

基于 FNN 的电动汽车自适应横向稳定性控制

袁小芳[†], 陈秋伊¹, 黄国明¹, 史可¹

(湖南大学 电气与信息工程学院, 湖南 长沙 410082)

摘要:针对分布式驱动电动汽车(Distributed drive electric vehicles, DDEV)在急转弯时出现的不足转向和侧向失稳等不确定性稳定问题,提出了一种基于模糊神经网络(Fuzzy Neural Network, FNN)的自适应横向稳定性控制系统.该系统包括上级直接横摆力矩控制器和下级转矩分配控制器.其中,上级直接横摆力矩控制器根据不确定因素产生的质心侧偏角误差得到期望的直接横摆力矩;下级转矩分配控制器将上级控制器输出的直接横摆力矩按轮胎载荷分配至每个轮毂电机,实现高效调整汽车姿态,提高汽车的转向能力和侧向稳定性.仿真实验表明,所提出的控制系统显著提升了 DDEV 的侧向稳定性,表现出较传统模糊控制更好的控制效果.

关键词:DDEV;横向稳定性;不确定性;横摆力矩;模糊神经网络

中图分类号:TH16

文献标志码:A

Adaptive Lateral Stability Control of Electric Vehicle Based on FNN

YUAN Xiaofang[†], CHEN Qiuyi¹, HUANG Guoming¹, SHI Ke¹

(College of Electrical and Information Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China)

Abstract: An adaptive lateral stability control system based on Fuzzy Neural Network (FNN) is proposed to solve the uncertain stability problems of Distributed Drive Electric Vehicles (DDEV) such as insufficient steering and lateral instability. The system consists of an upper direct yaw moment controller and a lower torque distribution controller. The upper direct yaw moment controller can get the desired direct yaw torque according to the error of side slip angle caused by uncertain factors. The lower torque allocation controller distributes the output of the upper controller to each hub motor according to the tire's load, which can adjust the vehicle attitude efficiently and improve the steering ability and lateral stability of the vehicle. Simulation results show that the proposed control system can significantly improve the lateral stability of DDEV, and show the better control effect than the traditional fuzzy control.

Key words: Distributed Drive Electric Vehicles (DDEV); lateral stability; uncertainty; yaw moment; Fuzzy Neural Network(FNN)

在环境与能源问题愈发引起关注的社会背景下,电动汽车成为未来汽车行业的必然发展趋势,分

布式驱动电动汽车(DDEV)在结构上采用四个内嵌在车轮里的轮毂电机,使得车辆的各车轮单独可控,

* 收稿日期:2018-09-12

基金项目:国家自然科学基金资助项目(61573133), National Natural Science Foundation of China (61573133); 湖南省重点研发计划资助项目(2018GK2031), The Key Research and Development Program of Hunan Province of China (2018GK2031)

作者简介:袁小芳(1979—),男,湖南安仁人,湖南大学教授,博士生导师

† 通讯联系人, E-mail: yuanxiaofang@hnu.edu.cn

避免了传统汽车的机械传动结构,电机响应速度更快,控制方法也更加灵活多变,因此,DDEV 得到越来越多研究者的关注^[1-2].

DDEV 在急转弯时,由于侧向加速度比较大,车辆失去侧向力储能能力,这使得驾驶员无法对车辆进行横向控制,从而导致发生侧翻等危险状况^[3]. 针对这一现象,常用控制方法为直接横摆力矩控制,文献[4]以操纵稳定性为控制目标,提出一种基于滑模理论的横摆力矩控制器,文献[5]以极限工况下的稳定性为控制目标,提出一种基于 BP 神经网络的 PID 联合控制横摆力矩控制器,文献[6]提出了基于动态面理论的双层控制策略,文献[7]以横向操纵稳定性为控制目标,提出了基于变论域模糊控制理论的横摆力矩控制策略,文献[8]提出了一种基于模糊 PI 的稳定性控制方法,文献[9]为解决 DDEV 在低附着路面上的横向操纵稳定性问题,采用了上下双层控制器,并以整车轮胎纵向力利用率最小为目标函数,采用加权最小二乘法(WLS)将其得到的横摆力矩和纵向力进行轮间的优化分配.

目前,传统直接横摆力矩控制方法普遍存在计算量大,对象依赖性大、自适应能力差等问题.针对上述问题本文提出一种基于 FNN 的自适应稳定性控制系统(FNN-ASCS),显著提升了 DDEV 的侧向稳定性,避免不足转向、侧翻、侧滑的情形,表现出较传统控制方法更好的控制效果.

1 车辆动力学模型

1.1 二自由度车辆模型

车辆的线性二自由度模型能够较好地反映车辆的理想稳态转向特性,用于整车控制参考模型具有良好的实时性,因而在 DDEV 稳定性控制方面得到了广泛的应用. 本文建立了线性二自由度车辆模型以获得车辆的理想质心侧偏角 β_d . 线性二自由度车辆模型,即不考虑轮胎的非线性特性,只有绕轴的横摆运动和侧向运动. 图 1 为车辆二自由度动力学模型.

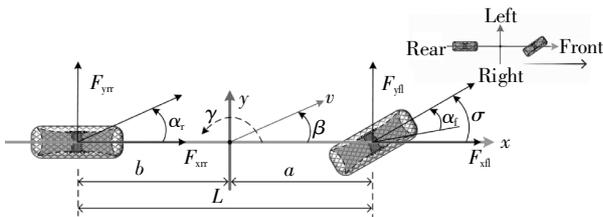


图 1 车辆二自由度动力学模型

Fig.1 Dynamic model of vehicle with 2 degrees of freedom

根据图 1 二自由度车辆模型图,由牛顿力学定律得到车辆线性二自由度动力学方程如下^[4]:

横摆运动微分方程:

$$I_z \dot{\gamma} = (aC_{rl} - bC_{r})\beta + \frac{1}{v_x} (a^2 C_{rl} + b^2 C_{r})\gamma - aC_{rl}\sigma \quad (1)$$

侧向运动微分方程:

$$m(\dot{v}_y + v_x) = (C_{rl} + C_{r})\beta + \frac{1}{v_x} (aC_{rl} + bC_{r})\gamma - C_{rl}\sigma \quad (2)$$

式中: m 为整车质量; a, b 分别为质心到前、后轴的长度; C_{rl}, C_{r} 分别为前、后车轴的侧偏刚度; v_x 为纵向速度; v_y 为侧向速度; β 为质心侧偏角; γ 为横摆角速度; σ 为转向角.

由上式可以计算得到理想质心侧偏角 β_d 为:

$$\beta_d = \min \left[\begin{array}{l} \frac{b - \frac{mav_x^2}{C_r(a+b)}}{(a+b)(1+kv_x^2)}\sigma \\ \mu g \left(\frac{b}{v_x^2} + \frac{ma}{C_r} \right), \beta_{\max} \end{array} \right] \quad (3)$$

式中: β_{\max} 为质心侧偏角的极限值; k 为车辆不足转向系数,其具体表达式为:

$$\kappa = \frac{m}{(a+b)^2} \left(\frac{a}{C_{rl}} + \frac{b}{C_r} \right) \quad (4)$$

1.2 七自由度车辆模型

本文以 DDEV 七自由度模型作为整车的仿真模型,图 2 为 DDEV 的七自由度车辆模型,此外,根据文献[4]可知,车辆悬架架构对横向稳定性影响较小,故本文忽略俯仰和侧倾运动.车辆以前轮转角作为系统输入.

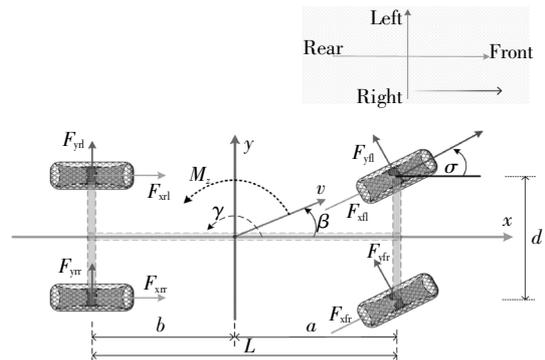


图 2 车辆七自由度动力学模型

Fig.2 Dynamic model of vehicle with 7 degrees of freedom

根据模型可以得到汽车包括纵向运动、侧向运动、横摆运动和四个车轮的旋转运动的七自由度数学模型如下^[4].

纵向运动:

$$m(\dot{v}_x - v_y\gamma) = (F_{xfl} + F_{xfr})\cos\sigma - (F_{yfl} + F_{yfr})\sin\sigma + F_{xrl} + F_{xrr} \quad (5)$$

侧向运动:

$$m(\dot{v}_y + v_x \gamma) = (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \sigma + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \sigma + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (6)$$

横摆运动:

$$J \dot{\gamma} = a(F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \sigma + a(F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \sigma + \frac{d}{2}(F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \sigma + \frac{d}{2}(F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \sigma - b(F_{yrl} + F_{yrr}) - \frac{d}{2}(F_{xrl} - F_{xll}) \quad (7)$$

四个车轮的旋转运动:

$$J \dot{\omega}_{ij} = T_{dij} - T_{bij} - F_{xij} R \quad (8)$$

式中: F_{xij} 为各车轮的纵向力; F_{yij} 为各车轮的侧向力; d 为前、后轴间的距离; J 为车轮的滚动惯量; ω_{ij} 为车轮角速度 ($i = f, r$ 为前后轮, $j = r, l$ 为右、左轮); T_{dij} 、 T_{bij} 分别为车轮的驱动转矩和制动转矩; R 为车轮的滚动半径。

1.3 轮胎模型

轮胎模型采用 Dugoff 轮胎模型^[4], 轮胎所受纵向力和侧向力分别为:

$$F_x = C_x \frac{\lambda}{1 + \lambda} f(s) \quad (9)$$

$$F_y = C_y \frac{\cos \alpha}{1 + \lambda} f(s) \quad (10)$$

式中: F_x 、 F_y 分别为轮胎的纵向力和侧向力; C_x 、 C_y 分别为轮胎的纵向和侧向刚度; λ 为轮胎滑移率。

$f(s)$ 计算公式如下所示:

$$f(s) = \begin{cases} (2-s)s, & s \leq 1 \\ 1, & s > 1 \end{cases} \quad (11)$$

公式(11)中 s 的计算公式如下:

$$s = \frac{\mu F_z (1 + \lambda)}{2\sqrt{(C_x \lambda)^2 + (C_y \tan \alpha)^2}} \quad (12)$$

式(12)中: μ 为路面附着系数; F_z 为轮胎垂直载荷, 轮胎垂直载荷随着工况变化而变化, 其具体计算公式如下所示:

各车轮垂直载荷:

$$F_{zfl} = \frac{bmg}{2L} - \frac{mh(\dot{v}_x - \beta v_y)}{2L} - \frac{b m h(\dot{v}_y - \beta v_x)}{dL} \quad (13)$$

$$F_{zfr} = \frac{bmg}{2L} - \frac{mh(\dot{v}_x - \beta v_y)}{2L} + \frac{b m h(\dot{v}_y + \beta v_x)}{dL} \quad (14)$$

$$F_{zrl} = \frac{a m g}{2L} + \frac{mh(\dot{v}_x - \beta v_y)}{2L} - \frac{a m h(\dot{v}_y + \beta v_x)}{dL} \quad (15)$$

$$F_{zrr} = \frac{a m g}{2L} + \frac{mh(\dot{v}_x - \beta v_y)}{2L} + \frac{a m h(\dot{v}_y + \beta v_x)}{dL} \quad (16)$$

式中: m 为整车质量; h 为质心到地面的高度; a 、 b 分别为质心到前、后轴的长度; d 为前、后轴间的距离。

关于公式(12)中滑移率计算步骤如下, 首先, 计

算轮胎的轮心速度如下:

$$v_{fl} = \left(v_x - \frac{d}{2} \gamma \right) \cos \sigma + (v_y + b \gamma) \sin \sigma \quad (17)$$

$$v_{fr} = \left(v_x + \frac{d}{2} \gamma \right) \cos \sigma + (v_y + b \gamma) \sin \sigma \quad (18)$$

$$v_{rl} = v_x - \frac{d}{2} \gamma \quad (19)$$

$$v_{rr} = v_x + \frac{d}{2} \gamma \quad (20)$$

然后, 得到轮胎滑移率为:

$$\lambda_{ij} = \frac{v_{ij} - \omega_{ij} R}{v_{ij}} \quad (21)$$

式中: v_{ij} 为轮胎轮心速度 ($i = f, l$ 表示前、后轮, $j = l, r$ 表示左、右轮)。

2 基于 FNN 的自适应控制器设计

DDEV 横向稳定性控制主要存在以下问题: 第一, 车辆是一个较复杂的系统, 比较难用很精确的数学模型来表示。第二, 在车辆实际运行时, 工况复杂多变, 因此产生的稳定性问题具有很大的不确定性。第三, 在车辆急转弯时, 质心侧偏角偏差对车辆稳定运行影响很大。本文针对上述问题, 提出了 FNN 自适应稳定性控制系统 (FNN-ASCS), 此控制系统具有较强的自适应能力并且对对象依赖度小。图 3 为 DDEV 的 FNN-ASCS 结构框图。FNN-ASCS 包括上级直接横摆力矩控制器和下级转矩分配控制器, 其中上级直接横摆力矩控制器根据理想质心侧偏角与实际质心侧偏角的差值 $\Delta\beta$ 及其差值变化量 $\Delta\dot{\beta}$ 得到保证车辆稳定运行的横摆力矩, 下级转矩分配控制器将上级控制器输出横摆力矩分配给四个车轮。

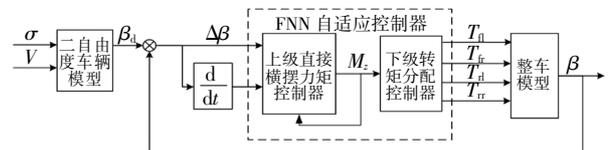


图 3 FNN-ASCS 结构框图

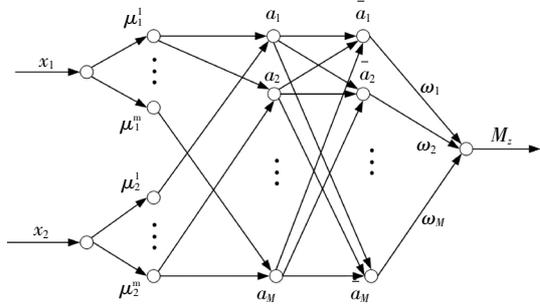
Fig.3 Structure diagram of FNN-ASCS

2.1 上级直接横摆力矩控制器

上级直接横摆力矩控制器输入量为理想质心侧偏角与实际质心侧偏角的差值 $\Delta\beta$ 及其差值变化量 $\Delta\dot{\beta}$, 输出量为车辆稳定运行的所需直接横摆力矩。控制器由 FNN 构成, 能够根据不确定因素产生的控制误差得到期望的直接横摆力矩, 以适应工况变化。

2.1.1 控制器网络结构

上级直接横摆力矩控制器根据 FNN 方法来设计, 图 4 为其具体网络结构图, 网络结构共分为 5 层, 各层含义如下。



输入层 隶属函数层 模糊推理层 归一化计算层 解模糊层

图 4 FNN 结构图

Fig.4 Structure diagram of FNN

第一层: 输入层, 输入量为 \$x_1, x_2\$, 为后续计算方便, 将输入 \$\Delta\beta, \Delta\dot{\beta}\$ 利用双曲正切函数映射到 \$[-1, 1]\$ 区间以内, 其计算公式为:

$$x_1 = \frac{1 - e^{-\Delta\beta \cdot \theta_1}}{1 + e^{-\Delta\beta \cdot \theta_1}} \quad (22)$$

$$x_2 = \frac{1 - e^{-\Delta\dot{\beta} \cdot \theta_2}}{1 + e^{-\Delta\dot{\beta} \cdot \theta_2}} \quad (23)$$

式中: \$\theta_1, \theta_2\$ 为比例因子。

第二层: 隶属函数层, 选取输入量 \$\Delta\beta, \Delta\dot{\beta}\$ 的七个模糊集合分别为 {正大}、{正中}、{正小}、{零}、{负小}、{负中}、{负大}, 隶属函数选择高斯函数型, 即

$$\mu_i^j = e^{-\frac{(x_i - b_{ij})^2}{\sigma_{ij}^2}} \quad i = 1, 2; j = 1, 2, \dots, 7 \quad (24)$$

第三层: 模糊推理层, 规则数 \$7 \times 7 = 49\$, 模糊计算方式采用乘积型, 即

$$a_M = \mu_1^m \cdot \mu_2^k \quad m, k = 1, 2, \dots, 7; M = 1, 2, \dots, 49 \quad (25)$$

第四层: 归一化计算, 计算公式为:

$$\bar{a}_M = \frac{a_M}{\sum_{n=1}^{49} a_n} \quad (26)$$

第五层: 输出层, 即实现清晰化计算, 得到横摆力矩 \$M_z\$

$$M_z = \bar{a}_M \times \omega_M, \quad M = 1, 2, \dots, 49 \quad (27)$$

2.1.2 控制器参数修正

为使控制系统适应各工况的变化, 采用 BP 算法对控制器网络参数进行学习并修正, 本控制器需修正网络参数分别有隶属函数中心 \$\sigma_{ij}\$、隶属函数宽度 \$b_{ij}\$ 和输出权值 \$\omega_M\$, 为了较好地跟踪理想质心侧偏角 \$\beta_d\$, 选取误差为 \$e = \beta_d - \beta\$, 则误差函数为:

$$E = \frac{1}{2} (\beta_d - \beta)^2 \quad (28)$$

求得各一阶偏导为:

$$\frac{\partial E}{\partial \omega_M} = \frac{\partial E}{\partial e} \cdot \frac{\partial e}{\partial M_z} \cdot \frac{\partial M_z}{\partial \omega_M} = -\frac{e}{2} \cdot J \cdot \bar{a}_M \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial b_{ij}} &= \frac{\partial E}{\partial e} \cdot \frac{\partial e}{\partial M_z} \cdot \frac{\partial M_z}{\partial \bar{a}_M} \cdot \frac{\partial \bar{a}_M}{\partial a_M} \cdot \frac{\partial a_M}{\partial \mu_i^j} \cdot \frac{\partial \mu_i^j}{\partial b_{ij}} = \\ &= -\frac{e}{2} \cdot J \cdot \omega_M \cdot \frac{1}{\sum_{n=1}^{49} a_n} \cdot \prod_{j=1}^7 e^{-\frac{(x_i - b_{ij})^2}{\sigma_{ij}^2}} \cdot e^{-\frac{(x_i - b_{ij})^2}{\sigma_{ij}^2}} \cdot \\ &= \frac{2(x_i - b_{ij})}{\sigma_{ij}^2} \end{aligned} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial \sigma_{ij}} &= \frac{\partial E}{\partial e} \cdot \frac{\partial e}{\partial M_z} \cdot \frac{\partial M_z}{\partial \bar{a}_M} \cdot \frac{\partial \bar{a}_M}{\partial a_M} \cdot \frac{\partial a_M}{\partial \mu_i^j} \cdot \frac{\partial \mu_i^j}{\partial \sigma_{ij}} = \\ &= -\frac{e}{2} \cdot J \cdot \omega_M \cdot \frac{1}{\sum_{n=1}^{49} a_n} \cdot \prod_{j=1}^7 e^{-\frac{(x_i - b_{ij})^2}{\sigma_{ij}^2}} \cdot e^{-\frac{(x_i - b_{ij})^2}{\sigma_{ij}^2}} \cdot \\ &= \frac{2(x_i - b_{ij})^2}{\sigma_{ij}^3} \end{aligned} \quad (31)$$

式中: \$\frac{\partial e}{\partial M_z}\$ 为雅克比矩阵, 用摄动小信号表示即:

$$J = \text{sign}\left(\frac{e}{\Delta M_z}\right) \cdot 5.5 \times 10^{-4} \quad (32)$$

根据上式可以得到修正后的网络参数分别为:

$$\omega_M^{\text{new}} = \omega_M^{\text{old}} - \alpha \cdot \frac{\partial E}{\partial \omega_M} \quad (33)$$

$$b_{ij}^{\text{new}} = b_{ij}^{\text{old}} - \alpha \cdot \frac{\partial E}{\partial b_{ij}} \quad (34)$$

$$\sigma_{ij}^{\text{new}} = \sigma_{ij}^{\text{old}} - \alpha \cdot \frac{\partial E}{\partial \sigma_{ij}} \quad (35)$$

式中: \$\alpha = 2\$ 为学习率。

2.2 下级转矩分配控制器

下级转矩分配控制器(图 5)采用按载荷分配方式对上级控制器输出的直接横摆力矩进行力矩分配, 相对常用的传统平均力矩分配方式而言, 此方式可以更好地利用垂直载荷较大的轮胎, 使得轮胎的总利用率降低, 延长轮胎使用期限^[10]。

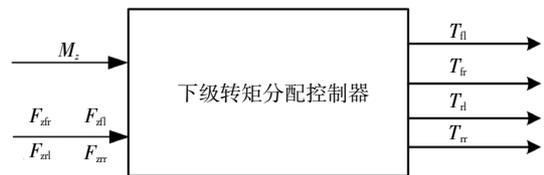


图 5 下级力矩分配控制器结构框图

Fig.5 The structure diagram of the lower torque distribution controller

按载荷分配转矩的具体计算公式如下

$$T_{fl} = \frac{F_{zfl}}{F_z} \cdot \left(-\frac{M_z}{\frac{d}{2\cos\sigma} + a\sin\sigma} \right) \cdot R \quad (36)$$

$$T_{fr} = \frac{F_{zfr}}{F_z} \cdot \left[-\frac{M_z}{\frac{d}{2\cos\sigma} + a\sin\sigma} \right] \cdot R \quad (37)$$

$$T_{fl} = -\frac{F_{zfl}}{F_z} \cdot \left(-\frac{M_z}{2d} \right) \cdot R \quad (38)$$

$$T_{rr} = \frac{F_{zrr}}{F_z} \cdot \left(-\frac{M_z}{2d} \right) \cdot R \quad (39)$$

式中： F_{zfl} 、 F_{zfr} 、 F_{zrl} 、 F_{zrr} 分别表示左前、右前、左后、右后轮胎的垂向力； T_{fl} 、 T_{fr} 、 T_{rl} 、 T_{rr} 分别表示左前、右前、左后、右后轮胎的分配转矩。

实际车辆运行时，还应当考虑电机输出转矩的上限值，另外电机输出力矩也受到路面附着状态的影响^[4]。

3 仿真分析

本文在 MATLAB 里搭建了 DDEV 急转弯稳定性控制的仿真平台，来验证本文 FNN-ASCS 的控制效果。仿真汽车的相关参数设定如表 1 所示。

表 1 整车仿真参数

Tab.1 Vehicle simulation parameters

参数	单位	数值
整车质量	m/kg	1 100
车辆绕 Z 轴惯量	Iz/(kg·m ²)	1 249
质心到前轴长度	a/m	1.256
质心到后轴长度	b/m	1.368
前后轴轮距	d/m	1.65
车辆质心高度	h/m	0.7
车轮有效半径	R/m	0.31
轮胎纵向侧偏刚度	C _x /(N·m·rad ⁻¹)	40 000
轮胎侧向侧偏刚度	C _y /(N·m·rad ⁻¹)	50 000

3.1 低速工况

设路面附着系数 $\mu = 0.65$ ，初速度 $v = 15 \text{ m/s}$ ，方向盘输入前轮转角信号为正弦信号（如图 6），验证车辆在低速工况下的急转弯控制效果，由图 7 车辆的动态响应曲线可知，未加控制的车辆质心侧偏角和侧向力很大，特别是在车辆转角变化值变号时， β 最大误差超过 100%，加入模糊控制器后， β 最大误差也已达到 10%以上，而加入 FNN 自适应控制器后， β 误差在 5%以内，车辆运行稳定，质心侧偏角跟踪效果明显更好。

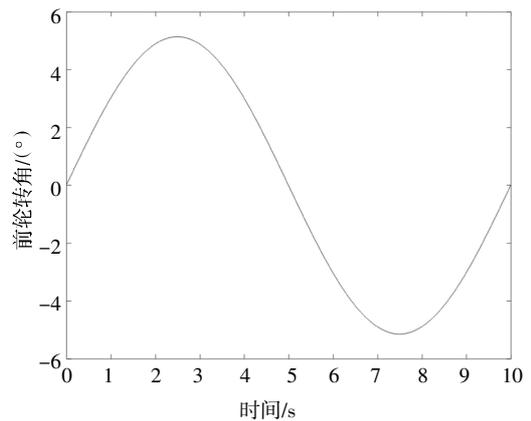
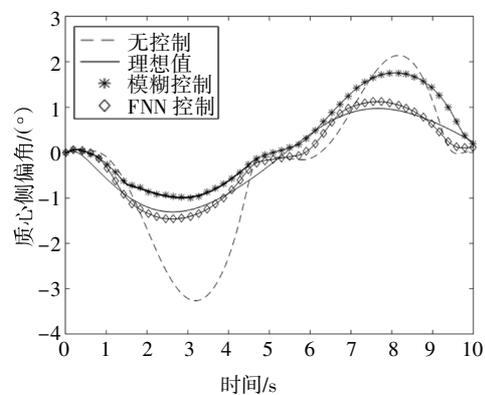
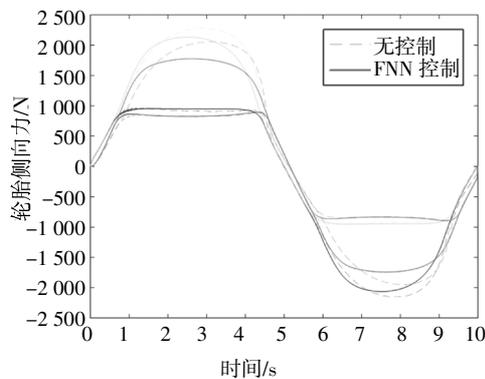


图 6 方向盘输入前轮转角信号

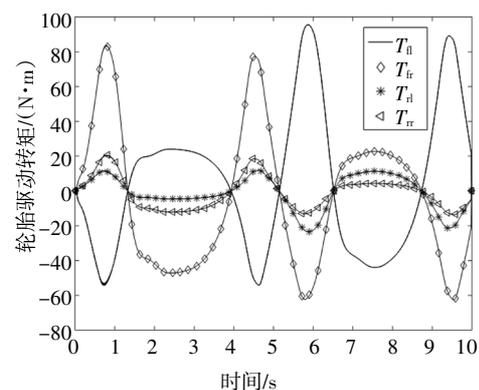
Fig.6 The front wheel angle signal of steering wheel input



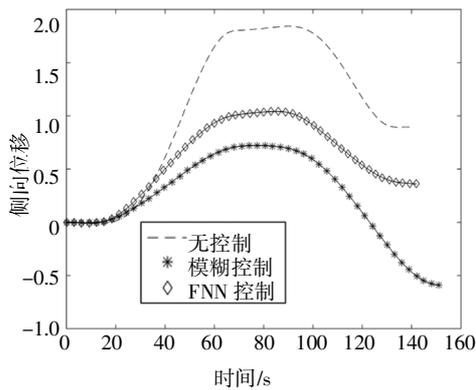
(a)质心侧偏角响应曲线



(b)侧向力响应曲线



(c)四轮驱动转矩曲线



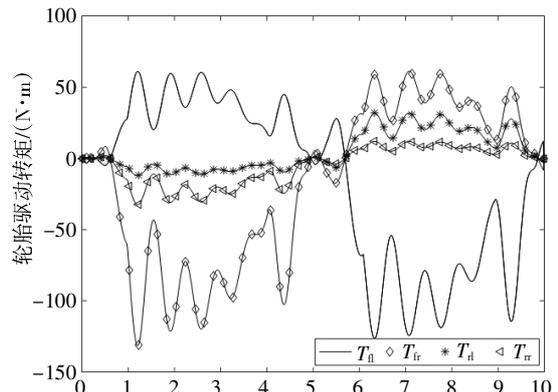
(d)运动轨迹曲线

图 7 系统动态响应曲线($v = 15 \text{ m/s}$)

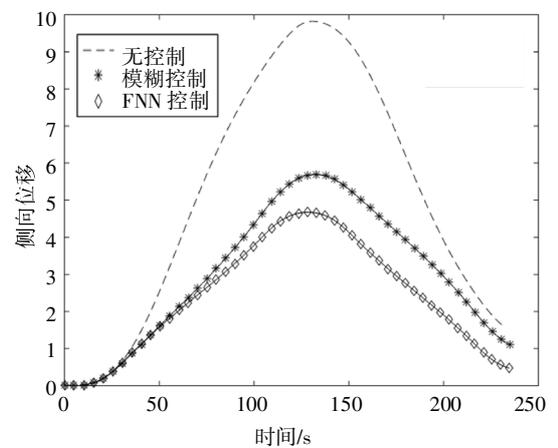
Fig.7 The trace curve of system response

3.2 中、高速工况

同样地,取路面附着系数 $\mu=0.65$,方向盘输入前轮转角信号为正弦信号(如图 6),验证车辆在中速、高速工况下的急转弯控制效果,图 8 为车辆初速度 $v=25 \text{ m/s}$ 工况下的系统动态响应曲线,图 9 为车辆初速度 $v=40 \text{ m/s}$ 工况下的系统动态响应曲线,在这两种工况下,未加控制器的质心侧偏角已经超过 β_{\max} ,在



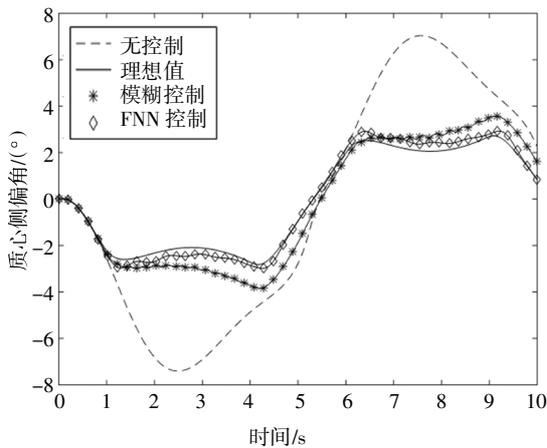
(c)四轮驱动转矩曲线



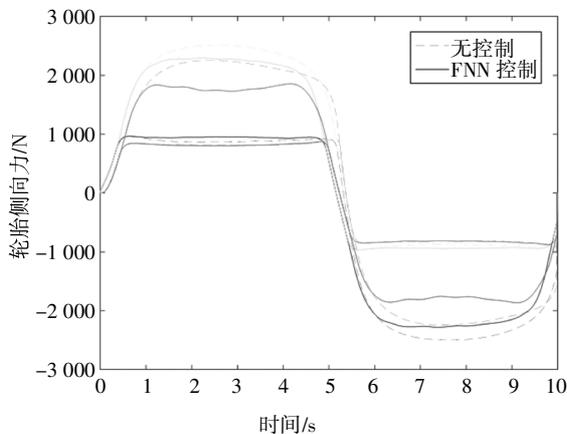
(d)运动轨迹曲线

图 8 系统动态响应曲线($v = 25 \text{ m/s}$)

Fig.8 The trace curve of system response

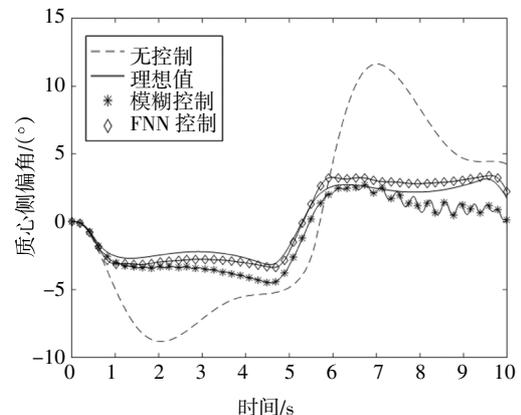


(a)质心侧偏角响应曲线

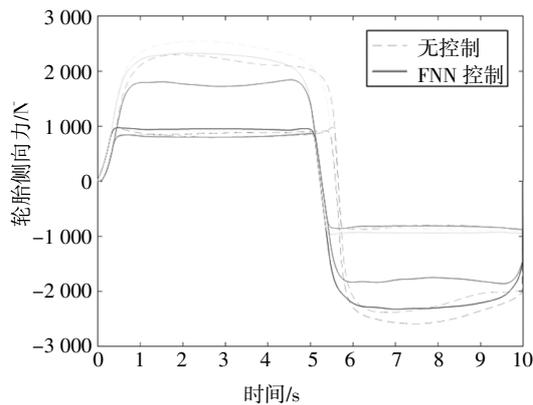


(b)侧向力响应曲线

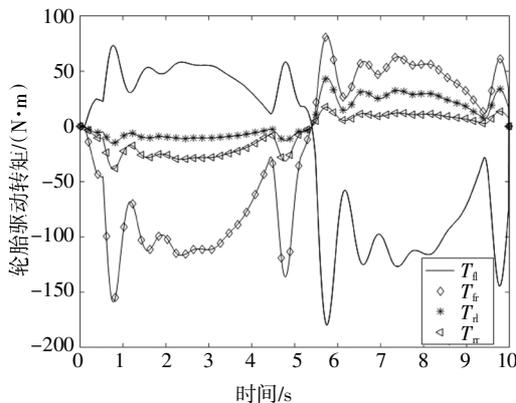
车辆转向角变号时,质心侧偏角最大误差超过 200%,加入模糊控制器后,最大误差也超过了 40%,而加入 FNN 自适应控制器后,误差降低到 5%以内,保证了车辆的稳定运行;另外,模糊控制在速度增加(工况变化)时,由于自适应能力较差,车辆超调增大,抖动增加也更明显,相对于模糊控制,FNN 自适应控制的抖动更小,质心侧偏角跟踪效果也更好。



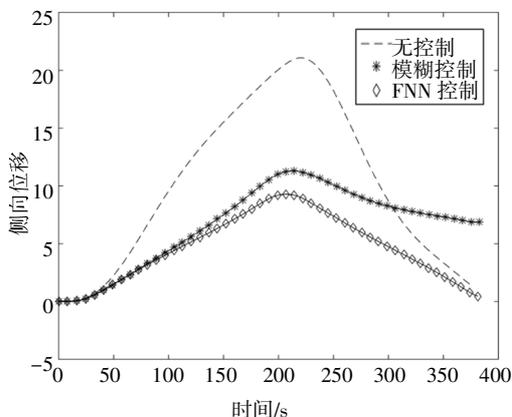
(a)质心侧偏角响应曲线



(b)侧向力响应曲线



(c)四轮驱动转矩曲线



(d)运动轨迹曲线

图9 系统动态响应曲线($v = 40 \text{ m/s}$)

Fig.9 The trace curve of system response

综上,FNN 自适应稳定性控制系统在低、中、高速等工况下均能够较好地跟踪理想质心侧偏角,避免了车辆发生侧翻,脱离运行轨迹的危险状况,使得车辆稳定运行,并且车速越大,控制效果越明显。

4 总结

本文针对 DDEV 在急转弯时出现的不确定性稳定问题,设计了一种基于 FNN 的自适应稳定性控

制系统,此控制系统在车辆急转弯时,通过控制质心侧偏角,保证车辆稳定运行.仿真结果表明,该控制器控制效果表现出较传统模糊控制更好的控制效果,并且车速越大,控制效果越明显。

参考文献

- [1] WANG R, WANG J. Stability control of electric vehicles with four independently actuated wheels [C]//Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference. 2011:2511—2516.
- [2] 陈柳钦. 中国新能源汽车政策盘点 [J]. 汽车工业研究, 2012, 8(3):14—21.
CHEN L Q. China new energy vehicle policy inventory [J]. Auto Industry Research, 2012, 8(3):14—21. (In Chinese)
- [3] 谭运生. 电动轮汽车转向的动态稳定控制及人车闭环仿真研究 [D]. 南京:南京航空航天大学, 2015.
TAN Y S. Study of dynamic stability control of driver-vehicle closed loop system for in-wheel motor electric vehicle steering [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2015. (In Chinese)
- [4] 张金柱, 张洪田, 孙远涛. 电动汽车稳定性的横摆力矩控制 [J]. 电机与控制学报, 2012, 16(6):75—80.
ZHANG J Z, ZHANG H T, ZHANG Y T. The direct yaw control of electric vehicle stability [J]. Control Electric Machines and Control, 2012, 16(6):75—80. (In Chinese)
- [5] 张缓缓, 向绪爱, 叶克宝. 基于稳定性的四轮独立驱动电动汽车转矩分配策略研究 [J]. 公路交通科技, 2016, 33(5):141—146.
ZHANG H H, XIANG X A, YE K B. Research of torque allocation strategy of four-wheel independent driving electric vehicle based on stability [J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2016, 33(5):141—146. (In Chinese)
- [6] 钱丹剑. 分布式驱动电动汽车横摆力矩控制与转矩分配研究 [D]. 长春:吉林大学, 2015.
QIAN D J. Study on yaw moment control and torque distribution for distributed drive electric vehicle [D]. Changchun: Jilin University, 2015. (In Chinese)
- [7] 李刚, 韩海兰. 四轮轮毂电机电动车横摆力矩模糊控制研究 [J]. 机械设计与制造, 2016(3):26—29.
LI G, HAN H L. Study on yaw moment control for electric vehicle with four-wheel in-wheel motor based on fuzzy control [J]. Machinery Design & Manufacture, 2016(3):26—29. (In Chinese)
- [8] 李刚, 韩海兰, 赵德阳. 四轮轮毂电机电动车横摆力矩模糊 PI 控制研究 [J]. 机械设计与制造, 2015(7):103—107.
LI G, HAN H L, ZHAO D Y. Study on yaw moment control for electric vehicle with four-wheel in-wheel motor based on fuzzy PI control [J]. Machinery Design & Manufacture, 2015(7):103—107. (In Chinese)
- [9] 欧健, 胡经庆, 杨鄂川, 等. 基于横摆力矩控制的电动汽车横向稳定性研究 [J]. 机械设计与制造, 2016(4):182—185.
OU J, HU J Q, YANG E C, et al. Research on electric vehicle handling stability based on yaw moment control [J]. Machinery Design & Manufacture, 2016(4):182—185. (In Chinese)
- [10] 余卓平, 姜伟, 张立军. 四轮轮毂电机驱动电动汽车扭矩分配控制 [J]. 同济大学学报(自然科学版), 2008, 36(8):1115—1119.
YU Z P, JIANG W, ZHANG L J. Torque distribution control for four wheel in-wheel-motor electric vehicle [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2008, 36(8):1115—1119. (In Chinese)