

DOI: 10.7652/xjtuxb201901006

后驱全电独立驱动-制动电动车横摆稳定性控制

杨坤¹, 解来卿², 王杰¹, 谭迪¹, 张学义¹, 刘吉顺³

(1. 山东理工大学交通与车辆工程学院, 255000, 山东淄博; 2. 清华大学汽车安全与节能
国家重点实验室, 100084, 北京; 3. 阿尔特汽车技术股份有限公司, 100076, 北京)

摘要: 考虑基于传统液压制动的横摆稳定性控制(YSC)应用于全电独立驱动-制动电动车受到的限制和电子机械制动(EMB)应用于电动车的优势,提出了基于全电耦合制动和遗传 PID 算法的 YSC 控制方案,基于 Matlab/Simulink 搭建了仿真平台,通过阶跃路转向工况进行了验证。仿真结果表明:无 YSC 控制时,整车会因横摆角速度过大而失稳;有 YSC 控制时,整车横摆角速度被控制在目标值附近,整车未失稳。在控制过程中,EMB 工作时间减少 3.93 s,占总工作时间的 88.9%;最大制动力矩需求可减小 495 N·m,占总制动力矩的 67.6%,这为优化 EMB 提供了途径。另外,控制过程中除减少了 EMB 能耗外,后左和后右轮毂电机系统可回收能量 31.25 kJ,节能效果显著。此项研究可为优化 EMB 制动和进一步减少电动车整车能耗提供新思路。

关键词: 独立驱动-制动电动车;电子机械制动;横摆稳定性控制;全电耦合制动

中图分类号: U469 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)01-0044-08

Yaw Stability Control of Electric Independent Driving and Braking Electric Vehicles with Rear Driving

YANG Kun¹, XIE Laiqing², WANG Jie¹, TAN Di¹, ZHANG Xueyi¹, LIU Jishun³

(1. School of Transportation and Vehicle Engineering, Shandong University of Technology, Zibo, Shandong 255000, China;
2. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China;
3. IAT Automobile Technology Corporation Limited, Beijing 100076, China)

Abstract: The limitation of yaw stability control (YSC) for electric vehicles based on traditional hydraulic brake and the advantages of electromechanical brake (EMB) are analyzed. A YSC scheme based on electrically coupled brake and genetic PID algorithm is proposed. A simulation platform is built based on Matlab/Simulink. The proposed YSC and simulation platform are verified on step road and steering conditions. The vehicle is unstable due to the excessive yaw rate when there is no YSC control. The yaw rate can be controlled near the target value and the vehicle is stable when there is YSC control. During the control process, the working time of EMB is reduced by 3.93 s, which accounts for 88.9% of the total working time for brake, and the maximum brake torque requirement of EMB is reduced by 495 N·m, which accounts for 67.6% of the total brake torque. These results provide a possibility for the optimization of EMB. The coupled brake can reduce the energy consumption and can recover energy up to 31.25 kJ. This research may provide new ideas for optimization of EMB and further reduction of vehicle energy consumption.

收稿日期: 2018-07-16。 作者简介: 杨坤(1981—),男,博士,副教授,硕士生导师;王杰(通信作者),女,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51605265,51775320);山东省重点研发计划资助项目(2018GGX105010)。

网络出版时间: 2018-10-18 网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20181017.0939.004.html>

Keywords: electric independent driving and braking electric vehicle; electro-mechanical brake; yaw stability control; electric coupled brake

随着中国汽车保有量的逐年增多及能源安全与环境污染问题严重性的日益突出,电动化已成为汽车技术发展的主要方向之一^[1]。其中,轮毂电机电动车因具有传动效率高、空间布置灵活、前后轴荷分配合理、动力性强、经济性好等优势而成为研究热点^[2-3]。近年来,随着人们对其电子差速系统^[4]、差动助力转向控制^[5]、驱动横摆力矩控制^[6-7]、轮毂电机系统对悬架设计^[8]、整车垂向运动^[9]、整车平顺性^[10]等影响研究的深入,操纵稳定性逐步成为亟待解决的关键问题,这也是充分发挥其性能优势的基础^[11]。目前,市场上主流的汽车操纵稳定性控制方案均是通过对车轮施加制动力实现的,但由于液压制动调节单元的关键技术被博世、大陆等国外大公司垄断^[12-13],使基于传统液压制动的横摆稳定性控制系统(YSC)在轮毂电机电动车上的应用受到限制。电子机械制动系统(EMB)作为下一代制动系统,具有制动力大小可知、滞后小和控制精确的特点,且便于集成 ABS/TCS/ESP 等控制系统,从而为突破国内公司在液压制动系统控制单元方面的瓶颈提供了机遇^[14];同时,基于轮毂电机电动车可为车轮独立提供电机制动力的特点,可用耦合制动替代单纯的机械制动,从而减小对 EMB 最大制动力、工作时间的要求,并解决高压电源、制动备份等影响 EMB 应用的关键问题^[14]。为此,基于全电耦合制动的独立驱动-制动电动车 YSC 极具研究价值。针对传统 YSC 控制系统采用的门限值和 PID 控制,应用过程中存在控制参数优化困难、标定周期长、工作量大等问题,本文以后驱全电独立驱动-制动电动车为研究对象,提出了基于全电耦合制动和遗传 PID 算法的 YSC 方案,搭建了基于 15 自由度车辆模型的仿真平台,通过阶跃路转向工况,对用于全电独立驱动-制动电动车 YSC 的性能和优势开展可行性验证分析。

1 工作原理

本文研究对象为采用 EMB 和轮毂电机的后驱全电独立驱动-制动电动车,其原理如图 1 所示,主要由 2 套轮毂电机系统(IWM)、4 套 EMB、整车控制器(VCU)、YSC 控制器、动力电池系统(含电池管理系统(BMS))、2 套 DC-DC 系统、电子制动踏板总成、电子油门踏板总成、方向盘转角传感器、横摆角速度传感器。

速度传感器、2 路 CAN 总线、高压线束、低压线束等组成。VCU 接收油门踏板开度、制动踏板开度、IWM 状态、动力电池状态及 YSC 控制器输出的车速,并通过相应的控制算法判断驾驶员意图和车轮运动状态;根据驱动控制算法控制 2 个后轮的驱动力矩;根据制动控制算法控制各车轮制动力矩及后轮 EMB 制动力矩和 IWM 电机制动力矩的分配;YSC 控制器根据 4 个轮速传感器输出的轮速信号及由整车控制器输出的油门开度、制动踏板开度、各 IWM 状态和对 EMB 的制动需求,通过计算得到轮速、车速、车轮状态、整车状态等信息,根据 YSC 算法计算得到对整车目标横摆补偿力矩及相关车轮制动力矩的需求,最终通过对 2 个 IWM 和 4 个 EMB 的控制,实现基于全电耦合制动的 YSC 控制。

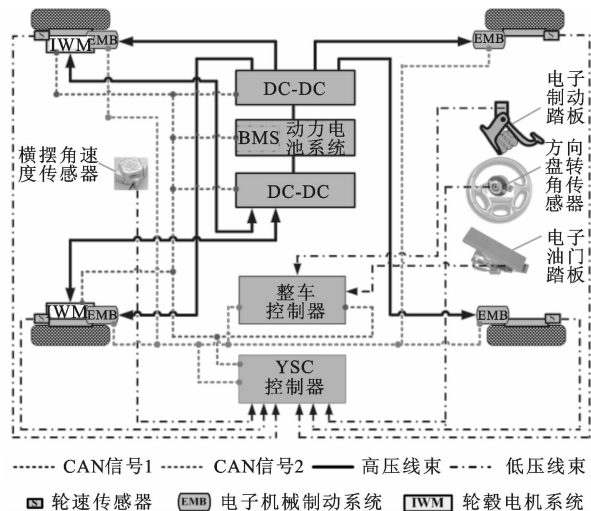
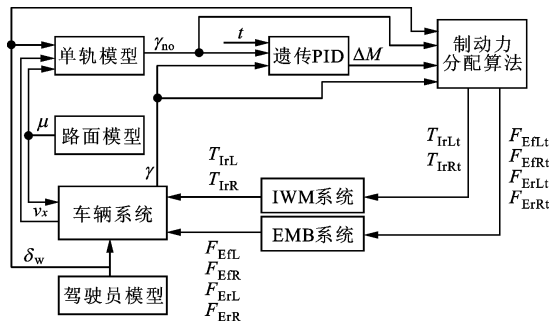


图 1 整车结构原理示意图

2 YSC 控制系统方案

基于全电耦合制动的后驱全电独立驱动-制动电动车 YSC 工作原理如图 2 所示。为了优化控制参数、缩短标定周期、减小标定工作量,YSC 控制选用遗传 PID 控制算法,输入为时间 t 、整车目标和实际横摆角速度 γ_{no} 和 γ ,输出为目标横摆补偿力矩 ΔM ,其中 γ_{no} 可基于单轨车辆模型根据车辆纵向速度 v_x 、路面附着系数 μ 、方向盘转角 δ_w 计算得到。制动力分配算法首先根据 δ_w 、 γ_{no} 、 γ 确定对哪个车轮施加制动力矩,然后根据目标横摆补偿力矩确定相应车轮的目标制动力矩大小,最终通过控制 IWM 和 EMB 对目标车轮施加制动力矩,以实现 YSC 控制。



T_I 为 IWM 力矩; F_E 为 EMB 制动压力; 下标 f、r、L、R

分别表示前、后、左、右, t 表示目标值

图2 YSC 控制工作原理示意图

2.1 基于遗传 PID 算法的 YSC 控制

基于遗传 PID 算法的 YSC 控制流程如图 3 所示。遗传算法将生物进化原理引入到优化参数编码后形成的种群中,通过复制、交叉、变异等遗传操作对种群中的个体进行筛选,根据优胜劣汰的原则,将适应度高的个体保留下来组成新种群,通过多次更新使种群适应度不断提高,直到满足优化条件^[15]。为了增加控制算法的可移植性,通过 m 语言编写遗传 PID 程序,通过 S 函数在 Simulink 中实现与车辆模型的集成。参数编码、解码、寻优指标及遗传操作的概率计算是控制的关键。

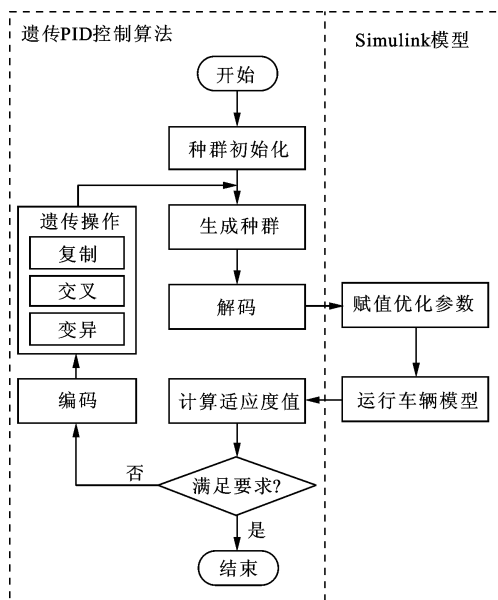


图3 基于遗传 PID 算法的 YSC 控制流程图

基于常用的二进制多参数编码方案,按照下式将每个参数进行二进制编码得到子串,即

$$K_p = \frac{(K_{pmax} - K_{pmin})\delta_p}{2^{L_p} - 1} + K_{pmin} \quad (1)$$

$$K_i = \frac{(K_{imax} - K_{imin})\delta_i}{2^{L_i} - 1} + K_{imin} \quad (2)$$

$$K_d = \frac{(K_{dmax} - K_{dmin})\delta_d}{2^{L_d} - 1} + K_{dmin} \quad (3)$$

式中: K_p 、 K_i 、 K_d 为 PID 控制的比例、积分、微分系数;下标 max、min 表示取值的上下限;上标 L_p 、 L_i 、 L_d 为 K_p 、 K_i 、 K_d 子串的长度,子串译码后所对应的无符号整数范围为 $[0 \ 2^{L_p}]$ 、 $[0 \ 2^{L_i}]$ 、 $[0 \ 2^{L_d}]$; δ_p 、 δ_i 、 δ_d 为根据 K_p 、 K_i 、 K_d 搜索空间的二进制参数换算成的十进制数。将得到的各个子串按照一定的顺序排列组成一个大的二进制字符串,即个体。

PID 参数的寻优指标主要考虑如下 3 个因素^[15]:一是为了获得满意的过渡过程动态分析,采用误差绝对值时间积分性能指标作为参数选择的最小目标函数;二是为了防止控制能量过大,在目标函数中加入控制输入的平方项;三是为了避免超调,采用惩罚功能,即一旦产生超调,将超调量作为最优指标的一项,如下式所示

$$J(q) =$$

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^q (\omega_1 |e(j)| + \omega_2 \Delta u^2(j)) + \omega_3 t_u & \Delta \gamma(j) > 0 \\ \sum_{j=1}^q (\omega_1 |e(j)| + \omega_2 \Delta u^2(j) + \omega_4 |\Delta \gamma(j)|) + \omega_3 t_u & \Delta \gamma(j) < 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中: $J(q)$ 为当前迭代遗传 PID 参数选择的最小目标函数; q 为遗传 PID 控制器的当前迭代次数; j 为求和迭代次数变量, $j=1, 2, \dots, q$; ω_1 、 ω_2 、 ω_3 、 ω_4 为遗传 PID 算法整定目标函数加权值; $e(j)$ 为第 j 次迭代时的遗传 PID 控制系统输入误差; $\Delta u(j)$ 为第 j 次迭代时的控制增量; t_u 为上升时间; $\Delta \gamma(j)$ 为第 j 次迭代车辆系统输出的横摆角速度增量。

遗传操作概率包括选择概率、交叉概率和变异概率,其中交叉概率和变异概率采用常数,选择操作选用适应度比例法^[15],即通过个体的适应度值,求得每个个体对应的选择概率。选择概率大的在下一代中将有较多的子孙,反之则被淘汰。个体的选择概率如下式所示

$$P_{si} = f_i / \sum_{i=1}^N f_i \quad (5)$$

$$n = P_{si} N \quad (6)$$

式中: N 为遗传算法种群规模; f_i 为遗传算法个体 i 的适应度值; n 为第 i 个遗传算法个体的选择次数。

2.2 制动力分配控制

2.2.1 控制车轮选取 YSC 根据方向盘转角及目标横摆角速度与实际横摆角速度的偏差来判断整车的转向特性,当车辆处于过多转向时,通过控制前外轮和后外轮制动力给整车施加一定的横摆补偿力矩;当车辆处于不足转向时,通过对后内轮施加一定的制动力,以获得相应的横摆补偿力矩。由于对前内轮施加制动力,获得的横摆补偿力矩方向不定,因此不宜对前内轮施加制动控制,车轮选取规则如表1所示。设定规则时,令左转向时 δ_w 为正,右转向时 δ_w 为负,横摆角速度以逆时针方向为正。

表1 YSC 控制车轮选取规则表

方向盘 转角	横摆角速 度偏差	转向特性	主控制 车轮	辅助控制 车轮
$\delta_w > 0$	$\gamma_{no} - \gamma < 0$	过多转向	前右轮	后右轮
	$\gamma_{no} - \gamma > 0$	不足转向	后左轮	无
	$\gamma_{no} - \gamma = 0$	中性转向	不制动	不制动
$\delta_w < 0$	$\gamma_{no} - \gamma < 0$	不足转向	后右轮	无
	$\gamma_{no} - \gamma > 0$	过多转向	前左轮	后左轮
	$\gamma_{no} - \gamma = 0$	中性转向	不制动	不制动
$\delta_w = 0$	$\gamma_{no} - \gamma < 0$	过多转向	前右轮	后右轮
	$\gamma_{no} - \gamma > 0$	过多转向	前左轮	后左轮
	$\gamma_{no} - \gamma = 0$	中性转向	不制动	不制动

2.2.2 车轮制动力矩控制 确定横摆补偿力矩后,根据整车构型、控制车轮选取规则和车轮动力学方程,在忽略车轮滚动阻力的前提下,可由下式求得各车轮的 EMB 力矩和后轮 IWM 力矩

$$T_{\text{ErR}} = \frac{T_{\text{ErR}} + T_{\text{BlrR}}}{c} = \frac{2\Delta M_z R_e}{d_f \cos \delta_f + 2l_f \sin \delta_f + cd_r} - I_w \dot{\omega}_{\text{rR}} \quad (7)$$

$$T_{\text{ErR}} + T_{\text{BlrR}} = \frac{2\Delta M_z R_e}{d_r} - I_w \dot{\omega}_{\text{rR}} \quad (8)$$

$$T_{\text{ErL}} = \frac{T_{\text{ErL}} + T_{\text{BlrL}}}{c} = \frac{2\Delta M_z R_e}{d_f \cos \delta_f + 2l_f \sin \delta_f + cd_r} - I_w \dot{\omega}_{\text{fL}} \quad (9)$$

$$T_{\text{ErL}} + T_{\text{BlrL}} = \frac{2\Delta M_z R_e}{d_r} - I_w \dot{\omega}_{\text{fL}} \quad (10)$$

式中: T_{Bl} 为 IWM 制动力矩; R_e 为车轮滚动半径; δ_f 为前轮转角; l_f 为质心到前轴的距离; c 为过多转向时后外轮制动力矩与前外轮制动力矩之比; d 为轮距; I_w 为车轮转动惯量; ω 为车轮转速。当汽车左转且发生过多转向时,根据式(7)控制车轮制动力

矩;当汽车左转且发生不足转向时,根据式(8)控制车轮制动力矩;当汽车右转且发生过多转向时,根据式(9)控制车轮制动力矩;当汽车左转且发生不足转向时,根据式(10)控制车轮制动力矩。

2.2.3 后轮制动力矩分配控制 后轮制动力矩由 EMB 制动力矩和 IWM 制动力矩互补提供,分配时主要考虑两个原则:一是从节能和优化 EMB 的角度出发,考虑优先使用 IWM 制动力矩;二是要考虑电机、电池特性对 IWM 输出最大制动力矩的影响。

当 $T_{\text{dmi}} \leq T_{\text{Blmi}}$ 时

$$\left. \begin{aligned} T_{\text{Blr}} &= T_{\text{dmi}} \\ T_{\text{Ei}} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

当 $T_{\text{dmi}} > T_{\text{Blmi}}$ 时

$$\left. \begin{aligned} T_{\text{Blr}} &= T_{\text{Blmi}} \\ T_{\text{Ei}} &= T_{\text{dmi}} - T_{\text{Blmi}} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式中: T_{dmi} 为 YSC 对第 i 个车轮的需求制动力矩; T_{Blmi} 为第 i 个 IWM 所能提供的最大制动力矩; T_{Blr} 为第 i 个 IWM 的制动力矩; T_{Ei} 为第 i 个车轮 EMB 的制动力矩。

IWM 系统提供的制动力矩可由下式确定

$$T_s = f(l_m, n_m) \quad (13)$$

$$T_m = T_s \frac{e^{-s t_{e1}}}{1 + t_{e2} s} \quad (14)$$

式中: T_s 为 IWM 电机稳态输出力矩,根据电机负荷率、转速及外特性查表得到; l_m 为电机负荷率; n_m 为电机转速; T_m 为电机动态输出扭矩; s 为拉氏变换变量; t_{e1} 为系统时间常数; t_{e2} 为滞后时间常数。

由电机特性决定的 IWM 最大制动力矩为

$$T_{\text{Blr}_m} = \begin{cases} T_{\text{mmi}} i_{li} \eta_{li} & n_{mi} \leq n_{bi} \\ 9550 P_{\text{mmi}} i_{li} \eta_{li} / n_{mi} & n_{mi} > n_{bi} \end{cases} \quad (15)$$

式中: T_{Blr_m} 为第 i 个 IWM 由电机特性决定的最大制动力矩; T_{mmi} 为第 i 个 IWM 电机的峰值制动力矩; i_{li} 为第 i 个 IWM 的减速比; P_{mmi} 为第 i 个 IWM 电机的峰值制动功率; η_{li} 为第 i 个 IWM 的传动效率; n_{bi} 为第 i 个 IWM 电机的基速。

由电池特性决定的 IWM 最大制动力矩为

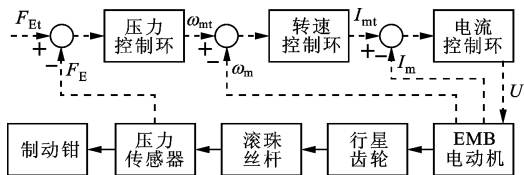
$$T_{\text{Blr}_{\text{bat}}} = \begin{cases} 9550 P_{\text{bmi}} i_{li} \eta_{li} / (\eta_{bi} n_{bi}) & n_{mi} \leq n_{bi} \\ 9550 P_{\text{bmi}} i_{li} \eta_{li} / (\eta_{bi} n_{mi}) & n_{mi} > n_{bi} \end{cases} \quad (16)$$

式中: $T_{\text{Blr}_{\text{bat}}}$ 为第 i 个 IWM 由电池最大充电功率决定的最大制动力矩; P_{bmi} 为电池所允许的第 i 个 IWM 的最大充电功率; η_{bi} 为电池充电效率。同时,需要根据式(15)(16)考虑电机/电池特性对 IWM 输出制动力矩的限制。

制动时第 i 个 IWM 所能提供的最大制动力矩取 $T_{\text{Bli_mot}}$ 、 $T_{\text{Bli_bat}}$ 中的小值,如下式所示

$$T_{\text{Bli}} = \min(T_{\text{Bli_mot}}, T_{\text{Bli_bat}}) \quad (17)$$

2.2.4 EMB 制动控制 对机械制动力快速、准确的调节是基于全电耦合制动实现 YSC 的关键,为此 EMB 制动控制采用了由压力控制环、转速控制环和电流控制环串联组成的三闭环控制结构,三环均采用 PI 控制算法^[16],控制原理如图 4 所示。



ω_m 为 EMB 电机转速; I_m 为电流; U 为 EMB 控制器输出给电机的电压

图 4 EMB 控制原理图

图 4 中,外环是决定系统主要性质的基本控制环,内环的作用是限制本环的被调量以保护电动机,同时对环内的扰动及时进行调节,使其更有利于外环控制^[14]。

F_E 可由下式计算得到

$$T_{Ei} = 2\mu_{li}R_{Bi}F_{Ei} \quad (18)$$

式中: μ_{li} 为制动器 i 的摩擦系数; R_{Bi} 为制动器 i 的摩擦半径; F_{Ei} 为第 i 个 EMB 的制动压力。

3 仿真平台搭建

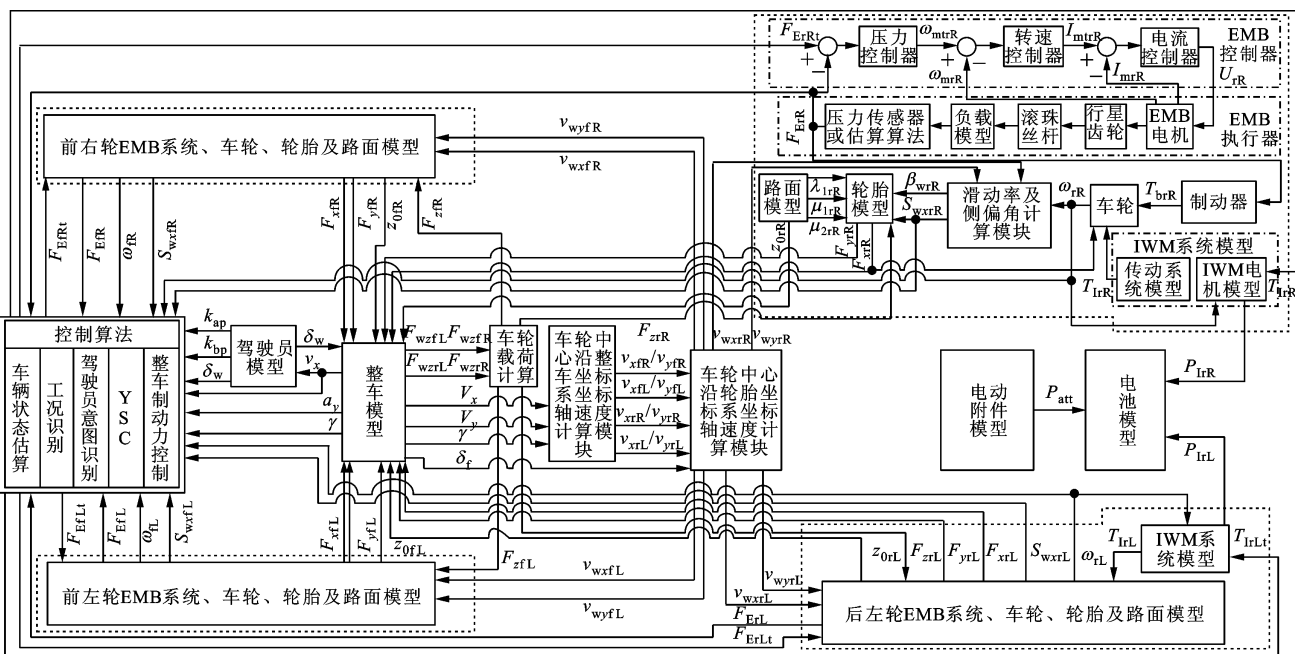
为了验证基于全电耦合制动的后驱全电独立驱动-制动电动车 YSC 的可行性,基于 Matlab/Simulink 搭建了包含整车模型、车轮载荷计算模块、车轮中心沿整车坐标系坐标轴速度计算模块、车轮中心沿轮胎坐标系坐标轴速度计算模块、驾驶员模型、电子油门踏板模型、电子制动踏板模型、IWM 模型、EMB 模型、电池模型、控制模块在内的仿真平台,原理如图 5 所示。图中以后右轮为例,详细给出了 EMB 系统、车轮及轮胎的模型,其他 3 轮与之相同,其中整车的动力学模型如下式所示

$$m(\dot{V}_x - \dot{V}_y\gamma) = -(F_{xwL} + F_{xwR} + (F_{xwL} + F_{xwR})\cos\delta_f + (F_{ywL} + F_{ywR})\sin\delta_f + F_f + F_w) \quad (19)$$

$$m(\dot{V}_y + V_x\gamma) = F_{ywL} + F_{ywR} + (F_{ywL} + F_{ywR})\cos\delta_f - (F_{xwL} + F_{xwR})\sin\delta_f \quad (20)$$

$$I_z \frac{d\gamma}{dt} = [(F_{xwL} - F_{xwR})\cos\delta_f + (F_{ywL} - F_{ywR})\sin\delta_f] \frac{d_f}{2} + [(F_{ywL} + F_{ywR})\cos\delta_f - (F_{xwL} + F_{xwR})\sin\delta_f] l_f +$$

$$(F_{xwL} - F_{xwR}) \frac{d_r}{2} - (F_{ywL} - F_{ywR}) l_r \quad (21)$$



k_{ap} 、 k_{bp} 为油门、制动踏板开度; V_x 、 V_y 为汽车质心在车辆坐标系中沿 x 、 y 方向的速度; a_y 为汽车侧向加速度; F_{wz} 为轮胎法向力; F_z 为车轮垂直载荷; v_x 、 v_y 和 v_{wx} 、 v_{wy} 分别为非簧载质量坐标系和车轮动坐标系下轮心纵向、侧向速度; P_{att} 为电动附件功率; P_I 为 IWM 功率; T_b 为车轮制动力矩; β_w 为轮胎侧偏角; S_w 为车轮滑移率; λ_1 为车轮最佳滑移率; μ_1 、 μ_2 为路面峰值、滑动摩擦系数; F_x 、 F_y 为轮胎纵向、侧向力; z_0 为路面纵断面高度

图 5 仿真平台原理示意图

式中: m 为整车质量; F_w 为整车风阻; F_f 为整车滚动阻力; I_z 为整车横摆转动惯量; l_r 为汽车质心到后轴中心线的距离。

4 仿真分析

本文以某 B 级后驱全电独立驱动-制动电动车为研究对象,对基于全电耦合制动的 YSC 控制进行了验证分析,整车参数及仿真条件如表 2 所示。

表 2 车辆参数及仿真条件

车辆参数及仿真条件	数值
整车质量/kg	1 947
轴距/mm	2 675
质心到前轴的距离/mm	1 428
车轮滚动半径/mm	304
前轮轮距/mm	1 550
后轮轮距/mm	1 550
初始车速/ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$	90
遗传算法迭代次数	50
遗传算法种群规模	50
遗传算法交叉概率	0.6
遗传算法变异概率	0.001

为了验证 YSC 控制的可行性及对路面变化的适应性,选择阶跃路转向工况开展仿真分析验证。路面附着系数与方向盘转角变化如图 6 所示,在 0.5 s 时,方向盘发生角度为 0.3 rad 的阶跃转向,0~2 s 时路面附着系数为 1,2~4 s 时路面附着系数跃变为 0.2,4 s 时路面附着系数跃变为 1。

为了验证 YSC 的控制效果,对有控制和无控制的情况进行了对比分析。整车横摆角速度的变化如图 7 所示。0.5~2 s 时,汽车发生转向,但路面附着系数未发生变化时,有控制和无控制时的整车横摆角速度均在目标横摆角速度附近,汽车保持稳定。2 s 时,路面附着系数由 1 跃变为 0.2,无控制时的汽车横摆角速度逐步脱离目标值,差值开始增大,当路面附着系数再次发生跃变时,汽车横摆角速度迅速增大,整车失稳;当有控制时,整车横摆角速度可一直跟踪目标值,整车保持稳定行驶。这表明基于全电耦合制动的 YSC 控制可以有效控制汽车的过多转向和不足转向,并能适应路面附着系数的突变,具有较强的鲁棒性和路面适应性。

YSC 工作时各车轮的总制动力矩如图 8 所示。方向盘转角大于 0 且发生过多转向时,对前右轮、后右轮施加制动力矩;当发生不足转向时,对后左轮施

加制动力矩;控制过程中未对前左轮施加控制。在整个控制过程中,后右轮所需最大制动力矩为 732 N·m(2.34 s),前右轮所需最大制动力矩为 650 N·m(2.28 s),后左轮所需最大制动力矩为 347 N·m(4.20 s)。

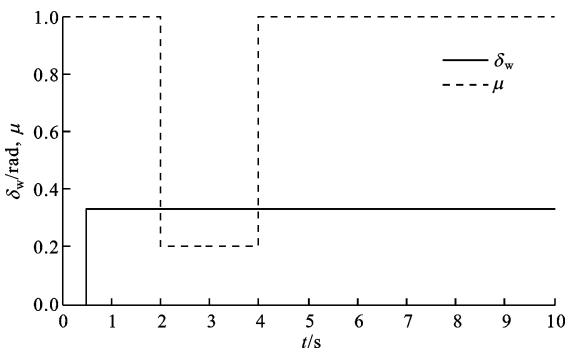


图 6 路面附着系数及方向盘转角的变化

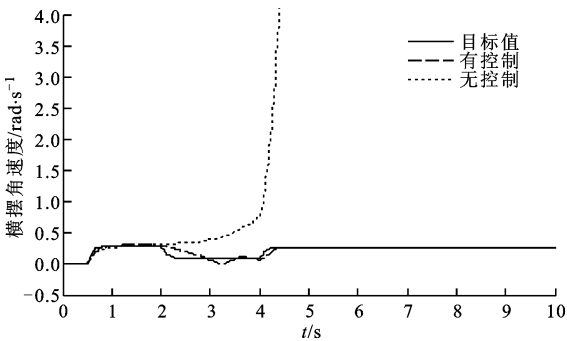


图 7 整车横摆角速度的变化

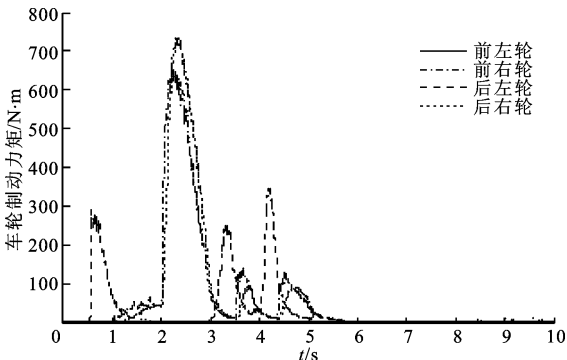


图 8 YSC 工作时各车轮总制动力矩的变化

YSC 工作时各 IWM 制动力矩的变化如图 9 所示。后左轮 IWM 制动力矩能够完全满足 YSC 的需求,后右轮 IWM 制动力矩在 2.155~2.663 s 不能独立满足 YSC 的需求,此时 IWM 输出最大力矩。YSC 工作时各 IWM 电机负荷率的变化如图 10 所示,当后右轮 IWM 输出最大制动力矩时,电机负荷率达到 100%。

YSC 工作时各 EMB 制动力矩的变化如图 11

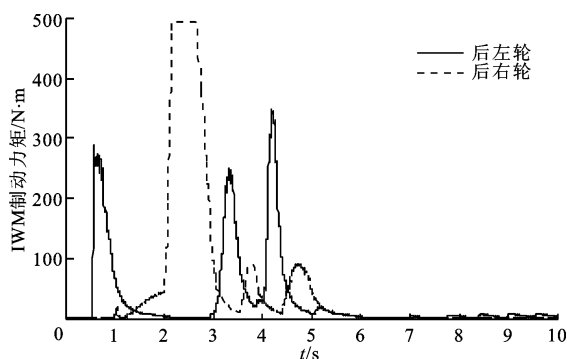


图9 YSC工作时各IWM制动力矩的变化

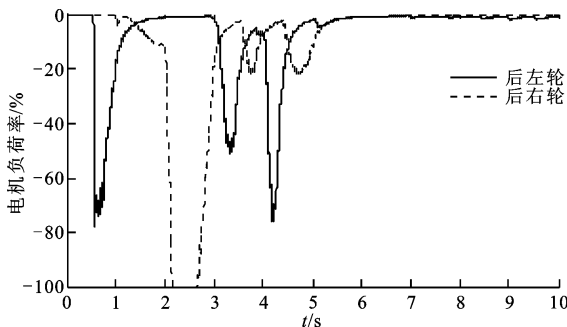


图10 YSC工作时各IWM电机负荷率的变化

所示。前左轮无需制动,因此其EMB制动力矩为0;前右轮制动力矩需完全由EMB提供;后左轮制动力矩可完全由IWM提供,其EMB制动力矩为0;后右轮IWM最大制动力矩不能完全满足YSC的需求,不足部分需由后右轮EMB提供,但EMB输出的最大制动力矩仅为 $237\text{ N}\cdot\text{m}$,工作时间为 0.49 s ,与总制动力矩最大值 $732\text{ N}\cdot\text{m}$ 和总工作时间 4.42 s 相比,后右轮EMB所输出的最大制动力矩减小 $495\text{ N}\cdot\text{m}$,占总制动力矩的 67.6% ,工作时间减少 3.93 s ,减少幅度达 88.9% ,效果显著,这使优化EMB的体积和结构成为可能。

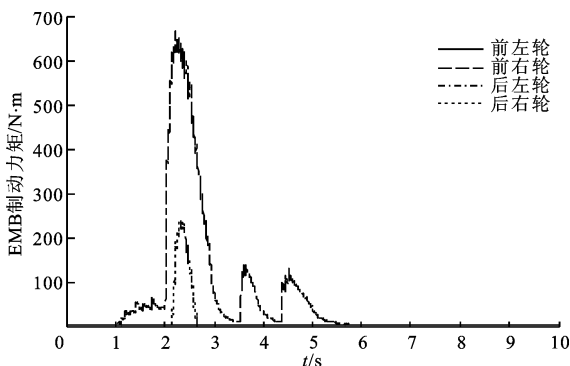


图11 YSC工作时各EMB制动力矩的变化

在YSC工作过程中,后左、后右轮IWM的电功率、电流特性曲线如图12、13所示。电功率、电流为负值,表示系统处于发电状态。后左轮IWM最

大发电功率为 20.3 kW ,最大发电电流为 55 A ;后右轮IWM最大发电功率为 25 kW ,最大发电电流为 65.1 A 。在此过程中,除减小了EMB能耗外,后左和后右轮IWM可回收能量 31.25 kJ ,节能效果显著。

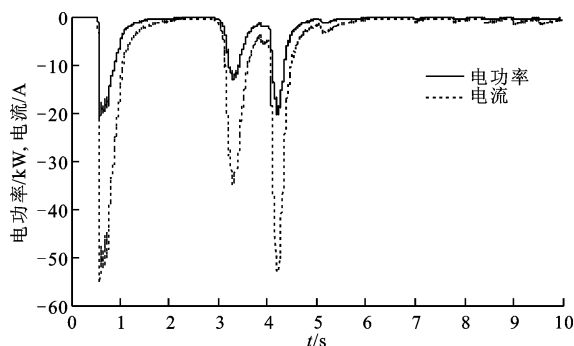


图12 YSC工作时后左轮IWM电流及电功率的变化

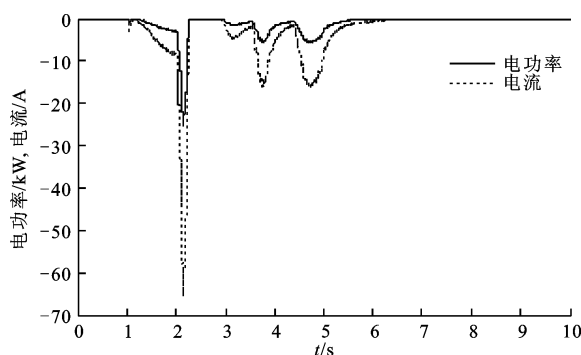


图13 YSC工作时后右轮IWM电流及电功率的变化

5 结论

在全电独立驱动-制动电动车成为研究热点的同时,其操纵稳定性也成为亟待解决的关键问题,这是充分发挥其性能优势的基础。本文考虑基于传统液压制动的YSC应用于电动车受到的限制和EMB应用于电动车的优势,针对基于全电耦合制动的后驱全电独立驱动-制动电动车YSC系统中的关键问题开展研究,得到如下结论:

(1)轮毂电机技术与电子机械制动技术的结合,符合汽车电动化的发展趋势,与传统电动车相比,车轮的耦合制动具有独立、快速、精确可调的优势,这为进一步减少整车能耗和优化EMB制动提供了新思路,相关优势通过本文进行了验证;

(2)针对整车构型特点,提出了基于全电耦合制动的后驱全电独立驱动-制动电动车YSC系统方案,尤其提出了相应的遗传PID控制算法、车轮制动力矩控制算法、后轮制动力矩分配控制、EMB制动力控制等,相关算法可为研究基于全电耦合制动

的底盘动力学控制系统提供参考;

(3)基于 Matlab/Simulink 搭建了包含整车模型、车轮载荷计算模块、车轮中心沿整车坐标系坐标轴速度计算模块、车轮中心沿轮胎坐标系坐标轴速度计算模块、驾驶员模型、电子油门踏板模型、电子制动踏板模型、IWM 模型、EMB 模型、电池模型和控制模型的仿真平台,该平台可为后续的快速原型实验、实车控制参数优化等研究提供支撑。

参考文献:

- [1] EHSANI M, GAO Y, EMADI A. Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design [M]. 2nd ed. Florida, USA: CRC, 2010: 1-18.
- [2] ANDY W, ANDREW V, ANDREW W, et al. The technology and economics of in-wheel motors: SAE Paper 2010-01-2307 [R]. New York, USA: SAE, 2010.
- [3] ZHAO Yan-e, ZHANG Jianwu, HAN Xu. Development of a high performance electric vehicle with four-independent-wheel drives: SAE Paper 2008-06-23 [R]. New York, USA: SAE, 2008.
- [4] 靳立强,王庆年,张缓缓,等.电动轮驱动电动汽车差速技术研究[J].汽车工程,2007,29(8):700-704. JIN Liqiang, WANG Qingnian, ZHANG Huanhuan, et al. A study on differential technology of in-wheel-motor drive EV [J]. Automobile Engineering, 2007, 29(8): 700-704.
- [5] 王军年.电动轮独立驱动汽车差动助力转向技术研究[D].长春:吉林大学,2009.
- [6] EDOARDO S, FEDERICO C, MICHELE V, et al. Comparison of torque vectoring control strategies for a IWM vehicle: SAE Paper 2014-01-0860 [R]. New York, USA: SAE, 2014.
- [7] SATOSHI M. Vehicle dynamics innovation with in-wheel motor: SAE Paper 2011-39-7204 [R]. New York, USA: SAE, 2011.
- [8] 陈辛波,万钢,余卓平,等.独立悬架-电动轮模块的双横臂悬架机构设计[J].汽车工程,2004,26(5):513-515. CHEN Xinbo, WAN Gang, YU Zhuoping, et al. De-

sign of double-wishbone suspension mechanism for independent suspension/in-wheel motor module [J]. Automobile Engineering, 2004, 26(5): 513-515.

- [9] 童炜,侯之超.轮毂驱动电动汽车垂向特性与电机振动分析[J].汽车工程,2014,36(4):398-403. TONG Wei, HOU Zhichao. Analyses on the vertical characteristics and motor vibration of an electric vehicle with motor-in-wheel drive [J]. Automobile Engineering, 2014, 36(4): 398-403.
- [10] 陈辛波,王弦弦,张擎宇,等.一种新型动力吸振式轮边驱动系统仿真分析[J].同济大学学报(自然科学版),2014,42(7):1101-1104. CHEN Xinbo, WANG Xianxian, ZHANG Qingyu, et al. Simulation and analysis of novel wheel drive system with dynamic damper [J]. Journal of Tongji University(Natural Science), 2014, 42(7): 1101-1104.
- [11] SATOSHI M. Vehicle dynamics innovation with in-wheel motor: SAE Paper 2011-39-7204 [R]. New York, USA: SAE, 2011.
- [12] 张俊智,吕辰,李禹潼,等.电驱动乘用车制动能量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]. Automobile Engineering, 2014, 36(8): 911-918.
- [13] MASAYUKI N, YASUHIRO K, SHINTARO O, et al. Development of regenerative cooperative braking system with conventional ESC: SAE Paper 2014-01-0331 [R]. New York, USA: SAE, 2014.
- [14] 杨坤.轻型汽车电子机械制动及稳定性控制系统研究[D].长春:吉林大学,2009.
- [15] 李敏强,寇纪淞,林丹,等.遗传算法的基本理论与应用[M].北京:科学出版社,2002.
- [16] 杨坤,高松,王杰,等.基于 EMB 的解耦式制动能量回收系统研究[J].汽车工程,2016,38(8):1072-1079. YANG Kun, GAO Song, WANG Jie, et al. A study of decoupled brake energy recovery system based on electro-mechanical brake [J]. Automobile Engineering, 2016, 38(8): 1072-1079.

(编辑 荆树蓉)