

电动汽车制动模式切换过程电液协调控制策略

张向文^{1,2}, 王子豪¹

(1. 桂林电子科技大学 电子工程与自动化学院, 桂林 541004; 2. 桂林电子科技大学 智能综合自动化广西高校重点实验室, 桂林 541004)

摘要: 针对在电动汽车复合制动过程中, 电机与液压制动系统响应速度存在差异, 当两种制动系统切换时会引起冲击, 从而影响驾驶舒适性的问题, 本文提出了一种应用于制动模式切换过程的电液协调控制策略。通过模糊 PID 控制液压制动系统, 同时通过模型预测控制电机制动系统, 并采用海鸥优化算法优化模型预测控制权重系数, 消除两种制动系统响应特性的差异。搭建半实物仿真系统平台进行了实验验证, 结果显示, 在恒制动强度与变制动强度工况下, 不同模式切换过程, 冲击度至少降低 13.9 m/s^3 , 冲击持续时间至少缩短 0.15 s , 因此, 本文设计的控制策略可以实现制动模式切换过程的平稳过渡, 提高电动汽车制动的稳定性和舒适性。

关键词: 车辆工程; 复合制动; 电液协调; 模式切换; 冲击度

中图分类号: U463.5 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2026)01-0031-13

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20240676

Electro-hydraulic coordinated control strategy for braking mode switching process of electric vehicles

ZHANG Xiang-wen^{1,2}, WANG Zi-hao¹

(1. School of Electronic Engineering and Automation, Guilin University of Electronic Technology, Guilin 541004, China;
2. Key Laboratory of Intelligence Integrated Automation in Guangxi Universities, Guilin University of Electronic Technology, Guilin 541004, China)

Abstract: During the composite braking process of electric vehicles, there is a response speed difference between the motor and the hydraulic braking system, so the switching process between the two braking systems can cause impacts on the vehicle, affecting driving comfort. Therefore, an electro-hydraulic coordinated control strategy is proposed in this paper for braking mode switching process. A fuzzy PID control algorithm is used for the hydraulic braking system, and a model predictive control (MPC) algorithm is used for the motor braking system, and the seagull optimization algorithm is used to optimize the MPC weight coefficients to eliminate the dynamic response difference between the two braking systems. A semi-physical simulation platform was built to verify the designed control strategy. The results show that, under constant and variable braking intensity conditions, the impact degree during different mode switching processes was reduced by at least 13.9 m/s^3 , and the impact duration was reduced by at

收稿日期: 2024-06-17.

基金项目: 国家自然科学基金项目(62263006).

作者简介: 张向文(1976-), 男, 研究员, 博士. 研究方向: 电动汽车控制技术. E-mail: zxxw@guet.edu.cn

least 0.15 s. Therefore, the designed control strategy can achieve a smooth transition during the braking mode switching process and improve the stability and comfort of braking mode switching in the composite braking process of electric vehicles.

Key words: vehicle engineering; composite braking; electro-hydraulic coordination; mode switching; impact degree

0 引言

随着能源危机和环境污染问题的日益加剧,电动汽车零排放、效率高、不依赖常规能源的特点受到广泛关注^[1,2]。为了延长电动汽车的续航里程,可以通过电液复合制动系统实现制动过程的稳定性和制动能量回收。电液复合制动系统由液压制动系统和电机制动系统组成,在制动过程中通过制动力分配加上合适的制动控制策略可以实现纯液压制动、纯电制动和电液复合制动等制动模式。制动力分配可以确定电机制动力和液压制动力的分配比,以及前后轴的分配比。其中前者影响了制动能量回收的大小,后者与制动稳定性密切相关。制动控制策略可以协调液压制动和电机制动,在实现制动能量回收的同时,保证汽车制动时的稳定性^[3]。在电机和液压复合制动时,由于电机和液压在动态响应特性上的不同,在制动模式切换过程中会造成力矩的波动,从而对系统部件和整车造成一定程度的冲击,明显影响汽车制动的稳定性和舒适性,因此,对制动模式切换时的电液协调控制策略进行研究有重要意义^[4]。

制动力分配策略是制动控制策略制订的前提,并且直接影响电动汽车制动能量回收。王健等^[5]利用模糊制动力分配策略对前后轴制动力进行分配,相比传统的固定比分配策略,能量回收效率大大提升。Zhao等^[6]提出了一种基于约束优化的分配方法,可以最大限度地降低功率损耗,最大限度地利用再生制动,提高了电动汽车的能量利用率和续航里程。然而,该方法没有考虑再生制动过程中电机特性约束和电池 SoC(State of charge)约束。为了弥补这个不足,Xu等^[7]充分考虑 ECE(Economic Commission of Europe)法规、电池和电机的限制,提出了一种电动卡车再生制动力分配策略,以提高能量回收率。在此基础上,Tang等^[8]提出了一种基于制动意图识别和载重估计的再生制动控制策略,由载重估算结果计算质心位置约束区间,根据驾驶员的不同制动意图

进行前后轴制动力的分配,能量回收效率得到进一步提升。

在制动力优化分配的基础上,可以进行制动系统控制策略的研究,特别是复合制动过程的协调控制策略,提高电动汽车制动的稳定性和安全性。为了适应不同的制动工况,刘杨等^[9]提出了一种一体式的电液复合制动系统结构,研究了非紧急和紧急制动工况的制动力协调控制策略,所提出的控制策略能满足能量回收和协调控制的需求。Yang等^[10]提出了基于踏板行程及其变化率的转矩协调控制策略,并通过仿真验证了其有效性。为了减小模式切换时车辆传动特性对电机控制性能的影响,Zhang等^[11]提出了齿隙滑动补偿和弹性双闭环 PID 补偿之间的电机转矩控制模式切换的新方法,该方法能够有效补偿传动效应,快速进行电机力矩调节。由于电机和液压在动态响应特性上的不同,刘平等^[12]提出了一种复合制动协调控制策略,利用模糊 PID 控制算法对电机制动力进行修正,缓解了电机与液压系统响应差异性带来的冲击度问题,但模糊规则的制订过于依赖专家经验。杨阳等^[13]以纯液压制动时的模型为参考模型,控制电机制动力随参考模型输出的参考力矩变化,从而缩小电机与液压制动系统的响应差异。为了更好地利用复合制动系统中的电机力矩进行制动,余卓平等^[14]提出了一种双闭环反馈和电机力矩修正的协调策略,其中双闭环反馈策略依靠电机力矩来补偿液压系统的液压力矩跟踪误差,电机力矩修正策略使得电机在过渡工况下始终具有补偿能力。He等^[15]针对双电机电动汽车提出了一种可变预留电机制动力的动态协调控制策略,减小实际制动转矩与目标制动转矩之间的误差,但电机限制因子的加入会影响实际电机回收能量的效果,不能充分进行能量回收。另外,对于电动汽车在紧急制动过程的稳定性问题,靳立强等^[16]提出了一种基于实时计算车轮滑移率的再生制动与液压制动的防抱死策略,能够在汽车高效回收制动能量的同时防止车轮抱死,

保证车辆的稳定性。王骏骋等^[17]提出了一种电液复合制动最优滑模 ABS 控制策略,该策略在确保制动能量回收效果的基础上,省去了制动力矩二次分配过程,增强了防抱死控制以及制动能量回收效果。

为了进一步提高电动汽车复合制动的性能,模型预测控制(Model predictive control, MPC)算法被越来越多地用在了永磁同步电机(Permanent-magnet synchronous motor, PMSM)控制上。Luo 等^[18]针对非对称六相 PMSM 单相开路故障,提出了一种基于 MPC 的修正方案,可以在故障条件下准确描述预测模型,抑制单相开路故障导致的转矩波动。高道男等^[19]提出了一种用于 PMSM 的改进 MPC 算法,减少了对开关状态的选择数量,使算法的计算量得到显著减少,与传统的 MPC 方法相比提高了其动态性能和稳态性能。Mynar 等^[20]引入了一种新的处理手段优化 MPC 算法,使 PMSM 能够自然地实现磁场削弱。为了减小转矩跟踪误差, Wang^[21]提出了一种基于高斯分布模型的改进粒子群优化算法,通过 MPC 对成本函数权重因子的调整,实现了良好的稳态性能。

综合前面的分析,现有研究从制动力分配、能量回收和安全性方面对电动汽车的电液复合制动控制策略进行了优化。然而,大多数研究未充分考虑制动过程中驾驶员的制动操作因素,在复合制动过程中进行电机和液压系统模式切换时,汽车处于恒定制动强度。当汽车处于变制动强度时,制动冲击强度与冲击持续时间会发生一定的变化,特别是制动模式切换时,制动冲击度过大,冲击持续时间较长,会影响复合制动过程的稳定性和舒适性。因此,本文提出一种新的电液协调控制策略,以解决电动汽车电液复合制动过程模式切换时整车冲击度过大与冲击持续时间长的问题。根据制动强度确定需求的液压制动力,采用模糊 PID 进行轮缸压力调节,精确控制液压制动力趋近需求制动力变化。采用 MPC 控制器进行电机制动力调节,快速适应制动强度变化和复合制动模式切换引起的转矩波动。为了提升 MPC 算法的控制性能,通过海鸥优化算法离线优化 MPC 控制器中损失函数的权重值,进一步减轻电动汽车制动模式切换过程中的冲击,提高汽车制动过程的安全性和舒适性。最后,基于 dSPACE 半实物仿真平台,在恒制动强度和变制动强度工

况分别进行了电机制动系统加入和退出的汽车复合制动冲击度实验。通过与未协调的控制策略进行对比,验证了该控制策略在制动模式切换过程中的可行性和优越性。

1 汽车制动力分配控制策略

根据 ECE 法规要求,制动力分配系数 β 需要满足下面的安全界限。

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta \leq \frac{z^2 h_g + z(b + 0.07 h_g) + 0.07 b}{0.85 z L}, \\ 0.1 \leq z \leq 0.61 \\ \beta \geq 1 - \frac{-z^2 h_g + z(a - 0.07 h_g) + 0.07 a}{0.85 z L}, \\ 0.1 \leq z \leq 0.61 \\ \beta \geq \frac{z h_g + b}{L}, 0.15 \leq z \leq 0.8 \end{array} \right. \quad (1)$$

式中: z 为制动强度; a 为汽车质心到前轴中心线的距离; b 为汽车质心到后轴中心线的距离; L 为前轴中心线至后轴中心线的距离; h_g 为汽车质心高度。

本文研究的汽车类型为 ASM (Automotive simulation models) 模型中的某款中级车,其整车性能结构参数见表 1,其中 m 为汽车质量。

表 1 汽车结构参数

Table 1 Vehicle structural parameters

载荷状况	m/kg	h_g/m	a/m	b/m	L/m
空载	141 8	0.510	1.064	1.596	2.66
满载	173 9	0.553	1.239	1.421	2.66

为了得到优化的制动力分配系数,在不同的制动强度 z 下,同时考虑汽车空载和满载状况的前、后轮的利用附着系数与相应的制动强度差值的平方和的最小值,定义制动力优化分配的目标函数:

$$F = \min \{ (\varphi_{rk} - z)^2 + (\varphi_{rk} - z)^2 + (\varphi_{lm} - z)^2 + (\varphi_{rm} - z)^2 \} \quad (2)$$

式中: φ_{rk} 、 φ_{rk} 分别为空载时汽车前、后轮的利用附着系数; φ_{lm} 、 φ_{rm} 分别为满载时汽车前、后轮的利用附着系数。

考虑到汽车前、后轮利用附着系数与制动力分配系数之间存在关系: $\varphi_i = \frac{\beta z L}{b + z h_g}$ 、 $\varphi_r = \frac{(1 - \beta) z L}{a - z h_g}$,将汽车空、满载时的制动性能参数和

相应的制动强度 z 值分别代入由ECE法规要求得到的制动力分配系数 β 的数学不等式中,根据式(2)的优化目标函数,可以获得不同制动强度下的 β 值,结果如表2所示。

表 2 不同制动强度下的 β 值

Table 2 β values under different braking intensities

制动强度 z	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
分配系数 β	0.638 3	0.657 5	0.676 7	0.695 9	0.715 0

在得到前后轴制动力分配的基础上,根据电机特性和蓄电池特性对前轴制动力进行二次分配。其中电机能维持稳定制动力的最低车速为 $v_{\min}$,本文选择 20 km/h,电机能进行再生制动的最高车速为 $v_{\max}$,本文选择 100 km/h,蓄电池可充电的最大荷电状态为 SoC_{high} ,本文选择 0.85。当车速 $v \geq v_{\max}$ 或 $v \leq v_{\min}$ 或电池 $\text{SoC} > \text{SoC}_{\text{high}}$,为保证制动安全性,采用纯液压制动,当车速 v 位于最小车速 $v_{\min}$ 和最大车速 $v_{\max}$ 之间,且电池的荷电状态 $\text{SoC} < \text{SoC}_{\text{high}}$ 时,根据制动强度进行制动模式的选择:

(1)当 $0 < z \leq z_A$ 时,为电机制动模式,驾驶员需求的总制动力 F_b 仅由前轴电机单独提供。其中 z_A 为仅电机作用时的最大制动强度,可以根据电机的峰值扭矩和汽车质量参数确定,本文取 0.1。

(2)当 $z_A < z \leq z_B$ 时,为混合制动模式,此时前轴电机以所能提供的最大制动力进行制动,由液压系统弥补前后轴不足的制动力。其中 z_B 为仅液压作用时的最小制动强度,参考文献[15]中紧急制动时为保证制动安全性,仅采用液压制动,因此,本文选择仅液压作用时的最小制动强度 0.7,为紧急制动时的制动强度。

(3)当制动强度 $z > z_B$ 时,为纯液压制动模式,此时电机不提供制动力,驾驶员需求制动力由液压系统单独提供。

2 电液复合制动系统建模

为了获得电机制动系统和液压制动系统的响应特性,本文基于dSPACE的ASM模型建立电液复合制动系统的仿真模型。

2.1 液压制动系统模型

液压制动系统主要由主制动缸、制动踏板模拟器、制动液等系统部件,以及高速开关阀等控制部件组成。

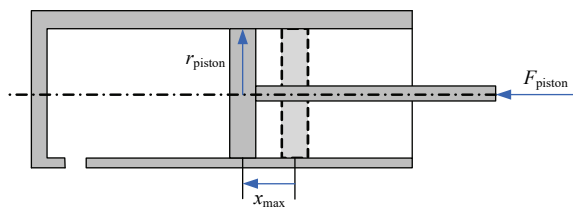


图 1 主制动缸等效模型

Fig. 1 Equivalent model of main brake cylinder

主制动缸是汽车制动系统中的一个关键组件,负责将驾驶员通过制动踏板施加的力转化为液压力,可以被模拟为一个可以移动的无质量活塞,如图1所示。活塞移动的位移 x 为:

$$x = \frac{P_{\text{pedal}} x_{\text{max}}}{100} \quad (3)$$

活塞制动力 F_{piston} 为:

$$F_{\text{piston}} = f(x) \quad (4)$$

主制动缸的压强 P_{master} 为:

$$P_{\text{master}} = \frac{F_{\text{piston}}}{\pi r_{\text{piston}}^2} \quad (5)$$

式中: P_{pedal} 为制动踏板的位移; r_{piston} 为活塞的半径; $f(x)$ 描述活塞的位移 x 与活塞制动力 F_{piston} 之间的关系,如图2所示。

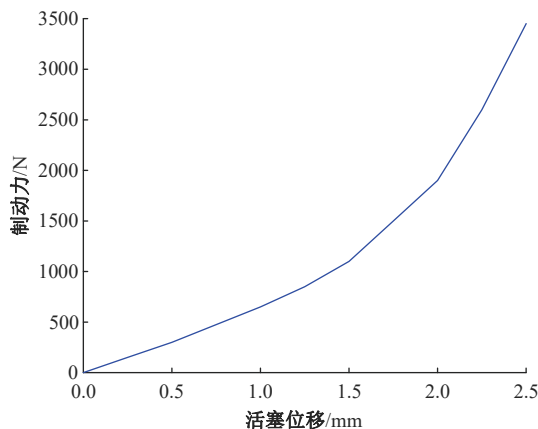


图 2 活塞制动力与活塞位移之间的关系图

Fig. 2 Relationship diagram between piston braking force and piston displacement

在得到主制动缸的压强后,通过 $\frac{1}{T_B s + 1}$ 来

模拟制动压力信号的延迟传递,其中 T_B 为液压制动系统滞后时间常数, T_B 值本文取 0.2,最后将模拟出的液压压力分配到各个轮缸。

2.2 电机模型

本文采用的三相PMSM是一个高度耦合、阶次高且多变量的非线性系统^[22]。其在同步旋转坐标系下的模型能够准确描述在不同制动工况下

的动态特性:

$$u_d = L_d \frac{di_d}{dt} + i_d R_s - \omega_m L_q i_q \quad (6)$$

$$u_q = L_q \frac{di_q}{dt} + R_s i_q + \omega_m (L_d i_d + \phi_f) \quad (7)$$

电磁转矩方程为:

$$T_m = 1.5 p_n [\phi_f i_q + (L_d - L_q) i_d i_q] \quad (8)$$

式中: u_d 、 u_q 分别为 d - q 坐标系的电枢电压分量; i_d 、 i_q 分别为 d - q 坐标系的电枢电流分量; L_d 、 L_q 分别为 d - q 坐标系的等效电枢电感; ϕ_f 为永磁体磁链; R_s 为定子电阻; ω_m 为 d - q 坐标系的旋转角速度; p_n 为磁极对数, 电机的主要参数如表 3 所示。

表 3 电机主要参数

Table 3 Main motor parameters

参数	数值
额定功率/峰值功率/kW	15.7/31.4
峰值转矩/(N·m)	200
额定转速/最高转速/(r·min ⁻¹)	1 500/6 000

3 电液协调控制策略

电液复合制动系统可以通过电机的开启和关闭实现多种制动模式, 如由液压制动模式切换到电液复合制动模式, 以及由电液复合制动模式切换到液压制动模式。由于制动强度的变化以及制动过程中电机的加入和退出的影响, 制动模式切换会导致制动冲击度过大和冲击持续时间过长, 从而影响制动的稳定性和舒适性。现有研究都是在制动强度恒定时电机加入或退出, 没有考虑电机加入或退出时制动强度变化的情况, 因此, 本文针对电机在加入或退出时制动强度恒定或变化的 4 种工况, 进行电液协调控制策略研究。下面首先进行协调控制器设计, 然后分别进行液压制动

控制器和电机制动控制器设计。

3.1 制动模式切换协调控制器设计

本文设计一种制动模式切换动态协调控制策略, 如图 3 所示。

首先, 在获取驾驶员制动强度 z 和电池 SoC、车速 v 和减速度 a_x 后, 对期望制动力进行计算:

$$F_b = (F_{reg} + F_{hyb}) + F_{br} = \Sigma F - F_w - F_f - F_i \quad (9)$$

式中: F_b 为汽车需求制动力, N; F_{reg} 为电机制动力, N; F_{hyb} 为前轴液压制动力, N; F_{br} 为后轴制动力, N; F_w 为汽车行驶的空气阻力, N; F_f 为汽车行驶的滚动阻力, N; F_i 为汽车行驶的坡度阻力, N。

在得到期望制动力后, 通过前面的制动力分配控制策略进行期望电机制动力矩 T_{m_req} 和期望液压制动力矩 T_{h_req} 的计算。在液压控制部分, 以期望液压制动力矩 T_{h_req} 和系统实际输出的液压制动力矩 T_h 之间的误差和误差变化率作为输入, 使用模糊规则优化 PID 算法控制液压制动系统, 保证高制动强度下仍能够提供需求制动力, 提高汽车在不同制动强度下的自适应性和鲁棒性。在电机控制部分, 由于液压系统响应速度较慢, 实际液压制动力和期望液压制动力之间总会存在一定的差异, 可以通过电机来进行补偿。补偿后的目标电机制动力 T'_{m_req} 为:

$$T'_{m_req} = T_{m_req} + T_{h_req} - T_h \quad (10)$$

电机控制采用 MPC 控制器, 为了获得优化的控制参数, 使用海鸥算法优化 MPC 控制器, 基于车辆冲击度构建适应度函数优化 MPC 的权重系数。最终, 汽车在电机与液压复合制动系统的协调作用下达到驾驶员的制动需求, 同时降低制动过程中的冲击度与缩短冲击持续时间, 提高制动的舒适性。

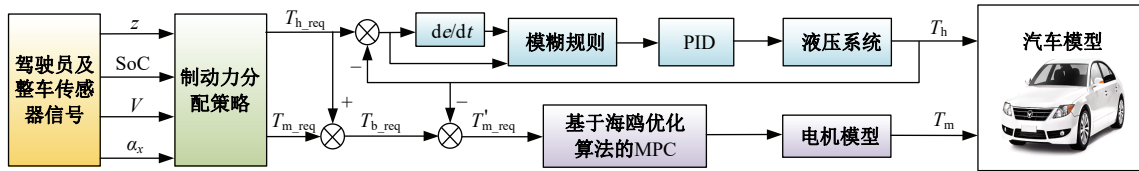


图 3 动态协调控制结构图

Fig. 3 Structure diagram of dynamic coordinated control

3.2 液压制动系统控制器设计

液压制动系统应具备较高的压力跟随控制精度, 从而实现对期望液压制动力快速且准确的响应^[23], 本文采用模糊优化 PID 控制算法, 提高液压制动力的控制精度和响应速度。其中模糊规则

库根据不同的力矩误差 (e) 和力矩误差变化率 (de/dt) 对 PID 控制器的比例系数、积分系数和微分系数进行在线自整定, 使其能够适应不同响应特性和扭矩变化特性的切换。PID 控制参数在线修正公式如下:

$$\begin{cases} K_p = K_{p0} + K_{\Delta p} \Delta K_p \\ K_i = K_{i0} + K_{\Delta i} \Delta K_i \\ K_d = K_{d0} + K_{\Delta d} \Delta K_d \end{cases} \quad (11)$$

式中: K_{p0} 、 K_{i0} 、 K_{d0} 为 PID 控制器的初值; $K_{\Delta p}$ 、 $K_{\Delta i}$ 、 $K_{\Delta d}$ 为模糊修正系数; ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 为控制器输出。基于式(11)所设计的模糊 PID 控制器结构如图4所示。

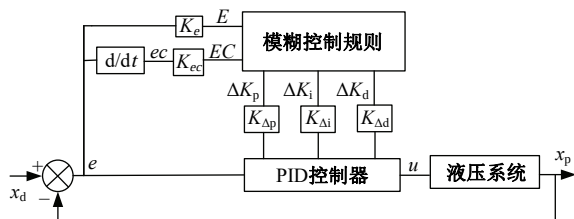


图4 模糊PID控制器结构示意图

Fig. 4 Structure diagram of fuzzy PID controller

输入输出变量的隶属度函数选择三角函数, 根据实验分析, e 和 ec 隶属论域为 $\{-6, -4, -2, 0, 2, 4, 6\}$, 量化因子 K_e 为 0.01、 K_{ec} 为 0.0015,

$K_{\Delta p}$ 为 1、 $K_{\Delta i}$ 为 1、 $K_{\Delta d}$ 为 2、 K_{p0} 为 6、 K_{i0} 为 6、 K_{d0} 为 1。

在制订模糊控制规则时, 需要考虑 K_p 、 K_i 和 K_d 值的选取对系统性能的影响。 K_p 值的选择决定了系统的响应速度, 较大的 K_p 值能提高响应速度, 但可能导致较大的超调。因此, 当误差和误差变化率较大时, 应该选取较大的 K_p 值; 而当误差和误差变化率较小时, 则应选取较小的 K_p 值。 K_i 值主要用于消除系统的稳态误差, 但也可能引起积分饱和, 导致系统超调。故此, 当误差和误差变化率较大时, 应选择较小的 K_i 值; 当误差和误差变化率较小时, 选择较大的 K_i 值。 K_d 值的选择是为了减小系统的震荡, 较大的 K_d 值会导致系统调节超前, 而较小的 K_d 值会导致系统调节滞后。根据上述调节经验总结出的模糊 PID 规则库如表4所示。其中输入为 E 、 EC , 输出为 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d , 7个语言变量: NB(负大)、NM(负中)、NS(负小)、ZO(零)、PS(正小)、PM(正中)、PB(正大)。

表4 模糊PID规则库

Table 4 Fuzzy PID rule base

E/EC	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB/NB /PS	PB/NB /NS	PB/NM /NB	PM/NM /NB	PB/NS /NB	PB/ZO /NM	PB/ZO /PS
NM	PB/NB /PS	PB/NB /NS	PM/NM /NB	PM/NS /NM	PM/NS /NM	PM/ZO /NS	PS/ZO /ZO
NS	PM/NB /ZO	PM/NM /NS	PM/NS /NM	PS/NS /NM	PS/ZO /NS	PS/PS /NS	PS/PS /ZO
ZO	PM/NM /ZO	PM/NM /NS	PS/NS /NS	ZO/ZO /NS	PS/PS /NS	PM/PM /NS	PM/PM /ZO
PS	PS/NM /ZO	PS/NS /ZO	ZO/ZO /ZO	PS/PS /ZO	PS/PS /ZO	PM/PM /ZO	PM/PB /ZO
PM	PM/ZO /PB	PM/ZO /PS	PS/PS /PS	PS/PS /PS	PM/PM /PS	PM/PB /PS	PB/PB /PB
PB	PB/ZO /PB	PB/ZO /PM	PB/PS /PM	PM/PM /PM	PM/PM /PS	PB/PB /PS	PB/PB /PB

3.3 电机制动系统控制器设计

3.3.1 MPC 控制器设计

模型预测控制是一种根据模型来预测系统在某一未来时间段内的表现来进行优化控制的方法, 相比于传统的 PI 控制策略更适合 PMSM 非线性、多变量系统。在本文中, 对 PMSM 控制中的电流环使用 MPC 控制器进行控制, 使用前向欧拉法离散 PMSM d - q 轴电流的预测方程如式(12)(13)所示。其中, $i_d(k+1)$ 、 $i_q(k+1)$ 为 $k+1$ 时刻电流预测值, ω_e 为电角速度, T_s 为系统控制周期, $i_q^*(k)$ 、 $i_d^*(k)$ 为 k 时刻反馈电流值, u_d^* 、 u_q^* 为 k 时刻反馈电压值。

$$i_d(k+1) = \left(1 - \frac{T_s R_s}{L_d}\right) i_d^*(k) + T_s \omega_e \frac{L_q}{L_d} i_q^*(k) + \frac{T_s}{L_d} u_d^*(k) \quad (12)$$

$$i_q(k+1) = \left(1 - \frac{T_s R_s}{L_q}\right) i_q^*(k) + \frac{T_s \omega_e}{L_q} \times (L_d i_q^*(k) + \phi_f) + \frac{T_s}{L_q} u_q^*(k) \quad (13)$$

将电流预测模型代入电磁转矩方程, 可得转矩预测方程为:

$$T_e(k+1) = 1.5 p_n [\phi_f + (L_d - L_q) i_d(k+1)] \times i_q(k+1) \quad (14)$$

式中: $T_e(k+1)$ 为 $k+1$ 时刻电磁转矩预测值。

根据上述模型预测控制的基本原理进行滚动优化和在线反馈。其中 MPC 设置的代价函数约束如下:

$$J_{(k)} = \sum_{i=0}^{p-1} \left\{ \begin{bmatrix} e_{i_d}(k+i) \\ e_{i_q}(k+i) \end{bmatrix}^T \mathbf{Q} \begin{bmatrix} e_{i_d}(k+i) \\ e_{i_q}(k+i) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} u_{i_d}(k+i) \\ u_{i_q}(k+i) \end{bmatrix}^T \mathbf{R} \begin{bmatrix} u_{i_d}(k+i) \\ u_{i_q}(k+i) \end{bmatrix} \right\} + \rho \epsilon \epsilon_k^2 \quad (15)$$

式中: e_{i_d} 为电流 i_d 的跟踪误差; e_{i_q} 为电流 i_q 的跟踪误差; $\mathbf{Q}$ 为电流跟踪误差的权重矩阵; u_{i_d} 为 d 轴电流输入的变化量; u_{i_q} 为 q 轴电流输入的变化量; $\mathbf{R}$ 为控制信号变化量的权重矩阵; ϵ 为松弛因子; ρ 为松弛因子的加权系数; p 为预测时域。为了提高 PMSM 对期望转矩的跟踪能力, 同时尽可能减小转矩脉动, 使用海鸥优化算法离线优化 $\mathbf{Q}$ 、 $\mathbf{R}$ 权重的值。

3.3.2 海鸥优化算法

2019 年, Dhiman 等^[24]通过观察海鸥的迁徙和攻击行为, 提出了一种新的智能优化算法—海鸥优化算法 (Seagull optimization algorithm, SOA) 具有个体更新公式简单、计算效率高的优点。SOA 通过模拟海鸥的迁徙和攻击行为实现优化, 其算法流程可表示为:

(1) 初始化种群解 x_{id} , 求解空间维度 D , 迭代次数 l 和迭代限制 $L_{\max}$ 。

(2) 计算适应度值并保留全局最优位置。本文选择制动时不同时刻的冲击度值 $j(t)$ 计算适应度函数值:

$$J = \int_0^\infty |j(t)| dt = \int_0^\infty \left| \frac{d^2 V}{dt^2} \right| dt \quad (16)$$

(3) 海鸥通过迁徙 t 行为进行全局搜索, 首先需要满足避免碰撞条件, 计算不与相邻海鸥碰撞的新位置:

$$C_s(l) = AP_s(l) \quad (17)$$

$$A = f_c - (f_c l / L_{\max}) \quad (18)$$

式中: $C_s(l)$ 为与其他海鸥不发生碰撞的新位置; $P_s(l)$ 为海鸥移动前的位置; A 表示海鸥在给定搜索空间中的运动行为; f_c 控制 A 的变化频率, 其值随着迭代次数的增加将线性衰减到 0。

(4) 在避免相互碰撞之后, 计算最佳位置并且

海鸥向个体最佳位置靠拢, 则有:

$$M_s(l) = B(P_{\text{best}}(l) - P_s(l)) \quad (19)$$

$$B = 2A^2 r_d \quad (20)$$

$$D_s(l) = |C_s(l) + M_s(l)| \quad (21)$$

式中: $P_{\text{best}}(l)$ 为当前最佳位置; $P_s(l)$ 为当前位置; B 为折中随机数, 用于平衡全局和局部搜索; r_d 为 $[0, 1]$ 范围内的随机数; $D_s(l)$ 为当前个体朝着最佳位置方向移动到新的位置。

(5) 确定位置后, 海鸥在空中进行螺旋形状运动攻击猎物, 从而进行局部搜索。 ω_x 、 ω_y 、 ω_z 平面中的运动行为描述如下:

$$\begin{cases} \omega_x = r \cos(\theta) \\ \omega_y = r \sin(\theta) \\ \omega_z = r \theta \\ r = u e^{\theta v} \end{cases} \quad (22)$$

式中: r 为每个螺旋的半径; θ 为 $[0, 2\pi]$ 范围内的随机角度值; u 、 v 为螺旋形状的相关常数。海鸥攻击猎物后的新位置 $P_n(l)$ 为:

$$P_n(l) = D_s(l) \omega_x \omega_y \omega_z + P_s(l) \quad (23)$$

(6) 记录最优解直至满足终止条件输出最优解。

制动模式切换过程中, 一般使用冲击度来衡量汽车的协调控制效果, 冲击度越小则汽车的平顺性越好。因此, 本文将制动时的冲击度取绝对值并进行积分作为海鸥算法每一次迭代计算的适应度函数值, 可以根据适应度值持续更新个体极值与全局极值, 当达到设定迭代次数或适应度值小于设定阈值时程序停止, 然后输出最优位置点, 即最佳的 $\mathbf{Q}$ 、 $\mathbf{R}$ 权重值。

4 实验与结果分析

为了验证本文提出的电动汽车电液协调控制策略的有效性和合理性, 搭建了电动汽车制动系统的半实物仿真实验平台, 如图 5 所示。

此平台由主机 PC、控制器 dSPACE Simulator Ecoline 和罗技 G29 驾驶模拟器组成。主机 PC 运行 dSPACE 的 ASM 模型, 通过 Model Desk 设置汽车制动系统参数和路况参数。罗技 G29 驾驶模拟器模拟制动过程, 驾驶员通过驾驶模拟器施加制动踏板信号, 这些信号通过 IO 板卡输入 dSPACE Simulator Ecoline, 并传输给主机 PC 中的 ASM 模型。ASM 模型在制动信号作用下, 通

过第 1 部分所搭建的制动力分配策略模型和第 3 部分搭建的电液协调控制策略模型对电机制动和液压制动进行协调控制,完成制动过程的半实物仿真实验测试。为了便于观察,采用 Control Desk 软件实时记录制动过程的速度、转矩、冲击

度和制动强度等参数变化,采用 Motion Desk 实现制动环境的三维可视化显示。

利用搭建的实验平台,分别对恒定制动强度和变制动强度下电机退出和加入工况进行了测试验证。



图 5 半实物仿真实验平台

Fig. 5 Semi-physical simulation experiment platform

4.1 恒制动强度电机退出仿真与验证

设计图 6(a)所示的制动工况(彩图见电子版,以下同),车辆初始速度为 50 km/h,驾驶员的制动强度在 0~4.5 s 内由 0 增加到 0.27,之后保持不变。制动前期,驾驶员制动强度逐渐增大,期望制动力逐渐上升。但由于需求制动力小于电机能够提供的最大制动力,此时仅由电机进行制动。在 1.7 s 时驾驶员制动强度超过 0.1,此时液压系统参与制动,液压制动力矩逐渐上升,制动模式切换为电机液压复合制动。当汽车速度低于 20 km/h 时,电机制动系统无法保持稳定的制动扭矩,此时制动方式由电液复合制动切换为仅液压制动。

由图 6(b)(c)的仿真结果可知,当未采用电液协调控制策略时,电机制动力矩的快速退出导致输出的总制动力矩与期望制动力矩有较大差距,无法提供驾驶员所需的制动转矩。通过协调控制,电机制动转矩随液压制动转矩的增大而减小,从而实现平稳过渡,平稳降低车速。同时与未经优化的力矩相比,前轴的总力矩超调量明显变小。由图 6(d)可知,未采用协调控制和采用未经优化的协调控制时,整车切换模式的最大冲击度为 19 m/s³ 和

6.4 m/s³。而采用优化后的协调控制最大冲击度仅为 1.4 m/s³。同时与未采用协调控制相比,冲击度持续时间由 0.58 s 缩短到 0.27 s。因此,在模式切换的过程中,优化的协调控制策略能有效降低车辆在恒制动强度时电机退出的冲击度。

4.2 变制动强度电机退出仿真与验证

设计图 7(a)所示的制动工况,车辆初始速度为 50 km/h,驾驶员的制动强度在 0~6.5 s 内由 0 增加到 0.4。如图 7(b)所示,当车速低于 20 km/h 时,此时电机退出,而期望的制动力矩继续增加,导致输出的力矩和期望力矩之间更大的差距。未经优化的协调控制基本能够跟踪上期望力矩,但在电机退出时,仍有一定力矩波动。在使用优化的协调控制时,实际力矩跟踪期望力矩的误差更小。从图 7(d)可知,当未采用协调控制和采用未优化的协调控制时,整车切换模式的最大冲击度为 19.6 m/s³ 和 11.5 m/s³,采用优化后的协调控制策略最大冲击度为 5.7 m/s³。同时,对比未采用协调控制的方法,优化后的协调控制方法使得车辆冲击持续时间由 0.5 s 缩短到 0.3 s,在模式切换时提高了整车的稳定性。

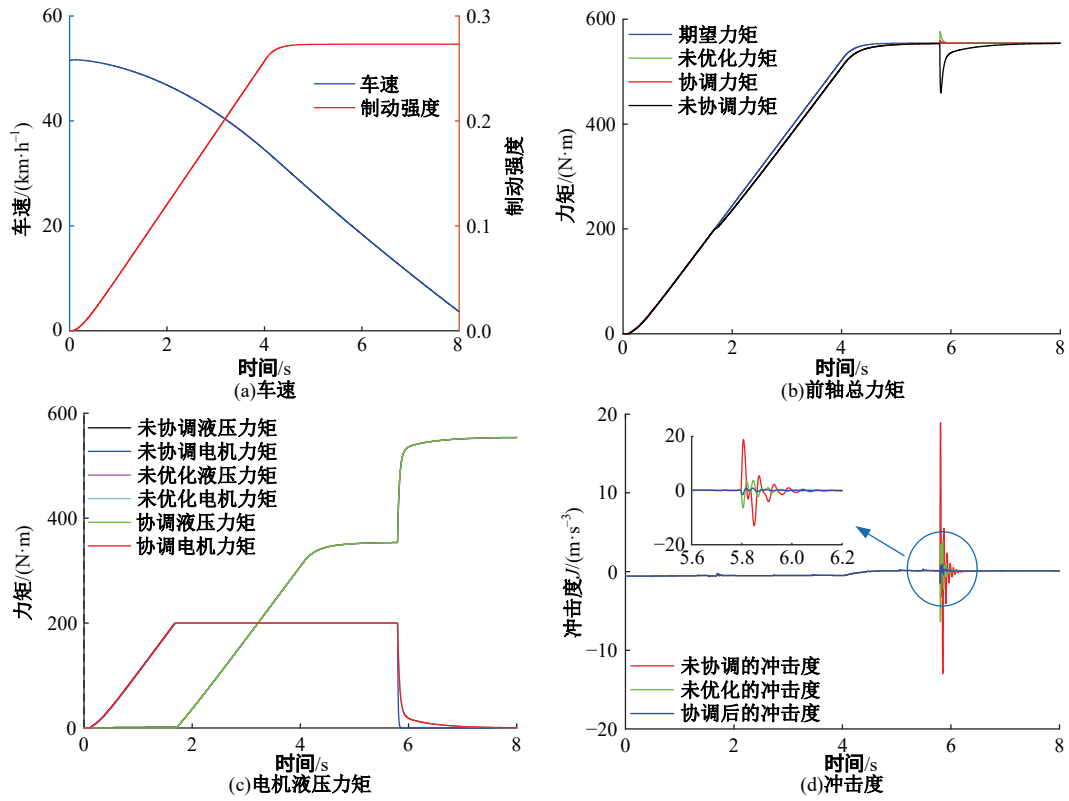


图 6 恒制动强度下电机退出的仿真结果

Fig. 6 Simulation results of motor withdrawal under constant braking intensity

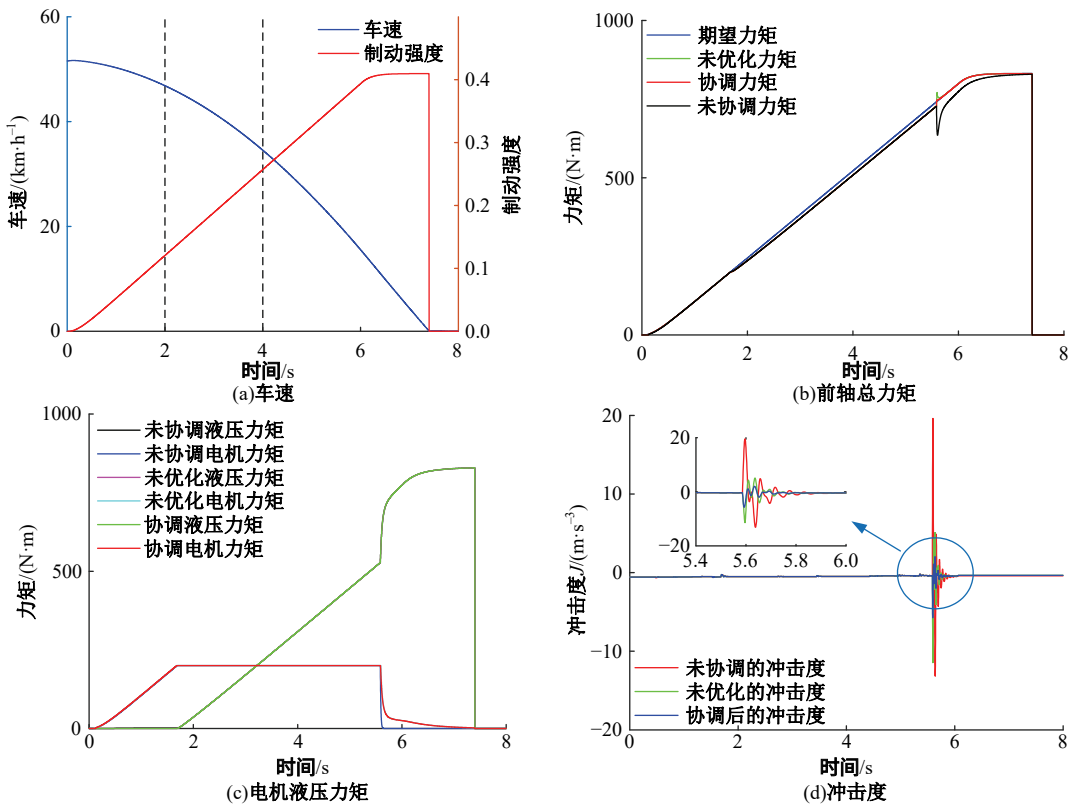


图 7 变制动强度下电机退出的仿真结果

Fig. 7 Simulation results of motor withdrawal under variable braking intensity

4.3 恒制动强度电机加入仿真与验证

为了验证纯液压模式切换到电液共同制动的有效性,设计了图8所示的制动工况,车辆初始速度为115 km/h,驾驶员的制动强度在0~3 s内由0增加到0.2,之后保持不变。在制动开始时车辆

速度过高,为了保证制动安全,电机不提供制动力,此时制动力矩由液压系统提供。在2.7 s时车速下降到100 km/h,此时电机可以加入制动,制动模式切换为电液复合制动。

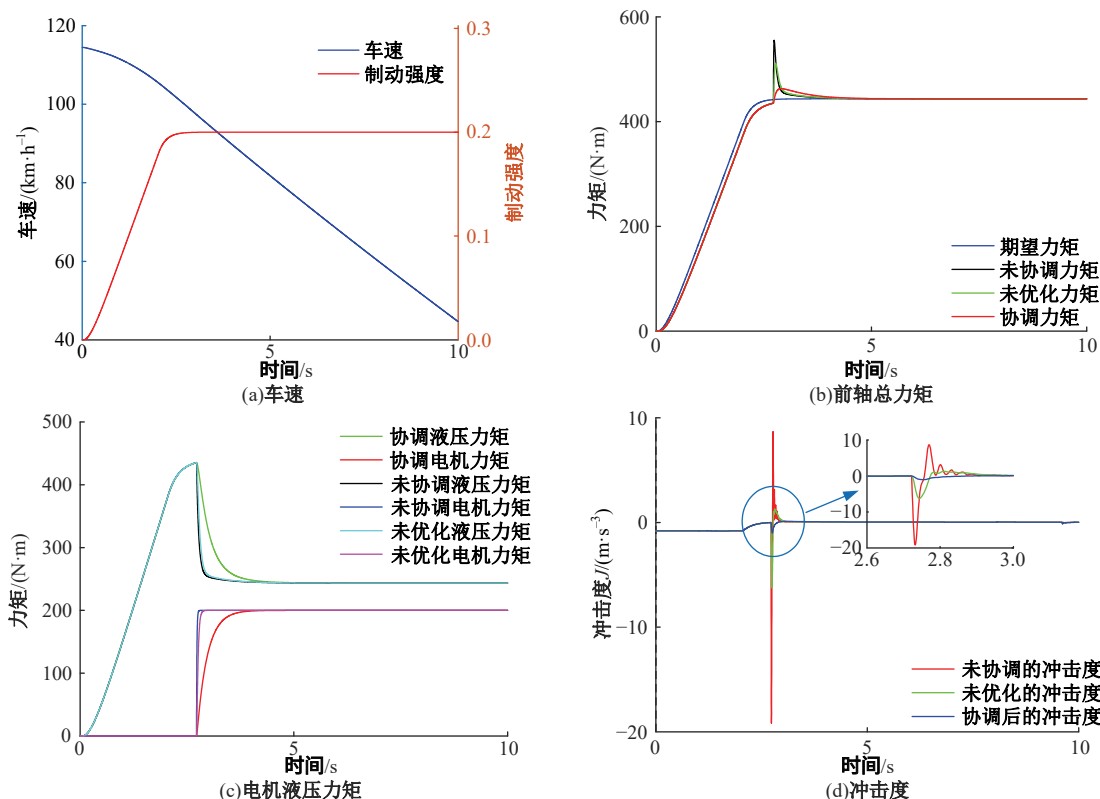


图8 恒制动强度电机加入仿真结果

Fig. 8 Simulation results of motor addition under constant braking intensity

从图8(b)(c)可以看出,在模式切换过程中,在无协调控制时,电机的制动转矩快速增加,而响应较慢的液压制动系统仍提供较高的制动转矩,导致实际转矩与期望转矩存在较大差距。在未优化的协调控制策略下,虽然缩小了实际转矩与期望转矩的差距,但仍存在一定程度的超调。从图8(d)可以看出,在没有协调控制的情况下,总制动转矩的快速增加导致 19.1 m/s^3 的冲击度抖动。同时,采用未优化的协调控制冲击度为 6.2 m/s^3 。在采用优化的协调控制后,随着电机制动转矩平缓增加,液压制动转矩平缓缩小,实际转矩与期望转矩的差距有效减小,总制动转矩保持恒定,整车最大冲击度为 1 m/s^3 ,冲击持续时间由未协调控制的 0.55 s 缩短 0.4 s ,提高了车辆在模式切换过程中的舒适性。

4.4 变制动强度电机加入仿真与验证

为了验证本文策略在驾驶员变制动强度工

况下纯液压制动模式切换到电液复合制动模式的有效性,设计了图9(a)所示的制动工况,车速为115 km/h,驾驶员的制动强度在0~4 s内由0增加到0.25,之后保持不变。如图9(b)所示,当车速低于100 km/h时,电机参与制动,而期望的制动力仍然在增加,导致输出力矩和期望力矩更大的差距,然而协调控制能大大减小力矩波动。

从图9(c)可以看出,电机在第3 s时加入制动,与此同时期望制动力仍然在增加,在未协调状态下由于电机的快速加入,液压制动系统提供的制动转矩急剧下降,从而引起与期望转矩存在较大的误差,导致较大的冲击度。从图9(d)可以看出,在未协调的情况下,制动过程会产生 19.9 m/s^3 的冲击抖动,未经优化的协调控制冲击度为 6.7 m/s^3 ,而经过优化的协调控制,冲击度仅为 1.5 m/s^3 ,冲击持续时间由 0.6 s 缩短到 0.3 s ,有效解决了电机制动与液压制动系统响应差异性

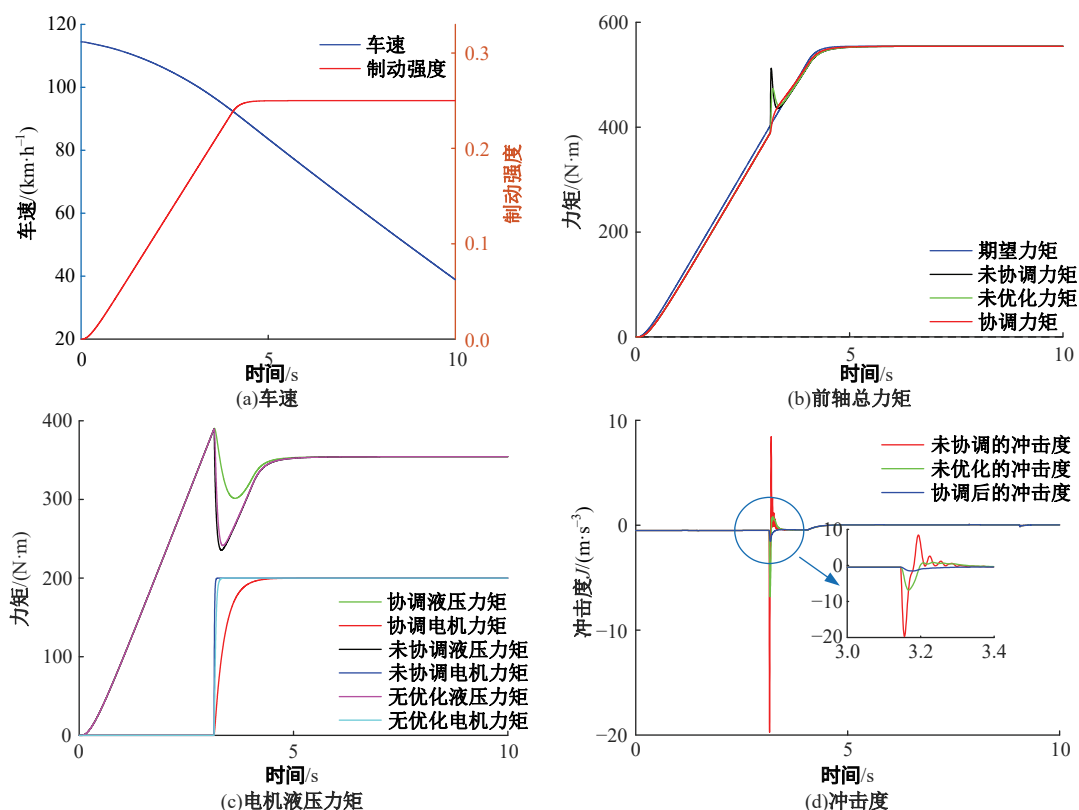


图9 变制动强度电机加入仿真结果

Fig. 9 Simulation results of motor addition under variable braking intensity

大导致的冲击度大的问题。

通过dSPACE半实物仿真平台,对恒制动强度和变制动强度下的电机退出和加入的4种工况进行了仿真研究和分析。结果表明,所设计的电液协调复合制动控制策略能有效减小电机与液压切换时的冲击度,缩短冲击持续时间,并始终保持对期望制动力矩的跟踪,可以满足驾驶员的制动需求并保证制动过程的安全性和舒适性。

5 结 论

(1)基于ECE法规和驾驶员的制动强度,确定了电动汽车前后轴制动力的变比值优化分配系数,并在此基础上结合电机制动系统、电池SoC和液压制动系统等特性设计了一种电液制动力分配策略,提高了制动的稳定性和安全性。

(2)提出了一种电动汽车电液协调控制策略,消除电机制动系统和液压制动系统动态响应特性的差异。液压制动系统使用模糊PID算法实现,电机制动系统采用海鸥算法优化MPC算法实现,优化系统使用车辆冲击度构建适应度函数进行MPC权重系数优化。

(3)搭建了dSPACE的半实物仿真测试系统

平台,对恒定制动强度和变制动强度下,电机加入和退出的4种工况进行了测试验证。结果表明:与未优化的协调控制策略相比,冲击度最大减小了 5.8 m/s^3 ,最小减小 5 m/s^3 ,冲击持续时间至少缩短了 0.05 s 。相对于未协调控制策略,冲击度最大减小了 18.4 m/s^3 ,最小减小了 13.9 m/s^3 ,冲击持续时间至少缩短了 0.15 s ,验证了本文策略的有效性。

参考文献:

- [1] 马建,刘晓东,陈轶嵩,等. 中国新能源汽车产业与技术发展现状及对策[J]. 中国公路学报, 2018, 31(8): 1-19.
Ma Jian, Liu Xiao-dong, Chen Yi-song, et al. Current situation and countermeasures of China's new energy vehicle industry and technology development[J]. China Journal of Highway and Transport, 2018, 31(8): 1-19.
- [2] 申伟,陆敏恂. 中国新能源汽车产业的发展现状与展望[J]. 汽车实用技术, 2020, 45(22): 239-242.
Shen Wei, Lu Min-xun. Current situation and prospects of China's new energy vehicle industry[J]. Automotive Practical Technology, 2020, 45(22): 239-242.

- [3] Niu G, Shang F, Krishnamurthy M, et al. Design and analysis of an electric hydraulic hybrid powertrain in electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2017, 3(1): 48-57.
- [4] Li L, Zhang T, Sun B, et al. Research on electro-hydraulic ratios for a novel mechanical-electro-hydraulic power coupling electric vehicle[J]. Energy, 2023, 270: No. 126970.
- [5] 王健, 盘朝奉, 陈燎, 等. 基于模糊规则的电动汽车机电复合制动力分配策略[J]. 重庆理工大学学报:自然科学, 2021, 35(9): 66-72, 82.
Wang Jian, Pan Chao-feng, Chen Liao, et al. Electromechanical composite braking force distribution strategy for electric vehicles based on fuzzy rules[J]. Journal of Chongqing University of Technology(Natural Science), 2021, 35(9): 66-72, 82.
- [6] Zhao Y, Deng W, Wu J, et al. Torque control allocation based on constrained optimization with regenerative braking for electric vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2017, 18(4): 685-698.
- [7] Xu S, Tang Z, He Y, et al. Regenerative braking control strategy of electric truck based on braking security[J]. Information Technology and Intelligent Transportation Systems, 2016, 455: 263-273.
- [8] Tang M, Zhang X. Optimal regenerative braking control strategy for electric vehicles based on braking intention recognition and load estimation[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2024, 73(3): 3378-3392.
- [9] 刘杨, 孙泽昌, 王猛. 一体式电液复合制动系统制动力协调控制及试验[J]. 吉林大学学报:工学版, 2016, 46(3): 718-724.
Liu Yang, Sun Ze-chang, Wang Meng. Coordinated control and experiment of integrated electro-hydraulic composite braking system[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2016, 46(3): 718-724.
- [10] Yang Y, He Y, Yang Z, et al. Torque coordination control of an electro-hydraulic composite brake system during mode switching based on braking intention[J]. Energies, 2020, 13(8): No. 2031.
- [11] Zhang Z, Ma R, Wang L, et al. Novel PMSM control for anti-lock braking considering transmission properties of the electric vehicle[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2018, 67(11): 10378-10386.
- [12] 刘平, 姚宇, 刘阳, 等. 电动汽车电-液复合制动协调控制方法[J]. 机械设计与制造, 2023(4): 251-256.
Liu Ping, Yao Yu, Liu Yang, et al. Coordinated control method of electro-hydraulic composite braking for electric vehicles[J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2023(4): 251-256.
- [13] 杨阳, 何云东, 罗倡, 等. 电动汽车制动模式切换扭矩协调控制[J]. 振动与冲击, 2021, 40(10): 304-314.
Yang Yang, He Yun-dong, Luo Chang, et al. Coordinated control of torque during braking mode transition for electric vehicles[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(10): 304-314.
- [14] 余卓平, 史彪飞, 熊璐, 等. 集成式电子液压制动系统的复合制动协调控制[J]. 同济大学学报:自然科学版, 2019, 47(6): 851-856.
Yu Zhuo-ping, Shi Biao-fei, Xiong Lu, et al. Coordinated control of composite braking in integrated electro-hydraulic braking system[J]. Journal of Tongji University(Natural Science Edition), 2019, 47(6): 851-856.
- [15] He Q, Yang Y, Luo C, et al. Energy recovery strategy optimization of dual-motor drive electric vehicle based on braking safety and efficient recovery[J]. Energy, 2022, 248: No. 123543.
- [16] 靳立强, 孙志祥, 郑迎, 等. 电动轮汽车复合再生制动系统防抱协调控制[J]. 吉林大学学报:工学版, 2017, 47(5): 1344-1351.
Jin Li-qiang, Sun Zhi-xiang, Zheng Ying, et al. Coordinated anti-lock braking control of compound regenerative braking system in electric-wheel vehicle[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2017, 47(5): 1344-1351.
- [17] 王骏骋, 吕林峰, 李剑敏, 等. 分布驱动电动汽车电液复合制动最优滑模 ABS 控制[J]. 吉林大学学报:工学版, 2022, 52(8): 1751-1758.
Wang Jun-cheng, Lü Lin-feng, Li Jian-min, et al. Optimal sliding mode ABS control of electro-hydraulic composite braking for distributed drive electric vehicles[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2022, 52(8): 1751-1758.
- [18] Luo Y, Liu C. Pre- and post-fault tolerant operation of a six-phase PMSM motor using FCS-MPC without controller reconfiguration[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2019, 68(1): 254-263.
- [19] 高道男, 陈希有. 一种改进的永磁同步电机模型预

- 测控制[J]. 电力自动化设备, 2017, 37(4): 197-202, 217.
- Gao Xiao-nan, Chen Xi-you. An improved model predictive control of permanent magnet synchronous motor[J]. Electric Power Automation Equipment, 2017, 37(4): 197-202, 217.
- [20] Mynar Z, Vesely L, Vaclavek P. PMSM model predictive control with field-weakening implementation [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016, 63(8): 5156-5166.
- [21] Wang F, Li J, Li Z, et al. Design of model predictive control weighting factors for PMSM using gaussian distribution-based particle swarm optimization[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2022, 69(11): 10935-10946.
- [22] 高金武, 孙少龙, 高炳钊. 基于电机转矩补偿的增程器转速波动抑制策略[J]. 吉林大学学报:工学版, 2025, 55(8): 2475-2486.
- Gao Jin-wu, Sun Shao-long, Gao Bing-zhao. Speed fluctuation suppression strategy of range extender based on motor torque compensation[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2025, 55(8): 2475-2486.
- [23] 邓新阳, 李伟, 胡春艳, 等. 旋转直驱阀的双闭环模糊 PID 控制仿真分析[J]. 吉林大学学报:理学版, 2021, 59(4): 915-921.
- Deng Xin-yang, Li Wei, Hu Chun-yan, et al. Simulation analysis of dual closed-loop fuzzy PID control for rotary direct-drive valve[J]. Journal of Jilin University(Science Edition), 2021, 59(4): 915-921.
- [24] 史文库, 张曙光, 张友坤, 等. 基于改进海鸥算法的磁流变减振器模型辨识[J]. 吉林大学学报:工学版, 2022, 52(4): 764-772.
- Shi Wen-ku, Zhang Shu-guang, Zhang You-kun, et al. Model identification of magnetorheological damper based on improved seagull algorithm[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2022, 52(4): 764-772.