

基于非线性特性的 IEHB 系统主缸多闭环压力控制

陈齐平¹, 华宇轩¹, 舒强^{2,3}, 傅王梁^{2,3}, 魏志祥¹

(1. 华东交通大学交通智能运维技术与装备重点实验室, 江西 南昌 330013; 2. 上海同驭汽车科技有限公司, 上海, 201814; 3. 宜春同驭汽车科技有限公司, 江西 宜春, 336000)

摘要: 为解决集成式电子液压制动系统 (IEHB) 主缸建压过程中非线性特性、传动摩擦扰动及动态响应滞后导致的控制精度不足问题, 研究内容包括融合改进滑模控制、Fuzzy-ADRC 与补偿的四闭环压力控制策略。本文的主要工作如下: 构建 IEHB 系统动力学模型, 明确主缸建压与伺服电机、传动机构的耦合关系; 其次, 设计“压力-位置-转速-电流”四闭环控制架构, 压力环基于改进滑模控制实现高精度压力跟踪, 位置环采用“速度-加速度前馈+离散 PI”减小动态跟踪滞后, 转速环通过 Fuzzy-ADRC 与 LuGre 摩擦补偿抑制非线性扰动, 电流环采用离散 PI+参数前馈补偿提升响应速度; 最后, 搭建仿真平台, 将所提策略与传统 ADRC+SMC 控制及传统 PI 控制进行对比验证。仿真结果表明, 采用该策略能够使主缸压力跟踪稳态误差控制在 ± 0.5 bar 以内, 位置环跟踪偏差小于 0.5 rad, 指令突变后压力收敛时间缩短至 0.05 s 以内, 有效提升了 IEHB 系统主缸建压的精度、动态响应速度与鲁棒性, 为 IEHB 系统的高性能制动控制提供技术支持。

关键词: 集成式电子液压制动系统; 改进滑模控制; 模糊自适应自抗扰控制; LuGre 摩擦补偿; 前馈补偿

中图分类号: U463.5

文献标志码: A

Nonlinear multi-closed loop pressure control of the master cylinder for an integrated electro-hydraulic braking system

CHEN Qi-ping¹, HUA Yu-xuan¹, SHU Qiang^{2,3},FU Wang-liang^{2,3}, WEI Zhi-xiang¹

(1. Key Laboratory of Transportation Intelligent Operation and Maintenance Technology and Equipment, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China; 2. Shanghai Tongyu Automotive Technology Co., Ltd., Shanghai 201814, China; 3. Yichun Tongyu Automotive Technology Co., Ltd., Yichun 336000, China)

Abstract: To address control inaccuracies caused by nonlinear dynamics, friction disturbances, and response lag in an integrated electro-hydraulic brake system, the research contents include a four-closed-loop pressure control strategy integrating enhanced sliding mode control, fuzzy active disturbance rejection control, and compensation techniques. The main work of this paper is as follows: A dynamic model of the IEHB system is established to clarify the coupling relationship between the master cylinder pressure buildup and the servo motor and transmission mechanism. Subsequently, a “pressure-position-speed-current” four-closed-loop control architecture is designed: the pressure loop employs improved sliding mode control for high-precision tracking; the position loop adopts “velocity-acceleration feedforward + discrete PI” to reduce dynamic tracking lag; the speed loop suppresses nonlinear disturbances through Fuzzy-ADRC with LuGre friction compensation; and the current loop uses discrete PI with parameter feedforward to enhance response speed. Finally, a simulation platform is built to compare the proposed strategy with traditional ADRC+SMC control and traditional PI control. Simulation results show that the proposed strategy limits the master cylinder pressure steady-state error to within ± 0.5 bar, reduces position tracking deviation below 0.5 rad, and shortens pressure settling time after command mutation to less than 0.05 s. The results effectively verify that the proposed strategy improves the accuracy, dynamic response, and robustness of IEHB pressure buildup, providing technical support for high-performance braking control.

Key words: iehb; improved sliding mode control; fuzzy ADRC; LuGre friction compensation; feedforward compensation

收稿日期: 2026-05-06

基金项目: 国家自然科学基金项目 (52565010) ; 江西省杰出青年基金项目 (20242BAB23051) ; 江西省重点研发计划重点项目 (20243BBG71008)

1 前言

1.1 写作动机与挑战

在“碳达峰、碳中和”“双碳”目标引领下，智能电动汽车向高阶自动驾驶快速演进，底盘制动系统作为核心安全执行单元，正朝着高精度、快响应、强鲁棒性和高冗余方向发展^[1]。集成式电子液压制动系统（Integrated Electro-Hydraulic Brake, IEHB）以电机直接驱动液压单元，兼具传统液压制动的高制动力密度与线控制动系统的灵活控制优势，能够实现主动建压、踏板解耦、自动紧急制动和再生制动协调等功能，已成为当前线控制动系统的重要技术路线^[2]。与此同时，面向高可靠性制动执行需求，双电机电液制动系统及模糊滑模控制等新型结构与控制方法逐渐受到关注，体现出线控制动系统向高冗余、高鲁棒方向发展的趋势^[3]。

然而，IEHB 作为典型机电液耦合系统，主缸建压过程面临多重非线性扰动耦合问题：液压子系统存在主缸压力—位移关系非线性、制动液弹性模量时变和管路阻尼波动等不确定性^[4]。机械传动机构在低速、换向和微位移阶段呈现复杂非线性摩擦特性，易引起压力爬行、滞后和跟踪误差^[5]。在摩擦扰动作用下，仅依靠常规反馈控制难以兼顾快速响应与稳态精度，需要结合摩擦模型、压力前馈和反馈调节等方法提升控制性能^[6]。此外，永磁同步电机伺服系统还存在电磁耦合、参数摄动和外部负载扰动等问题，进一步影响主缸建压的动态响应与压力跟踪精度^[7]。上述多源扰动相互耦合，使传统线性控制或单环控制策略难以实现全工况高精度压力跟踪，成为制约 IEHB 系统在高阶自动驾驶中规模化应用的核心瓶颈。为此，本文提出一种融合改进滑模控制、模糊自适应自抗扰控制（Fuzzy-ADRC）与复合补偿的四闭环压力控制策略，实现多源扰动协同抑制与多环动态协调。

1.2 文献回顾

近年来，国内外学者围绕 IEHB 系统压力控制、压力估计与扰动抑制开展了大量研究。液压控制方面，Zhao 等针对 IEHB 系统液压非线性与伺服机构不确定性问题，提出自适应双环压力控制方法，验证了压力环与伺服环协同控制对提升压力跟踪性能的有效性^[8]。赵健等面向集成式电液制动系统提出自适应压力控制方法，提高了系统在不确定非线性特征下的压力控制精度和抗扰能力^[9]。针对压力估计与融合控制问题，Gao 等提出 IEHB 压力自适应估计与控制架构，结合递推最小二乘摩擦模型预测和模糊自适应 LQR 控制器实现压力精确控制，其自适应估计与模糊调节思想与本文 Fuzzy-ADRC 设计理念具有一定关联^[10]。

在滑模控制方面，Liang 等提出基于分段滑模控制的电液制动主缸压力跟踪方法，并结合扩展滑模观测器实现无压力传感器条件下的压力估计与控制，进一步验证了滑模控制在制动系统非线性抑制中的有效性^[11]。在多闭环控制方面，王国春等设计电子液压复合制动系统双馈压力控制策略，通过主缸 P-V 特性前馈与模糊 PID 反馈提升压力响应速度和跟踪精度，但对转速环与位置环之间的动态协调关系考虑仍相对有限^[12]。谭草等针对直驱泵阀协同式线控制动单元提出压力串级控制方法，采用滑模外环和自适应积分鲁棒内环抑制参数不确定性和时变扰动，为多闭环协同控制结构设计提供了参考^[13]。

在自抗扰控制方面，Zhao 等将改进 ADRC 引入再生制动转矩补偿控制，提升了再生制动与液压制动协调过程中的动态响应性能，说明 ADRC 对制动系统扰动补偿具有较好适用性^[14]；Gimondi 等面向电液线控制动执行器提出级联线性自抗扰控制架构，通过位置内环与压力外环抑制温度变化、磨损和模型不确定性引起的时变扰动，进一步表明 ADRC 在提升线控制动执行器鲁棒性方面具有应用潜力^[15]。

综上，现有研究已在单一扰动抑制、压力估计、摩擦补偿、滑模控制、自抗扰控制以及单环/双环控制优化等方面取得阶段性进展，但仍存在三个核心不足：一是尚未形成“液压—机械—电气”全链路多源扰动协同抑制机制；二是多闭环架构中转速环、电流环与压力/位置环之间的动态协调设计仍不充分，控制指令传递效率有待提升；三是摩擦补偿、参数自适应调节与抗扰控制之间的融合度不够，低速、换向和快速建压工况下的压力跟踪精度仍有提升空间。因此，亟需提出一种兼顾高精度、快速响应与强鲁棒性的多闭环协同控制策略，以解决 IEHB 系统主缸建压过程中的非线性控制难题。

1.3 科学与工程贡献

本文的研究内容为融合改进滑模控制、Fuzzy-ADRC 与复合补偿的 IEHB 四闭环压力控制策略。相对于已有 IEHB 压力控制方法，本文的主要改进点体现在以下三个方面：

1) 控制架构方面，控制架构方面：现有压力-电流双环串联结构存在压力指令到电机控制的动态传递滞后。为此，本文构建“压力-位置-转速-电流”四闭环分层协同架构，引入电机转角作为中间反馈变量，实现压力指令向电机控制的精准快速传递，突破了传统双环多环节耦合的瓶颈。

2) 现有单一滑模或 ADRC 方法对液压、摩擦、电磁耦合三类不同特性扰动的匹配性不足。本文采用“改进滑模压力环+Fuzzy-ADRC 转速环+LuGre 位置环补偿”的差异化协同抑制机制：压力环通过自适应趋近律和扰动观测器抑制液压扰动，转速环通过模糊自抗扰控制抑制电磁耦合扰动，位置环通过 LuGre 摩擦前馈补偿抑制非线性摩擦扰动，实现了多源扰动的精准定位与分级协同抑制。

3) 动态响应方面，现有方法较少同时考虑位置环和电流环的前馈补偿。本文在位置环采用“速度-加速度双前馈+离散 PI”复合控制，提前补偿电机转角动态变化；在电流环采用基于电机参数的反电动势前馈补偿，提升电流响应速度，形成全链路快速响应机制，解决了多环动态协调与响应滞后问题。

上述工作可为 IEHB 高性能制动控制提供理论与技术参考。

1.4 文章组织架构

后续内容安排如下：第 2 节建立 IEHB 系统动力学模型，明确电机、传动机构与主缸压力的耦合关系，补充联合仿真模型详细设计；第 3 节详细阐述四闭环控制策略的设计原理，包括各环控制器结构与参数整定方法；第 4 节通过阶跃、三角形、正弦等多种工况与传统 PI 控制及传统 ADRC+SMC 控制对比验证；第 5 节总结研究成果，提出未来研究方向。

2 系统建模

为实现电子液压线控制动系统的高精度压力控制，本节建立了从电机控制输入到主缸压力输出的 IEHB 系统动态模型。系统由永磁同步电机、传动机构及制动主缸等组成，如图 1 所示。

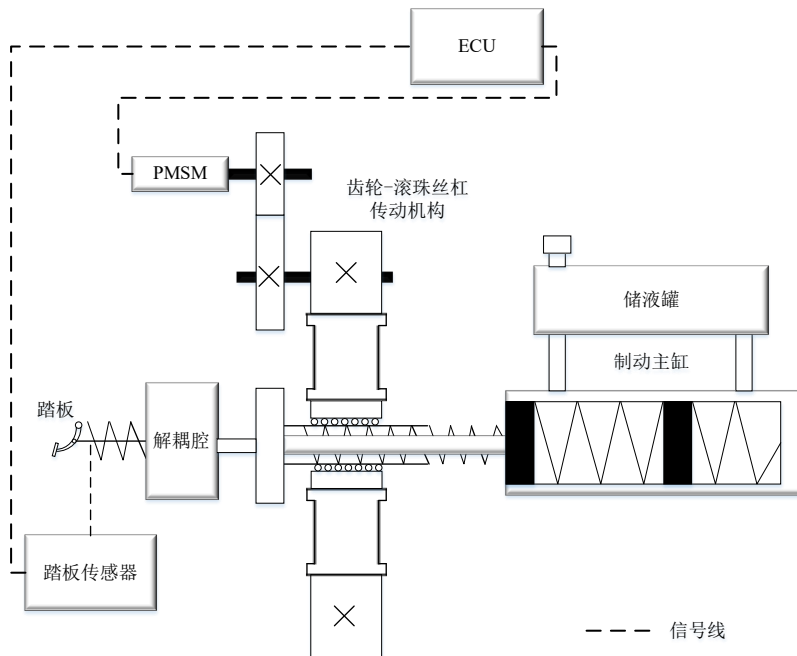


图 1 液压系统结构

Fig. 1 Structure of the hydraulic system

PMSM 在同步旋转坐标系下的电气动态方程为

$$u_d = R_s i_d + L_d \frac{di_d}{dt} - \omega_e L_q i_q \quad (1)$$

$$u_q = R_s i_q + L_q \frac{di_q}{dt} + \omega_e L_d i_d + \omega_e \psi_f \quad (2)$$

电磁转矩方程为

$$T_e = \frac{3}{2} p_n [\psi_f i_q + (L_d - L_q) i_d i_q] \quad (3)$$

电机机械运动方程为

$$J_{\text{m}} \frac{d\omega_{\text{m}}}{dt} = T_{\text{e}} - T_{\text{L}} - B_{\text{m}} \omega_{\text{m}} - T_{\text{f}} \quad (4)$$

$$\frac{d\theta_m}{dt} = \omega_m \quad (5)$$

式中： u_d 和 u_q 分别为励磁轴电压和转矩轴电压； R_s 为定子电阻； i_d 和 i_q 分别为励磁轴电流和转矩轴电流； L_d 和 L_q 分别为励磁轴电感和转矩轴电感； $\omega_e = p_n \omega_m$ 为电角速度； ψ_f 为永磁体磁链； p_n 为磁极对数； θ_m 和 ω_m 为机械转角和角速度； T_l 为负载转矩； B_m 为黏性阻尼系数； T_f 为非线性摩擦转矩。

考虑到滚珠丝杠机构的效率与精度高,摩擦损耗小等,传动机构决定采用由减速齿轮与滚珠丝杠组成,活塞位移 x 与电机转角 θ_m 满足以下传动关系

$$x = K_{\text{r}} \theta_{\text{m}} \quad (6)$$

$$K_x = \frac{P_{\text{lead}}}{2\pi i_{\text{gear}}} \quad (7)$$

式中: K_x 为传动系数; P_{lead} 为丝杠导程; i_{gear} 为齿轮传动比。

制动主缸的压力变化量的公式为

$$\Delta P = \frac{\beta}{V_{\text{sys}}} \Delta V = \frac{\beta}{V_{\text{sys}}} A_{\text{mc}} \frac{P_{\text{lead}}}{2\pi i_{\text{gear}}} \theta \quad (8)$$

式中: β 为制动液体积弹性模量, V_{svs} 为主缸初始总容积。

3 多闭环控制策略设计

考虑非线性特性的压力控制策略包含压力环、位置环、转速环和电流环控制器，具体的控制策略框架如图 2 所示。

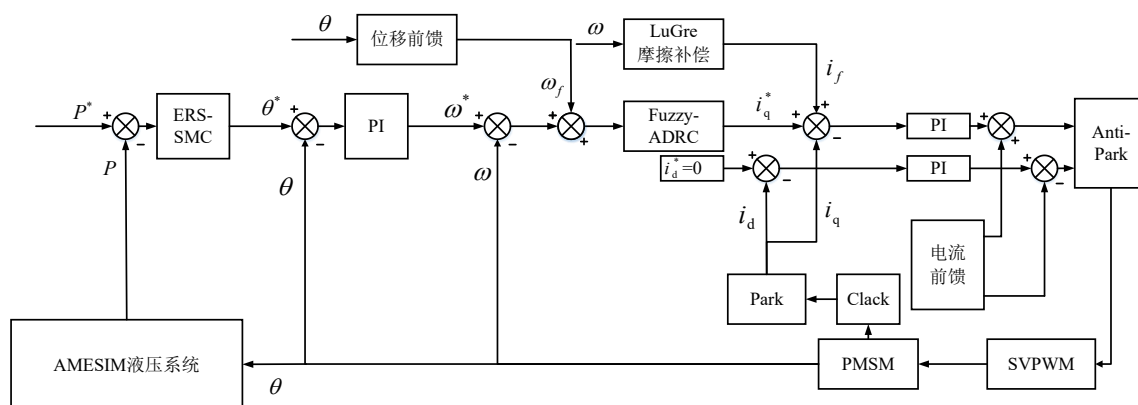


图 2 多闭环压力控制策略

Fig. 2 Multi-closed-loop pressure control strategy

具体说明如下：四闭环控制架构以“压力-位置（电机转角-速度-电流”为控制主线，各环依次传递控制指令并实现误差校正：

1) 压力环: 以目标压力 P^* 与实际压力 P 的偏差为输入, 经改进滑模控制器 (含扰动观测器) 输出目

标电机转角 θ^* 。该环节实现压力偏差向转角指令的转换。

2) 位置环: 以目标转角 θ^* 与实际转角 θ 的偏差 e_θ 为输入, 经“速度-加速度前馈+离散 PI”复合控制器输出目标转速 ω^* 。其中, 前馈支路直接对目标转角 θ^* 进行差分运算, 生成速度补偿量和加速度补偿量; PI 反馈支路对误差 e_θ 进行调节。两者叠加得到 ω^* 。

3) 转速环: 以目标转速 ω^* 与实际转速 ω 的偏差为输入, 经 Fuzzy-ADRC 控制器输出基础转矩轴电流指令 i_q^* 。同时, LuGre 摩擦模型根据实际转速 ω 和传动机构参数计算摩擦力 F_f , 再转换为摩擦补偿电流 i_f 。将 i_q^* 与 i_f 叠加, 得到最终的目标转矩轴电流。励磁轴电流目标值设为 $i_d^* = 0$, 以实现最大转矩电流比控制。

4) 电流环: 以励磁轴电流误差 $e_{i_d} = i_d^* - i_d$ 和转矩轴电流误差 $e_{i_q} = i_q^* - i_q$ 为输入, 经离散 PI 控制器叠加反电动势前馈补偿, 输出目标电压 u_d 和 u_q , 经坐标变换和 SVPWM 驱动电机。完成电流到执行机构的控制闭环, 最终实现压力控制。

3.1 压力环设计

为补偿液压系统非线性、时变扰动对压力控制的影响, 同时抑制传统滑模控制器的抖振问题, 本文设计改进型滑模压力环控制器, 通过扰动观测与改进趋近律实现高精度、低抖振的压力跟踪。

定义压力环的状态变量为压力误差及其变化率

$$\begin{cases} \dot{e} = P^* - P \\ \dot{e} = -\dot{P} \end{cases} \quad (9)$$

式中: P^* 为目标制动主缸压力, P 为实际主缸压力。

压力响应的高阶动态频率远高于压力环的控制带宽, 其对压力环控制性能的影响可被忽略, 因此可将压力环简化为一阶动力学模型

$$\dot{e} = -K_p \cdot \theta + d(t) \quad (10)$$

式中: K_p 为压力对电机转角的敏感系数; $d(t)$ 为扰动项, 包含负载变化等非线性干扰。

需要说明的是, 式 (10) 将压力环简化为一阶动力学模型。该简化的合理性在于: IEHB 系统中制动液体弹性模量较大, 液压子系统固有频率远高于压力环控制带宽, 高阶动态可忽略; 同时, 式 (14) 设计的扰动观测器能够对未建模动态进行实时估计与补偿。该简化在极低压力或制动液含气等特殊工况下可能存在偏差, 但在本文仿真工况范围内具有足够精度。

传统滑模面通常采用线性结构, 对扰动的鲁棒性有限。本文设计的滑模面为

$$s = ce + \dot{e} \quad (11)$$

式中: $c > 0$ 为滑模系数, 通过参数整定可控制系统的收敛速度。

传统滑模控制器采用“符号函数趋近律”, 易因高频切换产生抖振。本文引入带饱和函数的改进趋近律, 同时结合压力误差的幅值自适应调节趋近速度

$$\dot{s} = -\varepsilon |e| \cdot \text{sat}\left(\frac{s}{\delta}\right) - ks \quad (12)$$

式中: $\varepsilon > 0$ 为趋近速度系数, $|e|$ 实现“误差越大、趋近越快”的自适应特性; $k > 0$ 为指数收敛系数, 加速滑模面的指数收敛; $\text{sat}(\cdot)$ 为饱和函数, 替代符号函数抑制抖振

$$\text{sat}\left(\frac{s}{\delta}\right) = \begin{cases} \text{sgn}(s) & |s| > \delta \\ \frac{s}{\delta} & |s| < \delta \end{cases} \quad (13)$$

其中, $\delta > 0$ 为饱和边界, δ 越小, 控制精度越高。

为补偿扰动 $d(t)$ 对控制精度的影响, 设计扰动观测器估计扰动 $\hat{d}(t)$, 观测器更新律为

$$\dot{\hat{d}}(t) = l \cdot (-\dot{e} - K_p \cdot \theta - \hat{d}(t)) \quad (14)$$

式中： $l > 0$ 为观测器增益， l 越大，扰动跟踪速度越快。

将滑模面导数 $\dot{s}$ 与系统模型联立，带入扰动估计值 $\hat{d}(t)$ ，得到电机转角速度指令

$$\dot{\theta} = \frac{1}{K_p} \left[c\dot{e} + \hat{d}(t) + \varepsilon |e| \cdot \text{sat}\left(\frac{s}{\delta}\right) + ks \right] \quad (15)$$

压力环输出的目标电机转角

$$\theta^* = \frac{1}{K_p} \int \left[c\dot{e} + \hat{d}(t) + \varepsilon |e| \cdot \text{sat}\left(\frac{s}{\delta}\right) + ks \right] dt \quad (16)$$

滑模控制器参数按以下原则整定：滑模面系数 c 决定误差收敛速率，需在快速性与噪声抑制间平衡；趋近速度系数 ε 和指数收敛系数 k 共同决定趋近速度，需避免过大引起抖振；饱和边界 δ 取小值以保证控制精度；扰动观测器增益 l 需大于扰动变化率以实现快速跟踪。

3.2 位置环设计

位置环以压力环输出的目标电机转角 θ^* 与实际电机转角 θ 的偏差为输入，输出目标电机转速 ω^* ，为了兼顾响应速度与稳态精度，本文采用 PI+前馈补偿的复合控制策略。

定义位置环的转角误差为：

$$e_\theta = \theta^* - \theta \quad (17)$$

传统 PI 控制器易因积分饱和导致超调，本文在 PI 控制基础上引入转角前馈补偿，控制结构为

$$\omega^* = u_{\text{PI}} + u_{\text{ff}} \quad (18)$$

式中： u_{PI} 为 PI 控制器输出， u_{ff} 为转角前馈补偿。

为提前补偿电机转角的动态变化并减小跟踪滞后，设计速度 - 加速度前馈支路，其离散域传递函数基于差分算子 $\frac{K(z-1)}{T_s z}$ 实现，速度补偿为 $K_{\text{wr}} \cdot \frac{K(z-1)}{T_s z} \cdot \theta^*$ ；加速度补偿为 $K_a \cdot \frac{K(z-1)}{T_s z} \cdot \frac{K(z-1)}{T_s z} \cdot \theta^*$ 。

前馈补偿总输出为

$$u_{\text{ff}} = \left(K_{\text{wr}} + K_a \cdot \frac{K(z-1)}{T_s z} \right) \cdot \frac{K(z-1)}{T_s z} \cdot \theta^* \quad (19)$$

式中： $K > 0$ 为微分环节增益， z 为映射变量， K_{wr} 、 K_a 分别为速度、加速度补偿增益，通过调节二者可匹配系统的速度、加速度动态特性。

为消除转角稳态误差，设计离散 PI 反馈控制器，其离散域控制律为

$$u_{\text{PI}} = K_p \cdot e_\theta(k) + K_i \cdot \frac{KT_s}{z-1} e_\theta(k) \quad (20)$$

式中： $K_p > 0$ 为比例增益，提升误差的快速响应能力； $K_i > 0$ 为积分增益，累积误差以消除稳态偏差； k 为当前采样时刻， $\frac{KT_s}{z-1}$ 对应离散域积分环节。

位置环比例增益 K_p 按保证响应速度且不引起振荡的原则整定，积分增益 K_i 以消除稳态误差为目标并需防积分饱和；前馈增益 K_{wr} 和 K_a 按传动系统惯量匹配确定，以减小动态跟踪滞后。

3.3 转速环设计

转速环以位置环输出的目标电机转速 ω^* 与实际电机转速 ω 的偏差为输入，输出目标转矩轴电流 i_q^* 。为应对系统非线性、参数时变及扰动，本文设计模糊自适应自抗扰控制器（Fuzzy-ADRC），通过模糊逻辑在线调节 ADRC 参数，提升控制鲁棒性。

传动机构（齿轮齿条+滚珠丝杠）的非线性摩擦是转速波动的主要干扰源，采用 LuGre 动态摩擦模型实现精准的摩擦补偿：

LuGre 摩擦模型建立，LuGre 模型能描述静摩擦、Stribeck 效应与粘性摩擦等特性，模型方程为

$$\begin{cases} F_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 v \\ \dot{z} = v - \frac{|v|}{g(v)} z \\ g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^2} \end{cases} \quad (21)$$

式中：\$F_f\$ 为摩擦力；\$z\$ 为鬃毛平均变形量；\$v\$ 为传动机构相对滑动速度；\$\sigma_0\$、\$\sigma_1\$、\$\sigma_2\$ 为动态摩擦参数；\$F_c\$ 为库仑摩擦力；\$F_s\$ 为静摩擦力；\$v_s\$ 为 Stribeck 速度。

摩擦补偿电流计算，将摩擦力 \$F_f\$ 转换为电流补偿量 \$i_f\$

$$i_f = \frac{F_f}{K_f} \quad (22)$$

式中：\$K_f\$ 为“摩擦-电流”转换系数，由电机扭矩常数与传动比共同确定。

LuGre 摩擦模型中的关键参数参考文献[10]–[11]中的典型参数范围，并结合本研究 IEHB 系统的实际物理参数，通过 MATLAB/Simulink 仿真环境调试整定获得。整定过程遵循“先静态后动态”的原则：首先根据传动机构的静摩擦力矩确定库仑摩擦力 \$F_c\$ 和最大静摩擦力 \$F_s\$；然后参考 Stribeck 效应对低速区的描述确定特征速度 \$v_s\$；最后以电机转速跟踪误差最小为目标，在文献[10]–[11]给出的参数范围内调试确定动态参数 \$\sigma_0\$（鬃毛刚度）、\$\sigma_1\$（鬃毛阻尼系数）和 \$\sigma_2\$（黏性摩擦系数）。转换系数 \$K_f\$ 根据电机扭矩常数 \$K_t\$ 与总传动比 \$i_{total}\$ 计算：\$K_f = K_t / (i_{total} \cdot \eta)\$，其中 \$\eta\$ 为传动效率。

ADRC 由跟踪微分器（TD）、扩张状态观测器（ESO）和非线性状态误差反馈（NLSEF）三部分组成，实现扰动估计与补偿：

1) 跟踪微分器（TD）设计，TD 为转速指令安排过渡过程并提取微分信号，采用最速控制综合函数设计

$$f_n = \text{fhan}(\omega_1 - \omega^*, \omega_2, r, h_0) \quad (23)$$

$$\omega_1 = \omega_1 + h \cdot \omega_2 \quad (24)$$

$$\omega_2 = \omega_2 + h \cdot f_n \quad (25)$$

式中：\$\omega_1\$、\$\omega_2\$ 分别为过渡过程及其微分信号；\$h\$ 为采样周期；\$r\$、\$h_0\$ 为控制器参数。最速综合函数 \$\text{fhan}(\cdot)\$ 定义为

$$\text{fhan} = -r \cdot \left[\frac{a}{d} - \text{sign}(a) \right] \cdot sa - r \cdot \text{sign}(a) \quad (26)$$

其中，

$$d = r \cdot h_0^2 \quad (27)$$

$$a_0 = h_0 \cdot \omega_2 \quad (28)$$

$$y = \omega_1 + a_0 \quad (29)$$

$$a_1 = \sqrt{d \cdot (d + 8|y|)} \quad (30)$$

$$a_2 = a_0 + \text{sign}(y) \cdot \frac{a_1 - d}{2} \quad (31)$$

$$sy = \frac{\text{sign}(y+d) - \text{sign}(y-d)}{2} \quad (32)$$

$$a = (a_0 + y - a_2) \cdot sy + a_2 \quad (33)$$

$$sa = \frac{\text{sign}(a+d) - \text{sign}(a-d)}{2} \quad (34)$$

2) 扩张状态观测器(ESO)设计, ESO 将转速系统的模型不确定性与外部扰动扩张为状态变量实时估计, 二阶 ESO 设计为

$$e_\omega = z_1 - \omega \quad (35)$$

$$f = \text{fal}(e_\omega, 0.5, h) \quad (36)$$

$$f_1 = \text{fal}(e_\omega, 0.25, h) \quad (37)$$

$$z_1 = z_1 + h(z_2 - \beta_{01} \cdot e_\omega) \quad (38)$$

$$z_2 = z_2 + h(z_3 - \beta_{02}f + b_0u) \quad (39)$$

$$z_3 = z_3 + h(-\beta_{03}f_1) \quad (40)$$

式中: z_1 、 z_2 、 z_3 分别观测系统输出、输出微分和总扰动, β_{01} 、 β_{02} 、 β_{03} 和 b_0 为观测器增益。非线性函数 $\text{fal}(x, a, h)$ 定义为:

$$\text{fal}(x, a, h) = \begin{cases} \frac{x}{h^{1-a}} & |x| \leq h \\ \text{sign}(x) |x|^a & |x| > h \end{cases} \quad (41)$$

3) 非线性状态误差反馈设计, NLSEF 采用非线性组合替代线性反馈, 提升控制性能

$$u_0 = k_1 \text{fal}(e_{\omega 1}, 0.5, h) + k_2 \text{fal}(e_{\omega 2}, 0.25, h) + k_3 \int_0^t e_{\omega 1}(\tau) d\tau \quad (42)$$

其中, 转速误差及误差微分定义为

$$e_{\omega 1} = \omega_1 - z_1 \quad (43)$$

$$e_{\omega 2} = \omega_2 - z_2 \quad (44)$$

经扰动补偿后的反馈控制量为

$$U_{\text{feedback}} = \frac{u_0 - z_3}{b_0} \quad (45)$$

式中: k_1 、 k_2 、 k_3 为非线性反馈增益, b_0 为补偿因子。

传统 ADRC 的固定增益难以适配液压系统的强非线性与参数时变特性, 本文引入模糊自适应机制在线调节 k_1 、 k_2 、 k_3 : 模糊输入: 取转速误差 $e_{\omega 1}$ 及其变化率 $e_{\omega 2}$, 模糊语言变量为: NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB, 采用三角形与梯形混合函数; 模糊输出: 取增益修正量 Δk_1 、 Δk_2 、 Δk_3 , 采用对称三角形隶属度函数; 模糊规则: 根据 $e_{\omega 1}$ 、 $e_{\omega 2}$ 的不同组合设计规则表, 如表 1 所示。

自适应增益计算: 将修正量与初始增益结合, 得到实时增益

$$\begin{cases} k_{1\text{adapt}} = k_{1\text{nominal}} \cdot (1 + \Delta k_1) \\ k_{2\text{adapt}} = k_{2\text{nominal}} \cdot (1 + \Delta k_2) \\ k_{3\text{adapt}} = k_{3\text{nominal}} \cdot (1 + \Delta k_3) \end{cases} \quad (46)$$

Fuzzy-ADRC 参数整定原则如下: TD 参数 r 和 h_0 控制过渡过程的快慢与平滑度; ESO 参数 β_{01} 、 β_{02} 、 β_{03} 决定观测器带宽, 需平衡扰动估计速度与噪声抑制; NLSEF 初始增益 $k_{1\text{nominal}}$ 、 $k_{2\text{nominal}}$ 、 $k_{3\text{nominal}}$ 按“误差大则比例增益大”进行整定; 模糊输出的修正幅度限制在一定范围内以保证系统稳定性。

表 1 模糊规则设计

Tab.1 Fuzzy rule base

$e_{\omega 1} \setminus e_{\omega 2}$	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB, PM, NB	PB, PS, NB	PM, ZO, NM	PS, NS, NS	ZO, NS, ZO	NS, NS, PS	NM, NS, PM
NM	PB, PM, NM	PM, PS, NM	PS, ZO, NS	ZO, NS, ZO	NS, NS, PS	NM, NS, PM	NB, NS, PB
NS	PM, PM, NS	PS, PS, NS	ZO, ZO, ZO	NS, NS, PS	NM, NS, PM	NB, NS, PB	NB, NS, PB
ZO	PS, PM, ZO	ZO, PS, ZO	NS, ZO, PS	NM, NS, PM	NB, NS, PB	NB, NS, PB	NB, NS, PB
PS	ZO, PM, PS	NS, PS, PS	NM, ZO, PM	NB, NS, PB	NB, NS, PB	NB, NS, PB	NB, NS, PB
PM	NS, PM, PM	NM, PS, PM	NB, ZO, PB	NB, NS, PB	NB, NS, PB	NB, NS, PB	NB, NS, PB
PB	NM, PM, PB	NB, PS, PB	NB, ZO, PB	NB, NS, PB	NB, NS, PB	NB, NS, PB	NB, NS, PB

3.4 电流环设计

电流环以转速环输出的目标转矩轴电流 i_q^* 、摩擦补偿电流 i_f 以及实际电流 i_q 的偏差为输入，输出电压指令控制电机绕组电流，采用离散 PI+电流前馈的复合控制策略。电流环需控制永磁同步电机的励磁轴电流 i_d 与转矩轴电流 i_q ，采用“ $i_d^* = 0$ ”的控制策略，定义电流误差为

$$\begin{cases} e_{i_d} = i_d^* - i_d \\ e_{i_q} = (i_q^* + i_f) - i_q \end{cases} \quad (47)$$

式中： $i_d^* = 0$ 为目标励磁轴电流， i_q^* 为转速环输出的目标转矩轴电流， i_d 、 i_q 为实际电流， i_f 为 LuGre 摩擦补偿电流。

电流环采用离散 PI 控制， i_d 、 i_q 分别设计 PI 控制器。控制律为

$$u_{i_d}(k) = K_{p_d} \cdot e_{i_d}(k) + K_{i_d} \cdot \frac{KT_s}{z-1} e_{i_d} \quad (48)$$

$$u_{i_q}(k) = K_{p_q} \cdot e_{i_q}(k) + K_{i_q} \cdot \frac{KT_s}{z-1} e_{i_q} \quad (49)$$

式中： K_{p_d} 、 K_{p_q} 为 i_d 、 i_q 的比例增益，提升误差响应速度； K_{i_d} 、 K_{i_q} 为 i_d 、 i_q 的积分增益，消除电流稳态偏差； k 为当前采样时刻； T_s 为采样周期； $\frac{KT_s}{z-1}$ 为离散域积分环节。

为补偿电机绕组的电感压降与反电动势，设计电流前馈环节，前馈电压由两部分组成：

1) i_d 通道前馈电压

$$u_{ff_d} = \omega \cdot L_q \cdot i_q \quad (50)$$

式中： ω 为电机转速， L_q 为 q 轴电感，补偿 i_q 产生的交轴磁链在 d 轴的反电动势。

2) i_q 通道前馈电压

$$u_{ff_q} = \omega \cdot L_d \cdot i_d + \psi_f \quad (51)$$

式中： L_d 为 d 轴电感， ψ_f 为永磁体磁链，补偿 i_d 产生的直轴磁链与永磁磁链在 q 轴的反电动势。

电流环比例增益和积分增益按典型系统设计，保证电流环带宽为转速环的 5~10 倍；前馈补偿根据电机参数直接计算，无需额外整定。

4 仿真结果验证

4.1 仿真参数

系统的主要设计参数如表 2 所示，主要包括机械传动和液压系统的部分参数：

表 2 IEHB 系统主要设计参数

Tab.2 Main design parameters of the IEHB system

参数	数值
齿轮传动比	10
滚珠丝杠导程/mm	5
丝杠最大行程/mm	20
传动效率/%	95
活塞质量/kg	0.25
主缸活塞直径/mm	22
主缸初始容积/ml	8

4.2 主缸压力跟随验证

为了验证所提出的非线性压力控制策略的有效性与准确性,将其与传统 PI 控制及传统 ADRC+SMC 控制进行对比。主缸液压力跟随特性如图 3 所示:在建压阶段,传统 PI 控制与目标值偏差较大,上升段滞后明显;传统 ADRC+SMC 控制的跟踪精度优于 PI,但指令切换点仍存在超调;本文策略的压力曲线与目标值吻合度最高,上升段几乎无超调。保压阶段,传统 PI 与 ADRC+SMC 控制波动较大,本文策略的稳态波动控制在 ± 0.5 bar 以内。减压阶段,本文策略同样保持最小跟踪偏差。如图 4 为三种控制方法的具体液压力误差比较,本文控制策略的误差波动小,且误差更低。以上仿真结果表明,该策略能有效抑制液压系统非线性扰动,在全工况范围内具有最高的压力跟踪精度。

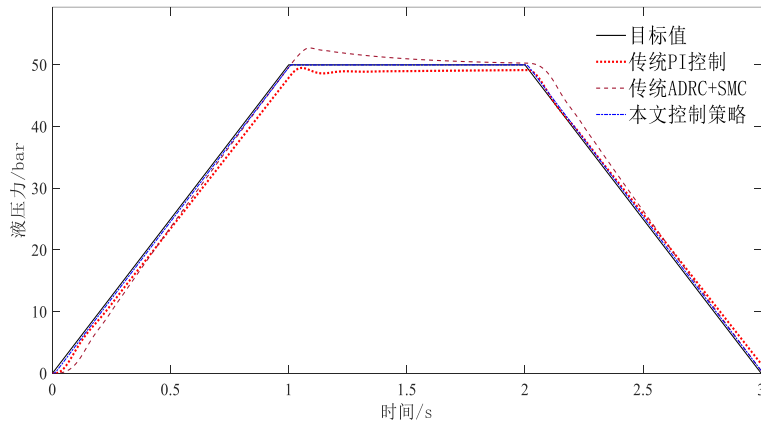


图 3 主缸液压力跟随曲线

Fig. 3 Master cylinder pressure tracking curves

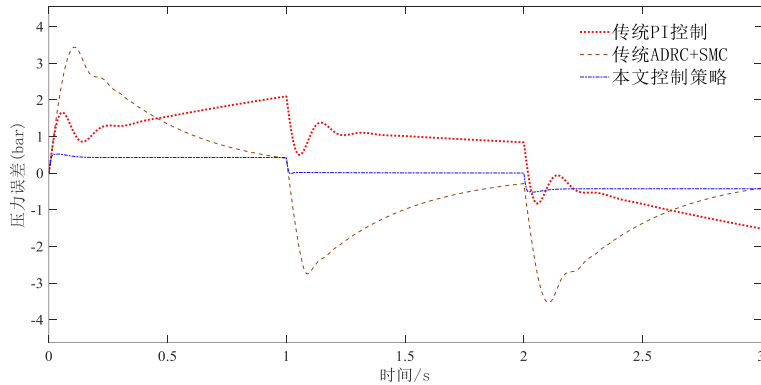


图 4 液压力误差比较

Fig. 4 Comparison of hydraulic pressure error

图 5 为电机转角位置跟踪曲线。传统 PI 控制的转角曲线与目标值偏差最大,最大偏差超过 0.5rad ,且在指令突变后收敛速度较慢。传统 ADRC+SMC 控制的转角初始跟踪响应滞后,但跟踪精度优于 PI 控制,最大偏差约为 0.3rad ,但在指令突变点跟踪效果较差。本文控制策略的转角曲线与目标值几乎完全重合,

全程跟踪偏差小于 0.1 rad ，且在指令突变后能够瞬时跟随、无明显滞后。这表明，本文控制策略中“速度-加速度前馈+离散 PI”复合位置控制能够有效减小动态跟踪滞后，实现电机转角的高精度跟踪。

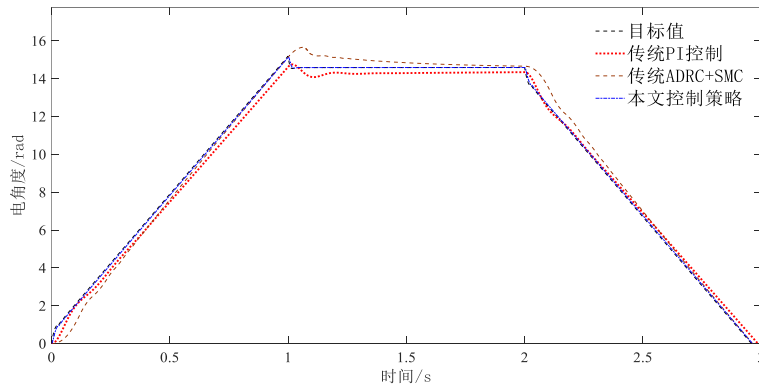


图 5 电机转角位置跟随曲线

Fig. 5 Motor angular position tracking curves

图 6 为电机转速响应曲线，传统 PI 控制的转速曲线响应滞后明显，且进入稳态所需时间明显更长，传统 ADRC+SMC 控制也存在响应滞后，且波动频率过高导致其收敛速度慢，进入稳态所需时间长，而本文控制策略的转速曲线在 0、1 s 及 2 s 处压力指令切换时刻呈现“瞬时快速响应-快速收敛”的特性。这一差异体现了本文转速环的优势，既保证了转速对压力指令的快速跟随，又通过抗扰机制抑制了波动。

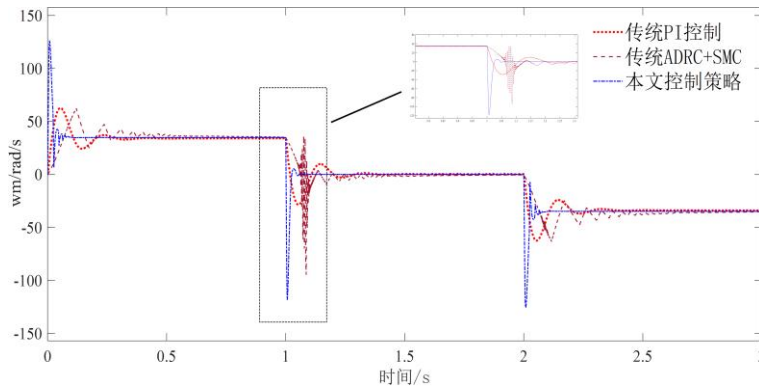


图 6 电机转速响应曲线

Fig. 6 Motor speed response curves

为了验证 LuGre 摩擦补偿机制对非线性扰动的抑制能力，在仿真中施加了摩擦扰动，对比了有无摩擦补偿时压力曲线的响应特性，结果如图 7 所示。当摩擦扰动注入后，无摩擦补偿的压力曲线在扰动时刻出现明显偏离，与目标压力的最大偏差较大，回归目标曲线的速度较慢；而有摩擦补偿的压力曲线在扰动后波动较小，能够快速回归目标值。这表明，本文所采用的 LuGre 摩擦前馈补偿能够有效抑制传动机构非线性摩擦扰动，增强系统在扰动后的快速恢复能力。

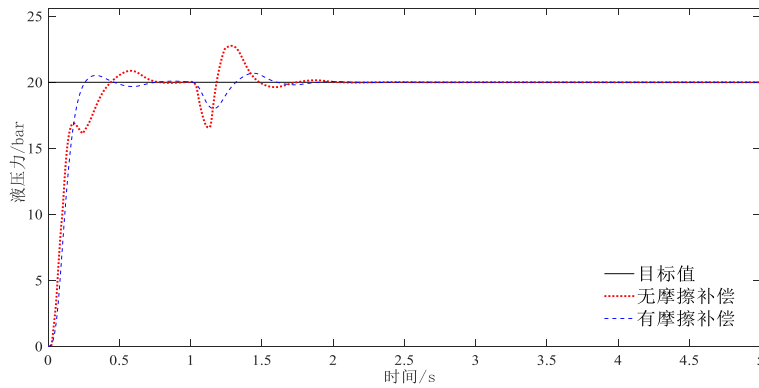


图 7 有无摩擦补偿的压力跟踪对比

Fig. 7 Pressure tracking comparison with and without friction compensation

4.3 不同工况下的仿真结果

为了验证上文提出的多闭环控制的准确性与有效性,本文对三角形工况与正弦工况的主缸压力跟踪进行了仿真测试,其中,三角形工况的最大目标压力为 20 bar,正弦工况的输入频率为 0.25 Hz,最大目标压力为 50 bar,仿真结果如图 8 与图 9 所示。

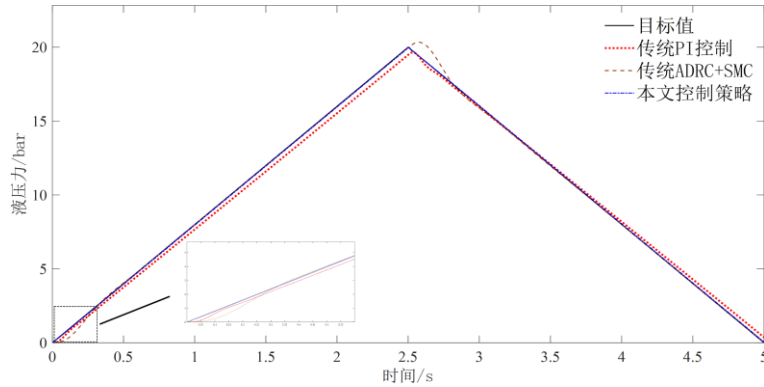


图 8 三角形工况

Fig. 8 Triangular wave condition

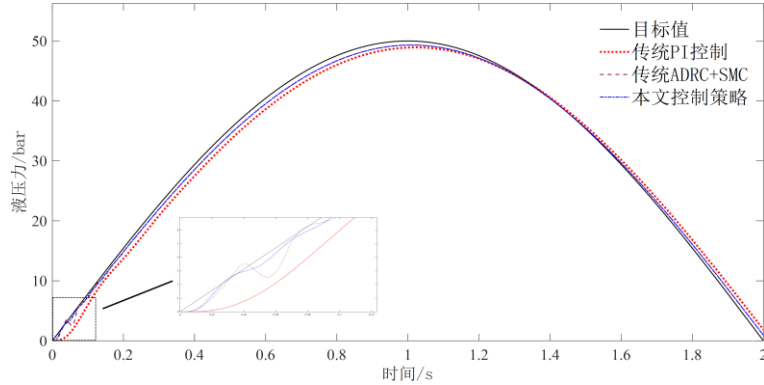


图 9 正弦工况

Fig. 9 Sine wave condition

在动态指令下,传统 PI 控制在两种工况下的压力曲线与目标值的最大偏差超过 5%,传统 ADRC+SMC 控制在两种工况下的压力曲线跟踪精度较好,但在两种工况的初始建压阶段出现响应滞后,并且三角形工况在峰值转折点出现瞬态超调,本文控制策略的压力曲线几乎完全贴合目标值。这说明本文控制策略的模糊自适应与前馈补偿机制,可适配不同动态特性的指令,具备良好的多工况适应性。

5 结论

本文围绕集成式电子液压制动系统 (IEHB) 机电液耦合带来的多源扰动抑制与高精度压力控制难题,以提升制动系统响应速度、跟踪精度与鲁棒性为目标,研究了融合改进滑模控制、模糊自适应自抗扰控制与复合补偿的四闭环压力控制策略,通过联合仿真验证了策略的有效性,主要结论如下:

1) 针对 IEHB 系统液压非线性、摩擦扰动与电磁耦合的协同扰动问题,构建“压力-位置-转速-电流”分层协同控制架构,实现多源扰动的精准定位与分级抑制。其中,改进滑模压力控制器通过自适应趋近律抑制液压时变扰动,Fuzzy-ADRC 转速环抑制电磁耦合扰动,位置环 LuGre 摩擦补偿模块拟合非线性摩擦特性,三者协同突破了传统单环/双环控制难以适配多环节耦合的局限。

2) 仿真结果表明,相较于传统 PI 控制与 ADRC+SMC 控制,该策略将主缸压力稳态误差控制在 ± 0.5 bar 内,位置跟踪偏差小于 0.5 rad,指令突变后压力收敛时间 ≤ 0.05 s,显著提升了 IEHB 建压精度、动态响应速度与鲁棒性,为智能驾驶制动控制提供了可行方案,且模块化设计便于工程落地。

3) 同时,本研究仍存在一定局限:仿真场景未涉及实车复杂工况,控制参数未考虑动态路况下的在线优化。未来研究可进一步开展实车台架试验,验证策略在实际工况中的适应性;结合机器学习算法实现控

制参数的自适应在线整定,提升系统对极端工况的适配能力。

参考文献

- [1] 陈齐平,王博文,李志玉,等.智能网联汽车线控制动技术发展现状综述[J].华东交通大学学报,2025,42(1):84-96.
Chen Qiping, Wang Bowen, Li Zhiyu, et al. A review of the current development status of brake-by-wire technology for intelligent networked vehicles [J]. Journal of East China Jiaotong University, 2025, 42 (1): 84-96.
- [2] Zhao Xinyu, Xiong Lu, Zhuo Guirong, et al. A review of one-box electro-hydraulic braking system: architecture, control, and application [J]. Sustainability, 2024, 16 (3): 1049.
- [3] Ding Lijuan, Qin Hongmao, Zhou Haiqing, et al. Dual-motor electro-hydraulic braking system based on fuzzy sliding mode control [J]. World Electric Vehicle Journal, 2026, 17 (2): 107.
- [4] 余卓平,史彪飞,卓桂荣,等.集成式电子液压制动系统位移压力特性理论研究[J].机械工程学报,2022,58(22):294-303.
Yu Zhuoping, Shi Biaofei, Zhuo Guirong, et al. Theoretical research on pressure-position relationship of the integrated electronic-hydraulic brake system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58 (22): 294-303.
- [5] 熊璐,韩伟,余卓平,等.考虑关键非线性特征的集成式电子液压制动系统主缸液压力精确控制[J].机械工程学报,2019,55(24):117-126.
Xiong Lu, Han Wei, Yu Zhuoping, et al. Pressure precisely control of master cylinder on integrated-electro-hydraulic brake system considering the critical nonlinear characteristics [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55 (24): 117-126.
- [6] Zhao Sijie, Chu Wenlong, Shangguan Wenbin. Experimental study on hydraulic pressure feedforward and feedback PID control of I-EHB system with friction disturbance[R]. SAE Technical Paper 2021-01-0979, 2021.
- [7] Li Bolin, Zhu Lijun, Chen Zhiyong. An improved active disturbance rejection control for Bode's ideal transfer function [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2024, 71 (7): 7673-7683.
- [8] Zhao Jian, Du Jinpeng, Zhu Bing, et al. Adaptive dual-loop pressure control for an integrated electro-hydraulic brake system considering uncertain nonlinear characteristics [J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2024, 10 (4): 9428-9440.
- [9] 赵健,杜金朋,朱冰,等.集成式电液制动系统自适应压力控制[J].汽车工程,2024,46(8):1479-1488.
Zhao Jian, Du Jinpeng, Zhu Bing, et al. Adaptive pressure control strategy for integrated electro-hydraulic braking system [J]. Automotive Engineering, 2024, 46 (8): 1479-1488.
- [10] Gao Zhenhai, Yang Yi, Chen Guoying, et al. Adaptive pressure estimation and control architecture for integrated electro-hydraulic brake system [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2025, 38: 28.
- [11] Liang Cong, Xu Xing, Deng Hui, et al. Master cylinder pressure control based on piecewise-SMC in electro-hydraulic brake system [J]. Actuators, 2025, 14 (9): 416.
- [12] 王国春,吴光庆,孙有平,等.电子液压复合制动系统的双馈压力控制策略研究[J].制造业自动化,2025,47(7):79-90.
Wang Guochun, Wu Guangqing, Sun Youping, et al. Research on doubly-fed pressure control strategy of electro-hydraulic composite braking system [J]. Manufacturing Automation, 2025, 47 (7): 79-90.
- [13] 谭草,于鹏,李波,等.直驱泵阀协同式线控制动单元压力串级控制[J].北京航空航天大学学报,2025,51(4):1163-1171.
Tan Cao, Yu Peng, Li Bo, et al. Pressure cascade control of brake-by-wire unit based on direct drive pump-valve cooperative [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2025, 51 (4): 1163-1171.
- [14] Zhao Linfeng, Wang Ning, Xia Guang, et al. Regenerative braking torque compensation control based on improved ADRC [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2024, 238 (6): 1315-1329.
- [15] Gimondi A, Dubbini A, Riva G, et al. Enhancing robustness of electro-hydraulic brake-by-wire actuators via linear active disturbance rejection control [J]. SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility, 2025, 8 (2):



通信作者: 陈齐平（1984—），男，教授，博士，博导，研究方向为汽车线控技术、新能源汽车电驱动系统及控制、智能汽车与智慧交通等。