

基于有机朗肯循环系统的多管式相变蓄热器的设计

惠梦阁, 赵 军

上海理工大学, 上海

收稿日期: 2022年3月21日; 录用日期: 2022年5月5日; 发布日期: 2022年5月12日

摘 要

为保证有机朗肯循环系统的稳定供电, 对有机朗肯循环系统设计相变蓄热器, 采用数值模拟的方法, 选择外径 d_{out} , 外径与内径的比值 d_{out}/d_{in} , 管距与内径的比值 d/d_{in} 作为相变蓄热器的结构参数, 研究不同的结构参数对相变蓄热器性能的影响。结果表明: 随蓄热器外径与内径比值的增大, 蓄热速率在不断减小, 又因为重力作用产生的浮升力引起自然对流, 在液相率达到0.95以后蓄热速率随比值增大而减小, 外径与内径比值为10时完全融化所需的总蓄热时间最短; 随着蓄热器管距与内径比值的减少, 蓄热效果也越来越好, 但当比值减小到一定范围后, 其蓄热速率增大的有效性会随着比值的减小逐渐降低, 模拟得出管距与内径比值为2时总融化时间最短; 随着外径的增大, 相变蓄热器的蓄热速率及蓄热时间都有所增加, 外径 d_{out} 每增大0.2 m, 蓄热时间增加36.5%。

关键词

相变蓄热器, 有机朗肯循环, 数值模拟, 结构设计

Design of Multi-Tube Phase Change Heat Accumulators Based on Organic Rankine Cycle Systems

Mengge Hui, Jun Zhao

University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Mar. 21st, 2022; accepted: May 5th, 2022; published: May 12th, 2022

Abstract

In order to ensure the stable power supply of the organic Rankine cycle system, a phase change

accumulator was designed for the organic Rankine cycle system, and numerical simulation was used to select the outer diameter d_{out} , the ratio of outer diameter to inner diameter d_{out}/d_{in} , and the ratio of tube distance to inner diameter d/d_{in} as the structural parameters of the phase change accumulator, and to study the influence of different structural parameters on the performance of the phase change accumulator. The results show that: With the increase of the ratio of the outer diameter to the inner diameter of the regenerator, the heat storage rate decreases continuously. Due to the natural convection caused by the buoyancy force generated by gravity, the heat storage rate decreases with the increase of the ratio after the liquid phase ratio reaches 0.95. When the ratio of the outer diameter to the inner diameter is 10, the total heat storage time required for complete melting is the shortest; as the ratio of the distance between the tube and the inner diameter of the accumulator decreases, the heat storage effect is also getting better, but when as the ratio decreases to a certain range, the effectiveness of the heat storage rate decreases as the ratio decreases, and the simulation shows that the total melting time is shortest for a ratio of 2; as the outer diameter increases, the heat storage rate and time of the phase change accumulator increases, and the heat storage time increases by 36.5% for each 0.2 m increase in outer diameter d_{out} .

Keywords

Phase Change Heat Accumulator, Organic Rankine Cycle, Numerical Simulation, The Structure Design

Copyright © 2022 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

有机朗肯循环的热源一般为工业余热废热[1] [2], 或太阳能[3] [4], 这些能源普遍具有不稳定性。为了系统高效稳定地运行, 能量存储单元成为必不可少的一部分。相变蓄热因为蓄热密度适中、蓄热装置的体积小、蓄热温度区间较小、更安全可控等特点成为储能的最好选择之一。

相变蓄热器的蓄热性能受到多种因素的影响, 其中蓄热器的结构就是其中较为重要的影响因素之一。因此, 蓄热器结构合理设计可以有效提升蓄热装置的蓄热性能。在各种换热器中, 出于制造和实施的考虑, 管壳式换热器成为了最常见的换热器[5] [6], 且能保证以最小的体积提供高能量的密度, 工质在管内流动, 相变材料保持在壳体中。Kousha 等人[7] [8]研究了内管数量对相变蓄热器蓄热性能的影响, 指出多管式比单管式蓄热器的蓄热效果更好。Akgün M 等人[9]通过将蓄热器的外壳与换热器之间成一定角度对套管式相变换热器进行了改进, 增加了蓄热速率。胡凌霄等人[10]通过在套管式相变蓄热装置中添加翅片提高系统的蓄热速率。全仓等人[11]对多管式相变换热器中换热效果的影响因素进行研究, 发现换热管的数量、布置方式以及管间距等均会对换热速率产生影响, 增加换热管数量可以提高蓄热速率, 但蓄热速率的提升幅度会随着数量的增加而减小; 管间距过小或过大都会导致换热管之间“热短路”现象加重和材料热阻增大。

国内外大多在研究提高蓄热器蓄热效果的方法及影响蓄热器蓄热性能的因素, 但是对于设计一款相变蓄热器的研究较少, 本文在确定蓄热器体积的基础上, 选用套管式相变蓄热器, 管子排列选用正方形[12], 选择外径 d_{out} , 外径与内径的比值 d_{out}/d_{in} , 管距与内径的比值 d/d_{in} , 为相变蓄热器的结构控制参数, 对不同结构参数进行研究以确定蓄热效果最好的数值, 为后续套管式相变蓄热器的设计提供参考。

2. 带相变蓄热单元的有机朗肯循环系统

2.1. 系统构成及工作原理

带有相变蓄热单元的有机朗肯循环余热回收系统的原理图如图 1 所示。

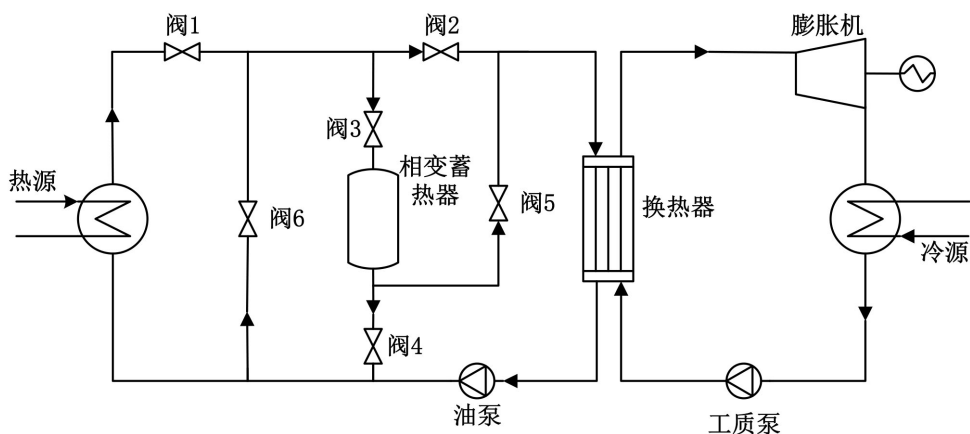


Figure 1. Schematic diagram of the system

图 1. 系统原理图

由图 1 可知, 该系统主要由有机朗肯循环系统和相变蓄热换热系统组成。该系统有四种运行方式: 1) 当供应的热量充足时, 阀门 1、2、3、4 打开, 其他阀门关闭, 有机朗肯循环系统将热能转换为电能, 同时相变蓄热器进行蓄热。2) 当供应的热量仅满足后续发电需求时, 阀门 1、2 打开, 其他阀门关闭, 有机朗肯循环系统将热能转换为电能, 同时可对相变蓄热器进行维修检查。3) 当供应的热量不能满足发电需求时, 阀门 1、3、5 打开, 工质油流经相变蓄热器进行热量交换, 达到所需温度, 该过程由热源和相变蓄热器联合供应有机朗肯循环发电所需的热量。4) 当没有热量供应时, 阀门 5、6 打开, 其他阀门关闭, 利用相变蓄热器储存的热能进行热量供应。

2.2. 蓄热单元

设计的有机朗肯循环发电系统发电功率为 1 kW·h, 相变蓄热器供应 6 h 发电时长, 供热功率为 10 kW, 取蒸发器的换热效率 η 为 0.95, 则相变蓄热器的结构尺寸设计如下:

1) 相变蓄热器所需的蓄热量 Q ,

$$Q = \frac{3600 \cdot \Gamma \cdot P}{\eta} \quad (1)$$

式中: Γ —— 供热时间, h; P —— 供热功率, kW; η —— 蓄热效率, 设计取 0.95。

2) 相变材料的填充量 G ,

$$G = \frac{Q}{L} \quad (2)$$

式中: L —— 材料相变潜热, J/kg。

3) 所需相变材料的体积 V ,

$$V = \frac{G}{\rho} \quad (3)$$

式中: ρ ——材料密度, kg/m^3 。

4) 本文选择外径 d_{out} , 外径与内径的比值 $d_{\text{out}}/d_{\text{in}}$, 管距与内径的比值 d/d_{in} , 为相变蓄热器的结构控制参数, 在确定相变材料 PCM (phase-change material) 和体积不变的情况下, 研究不同的结构参数对相变蓄热器蓄热性能的影响。相变蓄热器具体的结构参数如表 1 所示, 其三维和二维布置结构如图 2 所示, 蓄热器采用卧式套管式蓄热器, 蓄热器有外管, 换热内管和相变材料组成, 换热管的排列方式参考自文献[12]。由于相变是一个复杂的过程, 材料的体积会发生轻微的变化, 因此预留了 15% 的膨胀空间。

Table 1. Detailed list of structural parameters

表 1. 结构参数详细列表

序号	d_{out}/m	$d_{\text{out}}/d_{\text{in}}$	d/d_{in}	N_p	序号	d_{out}/m	$d_{\text{out}}/d_{\text{in}}$	d/d_{in}	N_p
1	0.6	2	1.5	1	10	0.6	15	1.5	61
2	0.6	2	2	1	11	0.6	15	2	32
3	0.6	2	3	1	12	0.6	15	3	15
4	0.6	5	1.5	4	13	0.6	20	1.5	105
5	0.6	5	2	4	14	0.6	20	2	61
6	0.6	5	3	2	15	0.6	20	3	27
7	0.6	10	1.5	27	16	0.8	10	1.5	13
8	0.6	10	2	13	17	1	10	2	13
9	0.6	10	3	4	18	1.2	10	3	13

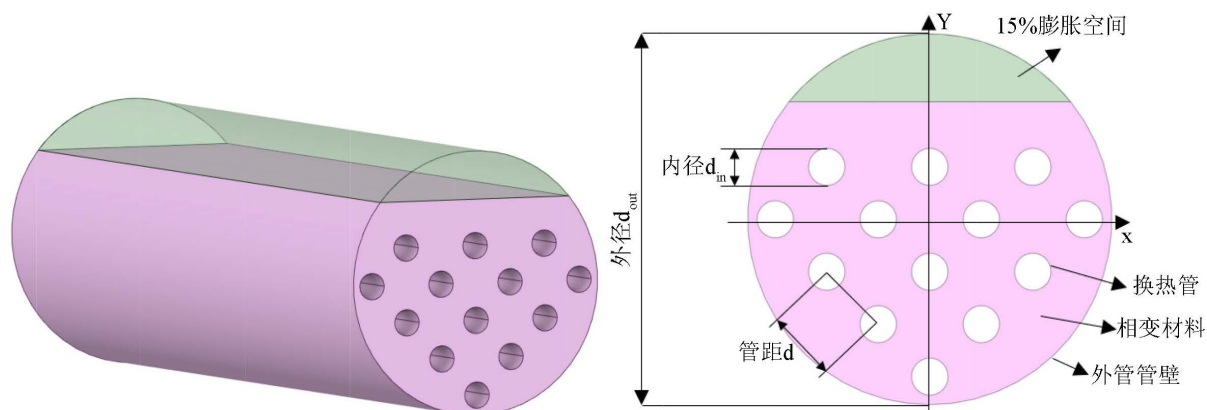


Figure 2. Two-dimensional and three-dimensional layout of phase change heat accumulator

图 2. 相变蓄热器的二维和三维布置图

3. 模型分析

3.1. 模型简化

由于相变蓄热过程是一个复杂的换热过程, 需要对模型进行一些适当的简化处理, 因此做出以下假设:

- 1) 轴向方向的温度梯度相比较于径向方向的温度梯度可忽略不计[13]。
- 2) 忽略模型中换热管的管壁厚度。

- 3) 忽略蓄热器向周围环境散发的热量, 即外径壁面为绝热。
- 4) 采用 Boussinesq 假设, 即在浮升力的作用下相变材料密度变化和温度是线性相关的且变化很小。
- 5) 蓄热材料各向同性。

3.2. 数学模型

凝固融化模型采用焓 - 多孔介质方法[14], 当 $\beta = 0$ 时, 相变材料为液态; $\beta = 1$ 时, 其为固态; $0 < \beta < 1$ 时, 其为固液混合态, 具体方程如下。

$$\beta = \begin{cases} 0, & T < T_s \\ \frac{T - T_s}{T_L - T_s}, & T_s \leq T < T_L \\ 1, & T \geq T_L \end{cases} \quad (4)$$

式中: T_s ——材料凝固温度, K; T_L ——材料融化温度, K; T ——材料任意时刻温度, K。

基于以上假设, 相变区域的方程如下。

能量方程:

$$\rho \left(\frac{\partial H}{\partial t} + u \frac{\partial H}{\partial x} + v \frac{\partial H}{\partial y} \right) = \frac{\lambda}{C_p} \left(\frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} \right) + S \quad (5)$$

其中:

$$S = \frac{\rho}{C_p} \frac{\partial H}{\partial t} \quad (6)$$

$$H = h + \Delta H \quad (7)$$

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T C_p dT \quad (8)$$

$$\Delta H = \beta L \quad (9)$$

式中: H ——材料任意时刻焓值, J/kg; t ——时间, s; u —— x 方向的速度, m/s; v —— y 方向的速度, m/s; λ ——热导率, W/(m·K); C_p ——定压比热容, J/kg·K; S ——能量方程源项; h ——显热焓值, J/kg; ΔH ——潜热焓值, J/kg; h_{ref} ——参考温度下的参考焓值, J/kg。

动量方程:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (10)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \quad (11)$$

其中:

$$S_u = \frac{(1-\beta)^2}{\beta^3 + \varepsilon} u A_{mush} \quad (12)$$

$$S_v = \frac{(1-\beta)^2}{\beta^3 + \varepsilon} u A_{mush} + \frac{\rho_{ref} g (H - h_{ref})}{C_p} \quad (13)$$

式中: p ——绝对压力, Pa; μ ——动力粘度, Pa·s; S_u —— x 方向的动量源项; S_v —— y 方向的动量源

项; ε ——常数(为避免分数除以零, 一般取 0.001); A_{mush} ——糊状区常数(取值一般在 104~107 之间, 本文取 105) [15]; ρ_{ref} ——参考温度下的参考密度, kg/m^3 ; g ——重力加速度, m/s^2 。

连续性方程:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (14)$$

3.3. 初始条件及边界条件

在本文的计算过程中, 外壁面绝热, 内壁面温度设为恒定壁温 140°C , 初始时刻相变材料的各处温度均匀一致, 即 $t=0$, $T=60^\circ\text{C}$ 。选择赤藻糖醇作为蓄热材料, 赤藻糖醇的热物性参数见表 2 [16], 并在计算时按照温度的线性函数设置。

Table 2. Thermophysical parameters for erythritol

表 2. 赤藻糖醇的热物性参数

热物性参数	数值
相变温度($^\circ\text{C}$)	117.7
相变潜热(kJ/kg)	330.3
比热($\text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$)	1.35 (20°C), 2.74 (140°C)
导热系数($\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$)	0.732 (20°C), 0.326 (140°C)
密度(kg/m^3)	1450
粘度($\text{kg/m}\cdot\text{s}$)	0.02895 (20°C), 0.01602 (140°C)
热膨胀系数($1/\text{k}$)	0.0024204

3.4. 模型验证

将本文的数值计算结果与文献[15]的实验结果进行比对, 如图 3 可知, 模拟和实验的温度随时间变化的趋势是一致的, 最高蓄热温度数值模拟要偏大一些, 这是因为模拟的壁温设置为绝热, 忽略了蓄热单元对环境的热损失, 而实验虽有保温的设置, 但并不能达到绝热的效果。此模拟与实验的最大误差为 16%, 该数值计算模拟可用于本文的相变蓄热模型。

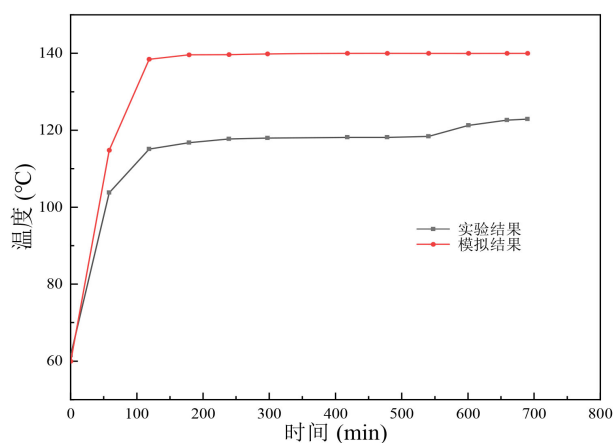


Figure 3. Validation results for phase change heat accumulator

图 3. 相变蓄热模型的验证结果

4. 数值模拟及结果分析

相变蓄热过程伴随着相变材料的融化的相态变化, 是一个复杂多变的动态传热过程, 受多种因素的影响, 尤其是蓄热器的蓄热结构, 因此在满足蓄热量的要求下, 了解蓄热器结构参数对整个蓄热过程的影响极为重要。

4.1. 蓄热器外径与内径比值对蓄热效果的影响

在设计蓄热器时, 内径的选择非常重要, 当确定外径时, 分析外径与内径比值对蓄热器换热效果的影响以确定最佳的内径。在此确保 pcm 的体积不变, 采用相同的外径 0.6 m, 通过改变内径 d_{in} 这一参数来改变蓄热器结构进而观察效果, 详细数据见上述表 1。本章采用三组数据对比观察: 三组管距与内径的比值(d/d_{in})分别取 1.5、2、3, 每组外径与内径比值(d_{out}/d_{in})分别为 2、5、10、15、20。不同外径与内径比值的蓄热器液相率效果如图 4 所示。由图可知, 这三种结构下, 相变蓄热器液相率随时间的变化趋势基本相同, 液相率的曲线斜率均随着 d_{out}/d_{in} 比值的增大而增大, 原因在于随着比值的增大, 蓄热器的内径随之减小, 管子数量随之增加, 导致换热面积的增大, 提高了蓄热器的蓄热速率, 当比值过小时, 即 $d_{out}/d_{in} = 2$ 时, 蓄热器的 PCM 均未在蓄热时间结束时完全融化。

图 4(b)的蓄热速率最好, 图 4(a)次之, 而图 4(c)最差, 这是因为他们的换热管距不同, 具体原因在下一节分析。对图 4(b)即 $d/d_{in} = 2$ 分析可以得出, 随着比值的增大, 蓄热时间在缩短, 但当比值大于 10 时总蓄热时间反而增大, 比值 10 相对比值 5 的结构蓄热时间缩短了 42.13%、相对比值 20 的结构蓄热时间缩短了 42%, 是该情况下最好的结构, 并且也是 $d/d_{in} = 1.5$ 情况下最好的结构, 即在液相率大于 0.95 之后, 液相率曲线斜率最大的是比值为 10 的结构。原因在于液体占比达到 95% 以后, 重力作用导致的自然对流现象更加强烈, 液相的相变材料会有向上的浮升力, 当管子直径比较大时, 在浮升力方向上, 换热面积就较大, 流体在浮升力的作用下上升并升温, 温度梯度的方向与自然对流方向一致, 因此换热效果更好。

4.2. 蓄热器管距与内径比值对蓄热效果的影响

管距也是蓄热器换热的重要影响因素, 因此在确定了内外径之后, 通过分析管距与内径比值对蓄热器换热效果的影响以确定管距大小, 在此依旧确保 PCM 的体积不变, 采用相同的外径 0.6 m, 通过改变管距 d 这一参数来改变蓄热器结构而观察效果, 详细数据见上述表 1。从 3.1 节排除 $d_{out}/d_{in} = 2$ 的蓄热器数据, 采用四组数据对比观察: 四组外径与内径的比值(d_{out}/d_{in})分别取 5、10、15、20, 每组管距与内径比值(d/d_{in})分别为 1.5、2、3。不同管距与内径比值的蓄热器液相率效果如图 5 所示。

图中的四种结构液相率曲线斜率都由大变小, 原因在于初始时刻温差较大, 换热效率较好, 随着相变材料温度的升高, 温差不断的缩小, 其换热效率也越来越差。图 5 四种结构中, 液相率达到 0.95 的时间均随着管距与内径比值的减小而有较大缩短, 说明减小管距与内径的比值可以增大相变蓄热器的换热效率。在此基础上, 当比值进一步减小时, 对蓄热器的强化效果却远不如之前, 4 种结构类型的相变蓄热器都有此规律。原因在于缩小比值时管距随之变小, 而换热管存在热影响半径, 其重合区域温差较小, 会降低换热效率。但当比值增大即管距增大时, 相变材料的热阻又会相对增大, 降低换热效率, 因此一定范围内减小比值确实会促进换热, 但当比值小到一定范围后, 继续减小, 其有效性会逐渐降低, 在本文中得出总蓄热时间最短的比值为 2。

4.3. 外径大小对整体蓄热效果的影响

当得到外径与内径以及管距与内径的总蓄热时间最短的比值后, 我们只需要确立当前工况下合适的外径即可得到当前工况下的最佳蓄热器结构, 通过分析外径大小对蓄热器换热效果的影响来确定外径,

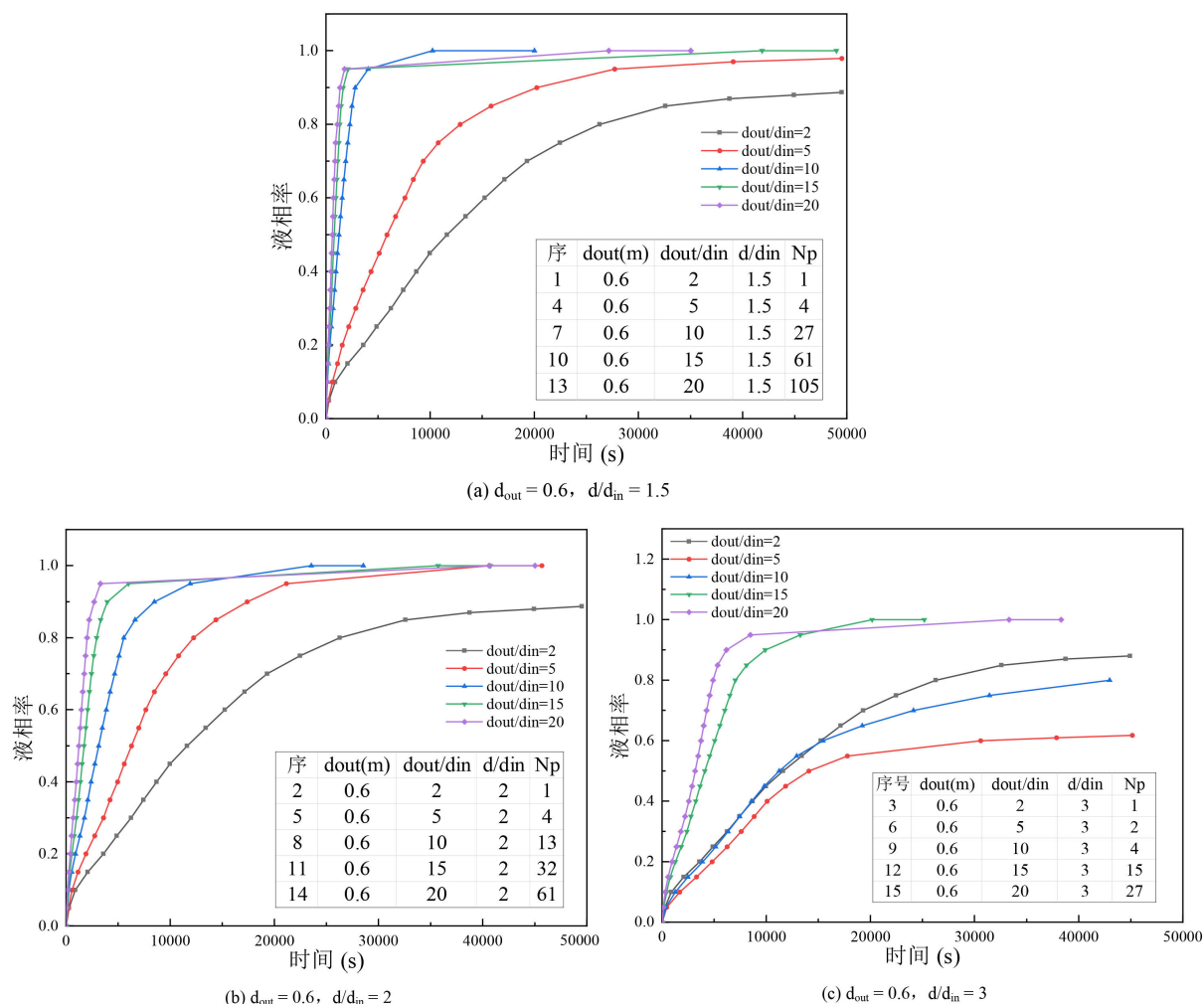


Figure 4. Liquid phase ratio curves of heat storage models with different ratios of outer and inner diameters under three different structures

图 4. 三种结构下不同外内径比值的蓄热模型液相率变化曲线

确保 PCM 的体积不变, 从前两节得出本文中外径与内径总蓄热时间最短的比值为 10, 管距与内径总蓄热时间最短的比值为 2, 通过改变外径 d_{out} 这一参数来改变蓄热器结构进而观察效果, 详细数据见上述表 1。不同外径大小的蓄热器液相率效果如图 6 所示。如图, 随着外径的增大, 相变蓄热器的蓄热速率及蓄热时间均增大了, 蓄热时间平均增大了 36.5%。原因在于确保比值不变的情况下外径增大会导致整体的相变面积增大, 因此想要的出最佳蓄热器外径可从整体蓄热器的长径比入手。

5. 结论

本文基于有机朗肯循环系统设计合适的相变蓄热器, 通过数值模拟的方法, 在保证 PCM 体积不变的情况下, 选择 d_{out} , d_{out}/d_{in} , d/d_{in} 为相变蓄热器的结构参数, 研究套管式蓄热器的蓄热性能, 主要结论如下:

1) 管子排列为正方形, 随蓄热器外径与内径比值的增大, 蓄热速率在不断减小, 又因为重力作用产生的浮升力引起自然对流, 在液相率达到 0.95 以后蓄热速率随比值增大而减小, 外径与内径比值为 10 时完全融化所需的总蓄热时间最短。

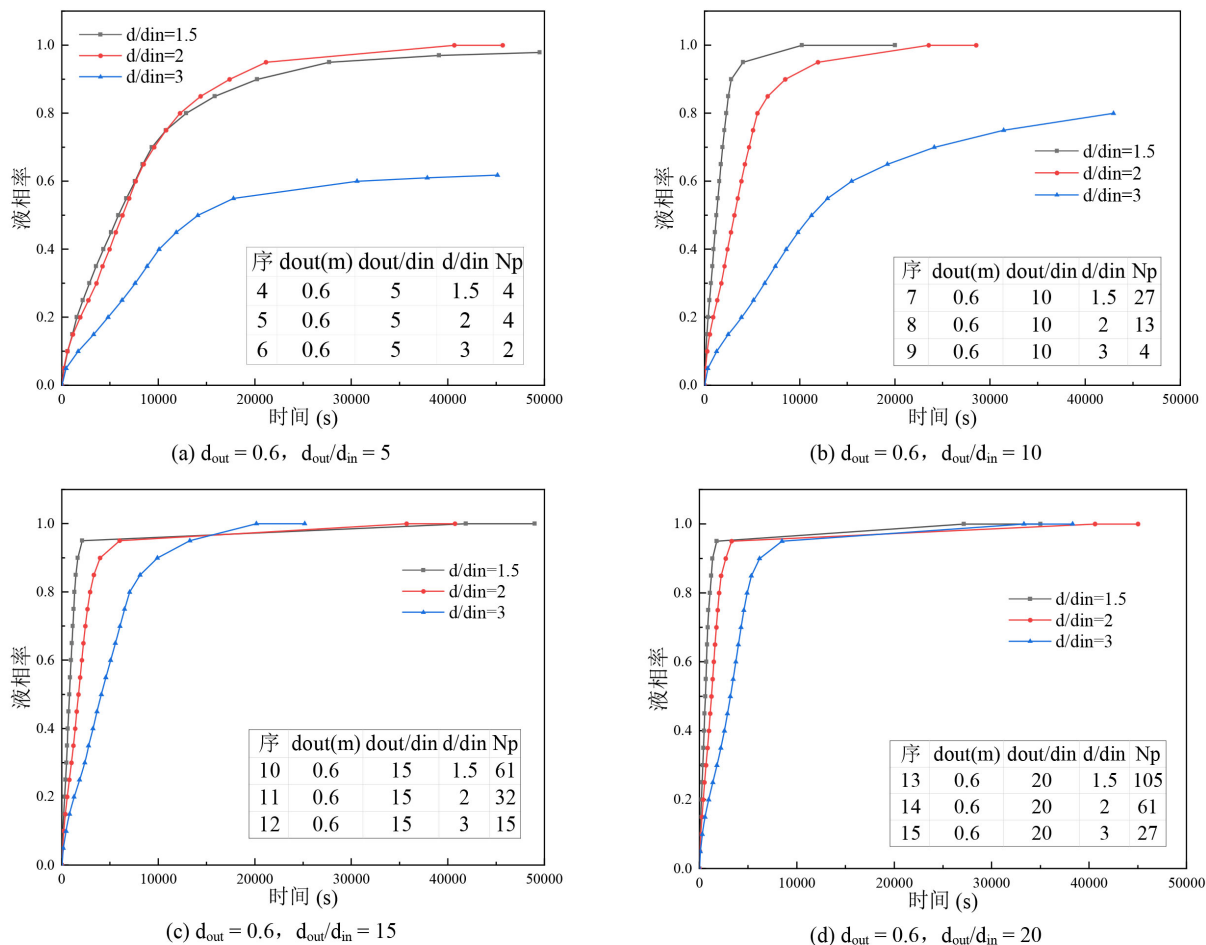


Figure 5. Liquid-phase ratio curves of heat storage models with different tube spacing to inner diameter ratios under four different structures

图 5. 四种结构下不同管距与内径比值的蓄热模型液相率变化曲线

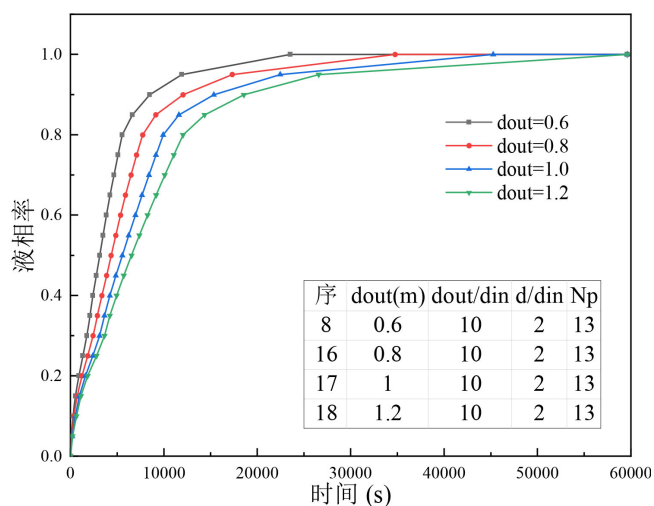


Figure 6. Liquid phase ratio variation curves of heat storage models with different outer diameters under three different structures

图 6. 三种结构下不同外径大小的蓄热模型液相率变化曲线

2) 随着蓄热器管距与内径比值的减少, 蓄热效果也越来越好, 但当比值减小到一定范围后, 继续减小, 其蓄热速率增大的有效性会逐渐降低, 模拟得出管距与内径比值为 2 时总融化时间最短。

3) 随着外径的增大, 相变蓄热器的蓄热速率及蓄热时间都有所增加, 外径 d_{out} 每增大 0.2 m, 蓄热时间增加 36.5%。

参考文献

- [1] Lecompte, S., Oyewunmi, O.A., Markides, C.N., *et al.* (2017) Case Study of an Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery from an Electric Arc Furnace (EAF). *Energies*, **10**, Article No. 649. <https://doi.org/10.3390/en10050649>
- [2] Pantaleo, A.M., Fordham, J., Oyewunmi, O.A., *et al.* (2018) Integrating Cogeneration and Intermittent Waste-Heat Recovery in Food Processing: Microturbines vs. ORC Systems in the Coffee Roasting Industry. *Applied Energy*, **225**, 782-796. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.04.097>
- [3] Markides, C.N. (2015) Low-Concentration Solar-Power Systems Based on Organic Rankine Cycles for Distributed-Scale Applications: Overview and Further Developments. *Frontiers in Energy Research*, **3**, Article No. 47. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2015.00047>
- [4] Freeman, J., Hellgardt, K. and Markides, C.N. (2015) An Assessment of Solar-Powered Organic Rankine Cycle Systems for Combined Heating and Power in UK Domestic Applications. *Applied Energy*, **138**, 605-620. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.035>
- [5] Zhang, Y.W. and Faghri, A. (1996) Heat Transfer Enhancement in Latent Heat Thermal Energy Storage System by Using an External Radial Finned Tube. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, **3**, 119-127. <https://doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v3.i2.50>
- [6] Agyenim, F., Hewitt, N., Eames, P. and Smyth, M. (2010) A Review of Materials, Heat Transfer and Phase Change Problem Formulation for Latent Heat Thermal Energy Storage Systems (LHTESS). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **14**, 615-628. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.10.015>
- [7] Kousha, N., Rahimi, M., Pakrouh, R. and Bahrampoury, R. (2019) Experimental Investigation of Phase Change in a Multitube Heat Exchanger. *Journal of Energy Storage*, **23**, 292-304. <https://doi.org/10.1016/j.est.2019.03.024>
- [8] Esapour, M., Hosseini, M.J., Ranjbar, A.A., *et al.* Phase Change in Multi-Tube Heat Exchangers. *Renewable Energy*, **85**, 1017-1025. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.07.063>
- [9] Akgün, M., Aydın, O. and Kaygusuz, K. (2008) Thermal Energy Storage Performance of Paraffin in a Novel Tube-in-Shell System. *Applied Thermal Engineering*, **28**, 405-413. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.05.013>
- [10] 胡凌霄. 太阳能热水系统中相变蓄热模拟与设计[D]: [硕士学位论文]. 上海: 东华大学, 2010.
- [11] 仝仓, 李祥立, 端木琳. 多管式相变蓄热器换热影响因素研究[J]. 太阳能学报, 2019, 40(8): 2299-2305.
- [12] 郭梦雪. 套管式相变蓄热器内管排列方式和壁温的影响[J]. 煤气与热力, 2019, 39(5): 1-7+41.
- [13] Agyenim, F., Eames, P. and Smyth, M. (2009) A Comparison of Heat Transfer Enhancement in a Medium Temperature Thermal Energy Storage Heat Exchanger Using Fins. *Solar Energy*, **83**, 1509-1520. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.04.007>
- [14] Voller, V.R. and Prakash, C. (1987) A Fixed Grid Numerical Modelling Methodology for Convection-Diffusion Mushy Region Phase-Change Problems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **30**, 1709-1719. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(87\)90317-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(87)90317-6)
- [15] Seddegh, S., Wang, X.L. and Henderson, A.D. (2015) Numerical Investigation of Heat Transfer Mechanism in a Vertical Shell and Tube Latent Heat Energy Storage System. *Applied Thermal Engineering*, **87**, 698-706. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.05.067>
- [16] 郭少朋. 移动式余热利用系统蓄热器实验和模拟研究及经济性分析[D]: [硕士学位论文]. 天津: 天津大学, 2013.