

文章编号: 1671-251X(2025)02-0027-07

DOI: 10.13272/j.issn.1671-251x.2024120052

液压支架推溜油缸电液缓冲控制阀设计与试验研究

姜苏龙¹, 郭蒲¹, 赵继云², 满家祥^{2,3}, 曹超²

(1. 陕西有色榆林煤业有限公司, 陕西 榆林 719000; 2. 中国矿业大学 机电工程学院, 江苏 徐州 221116;
3. 徐州工程学院 机电工程学院, 江苏 徐州 221018)

摘要: 工作面液压支架推溜油缸在进行推溜和拉架时, 启动瞬间压力冲击剧烈, 易造成推溜油缸鼓缸、涨缸、密封失效甚至连接销轴断裂。针对该问题, 分析了推溜油缸启动瞬间的压力冲击成因, 提出了一种用于缓冲液压支架推溜油缸压力的电液缓冲控制阀。理论分析了电液缓冲控制阀的阀口开度、液阻、压力流量特性等参数, 设计了电液缓冲控制阀的关键结构参数。在 AMESim 中构建了电液缓冲控制阀仿真模型, 验证了电液缓冲控制阀缓冲推溜压力的可行性。基于理论分析和仿真结果, 试制了电液缓冲控制阀的样机, 并搭建了电液缓冲控制阀模拟试验平台, 通过模拟推溜油缸负载测试电液缓冲控制阀的工作性能, 结果表明: 使用电液缓冲控制阀后, 推溜油缸的压力冲击从 17 MPa 降低到 9.6 MPa, 推溜油缸的推移速度小幅降低。通过井下工作面现场试验进一步验证电液缓冲控制阀对推溜油缸的缓冲控制效果, 结果表明: 安装电液缓冲控制阀后, 支架推溜油缸推溜冲击压力从 22.3 MPa 降低到 16.2MPa, 推溜油缸启动推溜瞬间的压力冲击降低了 27.3%, 验证了电液缓冲控制阀能有效降低推溜油缸在推溜时的压力冲击, 为液压支架推溜油缸压力缓冲提供了新的解决方案。

关键词: 工作面直线度控制; 液压支架; 推溜油缸; 电液缓冲控制阀; 压力缓冲
中图分类号: TD355.4 文献标志码: A

Design and experimental study of electro-hydraulic buffer control valve for hydraulic support push cylinder

JIANG Sulong¹, GUO Pu¹, ZHAO Jiyun², MAN Jiaxiang^{2,3}, CAO Chao²

(1. Shaanxi Nonferrous Yulin Coal Industry Co., Ltd., Yulin 719000, China; 2. School of Mechanical and Electrical Engineering, China University of Mining and Technology, XuZhou 221116, China; 3. School of Mechanical and Electrical Engineering, Xuzhou University of Technology, Xuzhou 221018, China)

Abstract: During the pushing and pulling operations of the push cylinder of the hydraulic support in the working face, the instantaneous pressure surge at startup is severe, which can lead to cylinder bulging, expansion, seal failure, or even the fracture of connecting pins. To address this issue, the causes of pressure surges at the startup of the push cylinder are analyzed, and an electro-hydraulic buffer control valve is proposed to mitigate these surges. A theoretical analysis was conducted on key parameters such as valve opening, hydraulic resistance, and pressure-flow characteristics, and the key structural parameters of the electro-hydraulic buffer control valve were designed. A simulation model was developed in AMESim to verify its feasibility in buffering push pressure. Based on theoretical analysis and simulation results, a prototype of the electro-hydraulic buffer control valve was developed, and a simulation test platform was established to evaluate its performance by simulating push cylinder loads. The results showed that after using the electro-hydraulic buffer control valve, the pressure surge of the push cylinder was reduced from 17 MPa to 9.6 MPa, with a slight decrease in pushing speed. Field tests in an

收稿日期: 2024-12-19; 修回日期: 2025-02-15; 责任编辑: 胡娴。

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(U1910212); 国家自然科学基金青年基金项目(52104168)。

作者简介: 姜苏龙(1988—), 男, 陕西米脂人, 工程师, 从事矿山装备技术研究工作, E-mail: jslylys@163.com。通信作者: 赵继云(1966—), 男, 江苏连云港人, 教授, 博士, 博士研究生导师, 研究方向为矿山机械与装备、水液压元件与系统, E-mail: jyzhao@cumt.edu.cn。

引用格式: 姜苏龙, 郭蒲, 赵继云, 等. 液压支架推溜油缸电液缓冲控制阀设计与试验研究[J]. 工矿自动化, 2025, 51(2): 27-33.

JIANG Sulong, GUO Pu, ZHAO Jiyun, et al. Design and experimental study of electro-hydraulic buffer control valve for hydraulic support push cylinder[J]. Journal of Mine Automation, 2025, 51(2): 27-33.



扫码移动阅读

underground working face further confirmed the buffering effect of the electro-hydraulic buffer control valve on the push cylinder. The results showed that after installing the electro-hydraulic buffer control valve, the impact pressure of the push cylinder decreased from 22.3 MPa to 16.2 MPa, reducing the instantaneous pressure surge at startup by 27.3%. The findings verify that the electro-hydraulic buffer control valve can effectively reduce pressure surges during the pushing operations, providing a new solution for pressure buffering in push cylinders of hydraulic supports.

Key words: working face straightness control; hydraulic support; push cylinder; electro-hydraulic buffer control valve; pressure buffer

0 引言

安全、高效、智能、绿色是煤矿开采的发展趋势,智能化工作面建设是煤矿智能化的重点^[1-3],工作面直线度控制是影响智能化工作面高效安全工作的关键^[4-5]。综采工作面推进过程中需要频繁推溜,电液换向阀控制推溜油缸进行成组推溜动作,从而确保工作面调直。由于液压支架推溜油缸的负载复杂,综采地面主要为岩层、矸石、泥土、落煤等,推移过程中负载非线性,中部槽的底板摩擦力和落煤阻力较大,使得推溜油缸工作压力较高,相邻推溜油缸间又存在耦合关系^[6-7],且推溜油缸采用电液换向阀控制,在接收开关信号动作时只有阀口的通断,难以对流量实现精确实时调控,推溜行程依靠现场人员目测微调,导致工作面调直精度较低^[8]。工作面循环的移架和推溜动作使现有供液系统中电液换向阀频繁通断,控制推溜油缸换向,必然导致阀口和缸内压力存在剧烈波动,推溜油缸的冲击现象严重^[9]。此外,液压支架电液换向阀的电磁先导阀响应迅速^[10-11],主阀口在极短的时间内打开,供液系统的高压大流量乳化液迅速进入推溜油缸,产生较大冲击^[12-13]。推溜油缸所受的瞬间冲击过程极短,冲击峰值较大,其安全阀在极短的时间内难以瞬间打开,容易导致推溜油缸产生涨缸、鼓缸、密封失效甚至连接销轴断裂等故障,严重影响煤矿安全生产和开采效率^[14-15]。

针对上述问题,穆健勇等^[16]提出了一种用于支架推溜油缸的推移调速阀,推溜油缸启动后通过主阀芯上的阻尼孔进行节流供液,而后通过电磁先导阀使主阀口全开供液,起到了启动压力缓冲和调速的作用。周如林等^[17]提出了一种用于支架推溜调速的调速阀及其联动调速回路,其阀口分为阻尼和通断口,通过电磁先导阀控制调速阀的阀口,从而调控推溜油缸运动。李钰^[8]通过径向基函数神经网络预测支架推移油缸的运动位置,实现了推移油缸定位控制。王世博等^[18]建立了液压支架推溜移架的机液

耦合模型,分析了刮板输送机直线度检测误差的产生原因。

针对推溜油缸的冲击问题,目前多采用大小 2 种固定阀口进行缓冲控制,但推溜油缸负载复杂多变,固定的缓冲口不能完全适应推溜油缸的缓冲需求。因此,本文提出一种连续可调的电液缓冲控制阀,阀口为离散的多孔节流口,旨在实现推溜油缸的高效缓冲,提升工作面调直精度,平稳控制推溜油缸的推移过程,提高工作面开采效率和关键液压元件的可靠性。

1 推溜油缸液压控制原理

根据煤层厚度和开采要求,支架推溜油缸分为正装式和倒装式^[19],本文以倒装式推溜油缸为研究对象,综采工作面推溜调直如图 1 所示。井下支架电液换向阀组和推溜油缸液压控制原理如图 2 所示。井下工作面的供液系统经过长管路进入支架电液换向阀前端,通过电液换向阀控制推溜油缸实现推溜和拉架动作。

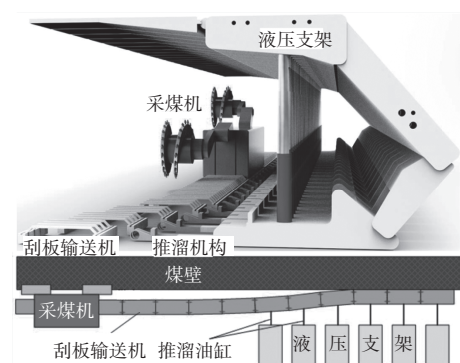


图 1 综采工作面推溜调直

Fig. 1 Pushing and straightening in fully mechanized mining face

由图 2 可知,电磁先导阀的 A1 电磁铁得电,先导液控制主阀 1 和主阀 2 右位,高压乳化液进入推溜油缸的无杆腔,同时打开液控单向阀,推溜油缸通过液控单向阀和主阀 3 回液,完成拉架操作。为保证拉架动作的速度,推溜油缸无杆腔的流量需求较大,因此电液换向阀组上使用主阀 1 和主阀 2 共同

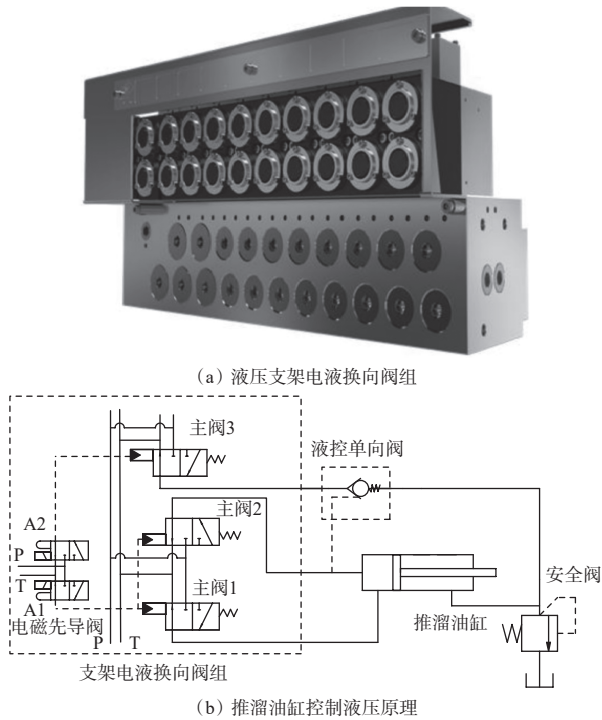


图 2 液压支架电液换向阀组与推溜油缸控制液压原理

Fig. 2 Electro-hydraulic directional valve group and hydraulic control principle of push cylinder of hydraulic support

向推溜油缸供液。电磁先导阀的 A2 电磁铁得电, 先导液控制主阀 3 右位, 高压乳化液通过液控单向阀进入推溜油缸的有杆腔, 推溜油缸通过主阀 1 和主阀 2 的左位回液, 完成推溜操作。

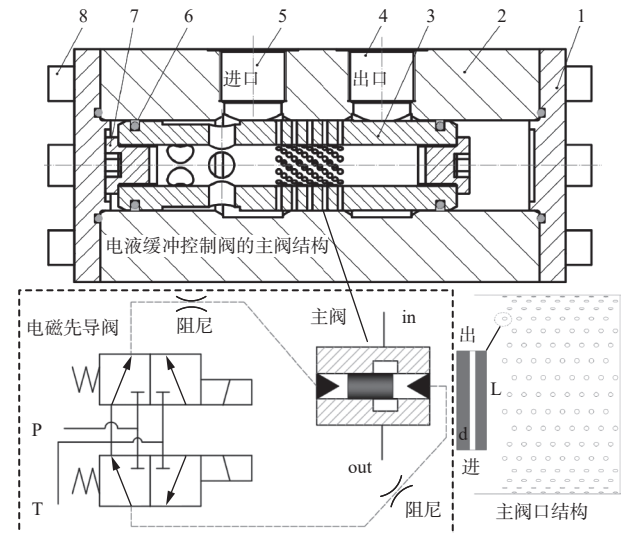
传统手动支架换向阀的阀口开度通过手动操作, 在推溜油缸启动时主阀口由人工缓慢打开, 产生的压力和流量冲击相对较小, 目前支架电液换向阀的电磁先导阀一旦得电, 先导液控制主阀阀口迅速打开, 整个过程时间为 0.1 s 左右^[20-21], 井下供液系统的高压大流量典型工况, 使得推溜油缸启动时会产生较大压力和流量冲击。

2 推溜油缸电液缓冲控制阀设计

以陕西有色榆林煤业有限公司榆阳区杭来湾煤矿 30203 工作面作为电液缓冲控制阀试验工作面, 供液系统流量为 3 000 L/min, 最大工作压力为 40 MPa, 工作面成组推溜时最大行程为 1 000 mm, 最短推移时间约为 4 s, 单个推溜油缸所需最大流量约为 430 L/min。考虑试验工作面的实际工况和设计裕量, 试制电液缓冲控制阀非标试验样机, 其设计参数: 通流流量为 600 L/min, 最大工作压力为 40 MPa, 工作介质为矿用乳化液。

电液缓冲控制阀结构如图 3 所示。电液缓冲控制阀的阀口为多孔节流形式, 节流孔沿主阀芯径向和轴向均布, 主阀芯在先导阀控制下向左移动, 阀口

逐渐打开, 通流面积逐渐增大。主阀芯与阀体的环形间隙在高压液进入时起到缓冲水锤压力的作用, 阀口的通流面积与孔的遮盖数量有关。阀口的通流面积线性度较好, 调控区间较大。电液缓冲控制阀的主阀芯运动靠电磁先导阀液控实现, 主阀芯左侧给液控制, 阀口从关闭状态逐渐打开; 主阀芯右侧给液控制, 阀口从全开状态逐渐关闭。通过调整主阀芯两侧的阻尼可以控制主阀芯开启速度。



1—端盖; 2—主阀块; 3—主阀芯; 4—出口; 5—进口;

6—动密封; 7—阀堵; 8—螺栓。

图 3 电液缓冲控制阀结构

Fig. 3 Structure of electro-hydraulic buffer control valve

电液缓冲控制阀的阀口由一系列离散孔组成, 故阀口通流面积为

$$S = \pi k n d^2 / 4 \quad (1)$$

式中: k 为孔在径向上的分布数量; n 为孔在轴向上的分布数量; d 为孔径。

电液缓冲控制阀的阀芯上单个孔的流量为

$$q_k = \frac{\pi d^4}{128 \mu L} \Delta p \quad (2)$$

式中: μ 为介质的动力黏度; L 为孔的长度; Δp 为孔的进出口压差。

短孔通流流量更大, 增加单孔长度必然导致阀内产生更大压损和能量耗散, 但也能起到更好的压力缓冲效果。

阀口形状和几何尺寸确定后, 压降与有效通流面积决定了通流流量, 单孔液阻为

$$R_k = \frac{\Delta p^{1-m}}{K A m} = \frac{32 \mu L \Delta p^{1-m}}{d^2 A m} \quad (3)$$

式中: K 为液阻系数; m 为细长孔指数。

阀口的等效液阻 R 计算公式为

$$\frac{1}{R} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_s} \right) \quad (4)$$

式中 R_s 为主阀芯上第 s 个过流孔的液阻。

电液缓冲控制阀的阀口流量为

$$Q = \frac{\pi d^4}{128 \mu L} \Delta p n k \quad (5)$$

要保证阀口过流面积的线性度,应尽可能减小小孔直径,通过调整孔的数量来控制过流面积。考虑主阀芯的径向空间、结构强度和加工工艺性,设计过流孔直径为 2 mm,轴向孔为 8 列,同一轴向上 2 个孔轴线距离为 6 mm,轴向长度为 28 mm,过流孔单组径向分布数量为 10 个,孔长为 9 mm。

电液缓冲控制阀推溜系统回路如图 4 所示。电液缓冲控制阀接入到推溜油缸与液控单向阀之间,推溜时支架电液换向阀组中电磁先导阀控制主阀 3 右位,高压乳化液经过液控单向阀进入电液缓冲控制阀,此时,电液缓冲控制阀的电磁先导阀 A 侧给液,将电液缓冲控制阀口逐渐打开,用以抑制推溜油缸进液腔的高压大流量冲击,节流缓冲功能通过移动主阀芯改变主阀上的离散通流孔实现。推溜油缸有杆腔回液时电液缓冲控制阀阀口全开,可正常回液。电液缓冲控制阀的电磁先导阀 B 侧给液,将电液缓冲控制阀主阀芯复位,阀口关闭。

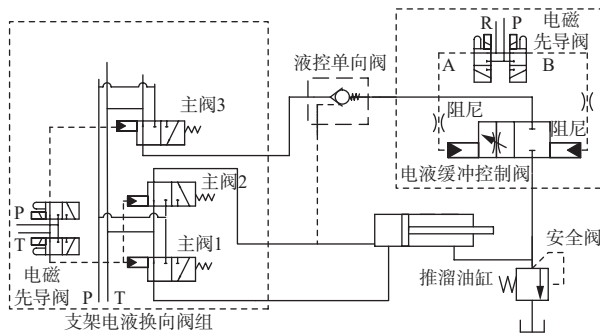


图 4 电液缓冲控制阀推溜系统回路

Fig. 4 Circuit of pushing system with electro-hydraulic buffer control valve sliding system

3 电液缓冲控制阀 AMESim 仿真分析

根据电液缓冲控制阀原理,利用 AMESim 的 HCD 库和 Mechanical 库搭建推溜油缸电液缓冲控制阀仿真模型,如图 5 所示。仿真模型主要参数见表 1。

根据 AMESim 仿真结果得到了推溜油缸安装电液缓冲控制阀后压力变化规律,如图 6 所示。未加电液缓冲控制阀时,油缸启动瞬间压力在 0.1 s 左右达到 35 MPa,而后压力下降并稳定在 30 MPa。安装电液缓冲控制阀后,缸内压力快速上升到 24.6 MPa,

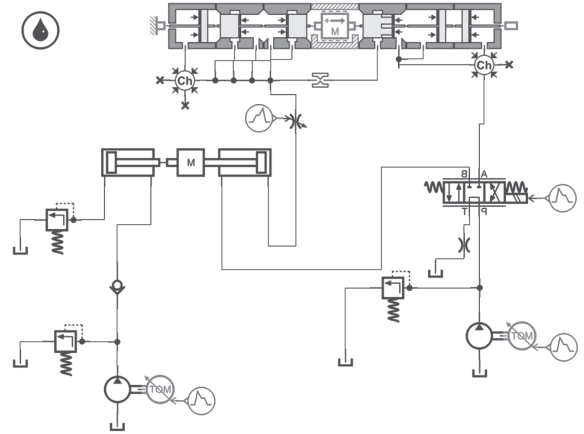


图 5 推溜油缸电液缓冲控制阀 AMESim 仿真模型

Fig. 5 AMESim simulation model of electro-hydraulic buffer control valve for push cylinder

表 1 仿真模型主要参数

Table 1 Main parameters of simulation model

参数名称	数值	参数名称	数值
工作压力/MPa	30	主阀芯直径/mm	35
工作温度/°C	40	过流孔直径/mm	2
动力黏度/(Pa·s)	0.001 5	阀芯位移/mm	24
油缸缸径/mm	250	过流孔长度/mm	9
油缸杆径/mm	160	油缸行程/mm	1 000

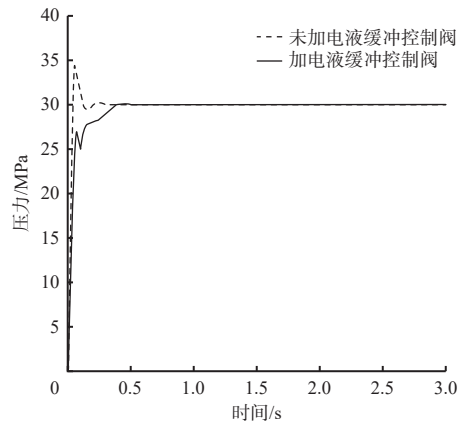


图 6 安装电液缓冲控制阀后推溜油缸压力曲线

Fig. 6 Pressure curves of push cylinder after installing - buffer control valve

随后逐渐上升到 30 MPa,有效降低了推溜油缸启动的压力阶跃冲击。

4 电液缓冲控制阀试验研究

为验证本文设计的电液缓冲控制阀的工作性能,试制了电液缓冲控制阀样机,分别在推溜油缸模拟试验平台和井下工作面现场进行试验验证。

4.1 模拟工况试验

电液缓冲控制阀模拟试验平台如图 7 所示。乳化液泵站向推溜油缸供液,采用被动加载方式模拟

推溜油缸负载, 负载油泵站向加载缸补液, 通过调整比例溢流阀实现向推溜油缸加载。受实验室条件限制, 推溜油缸缸径、杆径较小, 试验时以推溜油缸的无杆腔进液模拟推溜动作。

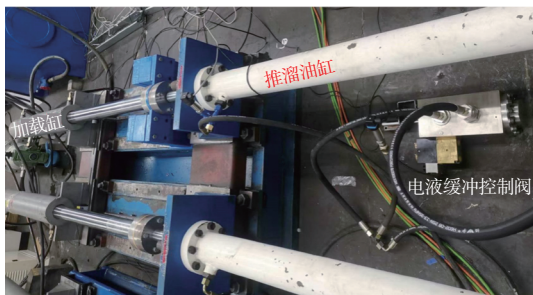
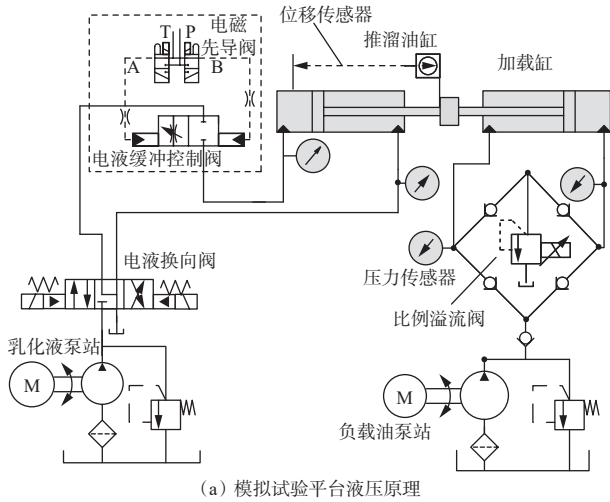


图 7 电液缓冲控制阀模拟试验平台

Fig. 7 Simulation test platform for electro-hydraulic buffer control valve

推溜油缸压力模拟试验曲线如图 8 所示。未加电液缓冲控制阀时, 推溜油缸启动后压力在 0.2 s 内迅速达到峰值(约 17 MPa), 相当于油缸活塞承受了一个时变性较强的冲击负载。安装电液缓冲控制阀后, 推溜油缸启动后压力在 0.5 s 内上升到 9.6 MPa, 在 3.8 s 后逐渐上升到 15 MPa, 压力冲击尖峰得到有效缓冲, 压力冲击降低, 出现缓冲斜坡。

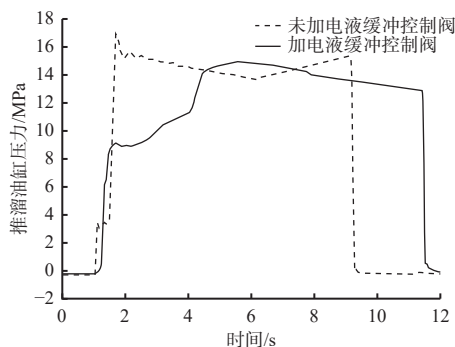


图 8 推溜油缸压力模拟试验曲线

Fig. 8 Pressure curves of push cylinder in simulation test

推溜油缸位移模拟试验曲线如图 9 所示。在启动后的 0.5 s 内, 未加电液缓冲控制阀推溜油缸位移斜率较大, 速度较大, 整个推移行程为 610 mm, 时间为 8 s。加电液缓冲控制阀推溜油缸的位移斜率基本稳定, 但到达相同位移所需时间多 1.2 s。

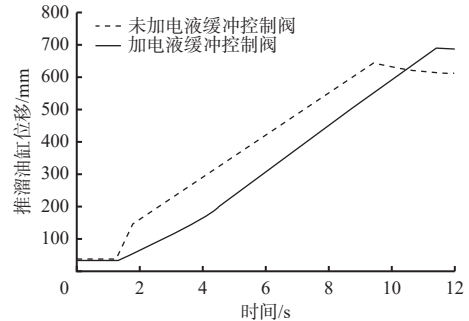


图 9 推溜油缸位移模拟试验曲线

Fig. 9 Displacement curves of push cylinder in simulation test

4.2 井下工作面推溜试验

模拟试验平台不能完全模拟井下真实工况, 为深入研究电液缓冲控制阀工作性能, 在杭来湾煤矿 30203 工作面开展了井下现场试验。

工作面推溜油缸未加电液缓冲控制阀的推溜压力和位移如图 10 所示。推溜油缸缸径为 250 mm, 杆径为 160 mm。工作面测试时采用 10 组支架成组推溜, 推溜行程约 850 mm。支架电液换向阀开启后, 推溜油缸压力在 0.18 s 内从 2.7 MPa 上升到 22.3 MPa, 压力阶跃约 20 MPa。随着推溜油缸向前推移, 推溜油缸压力逐渐降低稳定, 推溜油缸的平均推移速度为 115.3 mm/s。井下工况复杂, 刮板输送机周围覆盖煤岩, 并且相邻构件互相耦合, 推溜油缸启动的冲击压力波动范围较大, 瞬间的巨大压力阶跃势必对推溜油缸产生极大的冲击破坏。

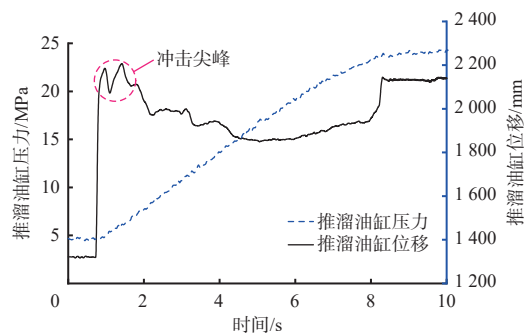


图 10 未加电液缓冲控制阀时的支架推溜油缸压力和位移曲线

Fig. 10 Pressure and displacement curves of push cylinder before installing the electro-hydraulic buffer valve

阻尼直径的变化可以改变阀芯的移动速度, 从而影响电液缓冲控制阀的缓冲效果。设置阻尼直径分别为 1 mm 和 1.5 mm, 进行测试验证。阻尼直径为

1 mm 时推溜油缸压力和位移曲线如图 11 所示。安装电液缓冲控制阀后,推溜油缸启动时压力在 0.2 s 内上升到 16.2 MPa,而后压力在 1 s 内逐渐上升到 20 MPa,再逐渐减小并稳定在 13 MPa 左右,整个推溜行程约 900 mm。相较于常规推溜,安装电液缓冲控制阀后推溜油缸的压力冲击降低了 27.3%,压力冲击阶跃明显减小。推溜油缸的平均推移速度为 112.1 mm/s。

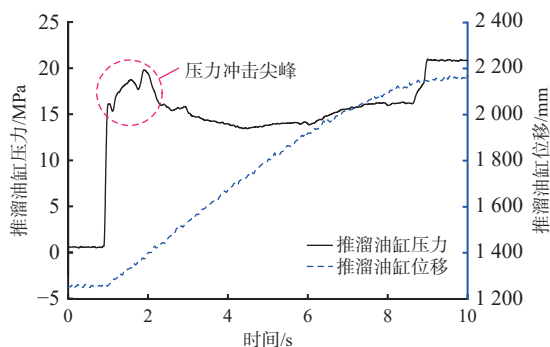


图 11 阻尼直径为 1 mm 时推溜油缸压力和位移曲线

Fig. 11 Pressure and displacement curves of push cylinder with a damping diameter of 1 mm

阻尼直径为 1.5 mm 时推溜油缸压力和位移曲线如图 12 所示。安装电液缓冲控制阀后,推溜油缸启动后压力快速上升到 16.3 MPa,推溜油缸持续推进后压力减小,而稳定在 14 MPa 左右小幅波动。推溜过程的平均推移速度为 113.7 mm/s。相较于常规推溜压力冲击阶跃明显减小,安装电液缓冲控制阀后推溜油缸的压力冲击降低了 25.7%。

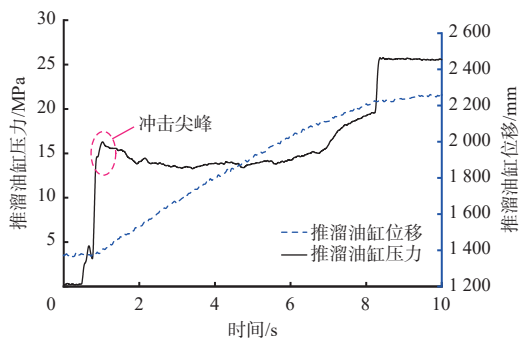


图 12 阻尼直径为 1.5 mm 时推溜油缸压力和位移曲线

Fig. 12 Pressure and displacement curves of push cylinder with a damping diameter of 1.5 mm

主阀芯两侧的阻尼影响电液缓冲控制阀的阀口开启速度,工作压力相同时,阻尼直径越小,主阀芯开启速度越慢,电液缓冲控制阀主阀芯上的过流孔逐步打开,推溜冲击的缓冲效果越好。相比于阻尼直径为 1.5 mm 的电液缓冲控制阀,采用阻尼直径为 1 mm 的电液缓冲控制阀缓冲效果稍好,但相差不多。考虑井下供液系统介质的清洁度,过小的阻尼

孔容易堵塞,影响电液缓冲控制阀正常工作,因此本文电液缓冲控制阀采用直径为 1.5 mm 的阻尼。

5 结语

分析了支架推溜油缸启动时压力冲击的产生原因,提出了对推溜油缸具有缓冲作用的电液缓冲控制阀。通过理论计算确定了电液缓冲控制阀的主要参数,利用 AMESim 仿真分析验证了电液缓冲控制阀的可行性,通过推溜油缸模拟试验平台和井下工作面现场推溜试验,验证了电液缓冲控制阀的缓冲效果。试验结果表明:电液缓冲控制阀能将推溜油缸的启动冲击压力降低 27%,有效减小了推溜油缸的瞬态阶跃压力冲击,且对推溜速度影响较小,具有显著的缓冲效果。

参考文献(References):

- [1] 国家发展改革委,国家能源局. 能源技术革命创新行动计划(2016—2030年)[EB/OL]. [2024-11-16]. <https://www.gov.cn/xinwen/2016-06/01/5078628/files/d30fbe1ca23e45f3a8de7e6c563c9ec6.pdf>. National Development and Reform Commission, National Energy Administration. Energy technology revolution and innovation action plan(2016-2030)[EB/OL]. [2024-11-16]. <https://www.gov.cn/xinwen/2016-06/01/5078628/files/d30fbe1ca23e45f3a8de7e6c563c9ec6.pdf>.
- [2] 王国法,赵国瑞,任怀伟. 智慧煤矿与智能化开采关键技术核心分析[J]. 煤炭学报, 2019, 44(1): 34-41. WANG Guofa, ZHAO Guorui, REN Huaiwei. Analysis on key technologies of intelligent coal mine and intelligent mining[J]. Journal of China Coal Society, 2019, 44(1): 34-41.
- [3] 魏文艳. 综采工作面智能化开采技术发展现状及展望[J]. 煤炭科学技术, 2022, 50(增刊 2): 244-253. WEI Wenyan. Development status and prospect of intelligent mining technology of longwall mining[J]. Coal Science and Technology, 2022, 50(S2): 244-253.
- [4] 王雪松,王世博,王世佳,等. 刮板输送机直线度误差预测模型[J]. 中国矿业大学学报, 2023, 52(1): 168-177. WANG Xuesong, WANG Shibo, WANG Shijia, et al. Prediction model of straightness error of scraper conveyor[J]. Journal of China University of Mining & Technology, 2023, 52(1): 168-177.
- [5] 王云飞,赵继云,张鹤,等. 基于神经网络补偿的液压支架群推移系统直线度控制方法[J]. 煤炭科学技术, 2024, 52(11): 174-185. WANG Yunfei, ZHAO Jiyun, ZHANG He, et al. Straightness control method of hydraulic support group pushing system based on neural network

- compensation[J]. *Coal Science and Technology*, 2024, 52(11): 174-185.
- [6] 杨润坤. 异常载荷影响下的综采工作面刮板输送机瞬态断链过程力学特性研究[D]. 阜新: 辽宁工程技术大学, 2021.
YANG Runkun. Study on the mechanical characteristics of the transient chain-breaking process of the scraper conveyor in fully mechanized mining face under the influence of abnormal load[D]. Fuxin: Liaoning Technical University, 2021.
- [7] 马光明, 王世博, 葛世荣, 等. 基于联立约束法的液压支架动力学建模[J]. *计算机仿真*, 2022, 39(3): 308-314.
MA Guangming, WANG Shibo, GE Shirong, et al. Dynamic modeling of powered support based on co-restriction method[J]. *Computer Simulation*, 2022, 39(3): 308-314.
- [8] 李钰. 液压支架推移油缸定位控制分析[J]. *煤矿机电*, 2024, 45(5): 58-62.
LI Yu. Positioning control analysis of hydraulic support push cylinder[J]. *Colliery Mechanical & Electrical Technology*, 2024, 45(5): 58-62.
- [9] 董庆震. 高压超大流量高水基卸荷阀的研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2021.
DONG Qingzhen. Research on high pressure, super large flow and high water-based unloading valve[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2021.
- [10] 张鹤, 赵继云, 王云飞, 等. 双阀芯增量式高水基数字阀的设计及实验研究[J]. *工程科学与技术*, 2025, 57(1): 347-356.
ZHANG He, ZHAO Jiyun, WANG Yunfei, et al. Design and experimental study of dual-spool incremental high-water-based digital valve[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2025, 57(1): 347-356.
- [11] 赵瑞豪. 高速开关阀先导控制的高水基比例方向阀特性分析及控制策略[D]. 太原: 太原理工大学, 2022.
ZHAO Ruihao. Research on the characteristics and control strategy of the high water-based proportional directional valve with pilot control by the high-speed switching valve[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2022.
- [12] 郭资鉴, 孟令宇. 液压缸负载模拟实验台设计[J]. *煤矿机械*, 2023, 44(6): 27-30.
GUO Zijian, MENG Lingyu. Design of hydraulic cylinder load simulation test platform[J]. *Coal Mine Machinery*, 2023, 44(6): 27-30.
- [13] 曹超, 赵继云, 高凯, 等. 液压支架供液系统快速泵控补液稳压方法研究 [J/OL]. *煤炭科学技术*: 1-12[2024-11-21]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2402.TD.20240613.1528.007.html>.
- CAO Chao, ZHAO Jiyun, GAO Kai, et al. Study on the method of fast pump-controlled rehydration and pressure stabilization for hydraulic support liquid supply system[J/OL]. *Coal Science and Technology*: 1-12 [2024-11-21]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2402.TD.20240613.1528.007.html>.
- [14] 李小明. 刮板输送机传动冲击形成机理研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2021.
LI Xiaoyu. Research on mechanism of transmission impact of scraper conveyor[D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2021.
- [15] 王鑫. 刮板输送机异常载荷下动力学特性研究[D]. 阜新: 辽宁工程技术大学, 2021.
WANG Xin. Research on dynamic characteristics of scraper conveyor under abnormal load[D]. Fuxin: Liaoning Technical University, 2021.
- [16] 穆健勇, 吕善超, 王创举, 等. 集成调速功能的电液主阀: CN114165265A [P]. 2022-03-11.
MU Jianyong, LYU Shanchao, WANG Chuangju, et al. Electro-hydraulic main valve with integrated speed regulation function: CN114165265A [P]. 2022-03-11.
- [17] 周如林, 黄园月, 乔子石, 等. 一种调速阀及液压支架上用联动调速油路: CN114151113A [P]. 2022-03-08.
ZHOU Rulin, HUANG Yuanyue, QIAO Zishi, et al. A speed control valve and a linked speed control oil circuit for use on hydraulic supports: CN114151113A [P]. 2022-03-08.
- [18] 王世博, 张辉. 综采工作面推移动力学模型与仿真分析[J]. *机械工程学报*, 2022, 58(7): 117-130.
WANG Shibo, ZHANG Hui. Dynamic model and simulation analysis of advancement of fully mechanized mining face[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2022, 58(7): 117-130.
- [19] 王国法. 液压支架控制技术[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 2010.
WANG Guofa. Control technology of powered support[M]. Beijing: China Coal Industry Publishing House, 2010.
- [20] 李俊士. 矿用电磁先导阀换向特性低功耗测试平台设计[J]. *工矿自动化*, 2022, 48(12): 158-163.
LI Junshi. Design of low-power test platform for reversing characteristics of mine solenoid pilot valve[J]. *Journal of Mine Automation*, 2022, 48(12): 158-163.
- [21] 蒋佑华, 曹建波, 胡小雄. 一种直流电磁铁响应时间的测试方法[J]. *液压气动与密封*, 2017, 37(10): 52-53.
JIANG Youhua, CAO Jianbo, HU Xiaoxiong. A test method of response time for DC electromagnet[J]. *Hydraulics Pneumatics & Seals*, 2017, 37(10): 52-53.