

文章编号: 0253-2697(2024)12-1851-12 DOI:10. 7623/syxb202412010

牙轮钻头螺旋磁流体复合密封耐压机理

周 已 李天全 周 燚 王儒晨

(西南石油大学机电工程学院 四川成都 610500)

摘要:牙轮钻头螺旋磁流体复合密封结构具有主动排砂、自动补偿封浆效应等优点,是一种新型的牙轮钻头密封结构,耐压性能则是决定该新型密封性能的关键。因此,构建了牙轮钻头螺旋磁流体复合密封的磁场和磁流耦合的数值仿真模型,从磁通密度、磁感应强度、理论耐压值的角度实现了牙轮钻头螺旋磁流体复合密封耐压能力和密封性能的全过程,主要研究了工况参数(转速、温度)对新型密封耐压性能的影响规律。通过数值模拟发现,磁力线在极靴顶部处分布密集,能够实现聚磁效果,极靴顶部处的磁场强度将高于密封间隙处;磁通密度在极靴顶部位置上的磁场强度大小明显高于其他位置;在每个极靴顶部处都具有较高且相近的磁感应强度,极靴顶部处的磁感应强度最大,达到 3.6978 T,而齿槽处和密封间隙处的磁感应强度为 0.24 T,极靴顶部处存在较大的磁感应强度梯度。根据理论耐压计算得到理论耐压值为 1.09 MPa,验证了密封结构设计的可行性。随着转速和温度的增加,整个密封结构的耐压能力降低。与转速相比,温度对于密封结构耐压性能的影响较小。通过开展试验研究,验证了牙轮钻头螺旋磁流体复合密封的耐压性能,揭示了工况参数对其耐压性能的影响规律,试验结果和仿真结果相符合。

关键词:牙轮钻头;螺旋磁流体复合密封;磁场模拟;磁流耦合模拟;试验研究

中图分类号:TE92

文献标识码:A

Pressure resistance mechanism for spiral magnetic fluid composite seal of cone bit

Zhou Yi Li Tianquan Zhou Yi Wang Ruchen

(School of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University, Sichuan Chengdu 610500, China)

Abstract: The spiral magnetic fluid composite seal structure of the cone bit is characterized by active sand removal and automatic compensation for slurry sealing effect, as being a new seal structure for cone bit. Pressure resistance is the key to determine the performance of this new seal structure. Therefore, the paper constructs a numerical simulation model of magnetic field and magnetic fluid coupling for the spiral magnetic fluid composite seal of cone bit, and the whole process of pressure resistance and sealing performance of the spiral magnetic fluid composite seal is achieved in terms of magnetic flux density, magnetic induction intensity and theoretical pressure resistance. The study focuses on the influence law of working condition parameters (speed and temperature) on the pressure resistance of the new seal. Numerical simulation reveals that the magnetic lines of force are densely distributed at the top of pole shoe, which can achieve poly magnetic effect, and the magnetic field intensity at the top of the pole shoe will be higher than that at the seal gap; the magnetic flux density at the top of pole shoe is significantly higher than that at the other positions; the magnetic induction intensity at the top of each pole shoe is high and similar, and the magnetic induction intensity at the top of pole shoe is the largest, and can reach up to 3.6978 T, while that at both tooth space and seal gap is 0.24 T. In addition, there is a large magnetic induction intensity gradient at the top of pole shoe. The theoretically calculated pressure resistance value is 1.09 MPa, which has verified the feasibility of the seal structure design. As the speed and temperature rise, the pressure resistance of the whole seal structure drops. Compared with speed, temperature has less influence on the pressure resistance of the seal structure. The pressure resistance of the spiral magnetic fluid composite seal of cone bit is verified by experimental studies, and the influence law of working condition parameters on the pressure resistance is also revealed, from which it can be seen that the experimental results are consistent with the simulation results.

Key words: cone bit; spiral magnetic fluid composite seal; magnetic field simulation; magnetic fluid coupling simulation; experimental study

引用:周已,李天全,周燚,王儒晨.牙轮钻头螺旋磁流体复合密封耐压机理[J].石油学报,2024,45(12):1851-1862.

Cite: ZHOU Yi, LI Tianquan, ZHOU Yi, WANG Ruchen. Pressure resistance mechanism for spiral magnetic fluid composite seal of cone bit[J]. Acta Petrolei Sinica, 2024, 45(12): 1851-1862.

牙轮钻头是石油与天然气钻井工程中重要的破岩工具之一,其寿命直接影响着钻井效率和成本^[1]。牙轮

钻头在恶劣环境下钻进时,钻速慢、寿命低的问题^[2-4]表现尤为突出。密封是牙轮钻头阻挡泥浆进入的关键

基金项目:国家自然科学基金青年科学基金项目(No. 51604238)资助。

第一作者及通信作者:周 已,女,1980 年 2 月生,2009 年获西南石油大学硕士学位,现为西南石油大学副教授,主要从事机械密封研究工作。

Email: 673871313@qq.com

防线,一旦失封就会导致轴承迅速磨损和钻头失效。牙轮钻头失效分析表明^[5-6],轴承密封是牙轮钻头失效的关键因素,现有牙轮钻头密封失效严重,从而导致钻头失效严重、钻井效率降低、钻井成本增加。

在牙轮钻头的早期应用中,径向橡胶密封较为常见,虽然其工作寿命较长,但存在润滑不足的缺点^[7]。O 型密封圈在牙轮钻头轴承密封领域得到广泛应用。后来,又出现了金属浮动密封,其端面应力分布更均匀,密封效果和可靠性得到了提高。与 O 型密封相比,金属密封更有利于提高密封可靠性、提升钻井速度、降低钻井成本。之后又出现了流体动压密封,国内外学者主要对其结构设计开展研究。薛婷等^[8]基于流体动压效应研究非接触式端面密封,研究端面变形和沟槽形状对端面密封的流体动压效应的影响,归纳总结流体动压效应理论、实验和应用的研究现状,并展望未来非接触式端面密封的发展方向。陈家庆等^[9-10]基于流体动压润滑理论,设计了一种新型流体动压密封结构,利用螺旋流动理论并以密封面间的流量作为调节标准,初步设定了该型流体动压密封的结构参数。周已等^[11-13]发明了垂直式和水平式高速牙轮钻头螺旋密封排砂性能的测试方法和实验装置,为螺旋密封的工程应用提供了保障。

磁流体于 20 世纪 40 年代被发现,在 20 世纪 60 年代获得应用。磁流体具有磁性、稳定性、响应性、流动性等性质,当磁流体注入磁场间隙时,在磁场的作用下充满整个间隙,形成一种“液体的 O 型密封圈”。近年来,随着研究的加深,磁流体密封已应用于真空、气体、液体及防尘等领域^[14-18]。Szydlo 等^[19]对真空环境中的磁流体密封进行了实验研究,获得磁流体在不同转速、密封间隙和极靴数量下的温度。研究表明,密封间隙越小,极靴数量越多,磁流体密封温度越高。李德才等^[20-22]研究了密封间隙对磁流体静密封能力的影响。研究表明,注入到密封间隙处的磁流体分

布更均匀,磁流体的耐压能力更好,且提出了密封介质为液体的新型磁流体密封方式。王虎军等^[23]通过实验发现,转轴转速的增加会降低磁流体密封的耐压能力。程杰等^[24]研究磁流体密封的耐压能力与密封间隙的关系发现,密封间隙越大密封效果越差。李雪兵^[25]提出了一种新型密封结构,可有效提高磁流体密封在液体环境下的寿命。韩顺涛等^[26]研究了磁流体在液体环境中的旋转密封技术,概述了 3 种磁流体密封设计的特点与缺陷。

综上所述,现有牙轮钻头密封大部分为被动接触式密封,缺少主动排砂的能力,导致磨损较严重,使得密封过早失效,钻头失效严重,不能很好满足牙轮钻头使用要求。为此,笔者设计了一种牙轮钻头螺旋磁流体复合密封结构,开展牙轮钻头螺旋磁流体复合密封耐压性能的磁流耦合场研究,通过建立磁场和磁流耦合模型,对螺旋磁流体复合密封结构进行仿真分析,得到磁感应强度云图、磁通密度矢量云图,并对其磁感应强度及耐压能力进行计算,得到不同工况(温度、转速)对牙轮钻头螺旋磁流体复合密封耐压能力的影响;通过开展试验研究,研究了牙轮钻头螺旋磁流体复合密封耐压性能的实现过程,揭示了工况参数对其耐压性能的影响规律。

1 牙轮钻头螺旋磁流体复合密封原理

牙轮钻头螺旋磁流体复合密封不仅可以实现主动排砂功能,避免密封结构与轴承之间的直接接触,还可以根据变化的密封间隙实现自动补偿功能以及阻挡泥浆介质的进入(图 1)。

主动排砂:螺旋磁极安装在牙轮内孔的密封槽内,与牙轮钻头一起转动,当钻头高速旋转时,牙轮带动螺旋磁极旋转,从而产生一个向外的泵送推力,其旋转产生的泵送推力与外部泥浆沙砾进入密封的压力相平衡后,泥浆介质便无法侵入密封,防止轴承产生磨损。

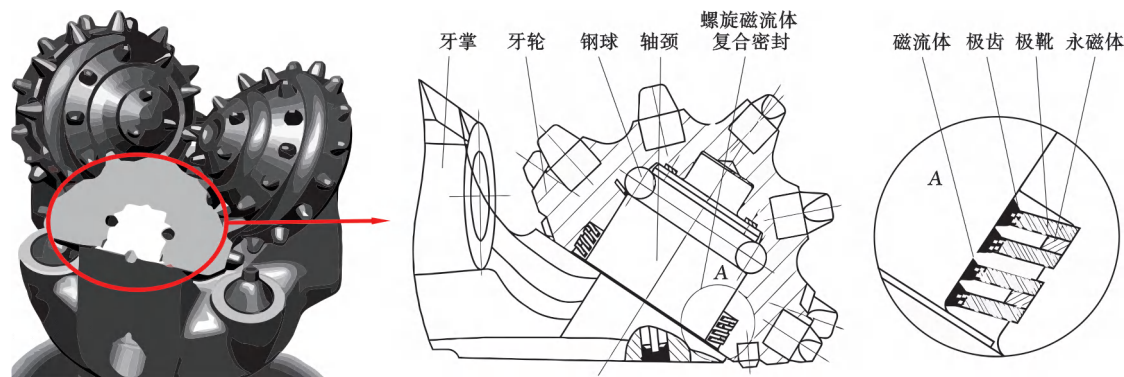


图 1 牙轮钻头螺旋磁流体复合密封结构

Fig. 1 Spiral magnetic fluid composite sealing structure of cone bit

磁流体封浆:在磁极的内圆表面加工若干极齿,利用磁性液体对外加磁场快速响应的特点,定向移动磁性液体到具有导磁性能的极齿和转轴之间形成的密封间隙,由磁极、永磁体与转轴形成多个封闭的导磁回路在极齿与转轴的密封间隙中形成较强的磁场,从而在极齿与转轴的密封间隙中会产生数个稳定的“O”形液体密封圈,组成多级磁性液体密封,以此达到良好的密封效果。

磁流体自动补偿:由于磁性液体具有液体的流动性,且以一定的饱和磁化强度添加在密封间隙中,一旦密封间隙变大,磁流体便流向大间隙将其填满。若间隙变小,便挤出多余的磁流体到间隙中,达到较好的自动补偿效果,能够有效解决牙轮钻头在变间隙、变转速工况下的密封不稳定问题。

2 数值仿真模拟

2.1 磁场模拟

2.1.1 磁场理论模型

假设计算磁感应强度 B 的点称为场点,电流元所在点为源点,且场点和源点间的距离为 R ,相应的解

是($\mu = \mu_0$ 时)^[27]:

$$\begin{cases} A_x = \frac{\mu_0}{4\pi} \int_v \frac{J_x dv}{R} \\ A_y = \frac{\mu_0}{4\pi} \int_v \frac{J_y dv}{R} \\ A_z = \frac{\mu_0}{4\pi} \int_v \frac{J_z dv}{R} \end{cases} \tag{1}$$

求得矢量磁位的各个分量之后,可以计算磁感应强度的各个分量:

$$\begin{aligned} B_x &= \frac{\partial A_z}{\partial y} - \frac{\partial A_y}{\partial z} \\ B_y &= \frac{\partial A_x}{\partial z} - \frac{\partial A_z}{\partial x} \\ B_z &= \frac{\partial A_y}{\partial x} - \frac{\partial A_x}{\partial y} \end{aligned} \tag{2}$$

2.1.2 磁场仿真模型

(1) 几何模型

使用 AutoCAD 构建二维仿真平面模型,随后将该模型导入 Ansys Maxwell 中,取螺旋密封圈的右侧横截面建立模型。密封结构的主要尺寸包括:密封间隙 a 为 0.1 mm;螺旋面倾角 b 为 23°;永磁铁位置 c 为 46.6 mm;永磁铁厚度 d 为 2.0 mm。其他尺寸如图 2 所示。

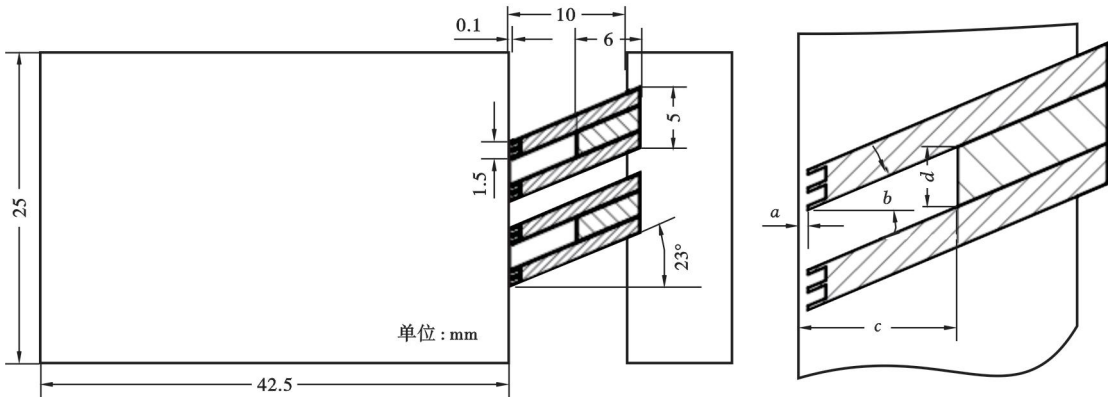


图 2 二维仿真平面模型
Fig. 2 2D simulation planar model

(2) 材料属性

磁流体的主要成分为磁性颗粒 Fe_3O_4 。基载液为氟碳基化合物;表面活性剂为氟醚酸。永磁体选用钕铁硼(Nd-Fe-B)材料,剩磁为 1.25 T,矫顽力为 915.4 kA/m,矫顽力方向为 Y 轴正方向。转轴和极靴选用不锈钢 2Cr13。密封轴套选用磁导率较低的铜。

(3) 网格划分

采用自适应方法划分网格,根据密封结构的计算精度要求,选取极靴、主轴、密封轴套、永磁体的最大单元长度为 0.5 mm,求解域其他部分的最大单元长度为 1 mm。网格划分结果如图 3 所示。

2.1.3 网格无关性验证

在进行有限元仿真时,网格的大小和数量对仿真

结果的准确性具有重要的影响。为了验证网格大小为 0.5 mm 时的密封可靠性,开展网格无关性验证,对比了网格大小分别为 0.2 mm、0.3 mm、0.4 mm 和 0.5 mm 时的计算结果(图 4)。



图 3 网格划分
Fig. 3 Grid division

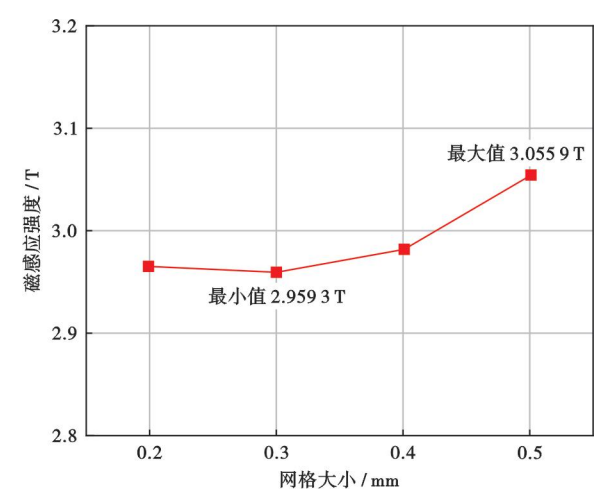


图 4 磁感应强度随网格大小的变化
Fig. 4 Variation of magnetic induction intensity with grid size

由图 4 可以看出,网格大小为 0.3 mm 时磁感应强度最小为 2.9593 T,网格大小为 0.5 mm 时磁感应强度最大为 3.0559 T,磁感应强度变化率为 4.8%,验证了仿真结果的可靠性。

2.1.4 磁场模拟结果分析

(1) 磁通密度

由图 5 可以看出,磁通密度的走势形成了从永磁铁进入上极靴,然后穿过牙轮钻头大轴颈到达下极靴的一个闭合回路,其中上、下两个极靴处磁通密度的方向相反。局部放大视图进一步显示,极靴顶部的磁场强度显著高于其他区域,验证了密封结构的磁路分布合理性,提高了磁流体密封的性能。

(2) 磁感应强度

由图 6 可以看出,在密封结构各个位置的磁感应

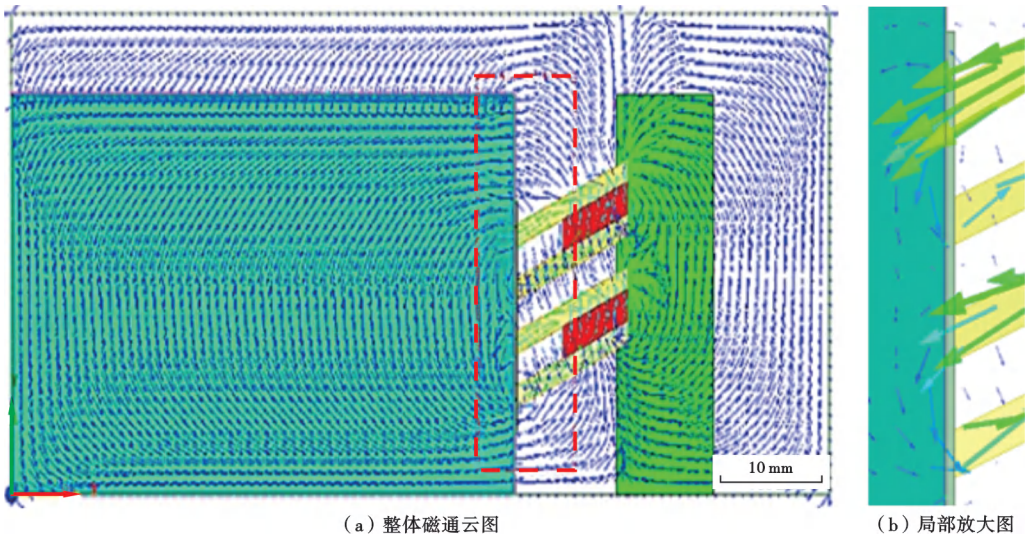


图 5 磁通密度矢量云图
Fig. 5 Vector nephogram of magnetic flux density

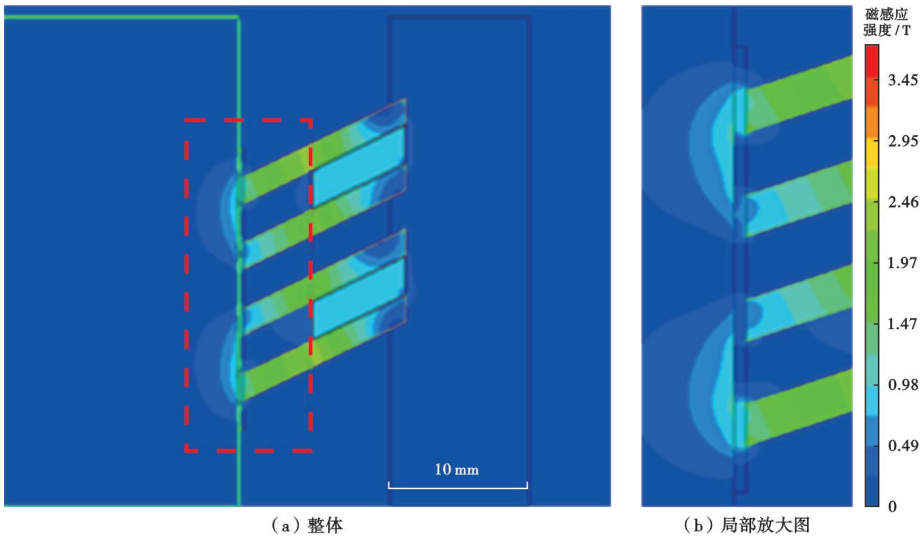


图 6 磁感应强度云图
Fig. 6 Nephogram of magnetic induction intensity

强度大小,在永磁体—极靴—主轴—极靴—永磁体构成的环形回路中,磁感应强度大小明显高于其他位置。从局部视图可以看出,在每个极靴的顶部都具有较高且相近的磁感应强度。

由图 7 可以看出,磁感应强度最大点坐标位于极靴顶部处,极靴顶部处的磁感应强度最大,而齿槽处和密封间隙处的磁感应强度较小,密封间隙处的磁感应强度比极靴顶部小,这就使得极靴顶部处存在较大的磁感应强度梯度,磁流体将会在该处受到更大的磁场力。

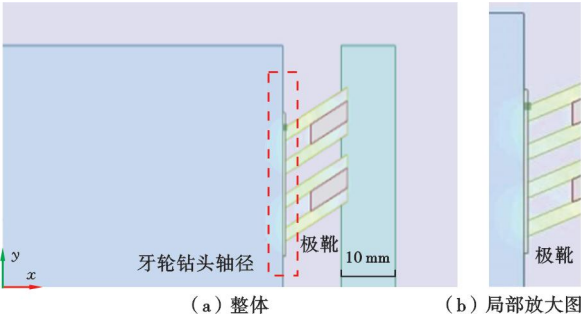


图 7 最大磁感应强度位置

Fig. 7 Location of maximum magnetic induction intensity

(3) 理论耐压值

以密封侧作为起点,以牙轮钻头端面作为终点,在极靴顶部和密封间隙之间绘制一条自定义直线 Polyline(图 8)。在场计算中,以 Polyline 为路径,选取 1 000 个采样点,输出磁感应强度值 Mag-B,最终得到密封间隙处磁感应强度分布(图 9)。

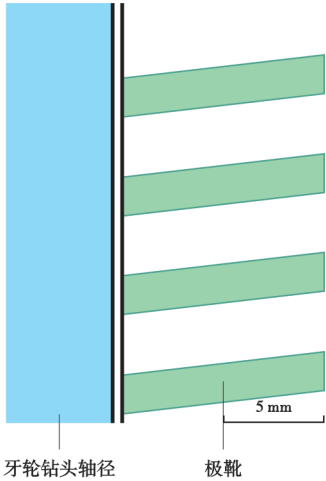


图 8 极靴路径分布

Fig. 8 Pole shoe path distribution

由图 9 可以看出,沿着极靴顶部和齿槽,磁感应强度大小发生波动,极靴顶部和齿槽处具有最大、最小磁感应强度,最大值与最小值交替出现形成磁场梯度,且交替出现的次数与极靴的数量相同。

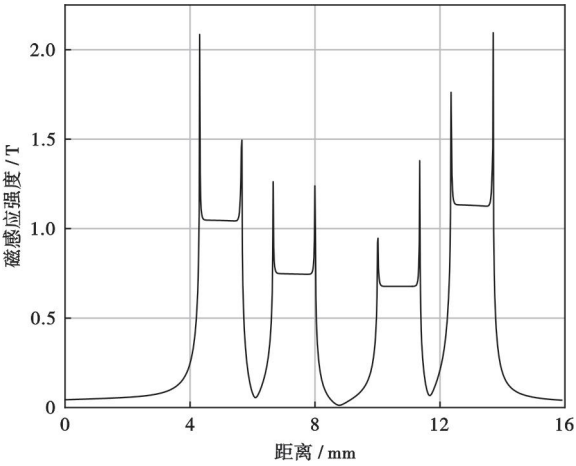


图 9 密封间隙处磁感应强度分布

Fig. 9 Magnetic induction intensity distribution at the seal gap

不同极靴顶部磁感应强度最大值不同,而最小值数值较为接近,因此每个极靴顶部磁场梯度不同,耐压值大小不同。由于永磁体与密封间隙的距离较远,此处的磁感应强度迅速下降,在中间位置形成明显的低值。图 9 中密封间隙处磁感应强度见表 1。

表 1 密封间隙处磁感应强度

Table 1 Magnetic induction intensity at seal gap

齿号	$B_{\max}/\text{T}$	$B_{\min}/\text{T}$
1	2.145 6	0.019 2
2	1.764 4	0.016 0
3	1.429 3	0.026 8
4	2.062 8	0.077 4

根据耐压理论可知,N 极密封的极限密封压差的计算值为:

$$\Delta p_{\max} = \mu_0 N M_s (B_{\max} - B_{\min}) \tag{3}$$

磁流体的饱和磁化强度 M_s 为 39 kA/m^[24], 相对磁导率 μ_0 为 1 H/m。总的磁感应强度差为:

$$\Delta B = \sum_1^4 B_{\max} - B_{\min} = 7.262 7 \text{ T} \tag{4}$$

密封的耐压值为:

$$\Delta p_{\max} = \mu_0 N M_s (B_{\max} - B_{\min}) = 1.133 \text{ MPa} \tag{5}$$

根据文献[28],牙轮钻头密封腔内外名义压力差为 0.3~0.7 MPa,考虑安全因素,选取较大的名义压差 0.7 MPa。密封耐压值大于最大压差,验证了该密封结构的可行性。

2.2 磁流耦合模拟

2.2.1 磁流耦合理论模型

在模拟密封间隙内磁流体的流动时,采用不可压缩流体瞬态计算模型。其中运用的磁流体连续性方程与运动方程可表示为^[26]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{6}$$

$$\rho_m \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \tag{7}$$

$$\rho_m \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \tag{8}$$

$$\rho_m \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \tag{9}$$

其中：

$$S_u = \eta_H \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + f_{mx} \tag{10}$$

$$S_v = \eta_H \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + f_{my} \tag{11}$$

$$S_w = \eta_H \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + f_{mz} \tag{12}$$

2.2.2 磁流耦合仿真模型

将 CAD 软件生成的二维流域几何模型导入 Ansys Fluent 软件中,使用 SpaceClaim 工具对极靴顶部附近的区域进行切割,同时对磁流体区域及进出口进行标注命名,便于在后续网格划分过程中对特定区域实施细化处理,流场仿真几何模型如图 10(a)所示。假设条件为:①由于螺旋磁流体复合密封三维模型是轴对称模型,因此,为了提高仿真效率,将其简化为二维仿真模型;②磁导率在永磁体和其他材料内部假设为均匀磁化;③忽略实际模型的尺寸及形位误差。

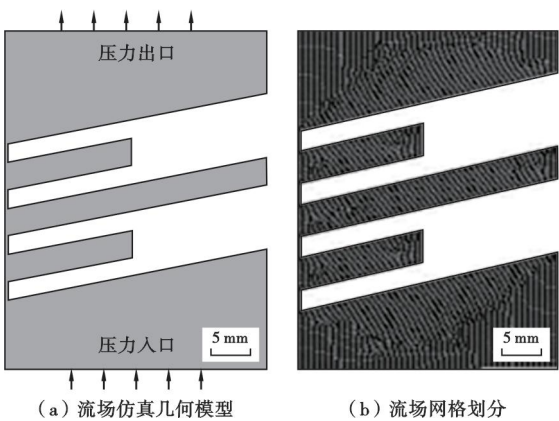


图 10 流场仿真几何模型和流场网格划分

Fig. 10 Geometric model and grid partition for flow field

在模拟磁流体密封的实际工作条件时,将空气视为可压缩理想气体。泥浆、空气、磁流体的流体力学相关参数见表 2,将各材料赋予至初始条件下的对应流体域。笔者采用四面体网格以便于插值操作,通过 ICEM 软件进行网格划分,建立结构性网格,设置全局网格最大尺寸为 0.002 mm,边界层网格层数为 2 层,增长率为 1.2,如图 10(b)所示。

表 2 所用材料相关参数

Table 2 Parameters related to the used materials

材料	密度/(kg/m³)	黏度/(Pa·s)
泥浆	1100	0.04
空气	理想气体	1.7894×10 ⁻⁵
磁流体	1250	0.03

采用压力入口和压力出口边界条件,将模型上下两边分别设置为压力入口边界和压力出口边界,压力入口处压力初始值为 0,压力入口通过 UDF 源功能使压力随每个分析步增加 2 kPa。压力出口处初始值也为 0,当压力出口处压力值出现突变时,证明密封失效,此时的压差即为密封最大耐压值。在密封结构的每一个内腔中设置压力测试点,以此监测整个密封结构的压力值(图 11)。

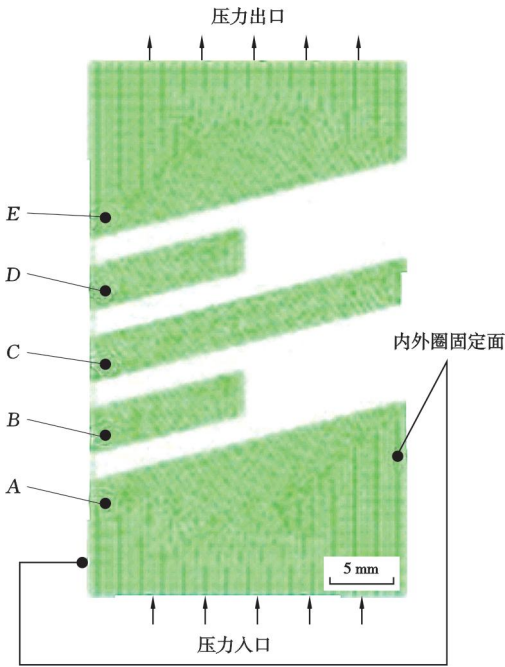


图 11 边界条件示意

Fig. 11 Schematic diagram of boundary condition

求解方法选择 SIMPLE 算法,时间求解步长为 1×10⁻⁴s,求解步数为 2000 步。

2.2.3 磁流耦合模拟结果分析

(1) 磁流体密封耐压性能

由图 12 可以看出,初始阶段,在磁场力作用下,磁流体分布在极靴部位并吸附在极靴表面。随着入口边界处的压力增大,泥浆逐渐将磁流体由牙轮钻头外腔向内腔推离并且在磁槽中形成了气泡,随着压力的继续增大,气泡破裂并最终使其完全离开密封间隙,此时密封失效。

经监测得到,监测点 A、B、C、D、E(图 11)的压力值分别为 0.96437 MPa、0.60669 MPa、0.40850 MPa、

0.290 33 MPa、0.001 08 MPa。压力在牙轮钻头螺旋磁流体密封结构中由外腔到内腔逐渐减小,说明泥浆在进入螺旋密封腔的过程中,经过每一级的磁流体密封,压力均逐渐减小,证明了密封结构的可靠性和稳定性。读取监测点 A—E 的数值,监测点 A—B 和 D—E 的梯度值比监测点 B—C 和 C—D 的梯度值高,这是由于在表 1 中,齿号 1 和齿号 4 中的磁感应强度梯度比齿号 2 和齿号 3 要高,磁流体在齿号 1 和齿号 4 中受到的磁场力更大。

(2) 转速对耐压性能的影响

在内圈壁面分别施加不同的转速 50 r/min、100 r/min、150 r/min、200 r/min、250 r/min,在壁面和压力入口处

设置温度为 90 ℃,并对压力入口施加线性增压,完成瞬态计算。获得不同转速后,将内腔最后一级磁流体离开密封间隙的时刻标记为密封失效时刻,此时的内外腔密封压差即为耐压值。

由图 13 可以看出,随着入口边界处的压力不断增加,当磁流体被冲破之后,各级极靴处的磁流体并不会全部消失,而是受到磁场力的作用,进入极靴与永磁体的腔中,包围着空气形成气泡。当转速较低时,每一级的磁流体在压力的作用下整体进入极靴和永磁铁形成的腔内。随着转速的增加,密封腔内的磁流体受到更大的离心力和径向力,磁流体由极靴进入腔中的时间较为分散,所以腔中产生的气泡开始增多且分布较为凌乱。

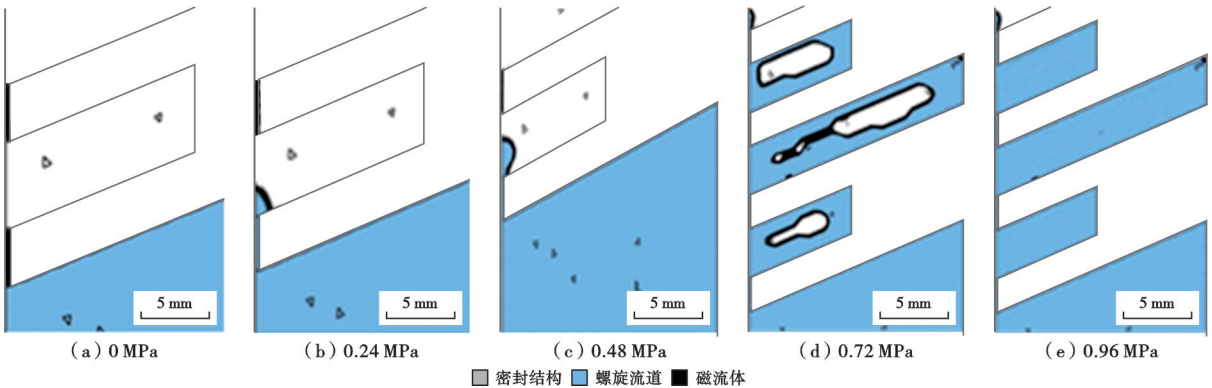


图 12 密封腔加压过程
Fig. 12 Sealing chamber pressurization process

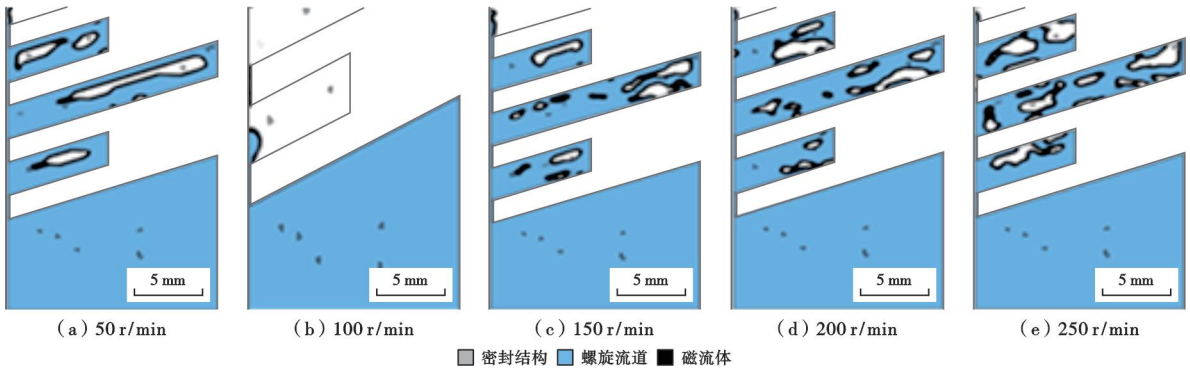


图 13 不同转速下的密封失效过程
Fig. 13 Seal failure process at different rotating speeds

提取不同转速下密封腔中压力监测点的压力值,得到不同转速下密封结构的监测点压力值(表 3)。当转速为 50 r/min 时,密封耐压能力最强,最大耐压值约为 1.030 MPa。当转速为 250 r/min 时,密封耐压能力最弱,最小耐压值约为 0.773 MPa。这是由于随着转速增大,密封腔内的磁流体受到更大的离心力和径向力,磁流体从极靴处流入内腔中的时间变短,导致整个密封结构的耐压能力降低。在较高转速时,密封压力仍然大于密封腔内外压差,说明该密封具有较好的密封性能。

表 3 不同转速下监测点的压力值
Table 3 Pressure values at monitoring points at different rotational speeds

监测点	压力 /MPa				
	50 r/min	100 r/min	150 r/min	200 r/min	250 r/min
A	1.039 97	0.964 37	0.910 99	0.850 83	0.773 19
B	0.713 95	0.606 69	0.576 00	0.511 24	0.478 67
C	0.491 31	0.408 50	0.389 80	0.324 82	0.310 27
D	0.295 61	0.290 33	0.192 76	0.166 95	0.171 47
E	0.009 07	0.001 08	0.006 27	0.001 99	0.003 44

(3) 温度对耐压性能的影响

在壁面和压力入口处分别施加不同的温度 60 ℃、90 ℃、120 ℃、150 ℃、180 ℃，并对压力入口处施加线性增压，内圈壁面施加转速为 100 r/min，完成瞬态计算。获得不同温度场后，将内腔最后一级磁流体离开密封间隙的时刻，标记为密封失效时刻，此时的内外腔密封压差即为耐压值。

不同温度下，牙轮钻头螺旋磁流体复合密封失效过程如图 14 所示。随着温度的增加，密封腔内部气泡的分布较为一致，这是由于选择氟碳基作为基载液的磁流体具有高稳定性、低黏度、低蒸发率、耐高温的特

性，温度对磁流体的影响较小。

提取监测点的压力变化，得到不同温度下密封结构的监测点压力值(表 4)。当温度为 60 ℃时，密封耐压能力最强，最大耐压值约为 0.990 MPa。当温度为 180 ℃时，耐压能力最差，最小耐压值约为 0.752 MPa。这是由于随着温度增大，永磁体在高温下充磁状态变差，导致磁流体在磁回路中受到的磁场力变小，吸附在极靴处的磁流体变少。与不同转速对密封耐压性能的影响相比，不同温度下密封结构的压力值降幅较小，因此相对于转速，温度对于密封耐压性能的影响较小。

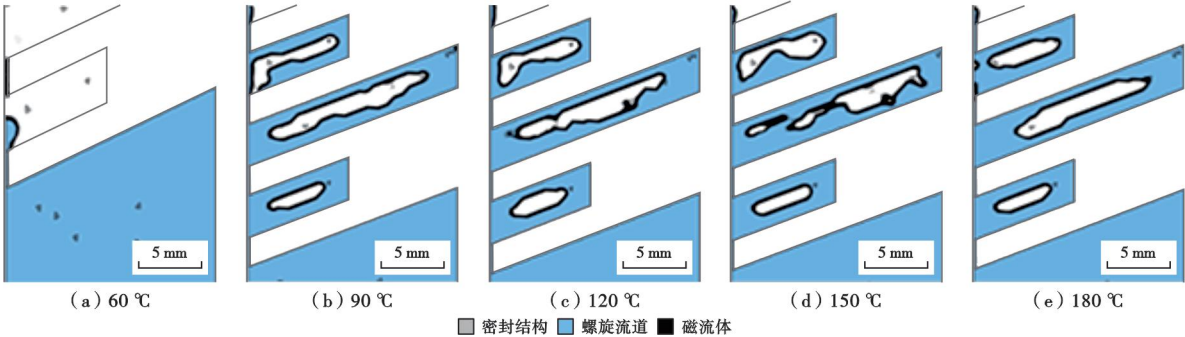


图 14 不同温度下的密封失效过程

Fig. 14 Seal failure process at different temperatures

表 4 不同温度下监测点的压力

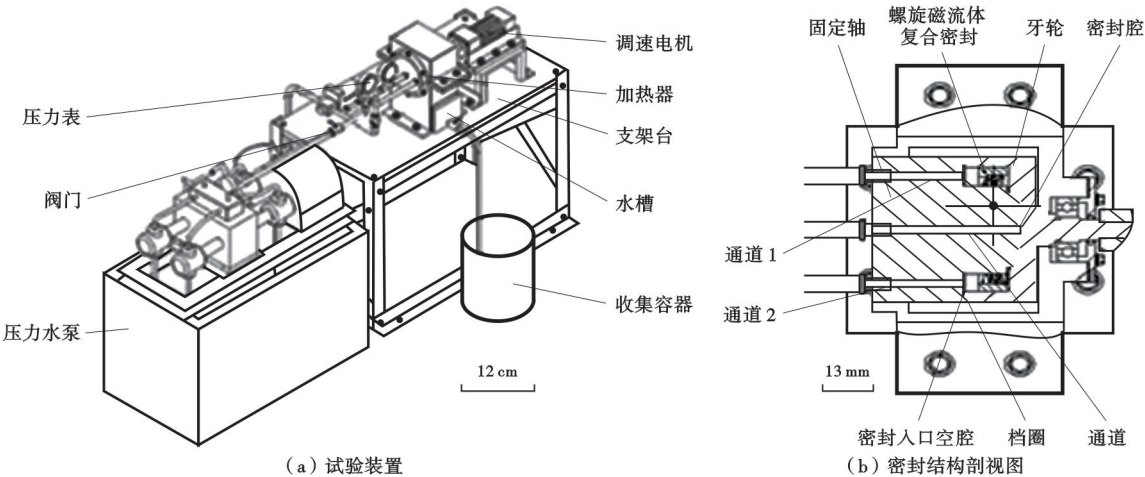
Table 4 Pressure values at monitoring points at different temperatures

监测点	压力 /MPa				
	60 ℃	90 ℃	120 ℃	150 ℃	180 ℃
A	0.998 12	0.964 37	0.898 18	0.857 78	0.807 52
B	0.646 67	0.606 69	0.582 84	0.515 31	0.483 06
C	0.448 66	0.408 50	0.394 78	0.346 80	0.323 23
D	0.241 02	0.290 33	0.212 52	0.189 47	0.179 38
E	0.008 34	0.001 08	0.005 62	0.004 16	0.005 38

3 试 验

3.1 试验装置结构及原理

试验装置设计的目的是测试牙轮钻头密封结构的耐压性能，以泥浆作为密封介质，密封件与调速电机水平放置。装置由螺旋磁流体密封、加热器、调速电机、压力水泵、收集容器、水槽、支架台、压力表等组成，牙轮钻头螺旋磁流体复合密封试验装置如图 15 所示。在极靴顶部与轴的间隙中注入磁流体后，永磁体、



(a) 试验装置

(b) 密封结构剖视图

图 15 牙轮钻头螺旋磁流体复合密封试验装置结构示意图

Fig. 15 Schematic diagram of the test device for the spiral magnetic fluid composite seal of cone bit

极靴、磁流体以及轴形成封闭的磁力线回路。

当测试牙轮钻头螺旋磁流体复合密封耐压性能时,电机转动,螺旋磁流体复合密封开始工作,在加压条件下,泥浆从进水口(通道 1 和通道 2)进入密封腔内,从出水口(通道 3)流出。当螺旋磁流体复合密封最大耐压小于进水口处的加压泵压力时,螺旋磁

流体密封失效,泥浆会冲破磁流体密封进入密封腔内,从出水口流出。试验时观察出水口处压力泵上的压力值,若突然下降,表明磁流体已失效,这时读取压力表上的最大值,即密封耐压值。牙轮钻头螺旋磁流体复合密封试验装置的主体部分三维实物图如图 16 所示。



图 16 牙轮钻头螺旋磁流体复合密封试验装置的主体结构

Fig. 16 Main structure of the test device for the spiral magnetic fluid composite seal of cone bit

3.2 试验方案及原理

试验共分为 3 组,第 1 组预试验,验证密封的可行性。第 2 组试验,保持温度为 90 ℃,转速为 50~250 r/min,包括 5 次单元试验,以验证转速对耐压性能的影响。第 3 组试验,保持转速 100 r/min,温度为 60~180 ℃,包括 5 次单元试验,以验证温度对耐压性能的影响。

预试验时,保持电机静止,温度常温,与通道 3 连接的管道处于关闭状态。采用加压水泵将管道与通道 1、通道 2 相连,从通道 1 和通道 2 向密封腔内通入压力流体。缓慢增加通入压力流体的压力值,观察压力表数值变化。增压前期,压力表数值随入口处压力增加而缓增加。当压力增加到一定值后,磁流体密封被冲破,密封失效,液体从通道 3 中流出,说明此时的密封性能良好。其余试验重复试验 1 的步骤。

3.3 试验结果及分析

3.3.1 转速对耐压性能的影响

由表 5 可以看出,随着转速的增加,螺旋磁流体密封的耐压性能降低。当转速为 50 r/min 时,密封耐压均值为 1.027 MPa,当转速为 250 r/min 时,耐压均值为 0.733 MPa。因密封耐压值大于密封腔内外压差,说明密封是可行的。但随着转速的进一步增加,螺旋磁流体密封结构的耐压性能将会进入不稳定范围。

如图 17 可以看出,在初始磁流体含量相同的条件下,转速从 50 r/min 到 250 r/min 变化时,密封内的磁流体含量逐渐减少,当转速为 50 r/min 时,磁流体含

量最多,当转速为 250 r/min 时,磁流体量含量最少。这是因为转速越高,磁流体在密封间隙中越不稳定,被排出的就越多。

表 5 螺旋磁流体复合密封结构不同转速下的耐压值
Table 5 Pressure resistance values of the spiral magnetic fluid composite seal structure at different rotating speeds

转速/(r/min)	耐压值/MPa	平均耐压值/MPa
50	1.04	1.027
	1.03	
	1.01	
100	0.95	0.920
	0.92	
	0.89	
150	0.86	0.860
	0.88	
	0.84	
200	0.78	0.810
	0.83	
	0.82	
250	0.76	0.733
	0.69	
	0.75	

将不同转速作用下密封结构压力的试验值与仿真值进行对比(图 18)。随着转速的增加,试验与仿真的耐压能力均降低,但仿真值比试验值略大,这是由于试验装置存在加工误差。

3.3.2 温度对耐压性能的影响

由表 6 可以看出,温度对耐压性能的影响与转速是一致的,随着温度的提升,密封耐压能力降低。当温

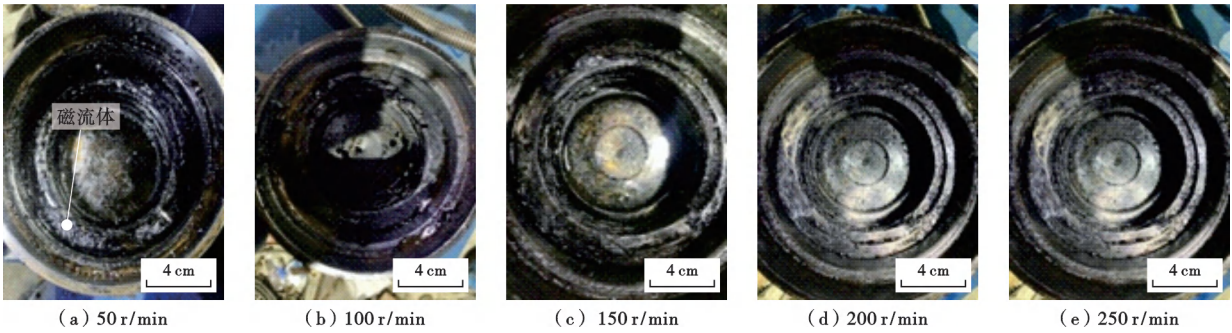


图 17 不同转速条件下螺旋磁流体复合密封结构失效

Fig. 17 Failure diagram of the spiral magnetic fluid composite seal structure at different rotating speeds

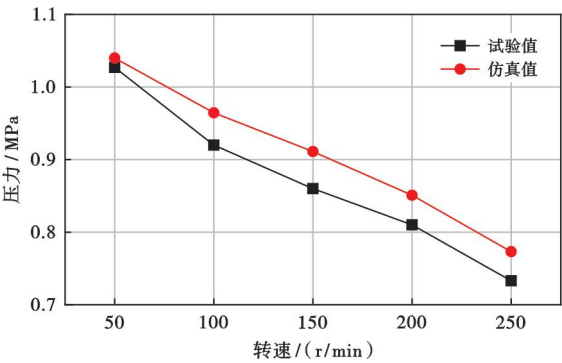


图 18 不同转速作用下耐压试验数据与仿真数据对比

Fig. 18 Comparison of pressure resistance test data and simulation data at different rotating speeds

表 6 螺旋磁流体复合密封结构不同温度下的耐压值

Table 6 Pressure resistance value of spiral magnetic fluid composite sealing structure at different temperatures

温度/℃	耐压值/MPa	平均耐压值/MPa
60	0.98	0.973
	0.97	
	0.97	
90	0.95	0.920
	0.92	
	0.89	
120	0.85	0.853
	0.84	
	0.87	
150	0.76	0.773
	0.81	
	0.75	
180	0.72	0.683
	0.68	
	0.65	

度为 60 ℃ 时,最大耐压值为 0.973 MPa。当温度为 180 ℃ 时,最小耐压值为 0.683 MPa。温度越高,耐压值递减的幅度越大,这是由于虽然磁流体具有低蒸发率、耐高温的特点。但是永磁铁随着温度的增加,热稳定性降低,在较高温度下,永磁铁的微结构会发生变化,导致永磁铁重新充磁后也很难恢复到原来的充磁状态。

由图 19 可以看出,在初始磁流体含量相同的条件下,随着温度的增加,密封失效时所剩磁流体量逐渐减少,温度为 60 ℃ 时磁流体含量最多,温度为 180 ℃ 时

的磁流体含量最少。这是由于永磁铁在高温下充磁状态变差,导致磁流体在磁回路中的受力变小,吸附在极靴处的磁流体变少。

对比图 17 和图 19 可以看出,在开始磁流体含量相同的情况下,图 19 的磁流体减少量大于图 17 的磁流体减少量,说明转速对密封性能影响更大,这与仿真结果是一致的。

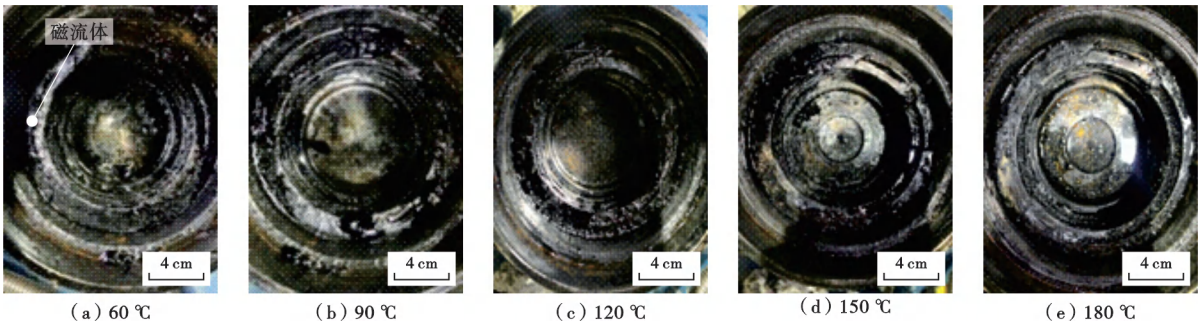


图 19 不同温度条件下螺旋磁流体复合密封结构失效

Fig. 19 Failure diagram of the spiral magnetic fluid composite seal structure at different temperatures

将不同温度作用下密封结构压力的试验值与仿真值进行对比(图 20)。随着温度的增加,试验值与仿真值的耐压能力都呈现下降趋势,验证了仿真结果的可靠性。

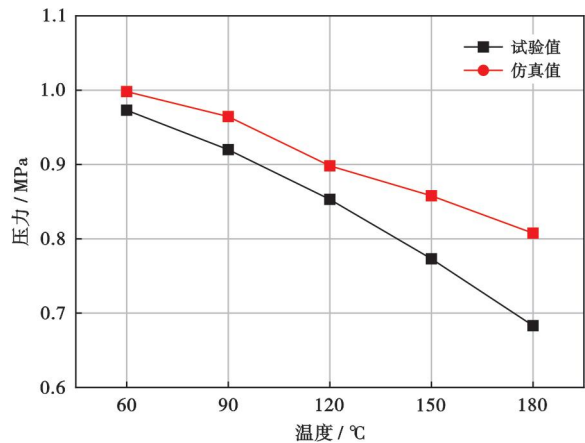


图 20 不同温度作用下耐压试验数据与仿真数据对比
Fig. 20 Comparison of pressure resistance test data and simulation data at different temperatures

4 结 论

(1) 牙轮钻头螺旋磁流体复合密封磁场的数值分析表明,极靴顶部磁感应强度最大,为 3.697 8 T,齿槽和密封间隙处磁感应强度最小,为 0.240 0 T,密封结构具有较大的磁感应强度梯度;根据耐压理论,计算得到密封耐压值为 1.09 MPa,大于密封理论压差 0.70 MPa,验证了密封性能的可行性。

(2) 牙轮钻头螺旋磁流体复合密封磁流耦合数值分析表明,密封压差为 0.96 MPa,大于密封理论压差 0.70 MPa 且小于最大耐压值 1.09 MPa,满足其耐压要求。当转速为 50 r/min 和 250 r/min 时,耐压最大、最小值分别为 1.030 MPa 和 0.773 MPa;当温度分别为 60 °C 和 180 °C 时,耐压最大值、最小值分别为 0.990 MPa 和 0.752 MPa。随着温度和转速的增加,耐压能力均会降低。

(3) 试验研究表明,随着转速的增加,密封耐压能力呈下降趋势。转速为 50~250 r/min 时,耐压性能较好,超过 250 r/min 后,耐压性能将会进入不稳定状态;随着温度的增加,密封耐压能力也呈现下降的趋势;温度为 60~150 °C 时,耐压性能较好,温度越高,耐压值递减幅度越大。

符号注释: A_x 、 A_y 、 A_z —磁矢位在直角坐标系中的分量; μ_0 —磁流体相对磁导率, H/m; R —场点和源点间的距离, mm; B —磁感应强度, T; B_x 、 B_y 、 B_z —磁感

应强度分量, T; $B_{\max}$ —最大磁感应强度, T; $B_{\min}$ —最小磁感应强度, T; ΔB —磁感应强度差值, T; N —密封级数; J —总电流密度, A/m²; J_x 、 J_y 、 J_z —电流密度分量, A/m²; $\Delta p_{\max}$ —密封腔内外最大压差, MPa; u 、 v 、 w —磁流体速度在 x 、 y 、 z 方向上的分量, m/s; M —磁化强度, A/m; M_s —饱和磁化强度, A/m; ρ_m —流体密度, kg/m³; f_{mx} 、 f_{my} 、 f_{mz} —体积力分量, N/m³; η_H —磁性液体处于外磁场中的动力黏性系数; a —密封间隙, $a=0.1$ mm; b —螺旋面倾角, $b=23^\circ$; c —永磁铁位置, $c=46.6$ mm; d —永磁铁厚度, $d=2$ mm。

参 考 文 献

[1] 邹才能,潘松圻,荆振华,等.页岩油气革命及影响[J].石油学报,2020,41(1):1-12.
ZOU Caineng,PAN Songqi,JING Zhenhua,et al. Shale oil and gas revolution and its impact[J]. Acta Petrolei Sinica,2020,41(1):1-12.

[2] 石祥超,陈帅,孟英峰,等.岩石可钻性测定方法的改进和优化建议[J].石油学报,2023,44(9):1562-1573.
SHI Xiangchao,CHEN Shuai,MENG Yingfeng,et al. Suggestions for improvement and optimization of rock drillability determination methods[J]. Acta Petrolei Sinica,2023,44(9):1562-1573.

[3] 廖华林,王华健,牛继磊,等.高压水射流井底切槽应力卸载特性[J].石油学报,2022,43(9):1325-1333.
LIAO Hualin,WANG Huajian,NIU Jilei,et al. Characteristics of stress release during downhole slotting by high-pressure water jet[J]. Acta Petrolei Sinica,2022,43(9):1325-1333.

[4] 刘岩生,张佳伟,黄洪春.中国深层—超深层钻完井关键技术及发展方向[J].石油学报,2024,45(1):312-324.
LIU Yansheng,ZHANG Jiawei,HUANG Hongchun. Key technologies and development direction for deep and ultra-deep drilling and completion in China[J]. Acta Petrolei Sinica,2024,45(1):312-324.

[5] 熊璵.牙轮钻头旋转破岩引起的钻柱纵向振动研究[J].机械研究与应用,2017,30(5):38-40.
XIONG Jin. Research on axial vibration of the drillstring equipped with rotating cone bit[J]. Mechanical Research & Application,2017,30(5):38-40.

[6] 刘伟吉,张有建,罗云旭,等.岩石内部高压电脉冲等离子体通道生成机理[J].石油学报,2023,44(4):684-697.
LIU Weiji,ZHANG Youjian,LUO Yunxu,et al. Generation mechanism of plasma channels for high-voltage electric pulses in rock[J]. Acta Petrolei Sinica,2023,44(4):684-697.

[7] SONG Xinyi,HUANG Song,HUI Hu,et al. Analysis of sealing performance of a kind of profiled rubber gasket used in the radial contact seal structure[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,Part E:Journal of Process Mechanical Engineering,2021,235(4):857-862.

[8] 薛婷,王瑜,张凯,等.非接触式端面密封流体动压效应的研究进展[J].钻探工程,2023,50(S1):38-43.
XUE Ting,WANG Yu,ZHANG Kai,et al. Research on progress of hydrodynamic pressure effect of non-contact face seal[J]. Drilling Engineering,2023,50(S1):38-43.

[9] 陈家庆,徐林林,许宏奇. 流体动压径向密封及其在石油机械中的应用[J]. 石油机械,2002,30(3):53-55.
CHEN Jiaqing, XU Linlin, XU Hongqi. Fluid dynamic pressure radial seal and its application in petroleum machinery[J]. China Petroleum Machinery,2002,30(3):53-55.

[10] 陈家庆,张宝生,许宏奇. Kalsi 型流体动压密封结构及其接触性质研究[J]. 石油机械,2005,33(5):15-18.
CHEN Jiaqing, ZHANG Baosheng, XU Hongqi. Research on structure and contact characteristic of Kalsi hydrodynamic seal [J]. China Petroleum Machinery,2005,33(5):15-18.

[11] 周已,王林,黄志强,等. 一种高速牙轮钻头轴承螺旋组合密封结构;201510613467. 8[P]. 2017-07-28.
ZHOU Yi, WANG Lin, HUANG Zhiqiang, et al. Bearing spiral combined sealing structure of high-speed roller bit; 105134083B [P]. 2017-07-28.

[12] ZHOU Yi, ZHENG Yueming, XIAO Yang, et al. Vertical high speed testing device for spiral seal of cone bit bearing; US15705399 [P]. 2018-11-06.

[13] ZHOU Yi, ZHENG Yueming, XIAO Yang, et al. Horizontal high speed testing device for spiral seal of horizontal cone bit bearing; US15705412 [P]. 2019-08-27.

[14] MITAMURA Y, SEKINE K, OKAMOTO E. Magnetic fluid seals working in liquid environments; factors limiting their life and solution methods[J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2020,500:166293.

[15] SZCZECZ M. Magnetic fluid seal critical pressure calculation based on numerical simulations[J]. Simulation,2020,96(4):403-413.

[16] SZCZECZ M. Theoretical analysis and experimental studies on torque friction in magnetic fluid seals[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J; Journal of Engineering Tribology,2020,234(2):274-281.

[17] RADIONOV A, PODOLTSEV A, PECZKIS G. The specific features of high-velocity magnetic fluid sealing complexes[J]. Open Engineering,2018,8(1):539-544.

[18] MESUROLLE M, LEFÈVRE Y, CASTERAS C. Electric vector potential formulation to model a magnetohydrodynamic inertial actuator[J]. IEEE Transactions on Magnetics,2016,52(3):1-4.

[19] SZYDLO Z, MATUSZEWSKI L. Experimental research on effectiveness of the magnetic fluid seals for rotary shafts working in water[J]. Polish Maritime Research,2007,14(4):53-58.

[20] 李德才,杨文明. 大直径大间隙磁性液体静密封的实验研究[J]. 兵工学报,2010,31(3):355-359.

LI Decai, YANG Wenming. Experimental study of static sealing structure with large diameter and sealing gap using magnetic fluid [J]. Acta Armamentarii,2010,31(3):355-359.

[21] LI Decai, ZHANG Haina, ZHANG Zhili. Study on magnetic fluid static seal of large gap[J]. Key Engineering Materials,2012,512/515:1448-1454.

[22] 李德才,王忠忠,姚杰. 新型磁性液体密封[J]. 北京交通大学学报,2014,38(4):1-6.
LI Decai, WANG Zhongzhong, YAO Jie. New types of magnetic fluid seal[J]. Journal of Beijing Jiaotong University,2014,38(4):1-6.

[23] 王虎军,李德才,何新智,等. 转轴转速对磁流体液体动密封耐压能力影响的实验研究[J]. 真空科学与技术学报,2016,36(8):945-949.
WANG Hujun, LI Decai, HE Xinzh, et al. Effect of rotation speed on failure-pressure of liquid sealed with magnetic fluid[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology,2016,36(8):945-949.

[24] 程杰,李正贵,王端喜,等. 水轮机主轴磁流体密封间隙流场关键参数研究[J]. 润滑与密封,2023,48(11):172-180.
CHENG Jie, LI Zhenggui, WANG Duanxi, et al. Research on key parameters of clearance flow field of hydroturbine spindle magnetic fluid seal[J]. Lubrication Engineering,2023,48(11):172-180.

[25] 李雪兵. 一种液体工况下自补偿性磁性液体密封结构的研究[D]. 北京:北方工业大学,2020.
LI Xuebing. Study on a self-compensating magnetic liquid sealing structure under liquid working condition[D]. Beijing:North China University of Technology,2020.

[26] 韩顺涛,李子贤,李德才,等. 针对液体介质的磁性液体旋转密封技术概述[J]. 润滑与密封,2023,48(3):1-9.
HAN Shuntao, LI Zixian, LI Decai, et al. Review of magnetic fluid rotary seal technology for liquid medium[J]. Lubrication Engineering,2023,48(3):1-9.

[27] 李德才. 磁性液体密封的理论及应用[M]. 北京:科学出版社,2010.
LI Decai. Theory and application of magnetic liquid sealing[M]. Beijing:Science Press,2010.

[28] 周已,唐艺凤,蒋阳,等. 高速牙轮钻头螺旋组合密封流固耦合仿真及试验[J]. 石油学报,2022,43(4):558-570.
ZHOU Yi, TANG Yifeng, JIANG Yang, et al. Fluid-solid coupling simulation and tests of combined spiral seal for high-speed cone bit[J]. Acta Petrolei Sinica,2022,43(4):558-570.

(收稿日期 2024-06-01 改回日期 2024-10-21 编辑 王培玺)