

doi: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2024.08.014

# 集成式电液制动系统自适应压力控制\*

赵健, 杜金朋, 朱冰, 陈志成, 吴坚  
(吉林大学, 汽车底盘集成与仿生全国重点实验室, 长春 130022)

**[摘要]** 针对集成式电液制动系统(integrated electro-hydraulic brake system, IEHB)存在的复杂液压非线性特性和时变摩擦干扰, 提出一种自适应压力控制策略。外环压力控制器引入液压特性的动态线性化模型并基于滑模观测器对模型参数实时辨识实现对非线性液压特性的自适应。内环伺服控制器采用基于压力的连续摩擦补偿和反步动态面控制应对传动机构摩擦阻碍。硬件在环实验结果表明, 与现有的先进级联压力控制相比, 设计的压力控制策略在多种工况下均表现出更高的控制精度和鲁棒性, 并显著提升了IEHB在不同液压回路结构下的压力控制效果。

**关键词:** 车辆工程; 集成式电液制动系统; 动态线性化; 自适应压力控制; 硬件在环

## Adaptive Pressure Control Strategy for Integrated Electro-Hydraulic Braking System

Zhao Jian, Du Jinpeng, Zhu Bing, Chen Zhicheng & Wu Jian

Jilin University, State Key Laboratory of Automotive Chassis Integration and Bionics, Changchun 130022

**[Abstract]** For the complex hydraulic nonlinearity and time-varying friction disturbance of the Integrated Electro-hydraulic Brake System (IEHB), an adaptive pressure control strategy is proposed. The outer-loop pressure controller introduces a dynamic linearization model of hydraulic characteristics and realizes the adaptation of nonlinear hydraulic characteristics based on real-time identification of model parameters by a sliding mode observer. The inner-loop servo controller adopts pressure-based continuous friction compensation and back-stepping dynamic surface control to address frictional disturbance in the transmission mechanism. Hardware-in-the-loop test results show that, compared with the existing advanced cascade pressure control, the designed pressure control strategy exhibits higher control accuracy and robustness in various operating conditions, significantly improving the pressure control performance of IEHB under different hydraulic circuit structures.

**Keywords:** vehicle engineering; integrated electro-hydraulic brake system; dynamic linearization; adaptive pressure control; hardware-in-the-loop

## 前言

汽车智能化、电动化技术的蓬勃发展对底盘制动系统提出了高精度、强鲁棒性的主动制动要求<sup>[1]</sup>。传统真空助力制动系统存在结构天然劣势, 无法完

成高性能主动制动功能, 已经逐渐被一种名为集成式电液制动系统(integrated electro-hydraulic brake system, IEHB)取代<sup>[2]</sup>。IEHB保留了液压系统高刚度低成本的优势, 通过高速、精确控制伺服电机推动伺服缸活塞可以匹配高性能的主动制动功能要求, 因此它逐步成为当下汽车制动系统的主要发展

\* 国家自然科学基金(52302471, 52172386)、吉林省自然科学基金面上项目(20240101121JC)和中国博士后科学基金(2024M753063)资助。

原稿收到日期为2024年03月29日, 修改稿收到日期为2024年05月01日。

通信作者: 陈志成, 讲师, 博士, E-mail: chenzhicheng@jlu.edu.cn。

方向<sup>[3-4]</sup>。

目前,国内外学者和研究机构对 IEHB 的主动制动控制已展开了一些研究。朱冰等<sup>[5]</sup>基于无模型控制方法提出了一种“压力-位置-电流”3层闭环级联控制器实现主动制动控制。然而无模型控制应对复杂制动工况中液压非线性的能力不足,会导致压力控制精度下降。因此,合理表征 IEHB 液压系统的复杂非线性特性是提高压力控制性能的首要目标<sup>[6]</sup>。为此, Ji 等<sup>[7]</sup>推导了考虑液压动态有界干扰的增压器式线控制动系统液压物理模型,在此基础上应用自适应鲁棒控制理论实现该系统的主动制动压力控制。石琴等<sup>[8]</sup>针对一种新型电液线控制动系统推导了联合液压和机械系统特性的集成式系统状态方程并使用反步法进行压力控制,液压系统的复杂特性使用径向基网络进行逼近。Xiong 等<sup>[9]</sup>构建了基于平衡点线性化的非线性液压物理模型,并使用自适应滑模控制实现 IEHB 的精确制动压力控制。Han 等<sup>[10]</sup>使用通过 2 阶多项式拟合的“液压-活塞”(P-V)特性模型替代液压物理模型,设计了一种新颖的基于摄动观测理论的非光滑映射在线估计二次多项式系数。基于该方法,首次提出了不依赖昂贵压力传感器且具有压力估计功能的 IEHB 双闭环压力控制架构,具有快速消除系统非线性和不确定性引起的干扰的优点。而在文献[11]中通过考虑电动汽车的执行器动力学进一步提高了多项式系数的估计精度。也有部分学者融合活塞速度信息来提高二次多项式对 IEHB 液压特性数据的曲线拟合精度<sup>[12-13]</sup>。尽管上述简化的液压模型能够帮助 IEHB 在四轮压力一致的工况中取得不错的压力控制效果,但它们难以用同一套模型对 IEHB 在单轮、多轮等不同制动模式的工作特性进行精确表征。

此外, IEHB 内部伺服电机须通过传动机构控制活塞运动实现制动压力调节,因此机构内部的摩擦干扰也会影响压力控制性能。目前常用的摩擦补偿方法包括无模型和有模型两种。在无模型方案中, Han 等<sup>[14]</sup>在 IEHB 底层控制信号中施加一定频率和振幅的正弦补偿信号,克服了活塞低速运动下的摩擦非线性扰动。类似的, Huang 等<sup>[15]</sup>也采用比例-微分控制对 IEHB 主动制动过程中面临的摩擦非线性扰动问题进行补偿。无模型方法通常用于 IEHB 主动制动低速压力跟随控制中,在高速状态下会导致制动系统周期振荡与失稳。为此, Zhao 等<sup>[16]</sup>建立了包括静态摩擦、库仑摩擦和黏性摩擦的电动伺服机构摩擦模型,动态补偿了对应制动系统面临的非线

性摩擦阻碍。Han 等<sup>[17]</sup>采用位置相关的库仑+黏性摩擦模型来表示摩擦力。利用最小二乘回归方法来识别库仑摩擦力和黏性摩擦因数。所提出的摩擦模型具有可接受的控制器设计精度。相比之下,基于模型的补偿方法能够适应 IEHB 主动制动不同速度的压力跟随控制。然而,这些基于模型的方法大多忽略了 IEHB 伺服缸活塞换向时摩擦不连续问题,缺乏分析摩擦阻碍与动态液压之间的耦合关系,导致 IEHB 在连续换向制动时压力控制精度下滑<sup>[18]</sup>。

为此,本文针对 IEHB 提出一种自适应制动压力控制策略。首先,开展 IEHB 建模,包括具有更少物理特性简化的液压特性动态线性化模型和压力依赖的连续摩擦模型。随后,设计压力-伺服双环控制器,在外部压力环中结合基于滑模观测理论的特性参数自适应辨识技术提出一种仅依赖 IEHB 实时输入输出的自适应控制器,解决液压时变非线性的自适应表征问题。在内部伺服环中基于闭环反步法与前馈连续摩擦模型,克服传动机构时变摩擦干扰。最后搭建基于 dSPACE 设备的 IEHB 硬件在环试验台,通过硬件在环测试验证所提出算法在多种制动工况下的有效性。

## 1 IEHB 系统分析与建模

本文重点研究 IEHB 主动制动,图 1 为 IEHB 的结构示意图,其主动制动工作流程如下。

(1) IEHB 压力控制单元接收活塞行程、伺服缸压力等传感器信号和目标制动压力信号,计算得到电机力矩控制目标。(2) 力矩控制单元根据目标力矩控制动力电机依次带动行星齿轮减速机构和滚珠丝杠机构,实现电机旋转运动向丝杠螺杆平动的转换。(3) 滚珠丝杠螺杆与 IEHB 的伺服缸活塞集成为一个零件,它在滚珠丝杠螺母的旋转带动下,平动挤压伺服缸中的制动液通过电磁阀组进入轮缸,实现压力控制。

### 1.1 IEHB 伺服子系统建模

IEHB 伺服子系统包括图 1 中的动力电机、由行星齿轮和滚珠丝杠构成的减速传动机构,以及丝杠螺杆前部的伺服缸活塞。

首先建立在电机输出轴处的力矩平衡方程:

$$J_0 \dot{\omega} = T_e - T_m - T_f \quad (1)$$

式中:  $J_0$  为电机的转动惯量;  $\omega$  为电机转速;  $T_e$  为电机的实际驱动力矩;  $T_m$  为电机输出力矩;  $T_f$  为 IEHB 的等效摩擦力矩。

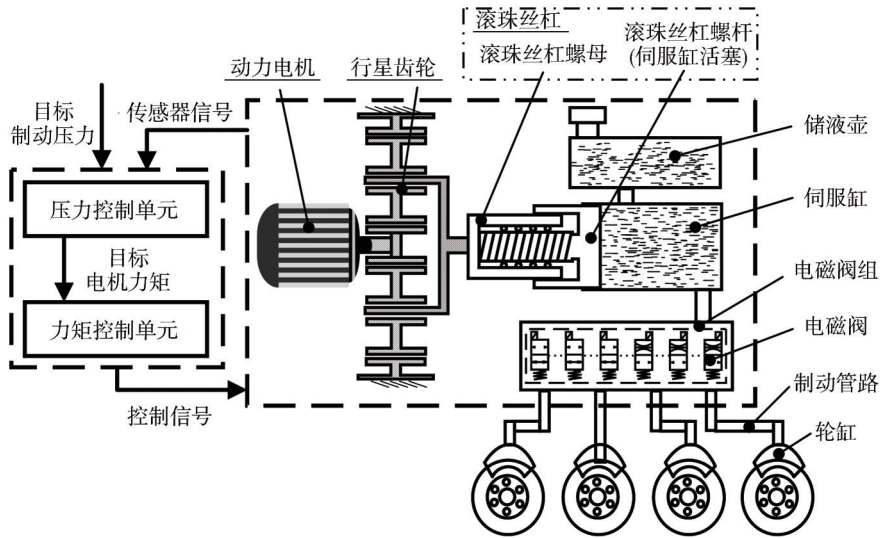


图1 IEHB结构与控制信号流

考虑 IEHB 结构中的两级减速机构,可以得到电机转速  $\omega$  与伺服缸活塞位移  $y$ 、电机驱动力矩  $T_m$  与伺服缸活塞推力  $F_m$  的转换关系:

$$\omega = k_g \omega_1 = \frac{2\pi}{i_s} k_g \dot{y} \quad (2)$$

$$F_m = \frac{2\pi}{i_s} k_g T_m \quad (3)$$

式中:  $\omega_1$  和  $k_g$  分别为行星齿轮组的输出转速和传动比;  $y$  为活塞位置;  $i_s$  为滚珠丝杠的导程。

为简化分析过程,将各零部件的质量或转动惯量集中到伺服缸活塞上,得到等效质量  $m_0$  的表达式:

$$\frac{1}{2} m_0 \dot{y}^2 = \frac{1}{2} J_g \omega_1^2 + \frac{1}{2} m_s \dot{y}^2 \quad (4)$$

式中:  $J_g$  为行星齿轮组的等效转动惯量;  $m_s$  为滚珠丝杠螺母(伺服缸活塞)的等效质量。

更进一步,可以得到在伺服缸活塞处的推力平衡方程:

$$m_0 \ddot{y} = F_m - F_p \quad (5)$$

式中  $F_p = p \cdot A$  为制动正压力,  $p$  为伺服缸的制动压力,  $A$  为活塞面积。

表征 IEHB 机构摩擦应同时考虑其制动压力相关性和数值连续性。受到文献[7]和文献[16]的启发,本研究采用了具有连续性的简化 Karnopp 摩擦模型:

$$T_f = D\omega + (C + GF_p) \tanh(c\omega) \quad (6)$$

式中  $D$ 、 $C$  和  $G$  分别为摩擦特性参数。  $G$  保证了 IEHB 机构摩擦的压力依赖特性,  $\tanh(c\omega)$  代替  $\text{sgn}(\omega)$  保证了摩擦模型的连续性,  $c > 0$ 。

综合上述公式,最终可以得到 IEHB 的伺服子系统动力学:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \frac{K}{M} T_e - \frac{pA}{M} - \mathbf{W}^T \boldsymbol{\theta} \end{cases} \quad (7)$$

式中:  $\mathbf{W} = \left[ \frac{K^2}{M} x_2, \frac{K}{M} \tanh(c\omega), \frac{KpA}{M} \tanh(c\omega) \right]^T$ ,  $[x_1, x_2] = [y, \dot{y}]$ ,  $K = 2\pi k_g / i_s$ ,  $M = m_0 + J_0 K^2$ ,  $\boldsymbol{\theta} = [D, C, G]^T$ 。上式中所有系统参数见表 1。

表1 IEHB 机构参数

参数	物理意义	数值
$A/m^2$	伺服缸活塞截面积	$8.18 \times 10^{-4}$
$J_0/(kg \cdot m^2)$	电机转动惯量	$7.01 \times 10^{-5}$
$J_g/(kg \cdot m^2)$	行星齿轮组的等效转动惯量	$3.57 \times 10^{-5}$
$m_s/kg$	滚珠丝杠的等效质量	$1.63 \times 10^{-1}$
$s/m$	滚珠丝杠导程	$3.35 \times 10^{-3}$
$k_g$	行星齿轮组传动比	4.8

## 1.2 IEHB 液压子系统建模

IEHB 液压子系统包括如图 1 中所示的储液壶、伺服缸(servo cylinder, SC)、电磁阀组、制动管路以及轮缸(wheel cylinder, WC)。忽略制动管路的影响,制动压力的构建过程可以使用以下方程组表示<sup>[5]</sup>。

$$\begin{cases} \dot{V}_{sc} + \frac{V_{sc}}{K_f} \dot{p} + Q = 0, V_{sc} = A(L_{sc} - y) \\ Q_v = C_f A_v(I_v) \sqrt{\frac{2\Delta p_{wc}}{\rho_f}}, \Delta p_{wc} = p - p_{wc} \\ \dot{V}_{wc} + \frac{V_{wc}}{K_f} \dot{p}_{wc} - Q_{wc} = 0, V_{wc} = A_{wc} y_{wc} \end{cases} \quad (8)$$

式(8)中第1式代表了SC的液压动力学,其中 $K_f$ 为制动液的体积模量, $Q$ 为流出SC的制动液流量, $V_{sc}$ 为当前SC的体积, $L_{sc}$ 为SC的总长度。式(8)中第2式代表了电磁阀的阻力特性,它会导致SC和WC间存在压力差 $\Delta p_{wc}$ ,其中 $Q_v$ 为通过电磁阀的流量, $C_f$ 为阀的流量系数, $A_v$ 为阀口截面积,它受到阀电流 $I_v$ 的控制, $\rho_f$ 为制动液密度。式(8)中第3式代表了WC的液压动力学,其中 $Q_{wc}$ 和 $V_{wc}$ 分别为流入WC的制动液流量和体积, $y_{wc}$ 为WC中活塞行程。由于忽略了管路的影响, $Q = Q_v = Q_{wc}$ 。需要注意的是, $Q$ 、 $Q_v$ 和 $Q_{wc}$ 仅代表流量的数值,它们的符号体现在式(8)中,例如SC的流出流量和WC的流入流量在符号上是相反的,因此式(8)中 $Q$ 和 $Q_{wc}$ 左侧具有相反的符号。本研究的重点是SC的压力,因此结合式(8)中前2式可得出以下IEHB伺服缸液压物理模型:

$$\dot{p} = \frac{K_f}{L_{sc} - y} \dot{y} - \frac{K_f}{A(L_{sc} - y)} Q(I_v) \quad (9)$$

通过式(9)可知,SC的压力状态可通过控制阀电流和活塞运动状态来调节。当仅控制活塞运动状态时,IEHB工作在正常制动模式。在该模式下,IEHB能够同时向每个轮缸建立制动压力。如果进一步控制阀电流,例如防抱死制动系统、电子稳定性控制系统工作时,IEHB进入特殊制动模式。在该模式下,IEHB会操作电磁阀组内若干个电磁阀,导致液压回路重构和车轮制动压力重分配,某些轮缸甚至被完全封闭无法产生制动力。

两种制动模式下IEHB的P-V特性如图2所示。图2(a)中只控制活塞以不同速度运动,IEHB的P-V特性呈现出非线性变化。图2(b)中保持相同的活塞运动速度并通过控制轮缸电磁阀只允许部分轮缸与伺服缸连通,其中 $WC_{FL}$ 和 $WC_{RR}$ 分别表示左前和右后轮缸,SC+ $WC_{FL}$ 表示只有左前轮与伺服缸连通的模式,其他图例依次类推。即使在同一活塞速度下,IEHB的P-V特性仍然变化显著。

IEHB额外集成的电磁阀组是导致IEHB液压特性更为复杂的根本原因。虽然式(9)中考虑了电磁阀组的影响,但是难以被直接用于压力控制器设计,因为压力和活塞运动状态间存在非线性关系,并且 $Q(I_v)$ 通常无法获取。在建模时忽略和简化这种液压回路特性,可能导致模型在IEHB的某些工况中失真和控制不稳定。为了合理权衡模型的复杂度和可靠性,本研究提出一种基于动态线性化理论的液压子系统数据驱动离散模型。

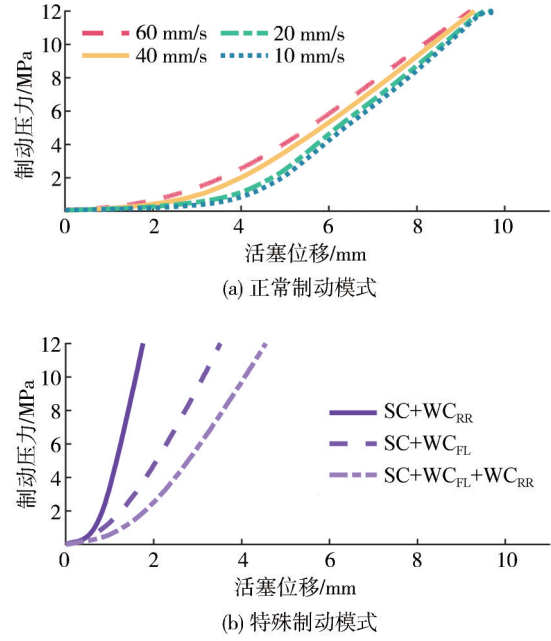


图2 IEHB非线性液压特性

首先将式(9)离散化:

$$p(k+1) = p(k) + \frac{K_f}{L_{sc} - y(k)} (y(k) - y(k-1)) - \frac{K_f}{A_{sc}(L_{sc} - y(k))} Q(I_v(k)) = f(p(k), y(k), y(k-1), I_v(k)) \quad (10)$$

在得到可用于控制器设计的离散模型前,需要对上式做出如下假设。

假设1: $f(\cdot)$ 对 $y(k)$ 的偏导数是连续的。

假设2:系统在任何时刻且 $\Delta y(k) \neq 0$ 时,均存在一个大于0的常数 $L$ 使得 $|\Delta p(k+1)| \leq L |\Delta y(k)|$ ,其中:

$$\begin{cases} \Delta p(k+1) = p(k+1) - p(k) \\ \Delta y(k+1) = y(k+1) - y(k) \end{cases} \quad (11)$$

然后,可进一步得到动态线性化后的IEHB液压子系统模型:

$$p(k+1) = p(k) + \phi(k) \Delta y(k) \quad (12)$$

式中 $\phi(k) \leq B_1$ 是一个慢变的系统特性参数。该模型在 $\Delta y(k) \neq 0$ 时始终成立,对应的证明如下所示。

首先,定义辅助变量 $\theta(k)$ 为

$$\theta(k) = [p(k), y(k-1), I_v(k)] \quad (13)$$

然后,对式(10)使用微分中值定理得到:

$$p(k+1) = p(k) + f(\theta(k), y(k)) - f(\theta(k), y(k-1)) + f(\theta(k), y(k-1)) -$$

$$f(\theta(k-1), y(k-1)) = p(k) + \frac{\partial f}{\partial y(k)} \Delta y(k) + \xi(k) \quad (14)$$

其中:  $\xi(k) = f(\theta(k), y(k-1)) - f(\theta(k-1), y(k-1))$

考虑到  $\Delta y(k) \neq 0$ , 因此必定存在一个解  $\zeta(k)$  使得下式成立:

$$\xi(k) = \zeta(k) \Delta y(k) \quad (15)$$

因此, 令  $\phi(k) = \partial f / \partial y(k) + \zeta(k)$ , 则得到式(12)。此外,  $\phi(k) \leq B_1$  是满足假设2的必要条件<sup>[19]</sup>。

值得注意的是, 所构建的式(12)IEHB 液压子系统模型不但保持了简单的模型结构, 并且没有进行任何物理特性的简化, 所有的液压非线性特性最终均被系数  $\phi(k)$  表征。通过对该特性参数进行在线自适应辨识, 即可让模型实时充分表征液压非线性特性, 提高 IEHB 在复杂工况下的控制性能。

## 2 自适应压力控制策略设计

基于所建立的式(7)伺服子系统模型和式(12)液压子系统模型, 本文提出了如图3所示的自适应控制策略。

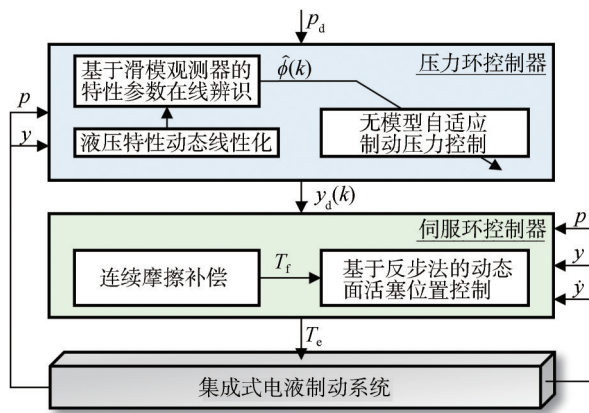


图3 自适应双环控制架构

在压力环控制器中, 首先使用一种基于滑模观测器的在线参数辨识方法得到式(12)中液压特性参数  $\phi(k)$  的估计值  $\hat{\phi}(k)$ , 然后基于辨识结果, 提出一种仅依赖 IEHB 实际输入输出而不依赖液压系统物理模型的无模型液压特性自适应控制策略。该控制器以目标制动压力  $p_d$ 、实际制动压力  $p$  和活塞位置  $y$  为输入, 输出活塞目标位移  $y_d(k)$ 。

在伺服环控制器中, 通过反步法推导了面向活

塞位置和速度跟踪的动态面, 并结合式(6)所示的压力相关连续摩擦模型对 IEHB 实际摩擦干扰进行前馈估计, 提高活塞运动控制的准确度和鲁棒性。该控制器以  $y_d(k)$ 、 $y$ 、 $\dot{y}$  和  $p$  为输入, 输出动力电机的目标力矩  $T_e^*$ 。

### 2.1 压力环控制器设计

液压特性参数观测器的主要结构如下:

$$\hat{p}(k+1) = \hat{p}(k) + \hat{\phi}(k) \Delta y(k) + u_p(k) \quad (16)$$

式中:  $\hat{p}(k)$  为  $p(k)$  的估计;  $u_p(k)$  为式(17)所示的滑模观测函数。

$$\begin{cases} u_p(k) = g_1 \tilde{p}(k) + g_2 \text{sgn}(k) \\ \text{sgn}(k) = \frac{\tilde{p}(k)}{|\tilde{p}(k)|} \end{cases} \quad (17)$$

式中:  $\tilde{p}(k) = p(k) - \hat{p}(k)$  为制动压力观测误差, 即滑模函数;  $g_1 > 0$  和  $g_2 > 0$  均为观测器增益;  $\text{sgn}(k)$  为符号函数。

将式(16)和式(17)代入式(12)IEHB 液压子系统模型可得如下所示的压力观测误差的动力学:

$$\tilde{p}(k+1) = \Gamma_1(k) \tilde{p}(k) + \tilde{\phi}(k) \Delta y(k) \quad (18)$$

其中:  $\Gamma_1(k) = 1 - g_1 - \frac{g_2}{|\tilde{p}(k)|}$

在本节, 期望得到如下所示的参数辨识误差的动力学<sup>[20]</sup>:

$$\tilde{\phi}(k+1) = [1 - \gamma(k) \Delta y^2(k)] \tilde{\phi}(k) \quad (19)$$

式中:  $\tilde{\phi}(k) = \phi(k) - \hat{\phi}(k)$  为  $\phi(k)$  的辨识误差;  $\gamma(k) = \frac{2}{|\Delta y(k)|^2 + \mu}$ , 其中  $\mu > 0$  为可调整参数。由

于实际 IEHB 必然存在响应极限, 因此  $\Delta y(k)$  存在上界  $\bar{y}_\Delta$ 。相应的,  $\gamma(k)$  存在下界  $\gamma_0$ 。

将式(18)代入式(19)推导可得:

$$\begin{aligned} \tilde{\phi}(k+1) &= \tilde{\phi}(k) - \Delta y(k) \gamma(k) \cdot \\ & \quad (\tilde{p}(k+1) - \Gamma_1(k) \tilde{p}(k)) \end{aligned} \quad (20)$$

考虑到动态线性化参数的慢变特性<sup>[19]</sup>以及相邻采样点间极短的时间间隔(控制频率为 1 kHz), 在设计更新律的过程中, 认为相邻采样点上的  $\phi$  基本不变, 因此可以得到如下所示的特性参数估计值  $\hat{\phi}(k)$  的更新律:

$$\begin{aligned} \Delta \hat{\phi}(k+1) &= \gamma(k) \Delta y(k) (\tilde{p}(k+1) - \\ & \quad \Gamma_1(k) \tilde{p}(k)) \end{aligned} \quad (21)$$

其中:  $\Delta \hat{\phi}(k+1) = \hat{\phi}(k+1) - \hat{\phi}(k)$

使用由式(16)~式(21)构成的基于滑模观测器

的在线特性参数辨识算法能够保证观测误差的渐进收敛,同时得到对应的特性参数估计。对观测误差渐进收敛的证明如下。

构建 Lyapunov 函数  $V(k) = \tilde{p}^2(k) + \kappa\tilde{\phi}^2(k)$ , 计算其变化量后将式(18)和式(19)代入可得:

$$\begin{aligned} \Delta V(k+1) = & V(k+1) - V(k) = -c_1\tilde{p}^2(k) - \\ & (\kappa\mu\gamma^2(k) - 1)\Delta y^2(k)\tilde{\phi}^2(k) + \\ & 2\Gamma_1(k)\tilde{p}(k)\Delta y(k)\tilde{\phi}(k) \leq \\ & -c_1\tilde{p}^2(k) - c_2\Omega^2(k) + \varepsilon^{-1}\tilde{p}^2(k) + \\ & \varepsilon\Gamma_1^2(k)\Omega^2(k) = -C_1\tilde{p}^2(k) - C_2\Omega^2(k) \end{aligned}$$

式中:  $c_1 = 1 - \Gamma_1^2(k)$ ;  $c_2 = \kappa\mu\gamma_0^2 - 1$ ;  $\Omega(k) = \Delta y(k)\tilde{\phi}(k)$ 。此时,只要通过设置观测器参数使得下式满足:

$$\begin{aligned} C_1 = & c_1 - \varepsilon^{-1} > 0 \\ C_2 = & c_2 - \varepsilon\Gamma_1^2(k) > 0 \end{aligned}$$

则  $V(k)$  为递减的非负函数,其值将最终收敛到一个常数,此时  $\Delta V(k) = 0$ ,也意味着  $\tilde{p}(k)$  收敛到 0。因此,将  $\hat{\phi}(k)$  代入式(12)替换  $\phi(k)$ ,可以得到用于压力环控制器设计的液压特性模型:

$$p(k+1) = p(k) + \hat{\phi}(k)\Delta y(k) \quad (22)$$

参照文献[19],使用以下目标函数设计压力环的控制律:

$$J(y_d(k)) = (p_d(k+1) - p(k+1))^2 + \lambda y_d(k)^2 \quad (23)$$

式中  $\lambda$  为控制步长权重。将式(22)代入式(23),然后对式(23)求差分使其为 0,可以得到如下控制律:

$$y_d(k) = y_d(k-1) + \frac{\rho\hat{\phi}(k)(p_d(k+1) - p(k))}{\lambda + |\hat{\phi}(k)|^2} \quad (24)$$

式中  $\rho$  为调整参数,可以让上述控制律更通用。

## 2.2 伺服环控制器设计

伺服环控制器的最终目标为跟踪目标活塞位移,首先定义相应的位置跟踪误差  $e_1 = x_1 - x_{1d}$ 。为令其收敛为 0,定义 Lyapunov 函数  $V_1 = e_1^2/2$ ,求得:

$$\dot{V}_1 = e_1\dot{e}_1 = e_1(x_2 - \dot{x}_{1d}) \quad (25)$$

为保证  $\dot{V}_1 \leq 0$ ,设计  $x_{2d} = -\tau_1 e_1 + \dot{x}_{1d}$ ,  $\tau_1 > 0$ 。当  $x_2 = x_{2d}$  时,易得  $\dot{V}_1 = -\tau_1 e_1^2 \leq 0$ 。因此定义活塞速度的控制误差  $e_2$ :

$$e_2 = x_2 - x_{2d} = x_2 + \tau_1 e_1 - \dot{x}_{1d} = \dot{e}_1 + \tau_1 e_1 \quad (26)$$

联合上述控制误差  $e_1$  和  $e_2$ ,设计动态面  $s$ :

$$s = \tau_2 e_1 + e_2 = (\tau_1 + \tau_2)e_1 + \dot{e}_1 \quad (27)$$

式中  $\tau_2 > 0$ 。基于该动态面,当  $s$  趋近于 0 时,  $e_1$  和  $e_2$  同时趋近于 0,达成控制目标。因此伺服环的控制目标转变为控制  $s$  趋近于 0。

为设计伺服环的控制律,首先定义 Lyapunov 函数:

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2}s^2$$

计算  $V_2$  对时间的导数为  $\dot{V}_2 = e_1\dot{e}_1 + ss\dot{s}$ ,并将式(26)和式(27)代入  $\dot{V}_2$  得到:

$$\dot{V}_2 = e_1(e_2 - \tau_1 e_1) + s(\tau_2 \dot{e}_1 + \dot{x}_2 - \dot{x}_{2d})$$

然后将式(7)中的第 2 式代入上式可得:

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 = & e_1(e_2 - \tau_1 e_1) + \\ & s\left(\tau_2 \dot{e}_1 + \frac{K}{M}T_e - \frac{pA}{M} - \mathbf{W}^T\boldsymbol{\theta} - \dot{x}_{2d}\right) \end{aligned}$$

基于当前推导结果,设计伺服环控制律为

$$T_e = \frac{M}{K}\left[-(\tau_2 \dot{e}_1 - \dot{x}_{2d}) + T_f + \frac{pA}{M} - \tau_3 s\right] \quad (28)$$

式中  $T_f = \mathbf{W}^T\boldsymbol{\theta}$  为式(6)建立的连续摩擦模型补偿项。

将式(28)代入  $\dot{V}_2$  的表达式中可得:

$$\dot{V}_2 = e_1 e_2 - \tau_1 e_1^2 - \tau_3 s^2 = -\mathbf{E}^T \mathbf{Q} \mathbf{E} - \frac{1}{2}\tau_1 s^2$$

其中:  $\mathbf{E} = [e_1, e_2]^T$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \tau_1 + \frac{1}{2}\tau_3\tau_2^2 & \frac{1}{2}\tau_3\tau_2 - \frac{1}{2} \\ \frac{1}{2}\tau_3\tau_2 - \frac{1}{2} & \frac{1}{2}\tau_3 \end{bmatrix}$$

通过设置控制参数保证  $\tau_3 > \frac{1}{2(\tau_1 + \tau_2)}$ ,则  $\mathbf{Q}$  为

正定矩阵,因此  $\dot{V}_2$  为负定函数,则动态面  $s$ 、控制误差  $e_1$  能够保证渐进收敛。由于动态面的特性,  $e_1$  和  $e_2$  一同收敛。

## 3 基于硬件在环试验的算法验证

### 3.1 硬件在环平台搭建

为了验证所提出的自适应压力控制方法的有效性,首先基于 MATLAB/Simulink 搭建算法模型,然后将其部署到基于 dSPACE 设备的硬件在环测试平台,如图 4 所示,用于模型调试和实验验证。PC 上位机能够实时控制实验进程, dSPACE MicroAutoBox II 作为原型控制器实时运行控制算法。驱动板将控制信号转换为功率信号,驱动 IEHB 的动力电机和电磁阀组,从而在伺服缸和轮缸中建立制动压力。

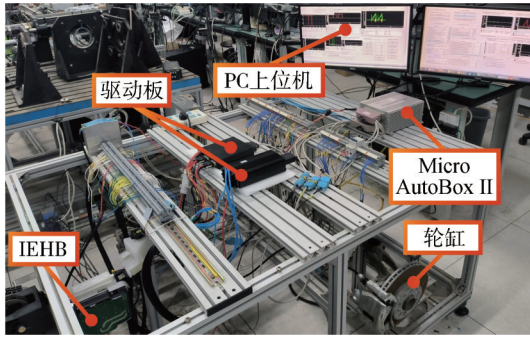


图4 IEHB硬件在环实验台

### 3.2 硬件在环测试验证与结果分析

为体现所提出算法的优势,将目前先进的多闭环压力控制算法<sup>[12]</sup>作为对照算法,一共进行了4种类型的测试。

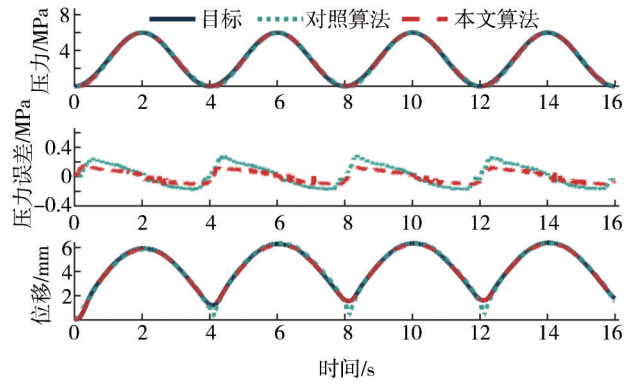
第1类为正常制动工况下的正弦压力控制实验。目标制动压力信号的偏置和幅度具备设置为3 MPa,并且包括3种频率的信号,由慢到快分别是0.25、0.5和1 Hz。

第2类为正常制动工况下的斜坡压力控制实验,其中包括5种增长速度的目标制动压力信号,由慢到快分别是4、6、8、10和12 MPa/s。

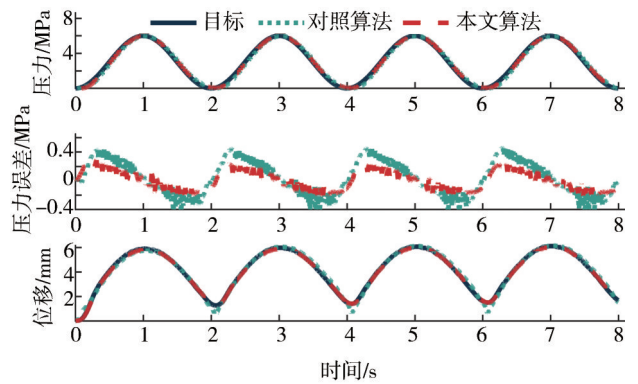
第3类和第4类均为特殊制动工况下的正弦压力控制实验。这两类测试使用的目标制动压力与第1类测试中使用的0.5 Hz目标信号一致。主要不同点在于:第3类测试在实验开始之前通过控制电磁阀组,分别形成和图2(b)一致的3种IEHB液压回路结构并在实验中保持不变;第4类测试则连续关闭轮缸的进液阀,使IEHB液压回路结构在一次实验中发生多次变化。

图5为正常制动工况下的正弦压力控制效果对比,对每种频率的目标进行4个周期的控制。可以看出,本文算法在3种不同目标频率的控制实验中均表现出了更高的压力控制精度。这是因为所提出的液压特性参数辨识策略可以实现对不同活塞运动速度下液压特性的有效自适应,而对照算法在压力环中使用固定的P-V特性曲线补偿液压非线性,无法兼顾多种活塞运动状态。此外,所提出的伺服环控制策略能够实现活塞位置的准确跟踪,在活塞切换运动方向时没有出现明显的超调和迟滞。图6从最大绝对误差和均方根误差两个角度量化了上述测试中两种算法的控制性能,本文算法相较于对照算法有明显提升。

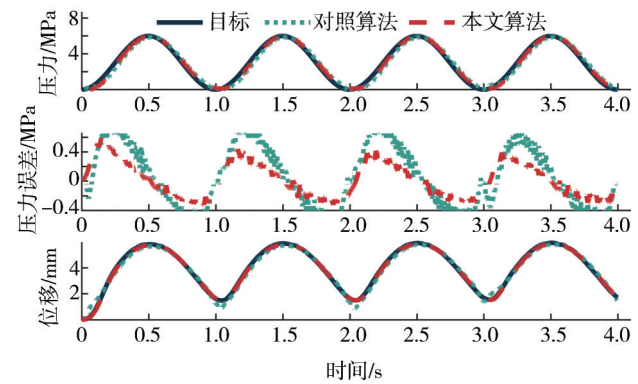
图7为正常制动工况下的斜坡压力控制效果对比。与图5中的结果类似,最大控制误差出现在须



(a) 0.25 Hz目标控制效果



(b) 0.5 Hz目标控制效果



(c) 1 Hz目标控制效果

图5 正常制动工况下正弦压力控制效果对比

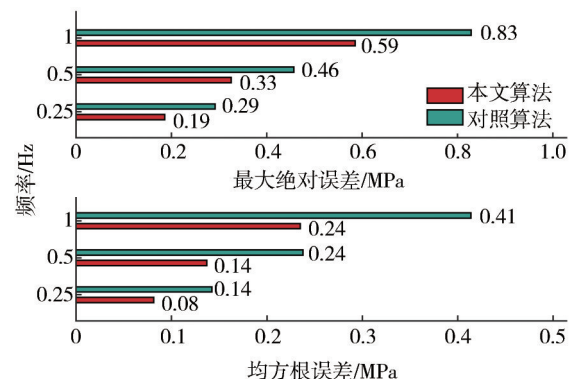
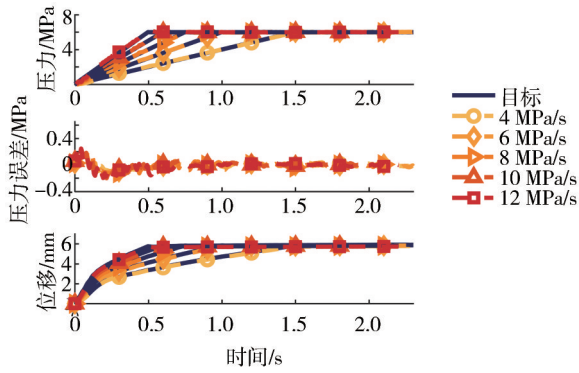
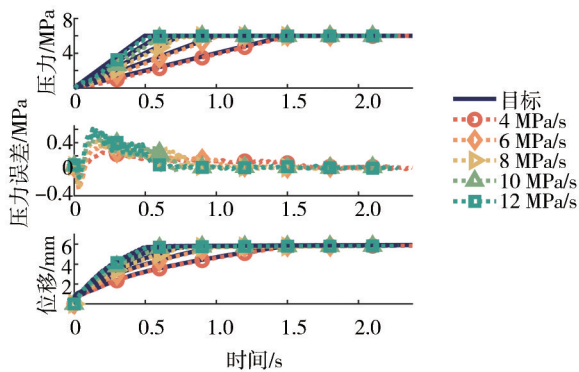


图6 正常制动工况下正弦压力控制性能量化

克服制动空行程的开始阶段,随后控制误差趋于稳定。从误差收敛速度来看,本文算法要显著优于对照算法。此外,得益于本文算法对液压特性的自适应,在5种速度的斜坡增压实验中,本文算法几乎保持了一致的控制性能。相比之下,对照算法只使用了固定的P-V特性曲线,对液压特性变化的鲁棒性较弱,随着增压速度的增加,控制误差也出现了明显增加。图8使用与图7相同的指标量化了上述测试



(a) 本文算法控制效果



(b) 对照算法目标控制效果

图7 正常制动工况下斜坡压力控制效果对比

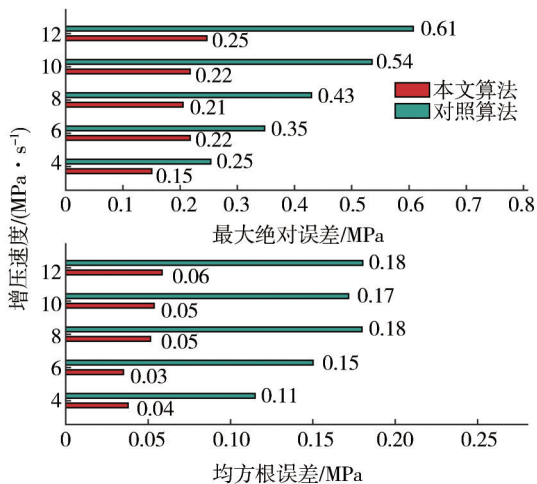
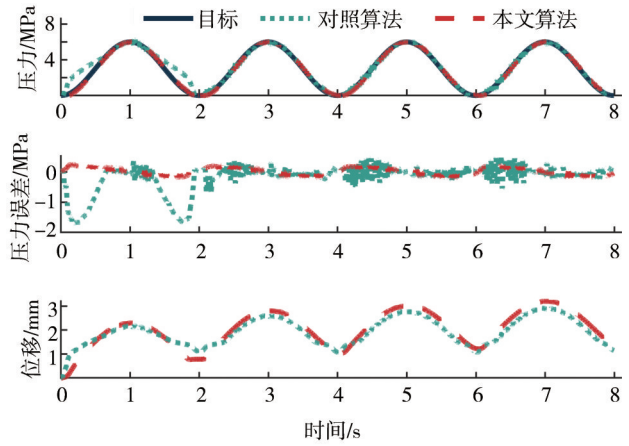


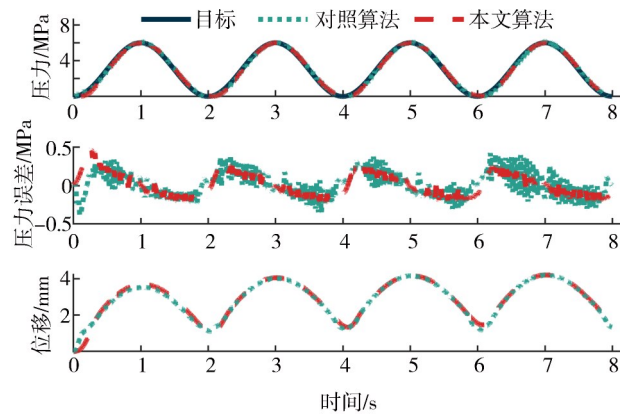
图8 正常制动工况下斜坡压力控制性能量化

中两种算法的控制性能,本文算法相较于对照算法有明显提升。

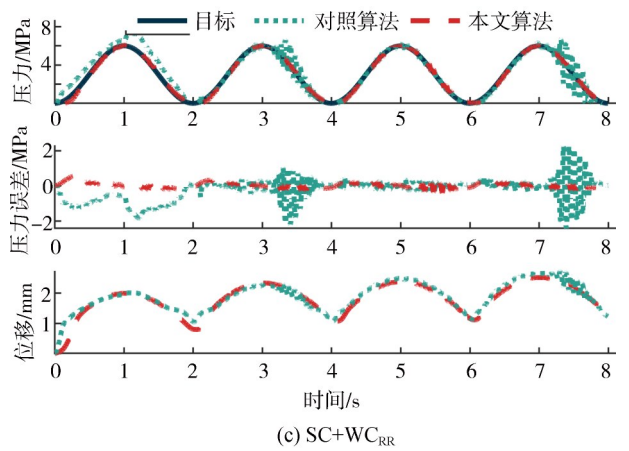
如前文所述,IEHB制动回路结构的改变将显著影响液压系统特性,对压力控制算法的鲁棒性提出了更高要求。为此,进行第3类压力控制测试,如图9所示,验证稳定状态下IEHB不同P-V特性下的压力控制效果。由于IEHB制动回路重构后容腔体积



(a) SC+WC<sub>FL</sub>



(b) SC+WC<sub>FL</sub>+WC<sub>RR</sub>

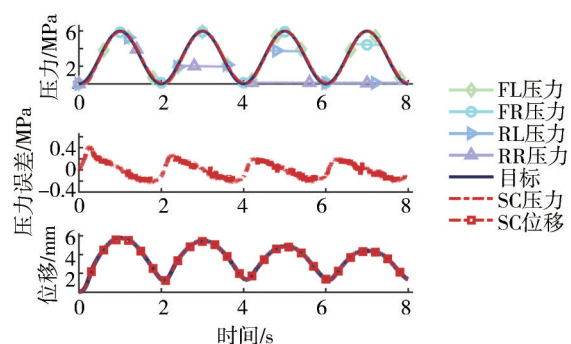


(c) SC+WC<sub>RR</sub>

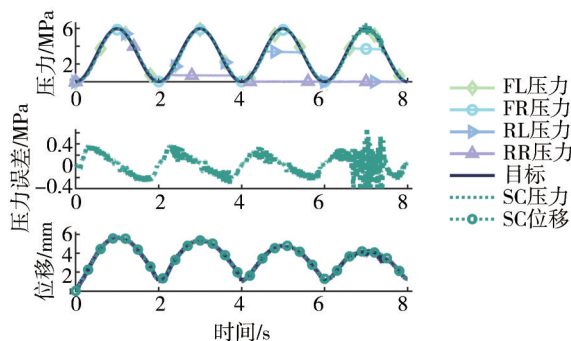
图9 IEHB液压回路重构后的压力控制对比

明显减小,两种算法均出现了压力抖动现象,但是由于实际P-V特性与对照算法中使用的P-V特性曲线出现显著差异,对照算法无法适应IEHB这种显著的液压特性变化,出现了不可忽视的控制抖动。此外,在SC+WC<sub>FL</sub>和SC+WC<sub>RR</sub>两种IEHB容腔体积严重缩小的挑战性工况下,对照算法在第1个控制周期中更是出现了不可接受的控制误差。相比之下,得益于本文算法在液压特性自适应的特别设计,控制鲁棒性明显提高,控制误差和抖动程度较低,处于可接受范围内。

为了进一步说明本文算法的有效性,进行第4类控制实验,通过在连续的压力控制中主动关闭部分轮缸进液阀,模拟IEHB的P-V突然偏移时的压力控制效果。具体来说,第1个控制周期保持所有轮缸进液阀全开,第2个控制周期关闭RR进液阀,第3个控制周期继续关闭RL进液阀,第4个周期继续关闭FR进液阀。控制结果如图10所示,可以看出,即使IEHB的P-V特性突然变化,本文算法得益于对液压特性的实时自适应仍然能够保持稳定的控制效果。相比较而言,对照算法在轮缸进液阀开始关闭后,控制抖动程度明显增加,并且在仅剩余一个FL轮缸与SC相连后,压力控制直接失稳。



(a) 本文算法控制效果



(b) 对照算法目标控制效果

图10 IEHB液压特性突变时的压力控制

## 4 结论

(1) 本文建立了IEHB伺服子系统和液压子系统模型。伺服子系统摩擦阻力使用具有压力依赖的连续摩擦模型表征。液压子系统使用基于动态线性化的数据驱动模型表征,缓解了传统建模方法模型复杂度和可靠性之间的权衡问题。

(2) 本文基于所建立的IEHB子系统模型,采用电液制动系统经典的级联控制架构,在压力环提出了基于滑模观测理论的液压特性参数自适应控制策略,在伺服环提出了基于机构摩擦实时补偿的反步控制策略。

(3) 本文通过硬件在环实验证明了所提出控制策略在IEHB多种制动工况下的控制性能。尤其是在IEHB液压回路结构重构后,所提出的控制策略能够有效地适应显著变化的液压特性,保持令人满意的控制精度和鲁棒性。

(4) 本文下一步的研究可以分为两个方面:从测试角度,进一步使用更贴近实际制动工况的数据进行更详尽的测试;从控制器设计角度,需要进一步提高压力误差的收敛速度并解决伺服摩擦因数的不确定问题。

## 参考文献

- [1] YUAN Y, ZHANG J Z. A novel initiative braking system with nondegraded fallback level for adas and autonomous driving [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 67(6): 4360-4370, 2019.
- [2] 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 Z P, HAN W, XIONG L. Variable structure control for hydraulic pressure in integrated-electro-hydraulic brake system [J]. Automotive Engineering, 2017, 39(1): 52-60.
- [3] ZHU Z, TIAN Y, WANG X Y, et al. Fusion predictive control based on uncertain algorithm for pmsm of brake-by-wire system [J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2021, 7(4): 2645-2657.
- [4] TODESCHINI F, FORMENTIN S, PANZANI G, et al. Nonlinear pressure control for BBW systems via dead-zone and antiwindup compensation [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2016, 24(4): 1419-1431.
- [5] 朱冰,张伊晗,赵健.基于集成式电液制动系统的主动制动压力精确控制方法[J].中国公路学报,2021, 34(9): 111-120.  
ZHU B, ZHANG Y H, ZHAO J. Precise control method for active brake pressure based on an integrated braking control system [J]. China Journal of Highway and Transport, 2021, 34(9):

- 111-120.
- [6] JI Y, ZHANG J Z, HE C K, et al. Wheel braking pressure control based on central booster electrohydraulic brake-by-wire system [J]. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 2023, 9(1): 222-235.
- [7] JI Y, ZHANG J Z, HE C K, et al. Constraint performance pressure tracking control with asymmetric continuous friction compensation for booster based brake-by-wire system [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, 174.
- [8] 石琴, 刘鑫, 应贺烈, 等. 电液线控制动系统压力反步控制算法研究[J]. *汽车工程*, 2022, 44(5): 747-755.
- SHI Q, LIU X, YING H L, et al. Study on the backstepping control algorithm for the hydraulic pressure in electro-hydraulic brake-by-wire system [J]. *Automotive Engineering*, 2022, 44(5): 747-755.
- [9] XIONG L, HAN W, YU Z P. Adaptive sliding mode pressure control for an electro-hydraulic brake system via desired-state and integral-antiwindup compensation [J]. *Mechatronics*, 2020, 68.
- [10] HAN W, XIONG L, YU Z P. Interconnected pressure estimation and double closed-loop cascade control for an integrated electro-hydraulic brake system [J]. *IEEE-ASME Transactions on Mechatronics*, 2020, 25(5): 2460-2471.
- [11] HAN W, XIONG L, YU Z P, et al. Intergrated pressure estimation and control for electro-hydraulic brake systems of electric vehicles considering actuator characteristics and vehicle longitudinal dynamics [J]. *IEEE-ASME Transactions on Mechatronics*, 2023, 28(1): 197-209.
- [12] SHI Q, HE L. A model predictive control approach for electro-hydraulic braking by wire [J]. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, 2022, 19(2): 1.
- [13] WU J, ZHANG H R, HE R, et al. A mechatronic brake booster for electric vehicles: design, control, and experiment [J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2020, 69(7): 7040-7053.
- [14] HAN W, XIONG L, YU Z P. A novel pressure control strategy of an electro-hydraulic brake system via fusion of control signals [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2019, 233(13): 3342-3357.
- [15] HUANG J, ZHANG X H, WANG G, et al. Adaptive friction compensation of electromechanical servo system based on LuGre model [C]. 2018 13th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA), 2018.
- [16] ZHAO J, CHEN Z C, ZHU B, et al. Precise active brake-pressure control for a novel electro-booster brake system [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2020, 67(6): 4774-4784.
- [17] HAN W, XIONG L, YU Z P. Braking pressure control in electro-hydraulic brake system based on pressure estimation with nonlinearities and uncertainties [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 131: 703-727.
- [18] SHI B F, XIONG L, YU Z P. Master cylinder pressure estimation of the electro-hydraulic brake system based on modeling and fusion of the friction character and the pressure-position character [J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2023, 72(2): 1748-1762.
- [19] HOU Z S, JIN S T. A novel data-driven control approach for a class of discrete-time nonlinear systems [J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2011, 19(6): 1549-1558.
- [20] XU D, SHI Y, JI Z. Model-free adaptive discrete-time integral sliding-mode-constrained-control for autonomous 4WMV parking systems [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2017, 65(1): 834-843.