

DOI: 10.19666/j.rlfed.202412270

单罐储热系统充放热循环过程动态热特性 及力学性能模拟

梅欣¹, 李阳海¹, 徐万兵¹, 欧阳钰明², 张燕平²

(1.国网湖北省电力有限公司电力科学研究院, 湖北 武汉 430077;

2.华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

[摘要] 单罐储热系统在充、放热循环过程中的传热特性和安全性是影响储热罐性能好坏的重要指标。通过耦合有限体积法和有限元法建立多层壁面结构的熔融盐单罐系统的综合模型, 探究了入口流速及进、出口温差对储热罐连续储放热过程中的动态热特性以及机械性能的影响。结果表明: 增大入口流速会降低储热量并提高热效率, 同时会增大罐壁等效应力; 而增大进、出口温差会增大储热量并降低热效率, 同时增大罐壁的等效应力。为了保证单罐储热系统的储热量和热效率, 同时确保系统的安全性, 储热量 40 MW·h 的单罐系统熔融盐入口流速应控制在 0.002 60~0.003 46 m/s, 熔融盐进、出口温差应控制在 200~250 K。

[关键词] 单罐储热; 熔融盐; 斜温层; 热效率; 热应力

[引用本文格式] 梅欣, 李阳海, 徐万兵, 等. 单罐储热系统充放热循环过程动态热特性及力学性能模拟[J]. 热力发电, 2025, 54(10): 41-50. MEI Xin, LI Yanghai, XU Wanbing, et al. Dynamic thermal and stress characteristics of a single tank thermal storage system during continuous charging and discharging cycling process[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(10): 41-50.

Dynamic thermal and stress characteristics of a single tank thermal storage system during continuous charging and discharging cycling process

MEI Xin¹, LI Yanghai¹, XU Wanbing¹, OUYANG Yuming², ZHANG Yanping²

(1. Electric Power Research Institute of State Grid Hubei Electric Power Co., Ltd., Wuhan 430077, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: The heat transfer characteristics and safety of a single tank thermal storage system during charging and discharging cycle are important indicators affecting the performance of the thermal storage tank. By coupling finite volume method and finite element method, a comprehensive model of a multi-layer wall structure molten salt single tank system is established, and the effects of inlet flow velocity and inlet/outlet temperature difference on the dynamic thermal characteristics and mechanical properties of the thermal storage tank during continuous charging and discharging cycling process are explored. The results indicate that, increasing the inlet flow rate will reduce the heat storage and improve the thermal efficiency, but will also increase the equivalent stress on the tank wall. Increasing the temperature difference between the inlet and outlet will increase the heat storage and reduce the thermal efficiency, and also increase the equivalent stress on the tank wall. To ensure the heat storage and thermal efficiency of the single tank heat storage system, as well as the safety of the system, for the single tank system with a heat storage capacity of 40 MW·h, the inlet flow rate of molten salt should be controlled within 0.002 60~0.003 46 m/s, and the temperature difference between the inlet and outlet of molten salt needs to be controlled within 200~250 K.

Key words: single-tank thermal energy storage; molten salt; thermal gradient layer; thermal efficiency; thermal stress

收稿日期: 2024-12-31

基金项目: 国家电网公司总部科技项目(4000-202458076A-1-1-ZN)

Supported by: Technology Project of State Grid Corporation of China (4000-202458076A-1-1-ZN)

第一作者简介: 梅欣(1972)男, 博士, 教授级高工, 主要研究方向为电力系统自动化、先进储能技术, meix8@hb.sgcc.com.cn.

通信作者简介: 李阳海(1980), 男, 博士, 高级工程师, 主要研究方向为新型储能技术以及热力系统经济性分析、自动化和网源协调技术等, esifo@qq.com.

熔盐储能作为一种中高温传热蓄热方法,广泛应用于太阳能光热发电系统及燃煤发电系统的调峰调频、绿电消纳等领域。将熔盐储热与压缩空气储能耦合,可以有效提升压缩空气储能系统的能量利用效率^[1]。

目前,熔盐储能主要分为单罐储热系统与双罐储热系统。双罐储热系统已经在商业电站得到应用,但是其结构复杂、成本较高。单罐储热系统结构简单,罐内的冷热流体之间会因为密度差而自然形成一个具有很大大温度梯度但很薄的斜温层^[2],冷热流体通过斜温层隔开储存,同时可在储热罐内部填充低成本的固体填充颗粒进一步降低成本,因此单罐储热在近年来得到了大量的关注。

在实验研究方面,桑迪亚国家实验室^[3]建立一个储热能力为 2.3 MW·h 试验规模的熔融盐单罐斜温层热存储系统,验证了其可行性,同时一些实验室规模的储热罐^[4]被成功证明并为熔融盐储热系统的数值模型验证提供了许多样本数据。徐佳锟等^[5]将制备的陶瓷石墨复合材料作为储罐填料,分析了罐斜温层厚度的影响因素。

在数值模型的研究上,双相模型^[6]被用于研究单罐储热系统内部分离流体相与固体相的整体热行为,而单相模型^[7]被用于储热罐中的固相与液相接近热平衡的情况下,由于单相模型的方程数比双相模型少,因此单相模型的计算时间较短。三相模型相比于双相模型增加了一个方程来表征热损失和壁面效应^[8]或者扩展至多尺寸颗粒的储热系统^[9-10]。Hoffmann 等人^[4]采用 1D-1P 与 1D-2P 2 种不同数值模型与储热罐实验结果对比,结果表明 1D-1P 模型与工业规模储热罐实验结果更接近,1D-2P 模型与实验室规模储热罐结果更接近。

在单罐储热系统传热和机械性能的数值模拟方面,Elsihy 等人^[9]对比单罐的填充床储热系统与纯熔盐储热系统的斜温层特性与温度分布,结果发现在低流速的边界条件下填充床单罐系统可更好地实现热分层。耿直等^[11]对采用相变材料(PCM)和换热流体(HTF) 2 种材料进行蓄热的单罐开展了研究,分析了不同工况下相变材料平均温度变化特性。Yang 和 Garimella^[10,12]通过一系列模拟研究分析熔融盐储热罐系统的热特性与循环特性,同时得出储热罐效率与罐体高度、雷诺数和颗粒直径之间的关系。Xu 等人^[13]研究熔融盐入口流速和温度、填充颗粒性质和孔隙率以及罐体高度等参数对单

罐放热过程热性能的影响。Chang 等人^[14]研究储热罐系统在速度与温度振荡边界条件的动态热特性,结果表明进口速度和温度的振荡会导致斜温层厚度退化同时提高传热效果与储放热效率。Flueckiger 等人^[15]建立一个具有复合壁面结构的单罐储热模型并对模型的热和机械性能进行一系列的模拟分析。结果表明可以通过增大表面热损失以及储热罐区域与罐壁之间的绝缘厚度来减小罐壁产生的应力,不过只有机械性能考虑到了不同壁面结构与热损失。Wang 等人^[16]考虑到包括熔盐入口流速、温度、填充颗粒孔隙率、环境温度等 8 个因素,对罐体的热与机械性能进行了全面的参数化分析,对储热和放热过程进行了模拟。González 等人^[17]开发了一个新的数值模拟平台用于评价单罐储热系统的动态热力和机械性能,分析长宽比、壁厚和季节天气变化等不同参数对应力的影响,并对罐体结构进行了优化。梁五洲等^[18]设计了一种储换热一体式熔盐单罐,研究了单罐蓄热特性及熔盐在蓄热过程中的传热规律。

从已发表的关于储热罐的相关数值模拟研究来看,大部分参数效应研究集中在分析储热罐单一的储热或放热过程的热性能与机械性能分析上,对连续充放热过程中的参数研究较少。本文基于局部非平衡热学理论,建立了应用在单罐储热系统的有限体积法(FVM)与有限元法(FEM)的数值模型,研究了熔融盐入口流速和进、出口温差等参数对储热罐动态特性的影响,对连续储放热过程进行了模拟分析,可为储热罐的优化运行提供参考。

1 计算模型

1.1 几何描述与假设

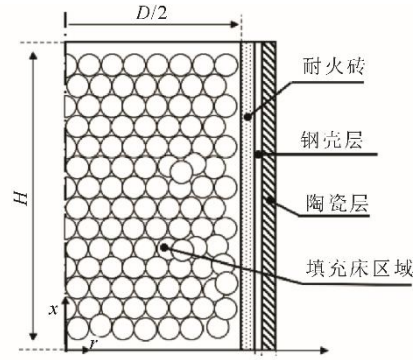
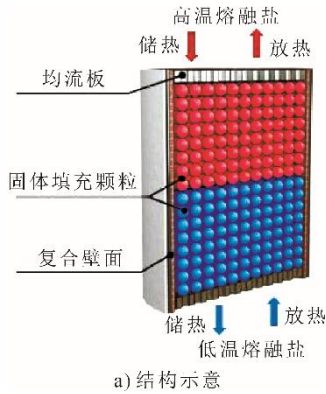
本文以带有复合壁面的单罐储热系统为研究对象,其结构与计算域如图 1 所示。其中,罐体为垂直圆柱形,填充床区域为储热介质的固体颗粒所在区域,填充床高度为 H ,内部直径为 D 。复合罐壁由 3 种不同的材料组成,内侧保温层由耐火砖组成并用于热绝缘(厚度为 l_{in1}),中间层由不锈钢组成作为机械支撑(厚度为 l_{st}),外层是陶瓷并用于隔热和防腐蚀(厚度为 l_{in2})。填充床区域的孔隙率 ε 定义为式(1)。固体颗粒被假定为球体,材料为石英岩(SiO_2),均匀分布在填充床区域中,球体的平均直径为 d_p 。传热流体(HTF)是 60% (质量分数,下同) $\text{NaNO}_3+40\%\text{KNO}_3$ 的太阳盐。该单罐储热系统

理想储热量为 40 MW·h，储热与放热时间均为 4 h，表 1 列出了储热罐模型计算域的基本参数，储热罐和熔融盐的热物理特性见表 2^[19]。

$$\varepsilon = (V_b - V_s) / V_b \quad (1)$$

式中： V_s 为填充床区域内固体颗粒的总体积； V_b 为基于 D 和 H 的填充床区域总体积。

为了简化计算，本文模型做了以下假设：1) 填充颗粒被均匀地放置在罐体中；2) 熔融盐的流动是均匀的、围绕轴线对称的，罐体中流体的流动被视为层流和不可压缩的流动；3) 熔融盐的温度在罐体的入口处是均匀的，在储热和放热过程中，没有温度的起伏；4) 罐内壁采用对流换热边界层条件，罐外侧同时考虑与空气的对流和辐射换热，忽略罐顶部及底部热损失。



b) 计算区域

图 1 多层壁储热单罐

Fig.1 Single-tank for thermal storage with multi-layered walls

表 1 储热罐模型计算域基本参数

Tab.1 Fundamental parameters of the computational domain in thermal energy storage tank modelling

项目	数值
填充床区域高度/m	10.90
填充床区域直径/m	5.45
孔隙率	0.22
固体填充颗粒直径/m	0.02
熔融盐入口流速/(m·s ⁻¹)	0.003 46
低温熔融盐温度/K	573.15
高温熔融盐温度/K	773.15
耐火砖厚度/m	0.20
钢壳层厚度/m	0.04
陶瓷层厚度/m	0.20

表 2 罐体材料与熔融盐物理特性

Tab.2 Physical properties of the tank materials and molten salt

材料	密度 ρ_t /(kg·m ⁻³)	比热容 c_p /(J·(kg·K) ⁻¹)	热导率 K_f /(W·(m·K) ⁻¹)	黏度 μ /(kg·(m·s) ⁻¹)
太阳盐	2 090-0.6367T	1 443+0.172 T	0.443+1.9×10 ⁻⁴ T	(22.714-0.12T+2.281×10 ⁻⁴ T ² -1.474×10 ⁻⁷ T ³)×10 ⁻³
石英岩	2 640	1 050	2.2	
耐火砖	2 000	1 000	1	
钢壳层	7 800	470	35	
陶瓷层	1 000	1 000	1	

注：温度 T 的单位为℃。

1.2 传热分析模型

基于上述模型假设，本文建立了一个瞬态二维轴对称的热力非平衡传热模型并采用 FVM 来求解分析。

本研究涉及的传热流体流速较低且固体颗粒直径较小，因此基于多孔介质理论建立一个瞬态二维模型来描述储热罐内部的非平衡传热问题，同时为了研究复合壁面对储热罐性能的影响，在双方程的基础上添加了复合壁面温度分布的方程构成 2D-3P 模型，相应的控制方程如下所示^[19]。

熔融盐连续性方程为：

$$\varepsilon \frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho_f \bar{u}] = 0 \quad (2)$$

式中： ε 为填充床区域的孔隙率； ρ_f 为熔融盐的密度； \bar{u} 为基于熔融盐和固体填充颗粒的横截面积的表面速度矢量。

熔融盐的动量方程为：

$$\frac{\partial \rho_f \bar{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \bar{u} \bar{u}) = \nabla \cdot (\mu \nabla \bar{u}) - \nabla p + \rho_f \bar{g} - \frac{\mu}{K} \bar{u} - C_2 \cdot \frac{1}{2} \rho_f |\bar{u}| \bar{u} \quad (3)$$

$$\begin{cases} K = d_p^2 \varepsilon^3 / [150(1-\varepsilon)^2] \\ C_2 = 3.5 / \sqrt{150K\varepsilon^3} \end{cases} \quad (4)$$

式中： μ 为熔融盐的黏度； K 为填充床区域的渗透率， $1/K$ 表示填充床区域的黏性阻力系数； C_2 为填充床区域的惯性阻力系数。

熔融盐能量方程为：

$$\begin{aligned} \varepsilon \frac{\partial(\rho c_p)_f T_f}{\partial t} + \nabla \cdot [(\rho c_p)_f T_f \vec{u}] \\ = \nabla \cdot (k_{f,\text{eff}} \nabla T_f) + h_v (T_s - T_f) \end{aligned} \quad (5)$$

固体填充颗粒的能量方程为：

$$(1-\varepsilon)(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot (k_{s,\text{eff}} \nabla T_s) - h_v (T_s - T_f) \quad (6)$$

复合罐壁的能量方程为：

$$\frac{\partial(\rho_i c_{p,i} T_i)}{\partial t} = \nabla \cdot (k_i \nabla T_i) \quad (7)$$

式中： c_p 、 T 、 k 和 h_v 分别为复合罐壁的比热容、温度、导热系数和熔融盐与填充颗粒之间的体积间传热系数；下标 f 、 s 和 eff 分别代表熔融盐、填充颗粒和有效导热系数。复合壁面能量方程中 i 的取值 in1 、 st 、 in2 分别表示复合壁面的耐火砖层、钢壳层和陶瓷层。

体积间的换热系数 h_v 可以通过式(8)计算^[19]：

$$h_v = \frac{6(1-\varepsilon)k_f [2 + 1.1Re_p^{0.6} Pr^{1/3}]}{d_p^2} \quad (8)$$

熔融盐和填充颗粒的有效导热系数 $k_{f,\text{eff}}$ 、 $k_{s,\text{eff}}$ 可由式(9)一式(12)计算：

$$k_{f,\text{eff}} = \begin{cases} 0.7\varepsilon k_f, Re_p \leq 0.8 \\ 0.5PrRe_p k_f, Re_p > 0.8 \end{cases} \quad (9)$$

$$k_{s,\text{eff}} = k_{\text{all,eff}} - k_{f,\text{eff}} \quad (10)$$

$$k_{\text{all,eff}} = k_f \left(\frac{k_s}{k_f} \right)^m + 0.5k_f Pr Re_p \quad (11)$$

$$m = 0.28 - 0.757 \ln \varepsilon - 0.057 \ln \left(\frac{k_s}{k_f} \right) \quad (12)$$

式中： m 为填充颗粒导热率和熔融盐热导率的比例系数，用于求得填充床区域的总热导率 $k_{\text{all,eff}}$ 。

1.3 热应力计算模型

在单罐储热系统连续储放热过程中，罐体壁面会产生由于圆周方向温度分布不均匀而导致的热应力现象，因此本文基于热弹塑性力学理论基础对图1所示计算区域进行应力分析。热弹塑性理论结合热学特性和力学的基本原理，以描述在高温环境中材料的塑性变形和热膨胀等性质，其基本方程包

括广义胡克定律、平衡微分方程（位移方程）和变形连续性方程（兼容性方程）。应力分析模型的边界条件主要取决于罐体结构和安装方法。由于罐壁底端无法在径向和横向上自由移动，因此在应力分析时设置为固定约束。同时由于钢壳层厚度相对较小，罐壁顶部采用绝热边界条件，径向上的热应力变形相对于罐壁高度可忽略不计，因此罐壁顶部视作固定约束。在圆周方向，应力变形是由每个轴向位置的最高温度决定，必须在圆周方向上研究热棘轮效应的可能性，因此钢壳层的圆周部分被视为自由约束。

计算中，将罐壁钢壳层的弹性模量设定为200.0 GPa，泊松比取0.3，热膨胀系数取 $1.0 \times 10^{-5}/\text{K}$ 。

1.4 评价指标

为了评价储热罐的动态热特性，本文定义了3个评价指标：斜温层厚度、储热罐效率及等效应力。

1.4.1 斜温层厚度

斜温层厚度（ L ）是温度梯度区域的覆盖长度，由式(13)确定。

$$L = \begin{cases} x(T_h) - 0, & T_{s,\text{in}} > T_l \\ x(T_h) - x(T_l), & T_{s,\text{in}} \leq T_l, T_{s,\text{out}} \geq T_h \\ H - x(T_l), & T_{s,\text{out}} < T_h \end{cases} \quad (13)$$

式中： T_h 和 T_l 分别为斜温层区域的临界高温和低温， $^{\circ}\text{C}$ ； $T_{s,\text{in}}$ 和 $T_{s,\text{out}}$ 分别为入口和出口处的填充颗粒温度。本研究中， T_h 和 T_l 分别取 $T_{\text{max}}-5$ 和 $T_{\text{min}}+5$ 。

1.4.2 储热罐热效率

针对单独的充热或放热过程，储热罐热效率通常定义为实际放热量与理想储热量的比值。本文针对连续储放热过程进行分析，重新定义了储热罐的热效率，即在连续储放热过程中存储的热量 $Q_{\text{chg,in}}$ 与释放的能量 $Q_{\text{dis,out}}$ 之间的比值。其中放热过程中的熔融盐质量流量 m 假定与储热过程中质量流量相同，放热时间 T_{dis} 与储热时间 T_{chg} 相同。

$$\eta = \frac{Q_{\text{dis,out}}}{Q_{\text{chg,in}}} = \frac{\int_0^{t_{\text{dis}}} m (c_{p,f} T_{\text{dis,out}}(t) - c_{p,f} T_{\text{chg,in}}(t_{\text{chg}})) dt}{\int_0^{t_{\text{chg}}} m (c_{p,f} T_{\text{chg,in}}(t) - c_{p,f} T_{\text{min}}) dt} \quad (14)$$

1.4.3 等效应力

等效应力用于表征材料与结构的安全性，本文利用等效应力反映钢壳层受温度场变化的应力状态，由下式计算：

$$\delta_v = \sqrt{\left\{ (\delta_1 - \delta_2)^2 + (\delta_2 - \delta_3)^2 + (\delta_1 - \delta_3)^2 \right\}} \quad (15)$$

式中： δ_i 为沿着材料中的最大主应力方向的应力；

δ_2 为在垂直于 δ_1 的平面上的次大主应力； δ_3 为在垂直于 δ_1 和 δ_2 的平面上的最小主应力。

1.5 计算流程

基于上述传热分析模型和力学分析模型，建立了单罐储热系统的热-力耦合模型，用于描述单罐储热系统在连续储放热过程中的动态传热特性与应力特性，相应的计算流程如图 2 所示。传热控制

方程采用 Ansys Fluent 2021R2 软件中的 FVM 进行数值求解。用户定义函数 (UDFs) 包括流体能量源、固体能量源和非稳态固体能量项，其与 Ansys Fluent 2021R2 求解器耦合计算模型方程。压力-速度耦合场由 SIMPLE 算法解决。动量方程和能量方程通过二阶迎风方案离散。在计算过程中，时间步长为 5 s，每步最大迭代次数为 50 次。

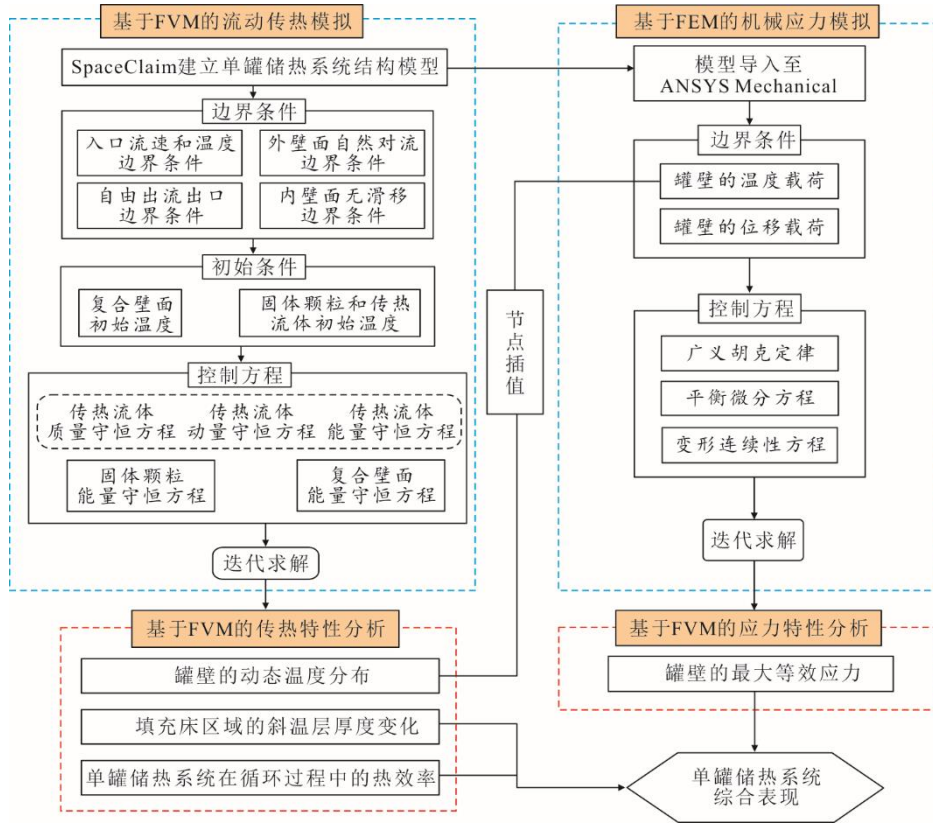


图 2 单罐储热系统热-力耦合计算流程
Fig.2 Thermo-mechanical coupling calculation workflow for single-tank thermal energy storage system

2 模型验证

为验证本文建立的传热模型的可靠性，以 Pacheco 等人^[3]的单罐实验系统为对象，建立了传热分析模型，对储热罐的轴向熔盐温度进行了模拟，模拟结果见图 3。文献[3]实验中所使用的储热罐高度和半径分别为 5.9 m 和 1.5 m。罐内使用的熔融盐为 60%NaNO₃+40%KNO₃ 的太阳盐。

从图 3 可以看出，本文模拟结果的温度分布与文献实验结果的吻合度较好。然而由于实验环境不受控以及模拟过程存在一定假设，模拟结果与实验结果存在一些偏差，模拟数据与实验数据之间的均方根误差为 11.6 °C。总的来说，考虑到实验测试中的不确定性和数值计算中的假设，数值结果与实验结果间的一致性满足要求。

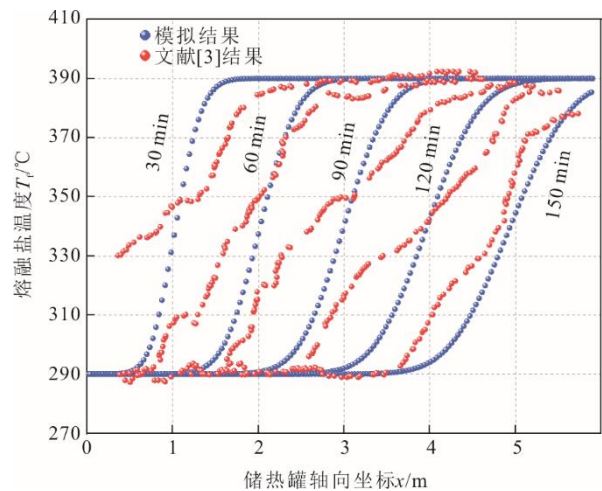


图 3 熔盐温度模拟结果
Fig.3 Simulation results of molten salt temperature

3 结果与讨论

3.1 入口流速的影响

本研究中数值模型的定解条件为: 1) 储热阶段高温熔融盐入口温度 $T_{C,in}$ 为 773.15 K, 填充床区域内部熔融盐和固体颗粒初始温度 T_{in1} 为 573.15 K, 储热过程前复合壁面的初始温度 T_{in1} 、 T_{in2} 、 T_{in3} 由热阻法计算得到; 2) 放热阶段低温熔融盐入口温度 $T_{D,in}$ 为 573.15 K, 填充床区域和复合壁面的初始温度等于储热过程结束后填充床区域和复合壁面的温度; 3) 熔融盐的入口流速分别设置为 0.001 78、

0.002 60、0.003 46、0.004 32 m/s。

图 4 给出了在相同的结构参数时, 不同熔融盐入口流速下储热罐中间截面的温度分布云图。储热罐中间截面指经过储热罐中心线沿高度方向的截面。由图 4 可知, 随着入口流速从 0.001 78 m/s 增加到 0.004 32 m/s, 储热罐的高温区域面积所占比例和斜温层厚度均随之增大。这是由于随着入口流速的增加, 熔融盐入口质量流量也逐渐增大, 即单位时间内参与换热的熔融盐质量增多, 使更多热量由高温熔融盐转移到低温熔融盐, 导致储热罐的高温区域面积和斜温层厚度均随之增大。

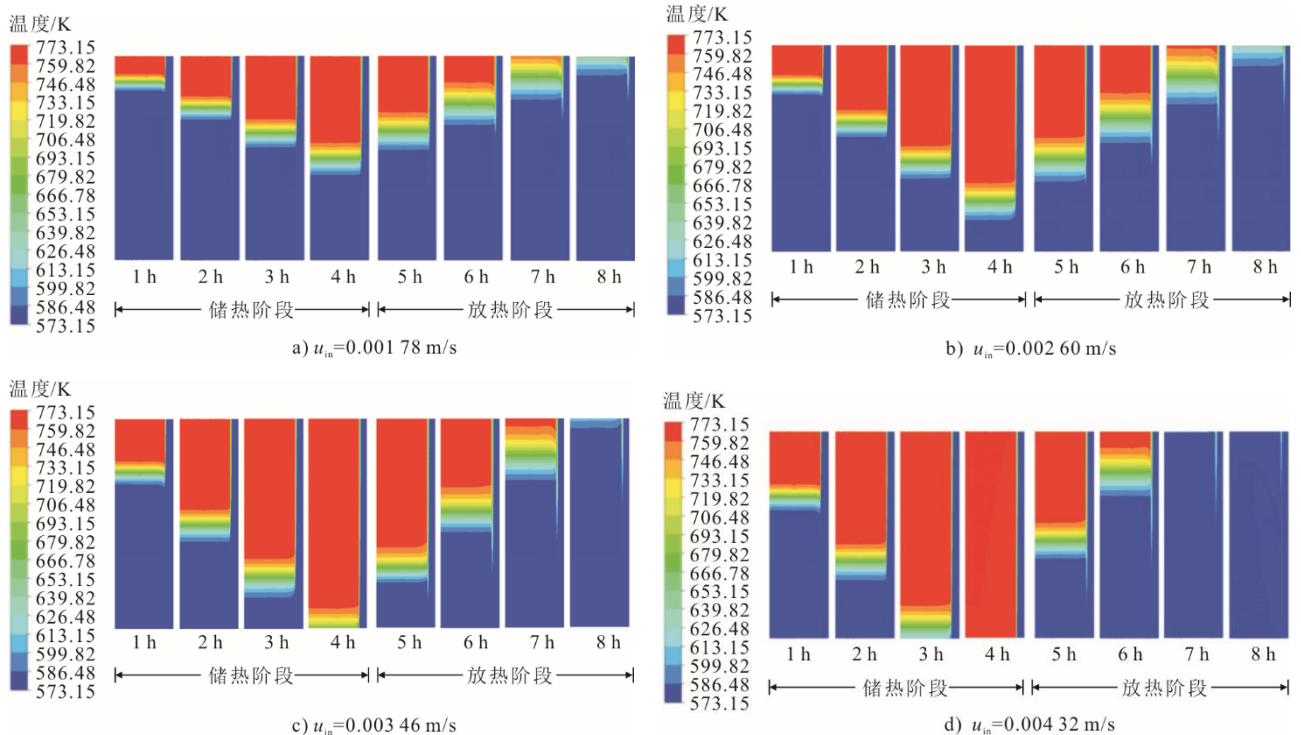


图 4 不同熔融盐入口流速下储热罐中间截面温度云图

Fig.4 Mid-plane temperature contours in the thermal energy storage tank with varying molten salt inlet velocities

图 5 为在不同熔融盐入口流速下, 储热罐的斜温层厚度随时间的变化曲线。由图 5 可知, 随着入口流速从 0.001 78 m/s 增加到 0.004 32 m/s, 斜温层厚度随着时间的推移而增加, 而斜温层厚度的扩张速率随着入口流速的增大而增大。当熔融盐入口流速小于 0.003 46 m/s 时, 斜温层的厚度变化曲线只出现了一个峰值点, 并且该峰值点出现在放热过程中; 当熔融盐的入口流速大于等于 0.003 46 m/s 时, 斜温层的厚度变化曲线会出现 2 个峰值点, 并且分别出现在储热阶段和放热阶段中。此外, 随着入口流速的增加, 斜温层厚度到达峰值点的时间随之缩短。其主要原因是当熔融盐入口流速更高时, 熔融

盐与固体填充颗粒之间的有效热传递时间更短, 熔融盐被固体颗粒加热需要更长的距离, 因此同样的热量需要更多的距离来传递, 所以斜温层需要覆盖储热罐的更多区域, 斜温层扩张速率也更快。

图 6 显示在不同熔融盐入口流速下, 储热罐边界的熔融盐温度随时间的变化曲线。其中, 空心图标表示储热罐顶部 ($0 \leq x \leq D/2, H=10.9$ m) 的熔融盐温度, 实心图标表示储热罐底部 ($0 \leq x \leq D/2, H=0$ m) 的熔融盐温度。储热过程中, 储热罐顶部温度在各流量下均保持不变, 而在放热过程中, 储热罐底部温度在各流量下也保持不变, 故这 2 个区域的温度线重合出现密集区。由图 6 可知, 当熔融

盐入口流速从 0.001 78 m/s 增加到 0.004 32 m/s 时, 储热过程中的温度变化转折点从 3.125 h 提前到 2.435 h, 放热过程中温度变化转折点从 7.345 h 提前到 6.125 h。此外, 随着熔融盐入口流速的增加, 入口边界的熔融盐温度会更快地传入到出口边界处。出现这种情况的原因是, 熔融盐在储热罐中的平均流速会随着入口流速的增加而增加, 储热罐内熔融盐的对流传热增加, 从而增加了储热罐内部的热扰动与温度传导速率, 这样就会有更多的热量从高温储热流体传递到低温储热流体, 从而导致储热罐斜温层厚度的增加。

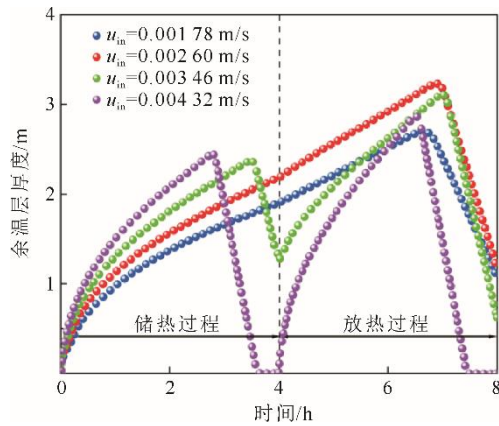


图 5 入口流速对储热罐斜温层厚度的影响

Fig.5 Effect of inlet flow velocity on thermocline thickness of the thermal energy storage tank

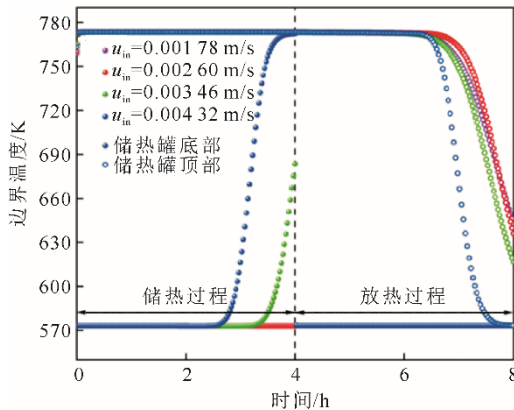


图 6 入口流速对储热罐边界温度的影响

Fig.6 Effect of inlet flow velocity on boundary temperature distribution in the thermal energy storage tank

图 7 显示的是储热罐的储热量和热效率随熔融盐入口流速的变化曲线。由图 7 可知: 随着熔融盐入口流速增加, 储热罐热效率也随之增加, 在流速为 0.004 32 m/s 时, 储热罐热效率达到最大值 0.941; 当入口流速小于 0.003 46 m/s 时, 由于储热阶段温度没有传到罐底, 因此储热量保持不变, 约为 142 GJ,

而放热量则随着入口流速增加逐渐增加; 当入口流速增加到 0.003 46 m/s 后, 储热量从 142 GJ 减少到 112 GJ, 而放热量从 130.1 GJ 减少到 106.2 GJ。

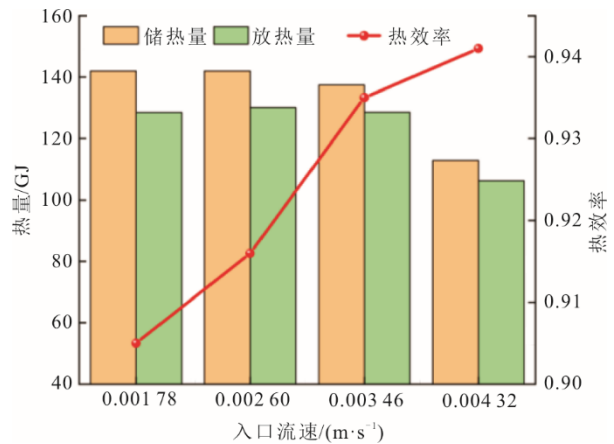


图 7 储热量和热效率随熔融盐入口流速变化

Fig.7 Changes of the stored thermal energy and thermal efficiency with inlet flow velocity of the molten salt

图 8 给出了不同熔融盐入口流速下罐壁最大等效应力在循环过程中的变化曲线, 其中罐壁最大等效应力点在钢壳层外侧顶部 ($x=D/2+l_{in}+l_{steel}$, $H=10.895$ m)。由图 8 可知: 罐壁最大等效应力随入口流速的增加而上升, 当熔融盐入口流速从 0.001 78 m/s 到 0.003 46 m/s 时, 在放热阶段结束后, 罐壁的最大等效应力增幅较大, 从 160.60 MPa 增加到 164.10 MPa; 而当入口流速大于等于 0.003 46 m/s, 罐壁钢壳层的最大等效应力仅从 164.10 MPa 增加到 164.35 MPa, 这是由于当入口流速为 0.004 32 m/s 时, 储热罐完成储热与放热的时间小于 4 h, 导致等效应力的增加不够明显。总之, 为同时保证储热量与热效率, 同时确保储热罐的安全稳定运行, 应保证储热罐入口流速为 0.002 60~0.003 46 m/s, 且入口流速不可大于 0.004 32 m/s。

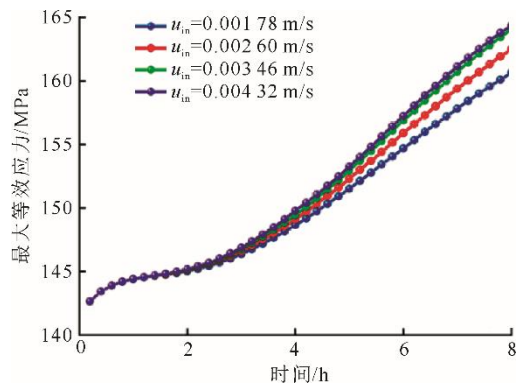


图 8 熔融盐入口流速对罐壁最大等效应力影响

Fig.8 Effect of inlet flow velocity of molten salt on the maximum equivalent stress on the tank wall

3.2 进、出口温差的影响

熔融盐进、出口温差为：

$$\Delta T = T_{C,in} - T_{D,in} \quad (16)$$

数值模型的定解条件如下：

1) 储热阶段，由式(16)计算得到高温熔融盐入口温度 $T_{C,in}$ ，入口流速 u_{in} 为 0.003 46 m/s，保证储热阶段持续的时间为 4 h，填充床区域内部熔融盐和固体颗粒初始温度 T_{ini} 为 573.15 K，储热过程前复合壁面的初始温度 (T_{in1} 、 T_{st} 、 T_{in2}) 由热阻法计算。

2) 放热阶段，低温熔融盐入口温度 $T_{D,in}$ 为 573.15 K，入口流速 u_{in} 为 0.003 46 m/s，保证储热阶段持续的时间为 4 h，填充床区域和复合壁面的初始温度等于储热过程结束后填充床区域和复合壁面的温度。

3) 熔融盐的进、出口温差 ΔT 分别设置为 100、150、200、250 K，同时保持 $T_{D,in}$ 恒定为 573.15 K，因此可以保证在熔融盐上限温度范围内分析进、出口温差对储热罐传热及应力性能的影响。

图 9 给出了不同熔融盐进、出口温差下储热罐中间截面的温度分布云图。由图 9 可知，随着熔融盐进、出口温差从 100 K 增大到 250 K，储热罐的温度分布和斜温层的移动呈现相似趋势，其中斜温层厚度随进、出口温差的增大而增大，其主要原因在于温度会影响熔融盐的热物理特性，从而影响熔融盐与固体颗粒之间的热交换，导致斜温层厚度增大。

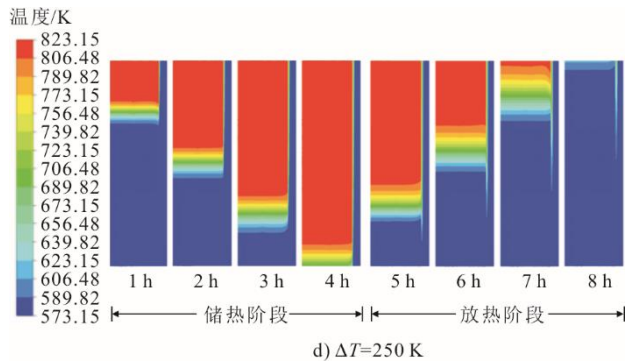
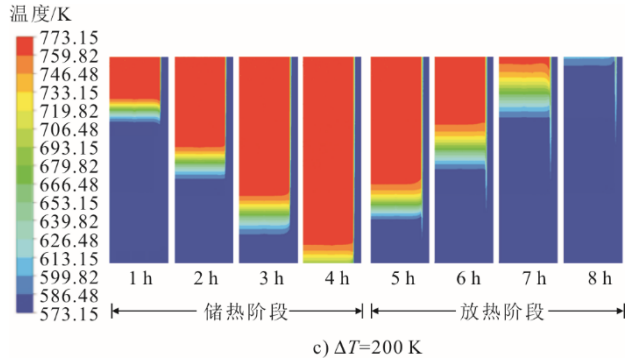
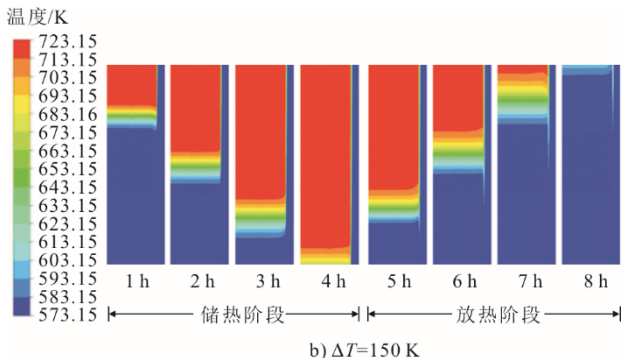
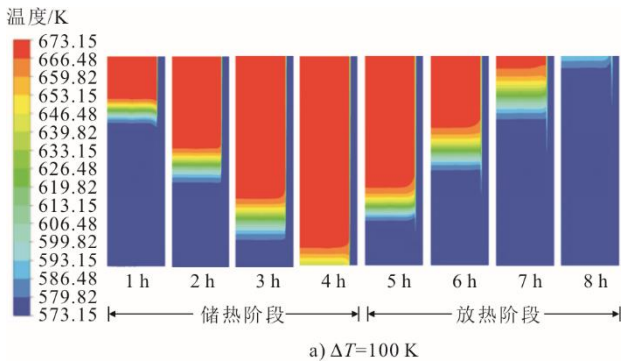


图 9 不同熔融盐进、出口温差下储热罐中间截面温度云图
Fig.9 Temperature distributions on mid-plane of the thermal energy storage tank with different inlet-outlet temperature differences

图 10 为不同熔融盐进、出口温差下，储热罐的斜温层厚度随时间的变化曲线。

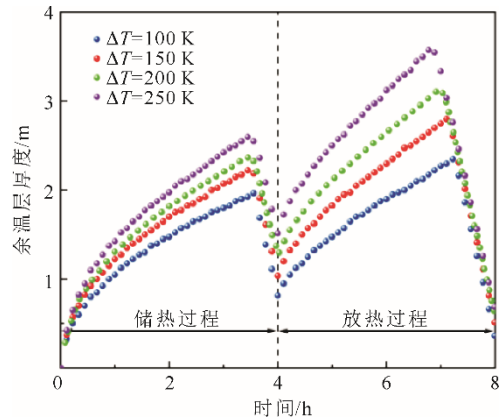


图 10 熔融盐进、出口温差对斜温层厚度的影响
Fig.10 Effect of inlet-outlet temperature difference on thermocline thickness

由图 10 可知，随着进、出口温差的增大，斜温层厚度也随之增大。当熔融盐进、出口温差从 100 K 增加到 250 K 时，储热过程中储热罐的最大斜温层厚度从 1.965 m 增加到 2.625 m，而放热过程中储热罐的最大斜温层厚度从 2.350 m 增加到 3.615 m，当进、出口温差为 250 K 时，放热过程中斜温层厚度在 6.78 h 时到达峰值点，而当进、出口温差为 100 K 时，放热过程中斜温层厚度在 7.22 h 时到达峰值点。

这表明当增大熔融盐的进、出口温差时，储热罐斜温层厚度的增长速率也会随之增大。主要原因是熔融盐的黏度与温度呈负相关性，当提高储热罐的进、出口温差时，熔融盐的黏度随之降低，导致罐体雷诺数的增大和熔融盐移动速度的加快，同时熔融盐与固体填充颗粒之间热传递的有效时间减少，熔融盐需要更长的移动距离与固体填充颗粒进行热交换，从而增大斜温层的覆盖范围。

图 11 为不同熔融盐进、出口温差下，储热罐边界的熔融盐温度随时间的变化曲线。其中，空心图标表示储热罐顶部的熔融盐温度 ($0 \leq x \leq D/2, H=10.9 \text{ m}$)，实心图标表示储热罐底部的熔融盐温度 ($0 \leq x \leq D/2, H=0 \text{ m}$)。由图 8 可知，随着熔融盐进、出口温差从 100 K 增加到 250 K 时，储热过程结束时储热罐的底部温度变化不大，而在放热过程中，储热罐顶部温度曲线的温度变化转折点从 7.025 h 减小到 6.725 h，温度曲线的变化斜率也随之增大。同时对比同一条边界温度曲线，在储热过程中，储热罐顶部温度保持不变，底部温度在 3.62 h 时开始上升，在放热时，储热罐底部温度保持不变，顶部温度保持恒定一段时间后逐渐下降到 573.15 K。

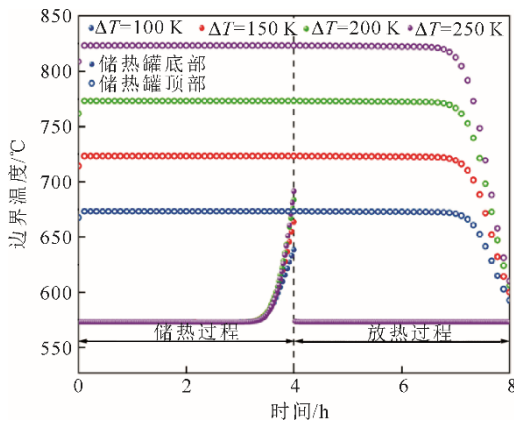


图 11 熔融盐进、出口温差对边界温度的影响
Fig.11 Effect of inlet-outlet temperature difference on boundary temperature

图 12 为储热罐的储热量和热效率随熔融盐进、出口温差的变化曲线。由图 12 可知，随着进、出口温差从 100 K 增加到 250 K，储热量从 67.92 GJ 增加到 173.13 GJ，放热量从 65.00 GJ 增加到 159.36 GJ，储热罐热效率从 0.957 降低到 0.920。这表明增加储热罐进、出口的运行温差能够提高罐体的储热量和放热量，但同时会降低储热罐的热效率。其主要原因是储热量和放热量与温差线性正相关，增大储热罐的进、出口温差会直接增大罐体的储热量和放热量；

但熔融盐的黏度、密度与温度负相关，因此当提高进、出口温差时，熔融盐的黏度和密度随之下降，从而导致斜温层厚度的增大，降低了储热罐的热效率。

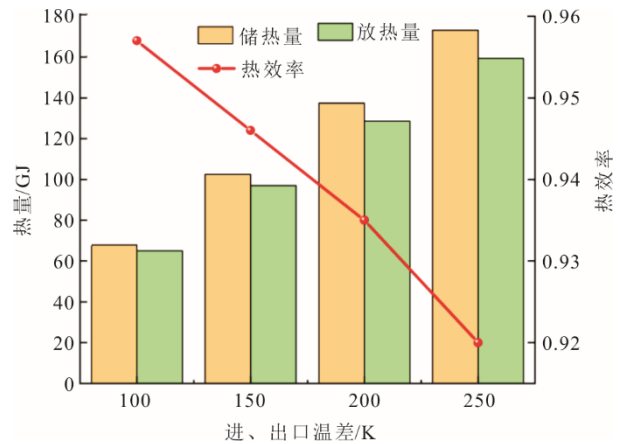


图 12 储热量和热效率随熔融盐进、出口温差的变化
Fig.12 Changes of stored thermal energy and thermal efficiency with inlet-outlet temperature difference

图 13 给出了不同熔融盐进、出口温差下罐壁最大等效应力在循环过程中的变化曲线。其中罐壁最大等效应力点在钢壳层外侧顶部 ($x=D/2+l_{in}+l_{steel}, H=10.895 \text{ m}$)。由图 13 可知，储热罐开始储热前，不同熔融盐进、出口温差下的罐壁最大等效应力均为 142.65 MPa，随着时间的增加，罐壁最大等效应力曲线的斜率随进、出口温差的增大而增大；在放热阶段结束时，随着进、出口温差从 100 K 增大到 250 K 时，罐壁最大等效应力从 151.69 MPa 增加到 170.24 MPa。这表明增加储热罐进、出口的温差会加大罐壁的最大等效应力，对储热罐的安全性起到负面作用。因此，为保证储热量与热效率，同时确保储热罐的安全稳定运行，应保证储热罐进、出口温差为 200~250 K，不可以高于 250 K。

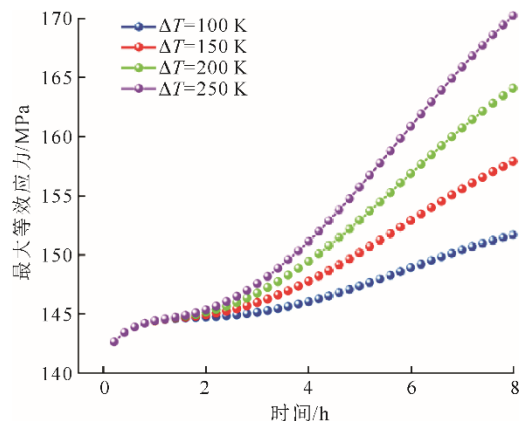


图 13 进、出口温差对罐壁最大等效应力的影响
Fig.13 Effect of inlet-outlet temperature difference on te maximum equivalent stress

4 结 论

本文基于多孔介质局部非平衡热学理论, 建立一个瞬态二维模型, 并对储热罐的罐壁采用有限体积法与有限元法耦合建立一个综合模型, 对熔融盐单罐储热系统在循环过程中的动态热特性与机械性能进行了参数化研究, 对储热量 40 MW·h 的单罐系统分析了入口熔融盐流速及进、出口温差的影响规律, 具体结论如下。

1) 熔融盐入口流速同时影响储热罐的动态热特性与热应力。当入口流速从 0.001 78 m/s 增加到 0.004 32 m/s 时, 热效率从 0.905 增加到 0.941, 而储热量从 142 GJ 减少到 112 GJ, 同时罐壁等效应力从 160.6 MPa 增加到 164.4 MPa。在实际过程中为了实现较高的热效率与储热量, 同时保证单罐储热系统的安全, 入口流速应为 0.002 60~0.003 46 m/s。

2) 熔融盐进、出口温差同时影响储热罐的动态热特性与热应力。当进、出口温差从 100 K 增加到 250 K 时, 储热量从 67.92 GJ 增加到 173.13 GJ, 而热效率从 0.939 降到 0.920, 同时罐壁最大等效应力从 151.69 MPa 增加到 170.24 MPa。为保证储热罐的储热量与热效率, 同时确保单罐储热系统的应力安全, 进、出口温差应为 200~250 K。

[参 考 文 献]

- [1] 赵瀚辰, 韩伟, 姚明宇, 等. 熔盐储热耦合压缩空气储能系统经济性分析[J]. 热力发电, 2024, 53(8): 1-8.
ZHAO Hanchen, HAN Wei, YAO Mingyu, et al. Economic analysis of a compressed air energy storage system coupled with molten salt thermal storage system[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(8): 1-8.
- [2] PALOMBA V, FRAZZICA A. Application of numerical methods for the design of thermocline thermal energy storage: literature review and critical analysis[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 46: 103875.
- [3] PACHECO J E, SHOWALTER S K, KOLB W J. Development of a molten-salt thermocline thermal storage system for parabolic trough plants[J]. Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the ASME, 2002, 124(2): 153-159.
- [4] HOFFMANN J F, FASQUELLE T, GOETZ V, et al. A thermocline thermal energy storage system with filler materials for concentrated solar power plants: experimental data and numerical model sensitivity to different experimental tank scales[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 100: 753-761.
- [5] 徐佳锟, 杨晓宏, 张燕楠, 等. 单罐复合陶瓷填充床蓄热系统热性能研究[J]. 太阳能学报, 2024, 45(11): 655-662.
XU Jiakun, YANG Xiaohong, ZHANG Yannan, et al. Study on thermal performance of single-tank composite ceramic packed bed heat storage system[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2024, 45(11): 655-662.
- [6] BINDRA H, BUENO P, MORRIS J F, et al. Thermal analysis and exergy evaluation of packed bed thermal storage systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 52(2): 255-263.
- [7] ANDERSON R, BATES L, JOHNSON E, et al. Packed bed thermal energy storage: a simplified experimentally validated model[J]. Journal of Energy Storage, 2015, 4: 14-23.
- [8] LI M J, QIU Y, LI M J. Cyclic thermal performance analysis of a traditional single-layered and of a novel multi-layered packed-bed molten salt thermocline tank[J]. Renewable Energy, 2018, 118: 565-78.
- [9] ELSIHY E S, LIAO Z, XU C, et al. Dynamic characteristics of solid packed-bed thermocline tank using molten-salt as a heat transfer fluid[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 165: 120677.
- [10] YANG Z, GARIMELLA S V. Thermal analysis of solar thermal energy storage in a molten-salt thermocline[J]. Solar Energy, 2010, 84(6): 974-985.
- [11] 耿直, 陈柯宇, 王丁, 等. 基于 Fluent 的单罐蓄热特性模拟分析[J]. 郑州航空工业管理学院学报, 2024, 42(1): 57-64.
GENG Zhi, CHEN Keyu, WANG Ding, et al. Simulation and analysis of heat storage characteristics of single tank based on fluent[J]. Journal of Zhengzhou University of Aeronautics, 2024, 42(1): 57-64.
- [12] YANG Z, GARIMELLA S V. Molten-salt thermal energy storage in thermoclines under different environmental boundary conditions[J]. Applied Energy, 2010, 87(11): 3322-3329.
- [13] XU C, LI X, WANG Z F, et al. Effects of solid particle properties on the thermal performance of a packed-bed molten-salt thermocline thermal storage system[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 57(1/2): 69-80.
- [14] CHANG Z, LI X, FALCOZ Q, et al. Quasi-analytical study of dynamic performance of the thermocline heat storage system under time-varying inlet flow and temperature environment[J]. Solar Energy, 2022, 244: 264-278.
- [15] FLUECKIGER S M, IVERSON B D, GARIMELLA S V, et al. System-level simulation of a solar power tower plant with thermocline thermal energy storage[J]. Applied Energy, 2014, 113: 86-96.
- [16] WANG G, YU S, NIU S, et al. A comprehensive parametric study on integrated thermal and mechanical performances of molten-salt-based thermocline tank[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 170: 115010.
- [17] GONZÁLEZ I, PEREZ-SEGARRA C D, LEHMKUHL O, et al. Thermo-mechanical parametric analysis of packed-bed thermocline energy storage tanks[J]. Applied Energy, 2016, 179: 1106-1122.
- [18] 梁五洲, 武宾, 刘众元, 等. 熔盐单罐蓄热过程流动及换热特性数值研究[J]. 应用数学和力学, 2025, 46(3): 340-352.
LIANG Wuzhou, WU Bin, LIU Zhongyuan, et al. Numerical study on flow and heat transfer characteristics of the molten salt single tank heat storage process[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2025, 46(3): 340-352.
- [19] ALAZMI B, VAFAI K. Analysis of variants within the porous media transport models[J]. Journal of Heat Transfer, 2000, 122(2): 303-326.

(责任编辑 邓玲惠)