

# 基于模型预测控制的汽车紧急换道控制研究<sup>\*</sup>

张凤娇<sup>1,2</sup>, 魏民祥<sup>1</sup>, 黄丽琼<sup>1</sup>, 赵万忠<sup>1</sup>

( 1 南京航空航天大学能源与动力学院, 南京 210016; 2 常州工学院, 常州 213002)

**摘要:** 针对高速行驶车辆纵向制动避撞的不足, 以及传统控制方法难以求解换道过程中的多目标多约束问题, 提出了一种基于模型预测控制( MPC) 的汽车紧急换道控制策略。该策略以三自由度车辆动力学模型为预测基础模型, 规划了期望换道路径曲线, 建立了合适的安全距离模型, 并以车辆前轮转角为控制变量, 以跟踪期望路径为控制目标, 将最优控制转化为二次规划问题求解。仿真结果表明, 紧急换道控制系统能控制车辆在高速情况下完成期望换道路径规划, 重合度高并且具有良好的稳定性。

**关键词:** 紧急换道; 换道路径; 安全距离模型; 模型预测控制

**中图分类号:** U461.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671—3133( 2017) 03—0057—08

**DOI:** 10. 16731/j. cnki. 1671 - 3133. 2017. 03. 010

## Study of vehicle emergent lane-change control based on model predictive control

Zhang Fengjiao<sup>1,2</sup>, Wei Minxiang<sup>1</sup>, Huang Liqiong<sup>1</sup>, Zhao Wanzhong<sup>1</sup>

( 1 Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2 Changzhou Institute of Technology, Changzhou 213002, Jiangsu, China)

**Abstract:** Through longitudinal braking merely on highway, vehicles are difficult to avoid ahead obstacles. And the typical control method could not satisfy lane-change problem constrained multi-objective optimization. Therefore, the ideal lane-change trajectory model and safety distance model have determined. Based on the theory of Model Predictive Control( MPC) and with the 3-DOF vehicle model, the emergent lane-change control system has designed. To solve the problem, the optimal control problem was converted into a secondary plan problem. The wheel steering angle input was the control variable, and the optimal trajectory of following the ideal lane-change trajectory was the control object. Results of simulations show that the system designed can accurately control vehicle running under the predetermined better trajectory and with the better stability so as to improve the driving safety of vehicles.

**Key words:** emergent lane change; lane-change trajectory; safety distance model; Model Predictive Control ( MPC)

## 0 引言

目前汽车避撞系统大多都是基于纵向制动避开前车或障碍物, 并要求有足够制动距离。如果遇到前方突然出现障碍物、前车突然停止或盲区内路口驶出车辆等紧急情况时, 驾驶员难以提前发现, 且制动距离不足, 此时这类避撞系统难以发挥作用。有研究表明, 如果高速行驶的车辆已错过制动的最后

机会, 那么通过转向或紧急变道仍有可能避免事故的发生<sup>[1]</sup>。

为了实现紧急换道避撞, 有两个方面的因素要考虑: 1) 车辆要能跟踪事先规划好的路径; 2) 设计合理的控制器来引导车辆跟踪路径。控制器设计除了必须保证车辆可以安全地跟踪期望路径外, 还要避开危险情况和防止侧翻, 同时通过保证较小侧向加速度来提高紧急换道时的乘坐舒适性。紧急换道路径规划

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金项目( 51375007); 江苏省自然科学基金面上项目( SBK2015022352); 上海交通大学机械系统与振动国家重点实验室开放基金项目( MSV201606); 常州市科技计划应用基础研究项目( CJ20159011)

需要综合考虑路径长度约束、曲率约束、车辆动力学和避撞约束等多种条件。

文献[2]提出了采用微分平坦理论规划换道路径,考虑车辆动力学约束,但计算量庞大,实时性差。文献[3]采用了最小曲率半径的方法设计了紧急避让路径,此方法能保证车辆整个换道过程路径最短,但没有考虑其他的约束条件。路径跟踪控制的目的是让车辆跟踪由控制算法规划出的最优路径或给定的期望路径。传统的控制方法,如根据PID(比例-积分-微分)控制、滑模控制等设计的跟踪控制器已得到广泛的研究。文献[4]采用线性二次最优LQR设计紧急避让路径跟踪控制器,以车辆的实际侧向加速度与理想侧向加速度、车辆实际横摆角与理想横摆角误差构造状态方程,利用Carsim与Simulink软件联合仿真,验证换道控制器的跟踪性能和稳定性。文献[5]采用模糊控制逻辑方法设计了基于车辆横摆角速度和质心侧偏角的紧急转向路径跟踪控制器,通过仿真验证了控制方法的有效性。

国内外学者采用的人工智能方法存在着规则制定困难或控制对象模型依赖性强以及未考虑外界干扰和内部约束等不足,一般通过控制限幅等措施来处理简单的约束条件。由于车辆在高速运动时还要考虑相应的动力学约束,上述方法也很难对这些约束,尤其是非线性约束进行处理。

模型预测控制(MPC)是一种滚动求解带约束优化问题的控制方法,其最大的优势是能在控制过程中增加多种约束,能更合理有效地控制车辆的路径规划和跟踪过程,也能进一步简化结果,提高控制系统的可靠性。本文通过将模型预测控制算法和车辆动力学模型分析相结合,设计基于动力学模型的路径规划和跟踪控制器,并借助动力学Carsim软件和Matlab/Simulink软件进行联合仿真,验证车辆跟踪给定期望路径的情况。

## 1 车辆换道动力学模型

本文采用的是具有侧向运动、横摆运动和纵向运动的三自由度车辆模型,忽略了空气动力学、车辆悬架和转向系统,将前、后轮分别用一个等效的前轮和一个等效的后轮来代替。三自由度车辆模型<sup>[6]</sup>如图1所示。

图1中,坐标系 $O-XYZ$ 为固定于车身的车辆坐标系, $XOZ$ 平面处于车辆左右对称的平面内,车辆质心所在点为标准原点 $O$ , $X$ 向为车辆前进方向, $Y$ 向与车

辆前进方向垂直, $Z$ 向满足右手法则垂直于 $XOY$ 平面。坐标系 $O_1-X_1Y_1Z_1$ 为固定于地面的路面坐标系,也满足右手法则。

$F_{yf}$ 、 $F_{lr}$ 分别为车辆前、后轮胎受到的纵向力, $F_{cf}$ 、 $F_{cr}$ 分别为车辆前、后轮胎受到的侧向力, $F_{xf}$ 、 $F_{xr}$ 为车辆前、后轮胎受到的 $X$ 方向的力, $F_{yf}$ 、 $F_{yr}$ 为车辆前、后轮胎受到的 $Y$ 方向的力。

根据牛顿第二定律,得到沿 $X$ 轴、 $Y$ 轴和绕 $Z$ 轴的车辆运动微分方程为:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = m\dot{y}\dot{\varphi} + 2F_{xf} + 2F_{xr} \\ m\ddot{y} = -m\dot{x}\dot{\varphi} + 2F_{yf} + 2F_{yr} \\ I_z\ddot{\varphi} = 2l_aF_{yf} - 2l_bF_{yr} \end{cases} \quad (1)$$

式中: $l_a$ 、 $l_b$ 分别为车辆质心到前轴和后轴中心的距离; $m$ 为车辆整备质量; $I_z$ 为车辆质心绕 $Z$ 轴的转动惯量; $\varphi$ 为车辆横摆角; $x$ 、 $y$ 分别为车辆 $X$ 向、 $Y$ 向位移。

图1中 $\delta_r$ 为车辆后轮胎偏转角; $\delta_f$ 为车辆前轮胎偏转角; $\alpha_f$ 为前轮的侧偏角; $\alpha_r$ 为后轮的侧偏角; $v_{cf}$ 、 $v_{lf}$ 分别为前轮的速度 $v_f$ 分解在侧向、纵向的速度; $v_{cr}$ 、 $v_{lr}$ 分别为后轮的速度 $v_r$ 分解在侧向、纵向的速度。

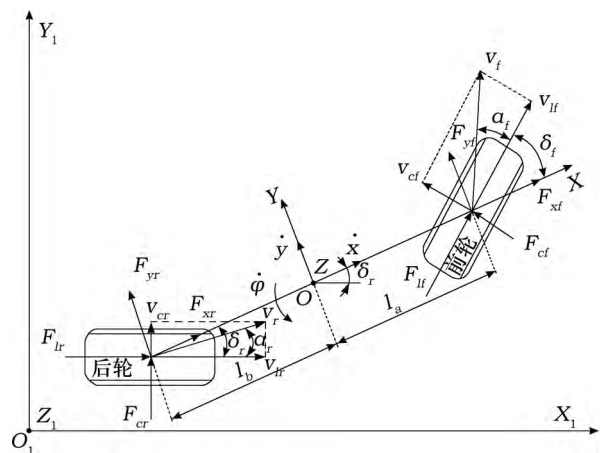


图1 三自由度车辆模型

前、后轮胎在 $X$ 方向和 $Y$ 方向上受到的合力 $F_{xf}$ 、 $F_{xr}$ 、 $F_{yf}$ 、 $F_{yr}$ 与纵向力 $F_{lf}$ 、 $F_{lr}$ 和侧向力 $F_{cf}$ 、 $F_{cr}$ 的转换关系为:

$$\begin{cases} F_{xf} = F_{lf}\cos\delta_f - F_{cf}\sin\delta_f \\ F_{xr} = F_{lr}\cos\delta_r - F_{cr}\sin\delta_r \\ F_{yf} = F_{lf}\sin\delta_f + F_{cf}\cos\delta_f \\ F_{yr} = F_{lr}\sin\delta_r + F_{cr}\cos\delta_r \end{cases} \quad (2)$$

前、后轮胎的纵向力 $F_{lf}$ 、 $F_{lr}$ 和侧向力 $F_{cf}$ 、 $F_{cr}$ 可表示为以下多变量的复杂函数:

$$\begin{cases} F_{lf} = f_{lf}(\alpha, s, \mu, F_z) \\ F_{cf} = f_{cf}(\alpha, s, \mu, F_z) \\ F_{lr} = f_{lr}(\alpha, s, \mu, F_z) \\ F_{cr} = f_{cr}(\alpha, s, \mu, F_z) \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $s$  为滑移率;  $\alpha$  为轮胎侧偏角;  $\mu$  为路面附着系数;  $F_z$  为轮胎受到的垂向载荷。

前、后轮胎的侧偏角  $\alpha_f$ 、 $\alpha_r$  由几何关系可以计算, 得:

$$\begin{cases} \alpha_f = \arctan \frac{v_{cf}}{v_{lf}} \\ \alpha_r = \arctan \frac{v_{cr}}{v_{lr}} \\ v_f = \sqrt{v_{lf}^2 + v_{cf}^2} \\ v_r = \sqrt{v_{lr}^2 + v_{cr}^2} \end{cases} \quad (4)$$

$v_{cf}$ 、 $v_{lf}$  分别为前轮胎的速度  $v_f$  分解在侧向、纵向的速度;  $v_{cr}$ 、 $v_{lr}$  分别为后轮胎的速度  $v_r$  分解在侧向、纵向的速度。这 4 个速度可以用车辆坐标系  $O-XYZ$  的  $X$ 、 $Y$  方向上的速度  $v_{xf}$ 、 $v_{yf}$ 、 $v_{xr}$ 、 $v_{yr}$  表示为:

$$\begin{cases} v_{lf} = v_{yf} \sin \delta_f + v_{xf} \cos \delta_f \\ v_{cf} = v_{yf} \cos \delta_f - v_{xf} \sin \delta_f \\ v_{lr} = v_{yr} \sin \delta_r + v_{xr} \cos \delta_r \\ v_{cr} = v_{yr} \cos \delta_r - v_{xr} \sin \delta_r \end{cases} \quad (5)$$

$v_{xf}$ 、 $v_{yf}$ 、 $v_{xr}$ 、 $v_{yr}$  往往难以直接获取, 一般可以通过车辆速度  $\dot{x}$ 、 $\dot{y}$  计算得到, 根据图 1 中的速度关系可以推导出以下转换关系:

$$\begin{cases} v_{xf} = \dot{x} \\ v_{yf} = \dot{y} + l_a \dot{\varphi} \\ v_{yr} = \dot{y} - l_b \dot{\varphi} \\ v_{xr} = \dot{x} \end{cases} \quad (6)$$

轮胎在地面上的滑移率  $s$  的计算公式为:

$$s = 1 - \frac{r\omega}{v} = \begin{cases} 0 & v = r\omega \quad \text{纯滚动} \\ 1 & \omega = 0 \quad \text{纯滑动} \\ (0, 1) & v > r\omega \quad \text{边滚边滑} \end{cases} \quad (7)$$

式中:  $r$  为车轮半径;  $\omega$  为轮胎角速度;  $v$  为轮胎的速度 (前轮可以为  $v_{yf}$ 、 $v_{cf}$ ; 后轮可以为  $v_{lr}$ 、 $v_{cr}$ )。

当车速变化不大时, 前、后轴的载荷转移可忽略不计, 则得到车辆前、后轮受到的垂向载荷  $F_{zf}$ 、 $F_{zr}$  为:

$$\begin{cases} F_{zf} = \frac{l_b mg}{2(l_a + l_b)} \\ F_{zr} = \frac{l_a mg}{2(l_a + l_b)} \end{cases} \quad (8)$$

式中:  $g$  为重力加速度。

最后, 根据车辆坐标系与路面坐标系之间的转换关系, 得到车辆质心在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  中的平面运动方程为:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x} \cos \varphi - \dot{y} \sin \varphi \\ \dot{y}_1 = \dot{x} \sin \varphi + \dot{y} \cos \varphi \end{cases} \quad (9)$$

由式 (1) ~ 式 (9) 可推导出车辆非线性动力学模型。可将系统描述为以下状态空间表达式:

$$\begin{cases} \dot{\xi}(t) = f(\xi(t), \mu(t)) \\ \lambda(t) = h(\xi(t)) \end{cases} \quad (10)$$

式中:  $\xi(t) = [\dot{y}, \dot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, y_1, x_1]^T$  为状态变量;  $\mu(t)$  为控制变量  $\mu(t) = [\delta_f]$  (仅考虑前轮转向,  $\delta_r = 0$ ); 输出变量  $\lambda(t) = [\varphi, y_1]^T$ ;  $f(\cdot)$ 、 $h(\cdot)$  为函数关系符号。

在实际的控制过程中, 路面附着系数  $\mu$  和滑移率  $s$  被视为已知量, 式 (10) 即为模型预测控制器中预测模型的基础。

## 2 换道避撞控制系统

换道避撞控制系统需在保持车辆稳定性和安全性的前提下, 根据前方障碍车辆状态信息及行车环境, 判断当前车距是否安全, 规划出换道路径, 通过设计相应的控制器, 控制车辆执行紧急换道动作, 以实现期望的避障目的。

换道避撞控制系统框图如图 2 所示。

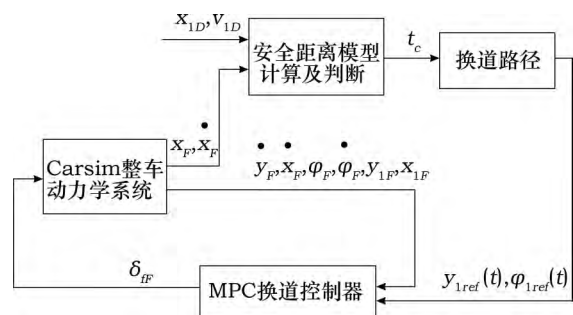


图2 换道避撞控制系统框图

图2中  $x_{1D}$ 、 $v_{1D}$  分别为前方障碍车辆  $D$  在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下质心处的  $X_1$  方向的位移和车速;  $\delta_{ff}$  为自车  $F$  的前轮偏转角;  $\varphi_F$  为自车  $F$  的横摆角;  $x_F$ 、 $y_F$  分别为自车  $F$  在车辆坐标系  $O-XYZ$  下质心处的  $X$  向位移和  $Y$  向位移;  $x_{1F}$ 、 $y_{1F}$  为自车  $F$  在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下质心处的  $X_1$  方向的位移和  $Y_1$  方向的位移;  $y_{1ref}(t)$ 、 $\varphi_{1ref}(t)$  分别为给定期望换道路径后在路

面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下随时间  $t$  变化的  $Y_1$  方向的位移和横摆角;  $t_c$  为临界碰撞时刻。

假设双直行车道上只有自车  $F$  和前车  $D$ 。自车  $F$  位于前车  $D$  后方并同向行驶, 相邻车道上无其他车辆位置。

图3所示为汽车紧急换道位置示意图。0时刻为换道初始时刻, 此时自车  $F$  和前车  $D$  在路面坐标系下相距  $x_{1e}(0)$ ,  $x_{1e}(0)$  是两车在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下  $X_1$  方向上的初始距离。 $t_c$  为临界碰撞时刻,  $t_e$  为换道完成时刻,  $\theta_F$  为自车  $F$  的航向角。

图3中:  $y_{1e}$  为车辆换道完成后在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下  $Y_1$  方向上的位移。本文取  $y_{1e}$  为高速公路一个标准车道宽度 3.75m。取自车  $F$  与前车  $D$  为同型号车, 车长为  $L$ , 车宽为  $w$ 。 $x_{1e}(t)$  为换道过程的任一时刻  $t$  时两车在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下  $X_1$  方向上的距离。

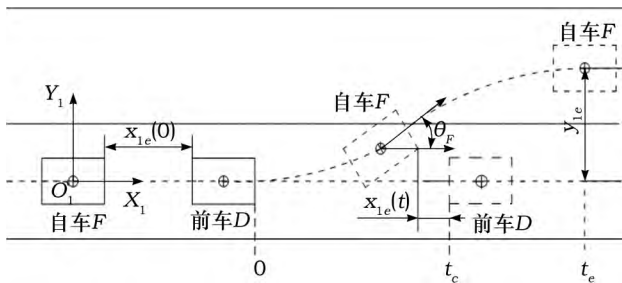


图3 汽车紧急换道位置示意图

## 2.1 换道路径规划

基于避撞目的的车道紧急换道路径有多种, 经过对比分析采取了基于五阶多项式的换道路径, 在满足规划路径起始点、终止点约束和曲率约束后, 求得在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下的五阶多项式方程为:

$$y_{1ref}(t) = \frac{y_{1e}}{t_e^5} (6t^5 - 15t_e t^4 + 10t_e^2 t^3) \quad (11)$$

## 2.2 最小纵向安全距离模型

假设在换道过程中, 前车  $D$  在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下  $Y_1$  方向的加速度为零, 前车  $D$  只在本车道上直线行驶, 无  $Y_1$  方向的移动。紧急换道过程中, 自车  $F$  与前车  $D$  或前方障碍物不发生碰撞的必要条件为当自车  $F$  外侧前角部分的  $Y_1$  向位移等于前车  $D$  或前方障碍物的宽度  $w$  时, 自车  $F$  和前车  $D$  或前方障碍物仍保持有一定空间<sup>[7]</sup>。

由图3所示自车  $F$  和前车  $D$  之间的  $Y_1$  向位移几何关系及式(11), 可得出车辆避免发生碰撞的  $Y_1$  向位移临界条件为:

$$w = \frac{y_{1e}}{t_e^5} (6t_c^5 - 15t_e t_c^4 + 10t_e^2 t_c^3) \quad (12)$$

由式(12)可计算得到临界碰撞时刻  $t_c$ 。

在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下, 两车之间  $X_1$  向位移关系的临界碰撞条件为:

$$x_{1D}(t) \geq x_{1F}(t) + \frac{L}{2}(1 + \cos\theta) + \frac{w}{2}\sin\theta \quad t \in [0, t_c] \quad (13)$$

$$x_{1e}(t) = x_{1D}(t) - x_{1F}(t) - \frac{L}{2}(1 + \cos\theta) - \frac{w}{2}\sin\theta \quad t \in [0, t_c] \quad (14)$$

式(14)中:

$$\theta = \arctan \frac{\frac{\partial y_{1F}(t)}{\partial t}}{\frac{\partial x_{1F}(t)}{\partial t}} = \arctan \frac{\dot{y}_{1F}(t)}{\dot{x}_{1F}(t)} \quad (15)$$

根据车辆运动学知识, 继续对式(14)进行转化, 即

$$\begin{aligned} x_{1e}(t) &= x_{1e}(0) + [\dot{x}_{1D}(0) - \dot{x}_{1F}(0)]t + \int_0^t \int_0^\sigma [a_{1D}(\tau) - a_{1F}(\tau)] d\tau d\sigma > 0 \\ t &\in [0, t_c] \end{aligned} \quad (16)$$

$$x_{1e}(0) = x_{1D}(0) - x_{1F}(0) - \frac{L}{2}(1 + \cos\theta) - \frac{w}{2}\sin\theta$$

式中:  $a_{1D}$ 、 $a_{1F}$  分别为前车  $D$  和自车  $F$  在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下  $X_1$  方向的加速度;  $\sigma$  为过渡变量。

为保证两车不发生碰撞, 换道初始时刻的  $X_1$  向最小安全距离  $MSS$  应该满足:

$$MSS = \max_t \left\{ \int_0^t \int_0^\sigma [a_{1F}(\tau) - a_{1D}(\tau)] d\tau d\sigma + \dot{x}_{1F}(0) - \dot{x}_{1D}(0) \right\} \quad t \in [0, t_c] \quad (17)$$

## 2.3 MPC 换道控制器设计

根据文献[8]的线性化方法, 将非线性车辆动力学模型式(10)线性化, 得到线性时变方程为:

$$\begin{cases} \dot{\xi}(t) = A(t)\xi(t) + B(t)u(t) \\ \lambda(t) = C(t)\xi(t) \end{cases} \quad (18)$$

对雅克比矩阵  $A(t)$ 、 $B(t)$  求解得:

$$\begin{cases} A(t) = \frac{\partial f(\xi(t), u(t))}{\partial \xi} \bigg|_{\xi(t), u(t)} \\ B(t) = \frac{\partial f(\xi(t), u(t))}{\partial u} \bigg|_{\xi(t), u(t)} \end{cases} \quad (19)$$

采用一阶差商的方法对公式(18)进行离散化处理,得到离散的状态空间表达式为:

$$\begin{cases} \xi(k+1) = [A(k)\xi(k) + B(k)u(k)]T + \xi(k) \\ \lambda(k+1) = C(k)\xi(k+1) \\ C(k) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (20)$$

式中:  $A(k) = I_m + TA(t)$ ;  $B(k) = TB(t)$ ;  $T$  为采样时间;  $I_m$  为单位矩阵。

假设:

$$\chi(k|t) = \begin{bmatrix} \xi(k|t) \\ u(k|t) \end{bmatrix} \quad (21)$$

对控制对象采用状态空间表示,对于从  $t$  时刻开始到任意时刻  $k$  的状态空间方程为:

$$\begin{cases} \chi(k+1|t) = \begin{bmatrix} A_{k,t} & B_{k,t} \\ 0_{m' \times n} & I_{m'} \end{bmatrix} \chi(k|t) + \\ \begin{bmatrix} B_{k,t} \\ I_{m'} \end{bmatrix} \Delta u(k|t) = \tilde{A}_t \chi(k|t) + \tilde{B}_t \Delta u(k|t) \\ \lambda(k|t) = [C_{k,t} \ 0] \chi(k|t) = \tilde{C}_t \chi(k|t) \end{cases} \quad (22)$$

$$\tilde{A}_t = \begin{bmatrix} A_{k,t} & B_{k,t} \\ 0_{m' \times n} & I_{m'} \end{bmatrix}$$

$$\tilde{B}_t = \begin{bmatrix} B_{k,t} \\ I_{m'} \end{bmatrix}$$

$$\tilde{C}_t = [C_{k,t} \ 0]$$

式中:  $\Delta u(k|t)$  为从  $t$  时刻到  $k$  时刻控制增量的变化量;  $n$  为状态量维度;  $m'$  为控制量维度;  $A_{k,t}$  为从  $t$  时刻开始到  $k$  时刻的  $A$  的值;  $B_{k,t}$  为从  $t$  时刻开始到  $k$  时刻的  $B$  的值;  $C_{k,t} = C(k)$ ;  $\lambda(k|t)$  为  $k$  时刻的系统输出量。

预测时域内的状态量的计算式为:

$$\chi(t+Hp|t) = \tilde{A}_t^{Hp} \chi(t|t) + \tilde{A}_t^{Hp-1} \tilde{B}_t \Delta u(t|t) + \cdots + \tilde{A}_t^{Hp-Hc-1} \tilde{B}_t \Delta u(t+Hc|t) \quad (23)$$

预测时域内的系统输出量的计算式为:

$$\lambda(t+Hp|t) = \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{Hp} \chi(t|t) + \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{Hp-1} \tilde{B}_t \Delta u(t|t) + \cdots + \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{Hp-Hc-1} \tilde{B}_t \Delta u(t+Hc|t) \quad (24)$$

式中:  $Hp$  为预测时域;  $Hc$  为控制时域。

MPC 控制器设计的目标函数要能保证车辆快速而平稳地跟踪期望路径,因此,需要对系统的状态量的偏差进行控制并对控制量进行优化。由本文第 2.1 节可知,给定期望换道路径和横摆角函数分别为

$y_{1ref}(t)$ 、 $\varphi_{1ref}(t)$ ,每个预测时域期望的输出量  $\lambda_{ref} = [\varphi_{1ref} \ y_{1ref}]$  则目标函数  $J[\chi(t) \ \mu(t-1) \ \Delta U(t)]$  为:

$$J[\chi(t) \ \mu(t-1) \ \Delta U(t)] = \sum_{k_{预}=t+1}^{t+Hp} \|\lambda(k_{预}|t) - \lambda_{ref}(k_{预}|t)\|_Q^2 + \sum_{k_{控}=t}^{t+Hc-1} \|\Delta u(k_{控}|t)\|_R^2 + \rho \varepsilon^2 \quad (25)$$

式中:  $k_{预} = t+1, t+2, \cdots, t+Hp$ ;  $\Delta U(t)$  为控制时域内的控制增量,有  $\Delta U(t) = [\Delta u(t), \Delta u(t+1), \cdots, \Delta u(t+Hc-1)]$   $\Delta u(t)$  为控制时域内的控制增量的初始值;公式第一项表示了系统对参考路径的跟踪能力;公式第二项表示对控制量平稳变化的要求;公式第三项表示可保证目标函数在每个预测范围内有可行解;  $Q$ 、 $R$  分别为目标函数的状态加权矩阵和控制加权矩阵;  $\rho$  为权重系数;  $\varepsilon$  为松弛因子;  $k_{控} = t, t+1, \cdots, t+Hc-1$ 。

汽车受各项性能及道路附着系数等外在因素的影响,在控制过程中只有满足一定的控制变量极限约束和控制变量增量约束才能保证汽车快速且平稳完成换道过程,因此需要对前轮转角进行约束,则控制量  $u(k_{控}|t)$  约束表达形式为:

$$u_{\min}(k_{控}|t) \leq u(k_{控}|t) \leq u_{\max}(k_{控}|t) \quad k_{控} = t, t+1, \cdots, t+Hc-1 \quad (26)$$

式中:  $u_{\min}(k_{控}|t)$ 、 $u_{\max}(k_{控}|t)$  分别为  $u(k_{控}|t)$  的最小值和最大值。

控制量增量  $\Delta u(k_{控}|t)$  约束表达形式为:

$$\Delta u_{\min}(k_{控}|t) \leq \Delta u(k_{控}|t) \leq \Delta u_{\max}(k_{控}|t) \quad k_{控} = t, t+1, \cdots, t+Hc-1 \quad (27)$$

式中:  $\Delta u_{\min}(k_{控}|t)$ 、 $\Delta u_{\max}(k_{控}|t)$  分别为  $\Delta u(k_{控}|t)$  的最小值和最大值。

在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下  $Y_1$  方向给定期望换道路径输出量  $y_{1ref}(k_{控}|t)$  的约束表达形式为:

$$y_{1ref\min}(k_{控}|t) \leq y_{1ref}(k_{控}|t) \leq y_{1ref\max}(k_{控}|t) \quad k_{控} = t, t+1, \cdots, t+Hc-1 \quad (28)$$

式中:  $y_{1ref\min}(k_{控}|t)$ 、 $y_{1ref\max}(k_{控}|t)$  分别为  $y_{1ref}(k_{控}|t)$  的最小值和最大值。

随着车辆速度的增加,动力学特性对运动规划与控制的影响明显增大。车辆在高速行驶时执行机构的控制输入,轮胎与地面摩擦引起的滑移,以及在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下  $Y_1$  方向加速度引起的侧倾等动力学非线性约束条件比低速情况下更加苛刻<sup>[9]</sup>;因此,对动力学模型进行约束能进一步保障车辆行驶的安全性和稳定性。

动力学约束可根据博世公司的车辆稳定性研究和综合车辆稳定性条件<sup>[10]</sup>进行设置。

质心侧偏角 $\beta$ :

$-12^\circ < \beta < 12^\circ$  良好路面

$-2^\circ < \beta < 2^\circ$  冰雪路面

在路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下  $Y_1$  方向加速度极限约束为:

$$a_{1ymin} \leq a_{1y} \leq a_{1ymax}$$

式中:  $a_{1ymin}$ 、 $a_{1ymax}$  分别为  $Y_1$  方向加速度  $a_{1y}$  的最小值和最大值。

前轮侧偏角  $\alpha_f$ :

$-2.5^\circ < \alpha_f < 2.5^\circ$

文献[11]给出了汽车期望横摆角速度  $\gamma$  的约束为:

$$\gamma \leq \left| \mu \frac{g}{v_{1x}} \right| \quad (29)$$

式中:  $v_{1x}$  为路面坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$  下  $X_1$  向的车辆速度。

综合以上目标函数和约束条件,基于模型预测控制的紧急换道控制器在每个控制周期内要解决的优化问题为:

$$\begin{aligned} \min & \sum_{k_{\text{预}}=t+1}^{t+H_p} \left\| \lambda(k_{\text{预}} | t) - \lambda_{\text{ref}}(k_{\text{预}} | t) \right\|_Q^2 + \\ & \sum_{k_{\text{控}}=t}^{t+H_c-1} \left\| \Delta u(k_{\text{控}} | t) \right\|_R^2 + \rho \varepsilon^2 \\ \text{s. t. } & \Delta U_{\min} \leq \Delta U(t) \leq \Delta U_{\max} \\ & U_{\min} \leq u(t-1) + \sum_{k_{\text{控}}=t}^{t+H_c-1} \Delta U(k_{\text{控}} | t) \leq \Delta U_{\max} \\ & y_{1\text{refmin}}(k_{\text{控}} | t) \leq y_{1\text{ref}}(k_{\text{控}} | t) \leq y_{1\text{refmax}}(k_{\text{控}} | t) \end{aligned} \quad (30)$$

式(30)应转化为二次规划问题,对转化后的二次规划问题采用有效集法求解。在每个控制周期内完成求解及约束条件的限制后,得到控制时域  $H_c$  内一系列的控制输入增量,将每个周期控制序列中的第一个输入作为实际的控制输入增量,得到的输入进入下一个控制周期后,循环重复上述控制过程,完成对理想路径的跟踪控制。

### 3 仿真验证及结果分析

仿真模拟中整车动力学系统采用 Carsim 仿真平台中的某轿车,整车的参数如表1所示。假设前车车速为 75km/h,自车车速为 120km/h,两车初始车距为 30m。

表1 整车参数

参数	参数值
整车总质量 $m/\text{kg}$	1 370
车辆绕 $Z$ 轴转动惯 $I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	419
质心至前轴中心距离 $l_a/\text{m}$	1.110
质心至后轴中心距离 $l_b/\text{m}$	1.666
前轮侧偏刚度 $k_1/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-131 000
后轮侧偏刚度 $k_2/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-103 000
路面附着系数 $\mu$	0.8

仿真试验所采用的 MPC 控制器中的主要参数如表2所示。

通过仿真对比 PID 控制与 MPC 控制效果。图4~图6分别为紧急换道过程中 PID 控制与 MPC 控制  $Y_1$  向位移仿真曲线对比结果、PID 控制与 MPC 控制  $Y_1$  向加速度仿真曲线对比结果,以及前轮转角变化仿真曲线。

表2 MPC 控制器中的主要参数

参数	参数值
预测时域 $H_p$	20
控制时域 $H_c$	10
输出加权矩阵 $Q$	$\text{diag}(2\ 000\ 4\ 000\ 1\ 000)_{3 \times 3}$
控制加权矩阵 $R$	$8 \times 10^5$
权重系数 $\rho$	1 000
松弛因子 $\varepsilon$	10
控制量 $u$ 范围	$(-10^\circ, 10^\circ)$
控制增量 $\Delta u$ 范围	$(-0.8^\circ, 0.8^\circ)$
期望换道路径输出量 $y_{1\text{ref}}/\text{m}$	0.4
采样时间/s	0.04

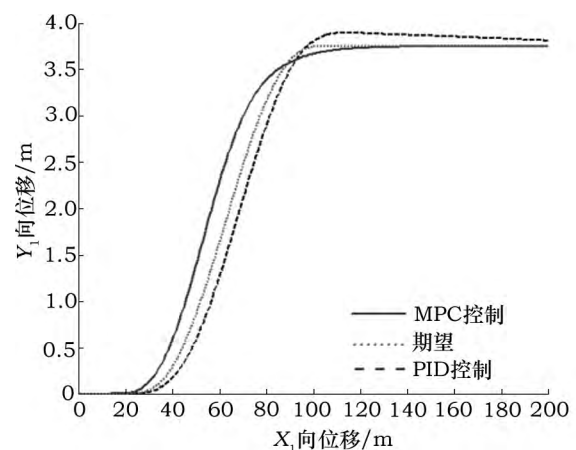


图4 PID控制和MPC控制的  $Y_1$  向位移仿真曲线对比结果

由图4所示可知,汽车通过 MPC 控制的行驶路径超前于规划的能避开前车的最小临界路径,即给定的期望换道路径,说明自车可以安全地避开前车,同时保证一定的安全裕度。而基于 PID 控制的路径滞后

于期望路径且最后总的  $Y_1$  向位移明显偏离期望换道路径, 安全性不足。

图 5 表明, 基于 PID 控制的  $Y_1$  向加速度在换道过程中有剧烈的抖动, 而通过 MPC 控制的  $Y_1$  向加速度没有出现明显的超调, 换道完成后收敛较为迅速平稳, 说明换道过程中车辆姿态良好, 无剧烈变化, 稳定性良好。

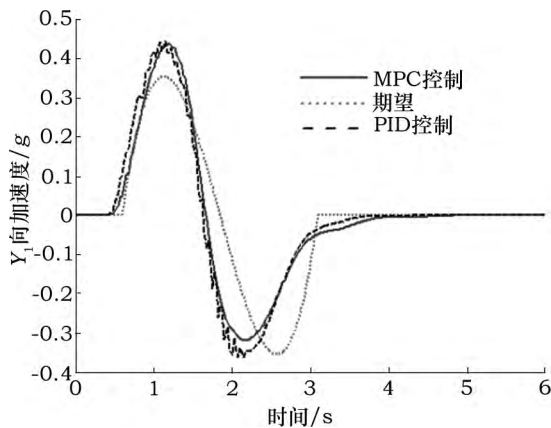


图 5 PID 控制和 MPC 控制的  $Y_1$  向加速度仿真曲线对比结果

图 6 所示为车速在 120km/h 转向换道工况下自行车前轮转角变化仿真曲线, 前轮转角被控制在  $\pm 1^\circ$  之间, 在此工况下, 图 7 和图 8 所示分别为施加 MPC 控制后的质心侧偏角变化仿真曲线和横摆角速度变化仿真曲线。

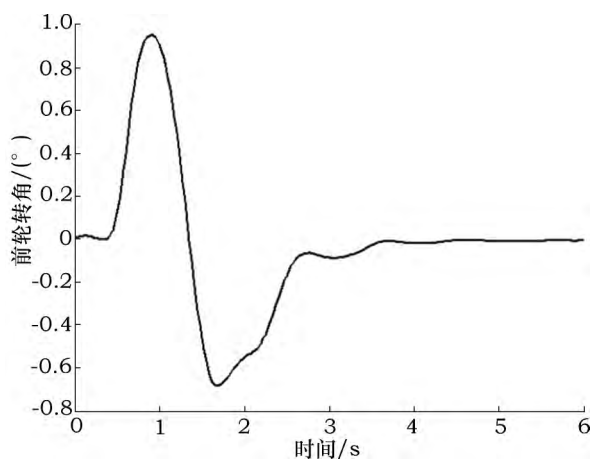


图 6 前轮转角变化仿真曲线

根据本文第 2.3 节给出的约束条件, 从图 7 中可以看出, 经过 MPC 控制后, 车辆质心侧偏角在  $(-0.7^\circ \sim 0.9^\circ)$  内变化, 满足良好路面下在  $(-12^\circ, 12^\circ)$  区域范围内变化的约束条件; 根据式 (29), 得出此工况下期望横摆角速度  $\gamma \leq 13.49^\circ/\text{s}$ , 图 8 所示曲

线满足这个条件, 说明路径跟踪过程中车辆具备良好的稳定性, 轮胎具有较高的转向、防侧滑的能力。

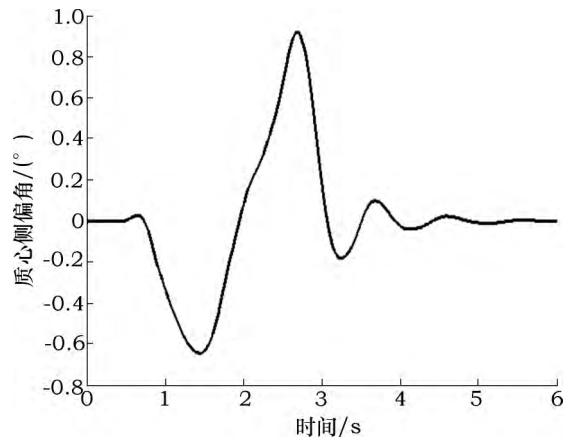


图 7 MPC 控制后质心侧偏角变化仿真曲线

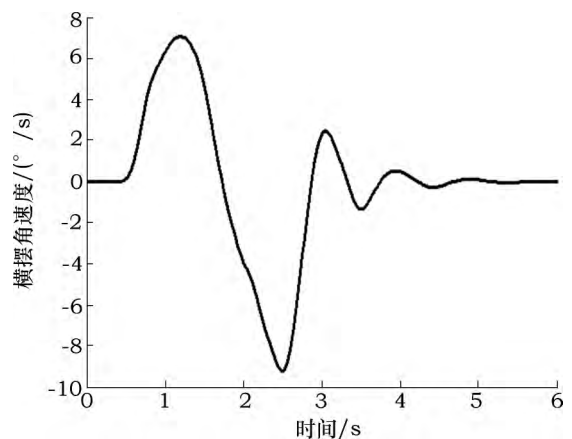


图 8 MPC 控制后横摆角速度变化仿真曲线

为了验证本文所提出控制方法对速度的鲁棒性, 分别对自行车在 90、100 和 120km/h 车速下的跟踪结果进行验证, 不同车速下的路径仿真曲线如图 9 所示。从图 9 中可以看出, 在相同的控制参数下, 随着车速的增加, 换道  $X_1$  向位移越来越大, 所需的安全距离也越来越大, 表明控制系统对速度具备较强的鲁棒性, 在不同车速下均有良好的控制效果。

综上仿真结果表明, 本文所提出的模型预测控制 (MPC) 策略能够控制车辆在高速情况下完成期望换道路径规划和跟踪, 重合度高并且具有良好的稳定性和鲁棒性。

#### 4 结论

1) 本文针对现有汽车避撞控制系统不足, 提出了模型预测控制算法。传统控制算法只适应一般的线性汽车动力学模型, 而紧急避撞换道工况具有强烈的非线性, 本文加入模型预测控制 (MPC) 策略之后, 可

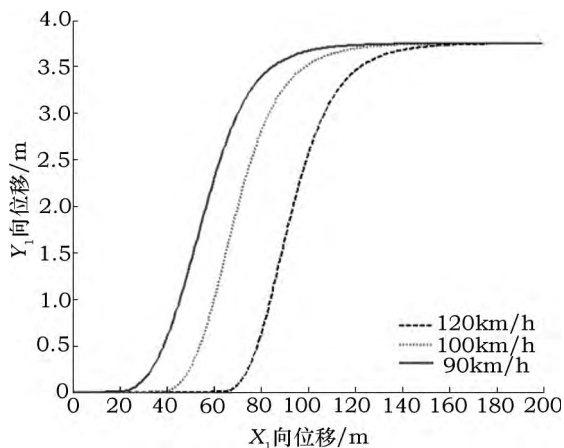


图9 不同速度下的路径仿真曲线

以提高控制系统的自适应性和稳定性。

2) 仿真验证表明,通过对控制变量的约束和考虑高速行驶下的车辆动力学约束,在保证车辆行驶的侧向稳定性的前提下,MPC算法可以更好地控制汽车高速情况下沿给定的期望换道路径行驶,优于单纯的PID算法。

#### 参考文献:

- [1] JANSSEN J. Collision avoidance theory with application to automotive collision mitigation [D]. Norrkoping: Linköping University 2005.
- [2] MINH V T, PUMWA J. Feasible Path Planning for Autonomous Vehicles [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2014 20(4): 1-12.
- [3] BLANK M, MARGOLIS D L. Minimizing the path radius of curvature for collision avoidance [J]. Vehicle System Dynamics 2000 33(3): 183-201.
- [4] SOUDBAKHSH D, ESKANDARIAN A. A Collision Avoidance Steering Controller Using Linear Quadratic Regulator [J]. SAE paper 2010-01-0459.
- [5] BOADA M J L, BOADA B L, MUNOZ A, et al. Integrated control of front-wheel steering and front braking forces on the basis of fuzzy logic [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 2006 220(3): 253-267.
- [6] 龚建伟, 姜岩, 徐威. 无人控制车辆模型预测控制[M]. 北京: 北京理工大学出版社 2014.
- [7] 邓超. 基于变道操作的主动避撞控制策略[J]. 湖北成人教育学报 2013 5(19): 9-11.
- [8] FALCONE P. Nonlinear Model Predictive Control for Autonomous Vehicles [D]. Benevento: Universitadel Sannio, 2007.
- [9] 徐威. 基于模型预测控制的智能车辆运动规划与控制算法研究[D]. 北京: 北京理工大学 2014.
- [10] VAN ZANTEN A T, ERHARDT R, LANDESFEIND K, et al. VDC System Development and Perspective [J]. SAE Transactions 1998(107): 424-444.
- [11] 邓国辉. 转弯制动时 ABS 控制算法研究及对汽车侧向稳定性的改进[D]. 长春: 吉林大学 2009.

作者简介: 张凤娇, 副教授, 主要从事汽车主动安全控制研究, 发表论文 7 篇, 其中 SCI 收录 1 篇, 核心论文 6 篇。

E-mail: zhangfengjiaonuaa@163.com

收稿日期: 2016-03-15

#### ► 学院介绍

### 北京联合大学机电学院简介

北京联合大学机电学院是一所特色鲜明的行业型学院, 拥有自主设置二级学科“制造业信息化技术”硕士学位授予点, 设有机械工程、工业工程、材料科学与工程(检测与质量管理)、汽车服务工程 4 个本科专业, 其中, 机械工程为北京市级特色专业和国家级特色专业建设点。学院拥有 1 个市级科研机构——北京市智能机械创新设计服务工程技术研究中心, 1 个北京市重点建设的现代制造工程技术中心, 2 个与企业共建高新技术研发和成果转化基地, 具备了开展智能制造领域相关研究的科研条件, 学院在服务机器人、智能机械设计与制造和机电产品宜人设计等方面取得一系列研究成果。

地址: 北京市朝阳区白家庄西里 邮编: 100020

电话: 010-65917885/7517

传真: 010-65943710

网址: <http://jd.buu.edu.cn>

E-mail: smids@buu.edu.cn