

# 混合式填充床熔盐蓄热系统热性能分析

赵炳晨<sup>1,2</sup>, 程懋松<sup>1</sup>, 刘 畅<sup>1,2</sup>, 戴志敏<sup>1</sup>

(1. 中国科学院上海应用物理研究所, 上海 201800; 2. 中国科学院大学, 北京 100049)

**摘 要:** 基于混合扩散中心对称(D-C)模型,考虑自然对流现象对液态相变材料(PCM)导热性能的影响,建立填充床蓄热系统的热力学模型,开发数值计算程序并通过文献实验数据对其进行验证。研究混合式填充床熔盐蓄热系统在工程规模下蓄、放热过程的循环热特性;从温度分布和填充床热装载率分布的角度评价蓄热系统的热力性能;并研究填充床结构对蓄热系统放热时间和系统容量因子的影响规律。结果表明随着总相变填充比例的增加,系统容量因子呈先增大后减小的趋势,系统放热时长则一直增加,且增幅逐渐减小;在一定的总相变填充比例下,存在最优的高、低温相变填充层体积比使系统的放热时长和容量因子达到最大值。

**关键词:** 蓄热; 斜温层; 填充床; 相变材料; 热循环

**中图分类号:** TK513.5

**文献标识码:** A

## 0 引 言

由于太阳辐射具有波动性和间歇性,蓄热系统被广泛应用于太阳能聚光发电(concentrating solar power, CSP)。配备合适规模的蓄热不仅可以提高系统的稳定性、安全性和年化利用率,还能提供更适合并网、具有调峰能力的电力输出<sup>[1]</sup>。单罐填充床蓄热系统<sup>[2]</sup>较双罐系统设备结构更简单,且可用廉价材料代替部分罐内蓄热材料,可实现22%~37%的成本下降<sup>[3]</sup>。相变材料(phase change material, PCM)作为蓄热介质能显著提升蓄热能量密度,进一步减小蓄热成本。

Nallusamy等<sup>[4]</sup>通过实验研究以水为介质,石蜡为相变材料的单罐球床相变蓄热系统的性能。文献[5]建立单罐填充床相变蓄、放热的数学模型,对系统进行瞬态热分析,并研究蓄热球直径、进口质量流量对蓄热时间、蓄热效率的影响规律。Aldoss等<sup>[6]</sup>考虑熔化过程中自然对流现象对液态PCM导热性能的影响,获得了更准确的模拟结果。文献[7]则提出混合式填充床蓄热(hybrid-heat based thermal energy storage, HTES)概念,计算并分析了其循环热特性。国内学者在高温熔盐相变蓄热领域也开展了丰富的实验和理

论的研究<sup>[8,9]</sup>。

本文在上述研究的基础上,基于D-C模型和封装式相变材料熔化和凝固过程中对流现象对其导热性能的影响,建立填充床蓄热系统的瞬态热分析模型,研究混合式填充床熔盐蓄热系统蓄、放热过程的循环热特性,分析填充床结构对系统放热时间和容量因子的影响,为单罐填充床蓄热系统的选型提供指导。

## 1 物理及数学模型

### 1.1 物理模型及假设

单罐填充床蓄热系统示意图如图1所示。理想的分流设备<sup>[2]</sup>可使进入填充床的换热工质(heat transfer fluid, HTF)迅速达到近似轴向流动的状态,填充床可为石英石、石灰石、蜂窝陶瓷<sup>[9]</sup>等显热蓄热材料,也可为胶囊式相变蓄热材料。蓄热时,高温工质经分流器从罐顶部注入,将低温工质从罐底部排出;放热时,低温工质经分流器从填充床罐底部注入,将高温工质从罐底部排出。图中, $R_{pb}$ 为填充床半径(m), $H_{pb}$ 为填充床高度(m), $T_f$ 为流经填充床的HTF温度(°C), $r_i$ 、 $r_e$ 分别为相变蓄热球的等效内径和外径(m)。

收稿日期: 2016-01-07

通信作者: 程懋松(1981—),男,博士、副研究员,主要从事先进能源系统多物理多尺度模拟及协同仿真建模与控制方面的研究。  
chengmaosong@sinap.ac.cn

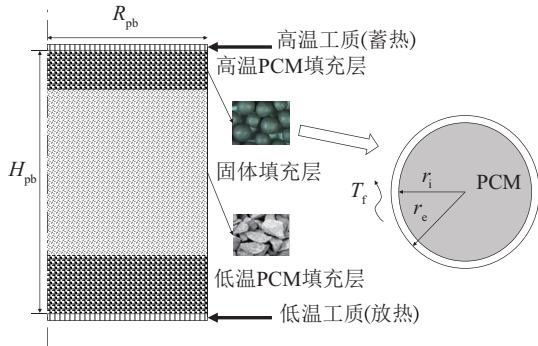


图1 混合式填充床蓄热系统(HTES)示意图

Fig. 1 Schematic of HTES in packed-bed

为保系统的稳定运行,当排出的工质温度到达蓄、放热截断温度时,蓄、放热过程结束。一般情况下,截断温度高于/低于系统最低/高运行温度 30℃ 以内为宜<sup>[10]</sup>。在蓄、放热过程中,工质内部热扩散以及工质与填充床之间的热交换使罐内 HTF 形成斜温层分布,斜温层内的 HTF 不能被利用,故控制罐内 HTF 的斜温层厚度对单罐填充床蓄热系统而言非常重要。

相比于文献[2]中采用的两相连续介质模型,D-C 模型能同时反映填充物内部和 HTF 的温度分布,更准确地描述填充床蓄热的瞬态热过程,但计算量较大。为简化模型,做如下假设:

1)综合考虑计算精度和计算时间,采用一维轴向多孔介质模型计算 HTF 在填充床内的传热情况(不计算流动情况),采用一维球坐标模型计算填充物内部的传热情况;

2)填充物等效为具有相同水力直径的球形,相变材料充满球内部,球壳厚度均匀且热物性为定值;

3)PCM 的相变过程发生在一定的温度区间;

4)系统对环境的热交换忽略不计。

## 1.2 控制方程及边界条件

根据上述假设,建立填充床热力模型。

### 1.2.1 填充床内 HTF 能量守恒

$$\varepsilon \rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f c_f u \frac{\partial T_f}{\partial z} = k_{f,eff} \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} + \frac{a}{TR} (T_c|_{\sigma=r_i} - T_f) \quad (1)$$

式中,  $\varepsilon$ ——填充床孔隙率;  $\rho_f$ ——HTF 密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $c_f$ ——HTF 比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $T_f$ ——HTF 温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_c$ ——填充物(蓄热球)温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $z$ ——填充床轴向

高度方向,  $\text{m}$ ;  $\sigma$ ——填充物(蓄热球)半径方向,  $\text{m}$ ;  $u$ ——填充床内 HTF 平均轴向表观流速,  $u = P_{th} / (\pi R_{pb}^2 \rho_f c_f |T_{in} - T_{out}|)$ , 其中  $P_{th}$  为系统热功率(W),  $T_{in}$ 、 $T_{out}$  分别为 HTF 进口、出口温度( $^{\circ}\text{C}$ );  $a$ ——单位体积内填充物表面积,  $a = 3(1 - \varepsilon)/r_e$ ;  $TR$ ——单位接触面积换热热阻,其由对流换热热阻与球壳热阻两部分组成,  $TR = 1/h + r_e^2(1/r_i - 1/r_e)/k_w$ , 其中  $k_w$  为球壳导热系数( $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ),  $h$  为球床对流换热系数( $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ )<sup>[1]</sup>:

$$h = \left( 2 + 1.1 Re_c^{0.6} Pr_c^{\frac{1}{3}} \right) k_f / d_e \quad (2)$$

式中,  $Re_c$ ——雷诺数;  $Pr_c$ ——普朗特数;  $d_e$ ——填充物(蓄热球)等效平均水力直径,  $\text{m}$ ;  $k_{f,eff}$ ——工质在填充床内流动的有效导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ <sup>[11]</sup>:

$$k_{f,eff} = k_f (k_c / k_f)^m + 0.5 k_f Pr_c Re_c \quad (3)$$

式中,  $k_c$ 、 $k_f$ ——填充材料及 HTF 导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $m$ ——计算系数,  $m = 0.28 - 0.757 \lg \varepsilon - 0.057 \lg(k_c / k_f)$ 。

### 1.2.2 蓄热球能量守恒

$$\rho_c \frac{\partial h_c}{\partial t} = \frac{1}{\sigma^2} \frac{\partial}{\partial \sigma} \left( k_c \sigma^2 \frac{\partial T_c}{\partial \sigma} \right) \quad (4)$$

式中,  $\rho_c$ ——填充材料密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $h_c$ ——填充材料比焓,  $\text{J}/\text{kg}$ , 与  $k_c$  二者均为温度的函数。相变材料的比焓与导热系数根据其状态不同可表示为温度的分段函数<sup>[7]</sup>:

对固态 PCM ( $T_c < T_s$ ,  $T_c$ 、 $T_s$  分别为本小节讨论的填充材料(蓄热球)内部的温度( $^{\circ}\text{C}$ )、相变材料的起始熔化温度( $^{\circ}\text{C}$ ))及显热填充材料:

$$h_c = c_{c,s} (T_c - T_0) \quad (5)$$

$$k_c = k_{c,s} \quad (6)$$

式中,  $c_{c,s}$ ——固态显热比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $T_0$ ——参考温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $k_{c,s}$ ——固态导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

对相变态 PCM ( $T_s < T_c < T_l$ ):

$$h_c = \left( c_{c,m} + \frac{H}{\Delta T} \right) (T_c - T_s) + c_{c,s} (T_s - T_0) \quad (7)$$

$$k_c = k_{c,s} + \frac{k_{c,l} - k_{c,s}}{\Delta T} (T_c - T_s) \quad (8)$$

对液态 PCM ( $T_c > T_l$ ):

$$h_c = c_{c,l} (T_c - T_l) + c_{c,m} \Delta T + c_{c,s} (T_s - T_0) + H \quad (9)$$

$$k_c = k_{c,l} Nu_{conv} \quad (10)$$

式中,  $c_{c,m}$ ——相变态显热比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ,

$c_{c,m} = (c_{c,s} + c_{c,l})/2$ , 其中  $c_{c,l}$  为液态显热比热容(J/(kg·K));  $H$  ——相变焓;  $\Delta T$  ——相变温度区间,  $\Delta T = T_l - T_s$  ( $T_l$  为相变材料的起始凝固温度(°C));  $k_{c,l}$  ——液态导热系数, W/(m·K);  $Nu_{conv}$  ——液态 PCM 对流换热因子, 代表液态 PCM 在球壳内的自然对流对其传热的增强效应, 熔化和凝固阶段的  $Nu_{conv}$  表达式详见文献[6]和文献[1]。

### 1.2.3 边界条件

HTF 与蓄热球换热边界条件:

$$k_c \frac{\partial T_c}{\partial \sigma} \bigg|_{\sigma=r_i} = \frac{1}{TR} (T_f - T_c|_{\sigma=r_i}) \quad (11)$$

填充床内 HTF 边界条件:

$$T_f|_{z=H_{ph}} = T_{in}, \frac{\partial T_f}{\partial z} \bigg|_{z=0} = 0 \quad (\text{蓄热阶段}) \quad (12)$$

$$T_f|_{z=0} = T_{in}, \frac{\partial T_f}{\partial z} \bigg|_{z=H_{ph}} = 0 \quad (\text{放热阶段}) \quad (13)$$

蓄热球内导热边界条件:

$$\frac{\partial T_c}{\partial \sigma} \bigg|_{\sigma=0} = 0 \quad (14)$$

在初始时刻, HTF 和填充材料的温度均处于系统运行温度的下限。

### 1.3 方程离散与计算过程

填充床内 HTF 能量守恒方程的对流项采用指数离散格式, 较文献[2]采用的一阶迎风格式数值精度更高, 较文献[7]采用的中心差分格式数值稳定性更高; 蓄热球能量守恒方程采用中心差分离散格式; 时间项离散采用一阶隐式, 较文献[7]采用的显示格式数值稳定性更高。在同一时间层内, 交替求解式(1)和式(4)并更新 PCM 和 HTF 的物性, 直到 HTF 和填充物的温度分布满足收敛标准。HTF 的密度和比热采用平均运行温度时值, 粘度和导热系数采用多项式拟合公式<sup>[7]</sup>; 填充物材料的热物性均取常数。考虑到实际情况下, 相变蓄热球内固态 PCM 的填充率为 80%<sup>[12]</sup>, 将此因素归于 PCM 的密度, 即取其固态密度的 80% 作为 1.1 节中的假设 2) 下 PCM 的密度。收敛标准与耦合迭代的终止条件均为温度残差小于  $10^{-6}$ 。

为研究蓄热系统的循环热特性, 对系统进行不间断的、反复的、等功率蓄/放热循环模拟计算。当出口温度到达截断温度时即认为该次蓄/放热过程

结束; 当蓄、放热用时与上一次蓄、放热用时相差均小于 1 min 时认为系统达到稳定循环状态。

填充物热装载率定义为填充物在一定温度下与系统最低运行温度下的焓差与最大焓差之比:

$$LF_c = \frac{\int_0^{V_c} [h_c(T) - h_c|_{T=T_{\min}}] dV_c}{V_c (h_c|_{T=T_{\max}} - h_c|_{T=T_{\min}})} \quad (15)$$

式中,  $LF_c$  ——填充物热装载率;  $V_c$  ——填充物(蓄热球)体积,  $m^3$ ;  $T_{\max}$ 、 $T_{\min}$  ——蓄热系统运行最高、最低温度, °C。

系统容量因子定义为系统达到稳定循环时放热过程释放的热量与系统在运行温度范围内可装载的最大热量之比。

值得指出的是, 本文在文献[7]中描述的 D-C 模型的基础上, 引入自然对流对液态 PCM 导热性能的影响, 故可更准确地反映出填充床蓄热的瞬态热过程。

## 2 模型验证

采用文献[2,7]给出的显热填充床几何尺寸及材料热物性和运行工况, 网格数为  $208 \times 10$ , 时间步长为 30 s, 模拟计算了显热填充床从某时刻开始 2 h 之内的放热过程。

图 2 为罐内中心线处熔盐在不同时刻的轴向温度分布与实值的对比, 结果显示模拟结果与实验结果较为吻合。

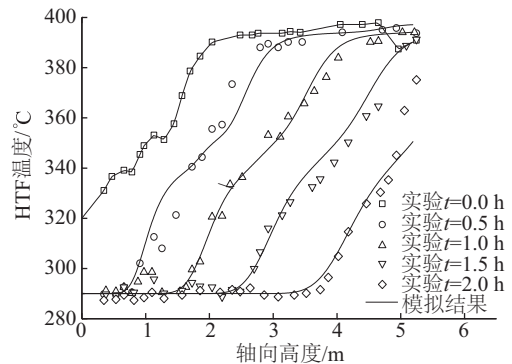


图2 显热存储系统(STES)填充床蓄热系统模型的验证结果

Fig. 2 Validation results of the model for STES in packed-bed

采用文献[4]给出的相变填充床几何尺寸及材料热物性和运行工况, 网格数为  $46 \times 10$ , 时间步长为

30 s, 模拟计算了相变填充床从某时刻开始 160 min 之内的蓄热过程。

图 3 为罐内中心线处热水在轴向高度 3 个四等分点及出口处温度随时间变化规律与实验值的对比, 结果显示模拟结果与实验结果较为吻合。

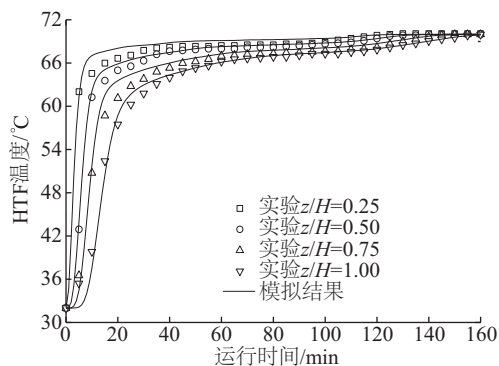


图 3 相变填充床蓄热系统(LTES)模型的验证结果

Fig. 3 Validation results of the model for LTES in packed-bed

通过对以上图 2 和图 3 所示的两个实验的模拟验证, 确定了模型对显热填充床和相变填充床的蓄、放热过程模拟的正确性和可靠性。

### 3 模拟结果及分析

为模拟塔式 CSP 蓄热系统, 采用常用的二元硝酸盐<sup>[2]</sup>( $\text{NaNO}_3\text{-KNO}_3$ )作为 HTF; 显热填充床选用文献[2]中的石英石作为填充物, 混合式填充床选取三元碳酸盐<sup>[13]</sup>( $\text{Li}_2\text{CO}_3\text{-Na}_2\text{CO}_3\text{-K}_2\text{CO}_3$ )作为高温 PCM 放置在填充床顶部,  $\text{NaNO}_3$ 作为低温 PCM 放置在填充床底部。基本参数选取见表 1, 蓄热罐尺寸的选

表 1 基本参数设置

Table 1 Basic parameter settings

基本参数	数值
蓄、放热功率/MW	250
运行温度/°C	288/570
截断温度/°C	320/540
填充床半径/m	16
填充床高度/m	14
显热填充层孔隙率	0.22
相变填充层孔隙率	0.34
显热填充物直径/mm	19.05
PCM 蓄热球直径/mm	10
球壳厚度/mm	0.25

取参考文献[14,15], 填充物水力直径的选取参考文献[2,14]; 材料热物性详见参考文献[2,7,13]; 网格数为  $200 \times 10$ , 时间步长为 30 s。

通过调整相变填充层与显热填充层、高温相变填充层与低温相变填充层之间的比例, 研究填充床结构对系统热性能的影响。

#### 3.1 系统循环热特性

图 4 为在稳定循环状态下, 混合式填充床(填充层比例为 20%-60%-20%)与显热填充床在蓄、放热过程中出口温度随时间的变化。从图 4 可看出显热填充床的蓄热和放热出口温度在蓄热和放热过程的末段分别从系统运行温度的下限和上限逐渐向截断温度靠近; 而混合式填充床的出口温度在蓄热和放热过程的初期便分别从系统运行温度的下限和上限过渡到低温 PCM 和高温 PCM 的相变温度附近, 并长时间保持形成长达数小时的温度平台期, 直至在末段下降至截断温度。从图 4 还可知, 在填充床尺寸相同的情况下, 显热填充床蓄热系统的运行时间仅约为混合式填充床蓄热时间的一半, 造成这一现象有以下原因: 1) 显热填充床蓄热能量密度较低; 2) 显热填充床对蓄热介质的能量利用率较低。

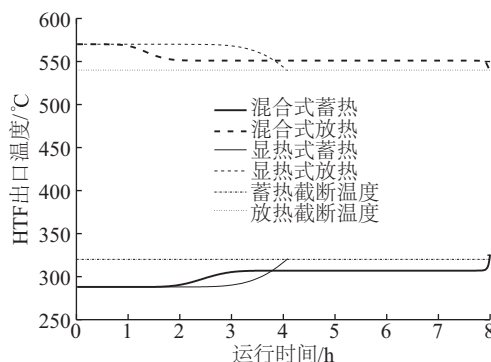


图 4 HTF 出口温度随时间的变化

Fig. 4 Temporary temperature of outlet HTF

图 5 为稳定循环状态下, 上述两种填充床蓄热系统在蓄、放热结束时轴线方向上 HTF 的温度分布。由图 5 可看出混合式填充床内斜温层厚度更小, 其分布规律与文献[7]预测的结果相一致, 造成这一现象的原因是, 在蓄热和放热过程的末段高温和低温 HTF 分别与低温和高温相变填充层相遇, 巨大的换热温差使得 HTF 与 PCM 的热交换远比 HTF



内部的热扩散强烈,斜温层被吸收,厚度变小。在 HTF 与相变蓄热球换热时,PCM 的相变过程会使 HTF 的温度稳定在相变温度附近,故混合式填充床的温度分布存在一个“台阶”,使部分 HTF 的能量不能被利用。在 HTF 比热取常数的情况下,蓄热结束和放热结束的温度分布曲线与坐标轴围成的面积可反映出 HTF 的能量利用情况,从图 5 可看出混合式填充床对 HTF 的能量利用率更高。

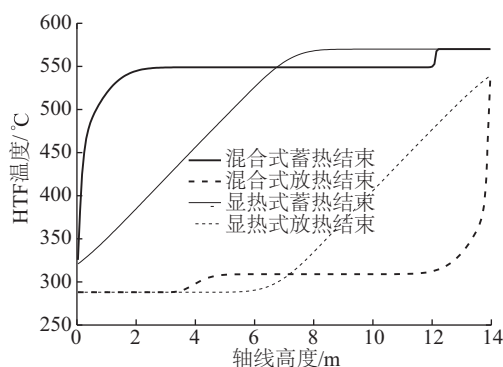


图5 HTF 温度在轴线方向的分布

Fig. 5 Temperature distribution of HTF along axial direction of packed-bed

图 6 为稳定循环状态下,上述两种填充床蓄热系统在蓄、放热结束时轴线方向上填充床热装载率的分布。与图 5 相比,显热填充床的热装载率分布与其 HTF 温度分布的形状基本一致,这是因为:1) 显热填充层的导热性能好,温度滞后性很小;2) 显热填充层与 HTF 同为显热利用的蓄热介质。混合式填充床的热装载率分布与其 HTF 温度分布略有不同,从图 6 可看出,混合式填充床蓄热系统在蓄热结束时还有部分高温 PCM 未熔化,导致其在蓄热过程中的热装载率不足 60%,这主要是由 PCM 的导热系数较低造成的;其显热填充层因图 5 所示的温度“台阶”式分布也只能达到约 90% 的热装载率;其低温相变填充层的热装载率则在轴向高度方向上呈现出一定的分布规律,但平均热装载率远高于显热填充床。混合式填充床蓄热系统在放热结束时,低温 PCM 全部凝固,此时低温相变填充层的热装载率为零,说明其储存的热量被完全释放,在两种相变填充层体积相等的情况下,其能量利用情况并不相同。因此有必要研究 2 种相变填充层的比例对系统性能的影响。

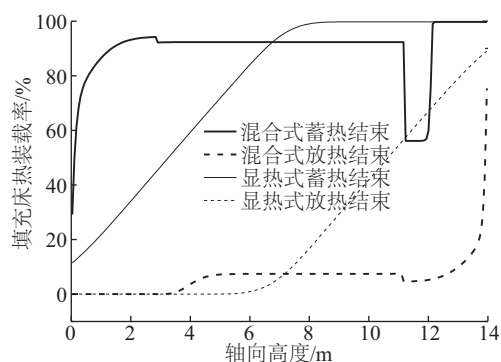


图6 填充床热装载率在轴线方向的分布

Fig. 6 Energy utilization rate along axial direction of packed-bed

### 3.2 填充比例对系统的影响

图 7 反映了不同填充床结构对系统容量因子的影响。系统容量因子是对 HTF 和填充床作为蓄热介质在稳定循环状态下系统能量利用情况的评价指标。相同填充床尺寸下显热填充床蓄热系统的容量因子为 0.520。

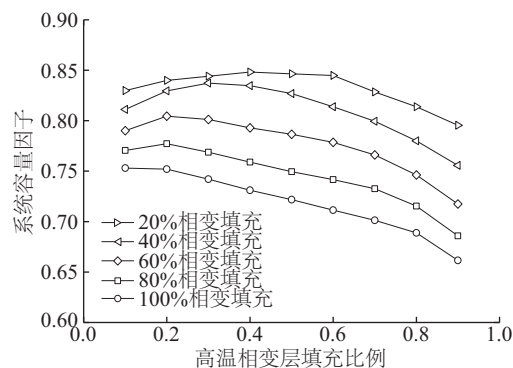


图7 填充床结构对系统容量因子的影响

Fig. 7 Effect of packed-bed configuration on system capacity factor

结合图 7 分析可知,系统容量因子随相变填充层的引入呈先增后减的趋势。例如,在高低温相变填充层比例相同的情况下,系统容量因子在总相变填充比例为 20%、40%、60%、80% 和 100% 下分别达到 0.847、0.823、0.786、0.750 和 0.722。造成这一现象的原因主要是:1) 相变填充层对斜温层的吸收作用使填充床顶部和底部的填充层能量利用率大幅提升;2) 随着相变填充层比例增加,显热填充层能量利用率高对系统容量因子的贡献降低,同时 PCM 导热系数低的缺点开始显现,即在蓄、放热过程中

不能利用其相变焓参与能量交换。

从图 7 还可看出,高温相变填充层所占相变填充层体积的比例对系统容量因子的影响在不同相变填充层总体积占比的情况下不同,在总相变填充比例分别为 20%、40%、60%、80%和 100%下,最大系统容量因子对应的高温相变填充层比例为 0.4、0.3、0.2、0.2 和 0.1,其值随总相变填充比例的增加而减小。

图 8 反映了不同填充床结构对系统放热时长的影响。相同填充床尺寸下显热填充床蓄热系统的放热时长为 4.08 h,结合图 7 可发现在相变填充层总体积占比较高时,增加相变填充层的比例对于延长系统放热时间的作用较小。例如,在高低温相变填充层比例相同的情况下,每增加 20%的相变填充层将延长系统放热时间达 200、35、28、17 和 18 min。这一现象可用图 7 所反映的规律解释,即随着相变填充层的引入,系统蓄热能量密度增加,系统容量因子先增加后减小,故系统放热时长先大幅增长,随后缓慢增长。考虑到相变填充层的制造成本远高于显热填充层<sup>[7]</sup>,一味地增加相变填充层可能会增加蓄热成本。

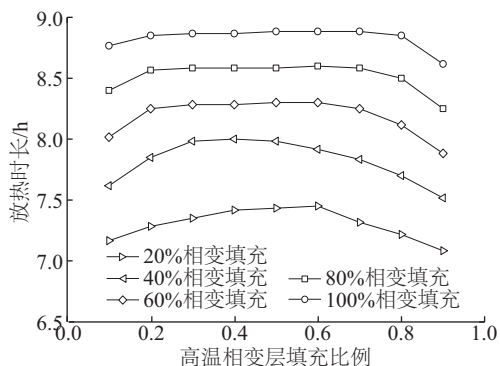


图 8 填充床结构对放热时长的影响

Fig. 8 Effect of packed-bed configuration on discharging time

从图 8 还可看出,高温相变填充层所占相变填充层体积的比例对系统放热时长的影响在不同相变填充层总体积占比的情况下不同,在总相变填充比例分别为 20%、40%、60%、80%和 100%下,最长系统放热时间所对应的高温相变填充层比例为 0.6、0.4、0.5、0.6 和 0.7,其值随总相变填充比例的增加呈先减后增的趋势。

综上可初步归纳出高、低温相变填充层和显热填充层 3 种填充层的比例对系统热力性能影响的规律,未来可结合系统成本分析,设计出成本最优的填充床结构设计,为单罐填充床蓄热的工程应用

提供指导。

## 4 结 论

本文基于 D-C 模型建立填充床蓄热系统的热力学模型,采用工程规模的蓄热罐尺寸和实际的蓄热材料物性,对适用于塔式 CSP 系统的填充床熔盐蓄热系统的蓄、放热过程进行模拟计算。从温度分布和热装载率分布的角度评价填充床蓄热系统的循环热特性,并分析填充床结构对混合式填充床蓄热系统放热时间和系统容量因子的影响规律,得到以下主要结论:

- 1) 在填充床顶部和底部分别引入一定量的相变填充层可显著改善蓄热介质的能量利用情况,较显热填充床放热时间更长,系统容量因子更高;
- 2) 随着总相变填充层比例的增加,系统容量因子呈先增大后减小的趋势,系统放热时长则一直增加,增幅逐渐减小;
- 3) 在一定的相变填充比例下,存在最优的高、低温相变填充层比例使得系统的放热时长和容量因子达到最大。

## [参考文献]

- [1] Wu Ming, Xu Chao, He Yaling. Dynamic thermal performance analysis of a molten-salt packed-bed thermal energy storage system using PCM capsules[J]. Applied Energy, 2014, 121(5): 184—195.
- [2] Pacheco J E, Showalter S K, Kolb W J. Development of a molten-salt thermoclinethermal storage system for parabolic trough plants [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2014, 124(2): 153—159.
- [3] Strasser M N, Selvam R P. A cost and performance comparison of packed bed and structured thermocline thermal energy storage systems[J]. Solar Energy, 2014, 108: 390—402.
- [4] Nallusamy N, Sampath S, Velraj R. Experimental investigation on a combined sensible and latent heat storage system integrated with constant/varying (solar) heat sources[J]. Renewable Energy, 2007, 32(7): 1206—1227.
- [5] Peng Hao, Dong Huihua, Ling Xiang. Thermal investigation of PCM-based high temperature thermal energy storage in packed bed[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 81: 420—427.
- [6] Aldoss T K, Rahman M M. Comparison between the single-PCM and multi-PCM thermal energy storage design[J]. Energy Conversion and Management, 2014,

- 83(7): 79—87.
- [7] Galione P A, Pérez-Segarra C D, Rodríguez I, et al. Multi-layered solid-PCM thermocline thermal storage concept for CSP plants. Numerical analysis and perspectives[J]. *Applied Energy*, 2015, 142: 337—351.
- [8] 左远志, 杨晓西, 丁 静, 等. 熔融盐斜温层蓄热的热特性研究[J]. *太阳能学报*, 2012, 33(1): 135—140.
- [8] Zuo Yuanzhi, Yang Xiaoxi, Ding Jing, et al. Thermal characteristics analysis on the molten salt thermocline thermal energy storage system[J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2012, 33(1): 135—140.
- [9] 尹辉斌, 丁 静, 杨晓西. 高温熔融盐斜温层单罐蓄热的热过程特性[J]. *中国电机工程学报*, 2013, 33(26): 68—74.
- [9] Yin Huibin, Ding Jing, Yang Xiaoxi, et al. Thermal characteristics of the high-temperature molten-salt heat storage process with a thermocline in single tank [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2013, 33(26): 68—74.
- [10] Xu Ben, Li Peiwen, Chan C. General volume sizing strategy for thermal storage system using phasechange material for concentrated solar thermal power plant [J]. *Applied Energy*, 2015, 140: 256—268.
- [11] Xu Chao, Wang Zhifeng, He Yaling, et al. Sensitivity analysis of the numerical study on the thermal performance of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system[J]. *Applied Energy*, 2012, 92: 65—75.
- [12] Solomon L, Elmozughi A, Oztekin A. Effect of internal void placement on the heat transfer performance encapsulated phase change material for energy storage [J]. *Renewable Energy*, 2015, 78: 438—447.
- [13] Kenisarin M M. High-temperature phase change materials for thermal energy storage[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010, 14(3): 955—970.
- [14] Nithyanandam K, Pitchumani R. Cost and performance analysis of concentrating solar power systems with integrated latent thermal energy storage[J]. *Energy*, 2014, 64: 793—810.
- [15] EPRI, 2010. Solar Thermocline Storage Systems: A Preliminary design study [EB/OL]. <http://et.epri.com/publicdocuments.html-1019581>, 2015-12-13.

## THERMAL PERFORMANCE ANALYSIS OF MOLTEN-SALT HEAT STORAGE SYSTEM IN MIXED PACKED-BED

Zhao Bingchen<sup>1,2</sup>, Cheng Maosong<sup>1</sup>, Liu Chang<sup>1,2</sup>, Dai Zhimin<sup>1</sup>

(1. Shanghai Institute of Applied Physics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 201800, China;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

**Abstract:** The thermodynamic model of packed-bed heat storage system was built based on mixed dispersion-concentric symmetry (DC) model, considering the effect of natural convection on the thermal conductivity of liquid phase change material (PCM), developing the numerical calculation program and verifying through literature experimental data. The thermal cycling characteristics of mixed packed bed molten salt heat storage system during the project scale storage and exothermic process were studied. The thermal performance of the heat storage system was evaluated from the temperature distribution and the thermal loading rate distribution of packed bed. The effect of the packed-bed structure on the heat release time and the capacity factor of the heat storage system was studied. The results showed that with the increase of the total phase change filling ratio, the capacity factor of the system first increases and then decreases, while the system exothermic time increases continuously, and the increases gradually reduce; Under certain total phase change filling ratio, there exists optimal volume ratio for high and low temperatures of phase change filling layer which maximizes the exothermic duration and capacity factor of the system.

**Keywords:** heat storage; thermoclines; packed beds; phase change materials; thermal cycling