

DH型转阀钻井冲击器结构性能参数优化研究

尹国明¹, 李国民^{*2}

(1. 中航勘察设计研究院有限公司, 北京 100098; 2. 中国地质大学(北京)工程技术学院, 北京 100083)

摘要: 为了研究旋冲钻井中双液驱动DH型转阀钻井冲击器的冲击运动规律, 优化其性能参数, 通过分析其在冲程阶段和回程阶段的受力情况, 采用有限差分法, 建立转阀活塞运动数学模型, 利用MATLAB软件编译仿真电算程序, 对转阀活塞的动力学过程进行仿真电算, 得出DH型转阀钻井冲击器的最优冲击性能参数。同时研究冲击器上下腔面积差、油压系统流量及压降对DH型转阀钻井冲击器冲击性能的影响, 并设计关于冲击功、冲击频率和冲击功率的正交分析试验, 利用Design-Expert软件对计算结果进行优化, 以更好地提高冲击器的工作性能。研究结果表明: 活塞杆直径和压降对冲击器工作性能的影响较为突出, 流量对冲击器工作性能的影响较小。经优化, 冲击功提高21.88%, 冲击频率提高12.9%, 冲击功率提高37.6%。相关研究对液动冲击器设计及应用具有一定的指导意义。

关键词: 液动冲击器; 双液驱动; 旋冲钻井; 转阀活塞; 数学模型; 正交试验

中图分类号: P634.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 2096-9686(2023)04-0070-07

Optimization of the structural performance parameters of the dual-fluid powered rotary valve drilling impactor

YIN Guoming¹, LI Guomin^{*2}

(1. AVIC Institute of Geotechnical Engineering Co., Ltd., Beijing 100098, China;

2. School of Engineering and Technology, China University of Geosciences, Beijing 100083, China)

Abstract: In order to research the impact motion law of the dual-fluid rotary valve impactor in rotary percussive drilling, and optimize its performance parameters, through the analysis of its forces in the phases of stroke and return, the finite difference method is used to create the mathematical model of the rotary valve piston movement, and a simulation computer program compiled with MATLAB software is applied to simulation of the dynamic process of the rotary valve piston to obtain the optimal impact performance parameters of the dual-fluid powered rotary valve drilling impactor. At the same time, the influence of the difference in the area between the upper and lower chambers of the impactor, and the flow rate and pressure drop of the oil pressure system on the impact performance of the dual-fluid powered rotary valve drilling impactor is studied, and the orthogonal analysis test for impact energy, impact frequency and impact power is designed. The results are optimized by Design-Expert software to improve the working performance of the impactor. The results show that the piston rod diameter and pressure drop have prominent effects on the impactor performance, while the flow rate has little effect on the impactor performance. After optimization, the impact energy, impact frequency and impact power are increased by 21.88%, 12.9% and 37.6% respectively. The research has guiding significance to the design and application of hydraulic impactors.

Key words: hydraulic impactor; dual-fluid drive; rotary percussion drilling; rotary valve piston; mathematical model; orthogonal test

收稿日期: 2022-05-18; 修回日期: 2022-09-07 DOI: 10.12143/j.ztgc.2023.04.010

基金项目: 国土资源部深部地质钻探技术重点实验室开放基金项目“双液驱动型转阀钻井冲击器研究”(编号: KF202010)

第一作者: 尹国明, 男, 汉族, 1995年生, 助理工程师, 硕士, 长期从事钻探技术研究工作, 北京市海淀区知春路56号, yinyi21@qq.com。

通信作者: 李国民, 男, 汉族, 1962年生, 副教授, 地质工程专业, 博士, 从事科学钻探技术与方法的研究工作, 北京市海淀区学院路29号, ligm@cugb.edu.cn。

引用格式: 尹国明, 李国民. DH型转阀钻井冲击器结构性能参数优化研究[J]. 钻探工程, 2023, 50(4): 70-76.

YIN Guoming, LI Guomin. Optimization of the structural performance parameters of the dual-fluid powered rotary valve drilling impactor[J]. Drilling Engineering, 2023, 50(4): 70-76.

0 引言

旋冲钻井技术即旋转钻进与轴向冲击相结合,使钻头在冲击力和回转剪切力作用下破碎岩石的钻井方式,在地质钻探中称为冲击回转钻探技术。该技术可提供持续的脉动冲击动能,并作用于钻头碎岩,从而大幅提高钻井速度,在硬岩地层和强研磨性地层钻进中被广泛应用^[1-3]。然而旋冲钻井技术中的核心部件——液动冲击器却往往因使用寿命较短,而难以满足钻进工作提钻时间间隔的要求,致使旋转冲击钻井技术的优势得不到充分的发挥,钻进效率也无法得到彻底提升,因此提高冲击器的工作寿命,是当前亟待解决的重要技术难题^[4-7]。

国内外对液动冲击器的研究层出不穷,并取得了丰富的研究成果。Lazutkin等^[8]在分析对液动冲击器冲击频率的各种控制方法的基础上,提出了一种可以根据钻具载荷条件的差异,自动调节液动冲击器冲击频率的控制方式。Xuan等^[9]设计了一种螺杆马达驱动的新型旋转冲击钻具,该工具使用螺杆马达驱动冲击器活塞旋转,活塞旋转同时撞击砧座产生脉动冲击动能,通过现场试验测试,该钻具可以大幅提高钻进效率,比普通钻具提速64.2%。Huang等^[10]对YDC型液压冲击器的工作原理进行了研究,建立了YDC型液压冲击器的动力学模型,通过开发软件程序对其工作性能分析指出,在现有的泵量和泵压下,通过改进冲击器的结构,能够增大其冲程,可有效提高其冲击性能。Zhang等^[11]研究设计了一种新型旋转冲击钻井工具,并通过试验研究建立了一个活塞运动规律的指数函数模型,通过对模拟结果与试验结果的比较得知,冲锤撞击砧子产生回弹现象,对冲击性能产生较大影响。罗永江等^[12]发明了一种转阀式液动冲击器,该工具采用转子作为控制高压流体切换的部件,同时采用转动方式实现流体通道的开闭,避免了滑阀引起的卡堵问题,具有结构简单、冲击能量大、使用寿命长等优点。张晨等^[13]对潜孔冲击器的冲击运动规律进行了研究,采用有限差分法对活塞进行仿真计算,同时也研究了后气室配气长度对潜孔冲击器冲击性能的影响。王伟等^[14]将螺杆动力机构和旋冲工具冲击机构进行一体化设计,使带有振动冲击总成的螺杆具有较优的造斜性能。肖新磊^[15]建立了直径为215.9 mm的PDC钻头 and 岩石的有限元模型,分析了钻井参数对破岩效率的影响规律,据此研制了新型水力旋冲钻井工

具。甘心^[16]详细列举了轴向振动冲击器、扭转冲击器和复合冲击器等工具的最新研究进展,明确了振动冲击工具通过合理利用钻井液水力能量并将其转化为冲击破岩能量,可以有效地提高破岩效率、改善钻头破岩环境、降低破岩阻力。郭强等^[17]采用了射流式液动冲击器配齿轮钻头的钻进方法,在硬岩地层中实现了高效破岩的应用效果,为花岗岩等硬岩地层提速增效提供了重要的技术支撑。吴召明等^[18]通过研究冲击器冲击功与最大冲击力的关系,确定了冲击功与最大冲击力的关系式,并利用压电力传感器推算出了冲击功波形。

国内外液动冲击器主要旨在提升冲击器的钻进效率和使用寿命,但大多仍以泥浆冲洗液作为动力介质,增加了对活塞结构的磨损,没有从根本上解决冲洗介质对活塞结构的磨损问题,进而导致冲击器的使用寿命偏低,旋冲钻进的优势得不到充分发挥。本文针对李国民^[19]公开的一种双液驱动DH型转阀钻井冲击器进行研究,对其活塞结构建立动力学模型及MATLAB仿真计算程序,并通过设计正交试验分析冲击器相关参数对其冲击性能的影响。

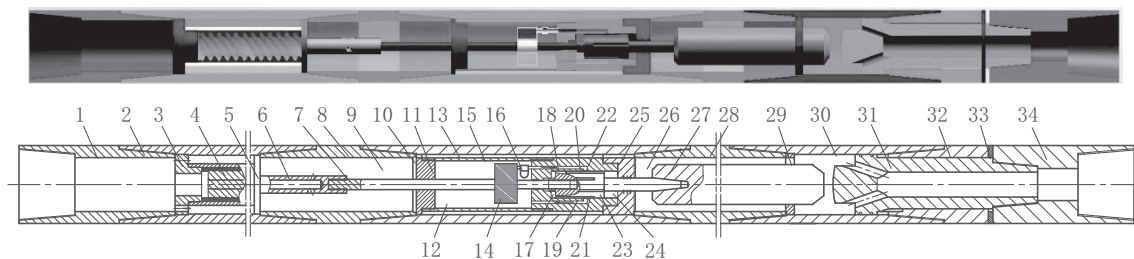
1 双液转阀钻井冲击器分析

1.1 冲击器结构

双液驱动DH型转阀钻井冲击器主要由动力机构、油压机构和冲击机构3个部分组成。动力机构是冲击器的主要动力来源,油压机构是实现产生冲击动能的关键部件,冲击机构是冲击器的主要作用机构,也是直接产生脉动冲击动能的部分。在冲击器工作过程中,泥浆马达带动转阀活塞旋转并驱动油泵工作,油泵产生的高压液压油驱动转阀活塞产生上下往复运动,转阀活塞连接冲锤,冲锤在转阀活塞的带动下击打砧子。双液指的是用于全孔循环的泥浆冲洗液和用于油压系统封闭循环的高压液压油,双液分离,对活塞产生较大的保护作用,极大地提高冲击器的工作寿命。图1为DH型转阀钻井冲击器的结构示意图。

1.2 工作原理

如图1所示,冲击器上接头连接泥浆泵,泥浆由上接头进入泥浆马达,驱动泥浆马达工作,泥浆马达产生的动力由马达输出轴传至传动轴,传动轴贯穿油泵且带动转阀活塞旋转,传动轴既是油泵的动力输入轴,也是促使转阀活塞产生旋转的动力提供



1—上接头;2—外管一;3—马达上接头;4—螺杆马达;5—马达下接头;6—马达输出轴;7—传动轴;8—中接头;9—泥浆通室;10—泥浆通道;11—上端盖;12—储油管;13—外管二;14—油泵;15—环状间隙;16—蓄能器;17—上腔;18—进油通道;19—回油通道;20—下腔通油槽;21—上腔通油槽;22—活塞缸体;23—转阀活塞;24—下腔;25—阀体活塞盖;26—冲锤腔;27—冲锤;28—外管三;29—扶正环;30—扶正接头;31—砧子;32—滑动轴套;33—调整垫;34—下接头

图1 DH型转阀钻井冲击器结构示意图

Fig.1 Structure of the dual-fluid powered rotary valve drilling impactor

轴。油泵工作产生高压液压油,液压油经蓄能器进入活塞缸体,此时上腔通油槽与进油道相连,下腔通油槽与回油道相连,液压油由上腔通油槽进入上腔,转阀活塞在上下腔压力的作用下向下运动,下腔内的液压油在压力作用下经回油道返回油箱,转阀活塞下端通过活塞杆与冲锤连接,带动冲锤击打砧子,完成冲程运动。

随着转阀活塞的旋转,进油道与下腔通油槽相连,回油道与上腔通油槽相连,液压油由下腔通油槽进入下腔,转阀活塞在上下腔压差作用下向上运动,上腔内的液压油在压力作用下由回油道返回油箱,转阀活塞向上运动直至回程终点,完成回程运动。

至此冲击器完成一个工作周期,随着转阀活塞的旋转,转阀活塞不断的进行上下往复运动,转阀活塞既是一个通过旋转来切换油路的阀门,也是一个在液压油压力差作用下实现上下往复运动的活塞。

1.3 基本技术参数

该冲击器的基本技术参数如表1所示,对于冲击器的模拟计算过程,主要以表1中的参数为依据,对冲击器的活塞行程、输入活塞缸体的泵量和压降进行优化,以提高冲击器的冲击性能。

2 数学模型建立

根据转阀钻井冲击器的结构形式及工作原理,针对转阀活塞建立相关方程,从而建立转阀钻井冲击器的计算模型。

2.1 工作阶段分析

双液驱动转阀钻井冲击器在一个冲击周期内的工作运动情况可分为两个阶段,分别为活塞回程上

表1 基本技术参数

Table 1 Main parameters

参数名称	参数值
外径	178 mm
工作介质	泥浆,密度 1.4 g/cm^3 液压油,密度 0.88 g/cm^3
适用井眼	215.9 mm
冲锤质量	50 kg
活塞行程	37.5 mm
泥浆马达压降	2.5 MPa
泥浆马达排量	10 L/s

行阶段和活塞冲程下行阶段。回程上行阶段以转阀活塞从其行程最下端为起点开始上升,以转阀活塞与活塞缸体接触为终点,如图2(a)中所示,此阶段油泵输出的高压液压油经进油道、蓄油槽和下腔通油槽进入活塞下腔,转阀活塞在下腔的压力作用下克服其自身和冲锤重力,带动冲锤加速上升,直至上升到回程终点。冲程下行阶段以转阀活塞的回程终点为起点,以冲锤加速下行直至撞击到砧子为冲程终点,如图2(b)中所示,此阶段油泵输出的高压液压油经进油道、蓄油槽和下腔通油槽进入活塞上腔,转阀活塞和冲锤在其自身重力和上腔高压作用下一起加速下行,直至冲锤下端冲击到砧子。

2.2 动力学模型建立

通过对冲击器的工作阶段划分,主要分析转阀活塞及冲锤在各阶段的受力情况,为了更好的对活塞运动情况进行模拟,假设冲击器一直处于垂直工作状态,且进油口和回油口压力始终为稳定值,在此条件下,将冲击器的一个工作周期分为冲程和回程

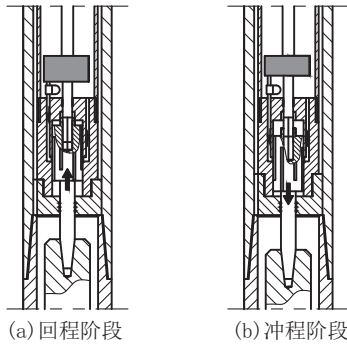


图2 运动过程划分

Fig.2 Motion process division

两个阶段分别建模。经分析,在冲击器工作过程中,转阀活塞和冲锤主要受重力 G 、下腔压力 P_1 、上腔压力 P_2 和水垫阻力 P_s 的影响。

2.2.1 冲程阶段

如图3所示,设活塞缸体进油口处泵压为 P_r ,泵量为 Q ,进回油道半径皆为 r ,进油道过流面积与下腔通油槽过流面积相同, $A_1 = \pi \cdot r^2$,液压油流速为 $v_1 = Q/A_1$; 蓄油槽过流面积为 A_2 ,液压油流速为 $v_2 = Q/A_2$ 。由于活塞缸体流道很短,忽略液压油在流道内的沿程压力损失,主要考虑高压液压油在循环过程中所造成的局部压力损失。

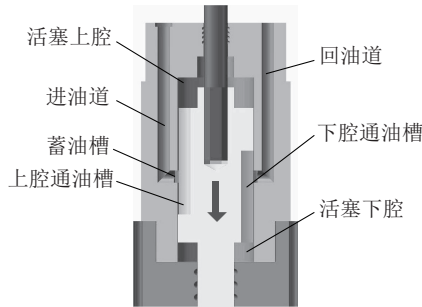


图3 冲击器冲程阶段

Fig.3 Diagram of the impactor stroke stage

重力为:

$$G = (m_1 + m_2)g \quad (1)$$

式中: m_1 、 m_2 ——冲锤与转阀活塞质量, kg; g ——重力加速度, 值取 9.8 m/s^2 。

上腔压力为:

$$P_2 = P_r - \Delta P_1 - \Delta P_2 - \Delta P_3 - \Delta P_4 \quad (2)$$

式中: ΔP_1 ——进油道内的局部压力损失, Pa; ΔP_2 ——蓄油槽入口处的局部压力损失, Pa; ΔP_3 ——上腔通油槽入口处的局部压力损失, Pa; ΔP_4 ——活塞上

腔入口处的局部压力损失, Pa。

下腔在冲程阶段通过回油通道与储油管内部相连, 设储油管内部压力为 P_c 。

下腔压力为:

$$P_1 = P_c + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_7 \quad (3)$$

式中: ΔP_5 ——蓄油槽入口处的局部压力损失, Pa; ΔP_6 ——回油道入口处的局部压力损失, Pa; ΔP_7 ——活塞缸体出油口处的局部压力损失, Pa。

下腔水垫阻力为:

$$P_{ds} = \frac{5\gamma}{g} \times \left(\frac{A_d}{A_1} \right)^2 \times V_d^2 \times (1 + \xi) \quad (4)$$

式中: A_d ——转阀活塞下腔的截面面积, m^2 ; V_d ——转阀活塞的运动速度, m/s ; ξ ——流道截面突然缩小时的局部压力损失系数。

由以上受力分析对冲锤活塞体系建立动力学方程和运动学方程。以冲锤撞击砧子上时的位置(下死点位置)为位移参考点, 位移用 x 表示, 取向上为正。

综上可知动力学方程:

$$a = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{(P_2 \cdot A_u - P_1 \cdot A_d - P_{ds} \cdot A_d) + G}{m_1 + m_2} \quad (5)$$

运动学方程:

$$v = \frac{dx}{dt} = v_0 + \frac{d^2 x}{dt^2} \Delta t \quad (6)$$

$$x = x_0 + v_0 \Delta t + \frac{1}{2} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \Delta t^2 \quad (7)$$

式中: Δt ——时间步长, s; v_0 ——每一时间步长内的初速度, 取上一时间步长末的速度, m/s ; x_0 ——每一时间步长内的起始位置, 取上一时间步长末的位置, m 。

2.2.2 回程阶段

回程阶段如图4所示。回程阶段与冲程阶段的力学分析过程类似, 方程如下:

动力学方程:

$$a = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{(P_1 \cdot A_d - P_2 \cdot A_u - P_{us} \cdot A_u) - G}{m_1 + m_2} \quad (8)$$

运动学方程:

$$v = \frac{dx}{dt} = v_0 + \frac{d^2 x}{dt^2} \Delta t \quad (9)$$

$$x = x_0 + v_0 \Delta t + \frac{1}{2} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \Delta t^2 \quad (10)$$

2.3 冲击功、冲击频率和冲击功率

液动冲击器的主要工作性能参数有单次冲击

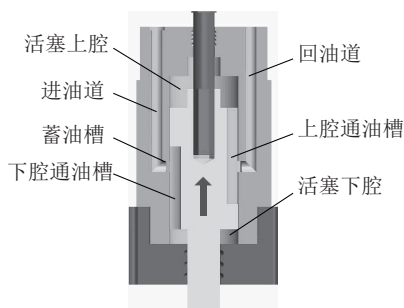


图4 冲击器回程阶段

Fig.4 Diagram of the impactor return stage

功、冲击频率、冲击功率、能量利用率等,计算公式如下:

(1) 冲击功

$$E = (1/2)mv^2 \quad (11)$$

式中: E ——冲击功, J; m ——冲锤质量, kg; v ——冲锤冲击砧子时的速度, m/s。

(2) 冲击频率

$$f = 1/T \quad (12)$$

式中: f ——冲击频率, Hz; T ——冲击器运动周期, s。

(3) 冲击功率

$$P_w = E \cdot f \quad (13)$$

式中: P_w ——冲击功率, W。

2.4 模拟计算程序设计

根据数学模型建立 MATLAB 仿真计算程序, 以转阀活塞下端面到达阀体下端盖的位置作为基准面, 建立坐标系, 以转阀活塞轴线向下为 x 轴的正方向。利用有限差分原理, 将冲击器的运动过程按时间划分为若干个微单元, 迭代时间步数设为 0.01 ms, 在每一个微单元内, 将冲击器运动过程视作匀变速运动过程。首先定义起始变量, 输入初始计算参数, 然后对转阀活塞工作过程中的压力损失进行计算, 将得到的压损值带入循环判断语句进行迭代, 依次计算出单个时间步的冲锤加速度、冲锤末速度和活塞位移, 将冲锤位移与活塞冲程进行比较, 并判断冲锤速度是否为零, 若冲锤位移未达到活塞冲程, 且冲锤速度不为零, 则继续进行下一次迭代计算, 直至冲锤位移大于等于活塞冲程, 结束此次循环, 即表明活塞及冲锤达到冲程终点, 冲程过程完成, 最后输出冲程末速度和冲程时间, 即可得出冲击功与冲击频率。计算程序界面如图 5 所示。



图5 冲击器性能参数计算程序界面

Fig.5 Calculation program interface for impactor performance parameters

3 正交试验设计

根据转阀钻井冲击器的工作原理和结构特点, 正交试验优化因素选取为: 活塞杆直径 F_1 、油压系统流量 F_2 、油压系统压降 F_3 , 每个正交变量采取 5 种水平进行正交试验, 如表 2 所示。

表2 因素水平表

Table 2 Factors and levels

水平	因素		
	F_1/mm	$F_2/(\text{L} \cdot \text{s}^{-1})$	F_3/MPa
1	30	2	8
2	32.5	2.25	9
3	35	2.5	10
4	37.5	2.75	11
5	40	3	12

对于正交试验因素参数取值范围的选择, 主要由冲击器结构与液压油泵的工作性能决定, 根据实际工作情况进行确定。

4 试验结果及分析

4.1 试验结果

根据 MATLAB 仿真计算程序, 对转阀钻井冲击器的活塞运动过程进行运动学分析, 计算得出冲击功、冲击频率和冲击功率。根据标准正交试验表, 选用 $L_{25}(5^3)$ 正交表, 按照表中组合进行 25 次试验, 设计方案与仿真计算结果如表 3 所示。

4.2 结果分析

将仿真计算结果导入 Design-Expert 软件中, 采用响应面分析方法分析各因素对冲击功、冲击频率和冲击功率的影响。为了确保拟合结果更加准确,

表 3 仿真计算结果						
Table 3 Simulation calculation results						
试验 次数	因 素			冲击功/ J	冲击频 率/Hz	冲击功 率/kW
	F_1 / mm	F_2 / (L·s ⁻¹)	F_3 / MPa			
1	30	2	8	48.843	12.5	0.611
2	30	2.25	9	53.572	13.158	0.705
3	30	2.5	10	58.037	13.514	0.784
4	30	2.75	11	62.239	14.085	0.877
5	30	3	12	66.177	14.493	0.959
6	32.5	2	9	66.469	13.699	0.911
7	32.5	2.25	10	72.147	14.085	1.016
8	32.5	2.5	11	77.520	14.706	1.140
9	32.5	2.75	12	82.588	15.152	1.251
10	32.5	3	8	46.011	10.309	0.474
11	35	2	10	91.276	14.493	1.323
12	35	2.25	11	98.273	14.925	1.467
13	35	2.5	12	104.910	15.625	1.639
14	35	2.75	8	60.881	10.989	0.669
15	35	3	9	66.797	11.494	0.768
16	37.5	2	11	127.498	15.385	1.962
17	37.5	2.25	12	136.389	15.873	2.165
18	37.5	2.5	8	81.770	11.494	0.940
19	37.5	2.75	9	89.787	11.905	1.069
20	37.5	3	10	97.365	12.346	1.202
21	40	2	12	182.652	16.129	2.946
22	40	2.25	8	112.398	11.905	1.338
23	40	2.5	9	123.572	12.346	1.526
24	40	2.75	10	134.190	12.821	1.720
25	40	3	11	144.251	13.333	1.923

选用两因素交互关系模型(即 2F 模型)进行拟合,并分别对冲击功、冲击频率和冲击功率进行方差分析,分析结果可见表 4~6。

P 值越小表明此因子越显著,对响应的影响越大,分析结果越可靠。通过正交试验结果和方差分析可知,活塞杆直径、压降及流量对冲击器工作性能的影响均较为突出,其中活塞杆直径和压降的增大可明显提高冲击器的工作性能,而流量对冲击器工作性能产生一定的负面影响。利用 Design-Expert 软件对数据结果进行优化,选出参数的最优化组合为 $F_1=40\text{ mm}$ 、 $F_2=2\text{ L/s}$ 、 $F_3=12\text{ MPa}$ 。优化后,冲击功提高了 21.88%,冲击频率提高了 12.9%,冲击功率提高了 37.6%(见表 7)。

表 4 冲击功方差分析					
Table 4 Impact energy variance analysis					
来源	平方和	自由度	均方	F 值	P 值
模型	49691.34	6	8281.89	193.94	<0.0001
F_1	36279.26	1	36279.26	849.56	<0.0001
F_2	1345.00	1	1345.00	31.50	<0.0001
F_3	10841.52	1	10841.52	253.88	<0.0001
F_1F_2	103.70	1	103.70	2.43	0.1260
F_1F_3	1121.86	1	1121.86	26.27	<0.0001
F_2F_3	9.88E-05	1	9.88E-05	2.32E-06	0.9988
残差	1964.38	46	42.7		
总离差	51655.72	52			

表 5 冲击频率方差分析					
Table 5 Impact frequency variance analysis					
来源	平方和	自由度	均方	F 值	P 值
模型	111.4	6	18.57	638.72	<0.0001
F_1	0.16	1	0.16	5.52	0.0232
F_2	22.83	1	22.83	785.24	<0.0001
F_3	87.86	1	87.86	3022.61	<0.0001
F_1F_2	0.14	1	0.14	4.86	0.0325
F_1F_3	0.058	1	0.058	1.98	0.1657
F_2F_3	0.35	1	0.35	12.09	0.0011
残差	1.34	46	0.029		
总离差	112.73	52			

表 6 冲击功率方差分析					
Table 6 Impact power variance analysis					
来源	平方和	自由度	均方	F 值	P 值
模型	13.29	6	2.22	279.85	<0.0001
F_1	6.64	1	6.64	838.29	<0.0001
F_2	0.87	1	0.87	109.58	<0.0001
F_3	5.13	1	5.13	647.57	<0.0001
F_1F_2	0.095	1	0.095	12.04	0.0011
F_1F_3	0.56	1	0.56	70.8	<0.0001
F_2F_3	6.43E-03	1	6.43E-03	0.81	0.3722
残差	0.36	46	7.92E-03		
总离差	13.65	52			

表 7 性能参数优化对比			
Table 7 Optimization comparison of performance parameters			
类型	冲击功/J	冲击频率/Hz	冲击功率/kW
优化前	149.864	14.286	2.141
优化后	182.652	16.129	2.946

5 结论与建议

(1)根据DH型转阀钻井冲击器的结构工作原理,运用有限差分法建立冲击器转阀活塞数学模型,利用MATLAB软件设计模拟计算程序,对冲击器的工作性能进行仿真电算,为转阀钻井冲击器的后续研究提供了性能计算方法。

(2)在建立数学模型的基础上,以优化转阀钻井冲击器工作性能为目标,利用Design-Expert软件设计以活塞杆直径、流量和压降为优化因素的正交试验,分析得出参数的最优化组合为 $F_1=40\text{ mm}$ 、 $F_2=2\text{ L/s}$ 、 $F_3=12\text{ MPa}$ 。优化后,冲击功提高了21.88%,冲击频率提高了12.9%,冲击功率提高了37.6%。此研究结果可为转阀钻井冲击器的性能优化设计提供一定的参考。

(3)如何避免液压油的泄露,蓄能器如何实现小型化安装,以及满足液压机构对油压和流量的要求,是决定该冲击器使用性能和推广应用的关键。建议在今后的研究工作中予以考虑。

参考文献(References):

- [1] 王人杰,蒋荣庆,韩军智.液动冲击回转钻探[M].北京:地质出版社,1998:2-4.
WANG Renjie, JIANG Rongqing, HAN Junzhi. Hydraulic Impact Rotary Drilling[M]. Beijing: Geological Publishing House, 1998:2-4.
- [2] Graf L. E., Kogan D. I. Hydro-percussion machines and tools [C]//Nedra, Moscow, Russia: 1972.
- [3] 刘上.双作用液动冲击器性能研究[D].成都:西南石油大学,2016.
LIU Shang. Research on performance of double acting hydraulic impactor[D]. Chengdu: Southwest Petroleum University, 2016.
- [4] Whiteley M. C., England W. P. Air drilling operations improved by percussion bit/hammer tool tandem[R]. SPE13429, 1985.
- [5] 李国民.双液驱动旋冲钻井冲击器:CN202020159715.2[P].2020-12-08.
LI Guomin. Dual fluid driven rotary percussion drilling impactor: CN202020159715.2[P]. 2020-12-08.
- [6] 殷琨,菅志军,蒋荣庆.大冲击功液动锤的研究及其在应用[J].探矿工程,1996(4):8-10.
YIN Kun, JIAN Zhijun, JIANG Rongqing. Research and application of hydraulic hammer with high impact power[J]. Exploration Engineering, 1996(4):8-10.
- [7] 谢文卫,苏长寿,宋爱志.新型高冲击功液动潜孔锤的研究[J].探矿工程,1998(6):3-5.
XIE Wenwei, SU Changshou, SONG Aizhi. Research on new hydraulic DTH hammer with high impact power[J]. Exploration Engineering, 1998(6):3-5.
- [8] Lazutkin S. L., Lazutkina N. A. Perspective construction of hydraulic impact device[J]. Procedia Engineering, 2015, 129.
- [9] Xuan L., Guan Z., Hu H., et al. The principle and application of a novel rotary percussion drilling tool driven by positive displacement motor[R]. SPE 180535, 2016.
- [10] Huang X., Hu G., Meng Q., et al. Impact performance optimization of a YDC valve-type double action hydraulic hammer[J]. Natural Gas Industry B, 2018.
- [11] Zhang X., Zhang S., Luo Y., et al. Experimental study and analysis on a fluidic hammer—An innovative rotary-percussion drilling tool[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2019, 173.
- [12] 罗永江,李柏军,梁运培,等.一种转阀式液动冲击器:CN201711459418.9[P].2018-07-24.
LUO Yongjiang, LI Baijun, LIANG Yunpei, et al. A rotary valve type hydraulic impactor: CN201711459418.9[P]. 2018-07-24.
- [13] 张晨,赵钰,吴何洪,等.潜孔冲击器结构性能参数优化研究[J].石油机械,2019,47(11):32-37,58.
ZHANG Chen, ZHAO Yu, WU Hehong, et al. Optimization of structural performance parameters of submerged hole impactor[J]. China Petroleum Machinery, 2019, 47(11):32-37, 58.
- [14] 王伟,张士新,郑瑞强,等.旋冲螺杆钻井工具研制与应用[J].西部探矿工程,2020,32(4):72-74.
WANG Wei, ZHANG Shixin, ZHENG Ruiqiang, et al. Development and application of rotary thrust screw drilling tool [J]. West-China Exploration Engineering, 2020, 32(4):72-74.
- [15] 肖新磊.水力旋冲钻井工具破岩影响因素模拟及应用[J].石油矿场机械,2020,49(3):52-57.
XIAO Xinlei. Simulation and application of influence factors of rock breaking by hydraulic rotary percussion drilling tool [J]. Oil Field Equipment, 2020, 49(3):52-57.
- [16] 甘心.钻井提速用振动冲击工具研究进展[J].钻探工程,2021,48(2):85-93.
GAN Xin. Advances in vibration impactors for drilling acceleration[J]. Drilling Engineering, 2021, 48(2):85-93.
- [17] 郭强,翁炜,袁文真,等.射流式液动冲击器在ZK01-2井提速应用研究[J].钻探工程,2021,48(10):56-61.
GUO Qiang, WENG Wei, YUAN Wenzhen, et al. Use of the jet-type fluid hammer for increasing ROP at Well ZK01-2[J]. Drilling Engineering, 2021, 48(10):56-61.
- [18] 吴召明,陆洪智.基于压电力传感器冲击功的检测方法研究[J].钻探工程,2022,49(4):55-60.
WU Zhaoming, LU Hongzhi. Research on the impact energy detection method based on piezoelectric force sensors[J]. Drilling Engineering, 2022, 49(4):55-60.
- [19] 李国民.双液驱动旋冲钻井冲击器及双液驱动旋冲钻进方法:CN202010084676.9[P].2020-05-19.
LI Guomin. Dual fluid driven rotary percussion drilling impactor and dual fluid driven rotary percussion drilling method: CN202010084676.9[P]. 2020-05-19.

(编辑 荐华)