

套管定向钻井锁定器设计与仿真分析

朱明享^{1,2,3}, 宋刚^{1,2,3,4*}, 张欣^{3,4}, 陈晓君^{3,4}, 崔淑英^{3,4},
田英英^{3,4}, 牛庆磊^{3,4}, 韩泽龙^{3,4}, 赵明^{3,4}

(1. 中国地质科学院, 北京 100037; 2. 中国地质大学(北京), 北京 100083;
3. 中国地质科学院勘探技术研究所, 河北廊坊 065000;
4. 自然资源部定向钻井工程技术创新中心, 河北廊坊 065000)

摘要: 套管定向钻井技术是一种新型定向钻井工艺方法, 兼备套管钻井和定向钻井的优势, 能够实现高效的定向钻井目标。锁定器作为套管定向钻井系统中的关键部件, 其性能好坏将对钻井可靠性产生直接影响。本文设计了一种将锁定器活动机构部件全部密封的结构形式, 对锁定器中的传扭和轴向限位进行承载力计算分析, 采用两参数 Mooney-Rivlin 超弹性本构模型, 对两端关键密封 O 形圈的装配间隙以及橡胶硬度的承受密封压力情况进行分析, 研究表明, 锁定器芯承受最大 65011 N·m 的制动扭矩时, 单个传扭键承受 10835 N·m 的扭矩, 应力为 74.86 MPa, 单个定位卡可承受 184520 N 的竖向承载力, 应力为 659 MPa, 两者的应力均小于所使用材料的屈服强度 930 MPa, 锁定器的轴向承载能力和传扭性能均满足设计要求; 配合间隙以及橡胶硬度均对 O 形圈密封性能产生影响, 仿真结果表明, 在所选公差配合范围内, O 形圈表面接触压力均大于外界压力, 能够实现有效密封, 考虑到间隙越小, Mises 应力和剪切应力也随之增大, 过大的应力会使密封圈损坏, 且不易装配, 因此配合间隙选择大值; 橡胶硬度越大 O 形圈的密封性能越好且在相同介质压力下 O 形圈的形变越小, 通过数值模拟选择 90 HA 硬度的 O 形圈, 可以满足锁定器的密封需求。

关键词: 套管定向; 锁定器; 超弹性本构模型; O 形圈硬度; 密封性能

中图分类号: P634.7; TE243 **文献标识码:** A **文章编号:** 2096-9686(2024)S1-0178-09

Design and simulation analysis of drill lock assembly for casing directional drilling

ZHU Mingxiang^{1,2,3}, SONG Gang^{1,2,3,4*}, ZHANG Xin^{3,4}, CHEN Xiaojun^{3,4}, CUI Shuying^{3,4},
TIAN Yingying^{3,4}, NIU Qinglei^{3,4}, HAN Zelong^{3,4}, ZHAO Ming^{3,4}

(1. Chinese Academy of Geological Sciences, Beijing 100037, China;

2. China University of Geosciences, Beijing 100083, China;

3. Institute of Exploration Techniques, CAGS, Langfang Hebei 065000, China;

4. Technology Innovation Center for Directional Drilling Engineering, Ministry of Natural Resources, Langfang Hebei 065000, China)

Abstract: Casing directional drilling technology is a new type of directional drilling technology, which has the advantages of both casing drilling and directional drilling, and can achieve efficient directional drilling targets. As a key component in the casing directional drilling system, the performance of the locking device will have a direct impact on

收稿日期: 2024-08-06 DOI: 10.12143/j.ztgc.2024.S1.026

基金项目: 中国地质调查局地质调查项目(编号: DD20221721)

第一作者: 朱明享, 男, 汉族, 1998年生, 中国地质大学(北京)硕士在读, 机械工程专业, 主要从事地质工程装备、地质钻探、海工装备研究工作, 河北省廊坊市广阳区金光道77号, 2036894773@qq.com。

通信作者: 宋刚, 男, 汉族, 1971年生, 正高级工程师, 博士, 主要从事地质钻探、大洋钻探工艺器具、海工装备等方面的研究工作, 河北省廊坊市广阳区金光道77号, 379012534@qq.com。

引用格式: 朱明享, 宋刚, 张欣, 等. 套管定向钻井锁定器设计与仿真分析[J]. 钻探工程, 2024, 51(S1): 178-186.

ZHU Mingxiang, SONG Gang, ZHANG Xin, et al. Design and simulation analysis of drill lock assembly for casing directional drilling [J]. Drilling Engineering, 2024, 51(S1): 178-186.

the drilling reliability. In this paper, a structural form is designed to seal all the parts of the moving mechanism of the lock, and the bearing capacity of the torque transfer and axial limit in the lock is calculated and analyzed. The two-parameter Mooney_Rivlin superelastic constitutive model is used to analyze the assembly clearance of the key seal O-rings at both ends and the sealing pressure of the rubber hardness. When the locking core is subjected to the maximum braking torque of 65011N·m, a single torsion key is subjected to the torque of 10835N·m with a stress of 74.86MPa, and a single positioning card can withstand the vertical bearing capacity of 184520N with a stress of 659MPa, both of which are less than the yield strength of the used material of 930MPa. The axial bearing capacity and torsional performance of the lock meet the design requirements. Mises stress and shear stress will increase when the gap is smaller. Excessive stress will damage the seal ring and make it difficult to assemble. The simulation results show that the contact pressure on the surface of the O-ring is greater than the external pressure within the selected tolerance range. Therefore, the fit gap is selected with large value; The greater the rubber hardness, the better the sealing performance of the O-ring and the smaller the deformation of the O-ring under the same medium pressure. By numerical simulation, the O-ring with 90HA hardness can meet the sealing requirements of the lock.

Key words: casing directional drilling; the drill lock assembly; hyperelastic constitutive model; O-ring; sealing performance

0 引言

套管定向钻井技术是套管钻井和定向钻井两种技术相结合的一种新型定向钻井工艺方法,施工时顶驱与套管连接并提供给进力,套管代替钻杆钻进,利用与套管锁定的可回收式先导定向器具进行超前定向钻进,由钻井液作为回转驱动动力,至目标位后套管留在地层,导向钻具回收,实现高效定向钻井目标^[1]。套管定向钻井技术始于2003年末,并于2005年成功进行了陆上试验^[2],该技术由美国Schlumberger公司和加拿大Tesco公司共同研发。套管定向钻井技术在钻井施工阶段,套管代替钻杆,套管与井壁的小环空提高了钻屑上返速度,便于携屑^[3];在钻井完成后,套管直接留在井内作完井用,不需要常规的起下钻单独下套管作业,大幅简化施工作业流程,将钻井和下套管施工作业工序一次性完成,经济效益非常明显,尤其是对成本高昂的海上油气井钻成井施工非常适用。

1 套管定向钻井系统组成及关键器具

1.1 套管定向钻井系统组成

套管定向钻井系统底部定向钻具组合(BHA)有可回收和不可回收两种组合结构形式。可回收式用于中间开次的钻井,不可回收可用于尾管完井。国外套管定向基本全部为可回收式。底部定向钻具组合有螺杆马达式和旋转导向式两种类型^[4],系统组成如图1所示。底部钻具组合由锁定器悬挂并与套管锁定,定向施工结束后通常采用绳索打捞方式将其回收。

不可回收式底部钻具组合套管定向应用比较

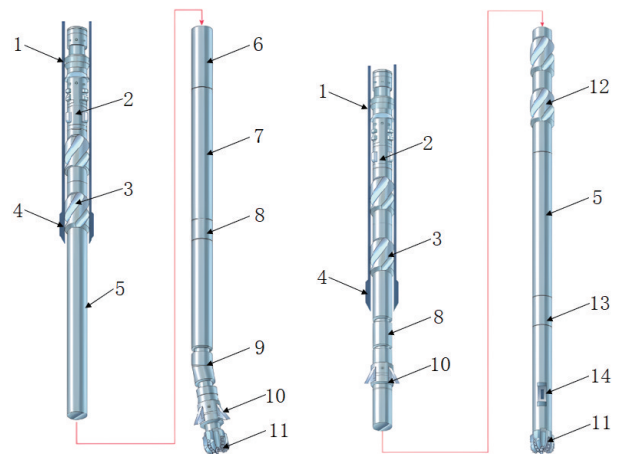
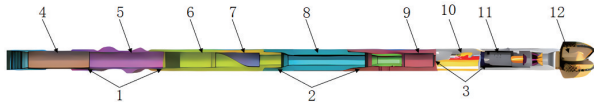


图1 定向钻具可回收式套管定向钻井系统示意图^[5]

少,但在2023年7月由我国胜利工程钻井研究院在C23-XG29井成功应用,成为国内首口全过程套管定向钻井应用案例^[6],创造了国内定向钻井井深最深、控压套管钻井井深最深2项记录。此系统底部钻具组合采用螺杆马达式定向(如图2所示)。在该钻具组合中钻井套管的外径为139.7 mm,因不考虑整体回收,扶正器及钻头器具外径尺寸均大于套管内径,定向钻井结束后,需从钻具内部回收定向测量仪器。从钻具组合中可知,底部定向钻具不需要采用锁定器,但因底部钻具无法回收,套管底部

内部通道基本封闭,无法进行下一开次的施工作业,因此不可回收式套管定向应用很少。



1—套管扣;2—NC50扣;3—NC50扣;4—套管;5—套管扶正器;6—陀螺坐键;7—投入式止回坐键短节;8—厚壁套管;9—旁通短节;10—止回阀;11—螺杆钻具;12—PDC钻头

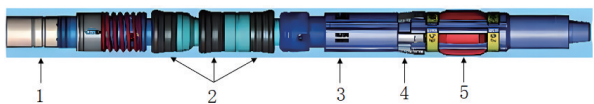
图2 定向钻具不可回收式套管定向钻井组合

从常用的可回收式的套管定向钻具组合中可知,在螺杆马达形式和旋转导向形式的BHA中,锁定器是内外钻具组合的交汇点,起到内外钻具的连接作用。锁定器内部结构上部设有打捞装置,下部与驱动和定向钻具连接;锁定器外部结构将下部套管和上部套管连接在一起,起承上起下作用,是套管定向工艺器具中的关键器具之一,其可靠性直接影响到套管定向工艺的成败。

1.2 锁定器的典型结构

典型锁定器结构如图3所示,主要包括打捞头、封隔器、轴向限位锁紧和传扭键等,国外几大公司的锁定器结构大同小异。锁定器的打捞头有绳索打捞和钻杆回收两种形式。绳索打捞更适用于直井或小斜度井应用,在水平井中打捞钻具时绳索需要泵送。绳索打捞时钢丝绳下部装有打捞矛头,投放或泵送到位后与锁定器上部的打捞头锁定,将内钻具整体提出,如果提拉发生卡阻,可以顺钢丝绳投入解锁器,将打捞矛头与锁定器的打捞头脱开。锁定器具如果采用钻杆回接打捞,可以单独下钻,也可继钻打捞。锁定器上的封隔器起双向密封水路作用,使钻井液通过中空结构锁定器驱动下部的螺杆。锁定器轴向定位卡起精确定位作用,并承受钻具的轴向压力,传扭键承受钻具的回转扭矩。

通过分析国外典型锁定器的结构形式,结构功能设计合理,但密封存在一定问题。锁定器中起密



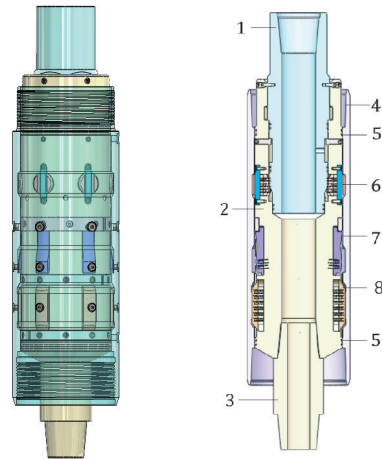
1—打捞头;2—封隔器;3—轴向锁紧块;4—轴向定位卡;5—传扭键

图3 锁定器^[7]

封作用的封隔器设置在锁定器中间位置,未对下部的定位、锁定、传扭等活动部件起密封保护作用,在钻进含砂地层时,活动部件有发生砂卡的风险,严重时会导致打捞失败,造成事故,从调研的大量国外套管定向施工工程中,也发现了频发打捞失败的事故案例。

1.3 KT340型锁定器结构

针对海上油气高效定向钻井技术需求,中国地质调查局勘探技术研究所研发团队连续数年攻关 $\text{O}445\text{ mm}$ 口径/ $\text{O}340\text{ mm}$ 规格的大直径套管定向钻井技术,研制了配套的KT340型锁定器。锁定器的结构三维图见图4。



1—打捞接头;2—锁定器内芯;3—下接头;4—锁定器外壳;5—双道O形圈;6—轴向锁销;7—定位卡;8—传扭键

图4 KT340型锁定器三维图

KT340型锁定器采用钻杆打捞形式,最上部的打捞接头与内芯连接,起打捞和锁定轴向锁销作用。打捞接头的回转承扭和轴向窜动都有装置限定,回转承扭在钻杆打捞上扣时起承反扭作用,轴向防窜动装置可以在施工时防止钻具振动造成打捞接头从锁定器滑出。在负载受力方面,轴向锁销承受内钻具钻压反力;定位卡承受内钻具组合重力的同时,还承受钻井液压力造成的内芯活塞下推力;传扭键承受内钻具的马达回转反力。锁定器内芯上部和下部设置有双O形密封圈,对锁定器的活动部件进行上下封隔密封保护。

根据施工工艺要求,锁定器结构上需满足装配、检测和回收流程需要。KT340锁定器的装配分三步,首先将轴向锁块、定位卡和传扭键分别装配

到位;其次将打捞接头从锁定器芯上端插入,传扭六方与锁定器内芯配合装配,在锁定器内芯上装入打捞头行程限位销,对其轴向和周向进行限定,插入头插入时会将轴向锁定块推出;最后提起打捞接头,此时轴向锁定块受弹簧作用缩回,打捞接头与锁定器内芯一起插入锁定器外壳,轴向定位卡可精确定位,回转内芯,使传扭键弹入外壳的传扭槽内,确定无误后,打捞头放下坐在内芯上,同时推出轴向锁销卡在锁定器外壳上相对应的环形槽内,将锁定器上部的定位销锁定,防止打捞接头受震动弹出,最后完成装配。装配完成后,可从套管外壳的装配观察孔查看轴向定位卡和传扭键是否到位,同时可从外壳体的打压孔进行打压,检测密封效果,满足下孔要求。当套管定向钻进完成后,锁定器通过钻杆进行打捞,钻杆与打捞头连扣后上提剪断锁定销,通浆后钻井液脉冲信号不上传,则说明锁定器内芯与外壳顺利解锁,继续上提即可回收,另外,通过钻杆悬重也可以判断是否打捞成功。

2 KT340型锁定器受力部件分析

锁定器作为套管定向钻具的关键部件,在满足工艺要求的同时,还需要对锁定器各承载零件进行受力分析校对。套管锁定器是内外钻具组合交汇连接点的关键器具。受力的3个部件分别为承受向上轴向力的轴向锁销,承受向下轴向力的定位卡,承受扭矩的传扭键。轴向锁销仅承受钻压(>100 kN)受力较小,定位卡和传扭键负载较大,需进行强度校核。KT340型锁定器在典型锁定器基础上最大的优化改进是密封位置和形式,这也是影响锁定器可靠性的核心部分,需进行深入分析。

锁定器的主要受力为向下的轴向力和扭矩,这两个力都与螺杆马达相关。套管定向钻井系统所使用的螺杆马达是常用标准型直螺杆,参数如下: $\text{O}244$ mm螺杆,头数比7/8,马达级数4.5级,制动压降15.5 MPa,制动扭矩65011 N·m。制动压降和制动扭矩是对锁定器受力分析的最大外力来源。

2.1 定位卡强度校核

定位卡承受内钻具组合重力(G)和钻井液压力造成的内芯活塞下推力(F),内钻具组合包括无磁加重钻杆、 $\text{O}244$ mm螺杆和切削钻头的重力,总计 >50 kN,定向钻进时是斜向位置,因此 G 实际作用在定位卡上的力与内芯活塞下推力 F 相比较小,可

以忽略。定位卡简化图见图5,图中 D 为锁定器密封圈以上腔体直径($\text{O}312$ mm), d 为锁定器通孔直径($\text{O}80$ mm), P 为作用在上腔上的最大流体压力,即螺杆马达制动压力(15.5 MPa),定位卡在周向均匀分布6套,每套受力为 F_1 ,受力接触面积为 $7\text{ mm} \times 40\text{ mm}$ 。

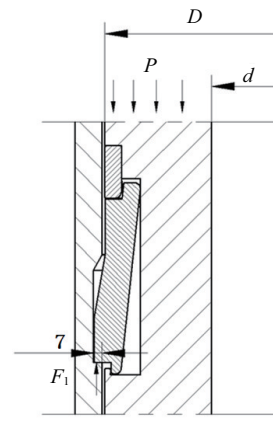


图5 定位卡受力示意

根据压强与压力的公式,假设6套定位卡均匀受力,则计算出作用在定位卡接触面上的压力为:

$$F_1 = P \cdot A / 6 = P \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) / 6 \approx 184520 \quad (1)$$

作用在定位块上的接触压强为:

$$P = F / A = F_1 / S \approx 659 \text{ MPa} \quad (2)$$

由计算结果可知,在螺杆最大制动压力15.5 MPa下,定位卡受到的接触压力约为659 MPa。因加工和装配影响,6个定位卡理论上有一定的不均匀受力,但通过弹性变形可均匀压至定位台,在实际应用后对端部压痕情况分析,定位卡受力均匀,压痕磨损差别不大。KT340型锁定器定位卡选用的材料为42CrMo,屈服强度为 $\sigma_s = 930$ MPa,远大于最大受力状态下的接触压强,定位卡不会压溃,满足轴向受力强度设计要求。

2.2 传扭键强度校核

锁定器的传扭依靠均布的6个传扭键,属多键传扭形式,相当于6个平键共同传扭。按传递扭矩受力可知,键的受力面为两侧面,通过与锁定器芯及锁定器外壳中的键槽壁的挤压来传递扭矩(见图6)。键的受力情况单一,一般不考虑键槽壁对键的约束和各部分之间的微观变形对键的受力影响。在忽略键与键槽之间摩擦的情况下,对键的受力进行分析。

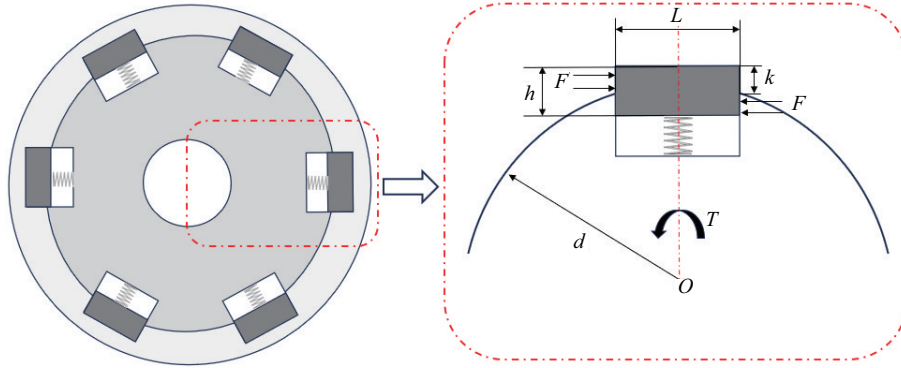


图6 传扭键受力示意

从传扭键的受力图可知,相当于6个平键传扭,按平键的挤压强度计算公式:

$$\sigma_{bs} = \frac{F}{khL} = \frac{2T \times 10^3}{khLd} \leq [\sigma_{bs}] \quad (3)$$

式中: T ——传递的扭矩, $N \cdot m$; d ——锁定器直径, mm ; $[\sigma_{bs}]$ ——最弱部分的许用挤压应力, MPa ; L ——键长, mm ; k ——键的作用高度。

KT340型锁定器的传扭键、锁定器芯和锁定器外壳材料均选用42CrMo,该材料的屈服强度是 $\sigma_s = 930 MPa$ 。考虑到多键传扭时各键的载荷分配不均匀,采用花键传扭的载荷不均匀系数 $K=0.7 \sim 0.8$ 计算。

锁定器中传扭键的参数: $d=311 mm$; $L=133 mm$; $h=20 mm$ 。

$$\sigma_{bs} = \frac{2T/6 \times 10^3}{khl d K} = \frac{2 \times 65011/6 \times 10^3}{0.5 \times 20 \times 133 \times 311} = 74.86 MPa \quad (4)$$

通过上述计算结果可知,单传扭键在实际工况下应力值为74.86 MPa,远小于材料的许用应力值465 MPa,满足传扭强度设计要求。

3 KT340锁定器密封性能分析

锁定器两端部设置的双道O形圈的密封性能,是决定锁定器可靠性的关键。影响密封性能的因素包括密封安装配合间隙结构参数、O形圈的材质和硬度。

密封结构参数中的配合间隙的大小,在影响密封能力的同时,还影响装配和打捞的难易程度,理论上间隙越大,O形圈的密封能力越小,装配打捞难度越容易。因此,为满足工艺上的需求,首先需要确定锁定器两端O形密封圈处的配合间隙。

KT340型锁定器两端密封采用O形圈密封,O形密封圈具有结构简单、安装方便、密封可靠等优点,被广泛应用于各种密封场合^[8],有“万能密封”称号。O形圈常用的材料有丁腈橡胶、氯丁橡胶、氢化丁腈橡胶等,由于丁腈橡胶具有耐水性、耐低温和耐腐蚀等特性,被广泛应用于深水环境,因此选用丁腈橡胶作为锁定器的O形密封圈材料^[9]。硬度较低的O形圈虽然更易于安装,但可能因硬度过低而导致剥落、安装损伤和挤出等问题。相反,硬度较高的O形圈虽然安装较困难,但具有更好的耐磨性和抗压能力。O形圈的压缩量与其硬度有关,硬度较低的O形圈压缩量大,适用于低压力的场合;而硬度较高的O形圈压缩量小,适用于高压力和阻力小的环境。KT340型锁定器的应用在2000 m深水环境中,环境压力20 MPa。在结构参数确定后,需对不同O形圈硬度进行密封性能校核,以确保最佳的密封性能和使用寿命。

3.1 密封结构模型建立

将锁定器的O形圈密封部分进行简化处理,图7所示为简化后的二维结构模型,部分结构尺寸见表1。由于该结构具有轴对称性,因此采用二维轴对称模型进行仿真分析。O形圈线径及密封槽尺寸均按已经标准化和系列化的新国标《液压气动用O形橡胶密封圈尺寸系列及公差》(GB 3452.1-92)设计。

O圈密封部分对应的锁定器内芯外径为 $\varnothing 312_{-0.06}^{0.08}$ 、锁定器外壳内径为 $\varnothing 312_0^{+0.08}$,由公差可知两者处于间隙配合,最小间隙0.06 mm,最大间隙0.22 mm。

3.2 模型假设和边界条件

在进行O形圈密封性能仿真之前,做以下几点

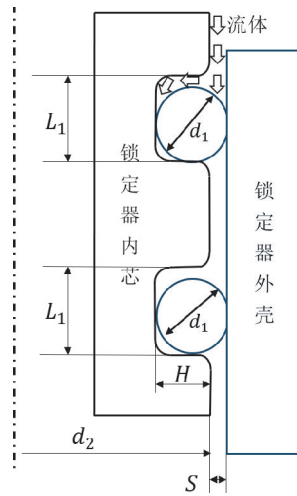


图7 密封结构二维结构模型

表1 密封结构二维结构模型的部分尺寸

参数	尺寸/mm	参数	尺寸/mm
槽高H	4.5	O形圈线径d ₁	5.7
槽宽L ₁	5.7	锁定器内芯外径d ₂	312

假设^[10-11]:(1)丁腈橡胶(NBR)具有确定的弹性模量和泊松比;(2)沟槽刚度是O形圈的几万倍,不考虑沟槽的变形;(3)O形圈密封结构具有对称性;(4)NRB拉伸与压缩的蠕变性质相同。

O形圈与锁定器芯和锁定器外壳都有接触,因此在该结构中共建立4个接触对,由于锁定器外壳和锁定器芯的刚度都大于O形圈,所以在建立接触对时以锁定器外壳和锁定器芯为目标面,O形圈为接触面。

对于橡胶类非线性材料,常用更接近橡胶材料实际情况的Mooney-Rivlin超弹性本构模型对O形密封圈进行有限元分析^[9],对橡胶进行有限元分析,需要计算橡胶本构模型参数C₁₀、C₀₁。计算过程如下:

橡胶应变能密度表达式为^[12]:

$$W_{(I_1, I_2, I_3)} = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j + \sum_{k=1}^N \frac{1}{D^k} (I_3^2 - 1)^{2k} \quad (5)$$

式中:W——应变能密度;C_{ij}——Rivlin系数;I₁、I₂、I₃——第一、第二、第三张量不变量;D——材料的不可压缩参数。

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (6)$$

$$I_2 = (\lambda_1 \lambda_2)^2 + (\lambda_2 \lambda_3)^2 + (\lambda_3 \lambda_1)^2 \quad (7)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad (8)$$

$$D = (1 - 2\mu) / (C_{10} + C_{01}) \quad (9)$$

式中:λ₁、λ₂、λ₃——主拉伸率。

Mooney-Rivlin超弹性本构模型根据阶数高低可分为4种参数形式,即2参数、3参数、5参数及9参数。而在本文中采用常用的2参数Mooney-Rivlin模型,因为该2参数模型与NBR的应力应变关系具有较好的一致性^[13],表达式如下:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + \frac{1}{D}(J - 1)^2 \quad (10)$$

式中:C₁₀、C₀₁——模型中反映材料的应力应变属性的2个参数;J——弹性变形梯度的决定性因素。

对于不可压缩材料J=1,简化后的应变能函数为:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (11)$$

通常,C₁₀、C₀₁的值需通过试验确定,但试验结果受时间、材料品质以及滞后效应的影响,在工程应用中很不方便。于是,出现了多种不需要通过试验或曲线拟合试验数据来确定Mooney-Rivlin模型系数的方法^[14-15],如:利用橡胶硬度、利用经验公式、利用剪切试验的应力-应变曲线等。本文利用橡胶硬度HS来确定C₁₀、C₀₁,橡胶硬度HS和弹性模量E₀满足^[16]:

$$E_0 = \frac{15 \cdot 75 + 2.15HS}{100 - HS} \quad (12)$$

弹性模量E₀与材料系数以及材料系数之间满足以下关系式^[17-18]:

$$E_0 = 6c_{10} \left(1 + \frac{c_{01}}{c_{10}} \right) \quad (13)$$

$$C_{01} = 0.25C_{10} \quad (14)$$

将以上三式联立得:

$$6C_{10} \left(1 + \frac{C_{01}}{C_{10}} \right) = \frac{15.75 + 2.15HS}{100 - HS} \quad (15)$$

3.3 仿真结果与数据分析

分析KT340型锁定器的结构可知,在锁定器的上端密封承受的是螺杆马达制动压力,在锁定器的下端密封承受的是钻孔深度的水压,KT340型锁定器设计应用于2000 m以浅的油气钻井,锁定器下端密封承受的压力应<20 MPa,大于上端密封螺杆制动压力15.5 MPa,因此对锁定器密封性能的仿真分析以流体压力20 MPa作为仿真分析的基础,分析不同配合间隙及橡胶硬度对O形圈密封性能的影响。

影响O形圈密封性能的受力分析,需考虑最大

接触压力、Mises 应力和最大剪应力。O形密封圈是一种挤压型密封,挤压型密封的基本工作原理是依靠密封件发生弹性变形,在密封接触面上造成接触压力,最大接触压力大于被密封介质的最高内压,则不发生泄漏,反之则发生泄漏^[19-21]。Mises 应力即塑性材料校核时的屈服应力,相当于第四强度理论,它是第四强度理论,也是畸变能密度理论,畸变能密度是引起材料屈服的主要因素。当 Mises 应力达到屈服应力值,材料屈服^[22-23],丁腈橡胶材料的屈服极限随着负载的变化而变化,通过文献资料,丁腈橡胶材料在负载 25 MPa 以内时其屈服极限为固定值 22.5 MPa^[24]。最大剪切应力是描述材料在受力过程中能够承受的最大剪切应力的指标,通常出现在密封槽口附近,当最大剪切应力大于橡胶材料的最大许用剪切强度时,橡胶材料会被撕裂或剪

断,使 O 形圈失去密封作用,文中所述丁腈橡胶的最大许用剪应力为 8.6 MPa^[25-26]。

(1)根据 KT340 型锁定器 O 圈处外壳和锁定器芯的公差配合可知,最小间隙 0.06 mm,最大间隙 0.22 mm。配合间隙越大密封性能越差,但越易于装配,作为结构件机加工后,配合间隙已确定,但不同的间隙对密封性能影响多大,通过仿真可模拟出来。

选取在配合间隙范围内的 6 个值, $S_1=0.06$ mm、 $S_2=0.10$ mm、 $S_3=0.14$ mm、 $S_4=0.18$ mm、 $S_5=0.20$ mm、 $S_6=0.22$ mm,在流体压力为 20 MPa 时,利用 Mooney-Rivlin 超弹性本构模型对 O 形密封圈进行有限元分析,每个间隙的最大接触压力分布云图如图 8 所示。为更加直观描述配合间隙对 O 形圈状态变化的影响,有限元计算出了不同压力下的最大 Mises 应力和最大剪应力(见表 2)。

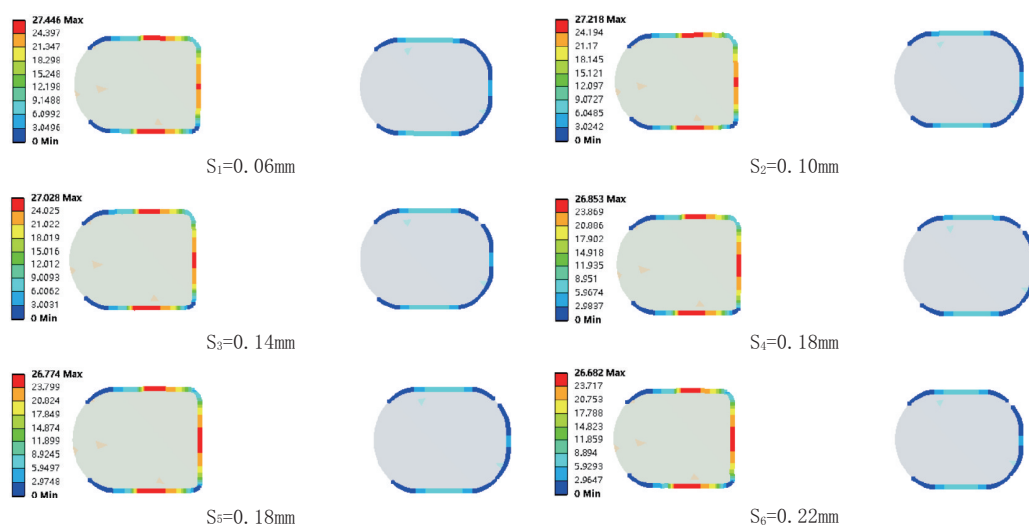


图 8 不同配合间隙下 O 形圈接触压力

表 2 不同配合间隙下 O 形圈的 Mises 应力和剪应力

配合间隙/ mm	最大 Mises 应 力/MPa	最大剪应力/ MPa	最大接触压 力/MPa
0.06	8.33	4.77	27.45
0.10	8.22	4.71	27.22
0.14	8.19	4.69	27.03
0.18	8.21	4.71	26.85
0.20	8.23	4.72	26.77
0.22	8.34	4.78	26.68

从图 8 和表 2 仿真模拟结果可知,间隙越小 O 形圈压缩率越大,最大接触压力也呈逐渐增大的趋

势,间隙在 0.06~0.22 mm 范围内最大接触压力幅值均在 27 MPa 左右,大于 20 MPa 的深水外界压力,能够实现有效密封。而最大 Mises 应力和最大剪应力则出现先减小后增大的趋势,这表明在一定范围内压缩率增大有利于增强 O 形圈密封效果,但压缩率过大会导致 O 形圈产生较大 Mises 应力和剪应力,加快 O 形圈的损坏速度,并对其使用寿命产生影响,表中 Mises 应力和剪应力均未超过许用应力值。KT340 型锁定器设置了 2 道密封,仿真计算仅对承压方向的第一道密封进行了模拟,在第一道密封圈密封未发生失效泄露时,第二道密封圈不受外围压力作用,在其表面形成的接触压力由器具装

配时形成的预压缩所产生,且接触压力不随外界压力的变化发生改变。配合间隙是加工过程客观存在的,间隙过小装配时易发生“切圈”现象,导致O形圈损坏,从而失去密封作用。在能够实现有效密封的前提下,选择间隙较大的公差配合,有利于装配,不易损坏O形圈。在加工制造时采用基孔制,先加工锁定器外壳,在确定外壳密封处公差后再加工内芯,这样可以精确控制加工误差,使配合间隙基本接近0.2~0.22 mm,既装配顺利,又满足密封需求。

(2)密封圈硬度对密封性能的影响。常用硬度有邵氏、洛氏、布氏3种。邵氏一般用于橡胶类材料上,邵氏硬度计的量程是0~100 HA。压力越小可选择邵氏硬度越小。O形圈的硬度范围为:60~70为低硬度,80为中硬度,90为高硬度。选择O形圈低中高6种不同邵氏硬度值进行数值分析,分别为

$HA_1=65$ 、 $HA_2=70$ 、 $HA_3=75$ 、 $HA_4=80$ 、 $HA_5=85$ 、 $HA_6=90$,不同硬度对应的弹性模量及系数见表3。在最大配合间隙为0.22 mm、密封压力为20 MPa的情况下,通过数值仿真模拟不同硬度对O形圈密封性能的影响。

O形圈的最大接触压力和变形情况如图9所示。

表3 不同O形圈硬度对应的弹性模量值以及系数值

O形圈硬度 HA	弹性模量 E/MPa	系数 C_{10} /MPa	系数 C_{01} /MPa	不可压缩形系数 D
65	4.44	0.59	0.1481	0.0030
70	5.54	0.74	0.1847	0.0020
75	7.08	0.94	0.2360	0.0020
80	9.39	1.25	0.3125	0.0010
85	13.23	1.76	0.4400	0.0009
90	20.93	2.79	0.6975	0.0006

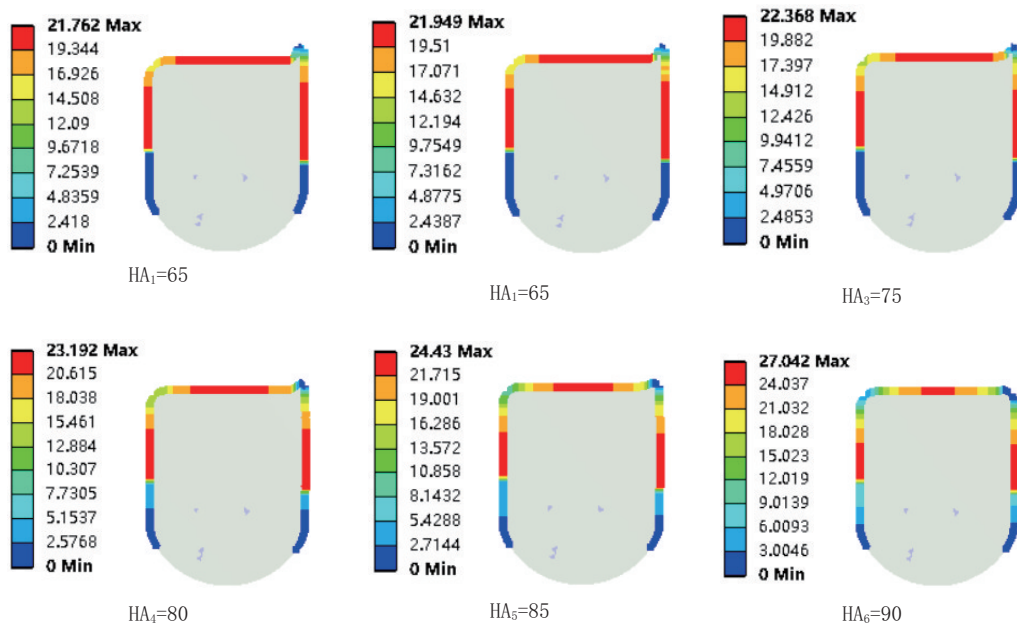


图9 应力应变随橡胶硬度的变化趋势

由图9可知,随着橡胶硬度的增加,O形圈的表面接触压力逐渐增大^[27],应变逐渐变小,被挤入到间隙的部分的趋势也越小。橡胶硬度对O形圈变形的影响程度较大,当橡胶硬度为65HA到85HA时,在压力作用下O形圈向间隙中挤压变形,有被剪切破坏的趋势,当橡胶硬度为90HA时,O形圈仅是有被挤入到间隙的趋势,这表明橡胶硬度越大越不易发生变形。考虑到KT340型锁定器的深水作

业工况,选择较大硬度的O形圈(HA90)可以提高密封的可靠性。

KT340型锁定器在顶端和底端密封圈之间的外壳体上设计有预打压口,在装配完成后,通过打压口注入液压油并将压力憋至25 MPa进行密封测试,检查在装配过程中造成的O形圈损伤。注油后的腔体将空气排出后形成不可压缩空间,可提高密封圈因受外侧压力造成的挤压变形能力,从而提高

锁定器的可靠性。

4 结论

为满足海上油气高效定向钻井需求研发的适用于大直径套管定向钻井技术的KT340型锁定器,针对国外典型锁定器存在的密封问题进行了优化,并进行了强度和密封性能分析,结论如下:

(1)KT340型锁定器两端采用双道O形圈密封,承载、定位和传扭等活动部件全部封隔在密封空间内,避免了因钻井施工时细砂浸入造成卡阻,同时在上下两端密封之间设有打压注油口,既可检测装配失误造成的O形圈损伤问题,又提高了两端内侧密封圈的抗压变形能力,大大提高了锁定器的密封可靠性。

(2)对定位卡和传扭键作为锁定器的两个关键部件进行了强度校核,在最大制动压力15.5 MPa下,单定位卡承受轴向力的接触压强为659 MPa,考虑不均匀承载传扭的单传扭键压强为74.86 MPa,两者均小于所选材料的屈服强度,满足强度设计要求。

(3)采用2参数Mooney-Rivlin超弹性本构模型,并结合实际工况条件,数值仿真计算了不同配合间隙对O形圈密封性能的影响,结果表明在20 MPa外界压力作用下,所选间隙的接触压力均大于流体压力,能够实现有效密封,考虑方便装配选择0.2~0.22 mm最大间隙作为KT340型锁定器的密封配合间隙,采用基孔制加工方案配对加工,控制配合间隙。

(4)通过数值模拟,O形圈橡胶硬度越大,抗挤压变形能力越强,密封性能越好,考虑到2000 m的深水应用环境,KT340型锁定器确定丁腈橡胶为O形圈材料,邵氏硬度选择90HA,受挤压变形小,满足密封可靠性要求。

参考文献:

[1] 崔淑英,牛庆磊,宋刚,等.套管钻井技术优势和钻具组合分析[J].钻采工艺,2023,46(S1):30-34.
 [2] 闫循彪.套管定向钻井开始在海上应用[J].石油钻探技术,2006,34(4):29.
 [3] 黄志潜.再谈套管钻井技术及其装备[J].国外石油机械,1999(1):62-64.
 [4] 李林涛,雷雨.套管定向钻井技术及其应用[J].重庆科技学院学报(自然科学版),2010,12(5):72-75.
 [5] WARREN T, LESSO B. Casing drilling directional wells: OTC, 2005.

[6] 国内首口全过程套管定向钻井顺利完钻[J].中外能源,2023,28(S1):91.
 [7] BEAUMONT E, De CREVOISIER L, BAQUERO F, et al. First retrievable directional casing while drilling (DCwD) application in peruvian fields generates time reduction and improves drilling performance preventing potential non-planned downtime [J]. SPE, 2010.
 [8] 米雄伟.安装状态的O形橡胶密封圈非线性有限元分析[J].液压与气动,2022,46(12):18-23.
 [9] 樊智敏,李龙,王启林.深海高压环境下O形密封圈密封性能分析[J].机电工程,2019,36(2):131-135.
 [10] 迟晓宁,郭学平,陈张斌,等.基于ANSYS的O形圈活动量对密封性能影响探究[J].润滑与密封,2023,48(3):96-102.
 [11] 赵敏敏,黄乐,张岐,等.基于Ansys的O形橡胶密封圈密封性能及可靠性研究[J].橡胶工业,2020,67(2):131-134.
 [12] 危银涛,杨挺青,杜星文.橡胶类材料大变形本构关系及其有限元方法[J].固体力学学报,1999(4):281-289.
 [13] MOONEY M. A Theory of Large Elastic Deformation [J]. Journal of Applied Physics, 1940,11(9):582-592.
 [14] 邓涛,赵树高,王伟.橡胶Mooney-Rivlin模型中材料常数的确定[J].特种橡胶制品,2004(4):8-10.
 [15] 刘萌,王青春,王国权.橡胶Mooney-Rivlin模型中材料常数的确定[J].橡胶工业,2011,58(4):241-245.
 [16] GENT A N. On the relation between indentation hardness and Young's modulus [J]. Rubber Chemistry and Technology, 1958,31(4):896-906.
 [17] LIU D, YUN F, JIAO K, et al. Structural Analysis and Experimental Study on the Spherical Seal of a Subsea Connector Based on a Non-Standard O-Ring Seal [J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2022,10(3):404.
 [18] HUANG Y, HSU H. Numerical simulation and experimental validation of novel hyperelastic micro-motion manipulator for water conserving device [J]. Microsystem Technologies, 2018,24:3329-3339.
 [19] 陈宏举,运飞宏,侯广信,等.水下柔性连接器的O形圈球面密封性能分析[J].润滑与密封,2023,48(9):152-157.
 [20] 孙远韬,袁林栋,朱伟泳,等.旋转动密封系统中丁腈橡胶O形圈的时效研究[J].润滑与密封,2020,45(11):36-40.
 [21] 唐斌,陈铭亮,王舒,等.作动筒用O形圈高压工况下动/静密封特性研究[J].机械研究与应用,2022,35(6):48-51.
 [22] 李强,王东辉,张伟.航空液压作动器O形圈静密封性能及可靠性有限元分析[J].液压与气动,2018(4):69-73.
 [23] 刘兴玉,张新奇,余巍,等.O形圈密封设计[J].液压气动与密封,2013,33(6):73-75.
 [24] 加闯.液压摆缸密封的疲劳寿命研究[D].武汉:武汉科技大学,2019.
 [25] 陈凯航.双钻头自平衡钻进系统的结构设计及试验研究[D].长春:吉林大学,2021.
 [26] 何军.液压缸活塞密封性能的有限元分析[J].装备制造技术,2016(1):237-239.
 [27] SCHELLER J, BAUR P J. Characterization of leakage, clamping force and retaining force of reusable sealing frame with elastomer O-ring for thin plasma polymeric coated thermoplastic polyester-ether films [J]. Vacuum, 2021,192:110501.

(编辑 荐华)