

# 极地钻井液冷却用板式换热器设计及换热性能模拟研究

王祖凡<sup>1</sup>, 李亚洲<sup>1,2\*</sup>, 杨甘生<sup>1,2</sup>, 张凯<sup>1</sup>, 王晋<sup>1</sup>, 周正<sup>1</sup>

(1. 中国地质大学(北京)工程技术学院, 北京 100083; 2. 极地地质与海洋矿产教育部重点实验室, 北京 100083)

**摘要:**在极地开展冰下基岩取心钻探,对研究冰下地质构造、揭示冰盖演化历史、评估未来气候变化等均有重要的意义。在极地冰下基岩钻探过程中,钻井液在孔底循环后温度可能升高至0℃以上,进而在上返过程中融化冰孔孔壁,导致井壁失稳,甚至引发卡钻事故。为此,有必要研发极地钻井液冷却系统,在地表将钻井液冷却至较低的温度后再注入孔内,进而使钻井液在循环过程中始终保持在0℃以下。换热器是钻井液冷却系统的核心部件。本文选用板式换热器做为钻井液的换热部件,采用平均温差法确定了板式换热器的换热面积和基本参数,然后使用COMSOL Multiphysics 6.0软件对板式换热器的换热性能进行了数值模拟。研究结果表明,该换热器可将钻井液冷却至-4~-3℃;此外,模拟结果表明,钻井液的出口温度随载冷剂注入温度的降低和载冷剂流量的增大而降低;钻井液的类型对换热器的换热性能有较大影响,而换热板片的材质对换热器的换热效果影响不大。

**关键词:**极地钻探;冰下基岩取心;钻井液;冷却系统;板式换热器

**中图分类号:**P634 **文献标识码:**A **文章编号:**2096-9686(2024)05-0059-09

## Design of a plate heat exchanger for cooling drilling fluid in polar regions and numerical simulation on its heat transfer performance

WANG Zufan<sup>1</sup>, LI Yazhou<sup>1,2\*</sup>, YANG Gansheng<sup>1,2</sup>, ZHANG Kai<sup>1</sup>, WANG Jin<sup>1</sup>, ZHOU Zheng<sup>1</sup>

(1. School of Engineering and Technology, China University of Geosciences (Beijing), Beijing 100083, China;

2. Key Laboratory of Polar Geology and Marine Mineral Resources (China University of Geosciences, Beijing), Ministry of Education, Beijing 100083, China)

**Abstract:** It is of great significance to carry out subglacial bedrock core drilling in polar regions for studying subglacial geology, revealing the evolutionary history of ice sheets and evaluating future climate change. The temperature of the drilling fluid may rise above 0°C after circulating at the bottom of the hole. When drilling subglacial bedrock in polar regions, which may cause the wall of the icy hole to be melted during upward return, resulting in the instability of the wall, and even triggering the stuck drilling accident. It is necessary to design a drilling fluid cooling system that cooling the drilling fluid to a lower temperature before injecting it into the borehole, thereby keeping the drilling fluid below 0°C at all times during circulation. The heat exchanger is the core component of the drilling fluid cooling system. The paper selects plate heat exchanger as the heat exchange component to cool drilling fluid, and uses the average temperature difference method to determine the heat exchange area and basic parameters, then numerical simulation of the heat exchange performance of the plate heat exchanger is using COMSOL Multiphysics 6.0 software. The research results show that the heat exchanger can cool the drilling fluid to -4~-3°C. Further, the simulation results show that the

收稿日期:2024-07-31 DOI:10.12143/j.ztgc.2024.05.007

基金项目:国家重点研发计划项目“南极冰下复杂地质环境多工艺钻探理论与方法”课题四“多工艺极地钻探装备研发与系统集成”(编号:2021YFA0719104);中央高校基本科研业务经费项目“可回收式热融钻具孔内融水与周围冰层传热机理”(编号:2-9-2021-017)

第一作者:王祖凡,男,汉族,1998年生,硕士研究生,地质工程专业,研究方向为极地钻探装备,北京市海淀区学院路29号,2684721381@qq.com。

通信作者:李亚洲,男,汉族,1993年生,副教授,地质工程专业,博士,长期从事极地钻探技术与装备研究工作,北京市海淀区学院路29号, yazhouli@cugb.edu.cn。

引用格式: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.

outlet temperature of the drilling fluid decreases with the decrease of the carrier refrigerant injection temperature and the increase of the carrier refrigerant flow rate, the type of drilling fluid has a great influence on the heat transfer performance of the heat exchanger, while the material of the heat exchanger plate has little influence.

**Key words:** polar regions drilling; subglacial bedrock core drilling; drilling fluid; cooling system; plate heat exchanger

## 0 引言

冰盖在地球的南北两极广泛发育,南极大陆和格陵兰岛均被巨厚的冰层覆盖<sup>[1]</sup>。加之特殊的地理位置和恶劣的自然环境,目前人类对极地冰盖底部地质环境的认识十分有限。快速钻穿极地冰盖,直接获取冰下基岩样品,对研究极地地质构造、揭示冰盖演化历史、评估未来气候变化等具有重要的意义<sup>[2-5]</sup>。

1957年,苏联在东南极 Mirny 站附近 66.7 m 深的冰层下首次钻取了 2.2 m 长的冰下基岩<sup>[6]</sup>。美国则随后在南极的 Taylor 冰穹、格陵兰岛的 Camp Century 和 Summit 钻取到了冰下基岩<sup>[7-9]</sup>。进入 21 世纪,美国先后研发了 Winkie 钻机、ASIG 钻机和 RAID 钻机来进行极地冰下基岩取心钻探,并在西南极和横贯南极山脉的 6 个地点完成了冰下基岩取心钻探<sup>[10-13]</sup>。其中,2019—2020 年在南极 Minna Bluff 山 681 m 的深度钻取到了冰下基岩,这是目前极地最深的冰下基岩钻孔<sup>[12]</sup>。我国于 2018—2019 年,利用吉林大学研发的 IBED 钻机首次在达尔克冰川 196.4 m 的冰盖下钻取了 6 cm 的冰下基岩,在 2023—2024 年,再次利用 IBED 钻机在 545 m 的冰盖下钻取了 0.48 m 的冰下基岩样品<sup>[14]</sup>。目前,中国地质大学(北京)正在研发钻探能力达 1000 m 的多工艺极地钻探装备。

在极地,由于存在一定的地温梯度,冰层的温度会随着深度的增加不断升高,而冰盖底部的基岩温度将会更高<sup>[15]</sup>。以南极 Dome C 地区为例,虽然近地表冰层温度可低至  $-54\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,但在 3257 m 的冰盖底部,冰层温度已经升高至约  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ <sup>[15]</sup>。在极地冰下基岩取心钻探过程中,钻头和岩石摩擦会产生大量的热量。因此,当钻井液在孔底循环时,其会将钻头的热量带走,并和周围高温冰层换热,进而导致钻井液温度不断升高。当钻井液温度超过  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  以后,其在上返过程中会融化冰孔孔壁,产生融水。这些融水随着钻井液继续上返时,会和上部的低温冰层换热,导致其温度降低,融水在孔壁或钻具上冻结,进而诱发卡钻事故。美国在 Murphy 山的冰

下基岩钻探项目就出现了融水在钻孔内冻结,并混合岩屑堵塞钻杆的现象<sup>[10,16]</sup>。

为了避免上述现象的发生,有必要在地表将钻井液冷却至较低的温度后再注入孔内。美国将钻井液埋进地表雪层进行自然降温,但效果较差。因此,其建议使用冷却系统对钻井液进行冷却。换热器是冷却系统的核心部件。本文结合中国地质大学(北京)正在研发的多工艺极地钻探装备,围绕 1000 m 深度的极地冰下基岩钻探需求,优选了换热器的类型,对换热器开展了关键参数的设计,并对换热器的换热性能开展了模拟研究。

## 1 极地钻井液冷却系统

### 1.1 钻井液冷却系统工作原理

如图 1 所示,极地钻井液冷却系统主要由钻井液箱、循环泵、换热器和制冷机组组成。冷却系统工作时,循环泵将钻井液箱内的钻井液泵入换热器与低温的载冷剂进行换热,冷却后的钻井液返回至钻井液箱,升温后的载冷剂返回制冷机中的载冷剂箱。载冷剂随后被载冷剂泵泵入蒸发器内与氟利昂进行换热,使其稳定保持在低温状态。升温后的氟利昂气化进入压缩机压缩,压缩后的气态氟利昂进入冷凝器冷凝成液态,再通过干燥过滤器和膨胀阀的处理返回蒸发器再次和载冷剂进行换热。气态氟利昂在冷凝器内主要依靠风扇和外界空气强制换热,实现降温液化。

在钻井液冷却系统中,钻井液箱、循环泵均为常规部件,只需根据钻井液流量进行选型即可,而制冷机则需要根据换热器的换热效果进行合理选型。因此,在开展极地钻井液冷却系统设计时,须首先完成换热器的设计。针对 1000 m 冰下基岩取心钻探需求,初步估算钻井液流量约为  $6\text{ m}^3/\text{h}$ 。本文旨在设计一款可拆卸板式换热器,使其能将  $6\text{ m}^3/\text{h}$  的极地钻井液从  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$  冷却到  $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

### 1.2 换热器选型

一般来说,换热器的换热性能主要通过传热系数  $K$  值体现,即单位时间通过单位面积传递的热

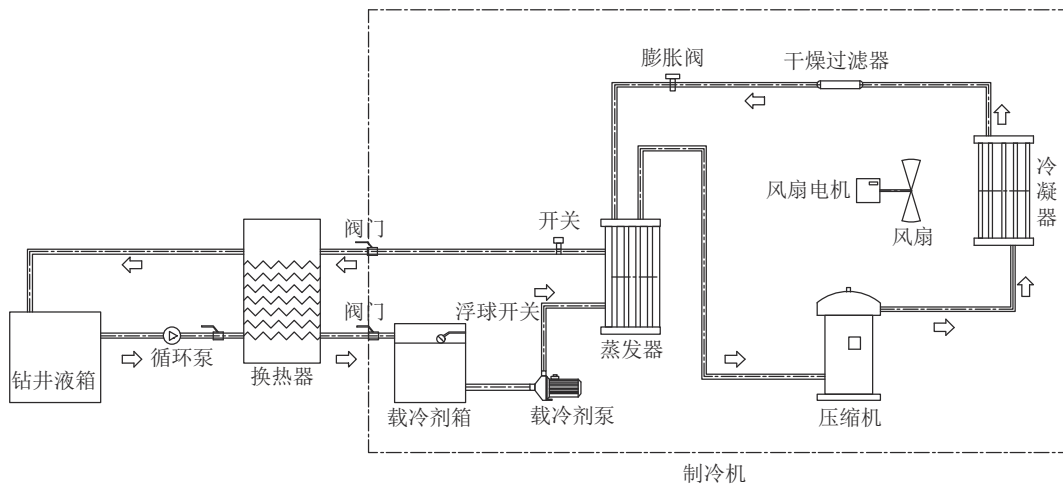


图1 极地钻井液冷却系统原理

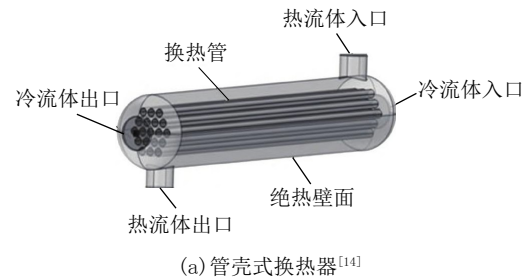
Fig.1 Schematic diagram of drilling fluid cooling system in polar regions

量。而换热器的紧凑性由其单位体积的换热面积来体现,如果换热面积密度  $\alpha \geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ,则被称为紧凑型换热器。紧凑型换热器按照结构可以分为管式换热器和板式换热器。管式换热器通过管道壁面进行传热,按传热管的结构不同,可分为列管式换热管、套管式换热器、蛇管式换热器和翅片管式换热器等。图2(a)为列管式换热器结构,该类换热器具有结构简单、坚固耐用、造价低廉等优点,但该类换热器通常具有清洗不便、体积较大、传热系数较低等缺点。板式换热器是由一系列具有一定波纹形状的金属片叠装而成的一种高效换热器,可分为可拆卸板式换热器与钎焊板式换热器,可拆卸板式换热器结构如图2(b)所示,其具有占地面积小,可任意改变换热面积或流程组合,方便清洗更换等优点<sup>[17-20]</sup>;钎焊板式换热器换热效率高,平均温差大,流动阻力小,但维修困难,适用于使用压力较小的环境<sup>[21]</sup>。对于液-液式板式换热器,其K值可达  $2500 \sim 6000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,比管壳式换热器的K值高2~4倍。

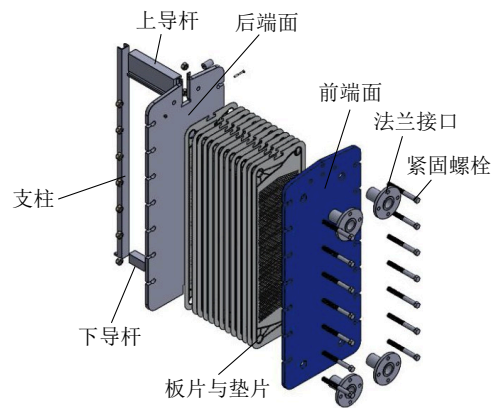
由于极地钻探环境恶劣且钻井液中会含有少量冰屑,所以换热器需要具备体积小、换热能力强且容易拆卸清洗的优点。因此,为提高极地环境下的换热效率,方便对换热器进行维护,本文优先考虑使用可拆卸板式换热器进行钻井液的冷却。

### 2 板式换热器设计计算

在钻井液冷却系统中,板式换热器中的热流体为返回地面的钻井液,冷流体为载冷剂。极地常使



(a)管壳式换热器<sup>[14]</sup>



(b)可拆卸板式换热器

图2 换热器结构示意图

Fig.2 Schematic of heat exchanger structure

用的钻井液有航空煤油、硅油、烃类的石油钻井液等<sup>[22]</sup>,此处选取航空煤油作为钻井液,载冷剂使用质量浓度为50%的乙二醇水溶液。在开展板式换热器的设计计算时,航空煤油和乙二醇水溶液的参数如表1所示。

根据以下步骤对换热器进行设计计算<sup>[23]</sup>。

(1)计算钻井液冷却所需热负荷  $\Phi$ 和载冷剂出

表1 钻井液和载冷剂的参数

Table 1 Parameters of drilling fluid and refrigerant		
参数项	数值	
钻井液流量 $q_1$	6 m <sup>3</sup> /h	
载冷剂流量 $q_2$	10 m <sup>3</sup> /h	
换热器钻井液进口温度 $t_{11}$	3 °C	
换热器钻井液出口温度 $t_{12}$	-4 °C	
载冷剂进口温度 $t_{21}$	-20 °C	
密度	钻井液 $\rho_1$	0.813 g/cm <sup>3</sup>
	载冷剂 $\rho_2$	1.086 g/cm <sup>3</sup>
动力粘度	钻井液 $\mu_1$	1.8 mPa·s
	载冷剂 $\mu_2$	22.07 mPa·s
运动粘度	钻井液 $\gamma_1$	2.21 × 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s
	载冷剂 $\gamma_2$	2.03 × 10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> /s
比热容	钻井液 $C_1$	1.868 kJ/(kg·K)
	载冷剂 $C_2$	3.12 kJ/(kg·K)
导热系数	钻井液 $\lambda_1$	0.1326 W/(m·K)
	载冷剂 $\lambda_2$	0.344 W/(m·K)

口温度  $t_{22}$ :

$$\Phi = C_1 \rho_1 q_1 (t_{12} - t_{11}) \quad (1)$$

$$\Phi = C_2 \rho_2 q_2 (t_{22} - t_{21}) \quad (2)$$

代入表1中的数据,计算可得  $\Phi = 63784.7$  kJ/h,  $t_{22} = -18.12$  °C。

### (2) 设计板片相关数据

设计板间距  $s = 4$  mm, 流道宽  $b = 350$  mm, 板厚  $\delta$  一般为 0.45~0.6 mm, 取  $\delta = 0.6$  mm。湍流换热时传热准则关系为:

$$N\mu_f = C Re_f^n Pr_f^m \quad (3)$$

式中:  $N\mu_f$ ——努塞尔数;  $C, m, n$ ——常数;  $Re_f$ ——雷诺数;  $Pr$ ——普朗特数。

当流体被加热时,  $m = 0.4$ ; 当流体被冷却时,  $m = 0.3$ 。其中的  $C, n$  值随板片、流体和移动类型的不同而不同。Marriott J 对式中系数和各指数给出了这样的范围:  $C = 0.15 \sim 0.4$ ,  $n = 0.65 \sim 0.85$ ,  $m = 0.3 \sim 0.45$ <sup>[23]</sup>。在本计算中  $C$  取 0.2,  $n$  取 0.7。

此时, 钻井液侧努塞尔数为:

$$N\mu_{f1} = 0.2 Re_{f1}^{0.7} Pr_{f1}^{0.3} \quad (4)$$

载冷剂侧努塞尔数为:

$$N\mu_{f2} = 0.2 Re_{f2}^{0.7} Pr_{f2}^{0.4} \quad (5)$$

### (3) 确定流程组合

流程组合就是板片数量和排列方式的有机结

合,  $M$  代表通道数相等的流程数,  $N$  表示流道数。在换热器设计中, 流程数少, 冷、热流体等流程, 采用逆向流动布置。这样的设计不仅能提高换热器的传热系数  $K$ , 还有助于换热器的清洗。在此处, 设计冷、热流体流程数  $M_1 = M_2 = 1$ , 通道数  $N_1 = N_2 = 6$ 。则总板片数为  $N_t$ :

$$N_t = M_1 N_1 + M_2 N_2 + 1 = 13 \quad (6)$$

### (4) 计算传热平均温差

换热器中流体采用逆流形式, 则对数平均温差为:

$$\Delta t_m = \varphi \Delta t_{lm} \quad (7)$$

$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{t_{11} - t_{22}}{t_{12} - t_{21}}} \quad (8)$$

式中:  $\varphi$ ——随不同的流程组合, 导致冷、热流体流动方向有异于纯逆流时的对数平均温差修正系数;  $\Delta t_{max}, \Delta t_{min}$ ——逆流换热时冷、热两流体端部温差的极大值和极小值, °C;  $\Delta t_{lm}$ ——对数平均温差, °C。

其中  $\varphi = 0.75$ , 带入数据计算得  $\Delta t_{lm} = 18.44$  °C,  $\Delta t_m = 13.83$  °C。

### (5) 计算两侧对流表面传热系数 $\alpha_1, \alpha_2$

流体流速为:

$$v = \frac{q}{sbN3600} \quad (9)$$

式中:  $v$ ——流体在换热板片之间的流速, m/s;  $q$ ——流体换热板之间流量, m<sup>3</sup>/h。

质量流速为:

$$G_m = \rho v \quad (10)$$

式中:  $G_m$ ——流体质量流速, kg/(m<sup>2</sup>·s);  $\rho$ ——流体密度, kg/cm<sup>3</sup>。

雷诺数为:

$$Re = \frac{2sG_m}{\mu} \quad (11)$$

式中:  $Re$ ——流体雷诺数;  $\mu$ ——流体动力粘度, Pa·s。

冷热流体两侧对流表面传热系数为:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{2s} \times 0.097 Re_1^{0.73} Pr_1^{0.3} \quad (12)$$

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{2s} \times 0.097 Re_2^{0.73} Pr_2^{0.4} \quad (13)$$

式中:  $\alpha_1$ ——热流体侧对流表面传热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);  $\lambda_1$ ——热流体导热系数, W/(m·K);  $Re_1$ ——热

流体雷诺数;  $Pr_1$ ——热流体普朗特数;  $\alpha_2$ ——冷流体侧对流表面传热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $\lambda_2$ ——冷流体导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $Re_2$ ——冷流体雷诺数;  $Pr_2$ ——冷流体普朗特数。

计算得:  $\alpha_1=483 W/(m^2 \cdot K)$ ,  $\alpha_2=1140 W/(m^2 \cdot K)$ 。

(6) 计算传热系数  $K$

计算换热器传热系数前, 首先需要确定板式换热器两侧流体的污垢热阻, 根据常见液体污垢热阻<sup>[24-25]</sup>, 结合钻井液与载冷剂使用的种类, 取得两侧流体污垢热阻为  $R_1=R_2=0.00002$ , 板片厚度为  $0.45 \sim 0.6 mm$ , 取  $\delta=0.6 mm$ , 换热板材使用不锈钢板, 不锈钢板材的导热系数为  $\lambda=16.3 W/(m \cdot K)$ , 故换热器的传热系数为:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + R_1 + R_2 + \frac{1}{\alpha_2}} = 330 W/(m^2 \cdot K) \quad (14)$$

(7) 计算换热器换热总面积

换热器的换热总面积为:

$$A = \frac{\Phi}{K \Delta t_m} = 3.87 m^2 \quad (15)$$

假设单片板的换热面积为  $0.36 m^2$ , 则所需板片数  $N_2=12.5 \approx 13$ ,  $N_1=13$ ; 两者一致取  $N=13$ 。

(8) 使用效率-传热单元数法验证

传热单元数  $NTU$  可用下式计算:

$$NTU = \frac{KA}{W_{\min}} = 0.5 \quad (16)$$

热容比  $C^*$  计算式为:

$$C^* = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} = 0.27 \quad (17)$$

换热器换热流体采用逆流流动形式, 则换热器效率  $\eta$  为:

$$\eta = \frac{1 - e^{-NTU(1-C^*)}}{1 - C^* e^{-NTU(1-C^*)}} = 0.38 \quad (18)$$

通过以上结果计算换热器冷、热流体理论出口温度, 以验证设计计算是否正确。传热流量  $\Phi$  及端点温度为:

$$\Phi = W_{\min}(t_{12} - t_{21})\eta = 79607.2 \quad (19)$$

根据  $W_2(t_{22} - t_{21}) = \Phi$  且  $W_1(t_{11} - t_{12}) = \Phi$ , 计算得:  $t_{22} = -17.6^\circ C$ ;  $t_{12} = -3.74^\circ C$ , 使用效率-传热单元数法验证的端点温度与使用平均温差法计算端点温度有所偏差。计算得出的钻井液侧换热后温

度为  $-3.74^\circ C$ , 设计换热后温度为  $-4^\circ C$ ; 计算得载冷剂侧换热后温度为  $-17.6^\circ C$ , 设计换热后温度为  $-18.12^\circ C$ 。虽然两者有一些偏差, 但在设计允许范围内。因此, 该设计合理。

(9) 计算换热器压降

板式换热器的阻力特性是以欧拉数  $Eu$  与雷诺数  $Re$  之间的准则关系式得出的:

$$Eu = bRe^d \quad (20)$$

$$\Delta p = bRe^d \rho u^2 = Eu \rho u^2 \quad (21)$$

式中:  $b, d$ ——跟随不同形式的板片变化的常数;  $\Delta p$ ——流体通过换热器产生的压降, Pa。

Smith 和 Troupe 给出了工业用金属板式换热器压降计算经验式<sup>[26]</sup>, 对于串联流动, 压降为:

$$\Delta p = (1.87n + 7.56)(u^2 \rho) Re^{-\frac{0.13}{n-0.187}} \quad (22)$$

通过计算可得, 换热器热侧流体压降为  $518.8 Pa$ , 冷侧流体压降为  $2001.8 Pa$ 。

综上所述, 该换热器流道布置以及传热面积均符合要求, 至此, 换热器的热计算完成。换热器流道布置如图 3 所示。

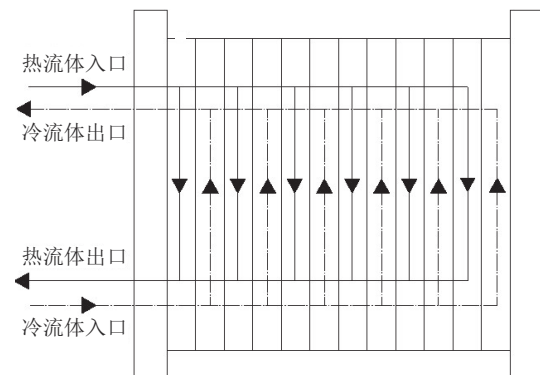


图3 换热器流道布置

Fig.3 Layout of flow channel in heat exchanger

### 3 板式换热器换热性能数值模拟

#### 3.1 板式换热器换热过程物理模型

设计的板式换热器内部由 13 个换热板片构成, 板片两侧分别为载冷剂流道和钻井液流道, 冷、热流道在换热器内部交替布置。本文以单个板片及其两侧流体为例, 来研究板式换热器的换热性能。为了模拟的快速准确, 忽略了板式换热器的导流区。如图 4 所示, 上下两流道分别为载冷剂与钻井液, 中间界面为换热板片。

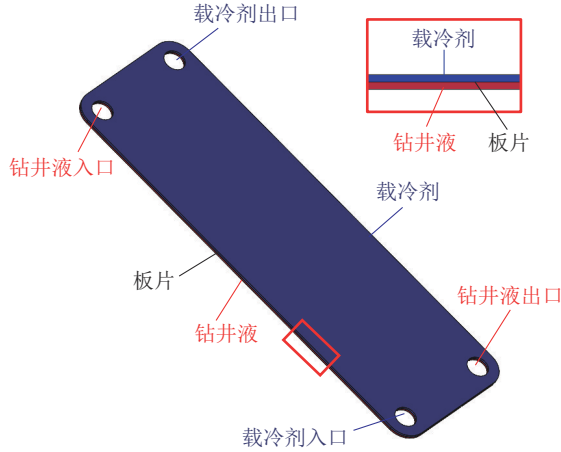


图4 板式换热器换热过程物理模型

Fig.4 Physical model of heat transfer in plate heat exchanger

### 3.2 板式换热器换热过程数学模型及求解

换热器内流体的传热控制方程为:

$$\rho_p C_p \mu_p \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = Q + Q_p + Q_{vd} \quad (23)$$

$$q = -k \nabla T \quad (24)$$

式中:  $\rho_p$ ——液体的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $C_p$ ——液体的恒压热容,  $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $\mu_p$ ——液体动力粘度,  $\text{mPa}\cdot\text{s}$ ;  $q$ ——传导热通量,  $\text{W}/\text{m}^2$ ;  $Q$ ——内热源项,  $\text{W}/\text{m}^3$ ;  $Q_p$ ——流体传热热量,  $\text{W}/\text{m}^3$ ;  $Q_{vd}$ ——固体传热热量,  $\text{W}/\text{m}^3$ 。

流体传热与流体的流动形式相关, 流体流动形式的控制方程为:

$$\rho_p (u \cdot \nabla) u = \nabla \cdot [-pI + K] + \rho_p g \quad (25)$$

$$\rho_p \nabla \cdot u = 0 \quad (26)$$

式中:  $u$ ——速度矢量,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $p$ ——水流压力,  $\text{Pa}$ ;  $I$ ——单位矩阵;  $g$ ——重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$ ;  $K$ ——粘性应力张量,  $\text{Pa}$ 。

$K$ 值可用式(27)计算:

$$K = (\mu + \mu_T) (\nabla u + (\nabla u)^T) \quad (27)$$

式中:  $\mu$ ——液体动力粘度,  $\text{mPa}\cdot\text{s}$ ;  $\mu_T$ ——液体湍流粘度,  $\text{mPa}\cdot\text{s}$ 。

本文使用 COMSOL Multiphysics 6.0 软件利用流体传热模块和湍流模块耦合, 对上述数学模型进行求解。求解时, 载冷剂选择 50% 乙二醇水溶液, 钻井液选择航空煤油。钻井液进口处的流量为  $6 \text{ m}^3/\text{h}$ , 温度为  $3 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 载冷剂进口处的流量为  $10 \text{ m}^3/\text{h}$ , 温度为  $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ 。两者出口处压力设置为  $0 \text{ Pa}$ ; 换

热板片的厚度为  $0.6 \text{ mm}$ , 且材料为铝合金。流道外两侧设置周期性条件, 其他界面均采用绝热边界条件。

采用 COMSOL Multiphysics 6.0 自带的网格划分功能进行网格划分。由于模型在长宽方向的尺寸与厚度方向尺寸相差较大, 因此采用四面体网格, 并对钻井液和载冷剂交界处的网格进行细化, 划分出多层网格。如图 5 所示, 总网格数为 530570 个。

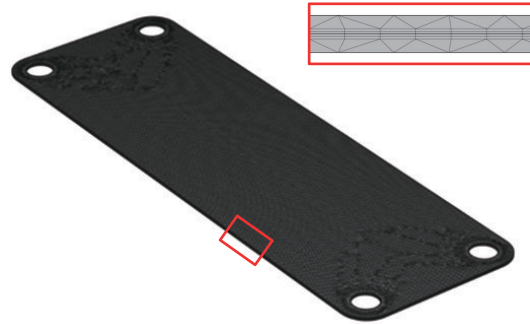


图5 网格示意

Fig.5 Schematic diagram of the mesh

### 3.3 板式换热器换热性能模拟结果

图 6 展示了钻井液与载冷剂在换热器换热时的温度分布。从进口处到出口处, 钻井液的温度不断降低, 而载冷剂的温度却不断升高。模拟结果表明, 钻井液在出口处的温度为  $-12.3 \sim -1.06 \text{ }^\circ\text{C}$ , 平均温度为  $-3.18 \text{ }^\circ\text{C}$ 。在换热器设计计算中, 钻井液的温度可降至为  $-4 \text{ }^\circ\text{C}$ , 这与模拟结果有  $0.82 \text{ }^\circ\text{C}$  的偏差。载冷剂在与钻井液发生换热后, 其在出口处温度升至  $-18.6 \sim -18 \text{ }^\circ\text{C}$ , 平均温度为  $-18.39 \text{ }^\circ\text{C}$ 。而在上文换热器的设计计算中, 载冷剂在换热后温度可降至  $-18.12 \text{ }^\circ\text{C}$ 。模拟结果与计算结果存在  $0.27 \text{ }^\circ\text{C}$  的偏差。综合来看, 模拟结果和计算结果的误差较小, 在可接受的范围内, 因此, 可以认为, 本文设计的板式换热器能将  $6 \text{ m}^3/\text{h}$  的钻井液从  $3 \text{ }^\circ\text{C}$  冷却到  $-4 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

### 3.4 板式换热器换热效果的影响规律

载冷剂注入温度、载冷剂流量、钻井液类型和换热板片材质均对板式换热器的换热效果有所影响。为此, 本文采用上述模拟方法评估了各因素对板式换热器换热效果的影响规律。表 2 展示了模拟时采用的主要参数。值得注意的是, 在下文的模拟

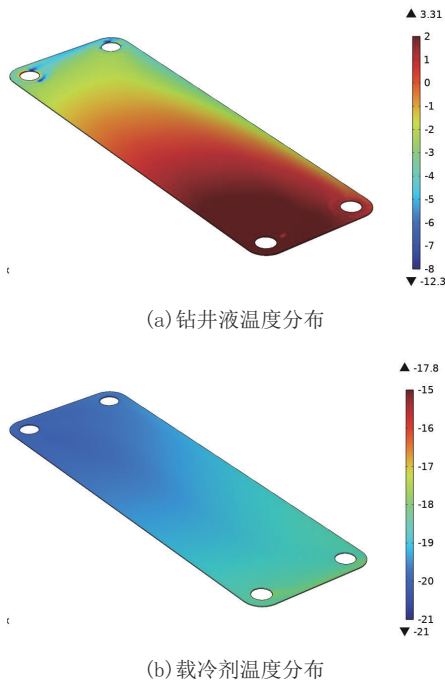


图 6 钻井液与载冷剂在换热器换热时的温度分布  
Fig.6 Temperature distribution of drilling fluid and refrigerant

过程中, 钻井液的流量始终为  $6 \text{ m}^3/\text{h}$ , 进口温度为  $3 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

图 7(a) 展示了载冷剂注入温度对换热器换热性能的影响规律。模拟结果表明钻井液的出口温度随着载冷剂注入温度的降低而线性降低。这说明要使钻井液冷却至更低温度可以使用温度更低

的载冷剂对其进行冷却。由式(15)可知, 当换热面积与传热量不变时, 传热平均温差与传热系数成反比, 即传热平均温差越大, 传热系数越小, 即此时传热过程中热量损失越多, 表示换热器的换热性能越差。换热器两侧流体的传热平均温差随着载冷剂注入温度的降低而升高。这说明使用温度较低的载冷剂可以加快低温钻井液的冷却速度, 但同时会导致换热器的传热系数减小, 换热性能降低。

如图 7(b) 所示, 钻井液的出口温度随着载冷剂流量的增大而降低, 这表明增大载冷剂的流量可以增强换热器的换热效果, 并将钻井液冷却至更低温度。此时换热器两侧流体的传热平均温差基本保持不变, 这说明载冷剂流量的改变不会对换热器的换热性能产生影响。

图 7(c) 展示了航空煤油、ESTISOL<sup>TM</sup>140 以及硅油等 3 种常用的极地钻井液对换热器换热性能的影响。这 3 种钻井液的物性参数如表 3 所示。当载冷剂流量为  $10 \text{ m}^3/\text{h}$ 、进口温度为  $-20 \text{ }^\circ\text{C}$  时, 航空煤油、ESTISOL<sup>TM</sup>140 可被载冷剂从  $3 \text{ }^\circ\text{C}$  分别冷却至  $-3.2 \text{ }^\circ\text{C}$  和  $-2.8 \text{ }^\circ\text{C}$ , 而硅油的温度只能降低到  $-1 \text{ }^\circ\text{C}$  左右。其中, 航空煤油的降温幅度最大。结合这 3 种钻井液的物理参数分析, 航空煤油与 ESTISOL<sup>TM</sup>140 的密度、比热容接近且比硅油的参数小, 前两者被冷却时温度变化较大, 这意味着航空煤油与 ESTISOL<sup>TM</sup>140 在极地更容易被冷却至低温。

表 2 板式换热器换热性能研究中采用的参数

Table 2 Parameters utilized to study the heat transfer performance of plate heat exchanger

影响因素	载冷剂注入温度/ $^\circ\text{C}$	载冷剂流量/ $(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	钻井液类型	换热板片材质
载冷剂注入温度	$-30 \sim -10$	10	航空煤油	铝合金
载冷剂流量	$-20$	9~11	航空煤油	铝合金
钻井液类型	$-20$	10	航空煤油/ESTISOL <sup>TM</sup> 140/硅油	铝合金
换热板片材质	$-20$	10	航空煤油	铝合金/铜/不锈钢

表 3  $-20 \text{ }^\circ\text{C}$  时航空煤油、ESTISOL<sup>TM</sup>140 和硅油的物性参数

Table 3 Physical properties of kerosene, ESTISOL<sup>TM</sup>140 and silicone oil at  $-20 \text{ }^\circ\text{C}$

材料	密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	动力粘度/ $(\text{mPa} \cdot \text{s})$	导热系数/ $[\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}]$	比热容/ $[\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}]$
航空煤油	813	1.8	0.1326	1.868
ESTISOL <sup>TM</sup> 140	896	0.21	0.14	2.1
硅油	908.51	0.48	0.15	2.3

图7(d)展示了铜、铝合金或不锈钢作为换热器板片的材料时,换热器的换热效果。模拟结果表明使用铜制换热板片时,钻井液的出口温度最低,换

热效果最好。但使用这3种不同材料的板片时钻井液出口温度差异较小。因此,可以认为换热板片的材质对换热器的换热性能没有明显影响。

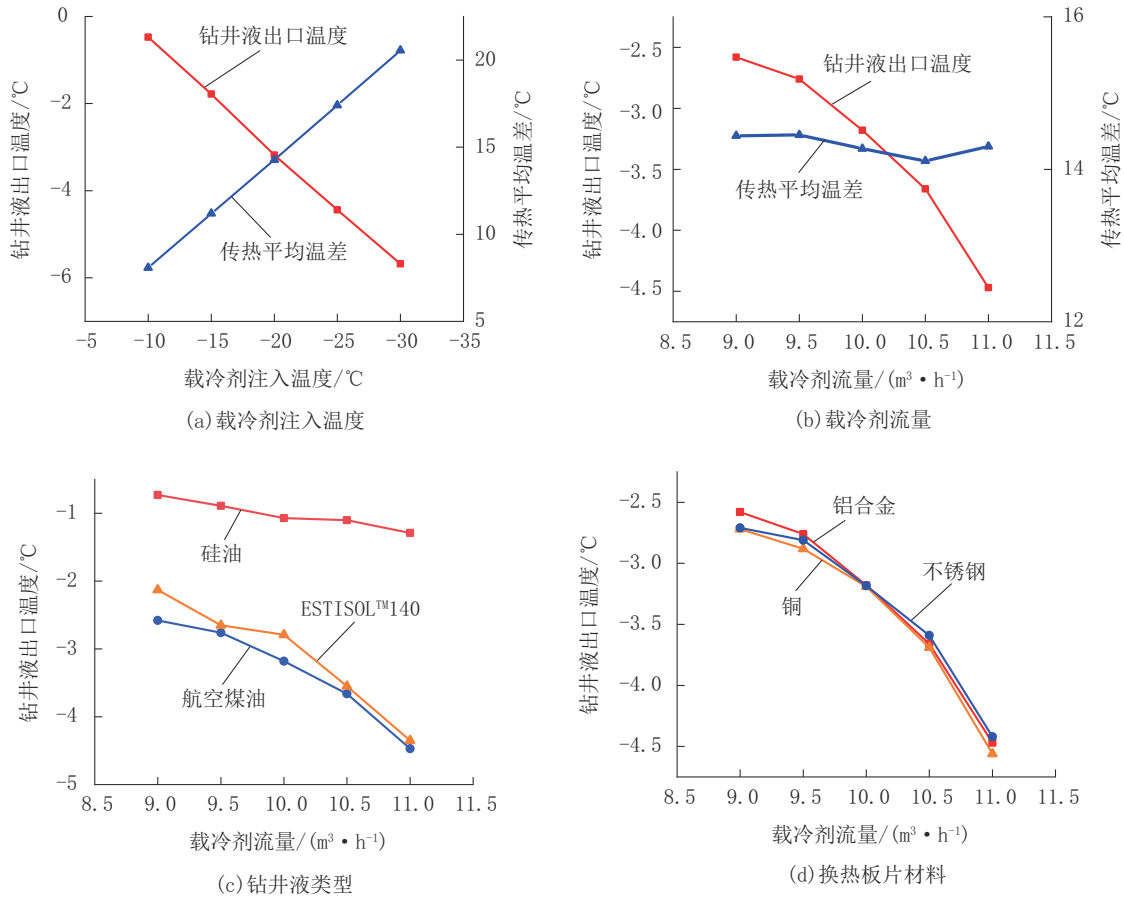


图7 不同因素对换热器换热性能的影响规律

Fig.7 The influence of different factors on the heat transfer performance of plate heat exchanger

#### 4 结论

围绕极地冰下基岩取心钻探中,钻井液在孔内温度过高可能导致的事故风险,本文对极地钻井液冷却用板式换热器进行了设计计算,并利用COM-SOL Multiphysics 6.0软件开展了板式换热器换热性能的数值模拟研究,得出的主要结论如下:

(1)板式换热器应用于极地钻井液冷却系统具有一定的优势。设计计算结果表明,冷热流体采用逆流形式换热时,板式换热器换热板片的尺寸应为350 mm×1050 mm,板片厚度应为0.6 mm,板片数量应为13块。

(2)理论计算与数值模拟的结果基本接近,二者均表明流量为10 m³/h、温度为-20°C的载冷剂可以将6 m³/h的钻井液从3°C冷却到-4~-3°C。

在板式换热器完成换热后,载冷剂温度上升到-18.12~-18.39°C。

(3)降低载冷剂的注入温度可加快换热速度,降低钻井液的温度,获得更好的制冷效果,但这也降低换热器换热性能;增大载冷剂流量同样可以增强对钻井液的冷却效果,但换热器的换热性能基本没有影响。

(4)在相同条件下,载冷剂能将航空煤油的温度降到最低,ESTISOL™140次之,而对硅油的降温效果不明显。从降温角度考虑,在极地应优先使用航空煤油或ESTISOL™140作为钻井液。

(5)虽然使用铜制换热板片时,钻井液的降温效果最好,但总的来看,换热板片的材质对换热器的换热效果的影响不明显。



## 参考文献(References):

- [1] 秦大河,任贾文.南极冰川学[M].北京:科学出版社,2001.  
QIN Dahe, REN Jiawen. Antarctic Glaciology [M]. Beijing: Science Press, 2001.
- [2] Bo S, Siegert M J, Mudd S M, et al. The Gamburtsev mountains and the origin and early evolution of the Antarctic Ice Sheet [J]. Nature, 2009, 459(7247): 690-693.
- [3] Talalay P G. Exploration of Gamburtsev Subglacial Mountains (East Antarctica): Background and Plans for the Near Future [J]. Geography, Environment, Sustainability, 2014, 7 (1): 5-15.
- [4] Spector P, Stone J, Pollard D, et al. West Antarctic sites for subglacial drilling to test for past ice-sheet collapse[J]. The Cryosphere, 2018, 12(8): 2741-2757.
- [5] Dutton A, Carlson A E, Long A J, et al. Sea-level rise due to polar ice-sheet mass loss during past warm periods[J]. Science, 2015, 349(6244).
- [6] Treshnikov A F. Vtoraya kontinental'naya ekspeditsiya 1956-1958 gg. Obsheche opisanye[R]. 1960.
- [7] Ueda H T, Garfield D E. Drilling through the Greenland Ice Sheet[R]. Hanover, USA: 1968.
- [8] Gow A J, Meese D A. Nature of basal debris in the GISP2 and Byrd ice cores and its relevance to bed processes[J]. Annals of Glaciology, 1996, 22: 134-140.
- [9] Steig E J, Morse D L, Waddington E D, et al. Wisconsinan and Holocene climate history from an ice core at Taylor Dome, western Ross Embayment, Antarctica[J]. Geografiska Annaler Series A-Physical Geography, 2000, 82A(2-3): 213-235.
- [10] Boeckmann G V, Gibson C J, Kuhl T W, et al. Adaptation of the Winkie Drill for subglacial bedrock sampling[J]. Annals of Glaciology, 2021, 62(84): 109-117.
- [11] Kuhl T, Gibson C, Johnson J, et al. Agile Sub-Ice Geological (ASIG) Drill development and Pirrit Hills field project[J]. Annals of Glaciology, 2021, 62(84): 53-66.
- [12] Goodge J W, Severinghaus J P, Johnson J, et al. Deep ice drilling, bedrock coring and dust logging with the Rapid Access Ice Drill (RAID) at Minna Bluff, Antarctica[J]. Annals of Glaciology, 2021, 62(84): 1-16.
- [13] Goodge J W, Severinghaus J P. Rapid Access Ice Drill: a new tool for exploration of the deep Antarctic ice sheets and subglacial geology[J]. Journal of Glaciology, 2016, 62(236): 1049-1064.
- [14] Talalay P G, Li X, Zhang N, et al. Antarctic subglacial drilling rig: Part II. Ice and Bedrock Electromechanical Drill (IBED)[J]. Annals of Glaciology, 2021, 62(84): 12-22.
- [15] Talalay P, Li Y, Augustin L, et al. Geothermal heat flux from measured temperature profiles in deep ice boreholes in Antarctica[J]. The Cryosphere, 2020, 14(11): 4021-403
- [16] Braddock S, Venturelli R A, K Nicholset, et al. Lessons learned from shallow subglacial bedrock drilling campaigns in Antarctica[J]. Annals of Glaciology, 2024: 1-11.
- [17] 侯雨田.板翅式换热器翅片通道流场的数值模拟及结构改进[D].西安:陕西科技大学,2019.
- HOU Yutian. Numerical simulation and structural optimization of channel flow field in plate-fin heat exchanger [D]. Xi'an: Shaanxi University of Science and Technology, 2019.
- [18] 谭蔚.化工设备设计基础(第4版)[M].天津:天津大学出版社,2022.  
TAN Wei. Chemical Equipment Design Basis (4th Edition) [M]. Tianjin: Tianjin University Press, 2022.
- [19] 吴丹.板式换热器板片换热和阻力性能的数值模拟[D].济南:山东大学,2014.  
WU Dan. Numerical simulation on plate heat transfer and resistance characteristics of plate heat exchangers[D]. Jinan: Shandong University, 2014.
- [20] 邹龙辉,朱伟平,冯国超,等.紧凑式低温换热器研究进展[J].低温与超导,2015,43(2):14-19.  
ZOU Longhui, ZHU Weipin, FENG Guochao, et al. Development of the compact heat exchangers in cryogenic engineering [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2015, 43(2): 14-19.
- [21] 陈宗毅,赵先锋,胡洪娟,等.人字板型钎焊板式换热器对比分析[J].机械设计与制造,2015(2):206-209.  
CHEN Zongyi, ZHAO Xianfeng, HU Hongjuan, et al. Comparative analysis of the chevron-plate brazed plate heat exchanger[J]. Machinery Design and Manufacture, 2015(2): 206-209.
- [22] 韩俊杰,韩丽丽,徐会文,等.极地冰层取心钻进超低温钻井液理论与试验研究[J].探矿工程(岩土钻掘工程),2013,40(6): 23-26.  
HAN Junjie, HAN Lili, XU Huiwen, et al. Theoretical and experimental research on the ultra-low temperature drilling fluids for the polar ice coring[J]. Exploration Engineering (Rock & Soil Drilling and Tunneling), 2013, 40(6): 23-26.
- [23] 余建祖,谢永奇,高红.换热器原理与设计[M].北京:北京航空航天大学出版社,2019.  
YU Jianzu, XIE Yongqi, GAO Hong. Heat exchanger principle and design [M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2019.
- [24] 张仲彬.换热表面污垢特性的研究[D].保定:华北电力大学(保定),2009.  
ZHANG Zhongbin. Study on fouling characteristics of heat transfer surface [D]. Baoding: North China Electric Power University (Baoding), 2009.
- [25] 吴学慧.城市污水流动与换热及污垢增长特性研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2008.  
WU Xuehui. Research on characteristic of flow and heat transfer and development of fouling of city sewage [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2008.
- [26] 曾伟平.板式换热器换热和压降的性能研究[D].上海:上海交通大学,2009.  
ZENG Weipin. Study on heat transfer and pressure drop performance of plate heat exchanger [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2009.

(编辑 荐华)