文章编号: 1000−8152(2012)03−0389−06

非匹配不确定和状态时滞扰动下的车道线保持

李 玮[1], 段建民[1], 龚建伟[2]

(1. 北京工业大学 电子信息与控制工程学院, 北京 100124; 2. 北京理工大学 智能车辆研究所, 北京 100081)

摘要: 针对车道线保持控制中存在的不确定性扰动及时滞问题, 提出一种自校正滑模控制方法. 该方法利用线性矩阵不等式理论给出滑动模态存在的充分条件; 系统在滑动模态下对于存在的非匹配不确定性扰动以及状态时滞具有完全不变性. 接下来引入双极性sigmoid函数代替常规滑模控制中的符号函数并设计自校正律; 在自校正律的作用下使sigmoid函数的边界层厚度以及切换增益可根据系统状态进行自适应调节, 从而达到削弱控制器输出抖振的目的. 基于Lyapunov理论对该方法的稳定性进行了证明, 最后通过车辆的车道线保持仿真实验对该控制方法的可行性及有效性进行了验证.

关键词: 非匹配; 状态时滞; 车道保持; 滑模控制; Lyapunov方法

中图分类号: TP273　　　**文献标识码**: A

Vehicle lane-keeping control under state time-delay and mismatched uncertain perturbations

LI Wei[1], DUAN Jian-min[1], GONG Jian-wei[2]

(1. College of Electronic Information and Control Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China;
2. Intelligent Vehicle Research Center, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: To deal with the mismatched uncertainty and state time-delay perturbations in vehicle lane-keeping control, we propose a self-turning sliding mode control method. By using the linear matrix inequality theory, we develop the sufficient conditions for the existence of the sliding-mode, in which the system in the sliding phase is completely independent to the existing mismatched uncertainties and the state time-delay. The sigmoid function is adopted to replace the sign function in designing the self-tuning law, by which the boundary layer of the sigmoid function as well as the switching gain can be adjusted automatically to reduce the high frequency chattering in outputs. The stability of the control method is proved based on Lyapunov theorem. Simulation results show the correctness and feasibility of the proposed method.

Key words: mismatch; state-time delay; lane-keeping; sliding mode control; Lyapunov methods

1 引言(Introduction)

车辆自主驾驶技术由于具有重要的军事及民用意义, 因此一直是各国政府及国内外学者的研究热点, 近年来, 作为其核心技术之一的车道线保持控制也引起越来越多研究人员的关注. 车道线保持是指通过对车辆与车道中心线偏移量的检测, 按照一定的控制算法对车辆进行控制, 从而最终实现车辆对车道线的准确跟随. 作为车辆横向控制的一种, 车道线保持是实现车辆自主驾驶的重要前提和基础, 目前在这方面已有大量的研究成果[1–7]. 车辆是一个复杂的非线性系统, 并且在其运行过程中会受到如质量载荷转移、轮胎侧偏刚度变化、车辆执行机构非线性特性、风力、路面粗糙程度等多方面因素的影响, 这些因素将导致系统模型参数发生摄动以及时滞问题的产生, 到目前为止, 尚未有关于车辆横向控制方面的文献给出同时解决这两个问题的方法, 为此本文针对其进行深入研究.

针对以上问题本文提出一种自校正滑模控制方法. 该方法利用线性矩阵不等式理论进行滑模面的设计, 使系统在滑动模态运动下对于存在的非匹配不确定性扰动以及状态时滞具有完全不变性, 从而在理论层面上克服了模型参数摄动和状态时滞对系统的影响; 接下来引入双极性sigmoid函数代替符号函数并根据Lyapunov稳定性理论设计出具有自校正能力的滑模控制器以削弱控制器的输出抖振. 文章对该控制方法的稳定性进行了分析, 并在最后通过计算机仿真对其有效性进行了验证.

2 问题描述(Problem formulation)

假设不考虑路面侧倾、俯仰、风速等外部扰动, 并且车辆的前轮转角为小角度, 则可将二自由度前轮转向车辆横向动力学模型简化为二轮自行车模型, 对应的数学模型可描述为[3]

收稿日期: 2011−05−18; 收修改稿日期: 2011−08−03.
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(90920304); 先进制造技术北京市重点实验室开放资助项目(0010005466015).

$$\begin{bmatrix}\dot{y}_{\rm s}\\ \ddot{y}_{\rm s}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}0 & 1\\ 0 & -\dfrac{2a_1}{mv_{\rm x}}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}y_{\rm s}\\ \dot{y}_{\rm s}\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}0\\ \dfrac{2C_{\rm f}}{m}\end{bmatrix}\delta+\begin{bmatrix}0\\ \dfrac{2a_1}{m}\end{bmatrix}\cdot \psi_{\rm r}+\begin{bmatrix}0\\ -\dfrac{2a_2}{mv_{\rm x}}\end{bmatrix}\dot{\psi}_{\rm r}+\begin{bmatrix}0\\ -(v_{\rm x}+\dfrac{2a_2}{mv_{\rm x}})\end{bmatrix}\dot{\psi}_{\rm d}, \tag{1}$$

其中: $y_{\rm s}$表示车辆质心相对于路径中心线的横向位置偏差; $\psi_{\rm r}$表示车辆运动方向相对于路径中心线切线的方向偏差; $l_{\rm f}$与$l_{\rm r}$表示车辆前后轴到重心的距离; δ表示车辆前轮转角; $v_{\rm x}$表示车辆纵向速度; m表示车辆质量; $C_{\rm f}$与$C_{\rm r}$表示车辆前后轮胎刚度; 另外$a_1=C_{\rm f}+C_{\rm r}$, $a_2=C_{\rm f}l_{\rm f}-C_{\rm r}l_{\rm r}$.

模型(1)是一个忽略外部扰动的理想化模型, 实际上, 车辆在横向运动时会受到众多外部因素的影响, 因此为了使被控对象能够更好的反映出车辆的实际运动过程, 本文在模型(1)的基础上进行改进, 将非匹配不确定性扰动及时滞环节引入到车辆建模过程中, 并整理成规范形式

$$\dot{x}(t)=[A+\Delta A(t)]x(t)+[A_{\rm d}+\Delta A_{\rm d}(t)]\cdot x(t-\tau)+Bu(t)+d(t), \tag{2}$$

式(2)中:

$$x(t)=\begin{bmatrix}y_{\rm s}\\ \dot{y}_{\rm s}\end{bmatrix},\ A=\begin{bmatrix}0 & 1\\ 0 & -\dfrac{2a_1}{mv_{\rm x}}\end{bmatrix},\ B=\begin{bmatrix}0\\ \dfrac{2C_{\rm f}}{m}\end{bmatrix},$$

$$d(t)=\begin{bmatrix}0\\ \dfrac{2a_1}{m}\end{bmatrix}\psi_{\rm r}-\begin{bmatrix}0\\ \dfrac{2a_2}{mv_{\rm x}}\end{bmatrix}\dot{\psi}_{\rm r}+\begin{bmatrix}0\\ -v_{\rm x}-\dfrac{2a_2}{mv_{\rm x}}\end{bmatrix}\dot{\psi}_{\rm d},$$

$u=\delta$, $\Delta A(t)$为系统参数慑动矩阵, $A_{\rm d}$为状态时滞关联矩阵, $\Delta A_{\rm d}(t)$为时滞关联矩阵的摄动, $\tau\geqslant 0$表示滞后时间; 其中: $\Delta A(t)$与$\Delta A_{\rm d}(t)$不满足匹配条件, 模型(2)通过引入系统参数慑动矩阵$\Delta A(t)$, $\Delta A_{\rm d}(t)$和时滞关联矩阵$A_{\rm d}$分别来模拟系统参数摄动与系统状态的时延特性, 相对于模型(1)而言, 该模型能够更真实的反映出车辆在横向运动过程中的实际状态, 并且在此基础上研究得到的车辆横向控制算法也更具有一般意义, 因此本文在模型(2)的基础上进行滑模控制器的设计.

3 滑动模态设计(Design of the sliding mode)

重新对式(2)中的参数矩阵进行定义, 其中: $x(t)\in\mathbb{R}^n$为状态向量, $u(t)\in\mathbb{R}^m$为控制输入; $A\in\mathbb{R}^{n\times n}$, $A_{\rm d}\in\mathbb{R}^{n\times n}$与$B\in\mathbb{R}^{n\times m}$为具有合适维数的已知系统矩阵, ${\rm rank}(B)=m$; $\Delta A(t)\in\mathbb{R}^{n\times n}$, $\Delta A_{\rm d}(t)\in\mathbb{R}^{n\times n}$分别为系统参数慑动矩阵与时滞关联矩阵; $\tau\geqslant 0$表示滞后时间; $d(t)$为满足匹配条件的外部扰动; $\Delta A(t)$与$\Delta A_{\rm d}(t)$不满足通常的匹配条件但满足如下范数有界形式, 即$\Delta A(t)=DF(t)E$, $\Delta A_{\rm d}(t)=D_{\rm d}F(t)E_{\rm d}$, 其中: D, E, $D_{\rm d}$和$E_{\rm d}$为具有相应维数的已知常数矩阵; $F(t)$是未知但有界的时变矩阵函数, 满足$F(t)F^{\rm T}(t)\leqslant I$.

引入非奇异矩阵$T=[U_2\ U_1]^{\rm T}$对式(2)进行状态变换使得$z(t)=Tx(t)$, $Td(t)=[0\ \ w(t)]^{\rm T}$, $TB=B_{\rm T}=[\mathbf{0}_{(n-m)\times m}\ \ B_2]^{\rm T}$, 其中: U_1与U_2为具有合适维数的满秩变换矩阵, $B_2=I_{m\times m}$为非奇异. 引入状态变换后, 式(2)可整理为

$$\begin{aligned}&\dot{z}_1(t)=\\ &(\bar{A}_{11}+\Delta\bar{A}_{11})z_1(t)+(\bar{A}_{\rm d11}+\Delta\bar{A}_{\rm d11})\cdot\\ &z_1(t-\tau)+(\bar{A}_{12}+\Delta\bar{A}_{12})z_2(t)+\\ &(\bar{A}_{\rm d12}+\Delta\bar{A}_{\rm d12})z_2(t-\tau),\end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}&\dot{z}_2(t)=\\ &(\bar{A}_{21}+\Delta\bar{A}_{21})z_1(t)+(\bar{A}_{\rm d21}+\Delta\bar{A}_{\rm d21})\cdot\\ &z_1(t-\tau)+(\bar{A}_{22}+\Delta\bar{A}_{22})z_2(t)+\\ &(\bar{A}_{\rm d22}+\Delta\bar{A}_{\rm d22})z_2(t-\tau)+w(t)+B_2u(t),\end{aligned} \tag{4}$$

其中:

$$\begin{aligned}&z_1(t)\in\mathbb{R}^{n-m},\ z_2(t)\in\mathbb{R}^m;\\ &\bar{A}_{11}=U_2^{\rm T}AU_2,\ \Delta\bar{A}_{11}=U_2^{\rm T}DEFU_2,\\ &\bar{A}_{\rm d11}=U_2^{\rm T}A_{\rm d}U_2,\ \Delta\bar{A}_{\rm d11}=U_2^{\rm T}D_{\rm d}FE_{\rm d}U_2,\\ &\bar{A}_{12}=U_2^{\rm T}AU_1,\ \Delta\bar{A}_{12}=U_2^{\rm T}DEF\cdot U_1,\\ &\bar{A}_{\rm d12}=U_2^{\rm T}A_{\rm d}U_1,\ \Delta\bar{A}_{\rm d12}=U_2^{\rm T}D_{\rm d}FE_{\rm d}U_1,\\ &\bar{A}_{21}=U_1^{\rm T}AU_2,\ \Delta\bar{A}_{21}=U_1^{\rm T}DEFU_2,\\ &\bar{A}_{\rm d21}=U_1^{\rm T}A_{\rm d}U_2,\ \Delta\bar{A}_{\rm d21}=U_1^{\rm T}D_{\rm d}FE_{\rm d}U_2,\\ &\bar{A}_{22}=U_1^{\rm T}AU_1,\ \Delta\bar{A}_{22}=U_1^{\rm T}DEFU_1,\\ &\bar{A}_{\rm d22}=U_1^{\rm T}A_{\rm d}U_1,\ \Delta\bar{A}_{\rm d22}=U_1^{\rm T}D_{\rm d}F\cdot E_{\rm d}U_1,\end{aligned}$$

式(3)所表示的$n-m$维子系统代表系统的滑模动态, 选择相应的滑模面为

$$\sigma=Sz=[C\ \ I_{m\times m}]z=Cz_1+z_2=0, \tag{5}$$

其中: $C\in\mathbb{R}^{m\times(n-m)}$, S为滑模面参数.

由式(5)可得$z_2=-Cz_1$, 将其代入式(3)得到滑动模态运动方程

$$\begin{aligned}\dot{z}_1(t)=&(\bar{A}_{11}+\Delta\bar{A}_{11}-\bar{A}_{12}C-\Delta\bar{A}_{12}C)z_1(t)+\\ &(\bar{A}_{\rm d11}+\Delta\bar{A}_{\rm d11}-\bar{A}_{\rm d12}C-\\ &\Delta\bar{A}_{\rm d12}C)z_1(t-\tau).\end{aligned} \tag{6}$$

定义Lyapunov函数

$$V=z_1^{\rm T}(t)Pz_1(t)+\int_{t-\tau}^{t}z_1^{\rm T}(s)Qz_1(s){\rm d}s. \tag{7}$$

如果存在对称正定矩阵P, $Q\in\mathbb{R}^{(n-m)\times(n-m)}$, 与一任意大小的正常数$\zeta$使式(7)成立, 并满足$\dot{V}\leqslant-\zeta\|z_1(t)\|^2$, 那么由式(6)所表示的系统滑动模态为二次稳定.

接下来基于LMI理论[8]给出线性滑模面存在的充分条件:

定理 1 式(6)所代表的滑动模态二次稳定的充分条件为: 存在对称正定矩阵$J, Z \in \mathbb{R}^{(n-m)\times(n-m)}$和一般常值矩阵$Y \in \mathbb{R}^{m\times(n-m)}$使下面的线性矩阵不等式(8)成立:

$$M=\begin{bmatrix} -J & * & * & * \\ \bar{A}_{\mathrm{d}11}Z-\bar{A}_{\mathrm{d}12}Y & J_k & * & * \\ 0 & Z_k & -I & * \\ E_{\mathrm{d}}(U_2Z-U_1Y) & 0 & 0 & -I \end{bmatrix}\leqslant 0, \quad (8)$$

其中: 矩阵M为转置对称, $J_k=J+Z\bar{A}_{11}^{\mathrm{T}}+\bar{A}_{11}Z-Y^{\mathrm{T}}\bar{A}_{12}^{\mathrm{T}}-\bar{A}_{12}Y+U_2^{\mathrm{T}}DD^{\mathrm{T}}U_2+U_2^{\mathrm{T}}D_{\mathrm{d}}D_{\mathrm{d}}^{\mathrm{T}}U_2$, $Z_k=EU_2Z-EU_1Y$; 并且得到的滑模面方程为

$$\sigma=YZ^{-1}z_1+z_2. \quad (9)$$

在定理1的证明前首先给出一个必要的引理[9].

引理 1 对于任意满足$F(t)F^{\mathrm{T}}(t)\leqslant I$的适当维数矩阵$F(t)$, 有

$$DF(t)E+[DF(t)E]^{\mathrm{T}}\leqslant\varepsilon_1^{-1}DD^{\mathrm{T}}+\varepsilon_1E^{\mathrm{T}}E$$

成立, 其中ε_1为正实数.

下面对定理1进行证明.

证 采用式(7)定义的Lyapunov函数, 得到

$$\dot{V}=\dot{z}_1^{\mathrm{T}}(\mathrm{t})Pz_1(\mathrm{t})+z_1^{\mathrm{T}}(\mathrm{t})P\dot{z}_1(\mathrm{t})+ z_1^{\mathrm{T}}(\mathrm{t})Qz_1(\mathrm{t})-z_1^{\mathrm{T}}(\mathrm{t}-\tau)Qz_1(\mathrm{t}-\tau). \quad (10)$$

将式(6)代入式(10), 并进行变量代换:

$$\hat{A}_{11}=\bar{A}_{11}-\bar{A}_{12}C,\ \Delta\hat{A}_{11}=\Delta\bar{A}_{11}-\Delta\bar{A}_{12}C,$$
$$\hat{A}_{\mathrm{d}11}=\bar{A}_{\mathrm{d}11}-\bar{A}_{\mathrm{d}12}C,\ \Delta\hat{A}_{\mathrm{d}11}=\Delta\bar{A}_{\mathrm{d}11}-\Delta\bar{A}_{\mathrm{d}12}C,$$

同时令$Z=P^{-1}$, 则式(10)可整理为

$$\begin{cases}\dot{V}[z_1(t),t]=\{P\begin{bmatrix}z_1(t)\\ z_1(t-\tau)\end{bmatrix}\}^{\mathrm{T}}W\{P\begin{bmatrix}z_1(t)\\ z_1(t-\tau)\end{bmatrix}\},\\ W=\begin{bmatrix}Z(\hat{A}_{11}+\Delta\hat{A}_{11})^{\mathrm{T}}+(\hat{A}_{11}+\Delta\hat{A}_{11})Z+ZQZ & (\hat{A}_{\mathrm{d}11}+\Delta\hat{A}_{\mathrm{d}11})Z\\ Z(\hat{A}_{\mathrm{d}11}+\Delta\hat{A}_{\mathrm{d}11})^{\mathrm{T}} & -ZQZ\end{bmatrix}.\end{cases} \quad (11)$$

由式(11)可知$\dot{V}$负定的充要条件为$W<0$. 根据引理1, 同时令$Y=CZ$, 则可以得到

$$\begin{cases}W\leqslant\begin{bmatrix}\alpha & \bar{A}_{\mathrm{d}11}Z-\bar{A}_{\mathrm{d}12}Y\\ Z\bar{A}_{\mathrm{d}11}^{\mathrm{T}}-Y^{\mathrm{T}}\bar{A}_{\mathrm{d}12}^{\mathrm{T}} & \beta\end{bmatrix},\\ \alpha=ZQZ+Z\bar{A}_{11}^{\mathrm{T}}-Y^{\mathrm{T}}\bar{A}_{12}^{\mathrm{T}}+U_2^{\mathrm{T}}D_{\mathrm{d}}D_{\mathrm{d}}^{\mathrm{T}}U_2+\\ \quad\bar{A}_{11}Z-\bar{A}_{12}Y+U_2^{\mathrm{T}}DD^{\mathrm{T}}U_2+(ZU_2^{\mathrm{T}}-\\ \quad Y^{\mathrm{T}}U_1^{\mathrm{T}})E^{\mathrm{T}}E(U_2Z-U_1Y),\\ \beta=-ZQZ+(ZU_2^{\mathrm{T}}-Y^{\mathrm{T}}U_1^{\mathrm{T}})E_{\mathrm{d}}^{\mathrm{T}}E_{\mathrm{d}}(U_2Z-\\ \quad U_1Y).\end{cases} \quad (12)$$

令

$$\begin{bmatrix}\alpha & \bar{A}_{\mathrm{d}11}Z-\bar{A}_{\mathrm{d}12}Y\\ Z\bar{A}_{\mathrm{d}11}^{\mathrm{T}}-Y^{\mathrm{T}}\bar{A}_{\mathrm{d}12}^{\mathrm{T}} & \beta\end{bmatrix}=\theta, \quad (13)$$

则$\dot{V}\leqslant K^{\mathrm{T}}\theta K$, 其中$K=P[z_1(t)\ \ z_1(t-\tau)]^{\mathrm{T}}$, 由Lyapunov稳定性理论可知, 若$\theta<0$那么式(6)所描述的滑动模态是稳定的. 根据Schur引理能够得到M与$\begin{bmatrix}0 & I\\ I & 0\end{bmatrix}\theta\begin{bmatrix}0 & I\\ I & 0\end{bmatrix}$同号, 因此若$\theta<0$, 则等价于线性矩阵不等式$M<0$成立, 从而得到式(8); 进一步, 令$Z=P^{-1}$, 得到滑模面参数$C=YZ^{-1}$.

证毕.

4 自校正滑模控制器设计(Design of the self-tuning sliding mode controller)

就本文所研究的车辆横向控制而言对于滑模控制输出的抖振问题较为敏感, 由于车辆的横向控制本质上等价于车辆的转向控制, 控制输出的抖振过大首先容易加速车辆自主转向机构的磨损, 同时容易激发系统的未建模动态, 针对该问题本文通过引入边界层厚度和切换增益可调的双极性sigmoid函数来进行解决. 根据单位向量法得到滑模控制律

$$u(t)=-(SB_{\mathrm{T}})^{-1}\left[S\bar{A}z(t)+S\bar{A}_{\mathrm{d}}\,z(t-\tau)+\phi(\varepsilon,\sigma)\hat{\eta}\right], \quad (14)$$

其中: $\hat{\eta}=[\hat{\eta}_1\ \ \hat{\eta}_2\ \cdots\ \hat{\eta}_m]^{\mathrm{T}}$为切换增益参数矩阵;

$$\phi(\varepsilon,\sigma)=\mathrm{diag}\{\frac{1-\mathrm{e}^{-\varepsilon_1\sigma_1}}{1+\mathrm{e}^{-\varepsilon_1\sigma_1}},\frac{1-\mathrm{e}^{-\varepsilon_2\sigma_2}}{1+\mathrm{e}^{-\varepsilon_2\sigma_2}},\cdots,\frac{1-\mathrm{e}^{-\varepsilon_m\sigma_m}}{1+\mathrm{e}^{-\varepsilon_m\sigma_m}}\}$$

为双极性sigmoid函数矩阵, $\varepsilon_i\,(i\in 1,2,\cdots,m)$为边界层厚度参数, 相应的边界层厚度参数矩阵为$\varepsilon=[\varepsilon_1\ \ \varepsilon_2\ \cdots\ \varepsilon_m]^{\mathrm{T}}$. 在文献[10]的研究成果之上针对切换增益与边界层厚度参数设计如下自校正律:

$$\dot{\hat{\eta}}=\gamma_1\frac{\partial\sigma}{\partial u(t)}\phi(\varepsilon,\sigma)\sigma,\ \ \dot{\varepsilon}=\gamma_2\frac{\partial\sigma}{\partial u(t)}, \quad (15)$$

在式(15)当中$\gamma_1=\mathrm{diag}\{\gamma_{11},\gamma_{12},\cdots,\gamma_{1m}\}$与$\gamma_2=\mathrm{diag}\{\gamma_{21},\gamma_{22},\cdots,\gamma_{2m}\}$为调节自校正速率的正实数矩阵.

接下来对在自校正律作用下的系统稳定性进行证明.

证 选取Lyapunov函数$V=\frac{1}{2}\sigma^{\mathrm{T}}\sigma$, 则

$$\dot{V}=\frac{\partial V}{\partial\sigma}\frac{\partial\sigma}{\partial u(t)}[\frac{\partial u(t)}{\partial\hat{\eta}}\frac{\mathrm{d}\hat{\eta}}{\mathrm{d}t}+\frac{\partial u(t)}{\partial\varepsilon}\frac{\mathrm{d}\varepsilon}{\mathrm{d}t}]=-\sigma^{\mathrm{T}}\frac{\partial\sigma}{\partial u(t)}(SB_{\mathrm{T}})^{-1}[\phi(\varepsilon,\sigma)\dot{\hat{\eta}}+\dot{\phi}(\varepsilon,\sigma)\dot{\varepsilon}\hat{\eta}]. \quad (16)$$

将自校正律(15)代入式(16)中

$$\dot{V}=$$
$$-\sigma^{\mathrm{T}}\frac{\partial\sigma}{\partial u\,(t)}\,(SB_{\mathrm{T}})^{-1}\,\phi\,(\varepsilon,\sigma)\,\gamma_1\frac{\partial\sigma}{\partial u\,(t)}\phi\,(\varepsilon,\sigma)\,\sigma-$$
$$\sigma^{\mathrm{T}}\frac{\partial\sigma}{\partial u(t)}(SB_{\mathrm{T}})^{-1}\dot{\phi}(\varepsilon,\sigma)\gamma_2\frac{\partial\sigma}{\partial u(t)}\hat{\eta},\tag{17}$$

进一步整理得到

$$\dot{V}=-\sum_{i=1}^{m}\gamma_{1i}\sigma_i^2[\frac{\partial\sigma_i}{\partial u_i\,(t)}]^2(\frac{1-\mathrm{e}^{-\varepsilon_i\sigma_i}}{1+\mathrm{e}^{-\varepsilon_i\sigma_i}})^2-$$
$$\sum_{i=1}^{m}2\gamma_{2i}\hat{\eta}_i\sigma_i^2[\frac{\partial\sigma_i}{\partial u_i\,(t)}]^2\frac{\mathrm{e}^{-\varepsilon_i\sigma_i}}{1+\mathrm{e}^{-\varepsilon_i\sigma_i}}\leqslant 0.\tag{18}$$

证毕.

5 仿真分析(Simulation analysis)

在MATLAB/Simulink环境下对本文提出的控制方法进行了计算机仿真实验, 车辆模型参数为: $m=1200\,\mathrm{kg}$, $I_{\mathrm{z}}=1320\,\mathrm{kg}\cdot\mathrm{m}^2$, $l_{\mathrm{f}}=1.46\,\mathrm{m}$, $l_{\mathrm{r}}=1.50\,\mathrm{m}$, $C_{\mathrm{f}}=70\,\mathrm{kN/rad}$, $C_{\mathrm{r}}=80\,\mathrm{kN/rad}$. 车辆的初始状态为: $(y_{\mathrm{s}},\dot{y}_{\mathrm{s}},\psi_{\mathrm{r}},\dot{\psi}_{\mathrm{r}})=(1,-0.5,0.036,0.1)$, $v_{\mathrm{x}}=15\mathrm{m/s}$, $\gamma_1=0.65$, $\gamma_2=0.5$; 令: $A_{\mathrm{d}}=0.2A$, $F(t)=\sin t$, $D=[0.1\ \ 0.2]^{\mathrm{T}}$, $E=[0.1\ \ 0.15]$, $D_{\mathrm{d}}=[0.05\ \ 0.1]^{\mathrm{T}}$, $E_{\mathrm{d}}=[0.1\ \ 0.75]$. 根据已知条件求解线性矩阵不等式(9)得到: $Z=73.41$, $Y=46.93$, $\varepsilon_1^{-1}=67.61$, $\varepsilon_2^{-1}=67.74$; 进而计算出滑模面参数$C=0.6399$. 本文以道路曲率半径为100 m工况下的车道线保持为例对该控制方法进行仿真, 并将仿真结果与采用常规固定切换增益滑模控制的仿真结果进行对比.

令滞后时间$\tau=0.6\,\mathrm{s}$, 另外传统滑模控制中的符号函数切换增益取值为0.5, 仿真结果如图1–2所示.

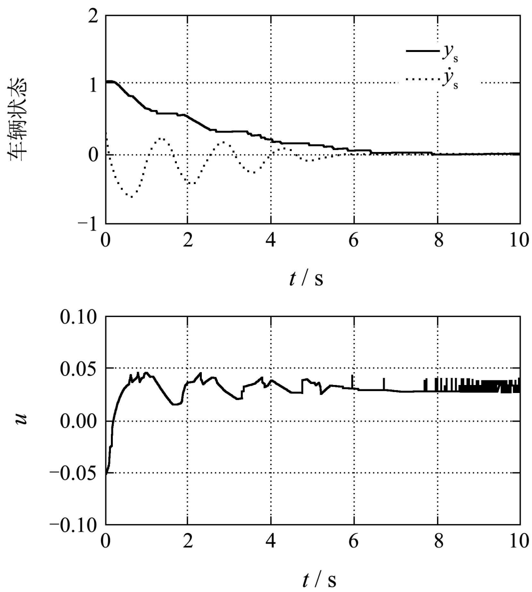

图 1 常规滑模控制

Fig. 1 Conventional sliding mode control method

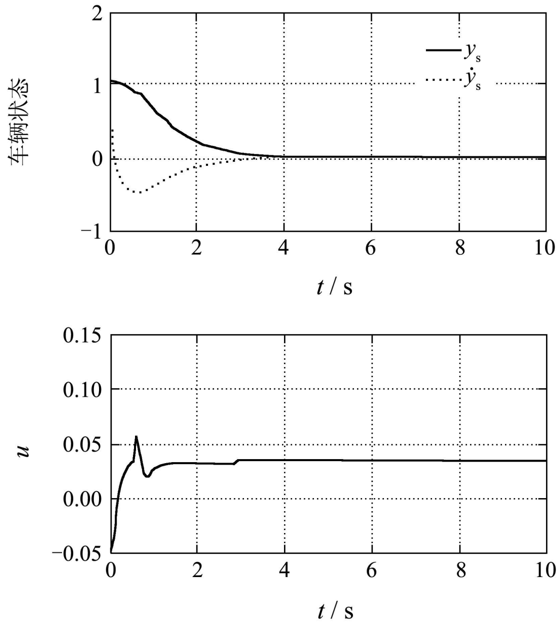

图 2 新控制方法

Fig. 2 New control method

由图可见两种方法都能够在10 s内使系统达到稳定状态, 但采用传统滑模控制其系统状态收敛速度明显较本文提出的方法慢, 并且当到达滑动模态后由于符号函数项的存在控制器输出产生抖振, 增大符号函数切换增益能够加快收敛速度, 但这样一来将加剧控制器输出的抖振问题.

令滞后时间$\tau=1.5\,\mathrm{s}$, 传统滑模控制符号函数切换增益取值为0.5, 仿真结果如图3–4所示.

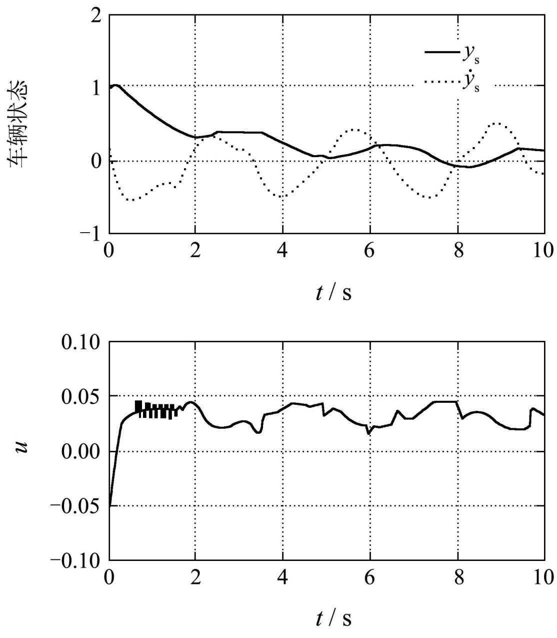

图 3 常规滑模控制

Fig. 3 Conventional sliding mode control method

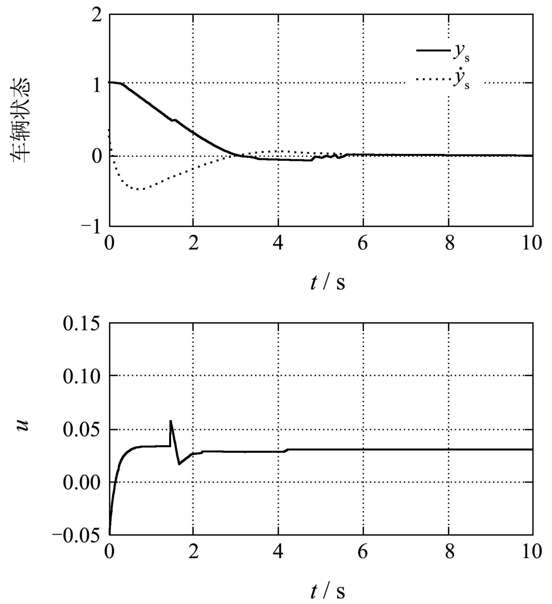

图 4 新控制方法

Fig. 4 New control method

当τ增大到1.5 s后采用本文提出的方法其收敛速度变慢, 但仍能够在6 s内使系统达到稳态, 并且基本消除了控制器输出的抖振, 仅在$t = 1.5\,\mathrm{s}$ 时控制量输出较大; 而此时采用传统滑模控制已经不能够使系统达到稳态, 这是由于符号函数切换增益的取值已经不能够满足克服系统中扰动的要求, 因此为了使系统达到稳态需要增大切换增益的取值, 在其它条件不变的情况下将传统滑模控制中的切换增益增大到1.5, 其仿真结果如图5所示.

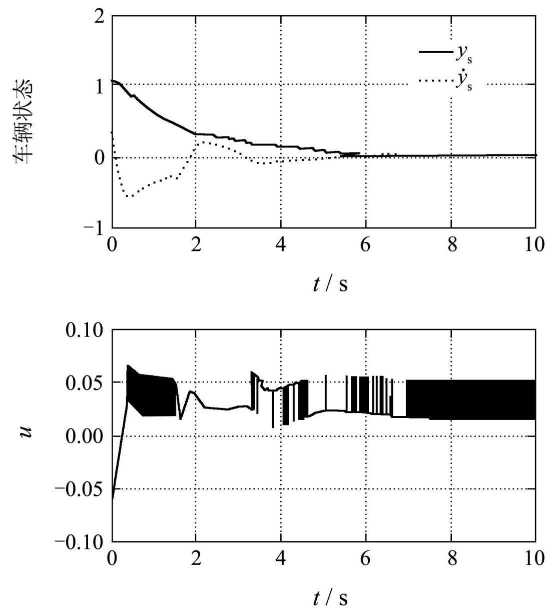

图 5 常规滑模控制

Fig. 5 Conventional sliding mode control method

由图可见当增大切换增益后传统滑模控制方法能够将系统驱动到稳定状态, 但为之付出的代价为进一步加剧了控制器输出的抖振, 并且这样的控制输出直接影响了车辆前轮转角的动态响应, 根据仿真结果被控车辆的前轮需要在短时间内以较高频率摆动以保证车辆对路径的准确跟踪, 这种行为与实际驾驶过程严重不符, 同时浪费了大量能量并且加剧了转向机构及轮胎的磨损.

由以上仿真结果可以看出较常规滑模控制, 本文提出的控制方法能够使横向位置偏差及其导数快速平滑的趋向于0, 并且对于系统中存在的非匹配不确定和状态时滞扰动具有较强的鲁棒性; 另一方面, 边界层厚度以及增益可调的双极性函数的引入极大的削弱了控制量输出的抖振现象.

6 结论(Conclusion)

针对车辆运动过程中所受到的复杂环境影响, 提出一种能够同时克服车辆模型参数摄动以及状态时滞问题的自校正滑模控制方法, 该方法基于LMI理论推导出了滑动模态存在的充分条件, 使系统在滑动模态运动下对于存在的非匹配不确定性扰动以及状态时滞具有完全不变性; 并利用双极性sigmoid函数代替常规滑模控制中的符号函数, 同时设计了切换增益和边界层厚度的自校正律, 使其可根据系统状态进行自适应调节从而达到削弱滑模控制器输出抖振的目的. 相比较于常规滑模控制该方法极大地削弱了控制输出的抖振, 并且跟踪速度快, 具有较好的鲁棒性. 基于Lyapunov理论对该方法的稳定性进行了证明, 文章最后通过仿真实验进一步验证了该控制方法的可行性及有效性. 由于其具有较小的控制量输出抖振, 因此该方法具有良好的实际应用价值.

参考文献(References):

[1] 赵林辉, 刘志远, 陈虹. 一种车辆状态滑模观测器的设计方法[J]. 电机与控制学报, 2009, 13(4): 565 – 570.
(ZHAO Linhui, LIU Zhiyuan, CHEN Hong. Design method of sliding model observer for vehicle state[J]. *Electric Machines and Control*, 2009, 13(4): 565 – 570.)

[2] CERONE V, MILANESE M, REGRUTO D. Combined automatic lane-keeping and driver's steering through a 2-DOF control strategy[J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2009, 17(1): 135 – 142.

[3] RAJAMANI R, TAN H S, LAW B K, et al. Demonstration of integrated longitudinal and lateral control for the operation of automated vehicles in platoons[J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2000, 8(4): 695 – 708.

[4] 张继业, 任殿波. 具有不确定参数的车道保持终端滑模控制[J]. 大连海事大学学报, 2008, 34(3): 81 – 84.
(ZHANG Jiye, REN Dianbo. Terminal sliding mode control for lane

keeping with parametric uncertainties[J]. *Journal of Dalian Maritime University*, 2008, 34(3): 81 – 84.)

[5] 任殿波, 张京明, 崔胜民, 等. 智能交通系统车道保持纵横向耦合控制[J]. 控制理论与应用, 2010, 27(12): 1661 – 1668.
(REN Dianbo, ZHANG Jingming, CUI Shengmin, et al. Coupled longitudinal and lateral control for lane keeping in intelligent transportation systems[J]. *Control Theory & Applications*, 2010, 27(12): 1661 – 1668.)

[6] WU J, WANG Q, WEI X, et al. Studies on improving vehicle handling and lane keeping performance of closed-loop driver-vehicle system with integrated chassis control[J]. *Mathematics and Computers in Simulation*, 2010, 80(12): 2297 – 2308.

[7] SATTEL T, BRANDT T. From robotics to automotive: Lane-keeping and collision avoidance based on elastic bands[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2008, 46(7): 597 – 619.

[8] XIA Y, FU M, YANG H, et al. Robust sliding-mode control for uncertain time-delay systems based on delta operator[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2009, 56(9): 3646 – 3655.

[9] KIM K S, PARK Y, OH S H. Designing robust sliding hyperplanes for parametric uncertain systems: a Riccati approach[J]. *Automatica*, 2000, 36(7): 1041 – 1048.

[10] 张细政, 王耀南. 未知不确定非线性系统的直接自校正滑模控制[J]. 控制理论与应用, 2009, 26(11): 1256 – 1260.
(ZHANG Xizheng, WANG Yaonan. Sliding mode control with direct self-tuning for a class of nonlinear system with unknown uncertainties[J]. *Control Theory & Applications*, 2009, 26(11): 1256 – 1260.)

作者简介:

李 玮 (1982—), 男, 博士研究生, 目前研究方向为智能车辆纵横向耦合控制, E-mail: liwei727@126.com;

段建民 (1959—), 男, 博士生导师, 目前研究方向为车辆网络智能控制, E-mail: jmduan@bjut.edu.cn;

龚建伟 (1969—), 男, 副教授, 目前研究方向为计算机及移动机器人控制技术, E-mail: gongjianwei@bit.edu.cn.