

液压抓料机动臂油缸减振液压系统的研究

张国栋

北京劲力特智能装备有限公司山东分公司, 山东 泰安 271200

DOI:10.61369/ME.2025070005

摘要：传统液压抓钢抓料机动臂启停瞬间，受液压系统冲击和振动因素影响，工作装置发生不同程度的磨损，随着磨损程度加深可能诱发疲劳断裂缺陷，影响设备正常运转。为了改善此类问题，结合液压系统原理开发新型的抗疲劳断裂的液压控制系统，可大幅度降低动臂惯性能对系统的冲击影响，将动臂启停瞬间冲击与振动控制在合理范围内，降低设备故障几率，延长设备使用寿命。文章就此展开分析，总结相应的解决策略以供参考。

关键词：减振液压系统；液压抓料机动臂；机械磨损

Research on the Damping Hydraulic System for the Boom Cylinder of Hydraulic Grab Machines

Zhang Guodong

Shandong Branch of Beijing Jinlite Intelligent Equipment Co., Ltd., Tai'an, Shandong 271200

Abstract : When the boom of traditional hydraulic steel grab and material handling machines starts or stops, it is subject to impact and vibration from the hydraulic system, leading to varying degrees of wear on the working device. As the wear worsens, it may induce fatigue fracture defects, affecting the normal operation of the equipment. To address such issues, a new type of anti-fatigue fracture hydraulic control system has been developed based on the principles of hydraulic systems. This system can significantly reduce the impact of the boom's inertial energy on the system, controlling the impact and vibration during boom start-stop within a reasonable range, reducing the likelihood of equipment failure, and extending the service life of the equipment. This article provides an analysis and summarizes corresponding solutions for reference.

Keywords : damping hydraulic system; boom of hydraulic grab machines; mechanical wear

液压抓料机是工业生产中重要的物料输送设备，设备运行稳定性很大程度上影响着总体生产效率。液压抓料机包含了抓斗、斗杆、动臂以及主机几个部分，外形结构如图1。抓料机在抓取物料后，往往需要快速完成动臂提升、斗杆外伸以及抓斗张开等工作，借助惯性将物料抛洒出去。随后工作装置快速回收到堆料平台进行下一次作业。在这个过程中，每次阀芯启闭瞬间机手往往难以精准控制多路阀阀芯行程而产生振动和冲击，导致设备晃动、不稳定，严重影响装置构件使用寿命，情况严重下可能造成结构件断裂。尽管相关研究在减振领域已取得一定成果，但针对动臂油缸的减振研究仍较为匮乏。因此，为了有效减轻作业过程对动臂油缸的冲击影响，优化设计减振缓冲方案显得尤为必要。



图1 液压抓料机结构

一、液压抓料机动臂油缸振动机理分析

(一) 液压冲击机理

液压冲击是液压系统运行过程中具有代表性的瞬态现象，也是导致动臂油缸振动乃至损坏的主要因素之一。动臂油缸换向制动过程中，开启换向阀，压力油保持 v_0 的流速进入油缸无杆腔，活塞杆伸出稳定运作；控制操作手杆回位，快速关闭换向阀

芯，阻隔压力油流动。阀口附近的微层流体运动停止，动能瞬间变为压力能，区域压力快速升高 Δp 。后续在管路作用下压力油持续向前方运动，前端流体随之压缩，层层压缩下以压力波形式冲击管道上方油缸、泵构件，传播速度等同于介质声速 c ；压力波传播到油缸腔室后，由于压力波的压力远高于现有油缸腔室内部压力，直接倒逼活塞减速制动，并且压力波会在管端、油缸活塞等系统边界出现反射现象^[1]。实际上入射波属于压缩波，而已停止

运作的活塞封闭端的反射仍然属于压缩波，导致内部压力快速升高；受管道的弹性以及流体的可压缩性影响，这种压力升高并非是持续的，高压作用下流体会出现不同程度的压缩，而管道则会发生膨胀，导致部分能量被储存，随后这部分储存的能量释放作用于流体反向流动，使得系统整体压力下降，可能会出现空穴负压现象。循环往复受到压力振荡冲击，直到能量完全消失，最终在新的压力点下实现平衡^[2]。

最大的冲击压力计算公式如下：

$$\Delta p = \rho \cdot c \cdot \Delta v$$

公式中 Δp 、 ρ 、 c 、 Δv 分别代表最大压力冲击值、液压油密度、油液中的压力波传播速度以及流体速度变化量。通过公式了解到，冲击压力大小取决于流速变化量、变化时间等因素，液压抓料机动臂带载运作过程中，快速下降时油缸的出口流速较快，突然关闭换向阀， Δv 流体速度变化值较大，产生强大的冲击压力 Δp ，远超过系统额定工作压力，对密封、管路以及发件产生破坏作用。

(二) 振动源分析

液压抓料机动臂油缸振动主要包括机械共振、液压冲击和非线性摩擦干扰几种。

(1) 机械共振。由于动臂油缸并非是一种孤立的部件，同连杆、抓斗和液压管路等部分有着密切联系，共同构成了这一弹性系统，系统固有频率和液压系统高频脉动可能出现谐振耦合现象，使得部分振动量被无形中放大。液压泵运作过程中，由于齿轮啮合或脱开的周期性因素影响，导致油液的流量和压力出现周期性波动，通过液压管路直接输送到油缸，如果油缸的管路长度、直径参数不符合设计标准，可能发生脉动频率和系统固有频率重合，进而诱发管路颤振现象，这种振动直接传输到活塞杆，导致动臂发生明显的抖动现象^[3]。一般情况下，动臂臂架采用箱型焊接结构，臂架与转台绞点区域或臂架根部连接区域，在液压冲击作用下可能局部刚度不足，发生弹性变形，随着振动能量传递到油缸安装基座，使油缸整体出现不同程度的振动^[4]。

(2) 液压冲击。动臂油缸振动的一个主要因素即液压冲击，其原理在于油液流动量短时间内强制改变，使得压力骤然升高^[5]。多路阀快速切换方向时，导致油缸进回油通道瞬间被切断，原本处于高速流动状态下的油液由于流动方向改变，速度被迫放缓，动能被转化分散为油液压缩能以及管路的弹性变性能，而系统的工作压力瞬间达到峰值，远超额定工作压力。动臂油缸活塞趋近行程终点时，缺少缓冲装置下，可能导致活塞仍然保持高速运动，并对缸底和缸盖产生冲击。抓料机作业过程中，抓料和卸料的负载状态频繁切换下，导致负载质量波动变化大，从而影响油缸驱动力需求骤然改变，一旦液压系统响应延迟，则会导致油压波动，并直接作用于油缸发生振动现象^[6]。

动臂油缸出现振动现象，会加剧密封件磨损程度，缩短使用寿命，导致液压元件无法正常工作，诱发焊缝疲劳裂纹。连锁反应下，导致液压抓料机的作业精度下降，影响操作过程的舒适性，机械设备的作业能耗与成本随之增加。因此，需要正确看待

动臂油缸振动现象影响，设计更为合理的减振液压系统，为液压抓料机高效、稳定作业提供保障^[7]。

二、液压抓料机动臂油缸减振液压系统设计

(一) 动臂油缸减振液压系统设计要求

由于液压抓料机的日常作业工况复杂恶劣，长期处于高负荷运转状态，因此对于动臂油缸的平稳性和安全性有着较高的要求^[8]。为了减少动臂油缸的振动冲击，减振液压系统设计应契合液压抓料机真实作业场景的多元化需求，协调经济性、可靠性和性能之间的关系，具体设计要求如下：

(1) 优异的减振缓冲性能。减振液压系统需要吸收动臂制动过程中的液压冲击能量，控制管路和油缸压力始终处于额定工作压力范围内，允许压力波动变化，但要保证压力过渡过程平稳，不会产生明显、剧烈的振荡。同时，减振不应该以牺牲动力、动作速度和操作灵活性为代价，即便动臂处于非制动工况下，同样要避免减振回路产生不必要的节流损失，从而保证系统整体的工作效率^[9]。

(2) 可靠性。系统所选择的液压元件应该成熟可靠，有着稳定的性能和较长的使用寿命，能够适应日常高冲击以及高负载等复杂工况，并且具有抗污染能力，最大程度上降低系统的故障几率。

(3) 适应性。在轻载、重载等不同工况下，减振系统能够自动调节缓冲强度，从而动态适应不同的工况作业需求^[10]。

(4) 经济性。在保证性能稳定基础上，优先选择成本低廉且结构简单的设计方案，便于后期检修和维护，降低维护成本。根据上述需求，采取先导控制式溢流缓冲 + 蓄能器吸收的复合式减振方案，力求高效、智能抑制冲击^[11]。

(二) 动臂油缸减振液压系统设计方案

1. 设计思路

先导控制溢流缓冲回路 + 蓄能器吸收缓冲回路的复合式减振方案，主要包括两部分：一部分是主动调控，先导控制溢流缓冲，油缸无杆腔油路设置大通径先导式溢流阀用于主动控制，由电液比例减压阀提供先导控制压力，根据作业需要实时调节输出压力，从而精准、动态控制主溢流阀开启压力、速度，有效解决了传统固定缓冲中的软硬不平衡的矛盾。另一部分是被动精准调控，在油缸无杆腔入口区域安装活塞式蓄能器，能够快速响应，吸收溢流阀延迟响应无法处理的瞬态压力，遏制压力振荡所产生的波动效果，对于提高系统运作可靠性和稳定性具有重要作用。

2. 回路构成

该方案主要作用在动臂油缸无杆腔油路，主要包括以下几部分：①先导式溢流阀，在无杆腔主油路上安装，多处于关闭状态，遥控口则负责承受比例减压阀的控制压力；②电液比例减压阀，进出口分别于系统先导油源和主溢流阀遥控口对接，电控制

器接收外部输入的电流信号，控制电液比例减压阀输出可连续实时调节的控制压力；③活塞式蓄能器，与无杆腔油路直接连接，实现瞬时压力的吸收和释放；④压力传感器，在无杆腔有路上安装，可实施监控无杆腔油路压力变化，及时反馈数据信号至控制器；⑤控制器根据内部 PID 或模糊控制算法对接收的信号计算处理，随后输出对应的控制电流信号至电液比例减压阀；⑥安全阀组配备专门的微型安全阀，用于抵御蓄能器压力过高，便于后期检修和维护。

3. 工作原理

动臂带载下降时骤然停止，对动臂油缸振动冲击较大。以这一工况为例，回路过程主要经过以下几个环节：

(1) 稳态下降，换向阀保持下降位状态，油液进入油缸，重力作用下无杆腔油液流经换向阀 T 口进入回油箱。无杆腔压力只需要承受回油路压力即可，处于蓄能器和溢流阀额定工作压力范围内，并且减振回路不参与这一循环，不会产生额外的压力损失，为工作效率提供保障。

(2) 制动和压力感知，操作员操作换向阀阀芯至中位，无杆腔回油通路切断，在强负载惯性作用下，活塞持续向下运动，无杆腔内油液被剧烈压缩，腔室内部压力骤升。这一数据被油路上的压力传感器捕捉，并将其转化为电信号输送至控制器。

(3) 主动溢流缓冲启动，根据接收的压力信号进行计算，一旦发现计算结果超出安全阈值，则判断为高强度冲击，随后控制器输出一个预设的电流信号是电液比例减压阀，而比例减压阀根据该电流输出对应的先导控制力至主溢流阀的控制口。这一环节使主溢流阀的主油路压力尚未达到预设值前就已经启动，可有效减轻冲击。

(4) 主溢流阀开启后，无杆腔的高压油液可以平滑的流向油箱，不会产生高的压力。根据程序控制变化曲线，电子控制器可精准控制主溢流阀开启过程，确保无杆腔压力平稳的上升到安全阈值内，经过一段时间后压力逐步下降，最终形成 S 形缓冲压力曲线，实现冲击压力的最大程度上吸收和消耗。

(5) 自动控制程序启动，但阀芯运动延迟时间内同样可能出现压力剧烈波动，达到一个尖峰。为了有效削弱峰值能量，压力油流入蓄能器后被压缩，部分流体压力转化成气体势能并存储；主溢流阀开启后压力逐步下降，蓄能器内部存储的气体膨胀促使储存的油液重新输送至系统中补充液压系统流量，能够有效避免压力骤降产生的波动，确保制动全过程平稳顺滑。

该方案具有动态自适应特性，可适应不同速度、负载等复杂工况，智能控制能力较强；基于两级机制协同控制，使压力控制过程平稳、顺滑，提供较强的抗冲击性能；正常作业时系统不需要干涉，动臂制动时则有序释放能量，最大程度上减轻对动臂油缸振动冲击。

(三) 液压元件选型

某液压抓料机额定工作压力 28MPa，动臂油缸无杆腔直径和

活塞杆直径分别为 140mm、100mm，最大带载下降速度 0.5m/s，根据以往经验设备单次冲击动作缓冲时间 0.3s。无杆腔有效面积计算公式如下：

$$A_l = \pi \times \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \pi \times \left(\frac{0.14}{2}\right)^2 \approx 0.015394 \approx 153.94 \text{ cm}^2$$

制动时最大流量计算公式如下：

$$Q_{\max} = A_l \times v_{\max} = 0.015394 \text{ m}^2 \times 0.5 \text{ m/s} = 0.007697 \text{ m}^3/\text{s}$$

换算为常用单位，约等于 461.8L/min。

蓄能器主要负责吸收振动冲击能量，吸收油液体积 ΔV 计算公式如下：

$$\Delta V = Q_{\max} \times t = 461.8 \text{ L/min} \times \left(\frac{0.3}{60}\right) \text{ min} \approx 2.309 \text{ L}$$

冲击缓冲的预充气压力 P_0 多为系统最小工作压力 60% ~ 90%，控制动臂带载下降时，无杆腔压力较小，但缓冲开始时压力已经开始升高，因此 P_0 为 $0.8 \times 28=22.4 \text{ MPa}$ ；最高工作压力 $P_2=1.3 \times 28=36.4 \text{ MPa}$ ；最低工作压力 $P_1 \approx 3 \text{ MPa}$ ，该压力所产生的影响较小。

蓄能器总容积 V_0 计算公式如下：

$$V_0 \approx \frac{\Delta V}{3.056} \approx \frac{2.309}{3.056} \approx 0.755 \text{ L}$$

先导式溢流阀选择工作压力 40.0MPa 的插装式溢流阀，额定流量 \geq 最大冲击能量，适合选择 500L/min ($\Delta p=10 \text{ bar}$) 型号，在启闭瞬间提供足够流通能力，避免增加新的压力。电液比例减压阀输出压力在 0.5MPa ~ 25MPa 范围内，输入信号范围 0V ~ 10V DC。压力传感器量程范围 0MPa ~ 40MPa，输出信号范围 4mA ~ 20mA，能够被 PLC 精准识别、采集数据，配备 M20 × 1.5 接口。

现场根据《土方机械 液压挖掘机和挖掘装载机 下降控制装置要求和试验方法》要求，现场进行试验，如图 2。从图 2 中可知，采用此种先导控制溢流缓冲回路 + 蓄能器吸收缓冲回路的复合式减振方案，动臂启停瞬间压力波动范围大幅度减小，并且随后快速收敛，对于动臂油缸的减振效果较为显著。

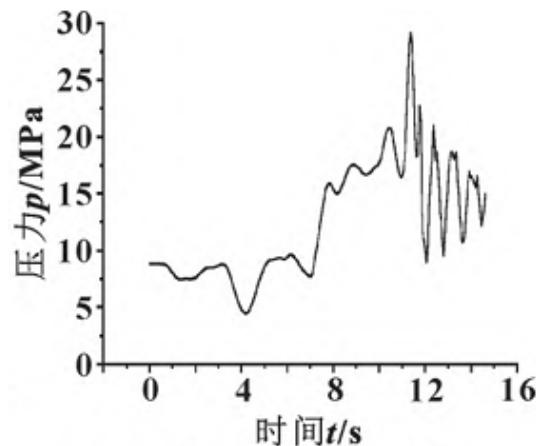


图 2 动臂油缸进出油口压力波形图

三、结论

综上所述，液压抓料机作业过程中，动臂油缸不可避免受到多种因素振动冲击，影响设备使用寿命。因此，采用减振液压系统能

有效避免启停瞬间的冲击振动，避免装置构件疲劳断裂，提高设备运行可靠性和稳定性，对于降低后期维护成本具有重要意义。

参考文献

- [1] 张毅,廖彦专,陆馆,等.液压抓料机工况应用与研究 [J].产品设计,2024(11):85-88,92.
- [2] 王学兰,杜金山,马谦.抓料机属具触底自动提升系统及智能控制技术研究 [J].工程机械与维修,2025,(01): 12-13.
- [3] 陈勇,曾献勇,李西德,等.液压抓料机阀控冷却系统设计 [J].液压与气动,2024, 48 (06): 112-120.
- [4] 曾献勇,余俊龙,李磊,等.液压抓料机动臂油缸减振液压系统的研究 [J].机床与液压,2023, 51 (06): 45-49.
- [5] 邢萌,董良太,张洋,等.液压抓料机液压系统故障分析与研究 [J].现代食品,2021, (22): 24-27.
- [6] 刘龙飞,夏如艇,俞高红,等.车辆悬架液压减振器的温度控制研究 [J].机电工程技术,2021, 50 (05): 13-17.
- [7] 王亮,程永恒,刘兵.一起液压履带式抓料机倾翻事故分析 [J].起重运输机械,2020, (21): 85-88.
- [8] 邵传民.推力轴承液压脉动衰减器减振机理及影响因素研究 [D].江苏科技大学,2020.
- [9] 徐惠民,刘旭杰,陈丰.报废汽车抓料机及其液压系统的设计 [J].机械制造,2019, 57 (10): 4-7.
- [10] 王峰,张明更,高达,等.电动抓料机新型备用电源系统及其应用研究 [J].工程机械与维修,2018, (05): 72-73.
- [11] 陈繁,李天匀,赵耀,等.纵向减振推力轴承液压减振系统的热平衡性能分析 [J].中国舰船研究,2018, 13 (04): 111-119.