

## 汽车转向/防抱死制动协同控制

李 果, 刘华伟, 王 旭

(北京科技大学 信息工程学院, 北京 100083)

**摘要:** 为了解决汽车转向过程中防抱死制动稳定性问题, 提出一种新的协同控制系统. 该协同控制结构由转向控制器和制动控制器组成. 在转向控制中设计滑模鲁棒自适应控制器和横摆力矩控制器力求改善汽车动态响应, 鲁棒自适应性和稳定性. 此外定义协同误差, 建立汽车协同误差模型并设计汽车防抱死制动鲁棒自适应控制系统. 为了减少转向系统和制动系统之间的补偿控制律难以确定的困难, 提出耦合误差补偿原理与同一给定控制相结合的新的耦合控制策略. 最后用仿真结果验证所设计控制算法的有效性.

**关键词:** 鲁棒自适应控制; 转向制动; 制动力分配; 协同控制; 耦合控制

**中图分类号:** TP273      **文献标识码:** A

## Cooperative controller for vehicle steering/antilock braking system

LI Guo, LIU Hua-wei, WANG Xu

(Information Engineering School, University of Science and Technology in Beijing, Beijing 100083, China)

**Abstract:** A new cooperative control system is proposed to deal with the stability of the vehicle in steering antilock braking. This system is composed of the steering controller and the braking controller. The steering controller includes the yaw moment controller and the sliding-mode robust adaptive controller for improving the response, adaptive robustness and stability of vehicles. On the other hand, a new cooperative error is defined and a new cooperative error model of the vehicles is developed; based on this model, a robust adaptive antilock braking control system is designed. To handle the compensation between the steering system and the braking system, a new coupling control strategy of parallel control with error compensation is presented. Finally, the control algorithm is validated by simulation results.

**Key words:** robust adaptive control; cornering braking; braking force distribution; cooperative control; coupling control

### 1 引言(Introduction)

协同控制已成为国内外研究热点, 所涉及的内容十分广泛. 从应用对象的角度讲, 主要应用于卫星、无人机、多机器人系统、水下机器人和智能高速公路<sup>[1~4]</sup>.

防抱死制动系统是汽车一种主动安全装置, 它使汽车行驶安全性得到很大提高. 为了提高ABS系统的控制效果, 国内外学者将重点放在改进控制器的控制算法上, 很多控制方法都得到了应用. 如PID控制、模糊控制、滑模控制、最优控制等<sup>[5~8]</sup>. 而汽车转向控制是汽车系统极其重要的特性, 它描述汽车保持转向稳定, 按期望轨迹行驶的能力. 相关研究着重在基于横摆力矩和前轮转向的轨迹跟踪<sup>[9, 10]</sup>, 在汽车转向和防抱死制动的协同控制方面研究还比较少.

汽车转向制动时, 由于各轮胎载荷发生转移以

及转向系统和纵向制动系统之间的相互耦合, 改变了各轮胎最大纵向附着力和侧偏特性刚度. 从而使轮胎侧偏特性发生非线性变化, 使转向制动安全稳定控制十分困难. 汽车转向制动评价指标是制动效能和方向稳定性, 需要在两者之间综合权衡进行考虑. 所以研究汽车在转向制动工况下, 如何设计汽车转向控制器和纵向制动控制器以及如何分配汽车前、后、左、右车轮制动器的制动力很有必要.

本文设计汽车转向/防抱死制动协同控制系统, 解决汽车车体子系统互相协同控制, 解决汽车各车轮轮胎侧偏特性参数不确定变化问题和转向系统与制动系统之间耦合作用问题. 协同控制系统设计汽车转向控制系统采用滑模自适应控制和横摆力矩控制, 可动态补偿汽车车轮轮胎侧偏特性参数不确定变化, 动态补偿纵向系统对转向系统耦合干扰, 避免系统受内部相互影响作用. 采用鲁棒自适应控制设

计汽车纵向制动系统并加入转向误差补偿控制器. 可动态补偿汽车车轮垂向载荷不确定变化, 可动态补偿转向控制对纵向制动的干扰, 同时使系统有良好实时性. 在协同控制系统控制下的汽车状态能够即有良好转向跟踪性能, 又有良好纵向制动性能. 整个控制系统的实时性和鲁棒自适应性均满足要求. 有详细的仿真结果验证所设计控制算法的稳定性和有效性.

## 2 汽车仿真模型(The simulation models of the vehicles)

### 2.1 车辆模型(Vehicle model)

汽车整车的纵向力学平衡方程<sup>[11]</sup>为

$$m \cdot \dot{v}_x = \sum F_{fi} + \sum F_{xi} + F_w,$$

式中:  $F_w$ 为风阻;  $\sum F_{fi}$ 为4个车轮的滚动阻力之和;  $\sum F_{fi} = m \cdot g \cdot f$ ,  $f$ 为滚动阻力系数,  $m$ 为整车质量,  $g$ 为重力加速度;  $\sum F_{xi}$ 为4个车轮的地面制动力之和.

整车的横向力学平衡方程<sup>[11]</sup>为

$$m \cdot \dot{v}_y = m \cdot \frac{v_x^2}{R} - \sum F_{yi},$$

式中 $\sum F_{fi}$ 为4个车轮的侧向力之和.

整车的横摆运动力学平衡方程<sup>[11]</sup>为

$$\begin{aligned} I_z \cdot \ddot{r} = & \frac{B_f}{2} (F_{xfl} - F_{xfr}) \cos \delta - a (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + \\ & \frac{B_f}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta + a (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta + \\ & \frac{B_r}{2} (F_{xrl} + F_{xrr}) - b (F_{yrl} + F_{yrr}). \end{aligned}$$

### 2.2 垂直载荷模型(The vertical load model)

车轮在制动转向过程中出现的载荷变化的主要原因是由于汽车在制动转向过程中汽车固有惯性影响以及俯仰运动、侧倾运动等所造成的. 因此车辆在转向制动工况下车轮总的垂直载荷由以下3部分组成: 第1部分是由汽车静态载荷; 第2部分是由纵向惯性力引起的每个车轮的载荷变化; 第3部分是由侧向惯性力引起的每个车轮的载荷变化; 因此前左轮、前右轮、后左轮以及后右轮的垂直载荷值是不确定变化的. 具体计算公式可见文献[11].

### 2.3 轮胎动力学模型(The dynamic model of the wheel)

采用路面模型为比较常用并且相对精确的附着系数-滑移率关系魔术公式.  $\lambda$ ,  $\lambda_d$ 是滑移率和最佳滑移率,  $\mu$ 是附着系数. 纵向滑移率、横摆角、侧偏角、横向滑移率的计算, 参见文献[11].

## 3 转向控制器(Steering controller)

因为汽车转向动力学受各车轮轮胎侧偏特性参数不确定变化影响较大, 受汽车内外藕合干扰影响也较大. 因此设计转向控制器时, 采用滑模自适应控制并将横摆力矩与主动前轮转向相结合. 如图1所示.

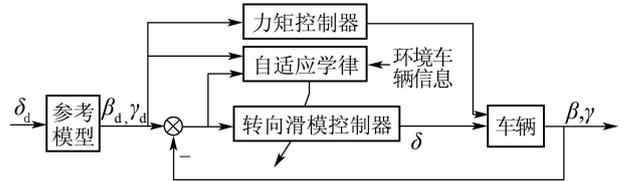


图1 转向滑模自适应控制器

Fig. 1 Steering slide mode adaptive controller

线性二自由度模型<sup>[5~14]</sup>为

$$E(t) = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta - \beta_d \\ \gamma - \gamma_d \end{bmatrix} = X - X_d,$$

$$\dot{E}(t) = AX(t) + B\delta + B_0 M_z - A_d X_d - E_d \delta_d. \quad (1)$$

其中:

$$X = [\beta \ \gamma]^T, U = \delta, B_0 = [0 \ \frac{1}{I}]^T,$$

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{k_1 + k_2}{mv} & -\frac{ak_1 - bk_2}{I} - 1 \\ \frac{ak_1 - bk_2}{I} & -\frac{av^2}{I} + \frac{b^2 k_2}{Iv} \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{k_1}{mv} & \frac{ak_1}{I} \end{bmatrix}.$$

$k_1, k_2$ 分别是前轮、后轮侧偏特性参数. 由于汽车转向系统和悬架系统的影响, 使得 $k_1, k_2$ 变成为重要不确定变化参量.  $a$ 是质心到前轮轴距离,  $b$ 是质心到后轮轴距离,  $m$ 是车辆质量,  $I$ 是绕质心转动惯量,  $M_0$ 为所需要的纵向制动整车横摆力矩,  $v$ 是汽车速度,  $\delta$ 是附加前轮主动转向角. 选取四轮转向模型作为参考模型, 期望状态变量为:  $X_d = [\beta_d \ \gamma_d]^T$ , 参考模型状态方程<sup>[5~14]</sup>

$$\dot{X}_d = A_d X_d + E_d \delta_d.$$

$\delta_d$ 是由转向盘输入到前轮的转向角. 其中参考模型参数确定已知. 在式(1)中令

$$\begin{cases} B_0 M_0 - A_d X_d - E_d \delta_d = 0, \\ M_0 = -\frac{I}{\tau} \gamma_d + \frac{r_{sg} I}{\tau} \delta_d. \end{cases} \quad (2)$$

上式中 $\tau, r_{sg}$ 含义见参考文献[14].

模型(1)中各轮胎侧偏特性 $k_1, k_2$ 不确定性变化. 设计控制器时必须考虑. 式(1)中 $A$ 可写成

$$A = A_0 + k_1 A_1 + K_2 A_2.$$

其中取:

$$A_0 = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, A_1 = \begin{bmatrix} -\frac{1}{mv} & -\frac{a}{mv^2} \\ -\frac{a}{I} & -\frac{a^2}{Iv} \end{bmatrix},$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} -\frac{1}{mv} & \frac{b}{mv^2} \\ \frac{b}{I} & -\frac{b^2}{Iv} \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{k_1}{I} \\ \frac{mv}{ak_1} \end{bmatrix} = k_1 \begin{bmatrix} \frac{1}{mv} \\ \frac{a}{I} \end{bmatrix} = k_1 B_1.$$

则式(1)可写成

$$\dot{E}(t) = (A_0 + k_1 A_1 k_2 A_2)X + k_1 B_1 \delta. \quad (3)$$

并记符号如下:  $g_1 = \frac{1}{k_1}, g_2 = \frac{k_2}{k_1}$ . 注意  $g_1 > 0$ , 则式(3)变成

$$g_1 \dot{E} = A_1 X + g_1 A_0 X + g_2 A_2 X + B_1 \delta. \quad (4)$$

取滑移面切换向量函数为

$$S = E(t) + K_6 \int_0^t E(\tau) d\tau.$$

式中  $E$  的含义与式(1)中相同.  $K_6$  是对角阵. 两个滑模面定义为上式等于零时的系统状态集, 即  $S = 0$ . 令  $\bar{\Psi} = \hat{\Psi} - \Psi$ , 这里  $\Psi$  为参数估计值,  $\hat{\Psi}$  为参数真值,  $\bar{\Psi}$  为误差.  $P, Q$  均为对应合适阶数的对称正定矩阵. 取

$$V = \frac{1}{2} g_1 S^T P S + \frac{1}{2} (\hat{\Psi} - \Psi)^T R (\hat{\Psi} - \Psi),$$

$$\dot{V} = g_1 S^T P \dot{S} + \bar{\Psi}^T R \dot{\hat{\Psi}} = S^T P A_1 X + S^T P B_1 \delta + g_1 S^T P A_0 X + g_2 S^T P A_2 X + g_1 S^T P K_6 E + \bar{\Psi}^T R \dot{\hat{\Psi}} =$$

$$S^T P A_1 X + S^T P B_1 \delta + \Phi^T \bar{\Psi} + \bar{\Psi}^T R \dot{\hat{\Psi}}.$$

其中:  $\Phi^T = [S^T P (A_0 X + K_6 E) \quad S^T P A_2 X]$  和  $\Psi^T = [g_1 \quad g_2]$  均为向量.

$$\dot{V} = S^T P A_1 X + S^T P B_1 \delta + \Phi^T \hat{\Psi} - \Phi^T \bar{\Psi} + \bar{\Psi}^T R \dot{\hat{\Psi}}.$$

取附加主动前轮转向控制量  $\delta$  和自适应学习律:

$$\delta = -(S^T P B_1)^{-1} (S^T P A_1 X + \Phi^T \hat{\Psi}) - k_7 \text{sgn}(S^T P B_1),$$

$$\dot{\hat{\Psi}} = R^{-1} \Phi.$$

则  $\dot{V} = -k_7 |S^T P B_1| < 0$ , 系统一致渐近收敛稳定:  $\lim_{t \rightarrow \infty} S = 0, \lim_{t \rightarrow \infty} E(t) = 0$ .

同样为了消除抖振, 引入边界层和  $\text{sat}(\cdot)$  函数. 最后附加主动前轮转向控制量  $\delta$  和自适应学习律分别为:

$$\delta = -(S^T P B_1)^{-1} (S^T P A_1 X + \Phi^T \hat{\Psi}) - k_8 \text{sat}(S^T P B_1), \quad (5)$$

$$\dot{\hat{\Psi}} = R^{-1} \Phi. \quad (6)$$

式中  $k_8 = k_7/\phi > 0$  和  $K_6$  为滑模参数. 控制系统可根据汽车各个状态量和跟踪误差的变化, 对滑模参数  $K_6$  和  $k_8$  进行适当调整. 这里取  $\phi = 0.01$ .

转向控制器是由滑模自适应控制器和横摆力矩控制器组成, 控制量分别有式(2)(5)和(6)确定.

#### 4 协同控制方法(Cooperative control method)

协同控制系统见图2. 这是一个制动/转向协同控制结构. 由于在转向控制中, 利用了制动横摆力矩作用在车轮上. 所以转向控制对滑移率控制干扰影响很大. 为了补偿这个耦合干扰, 加入补偿控制器.

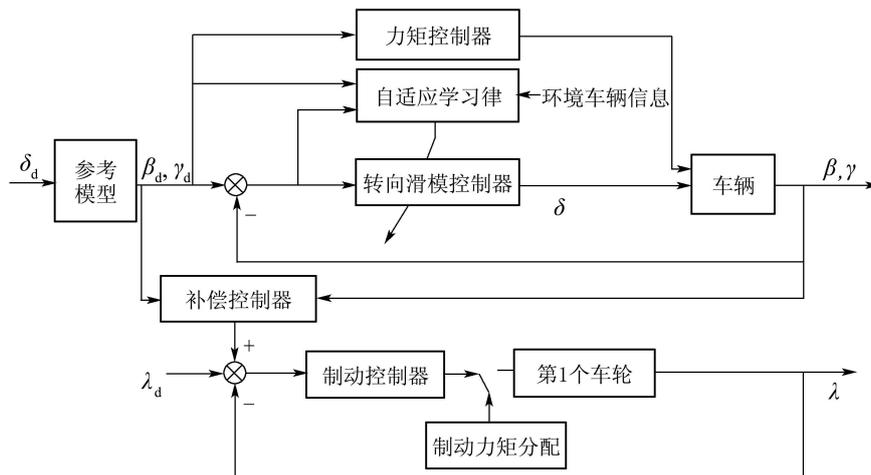


图 2 协同控制系统

Fig. 2 The cooperative system

图2中补偿控制器的输入输出关系是

$$y = K_9 E(t).$$

式中 $E$ 和 $y$ 代表补偿控制器输入, 输出. $E(t)$ 含义见上节,  $K_9$ 是行向量. 下面针对第 $i$ 个车轮设计协同转向控制的防抱死制动控制器. 单车轮模型<sup>[7,8]</sup>如下:

$$\dot{\lambda} = -(1 - \lambda + \frac{m_1 r^2}{J}) \frac{\mu F_z}{m_1 v} + \frac{r}{Jv} T_b. \quad (7)$$

式中:  $m_1$ 为车轮质量,  $J$ 为车轮转动惯量,  $v$ 是车速,  $r$ 是车轮半径,  $\omega$ 是轮速,  $\lambda$ 是车轮滑移率,  $T_b$ 是车轮上的制动力矩,  $F_z$ 是车轮垂向载荷,  $\mu F_z$ 常常是不确定变化, 反映汽车转向对纵向的耦合干扰. 在直线制动时由于纵向制动力的作用, 每个车轮的垂向载荷 $F_z$ 不等于 $mg$ . 转向制动时的车轮垂向载荷 $F_z$ 也不等于 $mg$ . 汽车各轮胎最大纵向附着力和侧偏特性刚度的不确定性对汽车转向和制动性能影响极大, 必须考虑. 协同误差 $E_1$ 定义如下:

$$E_1 = \bar{\lambda} + K_9 E.$$

式中 $\bar{\lambda} = \lambda - \lambda_d$ , 表示期望理想滑移率与实际滑移率的误差.

基于协同误差 $E_1$ 设计防抱死制动控制器的主要思想是: 即要有良好的转向控制性能, 又要有良好的制动性能.

$$\begin{aligned} \dot{E}_1 &= \dot{\bar{\lambda}} + K_9 \dot{E} = \\ &-(1 - \lambda + \frac{m_1 r^2}{J}) \frac{\mu F_z}{m_1 v} + \frac{r}{Jv} T_b - \dot{\lambda}_d + K_9 \dot{E}. \end{aligned}$$

考虑到在转向控制输入量(5)和(6)作用下, 转向系统(1)可以近似用下式描述:

$$\dot{E} = k_{10} E. \quad (8)$$

式中 $k_{10}$ 是不确定变化量, 是个数. 则

$$\begin{aligned} \dot{E}_1 &= -(1 - \lambda + \frac{m_1 r^2}{J}) \frac{\mu F_z}{m_1 v} + \frac{r}{Jv} T_b - \\ &\dot{\lambda}_d + k_{10} K_9 E. \end{aligned} \quad (9)$$

式中:  $\mu F = \mu F_z$ . 设 $\hat{\mu}_F$ ,  $\hat{k}_{10}$ 是 $\mu F$ ,  $k_{10}$ 的估计值.  $\bar{\mu}_F = \hat{\mu}_F - \mu F$ ,  $\bar{k}_{10} = \hat{k}_{10} - k_{10}$ 表示误差. 选定 $q_0$ ,  $q_1$ ,  $q_2$ 为正常数, 构造李雅普诺夫函数:

$$V = \frac{1}{2} q_0 E_1^2 + \frac{1}{2} q_1 \bar{\mu}_F^2 + \frac{1}{2} q_2 \bar{k}_{10}^2 > 0,$$

$$\dot{V} = q_0 E_1 \dot{E}_1 + q_1 \bar{\mu}_F \dot{\bar{\mu}}_F + q_2 \bar{k}_{10} \dot{\bar{k}}_{10}.$$

将公式(9)代入上式, 并取控制量:

$$T_b = \frac{Jv}{r} \left( (1 - \lambda + \frac{m_1 r^2}{J}) \frac{\hat{\mu}_F}{m_1 v} + \dot{\lambda}_d - \right.$$

$$\left. k_{11} E_1(t) - \hat{k}_{10} K_9 E(t) \right). \quad (10)$$

自学习律为

$$\dot{\hat{\mu}}_F = -\frac{q_0}{q_1 m_1 v} \left( 1 - \lambda + \frac{m_1 r^2}{J} \right) E_1(t), \quad (11)$$

$$\dot{\hat{k}}_{10} = \frac{q_0}{q_2} K_9 E(t) E_1(t). \quad (12)$$

则有 $\dot{V}(t) = -k_{11} q_0 E_1^2(t) < 0$ , 其中选定 $k_{11} > 0$ . 因此, 当 $t \rightarrow \infty$ , 有 $E_1 \rightarrow 0$ , 系统是全局渐近稳定的. 说明在转向控制(见式(2) (5)和(6))作用下, 有转向跟踪误差 $E_1 \rightarrow 0$ . 在式(10)~(12)的纵向制动控制器作用下, 有协同误差 $E_1 \rightarrow 0$ , 进而有纵向制动误差 $\bar{\lambda} \rightarrow 0$ . 从而对应的汽车状态即有良好的转向跟踪性能, 又有良好纵向制动性能.

$$F_{xi} = \frac{T_b}{r}, \quad (13)$$

$F_{xi}$ 是作用在车轮上的纵向制动力.

图2中制动力分配的原则如下:

由式(2)得到的力矩控制量 $M_0$ 是汽车制动时由纵向制动力产生的整车期望横摆力矩, 由作用在每个车轮上的制动执行机构实现. 有下列公式:

$$M_0 = \frac{d}{2} (-F_{x1} + F_{x2} - F_{x3} + F_{x4}).$$

$d$ 是车辆横向左右两车轮的轮距.  $F_{xi}(i = 1, 2, 3, 4)$ 是纵向制动力. 不失一般性, 这里设定同一时刻制动力矩作用在4个车轮上只有两个. 或是左右前轮, 或是左右后轮, 由制动力矩分配器适时切换. 目的是保证整车上纵向制动力产生的合力矩始终为 $M_0$ . 则上式可化为

$$F_{x2} - F_{x1} = \frac{2M_0}{d}. \quad (14)$$

因此作用在左右两车轮上的制动力分配关系应该满足上式.

由于摩擦圆的原因, 在前轮和后轮分别施加相等制动力所产生的绕质心横摆力矩将有很大的区别. 转向时, 外前轮由制动力引起的附加横摆力矩和由侧向力降低引起的附加横摆力矩方向相同, 均与转向方向相反, 当过度转向时, 在此轮施加制动力对纠正过度转向最有效; 同理, 在内后轮上施加制动力对于纠正不足转向最有效<sup>[10]</sup>. 因此要识别出驾驶员的转向意图(往左还是往右), 从而进行制动力分配, 实现所需的整车横摆力矩. 这里制动力控制分配器采用控制规则制定制动力分配策略如下:

IF车辆是转向不足AND车辆转向是左内THEN

左后轮制动力满足式(13), 右后轮制动力满足式(14).

IF 车辆是转向过度 AND 车辆转向是右内 THEN 左前轮制动力满足式(13), 右前轮制动力满足式(14).

由此实现车轮制动力分配.

### 5 仿真分析(Simulation analysis)

仿真在 MATLAB/simulink 中进行, 按单独控制和协同控制两种情况进行. 单独控制指的是制动和转向控制都是 PID 控制且无协调; 协同控制指的是本文控制. 汽车垂向载荷变化量  $\mu F_z = 2000 \sin t \text{ N}$ . 仿真实用车辆参数和 PID 控制器参数选取值及其各种控制仿真情况详见文献[11].

在汽车转向制动工况下进行仿真. 在路面上以 75 km/h 初速度行驶. 选定  $q_0 = q_1 = q_2 = 3$ ,  $k_{11} = 3$ ,  $P = 2I$ ,  $R = 3I$ ,  $I$  是单位阵.  $K_9 = [-10 \ -10]$ . 在公路路面  $\lambda_d = 0.8$ , 已有调好控制器参数的汽车转向制动 PID 控制器. 当路面变化为  $\lambda_d = 0.16$  后, 在基本值基础上, 车轮垂向载荷  $F_z$  不确定变化 10%, 分别不确定变化 8% 和 6%. 而后进行汽车转向/防抱死制动协同控制系统的控制仿真, 并与参数没有重新整定的 PID 控制仿真结果进行分析比较.

汽车转向制动实验仿真在  $t = 0 \text{ s}$  时开始. 图 3 是汽车的期望转向行驶轨迹、PID 控制下的转向行驶轨迹和协同控制下的转向行驶轨迹. 由仿真图可以看出, 协同控制下的汽车行驶轨迹与期望行驶轨迹基本重合, 而 PID 控制的汽车转向轨迹存在转向不足, 转向跟踪误差较大的问题. 这是因为当路面条件、车轮垂向载荷和车轮侧偏刚度发生改变后, 原来已调好控制参数的 PID 控制性能会变坏. 而汽车转向/防抱死制动协同控制系统由于本身具有自学习功能, 可以精确跟踪期望行驶轨迹, 控制性能较好.

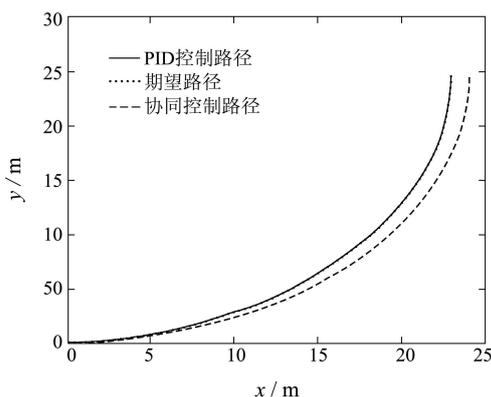


图 3 期望转向轨迹和控制转向轨迹  
Fig. 3 Trajectory simulation results

图 4 是 PID 控制和协同控制下的车轮滑移率仿真结果. 最佳滑移率变成 0.16 后, PID 参数没有重新整定. 比较可看出, PID 控制超调较大, 振荡幅值较大, 虽然最后也稳定, 但上升时间、调节时间较长. 调节时间大约  $t = 3.0 \text{ s}$ . 而协同控制作用下的车轮滑移率反应迅速、平滑、稳定、安全.

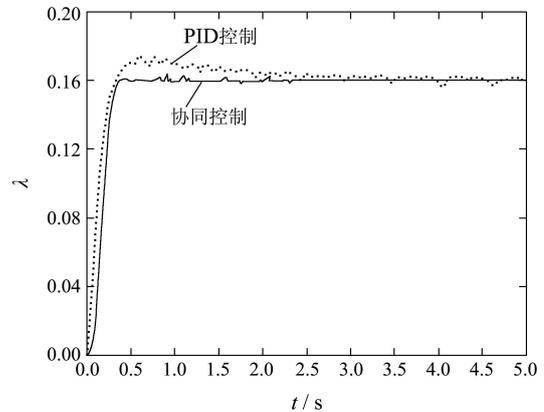


图 4 滑移率仿真结果  
Fig. 4 Slip ratio simulation results

图 5 是分别是 PID 控制整车横摆角速度和协同控制整车横摆角速度. 比较可看出, PID 控制下, 整车横摆角速度振荡幅值较大, 有一段时间失控. 虽然最后也稳定下来, 但调节时间较长, 大约  $t = 3.3 \text{ s}$ . 而协同控制整车横摆角速度比较光滑稳定, 且调节反应快.

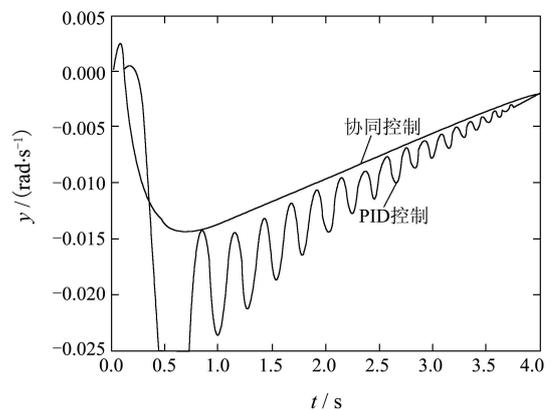


图 5 整车横摆角速度  
Fig. 5 Yaw velocity of the vehicle

图 6 是 PID 控制和协同控制整车制动距离. 协同控制的制动时间约为 4.5 s. 但制动距离要短, 约为 32 m. 而 PID 控制制动时间 4.6 s. 制动距离约为 47 m.

从仿真图和结果中可以看出, 在协同控制下的汽车主要性能指标, 均优于 PID 单独控制下的汽车主要性能指标. 特别是当汽车有垂向载荷和车轮

特性参数不确定变化或有耦合干扰时,已经调好的PID单独控制的跟踪误差变大,甚至出现有稳态误差的现象.而协同控制即能精确跟踪指定规迹,又能让车轮滑移率得到改善.能够将车轮滑移率始终控制在有效提供横摆力矩范围内,从而提高汽车整车系统的转向制动动态性能和鲁棒自适应性能,保证汽车转向安全制动稳定性.

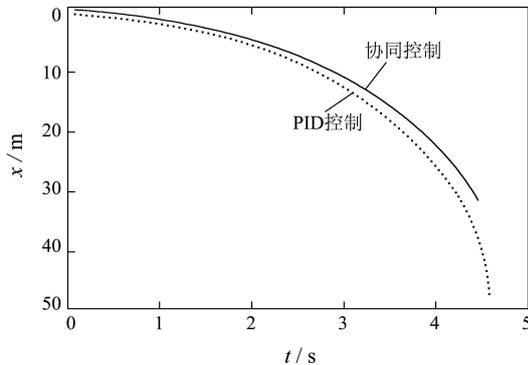


图6 制动距离

Fig. 6 Stopping distance

## 6 结论(Conclusion)

针对汽车转向制动问题,本文提出了一种协同解决转向跟踪控制和纵向制动控制中相互耦合干扰问题的方法.解决汽车车体子系统互相协同控制问题.解决汽车转向制动时各车轮轮胎侧偏特性参数不确定变化问题和转向系统与制动系统之间的耦合作用问题.可动态补偿汽车车轮轮胎侧偏特性参数不确定变化,动态补偿纵向对侧向的干扰,避免系统受内部相互耦合作用.设计汽车纵向制动鲁棒自适应控制系统并加入转向误差补偿控制器,可动态补偿汽车车轮垂向载荷不确定变化,动态补偿转向控制对纵向制动的耦合干扰,同时使系统有良好实时性.协同控制系统可以控制汽车即有良好的转向跟踪性能,又有良好纵向制动性能.整个系统具有良好实时性和鲁棒自适应性.有各种不同情况详细仿真分析表明,采用协同控制后,提高了汽车两子系统之间的相互配合,减小了两子系统之间的相互干扰,使转向时,汽车防抱死制动效果和转向精确跟踪性能都得到提高.

## 参考文献(References):

- [1] CARPENTER J R. Decentralized control of satellite formations[J]. *International Journal of Robust and Nonlinear control*, 2002, 12(2/3): 141 – 161.
- [2] CHANDLER P R, PACHTER M. UAV cooperative control[C]. *Proceedings of the American Control Conference*. Arlington: Wiley, 2001: 50 – 55.
- [3] DENG W, LOW K S. Cross-coupled contouring control of a rotary based biaxial motion system[C]. *The 9th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision*. Germany: Springer Press, 2006: 1 – 6.
- [4] XIAO Y, ZHU K Y. Optimal synchronization control of high-precision motion systems[J]. *IEEE Transaction on Industrial Electronics*, 2006, 53(4): 1160 – 1169.
- [5] SAITO S, NONAKA K. DYC and SMC combined new tracking control based on nonholonomic constraints for skidding cars[C]. *5th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, and Control*. Long Beach: [s.n.], 2001: 50 – 55.
- [6] STILWELL D J, BISHOP B E. Platoons of underwater vehicle: communication, feedback, and decentralized control[J]. *IEEE Control Systems Magazine*, 2000, 20(6): 45 – 52.
- [7] 李果, 余达太. 电动车防抱死鲁棒自适应控制系统[J]. *自动化学报*, 2006, 32(3): 444 – 448.  
(LI Guo, YU Datai. The adaptive robust controller of antilock brake system of electric vehicles[J]. *Acta Automatica Sinica*, 2006, 32(3): 444 – 448.)
- [8] 李果, 余达太. 电动车制动防抱死控制系统[J]. *控制理论与应用*, 2005, 22(1): 134 – 138.  
(LI Guo, YU Datai. Antilock brake fuzzy controller of electric vehicles[J]. *Control Theory & Applications*, 2005, 22(1): 134 – 138.)
- [9] ESMAILZADEH E, GOODARZI A, VOSSOUGH I G R. Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling[J]. *Mechatronics*, 2003, 24(13): 659 – 675.
- [10] 余卓平, 张立军. 用于车辆稳定性控制的直接横摆力矩及车轮变滑移率联合控制研究[J]. *汽车工程*, 2006, 28(9): 844 – 888.  
(YU Zhuoping, Zhang Lijun. A study on coordination of direct yaw moment control and variable wheel slip control for vehicle stability[J]. *Automotive Engineering*, 2006, 28(9): 844 – 848.)
- [11] 王旭. 电动车转弯防抱死制动控制系统研究[D]. 北京: 北京科技大学, 2008.  
(WANG Xu. *Research on the anti-lock brake system in motor swerve*[D]. Beijing: University of Science and Technology Beijing, 2008)
- [12] 李果, 张培昌, 余达太. 电动车燃料电池控制系统[J]. *控制理论与应用*, 2008, 25(2): 289 – 293.  
(LI Guo, ZHANG Peichang, YU Datai. The fuel cell control system of electric vehicles[J]. *Control Theory & Applications*, 2008, 25(2): 289 – 293.)
- [13] 李果, 胡剑飞, 余达太. 移动卫星天线鲁棒自适应控制系统[J]. *控制理论与应用*, 2007, 24(2): 134 – 138.  
(LI Guo, HU Jianfei, YU Datai. The adaptive robust controller of mobile satellite antennas systems[J]. *Control Theory & Applications*, 2007, 24(2): 134 – 138.)
- [14] 李果, 王旭. 基于agents系统的汽车转向制动稳定协同控制[J]. *计算机应用研究*, 2009, 26(12): 4494 – 4498.  
(LI Guo, WANG Xu. Cooperative controller of the steering/braking stability for the vehicles based on multi-agents dystem[J]. *Application Research of Computers*, 2009, 26(12): 4494 – 4498.)

## 作者简介:

李果 (1963—), 男, 博士, 教授, 1996年北京理工大学车辆控制博士后出站, 主要研究领域为车辆和机器人控制与规划、智能控制、工业过程控制与鲁棒自适应控制等, E-mail: guo6396@sina.com;

刘华伟 (1986—), 男, 硕士, 主要研究领域为车辆控制、智能控制、工业过程控制等, E-mail: turekulou@163.com;

王旭 (1980—), 男, 硕士, 讲师, 主要研究领域为车辆滑模控制、智能控制、工业过程控制等, E-mail: wangxuustb@sina.com.