

高温钻井液高效冷却系统设计与模拟研究

冯壕辛^{1,2}, 贾瑞^{*1,2}, 孙思远^{1,2}, 汤鸽鸽^{1,2}, 范悦帅^{1,2}, 曾学桢³

(1. 吉林大学建设工程学院, 吉林 长春 130026;

2. 自然资源部复杂条件钻采技术重点实验室(吉林大学), 吉林 长春 130026;

3. 广东工业大学轻工化工学院, 广东 广州 510006)

摘要:随着油气钻井越来越深,地热钻井越来越多,钻井液面临的高温问题越来越突出,在钻井过程中,对钻井液进行及时冷却并使之达到适宜的温度对于钻井安全是非常必要的。本文总结了目前常用的高温钻井液的冷却方式和特点,综合空气冷却节能的特点和采用载冷剂强制冷却高效的优势,提出了一种高温钻井液高效冷却系统,对冷却系统中空气冷却器、管壳式换热器进行设计、校核、模拟,验证了设计的可靠性,表明使用该冷却方案,能够将80℃、1800 L/min的高温钻井液冷却至40℃以下,同时还讨论了该冷却系统在不同钻井液温度、不同钻井液流量以及不同气温条件下的冷却效果。

关键词:高温钻井液;冷却系统;空气冷却器;管壳式换热器;设计与模拟

中图分类号:P634;TE92 **文献标识码:**A **文章编号:**2096-9686(2023)03-0106-10

Design and simulation of a high-efficiency cooling system for high temperature drilling fluid

FENG Haoxin^{1,2}, JIA Rui^{*1,2}, SUN Siyuan^{1,2}, TANG Gege^{1,2}, FAN Yueshuai^{1,2}, ZENG Xuezhi³

(1. College of Construction Engineering, Jilin University, Changchun Jilin 130026, China;

2. Key Laboratory of Complex Condition Drilling and Exploitation Technology, Ministry of Natural Resources (Jilin University), Changchun Jilin 130026, China;

3. School of Chemical Engineering and Light Industry, Guangdong University of Technology, Guangzhou Guangdong 510006, China)

Abstract: With the increasing depth of the oil and gas well and the increasing of geothermal drilling, the problem of high temperature drilling fluid is becoming more and more prominent. In the drilling process, it is very necessary to timely cool drilling fluid and make it reach the appropriate temperature for safety drilling. This paper summarizes the cooling ways and characteristics of the current frequently-used high temperature drilling fluid. In regard to the energy-saving characteristics of air cooling and the advantage of high cooling efficiency of the coolant with forced cooling, a high efficient cooling system for high temperature mud is put forward. The air cooler and the tube and shell heat exchanger in the cooling system are designed, checked and simulated, and the reliability of the design is also verified. As a result, the high temperature drilling fluid at 80℃ and 1800 L/min can be cooled below 40℃ using the cooling system. At the same time, the cooling effect at different drilling fluid temperature, different drilling fluid flow rate and different air temperature conditions is also discussed.

Key words: high temperature drilling fluid; cooling system; air cooler; tube and shell heat exchanger; design and simulation

收稿日期:2022-09-28; 修回日期:2023-01-20 DOI:10.12143/j.ztgc.2023.03.014

第一作者:冯壕辛,男,汉族,1998年生,硕士研究生,地质工程专业,从事非常规油气资源钻采研究工作,吉林省长春市西民主大街938号,924720828@qq.com

通信作者:贾瑞,男,汉族,1985年生,副教授,博士生导师,地质工程专业,从事非常规油气资源钻采研究工作,吉林省长春市西民主大街938号,jiarui@jlu.edu.cn

引用格式:冯壕辛,贾瑞,孙思远,等.高温钻井液高效冷却系统设计与模拟研究[J].钻探工程,2023,50(3):106-115.

FENG Haoxin, JIA Rui, SUN Siyuan, et al. Design and simulation of a high-efficiency cooling system for high temperature drilling fluid[J]. Drilling Engineering, 2023,50(3):106-115.

0 引言

随着我国社会发展对油气资源需求的不断增加,油气钻井越来越深,同时,在“碳达峰、碳中和”目标的引领下,地热资源的开发利用越来越多^[1],钻井液面临的高温问题越来越突出。由于深部油气钻井深度大,地热钻井地温梯度高,井底温度可能会超过200℃,使得钻井液经过循环后温度会超过180℃,持续的高温会使泥浆性能变差、影响井下机械钻具及测试工具的使用寿命、降低机械钻速和对钻井作业的安全造成威胁^[2]。因此,在钻井过程中,对钻井液进行及时冷却并使之达到适宜的温度对于钻井安全是非常必要的。

目前,钻井液的冷却方式主要有自然蒸发冷却和冷却装置强制冷却^[2-3]。自然蒸发冷却是钻井液从井内返出地面后,通过增加钻井液的循环槽的长度,使其温度随着流动蒸发降低。在位于四川省康定县的DZK02地热预探井中,井深约900 m,井底温度可达150~160℃,实测混合流体温度116℃,钻井液的泵量1500 L/min,利用泥浆罐和污水池进行自然蒸发冷却,将井口上返最高100℃的钻井液冷却至35~50℃,但这种冷却方式由于受到钻井自然气候等条件的限制,自然温控控制钻井液温度能力十分有限,尤其是对于超深井、地热等高温钻井液温控效果不明显^[4-5],其应用范围较窄,适用于钻井液流量较小、返回钻井液温度较低、进出井温差较小的井。强制冷却是通过外在动力循环钻井液的过程中,不断与周围设备进行热交换进而改变钻井液温度、达到温控目的^[3,5]。日本早期地热井开采主要采用风冷给钻井液降温,使用大功率风扇降低振动筛内钻井液的热量^[6],在Kakkonda地热田的K6-2井和WD-1A井中,采用两个开式钻井液冷却塔和一个闭式钻井液冷却器用于冷却回流钻井液,可将钻井液降温20℃,将井眼上返的60~70℃的钻井液冷却至40~50℃^[7-8],该冷却系统也是北美地热井高温硬岩钻井技术的一部分^[9]。美国Drillcool Inc公司研制的喷淋式换热器,在使用风机鼓入空气的同时,将冷水直接喷射到管束中加强冷却效果^[10-11]。在南得克萨斯州(Eagle Ford Shale)地热井,应用了一台NOV公司移动式全自动陆地泥浆冷却器,采用两个板式换热器给高温钻井液降温,两个板式换热器的载冷剂分别采用空气和制冷机组进行冷却,在5口井中进行测试均达到较好的冷却效果,能够将

1000~2000 L/min的43~62℃的钻井液控制在36~38℃^[12-13]。此外,荷兰的Task Environmental Services公司,马来西亚的COE Limited公司和新加坡的Lynsk公司设计的钻井液冷却系统在地热和油气钻井中得到广泛的应用,钻井液从泥浆池或泥浆罐中由钻井液泵抽吸进板式换热器与冷却剂进行换热,冷却剂为冷水或海水^[11]。

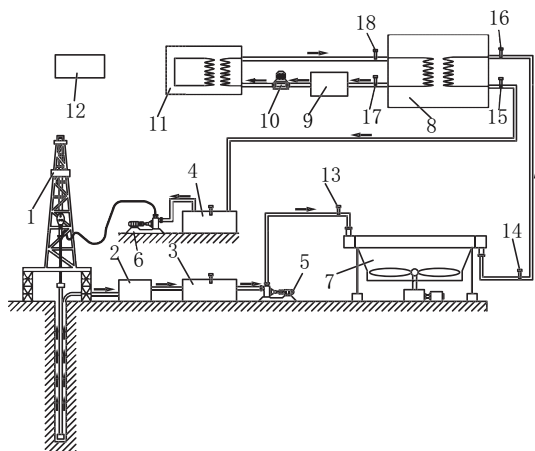
此外,2020年,张贵磊^[14]设计了一款适合于海洋钻井平台的冷却器,钻井液流量为2292 L/min,设计将110℃的钻井液冷却至60℃,实际测试过程中能将50~60℃的钻井液冷却至40~45℃;2020年,李亚伟等^[15]针对在我国南疆地区深井的钻探,设计了钻井液地面冷却系统,采用板式换热器,钻井液流量为900 L/min,设计将70℃的钻井液冷却至40℃,所需的制冷机组功率为1084 kW,但是对井场发电机组负荷过大,通过降低钻井液进出口温差,增加循环次数的方式,将所需制冷机组功率降低为360 kW;国内青岛泰众能源技术有限公司的海洋泥浆冷却系统和陆地泥浆冷却系统产品,分别采用板式换热器或散热器对钻井液进行冷却^[16-17]。在我国青海共和盆地干热岩钻井中,采用湿式蒸发与干式换热相结合的方式,单级降低钻井液温度25℃,满足了正常的钻进要求。2020年,刘均一等^[18]提出了添加相变材料调控井筒钻井液循环温度的新方法,优选了3种相变材料,加量越大钻井液降温效果越明显,加量达12%时钻井液循环温度最高可降低约20℃。

综上所述,现有的高温钻井液的冷却方式中,自然冷却降温速度慢;海水冷却器无法应用于陆地;喷淋式换热器耗水量巨大;制冷机组制冷载冷剂直接对高温钻井液冷却的方式能耗高。因此,综合空气冷却节能的特点和采用载冷剂进行冷却的高效换热的优势,设计了一种高温钻井液高效冷却系统,在实时降低钻井液温度的同时,降低冷却过程所需的能耗,减轻井场发电设备的负担。

1 高温钻井液高效冷却系统的组成与工作原理

为提高能量利用率,高温钻井液高效冷却系统由3部分组成(图1),包括:钻井液一级冷却装置、钻井液二级冷却装置和温度监测装置。本文钻井液一级冷却装置关键设备采用强制风冷装置(本文选用干式空气冷却器),利用空气的温度对钻井液进行降

温至 55℃,能够以较小的电功率条件实现钻井液的冷却,但冷却温度控制较难,且冷却温度越接近空气温度换热性能越差;钻井液二级冷却装置关键设备采用闭式强制冷却装置,主要由钻井液换热器(本文采用浮头式管壳换热器)、载冷剂箱、制冷机组泵和制冷机组组成,通过载冷剂循环将钻井液进一步冷却至 40℃,而升温后的载冷剂则在制冷机组中进行降温。该冷却方式换热效率高,能够精确地控制钻井液出口温度;温度监测装置由温度传感器及其监测装置组成。



1—钻机;2—固控设备;3—第一钻井液罐;4—第二钻井液罐;5—第一钻井液泵;6—第二钻井液泵;7—强制风冷却装置;8—钻井液换热器;9—载冷剂箱;10—载冷剂泵;11—制冷机组;12—温度监测装置;13、14、15、16、17、18、19—温度传感器

图1 高温钻井液冷却系统

Fig.1 High temperature drilling fluid cooling system

高温钻井液从井口上返,经固控设备处理后进入第一钻井液罐,启动第一钻井液泵,将第一钻井液罐的高温钻井液输送至钻井液一级冷却装置,钻井液在空气冷却器的翅片管内与管外高速空气进行热交换,实现第一次冷却;随后钻井液再进入二级冷却装置,载冷剂箱内的冷却水通过载冷剂循环泵送至制冷机组降温至预设温度后进入管壳式换热器的壳程中,与管程内的冷却水进行热交换,温度降低至要求的入井温度,实现第二次冷却;冷却后的钻井液储存在第二钻井液罐中准备入井。温度监测装置监测第一钻井液罐内、第二钻井液罐内、空气冷却器进出口、钻井液换热器的进出口的钻井液温度,并由温度记录仪实时显示,为控制和调整系统参数提供依据。

2 高温钻井液高效冷却系统关键设备设计

高温钻井液高效冷却系统的关键设备是空气冷却器和管壳式换热器。设计采用 Aspen EDR (Aspen Exchanger Design & Rating) 软件,该软件是传热系统领域应用最广泛的换热器设计软件^[19],拥有设计、校核、模拟等模式,可对多种换热器进行设计、校核以及模拟等计算。

2.1 工艺条件

钻井作业场地气压值为标准大气压,年平均温度为 20℃,冷却系统钻井液入口温度为 80℃,入井温度要求为 40℃,钻井液在冷却系统中设计流动压力为 1 MPa。

钻井液流量和热物性参数采用雄安 D12 地热钻井现场实际数据^[20](见表 1),假设钻井液不可压缩,密度、导热系数、比热容不随温度变化而变化。

表1 钻井液工艺参数

Table 1 Drilling fluid process parameters

参数项	参数值
流量/(L·min ⁻¹)	1800
密度/(g·cm ⁻³)	1.1
动力粘度/(mPa·s)	20
比热容/[kJ·(kg·℃) ⁻¹]	4180
导热系数/[W·(m·℃) ⁻¹]	0.58

2.2 空气冷却器的设计与校核

2.2.1 设计

管侧工艺流体为钻井液,物性方法选择用户定义。为满足陆地钻井作业的需求,采用干式空气冷却器进行第一级的钻井液冷却,无需考虑水源条件,维护费用较低。参照《空气冷却器》设计要求,对于干式空气冷却的热流体出口温度一般不低于 55~65℃,否则将导致空气冷却器的面积过大,耗材增加^[21],由于钻井液流量较大,为减少管内流体压力降,同时便于整机实际运输,在换热效果相同的条件下采用 4 片管束,为每片管束独立成一台空气冷却器。根据冷热流体设计工艺条件(表 2),通过“修改输入参数、调看 API 表,检验能否满足换热要求”的方式,将空气冷却器的性能最优化。

设计结果为,4 台鼓风机式空气冷却器并联布置,每台采用一片 6 m×2.5 m 的水平式管束、每片子管子数 344,每台采用 2 个直径 2100 mm 的自动调角风

表 2 每台空气冷却器冷热流体设计工艺条件

Table 2 Design conditions of cold and hot fluid for each air cooler

参数类别	钻井液	空气
质量流量/(kg·h ⁻¹)	29700	—
入口温度/℃	80	20
出口温度/℃	55	45
允许压力降 ^[21] /kPa	50	0.2
污垢系数 ^[21,23-24] /(m ² ·℃ ⁻¹ ·W ⁻¹)	0.0004	0.00017

机,换热面积为 151.2 m²,详细参数见表 3。空气冷却器结构和管程分布见图 2,空气自下而上依次给管程 8 至管程 1 内的钻井液降温。此外,设计得出空气冷却器长×宽×高约为 7 m×2.5 m×5 m,应将构架高度缩短,运输至钻井现场再采取加高措施,构架高度调整为从管束底部延伸至风机底部,此时总高约 3.5 m,满足国内一级至四级公路的货运运输要求^[22],便于整机运输。为防止热风循环,应将 4 台空气冷却器相互连接在一起布置^[21]。

2.2.2 校核

对设计进行校核,结果为:总传热系数为 180.7 W/(m²·℃),风机覆盖管束面积 49.15%,管束迎风速度 2.1 m/s,面积余量为 10%,符合设计要求(图 3),得到风机所需总功率为 23.2 kW。

2.3 管壳式换热器的设计与校核

2.3.1 设计

为便于运输,采用两台换热器进行并联。热流体为钻井液,冷流体为冷却水,使用 B-JAC 物性库获取水的物性参数,物性方法采用 Ideal。一般高温流体宜走管程,较脏的流体宜走管程^[25],但由于钻井液粘度较大,走壳程时传热系数为走管程时的

表 3 空气冷却器设计结果

Table 3 Design results of the air cooler

参数项	参数值	参数项	参数值
设备数量/台	4	翅片参数	
管束和构架的规格		翅片类型	L 型、低翅片
管束型式	水平	翅片外径/mm	50
管束规格/m	6×2.5	翅片厚度/mm	0.4
管束实际宽度/m	2.47	翅片高度/mm	12.5
管排数	8	每米翅片数	433
管束数量	1	翅片材料	铝
管心距/mm	32	风机参数	
基管总根数	344	直径/mm	2100
基管外径/mm	25	数量	2
基管内径/mm	20	整体参数	
管程数	8	换热面积/m ²	151.2
构架规格/m	6×2.5	风量/(m ³ ·h ⁻¹)	5×10 ⁴

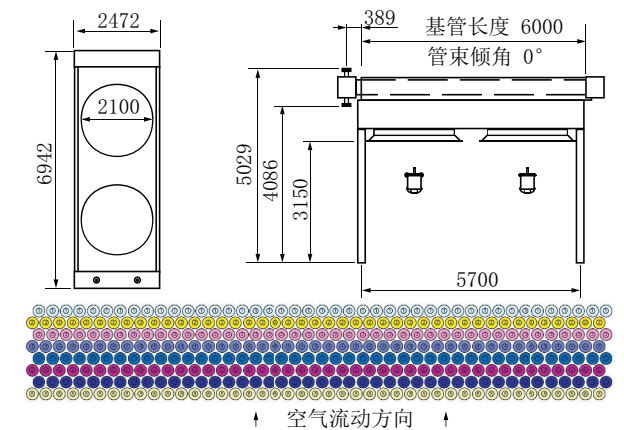


图 2 空气冷却器结构图和管程分布

Fig.2 Structure of the air cooler and tube distribution

2~3 倍,为提高换热效率,减少耗材,故选择冷却水走管程,钻井液走壳程。采用浮头式换热器,前封头

Rating / Checking				OutSide		Tube Side	
Total mass flow rate 工艺物流质量流量		kg/h		120000		29700	
Vapor mass 气相质量流量		kg/h		120000	120000	0	0
Liquid mass 液相质量流量		kg/h		0	0	29700	29700
Vapour mass quality				1	1	0	0
Temperature 温度(入口/出口)		℃		20	45.63	80	55
Dew point / Bubble point temperatures		℃					
Humidity ratio							
Operating pressure 工作压力(入口/出口)	kPa	/ kPa		101.326	101.326	1000	955.294
Film coefficients 膜系数		W/(m ² ·K)		795.9		281	
Fouling resistance 污垢系数		m ² ·K/W		0.00017		0.0005	
Velocity (highest) 最高流速(入口/出口)		m/s		4.66	5.07	0.56	0.56
Pressure drop (allow./calc.) 压力降(允许值/计算值)	kPa	/ kPa		0.2	0.129	50	44.706
Total heat exchanged 总换热热	kW		862.2	Bay per unit 筒/单元		Tube OD 基管外径	
Overall bare coef. (dirty/clean) 总传热系数	W/(m ² ·K)	180.8	/ 205.7	Bundles/bay 管束/筒		Tube tks 基管厚度	
Effective MTD 有效平均温差	℃	34.66		Tubes/bundle 管数/管束		Tube length 基管长度	
Effective surface (bare tube) 有效面积(光管)	m ²	151.2		Rows deep 管组数		Fin OD 翅片外径	
Effective surface (total) 有效面积(总)	m ²	2632.3		Tube passes 管程数		Fin tks 翅片厚度	
Area ratio: actual/required 面积比:实际换热面积/所需换热面积		1.1		Fans/bay 风机数/筒		Fin frequency 翅片数/m	

图 3 空气冷却器校核结果

Fig.3 Check results of the air cooler

采用B型,壳体为E型,后封头采用S型,换热管按转角正方形排列,便于拆卸清洁。根据冷热流体工艺条件(表4),通过“修改输入参数、调看TEMA表、检验能否满足换热要求”的方式^[26],将换热器的性能最优化。设计结果为,公称直径500 mm,换热管长度4 m,单台换热面积56.1 m²,采用双弓形折流板,详细参数见表5。

换热器结构和换热管分布见图4,其中壳内下半部分换热管管段为管程1,上半部分管段为管程2。

2.3.2 校核

对以上设计进行校核,结果为:换热系数639.6 W/(m²·℃),换热面积余量10%,无振动问题,壳程和管程压力降以及流速均满足要求(图5)。

此外,单台管壳式换热器所需冷却水的冷负荷为1034.6 kW,选用单台制冷量最高为1200 kW的螺杆冷水机,能效比(COP)为4.3^[27],每台换热器采用一台冷水机,根据设计条件,所需制冷机总功率为481.2 kW。

2.4 冷却能耗分析

根据设计的高温钻井液高效冷却系统,空气冷却器能耗为23 kW;制冷机总功率为481.2 kW,冷却钻井液所需总功率为504.2 kW。如果采用制冷机组直接对高温钻井液进行强制制冷,所需冷却水的制冷量为5518 kW,若采用相同能效比的冷水机组,所需电功率为1283.3 kW。本文设计的高温钻井液高效冷却系统节省了60.7%的能耗。

3 模拟与讨论

3.1 系统冷却效果

在Aspen EDR的Simulation模式下,分别对上述设计的钻井液冷却系统中的空气冷却器和管壳式换热器的冷却效果进行模拟。

高温钻井液在空气冷却器中依次进入管程1~8逐级降温,钻井液在每管程有效管段内温度呈线性下降的趋势,最终钻井液温度从80℃冷却至53.65℃,钻井液在空气冷却器管内温度分布见图7。空气自下而上与管程8~1内的钻井液进行热交换,同一管程的同切面处空气的温度差距较小,空气在每一管程间进行约3.4℃的升温,最终空气温度从20℃上升至47.11℃。

在管壳式换热器中,钻井液从远离管程进出口

表4 管壳式换热器冷热流体设计工艺条件

Table 4 Design process conditions of cold and hot fluid for the shell and tube heat exchanger

参数类别	钻井液	冷却水
质量流量/(kg·h ⁻¹)	59400	90000
入口温度/℃	55	10
出口温度/℃	40	—
设计压力/MPa	1	1
允许压力降 ^[25] /kPa	35	35
污垢系数 ^[23-25] /(m ² ·℃ ⁻¹ ·W ⁻¹)	0.0004	0.00017

流路分析结果中,各错流(B流路)、旁流(C、F流路)、泄露流(A、E流路)分率均在合理范围内^[19],见图6。

表5 管壳式换热器设计结果

Table 5 Design results of the shell and tube heat exchanger

参数项	参数值
设备数量	2
单台换热面积/m ²	56.1
壳体参数	
公称直径/mm	500
前封头类型	B型
壳体类型	E型
后封头类型	S型
壳程数	1
换热管参数	
数量	248
材料	碳钢
长度/mm	4000
规格/mm	Ø19×2
折流板参数	
数量	24
间距/mm	130
折流板型式	双弓型
切割率/%	25.25
安装方式	水平
折流板外径与壳体内径的间隙 ^[19] /mm	3.175
折流板管孔与换热管管外径间隙 ^[19] /mm	0.79
封条对数	1
布管方式	
管程数	2
管心距/mm	25
管子排列方式	转角45°

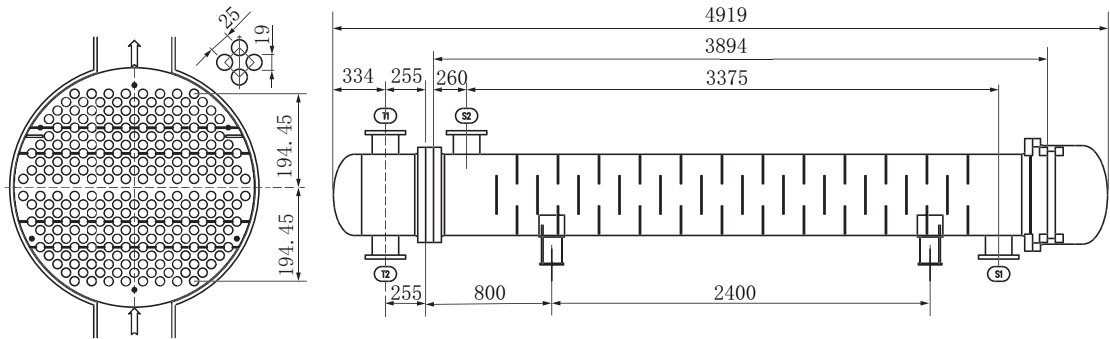


图 4 换热器结构及换热管分布

Fig.4 Structure and distribution of heat exchange tubes

Rating / Checking		Shell Side 壳程		Tube Side 管程			
Total mass flow rate 质量流量	kg/h	入口	59400	出口	入口	90000	出口
Vapor mass flow rate (In/Out) 气相质量流量	kg/h	0		0	0		0
Liquid mass flow rate 液相质量流量	kg/h	59400		59400	90000		90000
Vapor mass fraction		0		0	0		0
Temperatures 温度	°C	55		40	10		19.86
Bubble / Dew point	°C	/		/	/		/
Operating Pressures 工作压力	kPa	1000		989.555	1000		987.12
Film coefficient 膜系数	W/(m²·K)	1567.5		3748			
Fouling resistance 污垢系数	m²·K/W	0.0004		0.00022			
Velocity (highest) 最高流速	m/s	0.33		1.15			
Pressure drop (allow./calc.) 压力降(允许值/计算值)	kPa	35	/	10.445	35	/	12.88
Total heat exchanged 总换热量	kW	1034.6		Unit 换热器类型	BES	2 pass	1 ser 1 par
Overall clean coeff. (plain/finned) 传热系数 W/(m²·K)	1054.8 (总垢)/	639.6 (总垢)/		Shell size 壳尺寸	500 (公称直径) 4000 (长度)		mm Hor
Overall dirty coeff. (plain/finned) 传热系数 W/(m²·K)				Tubes	Plain		
Effective area (plain/finned) 有效换热面积	m²	56.1 /		Insert	None		
Effective MTD 有效平均温差	°C	31.72		No. 换热管数	248	OD 外径	19 Tks 管壁 2 mm
Actual/Required area ratio (dirty/clean) 实际面积与所需面积之比		1.1 (结垢) / 1.8 (总垢)		Pattern 排列方式	45 (转角 45° 排列) Pitch 管心距 25 mm		
Vibration problem (HTFS) 振动问题		No		Baffles 折流板	Double segmental (双面缺型) Cut (%)(D) 25.25 (切割率)		
RhoV2 problem ρv²问题		No		Total cost	31117 Dollar(US)		

图 5 管壳式换热器校核结果

Fig.5 Check results of the shell and tube heat exchanger

Shell Side Flow Fractions	Inlet	Middle	Outlet	Diameter Clearance mm
Crossflow (B stream)	0.89	0.82	0.89	
Window (B+C+F stream)	0.96	0.87	0.96	
Baffle hole - tube OD (A stream)	0.01	0.04	0.01	0.79
Baffle OD - shell ID (E stream)	0.03	0.09	0.03	3.18
Shell ID - bundle OTL (C stream)	0.07	0.05	0.07	12.7
Pass lanes (F stream)	0	0	0	

图 6 流路分析

Fig.6 Flow Analysis

处的一端进入,温度及其降幅随着水平流动距离的增加逐渐下降,钻井液温度从 53.65 °C 进一步冷却至 38.14 °C,管侧冷却水从 T2 接口进入换热器后从换热管起点处分别流经管程 1 和管程 2 后从 T1 接口离开换热器,水的温度随着在有效换热管段内水平流动的增加而近线性增加,从 10 °C 上升至 20.2 °C,高温钻井液最终冷却至低于 40 °C,换热器管程壳程流体的温度分布情况见图 8。

模拟结果表明,设计的高温钻井液高效冷却系

统可以将 1800 L/min 流量的钻井液,从 80 °C 降低至 38.14 °C,使其温度达到入井需求。

模拟还得到冷却系统的压力损失。空气冷却器内钻井液的压力损失 44.96 kPa,管壳式换热器壳程中钻井液的压力损失为 10.45 kPa,不考虑钻井液在冷却系统管线中的压力损失的情况下,钻井液在冷却系统中总压力损失为 55.41 kPa。

3.2 不同钻井液温度下系统的冷却效果

实际钻井过程中,钻井液的出井温度随着孔深

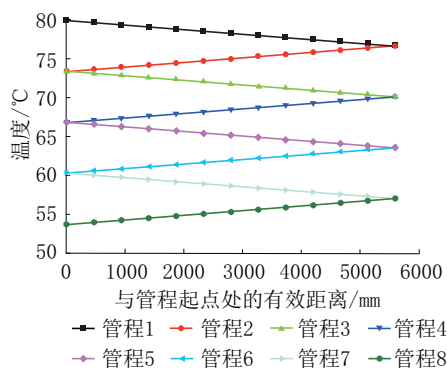


图7 空气冷却器换热管内钻井液温度分布

Fig.7 Temperature distribution of drilling fluid in the heat exchange tube of the air cooler

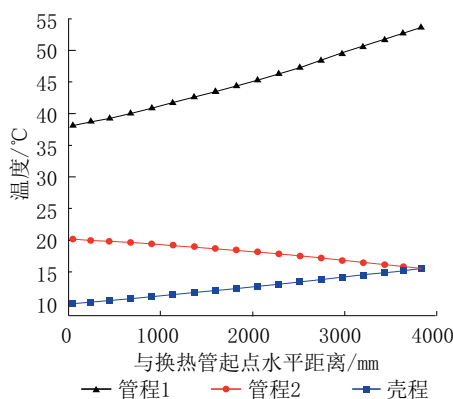


图8 管壳式换热器管程冷却水和壳程钻井液温度分布

Fig.8 Temperature distribution of cooling water and drilling fluid at the shell side of the shell heat exchanger

和钻进工艺的不同而变化,因此对不同的钻井液温度下冷却系统的冷却效果进行模拟。在20℃的气温和钻井液流量为1800 L/min的条件下,随着钻井液温度的升高,冷却系统冷却后的钻井液温度也随着线形升高,空气冷却器、管壳式换热器的出口温度均有相同规律(图9)。当钻井液进入冷却系统温度为60℃时,空气冷却器出口温度为42.44℃,管壳式换热器的出口温度为30.94℃,仅使用空气冷却器就可满足要求;随着钻井液温度升高,当钻井液进入冷却系统温度达到90℃时,钻井液冷却后的温度达到了41.72℃,已经不能满足要求,当钻井液进入冷却系统温度达到120℃时,钻井液冷却后的温度达到了52.44℃,需要适当增加空气冷却器或钻井液换热器的数量、调节风机叶片角度增加风量、提高制冷机组功率和降低冷却水进入换热器的温度来改善冷却系统的冷却条件以满足要求。

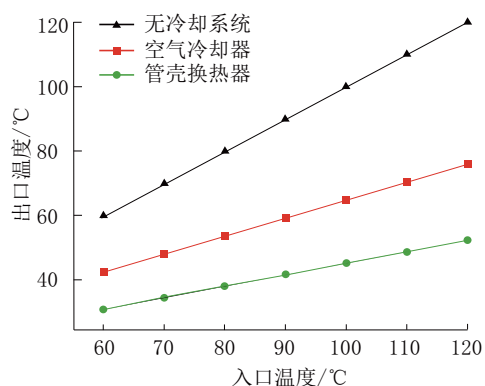


图9 不同钻井液入口温度下不同冷却器的出口温度

Fig.9 Outlet temperature of different cooling system at different drilling fluid inlet temperature

钻井液进入冷却系统温度从60℃升高至120℃时,冷却系统进出口的温差从29.06℃增加至67.56℃,增加了132%,其中空气冷却器进出口温差由17.56℃增加至44.04℃,增加了150.1%,管壳式换热器的进出口温差由11.50℃增加至23.55℃,增加了105%,可见,随着钻井液进入冷却系统温度的升高,冷却系统的冷却效果也在提高,并且空气冷却器发挥主要作用(图10)。

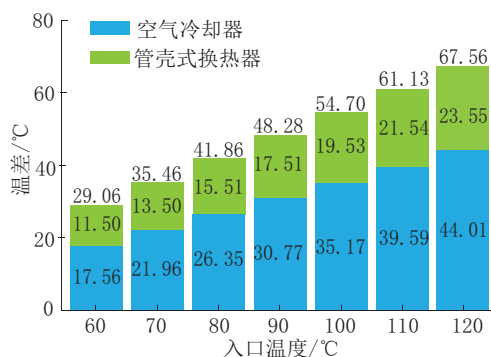


图10 不同钻井液入口温度下不同冷却系统的冷却效果

Fig.10 Cooling effect of different cooling system at different drilling fluid inlet temperature

3.3 不同钻井液流量下系统的冷却效果

实际运行过程中,钻井液的上返流量会随着工艺的不同而变化,因此针对不同的钻井液流量对冷却系统的冷却能力进行模拟。在20℃的气温和钻井液温度为80℃的条件下,随着钻井液流量的升高,冷却系统冷却后的钻井液温度也随之升高,空气冷却器、管壳式换热器的出口温度均有相同规律(图

11)。当钻井液流量为1500 L/min时,空气冷却器出口温度为50.3℃,管壳式换热器的出口温度为34.1℃,冷却量有富余,可通过减少空气冷却器和管壳式的数量、降低制冷机组功率等措施减少能耗;随着钻井液温度升高,当钻井液流量达到2100 L/min时,钻井液冷却后的温度达到了41.41℃,已经不能满足要求,当钻井液流量达到2400 L/min时,钻井液冷却后的温度达到了44.20℃,同样可通过采取上述钻井液温度过高时采取的措施来提高冷却能力。

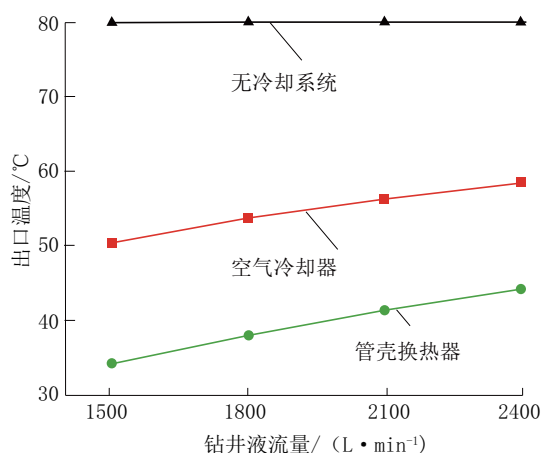


图11 不同钻井液流量下不同冷却系统的出口温度

Fig.11 Outlet temperature of different cooling system at different drilling fluid flow rate

钻井液流量升高时,冷却系统进出口的温差从45.89℃降低至35.79℃,降低了22%,其中空气冷却器进出口温差由29.67℃降低至21.6℃,降低了27.2%,管壳式换热器的进出口温差由16.22℃降低至14.19℃,降低了12.5%,可见,空气冷却器的冷却效果受钻井液流量变化的影响更加明显(图12)。

3.4 不同气温下系统的冷却效果

实际钻井过程中,场地的气温会发生变化,对空气冷却器的制冷效率有关键的影响,因此对不同的气温下冷却系统的冷却效果进行模拟。在钻井液出口温度为80℃、流量为1800 L/min的条件下,随着空气温度的升高,冷却系统冷却后的钻井液温度也随着线性升高,空气冷却器、管壳式换热器的出口温度均有相同规律(图13)。当气温为0℃时,空气冷却器出口温度为44.93℃,管壳式换热器的出口温度为32.34℃,冷却量有富余,也可通过减少冷却关键设备数量、降低制冷机组功率等措施减少能耗;随

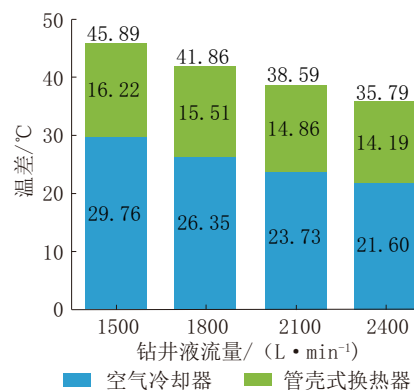


图12 不同钻井液流量下不同冷却系统的冷却效果

Fig.12 Cooling effect of different cooling system at different drilling fluid flow rate

着气温升高,当气温达到30℃时,钻井液冷却后的温度达到了40.93℃,基本满足要求,当气温达到40℃时,钻井液冷却后的温度达到了43.74℃,需增加空气冷却器的数量和提高制冷机组功率来提高冷却系统的冷却能力以满足要求。

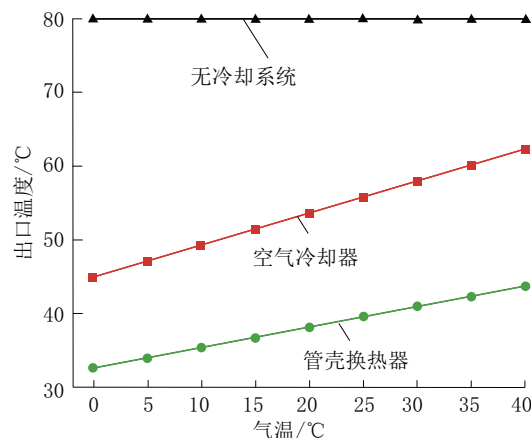


图13 不同气温下不同冷却系统的出口温度

Fig.13 Outlet temperature of different cooling system at different air temperatures.

随着气温升高,冷却系统的冷却效果越来越差,其中空气冷却器冷却效果降低,而管壳式换热器的冷却效果提高。当气温从0℃升高至40℃时,冷却系统钻井液进出口的温差从47.46℃减少至36.26℃,减少了24%,其中空气冷却器进出口温差由35.07℃减少至17.61℃,减少了50%,管壳式换热器的进出口温差由12.39℃增加至18.65℃,增加了51%,可见,随着气温的升高,空气冷却器发挥的作用逐渐降低,管壳式换热器发挥作用逐渐增加,当

气温到达 40℃时,管壳式换热器发挥主导作用(图 14)。

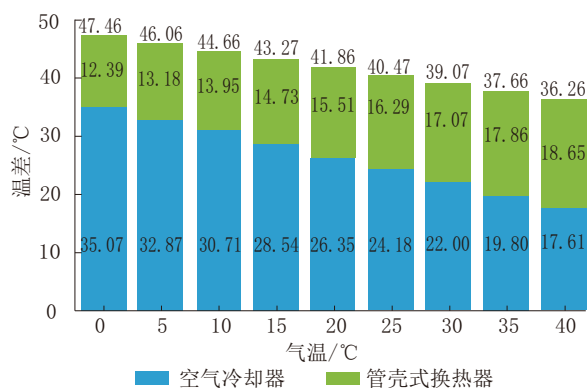


图 14 不同气温下不同冷却系统的冷却效果

Fig.14 Cooling effect of different cooling system at different air temperature

4 结论

(1) 本文设计了一款高温钻井液二级冷却系统,适用于地热井、油气超深钻井,由四台并联的空气冷却器、两台并联的浮头式管壳换热器、两台制冷机组、两个钻井液罐、温度监测装置及管线组成,分别利用空气和冷却水对高温钻井液进行二级冷却,实现高效降温。

(2) 采用 Aspen EDR 软件对冷却系统关键设备进行设计、校核与模拟,在设计工况条件下达到预期冷却效果,能将 80℃、流量 1800 L/min 条件下的钻井液冷却至 38.14℃,此外,相较于对高温钻井液直接进行强制制冷,节省了 60.7% 的能耗。

(3) 钻井液进入冷却系统温度升高或流量减少,冷却系统进出口的温差都会增加,表现出冷却能力的提高,其中空气冷却器作用更加明显;当钻井液温度过高或者流量过大时,即钻井液温度超过 90℃或者流量超过 2200 L/min 时,本文设计的冷却系统所选参数无法满足要求,需要增加冷却系统内的关键设备或调整设备参数。

(4) 随着气温升高,钻井液出口温度线性增加,进出口温差逐渐降低,冷却系统的冷却能力下降,其中主要是空气冷却器冷却效果迅速下降,管壳式换热器冷却能力逐渐增加,当气温到达 40℃时,管壳式换热器发挥主导作用。

参考文献(References):

- [1] 朱喜,王贵玲,马峰,等.雄安新区地热资源潜力评价[J].地球科学,2023,48(3):1093-1106.
ZHU Xi, WANG Guiling, MA Feng, et al. Evaluation of the geothermal resource of the Xiong'an New Area[J]. Earth Science. 2023,48(3):1093-1106.
- [2] 马青芳.钻井液冷却技术及装备综述[J].石油机械,2016,44(10):42-46.
MA Qingfang. Discussion on drilling fluid cooling technology and equipment[J]. China Petroleum Machinery. 2016,44(10):42-46.
- [3] 马岩,邢希金.天然气水合物钻井液冷却技术进展[J].非常规油气,2016,3(1):82-86.
MA Yan, XING Xijin. Development of mud cooling technology for gas hydrate drilling[J]. Unconventional Oil & Gas, 2016,3(1):82-86.
- [4] 王兴忠,杨昌学.DZK02 地热钻井技术实践[J].西部探矿工程,2020,32(4):58-62.
WANG Xingzhong, Yang Changxue. Practice of DZK02 geothermal drilling technology[J]. West-China Exploration Engineering, 2020,32(4):58-62.
- [5] 刘彪,李双贵,杨明合,等.钻井液温度控制技术研究进展[J].化学工程师,2019,33(1):42-44,59.
LIU Biao, LI Shuanggui, YANG Minghe, et al. Research progress on drilling fluid temperature control technology[J]. Chemical Engineer, 2019,33(1):42-44,59.
- [6] 赵江鹏.天然气水合物钻控泥浆制冷系统及孔底冷冻机构传热数值模拟[D].长春:吉林大学,2011.
ZHAO Jiangpeng. Research on mud cooling system and simulation of down-hole freezing mechanism for gas hydrate core drilling[D]. Changchun: Jilin University, 2011.
- [7] Saito S. The drilling experience of K6-2, the high-temperature and crooked geothermal well in Kakkonda, Japan[J]. Journal of Energy Resources Technology, 1993,115(2):117-123.
- [8] Saito S, Sakuma S. Frontier geothermal drilling operations succeed at 500℃ BHST[J]. SPE Drilling & Completion, 2000,15(3):152-161.
- [9] 何跃文,杨雄文,高雁,等.北美地热井高温硬岩钻井技术[J].钻探工程,2022,49(1):79-87.
David He, Xiongwen Yang, Yan Gao, et al. North America geothermal high temperature hard rock drilling technology[J]. Drilling Engineering, 2022,49(1):79-87.
- [10] Champness E. Drilling fluid cooling system: U. S. Patent 4,215,753[P]. 1980-08-05.
- [11] 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 Tunnelling), 2010, 37(9): 1-5.
- [12] Dorry K E, 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 & Exhibition, 2015.
- [13] McCraw G. Closed loop drilling mud cooling system for land-based drilling operations: U.S. Patent Application 16/026, 516 [P]. 2018-11-08.
- [14] 张贵磊. 钻井液海水冷却器换热设计计算与应用[J]. 自动化技术与应用, 2020, 39(1): 9-12.
ZHANG Guilei. Design calculation and application of heat exchanger for drilling fluid seawater cooler[J]. Techniques of Automation and Applications, 2020, 39(1): 9-12.
- [15] 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 of drilling fluid surface cooling system and calculation of key parameters[J]. Sino-Global Energy, 2020, 25(S1): 117-122.
- [16] 刘世滨, 李明龙, 丁辉, 等. 钻井液、泥浆强制冷却装置: CN203925357U[P]. 2014-11-05.
LIU Shibin, LI Minglong, DING Hui, et al. Forced cooling device for drilling fluid and mud: CN203925357U [P]. 2014-11-05.
- [17] 刘世滨, 尹记雷, 李明龙, 等. 陆地钻机钻井液、泥浆强制冷却装置: CN203978347U[P]. 2014-12-03
LIU Shibin, YIN Jilei, LI Minglong, et al. Land drilling fluid, mud forced cooling device: CN203978347U [P]. 2014-12-03
- [18] 刘均一, 陈二丁, 赵红香, 等. 相变材料在高温深井钻井液降温技术中的前瞻研究[C]//2020油气田勘探与开发国际会议论文集, 2020: 1180-1188.
LIU Junyi, CHEN Erding, ZHAO Hongxiang, et al. Prospective study of phase change materials in deep well drilling fluid cooling technology[C]//IFEDC Organizing Committee, 2020: 1180-1188.
- [19] 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. Process Design of Heat Exchanger[M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2015.
- [20] 胡童颖, 董向宇, 冉恒谦, 等. 地热井钻井液对井壁温度分布的影响研究[J]. 探矿工程(岩土钻掘工程), 2020, 47(1): 20-25.
HU Tongying, DONG Xiangyu, RAN Hengqian, et al. Study on influence of drilling fluids on temperature distribution over the borehole wall in geothermal wells[J]. Exploration Engineering (Rock & Soil Drilling and Tunnelling), 2020, 47(1): 20-25.
- [21] 赖周平, 张荣克. 空气冷却器[M]. 北京: 中国石化出版社, 2010.
LAI Zhouping, ZHANG Rongke. Air Cooler [M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2010.
- [22] JTG/T D81—2006, 公路交通安全设施设计细则[S].
JTG/T D81—2006, Guidelines for design of highway safety facilities[S].
- [23] 刘卫卫. 螺纹管式泥浆制冷换热器研究[D]. 长春: 吉林大学, 2014.
LIU Weiwei. Research on threaded pipe heat exchanger for refrigerating mud[D]. Changchun: Jilin University, 2014.
- [24] 赵帅, 孙友宏, 郭威, 等. 天然气水合物泥浆制冷换热器的分析[J]. 制冷学报, 2017, 38(1): 80-87.
ZHAO Shuai, SUN Youhong, GUO Wei, et al. Research on heat exchanger of gas hydrate mud cooling system[J]. Journal of Refrigeration, 2017, 38(1): 80-87.
- [25] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.
QIAN Songwen. Heat Exchanger Design Handbook[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2002.
- [26] 孟雪, 荆恒铸, 曹真真, 等. 基于 Aspen EDR 的管壳式换热器的设计[J]. 化工进展, 2019, 38(S1): 3.
MEGN Xue, JING Hengzhu, CAO Zhenzhen, et al. Design of shell and tube heat exchanger based on Aspen EDR[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2019, 38(S1): 3.
- [27] 徐谦, 吉春正, 蒋永旭, 等. 溴化锂吸收式冷水机在客船上的运用[J]. 船舶工程, 2021, 43(S1): 278-281.
XU Qian, JI Chunzheng, JIANG Yongxu, et al. Application of LiBr absorption chiller on passenger ship[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2021, 43(S1): 278-281.

(编辑 王文)