

光热吸储系统填充床多孔结构参数研究

李秀秀¹, 杨 嵩¹, 王 军¹, 黄 达²

(1. 东南大学 江苏省太阳能技术重点实验室, 江苏 南京 210096; 2. 江苏省华扬太阳能有限公司, 江苏 扬州 225127)

摘 要: 为了对基于二次反射式聚光集热系统的光热吸储系统的建设提供理论支持, 针对带有循环风机的光热吸储系统开展数值模拟和参数化分析研究。根据能量守恒方程, 建立了岩石填充床的一维二相瞬态传热模型, 通过 MATLAB 软件模拟了一个月的储热放热过程, 以储热、放热、吸收效率, 太阳能-烟转换比和平均出口空气温度作为系统热性能的评价指标, 分析岩石颗粒直径和孔隙率对系统热性能的影响。结果表明: 在 30 次循环结束后, 系统达到稳定运行状态; 岩石颗粒直径的变化对系统热性能影响较小, 颗粒直径从 0.03 m 增至 0.05 m, 孔隙率、储热效率、放热效率和太阳能-烟转换比下降幅度均在 2% 以内, 平均出口空气温度由 1 120 K 降至 1 100 K; 岩石孔隙率的变化对系统热性能影响较大, 孔隙率从 0.8 降至 0.4, 储热效率由 96% 增至 98.8%, 放热效率由 97.9% 降至 92.7%, 但吸收效率和太阳能-烟转换比变化幅度在 0.9% 内, 平均出口空气温度由 1 131 K 降低至 1 122 K。

关 键 词: 二次反射式; 填充床; 热性能; 效率; 出口空气温度

中图分类号: TK513.5

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2021.12.018

[引用本文格式] 李秀秀, 杨 嵩, 王 军, 等. 光热吸储系统填充床多孔结构参数研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(12): 118-125. LI Xiu-xiu, YANG Song, WANG Jun, et al. Study on porous structural parameters of packed bed of integrated photothermal receiver-storage system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(12): 118-125.

Study on Porous Structural Parameters of Packed Bed of Integrated Photothermal Receiver-storage System

LI Xiu-xiu¹, YANG Song¹, WANG Jun¹, HUANG Da²,

(1. Key Laboratory of Solar Energy Science and Technology in Jiangsu Province, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096; 2. Jiangsu Huayang Solar Energy Co., Ltd., Yangzhou, China, Post Code: 225127)

Abstract: In order to provide theoretical support for the construction of the integrated photothermal receiver-storage system based on the secondary reflection type spotlight thermal collecting system, the numerical simulation and parametric analysis study for the integrated photothermal receiver-storage system with circulating fan were carried out. According to the energy conservation equation, the one-dimensional two-phase transient heat transfer mode of the rock-packed bed was established to simulate the one-month heat storage and release processes by using the MATLAB software. The heat storage and release efficiencies, absorption efficiency, solar-to-exergy conversion ratio and average outlet air temperature were selected as the thermal performance evaluation indexes of the system, so that the influence of rock particle diameter and porosity on the system thermal performance was analyzed. The results show that the system reaches a stable operating state after the completion of 30 cycles. The change of rock particle diameter has little effect on the system thermal performance, when the particle diameter increases from 0.03 m to 0.05

收稿日期: 2021-03-17; 修订日期: 2021-05-07

基金项目: 国家自然科学基金(51736006)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China(51736006)

作者简介: 李秀秀(1996-), 女, 江苏连云港人, 东南大学硕士研究生。

通讯作者: 王 军(1968-), 男, 江苏盐城人, 东南大学副教授。

m, the porosity, heat storage and release efficiencies and solar-to-exergy conversion ratio all decrease within the range of 1.6%, and the average outlet air temperature decreases from 1 120 K to 1 100 K. The change of rock porosity has great influence on the system thermal performance, the porosity decreases from 0.8 to 0.4, the heat storage efficiency increases from 96% to 98.8%, the heat release efficiency decreases from 97.9% to 92.7%, but the absorption efficiency and the solar-to-exergy conversion ratio change within the range of 0.9%, and the average outlet air temperature decreases from 1 131 K to 1 122 K.

Key words: secondary reflection type, packed bed, thermal performance, efficiency, outlet air temperature

引 言

二次反射式聚光集热系统利用定日镜场和二次反射器,将太阳光线两次反射最终聚焦于二次反射器正下方的中央接收器^[1]。二次反射器的配置可以使得集热设备放置于地面,简化了集热设备的操作和维护,降低了塔体和传热子系统的成本^[2-3]。自 20 世纪 70 年代二次反射式聚光集热系统的概念提出,各国研究人员已从理论和实验上针对不同用途的接收器进行了设计研究^[4-7]。

为减少系统建设成本,各国学者提出了一种能够实现同时吸热和储热的光热吸储系统,将接收器、储热系统和热交换器整合为一体。Matsubara 等人^[8]提出了双塔式流化接收装置由高塔和低塔组成,通过将加热后的沙粒从高压区输送到低压区(作为储存系统),实现装置热性能的提升。Kiwani 等人^[9]利用黑色厚漆金属板吸收太阳辐射,通过金属棒将热能转移到沙-玄武岩中,研究了不同配比的沙-玄武岩对储热性能的影响。杨嵩等人^[10]将腔体接收器与岩石填充床相结合,以空气为传热流体,岩石颗粒为储热介质,采用循环风机增强填充床内部传热,实现系统热性能提升。

本文以带有循环风机的光热吸储系统的研究^[10]为基础,进一步开展研究探讨。虽然单罐填充床储热系统在光热发电领域已有大量研究成果^[11-14],但由于本系统的填充床部分不同于常规单罐填充床,其在顶层直接接收强辐射照射,并带有循环风机进行回热。因此,有必要对填充床部分开展参数化研究,为系统的优化设计提供参考。

本文确定了表征系统热性能的评价参数,基于 MATLAB 软件平台,通过数值模拟的方法研究岩石颗粒直径和孔隙率对光热吸储系统热性能的影响。

1 数值计算分析

1.1 物理模型

图 1 为基于二次反射式太阳能系统的光热吸储系统的结构和工作原理图。吸储系统安装在二次反射器的正下方,采用了部分埋于地下的圆柱体设备,以地面水平线划分,地面以上为腔体接收器,高度 H_1 为 1.5 m。腔体接收器顶端有一锥形孔,其内安装了复合抛物面聚光器(CPC),同时配有遮住锥形孔的孔盖,腔体入口半径 R_1 为 0.447 m。地面以下为岩石填充床,高度 H_2 为 8 m,半径 R_2 为 2 m。床内循环风机 M_2 从 H_3 为 1 m 的高度抽出部分空气回流至腔体底部,腔体器壁设计了 4 个对称的进气道(图 1 中未显示全),以减少空气旁路的影响。岩石填充床底部和循环风机 M_2 入口安置均流板,以减小同一水平截面气流速度的不均匀性。

以空气为传热流体,岩石为储热介质,岩石材料主要包括硅质灰岩、石英岩、石灰石、钙质砂岩和辉长岩^[15]。腔体器壁由 Al_2O_3 - SiO_2 和泡沫玻璃组成,总厚度 L_1 为 0.7 m,最外层涂有铬镍铁合金 600 的薄层;填充床器壁由保温层和混凝土组成,总厚度 L_2 为 1.82 m。考虑了温度对岩石、器壁和空气物性参数的影响,经验公式在文献[10]中详细列出。

运行时间设为 30 次循环,1 次循环为 1 天。一次循环内,储热时间设为 8 h,放热时间为 16 h。风机 M_1 在储热阶段的质量流量设为 0.4 kg/s,放热阶段的质量流量设为 0.2 kg/s,循环风机 M_2 在储热阶段的质量流量设为 2.4 kg/s。

一次完整的循环过程由储热阶段和放热阶段组成,设计为在白天(8 h)进行储热,夜晚(16 h)进行放热。

储热阶段:腔体四周的空气出口阀门关闭,风机

M_1 和循环风机 M_2 开启。太阳光线经过定日镜场和二次反射器反射,经过 CPC 聚集进入腔体接收器。填充床顶部吸收太阳辐射而升温,空气与顶部岩石介质换热获得热量,并将热量向下传递加热填充床中部和底部的岩石介质。填充床底部的气机 M_1 将填充床内的空气不断抽出,在腔体内形成负压,外部环境空气可通过腔体锥形孔不断进入系统。同

时,循环风机 M_2 从 H_3 处抽出部分空气送回腔体,以降低填充床顶部温度。

放热阶段:腔体接收器顶部用孔盖封闭,关闭循环风机 M_2 ,腔体四周的空气出口阀门打开。风机 M_1 以反方向将环境温度空气送入填充床,环境温度空气在填充床内加热为高温空气,通过接收器四周出口流出。

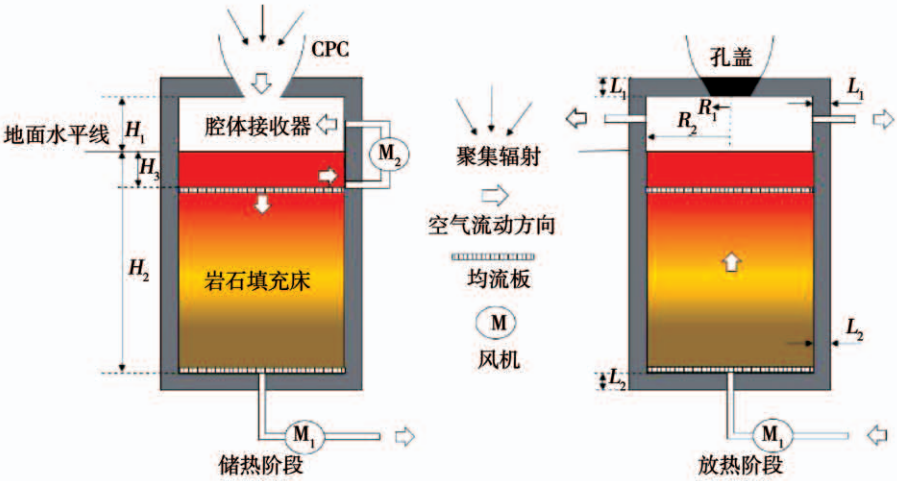


图 1 光热吸储系统图

Fig. 1 Diagram of the integrated photothermal receiver-storage system

1.2 数学模型

针对光热吸储系统,建立一维瞬态传热模型,腔体接收器和岩石填充床的传热模型的假设如下:
(1)通过保温层的热损为一维;(2)填充床内空气流动为塞状流,即空气质量流量在垂直于填充床的任何截面上是均匀的;(3)忽略填充床径向温度变化;(4)忽略放热阶段腔体接收器的导热热损;(5)入射的太阳辐射在腔体接收器底部呈高斯分布;(6)所有材料均为各项同性,所有表面均为灰漫体表面。

1.2.1 腔体接收器

(1) 首先,通过蒙特卡洛光线追踪模型(MCRT)获得腔体内表面之间的角系数矩阵^[16]。对接收器的内表面进行网格划分,总离散网格数 N 为:

$$N = N_r N_f + N_z N_f \tag{1}$$

式中:腔体内表面径向 N_r 、轴向 N_z 和周向 N_f 的网格数分别设置为 50,20 和 20。

腔体内表面的角系数矩阵 F 是一个 $N \times N$ 的二

维矩阵,用来储存每个网格之间的角系数数值:

$$F_{i,j} = N_j / N_i \tag{2}$$

式中: i 和 j —腔体内表面的第 i 个和第 j 个网格; $F_{i,j}$ —第 i 个网格对第 j 个网格的角系数。

经过衡量计算速度和精准度,总的射线发射数量取 1×10^8 。

(2) 假设腔体内表面的入射辐射密度 q_{inc} 符合高斯分布,采用辐射度法^[17-18],利用 q_{inc} 和 F 求解空腔底部的净辐射密度 q_n ,方程组为:

$$\sum_{j=1}^N (\delta_{i,j} - (1 - \epsilon_j) F_{i,j}) \frac{q_{n,j}}{\epsilon_j} = q_{inc,j} - \sum_{j=1}^N (\delta_{i,j} - F_{i,j}) \sigma T_j^4 \tag{3}$$

式中: E_j —第 j 个网格的发射率; T_j —第 j 个网格的温度, K; $q_{inc,j}$ 和 $q_{n,j}$ —第 j 个网格的入射辐射密度和净辐射密度, W/m^2 ; σ —玻尔兹曼常数, $5.670\ 4 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$; $\delta_{i,j}$ —克罗内克函数,当 i 和 j 为正整数时:

$$\delta_{i,j} = \begin{cases} 1, & i = j \\ 0, & i \neq j \end{cases} \tag{4}$$

(3) 最后,与一维导热模型联合,计算得到净辐射密度 q_n 的计算表达式。腔体底部的吸收量 $q_{ab}(T)$ 为净辐射密度 q_n 减去腔体热损密度 q_{loss} , 拟合为温度的三阶多项式函数^[19]:

$$q_{ab}(T) = AT^3 + BT^2 + CT + D \quad (5)$$

式中: $A = -1.246 \times 10^{-5}$; $B = 0.0148$; $C = -7.434$; $D = 3.572 \times 10^4$; T —腔体接收器底部温度,即岩石填充床的第一层固相温度, K。

1.2.2 岩石填充床

(1) 基于能量守恒方程,分别对岩石和空气建立一维二相数值瞬态传热模型。

岩石:

$$\frac{\partial((1-\varepsilon)\rho_s c_{ps} T_s)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z}(k_{eff} \frac{\partial T_s}{\partial z}) + h_v(T_f - T_s) \quad (6)$$

空气:

$$\frac{\partial(\varepsilon \rho_f c_{pf} T_f)}{\partial t} + \frac{\partial(c_{pf} \dot{a} m_f T_f)}{\partial z} = h_v(T_s - T_f) + k_w C_w(T_\infty - T_f) \quad (7)$$

式中: ε —岩石的孔隙率; ρ_s —岩石的密度, kg/m^3 ; c_{ps} —岩石的比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; k_{eff} —填充床有效导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; h_v —流固体积对流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$; ρ_f —空气的密度, kg/m^3 ; c_{pf} —空气的比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $\dot{m}_f$ —空气质量流量, kg/s ; $\dot{a}$ —填充床横截面面积的倒数, m^{-2} ; k_w —器壁总体传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; C_w —比表面积, m^2/m^3 ; T_∞ —环境温度,选取 293 K; 下标 f、s—空气、岩石。

由于系统在储热阶段能达到高温状态,且轴向温度梯度大,使用了 Kunii 等人^[20-21]提出的有效导热系数经验公式,考虑了空气和岩石的导热以及辐射传热,包括空穴对空穴的辐射传热 h_{rv} 和固体表面到固体表面的辐射传热系数 h_{rs} 。

$$k_{eff} = k_f \left[\varepsilon \left(1 + \beta \frac{h_{rv} d}{k_f} \right) + \frac{\beta(1-\varepsilon)}{\frac{1}{\varphi} + \frac{h_{rs} d}{k_f}} + \frac{2}{3} \left(\frac{k_f}{k_s} \right) \right] \quad (8)$$

式中: d —岩石颗粒直径, m; $\beta = 0.9$ 。

使用 Alanis 等人^[22]和 Coutier 等人^[23]提出的流固体积对流传热系数模型。

$$h_v = l_m (\dot{a} m / d)^{l_n} \quad (9)$$

式中: 当 $Re < 50$ 时, $l_m = 700$, $l_n = 0.76$; 当 $50 < Re < 400$, $l_m = 824$, $l_n = 0.92$ 。

填充床器壁的总传热系数为填充床(含流体)与内器壁之间的热阻和保温层热阻的倒数的和,计算式为:

$$k_w = 1 / \left(\frac{1}{k_{ins}} + R_2 \sum_{j=1}^n \frac{1}{k_j} \ln \frac{r_{j+1}}{r_j} \right) \quad (10)$$

式中: k_{ins} —填充床(含流体)与内器壁之间的总传热系数,主要由流体的对流换热系数^[24] $h_{c,w}$ 和固相的辐射-导热系数 $h_{r-c,w}$ 组成。

$$k_{ins} = h_{c,w} + h_{r-c,w} \quad (11)$$

$$h_{c,w} = \frac{k_f}{d} [3.22 (Re \cdot Pr)^{1/3} + 0.117 Re^{4/5} \cdot Pr^{2/5}] \quad (12)$$

$$h_{r-c,w} = \frac{k_{eff,w}}{R_2 \ln \frac{R_2}{R_2 - d/2}} \quad (13)$$

式中: $k_{eff,w}$ 的求解使用了与式(8)相似的关系式^[25]。

(2) 初始条件:初始温度为 298 K。

储热阶段边界条件:入口为温度和热流密度边界条件, $T_f = f^{-1} \left[\frac{h_{f,0} + 6 h_f(t > 0, z = H_3)}{7} \right]$, $q_v = -d q_{ab}/dz$; 出口为绝热边界条件。

放热阶段边界条件:入口为环境温度边界条件; 出口为绝热边界条件。

图 2 为腔体接收器模型与填充床模型的联合过程,腔体底部的辐射吸收密度 $q_{ab}(T)$ 作为填充床模型在储热阶段的热流密度边界条件($z=0$),从锥形孔进入腔体的空气与循环风机回流至腔体的空气混合,作为填充床模型在储热阶段的温度边界条件($z=0$)。

在时间上使用欧拉显式方法离散,在空间上用二阶中心差分方法离散。通过了网格无关性验证和时间稳定性验证,选择 0.066 m 为最佳网格间距,选择了储热阶段 0.01 s 和放热阶段 0.02 s 的时间步长。

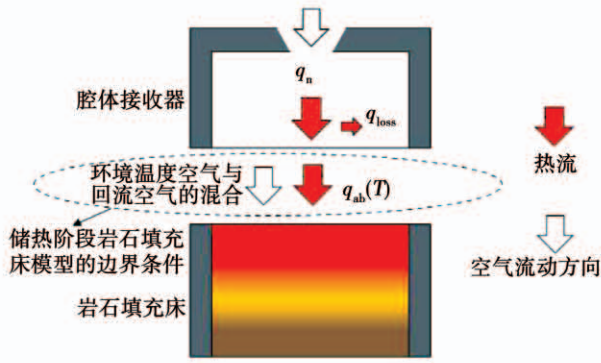


图2 腔体接收器模型与填充床模型的联合

Fig.2 Joint operation of cavity receiver model and packed bed model

(3) 岩石填充床传热模型在之前的工作中已验证成功^[10]。模型验证过程中采用了相同的结构参数和操作参数,使用自编代码在 MATLAB 平台模拟了该系统一个月的储放热循环过程,得到的在第 1, 10, 20 和 30 次循环中储热阶段和放热阶段的填充床温度分布,与 Zanganeh 等人^[15]得到实验验证的模拟数据作对比,结果吻合较好。

2 系统热性能的评价标准

以储热效率 η_c , 放热效率 η_d , 吸收率 η_{ab} , 太阳能-烟转换比 ξ_c 和放热阶段的平均出口空气温度 $\bar{T}_{out}$ 表征光热吸储系统的热性能。

岩石填充床在一次完整的储放热过程中的总能量守恒方程为:

$$(Q_{c,out} + Q_{d,out} + Q_{fan} + Q_{loss} + Q_{rem}) / (Q_{ab} + Q_{fan}) = 1 \quad (14)$$

式中: $Q_{c,out}$ —储热阶段流出空气的热量, J; $Q_{d,out}$ —放热阶段流出空气的热量, J; Q_{loss} —填充床器壁损失的热量, J; Q_{fan} —风机做功, J; Q_{rem} —一次完整的循环结束后填充床残留的热量, J; Q_{ab} —储热阶段填充床顶部的输入热量, J。

储热阶段填充床顶部的输入热量:

$$Q_{ab} = \int_0^{t_c} \pi R_2^2 q_{ab} dt \quad (15)$$

储热阶段填充床储存的热量(忽略气相储热):

$$Q_{st} = \int_0^{t_c} \int_0^{H_2} \pi R_2^2 (1 - \varepsilon) \rho_s c_{ps} (T_s - T_{s,pre}) dz dt \quad (16)$$

式中: $T_{s,pre}$ —前一次循环中放热阶段结束后填充床的固相温度, K。

放热阶段流出空气的热量:

$$Q_{d,out} = \int_0^{t_d} \int_{T_{in}}^{T_{out}} \dot{m}_d c_{pf} dT dt \quad (17)$$

风机做功:

$$Q_{fan} = \left(\int_0^t \int_0^{H_2} \left| \frac{dp}{dz} \right| \frac{\dot{m}}{\rho_f} dz dt \right) / (\eta_{fan} \cdot \eta_{CSP}) \quad (18)$$

式中: t_c, t_d —一次循环内的储热和放热时间, s; T_{in}, T_{out} —空气进口和出口温度, K; dp —压差采用浮力项修正的 Ergun 方程^[26-27], Pa; η_{CSP} —商业太阳能电站的光转化效率, 取 0.23; η_{fan} —风机效率, 取 0.95。

吸收效率为:

$$\eta_{ab} = Q_{ab} / (\dot{Q}_{inc} \cdot t_c) \quad (19)$$

式中: $\dot{Q}_{inc}$ —入射辐射量, 取 429.8 kW。

考虑风机做功, 储热效率:

$$\eta_c = Q_{st} / (Q_{ab} + Q_{fan,c}) \quad (20)$$

考虑风机做功, 放热效率:

$$\eta_d = Q_{d,out} / (Q_{st} + Q_{fan,d}) \quad (21)$$

考虑风机做功, 不考虑入射太阳辐射的烟, 太阳能-烟转换比为放热阶段流出的高温空气烟与储热阶段总入射辐射量与风机总做功的比值:

$$\xi_c = E_{d,out} / (\dot{Q}_{inc} \cdot t_c + Q_{fan}) \quad (22)$$

其中, 放热阶段流出的高温空气烟为放热阶段流出空气携带的热量与理想卡诺热机效率的乘积, 以 $T_{out,f}$ 和 T_∞ 分别作为理想卡诺热机的高温热源温度和低温热源温度, 计算式如下:

$$E_{d,out} = \int_0^{t_d} \int_{T_{in}}^{T_{out}} \dot{m}_d c_{pf} \left(1 - \frac{T_\infty}{T_{out,f}} \right) dT dt \quad (23)$$

式中, $T_{out,f}$ —放热阶段的出口空气温度, K。

放热阶段的平均出口空气温度:

$$\bar{T}_{out,f} = \int_0^{t_d} T_{out,f} dt / t_d \quad (24)$$

3 结果与分析

3.1 岩石颗粒直径对系统热性能的影响

图3为孔隙率 0.342, 不同颗粒直径下系统储热和放热效率随循环次数的变化。颗粒直径越小,

30 次循环结束后的储热效率越大,且下降幅度越小。当颗粒直径为 0.03 m 时,储热效率在 30 次循环结束后为 98.7%,相比较于第 1 次循环结束,储热效率下降数值为 1.1%;当颗粒直径为 0.05 m 时,储热效率在 30 次循环结束后为 98.5%,相比较于第 1 次循环,储热效率下降数值为 1.3%。放热效率随循环次数增加而增加,颗粒直径越大,放热效率越大。不同颗粒直径下,与第 29 次循环结束后的放热效率相比,30 次循环结束后的放热效率增加值仅在 0.2% 以内,可认为 30 次循环结束后吸储系统达到稳定状态。

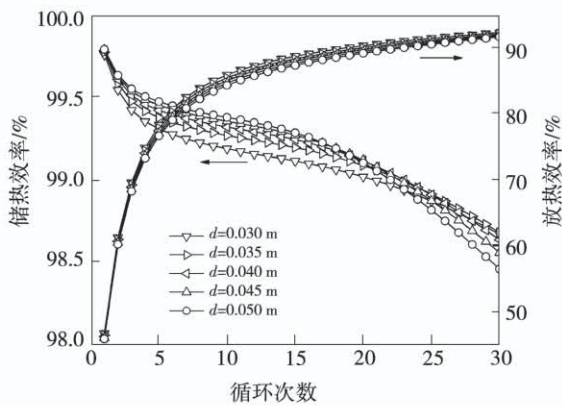


图 3 不同颗粒直径下系统储放热效率

Fig. 3 Heat storage and release efficiencies with different particle diameters

图 4 为孔隙率 0.342,不同颗粒直径下系统吸收效率和太阳能 - 烟转换比随循环次数的变化。随着循环次数增加,吸收效率逐渐降低最终达到稳定值。同一循环次数下,颗粒直径越小,吸收效率越高。随着循环次数增加,太阳能 - 烟转换比逐渐升高并达到稳定值,同一循环次数下,颗粒直径越小,太阳能 - 烟转换比越高。

图 5 为孔隙率 0.342,在第 30 次循环过程中,不同颗粒直径下出口空气温度随放热时间的变化。放热过程中,颗粒直径越小,出口空气温度越大,降低幅度越小。当颗粒直径为 0.03 m 时,平均出口空气温度为 1 120 K;当颗粒直径为 0.05 m 时,平均出口空气温度为 1 100 K。

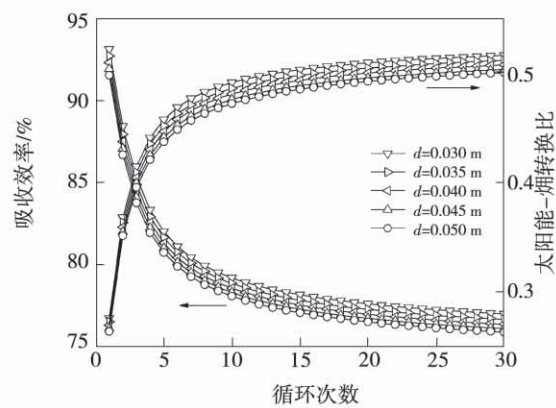


图 4 不同颗粒直径下系统吸收效率和太阳能 - 烟转换比

Fig. 4 Absorption efficiencies and the solar-to-exergy conversion ratios of system with different particle diameters

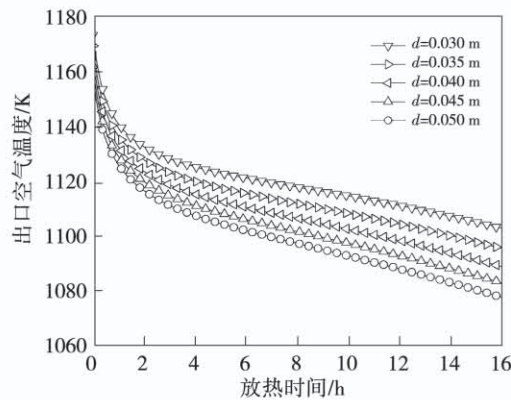


图 5 不同颗粒直径下出口空气温度的变化

Fig. 5 Variations of outlet air temperatures with different particle diameters

3.2 岩石孔隙率对系统热性能的影响

图 6 为颗粒直径 0.03 m,不同孔隙率下系统储热和放热效率随循环次数的变化。储热效率随循环次数增加而降低,孔隙率越小,30 次循环结束后的储热效率越大,且下降幅度越小。当孔隙率为 0.4 时,储热效率在 30 次循环结束后为 98.8%,相比较于第 1 次循环结束后的储热效率,下降数值为 1%;当孔隙率为 0.8 时,储热效率在 30 次循环结束后为 96%,相比较于第 1 次循环结束后的储热效率,下降数值为 3.6%。放热效率随循环次数增加而增加,孔隙率越大,放热效率越大。不同孔隙率下,与第 29 次循环结束后的放热效率相比,30 次循环结束后

的放热效率增加值仅在 0.18% 以内,可认为 30 次循环结束后吸储系统达到稳定状态。

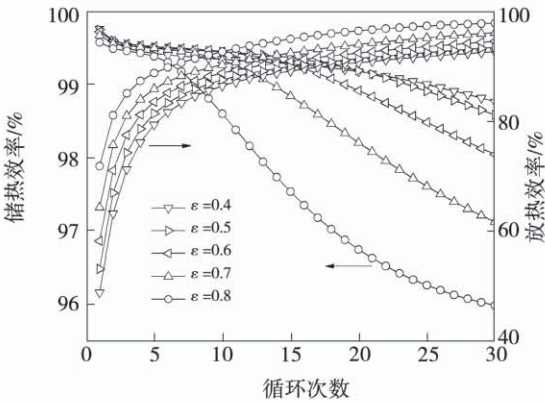


图 6 不同孔隙率下系统储放热效率

Fig.6 Heat storage and release efficiencies of system with different porosities

图 7 为颗粒直径 0.03 m,不同孔隙率下系统吸收效率和太阳能-烟转换比随循环次数的变化。随着循环次数增加,吸收效率逐渐降低最终达到稳定值,孔隙率越小,吸收效率越大。随着循环次数增加,转换比逐渐升高并趋于稳定。同一循环次数下,太阳能-烟转换比随着孔隙率的增大而增大。

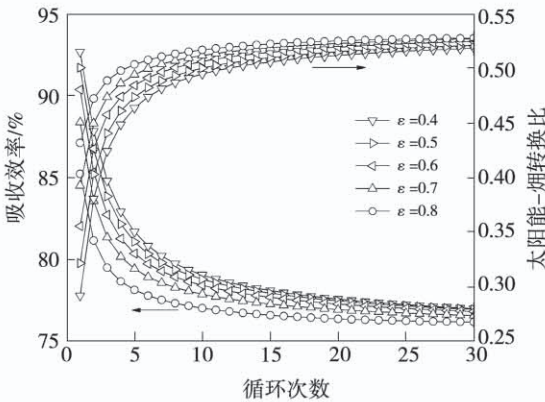


图 7 不同孔隙率下系统吸收效率和太阳能-烟转换比

Fig.7 Absorption efficiencies and solar-to-exergy conversion ratios of system with different porosities

图 8 为颗粒直径 0.03 m,在第 30 次循环过程中,不同孔隙率下出口空气温度随放热时间的变化。出口空气温度随放热时间的增加而降低,孔隙率越小,出口空气温度降低幅度越小。当孔隙率为 0.4 时,平均出口空气温度为 1 122 K,变化幅度为

-72 K。当孔隙率为 0.8 时,平均出口空气温度为 1 131 K,变化幅度为 -104 K。

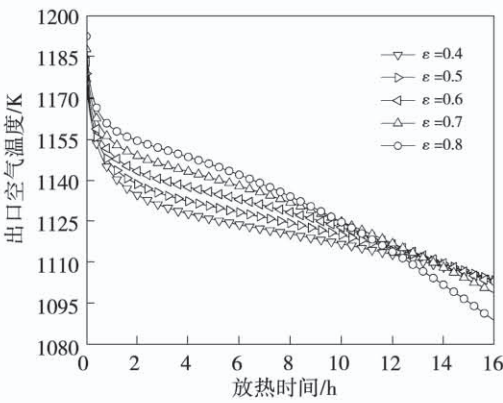


图 8 不同孔隙率下出口空气温度的变化

Fig.8 Variations of outlet air temperatures with different porosities

4 结 论

(1) 岩石颗粒直径的变化对系统热性能影响较小。颗粒直径从 0.03 m 增至 0.05 m,储热效率、放热效率、吸收效率和太阳能-烟转换比均降低,降低幅度在 1.6% 以内,平均出口空气温度由 1 120 K 降低至 1 100 K。

(2) 岩石孔隙率的变化对系统热性能影响较大。孔隙率从 0.8 降至 0.4,储热效率由 96% 增至 98.8%,吸收效率增加 0.8%,而放热效率由 97.9% 降至 92.7%,太阳能-烟转换比降低 0.009,平均出口空气温度由 1 131 K 降低至 1 122 K。

(3) 30 次循环结束后,光热吸储系统达到稳定运行状态,当孔隙率 0.342,颗粒直径 0.03 m 时,储热效率为 99%,放热效率为 92%,吸收效率为 77%,太阳能-烟转换比为 0.52,平均出口空气温度为 1 120 K。

参考文献:

[1] SEGAL A,EPSTEIN M. The optics of the solar tower reflector[J]. Solar Energy,2000,69: 229 - 241.
[2] VANT H L. Issues with beam-down concepts[J]. Energy Procedia, 2014,49: 257 - 264.
[3] YADAV D, BANERJEE R. A review of solar thermochemical processes [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2016,

- 54: 497–532.
- [4] HASUIKE H, YOSHIKAWA Y, SUZUKI A, et al. Study on design of molten salt solar receivers for beam-down solar concentrator[J]. *Solar Energy*, 2006, 80(10): 1255–1262.
- [5] KOEPF E, SURESH G A, ALDO S, et al. A novel beam-down, gravity-fed, solar thermochemical receiver/reactor for direct solid particle decomposition: design, modeling, and experimentation [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, 37(22): 16871–16887.
- [6] NAKAKURAA M, OHTAKEA M, MATSUBARAB K, et al. Development of a receiver evaluation system using 30 kW/th point concentration solar simulator [J]. *Energy Procedia*, 2015, 69: 497–505.
- [7] LEONARDI E. Detailed analysis of the solar power collected in a beam-down central receiver system [J]. *Solar Energy*, 2012, 86(2): 734–745.
- [8] MATSUBARA K, SAKAIA H, KAZUMAA Y, et al. Numerical modeling of a two-tower type fluidized receiver for high temperature solar concentration by a beam-down reflector system[J]. *Energy Procedia*, 2015, 69: 487–496.
- [9] KIWAN S, SOUD Q. Numerical investigation of sand-basalt heat storage system for beam-down solar concentrators[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2019, 13: 100372.
- [10] YANG S, WANG J, LUND P D, et al. High performance integrated receiver-storage system for concentrating solar power beam-down system[J]. *Solar Energy*, 2019, 187: 85–94.
- [11] BRUNO C, TRISTAN R D, JAMES P R, et al. Effect of design parameters on the exergy efficiency of a utility-scale packed bed [J]. *Journal of Energy Storage*, 2018, 18: 267–284.
- [12] 李梦杰, 邱羽, 何雅玲. 一种新型单罐多层填充床蓄热器蓄热性能研究 [J]. *太阳能学报*, 2018, 39(8): 2226–2233.
LI Meng-jie, QIU Yu, HE Ya-ling. Heat storage performance research of a novel multi-layered packed-bed thermocline tank[J]. *Acta Energeticae Solaris Sinica*, 2018, 39(8): 2226–2233.
- [13] 董慧华, 彭浩, 凌祥. 熔融盐填充床蓄热的蓄放热性能研究 [J]. *太阳能学报*, 2015, 36(11): 2610–2617.
DONG Hui-hua, PENG Hao, LING Xiang. Study on the thermal performance of a packed bed molten salt thermocline thermal storage system [J]. *Acta Energeticae Solaris Sinica*, 2015, 36(11): 2610–2617.
- [14] 程友良, 王月坤, 张夏, 等. 新型太阳能混合蓄热罐的放热特性 [J]. *化工进展*, 2018, 37(5): 1718–1725.
CHENG You-liang, WANG Yue-kun, ZHANG Xia, et al. Heat release characteristics of new solar hybrid heat storage tank [J]. *Chemical Industry and Engineering Progress*, 2018, 37(5): 1718–1725.
- [15] ZANGANEH G, PEDRETTI A, ZAVATTONI S, et al. Packed-bed thermal storage for concentrated solar power-pilot-scale demonstration and industrial-scale design [J]. *Solar Energy*, 2012, 86(10): 3084–3098.
- [16] YANG S, WANG J, LUND P D, et al. Design and performance evaluation of a high-temperature cavity receiver for a 2-stage dish concentrator[J]. *Solar Energy*, 2018, 174: 1126–1132.
- [17] HOWELL R J, MENGUC P M, SIEGEL R. Thermal radiation heat transfer[M]. CRC Press, 2010.
- [18] BOREL C C, GERSTL A W S, POWERS J B. The radiosity method in optical remote sensing of structured 3-D surfaces[J]. *Remote Sensing of Environment*, 1991, 36(1): 13–44.
- [19] YANG S, WANG J, LUND P D, et al. Modelling and performance evaluation of an integrated receiver-storage for concentrating solar power beam-down system under heterogeneous radiative conditions[J]. *Solar Energy*, 2019, 188: 1264–1273.
- [20] DAIZO K, J M S. Heat transfer characteristics of porous rocks [J]. *AIChE Journal*, 1960, 6(1): 71–78.
- [21] SAKAE Y, DAIZO K. Studies on effective thermal conductivities in packed beds[J]. *AIChE Journal*, 1957, 3(3): 373–381.
- [22] ALANIS E, SARAVIA L, ROVETTA L. Measurement of rock pile heat transfer coefficients [J]. *Solar Energy*, 1977, 5(19): 571–572.
- [23] COUTIER J P, FARBER E. Two applications of a numerical approach of heat transfer process within rock beds[J]. *Solar Energy*, 1982, 29(6): 451–462.
- [24] BEEK J. Design of packed catalytic reactors [M]. *Advances in Chemical Engineering*, 1962, 3: 203–271.
- [25] KUNIHICO O, DAIZO K. Heat-transfer characteristics of packed beds with stagnant fluids[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1965, 8(5): 749–757.
- [26] ERGUN S, ORNING A A. Fluid flow through randomly packed columns and fluidized beds [J]. *Industrial and Engineering Chemistry*, 1949, 41(6): 1179–1184.
- [27] ANDERSEN K T. Theory for natural ventilation by thermal buoyancy in one zone with uniform temperature[J]. *Building and Environment*, 2003, 38(11): 1281–1289.

(姜雪梅 编辑)