一种主动转向和4轮独立驱动的双层集成控制系统. 针对所建立的8自由度汽车模型, 利用上层控制结构的质心侧偏角—质心侧偏角速度 $\beta-\dot{\beta}$ 相平面算法, 实现对车辆运动状态的确定; 利用下层控制结构的滑模变结构和二次规划算法, 实现主动转向和驱动力的协调, 控制车辆的运行状态. 在MATLAB/Simulink下, 对集成控制器进行增幅正弦极限工况的仿真, 结果显示该集成控制器可将车辆的横摆和侧滑控制在安全的区域内, 明显提高极限工况下的车辆稳定性.

**关键词:** 主动安全系统; 集成控制; 主动转向; 独立驱动

**引用格式:** 柳江, 王政皓, 张业, 等. 车辆主动转向和独立驱动集成控制. 控制理论与应用, 2019, 36(8): 1351–1359

DOI: 10.7641/CTA.2018.80016

## Active steering and independent drive integrated control

LIU Jiang<sup>1</sup>, WANG Zheng-hao<sup>1†</sup>, ZHANG Ye<sup>1</sup>, CHEN Peng<sup>2</sup>

(1. Qingdao University of Technology, Qingdao Shandong 266520, China;

2. Chery Automobile Corporation, Wuhu Anhui 241000, China)

**Abstract:** Focus on the vehicle's active safety system, we proposed a novel double-layer integrated control system, which consist of an active steering and a four-wheel independent drive subystems. An eight-freedom vehicle model for this new intergrated system was established at first. In order to determine the vehicle motion, we built a two-layer control structure. the upper layer control took the centroid side-slip angle and its derivative as the control targets for the phase plane algorithm. The lower control layer used the sliding mode variable structure control for the active steer, and the quadratic programming algorithm for the wheel drive forces control. By the coordination control, the lower layer controller can ensure the vehicle with a stable running state. Simulations with increase sine critical conditions were performed using MATLAB/Simulink. The results showed that the integrated controller can reduce the car's yaw and sideslip motions within a secure band, improving the vehicle stability under the critical condition.

**Key words:** active safety system; integrated control; active steering; independent drive

**Citation:** LIU Jiang, WANG Zhenghao, ZHANG Ye, et al. Active steering and independent drive integrated control. *Control Theory & Applications*, 2019, 36(8): 1351–1359

### 1 引言

随着车辆主动控制技术的发展, 运用在车辆上的电子控制技术也迅猛发展, 这其中, 会出现电子控制技术相互干涉的问题, 为解决这些矛盾, 实现多种需求兼顾的要求, 底盘集成控制系统(integrated chassis control, ICC)成为了车辆主动控制的重点.

2014年, 赵健、郭俐彤等人提出主动转向和主动差动制动集成系统, 以横向载荷转移率为因子, 进行了模型预测算法的设计, 提高车辆的抗侧翻能力, 然而, 该研究未能考虑危险的侧滑工况<sup>[1]</sup>; 2015年, 陈灿

波提出主动悬架和防抱死制动系统(anti-lock braking system, ABS)集成控制, 可以提高制动过程的纵向稳定性, 提高制动舒适性, 然而并未考虑侧向稳定性问题<sup>[2]</sup>; 2016年, 袁希文等人针对电动车辆, 提出主动转向和电液制动集成系统, 转弯制动时可以很好的跟踪横摆角速度. 然而, 其7自由度模型未考虑轮胎侧向刚度问题, 且在解决横摆的同时却忽略了侧滑问题<sup>[3]</sup>. 目前以车辆稳定性为目标的底盘集成控制系统, 包括电子稳定程序(electrical stability program, ESP)、直接横摆力矩控制(direct yaw moment control, DYC)技术,

收稿日期: 2018-01-08; 录用日期: 2018-10-11.

<sup>†</sup>通信作者. E-mail: wangzhaov@163.com; Tel.: +86 15064239006.

本文责任编辑: 陈虹.

国家自然科学基金项目(51575288)资助.

Supported by the National Natural Foundation of China (51575288).



针对图2(c)中整车模型的4个车轮,在轮胎坐标系建立单独的动力学模型如图2(d)所示,二者之间的转换关系如式(5)所示:

$$\begin{bmatrix} F_{xi} \\ F_{yi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \delta_i & -\sin \delta_i \\ \sin \delta_i & \cos \delta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xwi} \\ F_{ywi} \end{bmatrix}, \quad (5)$$

式中:  $F_{xi}$ ,  $F_{yi}$ 是整车坐标系下第*i*( $i = 1, 2, 3, 4$ )个车轮的纵向力和侧向力;  $F_{xwi}$ ,  $F_{ywi}$ 是第*i*个轮胎的纵向力和侧向力;  $\delta_i$ 是第*i*个轮胎转角;  $v_x$ 和 $v_y$ 分别是整车的纵向车速和侧向车速;  $r$ 是整车横摆角速度;  $\varphi$ 是车身的侧倾角。

轮胎的滑移率*S*的计算,可用方程(6)表示:

$$s_i = \begin{cases} \frac{v_{xi} - r_w \omega_i}{v_{xi}}, & r_w \omega_i \leq v_{xi}, \\ \frac{v_{xi} - r_w \omega_i}{r_w \omega_i}, & r_w \omega_i \geq v_{xi}, \end{cases} \quad (6)$$

其中:  $r_w$ 是轮胎的半径;  $\omega_i$ 是第*i*( $i = 1, 2, 3, 4$ )个轮胎的角速度;  $S_i$ 代表第*i*个车轮的滑移率,其取值范围 $[-1, 1]$ 。

两个前轮的垂向力

$$F_{zi} = mg \frac{l_r}{2l} - \frac{ma_x h_x}{2l} - (-1)^i \frac{a_y}{t_f} \left( \frac{m_s l_{fs} h_{scg}}{l} + m_{uf} h_{uf} \right) + (-1)^i \frac{1}{t_f} (K_{\phi f} \varphi + C_{\phi f} \dot{\varphi}). \quad (7)$$

两个后轮的垂向力

$$F_{zi} = mg \frac{l_f}{2l} + \frac{ma_x h_s}{2l} - (-1)^i \frac{a_y}{t_r} \left( \frac{m_s l_{fs} h_{scg}}{l} + m_{ur} h_{ur} \right) + (-1)^i \frac{1}{t_r} (K_{\phi r} \varphi + C_{\phi r} \dot{\varphi}), \quad (8)$$

其中:  $F_{zi}$ 为第*i*( $i = 1, 2, 3, 4$ )个轮胎的垂向力;  $a_x$ 和 $a_y$ 分别是整车纵向加速度和侧向加速度;  $t_f$ ,  $t_r$ 分别为前、后轴轮距; 整车质量 $m$ ; 簧上质量 $m_s$ ; 前、后轴簧载质量 $m_{uf}$ ,  $m_{ur}$ , 且 $m_{uf} = m_{ur}$ ; 整车横摆转动惯量 $I_{zz}$ ; 车身侧倾转动惯量 $I_{sz}$ ; 簧上质量惯性积 $I_{xz}$ ; 车轮转动惯量 $I_w$ ; 轴距 $l$ ; 整车质心到前、后轴距离 $l_f$ ,  $l_r$ , 簧上质量质心到前、后轴距离 $l_{fs}$ ,  $l_{rs}$ ,  $h_s$ 为整车质心高度; 簧上质量质心与整车质心间距 $h_{scg}$ ; 前后轴非簧上质量质心高度 $h_{uf}$ ,  $h_{ur}$ ; 前、后轴轮距 $t_f$ ,  $t_r$ , 且 $t_f = t_r$ ; 车轮名义转动半径 $r_w$ ;  $K_{\phi f}$ ,  $K_{\phi r}$ 分别为前、后轴等效侧倾刚度;  $C_{\phi f}$ ,  $C_{\phi r}$ 分别为前、后轴的等效侧倾阻尼; 重力加速度常数 $g$ 。

通过图2(d)计算各个轮胎的侧偏角。两个前轮的侧偏角

$$\alpha_i = -\delta + \arctan \left( \frac{v_y + r l_f}{v_x + \frac{(-1)^i r t_f}{2}} \right). \quad (9)$$

两个后轮的侧偏角

$$\alpha_i = \arctan \left( \frac{v_y - r l_r}{v_x + \frac{(-1)^i r t_r}{2}} \right), \quad (10)$$

其中 $\alpha_i$ 为第*i*( $i = 1, 2, 3, 4$ )个轮胎的侧偏角。

### 3.2 改进的Dugoff轮胎模型

Dugoff轮胎模型是一种适合车辆控制系统设计的轮胎模型,其模型的形式较为简单,由路面附着系数 $\mu$ 、滑移率*S*和侧偏角 $\alpha$ 组成<sup>[7]</sup>,为使模型更加精确,本文在传统的Dugoff轮胎模型上增加修正函数 $G_1$ 和 $G_2$ ,纵向力修正系数 $G_1$ 与路面附着系数 $\mu$ 和滑移率*S*有关,侧向力修正系数 $G_2$ 与路面附着系数 $\mu$ 和侧偏角 $\alpha$ 有关,根据仿真试验得到经验公式如下:

$$G_1 = 1 + \frac{0.3 - S}{S + 3.237\mu^2 - 1.456\mu + 0.7},$$

$$G_2 = (\mu - 1.6) \tan \alpha + 1.155.$$

建立改进的Dugoff轮胎模型如下:

$$F_x = G_1 \cdot C_s \frac{S}{1 + S} f(\lambda), \quad (11)$$

$$F_y = G_2 \cdot C_\alpha \frac{\tan \alpha}{1 + S} f(\lambda), \quad (12)$$

其中:

$$\lambda = \frac{\mu F_z (1 + S)}{2 \sqrt{(C_s S)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}},$$

$$f(\lambda) = \begin{cases} (2 - \lambda)\lambda, & \lambda < 1, \\ 1, & \lambda \geq 1. \end{cases}$$

图3-4如下所示。

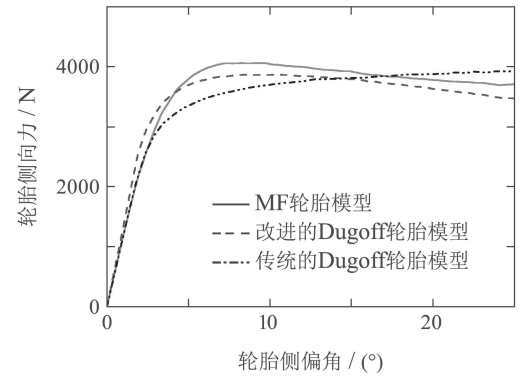


图3 改进的Dugoff轮胎模型侧向力

Fig. 3 The lateral force of modified Dugoff tire model

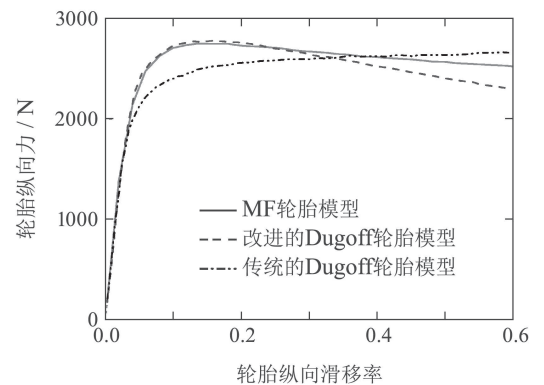


图4 改进的Dugoff轮胎模型纵向力

Fig. 4 The longitudinal force of modified Dugoff tire model

通过图3-4可得, 传统的Dugoff轮胎模型在轮胎侧偏角 $3^\circ$ 以内, 滑移率0.05以内能很好的拟合魔术公式, 但超出该范围, 则与魔术公式拟合度较差, 改进的Dugoff轮胎模型的质心侧偏角在 $20^\circ$ 以内, 滑移率0.6以内, 能更好的拟合魔术公式的轮胎模型. 且与魔术公式相比, 采用了更少的参数, 计算量小.

### 3.3 状态估计

由于难以通过传感器实时获取路面附着系数和质心侧偏角数据, 因此本文利用8自由度整车模型, 通过整车侧向加速度和侧偏角速度对路面附着系数和质心侧偏角分别进行估算<sup>[8-9]</sup>.

#### 3.3.1 路面附着系数估算

对于路面附着系数的估计, 直接采用侧向加速度进行估计则会使估算偏低, 因此, 本文增加附着偏差修正系数 $\mu_{\text{error}}$ 实现更精确的对路面附着系数估计.

附着偏差修正系数为非线性度 $\Delta\gamma$ 的函数<sup>[10]</sup>:

$$\mu_{\text{error}} = M_{\text{error}}(\Delta\gamma), \quad (13)$$

且

$$\Delta\gamma = [1 + (\frac{u}{v_c})^2] \frac{(\omega_{nr} - \omega_r)L}{u} \frac{|\omega_r|}{\omega_r}.$$

附着系数的估计方程

$$\mu = |G_y| + \mu_{\text{error}}. \quad (14)$$

式(13)中:

$$v_c = \sqrt{\frac{C_f \cdot C_f \cdot (a+b)^2}{m(C_r \cdot b - C_f \cdot a)}}, \quad (15)$$

式(14)中:

$$G_y = \frac{a_y}{g} \leq 0.8, \quad (16)$$

其中:  $G_y$ 是侧向加速度附着系数;  $\omega_r$ 是名义横摆角速度;  $\Delta\gamma$ 为非线性度;  $C_f$ 为前轮侧偏刚度;  $C_r$ 为后轮侧偏刚度.

#### 3.3.2 车辆质心侧偏角估算

侧偏角估计常用卡尔曼滤波和直接积分和龙贝格观测器算法3种方法. 本文采用直接积分法, 尽管由于误差积累问题, 该方法在长时间尺度下不如另外两者, 但在极限工况下能较为快速的描述质心侧偏角变化趋势, 优于另外两者<sup>[11]</sup>. 根据图2(c)图侧向加速度 $a_y$ 和质心侧偏角速度 $\dot{\beta}$ 的关系如下:

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{v_x} - r. \quad (17)$$

通过对上式两端积分, 可得到车辆质心侧偏角 $\beta$

$$\beta = \beta_0 + \int (\frac{a_y}{v_x} - r) dt, \quad (18)$$

其中:  $\dot{\beta}$ 是质心侧偏角速度;  $\beta$ 是质心侧偏角,  $\beta_0$ 是质心侧偏角初值. 对 $a_y$ 的实时监测可保证侧偏角瞬时状态值相对准确.

## 4 ASID集成控制器设计

质心侧偏角和横摆角速度是影响车辆稳定性的主要参数, 当轮胎工作区域为线性时, 对质心侧偏角和横摆角速度分别进行控制, 具有等效的控制效果, 而当轮胎工作区域为非线性区域时, 对质心侧偏角的控制可实现更好的整车稳定性效果. 因此, 本文采用相平面理论计算获得 $\beta$ - $\dot{\beta}$ 相平面, 对相平面进行稳定性区域划分, 通过稳定性区域的划分实现对车辆运动状态的确定, 通过采用不同的整车纵向车速 $v_x$ 和路面附着系数 $\mu$ , 拟合相平面稳定区域的边界方程.

### 4.1 上层控制器

$\beta$ - $\dot{\beta}$ 相平面稳定区域边界方程<sup>[12]</sup>:

$$\begin{cases} |\dot{\beta} + k\beta| \leq c, \\ k = -4.28u^2 + 13.83u - 0.1283, \\ c = 0.2197\mu^2 + 0.5814\mu + 0.03167. \end{cases} \quad (19)$$

图5为 $\beta$ - $\dot{\beta}$ 相平面稳定性区域分布图, 图中红色和黑色4条虚线即为相平面边界, 区域A为完全主动转向区域, 区域B为主动转向和独立驱动的共同工作区域, 区域C则为完全独立驱动区域. 稳定区域A可以用方程(20)表示:

$$|H_1\dot{\beta} + H_2\beta| \leq 0.8; \quad (20)$$

稳定区域A+B可以用方程(21)表示:

$$|H_1\dot{\beta} + H_2\beta| \leq 1, \quad (21)$$

其中:  $H_1 = \frac{1}{c}$ ,  $H_2 = \frac{k}{c}$ .

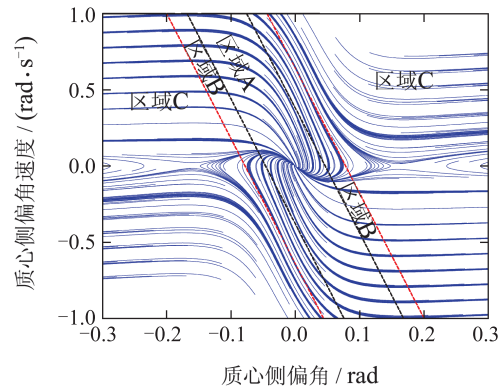


图5 相平面稳定区域

Fig. 5 Phase plane stability area

在3个区域中, 区域A和区域B为稳定状态, 而区域C为不稳定状态, 因此, 集成控制器的控制目标是将车辆控制在稳定区域的工作范围内.

工作稳定过程车轮转角可表示为

$$\delta = \begin{cases} \delta_c, & 0 < c_1 < 0.8, \\ c_1\delta_c, & 0.8 \leq c_1 < 1, \end{cases} \quad (22)$$

所产生的横摆力矩方程可表示为

$$M_{zc} = \begin{cases} M_{zc}, & 0 < c_2 < 0.8, \\ c_2 M_{zc}, & 0.8 \leq c_2 < 1, \end{cases} \quad (23)$$

其中  $c_1 + c_2 = 1$ . 主动转向系数  $c_1$  和独立驱动系数  $c_2$  的变化曲线如图6所示.

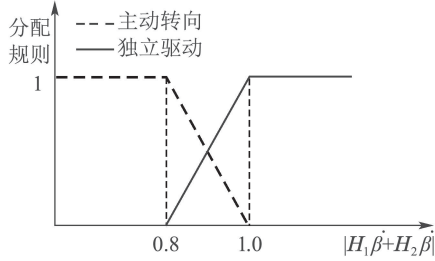


图6 集成控制器分配规则

Fig. 6 The rule of integrated control

从图中可知, 在稳定区域内主要由主动转向控制器工作. 因此, 在集成控制器中设置一个稳定控制区域, 当相点超出稳定区域时, 由额外的横摆力矩  $M_{zc}$  来平衡整车稳定性.  $M_{zc}$  由相平面计算得出, 其稳定误差如图7所示.

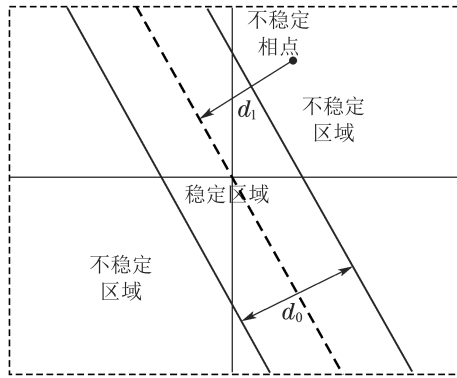


图7 稳定性误差

Fig. 7 Error of stability

计算相平面的误差, 得到方程如下:

$$d_1 = \frac{|\dot{\beta} + k\beta|}{\sqrt{1+k^2}}, \quad (24)$$

$$d_0 = \frac{|2c_1|}{\sqrt{1+k^2}}, \quad (25)$$

$$e_{\beta-\dot{\beta}} = d_1 - \frac{d_0}{2}, \quad (26)$$

其中:  $d_1$  是不稳定的相点到边界的中间线垂直距离,  $d_0$  是两条稳定边界线之间的距离,  $e_{\beta-\dot{\beta}}$  是不稳定的相点到稳定边界距离.

对于  $M_{zc}$  求解, 本文采用PID算法进行求解, 得到横摆力矩  $M_{zc}$  方程<sup>[13]</sup>

$$M_{zc} = K_p e_{\beta-\dot{\beta}} + K_i \int e_{\beta-\dot{\beta}} dt + K_d \frac{de_{\beta-\dot{\beta}}}{dt}, \quad (27)$$

其中:  $K_p$  是  $\beta-\dot{\beta}$  相平面的比例参数;  $K_i$  是积分的参数;  $K_d$  是微分的参数.

## 4.2 下层控制器设置

下层控制器主要包括主动转向和独立驱动两个控制器, 主动转向控制器采用滑模控制算法, 独立驱动控制器采用二次规划算法.

### 4.2.1 主动转向控制器

在对主动转向控制器的研究中, 将图2(c)简化为二自由度车辆转向模型, 如图8所示<sup>[14]</sup>.

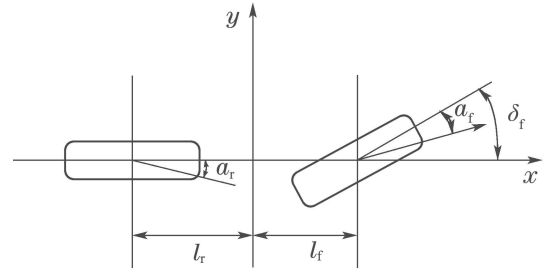


图8 二自由度车辆模型

Fig. 8 The two-freedom vehicle model

二自由度车辆模型的状态方程为

$$\dot{X} = AX + BU, \quad (28)$$

其中:

$$X = \begin{pmatrix} V_y \\ r_{ss} \end{pmatrix}, \quad U = \delta_f,$$

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-(C_f + C_r)}{mu} & \frac{l_r C_r - l_f C_f}{mu} - v_x \\ \frac{l_r C_r - l_f C_f}{I_z u} & \frac{-(a_f^2 C_f + l_r^2 C_r)}{I_z u} \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{C_f}{m} \\ \frac{l_f C_f}{I_z} \end{bmatrix},$$

其中:  $I_z$  是绕  $z$  轴的转动惯量;  $r_{ss}$  是横摆角速度.

汽车的横摆角速度期望值计算方程为

$$r_d = \min(|r_{ss}|, |r_{up}|) \cdot \text{sgn } \delta_d, \quad (29)$$

其中  $\text{sgn } \delta_d$  为符号函数.

横摆角速度的上界值  $r_{up}$  的计算方程:

$$r_{up} = \frac{\mu g}{u}. \quad (30)$$

因此, 可定义横摆角速度跟踪误差为

$$e = r - r_d. \quad (31)$$

滑模控制算法将切换函数  $s$  定义为横摆角速度跟踪误差, 即

$$s = e. \quad (32)$$

采用指数趋近率的方法来求切换函数的导数

$$\dot{s} = -k_1 s - k_2 \operatorname{sgn} s, \quad (33)$$

其中:  $k_1$  和  $k_2$  是正数,  $-k_1 s$  项可保证系统在横摆角速度误差增大时, 实现快速趋近于滑模状态.

通过二自由度模型求解前轮转角为

$$\delta_f = \frac{1}{b_2} [-a_{21} V_y - a_{22} r + \dot{r}_d - k_1 (r - r_d) - k_2 \operatorname{sat}(s)]. \quad (34)$$

为解决抖振的问题, 定义饱和函数<sup>[15]</sup>:

$$\operatorname{sat} \frac{s}{\varepsilon} = \begin{cases} \frac{s}{\varepsilon}, & |s| \leq \varepsilon, \\ \operatorname{sgn} \frac{s}{\varepsilon}, & |s| > \varepsilon, \end{cases} \quad (35)$$

其中  $\varepsilon$  为边界层厚度. 饱和函数如图9所示.

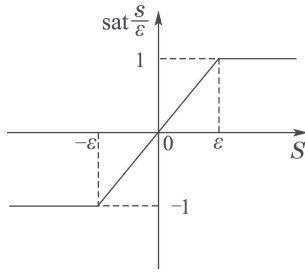


图9 饱和函数示意图

Fig. 9 Schematics of the saturation function

从图9可知, 边界厚度  $\varepsilon$  越小,  $\operatorname{sat} \frac{s}{\varepsilon} = 1$  范围越广, 控制稳定性越好, 但控制增益会变大, 即  $(-\varepsilon, \varepsilon)$  间的函数斜率增大, 抖振也会相应增强; 当  $\varepsilon$  增大, 控制增益和抖振会变小, 但控制稳定性会变差.

主动转向的输出方程是

$$\delta_{fc} = \delta_f - \delta_{fd}, \quad (36)$$

其中:  $\delta_{fc}$  是方向盘补偿角,  $\delta_f$  是控制器计算正确的方向盘转角,  $\delta_{fd}$  是驾驶员对方向盘转角的输入.

单独对主动转向控制器模块进行仿真, 在车速为 50 km/h 的情况下, 方向盘 1 s 内转动 90°, 得到的横摆角速度和质心侧偏角曲线如图10-11所示.

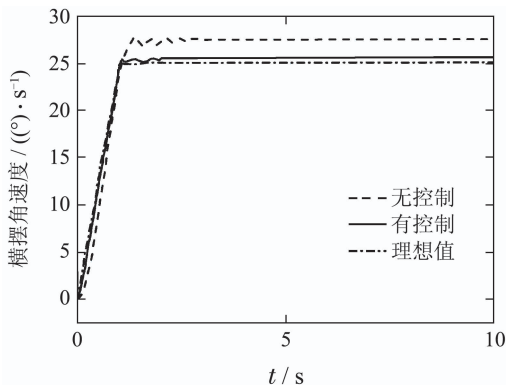


图10 横摆角速度

Fig. 10 Yaw rate

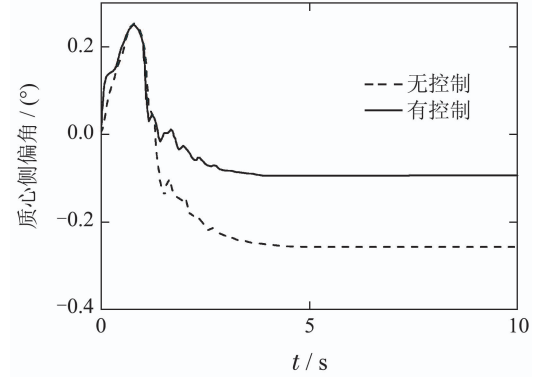


图11 质心侧偏角

Fig. 11 Side slip angle

从图10可知, 在有控制的情况下, 横摆角速度更接近稳定的理想状态(偏差 < 4%), 且达到稳态所需要的时间也明显缩短约 0.6 s; 由图11, 在方向盘转动过程中有控制的质心侧偏角与无控制工况相差不多, 但稳定后的侧偏角绝对值仅为  $\frac{2}{7}$ . 由此可知, 主动转向控制器明显提高转向稳定性.

#### 4.2.2 驱动力分配

本文中的驱动力分配采用二次规划进行驱动力分配, 实现驱动力跟踪误差的最小化和控制输入的最小化<sup>[16-18]</sup>. 车辆的约束条件如图12所示.

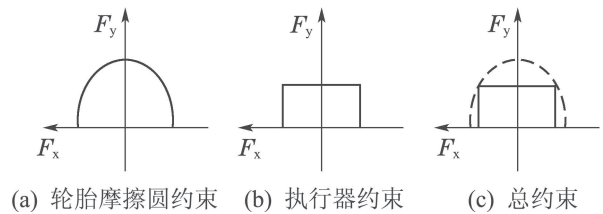


图12 车辆的约束条件

Fig. 12 Vehicle system dynamics constraints condition

轮胎的驱动力和侧向力受到摩擦椭圆的限制如图12(a)所示, 而执行器的限制如图12(b)所示. 在进行驱动力分配时, 需要综合考虑摩擦椭圆和执行器的限制, 即需要满足图12(c)所示的约束条件.

在满足上层控制器的纵向驱动力矩和横摆力矩需求的前提下, 为了降低轮胎负荷率, 提高车辆的稳定裕度, 定义4个轮胎的利用率:

$$\rho_i = \left( \frac{F_{xi}}{F_{zi} r_w} \right)^2. \quad (37)$$

定义目标函数

$$\min J = \sum_{i=1}^4 (\rho_i r_w)^2. \quad (38)$$

由摩擦圆约束条件可知

$$F_{xi}^2 + F_{yi}^2 \leq \mu_i^2 F_{zi}^2. \quad (39)$$

另外, 考虑到轮胎纵向力等式约束, 轮胎纵向力平衡公式为

$$\sum_{i=1}^4 F_{xi} - X = 0. \quad (40)$$

整车横摆力矩平衡公式:

$$(F_{x1} - F_{x2} + F_{x3} - F_{x4}) \frac{d}{2} + (F_{y1} + F_{y2}) l_f - (F_{y3} + F_{y4}) l_r - M_{zc} = 0, \quad (41)$$

式中:  $d$ 为车轮的轮距;  $M_{zc}$ 为失稳时所需的横摆力矩, 由方程(27)求得.

将方程(37)–(41)改写为二次规划的矩阵形式, 改写后的优化方程(42):

$$\begin{aligned} \min_x \quad & \frac{1}{2} x^T H x + f^T x, \\ \text{s.t.} \quad & \begin{cases} A_1 x \leq b_1, \\ A_{eq} x = b_{eq}, \\ F_L \leq x \leq F_U, \end{cases} \end{aligned} \quad (42)$$

其中:  $H$ 是二次项系数矩阵,  $f^T$ 是向量.

$$H = 2 \begin{bmatrix} \left(\frac{1}{F_{z1}}\right)^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \left(\frac{1}{F_{z2}}\right)^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \left(\frac{1}{F_{z3}}\right)^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \left(\frac{1}{F_{z4}}\right)^2 \end{bmatrix},$$

$$f^T = [0 \ 0 \ 0 \ 0],$$

$$A_{eq} = \begin{bmatrix} 1 & 0.5d + l_f \tan \delta_f \\ 1 & -0.5d + l_f \tan \delta_f \\ 1 & 0.5d - l_r \tan \alpha_r \\ 1 & -0.5d - l_r \tan \alpha_r \end{bmatrix}^T, \quad b_{eq} = \begin{bmatrix} X \\ M_{zc} \end{bmatrix},$$

$F_L$ 和 $F_U$ 分别为纵向力的上限和下限, 通过方程(39)可以获得上、下限矩阵:

$$F_L = - \begin{bmatrix} \sqrt{(\mu F_{z1})^2 - F_{y1}^2} \\ \sqrt{(\mu F_{z2})^2 - F_{y2}^2} \\ \sqrt{(\mu F_{z3})^2 - F_{y3}^2} \\ \sqrt{(\mu F_{z4})^2 - F_{y4}^2} \end{bmatrix}^T, \quad F_U = \begin{bmatrix} \sqrt{(\mu F_{z1})^2 - F_{y1}^2} \\ \sqrt{(\mu F_{z2})^2 - F_{y2}^2} \\ \sqrt{(\mu F_{z3})^2 - F_{y3}^2} \\ \sqrt{(\mu F_{z4})^2 - F_{y4}^2} \end{bmatrix}^T.$$

采用正弦工况仿真, 方向盘转角输入如图13所示, 车速为80 km/h的条件下仿真结果如图14–15所示.

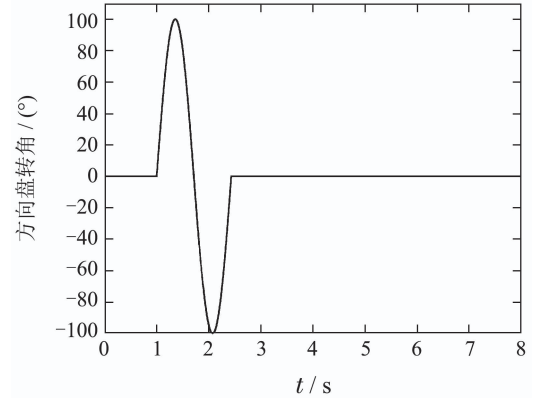


图 13 方向盘转角

Fig. 13 Steer wheel angle

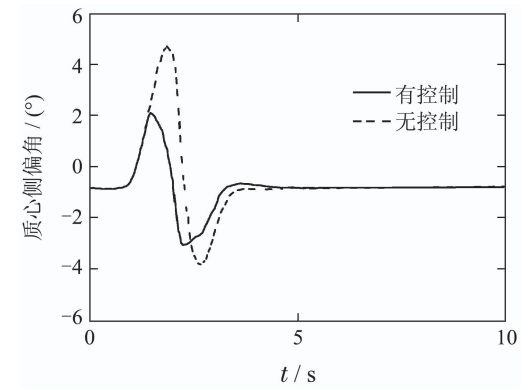


图 14 质心侧偏角

Fig. 14 Side slip angle

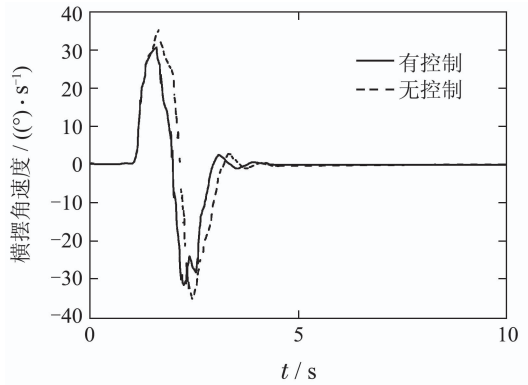


图 15 横摆角速度

Fig. 15 Yaw rate

从图14可知, 在有控制时, 质心侧偏角的峰值仅为无控制的情况下峰值的 $\frac{3}{7}$ , 且达到稳态的时间也缩短1 s左右; 从图15可知, 横摆角速度的峰值在有无控制的情况下变化不大, 但达到稳态的时间缩短0.5 s左右, 由此可知, 驱动力分配控制器明显提高转向稳定性.

## 5 ASID集成控制仿真分析

为了验证集成控制器的控制效果, 在一种增幅正弦极限工况下进行验证, 车速为80 km/h, 方向盘的转

角变化为增幅正弦变化,如图16所示.质心侧偏角和横摆角速度的仿真结果如图17–18所示.当有ASID集成控制时,尽管方向盘输入振幅逐步增大,但质心侧偏角保持在 $\pm 5^\circ$ 内,而无集成控制时,质心侧偏角振幅逐步增大,最终完全发散、失稳;当有ASID集成控制下的整车横摆角速度稳定在 $\pm 11(^{\circ})/s$ 内,振幅波形一致性较好,而无集成控制工况下,横摆角速度逐步增大,最终稳定在 $\pm 50(^{\circ})/s$ 内.此外,集成控制下,车辆的质心侧偏角和横摆角速度响应时间均早于无控制状态,对方向盘的反应更加灵敏.

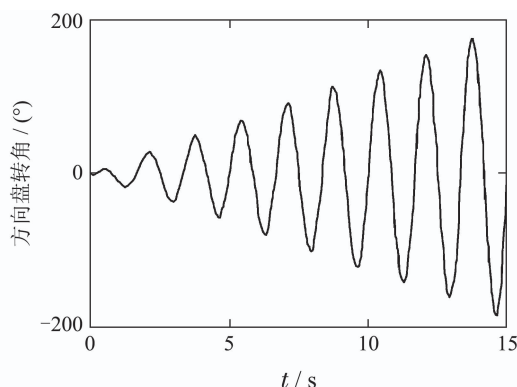


图 16 方向盘转角

Fig. 16 Steer wheel angle

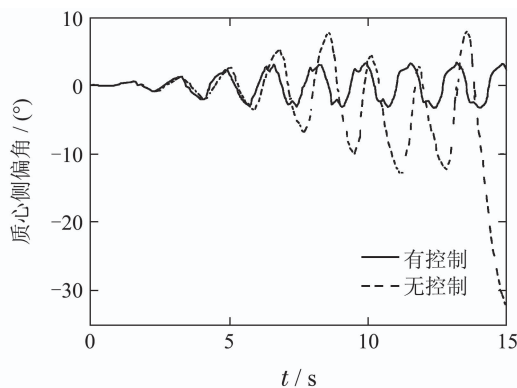


图 17 质心侧偏角

Fig. 17 Side slip angle

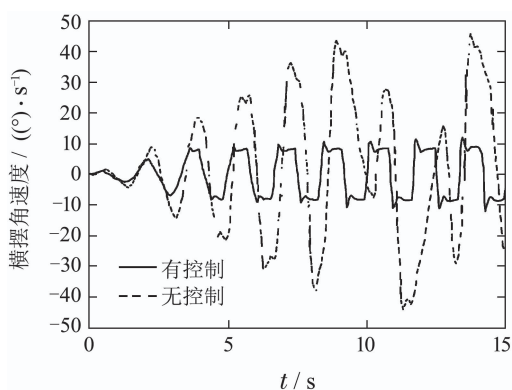


图 18 横摆角速度

Fig. 18 Yaw rate

为分析控制算法对车辆稳定性极限的改善,进行了不同车速下的有无控制的双移线仿真,如图19–20所示.图19为车速80 km/h时的汽车横摆角速度曲线,图20为车速120 km/h时的汽车横摆角速度曲线.

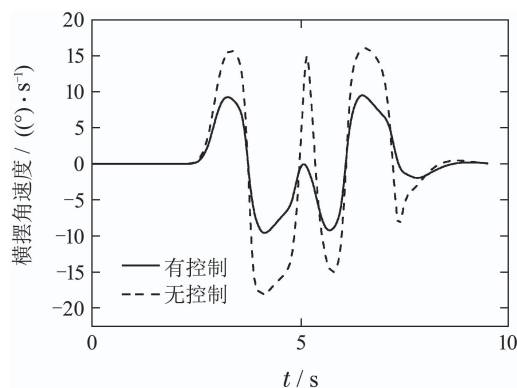


图 19 横摆角速度(80 km/h)

Fig. 19 Yaw rate (80 km/h)

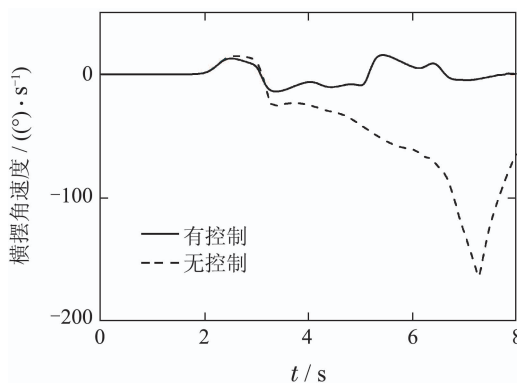


图 20 横摆角速度(120 km/h)

Fig. 20 Yaw rate (120 km/h)

从图19–20中可知,在车辆速度为80 km/h时,有控制的车辆横摆角速度峰值更小,在车辆速度为120 km/h时,无控制的车辆出现明显的失稳现象,而有控制的车辆的横摆角速度依然控制在 $\pm 15(^{\circ})/s$ 的范围内,因此可知,ASID控制可提高车辆失稳的速度极限.

## 6 结论

1) 所提出的对独立驱动和主动转向的集成控制,可以提高车辆的稳定性,尤其是极限转向工况,同时也可提高车辆的失稳速度极限.

2) 利用对8自由度整车模型的双层控制既可以提高单独进行主动转向和独立驱动时的车辆稳定性,更能保证车辆状态始终处于稳定的 $\beta-\dot{\beta}$ 相平面区域.

3) 通过下层结构的协调性控制,可将质心侧偏角和横摆角速度的峰值控制在安全的区域内,且缩短对方向盘输入的响应时间.

## 参考文献:

- [1] ZHAO Jian, GUO Litong, ZHU Bing, et al. Roll control of light vehicles based on integrated chassis control. *Automotive Engineering*,

- 2014, 36(03): 334 – 339, 367.  
(赵健, 郭俐彤, 朱冰, 等. 基于底盘集成控制的轻型汽车防侧翻控制. 汽车工程, 2014, 36(03): 334 – 339, 367.)
- [2] CHEN Canbo. Research on the integrated control of the active suspension and anti-lock braking system. *Machine Design and Manufacturing Engineering*, 2015, 44(11): 39 – 43.  
(陈灿波. 汽车主动悬架与制动防抱死系统集成控制研究. 机械设计与制造工程, 2015, 44(11): 39 – 43.)
- [3] YUAN Xiwen, WEN Guilin, ZHOU Bing. Integrated control of active front steering and motor/hydraulic hybrid braking in distributed electric drive vehicles. *Journal of Hunan University (Natural Sciences)*, 2016, 43(2): 28 – 35.  
(袁希文, 文桂林, 周兵. 分布式电驱汽车AFS与电液复合制动集成控制. 湖南大学学报(自然科学版), 2016, 43(2): 28 – 35.)
- [4] LIU Yue, FANG Min, WANG Hongbo. Force calculation and distribution in vehicle stability control. *Control Theory & Applications*, 2013, 30(9): 1122 – 1130.  
(刘跃, 方敏, 汪洪波. 车辆稳定控制中的合力计算与分配. 控制理论与应用, 2013, 30(9): 1122 – 1130.)
- [5] CHOUDHURY, ABHIJIT, PILLAY, et al. DC-bus voltage balancing algorithm for three-level neutral-point-clamped (NPC) traction inverter drive with modified virtual space vector. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2016, 52(5): 3958 – 3967.
- [6] BORENOVIC M, NESKOVIC A, NESKOVIC N. Vehicle positioning using GSM and cascade-connected ANN structures. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2013, 14(1): 34 – 46.
- [7] GUO Jinghua, LUO Yugong, LI Keqiang. Cooperative and reconfigurable lateral and longitudinal control of intelligent electric vehicles. *Control Theory & Applications*, 2014, 31(9): 1238 – 1244.  
(郭景华, 罗禹贡, 李克强. 智能电动车辆横向协调与重构控制. 控制理论与应用, 2014, 31(9): 1238 – 1244.)
- [8] GUSTAFSSON F. Slip-based tire-road friction estimation. *Automatica*, 1997, 33(6): 1087 – 1099.
- [9] ZHAO Linhui, LIU Zhiyuan, CHEN Hong. The estimation of vehicle speed and tire-road adhesion coefficient using moving horizon strategy. *Automotive Engineering*, 2009, 31(6): 520 – 525.  
(赵林辉, 刘志远, 陈虹. 车速和路面附着系数的滚动时域估计. 汽车工程, 2009, 31(6): 520 – 525.)
- [10] FUKADAY. Slip-angle estimation for vehicle stability control. *Vehicle System Dynamics*, 1999, 32(4/5): 375 – 388.
- [11] LIU Fei, XIONG Lu, WU Xiaopeng, et al. Vehicle sideslip angle estimation and contrastive analysis. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2015, 43(3): 448 – 455.  
(刘飞, 熊璐, 邬肖鹏, 等. 车辆质心侧偏角估计算法设计与对比分析. 同济大学学报(自然科学版), 2015, 43(3): 448 – 455.)
- [12] LIU Jiang, CHEN Peng, LI Daoifei. Vehicle stability control based on phase-plane method. *Journal of Engineering Design*, 2016, 23(5): 409 – 416.  
(柳江, 陈朋, 李道飞. 基于相平面方法的车辆稳定性控制. 工程设计学报, 2016, 23(5): 409 – 416.)
- [13] TAN Xin. *Fundamentals of Mechanical Engineering Control*. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2011.  
(谭心. 机械工程控制基础. 北京: 电子工业出版社, 2011.)
- [14] YU Zhisheng. *Automobile Theory*. 5rd Edition. Beijing: China Machine Press, 2009.  
(余志生. 汽车理论(第五版). 北京: 机械工业出版社, 2009.)
- [15] JIN Hongzhang, LUO Yanming, XIAO Zhen, et al. Investigation of a novel method of saturation function for chattering reduction of sliding mode control. *Journal of Harbin Engineering University*, 2007(3): 288 – 291.  
(金鸿章, 罗延明, 肖真, 等. 抑制滑模抖振的新型饱和函数法研究. 哈尔滨工程大学学报, 2007(3): 288 – 291.)
- [16] LUO Hong, ZHANG Lishuang, LAI Fei, et al. Vehicle stability control system design using optimal allocation of yaw moment. *Journal of Chongqing University*, 2010, 33(10): 20 – 24.  
(罗虹, 张立双, 来飞, 等. 采用横摆力矩优化分配方法的车辆稳定性控制系统. 重庆大学学报, 2010, 33(10): 20 – 24.)
- [17] YU Zhuoping, JIANG Wei, ZHANG Lijun. Torque distribution control for four wheel in-wheel-motor electric vehicle. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2008, 36(8): 1115 – 1119.  
(余卓平, 姜伟, 张立军. 四轮轮毂电机驱动电动汽车扭矩分配控制. 同济大学学报(自然科学版), 2008, 36(8): 1115 – 1119.)
- [18] ESMAILZADEH E, GOODARZI A, VOSSOUGH G R. Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling. *Mechatronics*, 2003, 13(8): 659 – 675.

#### 作者简介:

柳江 博士, 副教授, 硕士生导师, 主要研究方向为汽车系统动力学, E-mail: liujiang@qtech.edu.cn;

王政皓 硕士研究生, 主要研究方向为汽车系统动力学, E-mail: wangzhaov@163.com;

张业 硕士研究生, 主要研究方向为汽车系统动力学, E-mail: 779394286@qq.com;

陈朋 硕士, 主要研究方向为汽车系统动力学, E-mail: 1670079727@qq.com.