DOI: 10.19666/j.rlfd.202507039

熔盐蒸发器换热特性研究

成汭珅[1]，范长哲[2]，鲁晓宇[1]，赵文沛[1]，白永岗[1]，周　科[1]，杜勇博[2]，车得福[2]
（1. 西安热工研究院有限公司，陕西　西安　710054；
2. 西安交通大学能源与动力工程学院，陕西　西安　710049）

［摘　　要］熔盐储热技术能够提升火电机组的灵活性，熔盐蒸发器利用熔盐的热能将锅炉给水加热成过热蒸汽，是整个系统的核心部件，然而，熔盐的特殊热物性与换热器的复杂结构导致已有传热关联式难以准确计算其换热特性。熔盐换热器的实验研究成本高昂，现有数值模拟方法难以实现单相熔盐侧与相变工质侧的耦合换热计算。在给定入口给水参数的条件下，通过设定沿程工质焓值分布，建立熔盐侧换热的数值模型，再根据模拟的热负荷分布计算出工质焓值变化，并与初始设定值对比修正。经过多次迭代，实现了对熔盐蒸汽换热器换热过程的准确计算，并以此方法研究了换热器的运行特性。研究结果表明：在工作压力 2 MPa 下，水由入口过冷态至完全汽化过程中，工质汽化速率逐渐提高，热负荷在水汽化完成处增大至 86 295.12 W/m^2 后迅速下降，最后稳定至 5 000 W/m^2 左右；熔盐在流动横截面上存在显著的温度不均匀性，热偏差最高达 216%，随着入口熔盐温度降低，温度场的不均匀性有所缓解。

［关　键　词］熔盐储能；换热器；数值模拟；传热特性

［引用本文格式］成汭珅，范长哲，鲁晓宇，等. 熔盐蒸发器换热特性研究[J]. 热力发电，2026, 55(4): 12-20.　CHENG Ruishen, FAN Changzhe, LU Xiaoyu, et al. Study on heat transfer characteristics of molten salt-steam heat exchanger[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(4): 12-20.

Study on heat transfer characteristics of molten salt-steam heat exchanger

CHENG Ruishen[1], FAN Changzhe[2], LU Xiaoyu[1], ZHAO Wenpei[1], BAI Yonggang[1], ZHOU Ke[1], DU Yongbo[2], CHE Defu[2]
(1. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China;
2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Molten salt thermal energy storage technology can improve the flexibility of thermal power units. The molten salt evaporator, a core component of the system, utilizes the thermal energy of molten salt to convert boiler feedwater into superheated steam. However, the unique thermophysical properties of molten salt and the complex structure of the heat exchanger render existing heat transfer correlations inadequate for accurately predicting its thermal performance. Experimental studies on molten salt heat exchangers are costly, while existing numerical simulations cannot achieve coupled heat transfer calculations between the single-phase molten salt side and the phase-change working fluid side. In this study, with given feedwater inlet parameters, a numerical model for the molten salt side heat transfer is established by assuming an initial enthalpy distribution along the flow path. The heat flux distribution obtained from the simulation is then used to calculate the enthalpy variation of the working fluid, which is iteratively compared and corrected against the initially assumed values. Through multiple iterations, an accurate computation of the heat transfer process in the molten salt steam generator is achieved, enabling a detailed investigation of its operational characteristics. The results indicate that at an operating pressure of 2 MPa, during the transition from subcooled water to complete vaporization, the vaporization rate gradually increases. The heat flux peaks at 86 295.12 W/m^2 upon complete vaporization, then decreases rapidly and eventually stabilizes around 5 000 W/m^2. Significant temperature non-uniformity is observed across the flow cross-section of the molten

收 稿 日 期：2025-07-13　修 回 日 期：2025-10-16　接 受 日 期：2025-10-20
基 金 项 目：煤炭重大专项（2024ZD1700300）；工信部重点项目（TC220H072）
Supported by: Major Special Project for Coal (2024ZD1700300); Key Project of the Ministry of Industry and Information Technology (TC220H072)
第一作者简介：成汭珅（1990），男，硕士，高级工程师，主要研究方向为煤电灵活性与熔盐储热技术，chengruishen@tpri.com.cn。
通信作者简介：杜勇博（1990），男，博士，主要研究方向为高效清洁燃烧技术，ybdu_boilerynwa@xjtu.edu.cn。

salt, with a maximum thermal deviation of 216%. This temperature non-uniformity is alleviated as the inlet molten salt temperature decreases.
Key words: molten salt energy storage; heat exchanger; numerical simulation; heat transfer characteristics

在新能源大规模并网的形势下，我国大部分燃煤机组长期在 50%~75%负荷下运行。储能技术凭借其调峰、调频以及能源备用的功能[1]，可提高火电机组的灵活性[2]，提升负荷能力[3]，通过在峰值电价时段增加机组出力[4]来提高经济效益[5]。

耦合熔盐储热技术是提高燃煤机组灵活性最有前景的途径之一[6]，其换热结构[7]对系统的运行性能以及经济性[8]有很大影响。目前熔盐换热器普遍采用蛇形管结构，管内工质通常会由过冷态加热为过热蒸汽，熔盐换热系统的传热主要由管内两相流动和管外熔盐对流决定[9]。目前关于蛇形管换热器的研究[10]，大多为高温烟气与工质进行换热，对于熔盐与工质之间换热特性研究较少。

王然[11]采用 RPI（rensselaer polytechnic institute）沸腾模型研究了过冷沸腾换热器传热特性。而对于饱和式沸腾换热复杂的换热过程，现有模拟大多采用整体性分析[12]，即对蒸汽发生系统从入口过冷水到过热蒸汽出口进行整体的参数化系统模拟分析，但无法获得换热管内工质温度分布以及焓值变化规律。张俊峰等[13]建立了熔盐蒸发器系统预测模型，得出蒸发器的总换热系数受熔盐流量影响最大，但是通过增大熔盐流量提高系统换热量效果有限。张荣发[14]通过对熔盐蒸发器本体优化分析得出，蛇形管集箱式换热器更适用于导热介质温差较大的情况，且更能适应不稳定运行条件。江晶亮等[15]通过数值模拟与实验相互验证，表明数值模拟计算方法能够较好地反映蒸发器的真实传热过程。

综上所述，目前常用的数值模拟方法大多是将熔盐换热器作为整体研究或将熔盐侧与管侧分开独立研究，对于中间过程已知条件较少的情况下，无法获得较为准确的换热管内工质换热过程参数。然而，获得管内“蒸干”位置时，相较于定热流密度模拟结果存在较大误差。相比而言，采用两侧耦合计算可以更为准确地预测二次侧温度场、流场、换热等规律。

本文研究了熔盐蒸发器工作过程中熔盐侧以及管内工质换热特性，包括蛇形换热管内沿程工质的温度分布、汽化开始位置、质量含气率分布，对火电机组耦合熔盐储热的优化设计与安全运行有指导意义。

1 熔盐−蒸汽换热器数值模拟

1.1 物理模型的建立

本文研究的某电厂熔盐储热换热系统中熔盐蒸汽发生器结构如图 1 所示。工作时熔盐泵将熔盐从底部熔盐池输送至上层熔盐进口，自上而下流经各模块，在管束内与工质进行热交换。模块 3 为工质入口模块，最终从模块 1、2 产出过热蒸汽。每个换热模块由 4 根蛇形管换热器自上而下平行叠放构成，具体如图 2 所示。4 根蛇形管的管径尺寸相同，内径 30 mm，外径 38 mm，同一根换热管的两根相邻换热管道的横向管间距 112 mm。纵向叠放的换热管自上而下的管间距分别为 90、60、90 mm，管程数为 26 管程。

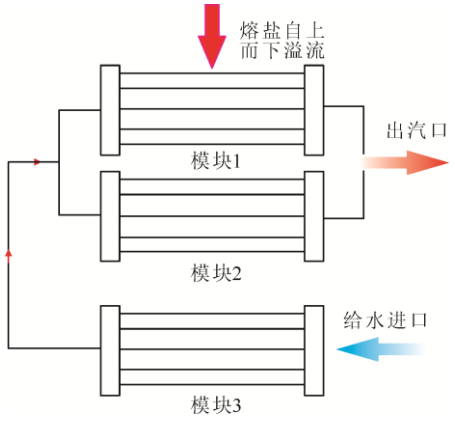
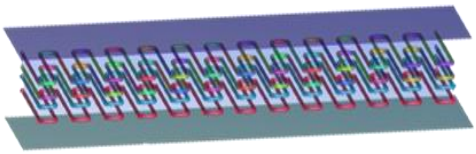


图 1 熔盐蒸发器结构布置示意
Fig.1 Schematic layout of the molten salt evaporator



a) 熔盐蒸发器结构



b) 熔盐蒸发器物理模型

图 2 熔盐蒸发器结构及物理模型示意
Fig.2 Structure of the molten salt evaporator and schematic diagram of its physical model

蛇形管换热单元的数值计算区域包括熔盐流

体域、热水流体域及换热管固体域。由于蛇形管换热器结构复杂，采用非结构网格，网格质量达到 0.4，通过局部加密后可以满足复杂结构的计算精度要求[16]。网格无关性验证如图 3 所示，最终确定网格数量为 1 300 万左右。

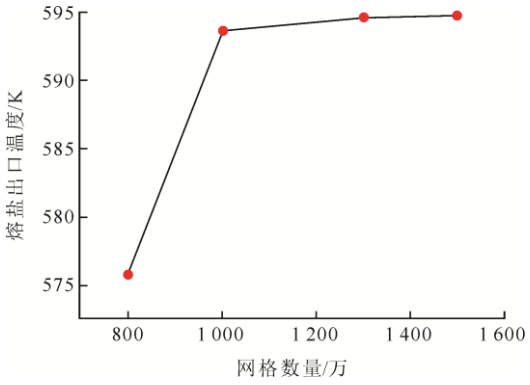


图 3 网格无关性验证
Fig.3 Grid independence verification

1.2 模拟方法

本文基于设定的管内沿程工质焓值分布，通过数值模拟计算熔盐与管壁之间的换热量，并计算出管内工质的焓值变化，分析熔盐与管内工质的换热特性。

首先将每根蛇形换热管按照一个管程中的直管与弯管部分，总共划分为 52 个单元。利用水的温度变化表征连续的状态变化过程，各划分单元在建模以及数值模拟过程中的实际坐标，利用 UDF 将水的温度以壁温的形式，编译至 Fluent 中，获得整根蛇形换热管的管壁初始温度及分布。通过数值模拟获得该初始设定温度分布下，熔盐与各划分单元管壁的换热量。

获得熔盐与壁面的换热量，通过热力计算得到管内工质在换热过程中的传热特性参数的变化。利用每一划分单元的吸热量以及定工作压力下水的比热容和蒸汽的汽化潜热等热力学参数，计算得到每一划分单元的焓值变化，进而得到管内工质在相变换热过程中的温度分布。根据此次计算结果重新设定管壁温度，作为下一次模拟计算的热边界条件。经多次迭代计算后，设定焓值和模拟焓值基本一致，同时管内汽化位置合理。采用上述模拟方法，无需对管内工质复杂的相变传热过程进行机理分析，仅需通过热力计算即可获取熔盐侧与管侧换热过程中的特性参数变化。

模拟过程中忽略熔盐与管束间的辐射传热、换热器和管道的压降，认为换热器蛇形换热管壁面为绝热壁面。换热过程遵循质量守恒、动量守恒以及能量守恒定律，求解连续性方程，流动为层流。压力−速度耦合采用 Simple 算法。亚松弛因子与收敛残差均采用默认值，并辅以进出口流量差（质量守恒）和温度差（能量守恒）进行收敛判断。

1.3 边界条件设置

由于换热器管径小、管壁薄的结构特点，可近似认为管内水的温度与管壁保持一致[15]，同时确保每个模块中 4 根蛇形换热管的入口工质参数一致。水在整个换热过程经过预热、蒸发以及过热 3 个阶段，因此在热量计算的时，要将 3 个阶段所吸收的热量单独计算后相加，作为熔盐整个过程所释放的热量。

水在预热、蒸发、过热阶段吸收热量的计算分别为式(1)、式(2)、式(3)：

$$Q_{\mathrm{pr}} = cm \cdot \Delta t \tag{1}$$

$$Q_{\mathrm{eva}} = m \cdot r_0 \tag{2}$$

$$Q_{\mathrm{sp}} = m \cdot \Delta h \tag{3}$$

$$\Delta h = c_p (T - T_{\mathrm{S}}) \tag{4}$$

式中：m 为一个换热器单元水的质量流量，kg/s；c 为水的比热容，kJ/(kg·K)；Δt 为水初始温度与 2 MPa 下饱和温度的温差，K；r_0 为水 2 MPa 下的汽化潜热，kJ/kg；Δh 为单位质量的蒸汽的比焓，kJ/kg；c_p 为水蒸气的定压比热容，kJ/(kg·K)；T 为过热蒸汽最终温度，K；T_{S} 为水 2 MPa 下饱和温度，K。确定熔盐放热阶段的初始温度为 671.99 K，质量流量为 14.21 kg/s。

换热器内充满着不规则的储热颗粒，其体积对熔盐的流动影响在进行数值模拟计算时不可忽略，因此在模拟过程中将换热器内部蓄热颗粒所占空间近似为多孔介质区域。换热颗粒的密度可以近似为氧化镁的密度（3 580 kg/m^3），储热颗粒在换热单元内的总质量为 15 000 kg。

计算获得储热颗粒的公式如下：

$$v_{\mathrm{kel}} = \frac{m_{\mathrm{kel}}}{\rho_{\mathrm{kel}}} \tag{5}$$

计算蛇形管所占体积公式如下：

$$v_{\mathrm{s}} = (L_{\mathrm{l}} \cdot n_{\mathrm{l}} + L_{\mathrm{s}} \cdot n_{\mathrm{s}} + \pi R_{\mathrm{w}} \cdot n_{\mathrm{w}}) \cdot \pi R^2 \cdot N \tag{6}$$

换热器内部孔隙率计算公式如下：

$$\delta = \frac{v_{\mathrm{h}} - v_{\mathrm{kel}} - v_{\mathrm{s}}}{v_{\mathrm{h}} - v_{\mathrm{s}}} \tag{7}$$

式中：v_{kel} 为储热颗粒的体积，m^3；v_{s} 为蛇形换热管

的体积，m^3；v_h 为整个换热单元体积，m^3；L_1 为蛇形换热管长管长度，m；L_S 为蛇形换热管短管长度，m；n_1 为蛇形换热管长管数量；n_s 为蛇形换热管短管数量；n_w 为蛇形换热管弯曲段的数量；N 为换热单元内蛇形换热管的数量；R_w 为蛇形换热管弯曲段的弧形外径，m；R 为蛇形换热管的管外径，m；δ_D 为换热器孔隙率，计算确定内部孔隙率为 0.211。

数值模拟过程中，所用熔盐物性均是随温度变化的函数，具体物性参数拟合公式见表 1。

表 1 三元熔盐物性参数拟合
Tab.1 Fitting of physical property parameters for the ternary molten salt

熔盐物性	函数	适用范围/℃
密度	y=2.293 05–0.000 749 06x	200~450
比热	y=1 828.100 48–0.633 71x	200~450
导热系数	y=0.530 1–0.000 250 94x	200~450
黏度	y= –170.525 99–0.580 71x+0.000 501 998x^2	200~320
	y= –111.727 49–0.361 49x–0.000 285 564x^2	320~450

管外热工质为熔盐，管内为水或蒸汽，物性为常规介质；换热管采用碳钢，密度为 7 850 kg/m³、比热容为 460 J/(kg·℃)、导热系数为 46~58 W/(m·K)。计算时换热单元内部的储热颗粒近似为孔隙率为 0.211 的多孔介质区域，设置储热颗粒的惯性系数为 0；黏性阻力系数为默认值。储热颗粒实密度为 3 580 kg/m³、比热容为 0.86 kJ/(kg·K)、导热系数为 202 W/(m·K)。

2 模拟仿真结果与分析

2.1 熔盐侧流动换热特性研究

2.1.1 熔盐侧温度分布特性研究

经过数次迭代后，沿程所有设定焓值与模拟焓值误差均小于 5%，获得 3 层熔盐的沿程温度分布如图 4 所示。在熔盐初始温度为 671.99 K 条件下，熔盐在经过第 1 层换热之后平均温度降低至 594.58 K。随后流经 2 个换热模块，出口平均温度依次降低至 527.10 K 与 471.95 K，最终熔盐出口温度与热力计算的熔盐换热后温度吻合。

在蛇形换热管未完全汽化的管程中，水与熔盐换热量较大，因此熔盐沿程温度降低较快。每根蛇形换热管内工质汽化所需要的热量相同，熔盐的温度逐渐降低后自上而下水完全汽化需要更大的换热面积，所需管程逐渐增加。

如图 4 所示，在完成汽化后，换热管内蒸汽过热温度趋于稳定，与熔盐的换热量也逐渐减小，因此随着管程增加，熔盐的温度变化逐渐减小。在经过第 1 层换热器后，熔盐温度明显降低，因此第 2 层以及第 3 层的换热器中熔盐温度较低区域逐渐增加。

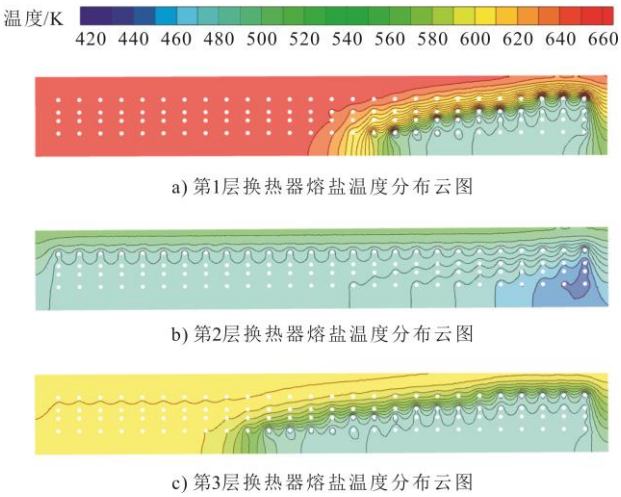
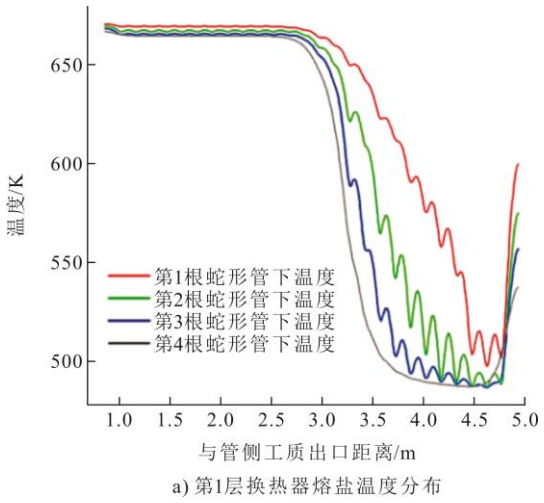


图 4 换热器熔盐沿程纵向温度分布云图
Fig.4 Contours of longitudinal temperature distribution along the molten salt flow path in the heat exchanger

熔盐流经蛇形换热管后横截面平均温度分布如图 5 所示。由于管侧入口工质含气率最高，焓值低，因此与熔盐的换热量较大，熔盐温度在此处出现跃迁式降低。随着横向管程位置变化，含气率逐渐提高，完全汽化后，与熔盐换热量逐渐降低，因此横截面上，熔盐温度随管程位置变化逐渐提高，最后趋于稳定。

第 1 层换热器中熔盐温度较高，因此达到出口过热温度所需要的管程少于第 2 层，且 4 根换热管温度稳定所需管程相差较小。熔盐热量对换热管内过热蒸汽的产汽位置影响较大，在相同的入口工质参数下，热量越多，所需换热面积和管程越少，汽化位置越靠近入口。



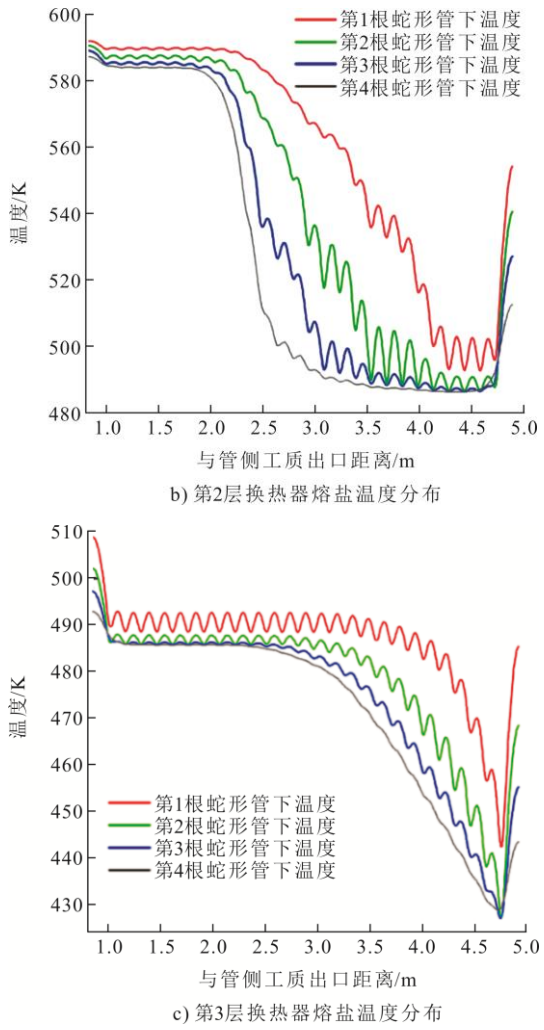


图 5 换热器熔盐沿程横向温度分布

Fig.5 Transverse temperature distributions along the molten salt flow path in the heat exchanger

第 2 层换热器中，熔盐温度降低，4 根换热管出口过热蒸汽温度差较第 1 层换热模块更大，且与熔盐入口温度相差也更大。熔盐的入口温度对于换热模块的最终蒸汽品质影响较大，更高的熔盐初始温度可以产出温度相近且品质更高的过热蒸汽。

第 3 层换热器内换热管入口工质为过冷水，因此第 3 层换热模块内熔盐温度变化逐渐稳定时，为水汽化开始位置。随着熔盐温度的降低，蛇形换热管内水汽化开始位置逐渐延后。

2.1.2 熔盐侧温度均匀性分析

如图 4 所示，换热过程中工质出口侧熔盐温度始终较高，工作过程中同一根换热管两侧温差过大容易导致传热管破裂。为了评价换热过程中熔盐温度均匀性，选取储热模块的出入口以及经过每一根换热管后的截面，通过所选取平面的最高温度与最低温度差来获取换热模块的温度均匀性变化规律，温度不均匀性指标 T_{une} 定义式[17]如下：

$$T_{une}=\frac{T_H-T_L}{T_{ave}}\times 100\% \tag{8}$$

式中：T_H 为截面熔盐最高温度，K；T_L 为截面熔盐最低温度，K；T_{ave} 为截面熔盐平均温度，K。

3 层换热模块内部熔盐的温度不均匀指标如图 6 所示。由图 6 可知，随着熔盐入口温度的降低，3 层换热模块内部不均匀性指标的平均值依次降低，从 29.72%降低至 19.16%，16.76%。可以得出，模块入口熔盐温度与水入口温度相差越大模块内部的温度不均匀度越大。

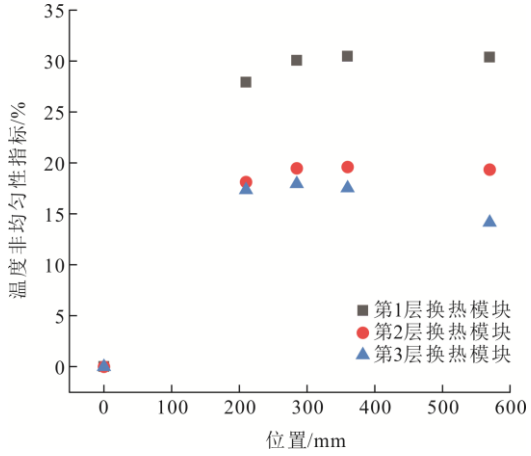


图 6 熔盐温度不均匀指标特性

Fig.6 Characteristics of the molten salt temperature non-uniformity index

而在模块内部熔盐经过换热后，内部熔盐温度的不均匀度逐渐提高，在模块出口处不均匀度降低。熔盐在经过换热管后，水在入口处与熔盐换热量较大，随着水温度升高，在同一横截面上，后续管程与熔盐的换热量逐渐减小，熔盐的温度变化量逐渐降低。随着熔盐流经后续的换热管，换热管入口侧熔盐温度低热量少，因此需要更多的管程来吸收足够的热量，则同一横向截面上低温区域增多，不均匀度便逐渐增大。流经所有换热管后，熔盐内部的横向传热使得温度不均匀度降低。

如前文所示，随着 3 层换热模块入口熔盐温度从 671.99 K 依次降低至 594.58 K 和 527.10 K，对换热模块内温度分布的不均匀性影响较小。但是，熔盐温度降低后，其换热效率必然随之降低，同时熔盐蒸发器系统依靠熔盐泵来实现熔盐的循环流动，因此必须确保熔盐维持一定的温度。换热模块内部温度场的不均匀性主要源于其内部换热管的布置方式，使得管内工质最高温度集中在换热模块

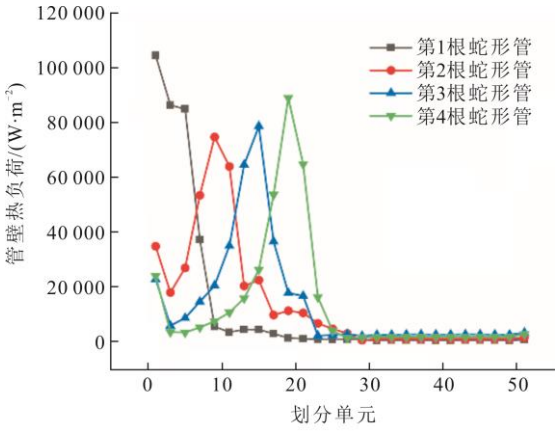
一端，后续可考虑通过改变 4 根换热管流向来改善换热模块内部温度场不均匀的问题，但限于篇幅，本文不对此展开探讨。

2.2 换热管侧流动换热特性研究

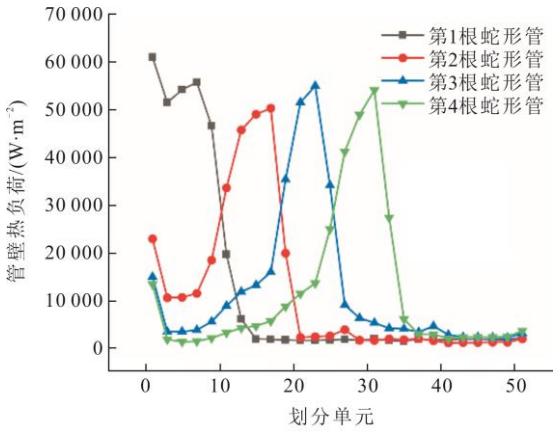
2.2.1 管侧热负荷变化特性研究

每层换热模块及内部每根蛇形换热管壁热负荷分布如图 7 所示。在前 2 层换热模块中，由于换热管入口工质为一定含气率的汽水混合态，因此入口处吸收热量较高。随着含气率提高，壁面热负荷先缓慢上升，随后不同的蛇形换热管由于流经的熔盐温度不同，在不同管程位置出现“跃升”现象，随后壁面温度出现一定程度的回落，最后趋于稳定。

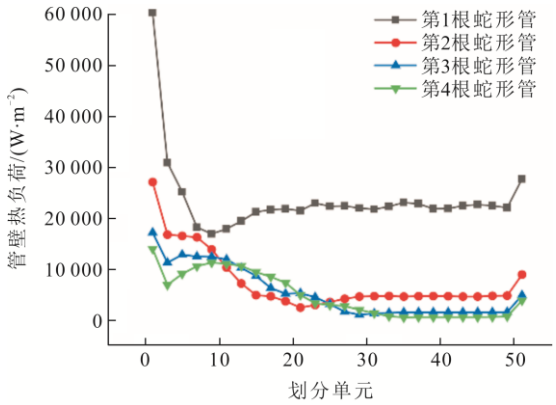
在前段管道内主要经历两相核态沸腾传热过程，传热效率较高，此时壁面热负荷出现“跃升”，在临界热负荷处达到最大值。随着蛇形换热管内液相逐渐被“蒸干”，汽泡逐渐在加热壁面上汇集，蒸汽的排出过程逐渐恶化，壁面热负荷出现一定程度的回落。随着换热管内水完全汽化，熔盐与管内蒸汽形成了稳定的对流换热。



a) 第1层换热器管壁热负荷分布



b) 第2层换热器管壁热负荷分布



c) 第3层换热器管壁热负荷分布

图 7 换热器管壁热负荷分布

Fig.7 Distribution of heat load on tube wall of the heat exchanger

最终，管内蒸汽温度变化幅度减小，蛇形换热管壁热负荷趋于稳定。由管壁热负荷分布图同样表明，在同一换热模块中，蛇形换热管自上而下汽化位置，逐渐延后，且第 2 层换热模块中，由于熔盐温度的降低，完全汽化所需的管程相较于第 1 层换热模块更多。

前 2 层换热模块中，水出口端管壁热负荷几乎不变且壁面热负荷较低、换热量少，明显存在设计冗余问题。这主要是由于换热管换热面积过大，减少部分管程后依然能够满足工作要求，同时在当前设计换热面积足够的情况下，变更熔盐温度以及流量后对于换热模块内部温度场以及换热特性影响较小。

不同熔盐入口温度条件下，每根换热管出口过热蒸汽温度变化如图 8 所示。随着入口熔盐温度降低，换热管出口过热蒸汽温度相应降低，由于熔盐热量足够将管内水完全汽化，故过热蒸汽温度降低速率随熔盐温度降低变化不大。

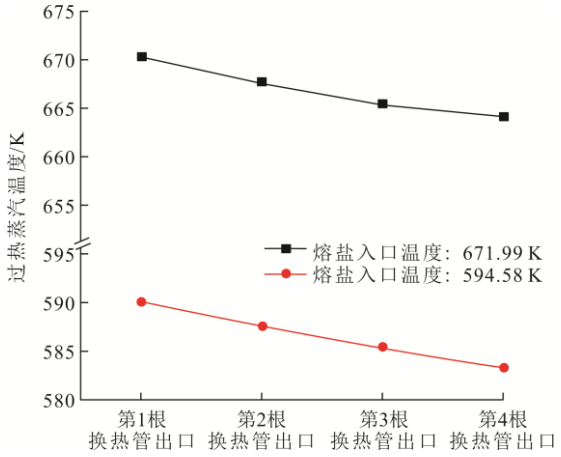


图 8 换热管出口过热蒸汽温度变化

Fig.8 Changes of the superheated steam temperature at outlet of the heat exchange tube

由于实际工程中对于管内工质换热特性参数的变化难以准确并实时测量，因此将数值模拟与实际运行工况[18]下顶部模块产出的过热蒸汽温度进行对比。电厂运行条件下，管侧工质入口为 423.15 K 的过冷水，流经 2 个换热模块后，最终产出 616.55 K 的过热蒸汽。通过本文模拟方法在相同工作压力和管内水温下，最终将产出 626.69 K 的过热蒸汽。

实际运行结果参数与数值模拟获得结果参数变化规律基本一致，且最终过热蒸汽温度差异较小，说明采用的数值模拟方法是可靠的，可以为实际运行提供参考。

2.2.2 管侧热偏差特性研究

在换热模块中，4 根蛇形换热管并列排布，并列管中每一根管内工质的焓增均不一样，由此便会产生热偏差，热偏差较大则会导致换热管出口蒸汽温度或者含气率相差较大，或者管壁超温而破损[19]。定义热偏差为并联管组中单根换热管的工质焓增Δh_{p}与并联管组工质平均焓增Δh_{p1}之比，用φ表示，定义式如下：

$$\varphi=\frac{\Delta h_{\mathrm{p}}}{\Delta h_{\mathrm{pl}}}\times 100\% \tag{9}$$

$$\Delta h=\frac{q\cdot A}{M} \tag{10}$$

式中：q 为单根换热管的热负荷，W/m^2；A 为单根换热管换热面积，m^2；M 为单根换热管内水质量流量，kg/s。

由上式可得出，在工作过程中，影响热偏差的因素主要是工质的质量流量以及管壁热负荷。计算得到 3 个换热模块内部不同换热管的热偏差如图 9 所示。对于换热模块内部并列工作的换热管，热偏差产生的关键原因是管壁热负荷的不同。在前 2 层换热模块内部，4 根换热管的热偏差相近且趋近于 100%，说明换热管整体所受热负荷相近，同一模块内部 4 根换热管出口过热蒸汽温度相近。而在第 3 层换热模块内部，第 1 根换热管热偏差为 216%，说明第 1 根换热管热负荷较大，第 2 根换热管热偏差为 76%，熔盐热量降低后，换热管的热负荷随之降低，热偏差φ小于 100%。

由热偏差公式分析可得，在换热管面积相同的条件下，主要手段是通过合理分配管内水的质量流量使热偏差φ趋近于 100%，通过增大第 1 根换热管的质量流量，使其质量流量与热负荷相匹配，从而降低热偏差值。实际工程应用中，通过将水入口模块内换热管合并，保证换热管长度不变增大换热管径后，将换热管数量减少为 2 根，确保管内工质总流量不变的条件下，增加了单根换热管内工质流量，单位体积的换热效率下降，单根换热管的热负荷降低，从而有效降低热偏差。由于篇幅限制，结构变更后对换热管热偏差的影响在后续研究中考虑。

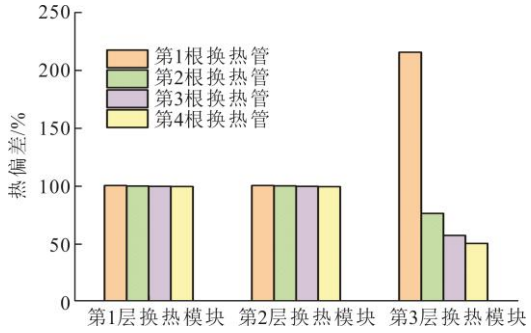


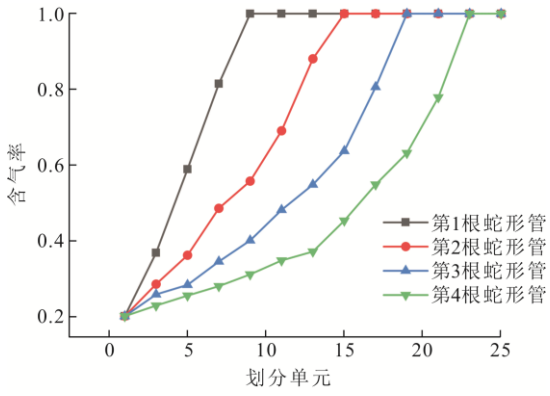
图 9 换热器热偏差特性

Fig.9 Heat exchanger thermal deviation characteristic diagram

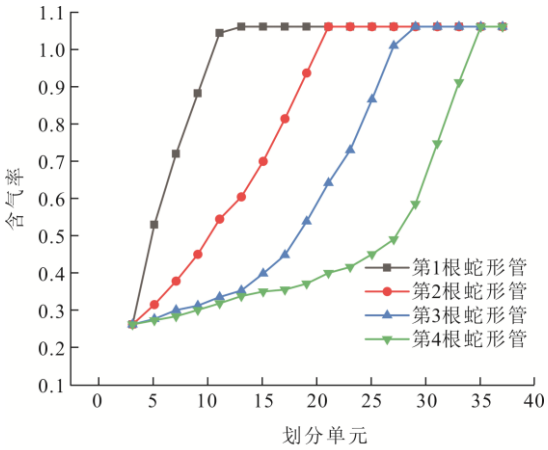
2.2.3 管侧含气率变化特性研究

质量含气率决定着蛇形换热管入口工质的焓值，尤为关键，设定好质量含气率后，通过迭代计算，获得最底层熔盐入口温度。开始对水预热至蒸发过程进行数值模拟，从而获得进入上层换热模块时管内工质的含气率，若在误差范围内，便认定此次数值模拟可以代表实际运行情况。

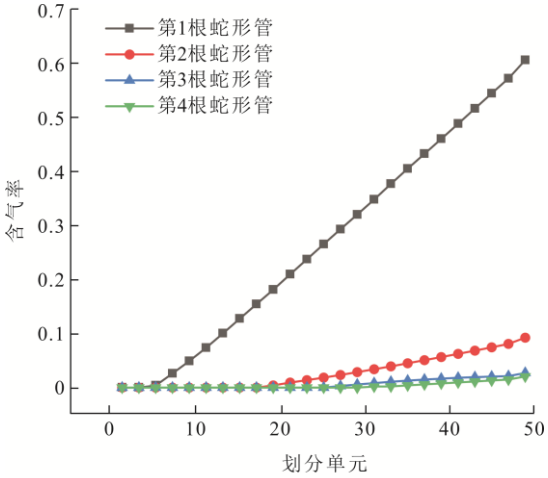
通过迭代数值模拟，获得换热模块中管侧每根蛇形换热管内的含气率分布如图 10 所示。最下层换热模块中管内工质为过冷水，因此首先经过过冷段加热，在达到饱和温度后，管内进行核态沸腾过程，开始出现汽水两相，因此第 3 层换热器蛇形换热管含气率分布中含气率不为 0 的位置便是汽化开始位置。随后在沸腾过程中，保持饱和温度不变，随着吸收熔盐热量，管内水的含气率逐渐增加，焓值同样随之增加。在第 1 层与第 2 层换热模块中，水完成沸腾过程，含气率由入口的 0.201 逐渐增至 1，表明管内已全部为气态蒸汽。



a) 第1层换热器含气率分布



b) 第2层换热器含气率分布



c) 第3层换热器含气率分布

图 10 蛇形换热管含气率分布

Fig.10 Void fraction distributions of the serpentine heat exchange tube

3 结　论

本文利用 UDF 将熔盐-蒸汽换热器中复杂的相变换热过程转换为熔盐单相与管壁间的换热，实现了对整个换热系统进行整体性的数值模拟，研究的主要结论如下。

1）在熔盐流量为 14.21 kg/s 的条件下，经过 3 个储热模块后熔盐温度依次降低至 594.58、527.10、471.95 K。换热模块内部熔盐温度的非均匀性指标随着熔盐温度的降低从 29.72%依次降低至 19.16%，16.76%，随着熔盐温度的降低，内部温度场更加均匀。

2）在熔盐流量为 14.21 kg/s，水流量为 1.39 kg/s 的条件下，熔盐储热系统可以将水完全汽化，最终产出温度为 626.69 K 的过热蒸汽。在换热模块内部，水由过冷态被加热至蒸发过程中，换热管的热偏差高达 216%，不同换热管之间受热强度相差较大，此时换热管超温破裂的风险较大。

3）工作过程中，壁面热负荷趋势为先缓慢上升，在不同管程位置出现“跃升”现象，在临界热负荷最高达到 86 295.12 W/m^2，随后壁面热负荷出现一定程度回落，最后趋于稳定，降低至 5 000 W/m^2。最终确定仅需要 3 层换热模块便可满足过热蒸汽的需求。

[参 考 文 献]

[1] WANG Z, LIU M, YAN H, et al. Improving flexibility of thermal power plant through control strategy optimization based on orderly utilization of energy storage[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 240: 122231.

[2] 赵攀, 苟非非, 许文盼, 等. 风-火-储耦合系统储能容量配置优化对比[J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(8): 38-48.
ZHAO Pan, GOU Feifei, XU Wenpan, et al. Comparison of storage capacity configuration optimization in wind thermal power-storage coupling system[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(8): 38-48.

[3] 王珠, 刘双白, 胡娱欧, 等. 集成熔盐储能的燃煤机组多区间变负荷瞬态特性[J]. 西安交通大学学报, 2025, 59(5): 12-22.
WANG Zhu, LIU Shuangbai, HU Yuou, et al. Load cycling performance analysis of a coal-fired power plant integrated with the molten salt energy storage system under different load intervals[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(5): 12-22.

[4] 杜志强, 宋中越. 新型熔盐结合吸收式热泵大温差储能供暖系统的研究[J]. 建筑科学, 2020, 36(4): 86-89.
DU Zhiqiang, SONG Zhongyue. Study on a new large temperature difference energy storage heating system using molten salt and absorption heat pump[J]. Building Science, 2020, 36(4): 86-89.

[5] 宋晓辉, 韩伟, 王兴, 等. 基于高温熔盐储热系统的火电机组深度调峰方案对比及分析[J]. 热能动力工程, 2023, 38(11): 63-74.
SONG Xiaohui, HAN Wei, WANG Xing, et al. Comparison and analysis of deep peak shaving schemes for thermal power units based on high-temperature molten salt heat storage system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(11): 63-74.

[6] 左芳菲, 韩伟, 姚明宇. 熔盐储能在新型电力系统中应用现状与发展趋势[J]. 热力发电, 2023, 52(2): 1-9.
ZUO Fangfei, HAN Wei, YAO Mingyu, et al. Application status and development trend of molten salt energy storage in novel power systems[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(2): 1-9.

[7] 陈珣, 陈正器, 周科, 等. 1 000 MW 燃煤机组耦合熔盐储热系统构型分析[J]. 热力发电, 2025, 54(4): 33-41.
CHEN Xun, CHEN Zhengqi, ZHOU Ke, et al. Configuration analysis of coupled molten salt heat storage system for 1 000 MW coal-fired unit[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(4): 33-41.

[8] 邹小刚, 刘明, 肖海丰, 等. 火电机组耦合熔盐储热深度调峰系统设计及性能分析[J]. 热力发电, 2023, 52(2): 146-153.
ZOU Xiaogang, LIU Ming, XIAO Haifeng, et al. Design and performance analysis of deep peak shaving system of thermal power units coupled with molten salt heat

storage[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(2): 146-153.

[9] HUANG Z J, ZOU Y K, DING J, et al. Experimental investigation of heat transfer in coiled tube type molten salt steam generator[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 148(5): 1131-1138.

[10] 贾振国, 王顺, 管洪军, 等. 耦合熔盐储热系统的火电机组调峰性能与热经济性研究[J]. 热力发电, 2024, 53(10): 72-80.
JIA Zhenguo, WANG Shun, GUAN Hongjun, et al. Study on peaking performance and thermal economy of thermal power unit coupled with molten salt thermal storage system[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(10): 72-80.

[11] 王然. 熔盐式蒸汽发生器流动与传热特性的数值研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2019: 1.
WANG Ran. Numerical study on flow and heat transfer characteristics of molten salt steam generator[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2019: 1.

[12] 张智博. 换热工质参数对熔盐蒸汽发生系统性能的影响研究[J]. 太阳能, 2021(3): 32-38.
ZHANG Zhibo. Research on influence of heat exchange working fluid parameters on the performance of molten salt steam generation system[J]. Solar Energy, 2021(3): 32-38.

[13] 张俊峰, 田家铭, 王黎明, 等. 太阳能光热电站熔盐蒸汽发生系统性能提升及运行安全性研究[J]. 西北水电, 2025(1): 117-124.
ZHANG Junfeng, TIAN Jiaming, WANG Liming, et al. Research on performance improvement and operation safety of the molten salt steam generation system in a solar thermal power plant[J]. Northwest Hydropower, 2025(1): 117-124.

[14] 张荣发. 塔式与槽式光热电站蒸汽发生系统可靠性研究[J]. 电站辅机, 2021, 42(3): 5-9.
ZHANG Rongfa. Study on reliability of steam generation system in central receiver tower and parabolic through CSP plants[J]. Power Station Auxiliary Equipment, 2021, 42(3): 5-9.

[15] 江晶亮, 顾磊, 陈世通. 塔式熔盐太阳能光热电站蒸汽发生器传热数值模拟设计计算[J]. 锅炉技术, 2021, 52(1): 14-20.
JIANG Jingliang, GU Lei, CHEN Shitong. Numerical simulation calculation of heat transfer of steam generator in tower type concentrated solar power station with molten salt[J]. Boiler Technology, 2021, 52(1): 14-20.

[16] LI X, DU Y, WANG P, et al. Numerical investigation on heat transfer characteristics of high-pressure syngas in the membrane helical-coil cooler of a 2 000 t/d gasifier[J]. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 2017, 72(9): 708-720.

[17] 徐星宇, 李早阳, 史睿菁, 等. 真空加热炉温度均匀性提升研究[J]. 电子与封装, 2025, 25(12): 96-100.
XU Xingyu, LI Zaoyang, SHI Ruijing, et al. Study on the improvement of temperature uniformity in vacuum heating furnace[J]. Electronics & Packaging, 2025, 25(12): 96-100.

[18] 宋园园, 周科, 鲁晓宇, 等. 模块化熔盐储热换热器流动传热特性研究及安全性分析[J]. 西安交通大学学报, 2025, 59(7): 118-128.
SONG Yuanyuan, ZHOU Ke, LU Xiaoyu, et al. Study of flow heat transfer characteristics and safety analysis of modular molten salt energy storage heat exchanger[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(7): 118-128.

[19] 鲁海龙. 节流孔圈在电厂超超临界直流锅炉中的运用[J]. 水电科技, 2018, 1(1): 1-3.
LU Hailong. Orifice plate application in ultra-supercritical once-through boilers for power plants[J]. Hydroelectric Science and Technology, 2018, 1(1): 1-3.

（责任编辑　邓玲惠）