

基于 UniTire 轮胎模型的车辆稳定性控制

王 菲, 陆恒辉, 卢 荡

(吉林大学 汽车底盘集成与仿生全国重点实验室, 长春 130022)

摘 要: 针对车辆稳定性控制问题, 提出了一种基于 UniTire 轮胎模型的汽车侧向运动控制系统设计方法。首先, 在保留 UniTire 轮胎模型以统一指数表达方式描述轮胎动力学特性这一前提下, 结合车辆稳定性控制需求, 提出了一种有针对性的简化建模方法。其次, 结合模型预测控制理论, 建立了车辆侧向预测模型, 并设计了车辆横摆力矩控制器。最后, 利用 Carsim 和 Matlab 联合仿真平台对控制系统的有效性进行了验证和分析。

关键词: 控制理论与控制工程; UniTire 轮胎模型; 横摆力矩控制器; 模型预测控制; 车辆稳定性
中图分类号: TP273 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2025)09-2864-10

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20240289

Vehicle stability control based on UniTire model

WANG Fei, LU Heng-hui, LU Dang

(State Key Laboratory of Automotive Chassis Integration and Bionics, Jilin University, Changchun 130022, China)

Abstract: Addresses the issue of vehicle stability control, a design method for the lateral motion control system of automobiles based on the UniTire model was proposed. Firstly, on the premise of retaining the UniTire model to describe the dynamic characteristics of the tire in a unified exponential expression, combined with the requirements of vehicle stability control, a targeted simplified modeling method is proposed. Secondly, in combination with the model predictive control theory, a vehicle lateral prediction model was established, and a vehicle yaw moment controller was designed. Finally, the effectiveness of the control system was verified and analyzed by using the joint simulation platform of Carsim and Matlab.

Key words: control theory and control engineering; UniTire model; yaw moment controller; model predictive control; vehicle stability

0 引 言

行驶安全性一直是汽车控制技术重点关注的问题之一^[1,2], 而轮胎作为影响汽车行驶安全的重要部件, 其数学模型的建立在汽车控制系统设计中必不可少。常用于控制系统设计的轮胎模型包括线性轮胎模型和非线性轮胎模型。其中, 线性

轮胎模型能很好地表征轮胎线性区段内的力学关系, 便于模型简化和控制器设计, 但是不能准确地反映轮胎处于非线性区段内的力学关系; 而非线性轮胎模型则能够准确地表征轮胎的整体力学特性, 在极限工况下的控制问题研究中, 能够很好地反映控制量与状态量、输出量之间的机理关系, 但模型的非线性增加了控制系统设计的难度。为

收稿日期: 2024-02-24.

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFB2502900); 吉林省自然科学基金项目(20230101068JC).

作者简介: 王菲(1987-), 女, 副教授, 博士. 研究方向: 汽车运动控制. E-mail: wangfei_jlu@jlu.edu.cn

此,现有研究通常将非线性轮胎模型处理为线性时变模型,以降低控制器的设计难度^[3]。

目前,较为典型的非线性轮胎模型主要有分式轮胎模型^[4,5]、魔术公式(Magic formula, MF)轮胎模型^[6,7]、UniTire轮胎模型^[8-14]等。分式轮胎模型和MF轮胎模型均为纯经验模型,为了保证模型的精度,需要针对特定的车辆状态和工况条件进行大量试验以拟合轮胎参数,在变更车辆状态和工况条件后,轮胎参数需要重新拟合。由于每组轮胎参数均对应某一特定情况,基于一组参数设计的控制器并不能很好地适应实际车辆行驶时面临的复杂多变的车辆状态和工况条件。

1986年,由郭孔辉等^[8]首次提出的UniTire轮胎模型是以理论模型为基础的半经验轮胎模型,其各项统一的无量纲表达形式,能够很好地反映不同车辆状态和工况条件下的轮胎力学特性,对未知试验特性具有良好的预测能力和外推能力^[9],而其“分离摩擦因数”的特性使其无需拟合多组参数,仅根据当前条件直接调整相应系数即可,极大地提高了基于该模型设计的控制系统对多种工况的适应能力。但是,目前UniTire轮胎模型多用于行驶平顺性、操纵稳定性等分析领域^[13,15],因此亟待解决基于UniTire的控制系统设计问题。

本文以汽车行驶安全中的操纵稳定性问题为研究对象。首先,基于UniTire轮胎模型建立用于控制器设计的车辆侧向动力学模型。其次,采用模型预测控制理论的设计架构,推导基于UniTire轮胎模型的侧向预测模型。再次,通过分析车辆操纵稳定性的控制需求,给出滚动优化的控制目标及优化求解过程中需要满足的约束条件,进而完成完整的优化问题描述。由于上述优化问题选用直接横摆力矩作为滚动优化求解的控制量,而该控制量无法直接作用于汽车执行机构,因此本文采用差动制动执行方案对直接横摆力矩进行四轮制动力的分配。最后,在Carsim和Matlab联合仿真测试平台中对所设计的控制系统进行验证。

1 面向控制的UniTire轮胎建模

在设计模型预测控制器的过程中,需要先建立预测模型,而轮胎作为汽车与地面接触的唯一部件,在车辆模型中必不可少,因此本节将建立用

于控制器设计的UniTire轮胎模型。在现有的研究中,曾有学者利用线性侧向轮胎力表达式^[16],通过对侧偏刚度求导,引入UniTire轮胎模型复合工况表达式,得到变侧偏刚度的线性轮胎模型,从而建立时变线性车辆模型。该方法虽然能够很好地降低控制器的设计难度,但在实际应用中需要实时感知或估计较多车辆状态,增加了控制器的使用成本和开发难度。由于模型预测控制采用的滚动优化策略能很好地提高控制系统的鲁棒性,因此在保证系统性能的前提下,本文对UniTire轮胎模型进行一定的简化,以降低控制系统的结构复杂性。

UniTire轮胎模型本身以统一指数表达方式描述轮胎动力学特性,本文在保留该特性的前提下,结合控制需求提出了一种有针对性的简化方法。该简化方法适用于需要考虑轮胎非线性特性的汽车侧向运动控制,具有一定的普遍适用性。根据文献[9]可知,UniTire轮胎模型的表达式为:

$$\bar{F}_i = 1 - e^{-\phi_i - E\phi_i^2 - (E^2 + \frac{1}{12})\phi_i^3} \quad (1)$$

式中: E 为待辨识系数; $i=f, r$ 分别代表车辆的前轴和后轴; ϕ_i 为相对总滑率。

$$\phi_i = \sqrt{\phi_{x,i}^2 + \phi_{y,i}^2} \quad (2)$$

式中: $\phi_{x,i}$ 为相对纵滑率; $\phi_{y,i}$ 为相对侧滑率。

为了便于控制器的设计实现,本文针对控制问题对UniTire轮胎模型进行适当简化,假设 $\phi_{x,i}=0$ 。由于本文的研究目标是提高车辆的操纵稳定性,主要依赖于车辆的侧向动力学机理,因此可将纵向动力学的影响视为模型不确定性,后续通过仿真测试可以验证该假设的合理性。

相对侧滑率的计算表达式为:

$$\phi_{y,i} = |K \cdot \alpha_i| \quad (3)$$

式中: K 为待辨识参数; α_i 为轮胎侧偏角。

$$\begin{cases} \alpha_f = \delta_f - \frac{a \cdot r + v_y}{v_x} \\ \alpha_r = \frac{b \cdot r - v_y}{v_x} \end{cases} \quad (4)$$

式中: δ_f 为前轮转角; a 和 b 分别为前、后轴到质心的距离; r 为车辆横摆角速度; v_x 和 v_y 分别为车辆的纵向和侧向车速。

根据上面的推导,轮胎侧向力可表示为关于 v_y 、 r 的函数^[9],即:

$$F_{y,i}(v_y, r) = \bar{F}_i \cdot \frac{\phi_{y,i}}{\phi_i} \cdot \mu_y \cdot F_{z,i} \quad (5)$$

式中: μ_y 为轮胎-路面摩擦因数; $F_{z,i}$ 为轮胎垂直载荷。

车辆在使用过程中会面临不同的路面和承载情况,由式(5)可以看出,对于不同的轮胎-路面摩擦因数和垂直载荷,UniTire 轮胎模型无须重新辨识模型参数,只需辨识出一组 (E, K) 参数即可。这意味着基于 UniTire 轮胎模型设计控制器时,无须考虑由于路面和承载情况的变化导致模型精度下降的问题,这得益于 UniTire 轮胎模型作为半经验轮胎模型相较于经验模型具备的理论精度高的优势^[7]。

由于本文采用 Carsim 中的整车模型作为被控对象,因此需要利用 Carsim 中选用的轮胎模型数据进行 UniTire 轮胎模型参数辨识,以保证所建模型的准确性。辨识数据均为实数, Carsim 提供了垂直载荷分别为 1 594、3 187、4 781、6 374、7 968、9 561、11 155、12 749 N 时侧向轮胎力与轮

胎侧偏角的关系曲线,本文基于此工况数据进行参数辨识。图 1 为代入辨识参数后,UniTire 轮胎模型与 Carsim 中选用的轮胎模型的对比验证结果曲线。图 1 中不同垂直载荷条件下的 UniTire 侧向轮胎力曲线均使用相同的 (E, K) 参数。为了简化控制器的设计难度,同时保留 UniTire 轮胎模型的设计优势,本文建立的 UniTire 轮胎模型在全工况模型基础上进行了适当简化。

从图 1 中可以看出,随着载荷的增加,当实际轮胎的侧向力开始下降时,本文建立的轮胎模型仍然保持平直,导致模型精度在轮胎力饱和区随着载荷的增加有所下降,这主要是轮胎简化后受表达式限制所致。由于该模型仅用于控制器设计,因此只需使轮胎保留合理的饱和特性即可,饱和后的模型误差可处理为模型不确定性。通过后续的仿真测试可以验证,利用该简化模型设计的控制器能够满足控制要求。

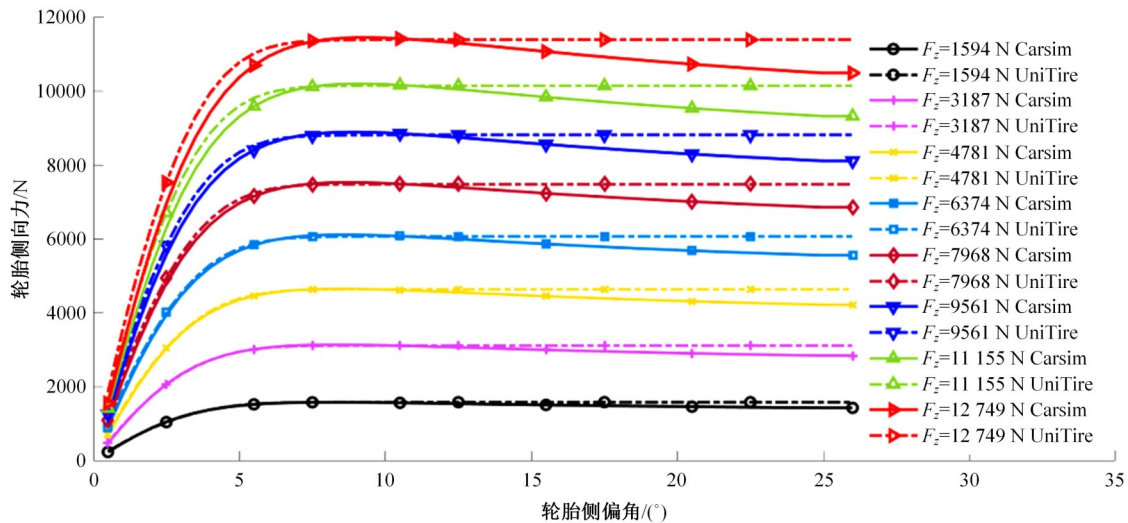


图 1 侧向轮胎力对比数据

Fig. 1 Lateral tire force comparison data

2 车辆侧向预测模型

横摆角速度和质心侧偏角作为表征车辆状态的重要参量,能够从不同侧面反映车辆的稳定性。因此,本文选取车辆侧向速度和横摆角速度作为状态量($x_1 = v_y, x_2 = r$),直接横摆力矩作为控制输入($u = M_z$),质心侧偏角 β 和横摆角速度作为输出量($y_1 = \beta, y_2 = r$),显然状态向量和输出向量可以表示为 $x = [x_1 \ x_2]^T, y = [y_1 \ y_2]^T$, 由此可得车辆非线性侧向动力学模型的状态空间方程表达式为:

$$\begin{cases} \dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -x_2 \cdot v_x + 2 \frac{F_{y,l}(x_1, x_2) + F_{y,r}(x_1, x_2)}{m} \\ \frac{a \cdot 2F_{y,l}(x_1, x_2) - b \cdot 2F_{y,r}(x_1, x_2) + u}{I_z} \end{bmatrix} \\ y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = Cx \end{cases} \quad (6)$$

式中: m 为整车质量; I_z 为转动惯量; C 为输出矩阵,且 $C = \text{diag}(1/v_x, 1)$ 。

选取离散化时间为 T_k , 可将式(6)离散化为:

$$\begin{cases} x(k+1)=[A_1, A_2]^{-1} \\ y(k)=Cx(k) \end{cases} \quad (7)$$

式中: $A_1=x_1(k)-x_2(k)\cdot v_x\cdot T_k+2T_k[F_{y,f}(x(k))+F_{y,r}(x(k))]\text{m}^{-1}$, $A_2=x_2(k)+T_k\frac{a\cdot 2F_{y,f}(x(k))}{I_z}+T_k\frac{-b\cdot 2F_{y,r}(x(k))+u(k)}{I_z}$ 。

定义 $f(x(k), U(k))=x(k+1)$, 则式(7)可简写为:

$$\begin{cases} x(k+1)=f(x(k), U(k)) \\ y(k)=Cx(k) \end{cases} \quad (8)$$

假设 p 为预测时域, ξ 为控制时域, $\xi \leq p$, 控制时域之外控制量不变, 由式(8)可得车辆侧向动力学状态预测模型为:

$$\begin{cases} x(k+1)=f(x(k), U(k))=f_1(x(k), U(k)) \\ x(k+2)=f(x(k+1), U(k+1))= \\ f(f_1(x(k), U(k)), U(k+1))= \\ f_2(x(k), U(k+1)) \\ \vdots \\ x(k+\xi)=f(x(k+\xi-1), U(k+\xi-1))= \\ f(f_{\xi-1}(x(k), U(k+\xi-2)), U(k+\xi-1))= \\ f_{\xi}(x(k), U(k+\xi-1)) \\ \vdots \\ x(k+p)=f(x(k+p-1), U(k+\xi-1))= \\ f(f_{p-1}(x(k), U(k+\xi-1)), U(k+\xi-1))= \\ f_p(x(k), U(k+\xi-1)) \end{cases} \quad (9)$$

车辆侧向动力学输出预测模型为:

$$\begin{cases} y(k+1)=Cx(k+1)=Cf_1(x(k), U(k)) \\ y(k+2)=Cx(k+2)=Cf_2(x(k), U(k+1)) \\ \vdots \\ y(k+\xi)=Cx(k+\xi)=Cf_{\xi}(x(k), U(k+\xi-1)) \\ \vdots \\ y(k+p)=Cx(k+p)=Cf_p(x(k), U(k+\xi-1)) \end{cases} \quad (10)$$

式中: $U(k+j)=[u(k), \dots, u(k+j)]^T, j=1, 2, \dots, \xi-1$ 。

令

$$\begin{cases} X(k+\varepsilon)=[x(k+1), \dots, x(k+\varepsilon)]^T \\ Y(k+\varepsilon)=[y(k+1), \dots, y(k+\varepsilon)]^T \\ \varepsilon=1, 2, \dots, p \end{cases}$$

则

$$\Gamma(x(k), U(k+\xi-1))= \begin{bmatrix} f_1(x(k), U(k)) \\ f_2(x(k), U(k+1)) \\ \vdots \\ f_{\xi}(x(k), U(k+\xi-1)) \\ \vdots \\ f_p(x(k), U(k+\xi-1)) \end{bmatrix} \quad (11)$$

由式(11)可将式(9)(10)简写为:

$$\begin{cases} X(k+p)=\Gamma(x(k), U(k+\xi-1)) \\ Y(k+p)=\text{diag}(C, \dots, C)\Gamma(x(k), U(k+\xi-1)) \end{cases} \quad (12)$$

3 控制器设计

汽车失稳一般发生在轮胎的非线性区, 驾驶员期望的理想横摆角速度在某一 v_x 下应该与 δ_f 成正比, 且随 v_x 的增加, 正比增益应逐渐减小。因此, 二自由度线性车辆横摆动态模型常用于表征理想的稳定转向特性。

$$\begin{cases} \dot{\beta}_d = -\frac{K_f+K_r}{mv_x}\beta_d + (\frac{bK_r-aK_f}{mv_x^2}-1)r_d + \frac{K_f}{mv_x}\delta_f \\ \dot{r}_d = \frac{bK_r-aK_f}{I_z}\beta_d - \frac{b^2K_r+a^2K_f}{I_zv_x}r_d + \frac{aK_f}{I_z}\delta_f \end{cases} \quad (13)$$

式中: $K_i (i=f, r)$ 为前后轴轮胎等效侧偏刚度; r_d, β_d 分别为期望横摆角速度和期望质心侧偏角。

为了保证操纵稳定性, 还需要限制车辆的侧向加速度 a_y , 避免其过大, 即 $|a_y| \leq \mu \cdot g$; 当质心侧偏角较小时, 有 $a_y \approx r \cdot v_x$, 因此还需要满足 $|r_d| \leq |\mu \cdot g/v_x|$ 。为了便于期望横摆角速度的程序设计, 通过式(13)可推导期望横摆角速度稳态增益为:

$$G_r = \frac{v_x}{(a+b) \cdot (1+Kv_x^2)} \quad (14)$$

式中: $K=m(a/K_r-b/K_f)/(a+b)^2$ 。

期望横摆角速度最终描述为^[16]:

$$r_d = \min\{|G_r\delta_f|, |\mu \cdot g/v_x|\} \text{sign}(\delta_f) \quad (15)$$

为了降低模型预测控制器的实现难度, 本文在设计控制器时假设: 在整个预测时域内, 驾驶员的转向动作和车辆的纵向速度均保持不变。需要说明的是, 该假设可能与实际情况并不相符, 但该假设只用于控制器设计, 并不影响限制实际使用条件。也就是说, 在实际使用的整个控制过程中, 驾驶员的转向动作和纵向速度均可以为时变参量。由于模型预测控制器求解出的控制序列只提

取第 1 个控制量(即当前时刻的控制量)作用于被控车辆,同时得益于模型预测控制的滚动优化特性,基于上述假设设计的控制器同样可以保证有效的控制性能^[17]。为了使车辆的预测输出 y 尽可能跟踪式(15)给出的期望状态 r_d ,同时考虑尽量减小质心侧偏角的幅值,因此优化控制目标可表示为:

$$J = \sum_{j=1}^p (\omega_1 \|\beta(k+j)\|^2 + \omega_2 \|r(k+j) - r_d\|^2) \quad (16)$$

式中: ω_1 、 ω_2 为权重系数。

整个优化问题可以描述为:

$$\begin{cases} \min_U J = \sum_{j=1}^p [\omega_1 \|\beta(k+j)\|^2 + \\ \omega_2 \|r(k+j) - r_d\|^2] \\ \text{s.t. 式(12)(15)} \end{cases} \quad (17)$$

通过求解上述优化问题,可以得到控制序列 $U(k+\xi-1)$,提取第 1 个元素作为实际输出的直接横摆力矩控制量,并根据质心侧偏角和横摆力矩对其按照传统分配方式进行制动力分配。综上所述,控制器整体架构如图 2 所示。

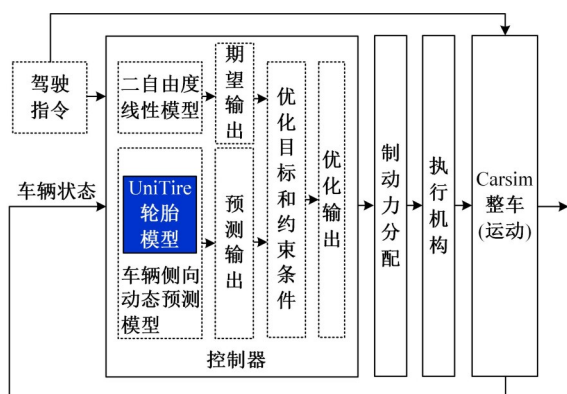


图 2 控制器架构图

Fig. 2 Controller architecture diagram

4 仿真分析

采用 Carsim 和 Matlab 联合仿真平台,以 Carsim 中的整车动力学模型作为被控对象,在 Matlab 中搭建前文设计的控制器,实现联合仿真。设计控制器过程中需要用到的车辆参数如表 1 所示。

4.1 高附着路面工况

在摩擦系数为 0.85 的高附着路面上,设置车辆初始车速为 30 m/s,方向盘采用正弦输入,用以模拟正常道路的连续换道试验。图 3 为方向盘转角换算到前轮转角后的输入曲线,即 $\delta_f = 10\sin(2\pi t/5)$ 。

4.1.1 匀速行驶工况

匀速行驶工况的仿真结果如图 4~图 6 所示。其中,图 4 和图 5 分别为车辆匀速行驶时,带有 UniTire-MPC 控制和无控制的车辆横摆角速度和质心侧偏角响应曲线;图 6 为车辆的纵向速度仿真曲线。

表 1 车辆参数

Table 1 Vehicle parameters

参数名称/单位	符号	数值
质心到前轴的距离/m	a	1.04
质心到后轴的距离/m	b	1.56
整车质量/kg	m	1 230
横摆惯量/($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	I_z	1 343.1
前轴轮距/m	d_f	1.48
后轴轮距/m	d_r	1.485
车轮半径/m	R	0.325
前轴制动器制动效能因数/($\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{MPa}^{-1}$)	$k_{B,f}$	200
后轴制动器制动效能因数/($\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{MPa}^{-1}$)	$k_{B,r}$	75
重力加速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	g	9.81

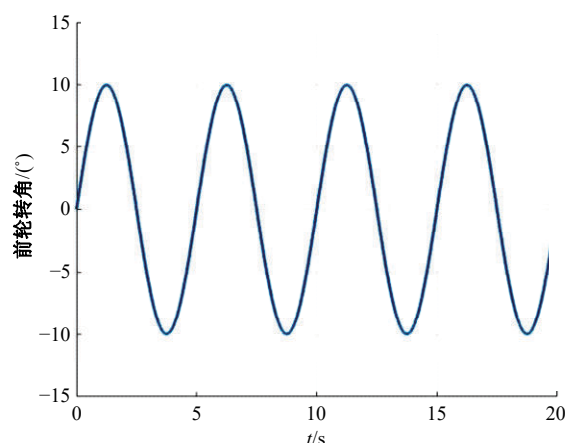


图 3 前轮转角

Fig. 3 Front wheel angle

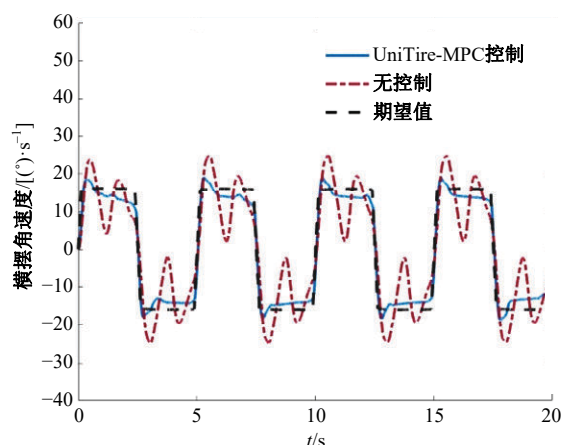


图 4 高附着路面工况下横摆角速度(匀速行驶)

Fig. 4 Yaw rate under high adhesion road condition (constant speed)

从图4和图5中仿真结果可以看出,在高附着路面条件下,加入UniTire-MPC控制后,车辆横摆角速度的跟踪效果明显优于无控制时,质心侧偏角峰值也比无控制时有所减小,这表明汽车的操纵稳定性得到提高。

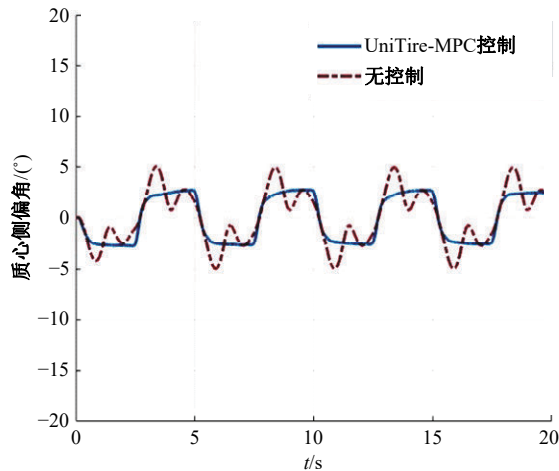


图5 高附着路面工况下质心侧偏角(匀速行驶)

Fig. 5 Sideslip angle under high adhesion road condition (constant speed)

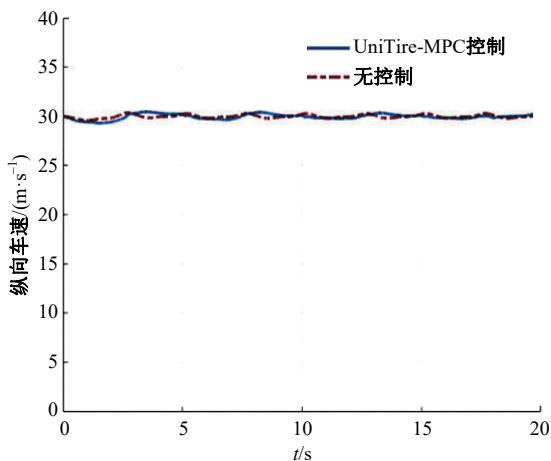


图6 高附着路面工况下纵向车速(匀速行驶)

Fig. 6 Longitudinal speed under high adhesion road condition (constant speed)

图6中,车辆的纵向速度波动情况是由于正弦转向输入导致车辆不断变换方向,从而引起侧向速度变化所致。在本节的仿真验证中,均采用Carsim仿真软件中的纵向速度控制模块模拟真实驾驶员的纵向操纵输入。

4.1.2 变速行驶工况

为了验证控制器在应对驾驶员纵向操纵行为改变时的控制效果,本文对变速纵向车速工况也进行了仿真测试,仿真结果如图7~图9所示。

图7和图8分别为带有UniTire-MPC控制和

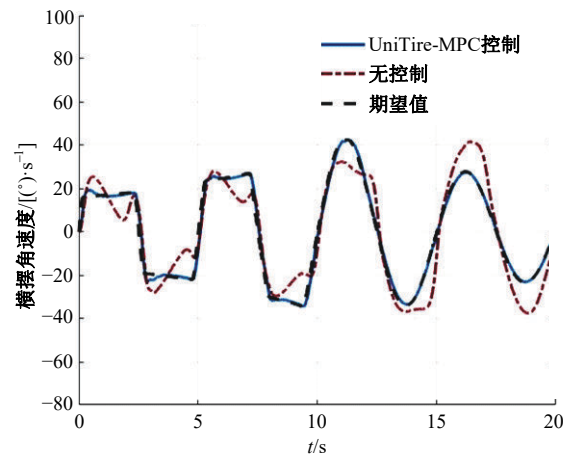


图7 高附着路面工况下横摆角速度(变速行驶)

Fig. 7 Yaw rate under high adhesion road condition (variable speed)

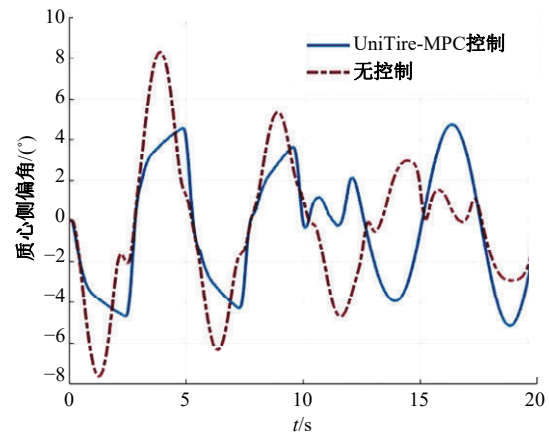


图8 高附着路面工况下质心侧偏角(变速行驶)

Fig. 8 Sideslip angle under high adhesion road condition (variable speed)

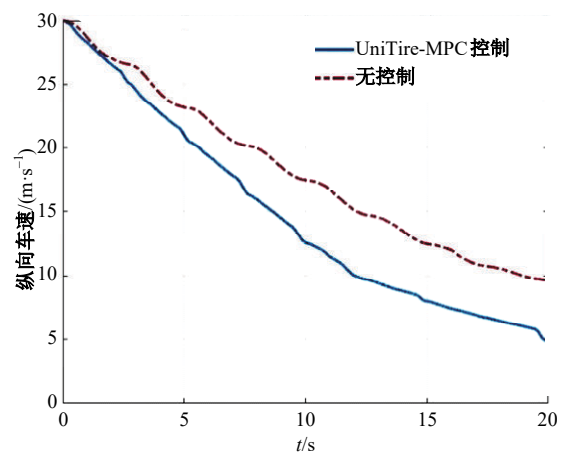


图9 高附着路面工况下纵向车速(变速行驶)

Fig. 9 Longitudinal speed under high adhesion road condition (variable speed)

无控制时的车辆横摆角速度和质心侧偏角响应曲线。可见,即使纵向速度不断变化,UniTire-

MPC 控制器在高附着路面条件下依然能够更好地跟踪期望横摆角速度,而高速时的跟踪误差略高于低速时。期望横摆角速度的变化主要由汽车的纵向速度的变化(而非恒定值)所引起。从图 9 可以看出,由于差动制动的作用,加入 UniTire-MPC 控制器后,汽车的纵向速度明显比无控制时下降得快。

4.2 低附着路面工况

在摩擦因数为 0.2 的低附着路面上,依然设置车辆初始车速为 30 m/s,方向盘采用正弦输入,换算到前轮转角后的表达式为 $\delta_f = 10\sin(2\pi t/5)$,用以模拟冰雪道路的连续换道试验。由于方向盘输入与高附着路面工况相同,因此这里不再重复给出输入曲线图。

4.2.1 匀速行驶工况

车辆匀速行驶时的仿真结果如图 10~图 12 所示。

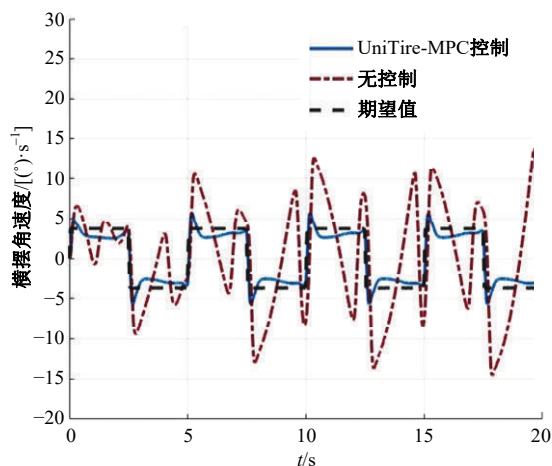


图 10 低附着路面工况下横摆角速度(匀速行驶)

Fig. 10 Yaw rate under low adhesion road condition (constant speed)

从图 10 和图 11 可以看出,与无控制时相比,UniTire-MPC 控制器能够使车辆的横摆角速度很好地跟踪期望横摆角速度,质心侧偏角也大幅度减小,这说明,即使在低附着路面工况下,UniTire-MPC 控制器依然能够使车辆的操纵稳定性得到提升。

4.2.2 变速行驶工况

在低附着路面工况下,同样验证了控制器在应对驾驶员纵向操纵行为改变时的控制效果,仿真结果如图 13~图 15 所示。图 13 和图 14 分别为带有 UniTire-MPC 控制和无控制时的车辆横摆角速度和质心侧偏角响应曲线。可见,基于 UniTire 设计

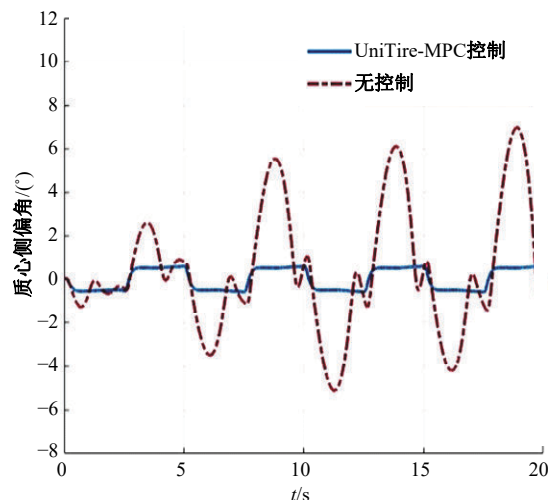


图 11 低附着路面工况下质心侧偏角(匀速行驶)

Fig. 11 Sideslip angle under low adhesion road condition (constant speed)

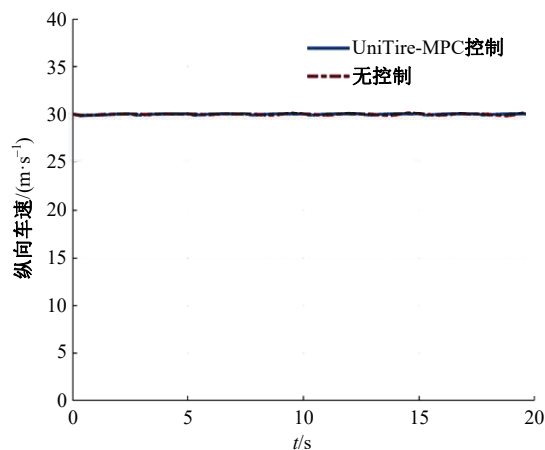


图 12 低附着路面工况下纵向车速(匀速行驶)

Fig. 12 Longitudinal speed under low adhesion road condition (constant speed)

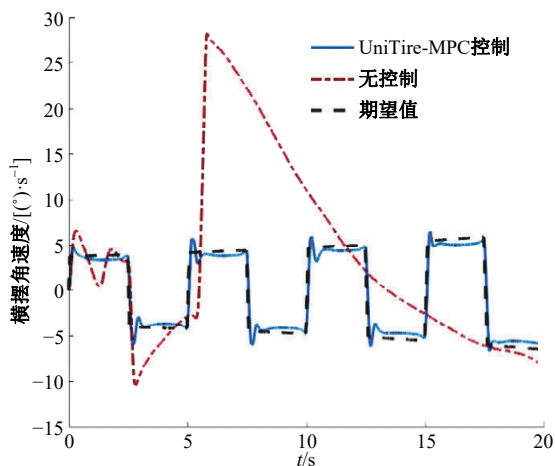


图 13 低附着路面工况下横摆角速度(变速行驶)

Fig. 13 Yaw rate under low adhesion road condition (variable speed)

的非线性 MPC 控制器能够很好地实现横摆角速度的跟踪,同时保证质心侧偏角处于较小值,车辆未出现失稳;而无控制时,汽车的横摆角速度无法跟踪期望值,质心侧偏角也逐渐增大至失稳状态。

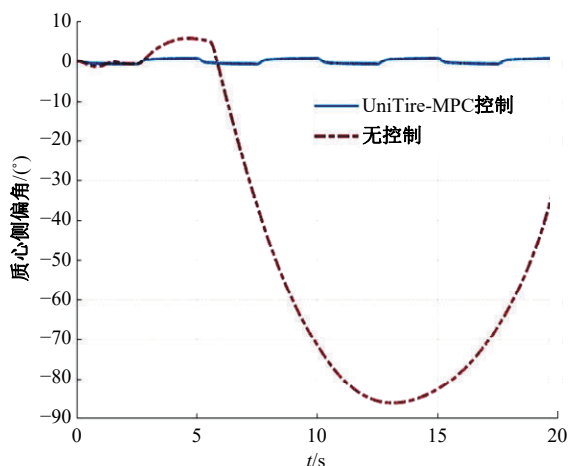


图 14 低附着路面工况下质心侧偏角(变速行驶)

Fig. 14 Sideslip angle under low adhesion road condition (variable speed)

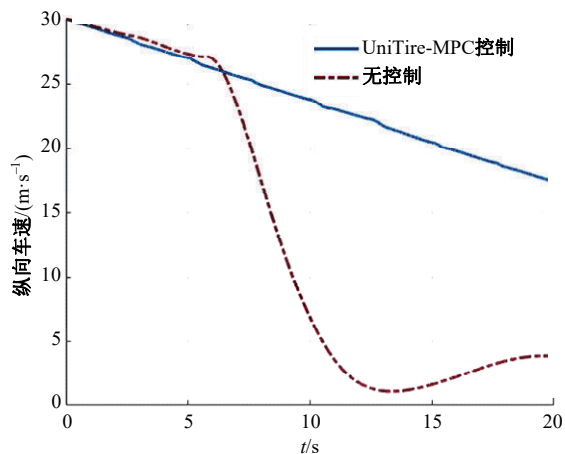


图 15 低附着路面工况下纵向车速(变速行驶)

Fig. 15 Longitudinal speed under low adhesion road condition (variable speed)

从图 13 可以看出,横摆角速度随着时间的延长,幅值略有增加。通过分析式(13)可以发现,这是由车辆的纵向速度变小所致。

4.2.3 变载荷行驶工况

对载荷发生变化的工况进行了仿真验证,在 Carsim 中被控车辆的簧上质量增加 150 kg,模拟汽车增加 2 名乘员的情况,控制器无需重新设计,仿真结果如图 16~图 18 所示。

从图 16 和图 17 可以看出,得益于 UniTire 轮胎模型的优势,在载荷变化后,控制器依然可以保

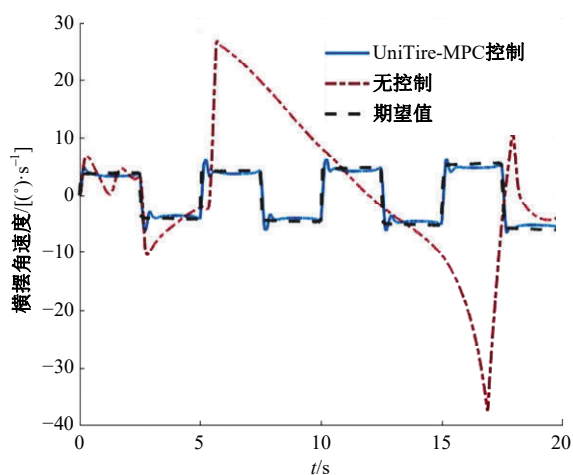


图 16 横摆角速度(增加 150 kg 载荷)

Fig. 16 Yaw rate (increase the load by 150 kg)

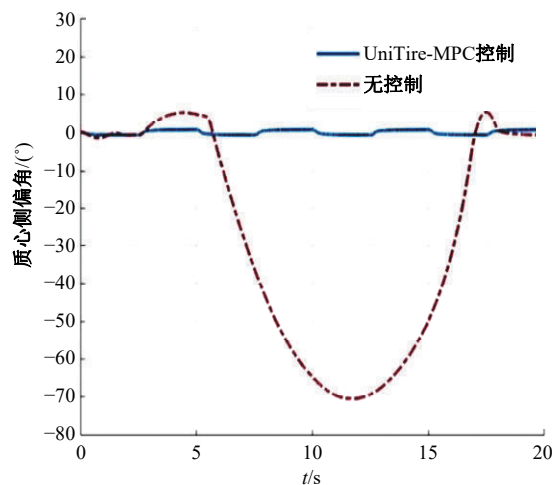


图 17 质心侧偏角(增加 150 kg 载荷)

Fig. 17 Longitudinal speed (increase the load by 150 kg)

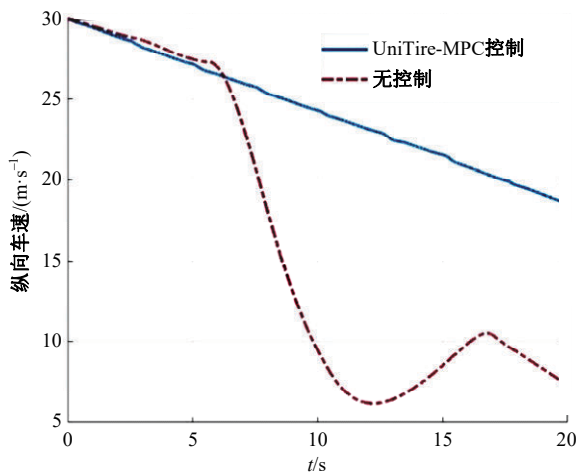


图 18 纵向车速(增加 150 kg 载荷)

Fig. 18 Sideslip angle (increase the load by 150 kg)

证横摆角速度的跟踪效果,质心侧偏角也仍然维持在较小值附近变化。由此表明,基于 UniTire

的非线性 MPC 控制器能够很好地适应不同的行驶工况及不同的车辆载荷情况。

5 结 论

(1) 针对控制器设计简化了 UniTire 轮胎模型,建立了面向控制的 UniTire 轮胎模型,只需拟合一组含有 2 个元素的轮胎参数即可适应不同载荷的情况。从拟合结果来看,虽然随着载荷的增加饱和区模型精度有所下降,但考虑到模型预测控制器的滚动优化策略,并未影响控制效果。

(2) 基于 UniTire 轮胎模型建立了车辆横摆动态非线性预测模型,模型中的非线性主要来自轮胎的饱和特性,通过分析操纵稳定性的控制需求,给出优化控制问题的数学描述,求解直接横摆力矩控制量。考虑到直接横摆力矩无法直接实现,采用差动制动执行方案,对直接横摆力矩进行轮间制动力分配,输出 4 个车轮的制动压力。由于本文的设计架构与现有车辆稳定性控制系统的架构类似,因此无需增加额外的传感器和估计器,只需进行代码移植,有助于降低开发成本。

(3) 在 Carsim 和 Matlab 联合仿真平台中,以高精度车辆作为被控对象,对不同路面附着条件、不同行驶车速、不同载荷条件进行仿真验证。结果表明,本文设计的 UniTire-MPC 控制器能够有效提升车辆的操纵稳定性,对于不同的行驶工况和车辆载荷情况均具有很好的适应性。本文的研究结果对今后需要基于轮胎模型设计的车辆运动控制系统具有一定的指导意义和参考价值。

参考文献:

- [1] 郭景华, 李克强, 罗禹贡. 智能车辆运动控制研究综述[J]. 汽车安全与节能学报, 2016, 7(2): 151-159.
Guo Jing-hua, Li Ke-qiang, Luo Yu-gong. Review on the research of motion control for intelligent vehicles[J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2016, 7(2): 151-159.
- [2] Liu J, Dai Q K, Guo H Y, et al. Human-oriented online driving authority optimization for driver-automation shared steering control[J]. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles, 2022, 7(4): 863-872.
- [3] 魏洪乾, 赵文强, 艾强, 等. 轮毂电机独立驱动电动汽车线性时变模型预测主动安全控制[J]. 机械工程学报, 2023, 59(14): 190-201.
Wei Hong-qian, Zhao Wen-qiang, Ai Qiang, et al. Line-time-varying model predictive active safety control of in-wheel motor driven electric vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(14): 190-201.
- [4] Baslamisli S C, Polat I, Köse I E. Gain scheduled active steering control based on a parametric bicycle model[C] //IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Piscataway, N J:IEEE, 2007:1168-1173.
- [5] Wang F, Chen H, Cao D P. Nonlinear coordinated motion control of road vehicles after a tire blowout[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2016, 24(3): 956-970.
- [6] Bakker E, Nyborg L, Pacejka H B. Tyre modeling for use in vehicle dynamics studies[C]//SAE Technical Paper, 870421.
- [7] Guo N Y, Lenzo B, Zhang X D, et al. A real-time nonlinear model predictive controller for yaw motion optimization of distributed drive electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2020, 69(5): 4935-4946.
- [8] 郭孔辉, 王裕民, 刘蕴博, 等. 轮胎侧偏特性的半经验模型[J]. 汽车工程, 1986(2): 44-54.
Guo Kong-hui, Wang Yu-min, Liu Yun-bo, et al. The semi-empirical model for tire lateral properties[J]. Automobile Engineering, 1986(2):44-54.
- [9] 郭孔辉. UniTire 统一轮胎模型[J]. 机械工程学报, 2016, 52(12): 90-99.
Guo Kong-hui. UniTire:Unified tire model[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(12): 90-99.
- [10] Guo K H, Lu D, Chen S K, et al. The UniTire model: a nonlinear and non-steady-state tyre model for vehicle dynamics simulation[J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43:341-358.
- [11] Guo K H, Xu N, Lu D, et al. A model for combined tire cornering and braking forces with anisotropic tread and carcass stiffness[J]. SAE International Journal of Commercial Vehicles, 2011,4(1): 84-95.
- [12] 郭孔辉, 黄世庆, 吴海东, 等. 包括面内动态特性的 UniTire 轮胎模型[J]. 吉林大学学报:工学版, 2023, 53(12): 3305-3313.
Guo Kong-hui, Huang Shi-qing, WU Hai-dong, et al. UniTire tire model including in-plane dynamic characteristics[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2023, 53(12): 3305-3313.
- [13] 许男, 张紫薇, 杨宇航, 等. 考虑参数不确定性的 UniTire 轮胎模型与车辆稳定性分析[J]. 机械工程学报, 2022, 58(16): 247-257.

- Xu Nan, Zhang Zi-wei, Yang Yu-hang, et al. UniTire model and vehicle stability analysis considering parameter uncertainty[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(16):247-257.
- [14] 郭孔辉, 杨杰. 大侧倾角下UniTire稳态侧倾侧偏工况侧向力模型[J]. 机械工程学报, 2014, 50(8): 95-101.
- Guo Kong-hui, Yang Jie. Steady-state UniTire lateral force model under sideslip combined with large camber condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(8):95-101.
- [15] 李杰, 高雄, 王维, 等. 基于UniTire模型的平顺性和操纵稳定性协同研究[J]. 汽车工程, 2018, 40(2): 127-132.
- Li Jie, Gao Xiong, Wang Wei, et al. A collaborative study on ride comfort and handling stability based on UniTire models[J]. Automotive Engineering, 2018, 40(2): 127-132.
- [16] 许男, 李小雨. 复合工况下四轮驱动电动汽车操纵稳定性控制[J]. 机械工程学报, 2021, 57(8): 205-220.
- Xu Nan, Li Xiao-yu. Handling and stability control of four-wheel drive electric vehicle under combined slip conditions[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(8): 205-220.
- [17] Peng H N, Wang W D, Xiang C L, et al. Torque coordinated control of four in-wheel motor independent-drive vehicles with consideration of the safety and economy[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2019, 68(10): 9604-9618.