

DGZ-150B 型旋喷钻机提升系统稳定性分析及改进

刘旭光, 白祖卫, 吕佩东, 张鹏鹏

(陕西西探地质装备有限公司, 陕西 西安 710089)

摘要: 钻机提升系统在开启和关闭时存在着严重的液压冲击现象, 因而会造成钻机运行的不平稳。产生液压冲击主要是由换向阀开启和关闭时液压油和负载的动能瞬时转化为压力能而造成的。本文结合 DGZ-150B 型多管全方位旋喷钻机, 主要介绍了通过改进提升液压系统回路和选择合理的提升速度来降低液压冲击的影响。通过利用 AMESim 软件对改进前后的提升液压系统建模仿真, 可以看出改进后的液压系统对液压冲击有明显的控制, 系统稳定性大大提高。按照改进后的提升液压系统对钻机的提升系统进行改造, 钻机在步进提升时基本感觉不到液压冲击, 钻机的震动大大减轻, 稳定性增强。

关键词: 旋喷钻机; 提升系统; 液压冲击; AMESim 仿真

中图分类号: P634.3⁺1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-7428(2019)09-0088-06

Analysis and improvement on the stability of the hoisting system of DGZ-150B jet-grouting drilling rig

LIU Xuguang, BAI Zuwei, LÜ Peidong, ZHANG Pengpeng

(Shaanxi Xitan Geological Equipment Co., Ltd., Xi'an Shaanxi 710089, China)

Abstract: The drilling rig does not run smoothly because of serious hydraulic shock when the hoisting system starts and closes. The main reason of hydraulic shock is that when the reversing valve is opened and closed, the kinetic energy of hydraulic oil and load is converted into pressure energy instantly. In this paper, the impact of hydraulic shock is reduced by improving the circuit of the hoisting hydraulic system and selecting a reasonable lifting speed. Theoretical and AMESim modeling and simulation of the hoisting hydraulic system before and after improvement indicates that the improved hydraulic system has obvious control over hydraulic shock, and the system stability is greatly improved. After reforming the hoisting system of the drilling rig, hydraulic shock disappeared during stepping up, and vibration of the drilling rig was greatly reduced with stability enhanced.

Key words: jet-grouting drilling rig; hoisting system; hydraulic shock; AMESim simulation

0 引言

DGZ-150B 型多管全方位旋喷钻机(见图 1)是多管旋喷工法的主要施工设备。钻机在施工过程中有 2 个主要的功能: 动力头回转和动力头提升。这两个功能的稳定性会影响施工质量。在施工过程中动力头的提升方式是步进提升, 步进提升就是根据施工参数每隔一段时间提升一次。步进提升就要求动力头在某一个位置停留一段时间保持位置不变进行高压注浆。一般在施工过程中步进的距离为 25 或 50 mm。由于步进距离比较短, 在提升过程中不需要高压注浆, 要求提升时间尽可能的快而稳定以

提高生产效率和避免水泥浆浪费。

1 提升系统的机械结构和液压系统设计

1.1 提升系统的机械结构

如图 1 所示, 钻机的提升系统主要由动力头、托架、立柱、提升油缸 4 个主要部分组成。

1.2 最初提升液压系统的设计

钻机最初提升系统的液压原理如图 2 所示。由油箱、恒压变量泵、三位四通换向阀、下降调速阀、上升调速阀、提升液压缸等组成。恒压变量泵为整个系统提供动力, 三位四通换向阀控制动力头下降和

收稿日期: 2019-04-17; 修改日期: 2019-05-11 DOI: 10.12143/j.tkgc.2019.09.011

作者简介: 刘旭光, 男, 汉族, 1984 年生, 工程师, 地质信息与通讯工程专业, 硕士, 从事电气控制系统设计工作, 陕西省西安市阎良区迎宾大道 32 号, 136785671@qq.com。

引用格式: 刘旭光, 白祖卫, 吕佩东, 等. DGZ-150B 型旋喷钻机提升系统稳定性分析及改进[J]. 探矿工程(岩土钻掘工程), 2019, 46(9): 88-93.
LIU Xuguang, BAI Zuwei, LÜ Peidong, et al. Analysis and improvement on the stability of hoisting system of DGZ-150B jet-grouting drilling rig[J]. Exploration Engineering (Rock & Soil Drilling and Tunneling), 2019, 46(9): 88-93.

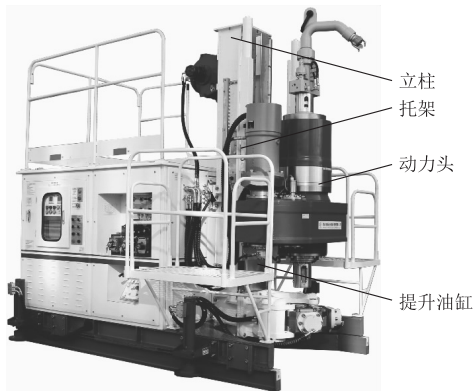


图 1 DGZ-150B 型钻机

Fig.1 DGZ-150B drilling rig

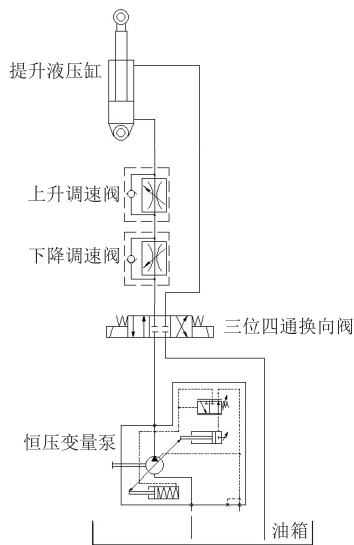


图 2 最初提升系统液压原理

Fig.2 Hydraulic schematic of the existing hoisting system

上升,通过下降调速阀和上升调速阀调整动力头下降和上升的速度。三位四通换向阀采用 O 形阀芯保持液压油缸停止不下落。

在步进提升工作时,首先三位四通换向阀右移,使无杆腔进油,有杆腔回油,动力头向上提升,当动力头提升设定的距离值后,三位四通换向阀回中位,油缸停止提升并保持不下落。

液压元件的具体参数:

(1)恒压变量泵:排量 22 mL/r、切断压力 16 MPa、最高输入转速 2000 r/min。

(2)三位四通换向阀:额定流量 45 L/min、最高压力 35 MPa、最大流量 60 L/min、压降 1.5 bar(1 bar=0.1 MPa,下同)。

(3)下降调速阀和上升调速阀:额定流量 40 L/min、最高压力 31.5 MPa、压降 2 bar。

(4)提升液压缸:油缸直径 100 mm、活塞杆直径 70 mm、行程 1000 mm。

根据各个元件的参数可以得出:系统总流量为 33 L/min、系统压力为 16 MPa、提升液压缸的提升速度为 4.2 m/min、提升液压缸的提升力为 120 kN。由于动力头的自重为 20 kN 左右,所以动力头的实际负载是 100 kN 左右。

在实际施工过程中,由于提升速度快,提升距离短,导致每次提升停止时不平稳,整个钻机震动。这样不仅会造成施工质量得不到保证,而且还会缩短钻机的使用寿命。另外由于三位四通换向阀阀芯与阀体之间存在泄露,导致提升液压缸不能保持负载在同一个位置,会产生下落。当负载越大提升液压缸回落的位移越大,这样就会导致提升距离偏小,降低施工效率和浪费水泥材料^[1-5]。

1.3 液压冲击

根据文献资料^[6-10]可知导致钻机提升系统工作不平稳,钻机工作过程中震动的原因因为液压冲击现象。在液压系统中,常常由于某些原因而使液体压力突然急剧上升,形成很高的压力峰值,这种现象称为液压冲击。液压冲击产生的瞬时峰值压力为正常工作压力的几倍,会引起设备的震动,产生噪声,破坏元件密封,减少液压元件的寿命。

液压冲击产生的主要原因有:(1)高速流动的液体突然停止流动而产生的液压冲击;(2)运动中的负载突然制动或者换向,由于惯性的原因导致压力突然升高,而产生的压力冲击。

高速流动的液体突然停止流动而产生的液压冲击:如当阀门突然关闭,管道中液压油的流速突然发生变化,根据能量守恒定律,此时液压油的动能转化为液压油的弹性能和热能,即:

$$(1/2)\rho A l v^2 = (1/2)(A l / K') \Delta p^2 \quad (1)$$

由此可以得出液压油的压力峰值为:

$$\Delta p = \rho \sqrt{K' / \rho} v = \rho c v \quad (2)$$

式中: Δp ——液压冲击产生的最高压力,MPa; ρ ——液压油的密度,kg/m³; a ——管道截面积,m²; l ——管道长度,m; K' ——液压油的等效体积模量,MPa; v ——液压油的初始流速,m/s; c ——冲击波在管道中的传播速度,m/s。

$$c = \sqrt{(K / \rho) / [1 + dK / (\delta E)]} \quad (3)$$

式中: K ——液压油的体积模量,MPa; E ——管道壁材料的弹性模量,MPa; d ——管道内径,mm;

δ ——管道壁厚,mm。

运动中的负载突然制动产生的液压冲击:本文中提升油缸带动动力头垂直向上运动,突然关闭三位四通换向阀导致负载突然制动。根据动能定律可知:

$$(\Delta p A + Mg) \Delta t = Mv \quad (4)$$

此时液压冲击的最大压力为:

$$\Delta p = Mv / (\Delta t A) - Mg / A \quad (5)$$

式中: M ——负载的总质量,kg; v ——液压油的初始流速,m/s; Δt ——负载减速时间,s; A ——液压缸的有杆腔的作用面积,m²。

由公式(2)和公式(5)可知液压冲击的压力增加值 Δp 和液体的初始流速 v 、管道的内径 d 、管道壁厚 δ 、液体的体积模量 K 、管道材料的弹性模量 E 、液体的密度 ρ 、负载减速时间 Δt 等有关。

因此减小液压冲击的措施主要有以下几个方面:

(1)在工作条件允许的条件下,尽量选择合理的液体流速,合理选择负载的移动速度。

(2)在满足系统要求的前提下,尽量选择体积模量较低的液压油。

(3)在满足系统使用要求的前提下,选择壁厚较小的管路,同时增大管路的内径。

(4)在发生液压冲击附近安装蓄能器、安全阀,这样可以在发生液压冲击时吸收或者释放冲击能量。

(5)在保证运动精度和生产效率的前提下,尽量减缓换向阀或者截止阀的开启和关闭时间,减慢阀的进口和出口液压流速,减低液压冲击^[6-10]。

1.4 改进的提升液压系统的设计

为了减缓提升系统的液压冲击主要采取了在满足系统使用要求的同时,选择合理的液体流速,设计合理的动力头提升速度。同时,改进提升系统的液压系统,防止动力头在保持喷浆过程中出现下降。具体液压原理如图3所示。

主要是在原来的液压系统基础上增加了两位两通电磁阀控制液压缸提升和停止,并在停止时保持负载不下落。两位两通电磁阀 I 内部泄漏为 1 滴/min(即 0.05 cm³/min)。原来的三位四通换向阀为 O 形阀芯,现改为 Y 形阀芯。其他保持不变。

改进后步进提升时:首先三位四通换向阀得电右移,同时两位两通电磁阀得电打开,使无杆腔进油,有杆腔回油,动力头向上提升,当动力头提升至设定的距离值后,两位两通电磁阀 I 失电关闭,三位四通换向阀和两位两通电磁阀 II 继续保持通电打开

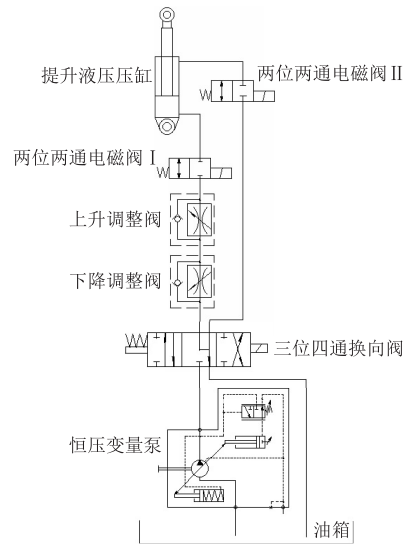


图3 改进提升系统液压原理

Fig.3 Hydraulic schematic of the improved hoisting system

状态,油缸停止提升并保持不下落。

同时把恒压变量泵的排量换为 16 mL/r,压力保持不变。下降调速阀和上升调速阀的额定流量调整为 25 L/min。两位两通电磁阀的参数为:额定流量 45 L/min、额定压力 35 MPa。提升液压缸的提升速度为 3 m/min。

2 提升过程中的动摩擦力计算

提升过程中的动摩擦力主要包括液压缸内部的静摩擦力和动力头托板与立柱导轨面之间的动摩擦力。其中液压缸内部的动摩擦力忽略不计,主要计算的是动力头托板与立柱导轨面之间的动摩擦力。

动力头托板与立柱导轨面的结构如图4所示。动力头托架采用托板式结构,其三面和立柱导轨面接触,接触面用特制垫板,垫板用三组 M12×50 螺栓调整与导轨之间的间隙,其动力头滑架在立柱导轨上来回滑动产生的动摩擦力大小主要由动力头

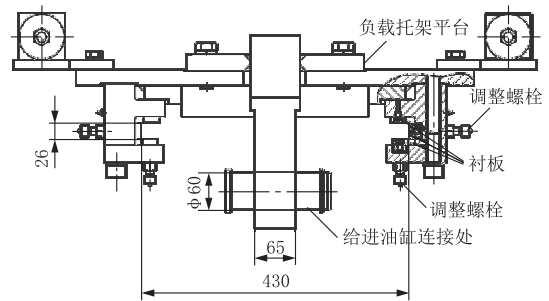


图4 动力头托架结构

Fig.4 Power head bracket structure

提升/给进时所承受的负载总质量 G 来决定。

衬板材料为高力黄铜+石墨。极限动载荷 150 MPa、摩擦系数 $f < 0.16$ (实验测量)。

螺栓规格 M12×50、螺栓等级 8.8 级、螺栓预压力 $N_1 = 10$ kN。

动力头及托架总成质量 $G_1 = 1350$ kg。钻机钻进时采用多重钻杆,其最大钻杆总质量 $G_2 = 8000$ kg。所以动力头提升时所承受的最大负载总质量 G :

$$G = G_1 + G_2 = 8000 + 1350 = 9350 \text{ kg}$$

动力头托架与导轨连接接触摩擦面受到正压力 N_2 ,根据力矩平衡: $Gg L_1 = N_2 L_2$ 。其中 $g = 9.8$ m/s², L_1 和 L_2 的尺寸由图 5 可知: $L_1 = 413$ mm、 $L_2 = 800$ mm。求出 $N_2 = 47303$ N。

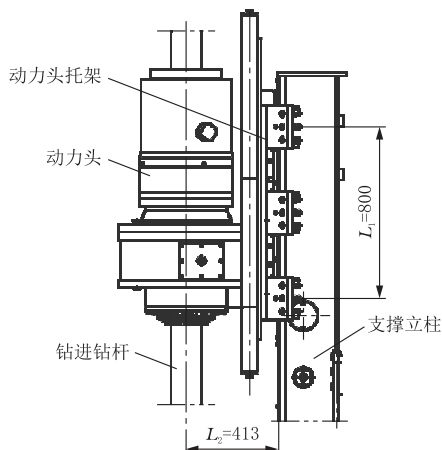


图 5 力矩尺寸图
Fig.5 Dimension diagram of torque

最终动力头托架对与导轨接触面的正压力 N 为:

$$N = N_1 + N_2 = 10000 \text{ N} + 47303 \text{ N} = 57303 \text{ N}$$

动力头托板与立柱导轨面之间的最大动摩擦力 W 为:

$$W_{\max} = Nf = 57303 \times 0.16 = 9168.48 \text{ N} \approx 9.17 \text{ kN}$$

3 系统参数确定及建模与仿真分析

利用 AMESim 仿真软件,对钻机的最初和改进后提升系统建立仿真模型进行分析。

首先对最初提升液压系统进行仿真分析。进入草图模式,利用 AMESim 的液压库、机械库、信号库根据图 2 的液压原理建立如图 6 的提升系统仿真草图。

然后进入子模型模式,为图 6 所示的所有元件,

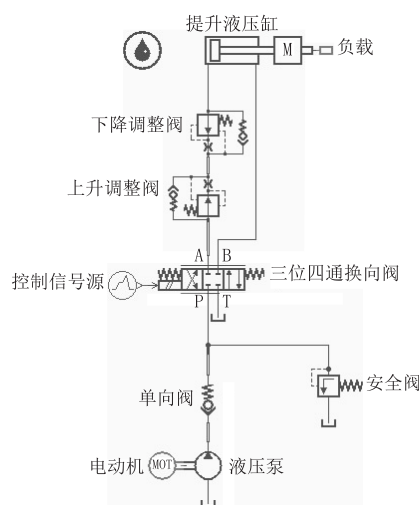


图 6 最初提升液压系统仿真
Fig.6 Simulation of the existing hoisting hydraulic system

根据实际情况选择合适的子模型,进入参数设置模式。

在参数设置模式主要设置的元件的参数:电动机转速设为 1500 r/min;液压泵的排量设为 22 mL/r;安全阀的设定压力为 16 MPa;三位四通换向阀根据样本可知最大流量为 45 L/min,压降为 1 bar;由于阀全开的电流信号为 40 mA,所以控制信号源参数设置为 40 或者 0 mA 就能够使电磁换向阀工作。上升调速阀和下降调速阀放到最大位置,设置流量为 45 L/min,提升液压缸直径为 100 mm,活塞杆直径为 80 mm,行程为 1000 mm;负载设置为 9000 kg;角度设置为 90°,表示提升液压缸及负载是在垂直方向上运动;摩擦力为 9000 N。

最后进入运行仿真。运行时间改为 20 s,其他参数保持默认设置。选中提升液压缸,绘制液压缸有杆腔和无杆腔的压力曲线如图 7、8 所示。负载的移动速度曲线如图 9 所示。

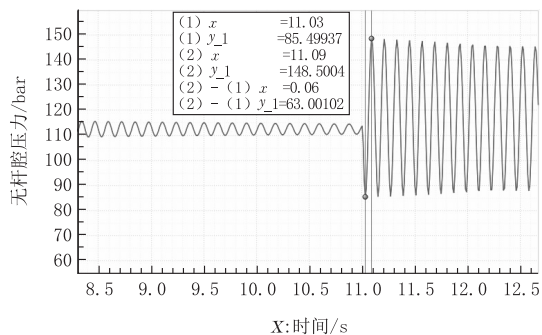


图 7 最初提升液压系统液压缸无杆腔压力
Fig.7 Pressure in the bottom chamber of the hydraulic cylinder of the existing hoisting hydraulic system

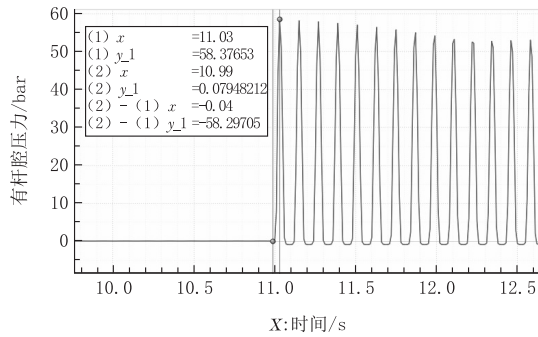


图 8 最初提升液压系统液压缸有杆腔压力

Fig.8 Pressure in the piston rod side chamber of the hydraulic cylinder of the existing hoisting hydraulic system

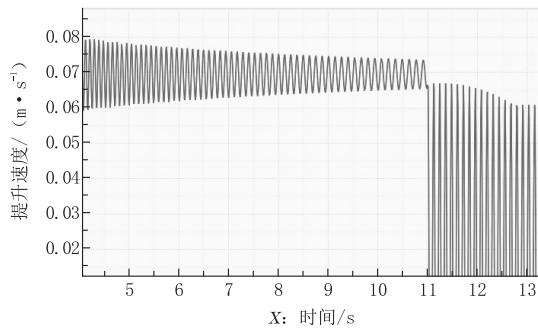


图 9 最初提升液压系统提升速度

Fig.9 Lifting speed of the existing hoisting hydraulic system

由图 7 可以看出无杆腔压力波动为 6.3 MPa; 由图 8 可看出有杆腔压力波动为 5.8 MPa。无论无杆腔还是有杆腔都有很大的压力波动。图 9 可以看出负载移动速度为 0.07 m/s(4.2 m/min), 和理论计算的值一致。

然后对改进的提升液压系统进行 AMESim 建模仿真, 根据图 3 的液压原理建立如图 10 所示的仿真草图。进入子模型模式, 为图 10 所示的所有元件, 根据实际情况选择合适的子模型, 再进入参数设置模式。在设置参数模式下设置的元件的参数, 泵的排量改为 16 mL/r。根据改进后提升过程设置控制信号源 I、II、III 的工作时间, 如图 11 所示。提升 1 s 开始三位四通换向阀、两位两通电磁阀 I 和 II 同时打开, 11 s 两位两通电磁阀 I 关闭提升停止, 三位四通换向阀和两位两通电磁阀 II 保持打开。两位两通电磁阀 I 和 II 的流量设置为 45 L/min。其他元件参数保持不变。

进入仿真运行。运行时间改为 20 s, 其他参数保持默认设置。选中提升液压缸, 绘制改进后液压缸有杆腔和无杆腔的压力曲线如图 12、图 13 所示, 此时无论无杆腔还是有杆腔基本上没有压力波动。

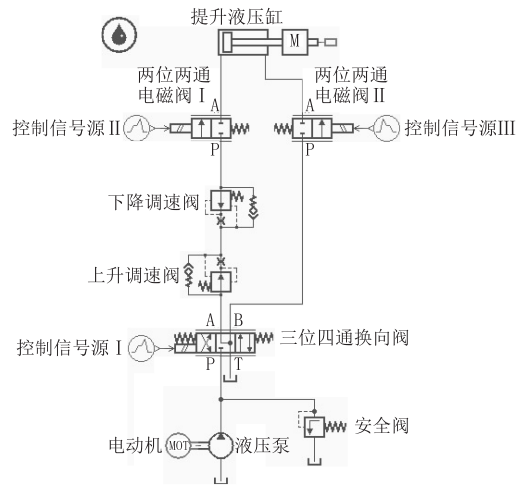


图 10 改进的提升液压系统仿真

Fig.10 Simulation of the improved hoisting hydraulic system

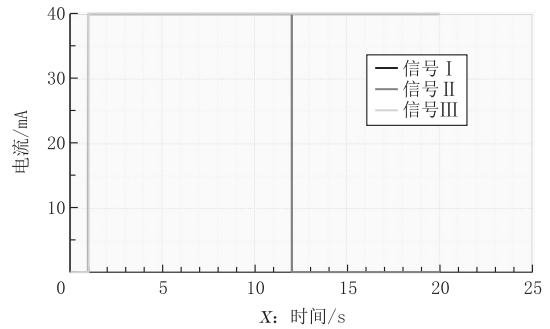


图 11 信号 I、II、III 的时间

Fig.11 Time of signal I, II and III

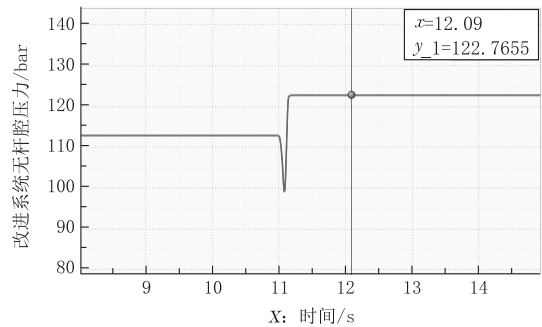


图 12 改进提升液压系统液压缸无杆腔压力

Fig.12 Pressure in the bottom chamber of the hydraulic cylinder of the improved hoisting hydraulic system

从负载的移动速度曲线(见图 14)可以看出负载移动速度为 0.05 m/s(3 m/min), 和理论计算的值一致^[11-12]。

4 结语

利用 AMESim 软件对最初和改进后的提升液压系统建模仿真, 可以看出改进后的液压系统对

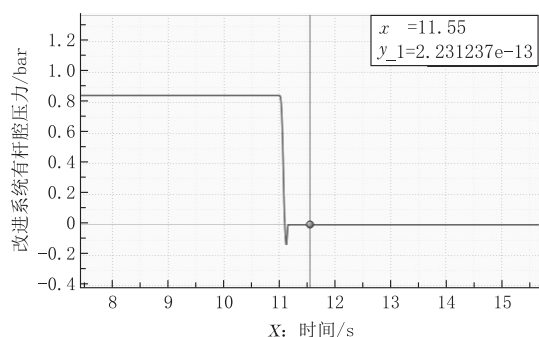


图 13 改进提升液压系统液压缸有杆腔压力

Fig.13 Pressure in the piston rod side chamber of the hydraulic cylinder of the improved hoisting hydraulic system

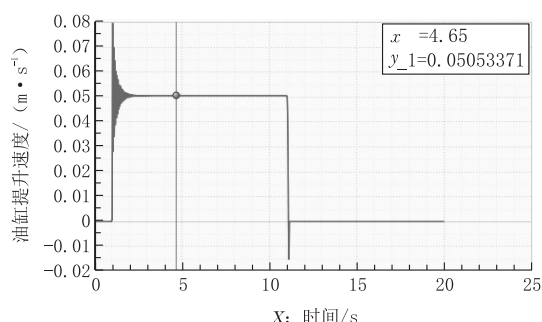


图 14 改进提升液压系统提升速度

Fig.14 Lifting speed of the improved hoisting hydraulic system

液压冲击有明显的控制,系统稳定性大大提高。按照改进后的提升液压系统改进钻机的提升系统,钻机在步进提升时基本感觉不到液压冲击,钻机的震动大大减轻,稳定性增强。同时为防止在维修拆卸液压系统时空气进入提升液压缸内,造成提升系统运行不稳定,在提升液压缸装有排气塞以便排除进入液压缸里的空气。

在设计阶段,由于实际条件的限制不能预测出产品的性能。但是可以通过 AMESim 软件对系统进行仿真,可以验证液压系统的正确与否,能对设计者的工作起到指导作用。

参考文献 (References):

- [1] 李社育,董朝晖,王龙.XDL-1800 型全液压岩心钻机的研发[J].探矿工程(岩土钻掘工程),2012,39(6),8-11.
LI Sheyu, DONG Zhaohui, WANG Long. Development of XDL-1800 hydraulic core drill[J]. Exploration Engineering (Rock & Soil Drilling and Tunneling), 2012,39(6),8-11.
- [2] 雷天觉.新编液压工程手册[M].北京:北京理工大学出版社,1999.
LEI Tianjue. New handbook of hydraulic engineering[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press,1999.
- [3] 成大先.机械设计手册[M].北京:化学工业出版社,2002.
CHENG Daxian. Handbook of mechanical design[M]. Beijing:

Chemical Industry Press, 2002.

- [4] 张海平.液压速度控制技术[M].北京:机械工业出版社,2014.
ZHANG Haiping. Hydraulic speed control technology[M]. Beijing: China Machine Press, 2014.
- [5] 左健民.液压与气动传动[M].北京:机械工业出版社,2016.
ZUO Jianmin. Hydraulic and pneumatic transmission[M]. Beijing: China Machine Press, 2016.
- [6] 李延民,李坤.防止液压冲击基本回路的特性分析[J].机床与液压,2014,42(19):149-151.
LI Yanmin, LI Kun. Characteristics analysis of basic circuit of preventing hydraulic shock[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2014,42(19):149-151.
- [7] 李宁,张玉峰,王建成.液压系统冲击的分析与控制[J].机床与液压,2007,35(4):149-151,191
LI Ning, ZHANG Yufeng, WANG Jiancheng. Analysis and control of impact in hydraulic system[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2007,35(4):149-151,191.
- [8] 曹中一,秦玉彬,吴万荣.混凝土泵送系统液压冲击的主动控制方法研究[J].合肥工业大学学报,2013,36(3),261-263,274.
CAO Zhongyi, QIN Yubin, WU Wanrong. Study of active control of hydraulic impact in concrete pumping system[J]. Journal of Hefei University of Technology, 2013,36(3),261-263,274.
- [9] 徐成东.液压冲击的分析计算及减小措施[J].中国重型装备,2016(4):29-31,36.
XU Chengdong. Analysis and calculation of hydraulic impact and its reduction measures[J]. China Heavy Equipment, 2016(4):29-31,36.
- [10] 李正祥.液压系统中液压冲击产生的原因及预防措施[J].实验科学与技术,2014,12(1):15-16,18.
LI Zhengxiang. Reasons and precautions to cause hydraulic shock in hydraulic system[J]. Experiment Science and Technology, 2014,12(1):15-16,18.
- [11] 付永领,祁晓野.AMESim 系统建模和仿真:从入门到精通[M].北京:北京航空航天大学出版社,2009.
FU Yongling, QI Xiaoye. AMESim system modeling and simulation: from beginner to proficient[M]. Beijing: Beihang University Press, 2006.
- [12] 梁全,谢基晨,聂利卫.液压系统 Amesim 计算机仿真进阶教程[M].北京:机械工业出版社,2016.
LIANG Quan, XIE Jichen, NIE Liwei. Advanced course of AMESim computer simulation for hydraulic system[M]. Beijing: China Machine Press, 2016.
- [13] 王展.全液压制动系统仿真分析与实验研究[D].长春:吉林大学,2012.
WANG Zhan. Performance simulation and test of the full hydraulic braking system[D]. Changchun: Jilin University, 2012.
- [14] 孙成通,陈国华,蒋学华,等.液压系统仿真技术与仿真软件研究[J].机床与液压,2008,36(10):140-143.
SUN Chengtong, CHEN Guohua, JIANG Xuehua, et al. Research of hydraulic system simulation technology and software[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2008,36(10):140-143.
- [15] 汪小芳,张军,迪茹侠.基于 AMESim 的负载敏感液压系统防冲击特性的研究[J].液压与气动,2018(11):55-60.
WANG Xiaofang, ZHANG Jun, DI Ruxia. Research based on AMESim for anti-shock characteristics of load-sensing hydraulic system[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018(11):55-60.

(编辑 王建华)