



螺旋盘管式过冷相变储热器动态释热特性研究

农欣露¹, 袁彬斌¹, 李闰华¹, 张丰硕¹, 廖志荣¹, 罗伊默², 王刚³, 徐超¹
(¹华北电力大学新型储能技术北京实验室, 北京 102206; ²湖南大学土木工程学院, 湖南长沙 410082; ³新疆工程学院能源工程学院, 新疆乌鲁木齐 830023)

摘要: 利用相变材料的过冷特性实现热能长时稳定存储, 是克服跨季节储热中传统潜热储存热损失显著这一瓶颈问题的有效技术途径。目前, 关于螺旋盘管式过冷相变储热器非稳态释热特性的系统研究较少, 特别是过冷结晶触发后的再辉效应与潜热释放响应机制亟待深入揭示。为此, 本研究以螺旋盘管式储热器为对象, 构建了耦合结晶动力学准则的非稳态数值模型, 并通过编写用户自定义函数实现了对过冷相变再辉过程的准确描述。在实验验证的基础上, 系统研究了释热过程中内部温度场、液相率及释热功率的变化规律, 并进一步探索了材料热导率及传热流体入口流速对动态释热特性的影响机制。研究表明, 螺旋盘管式过冷相变储热器的释热过程呈现出显著的阶段性演化特征, 可依次划分为液相显热降温、再辉诱发的潜热释放和固相显热冷却3个阶段。再辉效应诱导的温度回升使液相率瞬间降至0.82, 潜热主导阶段具有良好长效性。提升材料热导率可加快凝固进程, 当热导率提升至1.2 W/(m·K)时, 再辉阶段出口温度和释热功率峰值分别提升17.8%和35.7%。入口流速对释热功率与传热流体出口温度的影响呈现出相反趋势: 高流速增强了释热功率, 但过冷触发时间与温度平台期时长分别缩短26.9%和30%。

关键词: 过冷相变; 再辉; 螺旋盘管; 动态释热

doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2026.0106

中图分类号: TK 02

文献标志码: A

文章编号: 2095-4239 (2026) 03-906-14

Dynamic heat release characteristics of a helical coil-type supercooled phase change thermal storage unit

NONG Xinlu¹, YUAN Binbin¹, LI Minhua¹, ZHANG Fengshuo¹, LIAO Zhirong¹, LUO Yimo²,
WANG Gang³, XU Chao¹

(¹Beijing Laboratory of New Energy Storage Technology, North China Electric Power University, Beijing 102206, China; ²College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, Hunan, China; ³School of Energy Engineering, Xinjiang Institute of Engineering, Urumqi 830023, Xinjiang, China)

Abstract: Harnessing the supercooling behavior of phase change materials to achieve long-term stable thermal energy storage represents an effective approach to overcoming the significant heat loss inherent in conventional latent heat storage during seasonal thermal energy storage (TES). At present, systematic investigations into the dynamic heat release characteristics of helical coil-type supercooled phase change thermal storage units remain scarce, particularly concerning the recalescence effect and the latent heat release response

收稿日期: 2026-01-31; 修改稿日期: 2026-02-10。

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52376181)。

第一作者: 农欣露 (2000—), 女, 硕士研究生, 研究方向为相变储能, E-mail: 120232202491@ncepu.edu.cn; 通信作者: 廖志荣, 副教授, 研究方向为相变传热传质及热能存储, E-mail: zhirong.liao@ncepu.edu.cn。

引用本文: 农欣露, 袁彬斌, 李闰华, 等. 螺旋盘管式过冷相变储热器动态释热特性研究[J]. 储能科学与技术, 2026, 15(3): 906-919.

Citation: NONG Xinlu, YUAN Binbin, LI Minhua, et al. Dynamic heat release characteristics of a helical coil-type supercooled phase change thermal storage unit[J]. Energy Storage Science and Technology, 2026, 15(3): 906-919.

mechanisms triggered by supercooled crystallization. To address this gap, this study investigates a helical coil-type thermal storage unit by establishing a dynamic numerical model coupled with crystallization kinetics criteria. It accurately simulates the supercooled phase change recalescence process through User-Defined Functions. Based on experimental validation, this study systematically examines the evolution of the internal temperature field, liquid fraction, and heat release power during the heat release process. Furthermore, it explores the influence mechanisms of phase change material thermal conductivity and heat transfer fluid inlet velocity on the dynamic heat release characteristics. The results demonstrate that the heat release process of the helical coil-type supercooled phase change thermal storage unit exhibits pronounced stage-wise evolution, which can be divided into three successive stages: liquid sensible heat cooling, recalescence-induced latent heat release, and solid sensible heat cooling. The temperature rise induced by recalescence instantaneously reduces the liquid fraction to 0.82, and the latent heat-dominated stage exhibits favorable long-duration performance. Increasing the material's thermal conductivity accelerates the solidification process. When the thermal conductivity reaches $1.2 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, the peak outlet temperature and peak heat release power during recalescence increase by 17.8% and 35.7%, respectively. The inlet flow velocity produces contrasting effects on heat release power and outlet temperature: higher velocities enhance heat release power but shorten the supercooling trigger time and the duration of the temperature plateau by 26.9% and 30%, respectively.

Keywords: supercooled phase change; recalescence; helical coil; dynamic heat release

随着全球能源结构正加速向绿色低碳化转型,太阳能作为一种储量巨大、分布广泛且清洁的可再生能源,其大规模开发与利用已成为解决能源危机与环境污染的重要战略方向。然而,太阳能固有的间歇性和季节性波动特征,导致我国大部分地区呈现出“夏季辐照资源充沛但热负荷需求低,冬季资源匮乏却伴随着高供热需求”的矛盾特性。这种严重的供需时空不匹配问题极大地限制了太阳能供热系统的高效利用与经济性提升。跨季节储热技术通过在非采暖季(如春季、夏季)收集富余的太阳能,进行长周期存储,并在采暖季(冬季)提取使用,实现了热能的跨季节转移,是解决上述问题的有效技术途径^[1]。

目前,主流的跨季节储热技术主要基于显热储热原理,以大型水体储热和土壤储热为代表^[2-3]。其中,大型水体储热技术较为成熟,已在丹麦、德国和我国北方地区成功实现了大规模工程示范或商业化运行。然而,受限于显热储热特性,此类系统的体积能量密度较低、占地面积巨大、长周期存储热损耗较大,限制了其在土地资源紧缺区域或者高密

度建筑环境下的规模化应用。而基于相变材料(phase change material, PCM)的跨季节储热技术,利用材料在相变过程中潜热的吸收/释放进行热能存储,可在近似恒温条件下提供高体积能量密度,有望实现系统的紧凑化设计。因此,该技术成为国内外跨季节储热领域的研究热点^[4]。

围绕相变储热技术在太阳能跨季节供暖系统中的应用,国内外学者开展了许多研究。Qi等^[5]利用六水氯化钙(calcium chloride hexahydrate, CCH)相变材料实现跨季节供热,该CCH相变储能罐的储热量达10.6 MJ,且在供暖季结束时可提供28.7℃的余热。Xia等^[6]基于TRNSYS平台构建了以三水合醋酸钠(sodium acetate trihydrate, SAT)为相变材料的填充床跨季节储热系统。结果表明,相较于传统水箱,在储存相同热量的条件下,该储热器可减容53.5%,降低热损43.4%。此外,田黎超^[7]设计了一种跨季节相变蓄热水箱,该水箱中加入了SAT相变封装单元。在严冬(室外温度-3℃)条件下的21天热损测试中,相变蓄热水箱热损失率低于4%,且仍能提供45℃热水。

考虑到相变储热在长周期存储过程中,环境温度通常低于相变材料的相变温度,储热材料可能由于持续散热导致自发相变并释放潜热,使其在跨季节储热系统中难以发挥固有优势。对此,学者提出了基于过冷现象的相变储热技术,为解决其长期存储稳定性不足问题提供了新思路^[8-9]。相变过冷现象是指相变材料在低于理论相变温度下仍保持液态亚稳态而不发生相变的特性。例如, SAT 的理论相变温度为 58℃,其过冷度可达 60℃ 以上,这表明该材料可在 0℃ 以下保持液态^[10]。基于这一特性,即使相变材料温度已经下降到环境温度,其相变潜热仍不会释放,从而极大地抑制了储存期间的自发凝固与热损失。后续在释热阶段,可通过外部激励方式对过冷液态相变材料进行成核触发,如引入晶种法^[11],促使其迅速发生结晶凝固并集中释放潜热,使材料温度快速回升至相变温度附近,该过程通常被称为再辉现象^[12]。基于相变材料的过冷特性和再辉释热机制,可为跨季节储热系统按需提供稳定热源。

在此基础上,近年来学者围绕基于过冷相变材料的跨季节储热装置开展了系统研究。Wang 等^[13]设计了一种面向长期储热应用的管束式相变储热装置,采用 SAT 复合相变材料实现大容量储热。实验结果表明,在投入 SAT 晶种触发过冷凝固后,其温度可从 30℃ 迅速回升至熔点区间(53~58℃),释热功率峰值达 8 kW,并将传热流体加热至 51.7℃。在多达 20 次的充放热循环中,装置始终保持稳定过冷状态,未出现自发凝固现象,验证了其良好的过冷稳定性。Englmair 等^[14]将过冷相变储热单元应用于太阳能家庭供暖系统,在 21℃ 环境温度下实现了长达 30 天的稳定过冷储存。随后通过投入 SAT 晶种诱导过冷材料凝固,储热单元内温度上升至 57.6℃,可将传热流体出口温度加热至 46℃,单元最高释热量达 10.3 kWh。Lai 等^[15]提出了一种集成季节性潜热储存的太阳能光伏/热系统,利用高过冷复合相变材料(摩尔分数 25% 赤藓糖醇-摩尔分数 75% 木糖醇)在夏季储存光伏余热,并在冬季用于建筑供暖。在拉萨地区运行结果表明,该系统年蓄热量可达 2078.9 kWh,使 20 m² 室内空间供暖季温度维持在约 20℃。此外,潘明明^[16]通过对乙酸钠进行改性,使其在 15℃ 环境下储存 120 天仍可保持稳定的过冷性能。基于该材料构建的跨季节相变储热系统中,相变储热罐在触发释热后可在短时间

内实现温度回升至 65.3℃,并向用户提供 40℃ 以上的热水,显示出良好的跨季节释热响应特性。

综上所述,尽管基于相变过冷特性的跨季节储热技术展现了良好的应用潜力,但目前针对该技术的研究大多局限于传统的管束式或平板式结构装置。考虑到管壳式、填充床式及螺旋盘管式等结构装置在常规相变储热器中得到了广泛研究,其中螺旋盘管式结构可在不牺牲储热有效体积的前提下显著增大换热比表面积;同时,螺旋流道内流体受离心力作用产生二次流,有效改善了速度场与温度场间的协同性,从而进一步强化了传热性能^[17]。围绕这一强化机理,Zhao 等^[18]与 Flayyih 等^[19]的研究均证实,螺旋几何曲率诱导的离心力与二次流动对强化相变过程起到了关键作用,不仅能显著优化流体与相变材料间的温度及流速分布特征,还可在常规雷诺数范围内使流体的努塞尔数(Nu)较直管工况提升 8%~12%。在宏观蓄/释热性能方面,Ahmadi 等^[20]及 Mahdi 等^[21]的数值工作进一步表明,相较于传统直管,螺旋类盘管结构具有显著优势。其不仅能将完全相变时间缩短 25.7%~60.0%,而且通过优化盘管直径等几何参数,最高可使熔化时间缩短逾 70%。

鉴于此,本研究以三水合乙酸钠(SAT)为相变材料,构建了一种基于过冷特性的新型螺旋盘管式储热器,并重点针对其过冷相变再辉的非稳态释热特性开展系统研究。首先,构建螺旋盘管式过冷相变储热器及其数值计算模型,并开展过冷相变再辉释热实验对模型进行验证。其次,重点分析螺旋盘管式过冷相变储热器在释热过程中的温度演化特征,揭示液相显热降温、再辉诱发的潜热释放及固相显热冷却阶段性释热规律。最后,探讨传热流体入口流速及相变材料热导率等关键参数对释热动态特性、释热功率及传热流体出口温度的影响机制。通过上述研究,旨在为基于相变过冷特性的盘管式跨季节储热器的结构优化设计与工程运行提供理论依据与技术参考。

1 螺旋盘管式过冷相变储热器物理模型与数学模型

1.1 物理模型

图 1(a)所示为本研究设计的螺旋盘管式过冷相变储热器物理模型。该储热器呈水平圆柱体,其长

度为 $L=1000$ mm, 外径为 $D=100$ mm。储热器内布置有螺旋盘管, 盘管以圆柱体呈同心圆形式螺旋缠绕, 盘管外圈直径为 $D_{\text{coil}}=60$ mm, 盘管直径为 $d_{\text{tube}}=10$ mm, 同心螺旋匝数为 32 匝, 相邻盘管之间的间距为 25 mm。管侧的传热流体为水, 壳侧空间填充三水合乙酸钠, 其热物性参数如表 1 所示。在释热过程中, 冷水以一定速度流过盘管, 通过对流换热对壳侧的高温液态 SAT 进行冷却。当 SAT 被冷却至相变温度后, 便开始发生过冷, SAT 保持液态并持续降温。SAT 下降到目标过冷温度后, 采用外部刺激触发相变材料过冷结晶, 释放潜热, 直到 SAT 凝固后再次降温, 无法释放热量。图 1(b) 所示为该螺旋盘管式过冷相变储热器物理模型的网格划分示意图。

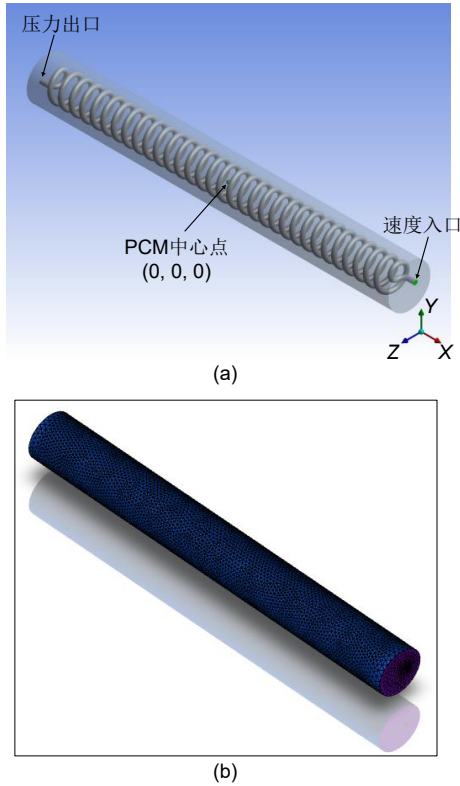


图1 (a) 螺旋盘管式过冷相变储热器物理模型; (b) 物理模型网格划分示意图

Fig. 1 (a) Physical model of helical coil-type supercooled phase change thermal storage unit; (b) The grid division diagram of physical model

1.2 数学模型

在建立储热器内过冷相变再辉释热数学模型的过程中, 本研究采用了以下假设进行简化:

(1) 储热器壳侧保温良好, 忽略储热器对环境

表1 材料热物性参数

Table 1 Material thermophysical parameters

热物性参数	三水合乙酸钠 ^[22]	水
相变温度, $T_m/^\circ\text{C}$	58	—
密度, $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	1280	998.2
相变潜热, $L_f/(\text{kJ}/\text{kg})$	264	—
固态比热容, $C_{p,s}/[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	2900	—
液态比热容, $C_{p,l}/[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	3100	4182
固态热导率, $\lambda_s/[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	0.6	—
液态热导率, $\lambda_l/[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	0.385	0.6
动力黏度, $\mu/[\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})]$	0.008	0.001

的热损失, 同时忽略储热器管壁;

(2) 盘管由金属制成, 壁面较薄, 传热热阻小, 因此忽略盘管管壁厚度;

(3) 考虑到储热器释热过程中壳侧流速很小, 因此忽略壳侧的对流, 同时忽略相变材料的密度变化。

1.2.1 相变材料控制方程

基于假设(3), 相变材料释热被简化为纯导热过程。在释热过程中, 本研究采用等效热容法并引入源项来处理相变材料的过冷及触发结晶过程, 能量守恒方程表达式如下:

$$\rho_{\text{pcm}} C_{p, \text{pcm}}(T) \frac{\partial T_{\text{pcm}}}{\partial \tau} = \lambda_{\text{pcm}}(T) \left(\frac{\partial^2 T_{\text{pcm}}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{\text{pcm}}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_{\text{pcm}}}{\partial z^2} \right) + \dot{q}_{\text{pcm}} \quad (1)$$

式中, $\dot{q}_{\text{pcm}}$ 为 PCM 体积生热率, 仅在 PCM 释放潜热时作为体积热源生效。基于等效热容法, 本研究假设 SAT 的相变范围 $\Delta T=1$ K, 因此相变温度区间为 $(T_m - \Delta T/2, T_m + \Delta T/2)$ 。根据相变材料的过冷特性, 当过冷 PCM 被激发结晶时, 相变材料会快速凝固, 同时温度回升到其相变温度。在此过程中, 所需的温度回升能量来源于相变材料的凝固释热, 其值为 $\dot{q}_{\text{pcm}}$ 。考虑到在触发时刻, 储热器内不同位置相变材料的温度并不一致, 因此不同位置处所需的 $\dot{q}_{\text{pcm}}$ 需要根据触发结晶时刻液态相变材料的温度 T_{cr} 与相变温度计算得来, 其表达式如下^[23]:

$$\dot{q}_{\text{pcm}} = \alpha \frac{\rho_l C_{p,l} \left(T_m + \frac{\Delta T}{2} - T_{\text{cr}} \right)}{\tau_r} \quad (2)$$

式中, τ_r 为再辉时间, 即触发过冷后 PCM 温度从 T_{cr} 上升至相变温度 $(T_m + \Delta T/2)$ 所需的时间。根据实验测试, $\tau_r=18$ s。此外, 源项系数 $\alpha \in \{0,1\}$ 用于控制热源项的启停。用户自定义函数(user-

defined function, UDF)工作机理如图2所示, 当过冷PCM触发后其值由0变为1, 因此体积源项将释放热源, 加热PCM, 使其上升至相变温度, τ_r 时间后 α 值变为0, 源项停止工作。

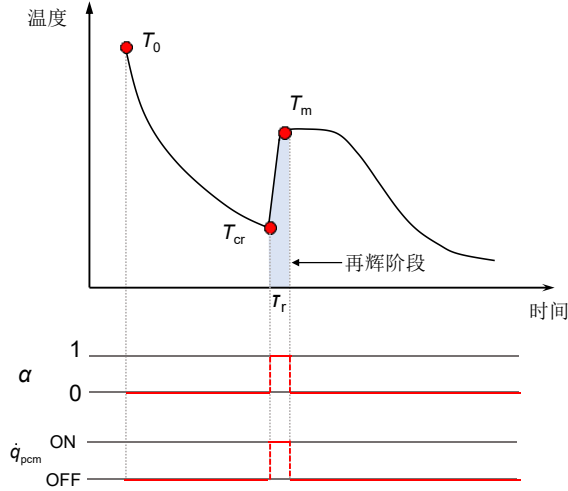


图2 UDF热源项工作机理

Fig. 2 Working mechanism of UDF heat source term

PCM在过冷液态至过冷触发达到相变温度之前, 其比热容为液态比热容 $C_{p,l}$, 热导率为液态热导率 λ_l 。当过冷液态PCM发生结晶凝固并进入再辉阶段, 部分潜热被用于补偿材料自身的温度回升, 使PCM温度迅速回升至相变温度, 剩余潜热则在随后的释热过程中持续释放。基于等效热容法, 通过对PCM的比热容修正来计算剩余潜热的释放, 此时PCM的比热容和热导率修正为

$$C_{p,pcm}(T) = \begin{cases} C_{p,s} + (C_{p,l} - C_{p,s}) \frac{T - (T_m - \frac{\Delta T}{2})}{\Delta T} + \\ L_F - C_{p,l} \left(T_m + \frac{\Delta T}{2} - T_{cr} \right), & T_m - \frac{\Delta T}{2} < T \leq T_m + \frac{\Delta T}{2} \\ C_{p,s}, & T \leq T_m - \frac{\Delta T}{2} \end{cases} \quad (3)$$

$$\lambda_{pcm}(T) = \begin{cases} \lambda_s + (\lambda_l - \lambda_s) \frac{T - (T_m - \frac{\Delta T}{2})}{\Delta T}, & T_m - \frac{\Delta T}{2} < T \leq T_m + \frac{\Delta T}{2} \\ \lambda_s, & T \leq T_m - \frac{\Delta T}{2} \end{cases} \quad (4)$$

式中, $C_{p,s}$ 为固态比热容, λ_s 为固态热导率, L_F 为PCM潜热值。

再辉阶段结束后, PCM的液相率由1降低为 $1 - C_{p,l}(T_m + \Delta T/2 - T_{cr})/L_F$ 。此后, 液相率随温度下降呈线性下降。当PCM温度下降到 $T_m - \Delta T/2$ 以下时, 相变过程完成, 液相率降至0。相应地, PCM液相率表达式为:

$$\varphi(T) = \begin{cases} \frac{T - (T_m - \frac{\Delta T}{2})}{\Delta T} \times \\ \frac{L_F - C_{p,l} \left(T_m + \frac{\Delta T}{2} - T_{cr} \right)}{L_F}, & T_m - \frac{\Delta T}{2} < T \leq T_m + \frac{\Delta T}{2} \\ 0, & T \leq T_m - \frac{\Delta T}{2} \end{cases} \quad (5)$$

1.2.2 传热流体控制方程

Akgul等^[24]提出的盘管换热器临界雷诺数计算公式为

$$Re_{cr} = 2300(1 + 8.65\delta^{0.45}) \quad (6)$$

$$\delta = \frac{d_{tube}}{D_{coil}} \quad (7)$$

由此可得, 本研究盘管的临界雷诺数为11132, 对应的临界流体流速为1.12 m/s。本研究计算的入口流速(0.1 m/s、0.4 m/s和0.8 m/s)均低于临界流速, 因此管内流动均为层流。

盘管内流体的连续性方程为

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

式中, u 、 v 和 w 分别是 x 、 y 和 z 方向的速度分量。

盘管内流体的动量方程为

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (9)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (10)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (11)$$

式中, μ_f 、 ρ 分别是流体的动力黏度和密度, P 为流体压力。

传热流体能量方程为

$$\rho_f C_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} + v \frac{\partial T_f}{\partial y} + w \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = \lambda_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} \right) \quad (12)$$

式中, $C_{p,f}$ 和 λ_f 分别是流体的比热容和热导率。

在本研究典型工况(入口流速为0.4 m/s)下, 计算得到管内雷诺数 $Re=3980.9$ 。对于螺旋流道而言, 由曲率效应引起的离心力将诱导显著的横向二次流动, 其强度通常采用Dean数进行表征:

$$De = Re \sqrt{\delta} \quad (13)$$

式中, Re 为雷诺数。Dean数越大, 表明曲率诱导的二次流作用越强, 从而对流体主流结构及换热边界层产生更明显的扰动。根据Manlapaz等^[25]提出的螺旋盘管换热器努塞尔数计算公式:

$$Nu = \left[\left[3.657 + \frac{4.343}{\left(1 + \frac{957}{Pr \cdot De^2} \right)^2} \right]^3 + \left(\frac{1.103 De}{1 + \frac{0.477}{Pr}} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (14)$$

作为对比基准, 相同水力条件下的直管努塞尔数采用Gnielinski公式进行计算:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7 \sqrt{f/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_{tube}}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (15)$$

$$f = (1.8 \lg Re - 1.5)^{-2} \quad (16)$$

代入热物性参数计算可得: 螺旋盘管结构的努塞尔数为41.1, 较同工况下直管结构(32.4)提升了26.9%。这验证了螺旋曲率诱导的二次流动对热边界层的扰动与破坏作用, 明确了螺旋结构在强化相变储热过程中的有效性。

1.2.3 初始条件和边界条件

初始时刻壳侧PCM的初始温度为353 K, 管内流体的初始温度为283 K。盘管传热流体入口为速度入口边界条件, 入口流速设定为0.4 m/s, 入口温度为283 K; 盘管流体出口采用压力出口边界条件。管侧流体与壳侧相变材料的交界面满足能量守恒与温度连续性条件。根据假设(1), 壳侧其余边界条件均为绝热边界条件。

1.2.4 数值模拟方法

本研究采用商业软件ANSYS Fluent来计算上述数学模型。其中, PCM能量方程的源项、比热容、热导率和液相率的计算均通过UDF加以实现。数值计算中, 压力-速度耦合求解采用PISO算法。模型中的动量方程与能量方程的空间离散格式均采

用二阶迎风格式, 压力项采用二阶精度离散, 亚松弛因子取Fluent默认设置。计算中, 连续性方程、动量方程及能量方程的收敛判据分别设定为 10^{-3} 、 10^{-3} 和 10^{-6} 。

1.2.5 网格和时间步长无关性

本研究在管内流体入口流速为0.26 m/s、入口温度为10℃的工况条件下, 对不同网格数量和时间步长进行网格无关性及时间步长无关性验证, 如图3所示。模拟过程中选取了3种网格数(523657、828214和1142311), 以及3种时间步长(0.5 s、1.0 s和1.5 s)。计算结果表明: 当时间步长为1.0 s时, 3种不同网格数量条件下计算所得过冷相变再辉释热过程中壳侧SAT平均温度的最大相对偏差小于1.5%; 当网格数为828214时, 3种不同时间步长条件下计算所得的SAT平均温度的相对偏差均小于1%。这表明828214网格数和1.0 s时间步长已处于网格和时间步长收敛范围内, 可用于后续计算。

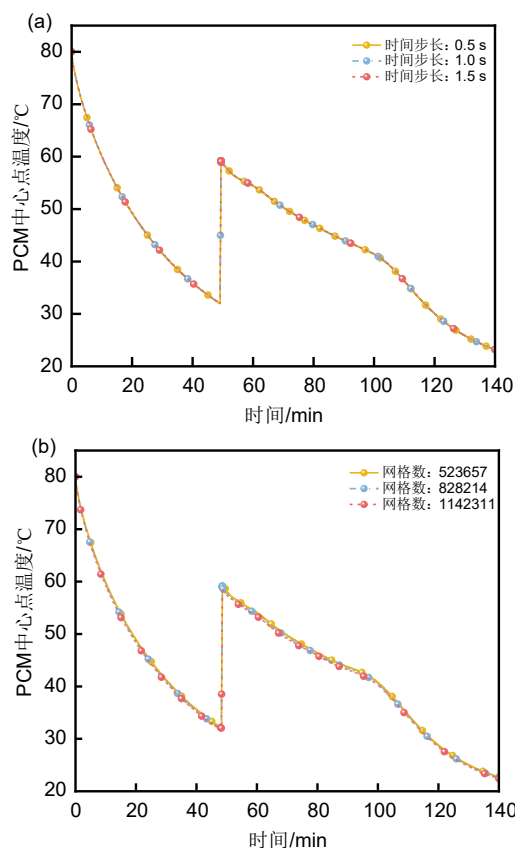


图3 (a) 时间步长无关性验证; (b) 网格无关性验证
Fig. 3 (a) Time step independence verification; (b) Grid independence verification

1.3 模型验证

为验证过冷相变再辉释热模型的准确性,本研究搭建实验平台开展 SAT 的过冷相变再辉释热实验。图 4(a)所示为实验平台实物图,其主要由 PCM 测试试管、高清摄像机、数据采集单元及光源等组成。如图 4(b)所示,试管内中心轴线上布置有 T 型热电偶,用于测量 SAT 温度。实验前,对所有热电偶进行了校正,其测量误差小于 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 。实验开始时,将装有适量 SAT(纯度为 AR 级)的样品试管置于干燥箱中,在 80°C 恒温条件下加热 4 h,保证试管内相变材料完全熔化且管内温度一致。随后快速取出试管,置于实验室内自然冷却,其中实验室环境温度由空调系统控制维持在 23°C 。当 SAT 热电偶测得的温度下降到目标温度 27.9°C 时,快速向试管内注入 SAT 晶种以触发过冷结晶。随后 SAT 凝固释放潜热,温度先升高而后再次下降,当热电偶温度逐渐接近环境温度后,实验停止。实验过程中,温度信号采样的时间间隔为 2 s。

基于上述实验过程,获得了 SAT 在空气冷却条件下的步冷曲线,如图 5 实线所示。基于该步冷曲线,通过能量守恒反算得到试管与空气的对流换热系数为 $h=9.5\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。由于样品试管及其边界条件具有良好的轴对称性,因此在模拟中将样品试管简化为二维轴对称模型计算域。此外,模拟中模型的初始温度和边界条件均与实验条件保持一致。

图 5 对比了数值模拟结果与实验测得的该过冷相变再辉释热过程 SAT 温度随时间的变化。由图可得,在初始液相显热降温阶段,二者的温度曲线高度吻合,实验与模拟计算的温度下降速率基本一致,分别为 $1.14^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 和 $1.15^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 。在 46 min,实验与数值模拟达到目标成核触发温度 27.9°C 所需时间的相对误差仅为 0.4%。进入潜热释放期后,在 67 min,实验与模拟的误差达到最大为 3.6%。此后, SAT 持续冷却,实验与模拟所得的 SAT 温度基本一致。综上所述,本研究建立的过冷相变再辉释热模型能够较为准确地计算 SAT 过冷相变再辉释热过程,可用于本研究螺旋盘管式过冷相变储热器释热特性分析中。

2 结果与讨论

2.1 过冷相变再辉释热特性分析

本节以传热流体入口温度 10°C 、入口流速

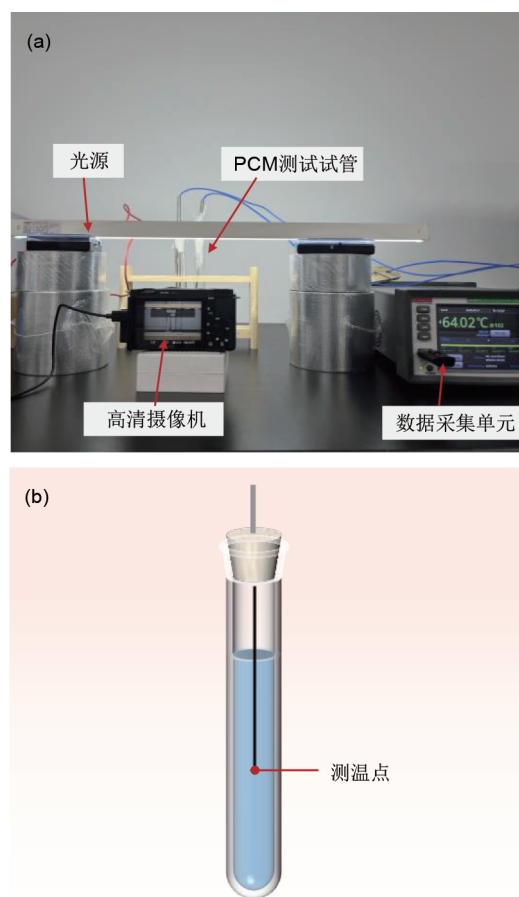


图 4 (a) 实验平台; (b) 热电偶测点布置图
Fig. 4 (a) Experimental platform; (b) Thermocouple measuring point arrangement

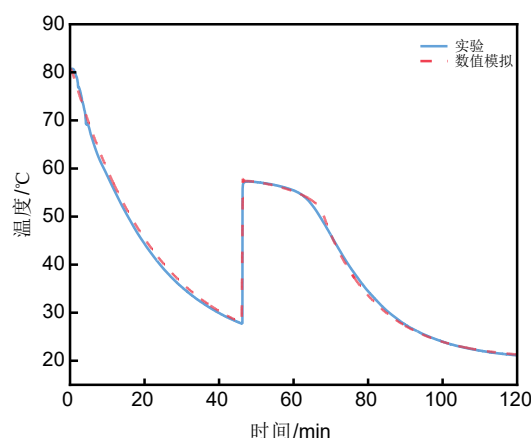


图 5 数值模型验证
Fig. 5 Numerical model validation

0.4 m/s 的典型工况为例,探讨储热器的释热特性。SAT 相变材料的热物性参数列于表 1。图 6 所示为储热器内 SAT 平均温度、中心点温度和液相率变化。图 7 所示为过冷相变再辉释热过程中不同时刻储热器内不同截面的温度云图和 SAT 液相率云图。

结合图6温度及液相率曲线变化特征, SAT的释热过程可明显划分为3个阶段:液相显热降温、再辉诱发的潜热释放和固相显热冷却。在初始的液相显热降温阶段,入口温度为 10°C 的低温水流入盘管,快速带走 SAT 热量, SAT 温度由 80°C 快速下降。随着 SAT 温度的降低,其与水工质的温差减小,因此释热速率和 SAT 温度下降速率逐步放缓。受限于较长的传热路径和较大的导热热阻,中心点温度对外界冷却的响应明显滞后于平均温度,二者之间的最大温差可达 16.5°C 。在 47.0 min 时刻, SAT 中心温度下降到目标触发温度 30°C (对应过冷度 28°C)。此时,储热器内 SAT 温度分布相对均匀,但盘管进出口附近仍存在局部高温区域。这主要是由于在进出口处盘管被拉直,因此进出口处的管侧局部有效换热面积及换热能力减小,从而导致该区域内 SAT 的冷却速率低于储热器主体区域。这也使得该时刻 SAT 平均温度略高于中心点温度。此外,此时过冷尚未被触发,整个储热器内 SAT 液相率均为1,表明相变材料处于过冷液态。

而后 SAT 过冷被触发,储热器转入由再辉诱发的潜热集中释放阶段。伴随着 SAT 晶体迅速生长并释放大量潜热,低温 SAT 发生温度快速回升的再辉现象。在 47.4 min ,再辉结束,此时 SAT 回升到相变温度 58°C ,而 SAT 液相率在短时间快速下降至约0.82。同时,由于受到水工质的冷却作用影响,在盘管附近 SAT 的局部液相率低于0.82。此后,在冷水的冷却作用下, SAT 剩余的潜热持续释放并主导释热过程,液相率逐步下降,导致 SAT 平均温度下降缓慢。而 SAT 中心点温度出现一个持续约 58 min 的平台期。这是由于该时间段 SAT 中心点附近局部区域潜热主导了热量的释放,平衡了水工质冷却带来的热量下降,从而维持了中心点近似恒温。

在 105 min , SAT 中心点附近潜热完全释放,除进出口区域外,储热器内 SAT 均凝固,使得储热器 SAT 温度变化出现转折并开始快速下降。这表明储热器已进入固相显热冷却阶段。然而,壳侧紧挨进出口区域由于盘管换热面积小,该区域有部分仍未完全固化,从而 SAT 平均温度的下降速率受到抑制。随着 SAT 温度的逐步下降并趋近入口水温, SAT 温度下降逐渐趋于平缓。在 140 min , SAT 大部分区域温度已冷却至 30°C 以下,液相率降至0.02,储热器释热过程基本完成。

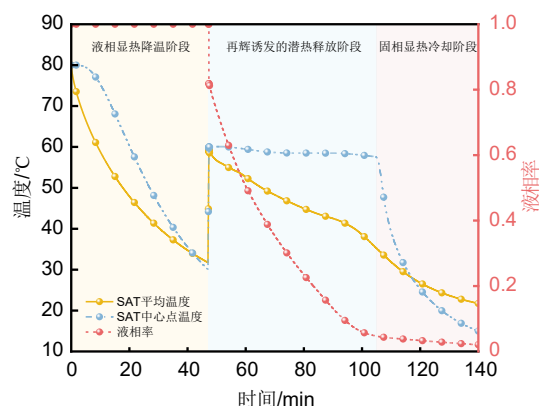


图6 过冷相变再辉释热过程中储热器内 SAT 平均温度、中心点温度和液相率变化

Fig. 6 The changes of SAT average temperature, central point temperature and liquid phase rate in the TES unit during supercooled phase change recalescence heat release

图8所示为过冷相变再辉释热过程中传热流体出口温度及储热器释热功率的变化。在液相 SAT 显热主导的初始释热阶段,低温传热流体(10°C)持续流经盘管并被壳侧高温 SAT 加热。在流体与 SAT 之间较大温差的驱动下,储热器释热功率高达 6163.7 W ,传热流体出口温度最高被加热到 31.9°C 。随着释热过程的推进,盘管壁面附近 SAT 温度持续降低, SAT 与传热流体之间的温差逐渐减小,传热驱动力随之衰减,导致释热功率以 127 W/min 的平均速率持续下降。相应地,传热流体出口温度缓慢回落至 11.6°C ,表明储热器的瞬时加热能力逐步减弱。当 SAT 发生过冷并进入潜热集中释放阶段时,再辉阶段中 SAT 温度快速回升,在短时间内显著增强了换热强度,使传热流体出口温度出现二次回升,最高可达 27.5°C ,而释热功率同样回升到 2410.2 W 。由于过冷触发后 SAT 最高温度仅回升至 59°C ,显著低于释热初期的 SAT 初温,储热器整体换热温差驱动力受限,限制了释热功率的进一步提升。在 105 min ,传热流体出口温度的下降速率明显增大,为 0.1°C/min 。这主要是因为 SAT 中心区域潜热释放基本完成,储热器进入以固相显热冷却为主导的阶段,可向传热流体侧提供的热量显著减少。在 140 min ,传热流体出口温度降至 12.3°C ,对应释热功率降低至 94.2 W 。

2.2 材料热物性参数对释热性能影响

为分析材料热物性参数对储热器过冷相变再辉释热性能的影响,本小节针对3种不同相变材料开

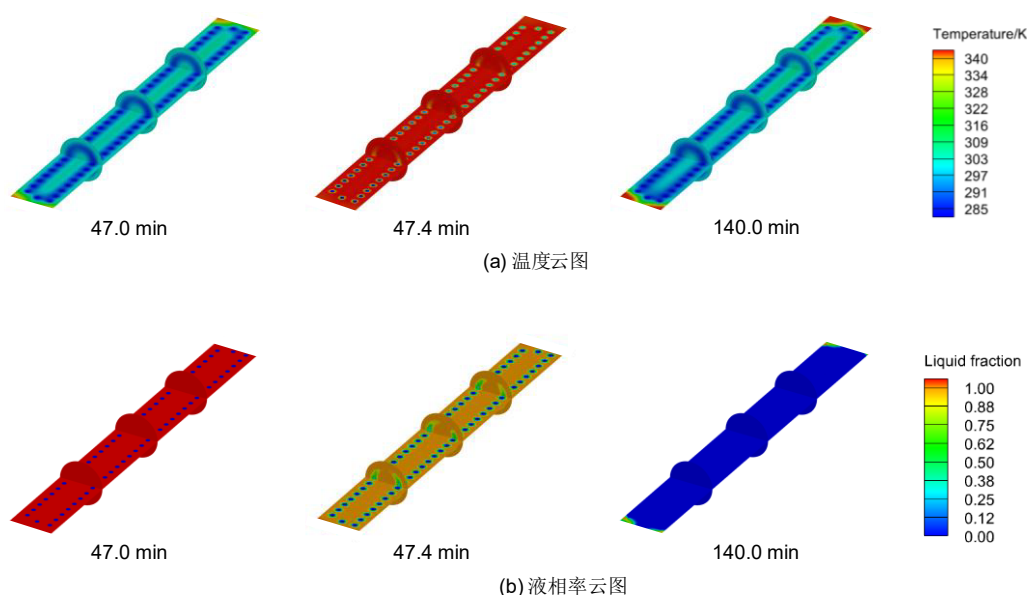


图7 过冷相变再辉释热阶段不同时刻储热器内部: (a) 温度云图; (b) SAT 液相率云图

Fig. 7 Temporal evolution of internal fields in TES unit during supercooled phase change recalescence heat release: (a) Temperature contour; (b) Liquid fraction contour

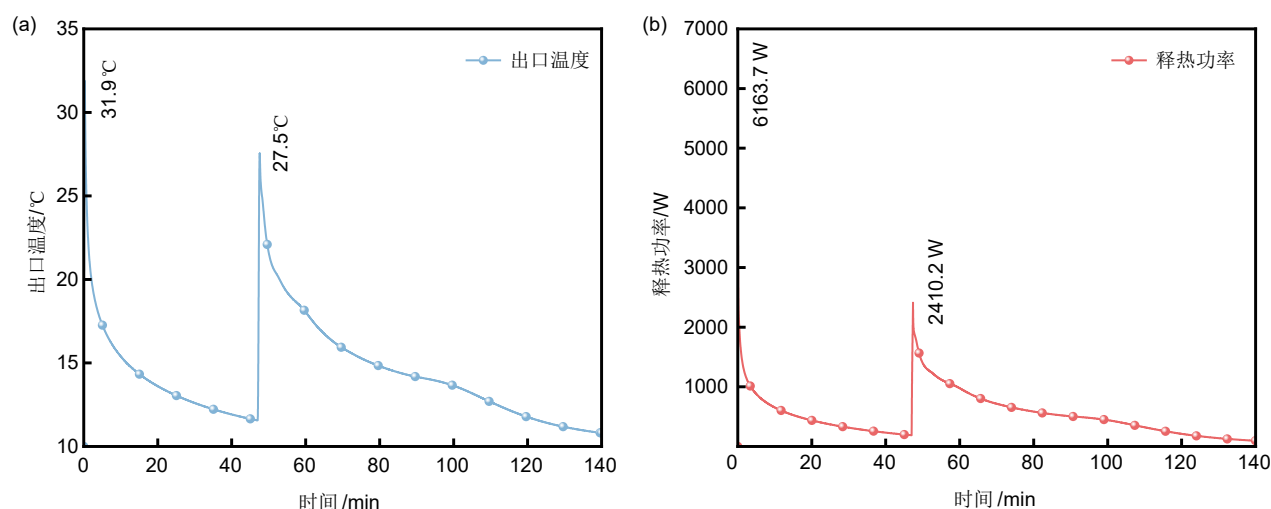


图8 过冷相变再辉释热阶段传热流体出口温度和储热器释热功率变化

Fig. 8 Changes in the outlet temperature of the heat transfer fluid and the heat release power of the TES unit during supercooled phase change recalescence heat release

展对比研究。这3种材料包括 SAT 及2种 SAT 复合相变材料 (composite phase change materials, CPCM)^[26]。这2种复合相变材料(CPCM1 和 CPCM2) 的相变温度、密度、潜热和比热容如表 2 所示。CPCM1 和 CPCM2 的热导率分别为 0.8 W/(m·K) 和 1.2 W/(m·K), 且均可在环境温度为 28℃ 的条件下实现稳定过冷。计算过程中, 传热流体采用入口流速 0.4 m/s。除相变材料热物性外, 其余边界条件、初始条件和材料过冷目标触发温度($T_{cr}=30^{\circ}\text{C}$)保持

不变。

图9 对比了过冷相变再辉释热过程中3种材料

表2 复合相变材料热物性参数^[26]

Table 2 Thermophysical parameters of CPCM^[26]

热物性参数	CPCM1	CPCM2
相变温度, $T_m/^{\circ}\text{C}$	58	58
密度, $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	1238	1238
相变潜热, $L_f/(\text{kJ}/\text{kg})$	191.7	191.7
比热容, $C_p/[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	2670	2670
热导率, $\lambda/[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	0.8	1.2

中心点温度及液相率随时间的变化,图10则给出了对应工况下传热流体出口温度及释热功率的变化特征。由图9(a)可知,在液相显热降温阶段,储热器内SAT、CPCM1和CPCM2的中心点温度分别在47 min、21 min和16 min时降至目标触发温度。相应地,传热流体出口温度分别从31.9℃下降至11.6℃、从39.0℃下降至13.2℃、从42.9℃下降至14.5℃;释热功率则分别从6163.7 W衰减至186.8 W,从10445.0 W衰减至378.6 W,从13027.0 W衰减至533.8 W。可见,当复合相变材料热导率从0.8 W/(m·K)提高到1.2 W/(m·K)时,液相显热降温阶段的温度下降速率提高了20%。与纯SAT相变材料相比,尽管CPCM1的密度和比热容分别少3%和14%,但其中心点温度下降速率提高了57%。这是因为复合相变材料的热导率较SAT提高了近1倍,导致PCM内部导热热阻大幅度减小,进而PCM热量能够更快速地向换热界面传递,使得整体冷却过程加快并提高了瞬时释热热流密度,从而有效地提高了传热流体出口温度及释热功率的峰值水平。

当过冷被触发并进入再辉后,不同相变材料在传热流体侧的瞬态响应表现出显著差异。如图10所示,3种不同相变材料储热器的传热流体出口温度分别快速回升至27.5℃、29.0℃和32.4℃,释热功率同步回升至2410.2 W、2798.8 W和3270.1 W。这表明随着相变材料热导率由0.4 W/(m·K)提升到1.2 W/(m·K),传热流体出口温度提升了17.8%(4.9℃),释热功率峰值则提升了35.7%(859.9 W)。释热功率增幅显著高于出口温度增幅,说明在再辉阶段,材料热导率对瞬时热流密度的影响强于对流体升温幅度的影响。尽管3种材料在过冷触发后的回升温度相近,但更高的热导率可降低相变区域内部的导热热阻,使潜热能够更快速、有效地传递至盘管壁面,从而在结晶初期获得较高的瞬时热流密度。温度与释热功率变化趋势保持高度一致,反映出该阶段换热过程受潜热集中释放与内部传热能力的协同控制。由于3种材料的相变温度接近,再辉阶段中用于材料自身温度回升所消耗的潜热比例相近,因此在过冷触发后,三者的液相率均分别快速下降至0.82、0.76和0.74。

在再辉诱发的潜热集中释放阶段,3种相变材料中心点温度的平台期时长分别为58 min、32 min

和21 min。由于SAT的相变潜热值较CPCM1和CPCM2高27.4%,在结晶过程中可释放更多潜热以补偿水工质冷却所造成的热量损失,从而在温度响应上形成更为稳定且持续时间更长的等温释热特征,因此SAT在潜热释放阶段呈现长达58 min的相变平台期。由图9(b)液相率变化曲线可知,热导率较高的CPCM1和CPCM2的液相率均呈现快速下降趋势,表明增强的导热性能能够有效降低相变界面附近的热阻,促进结晶潜热迅速向盘管换热界面传递,从而加快固-液相界面的推进速度并显著缩短整体凝固历程;相比之下,热导率较低的SAT液相率下降过程相对平缓,相变速率受限。在释热结束阶段,SAT、CPCM1和CPCM2的液相率分别降至0.02、0和0,表明SAT在释热末期仍存在少量未完全凝固区域。这是由于进出口处的管侧换热能力有限,局部区域存在热量滞留现象,SAT难以完全凝固;而热导率更高的CPCM1和CPCM2通过强化内部导热与界面传热耦合效应,更有效地将潜热传递至换热界面,实现更充分的相变潜热释放,从而提升储热器的整体能量输出效率。

2.3 传热流体入口流速对释热性能影响

为研究传热流体入口流速对储热器过冷相变再辉释热性能的影响,本小节以CPCM1作为相变材料,选取0.1 m/s、0.4 m/s和0.8 m/s 3种入口流速开展对比研究。计算过程中,除传热流体入口流速外,其余边界条件、初始条件及材料过冷目标触发温度($T_{tr}=30^{\circ}\text{C}$)保持不变。图11为不同入口流速条件下,储热器过冷相变再辉释热过程中心点温度及液相率随时间的变化。图12为对应工况下传热流体出口温度及储热器释热功率的变化。由图11(a)可知,在液相显热降温阶段,当入口流速分别为0.1 m/s、0.4 m/s和0.8 m/s时,PCM中心点温度降至目标触发温度所需时间分别为26 min、21 min和19 min。相较于0.1 m/s工况,入口流速0.4 m/s和0.8 m/s条件下所需时间分别缩短了19.2%和26.9%。这是由于入口流速的提高使盘管内流体雷诺数增大,从而管侧对流换热系数提升(与 $Re^{0.5}$ 呈线性关系^[24]),进而增强了传热流体与PCM之间的瞬时换热强度。然而,当入口流速由0.4 m/s进一步提高至0.8 m/s时,所需时间的缩短幅度明显减小。这主要是因为在此螺旋盘管式过冷相变储热器构型及研究流速范围内,流速的再次提升对对流换

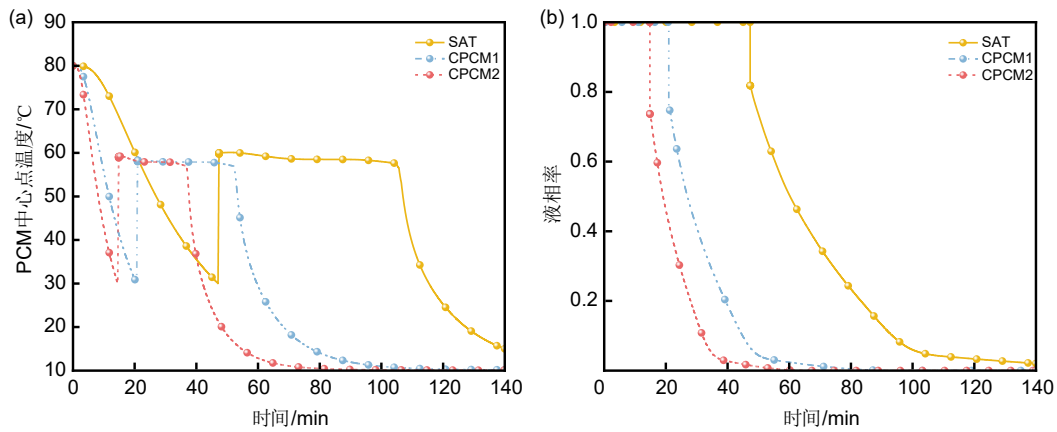


图9 不同相变材料: (a) 中心点温度; (b) 液相率

Fig. 9 (a) Central point temperature; (b) Liquid phase ratio at different phase change materials

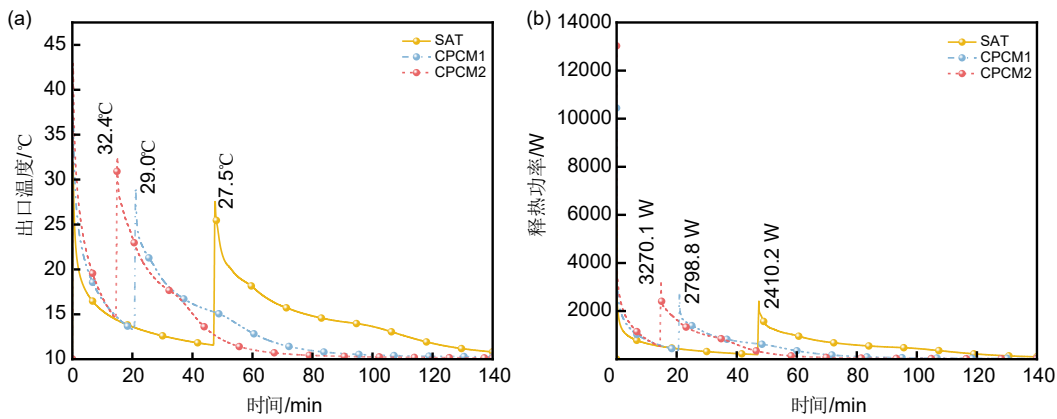


图10 不同相变材料: (a) 传热流体出口温度; (b) 释热功率

Fig. 10 (a) Outlet temperature of heat transfer fluid; (b) Heat release power at different phase change materials

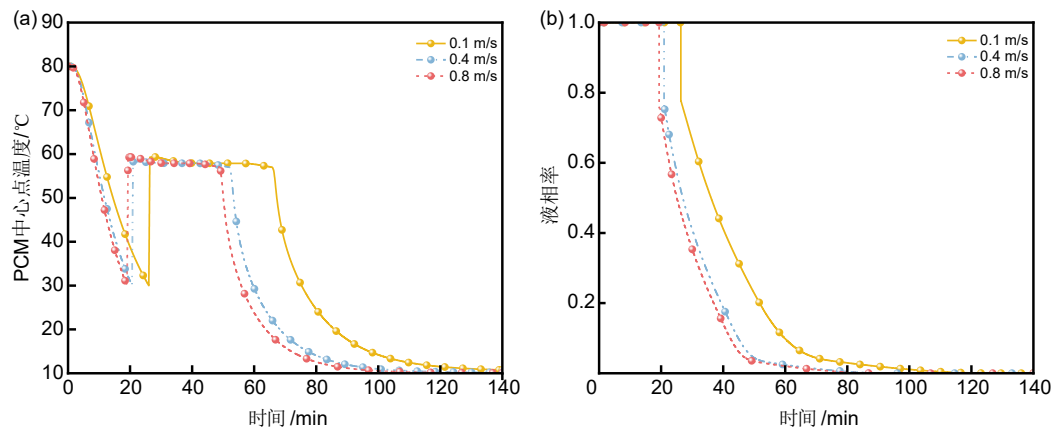


图11 不同入口流速: (a) 中心点温度; (b) 液相率

Fig. 11 (a) Central point temperature; (b) Liquid fraction at different inlet velocities

热强化的边际效应有限。此外,系统整体换热过程逐渐受限于PCM内部导热热阻。在3种流速条件下,传热流体出口温度分别从 58.9°C 下降至 21.0°C 、从 39.0°C 下降至 13.2°C 、从 30.0°C 下降到

11.6°C 。不同流速条件下储热器释热功率的衰减趋势整体较为接近,其初始值均约为 10445.0 W ,最终分别衰减至 317.0 W 、 378.6 W 和 390.4 W 。这表明在液相显热降温阶段,入口流速主要影响

PCM冷却至目标成核温度的时间及传热流体出口温度,而对释热功率整体衰减趋势的影响相对有限。这是由于低流速条件下,流体在盘管内的停留时间延长,单位质量流体可从PCM中吸收更多潜热,从而表现为更高温升;而高流速条件下,更大的质量流量显著提高了单位时间内的总换热量,使储热器表现出更高的瞬时释热功率水平。

在再辉诱发的潜热释放阶段,由于再辉效应,PCM结晶凝固释放的潜热再次强化了盘管侧换热过程。如图12所示,随着入口流速从0.1 m/s提高至0.8 m/s,释热功率峰值由2292.8 W提升至3173.1 W,而传热流体出口温度则由47.5℃降低至21.8℃。这一现象反映了管侧对流换热强化与流体驻留时间之间的耦合效应。流速提高使雷诺数增大,管侧对流换热系数相应提高,使得单位时间内从高温PCM向流体传递的热通量显著增加,表现为瞬时释热功率的提升。然而,流速增加的同时缩短了流体在盘管内的驻留时间,单位质量流体与管壁进行热交换的有效时间大幅减少,流体在未充分吸热前即被排出。因此,传热流体的出口温度反而随流速增加而降低。再辉结束时,不同流速条件下液相率分别下降至约0.78、0.76和0.76,表明再辉结束的液相率主要由材料的热物性参数决定,入口流速对其影响相对有限。3种流速条件下PCM中心点温度的平台期时长分别为40 min、32 min和28 min。随着入口流速的提高,平台期明显缩短,这是由于较高流速加速了潜热向换热界面的传递,从而削弱了潜热对温度的缓冲能力。

由图11(b)液相率变化曲线可知,在3种入口流速条件下,液相率在固相显热冷却阶段均呈现快速下降趋势,并分别在66 min、53 min和49 min处出现明显拐点。该拐点对应PCM中心区域由再辉诱发的潜热释放阶段基本结束,标志着潜热对整体冷却过程的主导作用已减弱。此后,液相率下降速率显著减缓,储热器转入以固相显热冷却为主导的后期冷却阶段。随着入口流速增大,盘管侧对流换热能力增强,储热器整体释热进程明显加快,完全凝固时间显著提前。在入口流速为0.1 m/s、0.4 m/s和0.8 m/s的工况下,液相率分别在130 min、95 min和92 min到达0,表明储热器内相变材料已完成凝固,实现热能的充分释放。这一结果进一步说明,提高传热流体入口流速有利于强化管侧对流

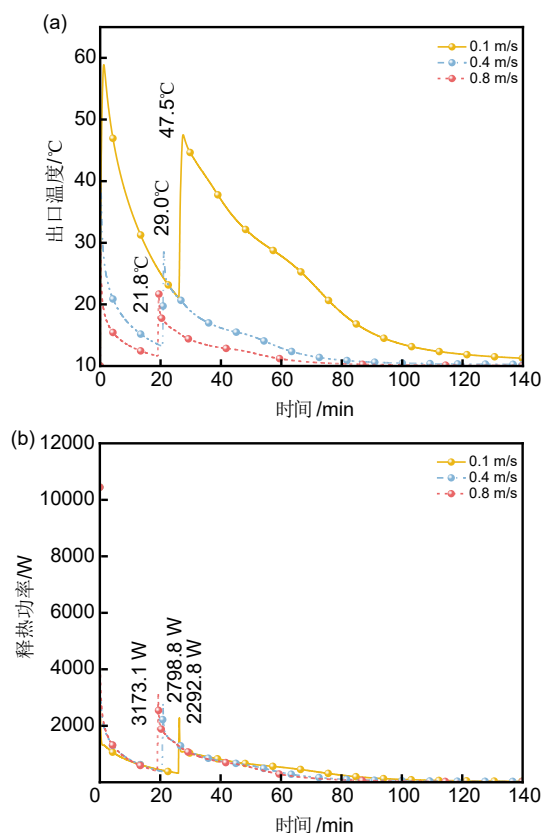


图12 不同入口流速:(a) 传热流体出口温度;(b) 释热功率

Fig. 12 (a) Outlet temperature of heat transfer fluid; (b) Heat release power at different inlet velocities

换热,从而促进PCM潜热与显热的协同释放。

3 结论

本研究针对螺旋盘管式过冷相变储热器,建立了过冷相变再辉释热的非稳态数值模型,并通过用户自定义函数准确描述过冷相变再辉过程。在实验验证基础上,系统研究相变材料过冷相变再辉释热过程的动态传热特性,进一步探索传热流体入口流速与相变材料热导率对储热器动态释热性能的影响规律。本研究不仅阐明了再辉效应诱发的潜热集中释放阶段对瞬态换热的主导作用,也为理解过冷相变材料在复杂三维强化传热结构中的动态行为提供了理论依据。主要结论如下:

(1) 螺旋盘管式过冷相变储热器在释热过程中呈现出显著的阶段性特征,其释热过程可划分为液相显热降温、再辉诱发的潜热释放和固相显热冷却3个阶段。过冷触发后出现显著再辉现象,液相率瞬间降至0.82;再辉阶段中释热功率峰值较初期最

大值降低 78.0%。潜热主导阶段可形成最长约 58 min 的温度平台期,表现出良好的持续释热能力。

(2) 提高 PCM 热导率可显著强化传热性能。当相变材料热导率由 0.4 W/(m·K) 提高至 1.2 W/(m·K) 时,传热流体出口温度与释热功率峰值分别提高 17.8% 和 35.7%,有效缓解了局部热滞留并促进潜热充分释放。

(3) 随着入口流速提高,过冷触发时间与温度平台期时长分别缩短 26.9% 和 30%,储热器整体释热进程明显加快。此外,入口流速对释热功率与传热流体出口温度的影响呈现出相反趋势:提高入口流速有利于增强释热功率,但会降低传热流体出口温度。

基于本研究模拟结果,在工程应用中可采用分阶段流量调控策略:在释热初期采用较高入口流速以获得高功率输出,而在释热后期适当降低入口流速以提高出口流体的温度品位,实现释热功率与出口温度的动态优化匹配。此外,本研究基于单一螺旋盘管装置构建数值模型开展机理分析,后续工作将进一步拓展至多储热单元串并联组成的规模化系统,分析系统级动态储释热过程以匹配实际工程的供热温度、功率和时长需求。

符 号 说 明

C_p	比热容
D	螺旋盘管式过冷相变储热器直径
D_{coil}	螺旋盘管外圈直径
L	螺旋盘管式过冷相变储热器长度
L_F	相变潜热值
Nu	努塞尔数
P	压力
Pr	普朗特数
Re	雷诺数
Re_{cr}	临界雷诺数
T	温度
T_{cr}	目标触发温度
T_m	相变温度
T_0	初始温度
ΔT	相变温度区间
d_{tube}	螺旋盘管直径
h	对流换热系数
$\dot{q}_{\text{pcm}}$	PCM 体积生热率

u —— x 方向速度分量

v —— y 方向速度分量

w —— z 方向速度分量

α —— 源项系数

δ —— 曲率比

λ —— 热导率

μ_f —— 动力黏度

ρ —— 密度

τ —— 时间

τ_r —— 再辉时间

φ —— 液相率

下角标

f —— 传热流体

l —— 液相

pcm —— 相变材料

s —— 固相

参 考 文 献

- [1] 王志峰, 杨旭东, 杨铭, 等. 太阳能跨季节储热技术发展概述[J]. 电工电新技术, 2025, 44(10): 77-106.
WANG Z F, YANG X D, YANG M, et al. Overview of development of solar seasonal thermal storage technology[J]. Advanced Technology of Electrical Engineering and Energy, 2025, 44(10): 77-106.
- [2] 张超, 王明明, 王龙基, 等. 太阳能跨季节储热技术的应用现状及前景分析[J]. 太阳能, 2025(5): 10-19. DOI: 10.19911/j.1003-0417.tyn20240126.01.
ZHANG C, WANG M M, WANG L J, et al. Application status and prospect analysis of solar seasonal thermal storage technology [J]. Solar Energy, 2025(5): 10-19. DOI: 10.19911/j.1003-0417.tyn20240126.01.
- [3] 王春林, 郭放, 朱永利, 等. 大规模太阳能跨季节土壤储热系统设计优化[J]. 太阳能学报, 2021, 42(4): 320-327.
WANG C L, GUO F, ZHU Y L, et al. Design and optimization of large-scale seasonal borehole thermal energy storage system for solar energy[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2021, 42(4): 320-327.
- [4] 姜竹, 邹博杨, 丛琳, 等. 储热技术研究进展与展望[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(9): 2746-2771. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0538.
JIANG Z, ZOU B Y, CONG L, et al. Recent progress and outlook of thermal energy storage technologies[J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(9): 2746-2771. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0538.
- [5] QI Q, DENG S M, JIANG Y Q. A simulation study on a solar heat pump heating system with seasonal latent heat storage[J]. Solar Energy, 2008, 82(8): 669-675. DOI: 10.1016/j.solene r.2008.02.017.
- [6] XIA S T, LIU Y G, MA W B, et al. Thermal performance analysis of a seasonal heating system for small residential buildings with a

- packed bed latent heat storage[J]. *Journal of Energy Storage*, 2025, 131: 117609. DOI:10.1016/j.est.2025.117609.
- [7] 田黎超. 寒冷地区跨季蓄能装置研究[D]. 绵阳: 西南科技大学, 2018. TIAN L C. Study on interseason storage device in cold region[D]. Mianyang: Southwest University of Science and Technology, 2018.
- [8] DANNEMAND M, SCHULTZ J M, JOHANSEN J B, et al. Long term thermal energy storage with stable supercooled sodium acetate trihydrate[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 91: 671-678. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2015.08.055.
- [9] SAFARI A, SAIDUR R, SULAIMAN F A, et al. A review on supercooling of Phase Change Materials in thermal energy storage systems[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 70: 905-919. DOI:10.1016/j.rser.2016.11.272.
- [10] 李金田, 茅靳丰. 无机水合盐三水乙酸钠作相变储热材料的研究进展[J]. *储能科学与技术*, 2018, 7(5): 881-887. DOI: 10.12028/j.issn.2095-4239.2018.0078. LI J T, MAO J F. Recent progress in salt hydrate sodium acetate based phase change materials for heat storage[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2018, 7(5): 881-887. DOI: 10.12028/j.issn.2095-4239.2018.0078.
- [11] SANDNES B, REKSTAD J. Supercooling salt hydrates: Stored enthalpy as a function of temperature[J]. *Solar Energy*, 2006, 80(5): 616-625. DOI:10.1016/j.solener.2004.11.014.
- [12] 王永超. 三水醋酸钠复合相变材料及其稳定性研究[D]. 天津: 河北工业大学, 2017. WANG Y C. Study on of sodium acetate trihydrate composites and its stability as phase change materials[D]. Tianjin: Hebei University of Technology, 2017.
- [13] WANG G, DANNEMAND M, XU C, et al. Thermal characteristics of a long-term heat storage unit with sodium acetate trihydrate[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 187: 116563. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2021.116563.
- [14] ENGLMAIR G, MOSER C, FURBO S, et al. Design and functionality of a segmented heat-storage prototype utilizing stable supercooling of sodium acetate trihydrate in a solar heating system[J]. *Applied Energy*, 2018, 221: 522-534. DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.03.124.
- [15] LAI Y Y, YANG S, FAN L W. Analysis and optimization of the performance of a solar PV/T system integrated with seasonal latent heat storage for decarbonized heating and hot water supply [J]. *Energy*, 2025, 331: 137069. DOI:10.1016/j.energy.2025.137069.
- [16] 潘明明. 太阳能跨季节中低温相变材料的可控储释热应用研究[D]. 上海: 上海第二工业大学, 2025. PAN M M. Research on controlled heat storage and release technology in low-temperature phase change materials for solar energy trans-seasonal applications[D]. Shanghai: Shanghai Polytechnic University, 2025.
- [17] GUO J F, HUAI X L. Numerical investigation of helically coiled tube from the viewpoint of field synergy principle[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 98: 137-143. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.12.012.
- [18] ZHAO C Y, JIA C Y, XU L L, et al. Heat transfer enhancement of PCM in the triple-pipe helical-coiled latent heat thermal energy storage unit and complete melting time correlation[J]. *Renewable Energy*, 2024, 236: 121528. DOI:10.1016/j.renene.2024.121528.
- [19] FLAYYIH R A, ALWAN K J, ALJABERI H A. Comparative heat transfer analysis of helical coil and straight tube heat exchangers [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2025, 76: 107386. DOI: 10.1016/j.csite.2025.107386.
- [20] AHMADI R, HOSSEINI M J, RANJBAR A A, et al. Phase change in spiral coil heat storage systems[J]. *Sustainable Cities and Society*, 2018, 38: 145-157. DOI:10.1016/j.scs.2017.12.026.
- [21] MAHDI M S, MAHOOD H B, MAHDI J M, et al. Improved PCM melting in a thermal energy storage system of double-pipe helical-coil tube[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 203: 112238. DOI:10.1016/j.enconman.2019.112238.
- [22] WANG G, XU C, KONG W Q, et al. Review on sodium acetate trihydrate in flexible thermal energy storages: Properties, challenges and applications[J]. *Journal of Energy Storage*, 2021, 40: 102780. DOI:10.1016/j.est.2021.102780.
- [23] SHAMSEDDINE I, BIWOLE P, FARDOUN F, et al. Numerical and experimental investigation of supercooling and natural convection in octadecane phase change material[J]. *Energy Reports*, 2022, 8: 351-361. DOI:10.1016/j.egyr.2022.06.089.
- [24] AKGUL D, MERCAN H, DALKILIC A S. Parametric optimization of heat transfer characteristics for helical coils[J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2022, 147(22): 12577-12594. DOI:10.1007/s10973-022-11481-7.
- [25] MANLAPAZ R L, CHURCHILL S W. Fully developed laminar convection from a helical coil[J]. *Chemical Engineering Communications*, 1981, 9(1/2/3/4/5/6): 185-200. DOI: 10.1080/00986448108911023.
- [26] DONG C S, JIA S T, LU F L, et al. Experimental study on the electrically-triggered crystallization behavior of supercooled copper foam-based and expanded graphite-based sodium acetate trihydrate[J]. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2024, 269: 112766. DOI:10.1016/j.solmat.2024.112766.