

DOI: 10.19666/j.rlfed.202210236

传热介质参数对相变胶囊储热罐蓄热性能与力学性能的影响分析

王 刚, 白 龙, 姜铁骝
(东北电力大学能源与动力工程学院, 吉林 吉林 132012)

[摘 要] 基于流固耦合方法, 探究了不同传热介质 (HTF) 参数对填充球形相变材料 (PCM) 胶囊的单罐储热 (TES) 系统蓄热性能和力学性能的影响。结果表明: 随着 HTF 进口流速从 0.000 7 m/s 增大到 0.000 9 m/s, TES 罐的蓄热总量没有显著变化, 但其平均蓄热功率从 5.33 MW 增大至 6.79 MW, 且钢壁的最大机械应力减小; 随着初始冷 HTF 温度从 610 K 降至 530 K, TES 罐的蓄热总量增大, 平均蓄热功率从 5.29 MW 增至 6.81 MW, 但钢壁最大机械应力也增加; 当初始热 HTF 温度从 730 K 上升到 810 K, TES 罐的蓄热总量显著提高, 且平均蓄热功率由 3.81 MW 增大到 7.97 MW, 但钢壁的最大机械应力也增至 159.6 MPa。因此, 为了优化 PCM 胶囊 TES 罐的蓄热性能, 除了适当提高 HTF 进口流速外, 应在保证 TES 罐钢壁结构安全的条件下, 适当降低初始冷 HTF 温度或提高初始热 HTF 温度。

[关 键 词] 相变胶囊; 储热罐; 传热介质; 蓄热性能; 力学性能

[引用本文格式] 王刚, 白龙, 姜铁骝. 传热介质参数对相变胶囊储热罐蓄热性能与力学性能的影响分析[J]. 热力发电, 2023, 52(5): 62-71. WANG Gang, BAI Long, JIANG Tieliu. Effect analysis of heat transfer fluid parameters on charging and mechanical performance of TES tank using PCM capsules[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(5): 62-71.

Effect analysis of heat transfer fluid parameters on charging and mechanical performance of TES tank using PCM capsules

WANG Gang, BAI Long, JIANG Tieliu

(School of Energy and Power Engineering, Northeast Electric Power University, Jilin 132012, China)

Abstract: The effects of different heat transfer fluid (HTF) parameters on charging and mechanical performance of the thermal energy storage (TES) tank using phase change material (PCM) capsules are studied by employing the fluid-solid coupling calculation. The results show that, with the inlet HTF flow velocity increased from 0.000 7 m/s to 0.000 9 m/s, the total heat storage quantity is basically unchanged, the average charging power increases from 5.33 MW to 6.79 MW, and the peak maximum mechanical stress (MMS) of the tank wall decreases. When the initial cold HTF temperature decreases from 610 K to 530 K, the total heat storage quantity increases, the average charging power increases from 5.29 MW to 6.81 MW, but the peak MMS of the tank wall also increases. With the initial hot HTF temperature increases from 730 K to 810 K, the total heat storage quantity increases obviously, the average charging power increases from 3.81 MW to 7.97 MW, but the peak MMS also increases to 159.6 MPa. Hence, to improve the charging performance of the TES tank, on the premise of ensuring the structural safety of steel wall of the TES tank, the inlet HTF flow velocity and initial hot HTF temperature should be increased properly, and the initial cold HTF temperature should be reduced properly.

Key words: PCM capsule; TES tank; heat transfer fluid; charging performance; mechanical performance

随着化石能源的日益减少、环境污染的日益严重, 可再生能源 (尤其是太阳能) 迎来了前所未有

的发展机遇^[1-4]。太阳能资源的大规模利用主要是太阳能发电^[5-6]。由于太阳能具有间歇性和不稳定的缺

收稿日期: 2022-10-02 网络首发日期: 2022-11-25

基金项目: 吉林省自然科学基金学科布局项目 (20210101081JC)

Supported by: Natural Science Foundation of Jilin Province (20210101081JC)

第一作者简介: 王刚 (1984), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为太阳能利用相关技术, kinggang009@163.com。

通信作者简介: 姜铁骝 (1982), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为太阳能利用相关技术, jiangtieliu@163.com。

点,导致不能满足连续供能的需求,在此背景下发展储能技术的重要意义便愈发突显^[7-9]。

聚光太阳能光热发电(CSP)系统可以采用双罐或单罐热能储存系统。与双罐热能储存系统相比,单罐系统可减少约33.0%的初始投资成本^[10]。储热(TES)系统有化学储热、显热储热和潜热储热3种方式^[11]。与显热储存方式相比,潜热储热的储能密度更高^[12-13]。

目前,国内外的研究工作者对填充相变胶囊的储热系统进行了不同程度的研究,其中包括开发新型相变材料、改善储热系统的蓄热性能和优化储热罐体结构等。其中开发新型相变材料大多为实验研究,优化储热罐体结构研究大多为数值模拟,而对于改善储热系统的蓄热性能,实验与模拟均有。

在已开展的实验研究方面,孙义文等^[14]实验研究了填充三水合乙酸钠胶囊的热水罐放热过程中的各层温度和能量变化过程,分析了进口流量对热水罐热分层的影响。He等人^[15]为了提高热电联产装置的电负荷调节能力和常规水箱的储热能力,提出了一种填充石蜡的蓄热水箱(即PCM水箱),并对其性能进行了实验研究。结果表明,PCM水箱的储热能力理论上提高了29.62%。方桂花等^[16]研究了一种填充球形相变胶囊的蓄热水箱,通过实验考察了蓄放热过程中各层蓄热球温度的变化和水箱内传热流体的温度分布,分析了进口温度、进口流量对蓄热水箱蓄放热特性的影响,结果显示该水箱的设计提高了蓄放热性能。Bellan等人^[17]使用硝酸钠胶囊和空气,设计并构建了实验室规模的潜热储能(LTES)系统;建立了数值模型,并用实验对其进行了验证;研究了几种参数对高温区(CSP装置范围)的相变过程、热流体流动、蓄放热性能的影响。结果表明:由于自然对流效果,蓄热过程比放热过程快;当流速或Stefan数增加时,潜热储热(LHTS)和显热储热(SHTS)减小,因此储罐的蓄放热时间减少。空气流量影响蓄放热过程的速率,而Stefan数影响传热速率以及系统的总蓄热容量。

在已完成的模拟研究方面,Regin等人^[18]建立了一种使用球形胶囊的填充床潜热蓄热模型并进行仿真模拟,结果发现放热时间比蓄热时间长,这是由于凝固过程中的传热系数非常低。翟融融等^[19]根据相变胶囊堆积方式与直径分布提出了优化方案。结果显示,采用胶囊直径符合Alfred分布的最密堆积方式不仅可以强化传热,而且蓄热量提高了

26.5%,蓄热时间仅仅增加12.26%。Wu等人^[20]提出在熔融盐潜热蓄热系统中填充多级相变温度不同的相变胶囊,根据相变温度逐级递减的原则从罐顶开始布置,并通过数值模拟揭示了蓄放热运行的规律,发现使用多级相变胶囊填充床有利于提高蓄放热效率。陈华等^[21]基于Fluent软件,对加入泡沫铜和未加入泡沫铜的储热罐蓄热过程进行模拟。结果显示,加入金属铜后,有效提高了石蜡的蓄热性能,使得石蜡融化加快,蓄热时间提前了150 min。Xia等人^[22]开发了一种研究填充床中流体流动和传热的有效模型,探究一些因素对LTES床传热性能的影响。数值计算结果表明:PCM的封装对LTES系统的传热有显著影响。采用不锈钢封装PCM胶囊的凝固时间比采用聚烯烃封装短近15%。聚烯烃封装的厚度对LTES系统的传热性能有显著影响,而不锈钢封装的影响并不明显。杨磊等^[23]对一种填充多熔点相变胶囊的储热罐进行数值研究。结果表明,采用多熔点相变胶囊储热罐相比单熔点储热罐具有更好的蓄热性能。

目前,关于球形相变胶囊的TES系统的研究大部分均针对填充以石蜡为代表的中低温PCM的TES系统。对于同时考察用于高温太阳能光热发电领域的使用PCM胶囊的TES系统的蓄热性能与力学性能的研究罕见报道。本文利用流固耦合计算方法,在研究几种典型传热介质(HTF)参数对填充球形PCM胶囊的TES系统蓄热性能的同时,分析了这些参数对储热罐钢壁机械应力的影响。本文的研究可为太阳能单罐PCM胶囊TES系统的设计和实际应用提供一定的参考。

1 建模方法与验证

1.1 储热罐结构

本文研究的TES系统是一种填充球形相变胶囊的高温熔融盐储热单罐,可用于槽式太阳能聚光发电系统(图1)。储热罐高度 H 为10 m,直径 D 为5 m。罐内填充的相变胶囊的直径 d 为10 cm,胶囊外壳是钢材质,其外壳厚度 δ 为0.05 mm。

储热罐外壁采用3层复合罐壁结构,从内向外依次为耐火砖、钢壁和陶瓷。耐火砖厚度为0.10 m、钢壁厚度为0.02 m,陶瓷厚度为0.05 m。传热介质和相变材料分别选用三元硝酸盐(31%KNO₃+35%Ca(NO₃)₂+34%LiNO₃)(质量分数,下同)和三元氯化盐(59.98%MgCl₂+20.42%KCl+19.60%NaCl)。

该 TES 系统运行流程: 最初, 储热罐内充满低温熔盐; 蓄热时, 高温熔盐从储热罐顶部入口流进, 在熔盐流经相变胶囊时与胶囊外壳进行换热, 间接地把热量传递给相变材料, 使相变材料逐渐融化, 热量存储在罐内的传热流体和相变材料中; 放热时, 低温熔盐从罐底进入, 与相变材料发生换热, 使胶囊温度降低, 相变材料发生凝固, 放出系统储存的热量。

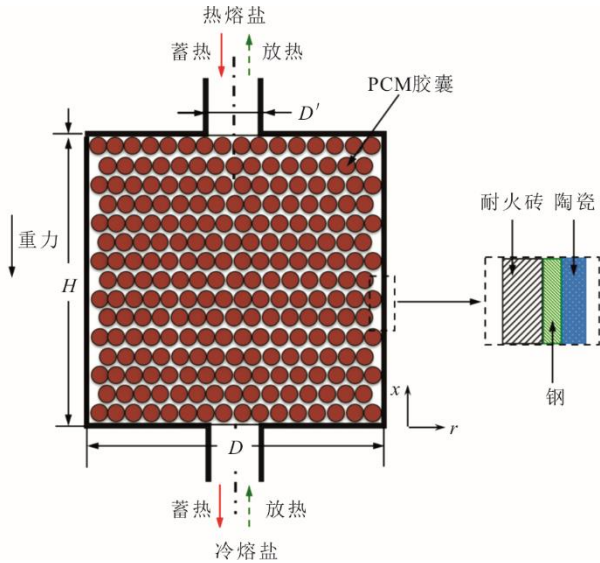


图 1 填充相变胶囊的储热罐示意

Fig.1 Schematic layout of the TES tank with PCM capsules

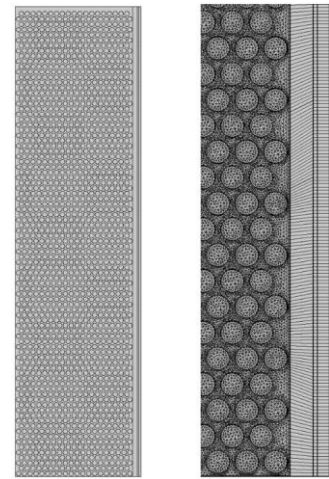
1.2 数值模型

采用流固耦合计算方法开展填充球形 PCM 胶囊的高温熔盐 TES 罐运行过程数值模拟, 对传热流体在 TES 罐中的流动传热以及罐壁的应力变化进行模拟研究。流固耦合计算借助商用软件 COMSOL 来完成, 在 COMSOL 软件中进行 TES 系统数值建模、网格划分和流固耦合求解。

数值模型的求解器采用高精度非线性 Newton 瞬态求解器, 并使用五维 Anderson 加速器进行迭代。模型采用的物理场包括共轭传热物理场和固体力学物理场。多物理场采用流固耦合及其热膨胀, 实现流固耦合计算, 另外考虑重力作用。TES 罐实体模型与模型网格划分情况如图 2 所示。TES 罐运行过程仿真不模拟熔盐对钢材材料的腐蚀。

为了简化模拟计算, 对以下边界条件进行假设: TES 罐中心线视为对称线; 填充区域入口条件为平均速度; 传热介质为不可压缩流体; 储热罐内无内热源; 耐火砖内表面考虑与三元硝酸盐 HTF 的对流换热; 钢壁考虑热传导; 陶瓷外表面同时考虑

与外界环境的对流和辐射换热。



a) 模型 b) 模型网格划分

图 2 TES 罐模型和模型网格划分

Fig.2 Model and meshing of the TES tank

传热介质的热物性如下^[24]:

$$\rho_{\text{htf}} = 2.005 - 3.28333 \times 10^{-4} T_{\text{htf}} \quad (1)$$

$$\lambda_{\text{htf}} = 0.33033 + 9.98644 \times 10^{-4} T_{\text{htf}} \quad (2)$$

$$\mu_{\text{htf}} = 0.6 \exp\left(\frac{622.97704}{T_{\text{htf}}}\right) \quad (3)$$

$$c_{p,\text{htf}} = 1.76533 - 2.58167 \times 10^{-5} T_{\text{htf}} \quad (4)$$

式中: T 、 ρ 、 λ 、 c_p 和 μ 分别代表传热介质的温度、密度、导热系数、比热容和动力黏度。

HTF 熔点约 108.1°C , 分解温度约 637.6°C 。相变材料的导热系数 λ_{pcm} 为 $1\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。该材料的固相密度 ρ_1 和液相密度 ρ_2 分别为 $2118\text{ kg}/\text{m}^3$ 和 $1607\text{ kg}/\text{m}^3$, 固相比热容 $c_{p,1}$ 和液相比热容 $c_{p,2}$ 分别为 $928\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 和 $1035\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, 相变温度区间以及相变潜热为分别为 $655.1\sim 663.9\text{ K}$ 和 $183.7\text{ kJ}/\text{kg}$ 。

三元硝酸盐 HTF 的连续性方程和动量方程为:

$$\rho \nabla \cdot (\mathbf{u}) = 0 \quad (5)$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-p\mathbf{l} + \mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \cdot \mathbf{u})^T)] + \mathbf{F} + \rho \mathbf{g} \quad (6)$$

HTF 的能量方程为:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (7)$$

计算从储热球壁到三元硝酸盐的热量传递, 其通过热传导机制发生, 能量方程如下所示:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (8)$$

利用相变函数 α 计算相变材料中的温度分布。

α 是评价蓄、放热过程中发生相变的 PCM 量的比率的指标。相变期间, 导热系数、密度和比热容均发生变化, 这些变化可表示为:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p u \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (9)$$

$$\theta = 1 - \alpha \quad (10)$$

$$\rho = \theta \rho_1 + (1 - \theta) \rho_2 \quad (11)$$

$$c_p = \frac{1}{\rho} (\theta \rho_1 c_{p,1} + (1 - \theta) \rho_2 c_{p,2}) + L \frac{\partial \alpha_m}{\partial T} \quad (12)$$

$$K = \theta K_1 + (1 - \theta) K_2 \quad (13)$$

$$\alpha_m = \frac{1}{2} \frac{(1 - \theta) \rho_2 - \theta \rho_1}{\theta \rho_1 + (1 - \theta) \rho_2} \quad (14)$$

复合罐壁的热平衡公式为:

$$\left. \frac{\partial T_1}{\partial r} \right|_{12} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \left. \frac{\partial T_2}{\partial r} \right|_{12} \quad (15)$$

$$\left. \frac{\partial T_2}{\partial r} \right|_{23} = \frac{\lambda_3}{\lambda_2} \left. \frac{\partial T_3}{\partial r} \right|_{23} \quad (16)$$

式中: T_1 、 T_2 、 T_3 分别为耐火砖温度、钢壁温度和陶瓷温度; λ_1 、 λ_2 和 λ_3 分别为耐火砖、钢和陶瓷的导热系数。

陶瓷外表面的边界条件为:

$$\left. \frac{\partial T_3}{\partial r} \right|_w = -\frac{h_w}{\lambda_3} (T_w - T_\infty) - \frac{\varepsilon_w \sigma_f}{\lambda_3} (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (17)$$

式中: T_w 为陶瓷的温度; ε_w 为陶瓷的发射率; h_w 为陶瓷与外界环境之间的对流换热系数; T_∞ 为环境温度。

TES 罐的平均蓄热功率可表示为:

$$P = \frac{Q_{\text{total}}}{t} \quad (18)$$

式中: Q_{total} 为 TES 罐的蓄热总量; t 为蓄热时间。

钢质储热罐壳体在周向上的应变由 2 部分组成, 即热应变 ε_t 以及机械应变 ε_m :

$$\varepsilon_t(x, r) = \varepsilon_t + \varepsilon_m \quad (19)$$

式(19)中的热应变 ε_t 与给定材料的热膨胀系数 α 有关, 机械应变 ε_m 与钢的弹性模量 E 和主应力 σ 有关, 分别可以表示为:

$$\varepsilon_t(x, r) = \alpha [T_2(x, r) - T_{\text{ref}}] \quad (20)$$

$$\varepsilon_m(x, r) = \frac{1}{E} [\sigma_{11} - \nu(\sigma_{22} + \sigma_{33})] \quad (21)$$

当 TES 罐放热结束时, 钢壁有最大机械应力值 σ_{max} , 表示为:

$$\sigma_{\text{max}}(x, r) = \alpha E [T_{2, \text{max}}(x, r) - T_{2, \text{min}}(x, r)] \quad (22)$$

式中: $T_{2, \text{max}}$ 和 $T_{2, \text{min}}$ 分别为钢壁轴向某处水平线上

最大和最小温度值。

本模型网格不均匀, 在狭小区域(靠近胶囊边界和靠近壁)网格较小, 因此精度会更高。通过多次增加模型网格数对 TES 系统数值模拟进行了网格独立性验证。结果表明, 当网格数达到 520 000 左右时, 定参数条件下的模型计算与更高网格数模型的计算产生了相同的结果, 可满足计算精度要求。因此, 选择此数量网格来进行 TES 系统的计算分析。对于计算时间步长, 从 2 s 逐渐以 0.1 s 的间隔减小进行模拟计算, 所考察的参数在计算时间步长减至 0.5 s 或更小时不再发生大的改变, 因此计算时间步长取 0.5 s。

1.3 模型验证

为了验证本文数值模型的适用性, 根据文献[25]中实验给出的相变 TES 罐参数进行建模后完成模拟计算。图 3 为 TES 罐蓄热过程中出口水温的数值模拟结果和参考实验结果对比情况。由图 3 可知, 实验结果和数值模拟结果之间存在微小偏差, 但总体情况较为吻合。

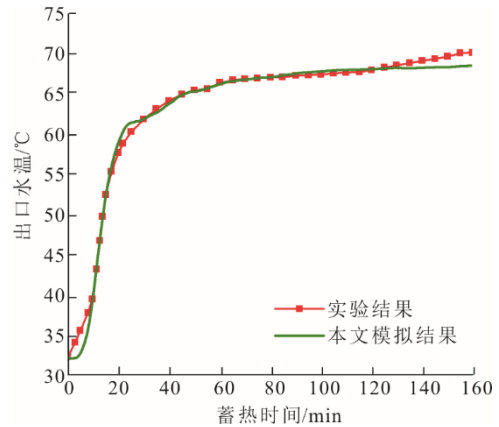


图 3 仿真模型的验证结果

Fig.3 Verification results of the simulation model

2 仿真模拟结果与分析

2.1 定参数模拟结果

对定参数条件下填充球形 PCM 胶囊 TES 罐的蓄热过程进行模拟分析。在本研究中, 规定以 HTF 从储热罐顶部入口进入罐体时为蓄热开始, 以相变材料全部液化时刻(即整罐 PCM 液相率达到 100% 的时刻)为蓄热结束。

耐火砖、钢壁和陶瓷的密度分别为 2 000、8 000、1 000 kg/m³, 比热容分别为 1 000、430、1 000 J/(kg·K), 导热系数分别为 1、60、1 W/(m·K)。

陶瓷外表面考虑对流换热和辐射换热, 设环境温度为 283.15 K, 陶瓷的对流换热系数为 $10.0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 发射率取 1.0。蓄热阶段, HTF 进入罐体时的温度 T_h 为 770.0 K, 进入罐体时的流动速度 u_{in} 为 0.0008 m/s , 罐内的初始冷 HTF 的温度 T_c 为 570.0 K。

TES 罐在蓄热阶段的温度分布云图和液相率分布云图分别如图 4、图 5 所示。结果表明, 该 TES 罐的蓄热时间约为 5.76 h, 随着蓄热时间的增加, 液相率逐渐增加至 100%。蓄放热过程中 TES 罐体钢壁轴向各处最大应力均低于钢材料的屈服应力值 200 MPa。

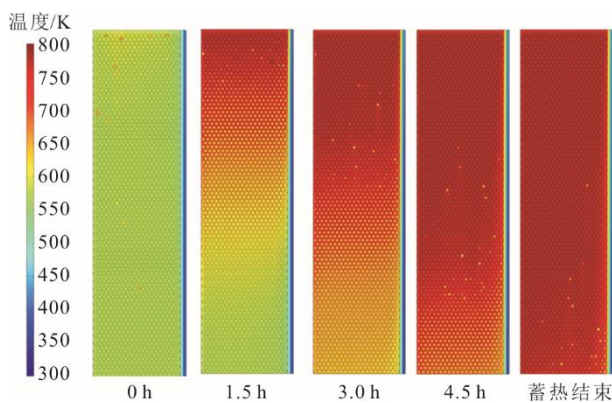


图 4 不同蓄热时刻的温度分布

Fig.4 Temperature distributions at different charging times

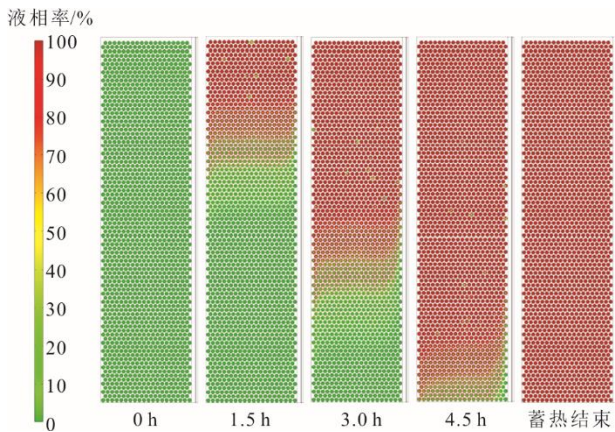


图 5 不同蓄热时刻的液相率分布

Fig.5 Liquid fractions at different charging times

2.2 传热介质进口流速的影响

探究了进口 HTF 流速 u_{in} 对 TES 罐蓄热特性和力学特性的影响。对 $u_{in}=0.0007 \text{ m/s}$ 到 $u_{in}=0.0009 \text{ m/s}$ 5 种流速条件下的储热罐蓄热过程进行模拟。图 6 为不同进口 HTF 流速条件下 PCM 的液相率的变化曲线。由图 6 可知: 储热罐的液相率最初会随蓄热时间的增加而线性增长, 直到蓄热结束前的某一时刻,

液相率的增长趋势开始放缓; 随着进口 HTF 流速的升高, TES 罐液相率增长速度变快。因此可以说明, 增大进口 HTF 流速能使 PCM 的液化时间变短。随着 u_{in} 从 0.0007 m/s 以 0.00005 m/s 的间隔增至 0.0009 m/s , TES 罐蓄热时间由 6.69 h 缩短到 5.24 h。对应不同的 HTF 进口流速, 以 0.0007 m/s 的情况为基准, 蓄热时间分别缩短了 6.3%、6.1%、5.1%、6.3%。

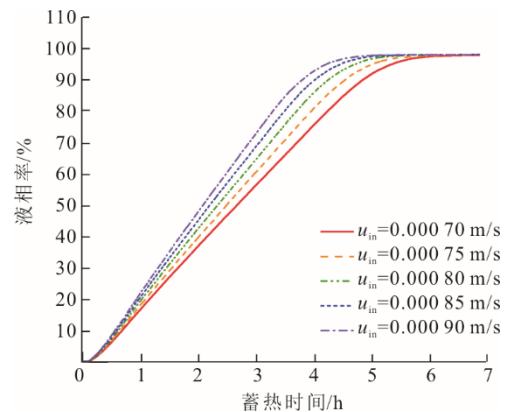


图 6 不同进口 HTF 流速下的液相率情况

Fig.6 Liquid fraction curves of the TES tank at different inlet HTF flow velocities

图 7 为蓄热过程中不同进口 HTF 流速下 PCM 胶囊中心温度随时间变化的情况。

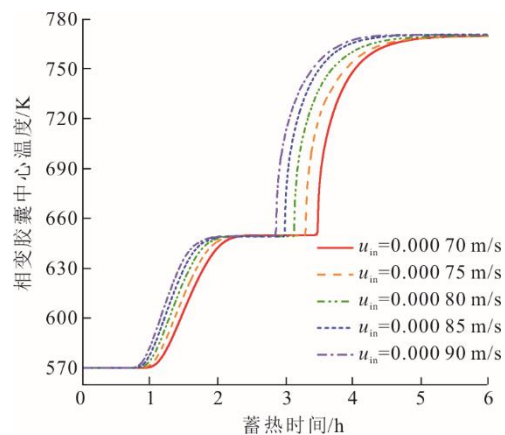


图 7 不同进口 HTF 流速下的 PCM 胶囊中心温度

Fig.7 Centre temperature curves of PCM capsule of the TES tank at different inlet HTF flow velocities

由图 7 可见, PCM 胶囊中心温度的变化可分为 3 个阶段: 第 1 阶段固体 PCM 因吸热温度骤升, 当固体 PCM 温度升高至熔点时进入第 2 阶段; 此阶段为 PCM 的相变 (由固态到液态) 过程, 温度基本保持不变; 相变完成后, 液体 PCM 的温度再次迅速上升 (第 3 阶段), 直至接近初始热 HTF 温度。随着

进口 HTF 流速的加快, 第 2 次温升时间从 3.45 h 提前至 2.85 h。

图 8 和图 9 分别为在不同进口 HTF 流速下的蓄热量和平均蓄热功率的变化情况。由图 8 可见, 随着进口 HTF 的流速的增大, TES 罐蓄热总量没有显著的变化, 均约为 12.8×10^{10} J。图 9 表明, 随着进口 HTF 流速的增大, TES 罐的平均蓄热功率增大, 其中速度为 0.000 7、0.000 9 m/s 时的平均蓄热功率分别为 5.33、6.79 MW。

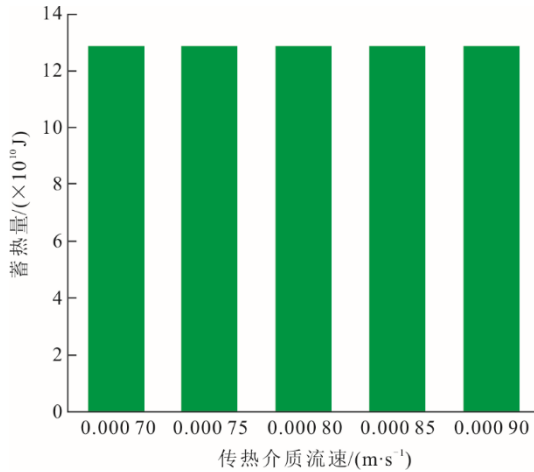


图 8 不同进口 HTF 流速下的总体蓄热量
Fig.8 Total heat storage quantities of the TES tank at different inlet HTF flow velocities

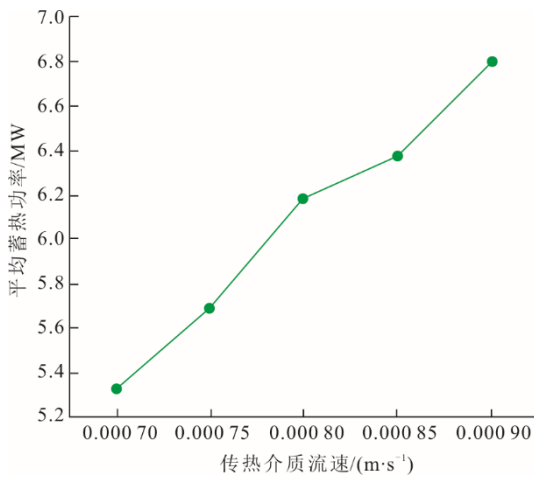


图 9 不同进口 HTF 流速下的平均蓄热功率
Fig.9 Average charging powers of the TES tank at different inlet HTF flow velocities

图 10 为不同进口 HTF 流速下 TES 罐壁最大机械应力分布变化计算结果。图 10 表明 TES 罐钢壁的机械应力峰值出现在轴向高度约 6.5 m 处, 随着进口 HTF 流速 u_{in} 的提高, TES 罐钢壁的最大机械应力峰值依次减小, 相邻最大机械应力曲线峰值处

差值分别为 5.5、5.6、3.5、6.5 MPa。这是因为较高的 HTF 流速下 TES 罐壁蓄放热时间均减小, 使得 HTF 对罐壁的加热时间缩短, 罐壁相同轴向位置在放热结束时的温差减小, 从而使得钢壁最大机械应力值也减小。进口 HTF 流速为 0.000 7 m/s 时的钢壁最大机械应力峰值最大, 约为 142.4 MPa。

综上所述, 可以通过适当提高 HTF 流速的方法来提高 PCM 胶囊 TES 系统的平均蓄热功率并降低钢壁的轴向最大机械应力。

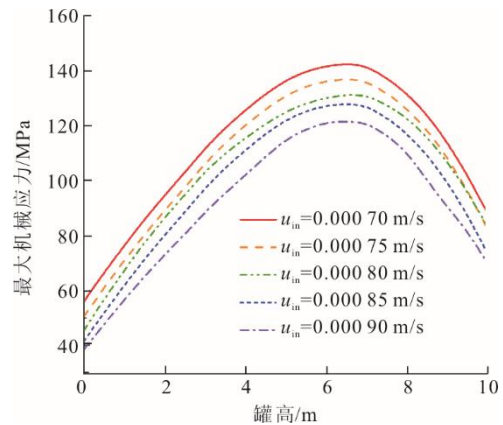


图 10 不同进口 HTF 流速下的最大罐壁机械应力
Fig.10 The maximum mechanical stress curves of the TES tank at different inlet HTF flow velocities

2.3 初始冷传热介质温度的影响

图 11 展示了不同初始冷 HTF 温度下的液相率的变化情况。由图 11 可见, 随着蓄热时间增长, TES 罐的液相率增长速度先保持不变随后放缓。不同初始冷 HTF 温度的 TES 罐的液相率达到 100% 的时间相差不大。因此可知, 初始冷 HTF 温度对蓄热时间影响相对较小。

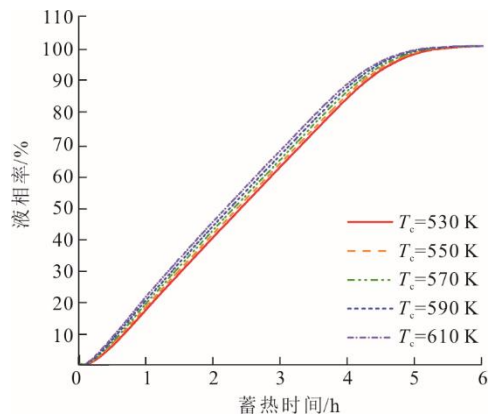


图 11 不同初始冷 HTF 温度下的液相率情况
Fig.11 Liquid fraction curves of the TES tank at different initial cold HTF temperatures

图 12 为不同初始冷 HTF 温度下的 PCM 胶囊中心温度的变化曲线。随着初始冷 HTF 温度的变化, TES 罐对应的 PCM 胶囊温度第 1 次骤升的时刻基本相同;但随着初始冷 HTF 温度的升高, PCM 胶囊第 2 次温度骤升会略有提前。

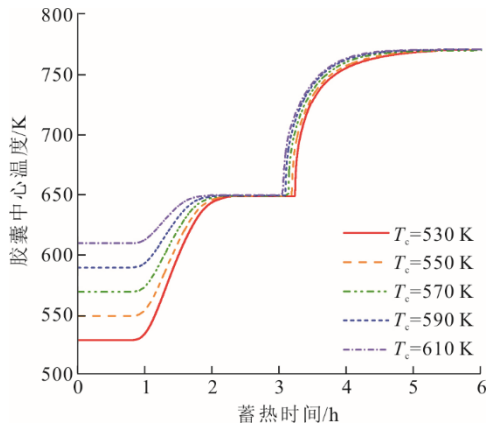


图 12 不同初始冷 HTF 温度下的 PCM 胶囊中心温度
Fig.12 Centre temperature curves of PCM capsule of the TES tank at different initial cold HTF temperatures

图 13 和图 14 为不同初始冷 HTF 下 TES 罐的蓄热总量和平均蓄热功率的变化情况。图 13 中,随着初始冷 HTF 温度的升高, TES 罐的有效蓄热总量减小。这是因为随着初始冷 HTF 温度的升高,一方面蓄热时间变短,另一方面是蓄热完成时罐中 HTF 和 PCM 温升变小。在初始冷 HTF 温度由 530 K 升至 610 K 时,蓄热总量由 14.68×10^{10} J 降至 10.99×10^{10} J。由图 14 可见,随着初始冷 HTF 温度由 530 K 升至 610 K, TES 罐的平均蓄热功率由 6.81 MW 减小到 5.29 MW。

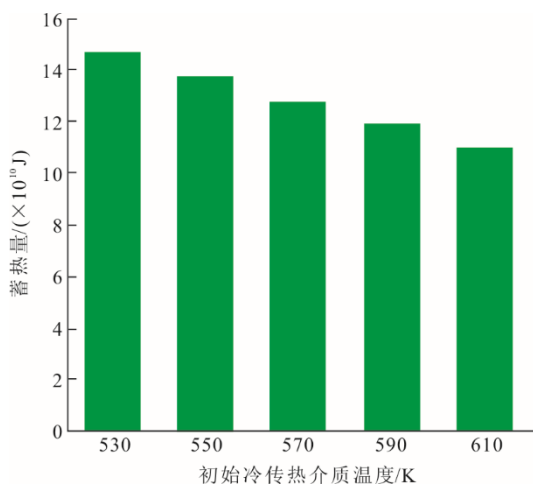


图 13 不同初始冷 HTF 温度下的总体蓄热量
Fig.13 Total heat storage quantities of the TES tank at different initial cold HTF temperatures

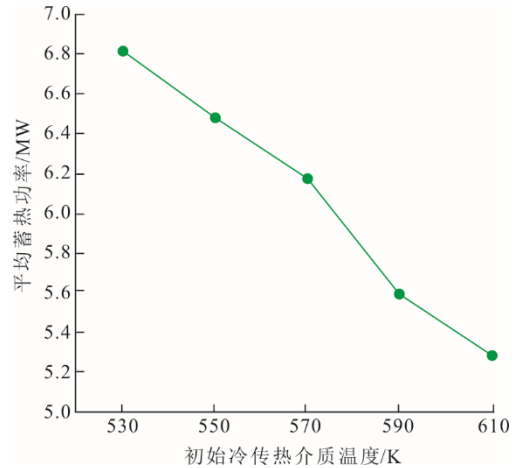


图 14 不同初始冷 HTF 温度下的平均蓄热功率
Fig.14 Average charging powers of the TES tank at different initial cold HTF temperatures

图 15 为不同初始冷 HTF 温度下 TES 罐的最大轴向机械应力分布变化情况。随着初始冷 HTF 温度的升高, TES 罐钢壁最大机械应力峰值逐渐减小,且峰值对应位置逐渐向罐体上方移动。这主要是因为随着初始冷 HTF 温度的升高,钢壁初始温度及放热完成时的温度也均升高,从而减小了放热结束时壁面的最大温差。因此,可以通过提高初始冷 HTF 温度的方法来降低钢壁的轴向最大机械应力峰值。在初始冷 HTF 温度为 530 K 时, TES 罐的钢壁轴向机械应力峰值为 144.6 MPa。综上,为了确保 TES 系统钢壁结构安全,工程上在确定 PCM 胶囊 TES 罐设计参数时,初始冷 HTF 温度应有一个最低的安全限值。在此安全限值以内,可适当降低初始冷 HTF 温度以强化 TES 罐的蓄热性能。

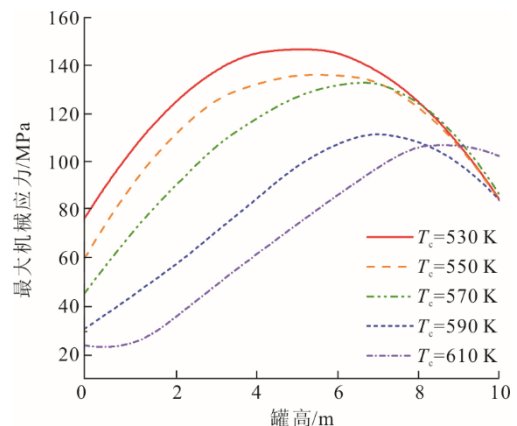


图 15 不同初始冷 HTF 温度下的最大罐壁机械应力
Fig.15 The maximum mechanical stress curves of the TES tank at different initial cold HTF temperatures

2.4 初始热传热介质温度的影响

考察了不同初始热 HTF 对 TES 罐蓄热特性和

力学特性的影响。图 16 为液相率的变化曲线。由图 16 可见：TES 罐中 PCM 液化速度随着初始热 HTF 温度升高而加快，因此蓄热时间也随之相应变短；当初始热 HTF 温度由 730 K 增大至 810 K 时，TES 罐的总蓄热时间长度由 8.04 h 减小至 5.10 h。

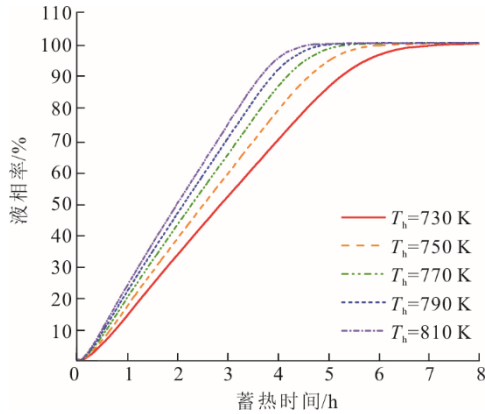


图 16 不同初始热 HTF 温度下的液相率情况
Fig.16 Liquid fraction curves of the TES tank at different initial hot HTF temperatures

图 17 为蓄热过程中不同初始热 HTF 温度条件下 PCM 胶囊中心温度随时间变化的情况。由图 17 可见，不同初始热 HTF 温度的 TES 罐对应的 PCM 胶囊中心温度在约 1.0 h 时几乎同时发生第 1 次温度骤升。随着初始热 HTF 温度的提高，液化完成所用的时间缩短。这是由于初始热 HTF 温度与 PCM 相变温度之间的温差变大，致使换热增强。

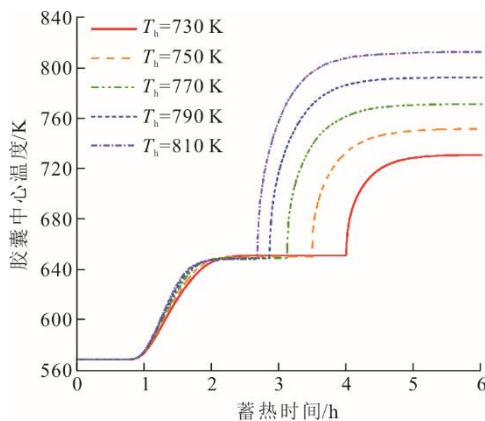


图 17 不同初始热 HTF 温度下相变胶囊中心温度
Fig.17 Centre temperature curves of PCM capsule of the TES tank at different initial hot HTF temperatures

图 18、图 19 分别为不同初始热 HTF 温度下的总体蓄热量和平均蓄热功率。由图 18 可以看出，随着初始热 HTF 温度由 730 K 上升到 810 K，TES 罐的有效蓄热总量由 11.01×10^{10} J 增大到 14.64×10^{10} J，

这是因为初始热 HTF 温度上升带来的新增热量补偿了 HTF 升温时的蓄热时间缩短而导致的蓄热量减少。

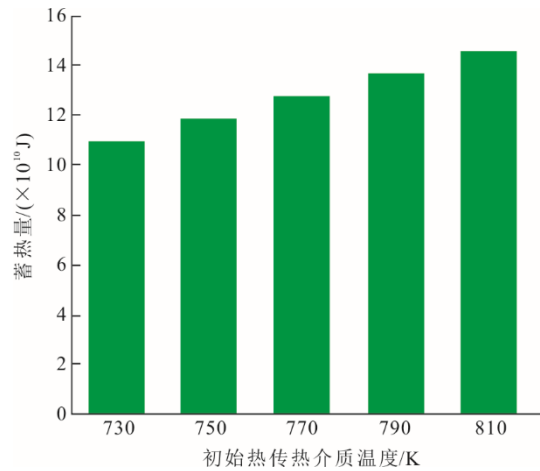


图 18 不同初始热 HTF 温度下的总体蓄热量
Fig.18 Total heat storage quantities of the TES tank at different initial hot HTF temperatures

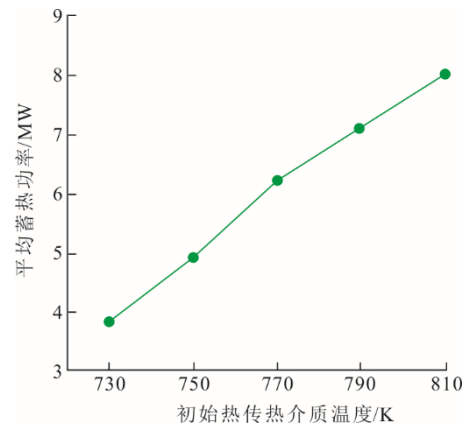


图 19 不同初始热 HTF 温度下的平均蓄热功率
Fig.19 Average charging powers of the TES tank at different initial hot HTF temperatures

由图 19 可以看出，随着初始热 HTF 温度由 730 K 上升到 810 K，TES 罐的平均蓄热功率由 3.81 MW 增大到 7.97 MW。可见，提高初始热 HTF 温度可同时提升 PCM 胶囊 TES 罐的总蓄热量和平均蓄热功率。

图 20 为不同初始热 HTF 温度下的最大罐壁机械应力。由图 20 可知，随着初始热 HTF 温度的升高，TES 罐钢壁轴向最大机械应力峰值逐渐增大，且最大机械应力峰值从轴向约 4.5 m 处移动至约 8.0 m 处。当初始热 HTF 温度为 810 K 时，TES 罐的钢壁轴向最大机械应力峰值为 159.5 MPa，仍距 200 MPa 的屈服应力有一定的距离。增大初始热 HTF 温度可

提高 PCM 胶囊 TES 系统的蓄热性能,但从罐体结构安全角度考虑,在确定 PCM 胶囊 TES 罐设计参数时,初始热 HTF 温度应有一个最高的安全限值,以使钢壁最大机械应力峰值小于屈服应力且有一定的安全裕量。

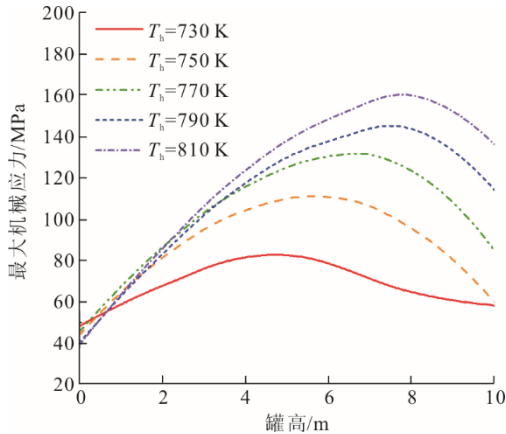


图 20 不同初始热 HTF 温度下的最大罐壁机械应力
Fig.20 The maximum mechanical stress curves of the TES tank at different initial hot HTF temperatures

3 结 论

利用流固耦合仿真计算方法,分析了 HTF 参数对填充球形 PCM 胶囊 TES 罐的蓄热性能和力学性能的影响,主要结论如下:

1) HTF 进口流速对 TES 罐的总蓄热量影响不大,随着流速从 0.000 7 m/s 增大到 0.000 9 m/s,总蓄热量均约为 12.8×10^{10} J,但蓄热时间由 6.69 h 缩短到 5.24 h,平均蓄热功率由 5.33 MW 增加到 6.79 MW。且增大进口 HTF 流速可减小钢壁轴向最大机械应力值。因此,可通过适当提高 HTF 流速的方法来提高 PCM 胶囊 TES 系统的蓄热性能和力学性能。

2) 当初始冷 HTF 温度从 530 K 升高到 610 K 时, TES 罐的总蓄热量由 14.68×10^{10} J 减小到 10.99×10^{10} J,平均蓄热功率由 6.81 MW 减小到 5.29 MW。因此,为了提升 TES 系统的蓄热性能,需要降低初始冷 HTF 的温度。但由于降低初始冷 HTF 温度会增大罐壁机械应力,因此,在确定 PCM 胶囊 TES 罐设计参数时,需确定一个最低初始冷 HTF 温度安全限值,初始冷 HTF 温度需保持在此限值之上,以确保 TES 罐钢壁的结构安全。

3) 当初始热 HTF 温度从 730 K 升高到 810 K 时, TES 罐的有效蓄热总量由 11.01×10^{10} J 增大到 14.64×10^{10} J,平均蓄热功率由 3.81 MW 增大

到 7.97 MW,但钢壁轴向机械应力峰值也增大至 159.5 MPa。因此,从考虑罐体结构安全的角度出发,在最高初始热 HTF 温度的安全限值内,可以通过适当提升初始热 HTF 温度的方式来改善 PCM 胶囊 TES 罐的蓄热性能。

[参 考 文 献]

- [1] WANG G, WANG T, JIANG T, et al. Influence estimate of liquid lead-bismuth eutectic temperatures on operation and mechanical behaviors of sensible heat storage tank[J]. Energy Reports, 2021, 7: 4388-4396.
- [2] MOHAMMADNEJAD F, HOSSAINPOUR S. A CFD modeling and investigation of a packed bed of high temperature phase change materials (PCMs) with different layer configurations[J]. Journal of Energy Storage, 2020, 28: 101209.
- [3] ALDOSS T K, RAHMAN M M. Comparison between the single-PCM and multi-PCM thermal energy storage design[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 83: 79-87.
- [4] 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: 565-578.
- [5] WANG G, LIU Z, HAN W, et al. Influence investigation of hot molten salt temperature on operation and mechanical behaviours of latent heat storage tank[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 28: 101522.
- [6] WANG G, WANG T, HAN W. Cyclic and standby behavior evaluations of liquid lead-bismuth eutectic thermal energy storage tank for concentrated solar power[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2022, 29: 101729.
- [7] ELFEKY K E, MOHAMMED A G, WANG Q. Cycle cut-off criterion effect on the performance of cascaded, sensible, combined sensible-latent heat storage tank for concentrating solar power plants[J]. Energy, 2021, 230: 120771.
- [8] ELFEKY K E, LI X, AHMED N, et al. Optimization of thermal performance in thermocline tank thermal energy storage system with the multilayered PCM(s) for CSP tower plants[J]. Applied Energy, 2019, 243: 175-190.
- [9] CHENG X, ZHAI X. Thermal performance analysis and optimization of a cascaded packed bed cool thermal energy storage unit using multiple phase change materials[J]. Applied Energy, 2018, 215: 566-576.
- [10] 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.
- [11] 刘子建. 太阳能单罐熔盐相变储能系统储热与力学性能数值模拟研究[D]. 吉林: 东北电力大学, 2022: 1. LIU Zijian. Numerical simulation of heat storage and mechanical properties of solar energy single-tank molten salt phase change energy storage system[D]. Jilin: Northeast Electric Power University, 2022: 1.
- [12] YANG L, ZHANG X. Performance of a new packed bed using stratified phase change capsules[J]. International Journal of Low-Carbon Technologies, 2012, 7(3): 208-214.

- [13] WATANABE T, KANZAWA A. Second law optimization of a latent heat storage system with PCMs having different melting points[J]. *Heat Recovery Systems and CHP*, 1995, 15(7): 641-653.
- [14] 孙义文, 王子龙, 张华, 等. 太阳能相变蓄热水箱性能实验研究[J]. *热能动力工程*, 2019, 34(11): 109.
SUN Yiwen, WANG Zilong, ZHANG Hua, et al. Experimental study on the performance of solar phase change thermal storage tank[J]. *Thermal Energy and Power Engineering*, 2019, 34(11): 109.
- [15] HE Z, WANG X, DU X, et al. Experiments on comparative performance of water thermocline storage tank with and without encapsulated paraffin wax packed bed[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 147: 188-197.
- [16] 方桂花, 张伟, 刘殿贺, 等. 基于球形封装的相变储热装置的蓄放热实验研究[J]. *建筑科学*, 2020, 36(10): 134-139.
FANG Guihua, ZHANG Wei, LIU Dianhe, et al. Experimental study on heat storage and release of phase change heat storage device based on spherical package[J]. *Building Science*, 2020, 36(10): 134-139.
- [17] BELLAN S, ALAM T E, GONZÁLEZ-AGUILAR J, et al. Numerical and experimental studies on heat transfer characteristics of thermal energy storage system packed with molten salt PCM capsules[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 90: 970-979.
- [18] REGINA F, SOLANKI S C, SAINI J S. An analysis of a packed bed latent heat thermal energy storage system using PCM capsules: numerical investigation[J]. *Renewable Energy*, 2009, 34(7): 1765-1773.
- [19] 翟融融, 王玉龙, 吴昊. 基于堆积床相变蓄热的模型验证及堆积优化[J]. *发电技术*, 2019, 40(3): 220-229.
ZHAI Rongrong, WANG Yulong, WU Hao, et al. Model validation and stacking optimization based on phase change heat storage in stacking bed[J]. *Power Generation Technology*, 2019, 40(3): 220-229.
- [20] WU M, XU C, HE Y. Cyclic behaviors of the molten-salt packed-bed thermal storage system filled with cascaded phase change material capsules[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 93: 1061-1073.
- [21] 陈华, 柳秀丽, 杨亚星, 等. 泡沫金属铜/石蜡相变蓄热过程的数值模拟[J]. *化工学报*, 2019, 70(增刊 1): 86-92.
CHEN Hua, LIU Xiuli, YANG Yaxing, et al. Numerical simulation of foam metal copper/paraffin phase change thermal storage process[J]. *CIESC Journal*, 2019, 70(Suppl.1): 86-92.
- [22] XIA L, ZHANG P, WANG R Z. Numerical heat transfer analysis of the packed bed latent heat storage system based on an effective packed bed model[J]. *Energy*, 2010, 35(5): 2022-2032.
- [23] 杨磊, 张小松. 多熔点相变材料堆积蓄热床蓄热性能分析[J]. *化工学报*, 2012, 63(4): 1032-1037.
YANG Lei, ZHANG Xiaosong. Charge performance of packed bed thermal storage unit with phase Change material having different melting point[J]. *CIESC Journal*, 2012, 63(4): 1032-1037.
- [24] WANG G, PANG S, JIANG T, et al. Comparative study of thermally stratified heat storage tank using different heat transfer fluids based on fluid-solid coupling method[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021, 28: 101629.
- [25] NALLUSAMY N, SAMPATH S, VELRAJ R. Experimental investigation on a combined sensible and latent heat storage system integrated with constant/varying (solar) heat sources[J]. *Renewable Energy*, 2007, 32(7): 1206-1227.

(责任编辑 刘永强)