

板式换热器内钻井液流动与传热特性数值模拟研究

冯壕辛^{1,2,3}, 郭威^{1,2,3}, 孙艺赫^{1,2,3}, 徐曼旋^{1,2,3}, 段小辉⁴, 孙思远^{1,2,3}, 贾瑞^{1,2,3*}

(1. 深部探测与成像全国重点实验室, 吉林 长春 130026; 2. 吉林大学建设工程学院, 吉林 长春 130026; 3. 自然资源部复杂条件钻采技术重点实验室, 吉林 长春 130026; 4. 吉林省地矿勘察设计院, 吉林 长春 130021)

摘要:深部油气与地热钻探中,井底高温导致钻井液性能劣化,严重威胁作业安全与效率。板式换热器作为钻井液冷却系统的核心装备,其内部流动与传热特性是决定系统性能的关键。本文以耐高温水基钻井液为对象,采用ANSYS Fluent开展共轭传热数值模拟,结合室内冷却试验完成模型验证,系统研究了宽雷诺数范围内($17 \leq Re_m < 1700$)流场离散性、压降、努塞尔数、热阻分布及综合性能指标的演变规律。结果表明:钻井液流经板片触点后会诱发流动分离形成低速涡流区,该区域是污垢沉积的高风险区;流场离散性与压降随 Re_m 的变化呈分段非线性演变,清晰标识了流动从层流向湍流的转变过程, $Re_m=50$ 为层流-过渡流临界点;随 Re_m 增加, Nu 显著提高但其增长率呈四阶段下降,系统主导热阻在 $Re_m < 560$ 时受钻井液侧控制, $Re_m > 560$ 后转为水侧限制;综合性能指标随 Re_m 增加持续下降,表明单纯提高钻井液流速带来的换热增益增速低于流动阻力增幅,综合能效持续衰减。研究揭示了高黏钻井液传热强化与流动阻力之间的权衡机制,为高温钻井液冷却系统的优化设计与运行调控提供了理论支撑。

关键词:板式换热器;钻井液冷却;流动特性;传热性能;数值模拟;热阻;综合性能;超深井

中图分类号:P634;TE24;TB657.5 **文献标识码:**A **文章编号:**2096-9686(2026)05-0044-11

Numerical simulation of flow and heat transfer characteristics of drilling fluid in a plate heat exchanger

FENG Haoxin^{1,2,3}, GUO Wei^{1,2,3}, SUN Yihe^{1,2,3}, XU Manni^{1,2,3}, DUAN Xiaohui⁴, SUN Siyuan^{1,2,3}, JIA Rui^{1,2,3*}

(1. State Key Laboratory of Deep Earth Exploration and Imaging, Changchun Jilin 130026, China; 2. College of Construction Engineering, Jilin University, Changchun Jilin 130026, China; 3. Key Laboratory of Complex Condition Drilling and Exploitation Technology, Ministry of Natural Resources, Changchun Jilin 130026, China; 4. Institute of Geologic and Mineral Resources Exploration and Design of Jilin Province, Changchun Jilin 130021, China)

Abstract: In deep oil, gas, and geothermal drilling, elevated bottom-hole temperatures degrade drilling fluid performance, posing a severe threat to operational safety and efficiency. As the core equipment of the drilling fluid cooling system, the plate heat exchanger (PHE) has internal flow and heat transfer characteristics that critically determine overall system performance. In this study, a high-temperature-resistant water-based drilling fluid was investigated via conjugate heat transfer numerical simulations using ANSYS Fluent, with model validation performed with laboratory cooling experiments. The evolution of flow field non-uniformity, pressure drop, Nusselt number (Nu), thermal resistance distribution, and comprehensive performance index was systematically analyzed over a wide Reynolds number range ($17 \leq Re_m < 1700$). The results demonstrate that flow separation induced as the drilling fluid flows past plate contact points generates low-velocity vortex zones, which are identified as high-risk regions for fouling

收稿日期:2026-04-08; 修回日期:2026-06-05 DOI:10.12143/j.ztgc.2026.05.005

基金项目:国家重点研发计划(编号:2022YFC2806402-01);国家自然科学基金项目(42572291);地球深部探测与矿产资源勘查国家科技重大专项(编号:2024ZD1000800,2024ZD1000803)。

第一作者:冯壕辛,男,汉族,1998年生,博士研究生,资源与环境专业,研究方向为钻井液冷却技术,吉林省长春市朝阳区西民主大街938号,924720828@qq.com。

通信作者:贾瑞,男,汉族,1985年生,教授,博士生导师,地质工程专业,博士,从事非常规能源钻采技术与教学工作,吉林省长春市朝阳区西民主大街938号,jiarui@jlu.edu.cn。

引用格式:冯壕辛,郭威,孙艺赫,等.板式换热器内钻井液流动与传热特性数值模拟研究[J].钻探工程,2026,53(5):44-54.

FENG Haoxin, GUO Wei, SUN Yihe, et al. Numerical simulation of flow and heat transfer characteristics of drilling fluid in a plate heat exchanger[J]. Drilling Engineering, 2026,53(5):44-54.

deposition. Both flow field non-uniformity and pressure drop exhibit piecewise nonlinear variations with increasing Re_m , clearly delineating the transition from laminar to turbulent flow, with $Re_m=50$ identified as the laminar-to-transitional critical threshold. As Re_m increases, Nu increases substantially, yet its growth rate declines through four distinct stages. The dominant thermal resistance shifts from the drilling fluid side to the water side when $Re_m>560$. The comprehensive performance index decreases continuously with increasing Re_m , indicating that the heat transfer gain per unit increase in flow velocity grows more slowly than the accompanying rise in flow resistance, leading to sustained degradation in overall energy efficiency. This study elucidates the trade-off mechanism between heat transfer enhancement and flow resistance for high-viscosity drilling fluids, providing theoretical support for the optimal design and operational regulation of high-temperature drilling fluid cooling systems.

Key words: plate heat exchanger; drilling fluid cooling; flow characteristics; heat transfer performance; numerical simulation; thermal resistance; comprehensive performance; ultra-deep well

0 引言

为落实“双碳”目标、筑牢能源安全底线,深部油气、地热钻探工程不断增多,钻井液承受的高温考验日趋严峻^[1-3]。高温导致的钻井液性能劣化是危及钻井安全的关键问题,若不能对其进行有效冷却,将直接威胁钻井安全与效率^[4-5]。井底高温对井下钻具、测量工具的耐温性能提出了极端的挑战,极易导致仪器信号不稳、工具寿命骤减^[6-9]。高温钻井液上返还会对地面人员与设备的安全造成威胁^[10]。因此,采用钻井液冷却技术已成为解决深部钻井与地热井等钻井高温问题的有效手段^[11-12]。

换热器是钻井液冷却技术的核心。板式换热器因其具备换热效率高、结构紧凑、易检修、易调整换热面积等优势而被普遍采用^[13-16],已经成为国内外钻井液冷却系统市场占有率最高的换热器类型。李亚伟等^[17]针对南疆超深井钻探需求设计了用于钻井液冷却的板式换热器,预期能将70℃、900 L/min的钻井液冷却至40℃。王祖凡等^[18]针对冰下基岩取心钻探工况开展了板式换热器设计,预期能将3℃、100 L/min的钻井液冷却至-4℃,并开展了全尺度数值模拟研究,但其数值模拟忽略换热板片波纹结构对流场与温度场的扰动效应,模拟得到的流动、传热结果与工程实际存在偏差。严宇等^[19]针对油基钻井液,以冷却效果和处理量为优化目标,采用数值模拟的方法开展了板式换热器结构优化研究,获得了波纹倾角75°、波纹节距8 mm、波纹深度6.5 mm的最优参数组合,较优化前温差提升了31%。

尽管板式换热器在钻井液冷却系统中得到广泛应用,但目前研究仍侧重于对其整体性能的预测或基于特定目标的参数优化,缺乏对钻井液在其内部流道中流动结构演化、温度分布特性,以及不同

流动状态下传热与流阻的内在关联机制的系统性研究,难以对板式换热器结构优化、运行工况精准调控及换热效率进一步提升提供完备的理论支撑与技术指导。本文基于计算流体动力学方法,在实验测试的基础上,针对钻井液在板式换热器内的流动与传热过程进行数值模拟,深入分析其流动性、传热性能,以明确其强化传热与流动阻力之间的协同作用机制,为高温钻井液冷却系统的优化设计和长周期经济运行提供理论依据。

1 循环介质的热物理性质

高温钻井液冷却系统研究一般采用淡水作为冷侧循环介质,选取高温井成熟应用的钻井液体系为研究对象。钻井液和水的热物理性质参数是评估其在换热器内流动特性与传热性能的基础。采用钻井液密度计测量密度,运动黏度仪测定钻井液黏度,差示扫描量热仪与激光导热仪分别测定钻井液的比热容与导热系数,所用钻井液为耐高温水基钻井液,其配方为:2%膨润土+0.2%烧碱+0.3%聚丙烯酰胺+5%磺甲基酚醛树脂+3%褐煤树脂+1.5%磺酸盐共聚物+2%改性沥青+5%润滑剂+重晶石。水的热物理性质参数通过查询手册^[20]获得,如表1所示。

表1 循环介质的热物理性质参数

Table 1 Thermal-physical properties parameters of the cyclic medium

介质	测试温度/ K	密度/ ($\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$)	动力黏度/ ($\text{mPa}\cdot\text{s}$)	导热系数/($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	比热容/ ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)
钻井液	333	1.400	15.7	0.58	3742
水	293	0.998	0.993	0.6	4182

2 流动与传热的评价指标

下面介绍用于量化评价钻井液在板式换热器内流动特性与传热性能的关键指标体系^[21]。

2.1 结构与水力参数

板式换热器的复杂波纹通道内的水力直径 $d_{h,i}$ 是核心几何特征尺度,直接反映了流道的紧凑程度;流体流经该通道时的雷诺数 Re_i 直接决定了流体流动特性和对流换热强度。

$$d_{h,i} = \frac{4V_i}{A_{w,i}} \quad (1)$$

$$Re_i = \frac{d_{h,i} \bar{u}_i \rho_i}{\mu_i} \quad (2)$$

$$i \in \{w, m\} \quad (3)$$

式中: V_i ——换热区流道容积; $A_{w,i}$ ——润湿面积; $\bar{u}_i$ ——流体平均速度; ρ_i ——流体密度; μ_i ——流体动力黏度; w ——水的相关参数; m ——钻井液的相关参数。

2.2 流动特性指标

采用流体速度相对标准偏差 $\zeta_{u,i}$ 表征流场的离散性^[22],该值越大,说明流体在流道截面上的速度分布越不均匀,局部低速导致的“流动死区”越多;采用流体进出口压降 ΔP_i 描述流体在换热器内所受阻力大小,压降决定了泵送流体所需克服的阻力,直接关系到系统的运行成本。

$$\zeta_{u,i} = \frac{S_{u,i}}{\bar{u}_i} \times 100\% \quad (4)$$

$$S_{u,i} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (u_{j,i} - \bar{u}_i)^2} \quad (5)$$

$$\Delta P_i = P_{in,i} - P_{out,i} \quad (6)$$

式中: $S_{u,i}$ ——流体速度标准偏差; $u_{j,i}$ ——第 j 个采样点的速度; $P_{in,i}$ ——流体进口绝对压力; $P_{out,i}$ ——流体出口绝对压力。

2.3 传热特性指标

采用总传热系数 U 评价钻井液的整体冷却效果,它综合反映了冷、热流体对流传热、板片导热等所有环节的效能,总传热系数越大,意味着在相同的温差和面积下,传热量越大;采用努塞尔数 Nu 评价换热器钻井液侧或水侧的强制对流传热能力,以此对比不同工况下钻井液的传热能力。

$$U = \frac{Q}{\phi \theta A} \quad (7)$$

$$Q = \rho_i q_i C_{p,i} \Delta t_i \quad (8)$$

$$\theta = \frac{(t_{in,m} - t_{out,w}) - (t_{out,m} - t_{in,w})}{\ln[(t_{in,m} - t_{out,w}) / (t_{out,m} - t_{in,w})]} \quad (9)$$

$$Nu_i = \frac{h_i d_{h,i}}{\lambda_i} \quad (10)$$

$$h_i = \frac{q''}{(T_{wall,i} - T_{f,i})} \quad (11)$$

式中: Q ——换热器传热量; ϕ ——温差修正系数; θ ——钻井液与水传热过程中的对数平均温差(LMTD); A ——换热器的换热面积; q_i ——流体体积流量; $C_{p,i}$ ——流体定压比热容; Δt_i ——流体进出口温差; $t_{in,m}$ ——钻井液入口温度; $t_{out,m}$ ——钻井液出口温度; $t_{in,w}$ ——水入口温度; $t_{out,w}$ ——水出口温度; h_i ——对流传热系数; λ_i ——流体导热系数; q'' ——板片传热面热流密度; $T_{wall,i}$ ——板片传热面壁面温度; $T_{f,i}$ ——流体平均温度。

热阻分析是诊断传热瓶颈的关键方式,分别计算钻井液侧、水侧与换热板片本体热阻,量化各传热环节的阻力贡献,从而进一步分析其在总传热过程中的贡献。

$$r_m = \frac{1}{h_m} \quad (12)$$

$$r_w = \frac{1}{h_w} \quad (13)$$

$$r_p = \frac{\delta}{\lambda_p} \quad (14)$$

式中: r_m ——钻井液侧的对流热阻; r_w ——水侧的对流热阻; r_p ——换热板片热阻; δ ——换热板片厚度; λ_p ——换热板片导热系数。

在数值模拟时忽略了污垢热阻对整个传热过程的影响,基于热阻串联法,总传热系数还可以用下式表示:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_m} + \frac{1}{h_w} + \frac{\delta}{\lambda_p} + r_{add} \quad (15)$$

式中: r_{add} ——附加热阻。

采用热阻形式可表示为:

$$r_{total} = r_m + r_w + r_p + r_{add} \quad (16)$$

通过式(16)即可计算附加热阻。

2.4 综合性能评价

采用基于JF因子的综合性能指标(PEC) η 评价换热器的综合性能。PEC是一种广泛用于评估各类换热器热工水力性能的指标^[23],已在大量研究中得到应用, η 越高,表明在消耗相同泵功下获得的传

热收益越大。

$$\eta = \frac{j/j_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (17)$$

式中: j ——Colburn 传热因子; j_0 ——基准工况下的 Colburn 传热因子; f ——范宁摩擦因子; f_0 ——基准工况下的范宁摩擦因子。

j, f 根据下式进行计算:

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (18)$$

$$f = \frac{2d_h \Delta P}{L \rho u^2} \quad (19)$$

式中: Pr ——流体普朗特数; L ——流体流动的距离。

3 数值模拟方法与模型建立

数值模拟基于 ANSYS Workbench 集成化仿真平台及其内置的 Fluent 流体计算模块实现。通过构建三维流动-传热耦合模型,探究不同流速流场结构与热量传递的相互作用规律,定量评估不同流速条件下的流动和传热性能。

3.1 物理模型及网格划分

用于钻井液冷却的板式换热器由多个换热板片组合构成,采用单流程布置。鉴于其结构的周期性与对称性,在数值模拟过程中,仅选取换热器主换热区的最小单元(1块板片+1个冷流体域+1个热流体域)作为计算单元即可准确反映换热器整体的特性^[24],其关键参数见表2,同时板片换热区两侧对称,故取其中一侧进行模拟,同时对模型进出口区域进行延长,避免出口回流影响计算结果,如图1所示。

表2 物理模型关键参数

Table 2 Key parameters of the physical model

参数项	参数值
波纹倾角/(°)	60
波纹深度/mm	3
波纹节距/mm	9.4
板片厚度/mm	0.7
水力直径/mm	5.89
换热区宽度/mm	158
换热区长度/mm	553
单板换热面积/m ²	0.08
板片材质	316L

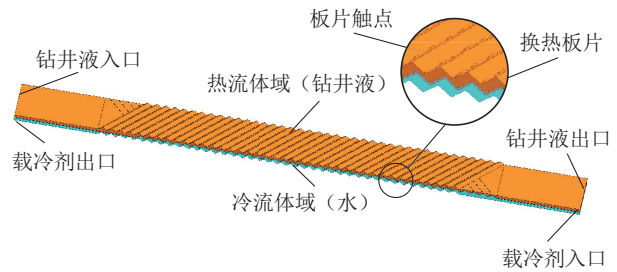


图1 物理模型

Fig.1 Geometry of the physical model

在 ANSYS Workbench 流体分析模块中,将模型导入 Meshing 组件进行网格划分,考虑到流体域厚度在 0~6 mm 范围内连续变化,采用非结构化网格进行离散以更好地适应复杂的几何形态,同时在壁面附近生成多层棱柱型边界层网格,以精确捕捉近壁区的速度与温度梯度,如图2所示。网格划分完成后,进行网格无关性验证,当网格数量增至 5.12×10^6 时,对数平均温差趋于收敛,其变化率小于 0.1%,表明此时网格分辨率满足计算精度要求,如图3所示。

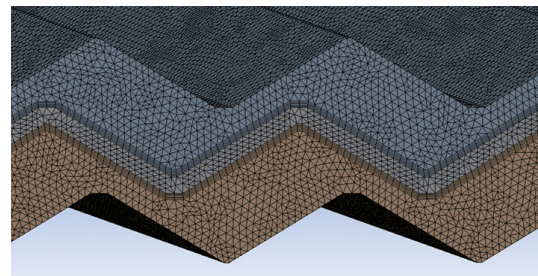


图2 网格划分结果

Fig.2 Computational mesh

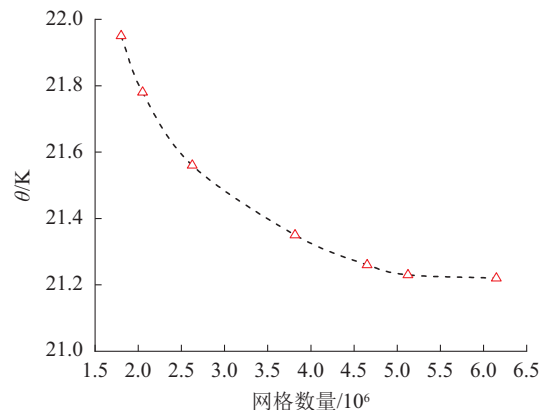


图3 网格无关性验证

Fig.3 Mesh independence study

3.2 边界条件与求解设置

采用共轭传热的方式对钻井液在板式换热器中冷却过程进行数值模拟研究,边界条件设置见表3,采用压力基求解器进行求解,压力与速度的耦合采用Coupled算法,压力、动量、湍流动能、湍流耗散率、能量方程的离散均采用Second Order Upwind格式,求解设置中对能量方程采用双精度计算模式。同时,能量方程的相对残差小于 10^{-6} ,其他控制方程的残差小于 10^{-5} ,迭代设置为2000步。

表3 边界条件
Table 3 Boundary conditions

计算域边界	设置参数	参数值
钻井液入口	速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	0.025~2
	温度/K	333
水入口	速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	0.3
	温度/K	293
钻井液出口	压力/Pa	0
水出口	压力/Pa	0
传热面	耦合壁面	
其余边界	绝热	

3.3 数学模型

钻井液与水在板式换热器中的流动过程采用连续性方程、动量方程、能量方程进行数学描述^[25]。

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \rho(u \cdot n) dS = 0 \quad (20)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho u d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \rho u(u \cdot n) dS = \int_{\Omega} \rho f_e d\Omega - \oint_{\partial\Omega} p n dS + \oint_{\partial\Omega} (\tau \cdot n) dS \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho E d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \rho H(u \cdot n) dS &= \oint_{\partial\Omega} \lambda(\nabla T \cdot n) dS \\ &+ \int_{\Omega} (\rho f_e \cdot u + \dot{q}_h) d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\tau \cdot u) \cdot n dS \end{aligned} \quad (22)$$

式中: t ——时间; ρ ——密度; u ——流动速度; n ——单位方向矢量; f_e ——流体所受的体积力; p ——压力; τ ——黏性应力张量; E ——总能量; H ——流体的总焓; λ ——导热系数; T ——绝对静温; $\dot{q}_h$ ——热源项,即单位质量流体的传热率。

湍流模型选用剪切应力输运(SST $k-\omega$)模型。该模型通过一个混合函数,在近壁区融合了标准 $k-\omega$ 模型在强压力梯度下的精确性,在主流区则继承了 $k-\varepsilon$ 模型的鲁棒性,不仅能够精确捕捉由波纹板

片结构诱发的大尺度流动分离、强逆压力梯度等复杂物理现象,还适用于钻井液侧可能出现的低雷诺数层流/过渡流与水侧充分发展湍流这一宽泛的流态范围。该模型的控制方程由双方程构成。

湍流输运方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} &= \tau_{ij} S_{ij} - \beta^* \rho \omega k + \\ &\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \mu_t \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \end{aligned} \quad (23)$$

湍流比耗散方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} &= P_{\omega} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \right. \right. \\ &\left. \left. \sigma_{\omega} \mu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega}}{\omega} \frac{\partial k \partial \omega}{\partial x_j \partial x_j} \end{aligned} \quad (24)$$

式中: k ——湍流动能; x ——坐标轴, $j=1,2,3$ 分别表示 x,y,z 三个坐标轴; τ_t ——湍流状态时的黏性应力张量,下标 t 表示湍流状态时的物理量,下同; S_{ij} ——平均速度应变率张量, $i=1,2,3$ 和 $j=1,2,3$ 分别表示 x,y,z 三个坐标轴方向; β^* ——模型常数; ω ——比耗散率; $\sigma_k, \beta, \sigma_{\omega}, F_1$ ——均为模型参数; μ_t ——涡黏性, $\mu_t = \rho k / \omega$; P_{ω} ——生成项。

$$P_{\omega} = 2\gamma \rho \left(S_{ij} - \frac{\omega S_{nn} S_{ij}}{3} \right) S_{ij} \quad (25)$$

式中: γ ——模型参数; S_{nn} ——克罗内克算子。

在式(4)、(5)中,雷诺应力的涡黏性模型:

$$\tau_{ij} = 2\mu_t \left(S_{ij} - \frac{S_{nn} S_{ij}}{3} \right) - \frac{2\rho k S_{ij}}{3} \quad (26)$$

计算时做出以下假设:流道内均为定常流动;流体均为不可压缩牛顿流体;传热介质满足连续介质理论;流体的物性参数不随压力、温度等因素发生变化;重力和浮力的影响忽略不计。

4 结果与讨论

4.1 实验与数值模拟结果验证

在钻井液冷却实验装置的基础上开展传热实验以验证数值模型的可靠性,如图4所示,实验换热器技术参数见表4,该实验装置的原理可参照团队前期的研究^[26]。在水侧工况不变的条件下(入口 20°C 、 0.3 m/s),对 $220 \leq Re_m < 400$ 范围内的钻井液进行传热性能测试,冷热侧热平衡误差不超过13%,实验测试结果如表5所示。将测试结果与数值模拟结果进

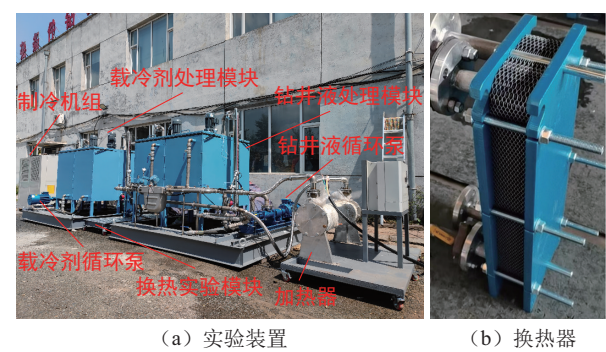


图 4 钻井液冷却实验装置及其换热器

Fig.4 Schematic of the drilling fluid cooling experimental setup and heat exchanger unit

表 4 实验换热器技术参数	
Table 4 Technical parameters of the experimental heat exchanger	
参数项	参数值
角孔直径/mm	50
板片数量/块	9
有效换热板片数量/块	7
单板换热面积/m ²	0.088
总换热面积/m ²	0.616
冷侧流程组合	1×4
热侧流程组合	1×4

行比较,可以看出,随着雷诺数增加,总传热系数与压降均呈现上升趋势,实验与模拟结果吻合良好,总传热系数与压降的相对误差均小于 10%,进一步证实了所建数值计算模型的准确性,如图 5 所示。

表 5 钻井液冷却实验测试结果									
Table 5 Test results of the drilling fluid cooling experiment									
实验测试参数								整体传热特性指标	
冷侧(水)				热侧(钻井液)					
流量/(L·min ⁻¹)	入口温度/℃	出口温度/℃	压降/kPa	流量/(L·min ⁻¹)	入口温度/℃	出口温度/℃	压降/kPa	热平衡误差/%	总传热系数/(W·m ⁻² ·K ⁻¹)
35.40	19.70	41.59	12.80	35.40	70.70	51.00	27.38	12	2751.8
34.40	20.10	44.34	13.74	40.10	70.00	52.20	33.87	7	3036.6
34.13	19.67	44.98	14.75	45.49	71.03	53.93	42.67	12	3091.2
34.30	20.20	45.48	15.66	51.20	70.00	54.92	51.63	11	3154.6
34.20	20.00	45.75	15.87	57.50	69.90	55.97	63.84	13	3199.0

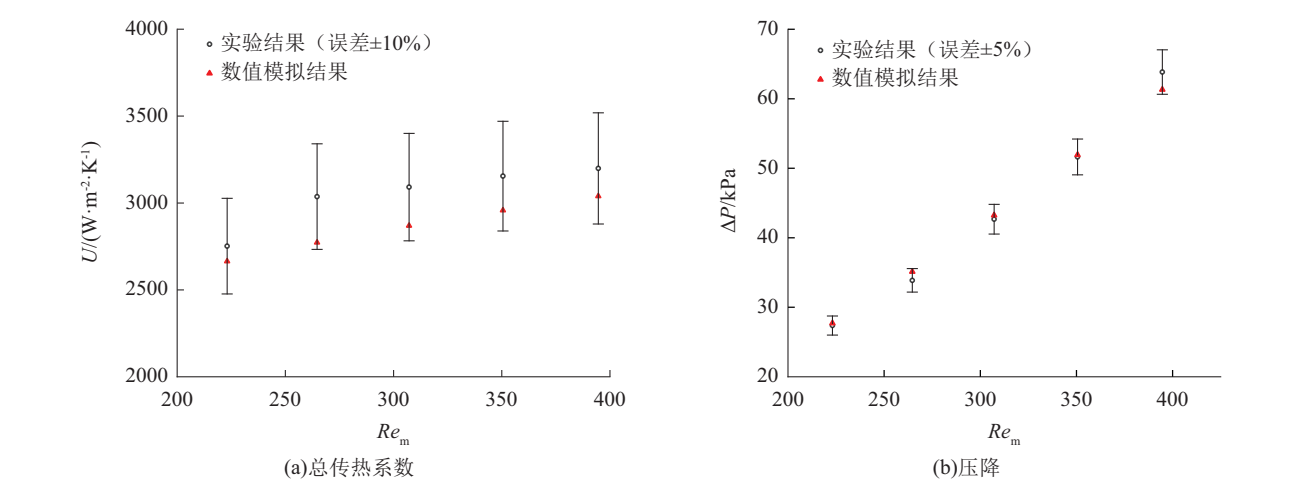


图 5 实验与数值模拟结果比较

Fig.5 Comparison of experimental and numerical results

4.2 流动特性分析

4.2.1 流道内速度与压力的宏观分布

钻井液与水在板式换热器内传热过程中流道内的速度云图和压力云图如图 6 所示,钻井液(自下而上)与水(自上而下)流动过程中在板片触点后诱发流动分离,均形成了低速涡流区,其局部流速可

降至平均流速的25%~30%,该涡流区是触点背流区域出现局部低压的核心原因。与水相比,钻井液

因黏性阻力大,更易诱发流动分离,并伴随显著的能量耗散,导致板片触点后涡流区显著扩增。

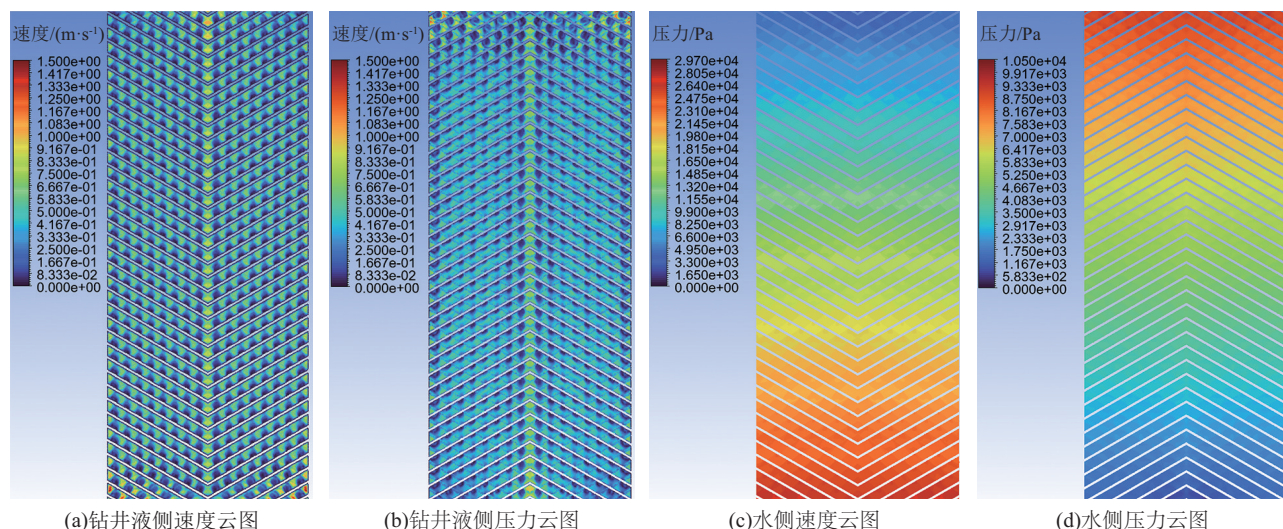


图6 板式换热器流道内模拟结果(两侧入口0.3 m/s)

Fig.6 Simulation results in the plate heat exchanger channel (inlet velocity of 0.3 m/s for both sides)

实验后钻井液在换热板片中形成的污垢分布如图7所示,该分布特征与数值模拟结果相互印证,钻井液侧的低速涡流区和局部温度不均区域,正是实验中观察到污垢易于起始和沉积的高风险区,流动不均匀性会加剧局部结垢,而结垢又会进一步恶化流场与传热,形成效率衰减的恶性循环。

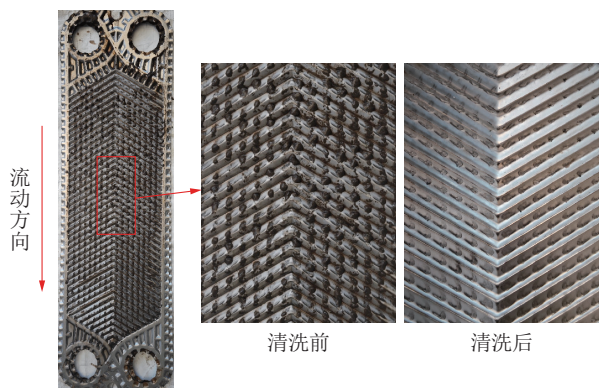


图7 钻井液在换热板片中形成的污垢分布

Fig.7 Fouling distribution on the heat exchanger plate after experiment

4.2.2 流动特性随 Re_m 的演变规律

流场的离散性 ζ 与涡流区的显著程度密切相关,离散性越高,涡流区越发展;离散性越低,则流场均匀性越高。在水侧流速和进口温度不变的条

件下,当 $17 \leq Re_m < 1700$ 时,随着 Re_m 的增加,如图8所示,其流场的离散性变化可分为四个阶段: $17 \leq Re_m < 50$ 时,离散性快速增大,涡流区体积随之快速增长; $50 \leq Re_m < 560$ 时,流场离散性开始降低,降速逐渐放缓; $560 \leq Re_m < 810$ 时,离散性继续降低,其降速短暂回升; $Re_m \geq 810$ 时,离散性继续降低,降速逐渐递减,变化趋于平缓。随着 Re_m 的增加,如图9所示,其进出口压降的变化可分为两个阶段: $Re_m < 50$ 时,压降呈近线性增长, $\Delta P \propto Re_m^1$; $Re_m \geq 50$ 时,压降呈非线性增长, $\Delta P \propto Re_m^{1.65}$ 。

离散性与压降随 Re_m 的演变规律,清晰标识了流动状态的转变。在 $Re_m < 50$ 的层流阶段,黏性力

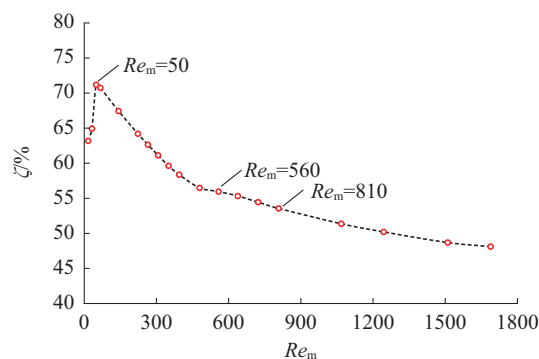
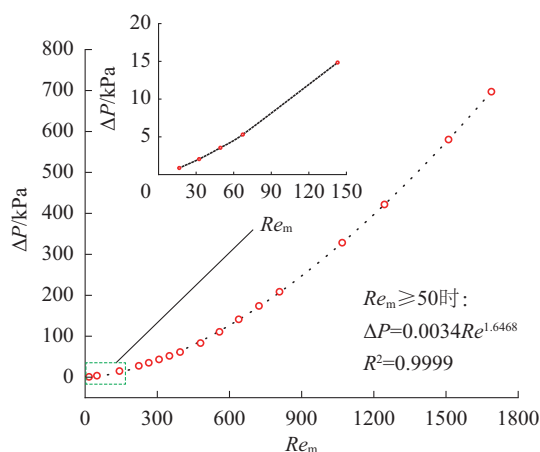


图8 钻井液流场的离散性随 Re_m 变化

Fig.8 Variation of flow field dispersion of drilling fluid with Re_m

图9 钻井液进出口压降随 Re_m 变化Fig.9 Variation of the pressure drop with Re_m

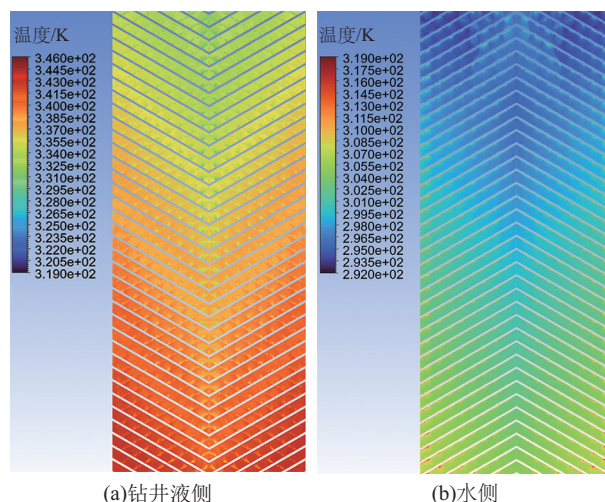
主导,流动分离形成稳定涡流,离散性快速增大,压降与 Re_m 呈近线性关系。当 $50 \leq Re_m < 560$ 进入过渡流阶段,符合工程经验^[27](板式换热器流道内 $50 \leq Re_m < 200$ 时即可诱发湍流),流体混合增强,惯性力作用凸显,开始破坏并重组大尺度涡流,使得流场离散性降低,均匀性提高,压降增长加速并向非线性转变。在 $560 \leq Re_m < 810$ 的湍流发展阶段,强湍流使流场结构剧烈调整,离散性的降速短暂加快。当 $Re_m \geq 810$ 后,流动进入充分发展湍流阶段,湍流结构达成动态平衡,流场离散性与压降增长率均趋于稳定。

4.3 传热性能分析

4.3.1 流道内温度场的宏观分布

钻井液与水在板式换热器内传热过程中流道内的温度云图如图10所示,钻井液沿流动方向温度总体均匀降低,流经板片触点后形成局部低温区,水沿流动方向温度总体均匀升高,流经板片触点后形成局部高温区,温度场分布较钻井液更均匀。高温钻井液在涡流区内停留时间延长,持续向板片散热,因而形成局部低温区。相反,水在涡流区与板片接触时间延长,吸热更多,从而形成局部高温区。

触点背流区的局部温度突变是“流动分离-形成涡流-强化局部换热”的直接结果,而钻井液与水温度场整体均匀性的差异,则是由水与钻井液流变等物理属性的根本差异所决定的。水的比热容高于钻井液,且其黏度低,入口流速0.3 m/s时,湍流发展程度高($Re_w = 2924$)。强烈的湍流掺混效应极大地促进了水内部的动量与热量交换,使其温度场整体分



(a)钻井液侧

(b)水侧

图10 板式换热器流道内温度云图(两侧入口0.3 m/s)

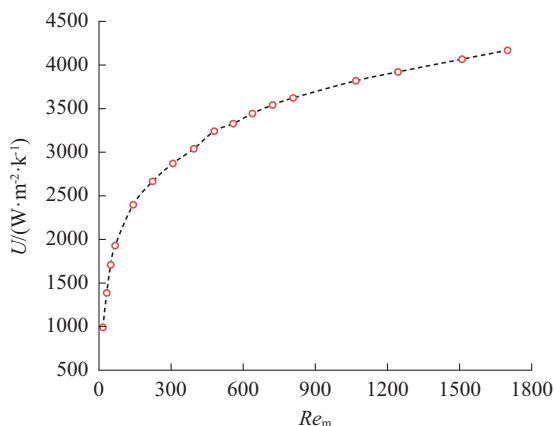
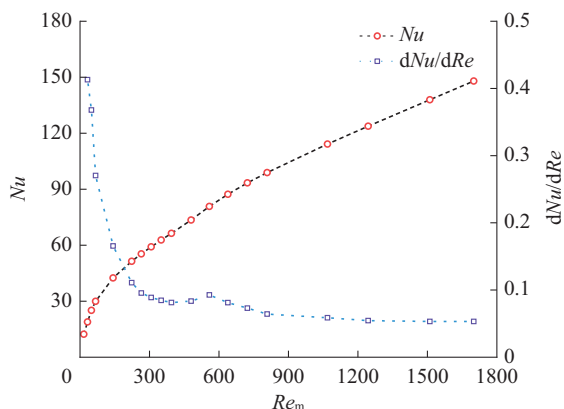
Fig.10 Temperature contours in the plate heat exchanger channel (inlet velocity of 0.3 m/s for both sides)

布更均匀($\zeta = 49\%$)。而钻井液因高黏度特性抑制了湍流发展($Re_m = 220$),流动的离散性更大,导致热量在流体内部传递困难,因此其温度场均匀性较差,沿流动方向呈现更明显的分层冷却特征。

4.3.2 传热性能随 Re_m 的演变规律

钻井液与水在换热器中整体传热能力的强弱采用总传热系数 U 来描述,在水侧流速和进口温度不变的条件下,当 $17 \leq Re_m < 1700$ 时,随着 Re_m 提高, U 总体上随 Re_m 提升,且提升速率递减,如图11所示。钻井液侧对流传热能力的强弱采用努塞尔数 Nu 来直接描述,在水侧流速和进口温度不变的条件下,当 $17 \leq Re_m < 1700$ 时,随着 Re_m 提高,钻井液侧 Nu 从12增加至148,其增速 dNu/dRe_m 总体上随 Re_m 的增加而下降,其变化主要分为四个阶段:当 $17 \leq Re_m < 390$ 时, dNu/dRe_m 快速下降,下降速率随 Re_m 的升高而下降,从0.41降至0.08;当 $390 \leq Re_m < 560$ 时, dNu/dRe_m 短暂回升至0.09;当 $560 \leq Re_m < 810$ 时, dNu/dRe_m 逐渐降至0.06;当 $Re_m \geq 810$ 时, dNu/dRe_m 继续缓慢下降并逐渐稳定于0.05,如图12所示。

钻井液侧 Nu 随 Re_m 的演变规律受流动结构主导。在层流与过渡流初期($17 \leq Re_m < 260$),传热增强主要源于轴向对流的提升,故 Nu 增长显著,但 dNu/dRe_m 因缺乏径向掺混而自然衰减。在过渡流后期($260 \leq Re_m < 560$),流动失稳引发的湍流掺混开始启动,该机制部分抵消了对流效应的衰减,使 dNu/dRe_m 短暂回升。在湍流发展初期($560 \leq Re_m <$

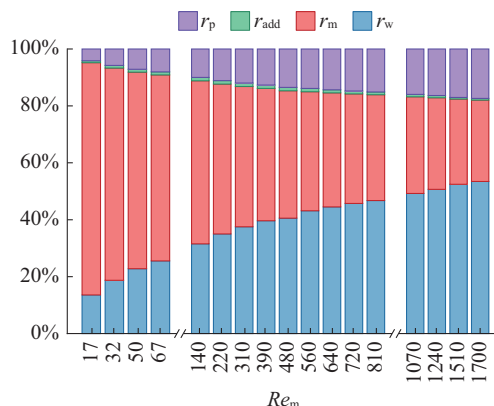
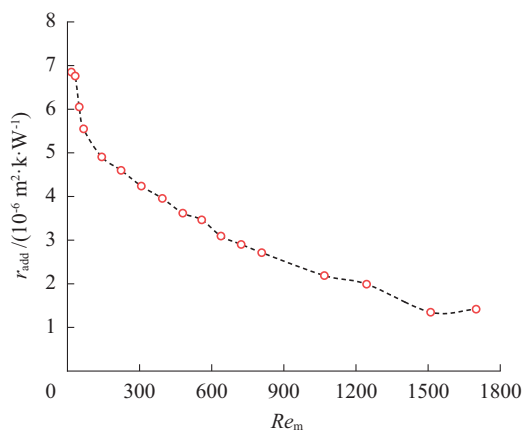
图 11 总传热系数随 Re_m 变化Fig.11 Variation of the overall heat transfer coefficient with Re_m 图 12 钻井液侧 Nu 随 Re_m 变化Fig.12 Variation of Nu with Re_m on the drilling fluid side

810), 强烈的湍流掺混成为强化传热的绝对主导, 推动 Nu 持续增长。湍流充分发展后 ($Re_m \geq 810$), 流场结构与湍流传热潜力趋于动态平衡, 因此 dNu/dRe 下降并逐渐稳定于低位。

4.3.3 热阻分布规律

在钻井液与水进行换热的完整过程中, 不考虑污垢热阻的情况下, 总热阻 r_{total} 由四部分串联构成: 钻井液侧对流热阻 r_m 、水侧对流热阻 r_w 、板片导热热阻 r_p 及因流体与板片接触引起的附加热阻 r_{add} , 其分布如图 13 所示。在水侧工况不变条件下, 当 Re_m 从 17 增至 1700 时, r_m 占比持续下降, 而 r_w 占比则逐渐上升; $Re_m < 560$ 时总热阻受 r_m 控制, $Re_m = 560$ 时 r_m 与 r_w 相当, $Re_m > 560$ 后系统传热主要受 r_w 限制。随着 Re_m 的提高, 还会降低系统的附加热阻, 进一步提升系统的传热能力, 如图 14 所示。因此, 为显著提

升系统整体冷却效果, 仅提高钻井液流速强化效果有限, 更有效的优化方向是适当提高冷侧水的流速, 同时降低两侧热阻占比, 大幅提升冷却效果。

图 13 热阻分布随 Re_m 变化Fig.13 Variation of thermal resistance distribution with Re_m 图 14 系统附加热阻随 Re_m 变化Fig.14 Variation of system additional thermal resistance with Re_m

4.4 综合性能

通过评价钻井液在板式换热器中冷却过程的综合性能, 将复杂的流动与传热特性关联起来, 能够揭示不同流速下传热强化与流阻增加之间的权衡机制。以最低雷诺数 ($Re_m = 17$) 为基准计算综合性能指标 η 。在水侧工况不变条件下, 当 Re_m 从 17 增至 1700 时, 整体上 η 下降, 且下降速率逐渐衰减, 如图 15 所示。这标志着单纯提高钻井液流速的“性价比”不断降低: 初始阶段传热增益显著, 但后续若要取得同等换热提升, 需要付出增幅远超收益比例的泵功。因此, 在设计钻井液冷却换热器过程中,

不应仅仅依靠提高流速来获得性能提升,应转向两侧流量协同优化与流道结构的针对性设计。

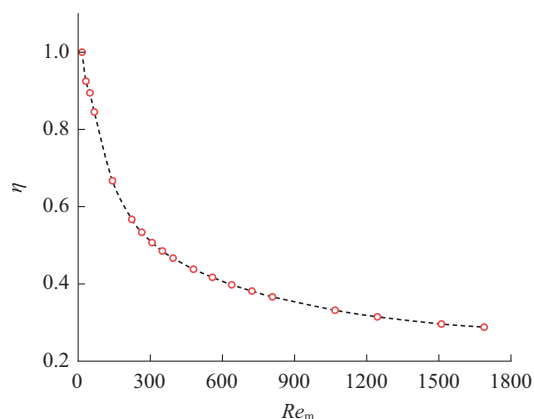


图15 钻井液侧PEC随 Re_m 变化

Fig.15 Variation of PEC with Re_m on the drilling fluid side

5 结论与建议

(1)钻井液流经板片触点后会诱发流动分离形成低速涡流区,该区域是污垢易于起始和沉积的高风险区,也是板片触点后产生局部低压的核心原因,流场离散性和压降随 Re_m 的变化规律清晰标识了钻井液流动从层流向湍流的转变:层流阶段($17 \leq Re_m < 50$)离散性快速增大;过渡流阶段至湍流充分发展阶段($50 \leq Re_m < 1700$)离散性整体上呈下降趋势,其降低速率呈“下降、短暂回升、继续下降并趋于稳定”三个阶段的变化。与此相应,压降在 $Re_m = 50$ 处发生显著转折,从层流区的近线性关系转变为湍流区的非线性关系。

(2)钻井液沿流动方向温度总体降低,且在触点背流面涡流区形成局部低温区。钻井液侧 Nu 随 Re_m 增加而显著提高,但其增长率受流动结构演变主导呈四阶段下降。热阻分析进一步表明,系统传热的主导环节随 Re_m 变化而发生转换:当 $Re_m < 560$ 时,钻井液冷却过程受钻井液侧对流热阻控制,当 $Re_m > 560$ 时,水侧对流热阻成为主要限制因素。同时,随着 Re_m 增加引起附加热阻降低,进一步提升传热性能。

(3)基于性能评价准则的综合评估表明,随着 Re_m 增加, η 整体下降,这意味着单纯提高钻井液流速强化传热的“性价比”不断降低。在现场应用过程中,当 Re_m 较低时,提升钻井液流速是强化传热最有效的途径,而 Re_m 提升到一定程度时,钻井液冷却

主要受冷侧限制,应转向两侧流量协同优化与流道结构的针对性设计以提升冷却效果。

(4)为了聚焦于揭示板片几何结构与流动状态(雷诺数)对传热过程的核心影响机制,本研究基于特定商用耐高温水基钻井液配方,将其简化并假设为不可压牛顿流体,目的是控制变量,剥离复杂流变特性的干扰,从而更清晰地剖析流动与传热的普遍性影响规律;在数值模拟中暂未考虑物性随温度的变化,旨在揭示流场结构演变本身所带来的传热特性变化规律。后续建议基于该研究基础引入更复杂的非牛顿模型进行深入研究,同时对温度与物性的耦合问题进行精细化模拟。

参考文献(References):

- [1] 赵文智,梁坤,王坤,等.油气安全战略与“双碳”战略:关系与路径[J].中国科学院院刊,2023,38(1):1-10.
ZHAO Wenzhi, LIANG Kun, WANG Kun, et al. Hydrocarbon security strategy and carbon peak and carbon neutral strategy: relationship and path[J]. Bulletin of the Chinese Academy of Sciences, 2023,38(1):1-10.
- [2] 栾锡武,石艳锋.中国油气资源安全从本地保障到全局保障[J].科学技术与工程,2019,19(34):17-24.
LUAN Xiwu, SHI Yanfeng. Safeguard strategy for China's oil/gas supply[J]. Science Technology and Engineering, 2019, 19(34):17-24.
- [3] 章超,孙金声,黄贤斌,等.深井超深井钻井液降温技术研究进展及展望[J].工程科学学报,2025,47(6):1161-1174.
ZHANG Chao, SUN Jinsheng, HUANG Xianbin, et al. Research progress and prospect of cooling technology for drilling fluid in deep and ultra-deep wells[J]. Chinese Journal of Engineering, 2025,47(6):1161-1174.
- [4] Bland R, Mullen G, Gonzalez Y, et al. HPHT drilling fluid challenges [C]//IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference and Exhibition. Bangkok: Society of Petroleum Engineers, 2006:SPE-103731-MS.
- [5] 赵江鹏,孙友宏,郭威.钻井泥浆冷却技术发展现状与新型泥浆冷却系统的研究[J].探矿工程(岩土钻掘工程),2010,37(9):1-5.
ZHAO Jiangpeng, SUN Youhong, GUO Wei. Current situation of drilling mud cooling technology and research on a new type of drilling mud cooling system[J]. Exploration Engineering (Rock & Soil Drilling and Tunneling), 2010,37(9):1-5.
- [6] Li K, Li B, Shi S S, et al. Research and application of drilling fluid cooling system for dry hot rock[J]. Energies, 2025,18(7):1736.
- [7] 黎亮.深部定向技术在TK1202井的应用[J].重庆科技学院学报(自然科学版),2008,10(2):18-20.
LI Liang. Application of the deep directional drilling technique in the TK1202 well[J]. Journal of Chongqing University of Science and Technology (Natural Sciences Edition), 2008,10(2):18-20.

- [8] 朱浩铭,彭俊威,郝秦阳,等.钻井液冷却装置技术发展现状及展望[J].钻探工程,2024,51(2):8-14.
ZHU Haoming, PENG Junwei, XI Qinyang, et al. Technology development status and prospect of drilling fluid cooling equipment[J]. Drilling Engineering, 2024, 51(2): 8-14.
- [9] 李宽,张永勤,孙友宏,等.天然气水合物钻井泥浆冷却系统研究及优化[J].钻采工艺,2013,36(4):34-36.
LI Kuan, ZHANG Yongqin, SUN Youhong, et al. Research and optimization of mud cooling system in gas hydrate drilling[J]. Drilling & Production Technology, 2013, 36(4): 34-36.
- [10] James R, Nistov A, Smulders C, et al. Occupational exposure hazards related to the use of drilling fluids presented with remedial risk management guidelines [C]//SPE Asia Pacific Health, Safety, and Security Environment Conference and Exhibition. Bangkok: Society of Petroleum Engineers, 2007: SPE-108514-MS.
- [11] 郭威,钟秀平,贾瑞,等.泥浆地面降温调控特深钻井筒泥浆温度的分析研究[J/OL].钻探工程,2025:1-9(2025-11-19) [2026-05-16]. <https://link.cnki.net/urlid/10.1730.TD.20251118.1738.002>.
GUO Wei, ZHONG Xiuping, JIA Rui, et al. Analysis of surface drilling fluid cooling for wellbore temperature regulation in extra-deep drilling [J/OL]. Drilling Engineering, 2025: 1-9 (2025-11-19) [2026-05-16]. <https://link.cnki.net/urlid/10.1730.TD.20251118.1738.002>.
- [12] 郭威,钟秀平,贾瑞,等.泥浆地面降温联合隔热钻杆调控特深钻井筒泥浆温度的分析研究[J/OL].钻探工程,2025:1-7(2025-11-27) [2026-05-13]. <https://link.cnki.net/urlid/10.1730.TD.20251126.1123.002>.
GUO Wei, ZHONG Xiuping, JIA Rui, et al. Analysis and research on the regulation of mud temperature in ultra-deep drilling wellbores using combined cooling and insulation drill pipes [J/OL]. Drilling Engineering, 2025: 1-7 (2025-11-27) [2026-05-13]. <https://link.cnki.net/urlid/10.1730.TD.20251126.1123.002>.
- [13] Cromling J. Geothermal drilling in California[J]. Journal of Petroleum Technology, 1973, 25(9): 1033-1038.
- [14] El Dorry K, Coit A, Gutierrez C G, et al. Drilling mud cooler opens up new automated drilling markets in hot hole applications [C]//SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition. London: Society of Petroleum Engineers, 2015: SPE-173105-MS.
- [15] McCraw G. Closed loop drilling mud cooling system for land-based drilling operations: 20160010407[P]. 2016-01-14.
- [16] 李胜忠,张铜鉴,聂军,等.ZLZY310高温钻井液冷却系统研制及应用[J].石油机械,2022,50(8):46-51.
LI Shengzhong, ZHANG Tongyun, NIE Jun, et al. Development and application of ZLZY310 high temperature drilling fluid cooling system[J]. China Petroleum Machinery, 2022, 50(8): 46-51.
- [17] 李亚伟,王斌斌,董怀荣,等.钻井液地面冷却系统方案设计及关键参数计算[J].中外能源,2020,25(S1):117-122.
LI Yawei, WANG Binbin, DONG Huairong, et al. Design and key parameter calculation of surface drilling fluid cooling system[J]. Sino-global Energy, 2020, 25(S1): 117-122.
- [18] 王祖凡,李亚洲,杨甘生,等.极地钻井液冷却用板式换热器设计及换热性能模拟研究[J].钻探工程,2024,51(5):59-67.
WANG Zufan, LI Yazhou, YANG Gansheng, et al. Design of a plate heat exchanger for cooling drilling fluid in polar regions and numerical simulation on its heat transfer performance[J]. Drilling Engineering, 2024, 51(5): 59-67.
- [19] 严宇,刘先明,严佳琳,等.基于油基钻井液冷却的板式换热器波纹板结构优化[J].钻采工艺,2025,48(2):149-156.
YAN Yu, LIU Xianming, YAN Jialin, et al. Structure optimization of corrugated plate of plate heat exchanger based on oil-based drilling fluid cooling[J]. Drilling & Production Technology, 2025, 48(2): 149-156.
- [20] 张家荣,赵廷元.工程常用物质的热物理性质手册[M].北京:新时代出版社,1987.
ZHANG Jiarong, ZHAO Tingyuan. Handbook of Thermophysical Properties of Commonly used Engineering Substances [M]. Beijing: New Times Publishing House, 1987.
- [21] 孙兰义,马占华,王志刚,等.换热器工艺设计[M].北京:中国石化出版社,2015.
SUN Lanyi, MA Zhanhua, WANG Zhigang, et al. Thermal Design of Heat Exchangers[M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2015.
- [22] 李坦,靳世平,黄素逸,等.流场速度分布均匀性评价指标比较与应用研究[J].热力发电,2013,42(11):60-63,92.
LI Tan, JIN Shiping, HUANG Suyi, et al. Evaluation indices of flow velocity distribution uniformity: comparison and application[J]. Thermal Power Generation, 2013, 42(11): 60-63, 92.
- [23] Zhang Y C, Qin S C, Jiang W C, et al. Comprehensive performance evaluation of Zigzag mini-channel for printed circuit heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 279 (Part B): 127677.
- [24] Tiwari A K, Ghosh P, Sarkar J, et al. Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in plate heat exchanger using nanofluids [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2014, 85: 93-103.
- [25] Blazek J. Computational fluid dynamics: principles and applications [M]. 3rd edition. Amsterdam: Elsevier Science Ltd, 2015.
- [26] 冯壕辛.高温钻井液冷却系统中换热器的传热与流阻特性研究[D].长春:吉林大学,2025.
FENG Haoxin. Thermo-hydraulic characteristics of heat exchangers in high-temperature drilling fluid cooling systems[D]. Changchun: Jilin University, 2025.
- [27] 兰州石油机械研究所.换热器[M].第2版.北京:中国石化出版社,2013.
Lanzhou Petroleum Machinery Research Institute. Heat Exchanger [M]. 2nd ed. Beijing: China Petrochemical Press, 2013.

(编辑 王跃伟)