

# 基于电磁机械耦合再生制动系统的电动汽车稳定性控制

张露<sup>1,2</sup> 张忠富<sup>3</sup> 王国业<sup>1</sup> 赵建柱<sup>1</sup> 张延立<sup>4</sup> 王长伟<sup>4</sup>

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 内蒙古大学交通学院, 呼和浩特 010070;

3. 北京航空航天大学交通科学与工程学院, 北京 100191; 4. 中国农业机械化科学研究院, 北京 100083)

**摘要:** 针对现行电动汽车再生制动的不足, 提出了一种电磁机械耦合再生制动系统, 以克服摩擦制动和再生制动相互独立控制的缺点。在此基础上, 以内嵌侧向力约束的二自由度车辆模型为参考模型, 基于直接制动输入分配和模糊补偿控制提出了一种集成再生制动的电动汽车稳定性控制策略。以美国 FMVSS126 法规为试验工况和评价指标, 以及低附路面阶跃转向工况为例, 应用 Matlab/Simulink&CarSim 车辆动力学仿真试验平台, 对有、无模糊补偿控制的侧向稳定性、操纵响应性和能量回收率等进行对比分析。研究结果表明, 有模糊补偿控制的车辆顺利通过法规测试, 所提出的模糊补偿稳定性控制策略具有很好的鲁棒性和横摆稳定性, 减小了横摆角速度和质心侧偏角的跟踪误差, 即增加了行车安全性, 又具有一定的制动能回收率。

**关键词:** 电动汽车; 再生制动; 模糊补偿; 制动能回收; 稳定性控制

**中图分类号:** U469.72 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2017)01-0309-08

## Electric Vehicles Stability Control Based on Electromagnetic – Mechanical Coupled Regenerative Braking System

ZHANG Lu<sup>1,2</sup> ZHANG Zhongfu<sup>3</sup> WANG Guoye<sup>1</sup> ZHAO Jianzhu<sup>1</sup> ZHANG Yanli<sup>4</sup> WANG Changwei<sup>4</sup>

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

2. Transportation Institute, Inner Mongolia University, Huhhot 010070, China

3. School of Transportation Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China

4. Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, Beijing 100083, China)

**Abstract:** For the deficiency of current electric vehicle regenerative braking, a new-type electromagnetic – mechanical coupled regenerative braking system was proposed. The new-type electromagnetic – mechanical coupled regenerative braking system overcame independent control of friction braking and regenerative braking. Based on the system, two degrees of freedom vehicle dynamic model with the lateral force limitation was taken as reference model. Meanwhile, electric vehicle stability control strategy was proposed based on direct braking input distribution and fuzzy-compensation control. According to the test conditions and evaluation indicators of American regulation FMVSS126, the lateral stability, handling response and braking energy recovery efficiency were analyzed and contrasted with or without ESC control by vehicle dynamic co-simulation platform of Matlab/Simulink and CarSim. The results showed that the vehicle equipped with ESC passed the sine with dwell tests of regulation successfully. The proposed fuzzy-compensation stability control algorithm had better robustness and yaw stability, which reduced the tracking error of vehicle slip angle and yaw rate effectively. The electric vehicle stability control strategy integrated regenerative braking not only can increase the driving safety of electric vehicles, but also had the recovery efficiency. The research results of the new-type electromagnetic – mechanical coupled regenerative braking system were focused on the vehicle stability, and involved with some braking energy recovery.

**Key words:** electric vehicle; regenerative braking; fuzzy-compensation; braking energy recovery; stability control

## 引言

汽车主动安全技术尤其是电子稳定性控制(Electronic stability control, ESC)能够显著提高车辆的操纵稳定性,是汽车主动安全领域的重要研究内容<sup>[1-2]</sup>,也是电动汽车发展不可或缺的关键技术。电动汽车尤其是再生制动能够有效解决能源和污染问题<sup>[3]</sup>,因此,集成再生制动的电动汽车稳定性控制对于提高制动能回收效率、降低能耗、增加行车安全具有重要意义<sup>[4-5]</sup>。

目前,分布驱动电动汽车的稳定性控制方法均通过驱动横摆力矩或基于现行再生制动技术的制动横摆力矩实现横摆稳定性控制<sup>[6-7]</sup>。现行再生制动技术通常采用两套独立的制动系统,即摩擦制动系统和电机再生制动系统<sup>[8-9]</sup>,制动过程中再生制动和摩擦制动需要协调控制。因此,上述系统均存在协调控制难度大、消耗促动能、系统结构复杂、控制参量多等问题<sup>[10-11]</sup>,不能有效地兼顾操纵稳定性和制动能回收。

针对现行电动汽车制动系统和稳定性控制存在的问题,利用现代机电控制技术,提出一种电磁机械耦合再生制动系统(Electromagnetic - mechanical coupled regenerative braking system, EMCB),集成电子机械制动(Electro-mechanical braking, EMB)系统和再生制动的优点,克服两套制动系统相互独立的缺点,在不消耗额外摩擦制动促动能的情况下实现摩擦制动,实现电磁机械耦合再生制动,并基于该再生制动系统和模糊补偿控制提出一种电动汽车稳定性控制策略,旨在保证横摆稳定性的同时又回收一定的制动能量。

## 1 电磁机械耦合再生制动系统及耦合机理

结合 EMB 和再生制动的优点<sup>[12]</sup>,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,如图 1 所示。

制动时,电机处于制动状态,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,形成电磁制动;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,通过螺旋传动装置压紧制动盘形成摩擦制动;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

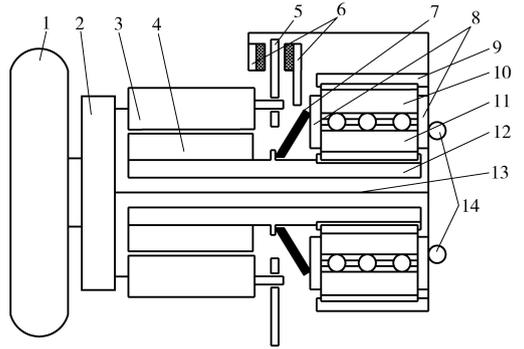


图 1 电磁机械耦合再生制动系统结构图

Fig. 1 Structure diagram 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

轴向移动,克服膜片弹簧的弹性力,消除制动间隙,推动制动钳压紧制动盘产生摩擦转矩,并通过销轴作用在电机转子上,和其电磁转矩形成制动车轮的耦合制动转矩。

电机的定子与螺杆花键轴套固定连接,电机制动力矩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

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

式中  $\omega_m$ 、 $\omega_w$ ——电机转子机械角速度、车轮角速度,rad/s

$T_L$ 、 $T_{be}$ ——电机制动力矩、电磁制动转矩,N·m

$i_c$ ——传动装置的传动比

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,电机制动力矩通过螺旋传动装置产生螺旋推力,螺旋传动方程可表达为

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

式中  $F_N$ ——螺杆或螺母螺旋推力,N

$R_s$ ——螺杆螺母啮合半径,m

$\alpha_s$ ——螺杆导程角,rad

$\rho_s$ ——当量摩擦角,rad

$\eta_1$ ——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,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  
 $F_{s0}$ ——制动间隙完全消除时对应的膜片弹簧弹性力, N  
 $F_s$ ——膜片弹簧弹性力, N

其中, 膜片弹簧弹性反力  $F'_s$  与螺旋推力机构位移之间的关系式为

$$F'_s = a_s \lambda_s^3 + b_s \lambda_s^2 + c_s \lambda_s \quad (4)$$

式中  $\lambda_s$ ——螺旋推力机构位移, m  
 $a_s, b_s, c_s$ ——膜片弹簧的结构系数

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

$$\begin{cases} T_{bc} = 2i_c \mu_c R_p F_c \\ T_u = T_{bc} + T_{be} \end{cases} \quad (5)$$

式中  $T_u, T_{bc}$ ——总制动力矩、摩擦制动转矩, N·m  
 $R_p$ ——制动压力作用半径, m  
 $\mu_c$ ——制动盘摩擦因数

其中, 电机制动力矩与摩擦制动促动力之间函数关系式为

$$F_c = \begin{cases} 0 & (F_N \leq F_{s0}) \\ \frac{\eta_1 i_c}{R_s \tan(\alpha_s + \rho_s)} T_L - F_{s0} & (F_N > F_{s0}) \end{cases} \quad (6)$$

根据式(1)、(2)和式(5)可得总制动力矩方程为

$$T_u = (i_c + k_L k_s) T_L - k_s F_s \quad (7)$$

其中  $k_L = \frac{\eta_1}{R_{cs} \tan(\alpha_s + \rho_s)}$   
 $k_s = 2i_c \mu_c R_p \operatorname{sgn}(F_N - F_s)$

式中  $k_L$ ——螺旋推力系数  
 $k_s$ ——弹性力系数

$\operatorname{sgn}(x)$ ——关于  $x$  的符号函数

由式(7)可知, EMCB 系统的总制动力矩  $T_u$  是关于电机制动转矩  $T_L$  的连续函数, 引入无量纲参数  $x_p$  作为 EMCB 系统的制动输入, 满足  $dT_u/dx_p$  连续, 如图 2 所示, 总制动力矩  $T_u$ 、电机制动力矩  $T_L$  与  $x_p$  的关系表达式为

$$\begin{cases} T_L = \frac{a_p x_p^2 + b_p x_p + k_s F_s}{i_{c2} + k_L k_s} \\ T_u = a_p x_p^2 + b_p x_p \end{cases} \quad (8)$$

式中  $a_p, b_p$ ——制动增益因子, N·m  
 $x_p$ ——制动输入

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

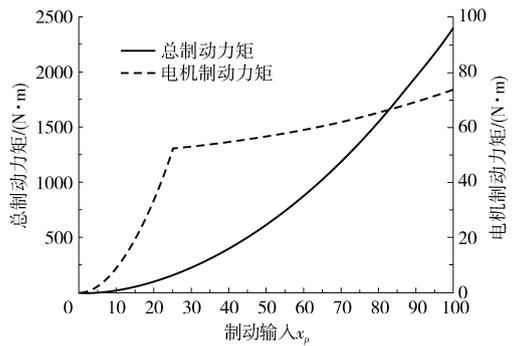


图2 耦合机理关系

Fig. 2 Relationship of coupled mechanism

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, 其中制动过程的制动能回收率可表达为

$$\eta_e = \frac{\int_0^t (T_L \omega_m - P_{Cu} - P_{Fe} - P_{inv} - P_{bat}) dt}{E_V + E_J} \quad (9)$$

式中  $\eta_e$ ——制动能回收率

$E_V, E_J$ ——整车平动动能损失、转动动能损失, J

$P_{Cu}, P_{Fe}, P_{inv}, P_{bat}$ ——电机铜耗、铁损、逆变器损耗、电池充电损耗<sup>[13]</sup>

## 2 模糊补偿控制策略

横摆角速度  $\gamma$  和质心侧偏角  $\beta$  共同表征了车辆的横摆稳定性, 根据方向盘转角  $\delta$  和车速  $v_x$  由参考模型确定理想横摆角速度  $\gamma_d$  和质心侧偏角  $\beta_d$ <sup>[14-15]</sup>。以  $\gamma, \gamma_d$  和  $\beta, \beta_d$  为控制变量, 设计了双模糊控制器和车轮分配补偿控制器, 结构如图 3 所示, 当  $\gamma$  和  $\gamma - \gamma_d$  超出预设范围时将模糊输出  $f_{c1}, f_{c2}$  分配给四轮制动输入  $x_p = (x_{p1}, x_{p2}, x_{p3}, x_{p4})$ , 实现横摆力矩控制, 防止车辆失稳。

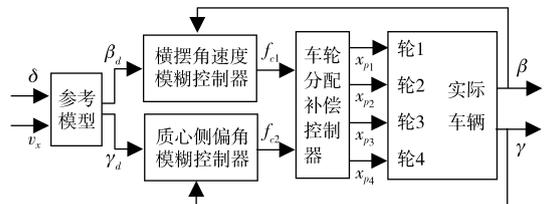


图3 模糊补偿控制器模型

Fig. 3 Fuzzy-compensation control model

### 2.1 参考模型和控制变量

多数驾驶员对车辆操纵特性的认知是基于二自由度线性车辆模型, 如图 4 所示, 它反映了车辆线性区域的响应, 符合驾驶习惯。

以线性二自由度车辆模型为参考模型确定目标横摆角速度和质心侧偏角<sup>[16]</sup>, 其运动微分方程可表达为

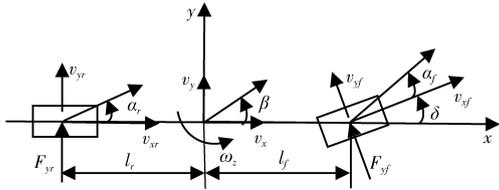


图4 二自由度线性车辆模型

Fig.4 2-DOF linear vehicle dynamic model

$$\begin{cases} m(\dot{v}_y + v_x \gamma) = F_{yf} \cos \delta + F_{yr} \\ I_z \dot{\gamma} = l_f F_{yf} \cos \delta - l_r F_{yr} \end{cases} \quad (10)$$

式中  $m$ ——整车质量, kg  
 $I_z$ ——整车绕  $z$  轴的转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$   
 $v_x, v_y$ ——质心纵向车速、侧向车速,  $\text{m/s}$   
 $l_f, l_r$ ——质心到前、后轴的距离,  $\text{m}$   
 $F_{yf}, F_{yr}$ ——前、后轴侧向力,  $\text{N}$

考虑路面条件的限制和操纵响应滞后,通常采用最大侧向加速度和延迟环节修正二自由度模型计算的稳态横摆角速度和质心侧偏角间接获得目标值<sup>[17-18]</sup>,为了尽可能使车辆处于线性可控区域,通过约束模型内嵌的侧向力直接获得目标横摆角速度和质心侧偏角,其表达式为

$$\begin{cases} F_{yf} = \min \{ k_{yf}(\beta + l_f \gamma / v_x - \delta), 0.85 \mu m g l_r / L \} \\ F_{yr} = \min \{ k_{yr}(\beta - l_r \gamma / v_x), 0.85 \mu m g l_f / L \} \end{cases} \quad (11)$$

式中  $\mu$ ——路面附着系数  
 $L$ ——轴距,  $\text{m}$   
 $g$ ——重力加速度,  $\text{m/s}^2$   
 $k_{yf}, k_{yr}$ ——前、后轮侧偏刚度,  $\text{N/rad}$

### 2.2 控制器设计

模糊控制具有模拟人脑抽象思维的特点,善于表达知识和逻辑推理,对于复杂非线性系统控制显示了鲁棒性好、控制性能高的优点,属于智能控制。由于横摆角速度、质心侧偏角相互耦合,以及车辆运动高度非线性,难以建立精确模型和进行解耦控制。因此,采用高斯隶属函数和 Mamdani 推理机设计了横摆角速度和质心侧偏角的二维模糊控制器,平均解模糊运算表达式为

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

式中  $\hat{f}(x)$ ——模糊系统输出  
 $\mu_{A_i^{l_i}}(x_i)$ —— $x_i$  的隶属函数  
 $\bar{y}_f^{l_1 l_2}$ ——单值模糊函数权值  
 $l_i$ —— $x_i$  的模糊论域集合  
 $m, n$ ——模糊集个数

横摆角速度模糊控制器的输入、输出分别为:横

摆角速度跟踪误差  $e_\gamma$  及其变化率  $de_\gamma$  和控制器输出  $f_{c1}$ , 如图 5 和表 1 所示。

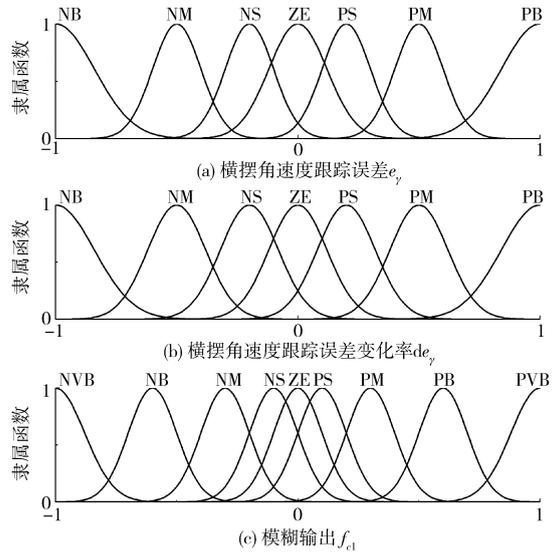


图5 横摆角速度控制器隶属函数

Fig.5 Membership functions for yaw rate controller

表1 横摆角速度控制器模糊规则

Tab.1 Fuzzy rule-base for yaw rate controller

横摆角速度跟踪误差 $e_\gamma$	横摆角速度跟踪误差变化率 $de_\gamma$						
	NB	NM	NS	ZE	NS	NM	NB
NB	NVB	NVB	NVB	NB	NM	NS	ZE
NM	NVB	NVB	NB	NM	NS	ZE	PS
NS	NVB	NM	NS	NS	ZE	PS	PM
ZE	PB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
PS	NM	NS	ZE	PS	PS	PM	PVB
PM	NS	ZE	PS	PM	PB	PVB	PVB
PB	ZE	PS	PM	PB	PVB	PVB	PVB

质心侧偏角模糊控制器的输入、输出分别为:质心侧偏角跟踪误差  $e_\beta$  及其变化率  $de_\beta$  和控制器输出  $f_{c2}$ , 如图 6 和表 2 所示。

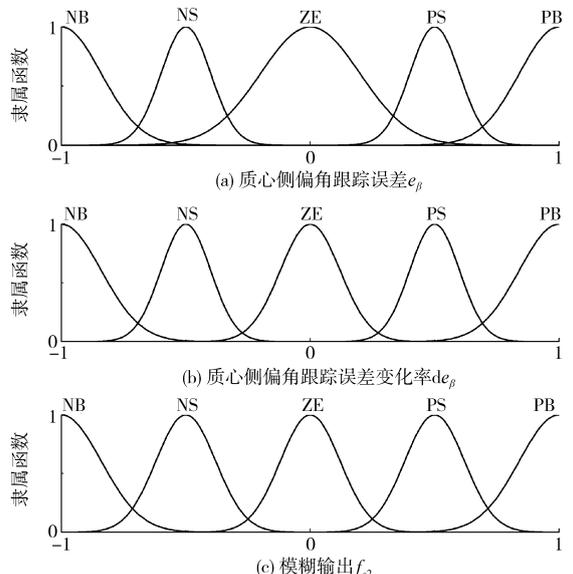


图6 质心侧偏角控制器隶属函数

Fig.6 Membership functions for vehicle slip angle controller

表 2 质心侧偏角控制器模糊规则

Tab.2 Fuzzy rule-base for vehicle slip angle controller

质心侧偏角 跟踪误差 $e_\beta$	质心侧偏角跟踪误差变化率 $de_\beta$				
	NB	NS	ZE	NS	NB
NB	NB	NB	NS	NS	ZE
NS	NB	NS	NS	NS	PS
ZE	NB	NS	ZE	PS	PB
PS	NS	ZE	PS	PS	PB
PB	ZE	PS	PS	PB	PB

为了尽可能满足 ESC 控制在干扰驾驶员操纵的情况下介入并提供额外的横摆力矩辅助驾驶员进行转向,特别在左右转向切换时易引起过度修正,因此,对横摆角速度  $\gamma$  及其跟踪误差  $e_\gamma$  和质心侧偏角跟踪误差  $e_\beta$  进行死区控制<sup>[19]</sup>,其表达式为

$$\left\{ \begin{array}{l} \gamma_s = \begin{cases} 1 & (\gamma > \gamma_0) \\ 0 & (\gamma \leq |\gamma_0|) \\ -1 & (\gamma < -\gamma_0) \end{cases} \\ \Delta\gamma_s = \begin{cases} 1 & (e_\gamma > e_{\gamma_0}) \\ 0 & (e_\gamma \leq |e_{\gamma_0}|) \\ -1 & (e_\gamma < -e_{\gamma_0}) \end{cases} \\ \Delta\beta_s = \begin{cases} 1 & (e_\beta > e_{\beta_0}) \\ 0 & (e_\beta \leq |e_{\beta_0}|) \\ -1 & (e_\beta < -e_{\beta_0}) \end{cases} \end{array} \right. \quad (13)$$

式中  $\Delta\beta_s, e_{\beta_0}$ ——质心侧偏角跟踪误差的死区控制值和死区门限值,rad

$\gamma_s, \Delta\gamma_s$ ——横摆角速度及其跟踪误差的死区控制值,rad/s

$\gamma_0, e_{\gamma_0}$ ——横摆角速度及其跟踪误差的死区门限值,均大于 0,rad/s

由横摆角速度和质心侧偏角控制器得到制动输入  $x_{p1}$  和  $x_{p2}$ ,根据  $\gamma_s, \Delta\gamma_s, \Delta\beta_s$  选择车轮施加制动输入  $x_p$ <sup>[20]</sup>,使车辆回到线性可控区域,直接车轮制动输入分配关系如表 3 所示。

表 3 车轮分配补偿控制

Tab.3 Wheel distribution and compensation control

决策依据	分配车轮	补偿控制输出
$\gamma_s > 0$ $\Delta\gamma_s > 0$ $\Delta\beta_s = 0$	内后轮	$(0, 0, f_{c1}, 0)$
$\gamma_s > 0$ $\Delta\gamma_s < 0$ $\Delta\beta_s = 0$	外前轮 + 外后轮	$(0, -f_{c1}, 0, f_{c2})$
$\gamma_s < 0$ $\Delta\gamma_s > 0$ $\Delta\beta_s = 0$	外前轮 + 外后轮	$(f_{c1}, 0, -f_{c2}, 0)$
$\gamma_s < 0$ $\Delta\gamma_s < 0$ $\Delta\beta_s = 0$	内后轮	$(0, 0, 0, -f_{c1})$
$\gamma_s > 0$ $\Delta\beta_s > 0$	外前轮 + 外后轮	$(0, f_{c2}, 0, -f_{c1})$
$\gamma_s < 0$ $\Delta\beta_s > 0$	外后轮 + 外前轮	$(0, -f_{c1}, 0, f_{c2})$
$\gamma_s > 0$ $\Delta\beta_s < 0$	内前轮 + 内后轮	$(f_{c1}, 0, -f_{c2}, 0)$
$\gamma_s < 0$ $\Delta\beta_s < 0$	内后轮 + 内前轮	$(-f_{c2}, 0, f_{c1}, 0)$

### 3 控制性能分析

依据前述 EMCB 系统的耦合机理和模糊补偿控制策略,针对具有四轮电磁机械耦合再生制动系统的小型电动汽车,参数见表 4,在 Matlab/Simulink 中构建新型再生制动系统模型和模糊补偿控制器模型,在 CarSim 中构建整车动力学模型和驾驶员模型,建立 Simulink&CarSim 车辆动力学仿真试验平台,以美国 FMVSS126 法规为试验工况和评价指标<sup>[21]</sup>,以及低附路面下阶跃转向工况为例,对有、无模糊补偿控制的侧向稳定性、操纵响应性、能量回收率等进行对比分析。其中,无模糊补偿控制时新型制动系统不起作用,此时制动能回收率为 0。

表 4 车辆和电机参数

Tab.4 Parameters of vehicle and electric motor

参数	数值	参数	数值
整车质量/kg	1 231	电机峰值功率/kW	16
质心高/m	0.54	电机峰值扭矩/(N·m)	120
前轮到质心距离/m	1.265	电机额定功率/kW	11
后轮到质心距离/m	1.335	电机额定转速/(r·min <sup>-1</sup> )	1 200

#### 3.1 阶跃转向工况

阶跃转向工况的试验条件:路面附着系数为 0.5,初始车速为 60 km/h,方向盘转角为由 (0.2 s, 0°) 阶跃为 (0.3 s, 90°)。为了验证模糊补偿控制器在大侧偏角下的控制性能,在试验初始阶段施加一个横摆力矩使车辆产生较大侧滑,关闭模糊补偿控制器;当质心侧偏角超出设定门限值时开启模糊补偿控制器,不再施加横摆力矩,试验结果如图 7 所示。

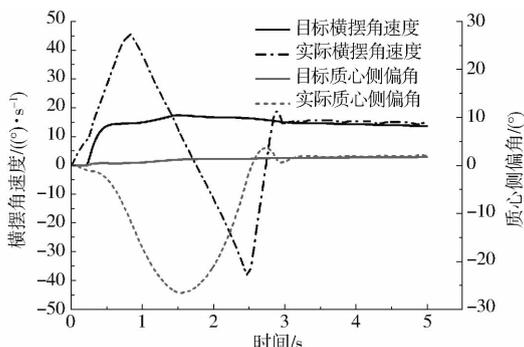


图 7 阶跃输入工况下的控制性能

Fig.7 Control performance under step input

在附加横摆力矩的作用下,质心侧偏角和横摆角速度迅速增加超出目标值,车辆发生大侧滑进入非线性区,此时质心侧偏角控制器作为主控制器,选择右前轮制动和右后轮进行制动,如图 7、8 所示,质心侧偏角迅速收敛,横摆角速度出现超调;当质心侧偏角回到死区控制门限值范围内时,横摆角

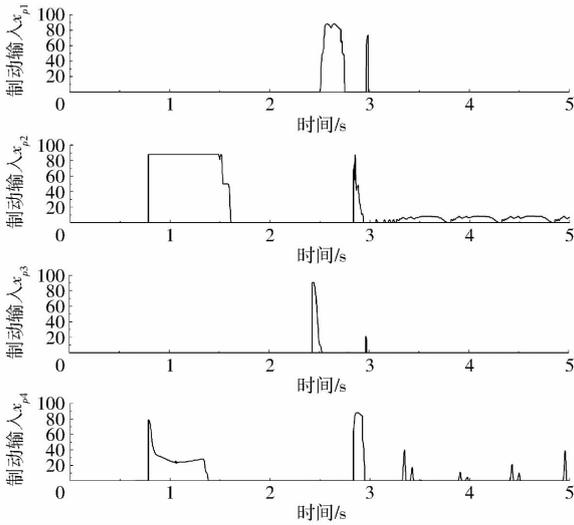


图8 EMCB系统制动输入(阶跃)

Fig.8 Braking input of EMCB system

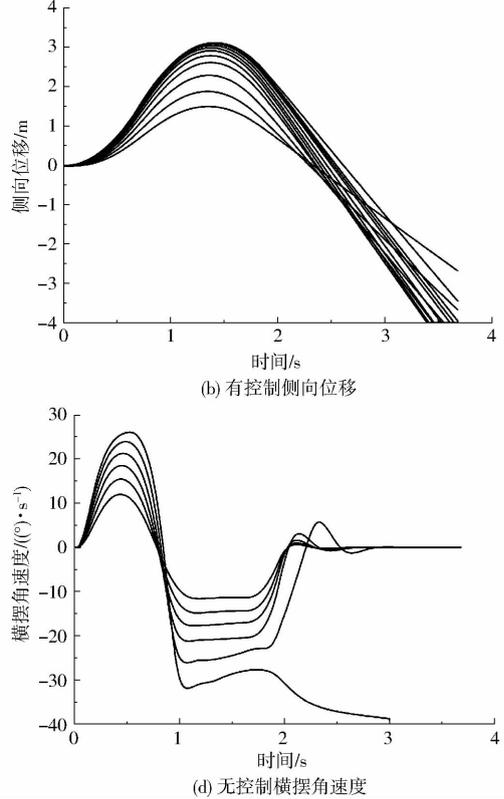
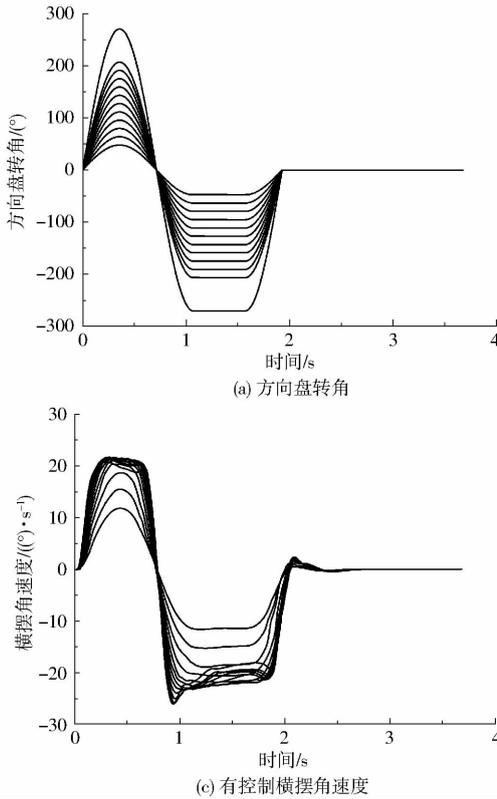


图9 FMVSS126 正弦延迟试验结果

Fig.9 Sine with dwell tests of FMVSS126

如图9所示,随方向盘转角的增加,横摆角速度和侧向位移随之增加,当方向盘转角输入达到4A时,无模糊补偿控制的车辆失去稳定性,没有通过法规测试。有模糊补偿控制的车辆继续保持侧向稳定性,在转角输入结束后的2个时间点(2.93 s和3.68 s)处的横摆角速度都很小,当转角幅值大于5A后,1.07 s的侧向位移全都大于1.83 m,通过法规测试,具体评价指标如表5所示。

以上述试验过程中无模糊补偿控制的车辆失稳时的转角输入工况为例,对稳定性表征参数进

速度控制器作为主控制器,质心侧偏角控制器作为补偿控制器,横摆角速度和质心侧偏角很快收敛到目标值附近,车辆由非线性区回到线性可控区。

### 3.2 正弦延迟工况

FMVSS126 法规以正弦延迟开环工况评价 ESC 控制系统的性能,路面附着系数设为 0.85,车速为  $(80 \pm 2)$  km/h。以  $13.5(^{\circ})/s$  的速度增加方向盘转角至侧向加速度达到  $0.55 g$ ,进行 6 组试验,通过线性拟合确定侧向加速度为  $0.3 g$  对应的方向盘转角为  $A = 32^{\circ}$ 。在得到方向盘转角  $32^{\circ}$ 后,以初始幅值  $48^{\circ}$ 和  $16^{\circ}$ 的增幅,0.7 Hz 的频率进行正弦转角输入,第 2 个波峰处保持 500 ms 后回正,一直达到  $208^{\circ}$ ,如果  $208^{\circ} < 270^{\circ}$ ,则最后一次试验的方向盘转角为  $270^{\circ}$ ,如图 9a 所示。

表5 FMVSS126 评价指标

Tab.5 Evaluation indicators of FMVSS126

方向 盘转 角/ $(^{\circ})$	侧向位移 (1.07 s)/m		横摆角速度 (2.93 s)/%		横摆角速度 (3.68 s)/%	
	试验值	指标值	试验值	指标值	试验值	指标值
160	2.68		0.056		0.049	
176	2.70		0.053		0.047	
192	2.71	$\geq 1.83$	0.050	$\leq 35$	0.045	$\leq 20$
208	2.72		0.046		0.044	
270	2.84		0.025		0.044	

一步分析。如图 10、11 示,无模糊补偿控制的车辆在转角回正后横摆角速度持续增加,质心侧偏角相平面发散不收敛,车辆失稳;有模糊补偿控制的实际质心侧偏角相平面偏离目标值较小范围,但质心侧偏角控制在  $-2^{\circ} \sim 2^{\circ}$  线性可控区域内。如图 11 ~ 13 所示,通过四轮 EMCB 系统的适当制动干预,横摆角速度能很好地跟随方向盘转角变化,最大侧向位移比无模糊控制的要小,车辆没有出现失稳现象,同时又可以回收 20% 由于辅助制动损失的整车动能,既保证了侧向稳定性,又兼顾了一定的制动能回收率。

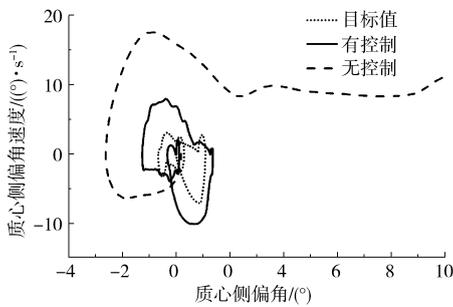


图 10 质心侧偏角相平面

Fig. 10 Vehicle slip angle phase plane

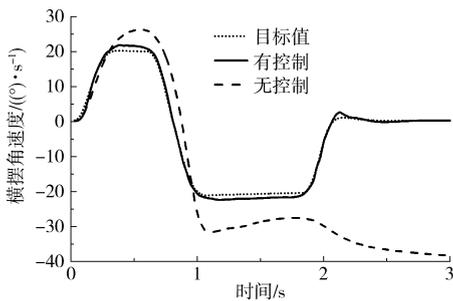


图 11 横摆速度跟踪变化

Fig. 11 Tracking changes of yaw rate

### 4 结论

(1) 基于横摆角速度和质心侧偏角设计的双模糊控制器兼顾了操纵稳定性和轨迹跟随性,具有比

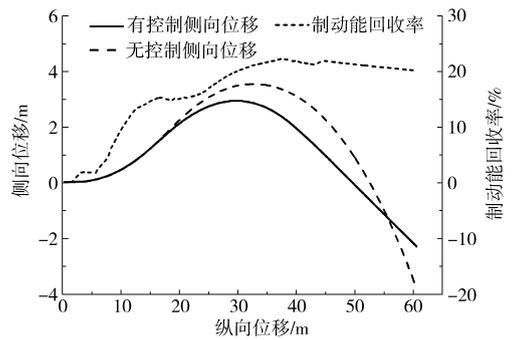


图 12 车辆运动轨迹和制动能回收率

Fig. 12 Track of vehicle and braking energy recovery efficiency

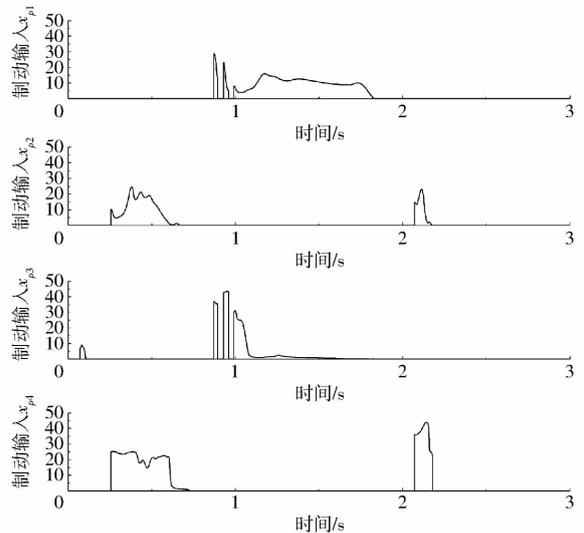


图 13 EMCB 系统制动输入(正弦)

Fig. 13 Braking input of EMCB system

较好的鲁棒性和操纵响应性。

(2) 基于质心侧偏角跟踪误差和横摆角速度及其跟踪误差的死区控制门限的模糊补偿策略有效减小了横摆角速度和质心侧偏角的跟踪误差,避免了对驾驶员的过度干扰和修正。

(3) 基于 EMCB 再生制动系统的电动汽车稳定性控制策略满足法规要求,既保证了电动汽车的横摆稳定性,又具有一定的制动能回收率,增加了电动汽车的续航里程和行车安全性。

### 参 考 文 献

- 1 FURUKAWA Y, ABE M. Advanced chassis control systems for vehicle handling and active safety[J]. Vehicle System Dynamics, 1997, 28(2-3): 59-86.
- 2 李亮, 贾钢, 宋健, 等. 汽车动力学稳定性控制研究进展[J]. 机械工程学报, 2013, 49(24): 95-107.  
LI Liang, JIA Gang, SONG Jian, et al. Progress on vehicle dynamics stability control system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(24): 95-107. (in Chinese)
- 3 张俊智, 吕辰, 李禹潼, 等. 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, et al. Status quo and prospect of regenerative braking technology in electric cars [J]. Automotive Engineering, 2014, 36(8): 911-918. (in Chinese)
- 4 EMIRLER M T, KAHRAMAN K, ŞENTÜRK M, et al. Lateral stability control of fully electric vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2015, 16(2): 317-328.
- 5 NAITO M, KOIKE Y, OSAKI S, et al. Development of regenerative cooperative braking system with conventional ESC[C]. SAE Paper 2014-01-0331, 2014.
- 6 SONG P, TOMIZUKA M, ZONG C. A novel integrated chassis controller for full drive-by-wire vehicles[J]. Vehicle System

- Dynamics, 2015, 53(2): 215 - 236.
- 7 余卓平, 冯源, 熊璐. 分布式驱动电动汽车动力学控制发展现状综述[J]. 机械工程学报, 2013, 49(8): 105 - 114.  
YU Zhuoping, FENG Yuan, XIONG Lu. Review on vehicle dynamics control of distributed drive electric vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(8): 105 - 114. (in Chinese)
  - 8 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.
  - 9 ZOU Z, CAO J, CAO B, et al. Evaluation strategy of regenerative braking energy for supercapacitor vehicle[J]. ISA Transactions, 2015, 55: 234 - 240.
  - 10 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.
  - 11 刘杨, 孙泽昌, 王猛. 新能源汽车解耦式电液复合制动系统[J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2015, 46(3): 835 - 842.  
LIU Yang, SUN Zechang, WANG Meng. Decoupled electro-hydraulic brake system for new energy vehicles[J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2015, 46(3): 835 - 842. (in Chinese)
  - 12 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.
  - 13 卢东斌, 欧阳明高, 谷靖, 等. 电动汽车永磁同步电机最优制动回馈控制[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)
  - 14 张利鹏, 李亮, 祁炳楠, 等. 双电机分布式驱动汽车高速稳定性机电耦合控制[J]. 机械工程学报, 2015, 51(16): 29 - 40.  
ZHANG Lipeng, LI Liang, QI Bingnan, et al. High speed stability electromechanical coupling control for dual-motor distributed drive electric vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(16): 29 - 40. (in Chinese)
  - 15 BOADA B L, BOADA M J L, Diaz V. Fuzzy-logic applied to yaw moment control for vehicle stability[J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(10): 753 - 770.
  - 16 JONASSON M, ANDREASSON J, SOLYOM S, et al. Utilization of actuators to improve vehicle stability at the limit: from hydraulic brakes toward electric propulsion[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2011, 133(5): 502 - 506.
  - 17 Yi K, CHUNG T, KIM J, et al. An investigation into differential braking strategies for vehicle stability control[J]. Proc. IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2003, 217(12): 1081 - 1093.
  - 18 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 - 138.  
LIN Cheng, PENG Chunlei, CAO Wanke. Sliding mode variable structure control for the stability of independent drive electric vehicle[J]. Automotive Engineering, 2015, 37(2): 132 - 138. (in Chinese)
  - 19 RUBIN D, AROGETI S A. Vehicle yaw stability control using active limited-slip differential via model predictive control methods [J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(9): 1315 - 1330.
  - 20 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 187 - 193.
  - 21 NHTSA. Federal Motor Vehicle Safety Standards No. 126[EB/OL]. [http://www.nhtsa.gov/Laws + & + Regulations/Electronic + Stability + Control + \(ESC\), 2007](http://www.nhtsa.gov/Laws + & + Regulations/Electronic + Stability + Control + (ESC), 2007).

~~~~~

(上接第 332 页)

- 16 GOGU G. Structural synthesis of fully-isotropic parallel robots with Schonflies motions via theory of linear transformations and evolutionary morphology [J]. European Journal of Mechanics A/Solids, 2007, 26(2): 242 - 269.
- 17 张彦斌, 吴鑫. 完全解耦二维移动二维转动并联机构结构综合[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(8): 250 - 256. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20130843&flag=1](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20130843&flag=1). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.08.043.  
ZHANG Yanbin, WU Xin. Structural synthesis of fully-decoupled two-translational and two-rotational parallel mechanisms [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(8): 250 - 256. (in Chinese)
- 18 ZENG D X, HOU Y L, CHANG W, et al. Type synthesis of the translational decoupled parallel mechanism based on screw theory [J]. Journal of Harbin Institute of Technology University, 2014, 21(1): 84 - 91.
- 19 张彦斌, 刘宏昭, 吴鑫. 基于互易螺旋理论的无奇异完全各向同性移动并联机构型综合[J]. 机械工程学报, 2008, 44(10): 83 - 88.  
ZHANG Yanbin, LIU Hongzhao, WU Xin. Type synthesis of non-singular fully-isotropic translational parallel mechanisms based on theory of reciprocal screw[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(10): 83 - 88. (in Chinese)
- 20 秦友蕾, 曹毅, 陈海, 等. 完全解耦 3T2R 并联机器人构型综合方法[J]. 航空学报, 2016, 37(6): 1983 - 1991.  
QIN Youlei, CAO Yi, CHEN Hai, et al. Structural synthesis method of fully decoupled 3T2R parallel robotic manipulators[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2016, 37(6): 1983 - 1991. (in Chinese)