

基于有限差分法的烟气 - 熔盐储热系统运行模式转换的瞬态分析

曾华斌¹, 陈正豫¹, 郭闻韬^{1,2*}

¹华北电力大学核科学与工程学院, 北京

²华北电力大学核能非能动安全技术北京市重点实验室, 北京

收稿日期: 2026年7月17日; 录用日期: 2026年8月12日; 发布日期: 2026年8月17日

摘 要

本文基于有限差分法建立瞬态仿真模型, 分析了世界首台烟气 - 熔盐储热系统的稳态与瞬态特性。在额定工况下, 烟气出口、熔盐出口和换热管束的平均稳态温度分别为301.46℃、388.82℃和317.05℃。采用额定烟气流量, 启动预热至目标温度, 储热启动需要279.9秒, 伴热启动需要812.6秒。退出过程中, 冷却至200℃所需时间: 储热退出为59.8小时, 伴热退出为101.3小时; 进一步冷却至25℃则分别需要588.8小时和736.0小时。本文为该类系统的设计与运行提供了理论与实践指导。

关键词

烟气 - 熔盐换热器, 有限差分法, 熔盐储热, 动态仿真

Transient Analysis of Operational Modes for Flue Gas-Molten Salt Heat Storage System Based on the Finite Difference Method

Huabin Zeng¹, Zhengyu Chen¹, Wentao Guo^{1,2*}

¹School of Nuclear Science and Engineering, North China Electric Power University, Beijing

²Beijing Key Laboratory of Passive Safety Technology for Nuclear Energy, North China Electric Power University, Beijing

Received: July 17, 2026; accepted: August 12, 2026; published: August 17, 2026

*通讯作者。

文章引用: 曾华斌, 陈正豫, 郭闻韬. 基于有限差分法的烟气-熔盐储热系统运行模式转换的瞬态分析[J]. 可持续能源, 2026, 16(4): 93-108. DOI: 10.12677/se.2026.164009

Abstract

This paper develops a transient simulation model based on the finite difference method to analyze the steady-state and transient characteristics of the world first flue gas-molten salt thermal storage system. At rated conditions, steady-state temperatures are 301.46°C, 388.82°C, and 317.05°C for the flue gas outlet, molten salt outlet, and average heat exchange tubes bundle, respectively. Using the rated flue gas flow, startup preheating to the target temperatures requires 279.9 s for thermal storage and 812.6 s for thermal preservation. During shutdown, cooling to 200°C takes 59.8 h (thermal storage) and 101.3 h (thermal preservation); cooling further to 25°C requires 588.8 h and 736.0 h, respectively. This work provides theoretical and practical guidance for the design and operation of such systems.

Keywords

Flue Gas-Molten Salt Heat Exchanger, Finite Difference Method, Molten Salt Thermal Storage, Dynamic Simulation

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

全球范围内，太阳能和风能等清洁能源应用规模持续扩大，但其输出具有不确定性和波动性[1] [2]，需通过储能调节。现有储能容量尚不足以满足需求，还需增强燃煤机组的调节能力与负荷响应速度，以满足调峰需求[3]。

在传统火电厂中，熔盐系统通常通过与蒸汽换热来储存热量，但这种方法存在温差大导致效率下降、温度匹配困难需额外电加热等问题[4]。为了解决上述与蒸汽换热相关的局限性，研究人员探索了替代的传热路径。其中一种有前景的方法是利用锅炉烟气直接加热熔盐，从而绕过中间能量转换步骤，减少相关损失，并提高整体热利用效率[5]。现有研究已经考察了将热能从烟气传递到熔盐的不同配置。例如，Kruger 等人[6]对相变材料、固体颗粒和熔盐在热性能和经济特性方面进行了比较分析。他们的研究结果表明，烟气加热熔盐配置可以实现超过 80% 的能量转换效率，同时具有良好的经济可行性和可靠的运行行为。Su 等人[7]在太阳能热发电厂中开展了利用烟气加热熔盐的实验研究，评估了系统性能并提出了可能的改进措施，重点关注其在不同季节和负荷条件下的性能。Mu 等人[8]提出了一种结合前馈 - 反馈的控制策略，以提高熔盐储能与燃煤电厂耦合过程中的动态稳定性和响应速度。结果表明，该策略能够在各种扰动条件下有效维持系统温度稳定性，具有良好的工程应用价值。因此，本文聚焦于在燃煤电厂中以烟气为热源的熔盐储热技术路径。

尽管熔盐储热领域取得了长足进展，但对烟气 - 熔盐耦合传热过程的瞬态特性研究仍相对有限，缺乏大规模应用数据与实验验证。且现有研究多采用集总参数法，无法反映温度沿程分布。为解决上述问题，本文基于一维有限差分法建立了瞬态仿真模型，采用 300 kW 实验平台数据对模型进行了验证，并将其应用于 9.7 MW 示范项目的分析。该模型能够精确模拟温度分布与动态响应，为系统设计、运行优化及控制策略的制定提供可靠基础。

2. 烟气熔盐换热器研究平台与数值建模介绍

2.1. 烟气 - 熔盐热能储存系统研究平台

本文研究的烟气 - 熔盐换热器(Flue Gas-Molten Salt Heat Exchanger, FMHE)系统分为两个主要子系统: 烟气 - 熔盐储热回路和蒸汽发生回路。在这种布置中, 储热单元与熔盐蒸汽发生系统集成, 既可以实现充热操作, 也可以实现放热操作[9]。

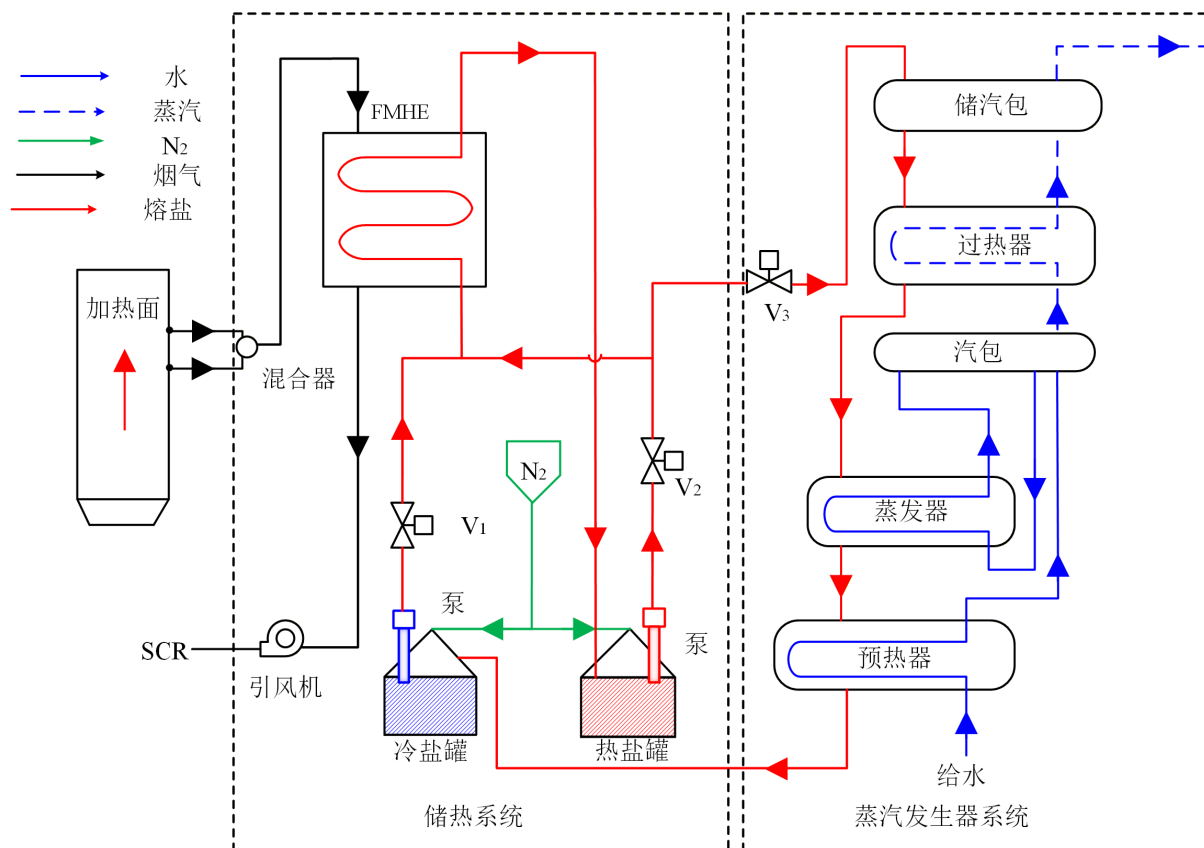


Figure 1. Schematic of the CFPP coupled with the molten salt TES system

图 1. 耦合熔盐 TES 系统的燃煤电厂 (Coal-Fired Power Plant, CFPP) 示意图

图 1 展示了烟气 - 熔盐热能储存 (Thermal Energy Storage, TES) 系统的配置。在储热过程中, 低温熔盐流入 FMHE, 吸收热量, 然后被引导至热盐罐进行储存; 在伴热阶段, 使用更高温的熔盐来进行换热。蒸汽发生模块包含预热器、蒸发器、过热器及蒸汽蓄热器, 可确保 3%/min 的负荷爬坡速率。

图 2 展示了换热器的三维配置及其相应视图。该系统采用外部布置配置。一台专用的引风机从锅炉尾部抽取中低温烟气。烟气流在进入 FMHE 之前混合, 在换热器中将热量传递给熔盐。换热过程结束后, 冷却的烟气返回到选择性催化还原 (SCR) 装置的入口, 通过调节两股烟气比例可以控制入口温度。

为了详细探索两种介质之间的传热行为, 搭建了一个 300 kW 的专用 TES 实验平台。该设施围绕一个为烟气和熔盐设计的换热器建造, 并由储罐提供所需的热能储存和循环能力。本装置中实现的换热器由六排熔盐管 ($N_1=6$) 组成, 每排包含 34 个管层 ($N_2=34$)。相邻管道上翅片之间的间距保持在 10 mm, 允许烟气通过管间通道。换热器的整体尺寸为 1400 mm × 360 mm × 6140 mm, 并采用 H 型翅片以提高对流传热性能。

图3显示了运行模式之间的切换逻辑。

使用实验平台进行了烟气和熔盐之间的瞬态传热测试。本文选取了一组具有代表性的动态实验数据来验证所提出的瞬态数值模型，相应的运行条件总结在表1中。测试过程持续4117秒，烟气入口温度 $654.1^{\circ}\text{C}\sim 726.8^{\circ}\text{C}$ ，质量流量 $0.66\sim 0.77\text{ kg/s}$ 。在实验过程中，这两个参数几乎呈线性轨迹变化。

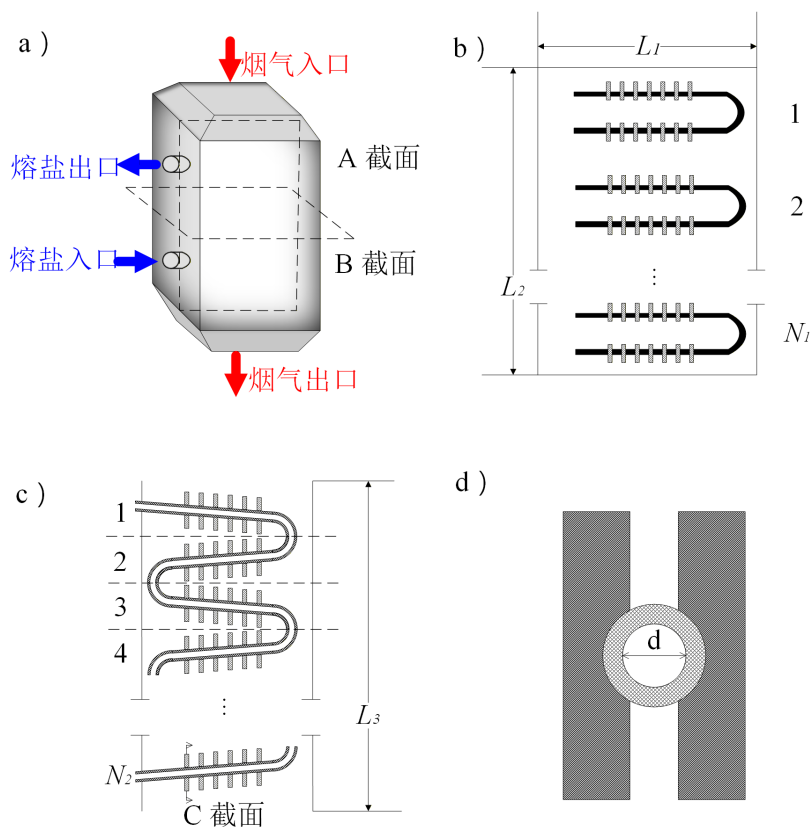


Figure 2. (a) 3D structure of the FMHE; (b) Section A; (c) Section B; (d) Section C

图2. (a) FMHE 的3D结构; (b) 剖面A; (c) 剖面B; (d) 剖面C

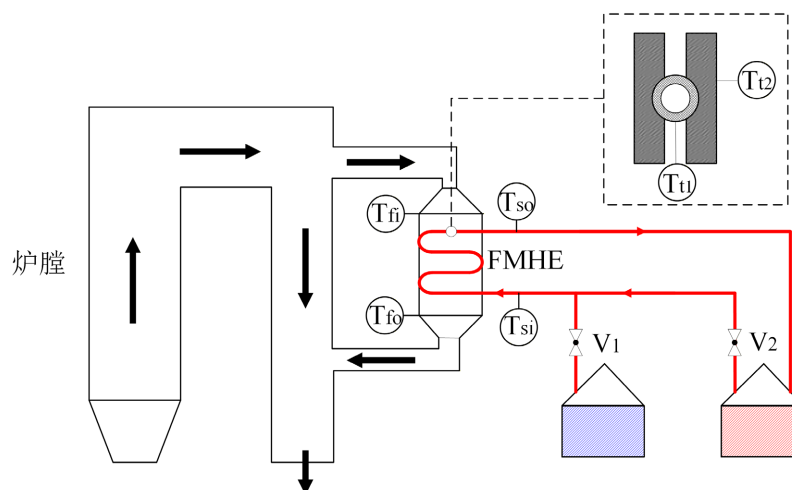


Figure 3. Schematic of thermal storage and preservation processes

图3. 储热和伴热过程示意图

Table 1. Experimental condition [9]**表 1.** 实验工况[9]

参数	值
烟气入口温度, °C	654.1~726.8
熔盐入口温度, °C	320
换热管束初始温度, °C	383.74
烟气质量流量, kg/s	0.66~0.77
熔盐质量流量, kg/s	0.84

2.2. 一维瞬态仿真模型的开发

本文提出了一种用于模拟烟气 - 熔盐储热系统并评估其性能的一维有限差分方法。对于 FMHE, 模型基于设备结构及其耦合传热特性做了以下假设:

- 1) 启动/运行阶段壳体绝热, 停机阶段才考虑环境热损失;
- 2) 烟气和熔盐在每个横截面上的温度、速度和压力被认为是均匀分布的, 并且假设流动仅以轴向方式发生;
- 3) 烟气、熔盐和管材金属的热物理性质被视为固定常数。这些值是基于设计运行条件选择的, 以便在保持工程实用性的同时简化动态计算。

基于上述假设, 建立的一维有限差分控制方程如下:

烟气能量方程:

$$m_{f(i)}c_{pf} \frac{\partial T_{f(i)}}{\partial t} = -\dot{m}_f c_{pf} \Delta x \frac{\partial T_{f(i)}}{\partial x} - \alpha_f A_{f(i)} e_f (T_{f(i)} - T_{t(i)}) \quad (1)$$

熔盐能量方程:

$$m_{s(i)}c_{ps} \frac{\partial T_{s(i)}}{\partial t} = -\dot{m}_s c_{ps} \Delta x \frac{\partial T_{s(i)}}{\partial x} + \alpha_s A_{s(i)} e_s (T_{t(i)} - T_{s(i)}) \quad (2)$$

管束能量方程:

$$m_{t(i)}c_{pt} \frac{\partial T_{t(i)}}{\partial t} = \alpha_f A_{f(i)} e_f (T_{f(i)} - T_{t(i)}) - \alpha_s A_{s(i)} e_s (T_{t(i)} - T_{s(i)}) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_t A_{t, \text{cross}} \frac{\partial T_{t(i)}}{\partial x} \right) \quad (3)$$

空间离散采用中心差分法[10]:

$$\frac{\partial T_{f(i)}}{\partial x} \approx \frac{T_{f(i+1)} - T_{f(i-1)}}{2 \cdot \Delta x} \quad (4)$$

$$\frac{\partial T_{s(i)}}{\partial x} \approx \frac{T_{s(i+1)} - T_{s(i-1)}}{2 \cdot \Delta x} \quad (5)$$

$$\frac{\partial T_{t(i)}}{\partial x} \approx \frac{T_{t(i+1)} - T_{t(i-1)}}{2 \cdot \Delta x} \quad (6)$$

当 $i = 1$ 时:

$$\frac{\partial T_{f(1)}}{\partial x} \approx \frac{T_{f(2)} - T_{f(1)}}{\Delta x} \quad (7)$$

$$\frac{\partial T_{s(1)}}{\partial x} \approx \frac{T_{s(2)} - T_{s(1)}}{\Delta x} \quad (8)$$

$$\frac{\partial T_{t(1)}}{\partial x} \approx \frac{T_{t(2)} - T_{t(1)}}{\Delta x} \quad (9)$$

当 $i = n$ 时:

$$\frac{\partial T_{f(n)}}{\partial x} \approx \frac{T_{f(n)} - T_{f(n-1)}}{\Delta x} \quad (10)$$

$$\frac{\partial T_{s(n)}}{\partial x} \approx \frac{T_{s(n)} - T_{s(n-1)}}{\Delta x} \quad (11)$$

$$\frac{\partial T_{t(n)}}{\partial x} \approx \frac{T_{t(n)} - T_{t(n-1)}}{\Delta x} \quad (12)$$

其中各控制体积的质量 $m_{f(i)}$, $m_{s(i)}$, $m_{t(i)}$ 对应烟气、熔盐和管束。系统中这三个组分的总质量分别为 1.12 kg, 49.15 kg, 705.54 kg。比热容 c_{pf} , c_{ps} , c_{pt} 分别取 1176.6, 1423.2, 550 J/(kg·°C)。传热效率因子 e_f 和 e_s 均假定为 1。边界处采用前向/后向差分。

H 型翅片管的烟气侧传热系数 a_f 使用以下方程确定[11]:

$$a_f = \left(\frac{A_f}{A} E + \frac{A_s}{A} \right) \frac{0.85a_d}{1 + 0.00425a_d} \quad (13)$$

其中 A 是换热管束的总表面积, E 代表翅片效率。 A_f 和 A_s 分别是烟气侧和熔盐侧的总传热面积, 对于实验平台取值分别为 66.11 m² 和 9.23 m²。系数 a_d 定义为横流中顺排圆形翅片管的对流传热系数, 并使用方程(14)计算[11]:

$$a_d = 0.105 \left(\frac{\lambda_f}{S} \right) \left(\frac{d_f}{S} \right)^{-0.54} \left(\frac{h}{S} \right)^{-0.14} \left(\frac{v_f S}{v} \right)^{0.72} \quad (14)$$

其中 λ_f 、 S 、 d_f 、 h 、 v_f 和 v 分别表示烟气的热导率、翅片间距、翅根外径、翅片高度、最小流动截面处的烟气速度和运动粘度。熔盐侧对流传热系数 a_s 通过下面提供的经验关联式获得[12]:

$$a_s = \frac{Nu \cdot \lambda_s}{d_s} \quad (15)$$

$$Nu = \begin{cases} (0.001412Re + 6.217) Pr^{1/3}, & Re < 2300 \\ \frac{1}{2} (0.00154Re^{1.1} + 0.023Re^{0.8}) Pr^{1/3}, & 2300 < Re < 8200 \\ 0.00154Re^{1.1} Pr^{1/3}, & 8200 < Re < 12300 \\ 0.0294Re^{0.787} Pr^{1/3}, & Re > 12300 \end{cases} \quad (16)$$

其中 λ_s 代表熔盐的热导率, d_s 代表换热管束的内径。基于以上公式计算得出, 管内 Re 为 8054.12, Pr 为 8.14, 由此得出 Nu 为 61.51。基于这些参数, 熔盐侧的对流传热系数 a_s 为 1660.16 W/(m²·K)。

2.3. 敏感性分析

本模型假设烟气、熔盐和管材的热物理性质为固定常数。为评估简化对精度的影响, 基于廊坊项目数据拟合烟气与熔盐物性多项式, 采用方程(13), (15)计算传热系数, 并在额定工况下进行稳态对比。

计算结果表明, 采用变物性模型后, 稳态烟气出口温度 T_{fo} 、熔盐出口温度 T_{so} 与管束平均温度 T_{ia} 分

别由 301.46℃、388.82℃、317.05℃变为 296.22℃、394.96℃、321.43℃，其相对偏差绝对值均在 1.4%~1.8% 之间，远低于工程实践中普遍接受的 5% 误差限，说明在本研究所涉及的工质温度范围内，采用常物性假设引入的误差是可接受的，不会对主要结论的可靠性产生实质影响。

2.4. 模型验证

参照表 1 所示 300 kW 烟气-熔盐换热器实验工况，采用上述瞬态数值计算模型开展计算。烟气入口温度被设定为在 4117 s 内从 654.1℃ 线性增加到 726.8℃，而其初始出口温度设为 356.8℃。熔盐入口和出口温度初始分别设为 320.0℃ 和 434.6℃。沿着换热管的轴向，烟气和熔盐的温度均被视为线性变化。此外，换热管束的所有计算单元初始温度均设为 383.8℃。基于方程(1)~(16)，本文在 MATLAB 中采用一维有限差分法建立了瞬态仿真模型[13]。

网格独立性研究表明，轴向节点数从 5 增至 50 时，稳态出口温度变化小于 0.5%，故取 $n=10$ 。时间步长经 0.001 s 至 1.0 s 测试后，取 0.01 s 以兼顾计算成本与精度。

仿真结果如图 4 和图 5 所示。如图 4 所示，瞬态模型准确地预测了 T_{fo} 和 T_{so} 的瞬态演变，以及管束的热行为。此外，计算出的烟气出口温度 T_{fo} 、熔盐出口温度 T_{so} 和换热管束平均温度 T_{ta} 与相应的测量值非常接近，偏差分别为 -2.79%、-8.15% 和 6.51%，考虑到模型假设，这些偏差对于工程实践来说是可以接受的。这证实了模型的可靠性。

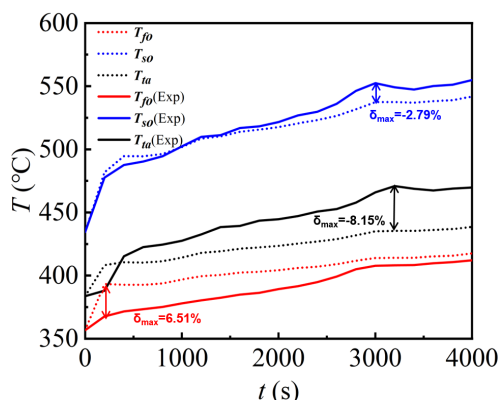


Figure 4. Outlet temperature evolution of flue gas, molten salt, and tubes bundle over time
图 4. 烟气、熔盐和管束出口温度随时间的演变

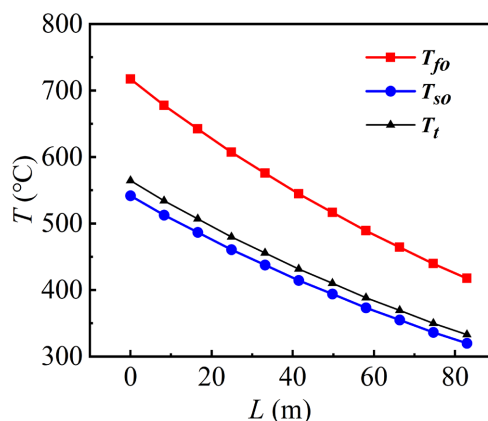


Figure 5. Axial temperature distribution of flue gas, molten salt, and tubes bundle at steady state
图 5. 稳态时烟气、熔盐和管束的轴向温度分布

3. 结果与讨论

3.1. 示范项目稳态运行条件仿真

图 2 展示了 9.7 MW 示范系统中使用的 FMHE 的结构配置。该换热器由 60 排熔盐管($N_1 = 60$)组成, 每排有 46 个管层($N_2 = 46$)。其外形尺寸为 1800 mm × 3600 mm × 8308 mm。热性能参数包括: 烟气侧有效传热面积 1510.70 m² (A_f), 熔盐侧有效传热面积 265.75 m² (A_s)。烟气侧的传热效率设为 0.8 (e_f), 熔盐侧设为 1.0 (e_s)。表 2 总结了额定工况的关键运行参数。

为了实现动态仿真, 具体的边界条件和初始状态详见表 3。

在动态仿真中, 系统内部的初始温度分布假设如下: 沿换热管长度方向, 烟气温度从入口的 500℃线性变化到出口的 150℃; 熔盐温度同样假定为线性变化, 从入口的 235℃降低到出口的 175℃。换热管束的初始温度假定均匀为 200℃, 如表 3 所示。这些假设为瞬态计算提供了完整的初始温度场。此外, 计算中使用的必要物理性质参数汇编在表 4 中。

Table 2. Design basis for the FMHE under rated conditions in the demonstration project

表 2. 示范项目 FMHE 在额定工况下的设计基础

参数	值
烟气入口温度, °C	500
熔盐入口温度, °C	235
烟气出口温度, °C	300
熔盐出口温度, °C	390
烟气入口质量流量, kg/s	20.61
熔盐入口质量流量, kg/s	21.99

Table 3. Boundary and initial conditions applied in the transient simulation of the FMHE

表 3. FMHE 瞬态仿真中应用的边界和初始条件

参数	值
烟气入口温度, °C	500
熔盐入口温度, °C	235
熔盐初始出口温度, °C	175
烟气初始出口温度, °C	150
换热管束初始温度, °C	200

Table 4. Thermophysical properties of the materials and working fluids in the FMHE model

表 4. FMHE 模型中材料和工质的热物理性质

参数	值
烟气比热容, J/(kg·K)	1176.6
熔盐比热容, J/(kg·K)	1423.2
烟气入口质量流量, kg/s	20.61
熔盐入口质量流量, kg/s	21.99
换热管束比热容, J/(kg·K)	550

如图 6 所示, 系统启动后约 850 秒达到稳态。 T_{in} 稳定在 317.05℃, T_{so} 达到 388.82℃, T_{fo} 稳定在

301.46℃。

本文的一维传热分析沿烟气入口方向进行。图 7 显示，稳态下烟气从 500℃降至 301.46℃，熔盐从 235℃升至 388.82℃，管束温度从热端 400.24℃降至冷端 243.44℃。

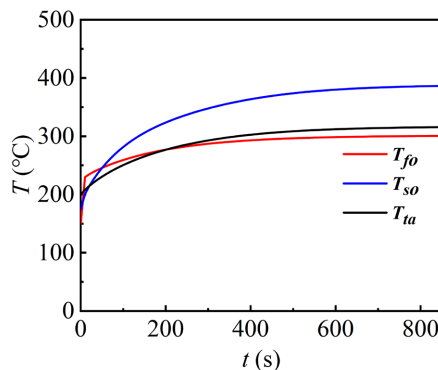


Figure 6. Temperature variation under rated conditions

图 6. 额定工况下的温度变化

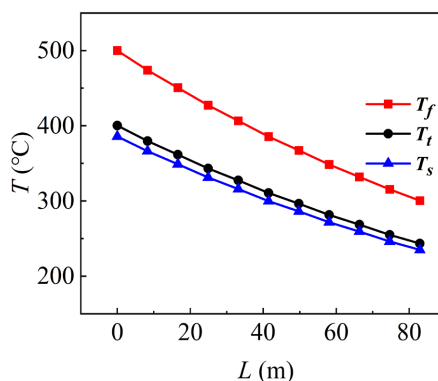


Figure 7. Axial temperature distribution at steady state

图 7. 稳态时的轴向温度分布

3.2. 示范项目瞬态运行条件仿真

运行模式切换

1. 储热启动

储热系统的启动过程从换热管束的预热阶段开始，目的是将其温度提升到指定的设定值——储热条件为 200℃，伴热条件为 360℃。在成功达到这些目标温度后，随后将熔盐引入系统以启动和稳定换热器的运行。

在准备运行期间的初始预热阶段，熔盐侧保持空置；换热管最初充入 25℃的氮气以提供惰性保护气氛。同时，烟气侧通入一股约 372℃的低温烟气流，将管束温度从 25℃的环境起始点逐渐升高。保护氮气的对流传热系数(a_n)根据已建立的努塞尔数关联式[14]确定：

$$Nu = 0.36 + 0.518 \left\{ \frac{Ra}{\left[1 + (0.559/Pr)^9 \right]^{16/9}} \right\}^{1/4} \quad (17)$$

图 8(a)展示了额定流量 50%时的代表性情况。预热时间 t_{pre} 定义为管束达到目标温度所需的时间。储热启动期间预热持续时间与 $\dot{m}_f$ 的关系如图 8(b) 所示。为评估预热经济性, 定义烟气总耗热量 $Q_{pre} = \int_0^{t_{pre}} \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (T_{fi} - 25) dt$ 。计算不同 $\dot{m}_f$ 下的 Q_{pre} 与 t_{pre} , 发现当 $\dot{m}_f$ 降至额定值的 40% 以下时, t_{pre} 急剧增加(>600s), 而 Q_{pre} 反而因长时间预热而上升; 当 $\dot{m}_f$ 超过额定值的 60% 时, t_{pre} 缩短不足 15%, 但 Q_{pre} 增加约 30%。因此, 将 $\dot{m}_f$ 控制在额定值的 40%~50% 可在预热时间与能耗之间取得良好平衡。图 8(c) 显示了在额定 $\dot{m}_f$ 下预热阶段不同时刻管束的轴向温度分布。在 $t=0$ s 时, T_i 沿整个长度均匀初始化为 25℃。当 T_{ta} 达到 200℃ 时, 预热阶段在 $t=279.9$ s 结束。

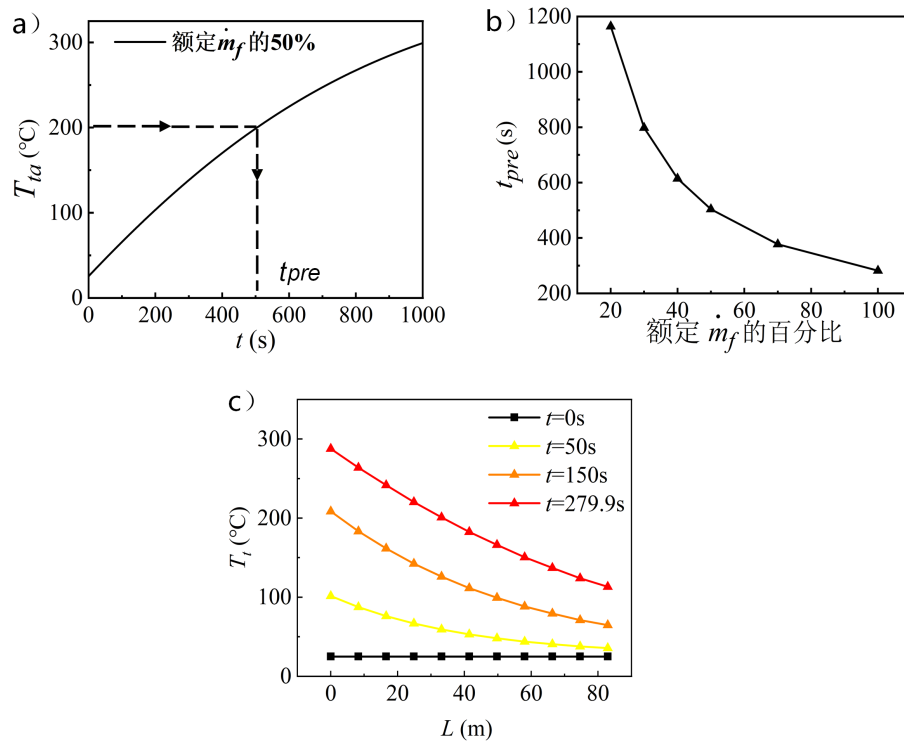


Figure 8. (a) Average tube bundle temperature at 50% flue gas flow; (b) Preheating time to 200℃ vs. flue gas flow rate; (c) Axial tube bundle temperature profiles during preheating

图 8. (a) 50%烟气流量下的平均管束温度; (b) 预热至 200℃ 的时间与烟气流量的关系; (c) 预热期间管束轴向温度分布

在熔盐引入阶段, 一旦 T_{ta} 达到 200℃, 系统进入正常运行状态, 此时熔盐和烟气同时引入。在这些条件下, $\dot{m}_s$ 保持为 22 kg/s, 入口温度为 235℃, 而 $\dot{m}_f$ 固定为 20.61 kg/s。在此阶段, 烟气入口温度发生显著变化, 从 372℃ 急剧上升到 500℃。为了确定系统在此突变后重新建立热平衡需要多长时间, 进行了详细的瞬态仿真, 结果如图 9 所示。

图 9 展示了储热启动过程中的瞬态温度。鉴于烟气的高流速, 到达出口的第一波烟气的温度可以近似等于入口温度。因此, 在瞬态计算中, 烟气侧初始化为 372℃。在管束预热阶段, 烟气与管束之间的巨大温差驱动着剧烈的传热过程, 其中传递到管束的热量速率超过进入烟气流携带的热能。因此, 烟气侧储存的热能减少, 伴随着其平均温度的下降。大约在 113 秒时, 从烟气到管束的传热速率变得小于进入烟气所携带的热输入, 平均烟气温度开始升高, 伴随着出口温度的上升。熔盐引入后, 烟气、换热管束和熔盐之间的热平衡分别在约 892 秒、989 秒和 1053 秒时达到。这表明, 通过熔盐和烟气之间的连续热交换和耦合, 系统逐渐接近稳定热状态。

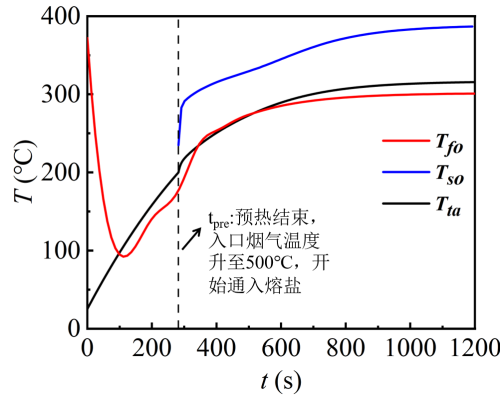


Figure 9. Transient temperatures during thermal storage startup
图 9. 储热启动过程中的瞬态温度

2. 储热退出

储热过程完成后, 熔盐被完全排出, 管束内充满温度近似等于热熔盐温度的氮气。然后, FMHE 在自然环境中进行被动冷却。分析考虑了从系统进入退出状态的 $t_1 = 100$ h 开始的时段, 在此期间 T_{ta} 从 316.7°C 降低到 25°C。储热退出过程的控制方程如下:

$$m_{f(i)} c_{pf} \frac{\partial T_{f(i)}}{\partial t} = -\alpha_{fw} A_{w(i)} (T_{f(i)} - T_{w(i)}) - \alpha_f A_{f(i)} (T_{f(i)} - T_{t(i)}) \quad (18)$$

$$m_{w(i)} c_{pw} \frac{\partial T_{w(i)}}{\partial t} = \alpha_{fw} A_{w(i)} (T_{f(i)} - T_{w(i)}) - \alpha_{rw} A_{w(i)} (T_{w(i)} - T_{r(i)}) \quad (19)$$

$$m_{n(i)} c_{pn} \frac{\partial T_{n(i)}}{\partial t} = \alpha_n A_{n(i)} (T_{t(i)} - T_{n(i)}) \quad (20)$$

$$m_{t(i)} c_{pt} \frac{\partial T_{t(i)}}{\partial t} = \alpha_{f(i)} A_{f(i)} (T_{f(i)} - T_{t(i)}) - \alpha_n A_{n(i)} (T_{t(i)} - T_{n(i)}) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_t A_{t, cross} \frac{\partial T_{t(i)}}{\partial x} \right) \quad (21)$$

烟气与壳体侧之间以及环境空气与壳体侧之间的对流传热系数分别用 α_{fw} 和 α_{rw} 表示。这些系数使用方程(14) [14] 确定。 $A_{w(i)}$ 表示第 i 个节点处的壳体侧传热面积, 总壳体传热面积为 31.1 m²。节点 i 处的烟气、氮气、壳体和环境空气的温度分别表示为 $T_{f(i)}$ 、 $T_{n(i)}$ 、 $T_{w(i)}$ 和 $T_{r(i)}$ 。初始温度条件设定为: 烟气 318.46°C, 氮气 312.5°C, 壳体 50°C, 换热管束 316.7°C, 环境空气 12.2°C。壳体材料的比热容为 $c_{pw} = 550$ J/(kg·°C), 壳体的总质量为 992.3 kg。

图 10 显示了储热退出自然冷却过程中 T_{ta} 的变化、散热功率及不同时间的轴向温度分布。达到 t_1 后, T_{ta} 在最初 48 小时内下降了 99.7°C。温度降至 200°C 大约需要 59.8 小时。温度继续下降, 在大约 104.2 小时时降至约 150°C, 接近 130.88°C 的烟气酸露点。继续冷却, 管束达到 25°C 大约需要 588.8 小时。

3. 伴热启动

在放热阶段, 热盐罐持续向蒸汽-水系统供应热量, 导致罐内熔盐温度逐渐降低。因此, 需要进行烟气伴热以维持热盐罐内的熔盐温度。热盐罐的总体积为 1193 m³, 其中 596.5 m³ 被熔盐占据。在伴热条件下, 熔盐从热盐罐循环通过换热器, 然后返回热盐罐。

在伴热启动过程中, 系统运行分为预热和熔盐引入两个阶段。在预热阶段, T_{fi} 维持在 400°C, $\dot{m}_f$ 固定在其额定值 20 kg/s。在这些条件下, 不引入熔盐; 相反, 管束用氮气吹扫, 沿长度方向的初始温度均匀为 25°C。

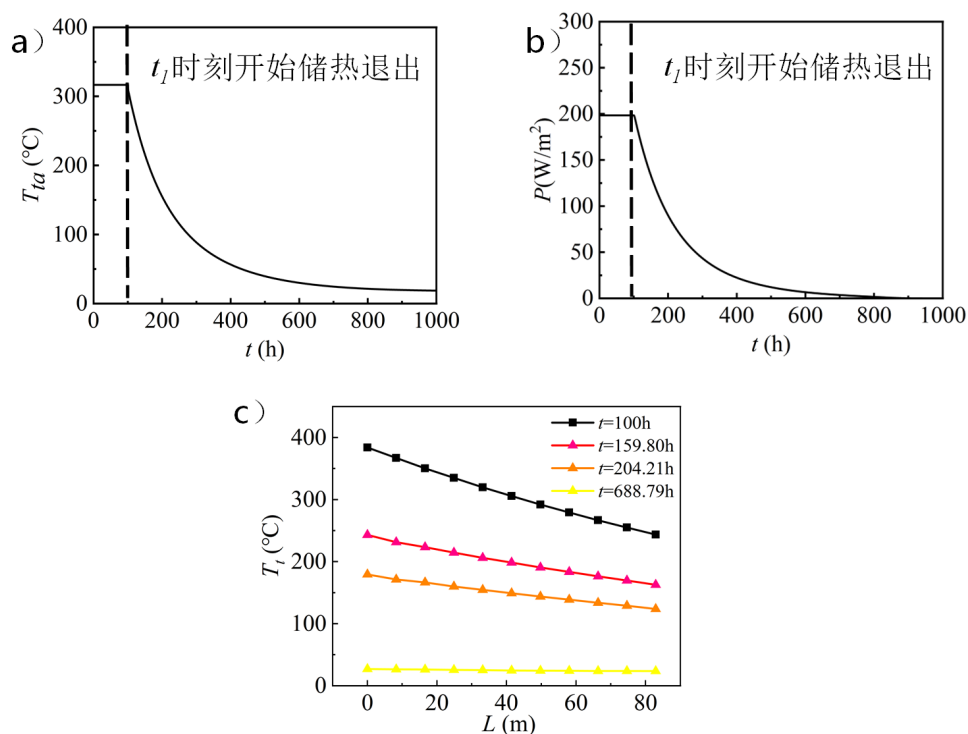


Figure 10. (a) Average tube bundle temperature; (b) Heat dissipation power; (c) Axial temperature distribution during thermal storage shutdown

图 10. (a) 平均管束温度; (b) 散热功率; (c) 储热退出期间的轴向温度分布

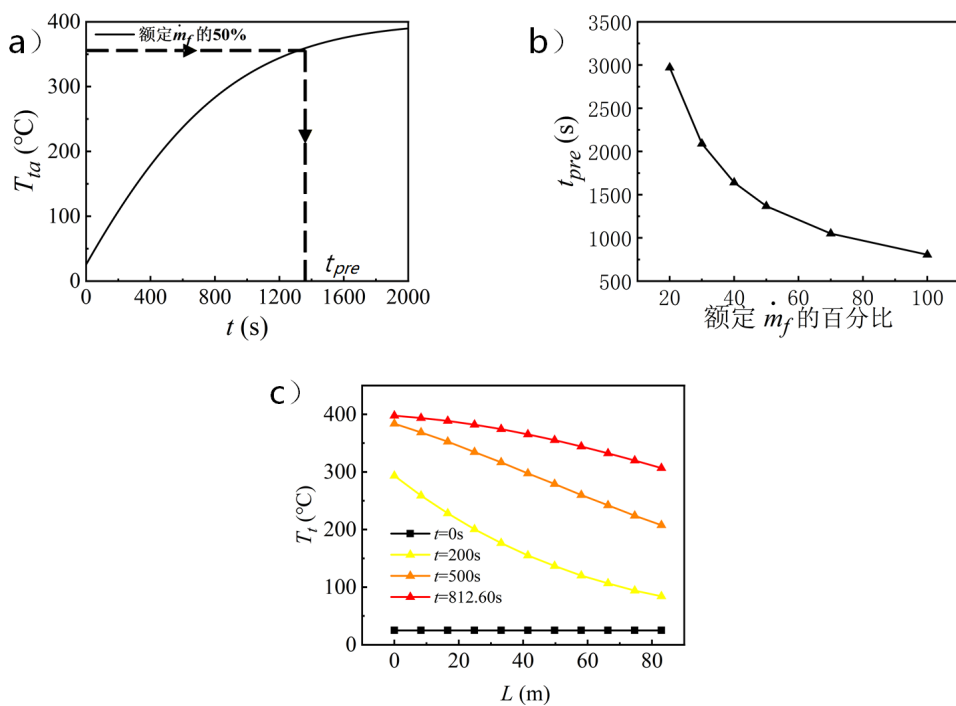


Figure 11. (a) Average tube bundle temperature at 50% flue gas flow; (b) Preheating time to 360°C vs. flue gas flow rate; (c) Axial tube bundle temperature profiles during preheating

图 11. (a) 50%烟气流量下的平均管束温度; (b) 预热至 360°C 的时间与烟气流量的关系; (c) 预热期间管束轴向温度分布

图 11(a)以及图 11(b)显示了在 50%额定烟气流量下 T_{ia} 随时间的变化以及在不同烟气质量流量下达到 360℃所需的预热持续时间。当 $\dot{m}_f$ 低于额定值的 70%时, 预热时间超过 1500s, 且单位预热时间能耗显著上升; 当 $\dot{m}_f$ 高于额定值时, 预热时间虽可进一步缩短, 但每增加 10%流量, 耗热量增加约 8%。综合考虑, 推荐将 $\dot{m}_f$ 设定在额定值的 70%~100%区间。图 11(c)显示了在额定 $\dot{m}_f$ 下预热过程中不同时间间隔沿管长方向的管束温度空间分布。在额定流量条件下, 预热过程在 $t = 812.60$ s 终止, 此时 T_{ia} 达到 360℃。

在伴热启动的熔盐注入阶段, 热盐罐和换热器之间建立了一个循环回路。因此, 熔盐入口温度从其初始值 382℃逐渐上升, 直到达到热平衡, 而烟气入口温度 T_{fi} 维持在 410℃, 熔盐以 70 kg/s 的流量引入管束。伴热运行持续到热盐罐内的熔盐温度达到 390℃为止, 届时终止运行。进行瞬态数值分析以表征系统响应, 捕捉 T_{so} 升至 392℃以及罐内温度同时升至 390℃的过程, 如图 12 所示。

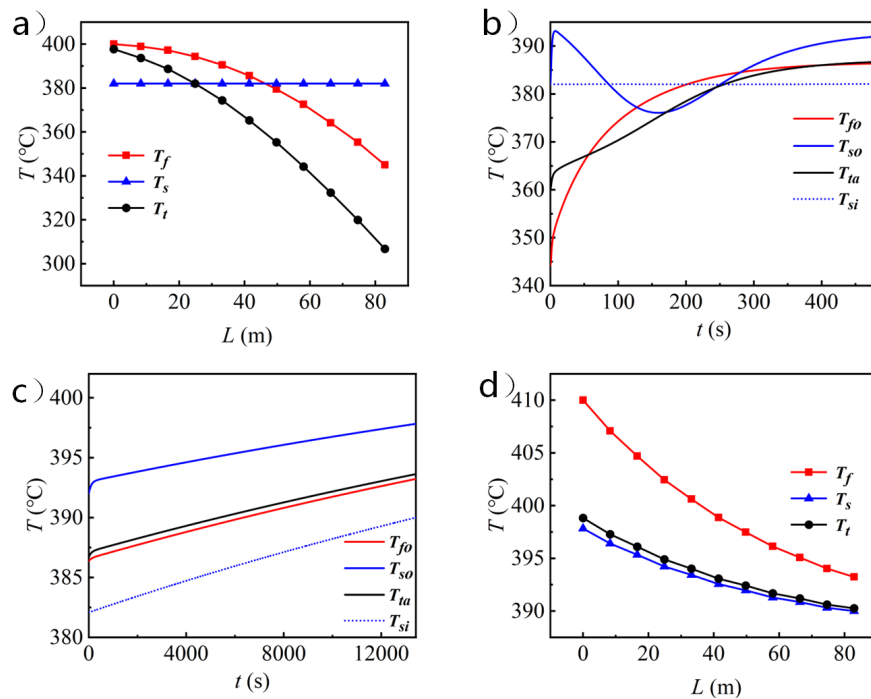


Figure 12. Temperature evolution during thermal preservation startup: (a) initial axial distribution; (b) transient before outlet reaches 392℃; (c) transient after outlet exceeds 392℃; (d) axial distribution when inlet reaches 390℃

图 12. 伴热启动过程中的温度演变: (a) 初始轴向分布; (b) 出口达到 392℃前的瞬态; (c) 出口超过 392℃后的瞬态; (d) 入口达到 390℃时的轴向分布

仿真结果表明, 熔盐出口温度在 481.4 秒时达到 392℃。而熔盐入口温度, 即罐内温度, 在 13419.3 秒时达到 390℃。

在熔盐注入开始时, 图 12(a)描绘了 T_f 、 T_s 和 T_i 沿换热器的初始轴向温度分布。初始时刻, 在 $L \approx 25$ m 上游管束温度高于熔盐, 下游则相反。因此, 在该下游段, 传热最初将从熔盐到管束, 逐渐减弱热不平衡, 并促进沿流动路径逐渐建立一致的温度分布。

图 12(b)显示了不同组件温度随时间的变化曲线, 描绘了从熔盐引入到其出口温度稳定达到 392℃阈值的最初阶段。在局部热量积累与传热主导地位变化的相互作用下, 温度短暂过冲至 393.14℃。熔盐引入时, 在上一阶段预热的出口段管束将其储存的热量快速传递给熔盐, 导致温度急剧上升。随着熔盐内部温度梯度的增加, 轴向传热暂时占主导地位, 导致温度轻微下降。随后, 随着系统接近稳定的热梯度, 来自管束的传热重新获得主导地位, 驱动温度稳步上升。图 12(c)显示熔盐入口温度上升明显较慢。这主

要是因为储罐中大量的盐具有很大的热惯性,需要长时间才能均匀加热。图 12(d)显示了伴热启动条件下,对应熔盐入口温度为 390℃时,烟气、换热管束和熔盐的轴向温度分布。

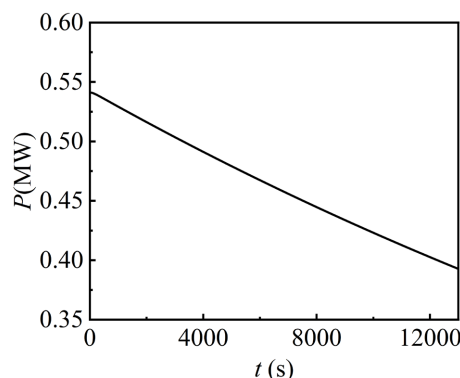


Figure 13. Heat absorption power of molten salt during thermal preservation
图 13. 伴热期间熔盐的吸热功率

伴热运行期间熔盐吸热功率的演变如图 13 所示。随着 T_s 沿换热管束上升,熔盐侧和烟气侧之间的热驱动力逐渐减弱。因此,不断减小的温差导致熔盐的吸热能力稳步下降。

4. 伴热退出

伴热退出与储热退出相似。系统在 $t_1 = 100$ h 进入伴热退出状态,以自然冷却为唯一散热机制。管束的初始温度设定为 389.1℃,对应熔盐出口温度 392℃。其他初始条件如下:烟气 384.6℃,氮气 387℃,壳体 50℃,环境空气 12.2℃。

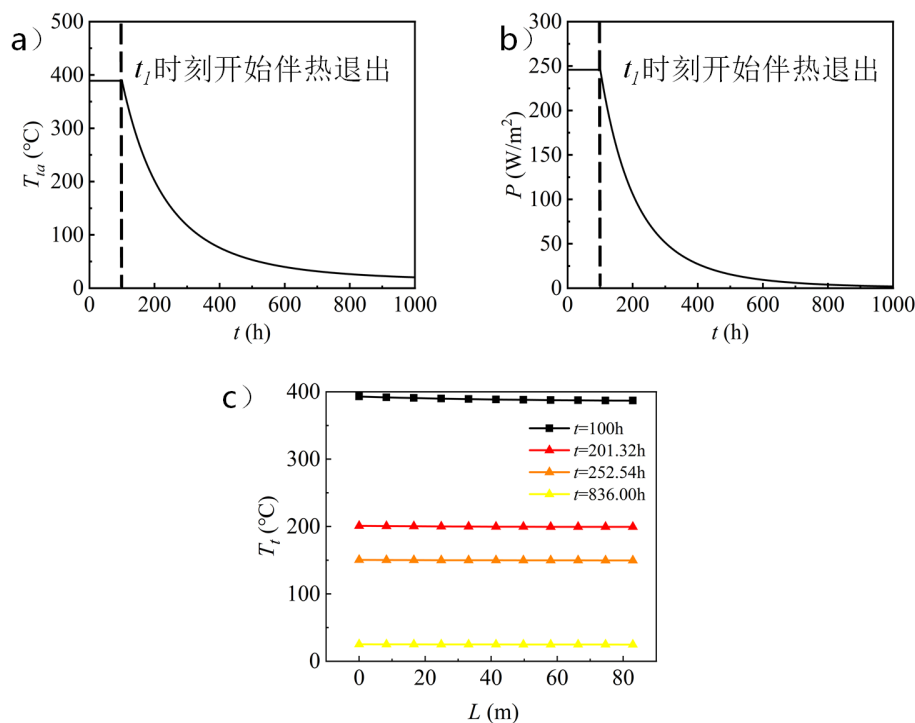


Figure 14. (a) Average tube bundle temperature; (b) Heat dissipation power; (c) Axial temperature distribution during thermal preservation shutdown

图 14. (a) 平均管束温度; (b) 散热功率; (c) 伴热退出期间的轴向温度分布

如图 14 所示, 在 t_1 之后的 48 小时内, 管束温度降低了 110.2℃。其平均温度降至 200℃大约需要 101.3 小时。进一步冷却, 平均温度在大约 152.5 小时后降至 150℃; 达到 25℃大约需要 736.0 小时。

4. 结论

本工作证实了一维有限差分法能够有效模拟 FMHE 的动态行为。计算获得的关键运行参数为: 额定稳态下烟气出口、熔盐出口及管束平均温度分别为 301.46℃、388.82℃和 317.05℃; 储热与伴热模式的预热时间分别为 279.9 s 与 812.6 s; 停机自然冷却至 200℃约需 59.8 h (储热)与 101.3 h (伴热), 而冷却至环境温度则长达 588.8 h 与 736.0 h。

基于上述数值结果, 针对工程设计与运行优化, 提炼出以下具体建议:

1) 启动预热流量控制: 储热模式启动时, 烟气流量宜取额定值的 40%~50%, 以兼顾预热速度与能耗。伴热模式启动时, 推荐流量为额定值的 70%~100%。

2) 停机检修时间窗口规划: 自然冷却条件下, 系统从运行温度降至 200℃耗时较短, 但自 200℃降至常温耗时极长。建议若需开展设备检修, 应在管束温度降至 200℃后辅以强制通风或保温措施, 以避免过长的停机等待周期。

致 谢

本研究得到了国家自然科学基金青年项目(12505198)和中央高校基本科研业务费(2026MS074)的支持。

参考文献

- [1] Lei, Y., Wang, Z., Wang, D., Zhang, X., Che, H., Yue, X., *et al.* (2023) Co-Benefits of Carbon Neutrality in Enhancing and Stabilizing Solar and Wind Energy. *Nature Climate Change*, **13**, 693-700. <https://doi.org/10.1038/s41558-023-01692-7>
- [2] Li, C., Shah, N., Li, Z. and Liu, P. (2024) Modelling of Wind and Solar Power Output Uncertainty in Power Systems Based on Historical Data: A Characterisation through Deterministic Parameters. *Journal of Cleaner Production*, **484**, Article ID: 144233. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2024.144233>
- [3] Hu, X.N., Deng, B.Y., Liu, H.P., *et al.* (2023) Status and Development Trend of Rapid Load Regulation Technology for Circulating Fluidized Bed Boiler. *Clean Coal Technology*, **29**, 11-23. (In Chinese)
- [4] Zhang, Y.H., Song, X.H., Yang, R.G. and Li, X.B. (2024) Performance of Molten Salt Thermal Energy Storage System Based on Reheat Steam Extraction from Coal-Fired Power Plants. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, **44**, 447-454. (In Chinese)
- [5] Liu, T., Xiao, X., Long, Y., Li, Y. and Tang, R. (2025) Performance Analysis of a Cogeneration System Coupled with Molten Salt Heat Storage. *Applied Thermal Engineering*, **281**, Article ID: 128736. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.128736>
- [6] Krüger, M., Muslubas, S., Çam, E., Lehmann, D., Polenz, S., Dreißigacker, V., *et al.* (2022) Technical Development and Economic Evaluation of the Integration of Thermal Energy Storage in Steam Power Plants. *Energies*, **15**, Article 3388. <https://doi.org/10.3390/en15093388>
- [7] Su, H., Xu, J., Yu, X., Dong, X., Liu, C., Wang, Y., *et al.* (2025) Experimental Study on Flow and Heat Transfer of a Novel Molten-Salt-Heat-Exchanger for Flue Gas Energy Storage. *Journal of Energy Storage*, **132**, Article ID: 117961. <https://doi.org/10.1016/j.est.2025.117961>
- [8] Mu, Z., Jiang, K., Zhang, Q., Wang, Q., Niu, Y. and Liu, J. (2024) Dynamic Characteristics and Real-Time Control of Flue Gas-Molten Salt Heat Exchanger for Flexibility Transformation of Coal-Fired Power Plants. *Applied Thermal Engineering*, **257**, Article ID: 124319. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.124319>
- [9] Guo, W., Liu, C., Xu, J., Chen, Z., Yu, X., Dong, X., *et al.* (2025) Numerical Analysis of the Steady and Transient Operating Characteristics of the Flue Gas Molten Salt Heat Storage System. *Applied Thermal Engineering*, **271**, Article ID: 126279. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.126279>
- [10] Utz, T., Meurer, T. and Kugi, A. (2007) Motion Planning for the Heat Equation with Radiation Boundary Conditions Based on Finite Difference Semi-Discretizations. *IFAC Proceedings Volumes*, **40**, 306-311. <https://doi.org/10.3182/20070822-3-za-2920.00051>
- [11] Lin, Z. and Xu, T. (2022) Utility Boiler Handbook. Chemical Industry Press Co., Ltd. (In Chinese)

- [12] Wu, Y., Chen, C., Liu, B. and Ma, C. (2012) Investigation on Forced Convective Heat Transfer of Molten Salts in Circular Tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **39**, 1550-1555.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.09.002>
- [13] Buttsworth, D.R. (2001) A Finite Difference Routine for the Solution of Transient One Dimensional Heat Conduction Problems with Curvature and Varying Thermal Properties. University of Southern Queensland.
- [14] Churchill, S.W. and Chu, H.H.S. (1975) Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **18**, 1323-1329.
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90243-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90243-4)