第18卷 第2期 2018年1月
1671—1815(2018)002-0169-05

科 学 技 术 与 工 程
Science Technology and Engineering

Vol. 18 No. 2 Jan. 2018

引用格式:郝 亮,郭立新,刘树伟. 基于轮边电机4WID电动汽车线控转向控制策略[J]. 科学技术与工程,2018,18(2):169—173
Hao Liang,Guo Lixin,Liu Suwei. Control strategy for steer-by-wire based on four wheel independent-driven EV with hub motor[J]. Science Technology and Engineering,2018,18(2):169—173

交通运输

基于轮边电机4WID电动汽车线控转向控制策略

郝 亮[1,2] 郭立新[2] 刘树伟[1,2]
(辽宁工业大学汽车与交通工程学院[1],锦州121001;东北大学机械工程与自动化学院[2],沈阳110819)

摘 要 对电动汽车的线控转向系统结构和基于两自由度的车辆动力学模型对线控转向稳态增益不变的理想转向传动比进行了设计;同时,利用MATLAB/Simulink建立线控转向系统数学模型和主动转向控制策略。在主动转向控制中,通过理想转向传动比和模糊滑模变结构动态稳定性主动控制算法,控制补偿轮边转向电机的转角。通过正弦输入的仿真试验表明,以理想转向传动比为基础,设计的此算法能满足车辆前轮转角实时补偿的需求,进而可有效提高了汽车的行驶稳定性。

关键词 线控转向 主动转向 理想转向传动比 模糊滑模变结构 稳定性控制 正弦输入
中图法分类号 U463.42 U469.722; **文献标志码** A

能源与环境压力迫使世界各大汽车厂家开始研发新能源汽车,我国也将新能源汽车开发作为十二五、十三五科技重点开发计划。分布式电动汽车是实现底盘集成控制、主动安全与节能控制研究的理想载体和平台[1]。而线控转向系统(SBW)由于采用的电信号控制车轮转向,没有机械连接限制,更加方便与其他底盘电控系统进行集成控制[2];另外,在实际使用过程中接近理想转向传动比的前提下,通过设定的主动转向控制策略,来实现主动转向控制,从而提高车辆操纵稳定性,改善驾驶员工作条件,进而提高汽车行驶的主动安全性。因此,采用线控转向系统更加满足分布式电动汽车实际发展需求。

本文通过建立适用于轮边驱动4WID电动汽车线控转向系统动力学模型和基于稳态增益恒定情况下的理想可变传动比线控转向系统控制模型,使线控转向汽车特性更容易掌握,适合于更多的驾驶人群。在此基础上,提出模糊滑膜变结构主动转向稳定性控制策略,并通过高附着路面的正弦输入闭环仿真实验进行了验证。

2017年5月29日收到 国家自然科学基金(50875041)、新世纪优秀人才支持计划(NCET-08-0103)、中央高校基本科研业务费专项资金(N110403008)、国家自然科学基金青年科学基金(51305190)和辽宁省教育厅重大科技平台科技项目(JP2016011)资助
第一作者简介:郝 亮(1979—),博士研究生,讲师。研究方向:车辆系统动力学与控制、新能源汽车仿真与控制。E-mail:hl867438249@126.com。

1 轮边电机4WID电动汽车SBW系统设计

1.1 SBW结构设计

SBW系统通过轮边转向电机接收控制器控制信号,经减速增扭,带动转向横拉杆和转向节臂,转向节将其运动传递至车轮,能够控制两前轮转角达到期望值,由此可知该功能前方两侧轮边转向电机及传动机构共同完成。由于两侧车轮的线控转向系统结构相同、对称布置,在建模过程中忽略制造及装配误差,只是取单轮结构进行研究(如图1所示)。

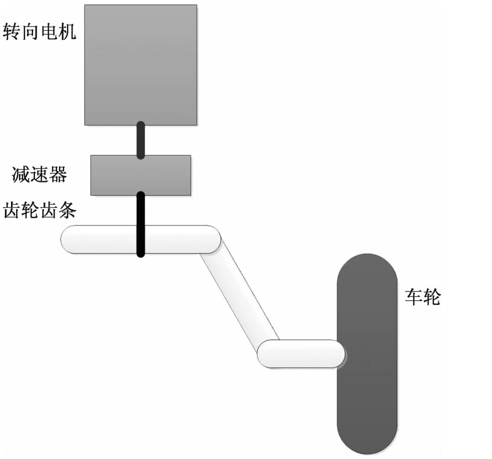

图1 转向执行机构模型
Fig. 1 Steering actuator model

对于图 1 中的单侧轮边转向执行机构,在分析过程中,主要考虑如下三个参数:转向电机的电机转角 θ_{se}、减速增扭机构(齿轮齿条机构)的线位移 S_t,以及前轮转角 θ_ω。

1.2 SBW 数学模型建立

建模时可将减速增扭过程进行简化,将角传动按照线性特性处理(传动比为 i_s),轮边转向电机的电机转角如式(1)[3,4]。

$$\theta_{se} = i_s\theta_\omega \tag{1}$$

去掉传动机构,只考虑减速增扭机构的传动比,轮边转向电机输出力矩 T_s 直接作用在前轮的主销上,得到转向电机输出轴的动力学方程如式(2)。

$$J_{m\omega}\ddot{\theta}_{se} + C_{m\omega}\dot{\theta}_{se} = T_{m\omega} - \frac{T_s}{G} \tag{2}$$

转向电机的输出力矩 T_s 通过主销作用在前轮上,将前轮阻力矩 $T_{f\omega}$ 等效为前轮的主销输出端,得到动力学方程式如下:

$$J_{\omega z}\ddot{\theta}_\omega + C_{m\omega}\dot{\theta}_\omega = T_s - \frac{T_{f\omega}}{R_p} \tag{3}$$

式(3)中,$J_{\omega z}$ 为车轮绕主销沿 z 方向的转动惯量;$J_{m\omega}$ 为轮边转向电机的转动惯量;$C_{m\omega}$ 为车轮绕主销的滚动摩擦阻尼;R_p 为前轮的扭矩放大因数。

由式(2)和式(3),得到电动汽车线控转向系统的简化模型为式(4)。

$$(GR_sJ_{m\omega}+J_{\omega z})\ddot{\theta}_\omega + (GR_sC_{m\omega}+C_\omega)\dot{\theta}_\omega = GT_{m\omega} - \frac{T_{f\omega}}{R_p} \tag{4}$$

式(4)中,G 为减速器传动比;R_s 为减速器输出轴到主销的传动比。

由于在线控转向的过程中,回正力矩起主要作用(忽略其他两个摩擦力矩),主要研究回正力矩的求解和作用。由式(4)得到式(5)。

$$\begin{cases}\theta_{\omega fl} = \dfrac{G}{(GR_sJ_{m\omega}+J_{\omega z})}T_{mfl} - \dfrac{(GR_sC_{m\omega}+C_\omega)}{(GR_sJ_{m\omega}+J_{\omega z})} \\ \quad \dot{\theta}_{\omega fl} - \dfrac{M_{zfl}}{GR_sJ_{m\omega}R_p + J_{\omega z}R_p} \\ \theta_{\omega fr} = \dfrac{G}{(GR_sJ_{m\omega}+J_{\omega z})}T_{mfr} - \dfrac{(GR_sC_{m\omega}+C_\omega)}{(GR_sJ_{m\omega}+J_{\omega z})} \\ \quad \dot{\theta}_{\omega fr} - \dfrac{M_{zfr}}{GR_sJ_{m\omega}R_p + J_{\omega z}R_p}\end{cases} \tag{5}$$

车辆回正力矩的产生原因较复杂,获得精确的物理模型较为困难,故采用参数化的经验或半经验公式进行拟合,以保证车辆回正力矩的计算精度。

2 SBW 稳态增益的控制

2.1 SBW 的稳态增益确定

基于模型的控制可以保证控制策略的准确性和高效性,基于稳态增益不变的二自由度车辆模型[5],由此得到前轮转角的横摆角速度稳态增益 $G_{\gamma f}$ 和质心侧偏角稳态增益 G_β,其表达式为:

$$G_{\gamma f} = \frac{V_x c_{\alpha f} c_{\alpha r} L}{c_{\alpha f}c_{\alpha r}L^2 + mV_x^2(c_{\alpha r}L_r - c_{\alpha f}L_f)} \tag{6}$$

$$G_\beta = \frac{c_{\alpha f}c_{\alpha r}L_rL - mL_fV_xc_{\alpha f}}{c_{\alpha f}c_{\alpha r}L^2 + V_x^2m(c_{\alpha r}L_r - c_{\alpha f}L_f)} \tag{7}$$

式中:$c_{\alpha f}$、$c_{\alpha r}$ 分别为前后轮侧偏刚度;L 为前后轴距;L_f、L_r 为分别为质心到前后轴距离;V_x 为纵向车速。

对于线控转向系统而言,转向系的角传动比 i_ω 为转向器的角传动比 $i_{\omega 1}$ 与转向机构的角传动比 $i_{\omega 2}$ 的乘积:

$$i_\omega = i_{\omega 1} \cdot i_{\omega 2} \tag{8}$$

而传统的转向系统中,前轮转角为转向盘转角与角传动比共同作用而成:

$$\delta_f = \delta_{s\omega} i_\omega \tag{9}$$

式(9)中,δ_f 为前轮转角;$\delta_{s\omega}$ 为转向盘转角。故线控转向模型中的方向盘转角稳态横摆角速度增益如式(10)。

$$G_{\gamma sw} = \frac{\omega_r}{\delta_{s\omega}} = \frac{V_x c_{\alpha f} c_{\alpha r} L}{[c_{\alpha f}c_{\alpha r}L^2 + mV_x^2(c_{\alpha r}L_r - c_{\alpha f}L_f)]i_\omega} \tag{10}$$

在线控转向系统中,当 $G_{\gamma sw}$ 一定时,i_ω 与转向盘力矩呈反比,故转向的轻便性和转向的灵敏性是基于 i_ω 的相斥因素。此外,为了保证车辆稳态时的 $G_{\gamma sw}$ 尽量不受车速影响,需要设计合理的 i_ω [6—8]。

2.2 SBW 理想转向传动比的确定

设计理想传动比的方法主要有两种:①保持 $G_{\gamma sw}$ 为常值的前提下调整 i_ω;②保证侧向加速度为恒定值的前提下调整 i_ω。基于线控转向系统确定的 $G_{\gamma sw}$,可以很好地满足第一种理想传动比的确定方法,故本研究采用第一种方式,保证车辆良好操纵稳定性前提下,从而调整传动比 i_ω 来满足实际需求。

由上面关系式(10)可得到理想传动比的关系表达式:

$$i_{ratio} = i_w = \frac{\delta_{sw}}{\delta_f} = \frac{G_{\gamma f}}{G_{\gamma sw}} = \frac{V_x c_{\alpha f} c_{\alpha r} L}{[c_{\alpha f}c_{\alpha r}L^2 + mV_x^2(c_{\alpha r}L_r - c_{\alpha f}L_f)]G_{\gamma sw}} \tag{11}$$

由于一般驾驶员期望横摆角速度增益为0.12 ~ 0.371/s[9,10],在这里取 $G_{\gamma sw} = 0.18$。由式(11)可以求得理想的可变传动比随车速的变化历程(如图2)。

3 前轮主动转向控制策略

对电动汽车的线控转向控制是基于汽车的稳态

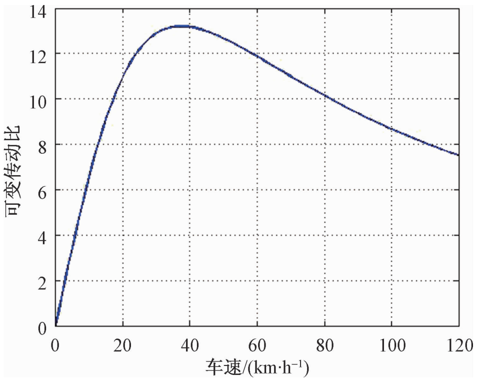

图 2　理想的可变传动比随车速的变化历程

Fig. 2　Ideal variable ratio along with the automobile speed

响应而设计的,针对车辆转向过程的非线性、时变特性,转向轮转角的实时补偿体现出较大的随机离散性和时空滞后问题,这两个问题导致了采用单一的滑膜控制会出现滑模面抖振的情况。为了解决此问题,可通过采用模糊控制对滑模面参数模糊化处理,保证滑模面参数的高适应性。

滑膜变结构控制的一般形式为

$$\begin{cases} x^{(n)} = Af(x,t) + Bg(x,t)u(t) + Dd(t) \\ x = [x, \dot{x}, \cdots, x^{(n-1)}], y = x, \mathrm{rank}[B,D] = \mathrm{rank}[B] \end{cases} \tag{12}$$

式(12)中, $f(x,t)$ 和 $g(u,t)$ 均为未知非线性函数, x 为电机电流, u 为转向电机电枢端电压; $d(t)$ 为外界扰动,即系统输入为转向电机的电流和电压。

采用转向电机电压及其变化率作为滑膜控制的输入,得到跟随误差:

$$e(t) = r - y = [e \quad \dot{e} \cdots \quad e^{(n-1)}]^{\mathrm{T}}。$$

式中, r 为期望的转向电机电压; y 为实际的电机电压。经假设、推导后得出:

$$e(t) = [e_1 e_2 \cdots e_n]^{\mathrm{T}};$$

$$\dot{e}(t) = [\dot{e}_1 \dot{e}_2 \cdots \dot{e}_n]^{\mathrm{T}} = [e_2 e_3 \cdots (r^{(n)} - f(x) - g(x)U + d)]^{\mathrm{T}}。$$

理想滑模面需满足条件: $s(t) = \dot{s}(t) = 0$,切换函数选为比例型控制函数,在 n 维变量中的表达式为

$$\dot{s}(t) = c\dot{e} = [c_1 c_2 \cdots c_{n-1} 1][\dot{e}_1 \dot{e}_2 \cdots \dot{e}_n]^{\mathrm{T}} = \sum_{i=1}^{n-1} c_i e^{(i)} + r^{(n)} - f(x,t) - g(x,t)u(t) \tag{13}$$

由式(13)可得滑膜控制的控制率表达式:

$$u^*(t) = \frac{1}{g(x,t)}\left[\sum_{i=1}^{n-1} c_i e^{(i)} + r^{(n)} - f(x,t)\right] \tag{14}$$

式(12)中,将 A 、 B 、 D 简化为 1,且假设 $|d(t) \leqslant E|$,由于 $g(x,t)$ 和 $f(x,t)$ 受到线控转向系统和转向电机非线性特性影响,函数自身表达式难以确定。为了防止出现滑膜控制的滑模面抖振,采用模糊控制来描述滑膜控制的控制率 $u^*(t)$ 。

首先需要确定滑膜控制的切换控制器函数,为保证条件 $s(x,t) \cdot \dot{s}(x,t) \leqslant -\eta|s|$,其中 $\eta > 0$,设定切换控制器表达式为

$$u_{\mathrm{sc}}(t) = \frac{1}{g(x,t)} \eta \mathrm{sgn}(s), \quad \eta \geqslant E \tag{15}$$

滑膜控制器有控制率和切换控制器共同组成,最终的滑膜控制器表达式如下:

$$U = u^*(t) + u_{\mathrm{sc}}(t) \tag{16}$$

接下来设计模糊控制器的模糊规则,模糊控制器设计为单维模糊,即单输入单输出模糊控制,输入为 $s(t)$,输出为 $\mu_{NZ}(s)$ 。 $\mu_{NZ}(s)$ 为滑膜控制的切换控制器的切换效果参数。在 $\mu_{NZ}(s) = 0$ 情况下,滑膜控制为传统的按照控制率推演的电机电压输出控制;在 $\mu_{NZ}(s) \neq 0$ 情况下,切换控制器产生切换功能,完成单维模糊下的滑膜抖振抑制作用。其模糊过程如下:

(1)模糊集合的确定:

PB = 正大 PM = 正中 PS = 正小;

NS = 负小 NM = 负中 NB = 负大。

(2)单维模糊输入和输出表达式的确定:

$s = \{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB\}$;

$\mu_{NZ}(s) = \{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB\}$。

模糊论域规定如下:

$$s = \left\{-1.6, -\frac{2}{3}\cdot 1.6, -\frac{1}{3}\cdot 1.6, 0, \frac{1}{3}\cdot 1.6, \frac{2}{3}\cdot 1.6, 1.6\right\};$$

$$\mu_{NZ}(s) = \left\{-1, -\frac{2}{3}, -\frac{1}{3}, 0, \frac{1}{3}, \frac{2}{3}, 1\right\}。$$

单维模糊规则规定如下:

$$\begin{cases} \text{Rulei: IF } s(t) \text{ is } ZO, \text{then } U \text{ is } u^*(t) \\ \text{Rulei: IF } s(t) \text{ is } NZ, \text{then } U \text{ is } u^*(t) + u_{\mathrm{sc}} \end{cases} \tag{17}$$

由式(17)可知,当 $s(t) = 0$,模糊控制为传统的控制率函数;当 $s(t) \neq 0$,模糊控制则具有滑模面切换控制率函数。其中,规定模糊控制的隶属函数为典型的正态分布函数。

采用典型重心法进行模糊控制的解模糊过程,得到电动汽车线控转向模糊控制器的表达式:

$$U = \frac{\mu_{ZO}(s)u^*(t) + \mu_{NZ}(s)[u^*(t) + u_{\mathrm{sc}}]}{\mu_{ZO}(s) + \mu_{NZ}(s)} \tag{18}$$

将 $\mu_{ZO}(s) + \mu_{NZ}(s) = 1$ 代入(18)式可整理为

$$U = u^*(t) + \mu_{NZ}(s)u_{\mathrm{sc}} \tag{19}$$

由此,推导出电动汽车线控转向的转向电机控制器,该控制器以模糊滑膜控制为核心,保证在适应线控转向系统非线性、时变的基础上,控制器自身可

以平滑控制,具有较强鲁棒性。

4 控制算法的仿真试验验证

为了验证控制策略对汽车稳定性的影响,在正弦输入仿真条件下(图3无控制转向盘输入、车速80 km/h及路面附着系数0.8),对线控转向系统前轮转角的模糊滑模变结构控制进行了仿真研究。

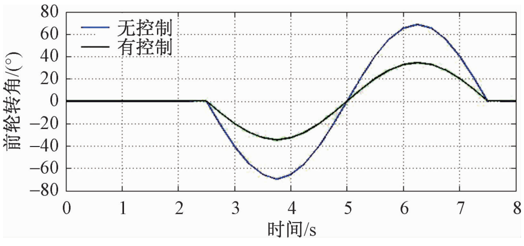

图3 转向盘转角变化历程

Fig. 3 Steering wheel angle change process

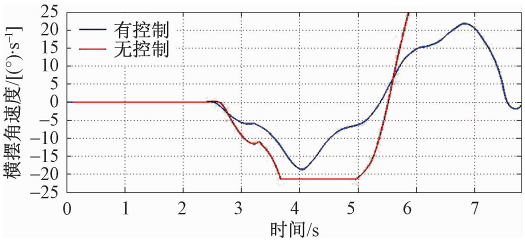

图4 横摆角速度变化历程

Fig. 4 Yaw velocity change process

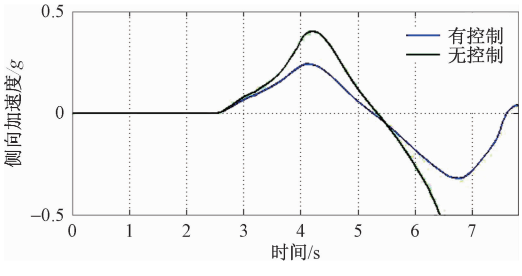

图5 侧向加速度变化历程

Fig. 5 lateral accelaration change process

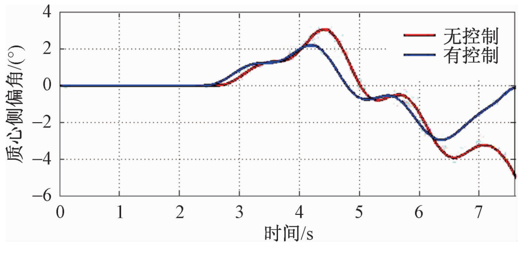

图6 质心侧偏角变化历程

Fig. 6 Sideslip angle change process

图3~图6为正弦输入试验工况下的仿真试验结果,由以上结果可以看出未进行线控转向控制的车辆无法完成高速下的瞬态转向输入的响应,车辆由于较大的瞬态转向输入而导致激转;而采用基于模糊滑模变线控转向控制的车辆,可以通过调整转向盘转角进而调整转向轮的转角,从而保证稳定的完成试验,算法具有较优的合理性和有效性。

5 结论

(1)建立了针对轮边电机4WID的线控转向系统的结构,并构建了其数学模型;同时通过对稳态增益不变的二自由度车辆模型分析,确定了随车速变化的理想可变传动比。

(2)基于理想可变传动比,设计了适用于动态主动转向控制的模糊滑模变的控制算法。

(3)通过联合仿真,采用正弦输入仿真试验,验证了所建立的主动转向控制算法能够提高车辆响应速度,驾驶员能够较好控制车辆使其快速达到汽车稳定行驶状态。

参 考 文 献

1 Nam K, Oh S, Fujimoto H, *et al*. Robust yaw stability control for electric vehicles based on active front steering control through a steer-by-wire system. International Journal of Automotive Technology, 2012;13(7): 1169—1176

2 宗长富,李 刚,郑宏宇,等.线控汽车底盘控制技术研究进展与展望. 中国公路学报,2013;26(2):1—17

Zong Changfu, Li Gang, Zheng Hongyu, *et al*. Study progress and outlook of chassis control technology for *x*-by-wire automobile. China Journal of Highway and Transport,2013;26(2):1—17

3 Matsunaga N, Im J, Kawaji S. Control of steering-by-wire system of electric vehicle using bilateral control designed by passivity approach. Journal of System Design and Dynamics, 2010;4(1): 50—60

4 Matsunaga N, Im J, Kawaji S. Control of steering by wire system of electric vehicle using ilateral control designed by passivity approach. Journal of System Design and Dynamics, 2010;4(1):50—60

5 Wu Jian, Liu Yahui, Wang Fengbo, *et al*. Vehicle active steering control research based on two-DOF robust internal model control. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016;4(29):1—9

6 郑宏宇,王 祥,宗长富,等. 力控和位置反馈型线控转向系统双向控制策略. 农业机械学报,2014;45(6):14—20

Zheng Hongyu, Wang Xiang, Zong Changfu, *et al*. Bilateral control strategy of steer-by-wire system using force control and position deviation feedback. Transactions of the Chinese Society for Agriculture Machinery,2014;45(6):14—20

7 Tavoosi V, Kazemi R, Oveisi A. Nonlinear adaptive optimal control for vehicle handling improvement through steer-by-wire system. Journal of Central South University,2014;21(1):100—112

8 Krishna S, Narayanan S, Denis A S. Fuzzy logic based yaw stability control for active front steering of a vehicle. Journal of Mechanical Science and Technology,2014;28(12):5169—5174

9 Van der Sande T. Zegelaar P, Besselink I, *et al*. A robust control analysis for a steer-by-wire vehicle with uncertainty on the tyre forces. Vehicle System Dynamics,2016;54(9):1247—1268

10 Wu Jian, Zhao Youqun, Ji Xuewu, *et al*. A modified structure internal model robust control method for the integration of active front steering and direct yaw moment control. Science China Technological Sciences, 2015;58(1):75—85

Control Strategy for Steer-by-wire Based on Four Wheel Independent-Driven EV with Hub Motor

HAO Liang[1,2], GUO Li-xin[2], LIU Su-wei[1,2]

(Automobile & Traffic Engineering College, Liaoning University of Technology[1], Jinzhou 121000, China;
School of Mechanical Engineering&Automation, Northeastern University[2], Shenyang 110819, China)

[**Abstract**] EV SBW system structure and SBW steady-state gain for the ideal steering ratio based on two freedom degree vehicle dynamics model were established; and SBW system mathematical model and the active steering control strategy were built in MATLAB/Simulink. In the active steering controll, the hub steering drive motor angle was controlled by the ideal steering ratio and dynamic fuzzy sliding mode variable structure stability control algorithm. The results of the sine-input simulation showed that the algorithm based on the ideal steering ratio can meet the requirements of vehicle front wheel angle real-time compensation so as to effectively improve vehicle driving stability.

[**Key words**] steer-by-wire(SBW)　active steering　ideal steering ratio　fuzzy sliding mode variable structure　stability control　sine-input