

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.202208006



相变蓄热水箱的性能优化模拟分析

陈跃¹, 吴璠², 张赫男³, 王大为³, 程远达³

(1. 太原理工大学 建筑设计研究院有限公司, 山西 太原 030002;

2. 河北工业大学 能源与环境工程学院, 天津 300401;

3. 太原理工大学 土木工程学院, 山西 太原 030002)

摘要: 采用 COMSOL Multiphysics 计算流体力学软件建立相变蓄热水箱的数值模型, 通过实验验证数值计算模型的准确性, 并对相变蓄热水箱结构进行优化. 分析不同环形金属隔板分层数和隔板厚度对相变蓄热水箱蓄放、热过程的影响. 结果表明: 在相变层内部设置的环形金属隔板可改善相变蓄热水箱的运行特性; 蓄热过程中, 环形金属隔板分层数和隔板厚度的增加有利于固态相变材料熔化, 潜热利用率得到提升; 放热过程中, 增设环形金属隔板能使相变材料达到更低的固相比; 厚度为 5 mm 的环形金属隔板对促进相变材料液化、维持水温的作用强于厚度为 2, 10 mm 的环形金属隔板.

关键词: 相变蓄热水箱; 相变材料; 运行特性; 金属隔板; 数值模拟; 结构优化

中图分类号: TK 513.5; TB 34

文献标志码: A

文章编号: 1000-5013(2023)01-0071-08

Performance Optimization Simulation Analysis of Phase-Change Heat Storage Tank

CHEN Yue¹, WU Fan², ZHANG Henan³,
WANG Dawei³, CHENG Yuanda³

(1. Architectural Design and Research Institute Limited Company,

Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030002, China;

2. School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300401, China;

3. College of Civil Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030002, China)

Abstract: The COMSOL Multiphysics computational fluid dynamics software was used to establish the numerical model of the phase-change heat storage tank. The accuracy of the numerical calculation model was verified through experiments, and the structure of the phase-change heat storage tank was optimized. The influence of different annular metal partition layer numbers and partition thickness on the heat storage and release process of heat storage tank were analyzed. The results show that the operation characteristics of the phase-change heat storage tank can be improved by installing annular metal partition in the phase-change layer. In the process of heat storage, the increase of the layer numbers and thickness of annular metal partition is conducive to the melting of solid phase-change materials, and the utilization rate of latent heat is improved. In the heat release process, the addition of annular metal partition can lower the solid ratio of phase-change material. The annular metal partition with a thickness of 5 mm plays a stronger role in promoting the liquefaction of phase-change materials and maintaining the water temperature than the annular metal partition with a thickness of 2, 10 mm.

收稿日期: 2022-08-08

通信作者: 陈跃(1980-), 男, 高级工程师, 主要从事建筑节能与可再生能源利用的研究. E-mail: 170762856@qq.com.

基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFD1100701-05)

Keywords: phase change heat storage tank; phase change materials; operating characteristic; metal partition; numerical simulation; structural optimization

蓄热水箱作为太阳能、光热利用的储热设备,可调节负荷波动及存储热水^[1-2],改善气象参数对太阳能、光热利用的影响.普通蓄热水箱以水作为储热介质,存在储能密度低和水箱体积大等不足,而相变蓄热水箱将相变材料与蓄热水箱结合,可以有效提升水箱蓄能密度、减小水箱体积.因此,相变蓄热水箱成为当前研究热点之一,受到广泛关注^[3-4].Canbazoglu 等^[5]研究表明,相变蓄热水箱出热量比普通蓄热水箱提高两倍以上.袁小永^[6]研究表明,采用八水氢氧化钡的相变蓄热水箱取热效率高于普通蓄热水箱.汪玺^[7]选用添加膨胀石墨粉末作为强化传热的方法.刘程^[8]在添加膨胀石墨、方形金属网格、圆形金属网格 3 种强化传热方式下,发现膨胀石墨对相变材料传热的强化效果均优于金属网格. Lu 等^[9]研究表明,与采用同一种相变材料相比,两熔点相变蓄热水箱蓄热时间有所缩短.

除相变材料自身的热物性外,相变单元的结构对相变蓄热水箱的性能也有很大影响.常见的相变蓄热水箱结构形式分为相变材料在水箱内部、相变材料在水箱外部两种形式. Mehling 等^[10]研究表明,相变材料可提高水箱储能密度,补偿水箱上层的热损失. Cabaza 等^[11]研究表明,相变材料可在相同储热条件下减小家用水箱体积.张永信^[12]采用模拟和实验相结合的方法分析了相变单元数量、尺寸等因素对相变水箱蓄放热特性的影响,发现释能过程中,水箱内部温度分层效应随相变单元数量的增加而减弱.刘凯等^[13]提出,笼屉式相变蓄热水箱可使系统能效比提高约 26%.李安桂等^[14]研究表明,相变蓄热水箱内胆倾斜角度为 105°时的放热效率最高.周跃宽等^[15]研究表明,相变材料可有效延缓放热过程水温衰减;由于相变蓄热水箱可充分利用峰谷电价差,年运行费用较普通蓄热水箱降低约 14.5%.

现有研究表明,相变材料对提升水箱的储热能力有重要影响.将相变材料置于水箱箱体外侧的结构形式可同时兼顾水箱的储水性与储能性,在保证水箱有效储水容积的前提下,能充分利用相变材料的潜热.吴璠等^[16]提出一种新型的家用相变蓄热水箱,结果表明,该水箱的蓄放热性能比普通蓄热水箱有较大提升,但由于相变材料的导热系数较低,即使采用最佳相变层厚度,相变材料仍不能完全熔化,潜热不能被全部利用.因此,本文对相变蓄热水箱结构进行优化,研究不同环形金属隔板分层数及隔板厚度对水箱蓄、放热过程的影响.

1 水箱结构

相变蓄热水箱主要包括圆柱形水箱箱体、相变材料层、保温层及电加热器.相变蓄热水箱结构示意图,如图 1 所示.为保证有效储水容积,将相变材料层设置于圆柱形水箱箱体外侧,将保温层设置于相变材料层外侧.相变蓄热水箱应用原理图,如图 2 所示.

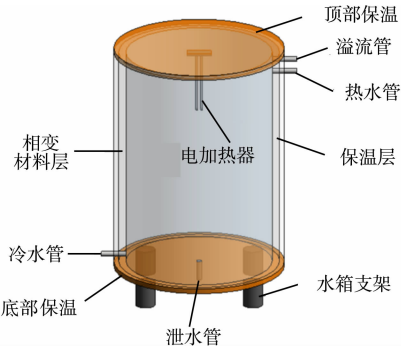


图 1 相变蓄热水箱结构示意图

Fig. 1 Sketch diagram of phase-change heat storage tank structure

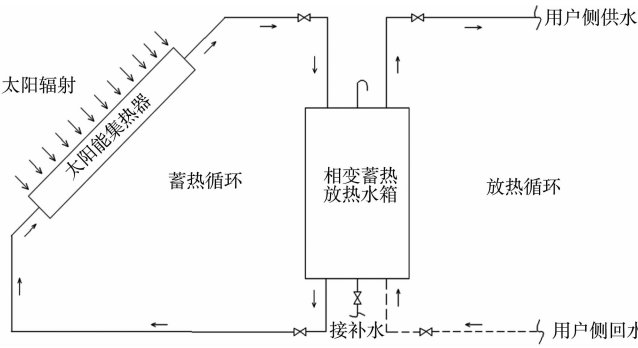


图 2 相变蓄热水箱应用原理图

Fig. 2 Diagram of phase-change heat storage tank application principle

针对家用生活热水系统,假设用水时间集中在上午的 7:00—8:00 及晚间的 20:00—21:00. 根据 GB 50015—2019《建筑给水排水设计规范》^[4] 的卫生器具小时用水量,确定圆柱形水箱箱体容积约为 250 L,箱体直径为 0.6 m,高度为 0.9 m. 根据 GB 50015—2019《建筑给水排水设计规范》^[4] 的卫生器具

使用水温,设定相变蓄热水箱的最低水温为 40 ℃. 根据工程经验,平板式太阳能系统水温约为 65 ℃,因此,设定相变蓄热水箱的最高水温为 60 ℃. 根据相变蓄热水箱的运行温度,选取相变温度为 50 ℃的石蜡作为相变蓄热水箱的蓄热材料.

为了保证相变蓄热水箱的供热能力,将内置电加热器作为辅助热源. 相变蓄热水箱材料的物性参数,如表 1 所示. 表 1 中: k 为材料的导热系数; ρ 为材料的密度; C_p 为定压热容. 固态石蜡、液态石蜡及橡塑保温板的消热为 $200\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$;相变温度为 50 ℃,动力粘度为 $1.1\times10^2\text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$;热膨胀系数为 $9.1\times10^{-4}\text{ K}^{-1}$.

表 1 相变蓄热水箱材料的物性参数

Tab. 1 Physical parameters of phase-change heat storage tank materials

材料属性	材料名称		
	固态石蜡	液态石蜡	橡塑保温板
$k/\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$	0.490	0.280	0.038
$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	978	880	100
$C_p/\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$	3.22	3.15	0.75

借鉴换热器的“肋片”结构,在相变材料层内部,水平设置多个相互平行的环形金属隔板作为附加传热板. 环形金属隔板一方面相当于“肋片”结构,增大传热面积、强化传热;另一方面,还起到分隔、支撑、容纳相变材料的作用. 因此,在相变层内部设置的环形金属隔板可改善相变蓄热水箱的运行特性. 32 个环形金属隔板(分隔成 33 层)沿水箱高度方向均匀布置,材质为铝,厚度有 2,5,10 mm3 种类型.

2 模拟设置

2.1 假设条件

采用 COMSOL Multiphysics 计算流体动力学软件,建立相变蓄热水箱的数值模型(二维轴对称模型),在不影响计算结果精度的前提下,有以下 5 个假设.

- 1) 初始温度分布均匀,材料各向均匀且同质.
- 2) 相变材料在一定温度范围内发生相变;相变材料固、液两相的热物性参数不同;通过等效热容法求解相变传热过程.
- 3) 液态相变材料为牛顿不可压缩流体,流动状态为层流,且密度变化满足 Boussinesq 近似定义.
- 4) 忽略水箱箱体壁厚对传热效果的影响.
- 5) 由于水的密度随温度变化而变化,因此,考虑自然对流效应.

2.2 控制方程

水域的传热控制方程为

$$\rho_w C_w \frac{\partial \theta_w}{\partial t} + \rho_w C_w \mathbf{v}_w \cdot \nabla \theta_w + \nabla \cdot (-k_w \nabla \theta_w) = 0.$$
 (1)

式(1)中: ρ_w 为水的密度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$; C_w 为水的热容, $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$; θ_w 为水的温度, $^{\circ}\text{C}$; \mathbf{v}_w 为水的速度场矢量, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$; k_w 为水的导热系数, $\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$.

水域的流体运动控制方程为

$$\rho_w \left(\frac{\partial v_{w,x}}{\partial t} + v_{w,x} \frac{\partial v_{w,x}}{\partial x} + v_{w,y} \frac{\partial v_{w,y}}{\partial y} + v_{w,z} \frac{\partial v_{w,x}}{\partial z} \right) = F_{w,x} - \frac{\partial P_w}{\partial x} + \mu_w \left(\frac{\partial^2 v_{w,x}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_{w,y}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_{w,z}}{\partial z^2} \right),$$
 (2)

$$\rho_w \left(\frac{\partial v_{w,y}}{\partial t} + v_{w,x} \frac{\partial v_{w,y}}{\partial x} + v_{w,y} \frac{\partial v_{w,y}}{\partial y} + v_{w,z} \frac{\partial v_{w,y}}{\partial z} \right) = F_{w,y} - \frac{\partial P_w}{\partial y} + \mu_w \left(\frac{\partial^2 v_{w,x}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_{w,y}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_{w,z}}{\partial z^2} \right),$$
 (3)

$$\rho_w \left(\frac{\partial v_{w,z}}{\partial t} + v_{w,x} \frac{\partial v_{w,z}}{\partial x} + v_{w,y} \frac{\partial v_{w,z}}{\partial y} + v_{w,z} \frac{\partial v_{w,z}}{\partial z} \right) = F_{w,z} - \frac{\partial P_w}{\partial z} + \mu_w \left(\frac{\partial^2 v_{w,x}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_{w,y}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_{w,z}}{\partial z^2} \right).$$
 (4)

式(2)~(4)中:下标 x, y, z 为方向; P_w 为水的压强, Pa; μ_w 为水的动力粘度, $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$; \mathbf{F}_w 为根据 Boussinesq 近似定义的水的浮力项.

水域的连续性方程为

$$\frac{\partial \rho_w}{\partial t} + \frac{\partial \rho_w v_{w,x}}{\partial t} + \frac{\partial \rho_w v_{w,y}}{\partial t} + \frac{\partial \rho_w v_{w,z}}{\partial t} = 0. \tag{5}$$

相变材料的传热控制方程为

$$\rho_{pc} C_p \frac{\partial \theta_{pc}}{\partial t} + \rho_{pc} C_p \mathbf{v}_{pc} \nabla \theta_{pc} + \nabla (-k_{pc} \nabla \theta_{pc}) = 0. \tag{6}$$

式(6)中: ρ_{pc} 为相变材料的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; θ_{pc} 为相变材料的温度, $^{\circ}\text{C}$; \mathbf{v}_{pc} 为相变材料的速度场矢量, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; k_{pc} 为相变材料的导热系数, $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$.

相变材料的密度、热容、体积分数及导热系数^[17-18]根据相分数定义. 考虑液相密度变化引起的自然对流效应,液态流体运动控制方程为

$$\rho_F \left(\frac{\partial v_{F,x}}{\partial t} + v_{F,x} \frac{\partial v_{F,x}}{\partial x} + v_{F,y} \frac{\partial v_{F,x}}{\partial y} + v_{F,z} \frac{\partial v_{F,x}}{\partial z} \right) = F_{F,x} - \frac{\partial P_F}{\partial x} + \mu_F \left(\frac{\partial^2 v_{F,x}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_{F,y}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_{F,z}}{\partial z^2} \right), \tag{7}$$

$$\rho_F \left(\frac{\partial v_{F,y}}{\partial t} + v_{F,x} \frac{\partial v_{F,y}}{\partial x} + v_{F,y} \frac{\partial v_{F,y}}{\partial y} + v_{F,z} \frac{\partial v_{F,y}}{\partial z} \right) = F_{F,y} - \frac{\partial P_F}{\partial y} + \mu_F \left(\frac{\partial^2 v_{F,x}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_{F,y}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_{F,z}}{\partial z^2} \right), \tag{8}$$

$$\rho_F \left(\frac{\partial v_{F,z}}{\partial t} + v_{F,x} \frac{\partial v_{F,z}}{\partial x} + v_{F,y} \frac{\partial v_{F,z}}{\partial y} + v_{F,z} \frac{\partial v_{F,z}}{\partial z} \right) = F_{F,z} - \frac{\partial P_F}{\partial z} + \mu_F \left(\frac{\partial^2 v_{F,x}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_{F,y}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_{F,z}}{\partial z^2} \right). \tag{9}$$

式(7)~(9)中: ρ_F 为在参考温度下流体的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; P_F 为流体的压强, Pa ; μ_F 为流体的动力粘度, $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$; \mathbf{F}_F 为根据 Boussinesq 近似定义的流体的浮力项.

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_a + \mathbf{F}_b, \tag{10}$$

$$\mathbf{F}_a = -A(\lambda) \cdot \mathbf{v}_F, \tag{11}$$

$$A(\lambda) = \frac{C(1-\lambda)^2}{\lambda^3 + \epsilon}, \tag{12}$$

$$\mathbf{F}_b = \mathbf{g} \rho_F \alpha_{pc} (\theta_F - \theta_m). \tag{13}$$

式(10)~(13)中: $A(\lambda)$ 为液态流体动力粘度阻尼项, λ 为相变材料液相分数; C, ϵ 为任意常数, C 应较大, ϵ 应较小,以产生合适的阻尼,计算中取 $C=10^5$, $\epsilon=10^{-3}$; α_{pc} 为相变材料体积膨胀系数; θ_{pc} 为相变材料温度; θ_m 为相变材料熔点温度; \mathbf{g} 为重力加速度矢量.

相变材料域的连续性方程为

$$\frac{\partial \rho_{pc}}{\partial t} + \frac{\partial \rho_{pc} v_{pc,x}}{\partial t} + \frac{\partial \rho_{pc} v_{pc,y}}{\partial t} + \frac{\partial \rho_{pc} v_{pc,z}}{\partial t} = 0. \tag{14}$$

边界条件为

$$-k \frac{\partial \theta_{pc}}{\partial t} = \zeta_{in} (\theta_w - \theta_{pc}), \tag{15}$$

$$-k \frac{\partial \theta_{pc}}{\partial t} = \zeta_{out} (\theta_{amb} - \theta_{pc}). \tag{16}$$

式(15)~(16)中: θ_{amb} 为环境温度,取太原地区的年平均温度 10°C ; ζ_{in} 为水箱内侧对流换热系数, $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$; ζ_{out} 为水箱外侧对流换热系数, $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$.

2.3 模拟验证

开启电加热装置,当相变蓄热水箱内平均温度由设计规定的 15°C 升高至预设最高水温 60°C 时,蓄热过程结束,关闭电加热器;相变蓄热水箱在自然冷却条件下进行放热,当水箱内平均水温由 60°C 降低到 40°C 以下时,水温不再满足家用热水的使用要求,放热过程结束.

沿相变蓄热水箱高度方向分别选取水域与相变材料(PCM)域内上、下 4 个测点作为代表点,测点位置,如图 3 所示.

以普通蓄热水箱和相变蓄热水箱的放热过程为例,采用文献[15]中的实验数据验证模型的可靠性. 蓄热水箱不同测点水温的最大误差、平均相对误差及均方根误差实验结果,如表 2 所示. 表 2 中: δ_{\max} 为最大相对误差; δ_{av} 为平均相对误差; δ_{rms} 为均方根误差.

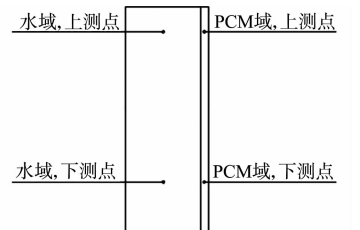


图 3 测点位置

Fig. 3 Location of measuring points

由表 2 可知:普通蓄热水箱的上、下测点水温模拟结果与实验数据的最大相对误差分别为 2.90% 和 3.18%,最大平均相对误差为 1.67%,最大的均方根误差为 1.024;相变蓄热水箱的上、下测点水温模拟结果与实验数据的最大相对误差分别为 5.32%和 6.69%,最大平均相对误差为 3.13%,最大的均方根误差为 2.298. 因此,模型合理可靠,可进行相关的模拟研究.

表 2 蓄热水箱不同测点水温的实验结果

Tab.2 Experimental results of water temperature at different measuring points of heat storage tank

不同测点	$\delta_{\max}/\%$	$\delta_{\text{av}}/\%$	δ_{rms}
上测点(普通蓄热水箱)	2.90	1.32	1.004
下测点(普通蓄热水箱)	3.18	1.67	1.024
上测点(相变蓄热水箱)	5.32	3.08	1.822
下测点(相变蓄热水箱)	6.69	3.13	2.298

3 模拟结果与分析

不同工况下相变蓄热水箱的蓄热时间及平均水温,如图 4 所示. 图 4 中: $\theta_{w,av}$ 为平均水温; t 为蓄热时间; n 为环形金属隔板分层数; D 为隔板厚度. 由图 4 可知:环形金属隔板分层数、隔板厚度对蓄热过程的影响并不明显;蓄热时间的变化趋势随着环形金属隔板分层数和隔板厚度的增加而延长,当环形金属隔板分层数为 3,隔板厚度为 2 mm 时,平均水温达到目标温度的时间为 5.7 h,与未分层前的蓄热时间相同;当环形金属隔板分层数为 18,隔板厚度为 10 mm 时,蓄热时间为 6.5 h,较环形金属隔板分层数为 3,隔板厚度为 2 mm 的工况延长了约 14%.

蓄热过程不同工况下相变材料蓄热固相比,如图 5 所示. 图 5 中: η 为固相比. 蓄热过程不同工况下相变材料平均温度,如图 6 所示. 图 6 中: $\theta_{ph,av}$ 为相变材料平均温度.

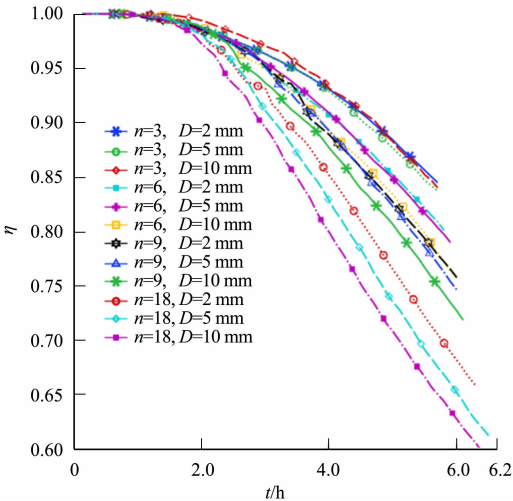


图 5 蓄热过程不同工况下相变材料固相比
Fig. 5 Solid ratio of phase-change material under different working conditions in heat storage process

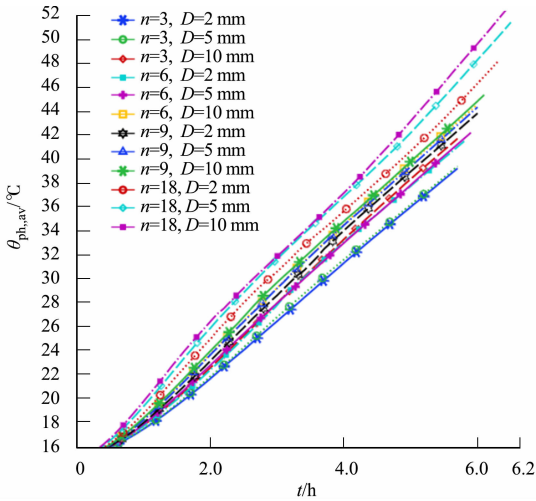


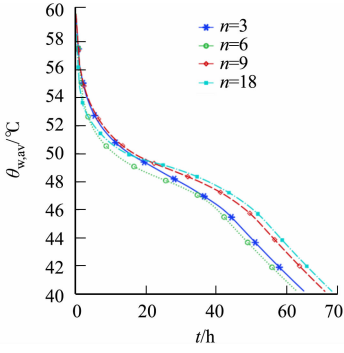
图 6 蓄热过程不同工况下相变材料平均温度
Fig. 6 Average temperature of phase-change material under different working conditions in heat storage process

由图 5 可知:相变材料的固相比随着环形金属隔板分层数和隔板厚度的增加而降低;当环形金属隔板分层数为 3 时,隔板厚度对相变材料固相比变化影响不大,当隔板厚度为 2,5,10 mm 时,相变材料固相比变化曲线近似重合,相变材料的平均固相比均在 0.85 左右;当环形金属隔板分层数为 6,隔板厚度

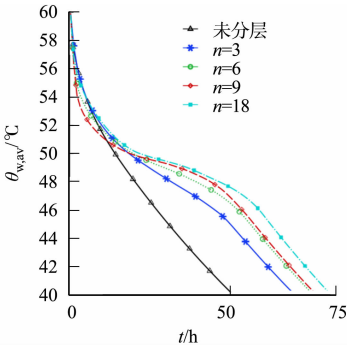
为 2,5 mm 时,相变材料的平均固相比为 0.80 左右,而当隔板厚度为 10 mm(蓄热完成)时,相变材料的平均固相比降低到 0.75;当环形金属隔板分层数超过 6 后,环形金属隔板分层数和隔板厚度对平均固相比的影响显著提高;当环形金属隔板分层数为 18,隔板厚度为 10 mm 时,相变材料的平均固相比达到最低值为 0.60,比环形金属隔板分层数为 6,隔板厚度为 10 mm 的固相比比例提升 20%.

由图 6 可知:随着环形金属隔板分层数和隔板厚度的增加,相变材料的温升速率加快;当环形金属隔板分层数为 3,隔板厚度为 2 mm 时,相变材料在蓄热结束时达到的平均温度约为 39 ℃;当环形金属隔板分层数为 18(提高 6 倍),隔板厚度为 10 mm(增大 5 倍)时,相变材料在蓄热结束时达到的平均温度约为 52 ℃,相变材料的平均温度提升了近 33%. 因此,环形金属隔板环形金属隔板分层数和隔板厚度的增加有利于固态相变材料熔化,潜热利用率得到提升.

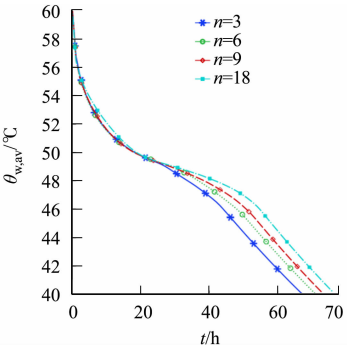
环形金属隔板分层数和隔板厚度对平均水温的影响,如图 7 所示. 由图 7 可知:在放热开始 20 h 内,不同环形金属隔板分层数和隔板厚度的水温下降曲线基本重合,放热过程为相变材料的显热释热



(a) $D=2\text{ mm}$



(b) $D=5\text{ mm}$



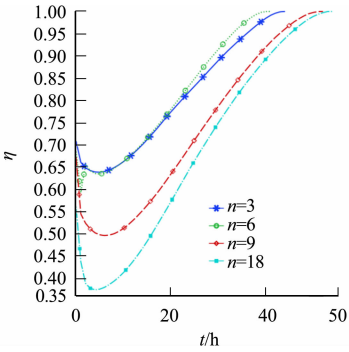
(c) $D=10\text{ mm}$

图 7 环形金属隔板分层数和隔板厚度对平均水温的影响

Fig. 7 Influence of layer number and thickness of annular metal partition on average water temperature 阶段;在放热开始 20 h 后,不同环形金属隔板分层数和隔板厚度的平均水温均呈现近似恒温段,即为相变材料潜热释热阶段.此时,液态相变材料固化放热,将热量传递给水以维持水温,减缓水温下降.

由图 7 还可知:当隔板厚度一定时,放热时间随着环形金属隔板分层数的增加而延长,在相变材料未分层之前,放热时间约为 50 h,相变材料分层后,水温下降速率降低,放热时间普遍在 60 h 以上,因此,增设的环形金属隔板有利于延长热水的供应时间;当隔板厚度为 2,10 mm 时,放热持续时间均约为 20 h,而当隔板厚度为 5 mm 时,潜热维持水温的效果最为显著,放热持续时间最长,约为 40 h 左右,放热时间超过 50 h 后,相变材料放热结束,水温下降速率提升;当环形金属隔板分层数为 18,隔板厚度为 5 mm 时,放热过程最长,放热时间达到 80 h,约是未分层情况的 1.5 倍.

放热过程不同工况下相变材料固相比,如图 8 所示. 由图 8 可知:由于环形金属隔板的高导热性,水与相变材料间的传热效果增强,放热过程中相变材料均能完全固化,固相比先降低再升高,固相比降低是由于蓄热过程中,部分相变材料并未完全熔化,因此,在放热过程初始阶段,未熔化的相变材料仍会继续液化;当隔板厚度一定时,相变材料固相比随环形金属隔板分层数的增加而减小,当隔板厚度为 5 mm 时,相变材料的固相比低于隔板厚度为 2,10 mm 的工况;在环形金属隔板分层数为 18,隔板厚度为 5 mm 的条件下,放热过程相变材料固相比达到的最低值为 0.25,即此时 85% 的相变材料已完全熔化,蕴含的潜热值最高,因此,对水温的维持作用最为显著.



(a) $D=2\text{ mm}$

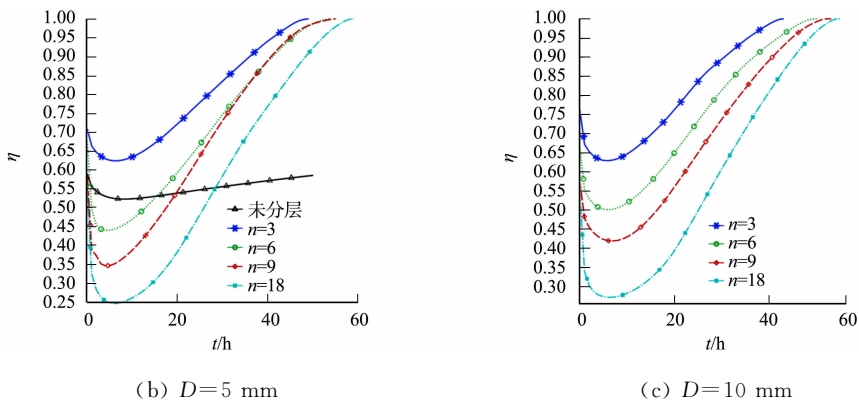


图 8 放热过程不同工况下相变材料固相比

Fig. 8 Solid ratio of phase-change material under different working conditions in heat release process

在放热过程中,增设的环形金属隔板能使相变材料达到更低的液相比,相变潜热维持水温的作用也随之增强.隔板厚度并非越厚越好,在隔板数量一定时,厚度为 5 mm 的环形隔板对促进相变材料液化、维持水温的作用强于厚度为 2,10 mm 的环形金属隔板,这是由于金属量的增加对强化水与相变材料之间的传热起积极的作用;但隔板厚度的增加在一定程度上阻碍了相变层内部由上自下的传热过程.在放热过程中,水温呈现上部温度高、下部温度低的分层现象,由此导致相变材料的温度也呈现上部高、下部低的分布情况.

放热 30 h 后相变层的温度分布,如图 9 所示.图 9 中: w 为相变层宽; h 为相变层高.由图 9 可知:隔板厚度为 5 mm 的相变层的温度大于隔板厚度为 10 mm,相变层底部平均温度低于相变温度.由于维持水温主要依赖于上部液态高温相变材料释放潜热,而隔板厚度的增加削弱了相变材料内部的传热过程,因此,上部高温区的潜热难以释放到下部低温区用以维持水温,造成厚度为 5 mm 的环形隔板工况放热时间长于隔板厚度为 10 mm 的工况.因此,推荐隔板厚度为 5 mm.

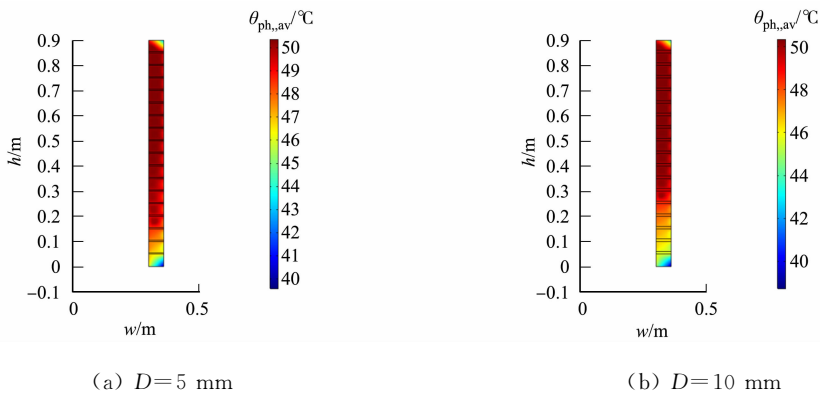


图 9 放热 30 h 后相变层的温度分布

Fig. 9 Temperature distribution of phase-change layer after 30 h heat release

4 结束语

在相变层内部设置环形金属隔板可改善相变蓄热水箱的运行特性.在蓄热过程中,环形金属隔板分层数和隔板厚度增加有利于固态相变材料的熔化,使潜热利用率提升,但也会延长蓄热过程.在放热过程中,增设金属隔板使相变材料液相比比例增加,相变潜热维持水温的作用也随之增强.厚度为 5 mm 的环形金属隔板对促进相变材料液化、维持水温的作用强于厚度为 2,10 mm 的环形金属隔板.

参考文献:

[1] YÄICI W, GHORAB M, ENTCHEV E, *et al.* Three-dimensional unsteady CFD simulations of a thermal storage tank performance for optimum design[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 60(1/2): 152-163. DOI: 10. 1016/j. applthermaleng. 2013. 07. 001.

- [2] BOUHAL T, FERTAH E D, AGROUAZ Y, *et al.* Towards an energy efficiency optimization of solar horizontal storage tanks and circulation pipes integrating evacuated tube collectors through CFD parametric studies[J]. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2018, 26: 93-104. DOI: 10.1016/j.seta.2017.10.004.
- [3] KEE S Y, MUNUSAMY Y, ONG K S. Review of solar water heaters incorporating solid-liquid organic phase change materials as thermal storage[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 131: 455-471. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.12.032.
- [4] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 建筑给水排水设计规范: GB 50015—2019[S]. 北京: 中国计划出版社, 2019.
- [5] CANBAZOGLU S, ŞAHINASLAN A, EKMEKYAPAR A, *et al.* Enhancement of solar thermal energy storage performance using sodium thiosulfate pentahydrate of a conventional solar water-heating system[J]. *Energy and Buildings*, 2004, 37(3): 235-242. DOI: 10.1016/j.enbuild.2004.06.016.
- [6] 袁小永. 用于太阳能热水系统的无机水合盐相变蓄热装置研究[D]. 广州: 广东工业大学, 2015.
- [7] 汪玺. 相变蓄热水箱的设计及其运行特性的实验研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2013.
- [8] 刘程. 太阳能-相变水箱蓄热系统的运行特性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2014.
- [9] LU Shilei, ZHANG Tianshuai, CHEN Yafei. Study on the performance of heat storage and heat release of water storage tank with PCMs[J]. *Energy and Buildings*, 2018, 158: 1770-1780. DOI: 10.1016/j.enbuild.2017.10.059.
- [10] MEHLING H, CABAZA L F. Solid-liquid phase change materials[M]. Heidelberg: Springer, 2008.
- [11] CABAZA L F, IBÁÑEZ M, SOLÉ C, *et al.* Experimentation with a water tank including a PCM module[J]. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2006, 90(9): 1273-1282. DOI: 10.1016/j.solmat.2005.08.002.
- [12] 张永信. 相变蓄能水箱的数值模拟与实验研究[D]. 南京: 东南大学, 2014.
- [13] 刘凯, 蔡颖玲. 一种新型相变蓄热水箱应用于太阳能组合系统的实验研究[J]. *储能科学与技术*, 2019, 8(6): 1230-1234. DOI: 10.12028/j.issn.2095-4239.2019.0143.
- [14] 刘宗晟. 折流板式相变蓄热水箱蓄放热特性研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2016.
- [15] 李安桂, 史丙金, 张婉卿, 等. 基于太阳能利用的相变蓄热水箱结构优化[J]. *太阳能学报*, 2020, 41(2): 217-224.
- [16] 周跃宽, 俞准, 贺进安, 等. 新型结构相变蓄热水箱模型研究及应用分析[J]. *建筑科学*, 2017, 33(2): 27-33. DOI: 10.13614/j.cnki.11-1962/tu.2017.02.05.
- [17] 吴璠, 程远达, 秦智胜, 等. 相变材料对家用水箱性能的影响及相变层厚度优化[J]. *科学技术与工程*, 2021, 21(8): 3281-3289. DOI: 10.3969/j.issn.1671-1815.2021.08.043.
- [18] 王梦媛, 刘衍, 杨柳, 等. 相变蓄热构件传热强化及其对轻质墙体蓄热性能提升研究[J]. *建筑科学*, 2019, 35(4): 28-35. DOI: 10.13614/j.cnki.11-1962/tu.2019.04.05.
- [19] SHARIFI N P, FREEMAN G E, SAKULICH A R. Using comsol modeling to investigate the efficiency of pcms at modifying temperature changes in cementitious materials-case study[J]. *Construction and Building Materials*, 2015, 101: 967-974. DOI: 10.1016/j.conbuildmat.2015.10.162.

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 方德平)