DOI: 10.19666/j.rlfd.202509085

树权翅片与泡沫金属复合储热单元性能优化研究

韩　旭，薄熙禄
（华北电力大学河北省低碳高效发电技术重点实验室，河北　保定　071003）

［摘　　要］【目的】针对低品位余热的高效回收与利用，提出了一种“树权翅片+泡沫金属”的相变储热单元，并通过响应面法与正交试验对结构与材料参数进行协同优化。【方法】在典型工况（80 ℃、0.005 m/s）下，树权翅片较直翅片可将 PCM 熔化时间缩短 10.7%，其最优参数为长度比 1.143、宽度比 1.057、分支角 68.987°。系统结构方面，双换热管逆流可将熔化时间降至 558 s，进一步填充泡沫金属后缩短至 181 s。提高孔隙率虽增加相变材料比例，但会削弱金属骨架作用，延长熔化时间。【结果】综上所述，采用树权翅片和泡沫金属可显著提升相变储热装置的储热效果。进一步地，采用梯级储热可提高储热效率，提出三级级联的最优配置为：第 1 段 0.9 孔隙率泡沫镍+相变材料正十八烷，第 2 段 0.5 孔隙率泡沫镍+相变材料正十八烷，第 3 段 0.5 孔隙率泡沫镍+相变材料硬脂酸。【结论】研究结论可为 50~60 ℃低品位余热的高效捕获与再利用提供一体化设计依据。

［关　键　词］相变储热；树权翅片；响应面法；翅片参数优化；泡沫金属

［引用本文格式］韩旭, 薄熙禄. 树权翅片与泡沫金属复合储热单元性能优化研究[J]. 热力发电, 2026, 55(6): 73-82.　HAN Xu, BO Xilu. Performance optimization of heat storage unit with tree-branch fins and foam metal composite structure[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(6): 73-82.

Performance optimization of heat storage unit with tree-branch fins and foam metal composite structure

HAN Xu, BO Xilu
(Hebei Key Laboratory of Low-Carbon and High-Efficiency Power Generation Technology, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: [Objective] To achieve recovery and utilization of low-grade waste heat, we proposed a phase change thermal storage unit incorporating “tree-branch fins + foam metal”, and co-optimized its structural and material parameters using response surface methodology and orthogonal experiments. [Methods] Under typical operating conditions (80 ℃, 0.005 m/s), tree-branch fins reduced the melting time of the phase change material (PCM) by 10.7% compared to straight fins, with optimal parameters including a length ratio of 1.143, a width ratio of 1.057, and a branching angle of 68.987°. Regarding system structure, the counterflow arrangement of dual heat exchanger tubes decreased the melting time to 558 s, and further filling with foam metal shortened it to 181 s. Although increasing porosity enhances the proportion of PCM, it weakens the structural support of the metal framework, thereby prolonging the melting time. [Results] In conclusion, the integration of tree-branch fins and foam metal significantly improves the thermal storage performance of phase change thermal storage devices. Subsequently, staged thermal energy storage can improve the efficiency of heat storage. The optimal configuration for a three-stage cascade is put forward: Stage I: 0.9 porosity nickel foam + *n*-octadecane; Stage II: 0.5 porosity nickel foam + *n*-octadecane; Stage III: 0.5 porosity nickel foam + stearic acid PCM. [Conclusion] It can provide an integrated design basis for the efficient capture and reuse of low-grade waste heat at 50~60 ℃.

Key words: phase change thermal energy storage; tree-branch fins; response surface methodology; fin parameter optimization; metal foam

收 稿 日 期：2025-09-28　**修 回 日 期：**2025-11-06　**接 受 日 期：**2025-11-18
基 金 项 目：河北省自然科学基金项目（E2023502025）；国家自然科学基金项目（52106010）
Supported by：Natural Science Foundation of Hebei Province (E2023502025); National Natural Science Foundation of China (52106010)
第一作者简介：韩旭（1991），男，副教授，博士，主要研究方向为综合能源系统，储能技术，xuhan@ncepu.edu.cn。
通信作者简介：薄熙禄（2000），男，硕士研究生，主要研究方向为综合能源系统，储能技术，19086231159@163.com。

太阳能、风能等可再生能源固有的间歇性和不稳定性，导致其在时间和空间上与能源需求存在显著的错配[1-3]。为有效解决这一问题，利用低品位余热，通过就地换热、储热及梯级耦合等技术进行跨时段、跨环节调配，能显著提高一次能源利用效率，减少不必要的补燃和用电，从而有效降低碳排放。

在众多储能技术中，热储能技术（TES）因其能有效缓解能源供需不平衡而备受瞩目[4-5]。其中，潜热储能主要依赖于相变材料（PCM）的储热和释热过程，在余热回收和太阳能收集等领域应用广泛。但 PCM 自身导热性较低，严重限制了其储热效率和充放热速率[6]。针对 PCM 导热性差的缺点，研究人员提出了被动增强技术，主要通过填充纳米颗粒、增加翅片、使用金属泡沫等方式进行改善。增加翅片能大幅增加换热面积，从而改善 PCM 的热交换性能，缩短相变过程时间[7]，被证明是有效的传热强化手段之一。

在储热装置中应用翅片的研究已非常深入，且翅片形状对传热性能有显著影响[8]。V 形、树枝形、环形及纵向翅片等多种结构都被证实能提升传热效果。Hicham 等人[9]研究发现，在三级级联潜热储热装置中使用纵向翅片可显著缩短熔化时间。Hao 等人[10]则指出，树状翅片能显著加速 PCM 的熔融，比无翅片装置缩短了 47.7%的熔融时间。Yang 等人[11]在竖直管壳式相变储热装置中加入泡沫金属后，完全熔化时间和完全凝固时间分别减少了 85.83%和 95.83%。此外，翅片结构的参数优化也成为研究热点[12]。Li 等人[13]研究了 10 种翅片结构参数组合，发现最优参数配置可以将熔化时间缩短 54.1%。Yang 等人[14]研究表明，不同数量的翅片配置可能导致熔化时间差异高达 72.85%。Huang 等人[15]结合了分形翅片与矩形翅片，与单一翅片相比，熔化时间缩短了 41.1%。Arici 等人[16]研究发现，调整翅片的长度和位置，可使熔化时间缩短 13%～68%。

尽管翅片结构的优化在改善换热效果方面成效显著，但现有研究多侧重于翅片的参数、分布和排列方式，对翅片优化与泡沫金属材料协同应用的研究相对不足。金属泡沫材料不仅可以增加换热面积，还能促进热量传递的均匀性，具有良好的传热强化效果。然而，当使用参数各异的多种金属泡沫时，其强化效果会受到接触热阻的影响。基于上述背景，本文针对低品位余热回收问题，设计了一种结合树权翅片结构与泡沫金属材料的相变储热单元。旨在深入探讨树权翅片结构参数及泡沫金属材料相关影响因素对换热效果的具体作用，为优化相变储热装置的设计提供重要的理论指导。

1 模型与方法

1.1 物理模型

配备有树权翅片的相变储热装置如图 1 所示，其由一个载水的铜传热管和一个与 PCM 集成的外管组成，相变材料填充在管与壳中间，水在管内流动。采用 ANSYS Workbench 仿真平台建立相变储热单元的几何模型，采用套管式换热器模型，内管为热流体，内管直径为 12 mm，外管直径为 48 mm，壁厚为 2 mm，管长为 200 mm，外管填充有相变材料。通过热流体将热量传递给相变材料进行储热，在内管外侧开设有 8 个树权翅片，翅片总长度为 16 mm，根部厚度为 2 mm，分叉角度为 60°。选取 RT35 作为相变材料，水作为传热流体，管道壁面材料为钢，翅片材料为铜，热物性参数如表 1 所示。

表 1 热物性参数

Tab.1 Thermophysical property parameters

项目	RT35	水
密度/(kg·m^{-3})	815.0	998.2
定压比热容/(J·kg^{-1}·K^{-1})	2 000	4 182
热导率/(W·m^{-1}·K^{-1})	0.2	0.6
热膨胀系数/K^{-1}	0.000 6	0.001 003
相变潜热/(J·kg^{-1})	170 000	
熔化温度/K	309	
凝固温度/K	302	



图 1 相变储热装置结构

Fig.1 Structure of the phase change thermal storage device

1.2 数学模型

为保证求解效率并提高求解准确性，做如下假设：1）循环介质和相变材料的热物性与温度无关；2）相变材料的热物性参数各向同性且均匀；3）流体为不可压缩牛顿流体，自然对流为层流；4）仅考虑浮力项的密度变化，相变材料的密度满足 Boussinesq 假设；5）储热单元外壁绝热；6）忽略熔化过程中相变材料的体积变化；7）泡沫金属为多孔介质区域。

在多孔介质相变过程中，采用 Enthalpy-Porosity 模型进行求解，流体依然遵循流体力学的 3 大控制方程，但需考虑固液两相区自然对流的影响，因此连续性方程必须考虑密度的变化，控制方程如下：

连续性方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau}+\nabla(\rho \bar{V})=0 \tag{1}$$

动量方程：

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial \tau}+\rho[(\boldsymbol{u}\cdot\nabla)\boldsymbol{u}]=-\nabla p+\mu\nabla^2\boldsymbol{u}+\boldsymbol{S}_u \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial \tau}+\rho[(\boldsymbol{u}\cdot\nabla)\boldsymbol{u}]=-\nabla p+\mu\nabla^2\boldsymbol{u}+\boldsymbol{S}_v \tag{3}$$

能量方程：

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial \tau}+\nabla\cdot(\rho h\bar{V})=\nabla\cdot(\lambda\nabla T) \tag{4}$$

式中：$\boldsymbol{u}$ 为速度矢量，m/s；ρ为流体密度，kg/m³；p 流体压力，MPa；μ为流体动力黏度，Pa s；T 为流体温度，℃；λ为流体的热导率，W/(m·K)。

$$S_u=\frac{(1-\beta)^2}{(\beta^3+\xi)}A_{\text{mush}}\boldsymbol{u} \tag{5}$$

$$S_v=\frac{(1-\beta)^2}{(\beta^3+\xi)}A_{\text{mush}}v+\frac{\rho_{\text{ref}}g\delta(h-h_{\text{ref}})}{c_p} \tag{6}$$

式中：A_{mush} 为糊状区常数，取 104~107；ξ为修正系数，小于 0.000 1，防止除以 0；δ为体膨胀系数；ρ_{ref} 为参考密度，kg/m³；h_{ref} 为比焓值，J/kg；β 为液相率；c_p 为比热容，J/(kg·K)。

$$\beta=\begin{cases}0 & ,T<T_{\text{s}}\\ \dfrac{T-T_{\text{s}}}{T_{\text{f}}-T_{\text{s}}} & ,T_{\text{s}}\leqslant T\leqslant T_{\text{f}}\\ 1 & ,T>T_{\text{f}}\end{cases} \tag{7}$$

式中：T_{s}、T_{f} 分别为固相和液相的温度，℃。

比焓：

$$h=\int_{T_{\text{ref}}}^{T}c_p\text{d}T+\beta L_{\text{p}} \tag{8}$$

在糊状区内的比热容和热导率均为线性变化：

$$\lambda=\lambda_{\text{s}}+\beta(\lambda_{\text{f}}-\lambda_{\text{s}}) \tag{9}$$

$$c_p=c_{p,\text{s}}+\beta(c_{p,\text{f}}-c_{p,\text{s}}) \tag{10}$$

式中：L_{p} 为相变潜热，J/kg；$c_{p,\text{s}}$、$c_{p,\text{f}}$ 为固相和液相的比热容，J/(kg·K)；λ_{s} 为固相热导率，W/(m·K)；λ_{f} 为液相热导率，W/(m·K)。

换热流体、相变材料区域以及管道壁面是模型的主要组成部分，在进行模型仿真计算时，要对其初始条件以及边界条件进行相关设定。

入口水温和入口流速分别设置为 80 ℃和 0.005 m/s；管道外壁面设置为绝热边界条件，即热量在此表面不进行热交换；本文忽略了储热单元外边界与周围环境之间的换热；水的温度为 80 ℃，PCM 初始温度为 25 ℃；翅片与 PCM 之间的界面为耦合边界。

1.3 模型验证

基于上述模型及边界条件，使用 Ansys Fluent 2022 的凝固/熔化模型，采用 SIMPLE 算法（压力-速度耦合）、二阶逆风离散（能量/动量）及 PRESTO 格式（压力方程），糊状区常数取初始值。网格独立性验证显示，当网格数量从 623 141 增至 1 173 923 时，储热平均温度曲线变化趋势近似。网格数量达到 813 496 后，温度变化趋于平缓，故选择 813 496 进行仿真。时间步长独立性方面，5.0、1.0、0.5 s 的 3 组仿真结果差异较小（图 3）。考虑到精度与效率，最终选定 1 s 作为时间步长。

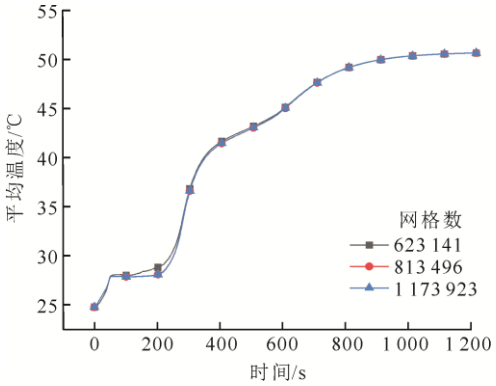


图 2　不同网格数下温度曲线

Fig.2 Temperature curves with different grid numbers

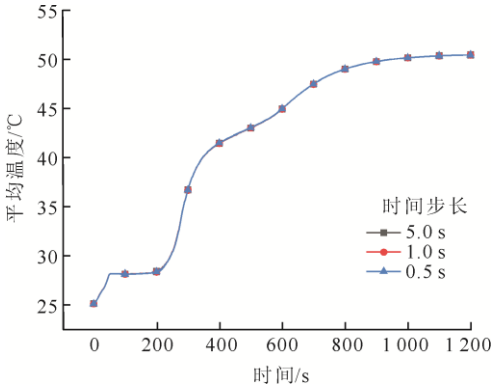


图 3　不同时间步长下温度曲线

Fig.3 Temperature curves with different time steps

为评估本节数值模拟的可信度，建立了与文献[17]中相同的相变材料模型，所涉及的物性参数及边界条件均依据文献设置，图 4 为本文模型与 Zhang 等人[17]研究结果的对比。

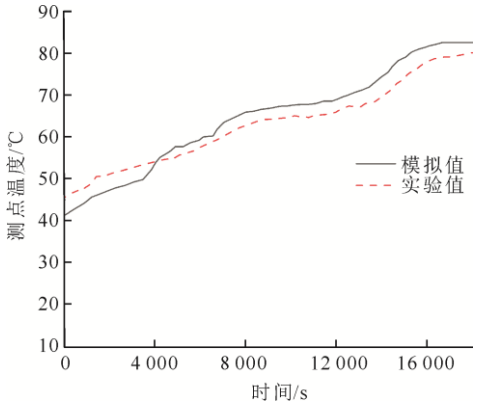


图 4 模型验证温度曲线
Fig.4 Model validation temperature curves

Zhang 等人通过实验分析了相变储热单元在蓄-释热过程中的换热性能，通过布置测点对储热体内温度进行了分析，本研究对所布置测点的温度进行了计算。由于在实验过程中受环境温度以及实验设备等因素的影响，使得实验结果与仿真模拟之间存在一定的误差，经过计算比较，所验证的测点温度与仿真计算的结果最大误差不超过 5%。

为验证本文所提出的树状翅片在增强相变储热单元的储热效果，本节对常见直肋与树状翅片进行了有效性验证，其中直翅片套管式换热器模型横截面如图 5 所示。图 5 中内管为热流体，内管直径为 12 mm，外管直径为 48 mm，壁厚为 2 mm，管长为 200 mm，外管填充有相变材料；内管外侧开设有 8 个翅片，翅片长度为 16 mm，厚度为 2 mm，其余设置均与树权翅片换热器模型一致。



图 5 直翅片套管式换热器模型
Fig.5 Model of straight finned double-tube heat exchanger

为探究树状翅片对相变储热单元储热性能的强化机理，同时避免翅片体积及翅片材料的影响，本节所建立的物理模型均保持相同的翅片体积和翅片材料，常规直肋与树状翅片的计算结果如图 6 和图 7 所示。本文所建立的直肋和树状翅片体积误差仅为 1.6%，可以近似认为体积一致。从图 6 及图 7 的计算结果可以看出，树状翅片具有良好的传热性能，且树权翅片的相变材料平均温度升高趋势明显快于直翅片。值得注意的是，在储热初期，此时的相变材料未开始熔化，自然对流尚未建立，此时的热量传递主要依靠导热，树权翅片的优势并不明显，相变材料平均温度曲线与液相率曲线之间的差距较小；当储热时间超过 800 s 时，相变材料熔化区域逐渐扩大，自然对流强度逐渐加强，在靠近翅片处形成低粘度液层，树权翅片的强化效果逐渐明显。树权翅片与传统直翅片相比，在空间上具有多级、分叉的热通道特点，将热流体热量从多个路径传入相变材料深层，各分支温度场之间相互叠加，缩短平均导热路径，将内管热流量在径向均匀散开，使相变材料均匀吸热。配置树权翅片相变储热罐的相变材料平均温度明显高于传统直翅片，相变材料的熔化时间从 1 374 s 缩短至 1 227 s，减少了 10.7%。

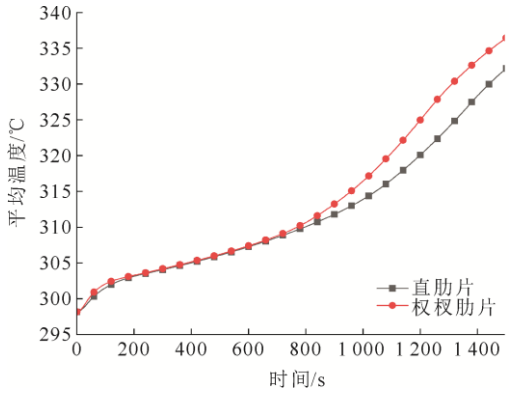


图 6 不同翅片形状温度对比曲线
Fig.6 The average temperature curves of the PCM heat storage units with different fin shapes

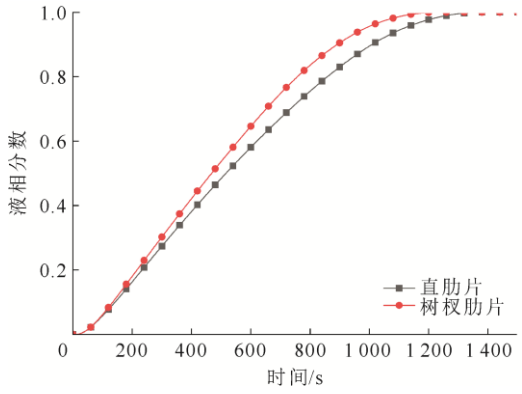


图 7 不同翅片形状液相分数对比曲线
Fig.7 The liquid fraction curves of the PCM heat storage units with different fin shapes

图 8 为不同翅片温度云图。从图 8 可以看出，添加树权翅片可以将内管热流体的热量更快地传递至相变材料区域，对比发现树枝翅片的相变材料

区域温度更加均匀，温度分布趋于一致，而直翅片区域温度显著高于相变材料区域，相变材料不能充分吸收内管热流体的热量，导致其换热流体的出口温度大于树权翅片相变储热单元。

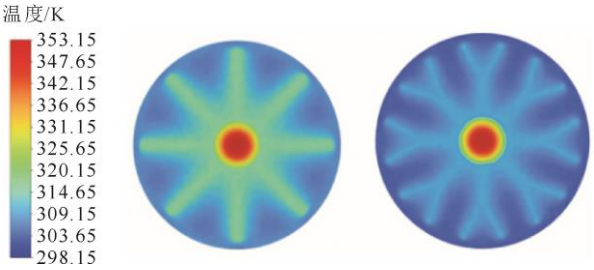


图 8　不同翅片温度云图
Fig.8 Temperature contour maps of different fins

2 结果与分析

2.1 储热装置翅片结构对储热效果的影响

为探究树权翅片对相变储热装置储热效果的影响，本文对翅片的长度比、宽度比和分支角度进行了参数分析和优化设计，分别取 5 组进行分析。储热计算时，换热工质的入口温度为 80 ℃，入口流速为 0.005 m/s，管道外壁面设置为绝热边界，并采用响应面优化算法确定最佳翅片形状。树权翅片套管换热器模型如图 9 所示，树权翅片的长度比、宽度比和分叉角度分别为 L_2 与 L_1 之比、W_2 与 W_1 之比和α。

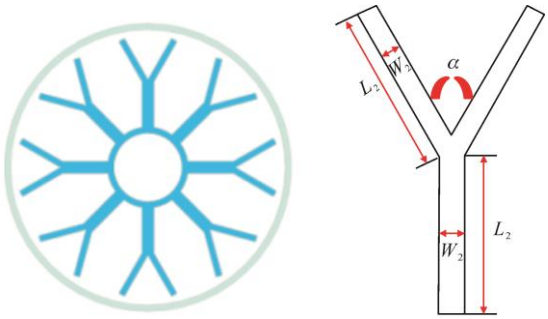


图 9　树权翅片套管换热器模型
Fig.9 Model of the tree branch finned tube heat exchanger

本文设置了 5 组不同长度比的翅片结构，长度比分别为 1.00、1.25、1.50、1.75 和 2.00，宽度比均为 1.00，分支角度均为 60 °，计算结果如图 10 所示。对比不同翅片长度比相变材料出口温度曲线可以看出：长度比为 1.75 时，中期储热效果最佳，温度曲线表现出较快的上升趋势，表明此时的储热性能较好；不同长度比对相变储热装置储热性能的影响较小，在储热中期具有较大差异，在初期及末期改变长度比的影响较小。最终计算结果显示，当长度比从 1.00 提升至 1.25 时，相变材料的熔化时间从 1 251 s 缩短至 1 154 s，降低了 7.75%。储热结束后 5 组长度比翅片的相变材料温度分别为 64.23、64.80、63.21、63.74、64.39 ℃，长度比为 1.25 时，相变储热装置的熔化时间最短，且储热效果最好，平均温度提升了 0.89%。

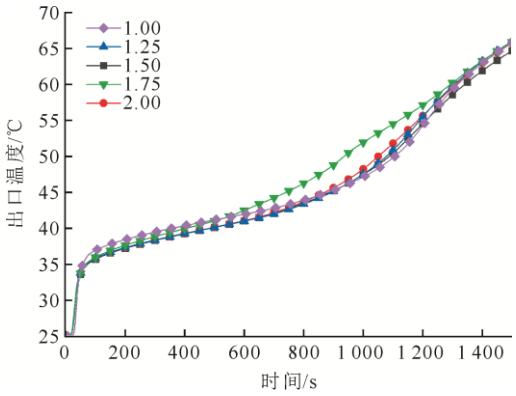


图 10　不同长度比 PCM 出口温度变化曲线
Fig.10 The outlet temperature curves of the PCM heat storage units with different length ratios

在储热初期，翅片根部逐渐升温，此时相变材料逐渐熔化形成薄液膜，改变长度对短程导热的影响较弱，因此 5 组长度比的区别并不明显。随着储热工质的不断加热，相变材料熔化区域逐渐扩大，树权翅片的覆盖率逐渐起到主导作用，因此改变翅片长度比具有显著作用。储热末期相变材料即将完全熔化，此时的固液区域远离翅片呈现孤岛形态，长度比对储热速率的边际影响减弱。

本文设置了 5 组不同宽度比的翅片结构，分别为 1.00、1.25、1.50、1.75 和 2.00，长度比均为 1，分支角度均为 60 °。最终计算结果显示，随着翅片宽度比的不断提高，相变储热装置的储热效果不断提高。当宽度比从 1.00 提高到 2.00 时，相变材料熔化时间从 1 251 s 降低至 1 156 s，降低了 95 s，即 7.59%；储热完成后相变材料的平均温度从 64.23 ℃提高至 65.04 ℃，提高了 0.81 ℃，即 1.26%。

增加相变储热装置的翅片宽度比，可以提高翅片截面积，从而提高翅片换热效率，其本质上是拓宽导热主通道，缩短换热工质到相变材料之间的等效导热路径，从而提高翅片的传热效率。

$$m=\sqrt{\frac{hP}{kA_c}} \tag{11}$$

式中：m 为翅片效率，m^{-1}；h 为对流换热系数，W/(m ²K)；P 为翅片与流体的湿周，m；k 为翅片材料的热导率，W/(m K)；A_c 为翅片截面积，m^2。

在储热中期，储热性能明显提升，此时相变材料的熔化进入对流增强阶段，翅片不仅继续发挥导

热翅片的传统作用，更在内部熔融相变材料的诱发下，部分转化为流体流动的自然浮升环路，进一步拓宽对流通道。

翅片分支角度影响翅片的传热深度，当分支角度较大时，翅片覆盖面积扩大，无翅片区域面积降低，会对翅片远端覆盖不足，形成换热效率较小的“冷点”。因此，本文对树杈翅片的分支角度进行了单因素分析，设置了 5 组分支角度进行分析，分别为 50°、55°、60°、65°和 70°，其长度比和宽度比均为 1，边界条件和参数设置均与上文相同。计算结果显示，当分支角度为 65°时，储热性能最好，相变材料熔化时间从 1 151 s 提高至 1 164 s，提高了 1.13%，相变材料的平均温度从 64.23 ℃提高至 66.65 ℃，提高了 3.77%。

单因素分析在探究某一独立因素的影响机理时，具有明显的优势，但对于多因素复杂的影响机理时，往往难以分析，因此本文采用响应面分析的方法，设计 20 组不同长度比、宽度比和角度的相变储热单元模型，对翅片结构进行优化，不同试验设计如表 2 所示，表中试验指标 $R1$ 为熔化时间（s）。

表 3 为方差分析。表 3 中 F 值作为方差分析中的核心检验统计量，其数值大小直接反映了组间变异与组内变异之间的相对比例。该比值的增大，意味着不同处理组之间均值差异的幅度相较于内部随机波动而言更为显著。P 值则是在原假设成立的前提下，所观测到的当前样本数据（或更极端情况）出现的概率。模型 F 值为 20.21 表示模型显著。模型中 P 值小于 0.050 0 表明模型项显著，P 值小于 0.010 0 表明模型项极显著。表 3 中 A 的 P 值小于 0.000 1，B 的 P 值为 0.002 9，C 的 P 值为 0.034 0，AB 的 P 值为 0.043 9，A^2 的 P 值为 0.000 7，B^2 的 P 值小于 0.001 3，C^2 的 P 值小于 0.000 1，可知 A、B、C、AB、A^2、B^2、C^2 是显著模型项。失拟项的 F 值为 1.15，P 值为 0.441 6，表明失拟项模型不显著，模型拟合较好，数据较可靠，模型回归线性方程为：

$$R_1 = 1\,211.93 + 22.42A + 12B - 7.53C - 10AB + 7.5AC + 2.5BC - 11.77A^2 - 10.77B^2 - 22.74C^2 \quad (12)$$

由式(12)可知，影响 $R1$ 的各因素关系为 $A>B>C$，响应面法得出的最优模型为长度比为 1.143、宽度比为 1.057、角度为 68.987°。

表 2 试验设计
Tab.2 Test design

编号	长度比 A	宽度比 B	角度 C	R_1/s
1	1.00	1.00	50	1 109.33
2	1.00	1.25	60	1 200.05
3	1.00	1.50	70	1 114.33
4	1.00	1.75	55	1 122.24
5	1.25	2.00	65	1 105.33
6	1.25	1.00	50	1 200.98
7	1.25	1.25	60	1 212.17
8	1.25	1.50	70	1 227.88
9	1.50	1.75	55	1 189.67
10	1.50	2.00	65	1 135.67
11	1.50	1.00	50	1 155.33
12	1.50	1.25	60	1 184.00
13	1.75	1.50	70	1 198.33
14	1.75	1.75	55	1 154.00
15	1.75	2.00	65	1 205.00
16	1.75	1.00	50	1 189.67
17	2.00	1.25	60	1 198.33
18	2.00	1.50	70	1 219.99
19	2.00	1.75	55	1 200.15
20	2.00	2.00	65	1 191.67

表 3 方差分析
Tab.3 Analysis of variance table

来源	平方和	自由度	均方	F	P	
模型	27 404.19	9	3 044.91	20.21	<0.000 1**	显著
A	8 040.86	1	8 040.86	53.37	<0.000 1**	
B	2 304.08	1	2 304.08	15.29	0.002 9**	
C	907.26	1	907.26	6.02	0.034 0*	
AB	799.93	1	799.93	5.31	0.043 9*	
AC	450.25	1	450.25	2.99	0.114 5	
BC	49.98	1	49.98	0.33	0.577 3	
A^2	3 483.56	1	3 483.56	23.12	0.000 7**	
B^2	2 916.13	1	2 916.13	19.36	0.001 3**	
C^2	13 002.43	1	13 002.43	86.31	<0.000 1**	
残差	1 506.55	10	150.65			
失拟项	805.21	5	161.04	1.15	0.441 6	不显著
纯误差	701.34	5	140.27			
总和	28 910.74	19				

注：*代表显著，**代表极显著。

2.2 储热装置相变单元对储热效果的影响

为进一步提高相变储热装置的储热效果，本节对上文所提出的结构进行了优化设计，引入双通道相变储热装置和泡沫金属。其中，换热流体的双通道采用逆流布置，入口速度和入口温度与上文保持一致，换热工质的入口温度为 80 ℃，入口流速为 0.005 m/s。采用逆流布置可提高换热流体与相变材料的温差，从而提高换热效率，提高相变储热装置内部相变材料温度的均匀性。双换热管道结构如图 11 所示。

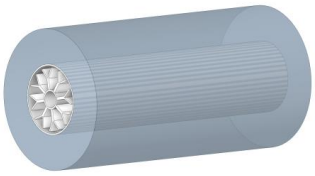


图 11　双换热管道装置模型
Fig.11 Model of the dual heat exchanger tubes

泡沫金属填充相变材料模型所涉及的热物性参数、边界条件以及孔隙率与粘性阻力系数均依据 Xu 等人[18]进行设置，采用多孔介质模型与凝固熔化模型，并将泡沫金属区域设置为多孔介质区域，区域内各项同性，材料设置为金属材料填充相变材料。

有（无）泡沫金属的双换热管道模型的液相分数对比曲线如图 12 所示，单（双）换热管道有（无）泡沫金属模型的温度云图如图 13 所示。其中，图 13 中[1]、[2]、[3]、[4]为同一时刻单换热管道无泡沫金属、单换热管道复合泡沫金属、双热管道无泡沫金属、双换热管道复合泡沫金属的温度云图。从图 12 及图 13 可以看出：采取双换热管道逆流的方式可以大幅提高储热效率。仿真计算结果显示，相变材料熔化时间缩短至 558 s，储热结束时相变材料的最高温度从 64.23 ℃提高至 79.94 ℃，提高了 24.46%；同时在相变材料区域添加泡沫金属可以大幅缩短相变储热装置的储热时间，相变材料的熔化时间从 558 s 缩短至 181 s，缩短了 67.56%。

进一步的，泡沫金属作为三维高导热骨架能显著缩短换热工质传入相变材料的路径，提高相变材料与金属骨架的接触面积，从而降低温度梯度、加快固–液界面的推进，在充放热中期明显缩短熔化/凝固时间。

在储热中期的换热效果显著提高，相变材料液相率曲线更早接近平台期，传热时间缩短，使用泡沫金属的三维骨架将换热工质的热量更快地散开到相变材料内部，缩短了相变材料的导热路径并降低了界面热阻，可以显著加快储热响应速度。由于相变材料的热导率较低，热量很难从换热管传递至相变材料深处，而泡沫金属依靠其出色的导热性能，将热量从换热管很快传递至相变材料深处。

在相变中后期，液相率不断提高，相变材料熔化区域不断扩大，此时热量的传递方式为导热与对流。采用泡沫金属使相变材料区域温度趋于一致，抑制了相变材料的自然对流，传热方式以导热为主。

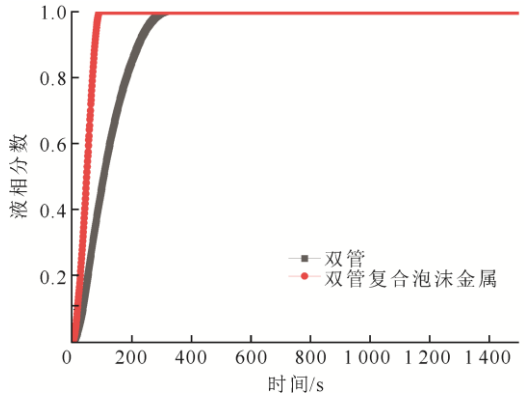


图 12　液相分数对比曲线
Fig.12 The liquid fraction curves of double heat exchanger tubes models with and without foam metal

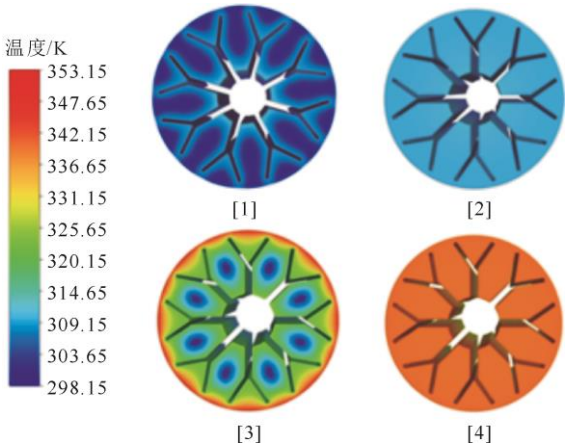


图 13　单（双）换热管道有（无）泡沫金属模型温度云图
Fig.13 Temperature cloud maps of single (or double) heat exchanger tube(s) with (or without) metallic foam model

相变材料种类、泡沫金属材料、泡沫金属孔隙率对相变储热装置的换热效果有显著影响[18]，为探究每一个参数对相变储热单元的储热释热效果的影响，设置了 5 组不同泡沫金属孔隙率，分别为 0.5、0.6、0.7、0.8 和 0.9，泡沫金属材料均为铜，相变材料的相变温度均为 28.85 ℃；5 组不同泡沫金属材料，分别为泡沫镍、泡沫钛、泡沫铜、泡沫铝和泡沫钢，孔隙率均为 0.7，相变材料的相变温度均为 28.85 ℃；5 组不同相变材料，分别为正十八烷、硬

脂酸、石墨烯复合相变材料、十四醇和 RT35，其孔隙率均为 0.7，泡沫金属材料为铜来进行仿真计算，入口温度为 80 ℃，入口流速为 0.005 m/s；释热计算时，入口温度为 25 ℃，初始温度为 50 ℃，管道外壁面设置为绝热边界条件，部分计算结果如图 14—图 19 所示。其中 5 种泡沫金属材料的热物性参数见表 4。

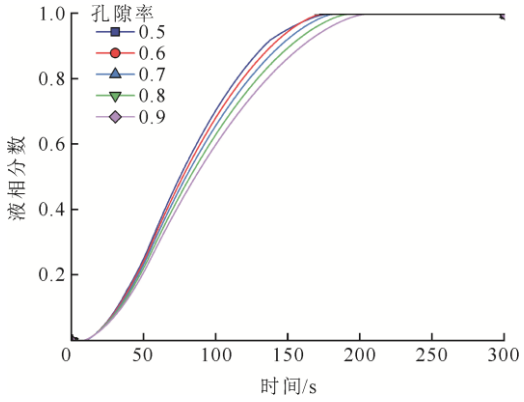


图 14 孔隙率液相分数熔化曲线

Fig.14 The porosity-liquid fraction melting curves

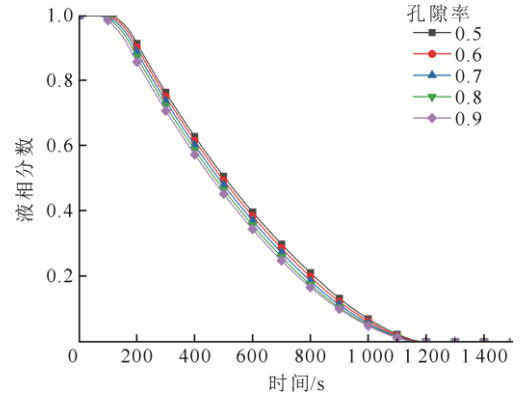


图 15 孔隙率液相分数凝固曲线

Fig.15 The porosity-liquid fraction solidification curves

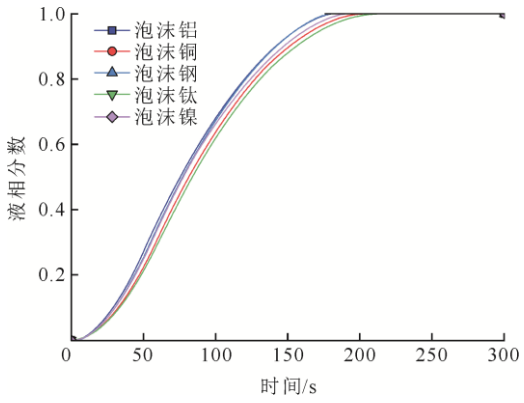


图 16 泡沫金属材料液相分数熔化曲线

Fig.16 Liquid fraction melting curves of foam metal materials

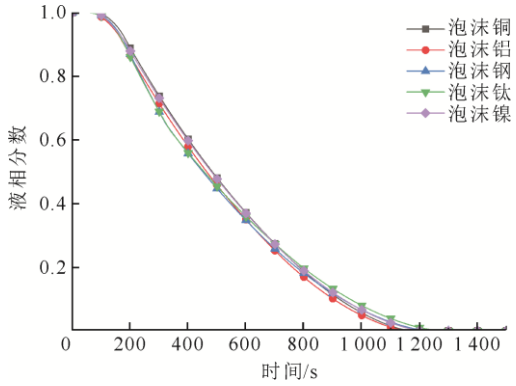


图 17 泡沫金属材料液相分数凝固曲线

Fig.17 Liquid fraction solidification curves of foam metal materials

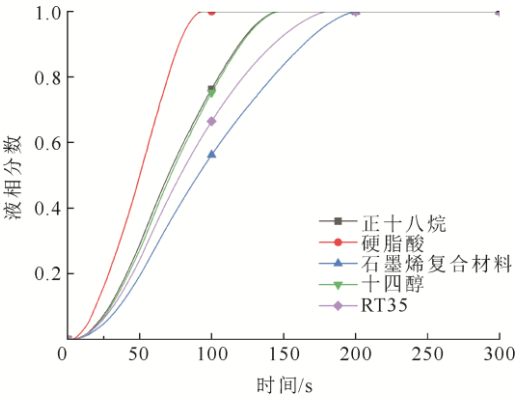


图 18 相变材料液相分数熔化曲线

Fig.18 Liquid fraction melting curves of PCMs

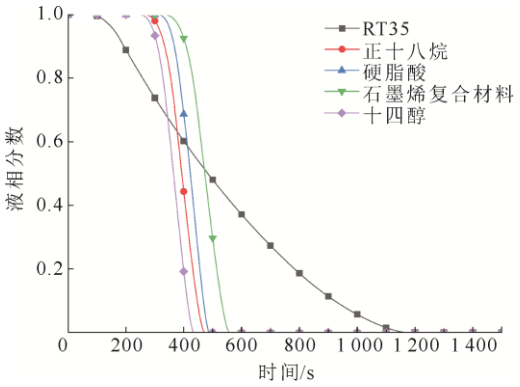


图 19 相变材料液相分数凝固曲线

Fig.19 Solidification curves of liquid fraction of PCMs

表 4 泡沫金属材料热物性参数

Tab.4 Thermophysical property parameters of metallic foams

热物性参数	镍	钛	铝	钢	铜
密度/(kg m^{-3})	8 900	4 850	2 719	8 030	8 978
定压比热容/(J kg^{-1} K^{-1})	460.60	544.25	871.00	502.48	391.00
热导率 λ/(W m^{-1} K^{-1})	91.74	7.44	202.40	16.27	387.60

对比不同孔隙率的凝固熔化曲线可以看出，随着孔隙率的增加，储热性能逐渐降低，当孔隙率从0.6 增加至 0.9 时，相变材料区域增加，金属骨架区域减小，相变时间从 173 s 增加至 204 s，增加了17.92%。由于金属材料的热导率较高，可以大幅提高相变材料的等效导热系数，从而提高相变材料的换热效果。提高孔隙率意味着相变材料中填充的金属骨架体积分数降低，相变材料占比增多，因此相变材料的熔化相变时间增加。此外，泡沫金属材料可以显著缩短储热中期的导热路径，提升液相前沿的推进速度；在释热阶段，同样能把相变材料深部热量更快地抽回到冷却水侧，尤其在温差较小、自然对流弱的工况下优势更明显，泡沫金属材料的储热效果主要由金属材料的热导率决定，从图 16 中可以看出，使用铜泡沫时相变时间为 181 s，而相变时间最长的为 217 s。

将不同参数的相变储热单元梯级配置可以使换热流体在流动过程中始终与相邻的相变材料保持较小的温差，避免了单级系统因温差逐渐减小导致的换热速率下降问题。为了进一步提高相变储热单元的储热性能，本节将相变储热单元划分为 3 个不同参数的单元进行计算，并选取最优组合。单因素分析可量化单一特定因素对目标的影响，在描述参数独立影响方面具有优势，然而，在揭示相变材料、泡沫金属材料与孔隙率之间的复杂相互作用时存在一定的局限性。为了克服局限性并更全面优化冷却效果，同时减少仿真模拟的次数，本节采用正交试验方法，对相变储热单元参数的最优组合进行优化设计，正交实验设计如表 5 所示。其中，D1—D5 分别为正十八烷、硬脂酸、石墨烯复合相变材料 5 组相变材料、十四醇和 RT35，E1—E5 分别为 0.5、0.6、0.7、0.8、0.9 5 组孔隙率，F1—F5 分别为泡沫铜、泡沫铝、泡沫钢、泡沫钛和泡沫镍 5 组泡沫金属材料。

根据上述仿真结果，利用极差分析法确定正交试验中各因素对评价指标的影响程度。具体计算公式如下：

$$K_{ij}=\sum T_{\max_{ij}}\ (i=L,H,W,\ j=1,2,3,4) \tag{13}$$

$$k_{ij}=K_{ij}/n \tag{14}$$

$$R=\max(k_{ij})-\min(k_{ij}) \tag{15}$$

式中：n 为水平数；K_{ij} 为第 i 列因素第 j 水平所对应的试验结果之和；k_{ij} 为 K_{ij} 的平均值，平均值是用来描述某一因素或水平下试验结果的中心趋势或典型水平的。平均值越小，代表该因素或水平下的试验指标整体水平偏低。根据 k_{ij} 的大小可以判断因素 i 的最佳水平，以确定最优组合。极差 R，定义为第 i 列因素各水平下的最大平均值与最小平均值之差，以此衡量该因素对实验结果的影响。R 值的大小直接反映了试验因子对结果的影响幅度，当 R 值增大时，意味着数据的离散程度增大，进而说明该因素对试验指标的影响更为显著。基于上述计算方法，分别针对相变储热装置的相变时间以及最大热应力进行了极差分析，并得出了相应的分析结果。

表 5 正交实验

Tab.5 Orthogonal experimental table

序号	第 1 段	第 2 段	第 3 段	相变时间/s
1	D1E1F1	D1E1F1	D1E1F1	599.7
2	D1E2F2	D3E4F5	D2E2F2	985.0
3	D1E3F3	D5E2F4	D3E3F3	737.0
4	D1E4F4	D2E5F3	D4E4F4	688.7
5	D1E5F5	D4E3F2	D5E5F5	1 236.3
6	D2E1F2	D2E2F2	D3E4F5	945.7
7	D2E2F3	D4E5F1	D4E5F1	753.3
8	D2E3F4	D1E3F5	D5E1F2	921.7
9	D2E4F5	D3E1F4	D1E2F3	956.0
10	D2E5F1	D5E4F3	D2E3F4	648.3
11	D3E1F3	D3E3F3	D5E2F4	729.7
12	D3E2F4	D5E1F2	D1E3F5	953.7
13	D3E3F5	D2E4F1	D2E4F1	833.3
14	D3E4F1	D4E2F5	D3E5F2	1 053.0
15	D3E5F2	D1E5F4	D4E1F3	653.7
16	D4E1F4	D4E4F4	D2E5F3	631.3
17	D4E2F5	D1E2F3	D3E1F4	938.0
18	D4E3F1	D3E5F2	D4E2F5	1 003.0
19	D4E4F2	D5E3F1	D5E3F1	684.7
20	D4E5F3	D2E1F5	D1E4F2	974.7
21	D5E1F5	D5E5F5	D4E3F2	1 216.3
22	D5E2F1	D2E3F4	D5E4F3	667.7
23	D5E3F2	D4E1F3	D1E5F4	641.0
24	D5E4F3	D1E4F2	D2E1F5	1 012.0
25	D5E5F4	D3E2F1	D3E2F1	716.3

以相变储热装置相变时间为评价指标计算极差，可以得到各因素对相变储能装置换热性能影响的主次顺序。以相变储热装置的相变时间为优化目标时，相变材料种类的影响最大、其次为泡沫金属材料种类，影响最小的为泡沫金属孔隙率。第 1 段相变单元配置为在孔隙率为 0.9 的泡沫镍中填充正十八烷，第 2 段相变单元配置为在孔隙率为 0.5 的泡沫镍中填充正十八烷，第 3 段相变单元配置为在孔隙率为 0.5 的泡沫镍中填充硬脂酸相变材料。

3 结 论

本文针对 50~60 ℃低品位余热回收场景，围绕“树杈翅片+泡沫金属”结构开展了强化传热研究。通过对相变储热装置树杈翅片的长度比、宽度比及分支角度进行响应面分析，确定各因素影响程度为长度比>宽度比>角度，并获得最优几何参数（长度比 1.143，宽度比 1.057，角度 68.987°）。在相变储热单元设计中，通过正交实验优化泡沫金属孔隙率、泡沫金属与相变材料种类，提出多联级配置方案：第 1 段采用 0.9 孔隙率泡沫镍与相变材料正十八烷，第 2 段和第 3 段采用 0.5 孔隙率泡沫镍分别搭配相变材料正十八烷与硬脂酸。该优化设计显著提升了低品位余热的回收效率，为工业废热利用提供了有效技术路径。

[参 考 文 献]

[1] 陆王琳, 李政, 姜山. 分体式太阳能 PVT 热泵系统试验运行性能分析[J]. 动力工程学报, 2024, 44(10): 1574-1581.
LU Wanglin, LI Zheng, JIANG Shan. Experimental operation performance analysis on a solar pvt heat pump system with combined modules[J]. Journal of Power Engineering, 2024, 44(10): 1574-1581.

[2] 石怡鑫. 基于机会约束规划的风光储发电系统旋转备用容量研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2016: 1.
SHI Yixin. Research of spinning reserve capacity of power generation system integrated with wind farm, energy storage system and photovoltaic system on the basis of chance-constrained programming[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2016: 1.

[3] HONG Y, CHENG Z, LI Q, et al. Thermal energy storage, heat transfer, and thermodynamic behaviors of nano phase change material in a concentric double tube unit with triple tree fins[J]. Renewable Energy, 2024, 235: 121259.

[4] 陆王琳, 陆启亮, 张志洪. 碳中和背景下综合智慧能源发展趋势[J]. 动力工程学报, 2022, 42(1): 10-18.
LU Wanglin, LU Qiliang, ZHANG Zhihong. An overview of the integrated energy systems' development under the background of carbon neutralization[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, 42(1): 10-18.

[5] 李文成. 正烷烃相变材料在改性炭黑界面蒸发和发电集成系统中的应用研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2024: 1.
LI Wencheng. Research on the application of n-alkane phase change materials in the integrated system of interfacial evaporation and power generation of modified carbon black[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2024: 1.

[6] 许泽, 邢玉明, 殷健宝, 等. 分形翅片相变传热特性及优化[J]. 航空动力学报, 2025, 40(4): 342-351.
XU Ze, XING Yuming, YIN Jianbao, et al. Heat transfer characteristics and optimization of fractal fin during phase change[J]. Journal of Aerospace Power, 2025, 40(4): 342-351.

[7] KHALAF F A, BASEM A, HUSSEIN Q H, et al. Improvement of heat transfer by using porous media, nanofluid, and fins: a review[J]. International Journal of Heat and Technology, 2022, 40(2): 497-521.

[8] 满雅萌, 魏天洋, 钱潇然, 等. 基于翅片管的固-液相变储热型换热器的模拟研究[J]. 电力科技与环保, 2024, 40(5): 533-543.
MAN Yameng, WEI Tianyang, QIAN Xiaoran, et al. Simulation study of solid-liquid phase change in regenerative heat exchanger with finned tubes[J]. Electric Power Technology and Environmental Protection, 2024, 40(5): 533-543.

[9] HICHAM M E, ABDELLAH I, RACHID A E. Cascaded latent heat thermal energy storage device with longitudinal fins: numerical investigation of melting process and thermal performance analysis[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 53: 105199.

[10] PENG H, YAN W J, WANG Y F, et al. Discharging process and thermal evaluation in the thermal energy storage system with fractal tree-like fins[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 183(PA): 122073.

[11] YANG X H, YU J B, XIAO T, et al. Design and operating evaluation of a finned shell-and-tube thermal energy storage unit filled with metal foam[J]. Applied Energy, 2020, 261: 114385.

[12] 赵春雨, 刘国强, 应雨铮, 等. 空气源热泵热水器换热器的研究进展[J]. 制冷与空调, 2020, 20(10): 57-62.
ZHAO Chunyu, LIU Guoqiang, YING Yuzheng, et al. Research development of heat exchangers for air source heat pump water heater[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2020, 20(10): 57-62.

[13] LI H Y, HU C Z, HE Y C, et al. Influence of fin parameters on the melting behavior in a horizontal shell-and-tube latent heat storage unit with longitudinal fins[J]. Journal of Energy Storage, 2021, 34: 102230.

[14] YANG X H, WANG X Y, LIU Z, et al. Effect of fin number on the melting phase change in a horizontal finned shell-and-tube thermal energy storage unit[J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2022, 236: 111527.

[15] HUANG Y P, LIU X D. Charging and discharging enhancement of a vertical latent heat storage unit by fractal tree-shaped fins[J]. Renewable Energy, 2021, 174: 199-217.

[16] ARICI M, TÜTÜNCÜ E, YILDIZ Ç, et al. Enhancement of PCM melting rate via internal fin and nanoparticles[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 156: 119845.

[17] ZHANG B, HOU C, HUAN C, et al. Investigation on the performance and assessment of cylindrical latent heat storage units within backfill mines followed a similar experimental methodology[J]. Energies, 2025, 18(5): 1299.

[18] XU Y, REN Q, ZHENG Z J, et al. Evaluation and optimization of melting performance for a latent heat thermal energy storage unit partially filled with porous media[J]. Applied Energy, 2017, 193: 84-95.

（责任编辑 邓玲惠）