DOI: 10.3901/JME.2020.24.106

基于RBF网络滑模的电动助力制动系统 液压力控制^{*}

赵健 邓志辉 朱冰 常婷婷 陈志成
(吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室 长春 130022)

摘要: 针对汽车电动助力制动系统(Electro-booster, EBooster)的液压力控制中液压负载的非线性和不一致性问题, 提出一种基于径向基函数(Radial based function, RBF)神经网络的滑模变结构控制方法。设计 EBooster 系统压力控制架构, 建立液压制动系统等效结构简化模型, 据此设计基于 RBF 网络滑模变结构的液压力控制方法, 通过设计 RBF 网络的自适应律来实现系统滑模控制参数的自适应调整, 并利用李雅普诺夫函数方法分析算法的稳定性。最后搭建电动助力制动系统的快速原型试验平台来验证算法的有效性。试验结果表明, 采用 RBF 神经网络滑模变结构的控制策略对电动助力制动系统液压力的控制误差在 2% 以内, 具有良好的控制效果。研究成果为 EBooster 系统的压力控制提出一种具有良好自适应性的算法设计思路。

关键词: 电动助力制动系统; 液压力控制; RBF 滑模; 快速原型

中图分类号: U463

Sliding Mode Control Based on RBF Network for Hydraulic Pressure in Electric Power-assisted Brake System

ZHAO Jian DENG Zhihui ZHU Bing CHANG Tingting CHEN Zhicheng
(State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022)

Abstract: To solve the problem of nonlinearity and inconsistency of hydraulic brake system in the pressure control of automobile electric booster(EBooster) braking system, a sliding mode variable structure control method based on radial based function(RBF) neural network is proposed. The pressure control architecture of EBooster is designed and a simplified equivalent structure model of hydraulic braking system is established. Then the hydraulic pressure sliding mode control method based on RBF network is designed. The sliding mode control parameters of the system are adaptively adjusted by designing the adaptive law of RBF network. The stability of the algorithm is analyzed by Lyapunov function. Finally, the rapid control prototyping(RCP) experiment platform of electric power-assisted brake system is built and the algorithm is verified by RCP test. The experimental results show that the control strategy of the sliding mode control method based on RBF network has a good performance with a control error no larger than 2%. A design method of adaptive pressure control algorithm is provided for the EBooster system.

Key words: electric power-assisted brake system; hydraulic pressure control; RBF based sliding mode control; rapid control prototyping (RCP)

0 前言

在汽车智能化和电动化的发展趋势下, 车辆制

动系统迎来了新的变革, 以博世 iBooster 为代表的电动助力制动系统受到了人们的广泛关注。与传统的配备真空助力器的制动系统相比, 电动助力制动系统以电机取代真空源作为助力制动装置。由于电机的助力是可以根据需要进行调节的, 因此电动助力制动系统具有踏板感可调、主动制动等功能, 完美契合汽车智能化的需求。此外, 配合 ESP

^{*} 国家自然科学基金(51775235、51575225)、吉林省科技发展计划重点科技研发(20180201056GX)和吉林省发改委预算内基本建设资金(2019C036-6)资助项目。20200102 收到初稿, 20200606 收到修改稿

hev 等解决方案, 电动助力制动系统也可以实现制动系统的部分解耦, 从而满足电动车对制动能量回收的要求^[1-2]。

液压制动系统是复杂的时变、迟滞非线性系统, 给压力的精确控制带来困难。众多学者针对其压力精确控制问题开展了研究。余卓平等^[3]针对集成式电子液压制动系统的非线性, 基于改进的田口方法, 设计了一种鲁棒性制动轮缸压力控制器, 提高了轮缸压力控制的鲁棒性。但是这些试验工作量大, 需要进行多次正交标定试验。WEI 等^[4]设计了一款自适应压力控制器, 降低标定工作同时有效的提升了液压力的精确控制性能。HUI 等^[5]针对电子液压制动系统, 采用模糊控制方法得到 PID 控制的参数以提高 PID 控制方法的鲁棒性, 但是模糊控制的规则较难整定, 较大程度依赖于专家经验。吉林大学团队针对电动助力制动系统, 采用前馈加反馈的方法进行系统压力控制, 在保证系统响应速度的同时, 能有效避免压力的超调和抖动^[6]; 并分析了电控助力制动系统存在的液压、机构大惯量以及机械摩擦等非线性问题, 通过三步非线性算法设计了一款液压级联式控制器, 有效提高了液压控制精度^[7]。但是前馈控制是通过主缸 PV 特性标定的, 针对不同尺寸的制动系统需要进行不同的标定。TODESCHINI 等^[8-9]针对自行设计的电动助力制动系统存在液压时变扰动问题, 设计了一种位置-压力的混合式控制器, 有效的提高了制动系统对液压非线性干扰的鲁棒性。

本文以电动助力制动系统(Electro-booster, EBooster)为研究对象, 首先进行液压力控制系统架构的设计, 然后对电动助力制动系统进行简化建模。针对上述模型, 设计基于径向基函数(Radial based function, RBF)神经网络的液压力滑模变结构控制方法(简称为 RBF 滑模控制器), 并通过李雅普诺夫方法分析了算法的稳定性。最后搭建电动助力制动系统快速原形试验平台, 进行快速原形试验, 验证了控制算法的有效性。

1 系统方案及控制架构设计

图 1 为本文所采用的电动助力制动系统 EBooster 的结构示意图。该系统主要由制动踏板单元、电子机械助力器(包括永磁同步电机和伺服传动机构)、储液罐、制动主缸、ESC、制动管路和制动轮缸等组成^[10]。

EBooster 有两种工作模式: 基础助力模式和主

动增压模式。当 EBooster 工作在基础助力模式下时, 人力通过制动踏板的输入和电机的助力输入通过伺服传动机构耦合后输出, 推动主缸活塞运动进而在主缸和轮缸中建立制动液压力, 从而使车轮产生制动力。通过改变电机的输出力矩便可改变制动踏板感, 从而满足不同驾驶员驾驶习性的需求。

图 1 电动助力制动系统结构示意图

当 EBooster 工作在主动增压模式下时, 无人力输入, 制动液压力完全由电机产生。电机转角通过伺服传动机构后转变为主缸推杆的位移, 进而在主缸和轮缸中建立相应的压力。通过对电机输出转角的控制, 便可满足不同主动建压压力的要求。本文所研究的压力控制便是基于 EBooster 的主动增压工作模式。图 2 为本文设计的基于 EBooster 的主动增压控制架构。

(1) 压力控制器根据目标制动压力 p^* 和实际制动压力 p 得到目标主缸推杆位移 x^* , 本文采用基于 RBF 神经网络的自适应鲁棒滑模控制方法设计压力控制器。由于液压系统是时变非线性系统, 将滑模控制结合神经网络逼近用于非线性系统的控制中, 采用 RBF 神经网络实现模型未知部分的自适应逼近, 以有效降低滑模控制的模糊增益, 从而在保证系统鲁棒性的同时, 避免系统的抖振。以目标压力与实际压力的误差和滑模控制器的输出作为神经网络自适应律的输入, 以神经网络自适应权重的输出和实际压力作为 RBF 网络的输入, 从而实现制动系统参数的自适应逼近, 将逼近的参数用于鲁棒滑模控制器的设计, 便可得到压力控制器的输出, 即目标主缸推杆位移。

(2) 伺服传动机构逆模型用于实现从目标主缸推杆位移到目标电机转角的转换, 目标主缸推杆位移 x^* 通过伺服传动机构逆模型得到目标电机转角 θ^* 。

图2 电动助力制动系统压力控制架构

(3) 电机控制器采用文献[6]提出的控制算法, 该算法已经经过验证, 且能得到很好的永磁同步电机控制效果。其中位置-转速控制模块根据目标电机转角 θ^* 和实际电机转角 θ 得到目标电流 I^* , 电流控制模块根据目标电流 I^* 和实际电流 I 得到 d 、 q 轴同步电压 U_d 、 U_q 。

(4) U_d 和 U_q 经空间矢量调制(Space vector pulse width modulation, SVPWM)输出6路PWM信号, 由逆变器驱动EBooster工作^[11], 最终实现电动助力制动系统的压力控制。

(5) 通过液压力传感器、电机转角传感器、电流传感器来分别实现制动压力、电机转角和电机电流的实时反馈, 从而形成一个完整的上层为压力控制、下层为电机控制的闭环控制系统。

2 系统建模

2.1 液压系统建模

液压制动系统由储液罐、制动主缸、制动管路、ESC的液压执行单元HCU和制动轮缸等非线性元件组成, 系统很复杂。精确的液压制动系统建模工作量大、模型复杂, 也不适用于控制算法的设计^[12-13]。因此, 需对液压系统进行合理的简化建模。将系统简化为储液罐、主缸和轮缸的直接串联, 并采用等效压力泄露模型描述储液罐与液压系统的关系: 主缸未建压前, 视为油液全部外泄, 压力很低, 泄露系数很大; 主缸建压之后, 将泄露系数表达为一个和压力有关的非线性函数, 油液泄露在低压时取小值, 并随压力升高而增大。图3为简化后液压系统的等效结构图。

图3 液压系统等效结构简图

鉴于以上分析, 根据流量连续方程, 液压系统简化的数学模型为

$$A\dot{x} = \frac{V(p,t)}{k_e(p,t)}\dot{p} + k_l(p,t) \cdot p \quad (1)$$

式中, A 为主缸第一活塞有效面积; x 为主缸输入推杆位移; p 为制动腔压力; $V(p,t)$ 、 $k_e(p,t)$ 、 $k_l(p,t)$ 分别为制动腔内液体体积、制动液的体积弹性模量和制动腔的等效油液泄露系数, 都是和压力、时间有关的状态依赖参数。

2.2 伺服传动机构建模

图4为EBooster伺服传动机构的模型原理图。

图4 伺服传动机构模型原理图

EBooster伺服传动机构有齿轮副和滚珠丝杠副两级减速机械结构, 电机转动经两级减速变为输出推杆的直线运动。主动制动时, 输出推杆上来自电机的驱动力与回位弹簧力和液压负载力相平衡。忽略系统间隙, 简化系统模型。

电机转速和输出推杆平移速度之间的关系为

$$u = \frac{\omega}{2\pi r} h \quad (2)$$

根据动能守恒, 可以得到电机等效转动惯量为

$$\frac{1}{2} J_E \omega^2 = \frac{1}{2} (J_M + J_1) \omega^2 + \frac{1}{2} (J_2 + J_3) \left(\frac{\omega}{r} \right)^2 + \frac{1}{2} m u^2 \quad (3)$$

根据功率守恒, 可以得到电机等效负载转矩为

$$T_L \omega \eta = (pA + Kx) u \quad (4)$$

式(2)~(4)中, ω 为电机转速; r 为齿轮副传动比; h 为滚珠丝杠副导程; u 为伺服传动机构输出推杆即主缸输入推杆平移速度; J_E 为电机等效转动惯量; J_M 为电机轴转动惯量; J_1 、 J_2 为齿轮副的小齿轮转动惯量和大齿轮转动惯量; J_3 为滚珠丝杠副螺母转动惯量; m 为平动质量; T_L 为电机等效负载转矩; η 为伺服传动机构的传动效率; K 为回位弹簧刚度。

对式(4)进行化简, 可得

$$\omega = \frac{2\pi r}{h} u \quad (5)$$

$$J_E = (J_M + J_1) + (J_2 + J_3) \left(\frac{1}{r} \right)^2 + m \left(\frac{h}{2\pi r} \right)^2 \quad (6)$$

$$T_L = \frac{pA + Kx}{\eta} \cdot \frac{h}{2\pi r} \quad (7)$$

3 控制算法设计

3.1 滑模控制器设计

根据式(1)有

$$\dot{p} = f(p) + g(p) \cdot u \quad (8)$$

$$x = \int u dt \quad (9)$$

式中

$$f(p) = \frac{k_l(p, t) \cdot k_e(p, t)}{V(p, t)} p$$

$$g(p) = -\frac{A \cdot k_e(p, t)}{V(p, t)}$$

令目标压力为 p^* , 则压力控制的误差为

$$e = p^* - p \quad (10)$$

滑模函数设计为

$$s = c_1 e + c_2 \int e dt \quad (11)$$

式中 c_1 、 c_2 为控制参数且 c_1 、 $c_2 > 0$ 。

趋近律设计为

$$\dot{s} = -k \cdot s - q \cdot \text{sat}(s) \quad (12)$$

式中, k 、 q 为控制参数且 k 、 $q > 0$ 。sat(s)为饱和函数

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} 1 & s > \delta \\ \frac{s}{\delta} & |s| \leq \delta \\ -1 & s < -\delta \end{cases}$$

式中, δ 为“边界层”。

把式(11)代入式(12), 可得到

$$c_1 \dot{e} + c_2 e = -ks - q \text{sat}(s) \quad (13)$$

把式(8)、(10)代入式(13), 并化简, 可得到滑模控制器的输出为

$$u = \frac{-c_1 f(p) + c_1 \dot{p} + c_2 e + ks + q \text{sat}(s)}{c_1 g(p)} \quad (14)$$

式中, $f(p)$ 、 $g(p)$ 是状态依赖的时变参数, 无法提前获知。需要对其进行在线逼近, 并将逼近值作为滑模控制器的设计依据。

3.2 RBF 网络设计

相比与 BP 神经网络, RBF 网络结构简单, 泛化能力强, 而且具有万能逼近特性, 能以任意精度逼近任意非线性函数^[14], RBF 网络不需要离线训练, 可以实现在线整定, 因此本文选用 RBF 网络来实现系统参数的自适应逼近。RBF 网络的算法为

$$h_j(x_N) = \exp \left(-\frac{\|x_N - c_{Nj}\|^2}{2b_{Nj}^2} \right)$$

$$f(\cdot) = \mathbf{W}^* \mathbf{h}(x_N) + \varepsilon_f$$

$$g(\cdot) = \mathbf{V}^* \mathbf{h}(x_N) + \varepsilon_g$$

式中, x_N 为网络输入; c_{Nj} 为网络隐含层第 j 个神经元高斯基函数中心点的坐标; b_{Nj} 为隐含层第 j 个神经元高斯基函数的宽度; $h_j(x_N)$ 为隐含层第 j 个神经元的输出; $\mathbf{W}^*$ 、 $\mathbf{V}^*$ 分别为逼近 $f(\cdot)$ 和 $g(\cdot)$ 的理想网络权值; ε_f 、 ε_g 为网络逼近误差, $|\varepsilon_f| \leq \varepsilon_{Mf}$, $|\varepsilon_g| \leq \varepsilon_{Mg}$, ε_{Mf} 和 ε_{Mg} 均为有界的正值。

对于本文的 RBF 网络, 取系统压力作为网络输入, 即 $x_N = p$; 网络隐含层数量取为 5, 即 $j=1, 2, 3, 4, 5$; 网络输出为 $f(p)$ 、 $g(p)$ 的逼近值 $\hat{f}(p)$ 和 $\hat{g}(p)$ 。

RBF 网络为 1-5-2 的结构。

本文的 RBF 网络的隐含层输出为

$$h_j(p) = \exp\left(-\frac{\|p - c_{Nj}\|^2}{2b_{Nj}^2}\right) \quad j=1,2,3,4,5 \quad (15)$$

本文的 RBF 网络的最终输出为

$$\hat{f}(p) = \mathbf{W}^T \mathbf{h}(p), \hat{g}(p) = \mathbf{V}^T \mathbf{h}(p) \quad (16)$$

式中, $\mathbf{W}$ 、 $\mathbf{V}$ 为 RBF 网络的实际权值。

为了实现 $\hat{f}(p)$ 和 $\hat{g}(p)$ 的自适应逼近, 需要对 $\mathbf{W}$ 、 $\mathbf{V}$ 进行自动调整。设计 $\mathbf{W}$ 、 $\mathbf{V}$ 的自适应律为

$$\begin{cases} \dot{\hat{f}}(p) = \mathbf{W}^T \mathbf{h}(p), \dot{\hat{g}}(p) = \mathbf{V}^T \mathbf{h}(p) \\ \dot{\mathbf{W}} = -\gamma_1 \cdot s \cdot \mathbf{h}(p), \dot{\mathbf{V}} = -\gamma_2 \cdot s \cdot \mathbf{h}(p) \end{cases} \quad (17)$$

式中, γ_1 、 γ_2 为自适应律参数, γ_1 、 $\gamma_2 > 0$ 。

把 $\hat{f}(p)$ 和 $\hat{g}(p)$ 代入式(14), 便可得到 RBF 网络自适应滑模控制的输出律为

$$u = \frac{-c_1 \hat{f}(p) + c_1 \dot{p}^* + c_2 e + ks + q \operatorname{sat}(s)}{c_1 \hat{g}(p)} \quad (18)$$

对式(18)进行积分, 便可得到主缸推杆的目标位移

$$x^* = \int u dt \quad (19)$$

根据式(5), 便可得到电机目标转角

$$\theta^* = \frac{2\pi r}{h} x^* \quad (20)$$

该值作为电机的参考输入, 用于电机控制器的设计。

3.3 算法稳定性分析

根据式(11), 有

$$\begin{aligned} \dot{s} = & c_1 \dot{p}^* - c_1 f(p) - c_1 g(p)u + c_2 e = \\ & c_1 \dot{p}^* - c_1 f(p) - c_1 \hat{g}(p)u + \\ & [c_1 \hat{g}(p) - c_1 g(p)]u + c_2 e \end{aligned} \quad (21)$$

把式(18)代入, 有

$$\begin{aligned} \dot{s} = & c_1 \dot{p}^* - c_1 f(p) - \\ & [-c_1 \hat{f}(p) + c_1 \dot{p}^* + c_2 e + ks + q \operatorname{sat}(s)] + \\ & [c_1 \hat{g}(p) - c_1 g(p)]u + c_2 e = \\ & c_1 [\hat{f}(p) - f(p)] - ks - q \operatorname{sat}(s) + \\ & c_1 [\hat{g}(p) - g(p)]u = \\ & c_1 \tilde{f}(p) - ks - q \operatorname{sat}(s) + c_1 \tilde{g}(p)u = \\ & c_1 \tilde{\mathbf{W}}^T \mathbf{h}(p) - c_1 \varepsilon_f - ks - q \operatorname{sat}(s) + \\ & c_1 [\tilde{\mathbf{V}}^T \mathbf{h}(p) - \varepsilon_g]u \end{aligned} \quad (22)$$

式中

$$\tilde{\mathbf{W}}^T \mathbf{h}(p) = \mathbf{W}^T \mathbf{h}(p) - \mathbf{W}^{*T} \mathbf{h}(p),$$

$$\tilde{\mathbf{V}}^T \mathbf{h}(p) = \mathbf{V}^T \mathbf{h}(p) - \mathbf{V}^{*T} \mathbf{h}(p)。$$

设计李雅普诺夫函数为

$$L = \frac{1}{2} s^2 + \frac{c_1}{2\gamma_1} \tilde{\mathbf{W}}^T \tilde{\mathbf{W}} + \frac{c_1}{2\gamma_2} \tilde{\mathbf{V}}^T \tilde{\mathbf{V}} \quad (23)$$

则

$$\begin{aligned} \dot{L} = & s \cdot \dot{s} + \frac{c_1}{\gamma_1} \tilde{\mathbf{W}}^T \dot{\tilde{\mathbf{W}}} + \frac{c_1}{\gamma_2} \tilde{\mathbf{V}}^T \dot{\tilde{\mathbf{V}}} = \\ & s [c_1 \tilde{\mathbf{W}}^T \mathbf{h}(p) - c_1 \varepsilon_f - ks - q \operatorname{sat}(s)] + \\ & s [c_1 \tilde{\mathbf{W}}^T \mathbf{h}(p) - c_1 \varepsilon_g]u + \\ & \frac{c_1}{\gamma_1} \tilde{\mathbf{W}}^T \dot{\tilde{\mathbf{W}}} + \frac{c_1}{\gamma_2} \tilde{\mathbf{V}}^T \dot{\tilde{\mathbf{V}}} = \\ & c_1 \tilde{\mathbf{W}}^T \left[s \mathbf{h}(p) + \frac{1}{\gamma_1} \dot{\tilde{\mathbf{W}}} \right] + \\ & c_1 \tilde{\mathbf{V}}^T \left[s \mathbf{h}(p)u + \frac{1}{\gamma_2} \dot{\tilde{\mathbf{V}}} \right] + \\ & c_1 s \left[-\varepsilon_f - \frac{k}{c_1} s - \frac{q}{c_1} \operatorname{sat}(s) - \varepsilon_g u \right] \end{aligned} \quad (24)$$

把式(17)代入式(24), 有

$$\dot{L} = c_1 s \left(-\varepsilon_f - \frac{k}{c_1} s - \frac{q}{c_1} \operatorname{sat}(s) - \varepsilon_g u \right) \quad (25)$$

由于 RBF 网络逼近误差 ε_f 和 ε_g 为非常小的实数, 只要通过参数的选取保证

$$\left| -\frac{k}{c_1} s - \frac{q}{c_1} \operatorname{sat}(s) \right| > |\varepsilon_f - \varepsilon_g u|$$

便能使 $\dot{L} < 0$, 从而使系统渐进稳定。

又由于当 $s \rightarrow \infty$ 时, $L \rightarrow \infty$, 因此在保证渐进稳定的同时, 系统必然是大范围渐进稳定。

4 仿真与试验验证

4.1 仿真实验

4.1.1 仿真参数

首先在仿真环境下进行算法验证, EBooster 传动机构模型参数如表 1 所示, 电机模型及其参数参见文献[10], 在此不再详述。其中液压负载模型采用基于特性拟合方式搭建。为了保证仿真负载与快速原形台架的负载保持一致, 采用 X 次多项式拟合在试验台架上采集的液压制动系统 P - V (压力-容积)特性曲线作为仿真负载, 如图 5 所示。

表 1 EBooster 关键参数

参数	数值
主缸第一腔活塞截面积 A/m^2	3.9×10^{-4}
齿轮副传动比 r	3.588
滚珠丝杠副导程 h/m	8.0×10^{-3}
电机轴转动惯量 J_M/kg	9.0×10^{-5}
齿轮副的小齿轮转动惯量 $J_1/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	2.3×10^{-6}
齿轮副的大齿轮转动惯量 $J_2/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1.9×10^{-4}
滚珠丝杠副螺母转动惯量 $J_3/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	4.28×10^{-4}
平动质量 m/kg	0.464
伺服传动机构的传动效率 η	0.9
回位弹簧刚度 $K/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	4.6

图 5 液压负载位移-压力曲线

4.1.2 仿真验证与结果分析

为了验证本文算法的有效性以及对复杂工况的适应性，选择正弦输入工况进行仿真，目标压力设置为偏置 3 MPa，幅值 3 MPa，频率 1.25 Hz 的正弦曲线。

将所设计的 RBF 滑模控制器与传统 PID 控制器进行比较。PID 控制器输入实际压力与目标压力的偏差，输出电机转速。控制器参数如表 2 和表 3 所示。

表 2 RBF 滑模控制器参数

参数	数值
滑模面参数 c_1, c_2	7.0, 3.5
滑模面趋近律参数 k, q	16.5, 0.1
滑模面边界层 δ	1
隐层神经元高斯基函数中心点的坐标 c_{Nj}	0; 0.3; 0.6; 0.9; 1.2
隐层神经元高斯基函数的宽度 b_{Nj}	0.16
网络逼近误差 $\varepsilon_f, \varepsilon_g$	0.01, 0.01
自适应律参数 γ_1, γ_2	7, 7.5

表 3 PID 控制器参数

参数	数值
PID 控制器参数 K_p, K_i, K_d	[1, 20, 0.005]

仿真结果如图 6 所示。由图可见，正弦工况下，当系统压力进入稳态后，所设计的 RBF 滑模控制器的压力跟随误差均小于传统 PID。本文控制策略在经过最初机构启动的压力抖动后，压力误差可以稳

定在-0.1~0.15 MPa 以内，相比于 PID 控制的-0.3~0.3 MPa，压力跟随误差减少了 50% 以上。说明 RBF 网络根据液压负载自适应调整滑模控制器参数，从而获得了更为精确的控制效果。

图 6 偏置 3 MPa，幅值 3 MPa，频率 1.25 Hz 正弦仿真

4.2 快速原形试验验证

4.2.1 快速原形试验平台

搭建了以 dSPACE MicroAutobox 为原型控制器、以 dSPACE RapidPro 为原型驱动器、以电动助力制动系统为被控对象的快速原形试验平台。图 7、8 分别为快速原形试验台原理图和实物图。

图 7 快速原形试验台原理图

试验台工作原理如下：将通过 Matlab/Simulink 编写的控制算法通过快速代码生成技术下载到原型控制器 MicroAutobox 中，采用原型驱动器 RapidPro 作为逆变驱动器，控制器向 RapidPro 实时发送 PWM 信号，从而驱动 RapidPro 控制 EBooster 的永磁同步电机工作，使得整个系统建立所需的压力，并可在

上位机中通过 ControlDesk 软件在线监测系统各个状态量的变化情况。在此过程中,压力传感器、电机转角传感器、电机电流传感器将采集到的信号实时反馈给控制器,形成一个完整的闭环控制系统。

图 8 快速原形试验台实物图

4.2.2 试验工况设计

(1) 目标压力斜坡输入工况。为了观察压力控制的跟随效果和稳态精度,首先进行目标压力斜坡输入的试验工况。首先根据某紧凑型轿车参数计算得到增压梯度需求。方法简述如下。

车辆前/后制动器制动力 $F_{\mu f}$ 和 $F_{\mu r}$ 与制动轮缸液压力 p 的关系为

$$F_{\mu f} = 2k_{bf} \frac{\pi}{4} D_f^2 p \frac{R_{Bf}}{R_{Tf}} \quad (26)$$

$$F_{\mu r} = 2k_{br} \frac{\pi}{4} D_r^2 p \frac{R_{Br}}{R_{Tr}} \quad (27)$$

在车轮抱死之前,根据前后制动器制动力可以得到汽车减速度 a 为

$$a = \frac{F_{\mu f} + F_{\mu r}}{m_b} \quad (28)$$

表 4 为式(26)~(28)中参数定义及某紧凑型轿车的参数^[14]。计算可知,当制动压力为 4.5 MPa 时,可得对应汽车减速度为 4.68 m/s²;当制动压力为 9 MPa 时,可得对应汽车减速度为 9.36 m/s²,基本可以覆盖汽车自适应巡航控制(Adaptive cruise control, ACC)和自动紧急制动(Automatic emergency brake, AEB)的需求,因此确定斜坡试验分别进行幅值压力 4.5 MPa 和 9 MPa 两种工况的试验,所对应的升/降压梯度分别为 7.5 MPa/s 和 15 MPa/s。

表 4 某紧凑型轿车部分参数

参数	数值
满载总质量 m_b/kg	1 618
前/后制动效能因数 k_{bf}, k_{br}	0.66, 0.64
前/后轮缸直径 $[D_f, D_r]/\text{mm}$	57, 38
前/后制动器有效半径 $[R_{Bf}, R_{Br}]/\text{mm}$	112, 108
前/后轮滚动半径 $[R_{Tf}, R_{Tr}]/\text{m}$	0.317 3, 0.317 3

(2) 目标压力正弦输入工况。在城市拥堵工况下,汽车制动系统需要频繁地建立/释放制动压力,为了进一步验证在目标压力快速变化的情况下实际压力的跟随效果,还需进行正弦试验工况。由于正弦工况主要考察在目标压力快速变化时的控制跟随效果,因此不需进行很高的压力的测试,主要从调频的角度来设置试验工况。正弦试验目标压力偏置 3 MPa、幅值 3 MPa,频率取 0.5 Hz 和 1 Hz 两种工况。

(3) 试验验证与结果分析。图 9、10 为斜坡工况试验结果。绘制了制动压力和电机转角的跟随效果曲线。由图可见,斜坡工况下,实际压力能很好地跟随目标压力值,无超调和抖动,稳态误差小于 0.1 MPa,稳态控制误差小于 2%,上升段最大滞后为 0.15 MPa,平均滞后为 0.08 MPa,下降段最大滞后为 0.08 MPa,平均滞后为 0.05 MPa,验证了斜坡工况下制动压力控制算法的有效性;电机转角能很好的跟随目标值,稳态误差较小,同时也验证了电机控制算法的有效性。

(a) 压力跟随曲线

(b) 电机转角跟随曲线

图 9 幅值 4.5 MPa, 升/降压梯度 7.5 MPa/s 斜坡试验

(a) 压力跟随曲线

(b) 电机转角跟随曲线

图 10 幅值 9 MPa、升/降压梯度 15 MPa/s 斜坡试验

图 11、12 为正弦工况试验结果, 同样绘制了制动压力、电机转角和电流的跟随效果曲线。正弦工况下, 整个控制过程中的压力最大稳态误差不超过 0.2 MPa。压力跟随在波峰和波谷附近实际值较目标

(a) 压力跟随曲线

(b) 电机转角跟随曲线

图 11 偏置 3 MPa、幅值 3 MPa、频率 0.5 Hz 正弦试验

值略有滞后, 没有超调和抖动。通过分析电机转角跟随曲线可知, 波峰和波谷的压力滞后是由于实际电机转角滞后于目标电机转角导致的, 这一滞后本质上是由系统的机械惯性和液压迟滞造成的, 电机转角滞后最大约为 20° 。尽管存在电机转角滞后, 本文提出的自适应控制算法可以较好的保证压力控制响应的性能, 除了波峰和波谷处的滞后, 整个过程中压力无畸变, 实际压力能很好地跟随目标压力, 从而验证了正弦工况下压力控制算法的有效性。

(a) 压力跟随曲线

(b) 电机转角跟随曲线

图 12 偏置 3 MPa、幅值 3 MPa、频率 1 Hz 正弦试验

5 结论

电动助力制动系统是机电融合的产物, 符合汽车的智能化与电动化发展趋势。

(1) 本文以电动助力制动系统 EBooster 为研究对象, 建立了电动助力制动系统的简化数学模型, 进而提出了基于 RBF 网络滑模变结构控制的 EBooster 液压控制方法。

(2) 该方法具有参数自适应能力, 可以适应汽车制动系统液压负载的非线性和不一致性问题。

(3) 仿真与试验结果表明, 该方法能够实现电动助力制动系统的精确压力控制, 满足智能汽车纵向控制架构下主动制动控制的需求。

参 考 文 献

- [1] CHEN Pengcheng, WU Jian, HE Rui. Design and power assist braking control of a novel electro-mechanical brake booster[J]. SAE Int. J. Passeng. Cars-Electron. Electr. Syst. 2018, 11(3): 171-181.
- [2] 潜磊. 电动助力制动系统研究[D]. 长春: 吉林大学, 2017.
- QIAN Lei. Research on electric power braking system[D]. Changchun: Jilin University, 2017.
- [3] 余卓平, 王婧, 熊璐, 等. 电液制动系统液压力控制[J]. 控制理论与应用, 2016, 33(7): 897-902.
- YU Zhuoping, WANG Jingjia, XIONG Lu, et al. Hydraulic pressure control of electro-hydraulic brake system[J]. Control Theory & Applications, 2016, 33(7): 897-902.
- [4] WEI Han, LU Xiong, YU Zhuoping, et al. Adaptive cascade optimum braking control based on a novel mechatronic booster[C]//35th SAE Brake Colloquium & Exhibition, Orlando, 2017, SAE Technical Paper 2017-01-2514.
- [5] HUI Xu, SONG C, LI S. Fuzzy logic control method of EHB system based on braking intention pattern identification [C]//2009 IEEE International Conference on Automation and Logistics, Shenyang, 2009, pp. 1243-1247.
- [6] ZHAO Jian, HU Zhiqiang, ZHU Bing. Pressure control for hydraulic brake system equipped with an electro-mechanical brake booster[R]. SAE Technical Paper 2018-01-0829.
- [7] ZHAO Jian, CHEN Zhicheng, ZHU Bing. Precise active brake-pressure control for a novel electro-booster brake system [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 67(6): 4774-4784.
- [8] TODESCHINI F, CORNO M, PANZANI G, et al. Adaptive position-pressure control of a brake by wire actuator for sport motorcycles[J]. IEEE-ASME Transactions on Mechatronics, 2014, 20(2): 79-86.
- [9] TODESCHINI F, CORNO M, PANZANI G, et al. Adaptive cascade control of a brake-by-wire actuator for sport motorcycles[J]. IEEE-ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(3): 1310-1319.
- [10] 黄俊. 汽车电子机械助力制动系统建模及控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2018.
- HUANG Jun. Modelling and control of vehicle braking system equipped with electro-mechanical booster[D]. Changchun: Jilin University, 2018.
- [11] 王宇. 基于快速原型的电子机械助力制动器控制算法研究[D]. 长春: 吉林大学, 2018.
- WANG Yu. Research on the control algorithm of an electromechanical brake booster based on RCP[D]. Changchun: Jilin University, 2018.
- [12] 余卓平, 韩伟, 熊璐. 集成式电子液压制动系统液压力变结构控制[J]. 汽车工程, 2017, 39(1): 52-60.
- YU Zhuoping, HAN Wei, XIONG Lu. Variable Structure Control for hydraulic pressure in integrated-electro-hydraulic brake system[J]. Automotive Engineering, 2017, 39(1): 52-60.
- [13] ZHANG H, HAN W, XIONG L, et al. Design and research on hydraulic control unit for a novel integrated electro-hydraulic braking system[C]//2016 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo, Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific), Busan, 2016: 139-144.
- [14] LI Yang, LIU Mingyong, PENG Xingguang. Global approximation based adaptive RBF neural network control for supercavitating vehicles[J]. Journal of Systems Engineering and Electronics, 2018, 29(4): 797-804.

作者简介: 赵健, 男, 1978 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为汽车集成化与智能化, 电子线控制动系统设计与控制。

E-mail: zhaojian@jlu.edu.cn

邓志辉, 男, 1994 年出生。主要研究方向为汽车底盘电控与智能化。

E-mail: 1342860247@qq.com

朱冰(通信作者), 男, 1982 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为汽车电控与智能化, 智能汽车人机共驾理论。

E-mail: zhubing@jlu.edu.cn