

基于稳定性的 DEV 分层控制策略研究

赵 涛¹, 李 强¹, 邢紫筱², 吴 坚¹

(1. 浙江科技学院 机械与能源工程学院, 杭州 310023; 2. 爱丁堡大学 工程学院, 爱丁堡 EH8 9YL)

摘 要: 利用分布式驱动电动汽车(distributed-driven electric vehicle, DEV)转矩可灵活分配的特点, 提出一种基于分层控制的最优转矩协调分配控制策略以提高整车操纵稳定性。设计了上下两层控制器: 上层作为集中控制器, 以期望横摆角速度作为目标, 根据当前汽车状态及路面条件计算出使汽车保持稳定运行状态所需的总驱动转矩, 并分配至各驱动轮; 下层作为分布控制器, 以各驱动轮滑转率为控制变量, 采用 PID 控制算法对各驱动轮施加补偿转矩, 使滑转率控制在最优滑转率附近, 以提高汽车操纵稳定性。在 MATLAB/Simulink 中建立相应的仿真模型、控制器, 并设计相应的控制策略, 对不同路面进行多工况仿真验证。结果表明: 控制器的控制策略能较好地利用路面的附着力, 在一定程度上改善了车辆启动时的滑转现象, 从而提高了整车转弯时的操纵稳定性。

关键词: 分布式驱动; 电动汽车; 分层控制; 转矩分配

中图分类号: U461.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-8798(2020)01-0064-07

DEV hierarchical control strategy based on stability

ZHAO Tao¹, LI Qiang¹, XING Zixiao², WU Jian¹

(1. School of Mechanical and Energy Engineering, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou 310023, Zhejiang, China; 2. School of Engineering, the University of Edinburgh, Edinburgh, EH8 9YL, United Kingdom)

Abstract: Given the flexible distribution of distributed drive electric vehicle(DEV) torque, an optimal torque coordinated distribution control strategy was proposed on the basis of hierarchical control to improve the vehicle handling stability. The control strategy was designed with upper and lower layers of controllers. The upper layer acted as a centralized controller, with the desired yaw rate as the target, and calculated the total driving torque required to maintain the vehicle in a stable operating state according to the current vehicle state and road surface conditions, and distributed it to each of the driving wheels. The lower layer acted as a distribution controller, each driving wheel slip rate being a control variable. The PID control algorithm was used to apply compensation torque to each driving wheel, so that the slip rate

收稿日期: 2019-06-13

基金项目: 浙江省自然科学基金项目(LY13E050023)

通信作者: 李 强(1979—), 男, 江苏省溧阳人, 教授, 博士, 主要从事新能源汽车机电一体化控制研究。E-mail: liqiang@zust.edu.cn。

was approximating the optimal slip rate to improve the vehicle handling stability. The corresponding simulation models and controllers were established in Matlab/Simulink, and the corresponding control strategies were designed to simulate and verify the multi-case simulation of different road surfaces. The results show that the control strategy of the controller can make good use of adhesion of the road surface, which has improved the slip phenomenon in some measure when the vehicle starts, so as to improve the handling stability of the whole vehicle when turning.

Keywords: distributed-driven; electric vehicle; hierarchical control; torque distribution

分布式驱动电动汽车(distributed-driven electric vehicle, DEV)精简了底盘结构,具有结构紧凑、传动效率高、动力分配灵活等优点。它能够充分利用 DEV 的驱动力和制动力可独立调节分配的优势,挖掘电动汽车在不同路面状况下的附着力潜力,从而提高其动力性和经济性,改善其操纵性能。

DEV 一般都是通过感知当前车辆状态,采用智能控制策略来获得所需的期望横摆力矩,如采用滑模控制理论对车辆横摆角及质心侧偏角进行联合控制^[1-2];基于 EKF(extended Kalman filter,扩展卡尔曼滤波器)估计车速后对车辆进行直接横摆力矩控制,在一定程度上提高了轮胎的纵向利用率^[3];以轮胎附着利用率最小化为优化目标函数控制横摆补偿力矩,从而改善了车辆的转向动态特性^[4-5];基于模糊控制和滑模滑转率控制策略,当滑转率超过设定阈值时将直接限制驱动转矩,提高了车辆在低附着路面的驱动防滑效果^[6-8]。采用智能控制策略有较好的操纵稳定控制效果,但有些参数的设定需要大量的专家经验,有些控制算法相对较为复杂,不利于实时控制。针对分布式独立驱动电动汽车的转矩分配问题,我们采用简化滑转率控制方法设计了基于稳定性分层的转矩控制器,分别在高、低附着路面上对直行和转弯等不同行驶工况进行仿真验证,以期提高 DEV 驱动防滑性能及转向操作稳定性。

1 整车动力学模型

1.1 车身动力学模型

选取沿 x 轴的纵向运动、沿 y 轴的横向运动、绕 z 轴的横摆运动及 4 个轮胎的运动^[9],建立用于 DEV 转矩分配的七自由度整车动力学模型,如图 1 所示。

整车动力学方程为

$$m \dot{v}_x = (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta + F_{xrl} + F_{xrr} - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta + m \omega v_y; \quad (1)$$

$$m \dot{v}_y = F_{yrl} + F_{yrr} + (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta - m \omega v_x; \quad (2)$$

$$I_z \dot{\omega} = [l_f (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta] - [l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) + \frac{l_w}{2} (F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \delta + (F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \delta] + F_{xfl} - F_{xrl} + (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta; \quad (3)$$

$$\beta = \arctan \frac{v_y}{v_x}. \quad (4)$$

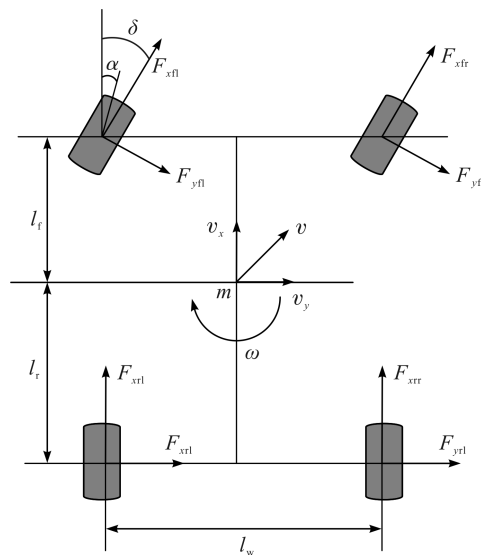


图1 七自由度整车动力学模型

Fig. 1 7-DOF vehicle dynamics model

式(1)~(4)中: m 为整车质量, kg; v_x 、 v_y 分别为车辆纵向和横向速度, m/s; δ 、 ω 分别为前轮转角和车身横摆角速度, rad, rad/s; F_{xij} 、 F_{yij} 分别为车辆所受纵向力、横向力, N, 其中 $i = f, r$, 表示前、后车轮, $j = l, r$, 表示左右车轮(i, j 下同); l_f 、 l_r 、 l_w 分别为车辆质心到前、后轴的距离及车辆后轮距, m; I_z 为车辆横摆转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; β 为质心侧偏角, rad。

1.2 轮胎动力学模型

轮胎作为汽车与地面接触的唯一零部件,其力学性能和结构直接影响了汽车的各项性能。采用精度

较高的 Dugoff 轮胎动力学模型^[10-11],运用摩擦圆的概念来计算组合的纵向力和横向力,相比于魔术轮胎动力学模型,Dugoff 模型使用更少的系数,便于嵌入式 MCU 进行快速计算。轮胎的动力学方程为

$$\begin{cases} F_{xij} = C_x \frac{S_{ij}}{1 + S_{ij}} f(\lambda_{ij}); \\ F_{yij} = C_y \frac{\tan \alpha_{ij}}{1 + S_{ij}} f(\lambda_{ij}); \\ F_{zij} = \frac{mgl_i}{2(l_f + l_r)} \pm ma_x \frac{h_g}{2(l_f + l_r)} \pm ma_y \frac{h_g}{l_w} \frac{l_i}{l_w(l_f + l_r)}. \end{cases} \quad (5)$$

式(5)中: F_{xij} 、 F_{yij} 、 F_{zij} 分别为轮胎所受纵向力、横向力和垂向力,N; C_x 、 C_y 分别为轮胎的纵向、横向刚度,N/m; h_g 为质心离地高度,m; a_x 、 a_y 分别为纵向加速度和横向加速度,m/s²。当*i*=f,r时, $l_i = l_r$, l_f ;当*ij*=fl,fr,rl,rr时,运算符±分别表示-+、--、++、+-。其中

$$\begin{cases} \alpha_f = \delta - \arctan \left[\frac{v_x + l_f \omega}{v_x \pm \frac{l_w}{2} \omega} \right]; \\ \alpha_r = \arctan \left[\frac{-v_x + l_r \omega}{v_x \pm \frac{l_w}{2} \omega} \right]; \\ f(\lambda_{ij}) = \begin{cases} 2 - \lambda_{ij}, & \lambda_{ij} < 1 \\ 1, & \lambda_{ij} \geq 1 \end{cases}; \\ \lambda_{ij} = \frac{\mu_{ij} F_{zij} (1 + S_{ij})}{\sqrt{(C_x S_{ij})^2 + (C_y \tan \alpha_{ij})^2}}. \end{cases} \quad (6)$$

式(6)中: α_f 、 α_r 分别为前后轮的侧偏角,rad;各驱动轮滑转率

$$S_{ij} = \frac{\omega_{wir} R - v_{ij}}{\omega_{wij} R}. \quad (7)$$

式(7)中: ω_{wir} 为车轮角速度,rad/s; R 为轮胎的动载半径,m; ω_{wij} 为各驱动电机转动角速度,rad/s;各驱动轮中心速度

$$v_{ij} = (v_x^2 + v_y^2)^{\frac{1}{2}} \pm \omega_{wij} \left(\frac{l_w}{2} \pm l_r \beta \right). \quad (8)$$

式(8)中:当*ij*=fl,rl时,运算符±表示+-;当*ij*=fr,rr时,运算符±表示-+。

1.3 轮毂电机模型

针对驱动防滑问题对矢量控制电机进行简化,结合轮胎动力学模型,驱动电机负载转矩^[12]为

$$T_{cij} - T_{dij} - c\omega_{wij} = I_d \frac{d\omega_{wij}}{dt}. \quad (9)$$

式(9)中: T_{cij} 为电磁转矩, T_{dij} 为各电机的负载转矩,N·m; c 为驱动轮阻尼系数,N/(m·s⁻¹); I_d 为电机转子转动惯量,kg·m²。驱动轮运动受力模型如图2所示,由图可得各驱动轮的转矩平衡方程为

$$I_{wij} \dot{\omega}_{wij} = T_{dij} - F_{xij} R. \quad (10)$$

式(10)中: I_{wij} 为各驱动轮的转动惯量,kg·m²。

2 设计分层控制器

2.1 控制系统结构

以驾驶员输出转矩(即踏板开度)作为总的控制器输出约束,由上层集中控制器依据当前车辆模型实时反馈的车身横摆角速度等状态信息,计算车辆当前所需的实际总转矩并分配至各驱动轮,以使车辆由转向引起的横摆角速度变化得到控制;下层控制器以各驱动轮的理想滑转率为控制目标,对车辆反馈的各驱动

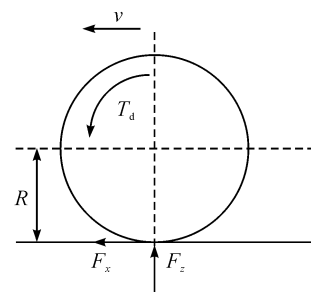


图2 驱动轮运动受力模型
Fig. 2 Force model of driving wheel motion

轮滑转率进行实时监测,由 PID 控制器计算出各驱动轮保持理想滑转率所需的补偿转矩,结合上层集中控制器分配至各驱动轮的转矩,从而确定最终分配至驱动轮的实际转矩。整车转矩分配分层控制策略如图 3 所示。

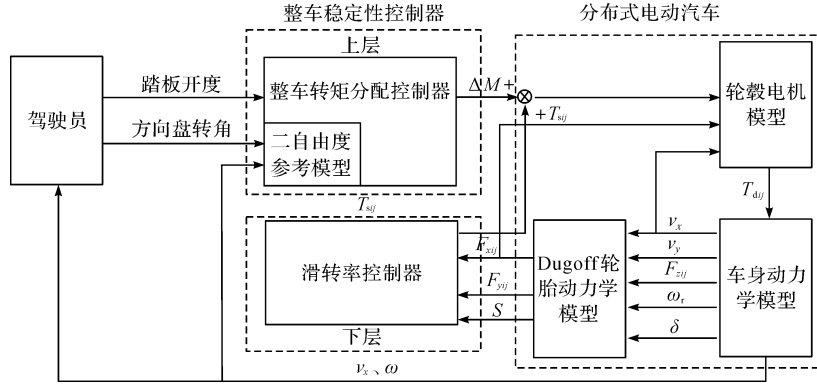


图 3 整车转矩分配分层控制策略

Fig. 3 Hierarchical control strategy for torque distribution of whole vehicle

2.2 上层集中控制器——驱动总转矩及分配

由二自由度整车参考模型得到控制系统的期望横摆角速度。集中控制器的控制目标为整车横摆角速度保持在期望横摆角速度值附近,以使车辆保持良好的操纵稳定性和舒适性^[13]。建立二自由度整车模型的数学模型为

$$\begin{cases} I_z \dot{\omega}_r = H_\omega \omega_r + H_\beta \beta + H_\delta \delta; \\ m v (\omega_r + \dot{\beta}) = G_\omega \omega_r + G_\beta \beta + G_\delta \delta. \end{cases} \quad (11)$$

式(11)中: δ 为前轮转角, rad; $H_\omega = \frac{aC_f - bC_r}{v}$; $H_\beta = C_f + C_r$; $H_\delta = -C_f$; $G_\omega = \frac{a^2 C_f + b^2 C_r}{v}$; $G_\beta = aC_f - bC_r$; $G_\delta = -C_f$; C_f, C_r 分别为前后轮侧偏刚度, N/rad。

由式(3)、(11)可得期望横摆角速度与实际横摆角速度 ω 之差

$$\Delta\omega = \omega_r - \omega。$$

则由 $\Delta\omega$ 产生的附加横摆力矩 $\Delta M = I_z \Delta\omega$, 至此计算出需要对驱动轮进行分配的转矩差。为了单独研究驱动力转矩控制对车辆稳定性的影响,图 1 车辆向右转弯时,施加在各驱动轮的驱动转矩分别为

$$\begin{cases} T_{fl} = T_m - \frac{\Delta M l_w}{4R}; \\ T_{fr} = T_m; \\ T_{rl} = T_m; \\ T_{rr} = T_m + \frac{\Delta M l_w}{4R}。 \end{cases} \quad (12)$$

式(12)中: T_m 为驾驶员期望的输出转矩, N·m。

2.3 下层滑转率控制器——各驱动轮的起步修正转矩计算

建立在各驱动力驱动电机的输出转矩已知的条件下,即上层控制器对各驱动轮进行转矩预分配后,分别研究各驱动轮的滑转情况并最终得出修正转矩。当驱动车轮滑转率从 0 开始增加时,驱动力也随之增加;当最佳滑转率达到 15%~23%时,驱动力达到最大值;如果滑转率继续增加,驱动力则会下降。车辆滑转率过高,不仅无法正常行驶还会加剧轮胎磨损甚至失去操纵稳定性;滑转率过低则无法充分利用路面的附着力,致使车辆动力性较差。考虑到车辆驱动防滑控制,即轮滑转率控制在最优滑转率附近,当车辆实际滑转率超过最优滑转率时,降低驱动电机的输出转矩以减轻车轮的滑转程度^[14-15]。为方便研究,以左前轮为例对量符号下角标进行简化,记各驱动轮滑转率为 S ,驱动轮纵向附着力为 F_x ,驱动力矩为 T_d , μ_x 为纵向力附着系数,得

$$\begin{cases} I_w \omega = T_d - F_x R; \\ F_x = \mu_x F_z; \\ F_z = \frac{mg}{4}. \end{cases} \quad (13)$$

式(13)中: F_x 为轮胎的驱动力, N, 其最大值称为附着力, 由轮胎载荷 F_z 和纵向峰值附着系数 $\mu_{x\max}$ 共同决定。纵向附着系数 μ_x 与滑转率 S 的数学关系式为

$$\mu_x = \begin{cases} \frac{\mu_p}{S_p} S, 0 < S \leq S_p; \\ \frac{\mu_s - \mu_p}{1 - S_p} S + \frac{\mu_p - \mu_s S_p}{1 - S_p}, S_p < S < 1. \end{cases} \quad (14)$$

式(14)中: μ_p 为纵向峰值系数; μ_s 为滑动附着系数; S_p 为最佳滑转率。

横向附着系数 μ_y 与滑转率 S 的数学关系式为

$$\mu_y = \mu_m (1 - S). \quad (15)$$

式(15)中: μ_m 为横向峰值系数。

滑转率控制器以实时滑转率偏差值 $\Delta S(t)$ 为输入参数, 输出参数为驱动电机的补偿转矩 T_{sij} 。本文控制算法旨在对车辆主要参数实现良好的跟踪性能, 对操作条件的变化具有较强的适应性; 同时, 该控制器应易于实施且具有较快的频率响应特性, 以利于车辆的实时控制。根据 PID 控制规则^[16]得

$$T_{sij}(t) = K_P \Delta S(t) + K_D \frac{d\Delta S(t)}{dt} + K_I \int_0^t \Delta S(t) dt. \quad (16)$$

式(16)中: K_P 、 K_I 、 K_D 分别为控制器比例参数、积分参数、微分参数。

3 整车控制系统的搭建及仿真

基于转矩矢量控制系统模型及整车动力学模型, 分别在以下路况进行仿真分析: 在高附着路况和低附着路况下进行启动加速试验; 在高附着路况进行不同转弯工况稳定性试验。整车部分参数见表 1。

表 1 整车部分参数

Table 1 Partial vehicle parameters

参数	数值	参数	数值
整车质量 m/kg	1 760	质心离地高度 h_g/mm	576
轴距 L/mm	2 460	滚动半径 R/mm	290
后轮距 l_w/mm	1 480	车辆横摆转动惯量 $I_x/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	2 095
质心到前轴距离 l_f/mm	10 084	车轮转动惯量 $J_w/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1.85
质心到后轴距离 l_r/mm	1 376	滚动阻力系数 f	0.015

3.1 低附着路况下的启动防滑仿真分析

当车辆在冰雪路况原地起步时, 取一个驱动轮的仿真结果进行对比分析, 如图 4~6 所示。

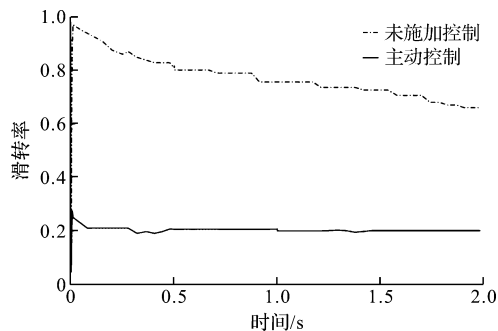


图 4 低附着路况下启动时滑转率对比

Fig. 4 Comparison of slip rates at start-up under low adhesion road conditions

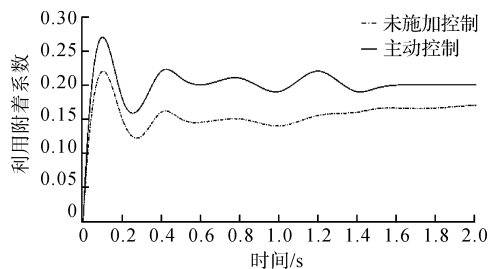


图 5 低附着路况下利用附着系数对比

Fig. 5 Comparison of using adhesion coefficient under low adhesion road conditions

由图4可知,当车辆在附着系数很低的冰雪路面进行起步时,未施加控制时的驱动轮出现严重的过度滑转,此时轮胎磨损加剧同时动力性降低,滑转率接近0.97,随后逐渐降低但仍然在0.65以上;施加主动分配控制后,启动时的过度滑转现象得到有效的抑制,驱动轮滑转率基本上维持在0.21左右,可见本文算法介入时间较短。由图5可知,利用附着系数也得到一定的改善。图6中采用主动控制后车身加速度稳定在 1.2 m/s^2 ,较未施加控制时的车身加速度也有所改善,能保证车辆具有良好的动力性和操纵性。

3.2 对接路面下仿真分析

车辆从附着系数为0.5的碎石路面启动,0.8 s后进入附着系数为0.2的冰雪路面,其他条件同3.1。仿真结果如图7所示。由图7可知,未施加控制的车辆在0.8 s时,由于进入附着系数较低的冰雪路面立即发生严重的打滑现象,滑转率激增至0.6左右。车辆的利用附着系数也骤降至0.18,随后缓慢下降。施加主动控制的车辆滑转率并未发生明显变化,保持在最佳滑转率0.17左右^[16](由路面附着系数与滑转率关系得出),同时利用附着系数也保持在0.18左右。

3.3 对开路面下仿真分析

车辆左侧车轮行驶在附着系数为0.5的碎石路面上,右侧车轮行驶在附着系数为0.2的冰雪路面上,其他条件同3.1,取左前轮和右前轮为研究对象,仿真对比分析结果如图8~9所示。

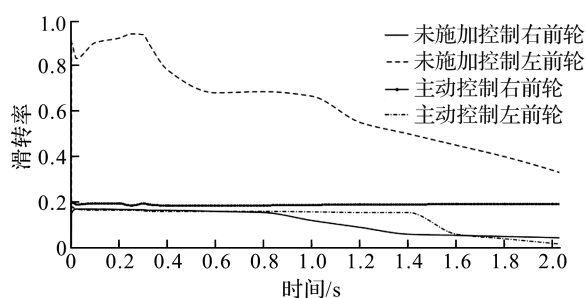


图8 对开路面下滑转率对比

Fig. 8 Comparison of slip ratios on μ -split road

由图8~9可知,未施加控制的车辆左前轮在冰雪路面启动时发生严重的过度滑转,滑转率达0.91;随后车辆滑转率逐渐下降,利用附着系数维持在0.15以内,车辆右前轮滑转率在0.18左右,接近路面利用附着系数,此时车轮可能发生激转现象,处于危险状态。施加主动控制后的车辆启动时的过度滑转得到抑制,车辆左前轮、右前轮滑转率均维持在0.17左右,充分利用了路面附着力,且处于冰雪路面的左前轮利用附着系数也有一定的提高。

3.4 在高附着路况进行不同转弯工况的仿真分析

车辆行驶在附着系数为0.8的路面上,车速为60 km/h,在单移线工况和阶跃输入工况下的横摆角速度仿真对比分析结果如图10~11所示。在图10中,当车辆在附着系数为0.8的路面上以60 km/h的速度超车时,经主动分配转矩后的车辆横摆角速度响应曲线(虚线)可以很好地跟踪参考横摆角速度响应曲线(实线,由二自由度模型得出),但未施加控制的车辆横摆角速度响应曲线与参考曲线偏差较大。在

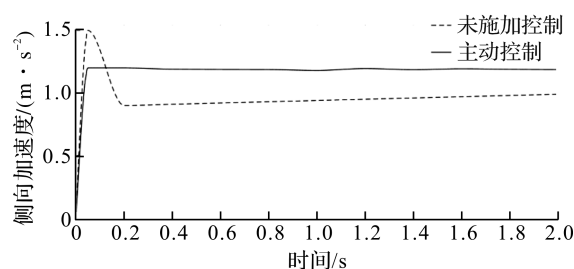


图6 低附着路况下车身加速度对比

Fig. 6 Comparison of vehicle body accelerations under low adhesion road conditions

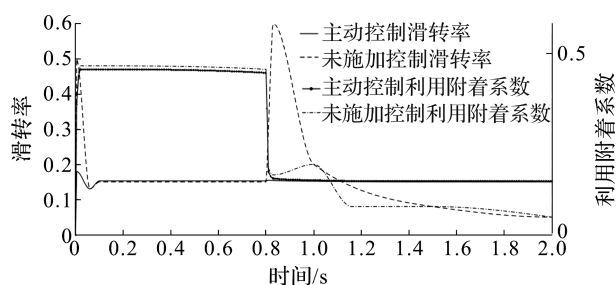


图7 对接路面下仿真结果

Fig. 7 Simulation results of docking pavement

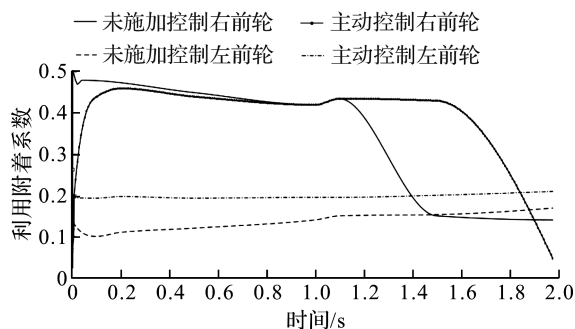


图9 对开路面下利用附着系数对比

Fig. 9 Comparison of using adhesion coefficient on μ -split road

图 11 中,当车辆在附着系数为 0.8 的路面上以 60 km/h 的速度转弯时,横摆角速度响应的对比结果与单移线工况下相似,可见使用分层控制器后车辆的操纵稳定性得到较大的改善。

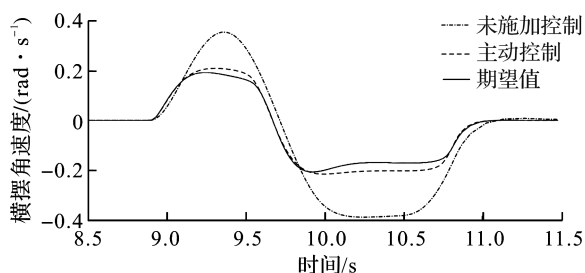


图 10 单移线工况下的横摆角速度

Fig. 10 Yaw angular velocity under single line shift condition

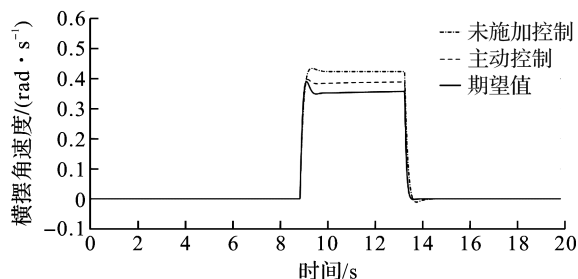


图 11 阶跃输入工况下的横摆角速度

Fig. 11 Yaw angular velocity under step input condition

4 结 语

本研究通过采用分层控制策略,对整车的横摆角速度和驱动轮的滑转率进行综合控制,较好地解决了 DEV 车辆的四轮转矩协调分配问题。上层集中控制器采用二自由度车辆模型求期望横摆角速度,再与七自由度车辆模型中的横摆角速度之差作为控制目标,完成整车横摆力矩的预分配;下层 PID 滑转率控制器则实现驱动轮的转矩补偿控制。对车辆在不同附着路面进行启动驱动防滑试验及高速转弯试验的结果表明,我们设计的方法可以实现对理想横摆角速度和理想滑转率的跟踪,在充分发挥动力性的同时还保证了 DEV 车辆的行驶稳定性。

参考文献:

- [1] 赵艳娥,张建武. 基于滑模控制的四轮驱动电动汽车稳定性控制[J]. 上海交通大学学报, 2009, 43(10): 1526.
- [2] 林程,彭春雷,曹万科. 独立驱动电动汽车稳定性的滑模变结构控制[J]. 汽车工程, 2015, 37(2): 132.
- [3] 邓元望,郑潮雄,曾俊,等. 纯电动汽车转矩动力性能优化控制研究[J]. 计算机仿真, 2017, 34(1): 132.
- [4] 李军,张胜根,隗寒冰. 四轮驱动电动汽车车速估计与 DYC 控制研究[J]. 机械设计与制造, 2018(8): 42.
- [5] ANDON, FUJIMOTO H. Yaw-rate control for electric vehicle with active front/rear steering and driving/braking force distribution of rear wheels[C]//International Workshop on Advanced Motion Control. Nagaoka: IEEE, 2010: 726.
- [6] SHINO M, NAGAI M. Independent wheel torque control of small-scale electric vehicle for handling and stability improvement[J]. JSAE Review, 2003, 24(4): 449.
- [7] 范晶晶,罗禹贡,李志强. 多轴独立电驱动混合动力车整车控制系统的开发[J]. 机械工程学报, 2010, 46(10): 126.
- [8] 范晶晶,罗禹贡,张弦,等. 多轴独立电驱动车辆驱动力的协调控制[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2011, 51(4): 478.
- [9] 冯彦彪,杨珏,季智燊,等. 基于最优滑转率的电动车辆驱动防滑控制策略[J]. 农业工程学报, 2015, 31(8): 121.
- [10] 余志生. 汽车理论[M]. 5 版. 北京:机械工业出版社, 2009.
- [11] 赵涛,李强,刑紫筱,等. 基于 ADVISOR 的纯电动汽车驱动转矩双模糊控制策略[J]. 浙江科技学院学报, 2019, 31(5): 419.
- [12] 孙宾宾,高松,王鹏伟,等. 基于电机损耗机理的双电机四轮驱动电动车转矩分配策略的研究[J]. 汽车工程, 2017, 39(4): 386.
- [13] 陈锐,宋新飞,孙鹤,等. 四轮轮毂电动汽车横摆角速度自抗扰控制[J]. 计算机测量与控制, 2016, 24(9): 95.
- [14] 武仲斌,谢斌,迟瑞娟,等. 基于滑转率的双电机双轴驱动车辆转矩协调分配[J]. 农业工程学报, 2018, 34(15): 66.
- [15] 张强华,李强,万钧. 采用 KRG 的动力电机集成驱动性能匹配研究[J]. 浙江科技学院学报, 2018, 30(3): 244.
- [16] 黄伟星. 四轮轮毂电机纯电动汽车转矩分配研究[D]. 西安:长安大学, 2018.