

基于电磁机械耦合再生制动系统的 ABS 控制

张忠富¹ 王国业¹ 毛恩荣¹ 张延立² 张露^{1,3} 何畅然¹

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 中国农业机械化科学研究院, 北京 100083;

3. 内蒙古大学交通学院, 呼和浩特 010070)

摘要: 针对现行电动汽车再生制动的不足, 提出一种新型电磁机械耦合再生制动系统(EMCB), 进行了动力学分析和耦合机理研究; 针对目前传统 ABS 离散开关控制的不足, 基于 EMCB 系统和模糊自适应滑模控制提出了一种连续状态控制的 ABS 控制策略, 以对接路面下的车辆直行制动工况和低附路面下的弯道制动工况为例, 对车轮滑移率、制动能量回收率、制动稳定性等进行了仿真分析。研究表明, 所提出的 ABS 控制策略具有良好的响应性、鲁棒性和滑移率控制性能, 既保证了制动稳定性和制动效能, 又提高了制动能量回收率, 有效增加了电动汽车的续航里程。

关键词: 电动汽车; 电磁制动; 耦合制动; 滑移率; 连续状态控制; 制动能量回收

中图分类号: U469.72 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)02-0323-07

ABS Control of Electric Vehicle Based on Electromagnetic-mechanical Coupled Regenerative Braking System

Zhang Zhongfu¹ Wang Guoye¹ Mao Enrong¹ Zhang Yanli² Zhang Lu^{1,3} He Changran¹

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, Beijing 100083, China

3. College of Transportation, Inner Mongolia University, Huhhot 010070, China)

Abstract: For the deficiency of current electric vehicle compound regenerative braking, a new design of electromagnetic-mechanical coupled regenerative braking system was proposed (referred to as EMCB), and the coupled mechanism and dynamic model were analyzed. For the deficiency of conventional ABS discrete on-off control, a continuous-state control of anti-lock braking control strategy was proposed based on EMCB system and fuzzy-adaptive sliding mode control for electric vehicle. With Matlab/Simulink the dynamic model of EMCB and controller model were established, and the vehicle model was built by CarSim. With the co-simulation platform of Matlab/Simulink and CarSim, the braking energy recovery, braking stability and braking efficiency were studied and simulated in case of straight braking condition on step adhesive coefficient road and cornering braking condition on low adhesive coefficient road. The results showed that the ABS control strategy had good responsiveness, robustness and slip control performance. Fuzzy-adaptive variable structure control was insensitive to the road conditions and system model and control variable was flat and smooth, it reduced the demand of executive system. The control strategy ensured braking stability and braking efficiency at the limit of adhesion and large angle steering, which can maintain high recovery efficiency and increase the driving range of electric vehicles effectively.

Key words: electric vehicle; electromagnetic braking; coupled braking; slip ratio; continuous-state control; braking energy recovery

收稿日期: 2015-10-14 修回日期: 2015-12-02

基金项目: 国家自然科学基金项目(51175498)

作者简介: 张忠富(1987—), 男, 博士生, 主要从事车辆系统动力学和电动汽车再生制动集成控制研究, E-mail: wdzwsj@163.com

通信作者: 王国业(1963—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事车辆系统动力学及智能化控制研究, E-mail: wgy1615@126.com

引言

电动汽车技术是解决汽车能源和污染问题的有效途径,再生制动易实现高效制动能量回收,提高能量利用率^[1-2]。据统计,汽车在城市工况行驶时,约有50%的驱动能量在制动过程中损失^[3-4]。因此,提高制动能量回收率对于降低能耗,缓解能源和环境压力,增加电动汽车行驶里程具有重要意义^[5]。

现行电动汽车制动能量回收技术通常采用2套独立的制动系统,即摩擦制动系统和电机再生制动系统,其中,摩擦制动系统主要包括 EHB、EMB 和 EWB 等制动形式,制动过程中再生制动力矩和摩擦制动力矩的协调控制是关键难点^[6-9]。目前集成再生制动的 ABS 主要采用离散开关控制方法,即调节摩擦制动力^[10]、调节再生制动力^[11]或协同调节摩擦制动力和再生制动力^[12],但上述系统均存在消耗促动能、系统结构复杂、能量回收率不高、控制参量多、系统高频振动难以保证等问题^[13]。

针对现行电动汽车再生制动系统存在的问题,融合现代先进机电控制技术,提出一种电磁机械耦合再生制动系统(Electromagnetic-mechanical coupled regenerative braking system, EMCB),并基于该系统和模糊自适应滑模控制提出一种连续状态控制的 ABS 控制策略。

1 电磁机械耦合再生制动系统

结合电子机械制动和再生制动的优点^[14],根据机、电、磁相互耦合作用机理,构建了基于轮毂电机的电磁机械耦合再生制动系统,结构如图1所示,EMCB 系统主要由电磁制动系统和摩擦制动系统两部分组成。电磁制动系统由车轮、传动装置、电机转子、电机定子等组成;摩擦制动系统由花键轴套、螺杆、螺母、导向块、推力轴承、膜片弹簧、制动钳、制动盘等组成。

制动时,电机处于发电状态,电机控制器控制电机产生电能为蓄电装置充电,电机转子和电机定子之间产生的电磁转矩通过传动装置从电机转子传递到车轮,阻碍车轮转动,使车轮和地面产生制动力;由于电机定子、转子之间的电磁转矩互为作用力和反作用力,因此该电磁转矩通过与电机定子固结的花键轴套传递到螺杆,旋转运动转化为直线运动;花键轴套空套在固定轴上,螺杆与花键轴套通过花键滑动配合,螺杆和螺母非自锁螺旋配合,导向块限制螺母转动使其轴向滑动。因此,花键轴套驱动螺杆和螺母沿轴向反向滑动,但右端推力轴承限制了轴向位移,螺母或螺杆只能推动左端推力轴承轴向移动。

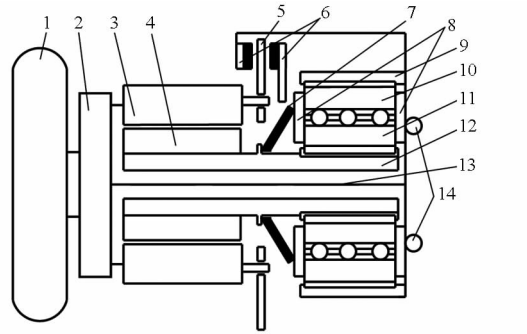


图1 电磁机械耦合再生制动系统结构图

Fig. 1 Structure of electromagnetic-mechanical coupled regenerative braking system

1. 车轮 2. 传动装置 3. 电机转子 4. 电机定子 5. 制动盘
6. 制动钳 7. 膜片弹簧 8. 推力轴承 9. 导向块 10. 螺母
11. 螺杆 12. 花键轴套 13. 固定轴 14. 悬架安装销孔

低制动强度下,较小的电磁转矩产生的螺旋推力无法克服膜片弹簧弹性力,不能消除推力轴承和制动钳之间的间隙,因此,制动盘无法被夹紧以产生摩擦转矩,EMCB 系统工作在电磁制动模式,如图2所示。



图2 电磁制动模式

Fig. 2 Electromagnetic braking mode

高制动强度下,较大的电磁转矩产生的螺旋推力能够克服膜片弹簧的弹性力,消除推力轴承和制动钳之间的间隙,推动制动钳夹紧制动盘产生摩擦转矩,并通过销轴作用在电机转子上,与电机转子的电磁转矩构成制动车轮的耦合制动转矩,EMCB 系统工作在耦合制动模式,如图3所示。



图3 耦合制动模式

Fig. 3 Coupled braking mode

电磁机械耦合再生制动系统为再生制动和摩擦制动集成耦合线控系统,利用电能回馈产生电磁制动转矩,同时电磁制动转矩产生摩擦制动的促动力,在不消耗额外摩擦制动促动能的情况下实现摩擦制动,电磁制动和摩擦制动形成电磁机械耦合系统,共同作用实现车辆制动。

2 EMCB 系统耦合机理

电机的定子与螺杆花键轴套固定连接,电机转

子与定子的相互作用力通过传动装置制动车轮,同时通过花键轴套驱动螺旋传动装置,因此有如下关系

$$\begin{cases} \omega_m = i_c \omega_w \\ T_{bc} = i_c T_L \end{cases} \quad (1)$$

式中 ω_m ——电机转子机械角速度,rad/s

ω_w ——车轮角速度,rad/s

T_L ——电机制动力矩,N·m

T_{bc} ——电磁制动转矩,N·m

i_c ——传动装置的传动比

电磁机械耦合再生制动系统的核心部件是螺旋传动装置(图1),电机定子通过花键轴套驱动螺杆转动,螺杆既能随花键轴转动又能沿花键轴滑动,螺母只能沿导向块轴向滑动。因此,电机制动力矩通过螺旋传动装置产生螺旋推力,则螺旋传动方程可表达为

$$F_N = \frac{\eta_1 T_L}{R_c \tan(\alpha_s + \rho_s)} \quad (2)$$

式中 F_N ——螺杆或螺母螺旋推力,N

R_c ——螺杆螺母啮合半径,m

α_s ——螺杆导程角,rad

ρ_s ——当量摩擦角,rad

η_1 ——螺旋传动装置机械效率

当螺旋推力不足以克服弹簧弹力消除制动间隙时,螺旋推力与弹簧弹力互为作用力和反作用力,摩擦制动不参与;当螺旋推力达到膜片弹簧的峰值点 F_{s0} 时,制动间隙完全消除,随螺旋推力的继续增大,螺旋推力与弹簧弹力不再互为作用力和反作用力,摩擦制动开始起作用。因此,制动压力与螺旋推力、弹性力的关系可表达为

$$F_c = \begin{cases} 0 & (F_N \leq F_{s0}) \\ F_N - F_s & (F_N > F_{s0}) \end{cases} \quad (3)$$

式中 F_c ——作用于制动盘上的压力,N

F_{s0} ——制动间隙消除时膜片弹簧弹性力,N

F_s ——膜片弹簧弹性力,N

电机制动力矩 T_L 通过螺旋传动装置产生制动压力 F_c 作用在摩擦盘上,摩擦转矩通过销轴作用在电机转子上,进而通过传动装置产生摩擦制动转矩 T_{bc} ,与电磁制动转矩一同构成 EMCB 系统的总制动力矩

$$\begin{cases} T_{bc} = 2i_c \mu_c R_p F_c \\ T_u = T_{bc} + T_L \end{cases} \quad (4)$$

式中 T_u ——总制动力矩,N·m

T_{bc} ——摩擦制动转矩,N·m

R_p ——制动压力作用半径,m

μ_c ——制动盘摩擦系数

根据式(1)、(2)和式(4)可得总制动力矩方程为

$$T_u = \begin{cases} i_c T_L & (F_N \leq F_{s0}) \\ i_c T_L + \frac{2i_c \mu_c R_p \eta_1}{R_c \tan(\alpha_s + \rho_s)} T_L - 2i_c \mu_c R_p F_{s0} & (F_N > F_{s0}) \end{cases} \quad (5)$$

定义螺旋推力系数 k_L 和弹性力系数 k_s 为

$$\begin{cases} k_L = \frac{\eta_1}{R_c \tan(\alpha_s + \rho_s)} \\ k_s = 2i_c \mu_c R_p \text{sgn}(F_N - F_{s0}) \end{cases} \quad (6)$$

则总制动力矩方程可表达为

$$T_u = (i_c + k_L k_s) T_L - k_s F_{s0} \quad (7)$$

式中 $\text{sgn}(x)$ ——关于 x 的符号函数

由式(5)、(7)可知,总制动力矩是关于电机制动力矩的连续函数,但一阶函数 dT_u/dT_L 不连续。为了使得总制动力矩 T_u 连续且平滑,通过设计控制参量 x_p 使得 dT_u/dx_p 连续,如图4所示,总制动力矩 T_u 和电机制动力矩 T_L 与 x_p 的关系表达式为

$$\begin{cases} T_L = \frac{k_p x_p + k_s F_{s0}}{i_c + k_L k_s} \\ T_u = k_p x_p \end{cases} \quad (8)$$

式中 k_p ——制动增益,N·m

x_p ——控制参量

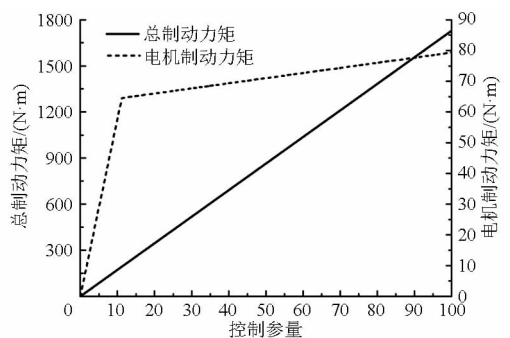


图4 耦合机理

Fig. 4 Coupled mechanism

由式(8)和图4可知,EMCB系统的总制动力矩与控制参量 x_p 呈线性关系,而电机制动力矩可以在一定范围内自由分配,因此,通过 x_p 的连续调节可以实现总制动力矩在一定范围内连续可控。

在制动过程中,车辆制动能量的功率损失主要包括电机铜耗 P_{Cu} 和铁损 P_{Fe} 、逆变器损耗 P_{inv} 、电池充电损耗 P_{bat} ,制动能量回收率 η_e 可表达为

$$\eta_e = \frac{\int_0^t (T_e \omega_m - P_{Cu} - P_{Fe} - P_{inv} - P_{bat}) dt}{E_v + E_j} \quad (9)$$

式中 E_v ——整车平动动能损失, J
 T_e ——电机电磁转矩, N·m
 t ——制动时间, s
 E_j ——整车转动动能损失, J

$$\lambda = \frac{v_x - R_w \omega_w}{v_x} \quad (15)$$

式中 λ ——车轮滑移率
 v_x ——车轮纵向速度, m/s
 R_w ——车轮有效半径, m

车轮动力学模型为

$$F_x R_w - T_u - T_f = J_w \dot{\omega}_w \quad (16)$$

式中 F_x ——车轮受到的地面纵向作用力, N
 T_f ——滚动阻力矩, N·m
 J_w ——车轮转动惯量, kg·m²

由式(7)、(15)和式(16)可得车轮运动方程为

$$\dot{\lambda} = f(\cdot) + g(\cdot)x_p + dt \quad (17)$$

其中 $f(\cdot) = \frac{1}{v_x} \left[(1 - \lambda) \dot{v}_x - \frac{F_x R_w^2}{J_w} \right]$
 $g(\cdot) = \frac{k_p (1 - \lambda)}{J_w \omega_w} \quad dt = \frac{(1 - \lambda) T_f}{J_w \omega_w}$

定义 $x = s, u = x_p$, 则车轮滑移率的状态方程可描述为

$$\dot{x} = f(x) + g(x)u + d(t) \quad (18)$$

其中, $d(t)$ 为不确定项, 包含外部干扰、未建模动态和测量误差项, 满足 $|d(x)|$ 小于等于不确定项的最大边界 D 。

定义滑移率跟踪误差和滑模函数为

$$\begin{cases} e(x) = \lambda - \lambda_d \\ s(x) = ce(x) \quad (c > 0) \end{cases} \quad (19)$$

由于 $g(x)$ 是已知项, $f(x)$ 含有未知项 F_x 且表现为非线性, 实际中很难直接获取, 而模糊系统具有万能逼近特性, 设计模糊控制器利用 $\hat{f}(x|\theta)$ 逼近 $f(x)$, 即

$$\hat{f}(x|\theta) = \hat{\theta}^T \xi(x) \quad (20)$$

对于模糊逻辑系统存在最优参数 θ^* 使得

$$\begin{cases} f(x) = \theta^{*T} \xi(x) + \varepsilon \\ \theta^* = \arg \min_{\theta \in \Omega} \left[\sup_{x \in \mathbf{R}^{(2)}} |\hat{f}(x|\theta) - f(x)| \right] \end{cases} \quad (21)$$

式中 Ω —— θ 的集合

$\hat{f}(x|\theta)$ ——模糊系统输出

$f(x)$ ——理想值

ε ——模糊系统的逼近误差

为了使系统稳定于条件 $s(x) = 0$, 定义 Lyapunov 函数为

$$V = \frac{1}{2} s^2 + \frac{1}{2\gamma} \tilde{\theta}^T \hat{\theta} \quad (\gamma > 0) \quad (22)$$

其中 $\tilde{\theta} = \hat{\theta} - \theta^*$

由式(19)和式(22)可得

3 车轮滑移率自适应控制策略

3.1 模糊逼近原理

双输入单输出模糊逻辑系统描述为

$$\begin{cases} x = (x_1, x_2) \in \mathbf{R}^{(2)} \\ y = \hat{f}(x|\theta) \in \mathbf{R} \end{cases} \quad (10)$$

式中 y ——模糊系统输出

x_1, x_2 ——滑移率、滑移率变化率输入

分别划分为 5 个模糊集, 其隶属函数设计为

$$\mu_{A_i^{l_i}}(x_i) = \exp \left(- \frac{\left(x_i + \frac{\pi}{3} - (j-1) \frac{\pi}{6} \right)^2}{\frac{\pi}{12}} \right) \quad (11)$$

式中 $\mu_{A_i^{l_i}}(x_i)$ —— x_i 的隶属函数; $i = 1, 2$

$j = 1, 2, 3, 4, 5$; 对应 5 个模糊集。

对于变量 x_i ($i = 1, 2$), 定义 p_i 个模糊集合 $A_i^{l_i}$

($l_i = 1, 2, 3, 4, 5$), 采用 $\prod_{i=1}^2 p_i = p_1 p_2 = 25$ 条模糊规则来构造模糊系统, 则第 j 条模糊规则为 $R^{(j)}$: 若 x_1 is $A_1^{l_1}$ and x_2 is $A_2^{l_2}$ then y is $B^{l_1 l_2}$ 。其中, $l_i = 1, 2, 3, 4, 5$; $i = 1, 2$; $j = 1, 2, \dots, 25$ 。 $B^{l_1 l_2}$ 为结论的模糊集。

采用单值模糊器求隶属函数 $\bar{y}_f^{l_1 l_2}$, 加权平均解模糊器求模糊系统的输出^[17]

$$\hat{f}(x|\theta) = \frac{\sum_{l_1=1}^5 \sum_{l_2=1}^5 \bar{y}_f^{l_1 l_2} \left(\prod_{i=1}^2 \mu_{A_i^{l_i}}(x_i) \right)}{\sum_{l_1=1}^5 \sum_{l_2=1}^5 \left(\prod_{i=1}^2 \mu_{A_i^{l_i}}(x_i) \right)} \quad (12)$$

令 $\bar{y}_f^{l_1 l_2}$ 为自由权向量 $\theta \in \mathbf{R}^{(25)}$ 。引入模糊基向量 $\xi(x)$, 式(12)可改写为

$$\hat{f}(x|\theta) = \hat{\theta}^T \xi(x) \quad (13)$$

其中, $\xi(x)$ 为 $\prod_{i=1}^2 p_i = 25$ 维模糊基向量, 第 $l_1 l_2$ 个元素为

$$\xi_{l_1 l_2}(x) = \frac{\prod_{i=1}^2 \mu_{A_i^{l_i}}(x_i)}{\sum_{l_1=1}^5 \sum_{l_2=1}^5 \left(\prod_{i=1}^2 \mu_{A_i^{l_i}}(x_i) \right)} \quad (14)$$

3.2 模糊自适应滑模控制

滑模控制是一类特殊的非线性控制, 依据系统的当前状态, 不断改变系统结构, 迫使系统沿预定的状态轨迹作小幅度、高频率的运动, 与系统参数及扰动无关, 具有很好的鲁棒性^[18-19]。

定义车轮滑移率

$$\dot{V} = s \dot{s} + \frac{1}{\gamma} \tilde{\theta}^T \dot{\hat{\theta}} = cs[f(x) + g(x)u + d(t) - \dot{\lambda}_d] + \frac{1}{\gamma} \tilde{\theta}^T \dot{\hat{\theta}} \quad (23)$$

设计控制律表达式为^[20]

$$u = -\frac{1}{g(x)}[\hat{f}(x|\theta) + (\eta + D)\text{sgn}(s) - \dot{\lambda}_d] \quad (24)$$

其中, η, D 为常数, 且满足 $\eta > 0, D > 0$ 。

由式(23)、(24)可得

$$\dot{V} = c\epsilon s - \eta|s| + \tilde{\theta}^T \left(\frac{1}{\gamma} \dot{\hat{\theta}} - s\xi(x) \right) \quad (25)$$

为了使 $\dot{V} \leq 0$, 系统收敛, 取 $\eta > c|\epsilon|_{\max}$, 设计自适应律为

$$\dot{\hat{\theta}} = \gamma s \xi(x) \quad (26)$$

4 控制性能仿真

依据前述 EMCB 系统的耦合机理和模糊自适应滑模控制策略, 针对具有 4 轮电磁机械耦合再生制动系统的小型电动汽车, 参数见表 1, 4 个车轮的滑移率独立控制, 在 Matlab/Simulink 中构建新型制动系统模型和 ABS 防抱死控制策略, 在 CarSim 中构建整车动力学模型, 建立 Matlab/Simulink 和 CarSim 联合仿真平台, 以对接路面下的车辆直行制动工况和低附路面下的弯道制动工况为例, 对制动过程的车轮滑移率、制动能回收率、制动稳定性以及制动效能等进行仿真分析。

表 1 车辆电机参数

Tab.1 Vehicle and motor parameters

参数	数值
整车质量 m/kg	1 231
前轮到质心距离 a/m	1.265
后轮到质心距离 b/m	1.335
电机峰值功率 P/kW	16
电机峰值扭矩 $T/(\text{N}\cdot\text{m})$	120
电机额定功率 P_e/kW	11
电机额定转速 $n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	1 200
制动初始速度 $v_x/(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	60

4.1 对接路面下的车辆直行制动

车辆在对接路面下的直行制动过程如图 5 所示, 设高附路面为 0.6, 低附路面为 0.2, 路面类型为高附路面—低附路面—高附路面。4 个车轮的滑移率均保持在 20% 附近, 在路面突变时出现轻微波动, 但迅速回到稳态值, 在制动末尾采用通常算法, 车速低于 2 km/h 退出 ABS 控制, 滑移率迅速上升到 100%。控制输入除了在路面突变时出现振动

外, 变化比较平稳, 实现了连续状态控制, 避免了系统抖振, 降低了对执行系统的要求。制动力跟随路面变化没有出现剧烈波动, 具有很好的制动响应性。

对接路面下的车辆直行制动性能如图 6 所示, 质心侧偏角、侧向位移和侧向加速度接近于零, 具有很好的制动稳定性; 纵向加速度在高附路面和低附

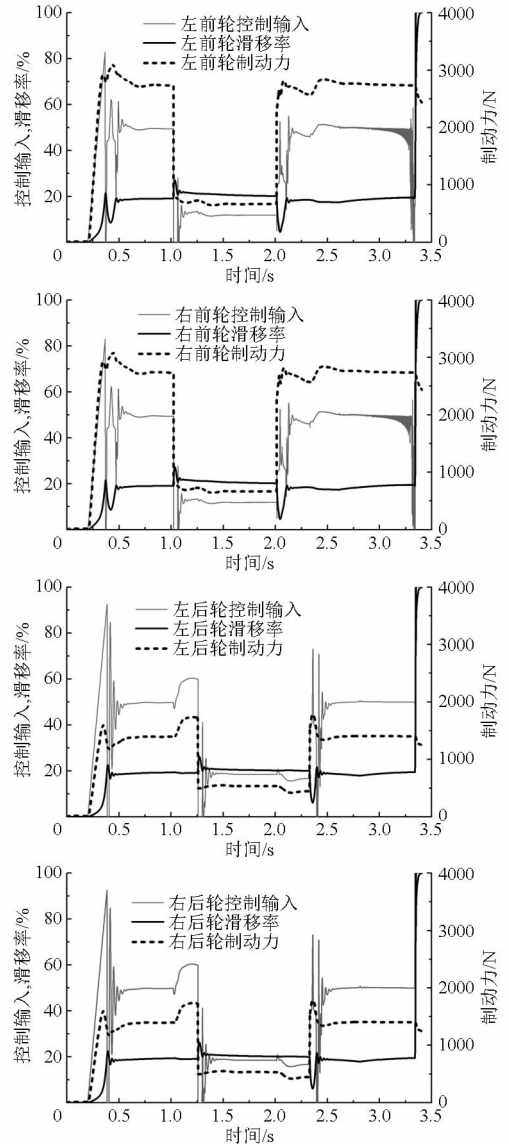


图 5 对接路面下的直行制动过程

Fig.5 Straight braking process on step adhesive coefficient road

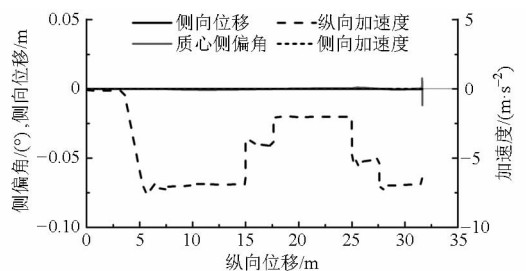


图 6 对接路面下的车辆直行制动性能

Fig.6 Straight braking performance on step adhesive coefficient road

路面下均保持在峰值附近,随路面特性变化迅速平稳,具有很好的制动效能和制动响应性。

直行制动过程的整车性能如图7所示,纵向车速和制动强度的变化趋势基本一致,平均制动强度为 0.5 m/s^2 ;制动能回收率随制动强度反向平稳变化,在25%附近波动,最终达到23.3%,有效地提高了电动汽车防抱死制动条件下的制动能回收率,进而增加了电动汽车续航里程。

4.2 低附路面下的车辆弯道制动

低附路面下的弯道制动过程如图8所示,路面

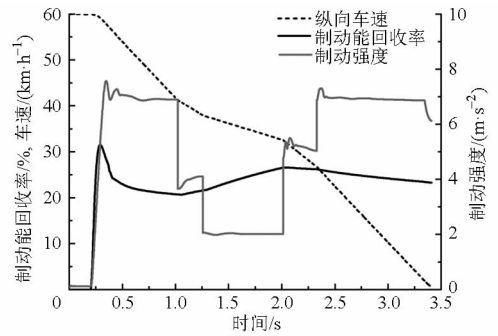


图7 直行制动过程的整车性能

Fig. 7 Vehicle performance under straight braking process

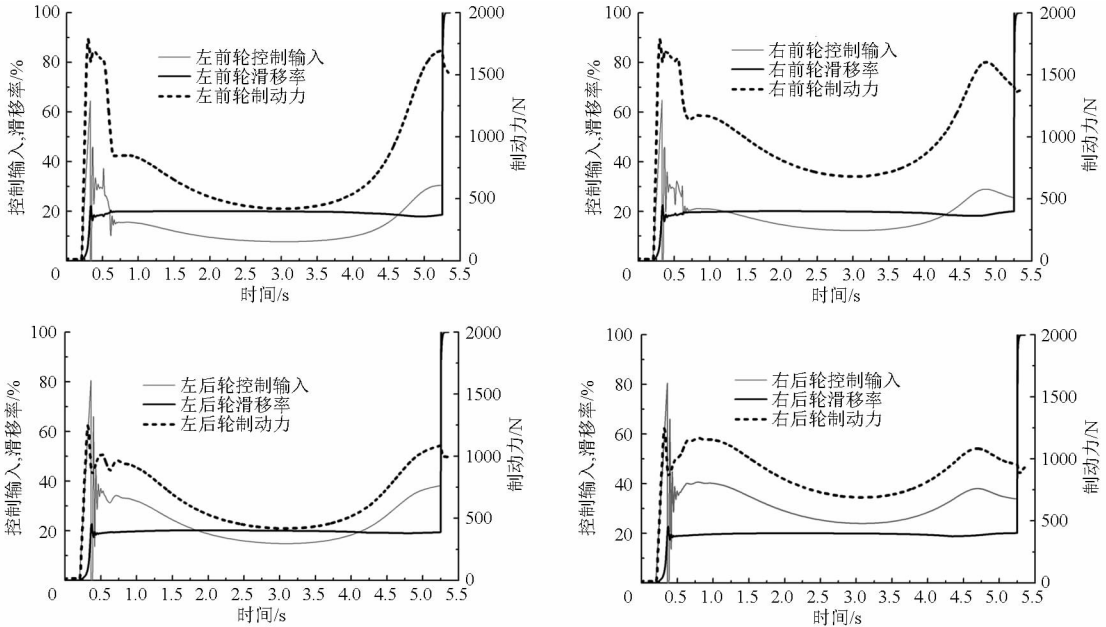


图8 低附路面下的弯道制动过程

Fig. 8 Cornering braking process on low adhesive coefficient road

附着系数设为0.4,制动起始时间0.2s,方向盘转角由(0.5s, 0°)阶跃为(0.6s, 180°)。

低附路面下的车辆弯道制动性能如图9所示,质心侧偏角变化范围 $-13^\circ \sim 8.6^\circ$,侧向加速度最大值为 0.28 m/s^2 ,轮胎力达到路面附着极限,纵向加速度随侧向加速度的增加不断减小,由纵向加速度和侧向加速度引起的车轮载荷变化使得同等滑移率

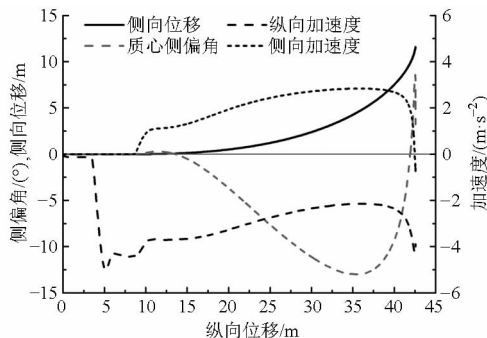


图9 低附路面下的车辆弯道制动性能

Fig. 9 Cornering braking performance on low adhesive coefficient road

下的制动力呈凹形抛物线,如图8所示,4个车轮的滑移率均稳定在20%附近,在制动末尾采用通常算法,车速低于 2 km/h 退出ABS控制,滑移率迅速上升到100%。控制输入在防抱死控制策略起作用 and 转向初始阶段快速振动以调节制动力使滑移率迅速收敛稳定到目标值,之后变化比较平稳,避免了离散控制的高频振动,实现了连续状态控制,提高了系统控制性能。

弯道制动过程的整车性能如图10所示,纵向车速迅速下降,平均制动强度为 0.3 m/s^2 ,制动能回收率为32.2%,整车具有很好的弯道制动效能,及较高的制动能回收率,有效地增加了电动汽车的续航里程。

5 结论

(1)在对接路面下的直行制动,滑移率控制良好,具有较好的制动稳定性和制动效能;基于EMCB的ABS控制策略对路面条件不敏感且具有很好的

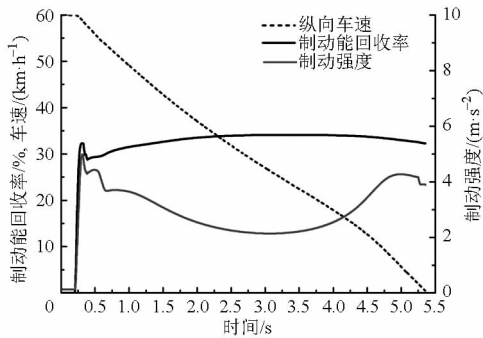


图10 弯道制动过程的整车性能

Fig. 10 Vehicle performance under cornering braking process

响应性和鲁棒性。

(2) 在低附路面下的弯道制动, 滑移率控制平稳, 基于EMCB的ABS控制策略保证了极限附着路面条件下的大角度阶跃转向弯道制动稳定性和制动效能。

(3) 基于电磁机械耦合再生制动系统的集成ABS连续状态控制改善了传统ABS控制性能, 避免了系统高频抖振, 具有更好的滑移率控制性能, 提高了制动能回收率和制动舒适性, 有效增加了电动汽车的续航里程。

参 考 文 献

- Clarke P, Muneer T, Cullinane K. Cutting vehicle emissions with regenerative braking[J]. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 2010, 15(3): 160 - 167.
- Zhang R, Yao E J. Eco-driving at signalised intersections for electric vehicles[J]. *IET Intelligent Transport Systems*, 2015, 9(5): 488 - 497.
- González-Gil A, Palacin R, Batty P, et al. A systems approach to reduce urban rail energy consumption[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 80: 509 - 524.
- 张俊智, 吕辰, 李禹潼. 电驱动乘用车制动能回收技术发展现状与展望[J]. *汽车工程*, 2014, 36(8): 911 - 918. Zhang Junzhi, Lü Chen, Li Yutong. Status quo and prospect of regenerative braking technology in electric cars[J]. *Automotive Engineering*, 2014, 36(8): 911 - 918. (in Chinese)
- Li Z, Chowdhury M, Bhavsar P, et al. Optimizing the performance of vehicle-to-grid (V2G) enabled battery electric vehicles through a smart charge scheduling model[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2015, 16(5): 827 - 837.
- Dinçmen E, Güvenç B A. A control strategy for parallel hybrid electric vehicles based on extremum seeking[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2012, 50(2): 199 - 227.
- Zou Z, Cao J, Cao B, et al. Evaluation strategy of regenerative braking energy for supercapacitor vehicle[J]. *ISA Transactions*, 2015, 55: 234 - 240.
- Zhou Z G, Mi C, Zhang G X. Integrated control of electromechanical braking and regenerative braking in plug-in hybrid electric vehicles[J]. *International Journal of Vehicle Design*, 2012, 58(2-4): 223 - 239.
- 刘学军, 何仁. 电磁-液压复合防抱死制动系统滑模控制[J]. *农业机械学报*, 2014, 45(5): 1 - 7. Liu Xuejun, He Ren. Sliding mode control in electromagnetic-hydraulic hybrid anti-lock braking system[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(5): 1 - 7. (in Chinese)
- 杨阳, 邹佳航, 杨洋, 等. 混合动力汽车再生制动压力协调控制系统[J]. *机械工程学报*, 2014, 50(22): 127 - 135. Yang Yang, Zou Jiahang, Yang Yang, et al. Pressure coordinated control system for HEV regenerative braking[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(22): 127 - 135. (in Chinese)
- Rosenberger M, Uhlig R A, Koch T, et al. Combining regenerative braking and anti-lock braking for enhanced braking performance and efficiency[C]. *SAE Paper 2012-01-0234*, 2012.
- Xu G, Li W, Xu K, et al. An intelligent regenerative braking strategy for electric vehicles[J]. *Energies*, 2011, 4(9): 1461 - 1477.
- Long B, Lim S T, Bai Z F, et al. Energy management and control of electric vehicles, using hybrid power source in regenerative braking operation[J]. *Energies*, 2014, 7(7): 4300 - 4315.
- Wang G, Xiao H, Zhang J, et al. Energy regenerative braking ABS control research on feedback lockup driving-braking integrated system for electric vehicles[J]. *Mechanika*, 2012, 18(3): 341 - 346.
- 卢东斌, 欧阳明高, 谷靖, 等. 电动汽车永磁同步电机最优制动能回馈控制[J]. *中国电机工程学报*, 2013, 33(3): 83 - 91. Lu Dongbin, Ouyang Minggao, Gu Jing, et al. Optimal regenerative braking control for permanent magnet synchronous motors in electric vehicles[J]. *Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering*, 2013, 33(3): 83 - 91. (in Chinese)
- 谷靖. 四轮驱动微型电动车整车控制[D]. 北京: 清华大学, 2012: 55 - 64. Gu Jing. Vehicle control of four-wheel driven micro electric vehicle[J]. Beijing: Tsinghua University, 2012: 55 - 64. (in Chinese)
- 王国业, 刘昭度, 胡仁喜, 等. 基于等效滑移率变化率的汽车防抱制动系统模糊直接自适应控制[J]. *机械工程学报*, 2008, 44(11): 242 - 247. Wang Guoye, Liu Zhaodu, Hu Renxi, et al. Fuzzy logic direct adaptive control of ABS-equipped vehicles based on equivalent slip differential of tire[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(11): 242 - 247. (in Chinese)
- Slotine J J E. Sliding controller design for non-linear systems[J]. *International Journal of Control*, 1984, 40(2): 421 - 434.
- Verma R, Ginoya D, Shendge P D, et al. Slip regulation for anti-lock braking systems using multiple surface sliding controller combined with inertial delay control[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2015, 53(8): 1150 - 1171.
- Hsu C F, Kuo T C. Adaptive exponential-reaching sliding-mode control for antilock braking systems[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2014, 77(3): 993 - 1010.