

## 单罐熔融盐释热传热规律实验研究

孙晓丽, 鹿院卫, 崔锡民, 于 强, 吴玉庭, 马重芳

(北京工业大学环境与能源工程学院, 北京 100124)

**摘 要:** 为得到单罐内熔融盐释热传热规律以提高换热量, 分析无隔板下进上出、无隔板上进下出和有隔板上进下出3种不同取热条件下熔盐的释热实验规律。通过对单罐内熔盐温度分布、释热换热器出口温度、释热换热量、能量释放率及释热换热器的瞬时效率5个评价指标对单罐蓄热系统释热性能进行分析。结果表明, 单罐系统内布置圆柱形隔板, 且以释热介质从蓄热罐顶部流入底部流出的取热形式, 熔盐温度出现微小分层, 释热换热器出口温度及释热换热量均达到最高, 盘管换热器的瞬时效率最高, 取热时间最短。此研究结果可为熔盐单罐蓄热系统设计提供依据。

**关键词:** 太阳能; 单罐; 熔盐; 圆柱形隔板; 实验研究

**中图分类号:** TK12; TK51 **文献标识码:** A

## 0 引 言

熔融盐蓄热<sup>[1,2]</sup>作为太阳能高温热发电技术的关键环节, 近年来受到了广泛关注。目前, 较为成熟的蓄热技术为熔盐双罐蓄热<sup>[3]</sup>, 但其蓄热成本较高, 寻求单罐蓄热是人们的研究目标。在蓄热罐内布置浸没式换热器, 利用冷、热流体流过换热器实现单罐蓄热及释热, 是建筑物供热水单罐储热系统较传统的蓄热方式<sup>[4]</sup>。这种设计用于太阳能高温蓄热可减少熔盐泵的使用, 但蓄热和释热速率会受到熔盐侧自然对流的限制。实验<sup>[5-7]</sup>和模拟<sup>[8,9]</sup>研究发现, 释热过程中螺旋盘管壁面产生的冷羽在罐内引起微对流, 会增加罐内熔盐发生渗混, 引起罐内熔盐熵增, 进而影响罐内熔盐释热效率。为了改善此问题, 可改变盘管换热器内释热介质流动方向以及在蓄热罐内布置隔板阻止释热过程中罐内蓄热介质的微对流渗混, 提高蓄热介质的释热效率和换热量。

国内外学者做了大量有关提高释热换热量理论与实验方面的研究。Chauvet 等<sup>[10]</sup>和 Mote 等<sup>[11]</sup>研究水平放置与垂直放置隔板对释热的影响, 分析发现提高换热量的程度都很小, 主要是因为浸没在

蓄热介质中的隔板较短, 大部分冷热流体混合引起罐内蓄热介质熵增。Kulacki 等<sup>[12]</sup>通过数值模拟研究了特殊形状隔板对单罐内水的释热传热规律的影响, 分析发现, 此种隔板能够有效控制释热过程中换热器壁面流体自然对流方向。Su Yan 等<sup>[13]</sup>用数值模拟的方法研究了单罐内布置圆柱形隔板的罐内释热过程, 结果发现换热量增加, 取热速率增加。Haltiwanger 等<sup>[14]</sup>用实验的方法研究了单罐内布置圆柱形隔板, 将释热换热器布置在单罐内不同高度水的释热传热规律, 研究发现, 加圆柱形隔板后, 换热量相较于无隔板时, 增加了 20%; 释热换热器在环形通道内的位置越靠近顶部, 换热量越大。

综上所述, 目前以水为介质的单罐蓄热与释热数值计算和实验研究较多, 并得到了不同隔板、不同位置处释热换热器表面蓄热介质释热传热规律。但对于以熔盐为蓄热介质且改变释热介质进出盘管换热器方向对单罐熔盐释热规律影响的研究则少有相关报道。本文以空气为释热介质对单罐内熔融盐释热传热规律进行实验研究, 分析有、无隔板和改变释热介质进出盘管换热器方向对熔盐释热传热规律的影响, 为熔盐单罐蓄热提供设计依据。

收稿日期: 2015-12-16

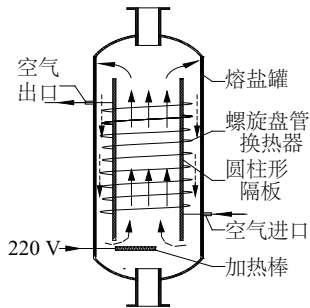
基金项目: 国家自然科学基金(51576006); 国家国际科技合作专项(2014DFA60600)

通信作者: 鹿院卫(1971—), 女, 博士、教授, 主要从事可再生能源利用方面的研究。luyuanwei@bjut.edu.cn

# 1 实验系统和方法

## 1.1 实验系统

图1为加圆柱形隔板后蓄热介质熔盐与释热介质空气换热示意图,黑色箭头代表流体流动方向,实线为热流体,虚线为温度降低后流体。盘管换热器布置在圆柱形隔板与罐体形成的环形通道内,释热后换热器周围熔盐温度降低,向下运动,推动高温熔盐从罐体中部向上运动,形成自然对流流动与传热,提高单罐释热量。



注:实线为热流体,虚线为温度降低后流体。

图1 具有隔板和浸没式换热器的单罐蓄热示意图

Fig. 1 Sketch of a vertical cylindrical molten salt storage tank with an annular baffle and immersed coil heat exchanger

图2为单罐蓄热器及圆柱形隔板、盘管换热器示意图。具有50 mm厚硅酸铝镁保温棉的熔盐单罐,高 $H_1$ 为700 mm,直径 $D_1$ 为600 mm。上、下均开口的不锈钢圆柱形隔板(直径 $D_2$ 为300 mm,高 $H_2$ 为500 mm)布置在罐体中央,其底部距罐底 $H_3$ 为90 mm,与单罐之间形成了一个宽 $S$ 为150 mm的环形通道。

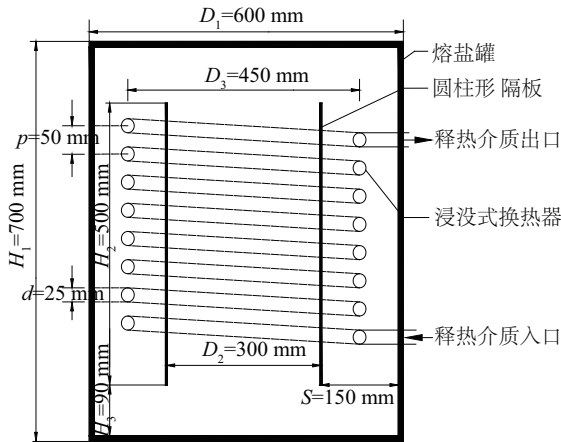


图2 具有浸没式换热器的单罐剖面图

Fig. 2 Cross section of molten salt storage tank with a immersed heat exchanger

内径 $d$ 为25 mm的螺旋盘管换热器垂直固定在环形通道内,盘管换热器长 $L$ 为11.31 m,换热面积 $A$ 为1.07 m<sup>2</sup>,螺旋盘管中心距直径 $D_3$ 为450 mm,螺旋间距 $p$ 为50 mm,释热介质底部入口距离罐体底部125 mm,顶部出口距离罐体底部475 mm。

释热过程中罐内熔盐的温度分布及变化规律通过温度测点分析得到,在罐内不同高度布置5层(最底部7 cm处为第一层)温度测点,垂直间隔为120 mm,见图3。熔盐罐高度方向设为 $z$ ,径向设为 $r$ 。在环形通道内(径向位置 $r=200$  mm)、外(中心位置 $r=0$  mm)各布置一列温度测点。释热介质空气的进出口分别布置有温度测点。实验中温度测量所用热电偶均为K型铠装热电偶,精度等级为0.5级。各热电偶温度均由安捷伦数采仪进行数据采集。进入螺旋盘管的空气流量采用热式气体流量计进行测量。

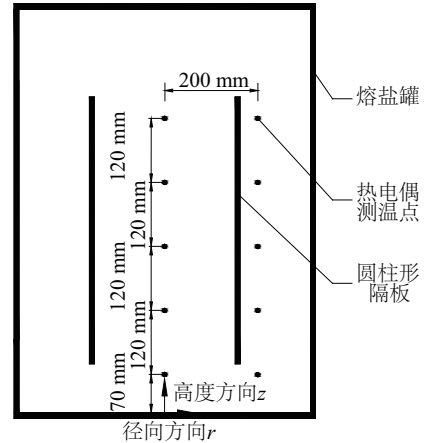


图3 温度测点布置示意图

Fig. 3 Cross section of the laboratory storage tank showing the position of thermocouples used to measure molten salt temperature distribution.

## 1.2 实验过程

本文蓄热介质为单质熔盐 $\text{LiNO}_3$ ,其凝固点为244.4℃,分解温度为600℃,为保证熔盐全部熔化完,一次性设定熔盐最终加热温度为300℃,将熔盐加热至设定温度,此时罐内熔盐温度均匀一致,无温度分层。

释热过程分析了3种不同取热条件下罐内熔盐传热规律:1)释热介质空气从螺旋盘管换热器底部进入,顶部流出;2)释热介质空气从螺旋盘管换热器顶部流入,底部流出;3)释热介质空气从螺旋

盘管换热器顶部流入,底部流出,同时在熔盐罐内布置上下均开口的不锈钢圆柱形隔板。冷空气进入螺旋盘管换热器的瞬间释热过程开始,空气入口温度为 $(30\pm 1)^{\circ}\text{C}$ ,为了确保实验的准确性,每组工况进行 3 次重复性实验。

### 1.3 数据分析

1) 换热过程中空气带走的热量  $Q$  :

$$Q = c_p q_m (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad (1)$$

式中,  $c_p$  —— 空气的定压比热容,  $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $q_m$  —— 空气进入螺旋盘管的质量流量,  $\text{kg/s}$ ;  $T_{\text{out}}$  —— 螺旋盘管的出口温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{\text{in}}$  —— 螺旋盘管的进口温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

2) 显热能量释放率  $f$  :

$$f = \frac{T_{s,0} - T_s}{T_{s,0} - T_r} \quad (2)$$

式中,  $f$  —— 显热能量释放率, 指熔盐与空气换热过程中取出的能量占总熔盐显热量的百分比, 释热开始时  $f$  为 0, 随着换热过程的不断深入,  $f$  逐渐增加, 直到最后熔盐温度等于熔盐凝固温度,  $f$  变为 1;  $T_{s,0}$  —— 罐内熔盐初始温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_s$  —— 某时刻  $t$  时熔盐平均温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_r$  —— 熔盐凝固温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

3) 螺旋盘管换热器的瞬时效率  $\varepsilon$  :

$$\varepsilon = \frac{T_{\text{out}} - T_{\text{in}}}{T_s - T_{\text{in}}} \quad (3)$$

式中,  $\varepsilon$  —— 瞬时效率, 指在换热过程中换热器实际达到的换热效果与最大可能换热效果之比。

4) 螺旋盘管换热器的传热单元数  $NTU$  :

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (4)$$

传热单元数  $NTU$  是表示换热器换热量大小的一个无量纲量, 在一定意义上可看成是换热器传热能力的参数。

## 2 结果与讨论

### 2.1 空气出口温度

图 4 是 3 种条件下释热介质空气出口温度  $T_{\text{out}}$  随释热时间变化情况。由图可知, 随着时间的延长, 释热介质出口温度逐步升高到最大值, 之后逐步降低。这是由于释热初期, 换热器周围熔盐温度较高, 蓄热侧熔盐主要通过导热与换热器内空气交换热量, 蓄热侧热阻较大; 随着释热时间的延长, 换

热器周围熔盐温度降低, 换热器周围熔盐温度与罐内熔盐平均温度之间的温差增大, 蓄热侧自然对流增强, 自然对流的作用, 使得熔盐与换热器交换的热量增大, 释热介质出口温度达到最大值; 之后随着释热时间的延长, 蓄热侧熔盐平均温度降低, 释热介质出口温度开始逐步降低。对比发现, 无隔板上进下出工况下释热介质从顶部流入、底部流出条件下换热器出口温度相对于无隔板上进下出工况下底部流入、顶部流出条件增加了 19.1%, 可见释热介质从顶部流入换热器能有效提高罐内蓄热侧熔盐自然对流强度, 从而有效提高熔盐释热量, 使得释热介质出口温度明显提高。

在蓄热罐内设置隔板, 可有效提高换热器周围的熔盐自然对流强度, 使得换热器处于类似强迫对流传热的条件下 (对应图中有隔板上进下出工况), 从而导致换热器释热介质出口温度比无隔板条件下高, 且释热介质出口温度处于高温状态的时间更长, 如设置隔板条件下释热介质出口温度高于  $150^{\circ}\text{C}$  的时间为 230 min, 而无隔板则为 175 min。因此, 当需要释热介质出口温度高于  $150^{\circ}\text{C}$  时, 圆柱形隔板的设置可增加高温释热时间约为 31.4%。

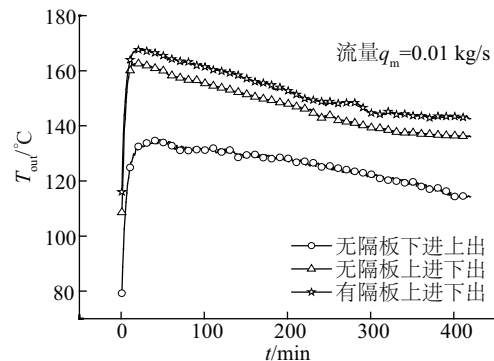


图 4 空气出口温度比较

Fig. 4 Comparison of transient outlet air temperature

### 2.2 熔盐与空气换热量

图 5 为 3 种条件下熔盐与空气换热量随时间的变化。与图 4 一致, 熔盐与空气的换热量随着时间的增大首先升至最大值, 之后随着能量的不断被取出而逐渐减小。

无隔板时, 空气从顶部流入换热器的换热量相较于从底部流入换热器情况下平均换热量在 200 min 内增加了 18.4%, 400 min 内增加了 16.8%。换热方向不变, 加圆柱形隔板后, 200 min 内增加了 4.2%,



400 min 内增加了 3.7%。随着释热过程的不断进行,隔板作用越来越弱。

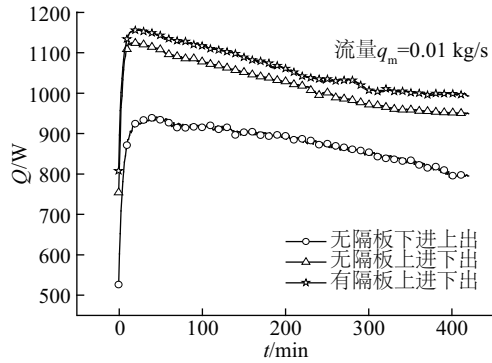


图5 熔盐与空气换热量随时间的变化

Fig. 5 Comparison of transient heat transfer

### 2.3 显热能量释放率

图6为不同条件下能量释放率 $f$ 随时间的变化。可见,改变释热介质流动方向和加圆柱形隔板均可使 $f$ 值增大,但增幅不大。主要原因是 $f$ 值与熔盐的初始温度、熔盐在某时刻 $t$ 的平均温度及凝固温度有关,而熔盐初始温度和凝固温度均不变,因此 $f$ 值仅是某时刻熔盐温度的单值函数。熔盐温度变化决定了能量释放率的变化。

能量释放率最大的是有隔板上进下出工况,其次是无隔板上进下出工况,最小的则是无隔板下进上出工况。换热200 min后,有隔板上进下出条件下 $f$ 值达到了69.48%,无隔板上进下出 $f$ 值为63.55%,而无隔板下进上出仅为56.19%。继续换热,当释热时间为420 min时,3种工况 $f$ 值均达到了约100%。这是因为420 min后熔盐进入到相变阶段,熔盐温度维持在其凝固点约244.4℃,使得 $f$ 值不再继续增大。

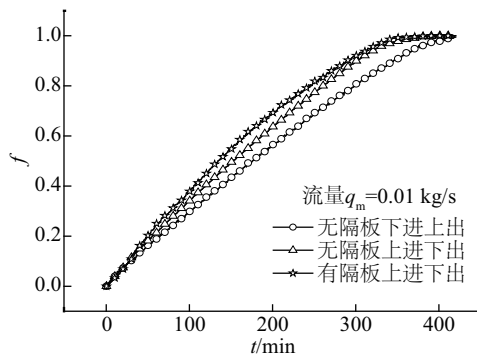


图6 能量释放率随时间的变化

Fig. 6 Comparison of the cumulative fractional energy discharge

瞬态 $f$ 值也可用于比较从固定存储能量中提取一定能量所用的时间。释热介质从顶部流入换热器相比于从底部流入换热器,从存储介质中提取60%的能量所需时间从215 min降低到188 min,取热速率加快。取热方式不变,在单罐蓄热器内部加圆柱形隔板,从存储介质中提取60%的能量时,时间进一步降低到166 min。可见,在单罐内布置圆柱形隔板,可以有效地提高蓄热熔盐的取热量。

### 2.4 螺旋盘管换热器瞬效率率和传热单元数对比分析

改变释热介质流动方向和布置圆柱形隔板的好处也体现在换热器瞬效率和传热单元数上,如图7所示,3种条件下,换热器效率都是在很短时间内升高到最大值,之后在某一个效率附近波动,随后随着蓄热介质被冷却其换热效率逐渐减小。

无隔板下进上出工况下换热器效率在0.34~0.41之间;而将释热介质流动方向改为上进下出后,换热器效率在15 min内瞬时升高至0.49,之后15~420 min很长时间内盘管换热器效率维持在0.495附近。换热方式不变,在单罐内布置圆柱形隔板后换热器效率也是在15 min内瞬时升高至0.508,在15~420 min很长时间内盘管换热器效率维持在0.527附近。这些结果有利地证实了改变释热介质流动方向和在单罐内布置圆柱形隔板均可以提高换热器的性能。

传热单元数 $NTU$ 是换热器设计中的一个无量纲参数,反映冷热流体间换热过程难易程度的参数,也是衡量换热器传热能力的参数。传热单元数越大,表明换热器性能越好。3种条件下,有隔板上进下出工况传热单元数最大,说明此装置中冷热流体换热过程比较容易且换热性能好。

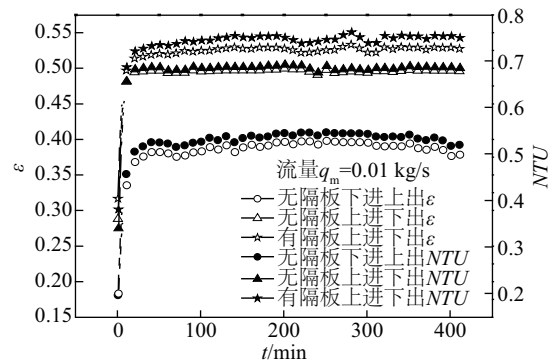


图7  $\epsilon$ 和 $NTU$ 随时间的变化

Fig. 7 Comparison of transient heat exchanger effectiveness and  $NTU$

## 2.5 罐内熔盐温度分布

罐内熔盐垂直温度分布用于评估不同释热工况下罐内熔盐的热分层情况,蓄热罐中心( $r=0$  mm)处熔盐的温度分布如图 8 所示。

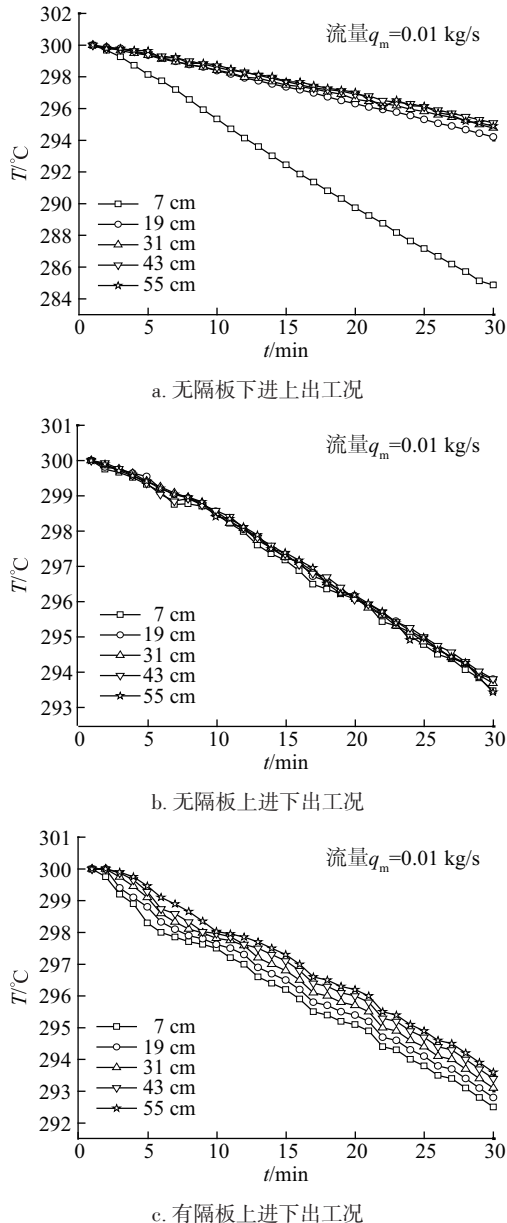


图 8  $r=0$  mm 处熔盐垂直温度分布

Fig. 8 Transient vertical temperature distribution at  $r=0$  mm

无隔板下进上出工况(图 8a),罐内熔盐热分层现象明显,底部 7 cm 处熔盐温度明显低于其他各层熔盐温度。主要原因是冷空气入口处于 7 cm 温度测点上方 5.5 cm 处,冷空气从底部进入螺旋盘管换热器后与熔盐进行换热,空气受热螺旋上升,上方

空气与熔盐温差比进口处空气与熔盐温差要小,因此入口处熔盐与空气温差最大换热量也最大,熔盐温度很快降低。熔盐温度下降致使密度增大,盘管壁面的冷羽向下流动,致使 7 cm 处熔盐温度下降越来越快。而上部熔盐温度较高,罐内熔盐形成稳定的自然对流,导致熔盐与换热器交换的热量较小,此结果与图 6 结果是一致的。

无隔板上进下出工况(图 8b)下,换热器上部周围熔盐温度较低,罐内熔盐形成不稳定的自然对流,自然对流的作用使得罐内熔盐发生掺混,罐内熔盐几乎未出现分层现象。正是由于熔盐侧自然对流影响,使得换热器熔盐侧热阻减小,换热量增大。

有隔板上进下出工况,熔盐释热在换热器周围形成的冷羽被限制在隔板与罐体形成的环形通道内,并向下流动推动热流体从隔板中心向上流动,故罐体中心熔盐热分层形成稳定的自然对流,如图 8c 所示。但由于隔板的导热作用,使得罐体中心熔盐发生局部掺混对流,故中心部热分层较小,熔盐顶部与底部仅出现 1 °C 的温差。

## 3 结 论

1) 蓄热罐盘管换热器内释热介质流动方向会影响到释热量的大小、能量释放率多少、盘管换热器性能及用户取热时间。

2) 圆柱形隔板能够阻止释热过程中冷热蓄热介质的微对流掺混,提高释热换热器出口温度及释热换热量,还可有效提高盘管换热器性能,缩短用户取热时间。

3) 单罐蓄热器内布置圆柱形隔板,且释热介质从蓄热罐顶部流入、底部流出的释热形式,熔盐温度出现微小分层,释热换热器出口温度及释热换热量均达到最高,盘管换热器的瞬时效率最高,取热时间最短,为本文优化出的最佳释热形式。

## [参考文献]

- [1] 徐 超. 太阳能热发电中的熔融盐储热技术[A]. 国际储能大会[C], 北京, 2012.
- [1] Xu Chao. Molten salt heat storage in the application of solar thermal power generation[A]. International Energy Storage Conference[C], Beijing, 2012.

- [2] 杜凤丽, 原郭丰, 常 春, 等. 太阳能热发电技术产业发展现状与展望[J]. 储能科学与技术, 2013, 11(2): 551—564.
- [2] Du Fengli, Yuan Guofeng, Chang Chun, et al. Concentrating solar power: Current status and perspective[J]. Energy storage science and technology, 2013, 11(2): 551—564.
- [3] Herrmann U, Kelly B, Price H. Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants[J]. Energy, 2004, 29(5-6): 883—893.
- [4] Ghorbani N, Taherian H, Gorji M, et al. An experimental study of thermal performance of shell-and-coil heat exchangers[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010, 37(7): 775—781.
- [5] Liu W, Davidson J H, Mantell S C, et al. Natural convection from a horizontal tube heat exchanger immersed in a tilted enclosure[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2003, 125(1): 67—75.
- [6] Liu W, Davidson J H, Kulacki F A. Natural convection from a tube bundle in a thin inclined enclosure[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2004, 126(2): 702—709.
- [7] Liu W, Davidson J H, Kulacki F A, et al. Thermal characterization of prototypical integral collector storage systems with immersed heat exchangers[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2005, 127(1): 21—28.
- [8] Su Y, Davidson J H. Transient natural convection heat transfer correlations for tube bundles immersed in a thermal storage[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2007, 129: 210—214.
- [9] Su Y, Davidson J H. Multi-zone porous medium model of the thermal and fluid processes during discharge of an inclined rectangular storage vessel via an immersed tube bundle[J]. Journal Solar Energy Engineering, 2007, 129(4): 449—457.
- [10] Chauvet L P, Nevrala D J. Influences of baffles on the rate of heat recovery via a finned-tube heat exchanger immersed in a hot-water store[J]. Applied Energy, 1993, 45: 191—217.
- [11] Mote R, Probert S D. Rate of heat recovery from a hot-water store: Influence of the aspect ratio of a vertical-axis open-ended cylinder beneath a submerged heat-exchanger[J]. Applied Energy, 1992, 41: 115—136.
- [12] Kulacki F A, Davidson J H, Hebert M. On the effectiveness of baffles in indirect solar storage systems[J]. Journal Solar Energy Engineering, 2007, 129(4): 494—498.
- [13] Su Y, Davidson J H. Discharge of thermal storage tanks via immersed baffled heat exchangers: numerical model of flow and temperature fields[J]. Journal Solar Energy Engineer, 2007, 130(2): 711—719.
- [14] Haliwanger J F, Davidson J H. Discharge of a thermal storage tank using an immersed heat exchanger with an annular baffle[J]. Solar Energy, 2009, 83(2): 193—201.

## DISCHARGE EXPERIMENTS OF MOLTEN SALT IN SINGLE STORAGE TANK

Sun Xiaoli, Lu Yuanwei, Cui Ximin, Yu Qiang, Wu Yuting, Ma Chongfang

(College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

**Abstract:** In order to obtain the discharge heat transfer of molten salt in single energy storage tank and improve the heat transfer, the discharge of molten salt with three different energy storage tanks was studied by experiment. Heat discharge performance of single energy storage tank system is analyzed by molten salt temperature distribution, the heat exchanger outlet temperature, transient heat transfer, the energy depletion and heat exchanger effectiveness. The results showed that the single storage tank with a cylindrical baffle and the cold air inlet in the top is the best heat transfer mode. With the baffle, minimal thermal stratification develops within the bulk storage fluid; the heat exchanger outlet temperature and transient heat transfer are both achieved the highest; heat exchanger effectiveness is also the highest and extract time is the least. The results in this paper can be a base for the design of single energy storage tank.

**Keywords:** solar energy; single tank; molten salt; cylindrical baffle; experiment