

基于 AMEsim 的多金属结核扬矿泵管紧急排料机构 超长液压油管参数设计^①

李俊¹, 张弛², 程阳锐^{1,3}, 戴瑜³

(1.长沙矿冶研究院有限责任公司 深海矿产资源开发利用技术国家重点实验室,湖南长沙 410012; 2.中国五矿集团有限公司,北京 100010; 3.中南大学,湖南长沙 410083)

摘要: 针对深海多金属结核扬矿泵管系统海上试验时可能存在的紧急排料需求,开展了海上试验系统紧急排料机构液压系统理论计算,并在 AMEsim 中进行了仿真试验,结果表明,AMEsim 仿真软件对于该系统的可信度系数为 0.86。基于 AMEsim 构建了 500 m 海上试验执行机构液压系统模型,仿真分析结果表明,液压系统中油管管径为 16 mm,设定压力应不低于 10.47 MPa,执行机构动作时间为 6 s。研究结果可为紧急排料机构的设计提供依据。

关键词: 深海采矿; 液压系统; AMEsim; 长管路; 多金属结核; 扬矿泵管; 紧急排料机构

中图分类号: TD857

文献标识码: A

doi: 10.3969/j.issn.0253-6099.2024.03.001

文章编号: 0253-6099(2024)03-0001-05

AMEsim-Based Parameter Design for Ultra-long Hydraulic Oil Pipeline Connecting to Emergency Discharge Mechanism of Deep-Sea Polymetallic Nodules Lifting System

LI Jun¹, ZHANG Chi², CHENG Yangrui^{1,3}, DAI Yu³

(1.State Key Laboratory of Exploitation and Utilization of Deep Sea Mineral Resources, Changsha Research Institute of Mining and Metallurgy Co Ltd, Changsha 410012, Hunan, China; 2.China Minmetals Corporation, Beijing 100010, China; 3.Central South University, Changsha 410083, Hunan, China)

Abstract: Aiming at potential emergency discharge required during at-sea testing of deep-sea polymetallic nodules lifting system consisting of pipeline and lifting pump, a theoretical calculation was conducted for the hydraulic system of emergency discharge mechanism for at-sea testing, and also a simulation analysis was conducted with AMEsim. It is found that the reliability coefficient of AMEsim for the system is 0.86. An AMEsim-based hydraulic system model was established for the actuator in an at-sea test at 500 m depth. The simulation results show that the oil pipeline in the hydraulic system is 16 mm in diameter, with the set pressure not less than 10.47 MPa, and the action time of actuator is 6 s. This research results can provide a reference for the design of emergency discharge mechanism.

Key words: deep sea mining; hydraulic system; AMEsim; long pipeline; polymetallic nodules; lifting pump; emergency discharge mechanism

深海矿产资源是人类一项宝贵的不可再生资源,其中多金属结核是位于深海稀软底质上的种类球型固体矿产资源,富含锰、镍、铜、钴等多种金属^[1-2]。在多金属结核开采系统中,通过扬矿泵管将采集到的多

金属结核输送到海面船舶上^[3-6]。海上试验过程中可能出现意外情况(如断电)导致系统停止工作。系统停止工作时,竖直管路中的物料会下沉将整个管路堵死,导致海上试验终止甚至失败。为预防该风险,需在

① 收稿日期: 2023-12-08

基金项目: 国家重点研发计划(2022YFC2806801)

作者简介: 李俊(1986—),男,湖南人,高级工程师,主要研究方向为深海采矿设备等。E-mail: cfdxli@126.com

通信作者: 张弛(1985—),男,山西大同人,高级工程师,主要从事工程安全、隐患排查与治理、安全决策等。E-mail: zhang_chi@minmetals.com

水下管路底部安装紧急排料机构。紧急排料机构的执行部件采用直线运动机构,使用液压控制方式控制。海上试验系统中的液压部分管路长约 500 m,为确保液压控制系统在海上试验中稳定可靠,需通过理论分析和实验室试验对执行机构液压系统的管路尺寸、设定压力、执行机构动作时间等进行分析。为验证海上试验扬矿输送系统的可靠性,本文开展了扬矿泵管输送试验,其液压系统管路为封闭系统,整个系统处于海面以下 500 m 处。

1 试验液压系统理论计算

扬矿泵管系统海上试验布置如图 1 所示,紧急排料机构如图 2 所示。

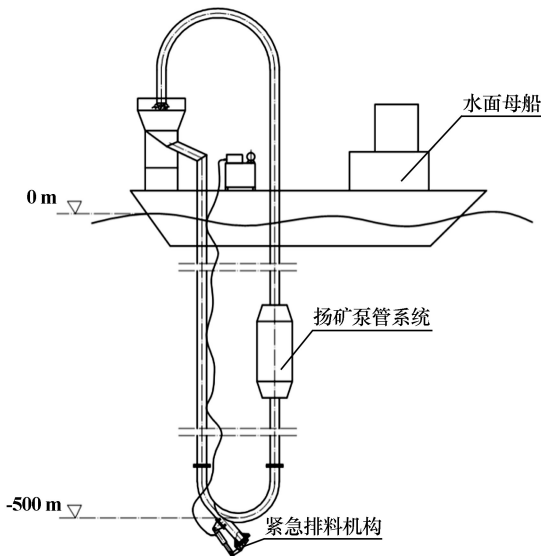


图 1 扬矿泵管系统海上试验布置图

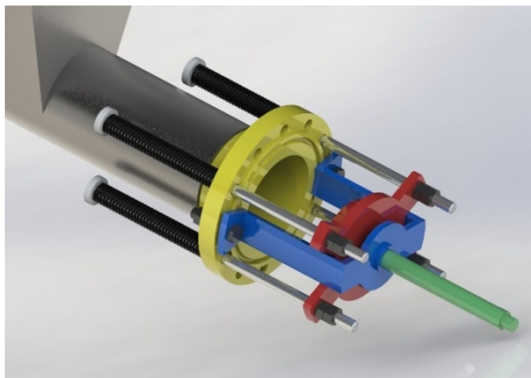


图 2 紧急排料机构

液压油在管路中流动时会由于黏性摩擦力而引起能量损失。整个流程上单位重力流体的总损失 Δp_w 分为沿程阻力损失 Δp_l 和局部阻力损失 Δp_r 两部分^[7],即:

$$\Delta p_w = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_r \quad (1)$$

沿程阻力损失 Δp_l 计算公式^[7]为:

$$\Delta p_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (2)$$

式中 λ 为沿程阻力系数,它是雷诺数 Re 和相对粗糙度 $\frac{\varepsilon}{d}$ 的函数, ε 为管壁粗糙度, ε 和 λ 值可通过查询《机械设计手册》^[8] 获得; l 为圆管长度,m; d 为圆管内径,m; ρ 为流体密度, kg/m^3 ; v 为管内平均流速, m/s , $v = \frac{1}{6} \times \frac{Q}{A}$ ($Q = 14.5 \text{ L}/\text{min}$);雷诺数 Re 一般通过式(3)^[7] 计算获得:

$$Re = \frac{vd}{\gamma} \quad (3)$$

式中 γ 为流体运动黏度, m^2/s 。

试验中采用 L-HV46# 抗磨液压油(运动黏度 γ 为 $46 \text{ mm}^2/\text{s}$) 作为液压油,管路管径 16 mm,管路实际长度 550 m。将参数代入式(3),验算可得: $Re = 417$ 。

本系统中管路长度较长,没有复杂的管路,故不考虑局部阻力损失,即 $\Delta p_r = 0$ 。故整个流程上单位重力流体的总损失为:

$$\Delta p_w = \sum \Delta p_l \quad (4)$$

将参数代入式(4),计算可得: $\Delta p_w = 3.4 \text{ MPa}$ 。

通过理论计算可知,在液压控制系统中,工作压力超过 3.4 MPa 时,执行机构便可正常工作,但实际海上作业中存在大深程、机械摩擦、局部阻力损失等因素,需通过试验进一步验证。

2 仿真系统可信度系数分析

为确保海上试验过程中应急机构正常工作,在实验室搭建试验系统。因试验条件限制无法直接采用 500 m 管路开展试验,通过模拟试验与仿真分析相结合的方式进行分析计算。仿真系统中进行了诸多理想化假设,故此需对仿真系统的可信度进行评估。

首先在实验室搭建物理原型获得试验数据,然后在 AMESim 中构建相同的试验模型,进行仿真模拟分析,最后将两种分析所得数据进行对比,从而得到 AMESim 仿真软件对于分析该系统的可信度系数。可信度系数计算公式为:

$$\varepsilon = \frac{u_{\text{实验值}}}{u_{\text{仿真值}}} \quad (5)$$

式中 ε 为仿真数据可信度系数; $u_{\text{实验值}}$ 为模型试验所得

流量数据; $u_{\text{仿真值}}$ 为仿真模拟所得流量数据。

2.1 模拟试验

试验中选用管径 8 mm、长度 100 m 的二层钢丝缠绕胶管开展液压动作特性试验。根据海上试验系统特征, 简化后的试验系统如图 3 所示。

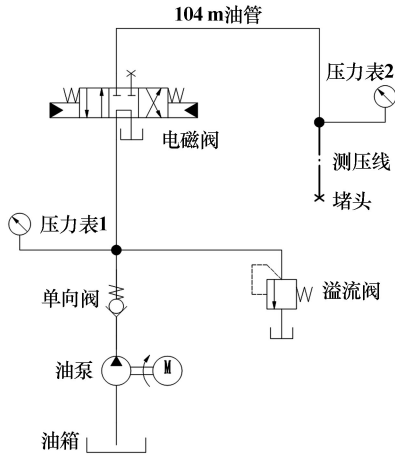


图 3 模拟试验系统组成

试验过程中开启油泵电机, 通过控制电磁阀给油路供油, 调节溢流阀使液压系统在不同压力下工作, 读取压力表 1 的数值, 通过量杯盛放管路所通过的液压油, 记录达到一定体积时的时间及压力。模拟试验结果见表 1。其中调定压力为电磁阀尚未开启时通过溢流阀调定的压力。开启电磁阀后, 管路中的压力有所降低, 故实测压力均小于调定压力。时间为试验中通过烧杯测量的设定体积液压油的时间; 流量为体积与时间的比值。压力 6.5 MPa 时, 因流量加大, 试验过程中烧杯容积有限, 测量时间只有压力 4.6 MPa 时的 1/2 左右, 测量精度下降, 导致之后的流量出现了较大变化。

表 1 模拟试验结果

调定压力/ MPa	实测压力/ MPa	时间/s	液压油体积/ mL	流量/ (L · min ⁻¹)
1	0.8	22.29	300	0.81
2	1.4	12.66	400	1.90
3	2.2	9.19	400	2.61
4	3.0	9.18	500	3.27
6	4.6	8.38	670	4.80
8	6.5	4.51	450	5.99
10	8.7	3.81	500	7.87
12	10.0	5.25	800	9.14
14	10.0	3.78	600	9.52
15	9.8	4.07	600	8.85

根据表 1 试验数据绘制了压力-流量曲线, 如图 4

所示。由图 4 可看出, 随着压力逐渐上升, 流量呈线性增长。不同压力所对应的流量不一样, 代表随着压力上升, 执行机构的响应时间更短。

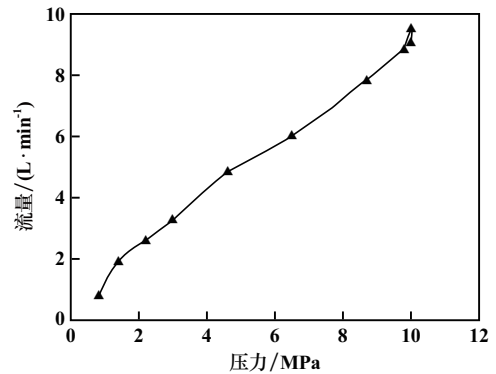


图 4 模拟试验压力-流量曲线

2.2 仿真试验

为更准确地设定长距离管路系统中的液压参数, 简化液压管路, 在 AMESim 软件中建立了 100 m 管路模型, 通过设定相应的实际压力值, 开展油液通流能力试验, 获得直径 8 mm、泵排量 10 mL/r 管路中不同压力情况下系统的流量。AMESim 中构建了仿真模型如图 5 所示。根据模拟试验中所测得的实际压力值, 对应设定不同的溢流压力, 并检测管路末端的流量。

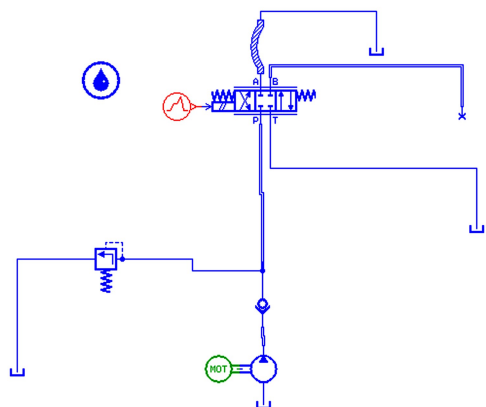


图 5 简化后的系统仿真模型

仿真分析得到压力 3.0 MPa 及 10.0 MPa 时的流量曲线如图 6 所示。可以看出, 不同压力下系统流量均达到了稳定状态。

根据仿真试验数据绘制了压力-流量曲线, 如图 7 所示。可知仿真试验所得数据符合压力-流量理论, 同一管路下, 流量随着压力增加呈线性增加。

将模拟试验和仿真试验所得试验数据进行了对比, 并计算了每次试验对应的可信度系数, 结果如表 2 所示。

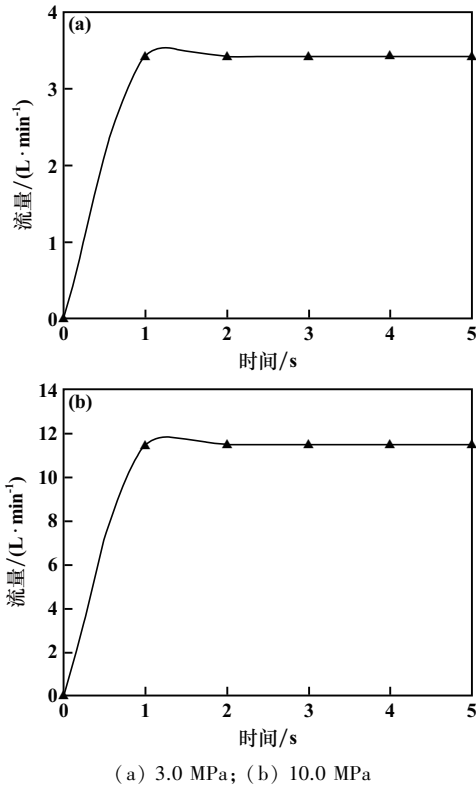


图6 不同压力下系统流量曲线

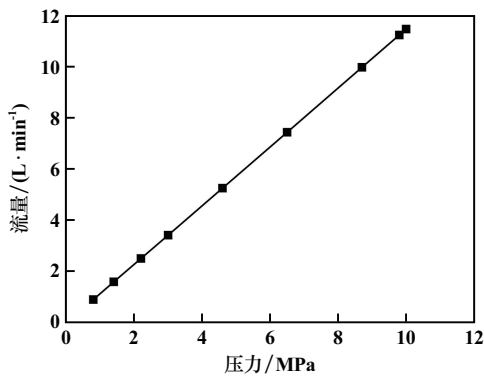


图7 仿真试验压力-流量曲线

表2 模拟试验和仿真试验数据对比

压力/MPa	流量/(L·min ⁻¹)		可信度系数 ε
	仿真试验	模型试验	
0.8	0.91	0.81	0.89
1.4	1.60	1.90	1.19
2.2	2.51	2.61	1.04
3.0	3.42	3.27	0.96
4.6	5.25	4.80	0.91
6.5	7.43	5.99	0.81
8.7	9.96	7.87	0.79
9.8	11.22	8.85	0.79
10.0	11.45	9.14	0.80

由表2可见,压力1.4 MPa和2.2 MPa时出现了

模型试验流量大于仿真试验流量的情况,可能是在该压力时更换了压力表(量程变化)所致。进行可信度系数处理时,剔除压力1.4 MPa、2.2 MPa及6.5 MPa时的数据,其余数据进行算术平均计算,可得可信度均值为: $\varepsilon=0.86$ 。

后续的500 m海上试验系统仿真试验中可认为仿真试验所得数据加入可信度系统 ε 后,即为实际系统性能参数。

3 500 m海上试验系统分析

3.1 500 m海上试验系统及参数

在仿真软件中构建500 m海试系统仿真模型,设置相关参数。实际海上试验时,因油管存在弯曲现象,实际油管长度会大于500 m。拟使用的油管长度为600 m,多余部分放置在船舶甲板上。仿真试验中取油管长度600 m,分别对直径8 mm和16 mm胶管进行仿真试验,拟通过仿真试验获得执行机构的动作时间,仿真参数如表3所示。

表3 500 m海上试验执行机构仿真参数

序号	参数名称	单位	参数值	备注
1	管路长度	m	600	
2	管路1直径	mm	16	
3	管路2直径	mm	8	
4	弹簧刚度	N/mm	16.13	
5	弹簧数量		4	
6	最小工作力	N	1 650	单个弹簧
7	最大工作力	N	4 882	单个弹簧
8	工作行程	mm	2 00	
9	油缸缸径	mm	63	
10	油缸杆径	mm	35	

3.2 模型构建

在AMESim中构建500 m海上试验系统仿真模型,如图8所示。系统中由电机驱动油泵,电磁阀控制油路动作。海上试验系统为单作用油缸,油缸的反向行程通过弹簧复位,即在实际海上试验中,油缸的动作不仅要克服自身的摩擦阻力,还需要克服弹簧阻力。系统中油缸缸径63 mm,活塞杆直径35 mm,油缸行程200 mm;每根弹簧刚度16.13 N/mm,4根弹簧并列安装。

3.3 试验数据及分析

3.3.1 不同管径仿真试验

在仿真软件中分别开展了管径8~25 mm、压力10~16 MPa下的性能试验,测试执行机构的动作时间,将试验数据绘制成管径-动作时间曲线,如图9所示。

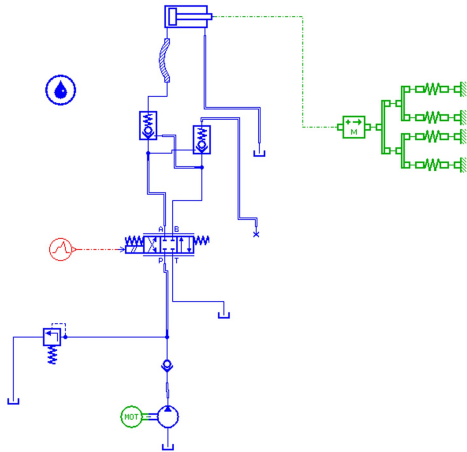


图8 500 m 海上试验系统仿真模型

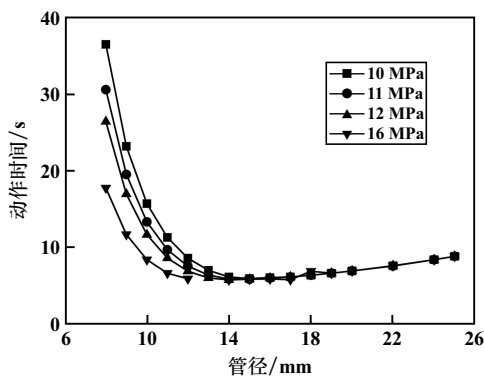


图9 管径-动作时间曲线

由图9可见,执行机构动作时间随着压力增加逐渐降低,但差距不大;执行机构动作时间随着管径增加逐渐降低,管径15 mm时,出现最小动作时间,且随着管径增加,执行机构动作时间基本不再变化。工程中通用的管径为16 mm,后续分析中管径选定为16 mm。

3.3.2 管径16 mm 仿真试验

在仿真软件中,针对管径16 mm胶管开展了不同压力下的执行机构动作时间仿真试验,所得压力-动作时间曲线如图10所示。

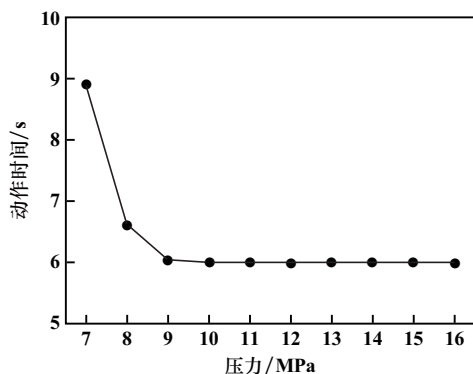


图10 管径16 mm胶管压力-动作时间曲线

由图10可知,在16 mm管径系统中,执行机构动作时间随着压力增大逐渐变小,压力9 MPa时,动作时间为6 s,且基本不再减小。考虑仿真系统可信度系数 $\varepsilon=0.86$,500 m海上试验系统的设定压力计算式为:

$$P_s = \frac{P_f}{\varepsilon} \quad (6)$$

式中 P_s 为海上试验系统压力设定值,MPa; P_f 为仿真所得压力设定值,MPa。

将数据代入式(6),计算可得: $P_s=10.47$ MPa,故500 m海上试验系统中液压系统的设定压力应不低于10.47 MPa,达到设定压力后,执行机构的动作时间为6 s。

4 结 论

针对扬矿泵管海上试验中的应急系统进行分析,理论计算结果表明,压力大于3.4 MPa时液压油管便可以正常动作。通过在实验室搭建模拟试验系统,并将所得试验数据与AMESim仿真所得数据进行对比分析,可得仿真软件的可信度系数为0.86。根据500 m海上试验系统实际情况,在AMESim中构建仿真模型,开展仿真分析,并引入可信度系数,结果表明,500 m海上试验系统中应急系统液压系统中油管管径为16 mm,压力设定值应不低于10.47 MPa,执行机构的动作时间为6 s。

参考文献:

- [1] Stanislaw Depowski, Ryszard Kotlinski. 海洋矿物资源[M]. 熊传志等译. 北京:海洋出版社, 2001.
- [2] 高亚峰. 海洋矿产资源及其分布[J]. 海洋环境保护, 2009(1): 13-15.
- [3] 张浩,陈小平,汤明刚,等. 深海多金属结核矿物输送模式特征与适应性研究[J]. 矿冶工程, 2023,43(4):32-38.
- [4] 许明,徐江敏,卢道华,等. 深海采矿垂直管道内异形粗颗粒运动状况研究[J]. 矿冶工程, 2023,43(3):42-46.
- [5] 唐达生,阳宁. 深海粗颗粒矿石垂直管道水力提升技术[J]. 矿冶工程, 2013,33(5):1-8.
- [6] 杨恒玲,刘少军,邹伟生. 深海采矿高扬程粗颗粒多级输送电泵研究[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2018,49(5):1110-1117.
- [7] 龙天渝. 流体力学(第3版)[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2019.
- [8] 成大先. 机械设计手册(第5卷)[M]. 北京:化学工业出版社, 2009.

引用本文:李俊,张弛,程阳锐,等. 基于 AMESim 的多金属结核扬矿泵管紧急排料机构超长液压油管参数设计[J]. 矿冶工程, 2024,44(3):1-5.