Advances in Energy and Power Engineering 电力与能源进展, 2026, 14(5), 272-287
Published Online October 2026 in Hans. https://www.hanspub.org/journal/aepe
https://doi.org/10.12677/aepe.2026.145028

Hans汉斯

球形封装颗粒球填充床储热系统仿真研究

孙　健[1,2]，潘林锋[1,2]，张永春[1,2*]，迟伟伟[3]，姜燕妮[3]

[1]江苏省特种设备安全监督检验研究院，江苏　南京
[2]江苏省市场监管技术创新中心(锅炉安全节能环保)，江苏　南京
[3]河海大学电气与动力工程学院，江苏　南京

收稿日期：2026年8月9日；录用日期：2026年8月31日；发布日期：2026年10月30日

摘　要

本研究选取相变填充床储热体系作为研究对象，采用熔融盐作为储热介质、导热油作为传热媒介，基于孔隙尺度对单层、双层变径及三层变径三维储热结构进行储热特性的系统分析。首先探讨了相变微胶囊尺寸与不同排列方式对单层储热效果的影响，并量化评估了储热时长、液相含量变化、温度分布特征、总储热量以及传热流体出口温度等关键性能指标；随后进一步考察了分段分区布局策略对储热过程的优化作用。结果表明，在中高温工况下，较小直径的相变微胶囊展现出更高的熔融速率，但会导致储热持续时间缩短；相较于常规直线排列，交错式堆叠显著减少了热边界层效应，提升了热量传递的整体均匀性。三层分级渐变结构较传统单一固定截面方案表现更优，其储热时长分别比对照组缩减约19.8%和27.5%，为相关领域的储热系统设计提供了理论支撑与实践依据。

关键词

相变储热，相变胶囊球，填充床，储热性能，数值模拟

Simulation Study of a Spherically Encapsulated Phase Change Material Packed-Bed Thermal Energy Storage System

Jian Sun[1,2], Linfeng Pan[1,2], Yongchun Zhang[1,2*], Weiwei Chi[3], Yanni Jiang[3]

[1]Jiangsu Special Equipment Safety Supervision and Inspection Institute, Nanjing Jiangsu
[2]Jiangsu Provincial Market Regulation Technology Innovation Center (Boiler Safety, Energy Conservation and Environmental Protection), Nanjing Jiangsu
[3]School of Electrical and Power Engineering, Hohai University, Nanjing Jiangsu

Received: August 9, 2026; accepted: August 31, 2026; published: October 30, 2026

*通讯作者。

文章引用: 孙健, 潘林锋, 张永春, 迟伟伟, 姜燕妮. 球形封装颗粒球填充床储热系统仿真研究[J]. 电力与能源进展, 2026, 14(5): 272-287. DOI: 10.12677/aepe.2026.145028

Abstract

This study employs a phase change packed bed thermal energy storage system, using Solar Salt as the storage medium and thermal oil as the heat transfer fluid (HTF). Based on a pore-scale approach, the thermal storage performance of three-dimensional systems with single-layer, double-layer variable-diameter, and triple-layer variable-diameter configurations is studied. Firstly, the effects of phase change capsule diameter and different arrangement patterns on the thermal storage characteristics of the single-layer system were examined. Key performance parameters such as thermal storage time, liquid fraction, temperature distribution characteristics, heat storage capacity, and HTF outlet temperature were obtained. Building on this, the optimization effect of the segmented and zoned layout strategy on the thermal storage process was further investigated. The results indicate that under medium-high temperature conditions, the melting rate of the PCM in the system increases as the capsule diameter decreases, leading to a shorter thermal storage time. Compared to the in-line arrangement, the staggered arrangement not only mitigates the thermal stratification effect but also enhances the overall thermal uniformity of the system. The thermal performance of the layered variable-diameter systems was superior to that of the single-layer system. Specifically, the heat storage time for the double-layer and triple-layer variable-diameter systems was reduced by approximately 19.8% and 27.5%, respectively, compared to the single-layer system. The research results provide theoretical support and practical basis for the design of heat storage systems in related fields.

Keywords

Phase Change Thermal Energy Storage, Encapsulated PCM, Packed Bed, Thermal Performance, Numerical 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

太阳能作为一类储量巨大、可循环利用的清洁能源，可有效缓解当下能源短缺现状，同时改善化石能源消耗带来的生态污染问题。在能源绿色转型的大背景下，太阳能光热发电技术凭借清洁低碳的核心优势，受到行业广泛关注并实现快速迭代发展。相较于传统火力发电模式，太阳能光热发电具备零污染、能源来源永续的突出特点，未来应用潜力巨大[1]。

储能技术是提升能源综合利用效率、保障新能源系统稳定运行的关键核心技术。其中，变填充床储能属于中低温传热储热技术范畴，凭借储能密度高、运行稳定性好等独特优势，已被广泛适配于太阳能光热发电系统中[2]。相变胶囊填充床储热系统的运行机制主要分为蓄热与放热两大核心工况。在蓄热工况下，系统通过收集太阳辐射能量，或借助电加热装置升温导热油，以此获取高温热能。单罐式储热系统通过在罐体内部布设相变胶囊填充结构，依托导热油流向调控与温度精准控制，实现高温导热油向相变熔盐材料的热能转移，进而在单一罐体内完成分时蓄热与储热储能作业。在放热工况下，系统可根据用能需求，通过换热器实现传热介质与水等换热介质的热量交换，生成高温蒸汽或流体，最终服务于发电、供暖等实际应用场景。

现阶段，国内外学者已针对填充床潜热储热系统的运行特性开展了大量数值模拟与试验研究工作。

Cheng 等[3]聚焦填充床内部微观传热机理，采用数值仿真手段，探究了胶囊随机填充模式下，床体有效导热系数的分布规律及影响机制，证实胶囊无序堆积会造成系统传热路径分布不均，直接影响整体传热效果。Nijemeisland 等[4]则从系统运行边界参数出发，系统性探究了传热流体入口流速、入口温度及系统初始温度等关键参数对储热全过程的影响规律。现有研究发现，球形胶囊随机堆积形成的填充床存在固有空隙率波动特征，具体表现为近壁区域孔隙率偏高、床体中心区域孔隙率偏低。该结构特征会引发传热流体短路现象，造成床内温度场分布失衡，最终出现局部传热效率偏低、相变材料熔化不同步等问题，这也是导致数值模拟结果与试验实测数据偏差较大、模拟重复性不佳的核心原因。

为攻克随机填充结构的固有缺陷，有序填充布局成为优化填充床储热性能的重要研究方向。已有研究证实，采用面心立方、体心立方等规则化胶囊排列方式，能够有效降低传热流体穿过床层的压力损失，构建均匀、稳定的高效传热通道，显著提升填充床储热系统的综合传热性能与运行可预测性[5] [6]。

除优化填充排布结构外，相变材料分层分级布置是强化填充床储热系统性能的另一关键技术。Ahmed 等[7]设计了四种不同相变材料体积分级配置方案并开展对比试验，结果表明，单一相变材料储热系统存在明显的性能短板，罐体底部相变材料长期与低温传热流体接触，无法实现完全熔化，材料利用率仅为 0.49。而采用自上而下熔点梯度递减的三层相变材料分级布置方案，可实现相变材料逐级有序熔化，优化传热温差匹配效果，将相变材料利用率提升至 0.74，性能提升效果十分显著。该优化结论也得到了 Zhang 等[8]的验证，其通过四种相变材料体积配比方案的对比仿真计算发现，1/3:2/3 体积比的双层分级配置综合性能最优。相较于单一相变材料系统，该方案可使材料总熔化时长缩短 31.3%，储热速率提升 44.6%，充分印证了分级填充策略在强化系统传热性能方面的突出优势。

针对多级储热系统中相变材料的最优配比参数，Elfeky 等、Elsihy 等、Guo 等[9]-[11]开展了系统性的试验与仿真研究。研究结果表明，采用“底部低温相变材料体积占比更大、顶部高温相变材料体积占比更小”的配比方式，能够同时优化系统蓄热与释热性能。该配置模式与传热流体“蓄热过程温度逐层递减、释热过程温度逐层递增”的温度变化特性高度适配，可有效均衡全过程传热温差，减少传热不可逆能量损耗，实现热能的高效存储与可控释放。

综上，国内外科研人员已围绕相变填充床储热系统蓄、放热动态运行特性开展了大量基础性研究，在传热机理、结构优化、参数适配等方面取得了一系列研究成果。本研究选取单罐储热系统作为分析对象，采用熔盐作为相变储热介质、导热油作为传热工质，运用有限元数值计算技术，对单层结构、双层变径设计及三层变径布局的三维相变填充床储热装置在蓄热过程中的性能展开仿真研究。重点分析胶囊粒径尺寸、填充布置方式两大核心变量，对系统储热时长、相变材料液相率、床内温度分布、总储热量及传热流体出口温度的影响规律，可为中高温工况下填充床储热系统的结构设计与性能优化提供可靠的理论支撑。

2. 建立与验证

2.1. 相变储热单罐模型

填充相变胶囊球的储热单罐的三维结构如图 1 所示。本研究选取外径分别为 1 mm、1.5 mm 和 2 mm 的相变胶囊，构建潜热储能装置，并以 12.5 mm × 12.5 mm × 15 mm 的三维空间作为计算模型。为确保不同填充形式下孔隙率的一致性，采用特定几何约束条件：将相变胶囊内部半径与壳体厚度的比例统一设置为 4:1。相邻两胶囊球的外缘间距与壳体半径比为 2:1。数值模拟设置系统左右侧采用对称边界以提升计算效率，HTF 选择导热油，上端进入下端流出，入口温度 503 K，流速 0.005 m/s，储热系统初始温度 453 K。PCM 材料选择太阳盐，胶囊球外壳材料选择不锈钢 304。表 1 列出了相关材料的热物理参数。

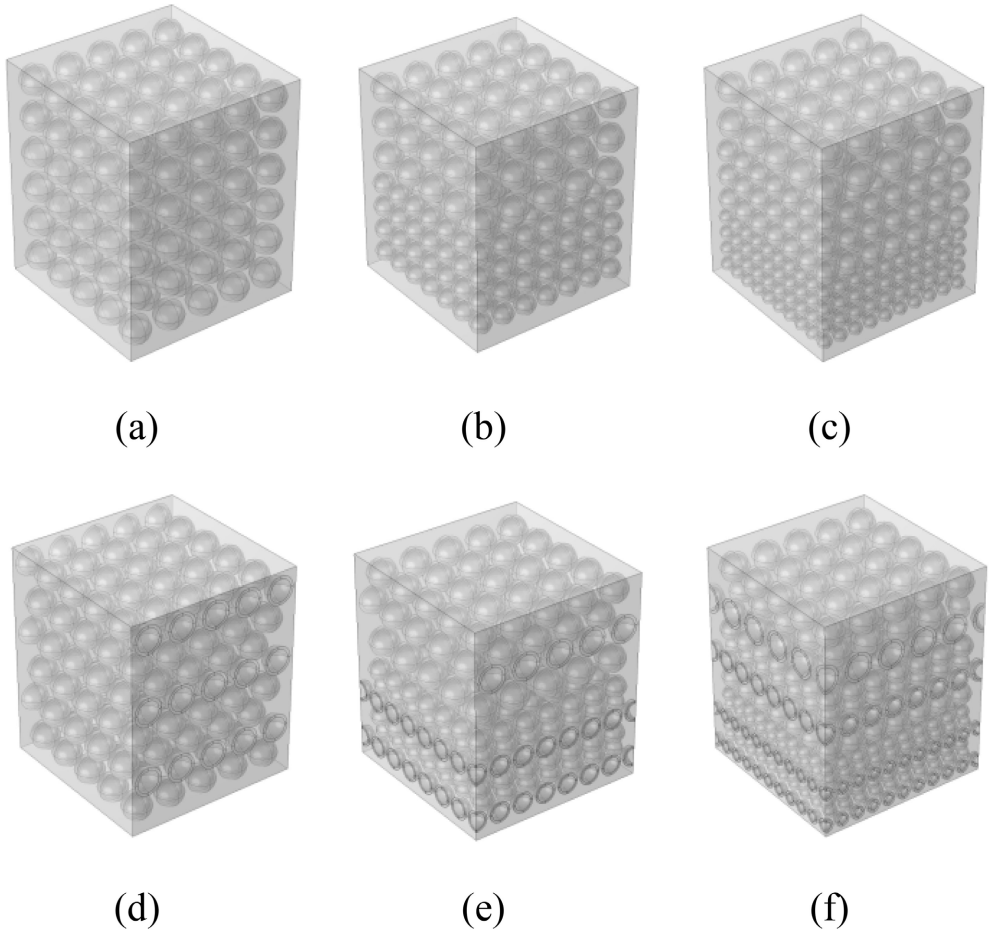


Figure 1. Schematic diagram of the structure of the phase change filled bed heat storage tank
图 1. 相变填充床储热罐结构简图

Table 1. Thermal physical properties of materials [12]
表 1. 材料热物理性质[12]

参数	Solar Salt	导热油
密度 ρ/kg·m^{-3}	2100 (s)/1860 (l)	850
比热容 C_p/J·kg^{-1}·K^{-1}	1130 (s)/1510 (l)	2500
动力粘度 μ/Pa·s	0.00324	0.00042
导热率 k/W·m^{-1}·K^{-1}	0.55 (s)/0.3 (l)	0.1
熔点 T_m/K	493	/
相变潜热 L/kJ·kg^{-1}	160	/

注：Solar Salt (60% wt $NaNO_3$ + 40% wt KNO_3)。

为简化计算进行如下假设：

1) 填充床被视为连续、均匀且各向同性的多孔介质，其孔隙率在空间上保持恒定；

2) 传热流体在储热装置内呈现不可压缩的轴向层流状态，其流速与温度在径向截面上分布均匀；

3) 传热流体及相变材料的关键热物性参数设定为常数；

4) 忽略热膨胀引起的体积变化；

5) 装置外壁面视为绝热；

6) 忽略相邻胶囊间直接导热和辐射热交换，其热交换仅通过中间流体进行。

基于以上假设，在二维坐标中建立了描述瞬态相变过程和多孔介质非热平衡流动传热模型[13]。其连续性方程、能量方程，动量方程如下：

相变胶囊壳体的能量方程：

$$\rho_{\text{shell}} C_{\text{p,shell}} \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot \left(K_{\text{shell}} \nabla T \right) \tag{1}$$

式中，ρ_{shell}——壳体密度，$C_{\text{p,shell}}$——壳体比热容，T——温度，t——时间，K_{shell}——壳体导热系数，壳体材料为不锈钢 304。

HTF 控制方程如下：

连续方程：

$$\nabla \cdot \boldsymbol{u} = 0 \tag{2}$$

动量方程：

$$\rho_{\text{HTF}} \frac{\partial \boldsymbol{u}}{\partial t} + \rho_{\text{HTF}} \left(\boldsymbol{u} \cdot \nabla \right) \cdot \boldsymbol{u} = \nabla \cdot \left[-p\boldsymbol{I} + \boldsymbol{K} \right] + \rho_{\text{HTF}} \cdot \boldsymbol{g} \tag{3}$$

能量方程：

$$\rho_{\text{HTF}} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_{\text{HTF}} C_{\text{p,HTF}} \boldsymbol{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot \left(K_{\text{HTF}} \nabla T \right) \tag{4}$$

式中，$\boldsymbol{u}$——速度矢量，$\boldsymbol{g}$——重力加速度，p——压力，$\boldsymbol{K}$——粘性应力张量，其中 $\boldsymbol{K} = \mu\left(\nabla \boldsymbol{u} + \left(\nabla \boldsymbol{u} \right)^{\text{T}} \right)$，$\mu$——动力粘度，$\rho_{\text{HTF}}$——HTF 密度，$C$——HTF 定压比热容，$K_{\text{HTF}}$——HTF 导热系数。

PCM 控制方程如下：

能量方程：

$$\rho_{\text{PCM}} C_{\text{p,PCM}} \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot \left(K_{\text{PCM}} \nabla T \right) \tag{5}$$

其中

$$\rho_{\text{PCM}} = \rho_{\text{PCM,s}} \tag{6}$$

$$C_{\text{p,PCM}} = \theta_{\text{s}} C_{\text{p,s}} + \theta_{\text{l}} C_{\text{p,l}} + L \cdot \frac{\text{d}\theta_{\text{l}}}{\text{d}T} \tag{7}$$

$$C_{\text{p,L}} = L \cdot \frac{\text{d}\theta_{\text{l}}}{\text{d}T} \tag{8}$$

$$K_{\text{PCM}} = \theta_{\text{s}} K_{\text{PCM,s}} + \theta_{\text{l}} K_{\text{PCM,l}} \tag{9}$$

式(6)中，ρ_{PCM}——PCM 的密度，为确保储热过程 PCM 质量平衡，PCM 密度取固态密度 $\rho_{\text{PCM,s}}$；式(7)中，$C_{\text{p,PCM}}$——PCM 在相变区域的比热容，θ_{l}——PCM 液相率，θ_{s}——PCM 固相率，其中下标 s 表示固相，l 表示液相，L——PCM 的相变潜热；式(8)中，$C_{\text{p,L}}$——相变过程的附加比热；式(9)中，K_{PCM}——PCM 的有效导热系数。

采用显热容法对相变区域进行数值模拟，当$\theta_{\text{l}} = 0$、$\theta_{\text{s}} = 1$ 时，PCM 处于固相，当$\theta_{\text{l}} = 1$、$\theta_{\text{s}} = 1$ 时，PCM 处于液相，当 $0 < \theta_{\text{l}} < 1$、$0 < \theta_{\text{s}} < 1$ 时，PCM 处于两相共存的相变区域，参数可由以下关系定义：

$$\begin{cases} \theta_l = 0, \ T < T_m - \dfrac{1}{2}\Delta T \\ \theta_l = \dfrac{T - T_m}{\Delta T}, \ T_m - \dfrac{1}{2}\Delta T < T < T_m + \dfrac{1}{2}\Delta T \\ \theta_l = 1, \ T > T_m + \dfrac{1}{2}\Delta T \end{cases} \tag{10}$$

式(10)中，T_m——PCM 的熔化温度，ΔT——PCM 固相到液相的温度转变间隔，ΔT 取 10 K。

PCM 的液相率和固相率满足关系式(11)：

$$\theta_l + \theta_s = 1 \tag{11}$$

三维相变微胶囊储热系统的孔隙率 ε 可通过以下表达式来定义：

$$\varepsilon = 1 - \left(n \cdot \pi d^3\right) \Big/ \left(6V_{bed}\right) \tag{12}$$

式(12)中，d——相变胶囊直径，n——储热系统相变胶囊球数量，V_{bed}——填充床体积。本节研究中，不同填充模型对应的孔隙率相等。

2.2. 初始和边界条件

在相变蓄热装置的设计中，设定相变蓄热体与热传流体(HTF)的初始温度均为 453 K，而 HTF 的进、出口温度则被固定为 503 K。基于流速参数 0.005 m/s 及对称分布的边界条件，对储热系统的热物理性能进行分析。

初始条件，当 $t = 0$ 时：

$$T_{PCM} = T_{HTF} = T_{ini}, \ 0 \le x \le H \tag{13}$$

边界条件，当 $t > 0$ 时：

$$\frac{\partial T_{HTF}}{\partial x} = 0, \ x = 0 \tag{14}$$

式中，T_{ini} 为储热系统的初始温度。

2.3. 网格无关性与模型的验证

针对直径为 1 mm 的相变微胶囊储热单元，物理场控制方程决定了网格划分。模型最终的离散化网格如图 2(a)所示。为确保数值解的网格独立性，选取了三种不同离散规模的网格进行模拟，其单元数量分别为 151,275、180,484 和 346,121。图 2(b)展示了在这些网格下计算得到的 PCM 液相率随时间的变化曲线。图 2(b)三种网格密度对应的液相率计算结果差异均在 3%以内，表明数值解对网格的依赖性较低。综合考虑数值解的精度与计算效率，最终选定单元数为 151,275 的网格配置作为后续计算方案。该网格在保证结果可靠性的同时显著降低了计算资源需求。

为验证本文所建立数值模型的可靠性，将其预测结果与文献[14]中的数据进行对比分析。验证过程严格遵循该文献的设定：计算域几何尺寸为 12.5 mm × 15 mm，相变微胶囊直径设定为 2 mm。传热流体的入口条件保持一致，初始条件下，入口处的温度设定为 343.15 K，流体的速度维持在 0.005 m/s。储热系统各部分均以 293.15 K 作为起始温度，而相变胶囊内填充物则采用石蜡材料进行设计。图 3 展示了本模型模拟结果与文献结果的对比情况。观察 t = 4 s 时刻的相变材料熔化过程可见，两者温度和液相分布呈现出高度吻合的特征。基于此良好的一致性，可以确认本文提出的数值模型在模拟此类相变胶囊填充床储热系统方面是可靠且有效的。

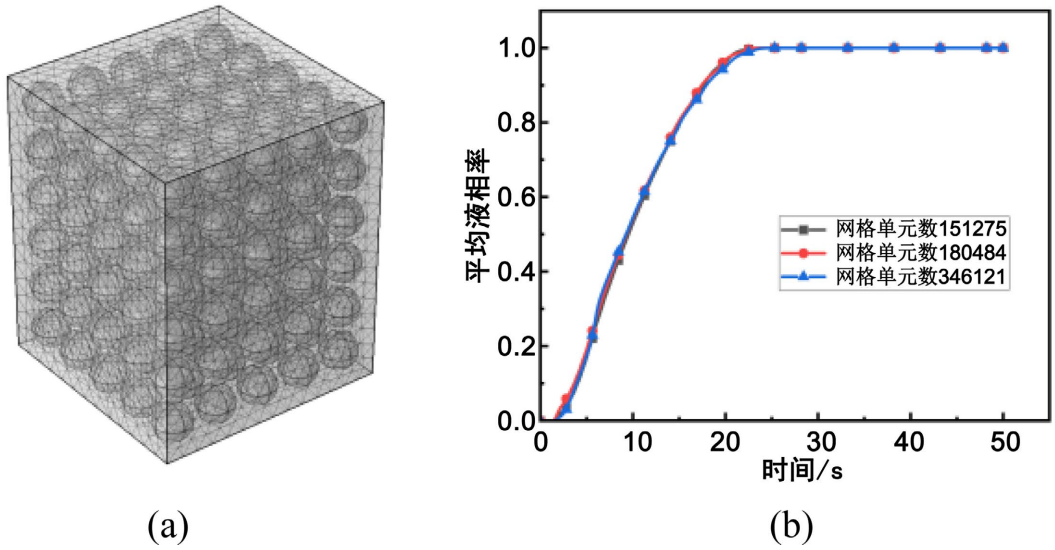


Figure 2. Model mesh division and verification of mesh independence
图 2. 模型网格划分和网格独立性验证

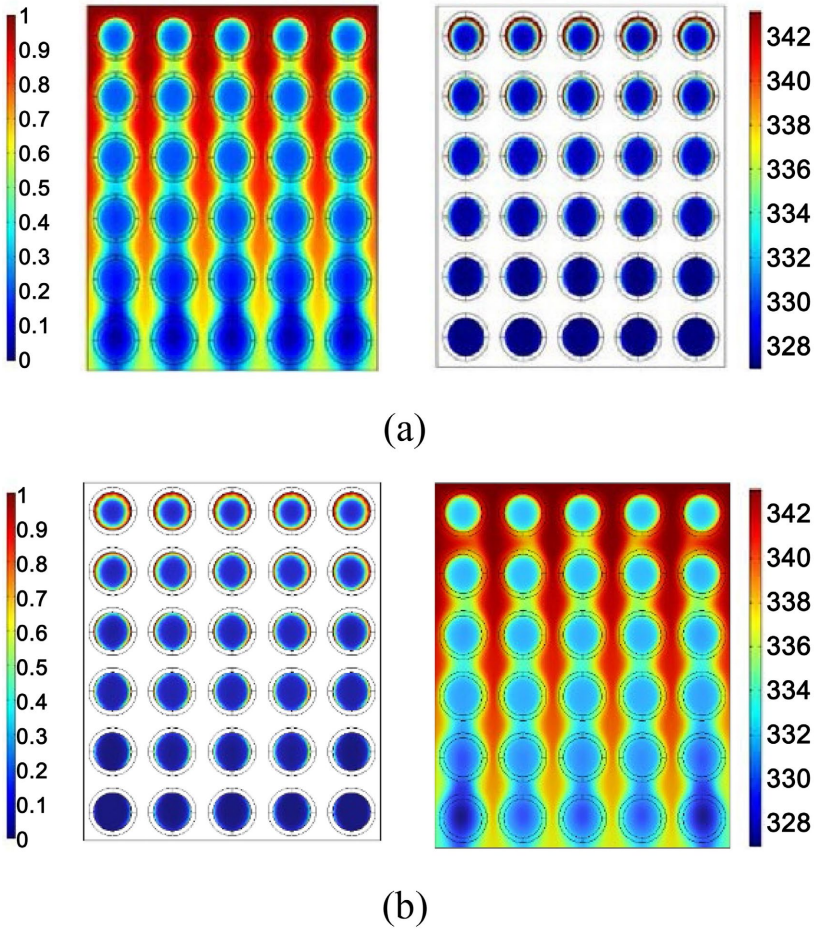


Figure 3. Cloud map of the liquid phase and temperature distribution of the phase change capsule at 4 seconds ((a) Literature value; (b) Simulated value)
图 3. 相变胶囊在 4 s 时的液相和温度分布云图((a) 文献值；(b) 模拟值)

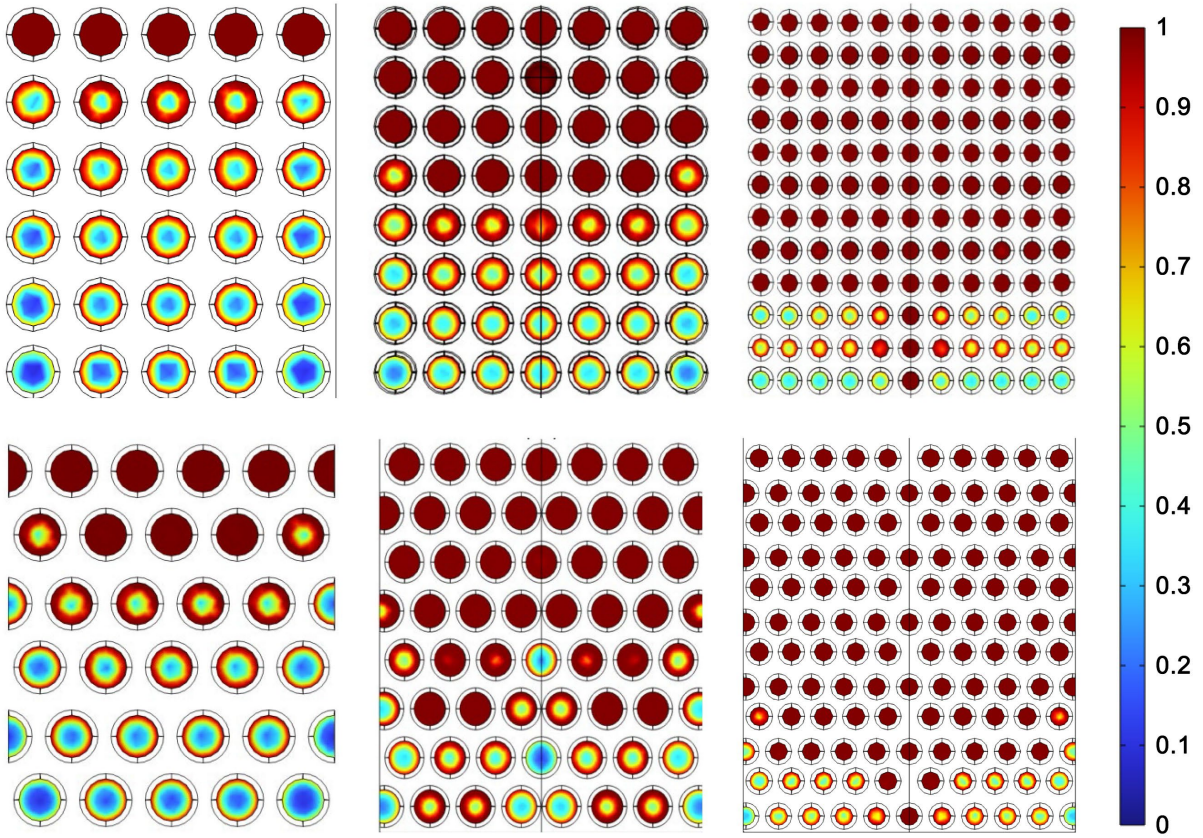
3. 结果和分析

储热系统结构优化研究主要考虑了相变胶囊球的几何参数和填充布置两个方面。在几何参数方面，系统考察了单层单径填充结构中胶囊球直径的变化对 PCM 液相和温度的影响；在填充布置方面，则构建了包括单层单径、双层双径和三层三径填充模型以及直排叉排两种布置方式对储热系统储热特性的影响。为评价不同填充方式的系统性能差异，建立了以下参数进行系统评估：PCM 液相分布、温度分布、出口温度以及储热量；同时研究了叉排和直排不同层的相变胶囊内 PCM 的温度变化情况，文中储热时长为储热开始至储热结束时间。

3.1. 单层储热系统的储热特性

3.1.1. 单层储热系统的液相和温度分布

图 4 展示了在相同时刻，胶囊粒径分别为 2 mm、1.5 mm 和 1 mm 时，单层储热装置内相变材料的液相分布与温度分布情况。高温传热介质沿初始温度为 503 K 的装置轴向自上而下流动，导致热量传递呈现显著的空间非均匀性。在储热过程中，高温流体首先与单元上部接触并释放热量，使得该区域温度始终高于下部，相变材料因而获得更多热量，熔化速率明显高于下部，形成自上而下的熔化梯度。从图 4(a) 的液相分布可以看出，随着胶囊粒径减小，相变材料的熔化速率逐渐提高。其原因是粒径减小增大了单位体积内胶囊的总表面积，从而扩大了传热介质与相变胶囊之间的换热面积。换热面积的增加缩短了传热路径，减小了热阻，显著增强了整体的换热强度，加快了相变材料的熔化。



(a)

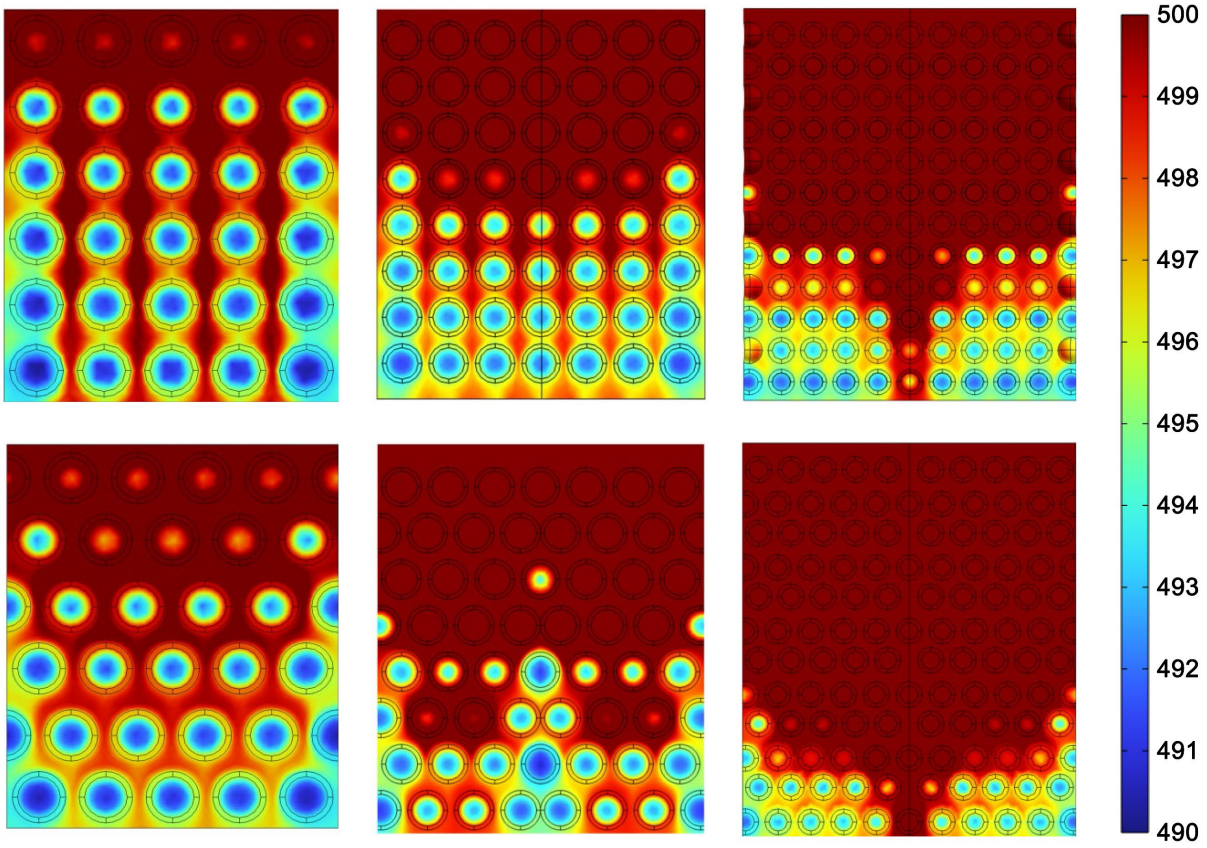


Figure 4. (a) Liquid phase distribution cloud map and (b) temperature distribution cloud map of the single-layer heat storage system at t = 15 s
图 4. 单层储热系统在 t = 15 s 时的(a)液相分布云图和(b)温度分布云图

进一步对比图 4(a)中不同排列形式的储热装置可发现，在相同粒径下，采用叉排布置的装置中相变材料的熔化速度明显高于顺排布置。这是由于叉排排列有助于优化传热介质在装置内部的流动分布，减少滞留区域，增强介质与胶囊之间的接触效率，从而提高了换热性能。图 4(b)为同一时刻不同储热单元中的温度分布云图。从中可看出，随胶囊粒径的减小，装置内的温度跃变层厚度逐渐减小。温度突变层变薄表明温度分布更趋于均匀，热量的空间传递更为迅速，这也进一步说明小粒径胶囊有助于提升系统的热均匀性。

3.1.2. 单层储热系统 PCM 液相率、温度、储热量及 HTF 出口温度变化

图 5(a)展示了单层储热单元内相变材料液相分数随时间的变化规律。从图中可以看出，在任一时刻，液相分数均随胶囊直径的减小而升高；在相同粒径条件下，叉排布置对应的液相分数始终高于直排布置。此外，PCM 的液相分数并非随时间线性增长，其在初始阶段熔化速率较高，随后逐渐减缓。该现象与相变胶囊内部的熔化机制密切相关。根据表 1 所示，PCM 的熔化温度为 493 K。在未达到该温度时，PCM 以显热形式储存热量，温度上升较快；一旦温度达到熔点时，PCM 开始发生相变，以潜热形式蓄热，进入固液共存状态。由于固相 PCM 的导热系数高于液相，随着熔化过程的推进，PCM 整体的有效导热能力逐渐下降，导致熔化速率减缓。

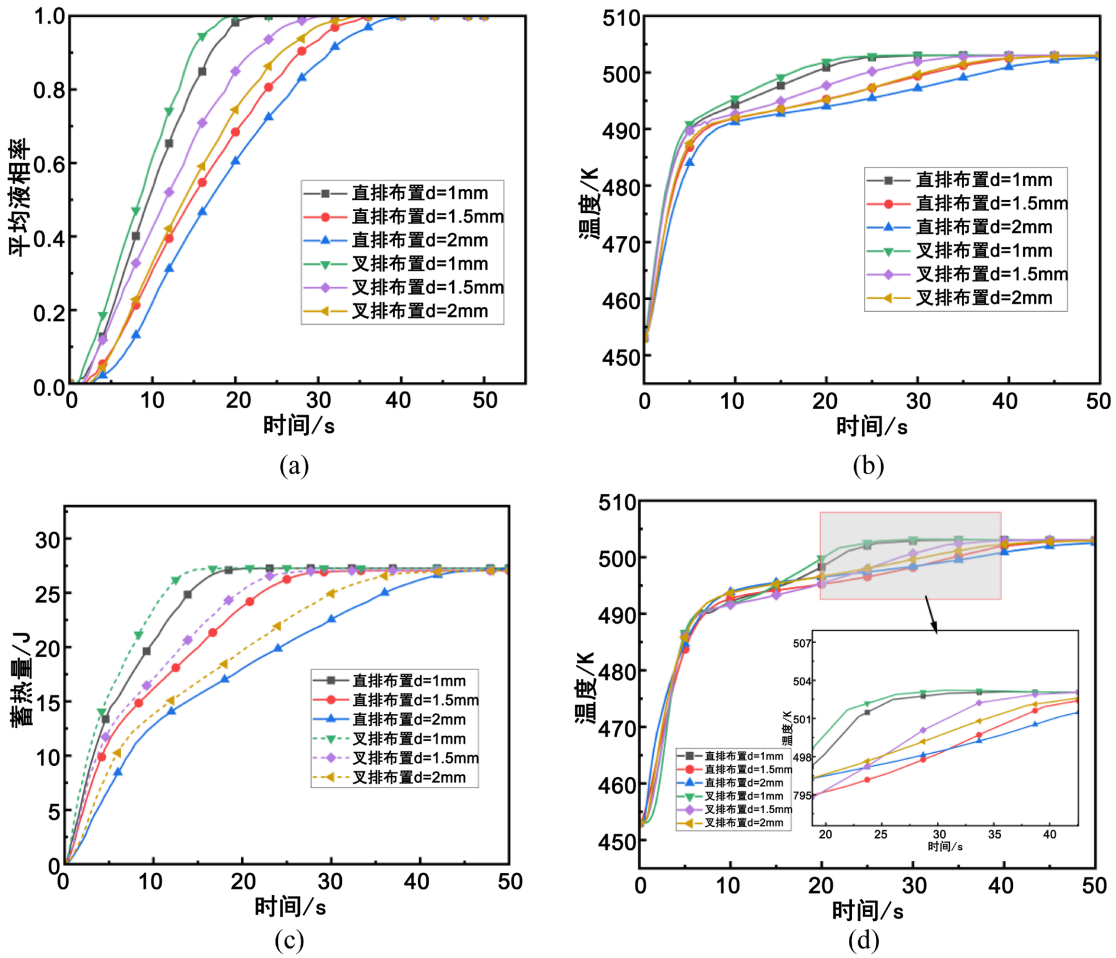


Figure 5. Variations of the PCM liquid phase, temperature, storage capacity and HTF outlet temperature of the single-layer heat storage system over time ((a) PCM liquid phase rate variation diagram; (b) PCM temperature variation diagram; (c) PCM heat storage capacity variation diagram; (d) HTF outlet temperature variation diagram)

图 5. 单层储热系统 PCM 液相、温度、蓄热量和 HTF 出口温度随时间的变化情况((a) PCM 液相率变化图；(b) PCM 温度变化图；(c) PCM 蓄热量变化图；(d) HTF 出口温度变化图)

图 5(b)展示了不同结构下单层储热装置中相变材料的温度随时间变化情况。从图中可以看出，所有配置下 PCM 温度均随时间逐渐升高，但温升行为因胶囊粒径与排列方式的不同而呈现明显差异。总体而言，在相同排列方式下，较小粒径胶囊系统表现出更快的温度上升速率。以叉排布置为例，当胶囊直径从 2 mm 减小到 1 mm 时，在同一时刻 PCM 的温度显著提高。对比相同粒径下的排列方式可发现，叉排布置的温升曲线始终位于直排之上，说明其热响应更加迅速。这主要是由于叉排排列增强了传热流体与胶囊之间的热交换强度，减少了热阻，从而加快了热量向 PCM 的传递。

储热能力是评估储热系统性能的关键参数之一。图 5(c)展示了不同结构单层储热装置中蓄热量随时间的变化情况。从图中可以看出，所有配置下的系统其储热量均几乎相同，这是因为粒径改变但并未改变其空隙率，故储热介质所占体积并未改变，故储热量几乎不变，但增长速率因胶囊粒径和排列方式的不同而呈现显著差异。具体而言，在相同排列方式下，采用较小粒径胶囊的系统表现出更快的蓄热增长速率。此外，对比相同粒径下的不同排列方式可发现，叉排布置始终优于直排布置，其蓄热曲线上升更为迅速，这主要源于叉排结构增强了流体扰动与换热面积，促进了更高效的热量吸收。因此，在追求较高蓄热性能的应用中，采用小粒径结合叉排布置的设计策略更具潜力。

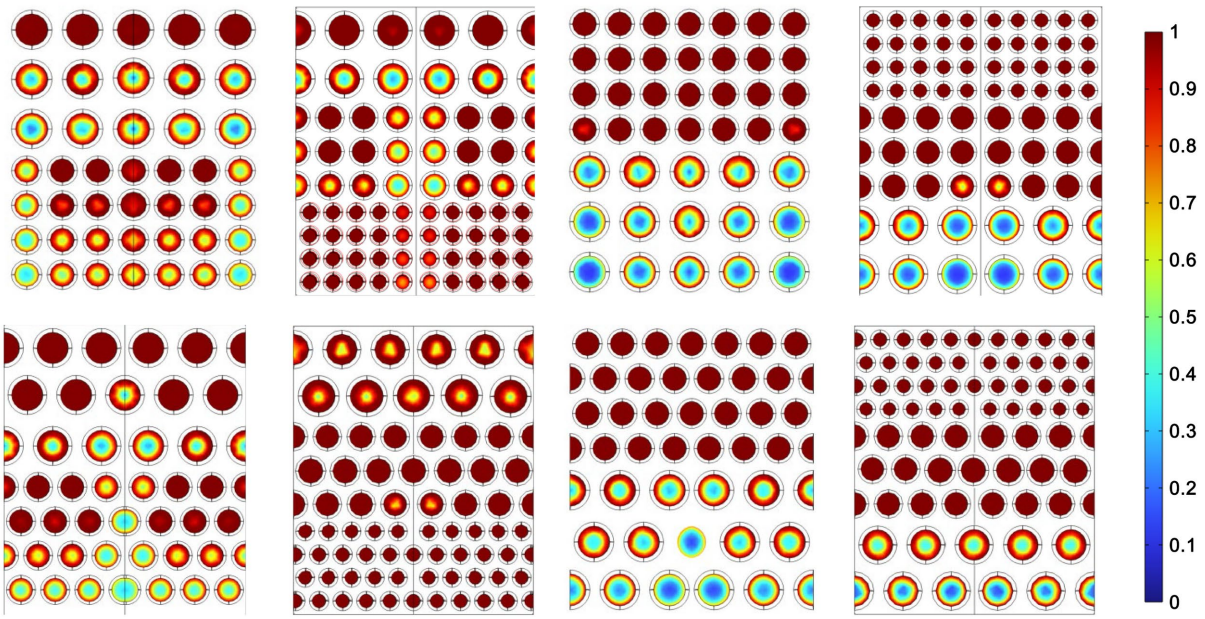
图 5(d)展示了高温传热流体出口温度随时间的变化。当出口温度达到 503 K 时，可认为系统完成储热。从该图推断出的储热时间显示，随着胶囊直径减小，完成储热所需时间缩短；在相同直径条件下，叉排布置的储热时间也短于直排布置。例如，当胶囊直径为 2 mm 时，直排布置的储热时间为 50 s；而当直径减小至 1 mm 并采用叉排布置时，储热时间可减少约 40%。同时，HTF 出口温度随时间逐渐升高，较高的出口温度意味着更多能量被带出系统，从而导致能量利用率降低。综合分析可知，采用叉排布置的储热系统具有更高的能量利用效率。

3.2. 多层变径储热系统的储热特性

3.2.1. 多层变径储热系统的液相和温度分布

相变胶囊的直径及其排列方式对单层储热系统的热性能具有重要影响。为进一步提升系统储热能力，本文进一步对双层及三层变径储热结构展开研究。在该类系统中，胶囊直径沿高温传热流体的流动方向发生改变。具体而言，双层系统采用两种直径组合，分别为 d = 2:1 mm 和 d = 1:2 mm；三层系统则包括 d = 2:1:0.5 mm 和 d = 0.5:1:2 mm 两类组合方式。在双层结构中，系统沿流动方向分为上下两层；三层结构则划分为上、中、下三部分，各层在流动方向上所占长度比例相同。此外，本文还对比分析了直排与叉排两种填充方式对上述变径结构储热性能的影响。

根据图 6(a)所示，当相变胶囊直径沿 HTF 流动方向逐渐减小，如 d = 2:1.5 mm 及 d = 2:1.5:1 mm 的组合时，位于下层的较小直径胶囊在 t = 15 s 时表现出更高的熔化速率。这主要是由于胶囊尺寸减小会增大其与 HTF 之间的传热面积，从而强化了换热效率。同时，随着 HTF 沿流动方向温度逐渐降低，下层小直径胶囊能够更有效地利用流体余热，进一步加速熔化过程。从温度分布来看，如图 6(b)所示，该类递减型变径系统呈现出更为均匀的温度场，与单一粒径，如 d = 2 mm 的储热系统相比，显著减小了温跃层厚度，有利于降低系统热损失。相反，当胶囊直径沿流动方向递增时，如 d = 1.5:2 mm 和 d = 1:1.5:2 mm，上层胶囊的熔化速率明显高于下层，导致温度分布不均匀，系统内部热梯度较大。此外，无论胶囊布置如何排列，叉排填充方式均比直排表现出更高的熔化速率，说明叉排布置的传热优势在不同结构中具有普遍性。



d=2:1.5 mm　d=2:1.5:1 mm　d=1.5:2 mm　d=1:1.5:2 mm

(a)

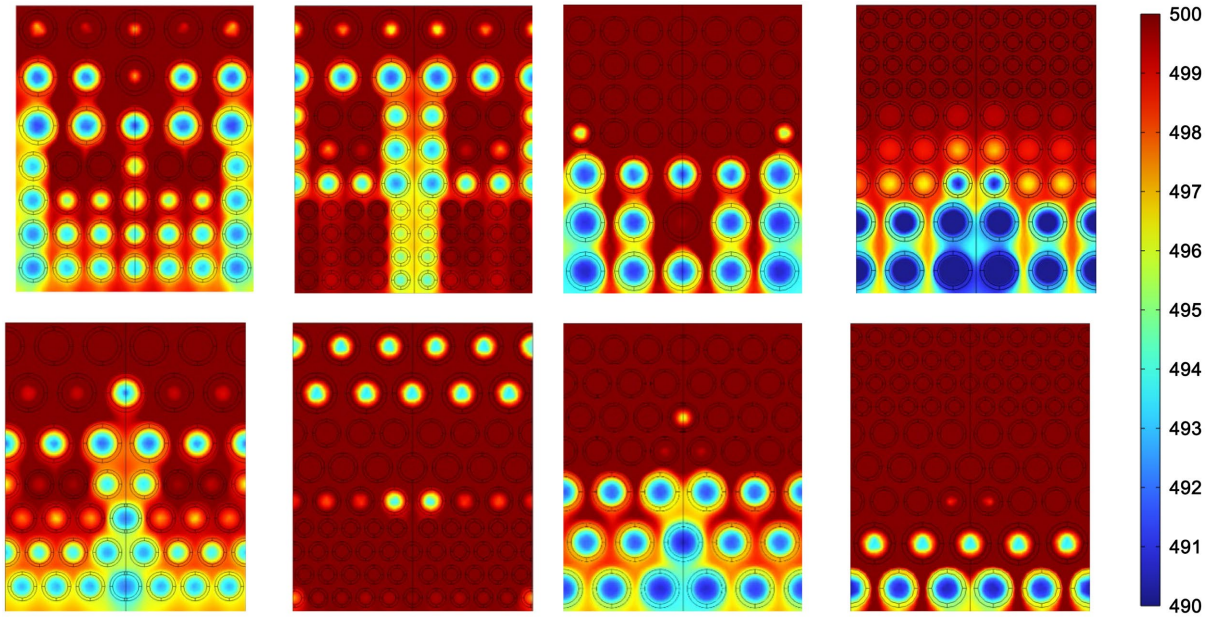


Figure 6. (a) Liquid phase distribution cloud map and (b) temperature distribution cloud map of the stratified variable diameter heat storage system at t = 15 s
图 6. 分层变径储热系统在 t = 15 s 时的(a)液相分布云图和(b)温度分布云图

3.2.2. 多层变径储热系统的 PCM 液相率、温度、储热量及 HTF 出口温度变化

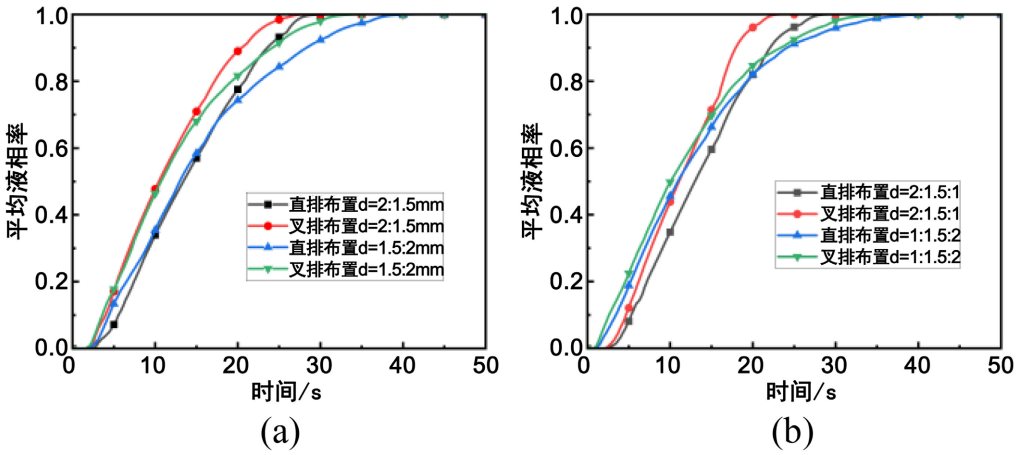


Figure 7. Variation of the liquid phase rate of PCM in the multi-layer variable diameter heat storage system ((a) Double layer, double size; (b) Triple layer, triple size)
图 7. 多层变径储热系统 PCM 液相率的变化图((a) 双层双尺寸；(b) 三层三尺寸)

图 7 展示了双层及三层变径储热系统中相变材料液相分数随时间的变化情况。从图 7(a)可以看出，在储热过程初期，采用胶囊组合 d = 1.5:2 mm 的双层结构其 PCM 熔化速率高于组合 d = 2:1.5 mm 的系统；而随着时间推移，后者逐渐反超，表现出更快的熔化速率。由于叉排填充方式具有更优的传热特性，在该排列下，组合为 d = 2:1.5 mm 的双层系统熔化时间最短。在三层变径系统中，叉排布置且胶囊组合为 d = 2:1.5:1 mm 时，系统完成相变所需时间最少。综合比较两类变径结构可知，三层叉排布置下的 d =

2:1.5:1 mm 组合具有最佳的熔化性能，所需时间最短。由于不同排布结构中的空隙位置存在差别，导致不同区域相变速率不同。

图 8 展示了多层变径储热系统中相变材料的温度随时间变化情况。从图 8(a)可以看出，在双层结构中，采用组合 d = 2:1.5 mm 且为叉排布置时，系统温度上升最为迅速，表明其传热性能最优；而组合 d = 1.5:2 mm 且为直排布置时温升最慢。在三层变径系统中，如图 8(b)，叉排布置同样显著提高了传热效率，温度曲线始终高于对应直排结构。总体而言，无论双层或三层系统，当胶囊直径沿流动方向合理递减并配合叉排布置时，系统整体温度响应更快，热分布更为均匀，表现出更优的综合热性能。

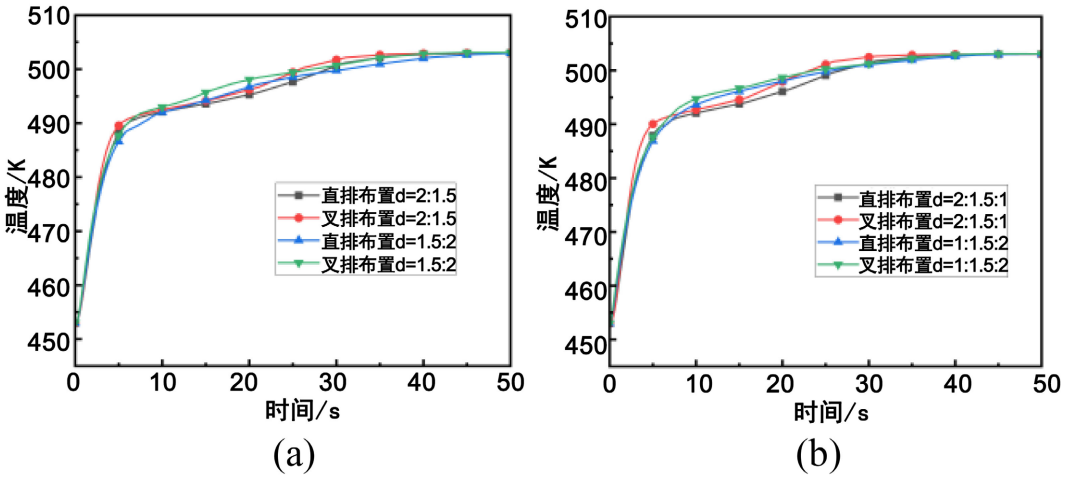


Figure 8. Variation of PCM temperature in the multi-layer variable diameter heat storage system ((a) Double layer, double size; (b) Triple layer, triple size)
图 8. 多层变径储热系统 PCM 温度的变化图((a) 双层双尺寸；(b) 三层三尺寸)

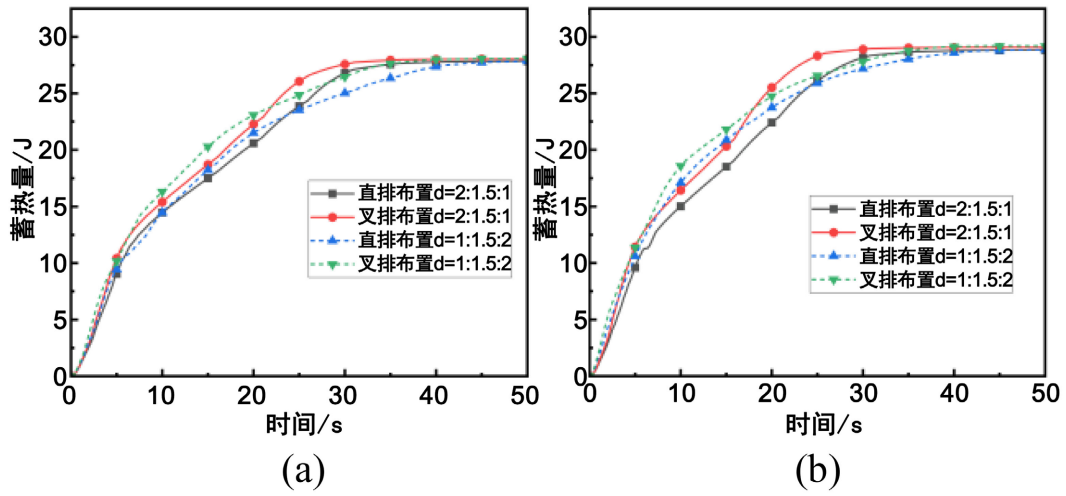


Figure 9. Variation of PCM heat storage capacity of the multi-layer variable diameter heat storage system ((a) Double layer, double size; (b) Triple layer, triple size)
图 9. 多层变径储热系统 PCM 储热量的变化图((a) 双层双尺寸，(b) 三层三尺寸)

图 9 展示了多层变径储热系统中相变材料储热量随时间的变化曲线。分析图 9(a)双层结构可知，在空隙率保持不变的前提下，不同粒径组合与排列方式并未改变系统的总储热容量，但显著影响了储热速率。叉排布置的系统其储热量积累速度明显快于直排布置。图 9(b)三层结构的变化趋势与之类似，叉排

布置同样展现出更快的动态储热特性。结果表明，在总储热能力相同的条件下，通过优化粒径梯度分布与采用叉排填充方式，可有效提升系统的功率特性，缩短达到额定储热量的时间。

图 10 展示了多层变径储热系统中高温传热流体出口温度随时间的变化规律。从图 10(a)双层结构可以看出，采用叉排布置的系统其 HTF 出口温度上升更为迅速，表明系统更快趋于热稳定；而直排布置的系统温度上升相对平缓。图 10(b)三层结构呈现类似趋势，进一步验证排列方式对出口温升行为的显著影响。结果表明，在变径结构中，叉排布置不仅加速了 PCM 的熔化过程，也促使 HTF 出口温度更早达到稳定状态，从而有助于提升系统整体的储热效率。

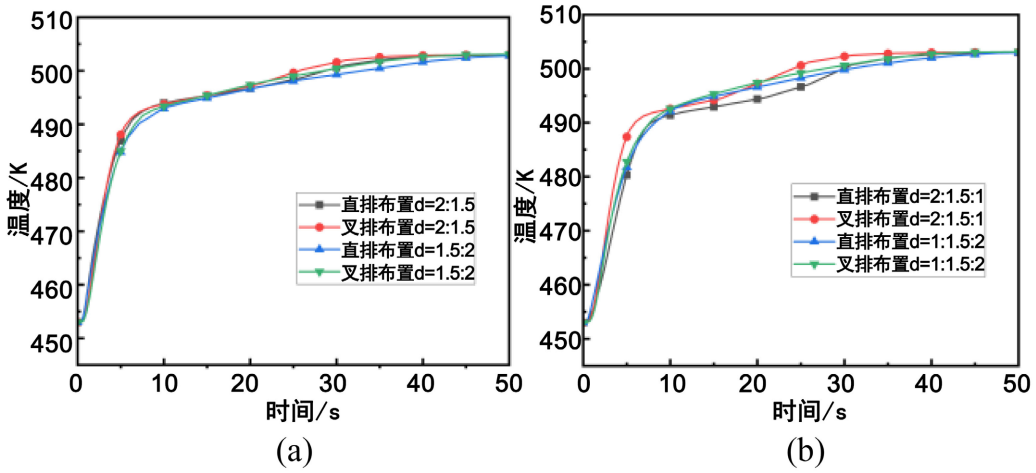


Figure 10. Variation of the outlet temperature of the HTF in the multi-layer variable diameter heat storage system ((a) Double layer, double size; (b) Triple layer, triple size)
图 10. 多层变径储热系统 HTF 出口温度的变化图((a) 双层双尺寸；(b) 三层三尺寸)

3.3. 不同层球温度变化规律研究

图 11 展示了不同球层位置处储热时间与温度变化的对应关系，其中子图(a)和(b)分别对应直排与叉排两种填充方式下的温度演变过程。从图中可以清晰地看出，在不同布置形式下，各球层温度均随时间逐渐上升，但呈现出显著的稳定分层差异。

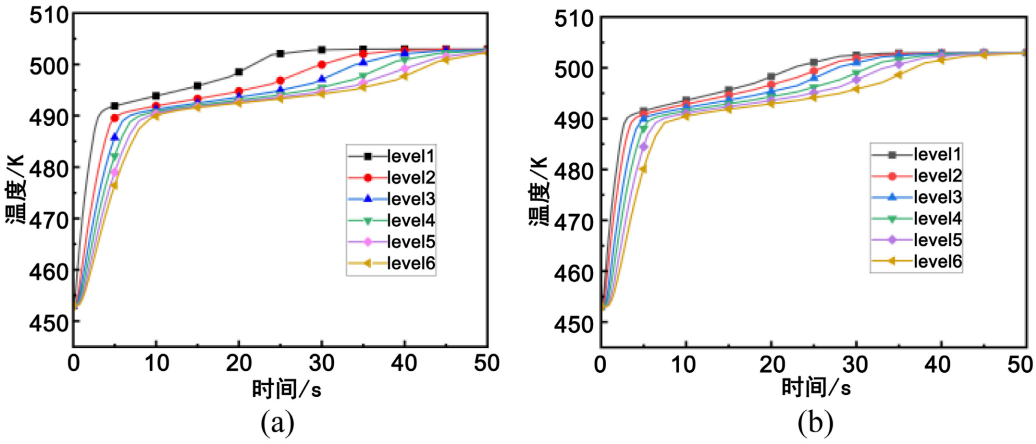


Figure 11. Relationship between the heat storage time and temperature of different spheres ((a) Vertical arrangement; (b) Cross arrangement)
图 11. 不同球层储热时间与温度的关系((a) 直排布置；(b) 叉排布置)

在直排布置中(图 11(a))，自上而下各球层(level1 至 level6)的温度曲线表现出较为一致的变化趋势，但上层球层(如 level1 和 level2)的温升速率明显高于下层。这是由于高温 HTF 首先流经上层球层，热量被优先吸收，导致流体在向下流动过程中温度逐渐降低，下层球层所接收的热通量相应减少。因此，在相同时刻，自上而下各层温度呈递减分布，表明直排布置下系统内部存在一定的热分层现象。

而在叉排布置中(图 11(b))，各球层的温度曲线更为紧凑，不同层次之间的温差明显减小，表明温度分布更加均匀。这种布置通过增强流体扰动与胶囊间的接触面积，改善了热量在整个装置内的传递效果，从而削弱了热分层效应，提高了整体温度分布一致性。

综上所述，与直排相比，叉排布置不仅提高了系统整体的热均匀性，也增强了热量的传递能力，该结果对多层储热结构的优化设计提供了重要依据。

4. 结论

本研究围绕孔隙尺度特征，对单层、双层变径及三层变径三维储热结构开展了系统的数值模拟与实验分析，主要结论如下：

1) 单层储热系统中，当胶囊直径减小时，其中的相变材料(PCM)熔化速率显著提升，导致整体储热时长缩短。在相同胶囊直径条件下，相较于直线排列方式，采用交叉排列填充策略能够有效改善单层储热系统的热传导性能。

2) 分层变径储热系统的热能存储性能明显优于传统的单层储热体系。以胶囊直径为 2 毫米的直排式单层储热系统作为参照，该类分层结构显著降低了温差分层厚度，并有效减少了热量传导过程中的能量损耗。与单层配置相比，双层及三层变径储热系统的蓄热时长分别缩减了约 19.8%和 27.5%。

3) 叉排布置相较于直排不仅削弱了热分层效应，提高了系统整体的热均匀性，也增强了热量的传递能力。

基金项目

江苏省特种设备安全监督检验研究院科技计划项目(KJ(Y)202503)。

参考文献

[1] 铭序. 太阳能光热电站间接双罐储热系统温度控制策略时铭序[D]: [硕士学位论文]. 西安: 西安理工大学, 2020.

[2] 刘伟, 李振明, 刘铭扬, 等. 高温相变储热材料制备与应用研究进展[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(2): 398-430.

[3] Cheng, G., Gan, J., Xu, D. and Yu, A. (2020) Evaluation of Effective Thermal Conductivity in Random Packed Bed: Heat Transfer through Fluid Voids and Effect of Packing Structure. *Powder Technology*, **361**, 326-336. https://doi.org/10.1016/j.powtec.2019.07.106

[4] Nijemeisland, M. and Dixon, A.G. (2004) CFD Study of Fluid Flow and Wall Heat Transfer in a Fixed Bed of Spheres. *AIChE Journal*, **50**, 906-921. https://doi.org/10.1002/aic.10089

[5] Freund, H., Zeiser, T., Huber, F., Klemm, E., Brenner, G., Durst, F., *et al*. (2003) Numerical Simulations of Single Phase Reacting Flows in Randomly Packed Fixed-Bed Reactors and Experimental Validation. *Chemical Engineering Science*, **58**, 903-910. https://doi.org/10.1016/s0009-2509(02)00622-x

[6] Zhang, Z., Meng, Y. and Liu, Y. (2021) Analysis of Effect of Phase Change Capsule Bulk form on Performance of Heat Storage System. *Acta Energiae Solaris Sinica*, **42**, 37-42.

[7] Ahmed, N., Elfeky, K.E., Lu, L. and Wang, Q.W. (2020) Thermal Performance Analysis of Thermocline Combined Sensible-Latent Heat Storage System Using Cascaded-Layered PCM Designs for Medium Temperature Applications. *Renewable Energy*, **152**, 684-697. https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.01.073

[8] Zhang, Y.F., Mao, Q.J. and Cao, W.L. (2023) Heat Transfer Characteristics of Phase Change Materials in Double-Layer Packed Bed under Dynamic Thermal Boundary. *Journal of Energy Storage*, **73**, Article ID: 109022.

[9] Elfeky, K.E., Mohammed, A.G., Ahmed, N., Lu, L. and Wang, Q. (2020) Thermal and Economic Evaluation of Phase Change Material Volume Fraction for Thermocline Tank Used in Concentrating Solar Power Plants. *Applied Energy*, **267**, Article

ID: 115054. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115054

[10] Elsihy, E.S., Xu, C. and Du, X.Z. (2022) Cyclic Performance of Cascaded Latent Heat Thermocline Energy Storage Systems for High-Temperature Applications. *Energy*, **239**, Article ID: 122229.

[11] Guo, W., He, Z., Mawire, A. and Zhang, P. (2023) Parametric Investigation of Charging and Discharging Performances of a Cascaded Packed Bed Thermal Energy Storage System. *Journal of Energy Storage*, **57**, Article ID: 106229. https://doi.org/10.1016/j.est.2022.106229

[12] Cheralathan, M., Velraj, R. and Renganarayanan, S. (2006) Heat Transfer and Parametric Studies of an Encapsulated Phase Change Material Based Cool Thermal Energy Storage System. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, **7**, 1886-1895. https://doi.org/10.1631/jzus.2006.a1886

[13] Dixon, A.G. (1988) Correlations for Wall and Particle Shape Effects on Fixed Bed Bulk Voidage. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, **66**, 705-708. https://doi.org/10.1002/cjce.5450660501

[14] Gao, L., Gegentana, Liu, Z., Sun, B., Che, D. and Li, S. (2020) Multi-Objective Optimization of Thermal Performance of Packed Bed Latent Heat Thermal Storage System Based on Response Surface Method. *Renewable Energy*, **153**, 669-680. https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.01.157