

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2024.02.006

基于非线性 MPC 的电动赛车驱动防滑控制

吴勃夫, 徐晓, 陈自强, 孙亮, 吴姚焯

(合肥工业大学 汽车与交通工程学院, 安徽 合肥 230009)

摘要:文章采用非线性模型预测控制(model predictive control, MPC)方法实现轮边驱动电动赛车的驱动防滑控制。为了实现电动赛车良好的纵向加速和轮胎抓地性能,将车轮滑移稳定区作为非线性模型预测时域约束,建立轮边电机滑移率控制模型;结合赛车空气动力学套件和轮胎特性,在 MATLAB/Simulink 软件中建立驱动防滑模型成本函数来平衡目标滑移率、目标扭矩变化率和最大扭矩限制等多个目标;通过 CarSim 和 MATLAB/Simulink 的联合仿真并结合半实物在环台架试验验证模型的有效性和可靠性。联合仿真和试验验证结果表明,该文方法可以有效地提升赛车的纵向性能。

关键词:非线性模型预测控制(MPC);驱动防滑控制;滑移率;电动赛车

中图分类号:U461.6 **文献标志码:**A **文章编号:**1003-5060(2024)02-0182-07

Acceleration slip regulation of electric racing cars based on nonlinear MPC

WU Bofu, XU Xiao, CHEN Ziqiang, SUN Liang, WU Yaoye

(School of Automobile and Traffic Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract:In this paper, the acceleration slip regulation (ASR) of wheel-driven electric racing cars is implemented using a nonlinear model predictive control (MPC) strategy. In order to achieve optimal longitudinal acceleration and tire grip performance for electric racing cars, the wheel slip stability region is utilized as a temporal constraint within the nonlinear model predictive control framework, and a wheel-side motor slip ratio control model is established. By integrating a racing aerodynamics package and tire characteristics, a cost function for the ASR model is developed in MATLAB/Simulink software to balance multiple objectives, including target slip ratio, target torque rate of change, and maximum torque limitation. Through combined simulations using CarSim and MATLAB/Simulink, as well as semi-physical experiments on a test bench, the effectiveness and reliability of the model are verified. The results of the combined simulations and experimental validations illustrate that the proposed approach effectively enhances the longitudinal performance of the racing cars.

Key words:nonlinear model predictive control (MPC); acceleration slip regulation (ASR); slip rate; electric racing cars

相较于传统汽车,电动车具有能量转换效率高、环境负面影响小、车身噪音低等优点^[1]。本文电动方程式赛车由本研究团队自主设计、加工和调试,赛车需满足比赛规则和行驶安全性,同时在

加速、刹车、操作性等方面性能优异且稳定^[2]。

电动赛车电机布置形式为四电机分布式轮边驱动,轮边减速形式选用 2Z-X(B)型行星齿轮传动结构以提高传动效率。轮边电机分布式驱动与

收稿日期:2022-07-06;修回日期:2022-08-30

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2021YFE0116600)

作者简介:吴勃夫(1980—),男,安徽太湖人,博士,合肥工业大学讲师,硕士生导师。

中央驱动、电动驱动不同,轮边电机装配在电动赛车的每个轮边立柱上,充当动力输出,其布置形式可以提供更好的控制性,以改善车辆动态性能。

电动赛车更加注重加速性能、纵向稳定性和横向稳定性。为了发挥四电机优势,驱动防滑控制策略可以辅助赛车充分发挥轮胎附着性能,保持更好的抓地力和减少能量损耗。

车辆驱动防滑功能实现和稳定的关键在于滑移率控制^[3]。驱动防滑控制方法主要包括比例积分微分(proportional integral derivative, PID)控制、滑模变结构控制、模糊控制、非线性反馈增益控制和模型预测控制(model predictive control, MPC)等^[4]。只采用 PID 控制算法可以简单实现驱动防滑功能,但其控制参数不具备跟随工况改变的适应性,鲁棒性也得不到有效保证。文献^[5]提出模糊 PID 驱动防滑控制算法,模糊 PID 控制器不仅具有 PID 控制器的稳定性和较高的控制精度优点,还具备非线性和时变性优点;文献^[6]提出在模糊化时对滑移率进一步细化处理可以提升路面滑移率的识别精度。模糊控制系统具有较强的鲁棒性、适应性和抗干扰能力,常被用于非线性、时变及纯滞后系统的控制,如对非线性轮胎驱动防滑的分析上,但需要凭借实验经验建立控制系统的模糊规则。

文献^[8]通过非线性 MPC 实现四轮电动汽车的驱动防滑,增加对松弛变量的惩罚,以确保驱动防滑功能的可行性;文献^[9]提出基于四轮电动汽车的快速 MPC 分配方法,并改进延拓/广义最小残差(C/GMRES)算法解决 MPC 分配中计算量大的问题;文献^[10]提出加入了具有标准滑模控制增益的积分项来优化模型控制,提高了电动汽车的动力性。

非线性模型预测是为了处理系统存在非线性而提出的,该方法常被用来解决模型非线性问题和复杂的约束问题。本文采用非线性 MPC 方法来实现轮边驱动电动赛车的加速滑移控制,结合赛车特性提升赛车在加速时的加速性能和稳定性。首先采用 CarSim 与 Simulink 软件联合仿真,验证该方法的可行性;其次在轮边台架试验台上进行试验验证。轮边试验台由电机、减速器、扭矩转速传感器、测功机和上位机等组成,主要功能是实现电机的稳定性测试和整车控制器(vehicle control unit, VCU)的算法模型调试与验证。

1 系统建模

本文分析的车辆模型为轮边电机分布式驱动

电动赛车,电动赛车分布式驱动示意图如图 1 所示。相较于电动汽车,电动赛车的最大特点是装备了空气动力学套件,在加速、过弯时空气动力学套件可以将风阻转换成下压力,增加轮胎的抓地性能。

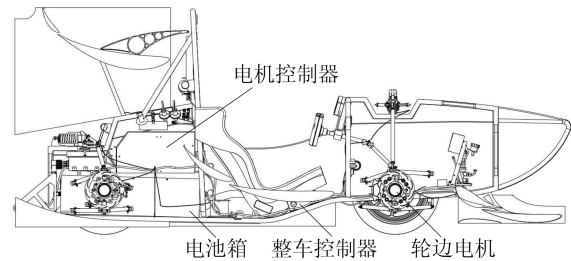


图 1 电动赛车分布式驱动示意图

为了研究电动赛车的驱动防滑控制,模型构建上采用基于车辆动力学的非线性打滑控制系统模型,主要包括车辆动力学模型、轮胎模型和轮边电机模型。本文研究重点是滑移率控制对赛车纵向运动性能与动力输出响应的影响,因此未考虑车身的俯仰和侧倾动力学,而是结合赛车在直线加速时的运动特性。

1.1 滑移控制模型

1.1.1 车辆动力学模型

本文研究目标为构建控制模型对滑移进行控制,以提升赛车纵向性能,因此采用的车辆动力学模型主要包括车辆的纵向运动和 4 个车轮的旋转运动。车辆相关参数见表 1 所列。

表 1 中: m 为整车质量; a 、 b 分别为从重心到前、后轴的距离; h_{CG} 为重心高度; l_f 、 l_r 分别为车辆前、后轮距; r_e 为车轮半径; g 为重力加速度; J_w 为车轮转动惯量。

表 1 整车参数

参数	数值	参数	数值
m/kg	252	h_{CG}/m	0.320
a/m	0.806	r_e/m	0.226
b/m	0.744	$g/(\text{m}/\text{s}^2)$	9.8
l_f/m	1.240	$J_w/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.360
l_r/m	1.200		

整车变量参数设置如下: v 为车速; a_x 、 a_y 分别为纵向、横向加速度; F_{xi} 为四轮纵向力; F_{zi} 为四轮垂直力; ω_i 为四轮转速; T_{mi} 为四电机输出扭矩; κ_i 为四轮纵向滑移率; M_{air} 、 f_{air} 、 f_{roll} 分别为下压力、空气阻力、滚动阻力。整车动力学模型如图 2 所示。

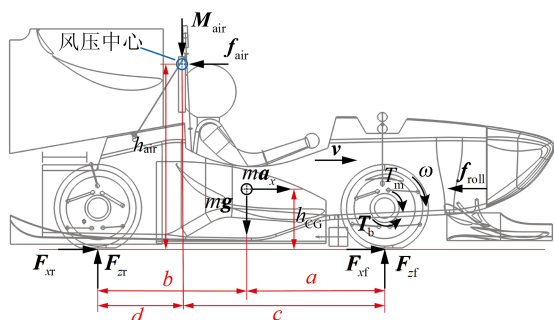


图 2 整车动力学模型

车辆的纵向运动和轮胎滚动运动方程^[11]描述如下。

车辆纵向受力为:

$$m\dot{v} = F_{xi} - f_{air} - f_{roll} \quad (1)$$

其中: F_{xi} 为轮胎纵向所受到的力, $i=1, 2, 3, 4$ 分别代表左前轮、右前轮、左后轮、右后轮; f_{air} 为空气阻力大小; f_{roll} 为滚动阻力大小。本赛车的空气阻力主要来自于车身和空气动力学套件。

车轮滚动阻力为:

$$J_{\omega i} \dot{\omega} = T_{mi} - T_{bi} - r_c F_{xi} \quad (2)$$

其中: $J_{\omega i}$ 为 4 个车轮的转动惯量, 由于轮辋质量与胎压相差微小, 4 个车轮的转动惯量设为一样; T_{bi} 为 4 个车轮的机械制动力矩大小, 本文主要研究滑移率控制对赛车加速性能的影响, 故机械制动力矩 $T_{bi}=0$ 。

1.1.2 轮胎模型

轮胎是连接车辆和地面的唯一桥梁, 本文采用的赛车轮胎为大陆公司的 C19 方程式热熔胎, 热熔胎增加了赛车与路面的接触面积, 因此增加了赛车的抓地力。轮胎模型是系统输入和赛车纵向运动的连接媒介, 本文采用的轮胎模型是 Pacejka 开发的“魔术公式”^[12], 在该模型中, 可利用三角函数组合精确地表示轮胎力。轮胎纵向力被描述为纵向滑移和轮胎垂直载荷的复杂非线性函数, 即

$$F_{xi} = D_x \sin(C_x \arctan\{B_x k_{xi} - E_x [B_x k_{xi} - \arctan(B_x k_{xi})]\}) + S_v \quad (3)$$

其中: B_x 、 C_x 、 D_x 、 E_x 、 S_v 分别为刚度、形状、峰值、曲率因子和曲线的垂直方向漂移; k_{xi} 为纵向滑移率。基于轮胎模型的轮胎滚动阻力计算公式为:

$$M_{roll} = r_0 F_{zi} [q_{S_{y1}} + q_{S_{y2}} F_x / F_{z0} + q_{S_{y3}} |V_x / V_{ref}| + q_{S_{y4}} (V_x / V_{ref})^4] \quad (4)$$

$$f_{roll} = M_{roll} / r_c \quad (5)$$

由轮胎文件可知: $q_{S_{y1}}$ 取 -0.023 ; $q_{S_{y2}}$ 、 $q_{S_{y3}}$ 、 $q_{S_{y4}}$ 均取 0。

1.1.3 电机模型

本文赛车采用 AMK 公司的竞赛电机 (AMK. DD5-14-10-POW), 该电机参数见表 2 所列。其中: T_{max} 为最大扭矩; T_n 为额定扭矩; P_n 为额定功率; N_n 为额定转速; N_0 为无负载转速。

表 2 电机参数

参数	数值
$T_{max}/(\text{N} \cdot \text{m})$	21
$T_n/(\text{N} \cdot \text{m})$	9.8
$P_n/(\text{N} \cdot \text{m})$	12.3
$N_n/(\text{r}/\text{min})$	12 000
$N_0/(\text{r}/\text{min})$	18 617

电机的扭矩输出受其输入电压和电机内部磁场变化影响。电机扭矩输出随输入电压的降低而降低, 电机的最大扭矩值随磁场减弱而下降。为了保证电机扭矩输出的稳定性, 该赛车电机控制器采用 567 V 输入电压, 并保持良好的散热性能, 以避免高温导致电机磁场衰弱现象。

电机输出轴连接着轮边减速器, 实现增扭降速功能, 由电机输入到轮胎的扭矩计算公式为:

$$T_i = r_i T_{mi} \quad (6)$$

其中, r_i 为减速比, 由圈速仿真结果计算得到赛车的四轮减速比为 13.5。

1.2 求解模型

1.2.1 滑移率求解模型

赛车轮胎的附着系数与滑移率在低滑移率区间呈线性正相关关系, 如图 3 所示。在滑移率增长的同时路面附着系数也在增加, 当纵向附着系数达到峰值, 即峰值路面附着系数 μ_{max} , 此时所对应的滑移率即为最优滑移率 κ_{opt} 。当滑移率继续增加时, 路面附着系数将减小, 同时车辆的加速性能也在减小。

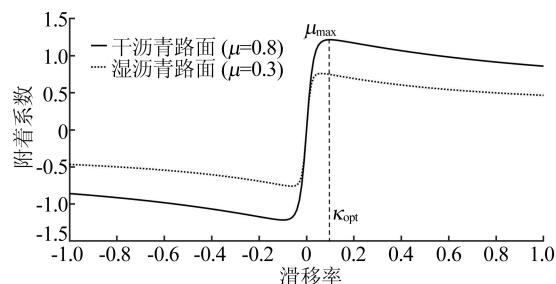


图 3 赛车轮胎的附着系数与滑移率关系曲线

轮胎与地面间的侧向附着系数随着滑移率增加而迅速降低, 为了使车辆具备优秀的加速性能

和侧向性能,需要控制赛车加速时的滑移率保持在最佳滑移率,即

$$\kappa = \kappa_{\text{opt}} \quad (7)$$

车轮纵向滑移率求解公式^[5]如下:

$$\kappa_i = \frac{\omega_i r_e - v}{\max(v, \epsilon)} \quad (8)$$

根据式(8),由纵向速度和车轮转速可以求得每个轮胎的纵向滑移率。为了防止赛车起步时纵向速度接近于 0 而导致滑移率计算值趋近于无穷大,在滑移率计算公式的基础上增加了防剧增因子 $\epsilon=0.1 \text{ m/s}$ 。根据“轮胎魔术公式”^[12]得出轮胎纵向力与滑移率的关系为:

$$F_{zi} = K_{zi} \kappa_{zi} \quad (9)$$

其中, K_{zi} 为纵向滑移刚度,由 4 个轮胎相应的垂直载荷求解得出。 K_{zi} 计算公式如下:

$$K_{zi} = F_{zi} (p_{K_{x1}} + p_{K_{x2}} \Delta f_{zi}) \exp(p_{K_{x3}} \Delta f_{zi}) \lambda_{K_x} \quad (10)$$

$$\Delta f_{zi} = \frac{F_{zi} - F_{z0}'}{F_{z0}'}, F_{z0}' = \lambda_{F_{z0}} F_{z0} \quad (11)$$

由轮胎文件可知: $p_{K_{x1}}$ 、 $p_{K_{x2}}$ 、 $p_{K_{x3}}$ 为魔术公式给出的参考拟合系数,取值分别为 81.25、-20.25、0.50; λ_{K_x} 、 $\lambda_{F_{z0}}$ 分别为滑移刚度和额定载荷的比例系数,2 个比例系数值均为 1; F_{z0} 为标称额定负载, $F_{z0}=800 \text{ N} \cdot \text{m}$; F_{zi} 为轮胎在赛车运动时的垂直载荷。 F_{zi} ($i=1,2,3,4$) 计算公式为:

$$F_{z1} = m \left(\frac{b}{a+b} g - \frac{h_{CG}}{a+b} a_x \right) \left(\frac{1}{2} - \frac{h_{CG} a_y}{t_f g} \right) + \frac{M_{\text{air}}}{g} \left(\frac{d}{c+d} g - \frac{h_{\text{air}}}{c+d} a_x \right) \left(\frac{1}{2} - \frac{h_{\text{air}} a_y}{t_f g} \right) \quad (12)$$

$$F_{z2} = m \left(\frac{b}{a+b} g - \frac{h_{CG}}{a+b} a_x \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{h_{CG} a_y}{t_f g} \right) + \frac{M_{\text{air}}}{g} \left(\frac{d}{c+d} g - \frac{h_{\text{air}}}{c+d} a_x \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{h_{\text{air}} a_y}{t_f g} \right) \quad (13)$$

$$F_{z3} = m \left(\frac{a}{a+b} g + \frac{h_{CG}}{a+b} a_x \right) \left(\frac{1}{2} - \frac{h_{CG} a_y}{t_r g} \right) + \frac{M_{\text{air}}}{g} \left(\frac{c}{c+d} g + \frac{h_{\text{air}}}{c+d} a_x \right) \left(\frac{1}{2} - \frac{h_{\text{air}} a_y}{t_r g} \right) \quad (14)$$

$$F_{z4} = m \left(\frac{a}{a+b} g + \frac{h_{CG}}{a+b} a_x \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{h_{CG} a_y}{t_r g} \right) + \frac{M_{\text{air}}}{g} \left(\frac{c}{c+d} g + \frac{h_{\text{air}}}{c+d} a_x \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{h_{\text{air}} a_y}{t_r g} \right) \quad (15)$$

其中:空套与车身的下压力和空气阻力作用点为风压中心点, M_{air} 为车身和空气套件在加速时集中作用在风压中心的下压力,并将下压力分配到 4 个轮胎的垂直载荷上; c 、 d 分别为风压中心到前轴和后轴的距离; h_{air} 为风压中心的高度,由图 2 可知风压中心比重心靠后,可增强抗侧风能力。

空气套件提供的下压力可以增强赛车的加速和转弯性能,因此在力学建模上结合了赛车空气动力学模型。由流场分析得到赛车在不同车速下车身和空套所产生的下压力和空气阻力,见表 3 所列。

表 3 不同车速下阻力和升力的变化 单位:N

部件	15 m/s		20 m/s		25 m/s	
	阻力	升力	阻力	升力	阻力	升力
车身	-54.6	48.8	-98.6	84.8	-142.8	131.2
扩散器	-7.7	-110.5	-12.0	-184.3	-20.6	-285.1
前翼	-33.6	-164.5	-61.1	-299.2	-95.0	-462.9
尾翼	-78.9	-55.9	-137.6	-271.4	-223.8	-440.4
总计	-174.8	-382.1	-309.3	-669.7	-482.2	-1 057.2

由表 3 数据计算得到升力系数和阻力系数分别为 $C_l = -3.896$ 、 $C_d = -1.419$,代入升力公式和阻力公式,计算得出随车速变化的空气阻力 f_{air} 和下压力 M_{air} 。将计算出的空气阻力、升力与多组不同车速下的阻力、升力数据比较,结果两数值相差微小,因此在建模时可以用升力公式和阻力公式代替流场分析得到的数据。 M_{air} 、 f_{air} 计算公式^[13]如下:

$$M_{\text{air}} = \frac{C_l \rho v^2 S}{2} \quad (16)$$

$$f_{\text{air}} = \frac{C_d \rho v^2 S}{2} \quad (17)$$

其中: ρ 为空气密度; v 为赛车行驶速度; S 为该赛车行驶方向的投影面积,取 $S=1.149 \text{ m}^2$ 。

2 基于 NMPC 驱动防滑控制器设计

非线性模型预测控制 (nonlinear model predictive control, NMPC) 驱动防滑控制器的总体设计思路如图 4 所示。

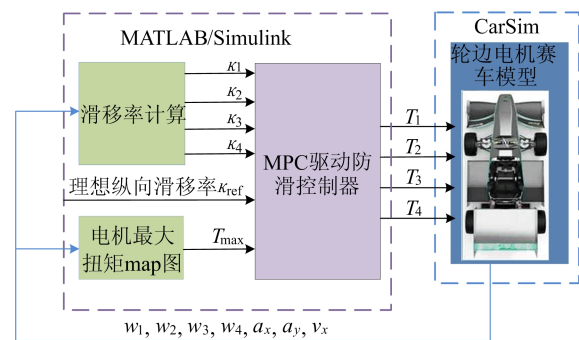


图 4 加速时驱动防滑总体结构

通过 CarSim 软件搭建轮边电机赛车模型,在 Simulink 上利用赛车模型提供的四轮转速、纵

向加速度、横向加速度和车速计算 4 个轮子的滑移率和 4 个电机的最大扭矩值,驱动防滑控制器通过滑移率和扭矩信息计算得到 4 个轮边电机的参考扭矩输出,并提供给赛车模型以实现联合仿真。

2.1 模型预测

为了构建求解纵向滑移率和扭矩输出的状态关系模型,将式(8)滑移率对时间求导数得:

$$\dot{\kappa} = \frac{\dot{\omega}r_c v - \omega_i r_c \dot{v}}{v^2} = \frac{\dot{\omega}r_c}{v} - (1 + \kappa_i) \frac{\dot{v}}{v} \quad (18)$$

结合式(1)、式(2)、式(9)得到滑移率与扭矩的关系为:

$$\dot{\kappa}_i = \frac{r_c(T_{mi} - r_c F_{xi})}{vJ_{wi}} - (1 + \kappa_i) \frac{\dot{v}}{v} = \frac{r_c(T_{mi} - r_c T_{xi})}{vJ_{wi}} - \frac{1 + \kappa_i}{mv} (\sum F_{xi} - f_{air} - f_{roll}) \quad (19)$$

由(19)式可得 NMPC 的状态空间模型公式^[8]如下:

$$\dot{x}_i = \frac{r_c(u_i - r_c F_{xi})}{vJ_{wi}} - \frac{1 + \kappa_i}{mv} (\sum K_{xi} x_i - f_{air} - f_{roll}) \quad (20)$$

设 $\mathbf{x} = [\kappa_1 \ \kappa_2 \ \kappa_3 \ \kappa_4]^T$ 为状态空间模型的状态变量, $\mathbf{u} = [T_{m1} \ T_{m2} \ T_{m3} \ T_{m4}]^T$ 为系统输入变量, $\mathbf{y} = [\kappa_1 \ \kappa_2 \ \kappa_3 \ \kappa_4]^T$ 为系统输出变量。

为了解决优化控制问题,采用欧拉方法^[14]对系统状态空间模型进行离散,即

$$\mathbf{x}(k+1|k) = \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k), \quad \mathbf{y}(k) = \mathbf{C}\mathbf{x}(k) \quad (21)$$

其中: $\mathbf{A} = \mathbf{E} + T_s \tilde{\mathbf{a}}$, $\mathbf{B} = T_s \tilde{\mathbf{b}}$, $\tilde{\mathbf{a}}$ 、 $\tilde{\mathbf{b}}$ 分别为式(19)在参考点 (x_r, u_r) 泰勒展开求出的状态矩阵, T_s 为采样间隔; $\mathbf{C} = \text{diag}(1, 1, 1, 1)$ 为输出矩阵。

定义 N_p 为预测范围, N_c 为控制范围, 预测公式如下:

$$\mathbf{x}(k + N_p | k) = \mathbf{A}^{N_p-1} \mathbf{B} \Delta \mathbf{u}(k) + \dots + \mathbf{A}^{N_p-N_c-1} \mathbf{B} \Delta \mathbf{u}(k + N_c) + \mathbf{B}^{N_c} \mathbf{x}(k) \quad (22)$$

2.2 成本函数设计

建立成本函数的目的是保证赛车在加速时的最佳滑移率跟踪性能和扭矩输出平稳性能^[14]。成本函数包含 2 个优化目标, 主要目标为保证滑移率跟踪性能, 次要目标为优化扭矩变化率。2 个目标函数分别描述如下:

1) 主要目标。为了确保赛车在加速过程中可以获得更好的加速性能, 并避免纵向力过大导致车辆不稳定, 设置目标滑移率跟踪函数为:

$$\mathbf{J}_1 = \sum_{i=1}^{N_p} [\mathbf{y}(k+i|k) - \mathbf{y}_r(k+i)]^2 \quad (23)$$

其中, $\mathbf{y}_r(k+i)$ 为四轮最佳纵向滑移率。

2) 次要目标。为避免扭矩的变化率过大导致赛车在驾驶中出现不稳定的加速现象和保证车辆驾驶过程中的平稳性, 增加成本函数 \mathbf{J}_2 去控制扭矩输出变化率, 即

$$\mathbf{J}_2 = \sum_{i=0}^{N_c-1} [\Delta \mathbf{u}(k+i)]^2 \quad (24)$$

以上设计目标相加组成最终的成本函数如下:

$$\mathbf{J}[\Delta \mathbf{u}(k)] = n_1 \sum_{i=1}^{N_p} [\mathbf{y}(k+i|k) - \mathbf{y}_r(k+i)]^2 + n_2 \sum_{i=0}^{N_c-1} [\Delta \mathbf{u}(k+i)]^2 \quad (25)$$

其中: n_1 、 n_2 分别为 2 个目标的权重系数, 根据优化分析得到权重系数分别为 1 500、5。

3 测试结果

3.1 仿真测试结果

由于比赛路面为沥青路面, 赛车直线加速时没有转向动作参与, 基于路况信息在 CarSim 中进行参数配置。

设置路面附着系数为 0.8, 最佳滑移率为 0.10 时仿真结果如图 5 所示。在起步时轮胎纵向速度与车速相差不大, 在 0.2 s 后纵向滑移率急剧增加, 以获得较大的扭矩输出, 如图 5a 所示; 由于在加速时重心后移, 为了得到更好的加速性能, 采用前两轮最大扭矩限制, 如图 5b 所示, 在成本函数 \mathbf{J}_1 的控制下, 四轮滑移率很快接近理想滑移率 $\kappa=0.10$; 比赛加速成绩的评定依据为赛车 75 m 路程的加速时间, 如图 5c 所示, 赛车完成 75 m 加速路面仿真时间为 4.909 s, 车速由 0 km/h 增加到 111.30 km/h, 在成本函数 \mathbf{J}_2 的约束下扭矩增加更加平稳, 保证了加速性能的同时也保证了扭矩输出的平稳性。

当赛道出现积水路况, 路面的附着系数处于 0.3~0.5 范围内。在 CarSim 参数配置中, 设置附着系数为 0.3, 最佳滑移率为 0.08 时, 积水路面加速仿真结果如图 6 所示。相较于干燥路面, 积水路面防滑控制要在保证赛车加速性能的同时, 注重加速时的驱动防滑性能。

从图 6a、图 6b 可以看出, 相较于干沥青路面, 为避免扭矩过大导致车轮出现打滑, 控制器在积水路况降低了四轮最大扭矩的限制数值, 最佳

滑移率跟随效果和加速性能得到了保证。

从图 6c 加速结果可以看出,75 m 路程的加速完成时间为 5.789 s,车速从 0 km/h 加速至 96.88 km/h。

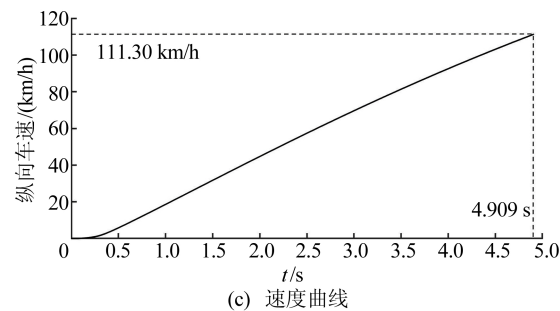
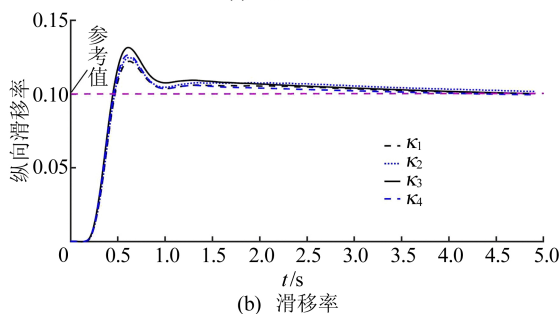
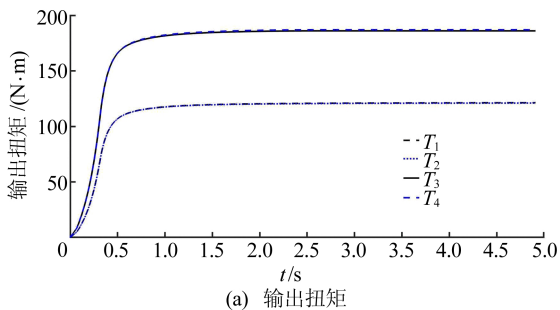


图 5 $\mu=0.8$ 时加速驱动防滑仿真结果

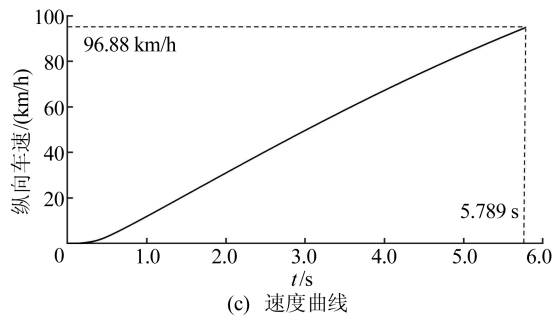
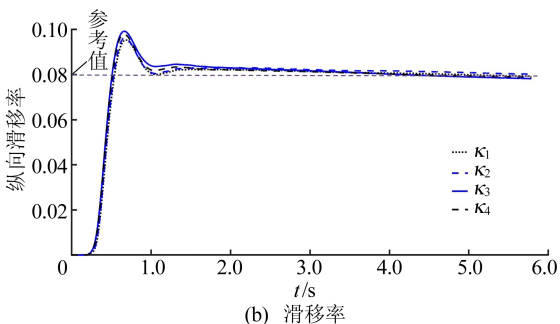
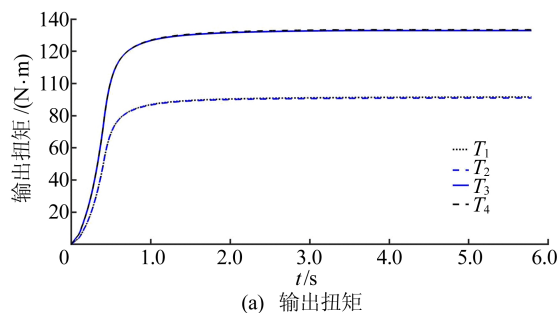
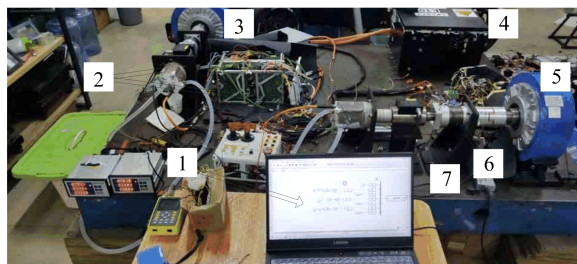


图 6 $\mu=0.3$ 时加速驱动防滑仿真结果

3.2 试验测试结果

半实物硬件在环试验如图 7 所示。模型在快速原型平台基础上进行搭建,满足实时计算性能需求,并通过自动代码生成,将建模与仿真阶段所形成的控制算法模型下载到快速原型控制器硬件 (RapidECU-U2) 中。

电脑通过 Kvaser CAN 与控制器通讯,硬件在环仿真时,电脑将车辆状态参数发送到 U2,U2 根据控制策略制定扭矩输出,同时将电机实时转矩信息输入到电脑,用于计算车辆状态,通过电脑、U2 及台架完成半实物硬件在环。



1. 上位机 2. 电机 3. 电机控制器 4. 电池箱
5. 测功机 6. 减速器 7. 传感器
图 7 半实物硬件在环试验台架

由于该试验台电机数量限制,采用同一工况前、后双电机分开试验后,再做数据整合。路面附着系数 $\mu=0.3$ 的半实物硬件在环试验结果如图 8 所示。

由图 8a 数据计算得到,台架试验上四轮输出扭矩比仿真结果减少了 3.6%,这是由于试验测试环境不同,电机实际输出转速与理想扭矩模型输出的转速有偏差,再通过模型计算导致扭矩输出减少;从图 8b 可以看出滑移率的控制保持着良好的鲁棒性;从图 8c 可以看出,75 m 路程的加速完成时间为 5.990 s,这是由于输出扭矩减少了 3.6%,加速时间慢了 0.201 s,最终赛车尾速达到 99.05 km/h。

由试验结果可知,本文采用的方法在最佳纵

向滑移率跟随性能与纵向加速性能上都具备良好的鲁棒性。

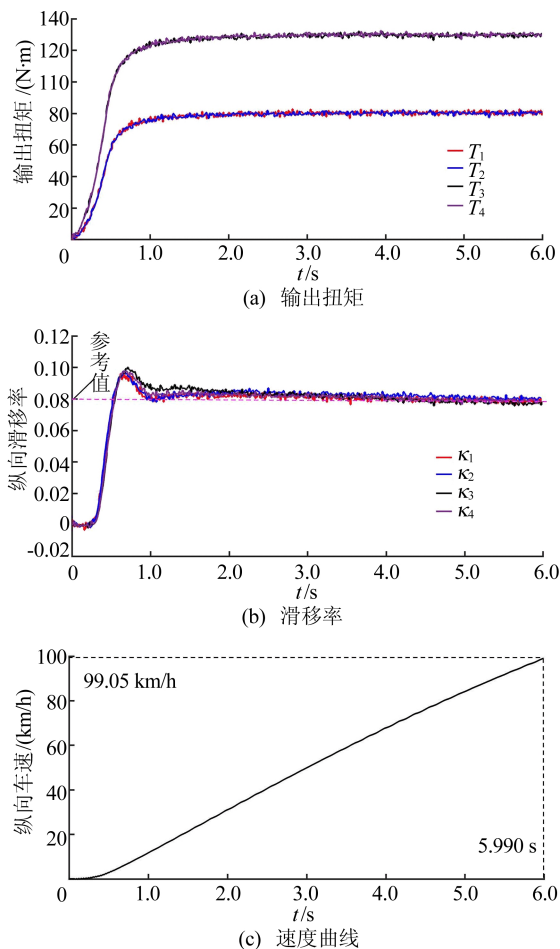


图 8 在 $\mu=0.3$ 下的加速驱动防滑试验结果

4 结 论

为实现轮边驱动的电动赛车在直线加速赛道上有良好的动力性和稳定性,避免起步出现打滑不稳定现象,本文采用非线性 MPC 控制方法,实现约束条件下的驱动防滑,得到结论如下:

1) 通过采用非线性模型控制结合赛车特性,对轮胎非线性滑移率控制进行分析,并搭建滑移率控制扭矩输出模型。

2) 对赛场最容易出现变化的赛道附着系数进行设置,并联合 CarSim 和 MATLAB/Simulink 软件进行仿真分析。仿真结果表明,本文控制方法在路面附着系数为 0.8、0.3 的路况下,均能有效地将纵向滑移率控制在理想区间内,在提升赛车动力性能和驱动防滑性能的同时,保证加速扭矩输出的平稳性。

3) 通过半实物硬件试验平台进行路面附着

系数为 0.3 的路况试验,结果得出,本文控制方法在最佳纵向滑移率跟随性能与纵向加速性能上均具备良好的鲁棒性,扭矩输出微小偏差主要源于实际转速输出与理想模型输出转速之间的偏差。

[参 考 文 献]

- [1] 尹安东,王伟. 基于 MPC 的 PHEV 转矩分配控制策略研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2021, 44(4): 440-444.
- [2] 王淑旺,夏麒麟,罗建辉. 大学生方程式赛车电子差速控制策略研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2022, 45(3): 289-293.
- [3] LENG B, XIONG L, YU Z, et al. Robust variable structure anti-slip control method of a distributed drive electric vehicle[J]. IEEE Access, 2020, 8: 162196-162208.
- [4] 王震坡,丁晓林,张雷. 四轮轮毂电机驱动电动汽车驱动防滑控制关键技术综述[J]. 机械工程学报, 2019, 55(12): 99-120.
- [5] 吕东宇. 分布式驱动电动汽车的驱动防滑研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2020.
- [6] 田浩. 轮毂电机汽车驱动防滑控制研究[D]. 长春: 吉林大学, 2020.
- [7] ZHA Y F, LIU G Q, MA F W, et al. Acceleration slip regulation control for four-wheel independently drive electric vehicle based on fuzzy control[J]. Journal of Computational Methods in Sciences and Engineering, 2020, 20(4): 1265-1278.
- [8] YUAN L, ZHAO H, CHEN H, et al. Nonlinear MPC-based slip control for electric vehicles with vehicle safety constraints[J]. Mechatronics, 2016, 38: 1-15.
- [9] GUO N Y, ZHANG X D, ZOU Y, et al. A fast model predictive control allocation of distributed drive electric vehicles for tire slip energy saving with stability constraints[J]. Control Engineering Practice, 2020, 102: 104554-104570.
- [10] KAWABE T. A model predictive sliding mode control with integral action for slip suppression of electric vehicles[J]. Automation and Robotics, 2015, 19: 151-158.
- [11] 姚成. 纯电动汽车电机驱动防滑控制算法研究与测试验证[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2021.
- [12] HANS B P, IJM I B. Magic formula tyre model with transient properties[J]. Vehicle System Dynamics, 1997, 27: 234-249.
- [13] 陈广厚. 基于 CFD 的超车空气动力学特性研究[D]. 天津: 天津科技大学, 2019.
- [14] HE Z, SHI Q, WEI Y. A model predictive control approach with slip ratio estimation for electric motor antilock braking of battery electric vehicle[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2021, 69: 9225-9234.

(责任编辑 胡亚敏)