

DOI: 10.7652/xjtuxb201807012

双层填充床储热器储热性能实验研究

金波, 李明佳, 徐阳, 马朝

(西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为提高相变储热球填充床储热器的储热性能,提出了一种沿流动方向减小相变球球径的双层填充床储热器结构,并开展了储热器储热性能的实验研究,获得了储热器内的空气及储热球温度的变化规律。结果表明,沿换热流体流动方向的空气温度逐渐降低,采用双层变球径相变球填充床储热器结构后,填充床下层的储热球能够较快熔化,提高了填充床下层的换热效果,改善了储热器的换热温度不均匀性,从而提高了储热性能。其次,研究了不同空气进口温度和质量流量对该储热器储热速率及储热效率的影响规律,结果表明:当空气进口温度从 425 ℃ 增加到 465 ℃ 时,储热速率提高了 60.5%,储热效率从 84.8% 提高到了 91.1%;当质量流量从 180 kg · h⁻¹ 增加到 260 kg · h⁻¹ 时,储热速率提高了 23.5%,储热效率略有下降。最后,对比了双层储热器与单层储热器的储热性能,结果表明,在相同进口温度和质量流量下,双层储热器的储热速率优于单层储热器,储热速率最大可比单层储热器提高 12.4%。该研究可为高温熔盐相变球填充床储热器的设计及性能优化提供实验参考。

关键词: 双层填充床储热器;高温熔盐;储热性能;实验研究

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)07-0080-07

Experimental Study on the Thermal Performance of a Thermal Storage with Double-Layered Packed Bed

JIN Bo, LI Mingjia, XU Yang, MA Zhao

(Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering of MOE, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A new thermal storage packed with double-layered diameter-variable phase change material (PCM) capsules is presented to improve its thermal performance. First, the temperature evolution of air and PCM capsules are studied. The temperature of air decreases gradually along its flow direction. The lower-layer PCM capsules with smaller diameters can be quickly melted than the upper-layer capsules with larger diameters, which improves the heat exchange effect and heat exchange non-uniformity of this new thermal storage and hence leads to the enhancement of thermal performance. Moreover, the influences of different inlet temperatures and mass flow rates on the heat charging rate and efficiency are discussed. The results show that the charging rate is increased by 60.5% when inlet temperature is raised from 425 ℃ to 465 ℃. The charging efficiency is also improved from 84.8% to 91.1%. The charging rate can be increased by 23.5% when the mass flow rate is raised from 180 kg · h⁻¹ to 260 kg · h⁻¹. Finally, the thermal performance of this thermal storage packed with double-layered diameter-variable PCM capsules

收稿日期: 2018-01-28。 作者简介: 金波(1992—),男,硕士生;李明佳(通信作者),女,讲师。 基金项目: 陕西省自然科学基金基础研究计划资助项目(2015JM5222);国家自然科学基金创新研究群体资助项目(51721004)。

网络出版时间: 2018-04-02 网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20180402.1546.002.html>

is further compared with that of single-layered thermal storage. The maximum charging rate of former increases by 12.4% compared with that of latter. This study may provide a design reference for the thermal storage systems taking high-temperature molten salt as phase change material.

Keywords: double-layered packed-bed thermal storage; high-temperature molten salt; thermal storage performance; experimental study

在太阳能热发电站中,为了解决太阳能波动性与不连续性问题,通常会配有储热系统。据统计,目前在建的槽式太阳能热发电系统中,有 80% 都设计了储热系统,而在建的塔式系统中,几乎都设计了储热系统^[1]。储热系统可以有效地解决太阳能热发电系统中热能供需双方在空间和时间上的不匹配问题,缓解短期的天气变化带来的波动影响,提高发电系统的稳定性和能源的利用效率^[2-5]。

在目前的太阳能热发电站中,双罐储热系统是商业应用最广泛的一种储热技术,但是双罐系统的熔盐消耗量多、占地面积大、建造成本较高,而单罐熔盐储热系统结构简单,与双罐储热系统相比投资成本可降低 20%~37%^[6]。采用相变储热球作为单罐系统中的储热材料,不仅可以提高储热罐体的储能密度,还能维持恒定的输出温度,提高系统发电效率,因此在太阳能热发电领域获得了越来越多的关注。在理论研究方面,Wu 和 He 等建立了相变球填充床储热器的二维数学模型,采用数值模拟的方法研究了相变材料熔点、储热球直径、换热流体进口流速等不同设计参数对填充床储热器储热传热性能的影响规律^[7-8]。Xia 等提出了一种有效填充床模型,获得了填充床内空隙部分的空气流动情况以及储热球内的温度分布^[9]。在实验研究方面,Alam 等将硝酸钠储热球在填充床内进行了实验测试,结果表明,在储热器进口处的储热球储热过程进行的较快,换热流体与相变材料的温度变化具有相同的趋势,提高进口流速可以缩短储放热时间^[10]。本课题组搭建了高温相变梯级储热实验台,采用实验的方法对单级高温套管式熔盐相变储热器以及多级高温套管式熔盐相变储热器的储放热性能进行了实验研究,获得了单级与梯级储热器的储放热温度变化及不同工况参数对储热器储放热性能的影响规律^[11-13]。

目前少有关于高温熔盐相变球填充床储热器储热性能的实验研究,对于高温熔盐相变球填充床内温度的分布规律实验测试较少,同时缺乏不同参数对储热器性能的影响规律。本文在课题组前期实验工作的基础上,为进一步提高储热器储热性能,提出

了一种沿流动方向减小球径的双层变球径相变球填充床储热器结构,与单层储热器相比,在储热量变化不大的情况下,具有更高的储热速率,显著地提高了储热器的储热性能。本文通过实验测试了双层变球径储热器的储热性能,获得了储热器内空气和储热球温度变化规律,分析了空气进口温度以及质量流量对储热器储热性能的影响规律,对比了单层储热器与双层变球径储热器的储热性能。这些研究可为相变球填充床储热器的设计及性能优化提供实验依据。

1 实验装置及测试系统

1.1 双层变球径相变球填充床高温熔盐储热器

储热器罐体及储热球的实物图如图 1 所示。圆柱形的储热罐高度为 505 mm、外径为 272 mm、壁厚为 6 mm,填充床部分高度为 260 mm,其内部装满相变储热球,储热球内的相变材料为三元碳酸盐 $\text{Li}_2\text{CO}_3\text{-K}_2\text{CO}_3\text{-Na}_2\text{CO}_3$,质量比为 32:35:33,采用不锈钢进行封装,相变材料及储热罐不锈钢的具体物性参数见表 1。在储热过程中,高温空气从储热罐顶部进入,与储热罐内的相变储热球进行换热后流出。在储热器进出口布置了均流分布器,以实现高温空气的均匀分布,在储热器的底部装有一个金属支架,用以支撑填充床内的储热球。同时,采用厚度为 200 mm 的硅酸铝棉作为保温材料包裹在储热器外壁面,以减少实验过程中的热损失。

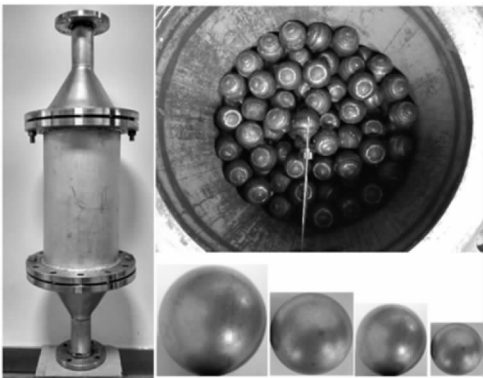


图 1 储热罐及储热球示意图

在本文前期的工作中,通过实验测试了在储热罐内全部填充直径为 30 mm 储热球的相变球填充床温度分布特性以及储热性能,发现在储热过程中,储热器进口段温度高、换热温差大、换热效果好,出口段温度低、换热温差小、换热效果差;储热球直径越小,换热流体与储热球的换热面积越大,储热速率越快。为了进一步提高相变球填充床储热器的储热性能,本文提出了双层变球径相变球填充床储热器结构,如图 2 所示,两种大小不同的储热球分别布置在实验段进口和出口,两段体积占比相同。储热器内上层为高温空气进口段,温度高、换热温差大、换热效果好,故采用了直径较大的储热球;在储热器下层,随着空气温度沿流程不断下降,换热温差小、换热效果变差,故采用了小直径储热球,以增大换热面积,提高储热器的储热速率。为了获得双层变球径相变球填充床储热器的储热性能,同时兼顾储热球的加工成本,选择了 30、25 mm 两种不同直径的储热球进行了实验测试。两种储热球内相变材料体积填充率均为 74.6%,大直径储热球内相变材料的质量为 (24.3 ± 0.2) g,小直径储热球内相变材料的质量为 (14.1 ± 0.2) g。

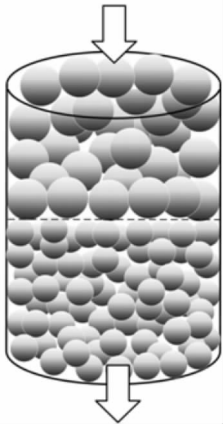


图 2 双层变球径储热器示意图

表 1 材料物性参数

材料	参数	数值
相变材料	熔点/ $^{\circ}\text{C}$	395.1
	潜热/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	273.0
	密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	2 310
	导热系数/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	1.69(固态)
		1.60(液态)
	比热容/ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	1 540(350 $^{\circ}\text{C}$)
		1 640(450 $^{\circ}\text{C}$)
不锈钢	导热系数/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	18.9
	比热容/ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	500
	密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	7 900

1.2 高温熔盐相变球填充床储热系统测试平台

实验在本课题组前期搭建的高温相变储热测试实验平台上进行^[11],在原实验台基础上,本文进一步设计了高温熔盐相变球储热器,图 3 所示为高温熔盐相变球填充床储热系统测试平台示意图,主要由 5 部分组成,分别为高温空气输送系统、实验段、空气流量和温度控制系统、空气冷却系统(高温空气释放热量后再被水冷却后排出)和数据采集系统。在储热过程中,空气经鼓风机压缩后进入加热器加热,而后流经实验段自上而下实现对储热罐的加热,最后经过空气冷却器与水换热后排出。

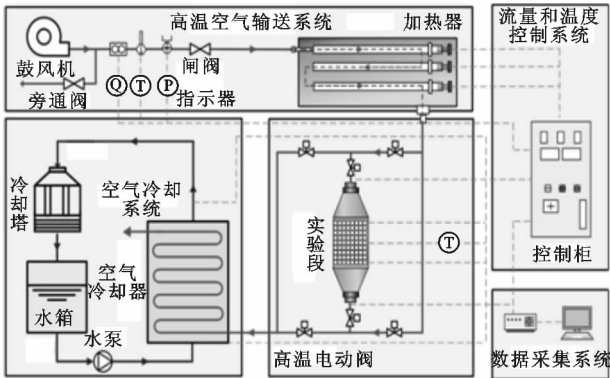
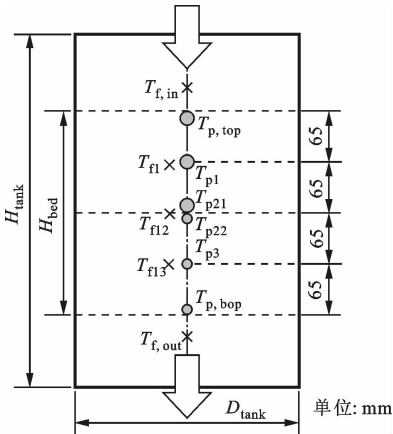


图 3 高温熔盐相变球填充床储热系统测试平台示意图

填充床内温度测点位置如图 4 所示,在进出口布置了 2 个空气温度测点和储热球温度测点,在中心轴上均匀布置了 3 个储热球温度测点和空气温度测点。其中储热球的温度测量是将温度测点布置在储热球内中心点,通过在储热球上焊接热电偶底座固定热电偶。实验段进出口以及相变储热球内熔盐的温度均由 K 型热电偶测量,型号为 WRNK-191,测量范围为 0~800 $^{\circ}\text{C}$,测量精度为 0.5%。涡街流量计的型号为 MAT-LUGB1206C,流量范围为 60



T_f 为空气温度; T_p 为储热球温度

图 4 热电偶位置示意图

$\sim 600 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 测量精度为 1.5% 。通过 Keithley 2700 对各热电偶的温度数据进行采集。

1.3 储热性能评价指标

为了评价相变球填充床储热器的储热性能, 采用储热时间、储热量、储热速率、储热效率等指标来定量说明, 储热器的理论储热量 Q_s 包括相变材料的潜热与显热储热量、不锈钢球以及储热罐体的显热储热量。各评价参数的定义如下。

理论储热量

$$Q_s = m_p [C_{p,s} (T_m - T_{ini}) + \Delta H + C_{p,l} (T_{in} - T_m)] + m_{\text{shell}} C_{p,\text{shell}} (T_{in} - T_{ini}) + m_{\text{tank}} C_{p,\text{tank}} (T_{in} - T_{ini}) \quad (1)$$

储热过程中换热流体传递给储热器的热量

$$Q_{\text{ch}} = \dot{m}_f \Delta \tau \sum_{i=1}^{N_{\text{ch}}} (\bar{C}_{p_{f,\text{in}}} \bar{T}_{f,\text{in}} - \bar{C}_{p_{f,\text{out}}} \bar{T}_{f,\text{out}})_i \quad (2)$$

储热速率

$$P_{\text{ch}} = \frac{\dot{m}_f \Delta \tau \sum_{i=1}^{N_{\text{ch}}} (\bar{C}_{p_{f,\text{in}}} \bar{T}_{f,\text{in}} - \bar{C}_{p_{f,\text{out}}} \bar{T}_{f,\text{out}})_i}{\tau_{\text{ch}}} \quad (3)$$

储热效率

$$\eta_{\text{ch}} = \frac{Q_s}{Q_{\text{ch}}} \times 100\% \quad (4)$$

式中: $\bar{C}_{p_{f,\text{in}}}$ 、 $\bar{C}_{p_{f,\text{out}}}$ 为储热器进出口空气平均比定压热容; $\bar{T}_{f,\text{in}}$ 、 $\bar{T}_{f,\text{out}}$ 为储热器进出口空气温度; $\dot{m}_f$ 为空气的质量流量; $\Delta \tau$ 为数据采集器在储热过程和放热过程中采集数据的时间间隔, 实验中均为 5 s ; i 为数据采集器采集的点数; N_{ch} 为储热过程和放热过程总的采集点数; τ_{ch} 为储热时间。

2 实验测试与结果讨论

2.1 换热流体与储热球温度分布

在储热过程中, 填充床初始温度为 345°C , 进口温度为 445°C , 质量流量为 $260 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ 。图 5 是双层变球径填充床储热器储热过程中换热流体的温度分布。从图中可见, 储热过程中进口温度逐渐上升, 达到 445°C 后保持恒定, 沿着换热流体流动方向, 储热器内的空气温度逐渐均匀降低, 储热过程结束后, 进出口仍存在 11°C 左右的温差。由于实验是在较高温度范围进行的, 储热过程中系统与环境之间存在一定的热损失, 所以在储热过程结束后仍有一定温差。

图 6 所示是储热过程中沿储热器轴向储热球内温度随时间的变化曲线, 随着储热过程的进行, 在储热器上下层不同直径的储热球沿着轴向依次熔化,

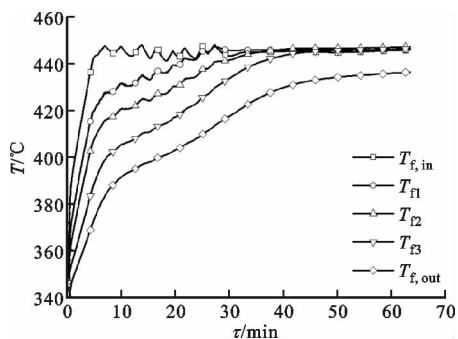


图 5 储热过程中换热流体温度随时间的变化

每个球的储热过程都可以分为固态显热储热、相变潜热储热和液态显热储热 3 个阶段, 完成储热过程后, 储热球内温度维持在 445°C 左右不变。可以看出, 在储热过程中, T_{p22} 的温度高于 T_{p21} , T_{p3} 的温度与 T_{p21} 接近, 说明在 T_{p22} 和 T_{p3} 之间的储热球温度均高于上层 T_{p3} 的温度。这表明在储热器下层小直径储热球比上层大直径储热球熔化更快, 很显然, 由于下层的储热球具有较大的换热面积以及较小的内部导热热阻, 因此改善了储热器的换热, 提高了储热器的储热性能。

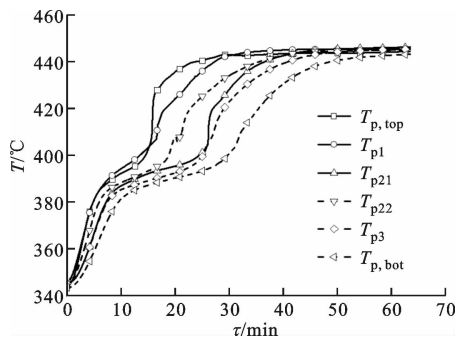


图 6 储热过程中储热球温度随时间的变化

图 7 给出了在填充床上下层分层处小直径储热球与大直径储热球之间温差随时间的变化趋势, 可以近似认为大直径储热球与小直径储热球具有相同的换热条件。从图中可以看出: 在储热过程中, 储热球温差会出现两次峰值, 在固态显热储热初始阶段, 由于小直径储热球内部的导热热阻更小, 因此温度快速上升, 温差逐渐增加并到达最大值 7.8°C ; 当小直径储热球内部的熔盐开始发生相变时, 温度上升缓慢, 大直径储热球内部的熔盐依然在进行显热储热过程, 温差逐渐减小; 当两个储热球温度都达到相变温度区间时, 温差达到最小; 然后, 由于小直径储热球内部的熔盐完成了相变潜热储热阶段, 进入液态显热储热阶段, 而大直径储热球内部熔盐温度依然在相变温度区域, 使得温差再一次快速上升, 达到

第二次峰值 23.9℃;最后,随着大直径储热球进入液态显热储热阶段,温差逐渐减小,最后趋近于 0。

可见,在填充床内部,空气温度沿流动方向均匀下降,导致下层的换热温差减小,换热效果变差,而采用小直径储热球则提高了填充床下层的换热面积,改善了储热器内的换热不均匀性,从而提高了储热器的储热性能。

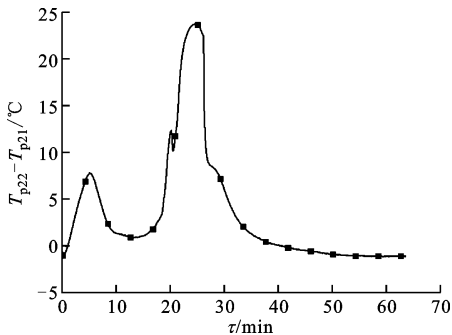


图 7 上下层分层处大小球温差随时间的变化

2.2 空气进口温度的影响

为研究进口温度对相变球填充床储热性能的影响,选择了 425、445、465℃共 3 种进口温度进行了实验研究,储热过程的初始温度为 345℃。图 8 是不同进口温度下在双层分层处大直径储热球与小直径储热球的温度随时间的变化。从图中可以看出,在双层分层处,小直径储热球比大直径储热球熔化更快,温度上升也更快,且随着进口温度的升高,储热完成的时间越短。为了更好地说明大直径储热球与小直径储热球之间的温度变化情况,采用小直径储热球与大直径储热球的温差随时间的变化来说明,如图 9 所示。可以看出,进口温度越高,大小球温差的最大值也越高,当进口温度分别为 425、445、465℃时,储热球之间最大温差分别为 15.3、23.9、26.8℃。可见,提高进口温度可以显著地增强换热流体与储热球内熔盐的换热,提高储热速率。

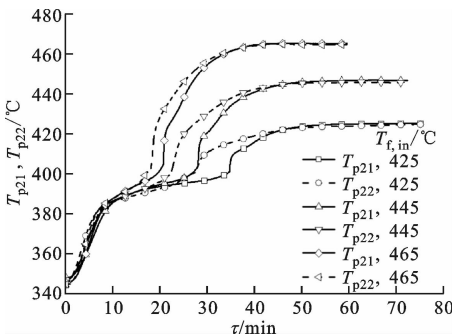


图 8 不同进口温度下大直径储热球与小直径储热球温度随时间的变化

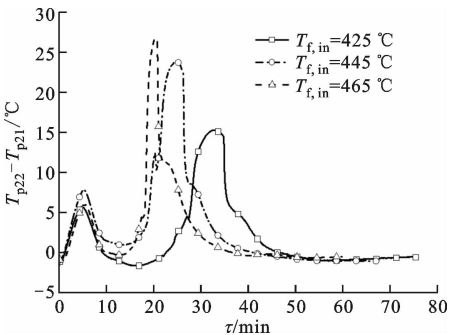


图 9 不同进口温度下大直径储热球与小直径储热球温差随时间的变化

表 2 给出了不同进口温度下双层变球径储热器的储热性能参数,并与单层储热器结构的储热性能进行了对比。从实验结果可以看出:随着进口温度的升高,单层储热器与双层变球径储热器的储热量均有所增加,这是因为进口温度的提高可以使得储热球增加一部分显热储热量;同时,单层储热器和双层变球径储热器的储热速率均有所提高。以双层变球径储热器为例:当进口温度为 425℃时,储热速率为 1 406.9 W,当进口温度为 445℃时,储热速率为 1 700.4 W,提高了 20.9%,当进口温度为 465℃时,储热速率为 2 258.0 W,提高了 60.5%;在进口温度相同的条件下,双层变球径储热器与单层储热器相比,储热量减少,但是储热时间也相对减少,相比于单层储热器,双层变球径储热器储热速率更快,当进口温度为 425℃时,双层变球径储热器的储热速率相比于单层储热器提高了 12.4%,温度为 445℃时提高了 8.1%,温度为 465℃时提高了 6.4%;随着进口温度的升高,储热器的储热效率相应提高,当进口温度从 425℃升高到 465℃时,单层储热器的储热效率从 83.3%提高到了 91.1%,双层变球径储热器的储热效率从 84.8%提高到了 91.1%,这是因为当进口温度就高,储热过程的换热效果就越好,加热时间越短,储热效率提高越显著。

表 2 不同进口温度下双层变球径储热器储热性能

$T_{f,in}/^{\circ}\text{C}$		τ_{ch}/min	Q_{ch}/kJ	P_{ch}/W	$\eta_{ch}/\%$
425	单层	85.5	6 422.2	1 251.9	83.8
	双层	71.3	6 018.7	1 406.9	84.8
445	单层	71.8	6 778.9	1 573.6	89.8
	双层	63.5	6 478.5	1 700.4	89.4
465	单层	58.8	7 445.8	2 121.3	91.1
	双层	52.5	7 112.8	2 258.0	91.1

2.3 空气质量流量的影响

为了研究换热流体质量流量对高温相变球填充

床储热器的储热性能的影响,在 180、220、260 kg · h⁻¹ 共 3 种质量流量下对储热器换热性能进行了测试,储热过程中换热流体进口温度为 445 ℃,初始温度为 345 ℃。

图 10 给出了不同质量流量下在储热器上下层分层处大直径储热球与小直径储热球温度随时间变化的曲线。从图中可以看出,随着质量流量的增加,储热过程进行得越快,且在相同工况条件下,小直径储热球的熔化时间均明显快于大直径储热球。图 11 是不同质量流量下小直径储热球与大直径储热球温差随时间变化的曲线。可以看出,质量流量的改变对大直径储热球与小直径储热球的最大温差影响不大,当质量流量分别为 180、220、260 kg · h⁻¹ 时,储热球之间最大温差分别为 23.5、23.7、23.9 ℃。

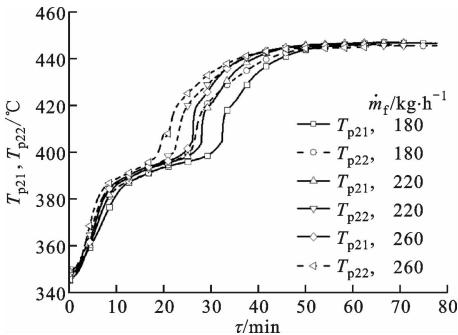


图 10 不同质量流量下大直径储热球与小直径储热球温度随时间的变化

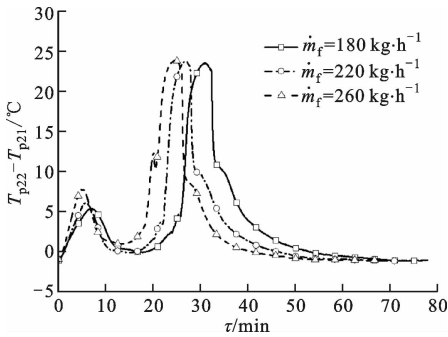


图 11 不同质量流量下大直径储热球与小直径储热球温差随时间的变化

表 3 是不同质量流量下双层变球径储热器的储热性能参数,并与单层储热器结构的储热性能进行了对比。从实验结果可以看出:随着质量流量的增加,单层储热器与双层变球径储热器的储热量变化不大,质量流量的增加不会影响储热器的总体储热量,但是单层储热器和双层变球径储热器的储热速率均提高,以双层变球径储热器为例,当质量流量为 180 kg · h⁻¹ 时,储热速率为 1 377.0 W,当质量流量为 220 kg · h⁻¹ 时,储热速率为 1 515.1 W,提高

了 10.0%,当质量流量为 260 kg · h⁻¹ 时,储热速率为 1 700.4 W,提高了 23.5%;在质量流量相同的情况下,双层变球径储热器与单层储热器相比,储热量有所减少,但是储热时间也相对减少,双层变球径储热器储热速率相比于单层储热器明显提高,当质量流量分别为 180、220、260 kg · h⁻¹ 时,双层变球径储热器的储热速率相比于单层储热器分别提高了 12.4%、5.4%、8.1%;提高质量流量,储热器的储热效率会略有下降,但是没有发生较大的变化,因为质量流量主要影响换热流体与储热球之间的换热效果,对储热器的储热效率影响不大。

表 3 不同质量流量下双层变球径储热器储热性能

$\dot{m}_t / \text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$		$\tau_{\text{ch}} / \text{min}$	$Q_{\text{ch}} / \text{kJ}$	P_{ch} / W	$\eta_{\text{ch}} / \%$
180	单层	89.4	6 574.3	1 225.6	92.6
	双层	75.4	6 229.6	1 377.0	93.0
220	单层	77.2	6 676.1	1 441.3	91.2
	双层	69.9	6 354.5	1 515.1	91.2
260	单层	71.8	6 778.9	1 573.6	89.8
	双层	63.5	6 478.5	1 700.4	89.4

3 结 论

为提高相变球填充床储热器的储热性能,本文提出了一种沿流动方向减小球径的双层变球径相变球填充床储热器结构,通过实验测试了双层变球径储热器的储热性能,并与单层储热器的储热性能进行了对比,同时研究了不同进口温度和质量流量对双层变球径填充床储热器储热性能的影响,获得了如下主要结论:

(1)双层变球径储热器内换热流体与储热球温度变化的规律表明,在填充床下层的小直径储热球比大直径储热球更容易熔化,采用双层变球径结构后,小直径储热球增大了填充床下层的换热面积,从而提高了储热器的储热速率;

(2)提高进口温度和质量流量均可以提高双层变球径储热器的储热速率,当空气进口温度从 425 ℃增加到 465 ℃时,储热速率提高了 60.5%,储热效率从 84.8%提高到了 91.1%;当质量流量从 180 kg · h⁻¹ 时增加到 260 kg · h⁻¹ 时,储热速率提高了 23.5%,储热效率略有下降;

(3)与单层储热器结构相比,双层变球径储热器可以明显改善储热器内的温度不均匀性,从而提高储热器的换热性能,在相同进口温度和质量流量的实验工况下,双层变球径储热器的储热速率相比于

单层储热器最大可提高 12.4%。

参考文献:

- [1] LIU M, TAY N H S, BELL S, et al. Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, 53: 1411-1432.
- [2] ALVA G, LIU L, HUANG X, et al. Thermal energy storage materials and systems for solar energy applications [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 68: 693-706.
- [3] WU M, LI M, XU C, et al. The impact of concrete structure on the thermal performance of the dual-media thermocline thermal storage tank using concrete as the solid medium [J]. *Applied Energy*, 2014, 113: 1363-1371.
- [4] XU Y, REN Q, ZHENG Z J, et al. Evaluation and optimization of melting performance for a latent heat thermal energy storage unit partially filled with porous media [J]. *Applied Energy*, 2017, 193: 84-95.
- [5] XU Y, LI M J, ZHENG Z J, et al. Melting performance enhancement of phase change material by a limited amount of metal foam: configurational optimization and economic assessment [J]. *Applied Energy*, 2018, 212: 868-880.
- [6] LI M J, QIU Y, LI M J. Cyclic thermal performance analysis of a traditional single-layered and of a novel multi-layered packed-bed molten salt thermocline tank [J]. *Renewable Energy*, 2018, 118: 565-578.
- [7] WU M, XU C, HE Y L. Dynamic thermal performance analysis of a molten-salt packed-bed thermal energy storage system using PCM capsules [J]. *Applied Energy*, 2014, 121: 184-195.
- [8] WU M, XU C, HE Y. Cyclic behaviors of the molten-salt packed-bed thermal storage system filled with cascaded phase change material capsules [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 93: 1061-1073.
- [9] XIA L, ZHANG P, WANG R Z. Numerical heat transfer analysis of the packed bed latent heat storage system based on an effective packed bed model [J]. *Energy*, 2010, 35(5): 2022-2032.
- [10] ALAM T E, DHAU J, GOSWAMI D Y, et al. Experimental investigation of a packed-bed latent heat thermal storage system with encapsulated phase change material [C] // ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. New York, USA: ASME, 2014: V06BT07A050.
- [11] 马朝, 何雅玲, 袁帆, 等. 高温套管式熔融盐相变蓄热器蓄热性能实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2017, 51(5): 1-8.
MA Zhao, HE Yaling, YUAN Fan, et al. Experimental study on the thermal performance of high temperature shell-and-tube molten salt phase-change thermal energy storage [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2017, 51(5): 1-8.
- [12] MA Z, YANG W W, YUAN F, et al. Investigation on the thermal performance of a high-temperature latent heat storage system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 122: 579-592.
- [13] YUAN F, LI M J, MA Z, et al. Experimental study on thermal performance of high-temperature molten salt cascaded latent heat thermal energy storage system [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 118: 997-1011.

[本刊相关文献链接]

- 姚尔人, 席光, 王焕然, 等. 一种新型压缩空气与抽水复合储能系统的热力学分析. 2018, 52(3): 12-18. [doi: 10.7652/xjtuxb201803002]
- 何子伟, 罗马吉, 涂正凯. 等温压缩空气储能系统喷水量研究. 2018, 52(1): 33-39. [doi: 10.7652/xjtuxb201801006]
- 马朝, 何雅玲, 袁帆, 等. 高温套管式熔融盐相变蓄热器蓄热性能实验研究. 2017, 51(5): 1-8. [doi: 10.7652/xjtuxb201705001]
- 姚尔人, 王焕然, 席光. 一种压缩空气储能与内燃机技术耦合的冷热电联产系统. 2016, 50(1): 22-27. [doi: 10.7652/xjtuxb201601004]
- 吴毅, 胡东帅, 王明坤, 等. 一种新型的跨临界 CO₂ 储能系统. 2016, 50(3): 45-49. [doi: 10.7652/xjtuxb201603007]
- 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. 2016, 50(7): 26-31. [doi: 10.7652/xjtuxb201607005]
- 吴毅, 王佳莹, 王明坤, 等. 基于超临界 CO₂ 布雷顿循环的塔式太阳能集热发电系统. 2016, 50(5): 108-113. [doi: 10.7652/xjtuxb201605016]
- 周士鹤, 郭亚丽, 沈胜强, 等. 低温多效蒸发海水淡化装置中流动阻力对传热温差的影响. 2015, 49(5): 30-35. [doi: 10.7652/xjtuxb201505005]

(编辑 荆树蓉)