基于模型标定与泵阀动态匹配的液压挖掘机启动压力冲击改善

郭煜杰[1,2] 陈俊翔[1,2] 艾 超[1,2*] 孔祥东[1,2]
1.燕山大学起重机械关键技术全国重点实验室,秦皇岛,066004
2.燕山大学河北省重型机械流体动力传输与控制实验室,秦皇岛,066004

摘要:针对液压挖掘机启动阶段泵阀匹配滞后导致的压力冲击大与速度振荡问题,提出了基于动力学参数标定与泵阀动态匹配的旁路节流-进油节流混合调速方法。构建含连续可微摩擦项的拉格朗日动力学模型,采用激励轨迹优化与最小二乘法辨识惯性参数和摩擦模型参数,并设计基于神经网络的压力反馈控制器,实现主泵排量与卸荷阀开度的动态匹配。试验表明,该方法在保持速度响应的同时使启动压力冲击减小19.12%~35.43%,提高了启动平稳性与操控性。

关键词:液压挖掘机;动力学模型;泵阀匹配;压力冲击
中图分类号:TP601
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.07.029 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Improvement of Starting Pressure Impact on Hydraulic Excavator Based on Model Calibration and Dynamic Matching of Pump Valve

GUO Yujie[1,2] CHEN Junxiang[1,2] AI Chao[1,2*] KONG Xiangdong[1,2]
1.State Key Laboratory of Crane Technology, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004
2.Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004

Abstract: This paper addresses the problem of excessive pressure surge and speed oscillation during the start-up phase of a hydraulic excavator, caused by lag in pump-valve matching. A hybrid speed regulation method is proposed based on dynamic parameter calibration and pump-valve dynamic matching. A Lagrangian dynamic model with a continuously differentiable friction term is constructed. The inertia parameters and friction model coefficients are identified via excitation trajectory optimization and the leasts-quares method. A neural-network-based pressure feedback controller is designed to achieve dynamic matching between the main pump displacement and the unloading valve opening. Experimental results show that the proposed method reduces the start-up pressure surge by 19.12% to 35.43% without compromising speed response, and significantly enhances start-up stability and maneuverability.

Key words: hydraulic excavator; dynamic modeling; pump-valve matching; pressure surge

0 引言

液压挖掘机作为工程机械领域的核心装备,在抢险救灾、城乡基建、农田水利、矿山开采等领域发挥着重要作用[1]。现阶段的电液挖掘机阀控系统集成了泵阀协同控制策略,通过动态调节主泵排量或主阀开口使驱动液压缸/马达实现挖掘机的多轴协调运动[2],在此过程中,泵阀的动态匹配特性是决定整机运动控制的核心要素。泵阀匹配失谐时,液压系统易产生压力冲击、执行机构速度振荡、元件异常磨损等问题[3-4],直接影响系统的响应速度与能量传递效率,严重制约整机运动性能。

过大的压力冲击直接影响驾驶员操作体验,降低控制精度、缩短零部件使用寿命,因此将启动压力冲击作为评判挖掘机操控性能的核心指标[5]。XU等[6]提出一种控制电动泵的混合排量-压力控制策略,以将泵的输出压力控制在预设范围内,避免压力冲击。CHENG等[7]设计的泵控系统控制策略在不同动臂提升工况下均能有效抑制启动压力冲击,针对阀控液压系统提出的多目标优化-主动阻尼方法可确定高通压力滤波器的控制参数,进而减小动态压力冲击[8]。为解决主阀供给与负载需求流量过匹配导致的压力冲击问题,FU等[9]提出一种开环主阀输入整形控制策

收稿日期:2025-07-21
基金项目:国家自然科学基金(52475073);河北省自然科学基金(E2025203189);广西科技基地和人才专项(桂科AD25069008)

略。黄伟男等[10]采用基于压力流量匹配的阀口独立控制策略对回转系统进行控制，有效提升了回转启动阶段作业平稳性。

上述研究主要通过泵阀控制策略来动态调整泵的排量或阀的开口，以快速适应负载需求，进而有效抑制压力冲击。这类控制策略的有效性通常依赖于系统多状态参量（压力、流量、位移等）的高精度反馈。实际工程应用中，挖掘机面临复杂变载工况，传感器精度易受高频振动影响，且泵阀控制参数难以自适应调整，容易降低系统鲁棒性，导致控制性能不稳定[11-12]。为减轻对系统多状态反馈信号的依赖并提升控制稳定性，对于采用带旁通卸荷阀的液压系统，基于模型的前馈补偿可根据工作装置运动状态预估启动阶段的负载压力需求，并为主泵排量和卸荷阀开度调节提供参考。基于负载预测的可变供给压力控制方法通过前馈补偿机制调节供给压力和泵控指令，可增强系统适应性和鲁棒性[13]。然而，该类方法的控制效果依赖于动力学模型精度，若模型参数存在偏差，则导致期望启动压力计算不准确，使主泵排量与卸荷阀开度匹配失准，进而削弱压力冲击抑制效果。因此，需要在模型建立阶段提高动力学参数标定精度，并保证模型对挖掘机启动工况的适用性。

动力学模型建模方法中，实验辨识法[14]是目前最为有效的工程实用方法。该方法通过规划激励轨迹使系统动力学项充分激发，并结合最小二乘及其改进算法对惯性参数、重力项参数和摩擦参数进行估计。丁孺琦等[15]采用最小二乘法辨识液压机械臂动力学参数，并基于辨识模型提高了轨迹跟踪性能。针对考虑关节摩擦的电动机械臂，杨中华等[16]采用迭代重加权最小二乘算法进行动力学参数辨识。SHEN等[17]在液压机械臂建模中引入LuGre动态摩擦模型，并通过分步辨识获得集总惯性参数和动态摩擦参数，但该模型状态变量和待辨识参数较多，工程标定过程相对复杂。虽然可应用遗传算法、粒子群算法等混合智能算法[18-19]解决参数辨识中的多目标优化问题，但由于辨识参数众多、模型高度非线性，仍存在不收敛或陷入局部最优等缺陷。因此，如何在保证整体模型辨识的前提下引入非线性摩擦模型，建立适用于挖掘机的高保真动力学模型仍是一个值得深入研究的问题。

针对上述问题，本文提出一种基于动力学参数标定与泵阀动态匹配的启动压力冲击改善方法。首先，构建含连续可微摩擦模型的拉格朗日动力学方程，通过激励轨迹优化与最小二乘辨识获得惯性参数，并结合单关节恒速试验标定非线性摩擦模型参数。然后，设计旁路节流-进油节流混合调速控制策略，在负载启动阶段基于压力反馈协调主泵排量与卸荷阀开度，以改善启动压力冲击。同时，利用RBF神经网络逼近模型不确定性对应的未知非线性项，并基于其估计结果构造前馈补偿项；采用鲁棒项处理神经网络逼近误差和外部扰动，以保证闭环系统稳定性。最后，结合动臂液压缸启动阶段的典型期望速度开展多工况启动压力冲击对比试验。

1　系统原理概述

1.1　电液流量匹配控制系统

如图1所示，带旁路补偿阀（卸荷阀）的电液流量匹配系统采用电比例先导控制方式，通过控制器同步控制电比例泵（主泵）、负载口独立电液阀（主阀）和卸荷阀，实现主泵供油流量、主阀过流流量与卸荷流量的动态匹配。根据控制指令变化及泵阀工作状态，系统可分为中位待机阶段和负载启动阶段。

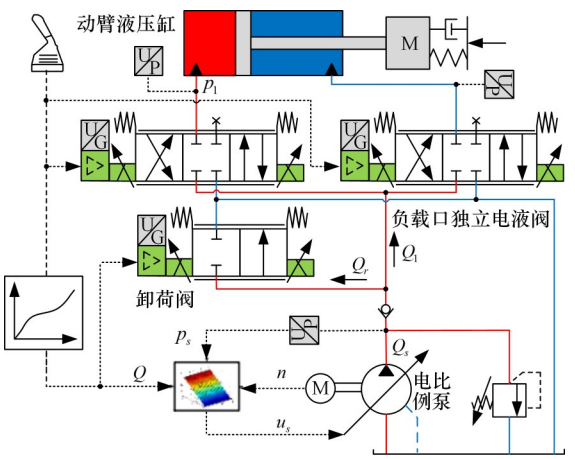


图1　带旁路补偿阀的电液流量匹配系统

Fig.1　Electro-hydraulic flow matching system with bypass compensation valve

（1）中位待机阶段。控制指令处于中位（零位）时，主泵保持最小排量输出，主阀处于中位，卸荷阀完全开启，泵头液压油经卸荷阀流回油箱，系统仅维持基础压力以节能。

（2）负载启动阶段。控制指令由中位进入动作区间时，主泵排量随控制指令增加而增大，主阀阀口逐渐打开，卸荷阀阀口逐渐关闭，系统通过协调旁路卸荷节流与主阀进油节流，在建立执行器启动压力的同时抑制压力超调。

假设回油压力为0 MPa，系统压力由主泵供油流量和卸荷阀开度共同决定，则流量-压力公

式为

$$Q_r = C_d A(x_r)\sqrt{2p_s/\rho} = g_0 U(t)\sqrt{p_s} \tag{1}$$

$$g_0 = C_d K_1 \sqrt{2/\rho}$$

式中：Q_r为卸荷阀阀口流量；C_d为阀口流量系数；$A(x_r)$为卸荷阀的阀口面积梯度；p_s为主泵供油压力；ρ为液压油密度；$U(t)$为控制电压，$U(t)=A(x_r)/K_1$；K_1为阀口面积-控制电压转换系数。

电比例泵采用开环排量控制，主泵排量取决于执行器所需流量(不考虑泄漏情况下，等于主阀过流流量)。通过主阀的流量(主泵供油流量)为

$$Q_1 = C_d A(x_v)\sqrt{2(p_s - p_1)/\rho} \tag{2}$$

式中：$A(x_v)$为主阀的阀口面积梯度；p_1为执行器进油压力。

考虑主泵内泄漏后，主泵实际供油流量为

$$Q_s = V_s n - k_{ls} p_s \tag{3}$$

式中：V_s为主泵排量；n为电机转速；k_{ls}为主泵内泄漏系数。

联立式(2)、式(3)可得泵的控制信号：

$$u_s = \frac{\hat{V}_s}{k_s} = \frac{1}{nk_s}\left(C_d A(x_v)\sqrt{\frac{2(p_s - p_1)}{\rho}} + k_{ls} p_s\right) \tag{4}$$

式中：$\hat{V}_s$为主泵理论排量；k_s为主泵排量增益。

如图2所示，电液流量匹配控制核心思想是根据主阀控制信号调节主泵排量信号和卸荷阀控制信号，实现主阀阀口开度、主泵输出排量、卸荷阀阀口开度的动态匹配，以满足系统对流量和压力的要求。

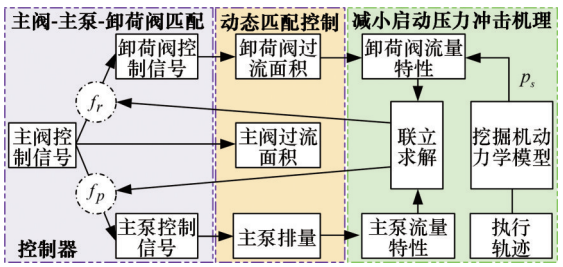


图2 电液流量匹配控制框图

Fig.2 Electro-hydraulic flow matching control block diagram

1.2 液压挖掘机动力学模型

根据工作装置连杆机构和液压缸布置关系，建立液压挖掘机工作装置运动学模型(图3)来描述液压缸伸缩量、关节角度与铲斗齿尖位姿之间的几何关系，便于后续液压缸力臂和关节驱动力矩的计算。

液压挖掘机工作装置的动力学方程可表示为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{G} + \boldsymbol{T}_f + \boldsymbol{T}_d = \boldsymbol{\tau}_{RBD} + \boldsymbol{T}_f + \boldsymbol{T}_d = \boldsymbol{\tau} \tag{5}$$

式中：$\boldsymbol{q}$、$\dot{\boldsymbol{q}}$、$\ddot{\boldsymbol{q}}$分别为关节的角位移、角速度和角加速度，$\boldsymbol{q},\dot{\boldsymbol{q}},\ddot{\boldsymbol{q}}\in\mathrm{R}^3$；$\boldsymbol{M}$为惯性矩阵，$\boldsymbol{M}\in\mathrm{R}^{3\times3}$；$\boldsymbol{C}$为离心力和科氏力矩阵，$\boldsymbol{C}\in\mathrm{R}^{3\times3}$；$\boldsymbol{G}$为重力矩阵，$\boldsymbol{G}\in\mathrm{R}^3$；$\boldsymbol{T}_f$为非线性摩擦力矩阵，$\boldsymbol{T}_f\in\mathrm{R}^3$；$\boldsymbol{T}_d$为外部扰动，$\boldsymbol{T}_d\in\mathrm{R}^3$；$\boldsymbol{\tau}_{RBD}$为刚体动力学驱动力矩，$\boldsymbol{\tau}_{RBD}\in\mathrm{R}^3$；$\boldsymbol{\tau}$为控制力矩，$\boldsymbol{\tau}\in\mathrm{R}^3$。

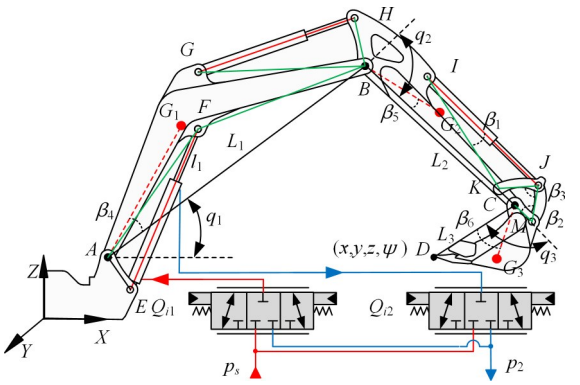


图3 液压挖掘机运动学模型

Fig.3 Kinematic model of hydraulic excavator

定义

$$\left.\begin{aligned}\boldsymbol{M}_0 &= \boldsymbol{M} - \Delta\boldsymbol{M}\\ \boldsymbol{C}_0 &= \boldsymbol{C} - \Delta\boldsymbol{C}\\ \boldsymbol{G}_0 &= \boldsymbol{G} - \Delta\boldsymbol{G}\\ \boldsymbol{T}_{f0} &= \boldsymbol{T}_f - \Delta\boldsymbol{T}_f\end{aligned}\right\} \tag{6}$$

式中：$\boldsymbol{M}_0$、$\boldsymbol{C}_0$、$\boldsymbol{G}_0$、$\boldsymbol{T}_{f0}$分别为动力学参数辨识试验得到的先验量；$\Delta\boldsymbol{M}$、$\Delta\boldsymbol{C}$、$\Delta\boldsymbol{G}$、$\Delta\boldsymbol{T}_f$分别为动力学未建模部分。

如图3所示，挖掘机液压机械臂运动关节由单出杆液压缸驱动。第$i(i=1,2,3)$个液压缸作用在对应液压机械臂关节上的力矩为

$$\tau_i = J_i(\boldsymbol{q})(A_{i1}p_{i1} - A_{i2}p_{i2}) \tag{7}$$

其中，$J_i(\boldsymbol{q})$为第i个液压缸对相应关节的等效力臂，可由工作装置几何关系求得，即

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial L_{EF}}{\partial q_1} &= J_1 = L_{AF}\sin\left(\arccos\frac{L_{AF}^2 + L_{EF}^2 - L_{AE}^2}{2L_{AF}L_{EF}}\right)\\ \frac{\partial L_{GH}}{\partial q_2} &= J_2 = L_{BG}\sin\left(\arccos\frac{L_{BG}^2 + L_{GH}^2 - L_{BH}^2}{2\|L_{BG}\|L_{GH}}\right)\\ \frac{\partial L_{IJ}}{\partial q_3} &= J_3 = \frac{L_{KI}L_{CM}\sin\beta_1\sin\beta_2}{L_{KJ}\sin\beta_3}\end{aligned}\right\} \tag{8}$$

式中：L为两点之间的距离；下标为距离对应的起止点。

为建立更为准确的动力学模型，采用基于光滑tanh函数的连续可微摩擦模型描述关节非线性摩擦。该模型将Stribeck效应、库仑摩擦和黏滞摩擦统一表示为速度的连续函数[20]：

$$T_f = \alpha_1(\tanh(\gamma_1\dot{q}) - \tanh(\gamma_2\dot{q})) + \alpha_2\tanh(\gamma_3\dot{q}) + \alpha_3\dot{q} \tag{9}$$

式中：α_1、α_2、α_3为分别表示不同摩擦特性的幅值水平；γ_1、γ_2、γ_3则表征了摩擦特性的形状系数。

2 压力控制器设计

泵阀匹配欠佳导致启动阶段执行机构的加速度较大，液压系统出现严重的压力超调，降低整机操控性。因此设计基于神经网络的压力反馈控制器来调节主泵排量和卸荷阀开度，使液压缸进油腔压力达到动力学方程解算的理想启动压力，从

而有效抑制大惯量负载启动阶段的压力冲击。

根据挖掘机运行轨迹，在忽略外部干扰的情况下，利用动力学方程（式(5)）求出第 i 个液压缸进油腔的理想启动压力和压力误差：

$$p_{\mathrm{d},i}=\frac{\tau_{\mathrm{RBD},i}}{J_i(\boldsymbol{q}_i)A_{i1}} \tag{10}$$

$$e_{p,i}=p_{\mathrm{s},i}-p_{\mathrm{d},i} \tag{11}$$

为简化表达，以第 i 个液压缸进油腔压力控制为例，后续推导中，在不引起歧义的情况下省略下标 i。结合卸荷阀流量方程和式(5)所示的动力学关系，可得主泵供油压力动态方程：

$$\begin{aligned}\dot{p}_{\mathrm{s}}&=-\frac{2}{g_0U}(J\sqrt{p_{\mathrm{s}}}\,\ddot{q}+g_0\dot{U}p_{\mathrm{s}})=\\&-\frac{2}{g_0U}(J\sqrt{p_{\mathrm{s}}}\,(M^{-1}(JA_1p_{\mathrm{s}}-C_0\dot{q}-\\&G_0-T_{\mathrm{f}0}-\Delta C\dot{q}-\Delta G-\Delta T_{\mathrm{f}})-T_{\mathrm{d}})+g_0\dot{U}p_{\mathrm{s}})=\\&-\frac{2}{g_0U}[J\sqrt{p_{\mathrm{s}}}\,(g_1-\hat{f}_1-\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\varphi(x)-\varepsilon(x)-T_d)+\\&g_0\dot{U}p_{\mathrm{s}}]=\xi_1(-\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\varphi(x)-\varepsilon(x)-T_d)+\xi_2u\end{aligned} \tag{12}$$

$$\xi_1=-\frac{2uJ\sqrt{p_s}}{g_0}$$

$$\xi_2=\frac{2}{g_0}(J\sqrt{p_s}\,(g_1-\hat{f}_1)+g_0\dot{U}p_s)$$

$$g_1=M^{-1}(JA_1p_s-C_0\dot{q}-G_0-T_{f0})$$

$$f_1=M^{-1}(\Delta C\dot{q}+\Delta G+\Delta T_f) \tag{13}$$

其中，u 为控制输入，$u=U^{-1}$；$\tilde{\boldsymbol{W}}$ 为权值估计误差向量；f_1 为动力学模型不确定组成的未知非线性函数，引入RBF神经网络来近似：

$$\boldsymbol{f}_1(\boldsymbol{x})=\boldsymbol{W}^*\varphi(\boldsymbol{x})+\varepsilon(\boldsymbol{x}) \tag{14}$$

$$\varphi(\boldsymbol{x})=\exp\left(-\frac{|\boldsymbol{x}-\boldsymbol{\mu}_i|^2}{b_i^2}\right) \tag{15}$$

式中：$\varepsilon(\boldsymbol{x})$ 为神经网络的近似误差，$|\varepsilon(\boldsymbol{x})|\leqslant\varepsilon^*$；$\varepsilon^*$ 为神经网络近似误差的有界上界；$\boldsymbol{W}^*$ 为神经网络权值向量的理想值；$\boldsymbol{\varphi}(\boldsymbol{x})$ 为激活函数即径向基函数向量；$\boldsymbol{\mu}_i$、b_i 分别为第 i 个神经元高斯函数的中心向量和宽度。

定义李雅普诺夫函数为

$$V=\frac{1}{2}e_p^2+\frac{1}{2\eta}\mathrm{tr}(\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{W}}) \tag{16}$$

式中：η 为正常数。

V 的导数：

$$\begin{aligned}\dot{V}&=e_p\dot{e}_p-\frac{1}{\eta}\mathrm{tr}(\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\dot{\hat{\boldsymbol{W}}})=e_p(\xi_1(-\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\varphi(\boldsymbol{x})-\\&\varepsilon(\boldsymbol{x})-T_{\mathrm{d}})+\xi_2u-\dot{p}_{\mathrm{d}})-\frac{1}{\eta}\mathrm{tr}(\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\dot{\hat{\boldsymbol{W}}})\end{aligned} \tag{17}$$

式中：$\hat{\boldsymbol{W}}$ 为神经网络权值估计向量。

根据式(16)，设计控制输入为

$$u=u_{\mathrm{a}}+u_{\mathrm{s}} \tag{18}$$

$$u_{\mathrm{a}}=\xi_2^{-1}\dot{p}_{\mathrm{d}}\quad u_{\mathrm{s}}=\xi_2^{-1}(u_{\mathrm{s}1}+u_{\mathrm{s}2})$$

式中：u_{a} 为神经网络估计的模型前馈补偿项；$u_{\mathrm{s}1}$ 为线性稳定反馈项，$u_{\mathrm{s}1}=-k_{\mathrm{s}1}e_p$；$k_{\mathrm{s}1}$ 为稳定控制增益；$u_{\mathrm{s}2}$ 为鲁棒项。

系统鲁棒项其用于支配系统各种不确定性和神经网络残差，并满足如下镇定条件[21]：

$$\left.\begin{aligned}&e_p(u_{\mathrm{s}2}-\xi_1(\varepsilon(\boldsymbol{x})+T_{\mathrm{d}})\leqslant\gamma_1\\&u_{\mathrm{s}2}=-k_{\mathrm{s}2}e_p=\frac{\xi_1^2}{4\gamma_1}(\varepsilon_{\max}+T_{\mathrm{d,max}})^2\end{aligned}\right\} \tag{19}$$

式中：γ_1 为任意小的正的控制参数；$k_{\mathrm{s}2}$ 为鲁棒增益。

将式(17)代入式(16)，可以得到

$$\begin{aligned}\dot{V}&=e_p(\xi_1(-\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\varphi(\boldsymbol{x})-\varepsilon(\boldsymbol{x})-T_{\mathrm{d}})+\xi_2u-\dot{p}_{\mathrm{d}})-\\&\frac{1}{\eta}\mathrm{tr}(\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\dot{\hat{\boldsymbol{W}}})=-e_p\xi_1\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\varphi(\boldsymbol{x})-e_p\xi_1(\varepsilon(\boldsymbol{x})+T_{\mathrm{d}})\\&-k_{\mathrm{s}1}e_p^2+e_pu_{\mathrm{s}2}-\frac{1}{\eta}\mathrm{tr}(\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\dot{\hat{\boldsymbol{W}}})=-k_{\mathrm{s}1}e_p^2-\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\\&(e_p\xi_1\varphi(\boldsymbol{x})+\dot{\hat{\boldsymbol{W}}}/\eta)+e_p(u_{\mathrm{s}2}-\xi_1(\varepsilon(\boldsymbol{x})+T_{\mathrm{d}}))\end{aligned} \tag{20}$$

根据式(19)设计自适应率为

$$\dot{\hat{\boldsymbol{W}}}=-\eta\varphi(\boldsymbol{x})\xi_1e_p \tag{21}$$

定理 1 设连续函数 $V(t)$ 正定且满足如下微分方程：

$$\dot{V}(t)\leqslant-\psi V+\vartheta \tag{22}$$

$\psi>0$，$0<\vartheta<1$ 时，$V(t)$ 满足一致最终有界收敛。

将式(18)代入式(19)，可以得到

$$\begin{aligned}\dot{V}&\leqslant-k_{\mathrm{s}1}e_p^2+\gamma_1-\frac{1}{2\eta}\mathrm{tr}(\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{W}})+\frac{1}{2\eta}\mathrm{tr}(\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{W}})\leqslant\\&-k_{\mathrm{s}1}e_p^2-\frac{1}{2\eta}\mathrm{tr}(\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{W}})+\gamma_1+\frac{1}{2}\lambda_{\max}|\tilde{\boldsymbol{W}}|\leqslant\\&-k_{\mathrm{s}1}e_p^2-\frac{1}{2\eta}\mathrm{tr}(\tilde{\boldsymbol{W}}^{\mathrm{T}}\tilde{\boldsymbol{W}})+\gamma_1+\frac{1}{2}\lambda_{\max}\gamma_2\leqslant-l_1V+l_2\end{aligned} \tag{23}$$

$$|\tilde{\boldsymbol{W}}|\leqslant|\boldsymbol{W}_{\max}-\boldsymbol{W}_{\min}|=\gamma_2$$

$$l_1=\min(2k_{s1},\,1)\quad l_2=\gamma_1+\frac{1}{2}\lambda_{\max}\gamma_2$$

式中：$\lambda_{\max}$ 为正定矩阵 $\boldsymbol{\eta}^{-1}$ 的最大特征值。

根据稳定性定理1得系统一致最终有界，对式(22)两边积分得

$$0\leqslant V\leqslant\mu(t) \tag{24}$$

$$\mu(t)=\frac{l_2}{l_1}+\left(V(0)-\frac{l_2}{l_1}\right)\exp(-l_1t) \tag{25}$$

$t\to\infty$ 时，V 有界，由此证得系统所有的闭环信号能够达到一致最终有界。

3　动力学参数辨识

依据CAD模型虽可初步估算质心位置、转动惯量等惯性参数，但受附加质量、装配误差及关节摩擦非线性影响，模型计算结果与实车系统存在偏差。因此，本文结合整车试验标定刚体动力学参数和摩擦模型参数。如图4所示，首先将拉格朗日动力学方程线性化，确定最小惯性参数集；然后设计优化激励轨迹，并基于轨迹跟踪试验数据采用最小二乘法辨识刚体动力学最小惯性参数

集；最后，通过单关节恒速试验提取摩擦力矩，拟合连续可微摩擦模型参数，共同构成用于期望启动压力计算的标定动力学模型。

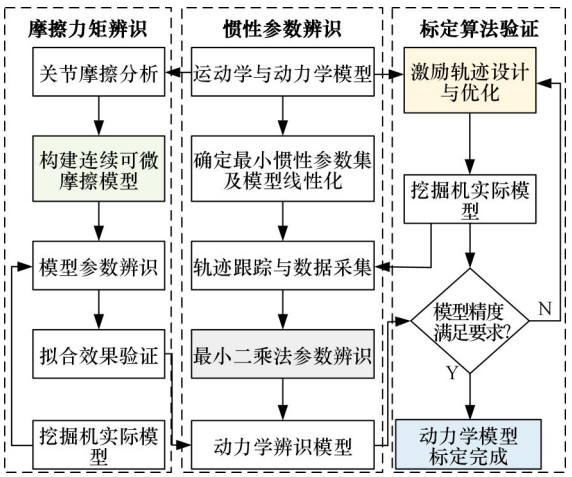


图4 液压挖掘机动力学参数辨识

Fig.4 Identification of dynamic parameters of hydraulic excavator

3.1 动力学模型线性化

对动力学模型(式(5))进行线性化处理。为确保观测系数矩阵线性无关，对不可辨识参数和可重组参数进行简化，动力学模型的最小惯性参数集和相应的观测系数矩阵的线性形式为

$$\boldsymbol{\tau}_{RBD}=\boldsymbol{W}\boldsymbol{\pi}$$

$$\boldsymbol{W}^{\mathrm{T}}=\begin{bmatrix} g\cos q_1 & 0 & 0\\ -g\sin q_1 & 0 & 0\\ \ddot{q}_1 & 0 & 0\\ W_{14} & W_{24} & 0\\ W_{15} & W_{25} & 0\\ \ddot{q}_1+\ddot{q}_2 & \ddot{q}_1+\ddot{q}_2 & 0\\ W_{17} & W_{27} & W_{37}\\ W_{18} & W_{28} & W_{38}\\ \ddot{q}_1+\ddot{q}_2+\ddot{q}_3 & \ddot{q}_1+\ddot{q}_2+\ddot{q}_3 & \ddot{q}_1+\ddot{q}_2+\ddot{q}_3 \end{bmatrix} \tag{26}$$

$$\boldsymbol{\pi}=\begin{bmatrix} m_1L_{AG_1}\cos\beta_4+m_2L_1+m_3L_1\\ m_1L_{AG_1}\sin\beta_4\\ I_1+m_1L_{AG_1}^2+m_2L_1^2+m_3L_1^2\\ m_2L_{BG_2}\cos\beta_5+m_3L_2\\ m_2L_{BG_2}\sin\beta_5\\ I_2+m_2L_{BG_2}^2+m_3L_2^2\\ m_3L_{CG_3}\sin\beta_6\\ m_3L_{CG_3}\cos\beta_6\\ I_3+m_3L_{CG_3}^2 \end{bmatrix} \tag{27}$$

$$W_{14}=(2\ddot{q}_1+\ddot{q}_2)L_1\cos q_2-\dot{q}_2(2\dot{q}_1+\dot{q}_2)L_1\sin q_2+g\cos(q_1+q_2)$$

$$W_{15}=-(2\ddot{q}_1+\ddot{q}_2)L_1\sin q_2-\dot{q}_2(2\dot{q}_1+\dot{q}_2)L_1\cos q_2-g\sin(q_1+q_2)$$

$$W_{17}=-(2\ddot{q}_1+\ddot{q}_2+\ddot{q}_3)L_1\sin(q_2+q_3)-(2\ddot{q}_1+2\ddot{q}_2+\ddot{q}_3)\cdot L_2\sin q_3-(2\dot{q}_1+\dot{q}_2+\dot{q}_3)(\dot{q}_2+\dot{q}_3)L_1\cos(q_2+q_3)+\dot{q}_3^2L_2\cos q_3-g\sin(q_1+q_2+q_3)$$

$$W_{18}=(2\ddot{q}_1+\ddot{q}_2+\ddot{q}_3)L_1\cos(q_2+q_3)+(2\ddot{q}_1+2\ddot{q}_2+\ddot{q}_3)\cdot L_2\cos q_3-(2\dot{q}_1+\dot{q}_2+\dot{q}_3)(\dot{q}_2+\dot{q}_3)L_1\sin(q_2+q_3)-\dot{q}_3(2\dot{q}_1+\dot{q}_2+2\dot{q}_3)L_2\sin q_3+g\cos(q_1+q_2+q_3)$$

$$W_{24}=\ddot{q}_1L_1\cos q_2+\dot{q}_1^2L_1\sin q_2+g\cos(q_2+q_3)$$

$$W_{25}=-\ddot{q}_1L_1\sin q_2+\dot{q}_1^2L_1\cos q_2-g\sin(q_1+q_2)$$

$$W_{27}=-\ddot{q}_1L_1\sin(q_2+q_3)-(2\ddot{q}_1+2\ddot{q}_2+\ddot{q}_3)L_2\sin q_3+\dot{q}_1^2L_1\cos(q_2+q_3)-\dot{q}_3(2\dot{q}_1+\dot{q}_2+2\dot{q}_3)L_2\cos q_3-g\sin(q_1+q_2+q_3)$$

$$W_{28}=\ddot{q}_1L_1\cos(q_2+q_3)+(2\ddot{q}_1+2\ddot{q}_2+\ddot{q}_3)L_2\cos q_3+\dot{q}_1^2L_1\sin(q_2+q_3)-\dot{q}_3(2\dot{q}_1+\dot{q}_2+2\dot{q}_3)L_2\sin q_3+g\cos(q_1+q_2+q_3)$$

$$W_{37}=-\ddot{q}_1L_1\sin(q_2+q_3)-(\ddot{q}_1+\ddot{q}_2)L_2\sin q_3+\dot{q}_1^2L_1\cos(q_2+q_3)+(\dot{q}_1+\dot{q}_2)^2L_2\cos q_3-g\sin(q_1+q_2+q_3)$$

$$W_{38}=\ddot{q}_1L_1\cos(q_2+q_3)+(\ddot{q}_1+\ddot{q}_2)L_2\cos q_3+\dot{q}_1^2L_1\sin(q_2+q_3)+(\dot{q}_1+\dot{q}_2)^2L_2\sin q_3+g\cos(q_1+q_2+q_3)$$

式中：g为重力加速度；m_i、I_i分别为关节i的质量和转动惯量；其他结构参数如图3所示。

3.2 激励轨迹设计与优化

为提高参数辨识的收敛性并降低测量噪声对辨识结果的影响，需要设计具有充分激励性且满足运动约束的关节轨迹。本文采用有限傅里叶级数和五阶多项式构造激励轨迹，其表达式为

$$q_i(t)=\frac{1}{\omega_{\mathrm{f}}}\sum_{k=1}^{5}\left[\frac{a_{i,k}}{k}\sin(\omega_{\mathrm{f}}kt)-\frac{b_{i,k}}{k}\cos(\omega_{\mathrm{f}}kt)\right]+\sum_{l=0}^{5}c_{i,l}[t-(j-1)t_{\mathrm{f}}]^l \tag{28}$$

式中：ω_{f}为基频，$\omega_{\mathrm{f}}=0.05\pi$Hz；$j$为轨迹周期次数；$t_{\mathrm{f}}$为激励轨迹时间；$a_{i,k}$、$b_{i,k}$、$c_{i,l}$为待优化的激励参数。

参数辨识精度与观测矩阵条件数密切相关。较小条件数表示观测矩阵病态程度较低，对测量噪声不敏感，因此可将激励轨迹优化问题转化为最小条件数求解问题。为保证辨识轨迹运动平滑并满足周期性要求，设置轨迹启停时刻的关节角速度和角加速度为零；同时结合整车实际运动范围，对关节角度、角速度和角加速度施加上下限约束。综上所述，基于最小条件数的激励轨迹求解问题可描述为

$$\left.\begin{aligned} &\min\ \mathrm{cond}(W)\\ &\text{s.t. } s(q(t))\subset S\\ &q(0)=q_0\\ &q(t_f)=q_t\\ &q_{\min}\leqslant q(t)\leqslant q_{\max}\\ &\dot{q}(0)=\dot{q}(t_f)=0\\ &\dot{q}_{\min}\leqslant\dot{q}(t)\leqslant\dot{q}_{\max}\\ &\ddot{q}(0)=\ddot{q}(t_f)=0\\ &\ddot{q}_{\min}\leqslant\ddot{q}(t)\leqslant\ddot{q}_{\max} \end{aligned}\right\} \tag{29}$$

式中：cond(W)为观测矩阵条件数；$s(q(t))$为关节激励轨

迹$q(t)$通过运动学映射得到的工作空间轨迹；S为工作空间；q_0、q_t分别为启停时刻的关节角度；$q_{\min}$、$q_{\max}$、$\dot{q}_{\min}$、$\dot{q}_{\max}$、$\ddot{q}_{\min}$、$\ddot{q}_{\max}$分别为关节角度、角速度和角加速度的最小约束值和最大约束值。

以观测矩阵条件数最小为优化目标，关节角度、角速度和角加速度允许范围为约束条件，利用Matlab的fmincon函数进行迭代计算，辨识轨迹如图5所示。

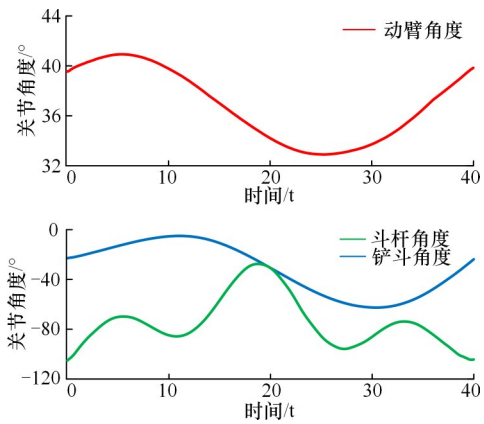


图5　激励轨迹曲线

Fig.5　Excitation trajectory curve

3.3　刚体动力学参数辨识

在激励轨迹跟踪试验过程中，实时采集液压缸两腔压力和液压缸位移信号。为降低随机噪声对参数辨识结果的影响，对多周期重复试验数据进行时域平均预处理。

利用关节几何关系将位移信号转化为关节角度，进而通过微分计算获得角速度与角加速度。为避免信号微分放大噪声而影响后续辨识效果，设计IIR滤波器对数据进行滤波处理。IIR滤波器的差分方程为

$$y(n)=\sum_{o=0}^{O_1}\xi_o x(n-o)+\sum_{o=1}^{O_2}\zeta_o y(n-o) \tag{30}$$

式中：$x(n)$为输入序列；$y(n)$为输出序列；ξ_o、ζ_o为滤波系数；O_1为FIR数字滤波器阶数；O_2为IIR数字滤波器阶数。

在完成周期性激励轨迹跟踪试验，并对采集的位移和压力信号进行几何转换与滤波处理后，将有效样本代入最小二乘辨识模型，估计刚体动力学参数。

3.4　非线性摩擦模型参数辨识

为避免摩擦非线性对刚体动力学参数辨识结果的影响，本文采用分阶段标定方法，分别辨识刚体动力学最小惯性参数集和摩擦模型参数。

摩擦辨识时，固定其余关节，使第i个被测关节以不同恒定角速度进行正反向运动，并根据液压缸两腔压力和等效力臂计算该关节驱动力矩。由于被测关节处于恒速运动状态，故惯性项可忽略；同时，其余关节保持固定，在低速恒速辨识条件下，速度耦合项影响较小，可近似忽略。因此，在不考虑外部扰动时，第i个关节力矩可近似表示为

$$G_i(q)+T_{fi}(\dot{q})=\tau_i \tag{31}$$

被测关节正反向运动至同一角度位置且其余关节保持固定时，工作装置的构型保持一致，故重力项$G_i(q)$相等，可得

$$\left.\begin{aligned}G_i(q)+T_{fi}(+\dot{q})=\tau_{i+}\\G_i(q)+T_{fi}(-\dot{q})=\tau_{i-}\end{aligned}\right\} \tag{32}$$

若相同转速下的正反向摩擦力近似相等，则摩擦力矩可表示为

$$T_{fi}(+\dot{q})=T_{fi}(-\dot{q})=\frac{\tau_{i+}-\tau_{i-}}{2} \tag{33}$$

先根据特定的摩擦辨识实验获得各关节不同速度下的摩擦力矩，再通过数据处理与拟合辨识出摩擦参数，进而构建机械臂的非线性摩擦模型。

4　试验验证

试验平台基于负载口独立液压系统搭建，如图6所示。系统采用Rexroth SYDFEE-20/071R电比例泵作为主泵，通过调节主泵排量改变供油流量；动臂、斗杆和铲斗回路采用Rexroth 4WREE-10比例伺服阀构成负载口独立阀组，对各液压缸进、回油阀口开度进行控制；泵出口旁路卸荷支路采用Rexroth 4WREE-6比例伺服阀作为卸荷阀，调节泵出口至油箱的旁路卸荷流量。液压缸位移由NS-WY06-1000 mm拉线位移传感器测量，测量误差为±0.5 mm；压力信号由RPT8200压力传感器测量，测量误差为±0.07 MPa。

测控系统采用dSPACE实时控制平台。Simulink控制模型经代码生成后下载至dSPACE控制器，并通过ControlDesk在线设置和调整控制参数。dS-4302板卡输出主泵、主阀和卸荷阀的控制指令，驱动液压机械臂运动；dS-2004板卡同步采集液压缸位移和压力等传感器信号，信号经滤波和必要的数据处理后反馈至控制器，实时更新控制量，实现闭环控制，采样周期为10 ms。

4.1　动力学参数辨识结果

根据3.4节所述的单关节恒速摩擦辨识方法，固定其余关节，使被测关节在不同角速度下正反向匀速运动，并由液压缸压力和机构力臂计算对应摩擦力矩。随后，采用连续可微摩擦模型对摩擦力矩-角速度数据进行拟合，得到各关节非线性摩擦模型参数，如表1所示，模型拟合结果如图7所示。

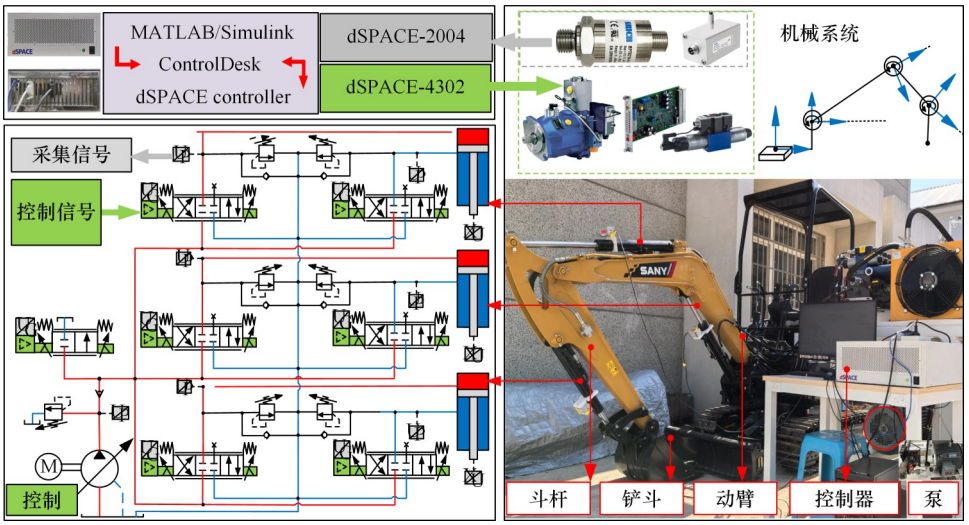


图6 基于阀口独立液压系统的液压挖掘机试验平台

Fig.6 Hydraulic excavator test platform based on load port independent hydraulic system

表1 各关节摩擦参数辨识值

Tab.1 Identification results of friction model parameters for each joint

关节	α_1	α_2	α_3	γ_1	γ_2	γ_3
动臂	160.5	196.6	36.18	20.39	6.02	11.32
斗杆	129.6	145	36.55	6.74	2.76	46.82
铲斗	100.2	167.5	11.98	26.03	3.93	7.76

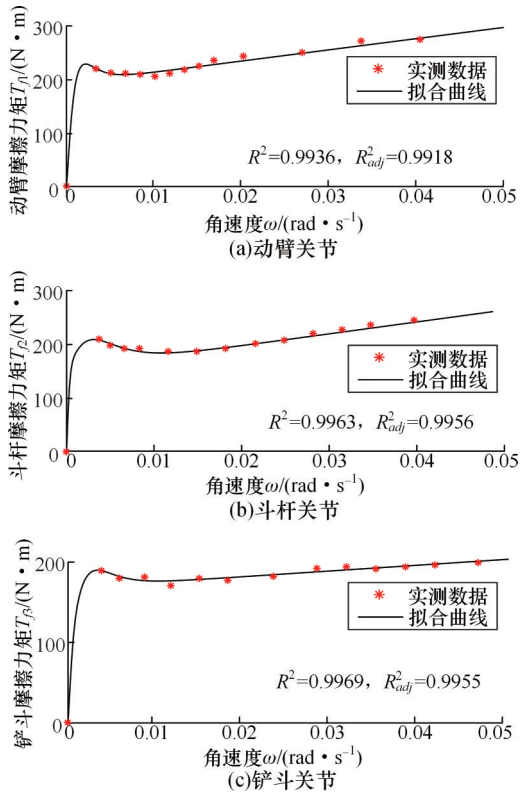


图7 各关节摩擦模型的参数辨识拟合结果

Fig.7 Identification results of friction torque models for each joint

为定量分析摩擦模型的拟合性能，采用度量曲线拟合度的确定系数$R^2(\hat{T}_f, T_f)$和调整确定系数$R^2_{adj}(\hat{T}_f, T_f)$评价模型精度：

$$R^2(\hat{T}_f, T_f)=1-\frac{\sum_{i=1}^{n}[\hat{T}_f(i)-T_f(i)]^2}{\sum_{i=1}^{n}[T_f(i)-\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}T_f(i)]^2}$$

$$R^2_{adj}(\hat{T}_f, T_f)=1-\frac{(1-R^2(\hat{T}_f, T_f))(n-1)}{n-k-1} \quad (34)$$

式中：$\hat{T}_f(i)$、$T_f(i)$分别为第i个关节摩擦力矩的拟合值和测量值；n为辨识数据个数；k为自变量个数，k=1。

所有关节的确定系数和调整确定系数均大于0.99，证明摩擦模型拟合质量较高。

液压机械臂通过PID控制跟踪激励轨迹，采集和预处理测试数据后，将数据代入参数辨识程序，得到动力学参数辨识结果，如表2所示。

表2 刚体动力学参数辨识值

Tab.2 Identification results of rigid-body dynamic parameters

最小惯性参数	辨识结果
$m_1L_{AG_1}\cos(\beta_4)+m_2L_1+m_3L_1$/(kg·m)	329.1
$m_1L_{AG_1}\sin(\beta_4)$/(kg·m)	31.03
$I_1+m_1L^2_{AG_1}+m_2L^2_1+m_3L^2_1$/(kg·m^2)	564.4
$m_2L_{BG_2}\cos(\beta_5)+m_3L_2$/(kg·m)	109.3
$m_2L_{BG_2}\sin(\beta_5)$/(kg·m)	2.965
$I_2+m_2L^2_{BG_2}+m_3L^2_2$/(kg·m^2)	111.5
$m_3L_{CG_3}\sin(\beta_6)$/(kg·m)	12.07
$m_3L_{CG_3}\cos(\beta_6)$/(kg·m)	19.32
$I_3+m_3L^2_{CG_3}$/(kg·m^2)	9.695

最后，将计算得到的辨识参数代入式(5)，获得含tanh连续可微摩擦模型(M1)和含经典Stribeck摩擦模型(M2)的计算力矩，如图8所示。M2直接采用经典Stribeck函数描述摩擦，速度零点附近的函数斜率变化剧烈，动态计算中易产生抖动和拟合误差。得益于tanh函数的连续可微特性，M1模型能平滑近似Stribeck效应、黏性摩擦和库仑摩擦，可更准确描述非线性摩擦行为。采

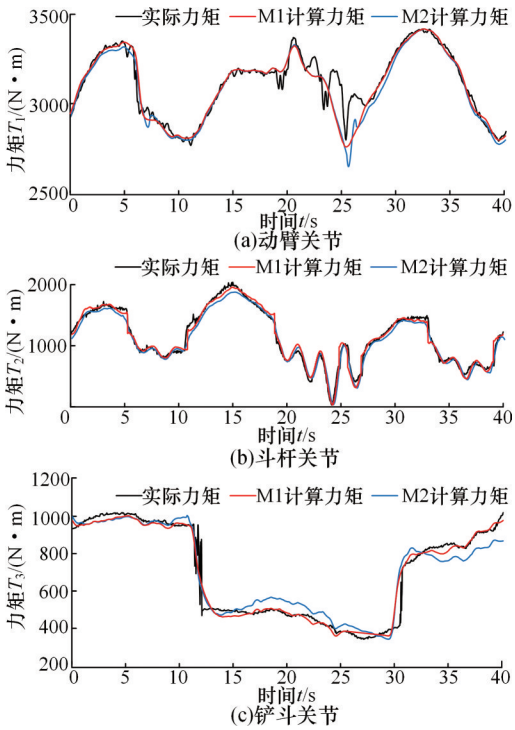


图8　液压挖掘机各关节的力矩曲线

Fig.8　Torque curves for joints of hydraulic excavator

用平均绝对误差(MAE)、均方根误差(RMSE)和决定系数(R^2)评价预测精度，如表3所示，M1的预测精度较M2提升显著，各关节在M1下的R^2均大于93%，且相较M2分别提高了4.31%(动臂)，1.69%(斗杆)和3.47%(铲斗)，充分验证了将连续可微摩擦模型引入拉格朗日动力学框架可有效提高挖掘机动力学参数的辨识精度。

表3　预测性能评价指标

Tab.3　Prediction performance evaluation metrics

评价指标		MAE	RMSE	R^2/%
动臂	M1	23.21	44.03	93.75
	M2	33.16	56.49	89.71
斗杆	M1	52.08	73.35	97.14
	M2	57.9	81.13	95.50
铲斗	M1	21.91	38.54	97.49
	M2	45.08	59.01	94.11

4.2　启动压力的冲击抑制试验

为充分评估基于压力反馈的泵阀匹配控制减小启动压力冲击的有效性，进行了多工况对比试验。试验设计了与实际作业条件相同的4种工况：斗杆液压缸全缩且动臂期望速度为12 mm/s(低速)和28 mm/s(高速)，斗杆液压缸全伸且动臂期望速度为18 mm/s(低速)和35 mm/s(高速)。在各工况下，分别采用本文所提压力反馈控制(C1)和传统压力反馈控制(C2)进行试验，采集液压缸进油腔压力、运动位移和速度等试验数据，如图9所示。为保证客观的定量比较，定义压力振荡减小比

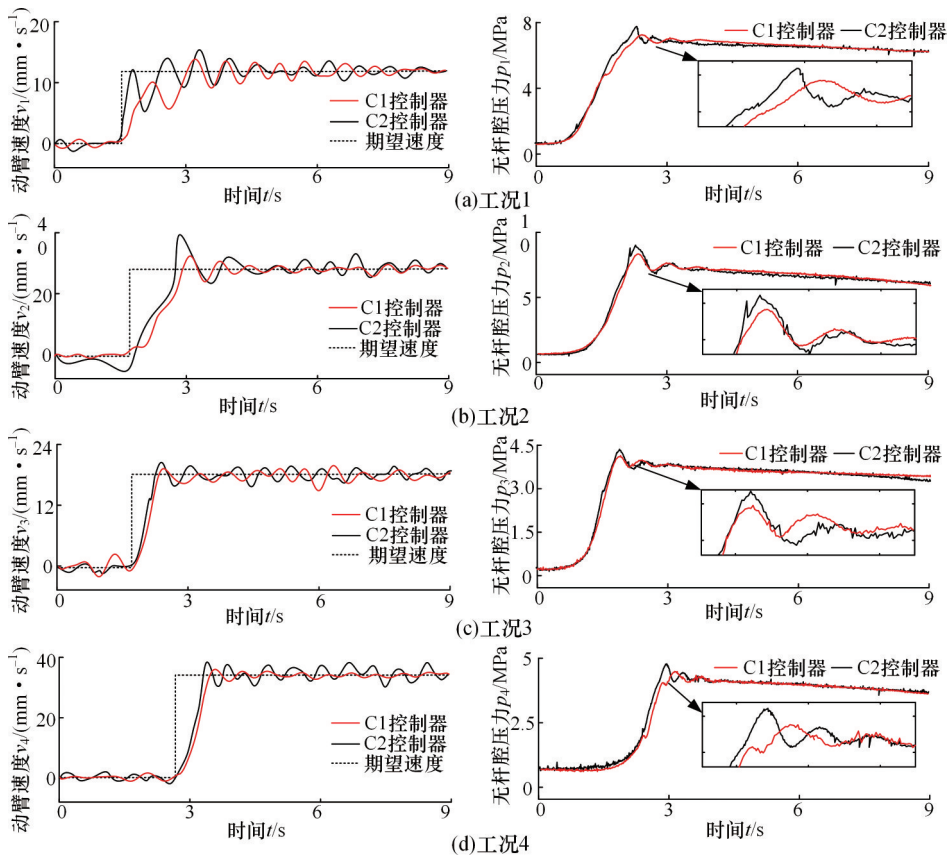


图9　动臂4种工况下的液压缸特性曲线

Fig.9　Characteristic curve of hydraulic cylinder under four working conditions of boom

$$\omega_p = 1 - \frac{p'_{\max} - p'_{\min}}{p_{\max} - p_{\min}} \tag{35}$$

式中：$p_{\max}$、$p_{\min}$分别为传统压力反馈控制的液压缸进油腔压力的最大值和最小值；$p'_{\max}$、$p'_{\min}$分别为本文所提压力反馈控制的液压缸进油腔压力的最大值和最小值。

表4给出了不同控制方法的挖掘机动臂启动压力振荡实验结果。由图9、表4可看出：本文所提的泵阀匹配控制方法在保证系统响应速度的前提下，显著减小了液压缸的压力波动和速度振荡，压力振荡减小19.12%～35.43%。

表4 动臂4种工况下的启动压力振荡值

Tab.4 Start-up pressure oscillation values of the boom under four working conditions

参数	最高压力/MPa		最低压力/MPa		w_p/%
	C1	C2	C1	C2	
工况1	7.368	7.683	6.794	6.712	35.43
工况2	8.344	8.903	7.143	7.012	31.76
工况3	4.143	4.319	3.718	3.713	29.28
工况4	4.526	4.631	4.082	4.108	19.12

5 结论

1)提出了液压挖掘机的动力学高精度辨识框架。构建了融合连续可微摩擦模型的拉格朗日动力学方程，通过激励轨迹优化与最小二乘参数辨识算法，实现了惯性矩阵、摩擦矩阵的高精度标定。

2)设计了基于神经网络的鲁棒压力反馈控制器。通过压力反馈的泵阀匹配控制修正启动压力，进而减小启动压力冲击和速度振荡。利用神经网络学习逼近系统未建模动态并进行前馈补偿，设计的鲁棒项可处理神经网络重构误差和其他干扰，保证系统稳定性。

3)试验结果表明，与传统压力反馈控制的泵阀匹配相比，本文方法的液压缸启动压力冲击减小19.12%～35.43%，显著提高了挖掘机启动过程的平稳性与操控性。

参考文献：

[1] 葛磊，董致新，李运华，等. 系列化液压挖掘机数字样机研究[J]. 机械工程学报，2019，55(14)：186-196.
GE Lei，DONG Zhixin，LI Yunhua，et al. Research on Digital Prototypes of Serial Hydraulic Excavators[J]. Journal of Mechanical Engineering，2019，55(14)：186-196.

[2] 程敏，侯严迪，丁孺琦. 负载口独立控制系统非线性滤波振动抑制方法[J]. 西安交通大学学报，2024，58(4)：200-210.
CHENG Min，HOU Yandi，DING Ruqi. A Nonlinear Filtering Method of Vibration Suppression for the Independent Metering Control System[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University，2024，58(4)：200-210.

[3] 石运序，岳宗曙，黄伟迪，等. 正流量控制挖掘机泵阀响应特性及匹配优化研究[J]. 机床与液压，2024，52(10)：38-42.
SHI Yunxu，YUE Zongshu，HUANG Weidi，et al. Study on Response Characteristics and Matching Optimization of Positive Flow Control Excavator Pump Valve[J]. Machine Tool & Hydraulics，2024，52(10)：38-42.

[4] 徐兵，程敏，杨华勇，等. 带旁路压力补偿的电液流量匹配系统[J]. 浙江大学学报(工学版)，2015，49(9)：1762-1767.
XU Bing，CHENG Min，YANG Huayong，et al. Electro-hydraulic Flow Matching System with Bypass Pressure Compensation[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science)，2015，49(9)：1762-1767.

[5] 赵小龙，赵丁选，王建涛，等. 定量泵负载敏感系统卸荷压力冲击抑制研究[J]. 农业机械学报，2020，51(9)：408-417.
ZHAO Xiaolong，ZHAO Dingxuan，WANG Jiantao，et al. Suppression of Unloading Pressure Shock in Load Sensitive System of Constant Displacement Pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2020，51(9)：408-417.

[6] XU Bing，CHENG Min，YANG Huayong，et al. A Hybrid Displacement/Pressure Control Scheme for an Electro-hydraulic Flow Matching System[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics，2015，20(6)：2771-2782.

[7] CHENG Min，XU Bing，ZHANG Junhui，et al. Pump-based Compensation for Dynamic Improvement of the Electrohydraulic Flow Matching System[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics，2017，64(4)：2903-2913.

[8] CHENG Min，LUO Shaqi，DING Ruqi，et al. Dynamic Impact of Hydraulic Systems Using Pressure Feedback for Active Damping[J]. Applied Mathematical Modelling，2021，89：454-469.

[9] FU Wenbo，YUAN Xiaoming，LI Yongquan，et al. Research on Acceleration Performance Optimization of Large Inertia Hydraulic Actuator Based on Main Valve Input Shaping[J]. Machines，2022，10(11)：987.

[10] 黄伟男，权龙，黄家海，等. 进出口独立控制液压挖掘机回转系统运行特性[J]. 机械工程学报，2016，52(20)：159-167.
HUANG Weinan，QUAN Long，HUANG Jiahai，et al. Excavator Swing System Controlled with Separate Meter-in and Meter-out Method[J]. Journal of Mechanical Engineering，2016，52(20)：159-167.

[11] LYU Litong，CHEN Zheng，YAO Bin. Energy Saving Motion Control of Independent Metering Valves and Pump Combined Hydraulic System[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics，2019，24(5)：1909-1920.

[12] AXIN M，ERIKSSON B，KRUS P. Flow versus Pressure Control of Pumps in Mobile Hydraulic Systems[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part I：Journal of Systems and Control Engineering，2014，228(4)：245-256.

[13] DU C，PLUMMER A R，JOHNSTON D N. Performance Analysis of a New Energy-efficient Variable Supply Pressure Electro-hydraulic Motion Control Method[J]. Control Engineering Practice，2017，60：87-98.

[14] ZHANG Junhui，ZHANG Fu，CHENG Min，et al. Parameter Identification of Hydraulic Manipulators Considering Physical Feasibility and Control Stability[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics，2024，71(1)：718-728.

[15] 丁孺琦，王振，程敏，等. 基于模型控制的液压机械臂高精度轨迹跟踪[J]. 机械工程学报，2023，59(14)：

298-309.
DING Ruqi, WANG Zhen, CHENG Min, et al. Model-based Control of the Hydraulic Manipulator for the High-precision Trajectory Tracking[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(14): 298-309.
[16] 杨中华，俞经虎，俞哲，等. 应用于动力学参数辨识的激励轨迹优化研究[J]. 机械传动，2024，48(11)：37-47.
YANG Zhonghua, YU Jinghu, YU Zhe, et al. Optimization Study of Excitation Trajectories for Dynamic Parameter Identification[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2024, 48(11): 37-47.
[17] SHEN Jun, ZONG Huaizhi, CHENG Min, et al. Force Soft Measurement Based on Cylinder Decoupling Model and Stepwise Parameter Identification for Hydraulic Manipulators[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2024, 73: 7504912.
[18] LIAO Jian, ZHOU Fuming, ZHENG Jianbo. An Improved Parameter Identification Algorithm for the Friction Model of Electro-hydraulic Servo Systems[J]. Sensors, 2023, 23(4): 2076.
[19] CHANG Siyuan, WANG Jiang, ZHU Yulin, et al. Nonlinear Dynamical Modeling of Neural Activity Using Volterra Series with GA-enhanced Particle Swarm Optimization Algorithm[J]. Cognitive Neurodynamics, 2023, 17(2): 467-476.
[20] LIANG Xianglong, YAO Zhikai, DENG Wenxiang, et al. Adaptive Control of N-link Hydraulic Manipulators with Gravity and Friction Identification[J]. Nonlinear Dynamics, 2023, 111(20): 19093-19109.
[21] 周宁，姚建勇，邓文翔. 基于神经网络的比例伺服阀阀芯液动力补偿鲁棒智能控制[J]. 机械工程学报，2024，60(4)：126-133.
ZHOU Ning, YAO Jianyong, DENG Wenxiang. Neural Network-based Robust Intelligent Control of Proportional Servo Valve Center with Flow Force Compensation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(4): 126-133.

（编辑　张　洋）

作者简介：郭煜杰，男，1999年生，博士研究生。研究方向为液压元件、控制系统优化设计。发表论文5篇。E-mail：guoyujie@stumail.ysu.edu.cn；艾　超*（通信作者），男，1982年生，教授、博士研究生导师。研究方向为液压元件优化设计、流体传动与控制。E-mail：aichao@ysu.edu.cn。

本文引用格式：
郭煜杰，陈俊翔，艾超，等. 基于模型标定与泵阀动态匹配的液压挖掘机启动压力冲击改善[J]. 中国机械工程，2026，37(7)：1784-1793.
GUO Yujie, CHEN Junxiang, AI Chao, et al. Improvement of Starting Pressure Impact on Hydraulic Excavator Based on Model Calibration and Dynamic Matching of Pump Valve[J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(7): 1784-1793.

（上接第1783页）

[13] MESA G D H, VÁSQUEZ-CHACÓN I A, GÓMEZ-GUARNEROS M A, et al. A Pin-on-disk Wear Map of Rail and Wheel Materials from Different Standards[J]. Materials Letters, 2022, 307: 131021.
[14] 王文健，刘启跃，周仲荣. 车轮钢滚动剥离摩擦磨损特性研究[J]. 摩擦学学报，2005，25(5)：475-479.
WANG Wenjian, LIU Qiyue, ZHOU Zhongrong. Study on Friction and Wear Properties of Wheel Steel under Rolling-sliding Condition[J]. Tribology, 2005, 25(5): 475-479.
[15] ARIAS-CUEVAS O, LI Z, LEWIS R, et al. Rolling - Sliding Laboratory Tests of Friction Modifiers in Dry and Wet Wheel - Rail Contacts[J]. Wear, 2010, 268(3/4): 543-551.
[16] 王璞. 重载铁路轮轨磨耗预测及钢轨型面优化研究[D]. 北京：北京交通大学，2017.
WANG Pu. Prediction of Wheel-rail Wear and Optimization of Rail Profile for Heavy Haul Railway[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2017.
[17] 寇杰，张济民，周和超，等. 非均衡速度下城际动车组车轮曲线磨耗特性[J]. 机械工程学报，2020，56(16)：137-146.
KOU Jie, ZHANG Jimin, ZHOU Hechao, et al. Wheel Wear of Intercity EMU at Non-equilibrium Speed on Curves[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(16): 137-146.
[18] ZHU Yi, WANG Wenjian, LEWIS R, et al. A Review on Wear between Railway Wheels and Rails under Environmental Conditions[J]. Journal of Tribology, 2019, 141(12): 120801.
[19] 寇杰，张济民，周和超，等. 磨耗状态下城际动车组轮轨曲线磨耗特性[J]. 交通运输工程学报，2021，21(3)：279-288.
KOU Jie, ZHANG Jimin, ZHOU Hechao, et al. Wheel-rail Wear Characteristics of Intercity EMUs on Curve in Worn Stages[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(3): 279-288.
[20] 罗仁，曾京，邬平波，等. 高速列车轮轨参数对车轮踏面磨耗的影响[J]. 交通运输工程学报，2009，9(6)：47-53.
LUO Ren, ZENG Jing, WU Pingbo, et al. Influence of Wheel/Rail Parameters on Wheel Profile Wear of High-speed Train[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2009, 9(6): 47-53.

（编辑　张　洋）

作者简介：张济民*（通信作者），男，1969年生，教授，博士研究生导师。研究方向为车辆系统动力学。发表论文45篇。E-mail：zjm2011@tongji.edu.cn。

本文引用格式：
张济民，甘露，王金杰，等. 考虑车轮踏面斜率影响的高速列车轮轨磨损系数研究[J]. 中国机械工程，2026，37(7)：1788-1793.
ZHANG Jimin, GAN Lu, WANG Jinjie, et al. Study on the Wear Coefficient of Wheel-rail for High-speed Trains Considering the Impact of Wheel Treads Slope[J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(7): 1788-1793.