

潜孔钻机变幅机构液压系统研究

李歆怡,林正英

(福州大学 机械工程及自动化学院,福建 福州 350002)

摘要:在总结潜孔钻机国内外发展现状的基础上,介绍了潜孔钻机重要的工作部件之一变幅机构,进一步分析了其结构组成及动力源液压系统。对其变幅机构在运动过程中的压力冲击现象进行仿真分析,利用液压仿真软件 AMESim 建立了仿真模型,经分析研究找到了引起压力冲击的原因,并根据仿真研究的结果提出了主阀阀芯过流面积的改进方案,为钻机进一步优化改善提供理论参考,对现实施工也有一定实际指导意义。

关键词:潜孔钻机;变幅机构;压力冲击;仿真分析;阀芯

中图分类号:TP271+.31 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2015)04-0023-04

Analysis of Hydraulic System of Luffing Mechanism of DTH Drill

LI Xinyi, LIN Zhengying

(School of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350002, China)

Abstract: Based on the summary of the development situation of DTH drilling rigs at home and abroad, this paper analyzes the luffing mechanism, one important part of DTH drilling rigs, and the hydraulic system of its power and discusses its basic structure. It also analyzes and simulates the pressure impact of its drive system existing in its operating process and uses the on simulation software AMESim to establish its model. The reason of the pressure impact is found through analysis. And according to the result of the simulation research, it proposes that the main valve is changed to increase its filter area. This scheme gives a reference to its improvement and is of certain practical guiding significance.

Keywords: DTH Drill; luffing mechanism; pressure impacting; simulation analysis; valve core

0 引言

潜孔钻机是现代工程机械中广为人知的一种高效钻孔机械。由凿岩机和破碎锤等凿岩机器逐渐演化而来,是由冲击器潜入孔内,直接冲击钻头,而回转机构在孔外带动钻杆旋转,通过变幅机构变幅定位并向矿岩钻进的设备。主要用于露天矿山开采,同时也广泛应用于建筑基础开挖、水电、交通、冶金、建材、港湾及国防建设等施工作业中^[1]。它是目前钻爆法作业中广泛使用的凿岩机械之一,具有钻孔直径大、钻孔深、钻孔效率高、适用范围广等优点,也是当前通用的大型凿岩钻孔设备。潜孔钻机变幅机构是从凿岩机器人钻臂中发展而来的,凿岩机器人钻臂的研究与凿岩机器人的发展紧密相关^[2]。其变幅机构由支柱、动臂、翻转头、滑架、钻架、动臂偏转液压缸、动臂举升液压缸、钻架偏转液压缸、钻架举升液压缸、推进补偿液压缸、销轴等组成。随着凿岩机器人的发展,为适应不同的工作要求,变幅机构的功能特点逐渐多样化,可实现摆臂、转臂、伸缩、旋转、俯仰、摆角、补偿、平动等多种动作。变幅机构的配置数量有单臂、双臂、三臂甚至四臂。变幅机构的结构形式有直角坐标式、极坐标式、复合坐标式和直接定位式。目前其变幅机构的变幅全部由液压驱动,因此,变幅机构液压系统是潜孔钻机的核心部件中的重要组成部分,很大程度上决定着钻机的工作平稳性和工作效

率,对其进行研究和优化有着重要的现实意义^[3]。

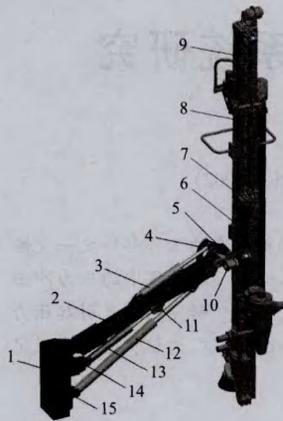
变幅机构能够实现钻机举升及偏转还有推进等功能,因此其组成机构也较复杂。在研究分析运动机构的基础上对变幅机构动力源即液压系统进行详细研究,有利于钻机的进一步优化与升级,同时对实际施工有着一定的指导意义。

1 潜孔钻机变幅机构基本结构及其典型变幅运动

以最经典的直角坐标式变幅机构型的潜孔钻机为例进行分析和研究。基本结构如图 1 所示。钻臂由钻臂焊接件、摇杆、连杆、翻转头、立柱、铰座 1、铰座 2、钻臂举升液压缸、钻臂偏转液压缸、钻架举升液压缸和钻架翻转液压缸等零部件组成。钻架相对于滑架的运动由推进补偿液压缸完成,所以滑架与推进补偿液压缸同属于变幅机构基本组成部分。钻臂偏转液压缸缸筒与机架之间、钻臂偏转液压缸活塞杆与钻臂焊接件之间采用十字铰联接,滑架与钻架通过导轨联接,其余各部件之间通过销轴联接^[4]。

变幅机构变幅过程中一般不存在联合运动,即单个液压缸运动到位后另一液压缸再紧接着完成下一步就位动作。该过程中 5 个典型的变幅动作如图 2 所示。

作者简介:李歆怡(1983-),女,福建福州人,助讲,硕士研究生,主要研究方向为机械制造自动化。



1—机架;2—钻臂焊接件;3—钻架举升液压缸;4—摇杆;
5—连杆;6—钻架翻转液压缸;7—滑架;8—推进补偿液压缸;
9—钻架;10—翻转头;11—铰座2;
12—钻臂举升液压缸;13—钻臂偏转液压缸;14—铰座1;15—立柱

图1 臂架式液压潜孔钻机钻臂结构示意图

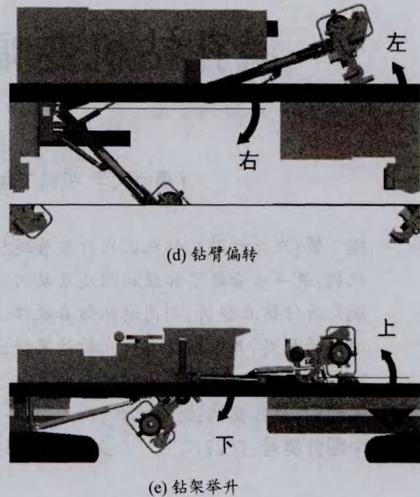
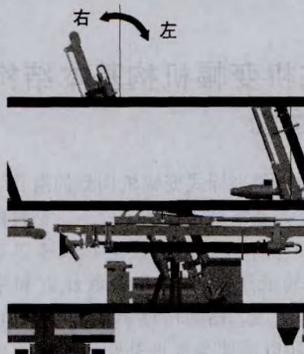


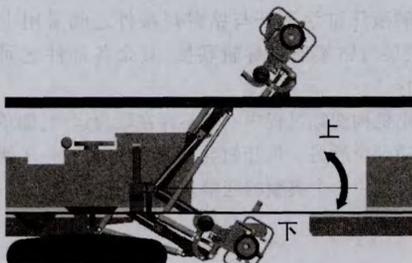
图2 变幅机构典型动作示意图



(a) 推进补偿



(b) 钻架翻转



(c) 钻臂举升

1) 推进补偿。如图2(a)所示,钻臂举升液压缸全伸出,钻臂焊接件处于偏转中心位置,钻架举升液压缸全伸出,钻架翻转液压缸伸长至钻架与地面垂直,推进补偿液压缸伸长或缩短,实现钻架的上下运动。

2) 钻架翻转。如图2(b)所示,钻臂举升液压缸全伸出,钻臂焊接件处于偏转中心位置,钻架举升液压缸全伸出,推进补偿液压缸全伸出,钻架翻转液压缸伸长或缩短,实现钻架的左右运动。

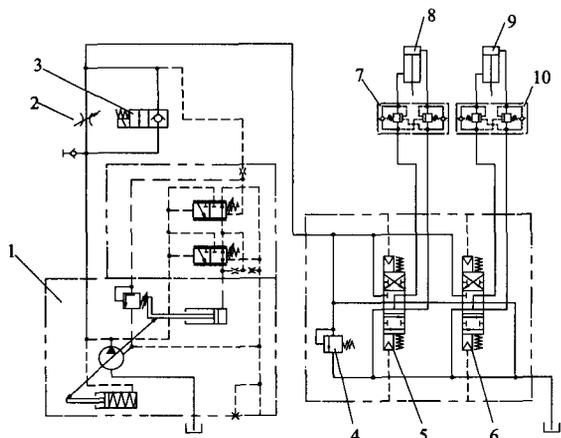
3) 钻臂举升。如图2(c)所示,钻臂焊接件处于偏转中心位置,钻架举升液压缸全缩回,钻架翻转液压缸全伸出,推进补偿液压缸全伸出,钻臂举升液压缸伸长或缩短,实现钻臂的上下运动。

4) 钻臂偏转。如图2(d)所示,钻架处于铅垂状态,钻头与地面距离约0.05 m,推进补偿液压缸全伸出,钻臂偏转液压缸伸长或缩短,实现钻臂的左右运动。

5) 钻架举升。如图2(e)所示,钻臂焊接件水平并处于偏转中心位置,钻架翻转液压缸全伸出,推进补偿液压缸全伸出,钻架举升液压缸缩短或伸长,实现钻架的上下运动。

2 变幅机构液压系统

潜孔钻机变幅机构液压系统按液压变量泵供油方式可分为两部分,变量泵1提供钻臂举升和钻臂偏转所需压力油,变量泵2提供钻架举升和钻架翻转所需压力油。两部分液压回路完全相同,其中钻臂举升和钻臂偏转液压原理图如图3所示。钻臂举升回路和钻臂偏转回路是相似的,以钻臂举升为例,系统工作时,打开调整开关,插装阀3工作在左位,先导手柄操作钻臂举升阀5上移或下移,从液压泵1来的高压油液经平衡阀7进入臂举升液压缸8大腔或小腔,推动液压缸活塞杆伸出或缩回,以驱动钻臂上升或下降。系统不工作时,平衡阀7关闭,液压缸锁死。



1-变量泵 1;2-可调节流阀;3-常闭型二通插装阀;
4-主安全阀;5-臂举换向阀;6-臂偏换向阀;7-平衡阀;
8-臂举液压缸;9-臂偏液压缸;10-平衡阀

图3 钻臂举升和钻臂偏转液压原理图

3 变幅机构液压系统仿真分析

传统的变幅机构液压系统仿真研究方法包括解析法、状态空间法和功率键合图法等。法国 IMAGINE 公司推出 AMESim 软件,用于液压和机械系统建模、仿真分析,与传统方法相比,拥有界面友好、操作方便、可验证性和可视化较强等优点。利用液压仿真软件 AMESim 对变幅机构进行仿真建模,依据实际参数对液压系统各部件进行模型搭建,然后进行组装。组装总图如图 4 所示。

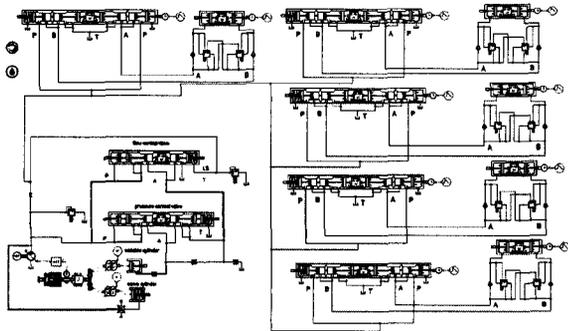


图4 变幅机构液压系统 AMESim 仿真模型图

4 变幅过程中压力冲击现象及其研究分析

用上述液压仿真模型对钻机变幅工作过程进行仿真模拟,通过仿真分析发现变幅液压缸在变幅启动和停止的瞬间均存在压力冲击现象,仿真图如图 5 所示。

由图 5 和图 6 可以轻易发现变幅机构中钻臂举升和钻臂偏转过程中当钻机变幅液压缸开始伸出、暂停运动、伸出转为收缩运动等过程时,液压缸中均存在显著的压力冲击现象。冲击值甚至超过了平稳运行时压力值的 100%。这种冲击对液压系统存在很大危害,如果

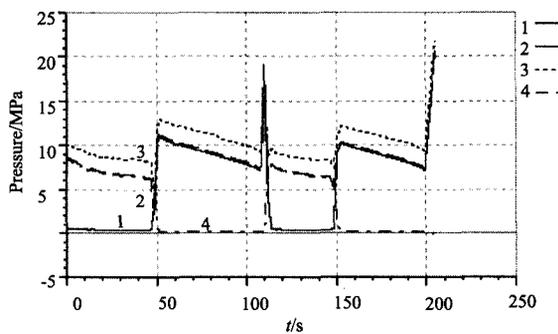


图5 钻臂举升压力曲线图

单独为此而将系统的设计值提高,会大大提高生产成本。如果能够有效的将此种现象或者压力冲击值大大减小,对钻机运行及实际生产都会带来较大的收益,此项研究意义重大。

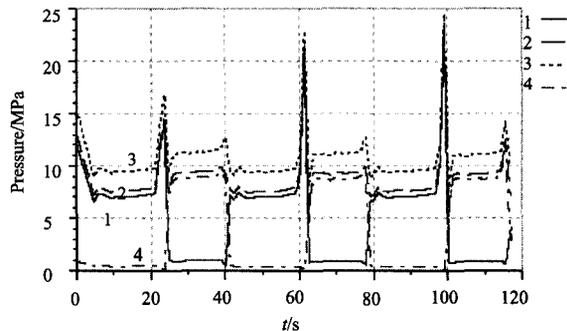


图6 钻臂偏转压力曲线图

通过对系统的分析以及压力引起的原因进一步剖析,不难发现液压系统在运动起始时及运动停止时均会产生惯性,而惯性又分为机构本身的惯性及液压油流动惯性两种。以钻臂举升液压缸伸出为例,当液压缸突然伸出时,由于惯性,此时需要较大的加速度才能推动活塞杆伸出,而此时液压缸内压力不足,主阀打开,压力油似刚开闸的洪水冲向液压缸,而液压缸由于惯性又处于刚要运动又未运动状态,由此引起憋压现象,缸内压力陡然上升,出现压力冲击;而停止时,同样由于机构已经停止,而压力油仍然在惯性作用下继续向缸内运动,致使压力再次迅速上升,再次出现压力冲击。

经过上述分析发现,如果液压油在阀打开瞬间供油充足,而停止时供油能够快速切断供油量,从较大程度上可以减少压力冲击值的峰值现象。由此,进一步对主阀的阀芯过流面积研究发现,主阀阀芯过渡处开口为 L 型节流槽,如图 7 所示。需对该处结构形状依据与运动对应的函数曲线进行优化。



图7 主阀阀芯三维外形图

经优化阀芯过流面积,再对上述过程进行仿真分析研究,得到钻臂举升与钻臂偏转的压力曲线如图 8 和图 9 所

示。由图可知,压力冲击依然存在,但是相比之前的冲击峰值有所大大改善,该现象得到明显减弱,证明了该优化方案的有效性。

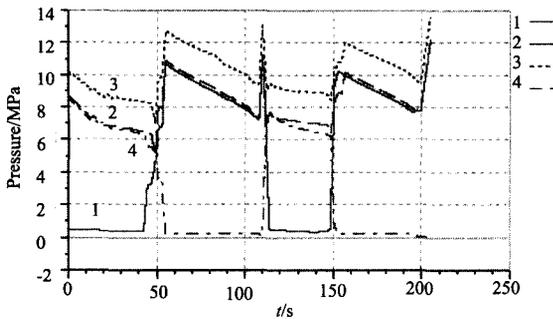


图8 优化后动臂举升液压缸压力曲线图

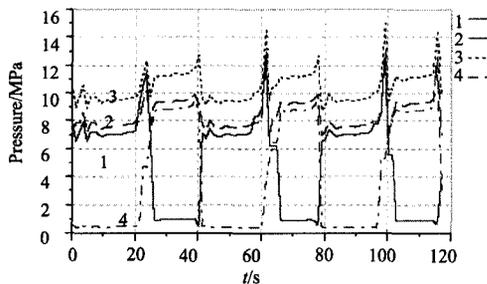


图9 优化后动臂偏转液压缸压力曲线图

5 结语

对潜孔钻机重要工作机构的变幅机构的基本组成以及动力源液压系统进行了较为详细的阐述,并利用液压仿真软件对变幅机构液压系统进行建模分析。通过仿真研究,发现了变幅过程中存在压力冲击现象,通过研究发现了问题的部分原因,并相应进行了优化;通过再次仿真研究,发现问题点得到了有效的改善,证明了优化的有效性。文中借助计算机虚拟样机进行优化分析,事半功倍,对潜孔钻机的设计研究和实际生产均有较大意义。

参考文献:

- [1] 王荣祥,任效乾. 矿山机械装备制造业的调整和振兴规划(一)[J]. 现代矿业,2010,489(1):1-4.
- [2] 杨光照,郭石宇,赵洪岩. 凿岩机械发展现状与趋势[J]. 矿业工程,2009,7(3):46-47.
- [3] 李美香. 潜孔钻机凿岩过程自动防卡液压控制方案研究[D]. 长沙:中南大学硕士学位论文,2008.
- [4] 周宏兵,胡雄伟,谢嵩岳. 液压挖掘机挖掘力的仿真与试验研究[J]. 现代制造工程,2009(4):92-94.

收稿日期:2014-01-28

(上接第16页)

表5 转动副间隙分析

间隙 e_2/mm	0.075	0.08	0.085	0.09	0.095	0.1
下死点 精度	0.019	0.016 4	0.013 92	0.012 01	0.016 78	0.021 74
下死点 标准差	0.006 70	0.005 51	0.004 71	0.003 99	0.005 24	0.006 96

通过仿真分析可知,随着转动副间隙的增大,下死点标准差先减小一段之后再增大,下死点精度先提高后下降,在0.09 mm附近取值时下死点精度较高。

3 结论

运用虚拟样机技术,在ADAMS中创建精密高速压力机的刚柔耦合模型,进行动力学仿真分析,得出冲裁速度、冲裁力、球铰副间隙、转动副间隙对下死点竖直方向的动态重复精度的影响规律,为提高其下死点动态重复精度提高依据,也为物理样机的试制及实验分析提供指导。由于时间、精力及条件有限,未解决多因素对下死点竖直方向的动态重复精度的优化分析问题,找到提高下死点竖直方向的动态重复精度的切实方案。

参考文献:

- [1] 张策. 机械动力学[M]. 北京:高等教育出版社,2000.
- [2] 何德誉. 曲柄压力机[M]. 北京:机械工业出版社,1981.
- [3] 应征. 飞机部件数字化调姿过程建模与仿真关键技术研究[D]. 杭州:浙江大学博士学位论文,2013.
- [4] 罗晓明. 多体系统中铰内摩擦接触分析[D]. 大连:大连理工大学博士学位论文,2011.
- [5] 白争锋. 考虑铰间间隙的机构动力学特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学硕士学位论文,2011.
- [6] 张佳揖. 含间隙机构运动副动力学模型研究[D]. 西安:西安电子科技大学硕士学位论文,2006.
- [7] 管培鹏. 高速压力机多体动力学研究及仿真[D]. 南京:南京航空航天大学硕士学位论文,2012.
- [8] 王晓东,鹿新建. 高速压力机下死点测试及数据分析[J]. 锻压装备与制造技术,2008,(2):30-33.
- [9] 鹿新建,周永清. 高速压力机下死点波形图研究[J]. 锻压装备与制造技术,2009,(1):28-30.
- [10] 张游. 考虑运动副间隙的曲柄滑块机构动力学建模与分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学硕士学位论文,2012.
- [11] 陈树新. 含间隙高速精密压力机机构动力学研究[J]. 锻压技术,2011,(2):45-48.

收稿日期:2014-03-14