

压缩空气储能蓄热器性能分析和优化设计

葛刚强¹, 王焕然^{1,2}, 李瑞雄², 孙昊², 贺新²

(1. 西安交通大学未来技术学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了提高蓄热器效率和能量密度以满足压缩空气储能系统需求, 本文在综合考虑填料表面传热和内部导热的基础上, 结合舒曼模型和混合扩散模型的优点, 提出了一种基于非稳态传热正规状况的一维液-固两相无量纲模型, 探究了填料的半径、密度、比热容、导热系数和蓄热器长径比对蓄热器效率的影响规律, 并对蓄热器进行优化设计。研究表明: SOLAR ONE 电站蓄热子系统中, 蓄热器填料的最优半径为 1 mm, 蓄热器最优长径比为 3 : 1; 增大填料的密度和比热容可以线性提升蓄热器的储能密度, 但会导致蓄热器放热效率降低; 填料的导热系数对蓄热器效率的影响存在临界点: SOLAR ONE 电站蓄热子系统中, 填料的临界导热系数为 2 W/(m · K); 当填料的导热系数小于 2 W/(m · K) 时, 增大填料的导热系数可以显著提高蓄热器放热效率。最后, 本文采用分层设计的方法, 结合最优长径比, 通过在蓄热器上下两端增加高度占比 5%, 颗粒半径 5 mm 的铸铁层, 使得蓄热器焓效率提升 1.4%, 净释放焓提升 20.2%。本文的研究结论和优化方法可以为填充床蓄热器的填料选择和优化设计提供理论指导。

关键词: 压缩空气储能; 蓄热器; 数值模拟; 优化设计

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202301005 **文章编号:** 0253-987X(2023)01-0045-10

Performance Analysis and Optimization Design of Heat Accumulator in Compressed Air Energy Storage

GE Gangqiang¹, WANG Huanran^{1,2}, LI Ruixiong², SUN Hao², HE Xin²

(1. School of Future Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In order to improve the exergy efficiency and energy density of the heat accumulator to meet the demand of the compressed air energy storage system, this paper proposes a one-dimensional liquid-solid two-phase dimensionless model based on the normal state of unsteady-state heat transfer by comprehensively considering the packing surface heat transfer and internal heat conduction and combining the advantages of the Schumann's model and mixed diffusion model. The influences of packing radius, density, specific heat capacity, thermal conductivity and length-diameter ratio of the heat accumulator are investigated and the accumulator design is optimized. The results show that in the heat storage subsystem of SOLAR ONE power station, the optimal radius of the heart accumulator packing is 1 mm, and the optimal length-diameter ratio of the heat accumulator is 3 : 1; increasing the packing density and specific heat capacity can linearly improve

收稿日期: 2022-06-27。 作者简介: 葛刚强(1997—), 男, 博士生; 李瑞雄(通信作者), 男, 助理教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51676151)。

网络出版时间: 2022-07-19

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20220718.1508.002.html>

the density of energy stored in the heat accumulator, but will lead to a decrease in its regenerative efficiency; as for the influence of the thermal conductivity of the packing on the efficiency of the heat accumulator, there is a critical point. In the heat storage subsystem of SOLAR ONE power station, the critical thermal conductivity of the packing is $2 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, and when the thermal conductivity of packing is less than $2 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, increasing the thermal conductivity of packing can significantly improve the regenerative efficiency. Finally, this paper employs the layered design and uses the optimal length-diameter ratio to improve the exergy efficiency of the heat accumulator by 1.4% and the net exergy release efficiency d by 20.2% through adding cast iron particle layers with a height proportion of 5% and a particle radius of 5 mm at the upper and lower ends of the heat accumulator under the condition of controlling the minimum cast iron particle layer thickness. The research conclusions and optimization methods proposed in this paper can provide theoretical guidance for the selection and optimization design of packed bed heat accumulator.

Keywords: compressed air energy storage; heat accumulator; numerical simulation; optimization design

储能是支撑新型电力系统的重要技术和基础装备,对推动能源绿色转型、实现“碳达峰”“碳中和”具有重要意义^[1]。压缩空气储能作为抽水蓄能之外可大规模应用的物理储能技术得到关注^[2-5]。为了减少燃料的消耗,提高储能效率,蓄热器成为绝热压缩空气储能系统中的关键一环。在多种蓄热方法中,单罐的填充床蓄热器作为一种经济性更好的高温蓄热器得到了广泛关注^[6]。蓄热器的研究主要从多相模型改进、蓄热器优化设计和蓄热器的系统应用等几个方面展开。模型改进以减小计算量和提高精度为主要目的;Bayón等^[7]采用 CIEMAT1D1SF 单相模型研究了蓄热器尺寸选择和流速对蓄热系统效率的影响;董惠华等^[8]将离散的填料简化为多孔连续介质,计算发现蓄热器高度和填充颗粒直径是影响蓄放热效率的主要因素;Yang等^[9]基于混合扩散液-固两相模型分析了温度分布和雷诺数之间的作用规律;Xu等^[10-11]通过建立二维的液-固两相控制方程,探究了壁面边界条件对系统的影响;杨小平等^[6]建立均匀两相模型,分析了填充床蓄热过程的传热温差;尹辉斌等^[12]通过构建过渡层混合蓄热方法及系统,研究了蓄热器内熔融盐的流动和蓄热特性。优化设计通过改进长径比和填料性质等提高蓄热器效率;李梦杰等^[13]通过建模分析,设计了一种具有更高能量密度的多层填充床蓄热器;王政伟等^[14]以空气为导热材料,研究了蓄热材料直径、空气流速、进口温度、填充床长径比和蓄热材料种类对蓄热器容积蓄热率的影响;Robert等^[15]通过实验研究了填充床蓄热器释能过程系统特性和填料的关系;Piyush等^[16]通过实验和数值模拟的方法对不同

填料的填充床式蓄热系统传热和摩擦特性进行性能评估。系统应用从蓄热器与系统耦合角度进行计算;Abhishek等^[17-18]对填充床蓄热器在太阳能蓄热领域的技术、应用和经济方面进行了综合分析,并进行了以球体为填充元件的多孔填充床太阳能热储能系统传热和流体流动行为的实验研究;Dhinesh^[19]等对显热蓄热应用于超临界二氧化碳循环的热经济性进行分析和优化。本文将从模型改进和优化设计两个角度对填充床蓄热器进行研究。

上述文献中的蓄热器模型可以分为单相连续模型和固-液两相模型。单相连续模型通过将导热流体和填料等效简化为均一混合单相工质实现蓄热性能的研究,而固液两相模型则考虑了导热流体和填料之间的温度差。根据是否考虑填料内部温度分布对固-液表面传热影响,固液两相模型又可以分为舒曼模型和混合扩散模型。舒曼模型假设填料内部温度场均匀分布,由于利用集总参数法忽略了填料内部温度梯度的计算,因而仅适用于毕渥数 $Bi \leq 0.1$ 的情况^[20-21],而混合扩散模型引入了填料径向热力参数的计算,所以求解过程适用于二维或三维环境,计算量较大。填充床蓄热器的内部传热计算需要考虑填料内部温度梯度对表面对流传热计算带来的影响,但对填料内部具体温度场并不关注。为此,本文建立基于非稳态导热的正规状况模型,既考虑了填料特性对表面传热带来的影响,又避免了填料内部具体温度场计算带来的算力损耗。

1 计算模型构建思路与验证

固液两相舒曼模型^[22-23]如下

$$\begin{cases} \epsilon \rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + m_f c_f u \frac{\partial T_f}{\partial z} = \frac{h A_f}{A_{c,f} L_{tk}} (T_s - T_f) \\ (1 - \epsilon) \rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{h A_s}{A_{c,f} L_{tk}} (T_s - T_f) \end{cases} \quad (1)$$

式中: ϵ 表示空隙率; ρ 表示密度; c 表示比热容; T 表示温度; u 表示导热流体流动速度; A_s 表示填料的换热表面积; $A_{c,f}$ 表示导热流体流动通道的截面积; 下标 s 和 f 分别表示填料和导热流体。

式(1)由一维的导热流体瞬态计算模型和零维的填料瞬态计算模型组成,考虑了填料和导热流体之间的换热,但是忽略了填料内部温度梯度带来的影响。由于式中填料温度计算采用集总参数法,因而式(1)仅适用于 $Bi \leq 0.1$ 的情况。

混合扩散模型^[14]的具体形式如下

$$\begin{cases} \epsilon \rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + m_f c_f u \frac{\partial T_f}{\partial z} = \frac{h A_s}{A_{c,f} L_{tk}} (T_{s,sur} - T_f) \\ \rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_s r^2 \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) \end{cases} \quad (2)$$

式(2)由一维的导热流体瞬态计算模型和一维的填料瞬态计算模型组成,综合考虑了填料和导热流体之间的传热以及填料内部温度分布。模型需要进行蓄热器高度方向和填料颗粒半径方向的计算,求解过程是二维或三维计算,所以混合扩散模型的求解计算量较大。

综上,本文结合这两种模型的优点,提出一套适用于填充床蓄热器的两相模型。

1.1 数学模型

填充床蓄热器的具体结构如图 1 所示。蓄热器外壳呈圆柱形,半径为 R_{tk} ,高度为 L_{tk} ,外围包裹保温材料,内部填充固体蓄热材料(如岩石、金属球

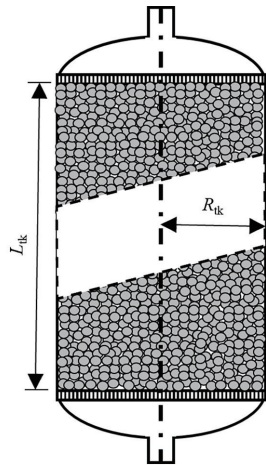


图 1 填充床蓄热器单罐结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of tank

等),填料之间的空隙内充满导热流体,导热流体体积与蓄热器体积之比为空隙率 $\epsilon = V_f/V_{tk}$ 。填充床的上下两端有流动分配装置,以保证蓄热器内的流体沿径向均匀分布。蓄热器在工作时,内部同时存在高温和低温的流体,高温流体在上,低温流体在下,高低温流体的接触区域形成过渡层。

填充床蓄热器内的流动分配装置使得径向的压力梯度变化较小^[24],同时蓄热器保温层的设计使得径向的温度梯度也显著降低^[10],因此本文忽略蓄热器径向热力参数的变化,建立轴向一维流动传热模型。蓄热单元导热流体和固体材料的物性选取基于平均温度 $t_m = (t_{min} + t_{max})/2$, t_{min} 和 t_{max} 分别为放热过程蓄热器下端进口和上端出口的温度。

考虑导热流体与填料之间的对流换热,以及导热流体内部的导热和自然对流换热之后,建立导热流体的一维能量方程

$$k_{eff,f} \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} - c_f \rho_f u_f \frac{\partial T_f}{\partial z} - \frac{h_{eff} A_s}{A_{c,f} L_{tk}} (T_f - T_s) = \rho_f c_f \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3)$$

式中: $k_{eff,f}$ 表示在考虑导热流体自身由于温差引起的自然对流后得到的等效导热系数^[21]

$$\begin{cases} k_{eff,f} = k_f + \frac{k_f}{L_{eff,f}} [0.27(GrPr)^{1/4}] \\ 10^5 \leq GrPr \leq 10^{11} \end{cases} \quad (4)$$

其中 $L_{eff,f}$ 为特征长度

$$L_{eff,f} = \frac{A_{c,s} L_{tk}}{A_s} \quad (5)$$

h_{eff} 是在考虑填料内部的导热情况对表面对流传热的影响后得出的等效表面传热系数。

在本文的研究范围内,固体填料的傅里叶数 $0.382 < Fo < 6.32$,满足采用非稳态导热的正规状况解的要求 $Fo > 0.2$ ^[21,25]。基于正规状况模型,球形物体从初始时刻到 t 时刻所传递的热量 Q_t 与达到平衡所传递热量 Q_0 的比值为^[21]

$$\begin{aligned} \frac{Q_t}{Q_0} &= 1 - [1.003 + 0.9859(1 - e^{0.3191Bi})] \cdot \\ &\quad e^{[-(0.0988 + \frac{0.2779}{Bi})^{-1} Fo]} \frac{1.0295 + 0.1953Bi}{1 + 0.6481Bi} \end{aligned} \quad (6)$$

化简可得,基于正规状况模型的等效表面传热系数 h_{eff} 与原表面传热系数 h 的关系

$$h_{eff} = \frac{k_s}{3(0.0988hR_s + 0.2779k_s)} h \quad (7)$$

原表面传热系数 A_s 的计算基于 Wakao 和 Kaguei 推导出的多孔介质模型^[26]

$$h = \frac{k_f}{2R_s} \left[2 + 1.1Pr^{1/3} \left(\frac{2uR_s}{\nu_f} \right)^{0.6} \right] \quad (8)$$

式(3)中 A_s 为蓄热器内填料的换热面积, $A_{c,f}$ 为蓄热器内流动通道的截面积

$$A_s = \frac{3\pi R_{tk}^2 L_{tk}}{R_s} \quad (9)$$

$$A_{c,f} = \epsilon A_{c,tk} = \epsilon \pi R_{tk}^2 \quad (10)$$

将填料简化为半径为 R_s 的球体的堆积, 球形的填料彼此之间为点接触, 导热量忽略不计。依据非稳态传热正规状况解的化简结果, 建立填料的能量方程

$$\frac{h_{eff} A_s (T_f - T_s)}{V_s} = \rho_s c_s \frac{dT_s}{dt} \quad (11)$$

定义以下无量纲参数对能量方程进行无量纲化处理

$$z^* = \frac{z}{L_{tk}} \quad (12)$$

$$T^* = \frac{T}{T_{max}} \quad (13)$$

$$t^* = \frac{ta_f}{L_{tk}^2} \quad (14)$$

$$u^* = \frac{u L_{tk}}{a_f} \quad (15)$$

$$Bi_f^* = \frac{h_{eff} A_s}{k_f L_{tk}} \frac{L_{tk}^2}{Ac_f} \quad (16)$$

$$Bi_s^* = \frac{a_s}{a_f} \frac{h_{eff} L_{tk}^2 A_s}{k_s V_s} \quad (17)$$

导热流体和填料的能量方程化简为

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 T_f^*}{\partial z^{*2}} - u^* \frac{\partial T_f^*}{\partial z^*} + Bi_f^* (T_s^* - T_f^*) = \frac{\partial T_f^*}{\partial t^*} \\ Bi_s^* (T_f^* - T_s^*) = \frac{dT_s^*}{dt^*} \end{cases} \quad (18)$$

式(18)的求解需要对无量纲高度 z^* 和无量纲时间 t^* 进行离散, 离散点的个数分别为 N_z 和 N_t 。基于 Skeel 等^[27]提出的方法求解无量纲偏微分方程组(18), 计算残差限制在 1×10^{-8} 以内。

1.2 检验指标

假设过渡层分布在温度大于 $T_{min} + 3^\circ\text{C}$ 、小于 $T_{max} - 3^\circ\text{C}$ 的区间内, 区间高度为过渡层厚度 H ; 放热开始时刻, 蓄热器内的填料和导热流体已达到热平衡状态, 温度为 T_{max} 。放热过程中, 低温导热流体从下端管道进入蓄热器, 低温区域高度增加, 过渡层逐渐向上移动; 当过渡层的上边缘与蓄热器的上边沿重合时, 蓄热器的上端输出温度下降至 $T_{max} - 3^\circ\text{C}$, 放热过程结束, 放热时长为 t_r 。

(1) 放热效率。蓄热器的放热效率 η_{rh} 为蓄热器释放热量 Q_{out} 与蓄热器初始时刻所存储的热量 Q_{st} 之比

$$\eta_{rh} = \frac{Q_{out}}{Q_{st}} =$$

$$\frac{q_m c_f t_r}{[V_{tk} \epsilon \rho_s c_s + V_{tk} (1 - \epsilon) \rho_f c_f] (T_0 - T_a)} \quad (19)$$

(2) 炯效率。在压缩空气储能系统中, 关注系统各部件的炯效率, 可以更加直观地了解系统中可用能的损失, 针对性地提升关键部件的性能。本文中, 炯效率表示为蓄热器输出炯和输入炯与泵功之比

$$\eta_{ex} = \frac{E_{out}}{E_{in} + W_{pump}} \quad (20)$$

$$E_{out} = \frac{T_f - T_a}{T_f} q_m c_f t_r \quad (21)$$

$$E_{in} = \frac{T_0 - T_a}{T_0} \cdot$$

$$[V_{tk} \epsilon \rho_s c_s + V_{tk} (1 - \epsilon) \rho_f c_f] (T_0 - T_a) \quad (22)$$

$$W_{pump} = \Delta P_f q_v t_r \quad (23)$$

式中: E_{out} 表示输出炯; E_{in} 表示输入炯; W_{pump} 表示输入泵功; ΔP_f 表示填充床蓄热器的流动阻力。本文的计算采用适应性广且应用广泛的 Ergun 型方程

$$\frac{\Delta P_f}{L} = a \frac{(1 - \epsilon)^2}{\epsilon^3} \frac{\mu_f u_f}{d^2} + b \frac{(1 - \epsilon)}{\epsilon^3} \frac{\rho_f u_f^2}{d} \quad (24)$$

其中导热油的动力黏度 μ_f 的选择采用经验公式^[28]

$$\mu_f = 4.13 \times 10^{-3} (6.56 - 1.03 \ln T_f) \quad (25)$$

参数 a 、 b 的选择采用 Macdonald 等^[29]提出的参考值

$$a = 180; b = 1.8 \quad (26)$$

1.3 模型验证

为了对上述模型进行验证, 选取美国加州 SOLAR ONE 电厂 10 MW 太阳能光热蓄热子系统的实验数据与模型进行对比。该蓄热子系统利用岩石和沙子作为蓄热材料, 最高蓄热温度 304°C , 导热流体采用美国埃克森化学公司的 Caloria HT43 导热油^[28], 蓄热器参数如表 1 所示, 导热油和填料的物性如表 2 所示。

表 1 SOLAR ONE 试验电站的蓄热子系统
蓄热器参数

蓄热器参数	数值
半径/m	9.1
高度/m	12
质量流量/(kg · s ⁻¹)	30
最高温度/°C	295
最低温度/°C	181
岩石半径/m	0.01
空隙率	0.22

表2 SOLAR ONE 光热发电试验电站材料物性

Table 2 The material properties

参数	数值	
	Caloria HT43 导热油	填充岩石 和沙子
密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	870	2 640
比热容/($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	2 200	1 020
导热系数/($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	0.42	2.2
动力黏度/($\text{mPa} \cdot \text{s}^{-1}$)	3.9	

图2为模型计算结果与实验数据的对比。实验初始时刻,过渡层分布在蓄热器1/2高度处,用于对比的实验结果选取在实验开始后的4和8 h。对比得出,计算模型与实验结果的最大温度误差为3.8%,满足后续计算的精度要求。经过网格和时间步长无关性分析,最终选择的最佳时间节点数 N_t 和空间节点数 N_z 为1 000。

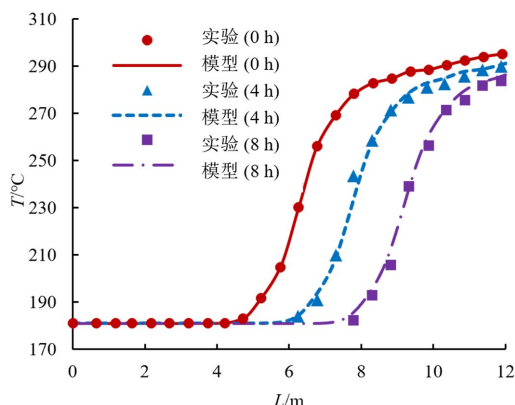


图2 SOLAR ONE 光热发电试验电站蓄热子系统
实验结果与模型计算结果的对比

Fig. 2 Verification of the model with experimental data

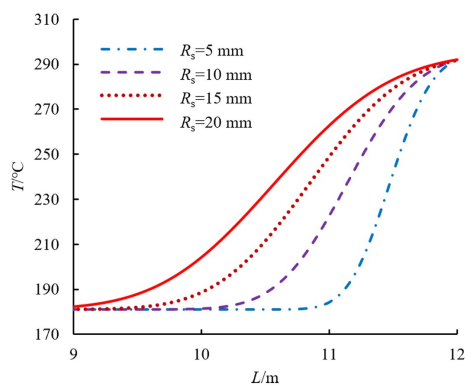
2 计算结果讨论

2.1 填料颗粒半径的影响

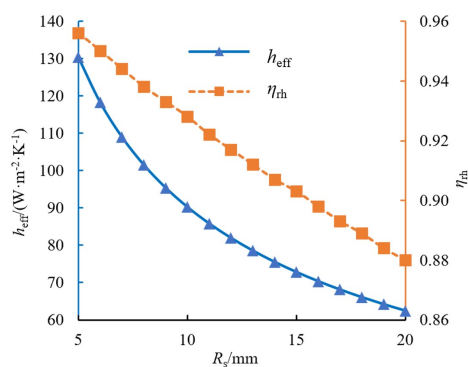
根据式(7)和式(8),填料颗粒半径变化会导致导热流体和填料之间等效表面传热系数改变,影响填料从放热起始时刻到热平衡所消耗的时间,进而影响过渡层分布和蓄热器放热效率。

在SOLAR ONE光热电站蓄热子系统中,填料颗粒半径为0.01 m。图3(a)展示了填料颗粒半径为5、10、15和20 mm时,对应的蓄热器在放热结束时刻的温度分布,这4种填料颗粒半径对应的过渡层厚度分别为1、1.7、2.3和2.9 m。在本文的研究范围内,过渡层厚度增加与填料颗粒半径增长呈线性关系:填料颗粒半径每增加5 mm,过渡层厚度相应地增加0.6~0.7 m。图3(b)展示了填料颗粒半

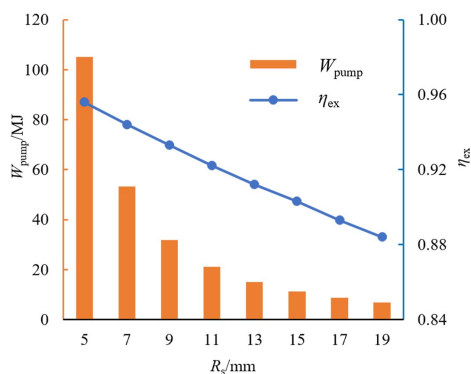
径从5 mm增大到20 mm时,蓄热器内等效表面传热系数 h_{eff} 和蓄热器放热效率 η_{th} 的变化规律。填料颗粒半径增加,表面传热系数 h 降低,依据非稳态导热正规状况模型计算出的正规状况系数也降低,最终导致等效表面传热系数 h_{eff} 降低。填料颗粒半径 R_s 从5 mm增加到20 mm,蓄热器放热效率线性地从96%降低至88%。填料颗粒半径增大导致填料和导热流体换热效率降低,填料储存的热量释放时间变长,蓄热器内部的过渡层厚度增大,最终引起蓄热器放热效率的降低。图3(c)中,填料颗粒半径增大,维持流动消耗的泵功降低,但蓄热器整体焓效率也呈降低趋势。其原因在于蓄热器存储的焓约为 3×10^{11} J,系统放热效率降低引起的焓损失远大于泵功减少节省的焓,因此结合式(20),系统焓效率最终随半径增大而减小。在图3(b)和3(c)中,蓄热器填料颗粒半径越小,放热效率和焓效率越高,但是填料颗粒半径减小流动耗功会增加,因此一定存在最优点的填料颗粒半径。将填料颗粒半径的计算范围扩大后,计算结果如图3(d)所示,最优焓效率对应的填料颗粒半径为1 mm,此时蓄热器焓效率为0.975;在实际工程应用中,半径为1 mm的鹅卵石颗粒会带来过滤、固定等应用难题,不适宜作为填料,但是可以考虑采用等效半径为1 mm的多孔介质材料代替。



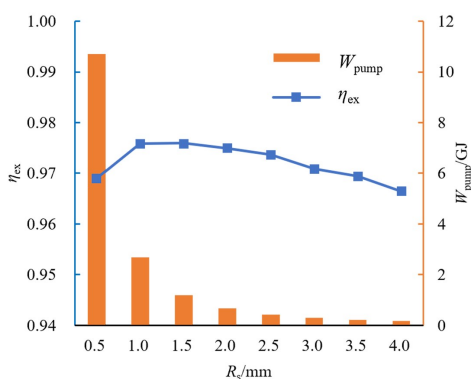
(a)放热结束时刻不同半径的岩石对应的温度分布



(b)填料颗粒半径对表面传热系数和蓄热器放热效率的影响



(c) 大颗粒下填料颗粒半径对泵功和蓄热器焓效率的影响



(d) 小颗粒下填料颗粒半径对泵功和蓄热器焓效率的影响

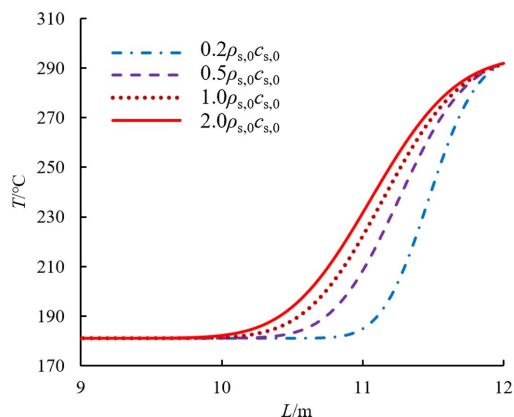
图 3 填料颗粒半径对蓄热器的影响

Fig. 3 Influence of filling material radius on the system

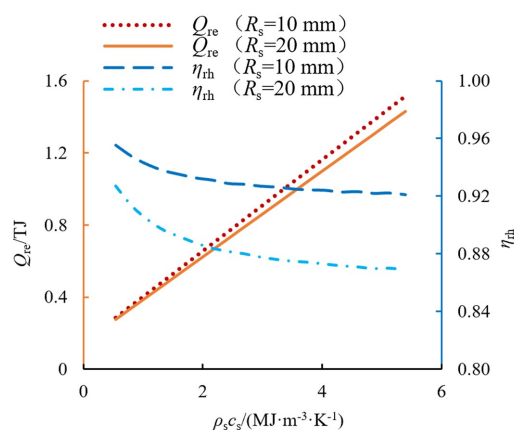
对填料颗粒半径的作用规律探究表明,填料颗粒半径对蓄热器效率存在较大的影响,在可用范围内填料颗粒半径越小,蓄热器放热效率和焓效率越高。为了追求最优的焓效率,可以考虑将填料从鹅卵石颗粒更换为等效半径为 1 mm 的多孔介质。

2.2 填料密度和比热容的影响

SOLAR ONE 光热电站的蓄热子系统中,蓄热器内填料为岩石和沙子,密度 $\rho_s = 2\,643\text{ kg/m}^3$,比热容 $c_s = 1\,020\text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ 。填料密度和比热容的乘积变为实验值的 1/5、1/2 和 2 倍时,蓄热器过渡层分布、放热效率和放热量的变化规律如图 4 所示。填料密度和比热容增大时,过渡层厚度增大,蓄热器放热效率逐渐降低,蓄热器所释放总热量 Q_{out} 线性提高。通过图 4(b)对比填料颗粒半径 10 mm 和 20 mm 蓄热量和蓄热器放热效率,可以发现:填料颗粒半径更小的蓄热器,在密度和比热容增大时,放热效率降低幅度更小,放出热量增速更大。结合 2.1 节的对比,填料颗粒半径较小的蓄热器,蓄热器放热效率更高,所以在密度和比热容增大时,储能密度的提升效果更好。



(a) 放热结束时刻不同密度和比热容的填料对应的温度分布



(b) 填料密度和比热容对蓄热器热量和放热效率的影响

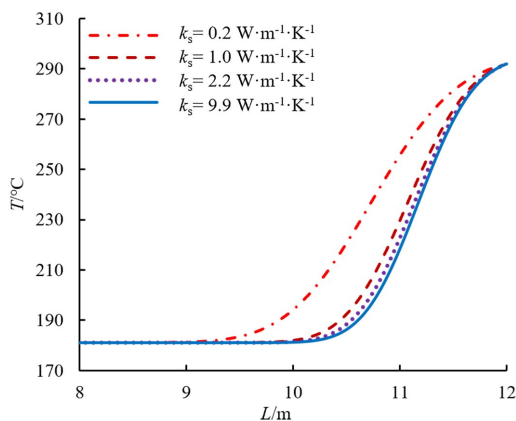
图 4 填料的密度和比热容对蓄热器的影响

Fig. 4 Influence of density and specific heat capacity

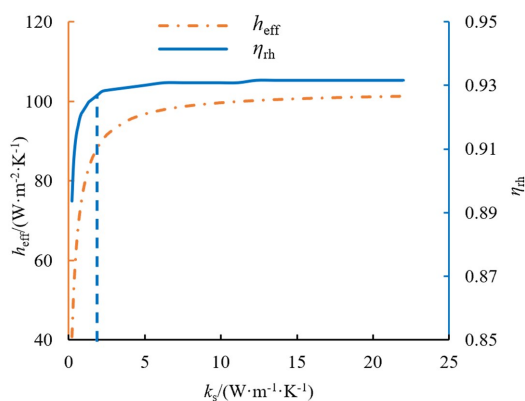
2.3 填料导热系数的影响

在 SOLAR ONE 太阳能光热电站蓄热子系统中,岩石导热系数 $k_s = 2.2\text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 。当填料的导热系数从 $0.2\text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 增大到 $22\text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 时,蓄热器放热效率和内部温度分布如图 5 所示。填料的导热系数 $k_s = 0.2\text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 时,过渡层厚度显著增大,蓄热器放热效率降低。其原因在于,填料的导热系数减小,换热热阻由填充材料内部导热主导,填料内部的温差增大,系统放热时填料表面温度降低,填料与导热流体的对流换热效果变差,表现为等效表面传热系数降低。在图 5(b)中,填料导热系数对蓄热器放热效率的影响存在临界点 $k_s = 2\text{ W/(m} \cdot \text{K)}$:当填料的导热系数很小,小于 $2\text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 时,填料导热系数的增大引起等效表面传热系数显著增大,进而导致蓄热器放热效率的明显提高;当填料的导热系数提升至 $2\text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 后,填料的导热系数提高增加

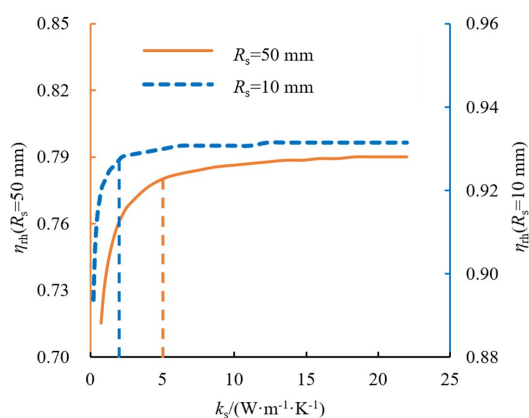
带来的影响较小,放热效率稳定在 93%。填料的临界导热系数随半径增大而增大,在图 5(c)中,当填料的半径从 10 mm 增加到 50 mm 时,导热系数的临界点从 $2 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 增大至 $5 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。



(a) 放热结束时刻不同导热系数的填料对应的温度分布



(b) 填料导热系数对等效表面传热系数和放热效率的影响



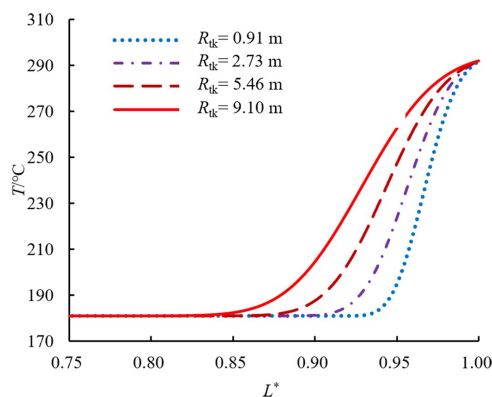
(c) 不同半径下填料导热系数对放热效率的影响

图 5 填料的导热系数对蓄热器的影响

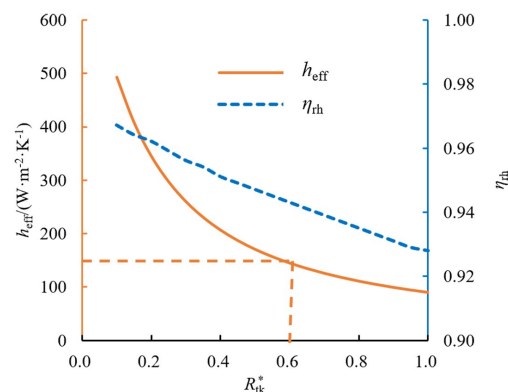
Fig. 5 Influence of thermal conductivity of filling material

2.4 蓄热器长径比的影响

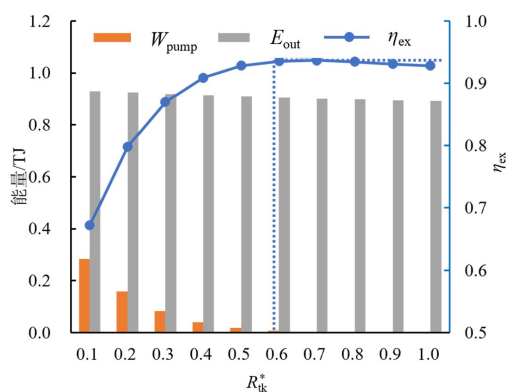
SOLAR ONE 太阳能光热电站蓄热子系统的蓄热器半径 $R_{\text{tk}}=9.1 \text{ m}$, 高度 $L_{\text{tk}}=12 \text{ m}$ 。蓄热器总蓄热量一定的情况下, 改变蓄热器长径比对蓄热器放热效率和蓄热器内温度分布的影响如图 6 所示。



(a) 放热结束时不同半径的蓄热器对应的温度分布



(b) 蓄热器半径对等效表面传热系数和放热效率的影响



(c) 蓄热器半径对焓效率、泵功和放出能量的影响

图 6 蓄热器的长径比对蓄热器的影响

Fig. 6 The effect of the tank's radius

当蓄热器的半径从 $0.1R_{\text{tk}}$ 增大到 $0.6R_{\text{tk}}$ 时, 过渡层的相对厚度增大, 蓄热器放热效率降低。图 6(b)

中蓄热器半径从 $0.1R_{ik}$ 增大到 $0.6R_{ik}$ 时,表面传热系数减小;当蓄热器半径大于 $0.6R_{ik}$ 后,等效表面传热系数降低速度明显放缓。在本文的研究范围内,蓄热器半径增大,放热效率线性降低。蓄热器半径对效率的作用机理在于:当导热流体的质量流量不变时,蓄热器半径的增大引起导热流体的流动速度 u 减小,导热流体和填料之间的等效表面传热系数降低,换热效果变差,过渡层厚度增大,放热结束时刻过渡层所携带能量增多,蓄热器放热效率降低。因此,减小蓄热器的半径可以增加导热流体和填料之间的换热系数,提高蓄热器放热效率。

蓄热器半径的减小会引起蓄热器高度的增大和导热流体流速加快,导致蓄热器内流动阻力增大,维持流动的耗功增加。因此,以焓效率为控制对象时,由于放热效率和流动耗功的相互制约,存在最优蓄热器长径比,具体结果如图 6(c) 所示。

以 SOLAR ONE 电站蓄热子系统为例,蓄热器的最优半径为 $0.6R_{ik}$,即 5.46 m,此时蓄热器对应高度为 33.4 m,由此得出蓄热器的最优长径比约为 3:1。

3 优化设计

结合蓄热器影响因素的分析,采用铸铁颗粒和鹅卵石颗粒分层设计的方法,以蓄热器焓效率为控制目标进行优化设计。选用半径为 5 mm 的铸铁颗粒在蓄热器上下两端,通过压缩蓄热和放热结束时刻的过渡层厚度,提高蓄热器焓效率。通过过渡层厚度的分析得出铸铁颗粒层最小占比为 5%,基于前文提出的最优长径比,选择最小占比的铸铁层,最终优化结果与原系统对比结果如表 3 所示。

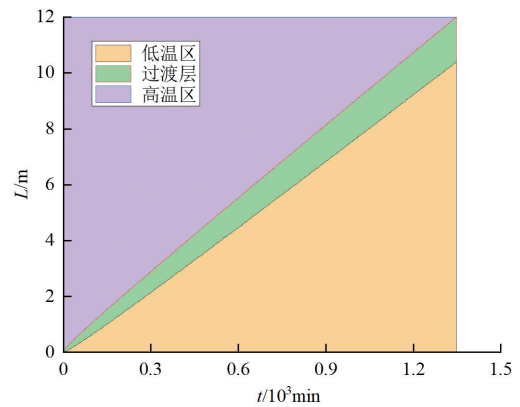
表 3 蓄热器优化前后对比

Table 3 Parameters of regenerator before and after optimization

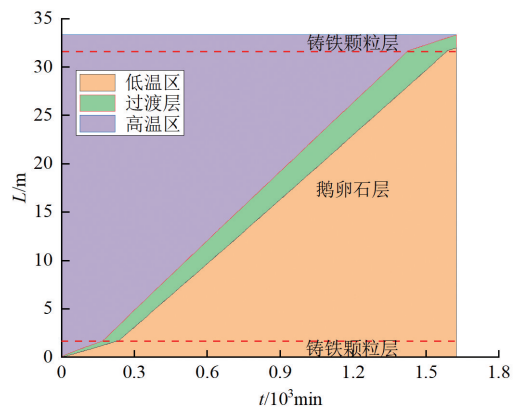
参数	数值	
	原系统	优化后
蓄热器半径/m	9.1	5.5
蓄热器高度/m	12.0	33.4
填料构成	上层	半径为 5 mm 铸铁颗粒
	中层	半径为 10 mm 鹅卵石颗粒
	下层	半径为 5 mm 铸铁颗粒
放热量/GJ	666	803
放热效率/%	93.2	94.9
泵功/MJ	2.20	107.56
焓效率/%	93.2	94.6
净释放焓/GJ	317	381

此时,蓄热器上下两端的铸铁层高度均为 1.67 m,占蓄热器总填料高度的 5%。蓄热器维持流动消耗的泵功增加,但是放热效率的显著提高,使得蓄热器整体焓效率得到提高。与优化前对比,蓄热器效率从 93.2% 提升至 94.6%,提高了 1.4%;蓄热器净释放焓从 317 GJ 提高至 381 GJ,提高了 20.2%。

蓄热器放热过程中,内部低温区,过渡层和高温区的分布如图 7 所示。放热结束时刻,优化设计后的蓄热器过渡层占比更小,过渡层所包含的热量更少,因而系统的放热效率更高。通过分层设计,在放热结束时刻,蓄热器上端的铸铁颗粒层能够压缩过渡层的高度,提高蓄热器放热效率和焓效率。优化后的铸铁颗粒层与放热结束时刻过渡层厚度基本一致,尽可能缩小铸铁层占比,达到了控制铸铁层厚度,减小蓄热器成本的目的。



(a) 优化前原蓄热器放热过程过渡层分布



(b) 优化后蓄热器放热过程过渡层分布

图 7 蓄热器优化前后放热过程过渡层分布对比
Fig. 7 Comparison of heat accumulator before and after optimization

4 结 论

本文结合舒曼模型和混合扩散模型的优点,提

出一套基于非稳态导热正规状况解的流-固两相模型,通过与 SOLAR ONE 试验电站蓄热子系统的实验数据对比,模型与实验测点最大误差为 3.8%,满足计算需求。通过分析对比,得出以下结论。

(1)以 SOLAR ONE 试验电站蓄热子系统参数为基础,在本文研究范围内,为了提高填充床蓄热器的放热效率,可以减小填料颗粒半径和蓄热器半径,或者增大填料导热系数;减小填料密度和比热容同样可以提升放热效率,但会导致蓄热器放出的热量减少,储能密度降低。

(2)填料导热系数对蓄热器效率的影响存在临界点:当 $k_s < 2.0 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 时,增大填料的导热系数可以显著提高蓄热器效率;填料颗粒半径增大,填料的临界导热系数随之增大。

(3)在 SOLAR ONE 电站的蓄热子系统中,以蓄热器焓效率为控制目标时,蓄热器填料最优半径为 1 mm,蓄热器最优长径比为 3:1。

(4)结合最优长径比和分层优化设计的方法,在蓄热器上下两端增设 5% 高度的铸铁颗粒层,实现了对蓄热器 1.4% 的焓效率提升和 20.2% 的净释放焓提升。

参考文献:

- [1] 国家能源局. 关于对《国家发展改革委 国家能源局关于加快推动新型储能发展的指导意见(征求意见稿)》公开征求意见的公告 [EB/OL]. (2021-04-21)[2022-04-28]. http://www.nea.gov.cn/2021-04/21/c_139896047.htm.
- [2] 席光,姚尔人,仲理科,等. 一种压缩空气与热化学耦合储能的冷热电联产系统 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(12): 1-8.
XI Guang, YAO Erren, ZHONG Like, et al. A novel combined cooling, heating and power system based on compressed air and thermochemical energy storage technology [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(12): 1-8.
- [3] 吴毅,胡东帅,王明坤,等. 一种新型的跨临界 CO_2 储能系统 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(3): 45-49, 100.
WU Yi, HU Dongshuai, WANG Mingkun, et al. A novel transcritical CO_2 energy storage system [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(3): 45-49, 100.
- [4] 刘青山,葛俊,黄葆华,等. 储能压力对液态压缩空气储能系统特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(11): 1-9.
LIU Qingshan, GE Jun, HUANG Baohua, et al. Influence of energy storage pressure on the characteristics of liquid air energy storage system [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(11): 1-9.
- [5] 王佳莹,高毅超,曹越,等. 湿空气透平循环的压缩空气储能热电联供系统热力学分析 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(7): 26-31.
WANG Jiaying, GAO Yichao, CAO Yue, et al. Thermodynamic analysis for CAES-HAT system combined power and heat generation [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(7): 26-31.
- [6] 杨小平,杨晓西,左远志,等. 高温填充床蓄热过程中流固传热温差分析 [J]. 工程热物理学报, 2015, 36(4): 825-828.
YANG Xiaoping, YANG Xiaoxi, ZUO Yuanzhi, et al. The heat transfer temperature difference study between fluid and solid during the charging process of a high temperature packed bed storage system [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(4): 825-828.
- [7] BAYÓN R, ROJAS E. Simulation of thermocline storage for solar thermal power plants: from dimensionless results to prototypes and real-size tanks [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 60: 713-721.
- [8] 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 Huihua, PENG Hao, LING Xiang. Study on the thermal performance of a packed bed molten salt thermocline thermal storage system [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2015, 36(11): 2610-2617.
- [9] YANG Xiaoping, CAI Zhuodi. An analysis of a packed bed thermal energy storage system using sensible heat and phase change materials [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 144: 118651.
- [10] 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.
- [11] XU Chao, WANG Zhifeng, HE Yaling, et al. Parametric study and standby behavior of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system [J]. Renewable Energy, 2012, 48: 1-9.
- [12] 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.
YIN Huibin, DING Jing, YANG Xiaoxi. 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.
- [13] 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 Mengjie, QIU Yu, HE Yaling. Heat storage performance research of a novel multi-layered packed-bed thermocline tank [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2018, 39(8): 2226-2233.
- [14] 王政伟, 吕长宁, 钱莉, 等. 固体蓄热器填充床容积蓄热率的分析与研究 [J]. 太阳能学报, 2019, 40(12): 3389-3394.
- WANG Zhengwei, LV Changning, QIAN Li, et al. Numerical calculation and analysis of volumetric heat storage ratio in packed bed of solid thermal storage [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2019, 40(12): 3389-3394.
- [15] LUGOLOLE R, MAWIRE A, OKELLO D, et al. Experimental analyses of sensible heat thermal energy storage systems during discharging [J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2019, 35: 117-130.
- [16] AGRAWAL P, GAUTAM A, KUNWAR A, et al. Performance assessment of heat transfer and friction characteristics of a packed bed heat storage system embedded with internal grooved cylinders [J]. Solar Energy, 2018, 161: 148-158.
- [17] GAUTAM A, SAINI R P. A review on technical, applications and economic aspect of packed bed solar thermal energy storage system [J]. Journal of Energy Storage, 2020, 27: 101046.
- [18] OKELLO D, NYDAL O J, BANDA E J K. Experimental investigation of thermal de-stratification in rock bed TES systems for high temperature applications [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 86: 125-131.
- [19] THANGANADAR D, FORNARELLI F, CAMPOREALE S, et al. Thermo-economic analysis, optimisation and systematic integration of supercritical carbon dioxide cycle with sensible heat thermal energy storage for CSP application [J]. Energy, 2022, 238(B): 121755.
- [20] INCROPERA F P. Fundamentals of heat and mass transfer [M]. 6th ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley, 2007.
- [21] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [22] 高龙, 格格塔娜, 孙佰仲, 等. 填充床潜热储热数值模型研究进展 [J]. 发电技术, 2019, 40(4): 339-346.
- GAO Long, GEGEN tana, SUN Baizhong, et al. Advances in numerical simulation of latent heat storage in packed beds [J]. Power Generation Technology, 2019, 40(4): 339-346.
- [23] SCHUMANN T E W. Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism [J]. Journal of the Franklin Institute, 1929, 208(3): 405-416.
- [24] YANG Zhen, GARIMELLA S V. Thermal analysis of solar thermal energy storage in a molten-salt thermocline [J]. Solar Energy, 2010, 84(6): 974-985.
- [25] GRIGULL U, SANDNER H. Heat conduction [M]. Washington, USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1984.
- [26] WAKAO N, FUNAZKRI T. Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid mass transfer coefficients in packed beds: correlation of Sherwood numbers [J]. Chemical Engineering Science, 1978, 33(10): 1375-1384.
- [27] SKEEL R D, BERZINS M. A method for the spatial discretization of parabolic equations in one space variable [J]. SIAM Journal on Scientific and Statistical Computing, 1990, 11(1): 1-32.
- [28] FAAS S E. 10-MWe solar-thermal central-receiver pilot plant: thermal-storage-subsystem evaluation-subsystem activation and controls testing phase [EB/OL]. (1983-07-01) [2022-05-02]. <https://www.osti.gov/biblio/5873493>.
- [29] MACDONALD I F, EL-SAYED M S, MOW K, et al. Flow through porous media: the Ergun equation revisited [J]. Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals, 1979, 18(3): 199-208.

(编辑 荆树蓉 亢列梅)