

万米钻机全液压顶驱平衡装置液压回路设计与仿真

罗朝椿 王清岩 范黎明 李昊轩 钟蔚岭 郭乃铭

引用本文:

罗朝椿, 王清岩, 范黎明, 等. 万米钻机全液压顶驱平衡装置液压回路设计与仿真[J]. 煤田地质与勘探, 2025, 53(2): 233–242.

LUO Chaochun, WANG Qingyan, FAN Liming, et al. Design and simulations of a balancing device with a hydraulic circuit for a fully hydraulic top drive drilling system for a drilling rig capable of 10 000-m-deep drilling[J]. *Coal Geology & Exploration*, 2025, 53(2): 233–242.

在线阅读 View online: <https://dx.doi.org/10.12363/issn.1001-1986.24.09.0581>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

救援车载钻机同步自平衡式给进系统设计与应用

Research and application of synchronous self-balancing feed system for rescue truck-mounted drilling rig
煤田地质与勘探. 2022, 50(11): 76–84 <https://doi.org/10.12363/issn.1001-1986.22.05.0419>

径向活塞式液压卡盘动态特性仿真与试验

Simulation and experimental study on dynamic characteristics of radial piston hydraulic chuck
煤田地质与勘探. 2020, 48(5): 246–253 <https://doi.org/10.3969/j.issn.1001-1986.2020.05.031>

基于功率回收的矿用全尺寸钻杆动态加载系统研制

Development of a power recovery-based dynamic loading system for full-size drill rods in coal mines
煤田地质与勘探. 2024, 52(12): 233–242 <https://doi.org/10.12363/issn.1001-1986.24.07.0476>

ZMK5550TZJF50/120型救援车载钻机钻压自适应电液系统研究

Adaptive electro-hydraulic system of ZMK5550TZJF50/120 truck-mounted drilling rig with WOB adaptive control function
煤田地质与勘探. 2022, 50(11): 67–75 <https://doi.org/10.12363/issn.1001-1986.22.05.0417>

基于T-S模糊故障树的煤矿坑道钻机液压动力系统故障诊断研究

Fault diagnosis of hydraulic power system for coal mine tunnel drilling rig based on T-S fuzzy fault tree
煤田地质与勘探. 2022, 50(12): 194–202 <https://doi.org/10.12363/issn.1001-1986.22.06.0476>

双钻头自平衡钻进系统用多通道连续缆管设计

Design of multi-channel continuous cable duct for double-bit self-balancing drilling system
煤田地质与勘探. 2023, 51(4): 164–169 <https://doi.org/10.12363/issn.1001-1986.22.06.0472>



移动阅读

罗朝椿, 王清岩, 范黎明, 等. 万米钻机全液压顶驱平衡装置液压回路设计与仿真[J]. 煤田地质与勘探, 2025, 53(2): 233–242. doi: 10.12363/issn.1001-1986.24.09.0581

LUO Chaochun, WANG Qingyan, FAN Liming, et al. Design and simulations of a balancing device with a hydraulic circuit for a fully hydraulic top drive drilling system for a drilling rig capable of 10 000-m-deep drilling[J]. Coal Geology & Exploration, 2025, 53(2): 233–242. doi: 10.12363/issn.1001-1986.24.09.0581

万米钻机全液压顶驱平衡装置液压回路设计与仿真

罗朝椿¹, 王清岩^{1,2,*}, 范黎明³, 李昊轩¹, 钟蔚岭¹, 郭乃铭¹

(1. 吉林大学建设工程学院, 吉林长春 130026; 2. 自然资源部复杂条件钻采技术重点实验室, 吉林长春 130026; 3. 中国石油集团川庆钻探工程有限公司钻采工程技术研究院, 四川广汉 618300)

摘要: 【目的】全液压顶驱平衡装置作为万米钻机重要设备之一, 旨在动态精准调控拧卸扣过程中的轴向载荷, 以保护钻杆接头螺纹免受损伤, 确保钻探作业的稳定性和安全性。【方法】针对 SP.TD-01A 型全液压顶驱, 设计了平衡装置及其液压回路, 以实现顶驱使用过程中所需的平衡和弹跳功能。首先, 确定顶驱平衡装置液压回路组成结构及主要工作参数。随后, 利用 Matlab/Simulink/SimScape 仿真平台, 构建了顶驱平衡装置液压回路动态仿真模型、顶驱主轴与钻杆拧卸扣机构动力学仿真模型, 模拟测试顶驱主轴保护接头在拧卸扣过程中的轴向载荷变化和位移特性, 以及平衡装置液压回路的流量-压强特性和能耗指标。【结果和结论】结果表明: 设计的顶驱平衡装置功能结构合理且具有良好的动态调节性能。在主轴转速为 10 r/min 情况下, 拧扣、预紧用时 24 s, 卸扣、脱扣用时 26 s。拧扣阶段螺纹面最大压力(碰撞)为 11.2 kN, 稳定时约 550 N。卸扣阶段, 螺纹面最大压力为 3.5 kN, 平均约 1.2 kN。完成拧扣作业后, 顶驱弹离钻杆柱 76.5 mm。设计的顶驱平衡装置及其液压回路已应用于 SP.TD-01A 型全液压顶驱系统, 使用效果良好, 在保护钻杆接头螺纹方面发挥了重要作用, 在服务“松科二井”施工期间出于安全方面的考虑, 顶驱主轴保护接头仅更换 4 次。研究工作对于后续顶驱系统研发具有指导意义。

关 键 词: 顶驱平衡装置; 液压系统; 拧卸扣作业; 动态仿真分析; Matlab/Simulink/SimScape 仿真平台

中图分类号: TD263; TP242 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-1986(2025)02-0233-10

Design and simulations of a balancing device with a hydraulic circuit for a fully hydraulic top drive drilling system for a drilling rig capable of 10 000-m-deep drilling

LUO Chaochun¹, WANG Qingyan^{1,2,*}, FAN Liming³, LI Haoxuan¹, ZHONG Weiling¹, GUO Naiming¹

(1. College of Construction Engineering, Jilin University, Changchun 130026, China; 2. Key Laboratory of Drilling Technology for Complex Conditions of the Ministry of Natural Resources, Changchun 130026, China; 3. Drilling & Production Research Institute of CNPC Chuanqing Drilling Engineering Company Limited, Guanghan 618300, China)

Abstract: [Objective] The balancing device for a fully hydraulic top drive drilling system (TDDS), an important part of a drilling rig capable of 10 000-m-deep drilling, is designed to dynamically and accurately regulate the axial load in the screwing and unscrewing processes. This helps protect the threads of drill rod connectors from damage, thereby ensuring the stability and safety of drilling operations. [Methods] This study designed a balancing device with a hydraulic circuit for the SP.TD-01A fully hydraulic TDDS, aiming to achieve the balancing and bouncing functions required during the application of the TDDS. First, this study determined the structure and principal operating parameters of the hydraulic circuit of the balancing device for the TDDS. Then, using the Matlab/Simulink/SimScape simulation platform, this

收稿日期: 2024-09-13; 接收日期: 2024-12-18

基金项目: 国家深部探测技术与实验研究专项项目(SinoProbe09)

第一作者: 罗朝椿, 1999 年生, 男, 山东济南人, 硕士研究生。E-mail: luoze22@mails.jlu.edu.cn

*通信作者: 王清岩, 1970 年生, 男, 吉林长春人, 博士, 教授, 博士生导师。E-mail: wangqy@jlu.edu.cn

© Editorial Office of *Coal Geology & Exploration*. OA under CC BY-NC-ND

study constructed dynamic simulation models for the hydraulic circuit and for the screwing and unscrewing mechanisms of the spindle and drill rod of the TDDS. Using these models, this study simulated and tested the axial load change and displacement characteristics of the spindle protection connectors of the TDDS in the screwing and unscrewing processes, as well as the flow and intensity of pressure characteristics and energy consumption indicators of the hydraulic circuit. [Results and Conclusions] The results indicate that the balancing device designed for the TDDS demonstrates a reasonable functional structure and high dynamic regulation performance. At a spindle speed of 10 r/min, screwing and pretightening were completed within 24 s, and unscrewing and releasing consumed 26 s. During the screwing operation, the pressure on the threaded surface reached a maximum of 11.2 kN, stabilizing at around 550 N. During the unscrewing operation, the pressure on the threaded surface exhibited a maximum of 3.5 kN and an average of about 1.2 kN. After the unscrewing operation, the TDDS bounced off the drill string for a distance of 76.5 mm. The designed balancing device for the TDDS and its hydraulic circuit were applied to the SP.TD-01A fully hydraulic TDDS, yielding satisfactory application results and playing a vital role in protecting the threads of drill rod connectors. The spindle protection connectors of the TDDS were replaced only four times for safety reasons during the drilling of well SK-2. This study can serve as a guide for the further research and development of TDDSs.

Keywords: balancing device of a top drive drilling system TDDS; hydraulic system; screwing-unscrewing operations; dynamic simulation analysis; Matlab/Simulink/SimScape Simulation Platform

20世纪80年代顶部驱动钻井系统(以下简称顶驱)开始应用于钻井工程,标志着钻井技术的一次重大突破。顶驱技术快速发展,不仅推动了其型式和系列的多样化,也极大拓宽了其在石油、天然气等地质资源的勘探与开发领域的应用范围^[1-2]。在中国,顶驱技术同样取得了显著进展,例如,SP.TD-01A型全液压顶驱曾服务于中国地质调查局松辽盆地科学钻探工程“松科二井”^[3-5]。

顶驱平衡装置作为顶驱辅助系统重要组成部分^[6],主要用于顶驱主轴接卸下方钻杆柱过程中抵消作用于螺纹联接处的轴向力,从而能降低旋扣过程中螺纹接触面的法向应力。该装置在拧卸扣过程中,能够动态调节轴向载荷,有效保护钻杆接头螺纹,延长钻杆接头螺纹使用寿命。对于确保钻井作业的稳定性和安全性至关重要。该装置在拧卸扣过程中,能够动态调节轴向载荷,有效保护钻杆接头螺纹,从而提高钻井效率和作业安全性^[7-8]。目前大多数顶驱均采用内置辅助功能液压系统来构建液压平衡装置,不同顶驱型号在平衡装置的设计上存在差异。例如,中国大陆科学钻探工程CCSD-1号井(chinese continental scientific drilling-1)使用的德国KTB RB130顶驱^[9],采用单液压缸平衡装置,液压缸通过法兰连接吊卡,活塞杆则通过螺纹连接顶驱本体,其平衡装置液压回路(以下简称平衡回路)的压力由单个溢流阀和蓄能器控制。拧卸扣过程中提升力超过顶驱悬重较多,顶驱主轴保护接头螺纹与钻杆接头螺纹拧卸过程中依然承受较大的摩擦力。而美国Varco TDS11顶驱,采用双液压缸平衡装置,平衡液压缸直接连接天车大钩,通过背压阀和溢流阀共同控制平衡回路压力,实现平衡弹跳功能。挪威Aker PDT 500AC顶驱则通过机械结构保证平衡液压缸同步运动。Varco TDS11顶驱、Aker PDT 500AC顶驱的平衡装置液压回路与顶

驱辅助功能液压回路集成,结构上虽更加紧凑,但整个系统过于复杂。现有顶驱平衡装置并未针对拧扣和卸扣两种工况分别设计压强控制回路,且其压强控制方式也相对单一,主要依赖于减压阀减压后通过溢流阀进行溢流。这种设计方式可能无法充分满足顶驱在不同工况下的性能需求,从而影响钻井作业的效率和安全性。上述顶驱平衡装置在机械结构较为传统,液压回路集成在多执行器系统内部,易造成干扰,具体应用过程中时而发生顶驱保护接头螺纹及其所连接的钻杆接头螺纹损坏现象,导致顶驱主轴与钻柱联接处刺漏。

针对现有顶驱平衡装置存在的不足,笔者为SP.TD-01A型全液压顶驱设计了全新的平衡装置液压系统,SP.TD-01A型全液压顶驱平衡装置采用平衡集成块构建相对独立的液压回路,且平衡压力与弹跳压力通过电气控制方式调节,使得作用于接头螺纹接触面上的摩擦力降低,接头螺纹脱开后弹跳功能可快速可靠实施。该系统针对拧扣与卸扣两种不同工况,设计了专门的压力控制回路,并引入了蓄能器为平衡回路供油,以更好地实现平衡装置的功能。在此基础上,综合考虑主轴回转系统、背钳和顶驱平衡装置的联合作业过程,借助Matlab/Simulink/SimScape仿真平台,对拧卸扣过程(拧扣、预紧、卸扣、脱扣)进行动态仿真,测试顶驱平衡装置的性能特性。所设计平衡回路已应用于SP.TD-01A型全液压顶,并有望为未来的顶驱设计和优化提供有益的参考。

1 SP.TD-01A 全液压顶驱平衡装置的机械结构

SP.TD-01A型全液压顶驱及其平衡装置结构如图1所示。平衡装置工作过程中,吊环与钻杆柱相对固定,液压缸缸体连接吊臂,吊臂连接顶驱本体,液压缸活塞杆连接万向节,吊臂通过浮动销轴挂在万向节内,浮动

销轴可以沿着万向节导轨竖直方向移动。限位挡板限制吊臂沿 y 轴旋转的自由度。顶驱本体的活动受到钻塔导轨限制。在结构约束下,左右液压缸保持同步运动。且几乎不承受切向的载荷。工作过程中,背钳夹紧下方钻杆接头,通过背钳浮动装置与顶驱连接。

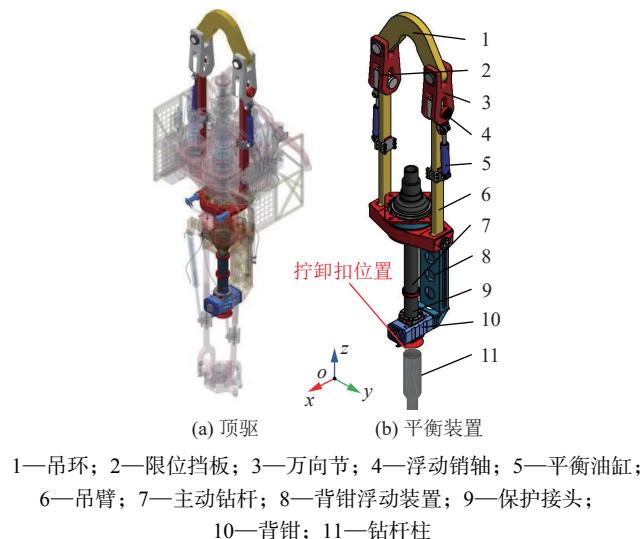


图 1 SP.TD-01A 型全液压顶驱及其平衡装置结构

Fig.1 Schematic diagrams showing the structures of the SP.TD-01A fully hydraulic TDDS and its balancing device

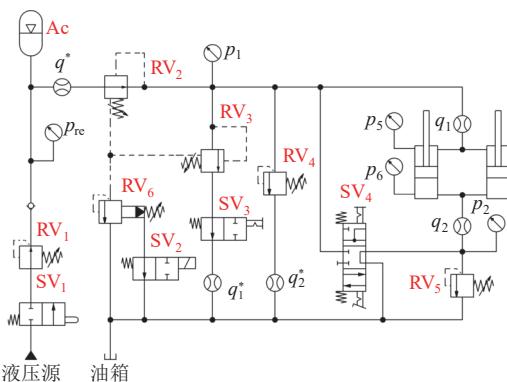
2 顶驱平衡装置液压回路设计

SP.TD-01A 型全液压顶驱辅助系统采用电液比例负载敏感系统,具备良好的节能特性。在拧卸钻杆时,平衡装置需使顶驱在轴向有一定的浮动空间,并通过调节轴向载荷,保护钻杆接头。在卸开钻杆后,平衡装置将顶驱弹离钻杆柱,以便后续作业进行。

平衡装置与背钳的工作时间高度重合。在平衡装置运行期间,背钳夹紧下方钻杆柱。两者油路并联,由负载敏感泵供油。背钳液压系统工作压强为约 16 MPa,顶驱平衡装置工作压强约 19 MPa,为保证对平衡回路稳定供油,需先对蓄能器充液,充液完成后,切断其与主油路的连接。蓄能器在卸扣作业中维持回路压强,并为回路提供动力^[10-11]。

设计要求平衡回路确保平衡和弹跳功能正常运行,并保证顶驱弹离钻杆柱后不回落损伤螺纹。具体液压回路设计如图 2 所示。

在进行螺纹拧卸作业过程中,首先利用背钳夹紧钻杆接头,并维持此夹紧状态直至作业完成,随后启动顶驱主轴进行旋转,以顺利完成螺纹拧卸操作。卸扣作业时,液压缸活塞回缩,回路通过 RV_3 溢流,压强由 RV_3 调定。卸扣作业前需先为蓄能器充液,充液完成后关闭 SV_1 ,切断平衡液压系统的供油。开始卸扣作业时,液压缸活塞伸出,蓄能器通过 RV_2 为平衡回路补油以



Ac—蓄能器; RV_1 、 RV_2 —减压阀; RV_3 —溢流阀; RV_4 、 RV_5 —安全阀; RV_6 —背压阀; SV_1 、 SV_2 、 SV_3 —开关阀; SV_4 —换向阀

图 2 液压回路

Fig.2 Hydraulic circuit

维持回路压强,压强由 RV_2 调定。 RV_6 设定弹跳压强,当扭矩表显示为零时,顶驱主轴脱离下方钻杆柱,关闭 SV_2 启动弹跳功能,使顶驱主轴快速弹离钻杆柱,完成卸扣和脱扣。 RV_4 和 RV_5 为安全阀, SV_4 用于检修。作业时, SV_4 处于中位,下位用于快速回位液压缸,上位用于卸载。设计参数见表 1

表 1 SP.TD-01A 全液压顶驱设计参数

Table 1 Design parameters of the SP.TD-01A fully hydraulic TDDS

参数	取值
SP.TD-01A型全液压顶驱自重/t	18.5
平衡回路供油压强/MPa	16~24(取24)
多路阀供油流量/(L·min ⁻¹)	15~40(取20)
平衡液压缸行程/mm	360
平衡液压缸无杆腔直径/mm	100
平衡液压缸活塞杆直径/mm	63
顶驱输出最大扭矩/(N·m)	58 500
背钳浮动弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	800
顶驱主轴转速/(r·min ⁻¹)	10

2.1 平衡液压缸工作压强计算

顶驱平衡装置传动结构如图 3 所示。2 个液压缸偏离角度在 2°~3°,对其沿竖直方向上作用力影响很小。同时,顶驱悬挂结构与钻塔导轨约束液压缸同步运动。可假设平衡液压缸对顶驱仅有竖直方向的作用力。

顶驱平衡装置工作过程中液压缸有杆腔与回路高压侧相连,无杆腔通过换向阀 SV_4 与回路低压侧相连。其动力学过程表示为:

$$\begin{cases} mx'' = mg + c\ddot{x}' + kx + p_5 \frac{D^2 - d^2}{4} \pi - p_6 \frac{D^2}{4} \pi \\ q_1 = \frac{D^2 - d^2}{4} \pi x' \\ q_2 = \frac{D^2}{4} \pi x' \end{cases} \quad (1)$$

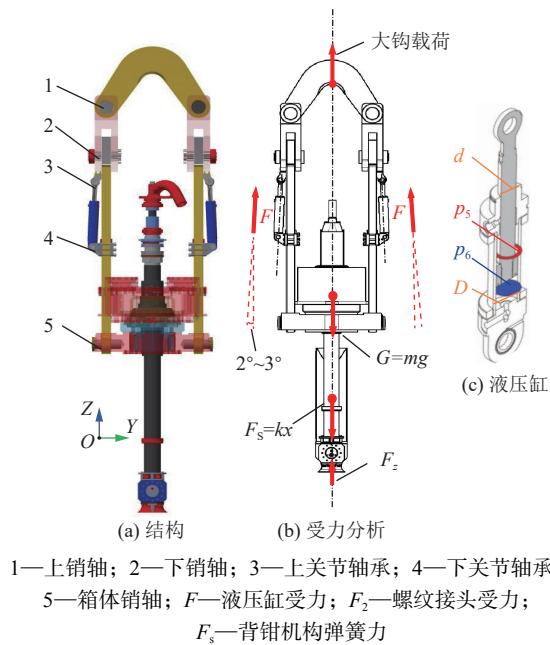


图 3 平衡装置传动结构

Fig.3 Force transmission structure

顶驱静止时, \dot{x} 、 \ddot{x} 等于 0, 计算得到压强约为 19.15 MPa(以下称此压强为平衡压强)。

顶驱上下浮动时, 在液压缸无泄漏的情况下, 流经液压缸有杆腔和无杆腔的流量表示为:

$$q_i = C_d A \sqrt{2 \frac{p_{i+4} - p_i}{\rho}}, \quad i = 1, 2 \quad (2)$$

平衡液压缸有杆腔压力 p_1 在拧扣作业中由溢流阀 RV_3 调定, 在卸扣作业中由减压阀 RV_2 调定。

拧扣作业中, 当 P_1 大于溢流阀 RV_3 调定压力时:

$$q_1^* = C_d s \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{(p_1 - p_2)^2}{[(p_1 - p_2)^2 + (p_{\text{crit}})^2]^{0.25}}} \quad (3)$$

调定回路压强大于 RV_4 调定压强时, 回路压强满足公式:

$$\begin{cases} q_1^* = C_d s \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{(p_{\text{re}} - p_1)^2}{[(p_{\text{re}} - p_1)^2 + (p_{\text{crit}})^2]^{0.25}}} \\ q_2^* = C_d s \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{(p_1 - p_2)^2}{[(p_1 - p_2)^2 + (p_{\text{crit}})^2]^{0.25}}} \end{cases} \quad (4)$$

其中 s 是以阀两端压差为自变量的函数, 不同阀 s 的取值参考厂家提供的产品资料。

流量之间满足:

$$q^* = q_1^* + q_2^* + q_1 \quad (5)$$

平衡装置进行拧扣工作时在外部载荷作用下, 液压油通过溢流阀 SV_3 溢出, 以稳定回路压强, 实现拧扣过程中的平衡功能。溢流阀 SV_3 调定压强为 19.1 MPa, 略低于平衡压强 19.15 MPa。这样设定有两点原因: 一是可以补偿上扣过程中液压缸与回路之间压差; 二是当

回路压强略低于平衡压强时, 顶驱在平衡装置的作用下缓慢下落。在实际作业中, 顶驱由游车大钩下放至指定位置后, 平衡装置控制顶驱本体缓慢下落至拧扣位置, 避免接头间强烈磕碰, 保护接头螺纹。

平衡装置进行卸扣作业时, SV_3 关闭, 回路不经过 RV_3 溢流, 平衡量回路压强由 RV_2 调定。此时, 液压缸活塞杆缩回, 蓄能器作为油源为回路提供液压油, 维持回路压强。当回路压强低于减压阀 RV_2 调定压强时, RV_2 打开为回路补油, 控制顶驱上移。 RV_2 设定压强为 19.4 MPa, 略高于平衡压强。这样设定有两点原因: 一是可以补偿回路与液压缸之间压差, 二是确保卸扣阶段螺纹牙接触所产生的摩擦扭矩, 从而可以通过主轴扭矩变化判断螺纹是否脱开, 进而开启弹跳功能, 避免过早开启弹跳功能而导致的螺纹牙磕碰。

2.2 蓄能器参数计算

蓄能器 Ac 在卸扣及弹跳作业时为回路提供动力。其工作容积可通过以下公式计算:

$$\Delta V = 2 \times \frac{D^2 - d^2}{4} \pi L \quad (6)$$

蓄能器内部气体遵循理想气体状态方程:

$$p_0 V_0 = p_3 V_3^n = p_4 V_4^n \quad (7)$$

蓄能器在卸扣阶段内部气体体积变化(工作容积) ΔV 可以表示为:

$$\Delta V = V_4 - V_3 \quad (8)$$

将式(9)代入式(8), 计算蓄能器容积:

$$V_0 = \frac{\Delta V \left(\frac{p_3}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{1}{n}}} \quad (9)$$

由式(9)计算得出 V_0 为 7.77 L, 为确保顶驱在卸扣后快速弹离下方钻杆柱, 取 V_0 为 10 L。对应预充压强 p_0 为 15 MPa。

2.3 平衡量参数设置

SP.TD-01A 型平衡量选用美国 Sun Hydraulics 公司提供的插装阀, 蓄能器选用奥莱尔公司产品。平衡量液压元件参数见表 2, 液压阀块如图 4 所示。

3 接头螺纹接触运动模型

平衡功能参考的接头螺纹规格(表 3)为 REG 6 5/8, 接头材料为 35CrMo(表 4)^[12]。

REG 6 5/8 钻杆接头螺纹属于锥形螺纹, 与直螺纹不同, 锥形螺纹仅在完全合扣的情况下不存在间隙。参考 API 标准对接头进行建模, 如图 5 所示。并对相关参数进行测量, 测量数据见表 5。

表2 液压元件参数设置

Table 2 Parameter settings for the hydraulic components

名称	名称代号	参数	取值
减压阀	RV ₁		24
减压阀	RV ₂		19.4
溢流阀	RV ₃	压强/MPa	19.1
溢流阀	RV ₄		25
安全阀	RV ₅		25
安全阀	RV ₆		2
蓄能器	Ac	容积/L	10
		预充压力/MPa	15

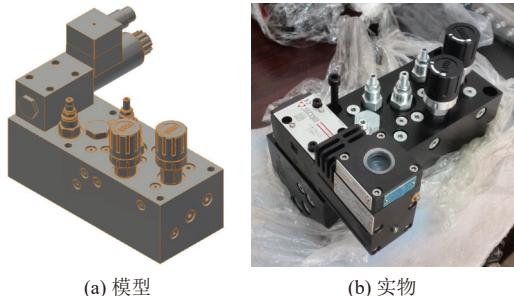


图4 平衡装置液压阀块
Fig.4 Hydraulic valve block of the balancing device

表3 REG 6 5/8 接头螺纹结构参数

Table 3 Thread structure parameters of the REG 6 5/8 connector

参数	取值
螺纹牙型型号	V-050
螺纹锥度	1/6
每 25.4 mm 上的螺纹牙数	4
测量基准点处的螺纹中径/mm	146.248
外螺纹大端直径/mm	152.20
外螺纹根部直径/mm	149.40
外螺纹小端直径/mm	131.02
外螺纹锥部长度/mm	127.00
内螺纹长度/mm	130.18
内螺纹锥部长度/mm	142.88
内螺纹扩锥孔直径/mm	153.99
内螺纹扩锥孔长度/mm	15.88
外螺纹连接台肩面至第一个全牙高螺纹长度/mm	12.70

表4 材料 35CrMo 参数

Table 4 Parameters of material 35CrMo

抗拉强度/ MPa	屈服强度/ MPa	弹性模量/ GPa	摩擦 因数	泊松比
965	827	210	0.3	0.3

假设拧卸扣作业中, 公母接头始终保持对中, 且主轴仅沿着竖直方向运动, 则锥形螺纹在未完全旋合前, 其轴向间隙大小为:

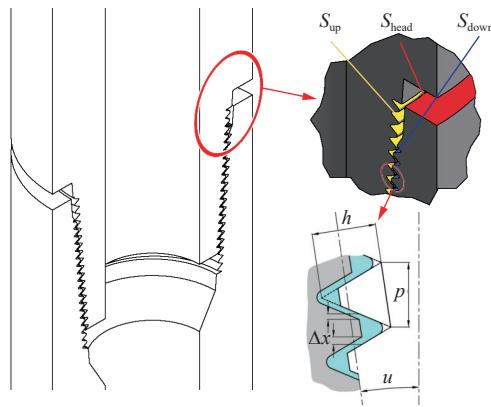


图5 REG 6 5/8 钻杆接头模型
Fig.5 Model of the REG 6 5/8 drill rod connector

表5 REG 6 5/8 接头螺纹结构测量参数

Table 5 Measured thread structure parameters of the REG 6 5/8 connector

项目	参数
内螺纹下端螺纹面高/mm	4.232 4
内螺纹上端螺纹面高/mm	4.685
初始线接触长度/mm	1 209.8
外螺纹总圈数	13.7
内螺纹上端螺纹面面积/mm ²	33 950
内螺纹下端螺纹面面积/mm ²	30 670

$$\Delta x = N_o p \tan(u) \cos(u) \frac{p}{h} \quad (10)$$

当间隙等于螺距时, 可判断完成脱扣:

$$\Delta x = p \quad (11)$$

此时计算得 $N_o=6.3$, 对应 REG 6 5/8 公母接头之间的螺旋副长度为 40 mm。

$$N_o = N_o^* - \frac{\theta}{2\pi}, \quad N_o \geq 0 \quad (12)$$

在螺纹完全旋合前接头端部会先于螺纹齿面接触, REG 6 5/8 接头端部先于螺纹面完全旋合约 0.21 mm 发生接触^[12]。

接触刚度的估算^[13-16], 钻杆接头预紧 3 圈后, 螺纹面平均应力 110 MPa, 直径方向产生的过盈量为 0.3 mm, 轴向过盈量为 0.173 mm。螺纹面受力由平均应力乘以螺纹面面积得到, 该值除以预紧量得到刚度为 1.92×10^{10} N/m。端面刚度参考空心圆柱刚度计算, 约为 1×10^{11} N/m。

旋合过程中, 螺纹面的接触面积从 0 随着旋合角度增大至最大接触面积 S_{max} , 接触面积随旋合角度变化规律为:

$$S = (l + r\theta) \frac{\theta H}{2\pi N_o^*} \quad (13)$$

对应刚度变化:

$$k^* = k_{\max} \frac{S}{S_{\max}} \quad (14)$$

4 平衡回路与机构动力学仿真

4.1 顶驱多系统仿真模型建立

“地壳一号”全液压顶驱拧卸扣作业及平衡功能的实现需要多个工作装置协同作业,其中顶驱主轴旋转是拧卸扣主运动,主轴旋转过程中螺纹副发生轴向位移,为确定接头运动接触过程中轴向力的变化,需讨论主轴运转以及螺纹在拧卸扣过程中的轴向载荷变化。顶驱平衡装置建模则包含机械、液压以及电气控制指令 3 方面的内容,其液压动力来自所建立的辅助油源,与顶驱主轴液压闭式回路相对独立运行。顶驱背钳则用于夹紧下方钻杆并在拧卸扣过程中保持夹紧状态。本文根据前文计算结果和参数在 Matlab/Simulink/Simscape 仿真平台^[17-19]建立顶驱多物理场系统级仿真模型^[20-23]。模型包括,图 6-①为顶驱平衡装置液压系统仿真模型,

模型按照前文设计和计算进行搭建。图 6-②为背钳夹持系统仿真模型,采用 3 个液压缸进行夹持作业,液压缸夹持距离为 100 mm。图 6-③负载敏感泵,泵在无外部负载的情况下输出流量为 31.2 L/min。通过梭阀将辅助系统最高压力反馈给负载敏感泵调控泵输出流量。顶驱回转装置液压闭式回路(图 6-④),实现顶驱主轴回转,采用 4 个马达,泵输出流量为 0~285 L/min。接头螺纹接触运动模型(图 6-⑤),模型模拟螺纹间距随内外螺纹相对位置变化,内外螺纹接头各面正压力用于计算主轴扭矩,具体参数设置参考第 3 节计算结果。模型中负载敏感泵为顶驱背钳和平衡装置供油,液压闭式回路驱动主轴回转,接头螺纹模型根据顶驱不同轴向位置和主轴旋转情况判断内外螺纹接头是否接触。模型模拟了顶驱拧扣、预紧、卸扣和脱扣整个过程。讨论拧卸扣过程中的轴向载荷、扭矩变化和位移特性,同时考察了液压回路的流量-压强特性和能耗指标。仿真模型如图 6 所示。

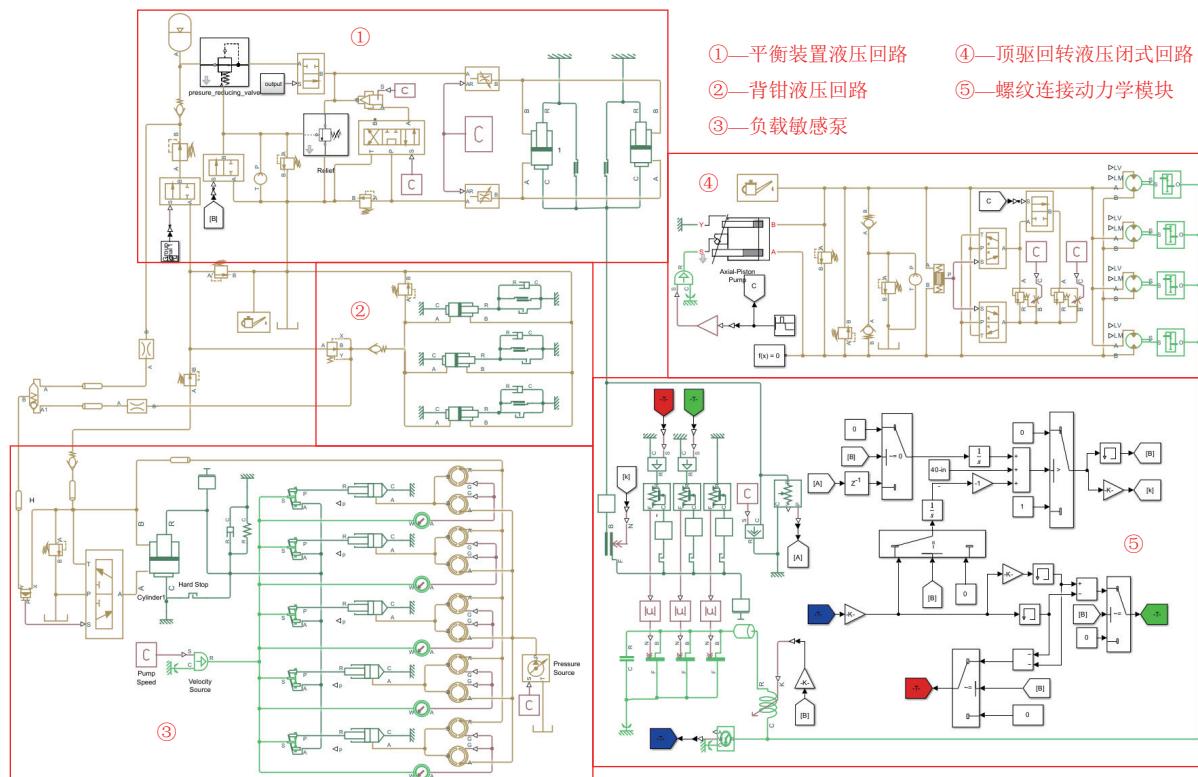


图 6 顶驱多系统虚拟仿真模型

Fig.6 Multi-system virtual simulation models for the TDDS

仿真过程中,前 29 s 让系统达到初始状态,包括回路压力的建立,蓄能器充液及背钳夹持钻杆。29 s 后开始拧扣作业,顶驱主轴逆时针旋转拧扣并预紧。58 s 时,顶驱回转系统停止供油。75 s 时,顶驱主轴顺时针转动进行卸扣作业。给定输入信号见表 6。

表 6 顶驱回转机构输入正反转控制信号

Table 6 Control signals input for the forward and reverse rotations of the TDDS rotation mechanism

时间 t/s	0	29	34	53	58	75	80	120
输入信号	0	0	1	1	0	0	-1	-1

注: 顶驱主轴转速为输入信号乘以 10 r/min。

4.2 仿真结果及分析

4.2.1 顶驱拧卸扣仿真结果

针对仿真模型中顶驱轴向位移速度、内螺纹接头各面轴向受力、平衡及背钳装置液压系统压强及流量参数、回转装置液压系统压强及流量参数、顶驱主轴输出扭矩和系统做功方面进行监控, 得到仿真数据。

主轴轴向位移和速度如图7所示。开始拧卸扣作业前, 顶驱下落, 保护接头与钻杆接头碰撞后停止。29 s开始拧扣作业, 第一个速度阶梯速度为向下2.63 mm/s, 第二个速度阶梯速度为向下3.38 mm/s。75 s开始进行卸扣作业顶驱轴向速度随着主轴转速的提升增加至向上3.39 mm/s。当顶驱轴向位移到达拧扣开始点, 开启弹跳功能, 顶驱快速弹离下方钻杆柱, 最后平衡至距离拧扣开始位置163.5 mm处。

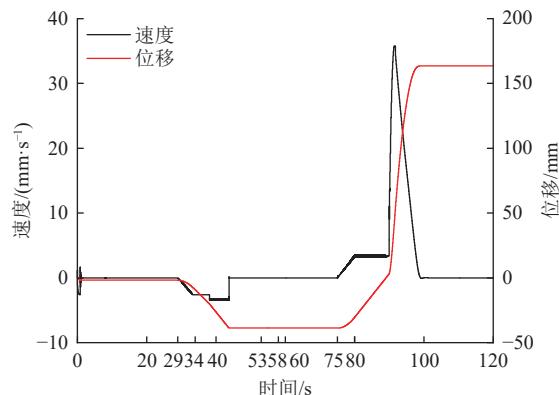


图7 主轴轴向位移和速度

Fig.7 Axial displacement and velocity of the spindle

接头螺纹面端面受力如图8所示。开始拧卸扣作业前, 顶驱下落, 保护接头外螺纹下端面与钻杆接头内螺纹上端面碰撞, 碰撞力为11.2 kN。碰撞发生后螺纹面间接触力稳定在约550 N。7.5 s时, 由于泵输出压强慢慢提升至高于平衡回路压强, 螺纹间压强出现短时间下降, 后恢复稳定。至第一个速度阶梯时间点内螺纹上端面压力变为0 N, 直至第二个速度阶梯出现, 保护接头与钻杆接头之间不发生接触。38 s保护接头外螺纹上端面与钻杆接头内螺纹下端面碰撞, 碰撞压力为8.48 kN。压力波动原因为主轴旋转由柱塞泵供油, 其输出流量存在波动, 进而导致了接头间接触力的波动。43 s完成拧扣并预紧, 预紧面为螺纹接头端面和内螺纹下端面。预紧阶段, 钻杆接头端面的受力为943.59 kN, 上螺纹面的受力减小至0 N, 下螺纹面的受力为936.36 kN, 实现预紧。75 s进行卸扣作业, 在卸扣过程中, 钻杆接头下螺纹面的受力最高达3.47 kN, 平均约为1.2 kN。卸扣完成后顶驱脱离钻杆柱开启弹跳功能, 所有接触面压力为0 N。

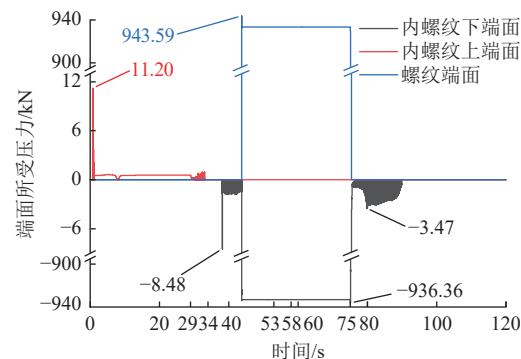


图8 接头螺纹面及端部受力

Fig.8 Force on threaded and end surfaces of connectors

拧卸扣过程中, 平衡装置液压系统各参数如图9所示。开始拧卸扣作业前, 顶驱下落, 溢流阀溢流稳定回路压强。背钳夹持钻杆, 完成夹持后, 背钳回路压强稳定在16 MPa。随着回路压强不断建立, 7.5 s泵输出压强大于平衡压强, 产生了进入平衡回路的流量产生了一些波动。16 s完成对蓄能器的充液。29 s开始拧扣作业, 溢流阀溢流, 回路溢流流量随着主轴轴向速度变化而变化, 拧扣阶段平衡液压缸有杆腔压强为19.146 MPa左右。75 s开始卸扣作业, 卸开第一扣瞬间有杆枪输出流量出现跳动, 卸扣阶段平衡液压缸有杆腔压强约为19.25 MPa。卸扣完成后开启弹跳功能, 弹跳功能背压提升至2 MPa, 蓄能器输出大量流量进入平衡回路, 此时由于用于开启弹跳功能瞬间回路压强过高, 溢流阀也发生溢流。弹跳功能开启后蓄能器压强迅速降低至与回路压强相同。

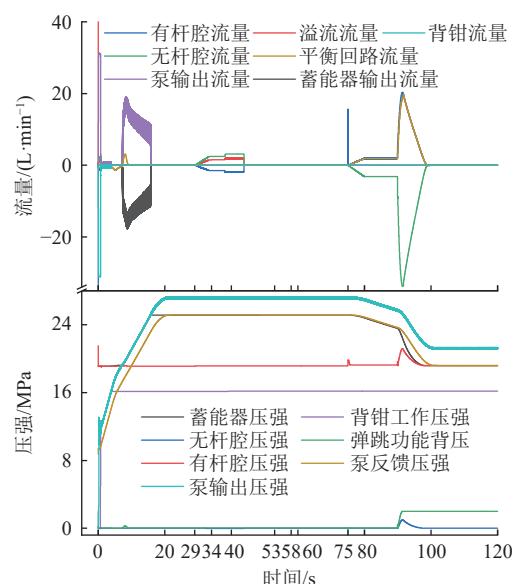


图9 平衡装置液压系统参数

Fig.9 Hydraulic system parameters of the balancing device

回转装置液压系统参数回转装置回路压强差直接取决于负载, 在接头间摩擦因数为常数时, 负载取决于

接头间压力的大小, 可见两侧压强差与图 8 具有一定的相似性。不同在于, 由于回路的压强建立和消失需要时间, 故压力差在建立后是缓慢下降。预紧时主轴闭式回路最高压强为 14.5 MPa, 卸扣瞬间主轴闭式回路压强最高为 29.2 MPa, 拧扣和卸扣过程中回路压强小于 0.1 MPa。

图 10 为回转装置液压系统参数。拧卸扣顶驱主轴输出力矩如图 11 所示。拧卸扣扭矩为回转回路负载, 故力矩与图 10 中回路压力差与呈现高度的相似。

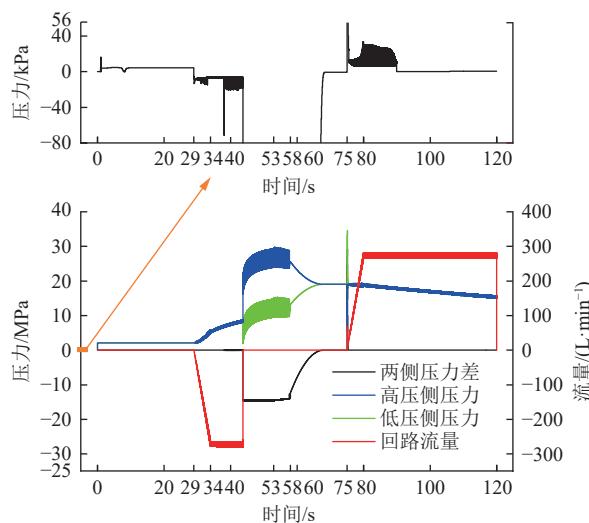


图 10 回转装置液压系统参数

Fig.10 Hydraulic system parameters of the rotation system

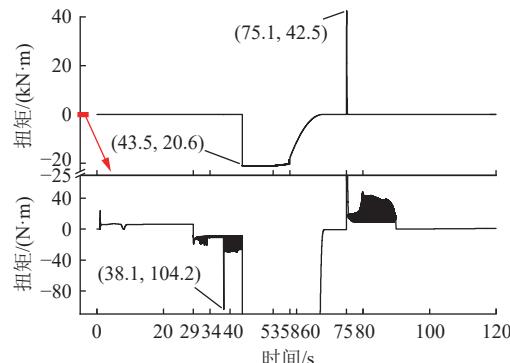


图 11 拧卸扣顶驱主轴输出力矩

Fig.11 Output torque of the spindle of the TDDS in the screwing-unscrewing operation

在蓄能器初始压力为 19.1 MPa 的情况下, 各系统做功情况如图 12 所示。一次卸扣过程中负载敏感系统总功约 45.10 kJ, 于背钳夹持钻杆柱能耗 3.55 kJ, 用于蓄能器充液约 40.90 kJ, 平衡系统(抬升顶驱所消耗的功)做功约 36.74 kJ, 效率为 89.8%。

4.2.2 顶驱拧卸扣全流程仿真结果分析

通过对图 7 至图 12 进行分析, 对顶驱拧卸扣全流程操作及行为进行分析。顶驱平衡装置作业流程分为拧扣、预紧、卸扣、脱扣, 从 $t=0$ s 开始, 背钳完成夹持。

1.2 s 时, 顶驱下落与下方钻杆柱接触碰撞。7.5 s 后, 泵输出压力逐渐高于平衡回路压力, 开始为蓄能器充液。16 s 时, 负载敏感泵输出压力逐渐提升至平衡系统减压阀 RV_1 调定压力(即蓄能器最高工作压力), 完成对蓄能器的充液。25 s, 关闭 SV_1 , 隔绝平衡回路和辅助功能主回路。

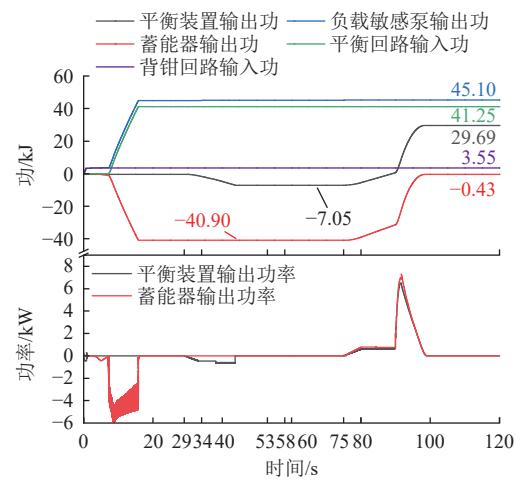


图 12 系统做功

Fig.12 Diagram showing the energy conversion of various systems

29 s 时顶驱主轴正转, 开始拧扣, 拧扣过程顶驱向运动速度受顶驱自由下落速度及顶驱主轴转速影响, 当主轴转速带动的顶驱下移速度(主轴转速与接头螺纹螺距的乘积)小于等于顶驱自由下落速度, 顶驱主轴速度等于主轴转速带动的顶驱下移速度。当顶驱主轴转速逐渐增加至大于顶驱自由下落速度后, 出现了第一个速度阶梯, 此时顶驱轴向运动速度等于顶驱自由下落速度, 内外接头不接触, 直到内螺纹下端面与外螺纹上端面接触, 顶驱在主轴旋转的带动下继续运动(主轴转速为 10 r/min^{-1}), 出现了第二个速度阶梯, 直至完全合扣。

进入预紧阶段, 顶驱回转系统液压回路马达两端的压力差快速增大, 顶驱回转回路输出扭矩也随之增大。内螺纹螺纹下端面和接头端面之间实现预紧。完成预紧作业后, 顶驱回转系统液压回路停止工作。

预紧完成后, 在 75 s 顶驱主轴反转开始卸扣作业, 在卸扣瞬间出现一个扭矩的峰值, 卸开第一扣后, 扭矩维持在 10~40 N·m。卸扣阶段, 蓄能器作为油源为平衡回路补油。

顶驱主轴与下方钻杆脱开后(仪表显示扭矩为 0, 且处于顶驱卸扣过程), SV_2 关闭, 开启弹跳功能。此时, 液压缸有杆腔压力快速上升, 顶驱主轴加速弹离下方钻杆柱, 蓄能器压力快速下降至与平衡回路压力相同, 顶驱停止上升, 完全弹离下方钻杆柱, 且未出现回落。

整个作业过程中, 拧扣阶段用时 24 s, 卸扣及脱扣阶段用时 26 s, 符合设计预期。

5 SP.TD-01A型全液压顶驱平衡装置使用情况

SP.TD-01A型全液压顶驱在中国地质调查局松辽盆地科学钻探工程“松科二井”施工现场使用期间,所研发的顶驱平衡装置工作性能良好。上卸扣过程中司钻设置主轴转速10 r/min,相应的主轴与钻柱间上卸扣时间分别用时约27、29 s。正常情况下起始卸扣时主轴闭式回路压力在21.9~29 MPa范围内变化,第一扣卸开后旋扣压力较低,不大于3.5 MPa。根据旋扣过程中主回路压力变化和旋扣运行时间由司钻发出指令启动弹跳功能。从二层台摄像头所反馈的视频画面观察,顶驱弹跳动作清晰可见,且能确保主轴保护接头完全脱离,有效避免其与背钳夹持的钻杆接头发生二次碰撞。SP.TD-01A型全液压顶驱平衡装置设计合理、性能优良、功能可靠,对钻杆接头螺纹起到很好的保护作用,顶驱主轴保护接头与钻杆联接处极少发生泥浆刺漏现象,可见上扣卸扣和旋扣过程中受到保护的钻杆接头螺纹未有损伤,可长期保持良好的密封性。服务期间仅出于承受重载后安全方面的考虑方进行顶驱主轴保护接头更换。SP.TD-01A型全液压顶驱平衡装置实际产品及其现场应用场景如图13所示。



图13 SP.TD-01A型全液压顶驱平衡装置实验

Fig.13 Experiment of the balancing device of the SP.TD-01A fully hydraulic TDDS

6 结论

(1) 针对万米钻机SP.TD-01A型全液压顶驱的平衡需求,设计了液压回路,并通过Matlab/Simulink/SimScape仿真验证了其合理性和有效性。该设计已成功应用于实际系统,展现出良好的实用性和可靠性。SP.TD-01A型全液压顶驱平衡装置在“松科二井”施工中表现出色,特别是在保护钻杆接头螺纹方面,显著降低了维护成本和施工风险。

(2) 所设计的平衡装置液压系统采用平衡集成块构建相对独立的液压回路,且平衡压力与弹跳压力通过电气控制方式调节,使得作用于接头螺纹接触面上的摩擦

力降低,接头螺纹脱开后弹跳功能可快速可靠实施。该系统针对拧扣与卸扣两种不同工况,设计了专门的压力控制回路,并引入了蓄能器为平衡回路供油,以更好地实现平衡装置的功能。为后续顶驱系统的研发提供了宝贵经验。

(3) 本研究提出了平衡回路设计方案及工作参数计算方法,并通过仿真验证。这些成果为顶驱平衡液压回路设计提供了重要参考。未来,可结合多体动力学、有限元分析等方法进行更深入的研究,推动顶驱技术创新发展。

符号注释:

A 为液压缸进油口开口面积, mm^2 ; C_d 为流量系数; c 为顶驱运动阻尼, $\text{N}\cdot\text{s}/\text{mm}$; D 为活塞的直径, mm ; d 为活塞杆直径, mm ; g 为重力加速度, m/s^2 ; H 为螺纹面高, mm ; h 为未截顶螺纹高, mm ; k 为背钳弹簧刚度, N/m ; k_{\max} 为螺纹完全旋合时接触刚度, N/m ; k^* 为螺纹接触刚度, N/mm ; L 为液压缸行程, mm ; l 为初始线接触长度, mm ; m 为顶驱质量, kg ; N_0 为脱扣螺纹旋转圈数; N_0^* 为合扣总圈数; n 为时间函数指数; p 为螺距, mm ; p_0 为蓄能器充气压强, MPa ; p_1 为有杆腔回路压强, MPa ; p_2 为无杆腔回路压强, MPa ; p_3 为蓄能器气体卸扣开始压强, MPa ; p_4 为蓄能器气体卸扣结束压强, MPa ; p_5 为有杆腔工作压强, MPa ; p_6 为无杆腔压强, MPa ; p_{crit} 为层流转紊流压降, MPa ; p_{re} 为Ac蓄能器压强, MPa ; p_{re} 为Ac蓄能器当前时刻压强, MPa ; q_1 为进入有杆腔的流量, mm^3/s ; q_2 为进入无杆腔的流量, mm^3/s ; q^* 为经过减压阀RV₂流量, mm^3/s ; q_1^* 为经过溢流阀RV₃流量, mm^3/s ; q_2^* 为经过溢流阀RV₄流量, mm^3/s ; r 为螺纹小端半径, mm ; S 为螺纹接触面积, mm^2 ; S_{head} 为端部面积, mm^2 ; S_{up} 为母螺纹上端螺纹面面积, mm^2 ; S_{down} 为母螺纹下端螺纹面面积, mm^2 ; S_{\max} 为螺纹最大接触面积, mm^2 ; s 为阀开口面积, mm^2 ; t 为任意时刻, s ; u 为锥度角, $(^\circ)$; V_0 为蓄能器的容积, mm^3 ; V_3 为蓄能器内气体卸扣开始体积, mm^3 ; V_4 为蓄能器内气体卸扣结束体积, mm^3 ; x' 为顶驱竖直方向速度, mm/s ; x'' 为顶驱竖直方向加速度, mm/s^2 ; ρ 为液压油密度, kg/mm^3 ; θ 为旋合角, $(^\circ)$; ΔV 为蓄能器的工作容积, mm^3 ; Δx 为上下螺纹间隙, mm 。

利益冲突声明/Conflict of Interests

所有作者声明不存在利益冲突。

All authors disclose no relevant conflict of interests.

参考文献(References)

- [1] 张正,冉恒谦,张毅,等.特深科学钻探装备技术现状与发展建

- 议[J]. 钻探工程, 2024, 51(4): 14–22.
- ZHANG Zheng, RAN Hengqian, ZHANG Yi, et al. Technical status and development suggestions of extra-deep scientific drilling equipment[J]. Drilling Engineering, 2024, 51(4): 14–22.
- [2] 薛倩冰, 梁楠, 韩丽丽, 等. 大陆科学钻探工程技术发展动态及趋势分析[J]. 钻探工程, 2021, 48(12): 1–6.
- XUE Qianbing, LIANG Nan, HAN Lili, et al. Development trend of continental scientific drilling technology[J]. Drilling Engineering, 2021, 48(12): 1–6.
- [3] ZHU Yongyi, WANG Wenshi, WU Xiaoming, et al. Main technical innovations of Songke Well No.2 Drilling Project[J]. China Geology, 2018, 1(2): 187–201.
- [4] 王成善, 高远, 王璞珺, 等. 松辽盆地国际大陆科学钻探: 白垩纪恐龙时代陆相地质记录[J]. 地学前缘, 2024, 31(1): 412–430.
- WANG Chengshan, GAO Yuan, WANG Pujun, et al. International continental scientific drilling project of the Songliao Basin: Terrestrial geological records of the Cretaceous dinosaur age[J]. Earth Science Frontiers, 2024, 31(1): 412–430.
- [5] SUN Youhong, ZHANG Feiyu, WANG Qingyan, et al. Application of “Crust 1” 10k ultra-deep scientific drilling rig in Songliao Basin Drilling Project (CCSD-SKII)[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2016, 145: 222–229.
- [6] 张军巧, 王博, 齐建雄, 等. 15 000 m 顶部驱动钻井装置的研制[J]. 石油机械, 2024, 52(10): 61–67.
- ZHANG Junqiao, WANG Bo, QI Jianxiong, et al. Development of 15 000 m top drive system[J]. China Petroleum Machinery, 2024, 52(10): 61–67.
- [7] 赵娟, 王海镔, 朱冬钰, 等. 浅谈动力头浮动的作用及结构形式[J]. 地质装备, 2021, 22(3): 21–23.
- ZHAO Juan, WANG Haibin, ZHU Dongyu, et al. Discussion on the function and structure of power head floating[J]. Equipment for Geotechnical Engineering, 2021, 22(3): 21–23.
- [8] WANG Hongwei, WANG Qingyan, YU Ping, et al. Design and analysis of hydraulic system of balancing device on top drive[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 401/402/403: 469–474.
- [9] WANG Da, ZHANG Wei, ZHANG Xiaoxi, et al. The China continental scientific drilling project: CCSD-1 Well drilling engineering and construction[M]. Heidelberg: Springer, 2015.
- [10] 马英, 张德生, 赵叔吉, 等. 综采工作面分布式蓄能供液系统研究及应用[J]. 煤炭科学技术, 2024, 52(9): 238–247.
- MA Ying, ZHANG Desheng, ZHAO Shuji, et al. Research and application of liquid supply system with distributed energy accumulators in fully-mechanized mining face[J]. Coal Science and Technology, 2024, 52(9): 238–247.
- [11] 陈远玲, 陈承宗, 彭卓, 等. 蓄能器参数对砍蔗-切段负载敏感系统液压冲击的影响研究[J]. 振动与冲击, 2023, 42(14): 270–277.
- CHEN Yuanling, CHEN Chengzong, PENG Zhuo, et al. Influence of accumulator parameters on the hydraulic impact of a chopping and cutting load sensing system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2023, 42(14): 270–277.
- [12] American Petroleum Institute. API Specification 7-2: Threading and gauging of rotary shouldered connections (First edition)[M]. American: American Petroleum Institute, 2008.
- [13] 欧阳蒙, 周传喜, 黄崇君, 等. 顶驱主轴接头螺纹上扣过程的力学性能研究[J]. 石油机械, 2022, 50(9): 66–71.
- OUYANG Meng, ZHOU Chuanxi, HUANG Chongjun, et al. Mechanical properties of main shaft joint thread of top drive in make-up process[J]. China Petroleum Machinery, 2022, 50(9): 66–71.
- [14] 董昌乐. API 圆螺纹套管接头连接强度研究[D]. 西安: 西安石油大学, 2011.
- DONG Changle. The research of joint strength of API round thread connection[D]. Xi'an: Xi'an Shiyou University, 2011.
- [15] ZHAO Jianming, LI Wei, YUAN Xin'an, et al. Detection system development of drill pipe thread based on ACFM technique[J]. IEEE Sensors Journal, 2021, 21(21): 23926–23933.
- [16] 况雨春, 黄何松, 闵桃源. 顶驱中心管螺纹力学行为模拟及优化研究[J]. 中国机械工程, 2019, 30(7): 786–793.
- KUANG Yuchun, HUANG Hesong, MIN Taoyuan. Simulation and optimization of mechanics behaviors of top drive center pipe thread[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(7): 786–793.
- [17] BOSCHETTI G, SINICO T. Designing digital twins of robots using Simscape multibody[J]. Robotics, 2024, 13(4): 62.
- [18] 刘启航, 冯汉队, 刘申, 等. 基于 AMESim 的矿用自卸车悬架系统平顺性分析[J/OL]. 西南交通大学学报, 2023: 1–8 [2025-01-15]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1277.U.20230922.1157.010.html>.
- LIU Qihang, FENG Handui, LIU Shen, et al. Ride comfort analysis of suspension system of mining dump truck based on AMESim[J/OL]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2023: 1–8 [2025-01-15]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1277.U.20230922.1157.010.html>.
- [19] 张兆杰, 张绪帅, 李旭. 基于 Simscape 的液压缸控制装车溜槽的建模仿真研究[J]. 煤炭技术, 2020, 39(5): 169–170.
- ZHANG Zhaojie, ZHANG Xushuai, LI Xu. Modeling and simulation of hydraulic cylinder control loading square tube based on Simscape[J]. Coal Technology, 2020, 39(5): 169–170.
- [20] 周国强, 王慧, 宋宇宁, 等. 液压支架双级安全阀设计及其快速动载冲击试验研究[J]. 中国机械工程, 2023, 34(18): 2194–2203.
- ZHOU Guoqiang, WANG Hui, SONG Yuning, et al. Design of double-stage safety valves for hydraulic support and experimental study of their rapid dynamic load impact test[J]. China Mechanical Engineering, 2023, 34(18): 2194–2203.
- [21] 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(6): 112–120.
- CHEN Yong, ZENG Xianyong, LI Xide, et al. Design of valve-controlled cooling system for hydraulic grabbing machine[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2024, 48(6): 112–120.
- [22] 邹祖杰, 田宏亮, 刘庆修, 等. 救援车载钻机同步自平衡式给进系统设计与应用[J]. 煤田地质与勘探, 2022, 50(11): 76–84.
- ZOU Zujie, TIAN Hongliang, LIU Qingxiu, et al. Research and application of synchronous self-balancing feed system for rescue truck-mounted drilling rig[J]. Coal Geology & Exploration, 2022, 50(11): 76–84.
- [23] PARK C G, YOO S, AHN H, et al. A coupled hydraulic and mechanical system simulation for hydraulic excavators[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2019, 234(4): 527–549.

(责任编辑 郭东琼)