

全电驱动-制动电动汽车差动助力转向控制研究

陈立智, 杨坤, 郭君, 马超, 谭迪, 王杰

(山东理工大学 交通与车辆工程学院, 山东, 淄博 255000)

摘要: 针对全电驱动-制动电动汽车驱动系统的冗余优势, 以装备新型分布式线控转向系统的电动汽车为研究对象, 对转向电机失效后的转向助力及辅助回正特性进行研究。基于自适应模糊PID算法制定参考转向盘转矩跟踪控制的差动助力转向控制策略, 基于PID算法制定转向盘角度跟踪控制的辅助回正控制策略, 并使用自适应权重和学习因子的粒子群算法对PID参数进行优化, 使回正控制策略在不同车速下可自适应调节辅助回正力矩。基于Matlab/Simulink/Simscape搭建整车八自由度模型、驾驶员模型、转向系统模型以及电机模型, 对所研究对象的转向助力与辅助回正特性进行验证。结果表明, 在阶跃、双纽线和正弦工况下, 转向盘转矩可分别降低54.3%、48.7%和40.7%, 可有效提高车辆在高速行驶时的路感, 在撒手回正工况下差动力矩可有效辅助回正。

关键词: 差动助力转向; 回正控制; 粒子群优化; 电机转矩控制

中图分类号: U463.4 文献标志码: A DOI: 10.3969/j.issn.2095-1469.2025.01.10

Research on Differential Drive-Assisted Steering Control for Fully Electric Drive-Brake Electric Vehicles

CHEN Lizhi, YANG Kun, GUO Jun, MA Chao, TAN Di, WANG Jie

(School of Transportation and Vehicle Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255000, Shandong, China)

Abstract: Considering the redundancy advantages of the drive system in all-electric drive-brake electric vehicles, the paper focuses on the electric vehicles equipped with a novel distributed steer-by-wire system. The differential drive assisted steering (DDAS) and assisted return-to-center characteristics are studied after the steering motor fails. The DDAS control strategy for reference steering wheel torque tracking is developed using an adaptive fuzzy PID algorithm. The assisted return-to-center control strategy for steering wheel angle tracking is formulated based on a PID algorithm. To adaptively adjust the assist return torque at various vehicle speeds in this strategy, the PID parameters are optimized using a particle swarm optimization algorithm with adaptive weights and learning factors. An 8 DOF vehicle model, a driver model, a steering system model and a motor model are constructed by using Matlab/Simulink/Simscape. The effects of assisted steering and return-to-center on the studied vehicle are verified through simulations. The results show that the steering wheel torque can be decreased by 54.3%, 48.7% and 40.7% under step, double lemniscate and sine conditions, respectively. The road feel of the vehicle at high speed can be improved

收稿日期: 2023-11-16 改稿日期: 2024-01-25 网络首发日期: 2024-06-07

基金项目: 国家自然科学基金项目(51605265); 山东省重点研发计划项目(2018GGX105010)

参考文献引用格式:

陈立智, 杨坤, 郭君, 等. 全电驱动-制动电动汽车差动助力转向控制研究[J]. 汽车工程学报, 2025, 15(1): 95-107.

CHEN Lizhi, YANG Kun, GUO Jun, et al. Research on Differential Drive-Assisted Steering Control for Fully Electric Drive-Brake Electric Vehicles[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2025, 15(1): 95-107. (in Chinese)



effectively. And the differential torque can assist in returning the steering wheel to center under hands-off and return-to-normal conditions.

Keywords: differential drive assisted steering; return-to-center control; particle swarm optimization; motor torque control

轮毂电机驱动电动汽车具有传动效率高, 空间布置灵活, 各轮转矩独立可控等特点, 可通过控制各转向轮产生驱动力差^[1-2], 由于存在主销横向偏移距, 这会产生绕主销的驱动转向力矩差^[3], 该差值作用在转向系统中, 实现转向助力和回正辅助。

近年来, 对上述内容的研究主要集中在三个方面。一是对差动助力转向系统在提高转向轻便性方面进行分析。王军年^[3]提出差动助力转向(DDAS)的概念, 基于抗积分饱和PI控制算法制定参考转向盘转矩跟踪控制的差动助力转向控制策略, 仿真验证了差动助力转向系统可有效减轻驾驶员的转向负担。但抗积分饱和PI控制算法的实质仍是传统PID控制, 鲁棒性较差, 无法对非线性系统的车辆转向系统产生很好的控制效果。为解决相关控制算法鲁棒性较差的缺点, ZHAO Wanzhong等^[4]提出一种力和位移耦合控制策略, 通过忽略转向系内部摩擦并基于 H_∞ 算法制定差动助力转向控制策略, 基于车轮回正力矩和车速计算理想转向盘转矩, 并控制实际转向盘转矩对其跟随, 获得差动助力矩并作用到转向系上实现转向助力。但因转向系统结构复杂, 无法建立准确状态方程, 通过忽略转向系内部摩擦并基于 H_∞ 算法制定的控制策略精度会下降。不过采用参考转向盘转矩跟踪控制的策略克服了采用EPS设计助力特性曲线得到的助力矩不精确的问题, 为本文的研究提供了参考, 但相关控制算法存在鲁棒性较差或依赖系统精确状态方程的缺点。二是对差动力矩的回正控制进行分析。余卓平等^[5]和罗正^[6]设计了分布式驱动电动汽车差动助力转向闭环控制方法和回正判断逻辑, 均采用PID算法制定回正控制策略以获得回正力矩。通过研究结果可得出该回正判断逻辑可行, 且回正控制策略在设定工况下可计算相应的辅助回正力矩。但车辆回正性能与车速密切相关, 而上述回正控制策略无法在不同车速下自适应调节辅助回正力矩大

小。三是将差动助力转向系统作为转向电机失效后的冗余机构进行辅助转向, 并引申到分布式线控转向系统中对差动转向进行研究。HU Chuan等^[7]在主动转向电机发生故障后对DDAS系统具有的冗余转向功能进行分析, 提出一种积分滑模控制方法对差动力矩进行控制以保证系统瞬态控制性能, 并提出一种新的自适应多变量超扭控制策略对系统未知边界的干扰和抖振进行消除。KUSLITS等^[8]提出在线控转向系统中利用差动转向进行辅助转向, 并仿真得到与传统车辆相当的转向性能。王其东等^[9]基于三步法制定线控差动转向非线性控制策略, 控制目标是使转向齿条位移跟踪期望齿条位移, 实现车辆转向动作。差动转向使研究对象由传统转向系统向线控转向系统转变, 拓展了新的研究方向, 为本研究提供了借鉴。综上所述, 针对差动助力转向系统, 相关学者通过制定差动助力转向控制策略和回正控制策略, 对差动助力转向系统在提高转向轻便性、回正辅助以及将其作为冗余机构进行辅助转向方面进行研究, 并进一步引申到线控转向中的差动转向。但当前回正控制策略在不同车速下不能自适应调节辅助回正力矩大小。

本文针对全电驱动-制动电动汽车, 在转向电机失效情况下, 对该结构具有的转向助力和回正辅助特性进行研究, 针对回正控制策略在不同车速下无法自适应调节回正辅助力矩的缺点, 利用自适应权重和学习因子的粒子群算法(Adaptive Particle Swarm Optimization, APSO)对回正控制策略中的参数进行优化。基于Simulink/Simscape搭建轮毂电机数学模型以细化差动助力转向系统的执行机构, 并基于矢量控制理论对电机转矩进行控制。最后在阶跃、双扭线和正弦工况下验证助力转向效果, 并在车辆高、低速撒手回正工况下验证辅助回正效果。

1 助力特性分析与控制策略搭建

1.1 差动助力转向原理

本文研究的分布式线控转向系统构型如图 1 所示。该结构中为防止转向电机失效，设计了冗余机构，主要由连接杆、电磁铁以及齿条构成。当转向电机发生故障时，通过电磁铁将两侧转向车轮通过连接杆连接在一起，此时线控转向系统的工作方式与传统机械转向系统类似，可转化为图 2 所示的结构，在该结构基础上对差动助力转向原理进行分析。

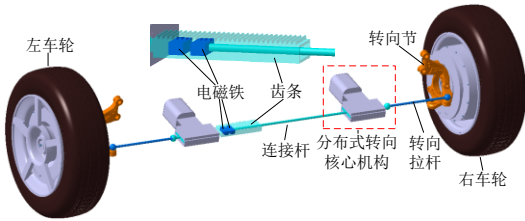


图 1 分布式线控转向系统工作原理

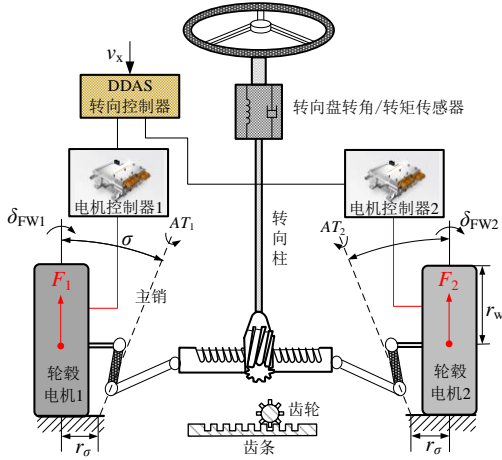


图 2 差动助力转向原理

图 2 中， v_x 为汽车速度； δ_{FW1} 、 δ_{FW2} 分别为左、右转向轮转角； AT_1 、 AT_2 分别为左、右转向轮所受回正力矩； σ 为主销内倾角； r_w 为轮胎滚动半径； F_1 、 F_2 分别为左、右转向轮的驱动纵向力； r_o 为主销偏移距。两驱动力作用在主销上的转矩分别为：

$$T_1 = F_1 r_o \cos \sigma \quad (1)$$

$$T_2 = F_2 r_o \cos \sigma \quad (2)$$

在转向梯形的作用下，左右转向轮产生的差动转向力矩为：

$$T_s = T_2 - T_1 = (F_2 - F_1) r_o \cos \sigma \quad (3)$$

左右转向轮驱动力矩与驱动力的关系为：

$$T_i = F_i \times r_w \quad (i = 1, 2) \quad (4)$$

式中： r_w 为轮胎滚动半径。

假定轮胎滚动半径和主销横向偏移距为常数，产生的差动转向力矩为：

$$T_s = (T_2 - T_1)(r_o/r_w) \cos \sigma = \Delta T (r_o/r_w) \cos \sigma \quad (5)$$

式中： ΔT 为左右转向轮驱动转矩差值。

当整车转弯或转向回正时，应保证车辆纵向速度和加速度一定，转矩分配满足下式：

$$\begin{cases} T_1 = T_{eq}/4 - \Delta T/2, \\ T_2 = T_{eq}/4 + \Delta T/2, \\ T_3 = T_4 = T_{eq}/4. \end{cases} \quad (6)$$

式中： T_{eq} 为整车需求转矩。

1.2 差动助力转向系统控制策略

如图 3 所示，车辆行驶时，由回正状态判断模块通过转向盘转角信号 δ_{sw} 和转矩信号 T_{sw} 确定车辆是否处于回正状态，若是则选择助力控制模式，通过二维查表法获得一定车速和转向盘转角下的理想转向盘转矩 T_{DSW} ，通过差动助力转向控制策略控制转向系统模型输出的实际转向盘转矩跟随理想转向盘转矩，并输出实现上述控制的左右轮驱动转矩差值 ΔT_s ；当识别到车辆处于自由回正状态时，选择回正辅助控制模式，通过回正控制策略控制实际转向盘转角 δ_{sw} 跟随 0° 位置转向盘转角，得到相应辅助回正力矩 ΔT_z ，使转向轮实现快速、准确的回正^[10]。通过对状态进行判断，最终决策出差动转向力矩。

2 差动助力转向与回正控制策略

2.1 差动助力转向控制策略

考虑到车辆为时变系统且具有较强非线性，使用传统的线性 PID 控制算法鲁棒性达不到设计要求；使用 H_∞ 算法制定控制策略需要精确状态方程，而转向系统由于其复杂性构建精确数学模型存在困难。而自适应模糊 PID 控制算法针对非线性系统具有良好的适应性，且不需要精确状态方程，因此，本文采用自适应模糊 PID 控制算法制定差动助力转向控制策略，输入量为转向盘转矩实际值与理想值

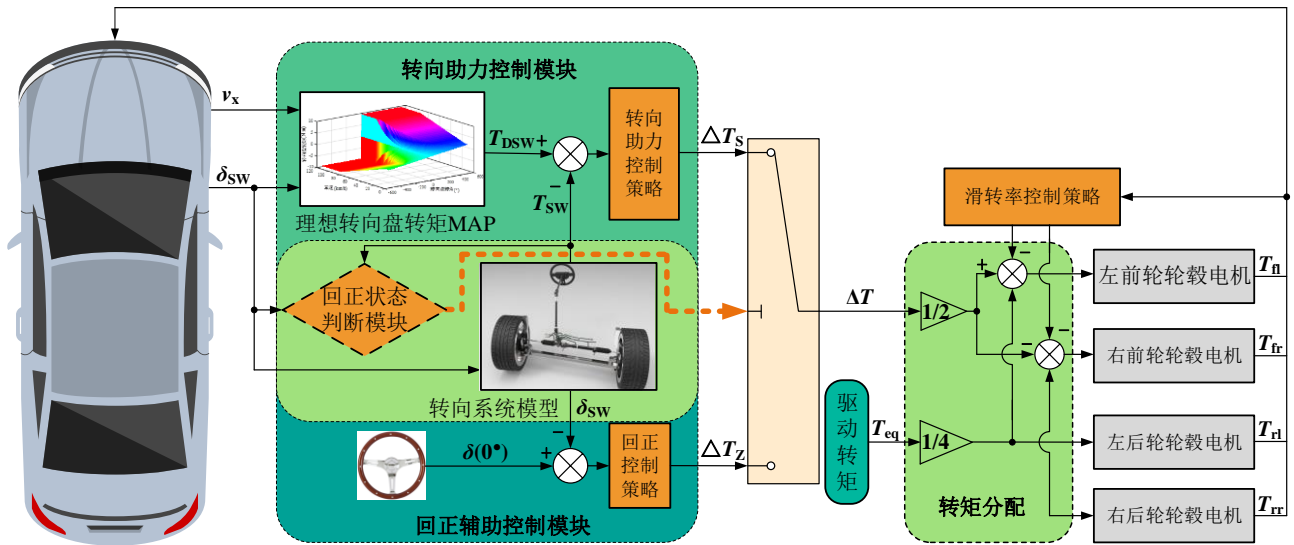


图3 差动助力转向系统控制原理

偏差 E 及偏差变化率 E_c ，输出量是比例因子、积分因子以及微分因子的调节量 Δk_p 、 Δk_i 、 Δk_d 。将输入输出量在各自论域内分成 7 个语言子集，在系统运行过程中通过对 E 及 E_c 进行持续检测，根据设定

的逻辑模糊子集和隶属度函数，制定模糊规则并采用 Mamdani 型模糊推理算法进行推理，得到控制量的模糊集合^[11]，模糊规则见表 1。解模糊法采用重心法，得到 Δk_p 、 Δk_i 、 Δk_d 的精确参数。

表 1 模糊规则表

E	E_c						
	NL	NM	NS	Z	PS	PM	PL
NL	PLNLPS	PLNLNS	PMNMNM	PMNSNL	PSNSNM	ZZNM	ZZPS
NM	PLNLPS	PLNLNS	PLNMNS	PMNSNM	PSNSNS	ZZNM	ZZZ
NS	PMNMZ	PMNMNS	PMNSZ	PSNSNS	ZZNS	NSPSNS	NSPSZ
Z	PMNMZ	PSNSZ	PSNSZ	ZZZ	NSPSZ	NSPSZ	NMPMZ
PS	PSNSZ	ZNSPS	ZZPS	NSPSPS	NSPSZ	NMPMPS	NMPMPM
PM	ZZZ	ZZPS	NSPSPS	NMPMPM	NMPMPS	NMPLPS	NLPLPL
PL	ZZPL	ZZPS	NMPMPM	NMPMPM	NLPMPS	NLPLPM	NLPLPL

2.2 回正控制策略

车辆低速转向回正时，机械转向系中的干摩擦力矩会导致转向盘无法准确回到中间位置；车辆高速转向回正时，转向系惯性会导致回正过度，并产生车辆摆头现象^[10]。此时，可通过差动力矩对车辆进行辅助回正，从而使转向盘准确回到中间位置。

2.2.1 回正状态判断

回正策略的制定针对的是车辆的自由回正过程，因此，先对车辆的回正状态进行判断。采用基

于逻辑门限值的控制策略，依据转向盘转矩、转角和角速度制定的回正状态判断策略如图 4 所示。图中， TH_i ($i=a, b, c$) 是设定的门限值，车辆行驶过程中，若转向盘转矩小于门限值 TH_a ，则对转向盘转角和转角变化率进行判断，若 $\delta_{sw} \cdot \dot{\delta}_{sw} \geq TH_b$ ，进一步检测车辆是否处于回正控制状态 (Flag=0 表示系统未处于回正控制状态，Flag=1 表示系统处于回正控制状态)。为防止回正控制频繁被激活或误操作，系统初始状态设 Flag=0，并判断系统所处 Flag=0 状态是否为连续 TH_c 次，若满足，则进入回正控制状态。

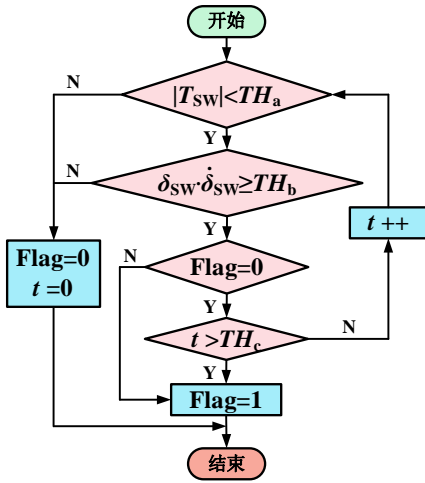


图 4 回正状态判断策略流程

2.2.2 回正控制策略制定

回正控制策略包括回正控制和主动阻尼控制^[12]。后者主要用于车辆在有阻尼的情况下使转向盘回到中间位置并避免摆振，且车辆在高速下转向回正时，该算法是必需的。相应的回正控制选用PID算法：

$$\Delta T_z = k_p(\delta_s - \delta_{sw}) + k_i \int (\delta_s - \delta_{sw}) dt + k_d(\dot{\delta}_s - \dot{\delta}_{sw}) dt \quad (7)$$

式中： δ_s 为转向盘中间位置角度，数值为 0° 。

上式中比例和积分部分主要是在转向盘大转角状态下提供足够回正力矩，微分部分用来产生主动阻尼，其值随转向盘角速度增加而增加，应用于车辆高速状态下的转向回正。

为提高回正控制策略在不同车速下调节辅助回正力矩的自适应性，本文以积分性能指标为目标函数^[13]，如式(8)所示，并基于自适应权重和学习因子的粒子群算法优化回正控制策略中PID参数。选取的粒子群规模为30，最大迭代次数为80，每个粒子都是三维的向量，优化参数 k_p 、 k_i 、 k_d 的位置搜索范围分别为 $[0, 50]$ 、 $[0, 30]$ 、 $[0, 10]$ 。粒子的速度和位置的更新方程如式(8)和式(9)所示。

$$IAE = \int_0^t |e(t)| dt \quad (8)$$

$$\begin{cases} v_{i,j}(t+1) = wv_{i,j}(t) + c_1r_1[p_{i,j}(t) - x_{i,j}(t)] + c_2r_2[p_{g,j}(t) - x_{i,j}(t)], \\ x_{i,j}(t+1) = x_{i,j}(t) + v_{i,j}(t+1), \\ i = 1, 2, \dots, I \quad j = 1, 2, \dots, J. \end{cases} \quad (9)$$

式中： $v_{i,j}(t+1)$ 为第 $t+1$ 次迭代后粒子 i 飞行速度矢量的第 j 维分量； $x_{i,j}(t+1)$ 为第 $t+1$ 次迭代后粒子 i 位置矢量的第 j 维分量； $p_{i,j}$ 为粒子 i 在第 j 维的个体极值点的位置； $p_{g,j}$ 为种群在第 j 维的全局极值点的位置； w 为权重因子； c_1 为个体学习因子； c_2 为社会学习因子； r_1 和 r_2 为 $0\sim 1$ 之间的随机数。

为解决标准粒子群算法容易陷入局部最优的缺陷，引入可变惯性权重和学习因子，使粒子能随迭代次数的变化更新惯性权重和学习因子，提高算法的寻优能力和收敛速度^[14]。其中，惯性权重 w 和学习因子 c_1 随粒子迭代线性递减，学习因子 c_2 线性递增。

$$w = w_{max} - (w_{max} - w_{min}) \times \frac{i}{i_{max}} \quad (10)$$

$$c_1 = c_{1i} + (c_{1s} - c_{1i}) \times \frac{i}{i_{max}} \quad (11)$$

$$c_2 = c_{2i} + (c_{2s} - c_{2i}) \times \frac{i}{i_{max}} \quad (12)$$

式中： w_{max} 为惯性权重因子初始值，取0.8； w_{min} 为惯性权重因子结束值； c_{1i} 、 c_{2i} 为学习因子初始值； c_{1s} 、 c_{2s} 为学习因子结束值； i_{max} 为最大迭代次数。

粒子群优化回正控制策略中参数的流程如图5所示。

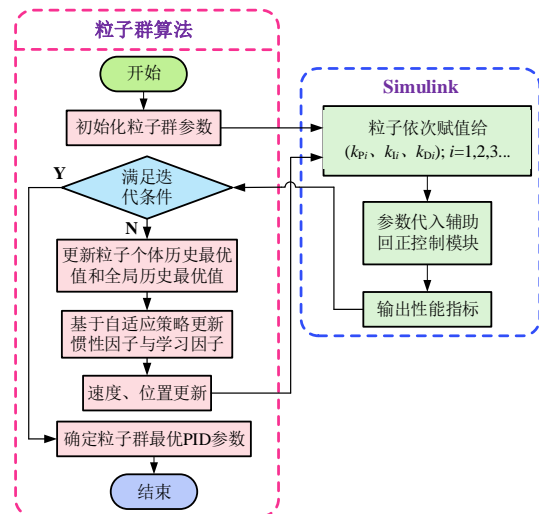


图 5 粒子群优化参数流程

2.3 滑转率控制策略

车辆在行驶过程中,若各车轮驱动力过大会导致车轮滑转,当超过限值时轮胎的附着力将脱离线性区域,对整车稳定性造成严重影响。因此,需对车辆进行滑转率控制。

滑转率的定义如下:

$$s = \frac{r_w \times \omega_w - u_w}{\max(r_w \times \omega_w, u_w)} \quad (13)$$

式中: ω_w 为车轮的角速度; r_w 为车轮滚动半径; u_w 为车轮中心的速度。

各车轮的滑转率与路面附着系数相关。当路面附着系数较高时,通常将滑转率的理想值 s_d 定为 0.18,此时地面纵向附着系数最大,车轮具有较强的转矩输出能力,且轮胎附着力处在线性区域,整车稳定性较好;当路面附着系数较低时,地面纵向附着系数峰值处对应的滑转率低于 0.18。各路面附着系数下的目标滑转率见表 2。

表 2 目标滑转率

路面条件	目标滑转率
$\varphi=0.2$	0.04
$\varphi=0.4$	0.06
$\varphi=0.6$	0.09
$\varphi=0.8$	0.18

采用基于 PID 控制的滑转率控制策略,以车辆的理想滑转率 s_d 与各轮实际滑转率 s_w ($w=1, 2, 3, 4$) 的偏差 Δs 作为控制目标,对各个车轮的输出转矩进行调整。当车轮滑转率低于设定阈值时,该滑转率控制策略无效;当车轮滑转率高于设定阈值时,则通过滑转率控制策略得到调整转矩,并与该车轮驱动转矩作差,维持车轮滑转率为 0.18。调整转矩计算式为:

$$T_{\text{adw}} = k_p(s_d - s_w) + k_i \int (s_d - s_w) dt + k_d \frac{d(s_d - s_w)}{dt} \quad (14)$$

最终经滑转率控制策略输出到各车轮的目标驱动力矩 T_{eqw}^* 为:

$$T_{\text{eqw}}^* = T_{\text{eqw}} - T_{\text{adw}} \quad (w = 1, 2, 3, 4) \quad (15)$$

式中: T_{eqw} 为各轮驱动力矩。

3 车辆动力学建模

3.1 整车动力学模型

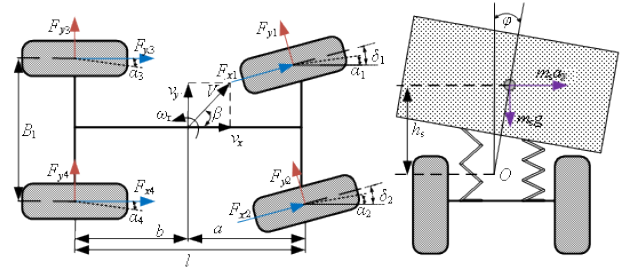


图 6 整车八自由度模型

本文重点研究轮毂电机驱动电动汽车差动助力转向控制系统,除了 4 个车轮的旋转外,重点考虑车身的纵向、侧向、横摆和侧倾 4 个自由度,并忽略了悬架特性,具体方程为:

$$m(\dot{v}_x - v_y \gamma) + m_s h_s \gamma \dot{\varphi} = \sum_{i=1}^4 (F_{xi} \cos \delta_i - F_{yi} \sin \delta_i) \quad (16)$$

$$m(\dot{v}_y + v_x \gamma) - m_s h_s \ddot{\varphi} = \sum_{i=1}^4 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i) \quad (17)$$

$$I_z \dot{\gamma} - I_{xz} \ddot{\varphi} = \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i) a - \sum_{i=3}^4 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i) b + \frac{B}{2} (-F_{x1} \cos \delta_1 + F_{y1} \sin \delta_1 + F_{x2} \cos \delta_2 - F_{y2} \sin \delta_2 - F_{x3} \cos \delta_3 + F_{y3} \sin \delta_3 + F_{x4} \cos \delta_4 - F_{y4} \sin \delta_4) \quad (18)$$

$$I_x \ddot{\varphi} - I_{xz} \dot{\gamma} = m_s h_s g \varphi + m_s h_s (\dot{v}_y + \dot{v}_x \gamma) - (K_f + K_r) \varphi - (C_f + C_r) \dot{\varphi} \quad (19)$$

图 6 和以上方程中: m 为整车质量; a 、 b 为汽车质心至前、后轴的距离; B 为汽车轮距; l 为汽车轴距; g 为重力加速度; v_x 、 v_y 为质心处的纵向、侧向速度; γ 为汽车横摆角速度; β 为质心侧偏角; O 为汽车质心点; a_y 为汽车侧向加速度; m_s 为簧载质量; h_s 为簧载质量质心到侧倾轴距离; φ 为侧倾角; I_x 、 I_z 为汽车绕 x 轴和 z 轴的转动惯量; I_{xz} 为簧载质量绕 x 轴和 z 轴的转动惯量积; K_f 、 K_r 为前、后轴侧倾刚度; C_f 、 C_r 为前、后轴侧倾阻尼; F_{xi} 、 F_{yi} 为轮胎纵、侧向力; δ_i 为车轮转角; α_i 为车轮侧偏角。下标 $i=1, 2, 3, 4$, 分别表示左前、右前、左后、

右后车轮。此外，轮胎模型采用魔术轮胎模型，以体现轮胎的非线性。

3.2 转向系统动力学模型

该系统以齿轮齿条转向机构为研究对象，并建立其四自由度模型，包括转向盘及转向柱的等效旋转运动，左、右转向轮绕其主销的旋转运动以及齿条的平动，如式(20)所示。

$$\begin{cases} J_S \ddot{\delta}_{SW} + B_S \dot{\delta}_{SW} + K_S \left(\delta_{SW} - \frac{Y_R}{r_p} \right) = T_{SW}, \\ M_R \ddot{Y}_R + B_R \dot{Y}_R + K_R Y_R + T F_R + \eta_B \left(\frac{T_{KL1}}{N_{L1}} + \frac{T_{KL3}}{N_{L3}} \right) + \\ \eta_F \frac{K_S}{r_p} \left(\frac{Y_R}{r_p} - \delta_{SW} \right) = 0, \\ J_{FWi} \ddot{\delta}_{FWi} + B_{FWi} \dot{\delta}_{FWi} + T_{FWi} + A T_i = T_{KLi}, \\ T_{KLi} = K_{SLi} \left(\frac{Y_R}{N_{Li}} - \delta_{FWi} \right). \end{cases} \quad (20)$$

式中： J_S 为转向盘与转向柱的等效转动惯量； B_S 为转向柱阻尼常数； K_S 为转矩传感器的扭转刚度； Y_R 为齿条位移； r_p 为小齿轮半径； M_R 为齿条质量； B_R 为齿条阻尼常数； K_R 为齿条中心弹簧刚度； η_B 为转向器的逆效率； η_F 为转向器的正效率； K_{SL} 为主销扭转刚度； N_L 为齿条位移到转向节臂的角位移传动比； T_{KL} 为主销处转矩； J_{FW} 为车轮绕主销的转动惯量； $A T_i$ 为前轮所受回正力矩。 $i=1、2$ ，分别表示左前轮、右前轮。

转向系中干摩擦力矩主要包括转向器干摩擦力矩 T_{FR} 和转向轮绕其主销的干摩擦力矩 T_{FW} ，计算式为：

$$\begin{cases} T_{FR} = \begin{cases} (T_{FR}^*/\varepsilon) \times \dot{Y}_R & |\dot{Y}_R| < \varepsilon, \\ T_{FR}^* \times \text{sign}(\dot{Y}_R) & |\dot{Y}_R| > \varepsilon, \end{cases} \\ T_{FW} = (VP \times \text{sign}(\dot{\delta}_{FW}) - T_{FW}^*) \left(1 - e^{-|\dot{\delta}_{FW} - \dot{\delta}_{FW}^*|/VD} \right) + T_{FW}^*. \end{cases} \quad (21)$$

式中： T_{FR}^* 、 T_{FW}^* 为计算干摩擦力矩上一步长的值； ε 为干摩擦近似线性时的齿条微小移动速度的范围；VP、VD分别为左右转向轮绕其主销干摩擦力矩的幅值和变化系数； $\dot{\delta}_{FW}^*$ 为计算前轮转角上一步长的值。

3.3 预瞄驾驶员模型

驾驶员模型包括前轮转角计算模块和整车需求转矩计算模块。

前轮转角计算模块参考文献[15]，假定汽车在预瞄时间内具有恒定的横摆角速度，根据假设条件和车身状态预测汽车在未来一段时间内的行驶轨迹，并结合期望路径确定理想前轮转角；整车需求转矩计算模块是根据实际车速 v_x 与参考车速 v_d 差值使用PID控制算法计算出当前车辆需求转矩，以确保车辆能按照目标车速行驶。

考虑实际驾驶员的动作反应滞后和神经反应滞后，相应的驾驶员模型如图7所示。

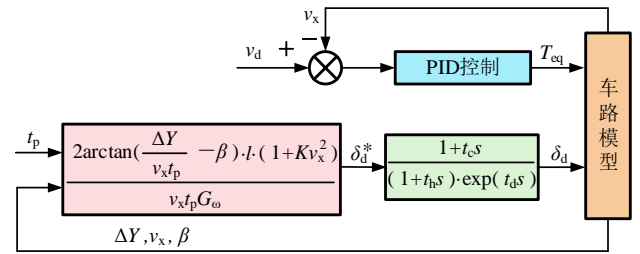


图7 驾驶员模型示意图

图中： t_p 为预瞄时间； ΔY 为预瞄偏差； t_h 为动作反应滞后时间； t_d 为神经反应滞后时间； t_c 为微分校正系数； G_ω 为增益系数； δ_d^* 为理想前轮转角。

3.4 电机模型

选用表贴式永磁同步电机(PMSM)作为外转子型轮毂电机，并基于 Simulink/Simscape 搭建基于转矩控制的轮毂电机模型。

经匹配，电机参数见表3。

表3 电机参数

参数	值
最高转速/(r/min)	1 400
额定转速/(r/min)	700
峰值扭矩/Nm	360
额定转矩/Nm	165
峰值功率/kW	25
额定功率/kW	15

3.4.1 电机数学模型

PMSM在d-q坐标系下的数学模型由电压方程、

定子磁链方程、电磁转矩方程和机械运动方程组成^[16]。

电压方程为：

$$\begin{cases} u_d = P\psi_d - \psi_q\omega_m + R_s i_d, \\ u_q = P\psi_q - \psi_d\omega_m + R_s i_q. \end{cases} \quad (22)$$

定子磁链方程为：

$$\begin{cases} \psi_d = L_d i_d + \psi_r, \\ \psi_q = L_q i_q. \end{cases} \quad (23)$$

电磁转矩方程为：

$$T_e = \frac{3}{2} P (\psi_d i_q - \psi_q i_d) = \frac{3}{2} P (\psi_r i_q + (L_d - L_q) i_d i_q). \quad (24)$$

由于表贴式永磁同步电机 d-q 轴电感相同，电磁转矩方程为：

$$T_e = \frac{3}{2} P \times \psi_r \times i_q. \quad (25)$$

机械运动方程为：

$$T_e - T_L = J_m \dot{\omega}_m + B\omega_m. \quad (26)$$

式中： u_d 、 u_q 为定子电压 d-q 轴分量； i_d 、 i_q 为定子电流 d-q 轴分量； ψ_d 、 ψ_q 为定子磁链 d-q 轴分量； L_d 、 L_q 为定子绕组 d-q 轴电感； R_s 为定子电阻； ψ_r 为转子永磁体产生的磁链； P 为电机极对数； T_e 为电机电磁转矩； T_L 为负载转矩； J_m 为转动惯量； B 为阻尼系数； ω_m 为电机转子速度。

3.4.2 电机转矩控制

选择的矢量控制策略为 $i_d=0$ 控制方法，该控制方法具有控制系统简单、转矩性能好等优点。由于转矩与电流成正比关系，对转矩的控制可以转化为对电流的控制，将目标转矩转化为目标电流，通过 PWM 实现电流闭环，具体控制策略如图 8 所示。

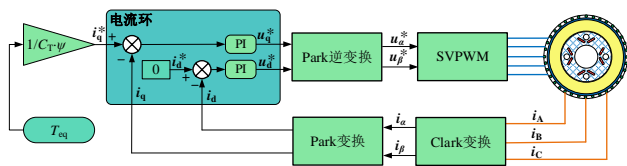


图 8 转矩控制策略

图中： C_T 为电机转矩常数； ψ 为每磁极磁通量； u_d^* 、 u_q^* 为经转速环和电流环得到的目标电压； u_α^* 、 u_β^* 为经 Park 逆变换得到的两相静止坐标系下的目标电压； i_A 、 i_B 、 i_C 为 PMSM 电机由逆变器输出的

定子三相电流； i_α 、 i_β 为经 Clark 变换得到的两相静止坐标系下的目标电流； i_d 、 i_q 为经 Park 变换得到的两相运动坐标系下的目标电流。

4 仿真实验

4.1 仿真参数

整车模型相关参数见表 4。

表 4 整车参数

参数	值
整车质量/kg	1 452
质心高度/m	0.625
轮距/m	1.535
轴距/m	2.91
绕 x 轴转动惯量/(kg·m ²)	744
绕 z 轴转动惯量/(kg·m ²)	3 048.1
转向盘与转向柱的等效转动惯量/(kg·m ²)	0.029
转向柱阻尼常数/(Nm·s·rad ⁻¹)	0.023
主销横向偏移距/m	0.07

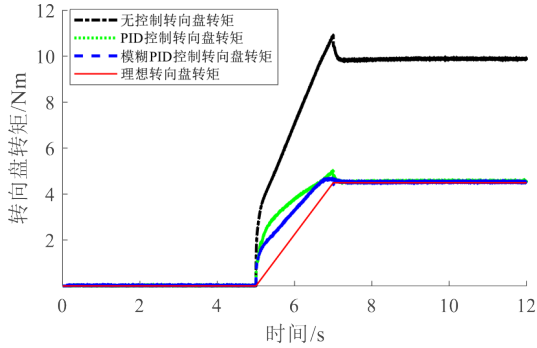
4.2 转向助力分析

4.2.1 30 km/h 转向盘角阶跃工况

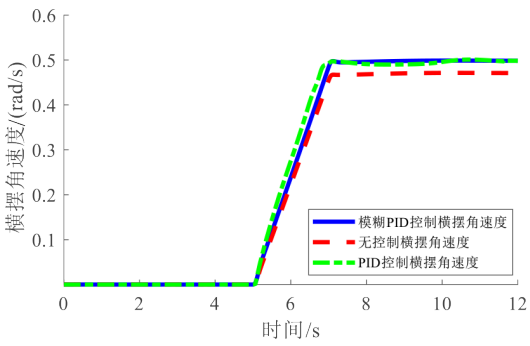
转向盘角阶跃工况设置为：转向盘阶跃转角为 180°，在 5 s 时开始阶跃，阶跃时间为 2 s，路面附着系数为 0.85，车速为 30 km/h

由图 9 可知，当汽车处于阶跃工况无控制时，转向盘转矩稳定在 9.86 Nm 附近，横摆角速度幅值为 0.47 rad/s，侧向位移幅值为 58.2 m。而基于 PID 算法和模糊 PID 算法控制下的转向盘转矩在 4.5 Nm 附近波动，且都能较好地跟随理想转向盘转矩，使转向盘转矩有效降低 53.8%，横摆角速度幅值分别为 0.514 rad/s 和 0.500 rad/s，侧向位移分别为 54.00 m 和 54.48 m。横摆角速度增大及侧向位移减小是由于施加转向助力，相当于给整车附加了一个横摆力矩，增大了整车横摆角速度，减小了车辆的不足转向量，减小了转弯半径。但在 PID 算法控制下，转向盘转矩变化超前，且横摆角速度在稳定时存在振荡。由图 9d 可知，为实现转向助力，左右驱动轮

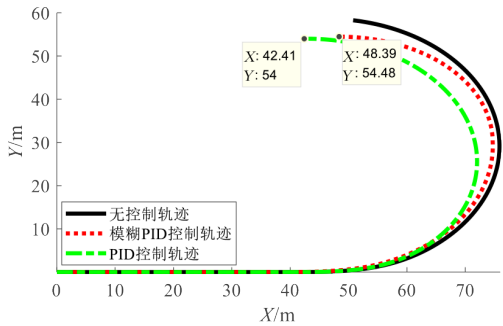
采用了差动驱动制动的方式，即在向左转向时左前轮进入制动状态，而右前轮增大了转矩输出，两前轮转矩差最大达到 287.6 Nm。由图 9e 可知，在阶跃工况下四驱动轮滑转率峰值为 0.087，未达到触发滑转率控制策略的阈值，此时车轮未过度滑转。



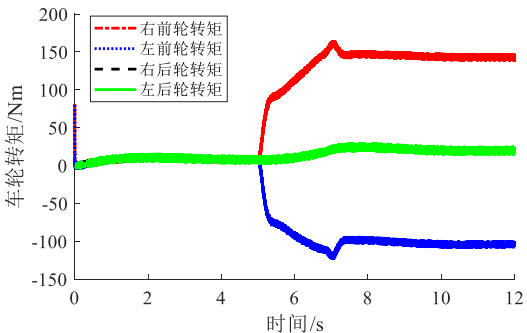
(a) 转向盘转矩



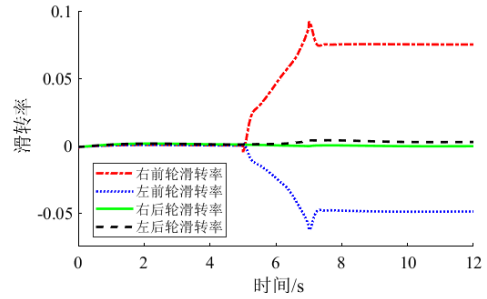
(b) 横摆角速度



(c) 车辆运行轨迹



(d) 车轮转矩

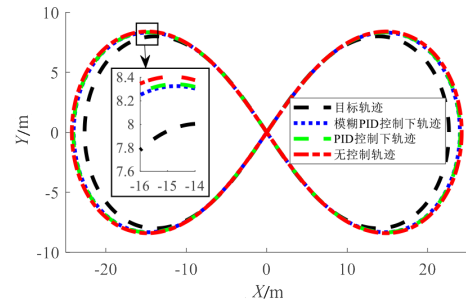


(e) 滑转率

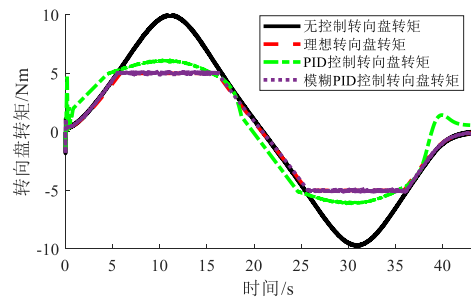
图 9 转向盘角阶跃工况仿真结果

4.2.2 10 km/h 双纽线工况

双纽线工况设置为：按国标 GB/T6323—2014^[17]要求，最小曲率半径为 8 m，车速为 10 km/h，路面附着系数为 0.85。



(a) 车辆运行轨迹



(b) 转向盘转矩

图 10 双纽线工况仿真结果

由图 10 可知，当汽车处于双纽线工况时，对比有无差动助力时车辆的行驶轨迹，都基于预瞄理论得到平滑轨迹线，且跟随轨迹效果较好。无控制下车辆最大侧向位移为 8.405 m，转向盘峰值转矩在 9.78 Nm 附近波动。而基于 PID 算法和模糊 PID 算法控制下车辆的最大侧向位移分别为 8.351 m 和 8.322 m，转向盘峰值转矩分别稳定在 6.08 Nm 和 5.01 Nm 附近，可分别降低转向盘转矩 37.8% 和 48.7%。但在 PID 算法控制下转向盘转矩变化超前且波动严重，动态性能差于自适应模糊 PID 控制。

4.2.3 正弦工况

正弦工况设置为：转向盘施加幅值为 1 rad，频率为 0.25 Hz 呈正弦变化的转角，车速为 50 km/h，路面附着系数为 0.85。

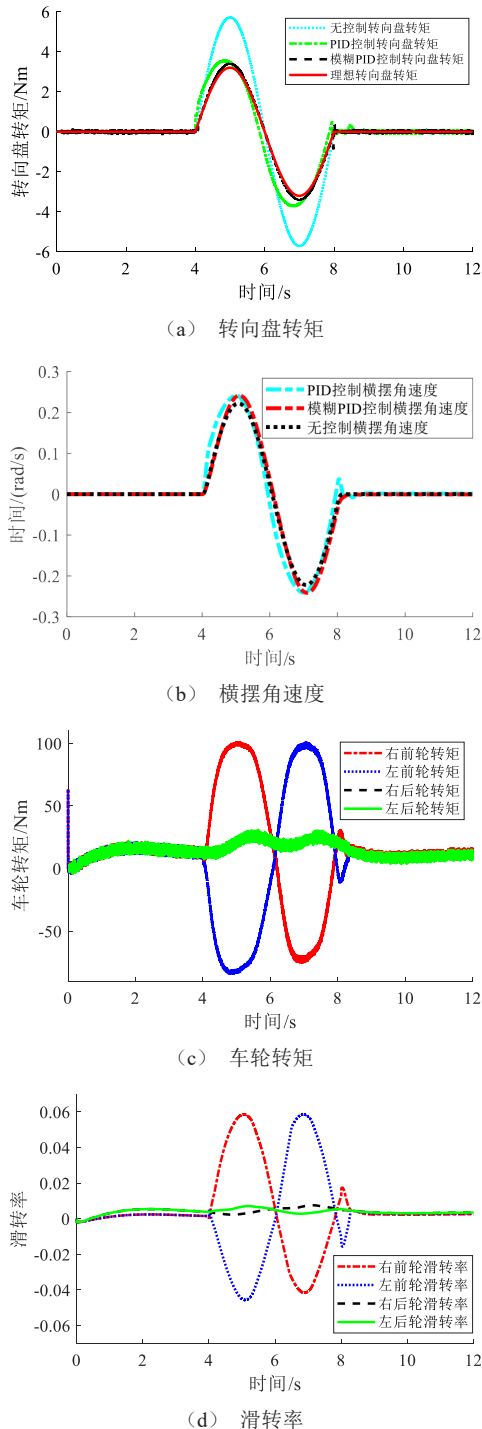


图 11 正弦工况仿真结果

由图 11 可知，当汽车处于正弦工况时，不施加控制下转向盘峰值扭矩稳定在 5.72 Nm 附近，理

想转向盘峰值扭矩为 3.201 Nm，峰值横摆角速度为 0.22 rad/s。而基于 PID 算法和模糊 PID 算法控制下车辆的转向盘峰值扭矩分别稳定在 3.520 Nm 和 3.393 Nm 附近，峰值横摆角速度分别为 0.238 rad/s 和 0.240 rad/s。两种控制下转向盘转矩可分别降低 38.5% 和 40.7%，且与理想转向盘转矩的均方根差值分别为 0.370 Nm 和 0.092 Nm，说明基于自适应模糊 PID 算法控制下能更好地使转向盘转矩跟踪理想转向盘转矩，且能一定程度上降低采用 PID 控制时产生的超前和振荡。图 11c 为采用差动助力时的车轮转矩变化情况，为辅助转向左右前轮采用差动驱动制动的方式，且在差动转向过程中左右转向轮驱动转矩差最大为 173.5 Nm。由图 11d 可知，此时各轮未出现过度滑转，滑转率控制未激活。

在相同正弦转角输入下，对比分析车辆在 30 km/h 和 60 km/h 车速下差动助力转向系统工作后转向盘转矩与转角的关系，以分析差动助力转向系统能否使车辆在高速行驶时的路感得到一定增强。转向路感可用转向盘的转矩刚度(转角幅值 20% 处的转向盘转矩对转向盘转角的梯度值)表示^[18]，随着车速提高，转矩刚度应增大。由图 12 可知，车速 60 km/h 时施加差动助力后的转矩刚度为 0.114 9 Nm/(°)，车速 30 km/h 时的转矩刚度为 0.064 2 Nm/(°)，说明车辆在高速下转向盘转相同转角需要更大的转向力矩，路感得到一定增强。

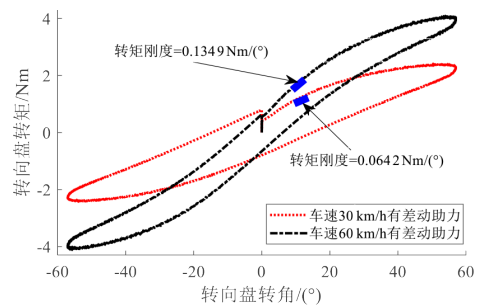


图 12 转矩刚度对比

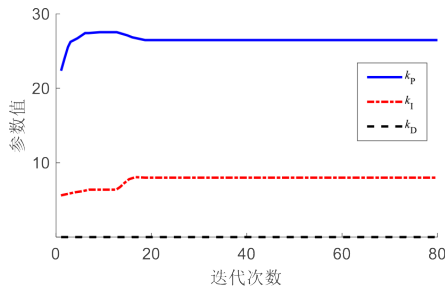
综上所述，所制定的差动助力转向控制策略可大幅降低转向盘转矩，可有效减轻驾驶员的转向负担。且由于差动助力矩相当于给整车附加了一个横摆力矩，从而使车辆的横摆角速度增加，减小了车辆转弯半径。此外，差动助力转向系统还可使车辆

在高速行驶时路感得到一定增强。路感的增强意味着助力程度的减小，因此，当车辆高速行驶时，若转向电机失效，差动助力转向系统主要起辅助转向作用，对于助力的程度有限，助力程度随着后续车辆的减速过程逐渐增大。

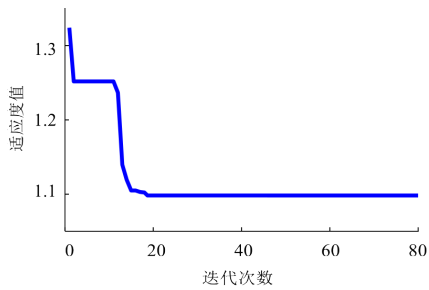
4.3 辅助回正分析

驾驶员撒手回正工况设置为：初始转向盘转矩为 0 Nm，2 s 时输入斜率为 5 N/m 的转向盘转矩，在到达 10 Nm 时将转矩保持 2 s，随后撤销转矩，车辆高、低速分别为 80 km/h、30 km/h。

4.3.1 低速下撒手回正



(a) APSO 优化回正控制策略参数变化曲线



(b) 适应度值变化曲线

图 13 30 km/h 下 APSO 优化过程

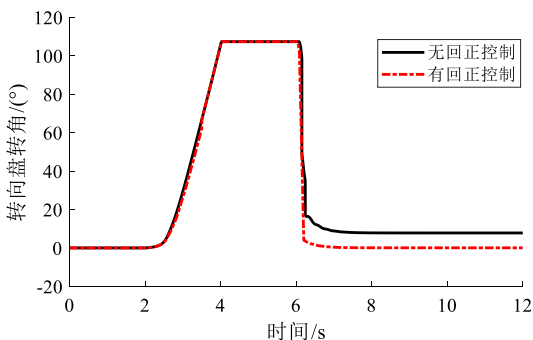


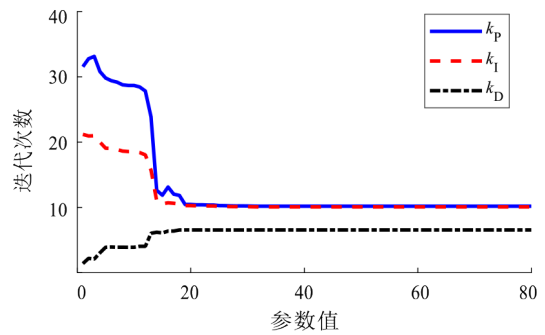
图 14 30 km/h 回正工况仿真结果

由图 13 可知，粒子群优化过程中，比例系数 k_p 和积分系数 k_i 逐渐增大，最后稳定在 26.47 和 7.991，

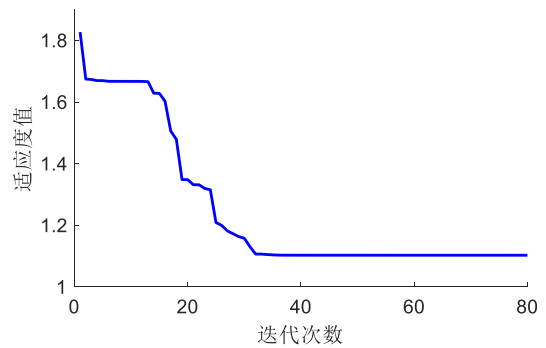
微分系数 k_d 值保持为 0，比例项和积分项系数增大可使车辆获得足够大的主动回正力矩。

由图 14 可知，无控制下车辆出现回正不足现象，施加回正控制后，可使转向盘最终回正到 0° 位置。

4.3.2 高速下撒手回正



(a) APSO 优化回正控制策略参数变化曲线



(b) 适应度值变化曲线

图 15 80 km/h 下 APSO 优化过程

由图 15 可知，粒子群优化过程中， k_p 、 k_i 系数逐渐降低，而微分系数 k_d 逐渐增大，经过粒子群优化后的 k_p 、 k_i 、 k_d 参数最终值分别为 10.19、10.08、6.55。微分项系数增大可使车辆在高速时获得一定系统阻尼，从而确保车辆稳定。

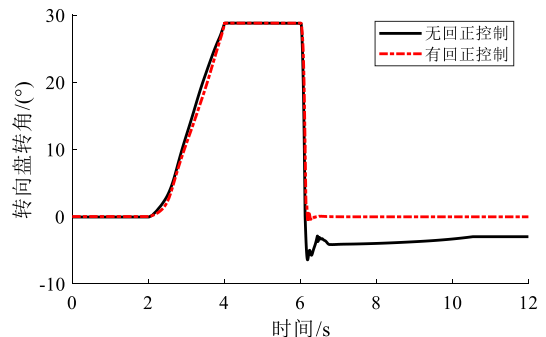


图 16 80 km/h 回正工况仿真结果

由图 16 可知, 无控制时车辆出现回正过度现象, 而采用回正控制时车辆最终可回到 0° 位置且抖动程度更小, 回正效果较好。

5 结论

全电驱动-制动电动汽车驱动系统具有冗余的优势, 对转向电机失效后具有的转向助力与辅助回正特性展开研究。

1) 基于 Matlab/Simulink/Simscape 搭建整车八自由度模型、轮胎模型、驾驶员模型和转向系统模型, 并根据永磁同步电机特性建立了轮毂电机数学模型, 细化了差动助力转向系统的执行机构。

2) 制定参考转向盘转矩跟踪控制的差动助力转向控制策略。仿真结果表明: 助力转向控制可有效降低转向盘转矩, 使车辆减小不足转向趋势, 从

而减小车辆转弯半径。

3) 制定角度跟踪控制的回正控制策略, 并采用自适应权重和学习因子的粒子群算法优化回正控制策略中的 k_p 、 k_i 、 k_d 参数, 以自适应调节在不同车速下的辅助回正力矩, 有效消除回正不足和回正过度现象。

本文仅对高附着路面上利用轮毂电机驱动系统的冗余优势具有的转向助力与辅助回正特性进行了研究, 在未来研究中, 应对低附着路面上差动助力转向系统参与工作时对整车横向稳定性的影响进行考虑, 且由于差动助力转向系统的执行机构与整车稳定性的执行机构均包括左右前轮轮毂电机, 因此, 有必要对差动助力转向系统和整车稳定性控制系统进行协调控制。

参考文献 (References)

- [1] WANG Junnian, YAN Tingxu, BAI Youjun, et al. Assistance Quality Analysis and Robust Control of Electric Vehicle with Differential Drive Assisted Steering System [J]. IEEE Access, 2020, 8: 136327-136339.
- [2] CUI Qingjia, DING Rongjun, WU Xiaojian, et al. A New Strategy for Rear-End Collision Avoidance Via Autonomous Steering and Differential Braking in Highway Driving [J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(6): 955-986.
- [3] 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.
WANG Junnian. Study on Differential Drive Assist Steering Technology for Electric Vehicle with Independent-Motorized-Wheel-Drive [D]. Changchun: Jilin University, 2009. (in Chinese)
- [4] ZHAO Wanzhong, ZHANG Han. Coupling Control Strategy of Force and Displacement for Electric Differential Power Steering System of Electric Vehicle with Motorized Wheels [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2018, 67(9): 8118-8128.
- [5] 余卓平, 冷搏. 分布式驱动电动汽车的差动助力转向控制 [J]. 汽车工程, 2017, 39(3): 243-248, 295.
YU Zhuoping, LENG Bo. Differential Assisted Steering Control for Distributed Drive Electric Vehicles [J]. Automotive Engineering, 2017, 39(3): 243-248, 295. (in Chinese)
- [6] 罗正. 电动轮驱动汽车差动助力转向与稳定性协调控制 [D]. 长春: 吉林大学, 2019.
LUO Zheng. Coordination Control of Differential Drive Assist Steering and Vehicle Stability Control for Four-Wheel-Independent-Drive EV [D]. Changchun: Jilin University, 2019. (in Chinese)
- [7] HU Chuan, QIN Yechen, CAO Haotian, et al. Lane Keeping of Autonomous Vehicles Based on Differential Steering with Adaptive Multivariable Super-Twisting Control [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 125: 330-346.
- [8] KUSLITS M, BESTLE D. Modelling and Control of a New Differential Steering Concept [J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 57(4): 520-542.
- [9] 王其东, 曹也, 陈无畏, 等. 轮毂电机驱动车辆线控差动转向的研究 [J]. 汽车工程, 2019, 41(12): 1384-1393, 1409.
WANG Qidong, CAO Ye, CHEN Wuwei, et al. Research on Differential Steering by Wire in a Hub-Motors-Driven Vehicle [J]. Automotive Engineering, 2019, 41(12): 1384-1393, 1409. (in Chinese)
- [10] 王庆年, 王军年, 宋世欣, 等. 差动助力转向系统离线仿真验证 [J]. 汽车工程, 2009, 31(6): 545-551.
WANG Qingnian, WANG Junnian, SONG Shixin, et al. Validation of Differential Drive Assisted Steering System by Off-Line Simulation [J]. Automotive Engineering, 2009, 31(6): 545-551. (in Chinese)
- [11] 阎春利, 吴占焯. 基于模糊 PID 的线控转向汽车转向控制研究 [J]. 武汉理工大学学报, 2023, 45(7): 54-61.

- YAN Chunli, WU Zhanxuan. Research on Steering Control of Steering-by-Wire Vehicle Based on Fuzzy PID [J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2023, 45 (7): 54-61. (in Chinese)
- [12] 李志鹏, 那少聃, 常子凡. 自抗扰控制的车辆电动助力转向系统回正控制[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2020, 41 (7): 1066-1072.
- LI Zhipeng, NA Shaodan, CHANG Zifan. Research on the Return-to-Center Control of a Vehicle's Electric Power Steering System Based on Active Disturbance Rejection Control [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2020, 41 (7): 1066-1072. (in Chinese)
- [13] 李欢欢, 刘辉, 盖江涛, 等. 基于粒子群优化算法 PID 参数优化的双电机耦合驱动履带车辆转向控制研究[J]. 兵工学报, 2024, 45(3): 916-924.
- LI Huanhuan, LIU Hui, GAI Jiangtao, et al. Research on Steering Control of Dual-Motor Coupled Driving Tracked Vehicle Based on PSO PID Parameter Optimization [J]. Acta Armamentarii, 2024, 45(3): 916-924. (in Chinese)
- [14] CHROUTA J, FARHANI F, ZAAFOURI A. A Modified Multi Swarm Particle Swarm Optimization Algorithm Using an Adaptive Factor Selection Strategy [J]. Measurement and Control, 2021(3): 1-10.
- [15] 陈无畏, 谈东奎, 汪洪波, 等. 一类基于轨迹预测的驾驶员方向控制模型[J]. 机械工程学报, 2016, 52(14): 106-115.
- CHEN Wuwei, TAN Dongkui, WANG Hongbo, et al. A Class of Driver Directional Control Model Based on Trajectory Prediction [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(14): 106-115. (in Chinese)
- [16] WU Dongmei, LI Yang, ZHANG Jianwei, et al. Torque Distribution of a Four In-Wheel Motors Electric Vehicle Based on a PMSM System Model [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2018, 232(13): 1828-1845.
- [17] 国家标准化管理委员会. 汽车操纵稳定性试验方法: GB 6323—2014[S]. 北京: 中国标准出版社, 2014.
- National Standardization Administration. Controllability and Stability Test Procedure for Automotive: GB 6323—2014 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2014. (in Chinese)
- [18] 从光好, 刘彦琳, 赵林峰. 线控转向系统路感模拟及硬件在环仿真试验[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2018, 41(11): 1479-1483.
- CONG Guanghao, LIU Yanlin, ZHAO Linfeng. Simulation of Road Feel and Hardware-in-the-Loop Test for Steer-by-Wire System [J]. Journal of Hefei University of Technology (Natural Science), 2018, 41 (11): 1479-1483. (in Chinese)

作者简介



陈立智 (1998-), 男, 山东德州人, 硕士研究生, 主要研究方向为新能源汽车关键技术与动力学控制。

E-mail: clzhwj20@163.com

通信作者



杨坤 (1981-), 男, 山东淄博人, 博士, 教授, 主要研究方向为节能与新能源汽车关键技术及汽车地面系统分析与控制。

E-mail: yangkun_sdut@163.com