熔盐在复杂换热结构内的对流换热特性实验研究及进展

何雅玲*, 王文奇, 邱羽, 郑章靖, 杜保存, 王坤, 时红远

西安交通大学能源与动力工程学院, 热流科学与工程教育部重点实验室, 西安 710049

* 联系人, E-mail: yalinghe@mail.xjtu.edu.cn

2019-05-31 收稿, 2019-08-02 修回, 2019-08-02 接受, 2019-09-25 网络版发表

国家自然科学基金(51436007, 51721004)资助

摘要 揭示熔盐在复杂换热结构内的对流换热规律, 实现系统的高效换热是发展下一代先进核能发电技术和高温光热发电技术要解决的关键问题之一. 本文首先回顾了熔盐对流换热实验的研究历程, 总结发现其经历了从光滑管到强化管、从管内到换热器壳侧的发展过程; 同时指出研究熔盐在换热器壳侧复杂结构内的换热规律是今后一项十分重要的工作. 接着, 系统介绍了作者团队近年来对熔盐在普通的管壳式换热器、大小孔折流板换热器、弓形折流板换热器、折流杆换热器的壳侧, 以及印刷电路板换热器翼型肋片侧5种复杂结构内的对流换热规律的实验研究工作; 总结了上述研究中获得的熔盐在5种复杂结构内的对流换热实验关联式, 同时给出了关联式具体的参数适用范围. 这些实验关联式具有形式简单、精度较高等特点, 可以满足工程需求. 最后, 对上述复杂结构中的熔盐换热性能进行了对比分析. 结果表明, 4种管壳式换热器壳侧的换热能力为大小孔折流板换热器>折流杆换热器>弓形折流板换热器>普通的管壳式换热器; 此外, 还发现翼型印刷电路板换热器的单位体积换热量远大于4种管壳式换热器. 最后, 探讨了复杂换热结构内的熔盐对流换热方面需要进一步探究的内容.

关键词 熔盐, 换热器, 复杂换热结构, 对流换热规律, 新能源利用

传统化石能源的大规模利用造成了全球变暖和环境污染等一系列制约人类社会可持续发展的严峻问题. 近年来, 太阳能和核能发电等新能源技术为解决这些问题提供了一些有效途径, 因而得到了快速发展. 在已经商业化运行的太阳能光热发电系统^[1,2]和尚处于实验设计阶段的熔盐堆核能发电系统^[3,4]中, 熔盐由于其低蒸气压、高热容量、低黏度、较宽的运行温度区间(120~1000°C)与低成本等特点, 而被作为一种中高温传热与储热材料广泛使用^[1,5]. 在光热发电系统中, 一般采用工作温度在290~565°C范围内的二元硝酸盐作为传热和储热工质; 而在熔盐堆核能发电系统中, 通常选用工作温度在600~900°C范围内的氟化盐作为传热工质. 此外, 熔盐在下一代先进核能发电系统和更高温度的

光热发电系统中也极具应用前景^[6,7].

熔盐换热器是光热发电系统和熔盐堆核能发电系统中熔盐传热回路的重要设备, 其对系统的稳定高效运行至关重要. 目前, 典型的采用蒸汽朗肯循环的熔盐光热发电系统和熔盐堆核能系统主要应用的是管壳式换热器^[8,9]. 而在下一代采用超临界二氧化碳布雷顿循环的高温光热发电系统和先进核能发电系统中, 以印刷电路板换热器为代表的紧凑式换热器则成为一种极具应用前景的选项^[10,11]. 由于管壳式换热器和印刷电路板换热器内的熔盐换热过程均存在换热结构复杂、熔盐物性变化剧烈、换热规律不明晰等问题, 因此深入揭示熔盐在上述复杂换热结构内的换热规律, 实现系统的高效换热是发展先进核能系统和高温光热发电

引用格式: 何雅玲, 王文奇, 邱羽, 等. 熔盐在复杂换热结构内的对流换热特性实验研究及进展. 科学通报, 2019, 64: 3007–3019

He Y L, Wang W Q, Qiu Y, et al. Convective heat transfer characteristics of molten salts flowing in complex flow structures: Experimental studies and progress (in Chinese). Chin Sci Bull, 2019, 64: 3007–3019, doi: [10.1360/TB-2019-0127](https://doi.org/10.1360/TB-2019-0127)

技术要解决的关键问题之一。

目前,国内外学者在熔盐流动换热特性实验研究方面已经开展较多工作,参见表1。总结上述研究可见,大多数实验集中于熔盐在光圆管内的对流换热特性研究。从20世纪40年代至70年代的研究均集中在均匀热流条件下光圆管内的对流换热研究。涉及的熔盐主要有HITEC^[12~14], FLiNaK^[15,16], LiF-BeF₂-ThF₄-UF₄^[17,18]与NaBF₄-NaF^[18]。在随后的约30年内,鲜有关于熔盐换热研究的报道。但从2009年至今,一些学者针对LiNO₃^[19~21]和Hi-

tec^[21~23]开展了同心管或管壳式换热器管侧的对流换热研究。在上述实验中,学者们总结拟合了大量熔盐对流换热实验关联式。Wu等人^[19,21]总结了文献中5种熔盐(Hitec, Lithium Nitrate, FLiNaK, LiF-BeF₂-ThF₄-UF₄, NaBF₄-NaF)在光圆管内的湍流对流换热实验研究数据,并对比分析了这些实验数据与Gnielinski公式等经典关联式的差异,结果表明大多数实验数据可落在经典关联式±25%的偏差范围内。在此基础上,作者团队^[24]采用实验与数值模拟相结合的方法,研究了4种典

表1 熔盐对流换热规律的实验研究

Table 1 Experimental studies on the convective heat transfer characteristics of molten salt

作者及年份	熔盐类型	关联式拟合	与经典关联式偏差	经典关联式
Kirst等人 ^[12] , 1940 ^{a)}	HITEC			
Grele和Gedeon ^[15] , 1954 ^{a)}	FLiNaK	$Pr=1.23\sim4.33$, $Re=2000\sim20000$	-60%	Dittus-Boelter
Hoffman和Lones ^[16] , 1955 ^{a)}	FLiNaK	$Pr=1.6\sim4$, $Re=2300\sim9500$	±20%	Dittus-Boelter
Hoffman和Cohen ^[13] , 1960 ^{a)}	HITEC	$Nu=0.116(Re^{2/3}-125)Pr_f^{1/3}[1+1/3(d_f/l)^{2/3}](\mu_f/\mu_w)^{0.11}$, $Pr_f=3.3\sim9.1$, $Re=2342\sim33493$		
Cooke和Cox ^[17] , 1973 ^{a)}	LiF-BeF ₂ -ThF ₄ -UF ₄	$Nu=1.89(RePrd/l)_f^{0.33}(\mu_f/\mu_w)^{0.14}$, $Re<1000$; $Nu=0.107(Re^{2/3}-135)Pr_f^{1/3}(\mu_f/\mu_w)^{0.14}$, $Re=3500\sim12000$; $Nu=0.0234Re^{0.8}Pr_f^{1/3}(\mu_f/\mu_w)^{0.14}$, $Re=12000\sim30600$	较好 -13% -13%	Sieder-Tate Hausen Sieder-Tate
Silverman等人 ^[18] , 1976 ^{a)}	LiF-BeF ₂ -ThF ₄ -UF ₄ , NaBF ₄ -NaF	$Pr=6.6\sim14.2$, $Re=1542\sim14210$	较好	文献 ^[13]
Wu等人 ^[19] , 2009 ^{b)}	LiNO ₃	$Nu=0.007(Re^{0.92}-280)Pr_f^{0.4}[1+(d_f/l)^{2/3}](\mu_f/\mu_w)^{0.11}$, $Re=4100\sim9850$, $Pr_f=13.7\sim18.4$	±15%	Hause, Gnielinski
Liu等人 ^[20] , 2009 ^{b)}	LiNO ₃	$Nu=0.024Re^{0.81}Pr_f^{1/3}(\mu_f/\mu_w)^{0.14}$, $Re=17000\sim45000$, $Pr_f=12.7\sim14.7$	较好	Hausen, Gnielinski
Yang等人 ^[26] , 2010 ^{c)}	NaNO ₂ -KNO ₃ -NaNO ₃	$Nu=0.0915(Re^{0.767}-280)Pr_f^{0.42}[1+(d_f/l)^{2/3}](Pr_f/Pr_w)^{0.11}$ $(e/d)^{0.38}$, $Re=5400\sim8000$, $Pr_f=4.5\sim8.2$; $Nu=0.0984Re^{0.748}Pr_f^{1/3}(\mu_f/\mu_w)^{0.14}(e/d)^{0.38}$, $Re=8000\sim15000$, $Pr_f=4.5\sim8.2$		
Wu等人 ^[21] , 2012 ^{b)}	LiNO ₃ /HITEC	$Nu=0.00154Re^{1.09983}Pr_f^{1/3}$, $Re=2300\sim10000$; $Nu=0.02948Re^{0.78715}Pr_f^{1/3}$, $Re>10000$	±25%	Hausen, Gnielinski, Sieder-Tate
Chen等人 ^[27] , 2013 ^{c)}	HITEC	$Nu=0.07334 Re^{0.8}Pr_f^{1/3}(\mu_f/\mu_w)^{0.14}(1+2e/d_o)^{-11.45}$, $Re=10000\sim30000$, $Pr_f=11\sim27$		
Shen等人 ^[14] , 2014 ^{d)}	HITEC	$Nu=0.0205Re^{0.82}Pr_f^{0.34}(\mu_f/\mu_w)^{0.14}(q_{av}/q_c)^{0.03}$, $Re=10000\sim67000$, $Pr_f=4.5\sim8.0$, $0.5\leq q_{av}/q_c\leq 1$	较好	Sieder-Tate
Qian等人 ^[22] , 2016 ^{e)}	HITEC	$Re=4138\sim11191$, $Pr=9.8\sim18.9$	±15% ±18%	Hausen Gnielinski
He等人 ^[23] , 2016 ^{e)}	HITEC	$Nu=0.0206Re^{0.8}Pr^{0.3}$, $Re=10000\sim19000$, $Pr=6.5\sim10$		
Chen等人 ^[28] , 2018 ^{c)}	HITEC	$Nu=0.027535(Re^{0.83545}-280)Pr^{0.4}[1+(D/L)^{2/3}]$ $(Pr_w/Pr)^{0.11}$, $Re=6000\sim60000$, $Pr=11\sim27$		
Qiu等人 ^[24] , 2019 ^{d)}	HiTEC等4种熔盐	$Nu=0.0154Re^{0.853}Pr^{0.35}(\mu_f/\mu_w)^{0.14}$, $Re=10^4\sim10^5$, $Pr=3.3\sim34$	+25% +13% -15%	Hausen Sieder-Tate Gnielinski

a) 光滑管、均匀热流; b) 套管管侧; c) 强化管; d) 光滑管、非均匀热流; e) 管壳式换热器管侧

型熔盐(Hitec, Solar Salt, NaF-NaBF₄, FLiNaK)在均匀和非均匀热流条件下的光圆管内的湍流对流换热特性,发现这些熔盐的换热数据与Hausen公式、Sider-Tate公式、Gnielinski公式的最大偏差分别为+25%、+13%和-15%。上述结果表明,经典关联式可以在一定程度上描述熔盐管内换热性能,但尚不够精确。鉴于此,作者团队进一步拟合了熔盐在管内的对流换热关联式,其对4种熔盐换热数据的拟合误差在±5%以内。

此外,在太阳能光热发电系统中,吸热管外表面的太阳能辐射能流分布具有强烈的非均匀性。非均匀能流分布会产生较大的温度梯度和热应力,导致吸热管发生热变形,甚至是结构破坏。作者团队^[2,25]通过总结现有研究发现,在吸热管熔盐侧采取强化换热技术以优化吸热管的“吸热”能力,并使之与非均匀分布的太阳能流相匹配是解决上述问题的一种重要途径。因此,除光圆管外,一些学者对熔盐在强化管内的对流换热特性也做了相应研究。例如, Yang等人^[26]针对螺旋波纹管内的熔盐对流换热特性进行了实验研究,结果表明螺旋波纹管可有效地强化管内熔盐对流换热性能。Chen等人^[27]和Chen等人^[28]针对横纹强化管开展了管内熔盐对流换热实验研究,并获得了相应的实验关联式。

综上,大多数对熔盐对流换热规律的研究主要集中在光滑圆管内或具有强化结构的单根管内。然而,一方面,典型光热电站的换热器一般为盐-水/蒸汽管壳式换热器和盐-油管壳式换热器,熔盐堆核能电站的换热器一般为盐-盐管壳式换热器和盐-水/蒸汽管壳式换热器,且被冷却的熔盐一般流经换热器具有复杂流道的壳侧^[8,9]。但是目前还鲜有针对熔盐在实际管壳式换热器壳侧,尤其涉及复杂管壳式换热器壳侧对流换热特性研究的报道。另一方面,目前针对熔盐在下一代先进核电站和高温光热电站所采用的以印刷电路板换热器为代表的紧凑式换热器中的对流换热特性研究也尚无涉及。

鉴于此,作者团队^[23]在前期研究中搭建了大型熔盐换热实验台,系统研究了熔盐在普通的管壳式换热器壳侧^[29]、大小孔折流板换热器壳侧^[30]、弓形折流板换热器壳侧^[31]、折流杆换热器壳侧^[32]以及印刷电路板换热器翼型肋片侧^[33]5种复杂换热结构内的换热规律,并获得了相应的换热实验关联式。在此基础上,对上述5种复杂换热结构的换热性能进行了对比分析。下面将对作者团队上述实验研究工作进行系统的回顾与总结,希望能为复杂换热结构在实际工程中的开发与应用提供借鉴与启发。

1 大型熔盐换热实验平台的构建

与单根管相比,管壳式换热器壳侧流通面积较大。若要研究熔盐在壳侧复杂换热结构内的对流换热特性,需采用较大熔盐流量。但目前文献中尚在运行的熔盐对流换热实验台的流量普遍较低,大多数在10 m³ h⁻¹以内,如表2所示,不能满足实验要求。鉴于此,作者团队^[32]搭建了大型熔盐换热实验平台,如图1(a)所示。整个实验平台的总电功率约为250 kW。图1(b)是该实验平台的原理图。该实验平台主要由熔盐回路、油回路、冷却水回路3个回路组成。

熔盐回路主要包括储盐罐、熔盐泵、恒温盐罐、流量计、换热器等部件以及相应的连接管路。实验所使用的熔盐为三元混合硝酸盐HITEC,其成分为KNO₃、NaNO₂和NaNO₃,三者所占的质量百分比分别为53%、40%和7%。该熔盐的熔点为142℃,分解温度为550℃。熔盐回路最大设计流量为25 m³ h⁻¹,熔盐罐最大加热功率为122 kW。在熔盐回路中,所有设备及管路均高于储盐罐,并且横向布置的管路均沿着熔盐流动方向保留了一定坡度,从而保证实验结束后熔盐能够依靠重力回流到储盐罐,以避免熔盐在管路内滞留凝固造成管路堵塞。同时,在换热器出口位置管路中增加了一段倒U形管,以保证在实验过程中熔盐能充满整个实验件。

导热油回路主要由储油罐、油泵、流量计等部件以及相应的连接管路组成。实验采用的导热油型号为YD-325,其使用温度范围为-20~325℃。导热油回路的设计流量为25 m³ h⁻¹,储油罐最大加热功率为60 kW。冷却水回路主要由水箱、水泵、油-水管壳式换热器和冷却塔等部件以及相应连接管道组成,其功能是用于冷却导热油。

实验过程如下:首先,打开储盐罐内的电加热器并将熔盐加热到实验所需温度。然后,打开闸阀-I、闸阀-

表2 已建成的典型熔盐对流换热实验平台

Table 2 The existing experimental platforms for the convective heat transfer of molten salt

搭建年份	熔盐流量范围(m ³ h ⁻¹)	熔盐种类
2006 ^[21]	≤0.3	LiNO ₃
2008 ^[26]	≤2.5	HITEC
2010 ^[34]	≤5	二元硝酸盐
2013 ^[35]	≤100	二元硝酸盐
2016 ^[36]	≤8	FLiNaK

图1 (网络版彩色)熔盐对流换热实验平台。(a) 现场图; (b) 原理图

Figure 1 (Color online) Experimental platform for the convective heat transfer of molten salt. (a) Photo of the experiment platform; (b) sketch of experiment system

II和闸阀-III, 同时关闭闸阀-IV, 使熔盐回路畅通。接着, 打开熔盐泵, 将高温盐泵入熔盐回路, 并检查熔盐回路是否发生堵塞。如果没有发生堵塞, 则关闭闸阀-I并打开水泵。然后, 打开油泵, 将导热油泵入导热油回路。这样导热油即可在试验件内与熔盐进行换热, 并且在换热过程中油盐的流动方向是相反的。实验结束后, 打开闸阀-I, 熔盐会沿着带有坡度的旁通管路回流到储盐罐。

此外, 数据采集系统每隔5 s采集一次熔盐和导热油的进出口温度以及体积流量。其中, 温度采用K型铠装热电偶进行测量, 其测温范围为0~800℃, 测温精度为 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 。熔盐和导热油的流量分别采用量程为0~25和0~30 $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$ 的数字式涡街流量计进行测量, 其测量精度均为 $\pm 1.0\%$ 。

2 5种具有复杂换热结构的典型换热器介绍

基于所搭建的实验台, 作者团队系统研究了熔盐在普通的管壳式换热器壳侧^[29]、大小孔折流板换热器壳侧^[30]、弓形折流板换热器壳侧^[31]、折流杆换热器壳侧^[32]等4种管壳式换热器以及印刷电路板换热器翼形通道侧^[33]内的换热规律。下面将分别对上述换热结构进行简要介绍。

2.1 4种典型管壳式换热器

4种典型管壳式换热器(shell-and-tube heat exchanger, STHE)的结构如图2所示。其中, 图2(a)~(c)分别为普通管壳式换热器、弓形折流板换热器和大小孔折流板换热器, 3种换热器的壳外径与有效换热管长分别为108 mm和1.95 m, 且换热管束均为正三角形布置; 图2

(d)为折流杆换热器, 其壳侧外径为108 mm, 有效换热长度为2 m, 换热管束为正方形排列。上述4种换热器的其他主要尺寸参见表3^[29~32]。

2.2 翼型肋片印刷电路板换热器

在下一代采用超临界 CO_2 布雷顿循环的先进熔盐堆核电站或高温熔盐光热电站中, 印刷电路板换热器(printed circuit heat exchanger, PCHE)被认为是一种可用于熔盐和超临界 CO_2 之间换热的极具应用前景的高效紧凑型换热器^[11]。在换热过程中, 由于超临界 CO_2 工作压力会高达20 MPa, 因此宜采用承压能力较好的直通道; 而熔盐工作压力小, 可采用换热性能较好的带强化肋片的通道。作者团队^[33]设计并制造了一种翼形肋片印刷电路板换热器, 并研究了熔盐在翼形通道内的对流换热特性, 其中翼形肋片型号为NACA0025, 如图3所示。该印刷电路板换热器长400 mm, 宽130 mm, 其翼形肋片和直肋片的详细几何参数参见表4。

在设计中, 首先采用数值计算对翼形肋片侧关键几何参数以及排布方式进行优化设计。接着, 采用化学刻蚀加工方法在316L不锈钢板上刻蚀出所设计的最优结构。对于直通道侧, 采用相同的方法对其进行设计与刻蚀。在刻蚀完成之后, 将翼形通道板片和直通道板片经由扩散焊连接在一起。其中, 翼形通道板片有12块, 直通道板片有13块, 上下封板的厚度为4 mm。

3 熔盐在复杂结构内的对流换热实验结果及关联式

掌握熔盐在复杂换热结构内的对流换热规律并拟合相应的对流换热实验关联式, 对复杂换热结构在先

图2 (网络版彩色)4种典型管壳式换热器示意图。(a)普通的管壳式换热器;(b)弓形折流板管壳式换热器;(c)小孔折流板管壳式换热器;(d)折流杆管壳式换热器

Figure 2 (Color online) Four typical STHEs. (a) STHE without turbulator; (b) STHE with segmental baffles; (c) STHE with large-and-small-hole baffles; (d) STHE with rod baffles

表3 4种典型管壳式换热器几何参数^[29-32]

Table 3 Geometric parameters of four typical STHEs

种类	部件	参数(mm)	量值
普通的管壳式换热器	换热管	外径 d_o	14
		内径 d_i	10
		间距 s	19
		个数 N_t (个)	19
		有效长度 l	1.95
弓形折流板管壳式换热器	弓形折流板	有效长度 l	1.95
		个数 N_b (个)	18
		间距 B	100
		缺口高度 h	25
大小孔折流板管壳式换热器	大小孔折流板	折流板直径 D	96
		折流板间距 B	100
		大孔直径 D_{h1}	12.5
		小孔直径 D_{h2}	6
		大孔数量 N_{h1} (个)	19
		小孔数量 N_{h2} (个)	42
折流杆管壳式换热器	折流杆	个数(个)	18
		间距 B	100
		折流环外径 D_{bo}	98
		折流环内径 D_{bi}	90

进熔盐堆核电站和高温熔盐光热电站中的设计与应用至关重要。鉴于此,作者团队实验研究了熔盐在上述

复杂换热结构内的对流换热规律,并在此基础上拟合得到了相应的对流换热实验关联式。下面将对实验中所采用的对流换热实验关联式拟合方法进行简要介绍。

在单相流体的湍流对流换热研究中,以 Pr 和 Re 的幂函数形式整理实验数据是一种普遍的方法^[37]。

$$Nu = CRe^n Pr^m. \quad (1)$$

在求取 Re 的过程中,换热器的特征尺寸是不可或缺参数。对于管壳式换热器,其壳侧的水力直径 $d_{h,s}$ 定义为

$$d_{h,s} = \frac{D_i^2 - N_t d_o^2}{D_i + N_t d_o}. \quad (2)$$

式中, D_i 是管壳式换热器的壳侧内径, m; N_t 是换热管数目; d_o 是换热管外径, m。

对于翼型肋片印刷电路板换热器,其翼型通道的截面不断变化,目前文献中对其特征尺寸的定义方法主要有4种^[38-41]。其中,文献[41]的定义方法综合考虑了翼型肋片的相关几何参数,且被广泛使用。因此,本实验也采用该方法对翼型印刷电路板换热器的特征尺寸进行定义。在该方法中,选取翼型通道的一个周期性单元,如图4所示,则翼型通道的特征尺寸 d_h 可由式(3)~(5)得到。

$$d_h = \frac{4V_c}{S_c}, \quad (3)$$

图3 (网络版彩色)翼型肋片印刷电路板换热器
Figure 3 (Color online) PCHE with airfoil fins

表4 翼型肋片与直肋片主要几何尺寸^[33]

Table 4 Geometrical parameters of airfoil fins and straight fins

	参数(mm)	取值
翼型肋片	肋片长度 L_f	4.0
	肋片宽度 W_f	1.0
	肋片高度 H_f	1.5
	肋片纵向间距 L_b	4.0
	肋片横向间距 L_a	3.0
	肋片错排间距 L_{st}	8.0
	侧列肋片到通道边缘距离 D_s	2.5
	第一排肋片距离入口长度 D	2.0
直肋片	肋片高度 d	1.5
	肋片厚度 t	1.0
	矩形通道宽度 l	2.0

$$V_c = (L_c W_c - S_{top}) H_f, \quad (4)$$

$$S_c = 2(P_a H_f / 2) + 2(L_c - L_f) H_f + 2(W_c L_c - S_{top}). \quad (5)$$

式中, V_c 是通道单元的总容积, m^3 ; S_c 是通道单元的总表

图4 翼型肋片通道的周期性单元
Figure 4 A periodical element in the airfoil channel

面积, m^2 ; S_{top} 是翼型肋片的上表面积, m^2 ; P_f 是翼型肋片的周长, m .

此外,在上述复杂换热结构中,熔盐作为被冷却的介质,其近壁面处的温度与主流区相比较低.那么当熔盐进出口平均温度和壁面温度相差较大时,熔盐物性变化就会较为剧烈,只靠 Pr 指数的区别就不能充分反映流体物性变化对换热性能的影响.这时,可以采取引入黏度修正系数的方法进行考虑:

$$Nu = C Re^n Pr^m (\mu / \mu_w)^k. \quad (6)$$

当流体处于冷却条件下时,式(6)中指数 k 的取值通常为0.25或0.14^[37]. μ 和 μ_w 分别是熔盐定性温度和壁面温度(T_w)下的动力黏性系数.定性温度为熔盐的进出口平均温度.当换热器冷热两侧达到热平衡时, T_w 可采用式(7)和(8)进行估算:

$$h_s A_s (T_{mean,s} - T_w) \approx h_o A_o (T_w - T_{mean,o}), \quad (7)$$

$$T_w = \frac{T_{mean,s} h_s A_s + T_{mean,o} h_o A_o}{h_s A_s + h_o A_o}. \quad (8)$$

式中, h_s 和 h_o 分别是熔盐和导热油侧的对流换热系数, $W m^{-2} K^{-1}$; A_s 和 A_o 分别是熔盐和导热油侧的总对流换热面积, m^2 ; $T_{mean,s}$ 和 $T_{mean,o}$ 分别是熔盐和导热油的进出口平均温度, K .

3.1 普通管壳式换热器的壳侧换热特性

在普通的管壳式换热器壳侧熔盐对流换热实验中,熔盐流量范围为 $12.63 \sim 16.23 m^3 h^{-1}$,入口温度范围为 $204.1 \sim 236.9^\circ C$.此外,实验热平衡偏差在 $\pm 14\%$ 以内.基于上述实验,对实验数据进行整理与修正后得到了熔盐对流换热实验关联式,如式(9)所示.图5(a)给出了实验结果与实验关联式的对比^[29].可以看到,拟合的对流换热实验关联式与实验数据符合良好,拟合偏差低于 $\pm 8\%$,能够较好地反映熔盐在普通管壳式换热器壳侧

图5 (网络版彩色)普通管壳式换热器壳侧换热关联式。(a) 换热关联式拟合; (b) 实验关联式与传统公式对比

Figure 5 (Color online) Shell-side heat transfer correlation for STHE without baffle plate. (a) Fitted heat transfer correlation; (b) comparison between experimental data and traditional heat transfer correlations

的换热规律。

接着, 将实验数据与传统的Gnielinski和Hausen对流换热公式进行对比, 如图5(b)所示。可以看到, Gnielinski和Hausen公式与实验数据的最大偏差分别为16%与18%, 较为符合。说明传统的Gnielinski与Hausen对流换热关联式仍可用于分析普通管壳式换热器壳侧熔盐的对流换热性能。

$$Nu_s = 0.08315(Re_s^{0.71294} - 180) \times Pr_s^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d_{h,s}}{l} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.25} \quad (9)$$

式中, $Re_s=3514 \sim 5482$, $Pr_s=19.82 \sim 24.03$, $d_{h,s}/l=0.009$, $\mu_s/\mu_w=0.4188 \sim 0.5528$ 。

3.2 弓形折流板换热器壳侧换热特性

在弓形折流板换热器壳侧熔盐对流换热实验中,

熔盐流量范围为 $10.96 \sim 14.14 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, 入口温度范围为 $209.4 \sim 241.5^\circ\text{C}$, 实验热平衡偏差在 $\pm 15\%$ 以内^[31]。基于上述实验, 对实验数据进行整理与拟合, 得到2个对流换热实验关联式。关联式1的表达式为式(10), 其与实验数据对比结果如图6(a)所示。可以看出, 该关联式与实验结果符合良好, 拟合偏差小于 $\pm 1.5\%$ 。

$$Nu_s = 0.0676 Re_s^{0.70413} Pr_s^{0.4} \quad (10)$$

式中, $Re_s=6142 \sim 9125$, $Pr_s=19.43 \sim 22.33$ 。

进一步, 考虑熔盐黏度变化对换热性能的影响, 拟合换热关联式2, 如式(11)所示。图6(b)为关联式2与实验结果对比图。可以看出, 该关联式与实验结果符合良好, 拟合偏差低于 $\pm 2\%$ 。

$$Nu_s = 0.05315 Re_s^{0.74208} Pr_s^{0.4} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.25} \quad (11)$$

式中, $Re_s=6142 \sim 9125$, $Pr_s=19.43 \sim 22.33$, $\mu_s/\mu_w=0.64702 \sim 0.69681$ 。

图6 (网络版彩色)弓形折流板换热器壳侧关联式。(a) 关联式1; (b) 关联式2

Figure 6 (Color online) Shell-side heat transfer correlation for STHE with segmental baffles. (a) Correlation 1; (b) correlation 2

3.3 大小孔折流板换热器壳侧换热特性

在大小孔折流板管壳式换热器壳侧熔盐对流换热实验中, 熔盐流量范围为 $10.17 \sim 25 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, 入口温度范围为 $204.1 \sim 236.9^\circ\text{C}$, 实验热平衡偏差在 $\pm 5\%$ 以内^[30]. 图7(a)是实验得到的总换热系数与熔盐流量的关系. 可以看出, 总换热系数随着熔盐流量的变化呈现出较好的规律性, 所有实验工况点与拟合线的偏差均在 $\pm 3\%$ 以内.

接下来从总传热系数中分离得到壳侧熔盐的对流换热系数, 并按照上述关联式拟合方法对实验数据进行拟合, 得到相应的对流换热实验关联式:

$$Nu_s = 3.482 Re_s^{0.4105} Pr_s^{0.1435} \quad (12)$$

式中, $Re_s = 4500 \sim 10000$, $Pr_s = 16 \sim 22$. 图7(b)给出实验值与拟合关联式的对比结果. 可以看出, 所有实验工况点的实验值与拟合关联式均符合良好, 且偏差均在 $\pm 5\%$ 以内.

3.4 折流杆换热器壳侧换热特性

在折流杆换热器壳侧熔盐对流换热实验中, 熔盐流量范围为 $8.42 \sim 24.99 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, 入口温度范围为 $212.7 \sim 279.6^\circ\text{C}$, 实验热平衡偏差在 $\pm 7\%$ 以内^[32]. 基于上述实验, 对实验数据进行整理与拟合, 得到2个对流换热实验关联式, 并分别与文献[42,43]中以水和油为工质拟合的实验关联式进行对比. 关联式1的表达式为

$$Nu_s = 1.375 C_f Re_s^{0.775} Pr_s^{0.4} (\mu_s / \mu_w)^{0.14} \quad (13)$$

$$\begin{cases} C_1 = C_2 \zeta, \\ C = (0.042 - 0.0417\lambda) \\ \quad + (0.023 - 0.0117\lambda)e^{-0.00496L_b}, \\ \lambda = \left[\frac{(D_s^2 - D_o^2) - (D_{bo}^2 - D_{bi}^2)}{D_s^2 - n_1 d_o^2} + 0.1 \right]^{0.5}, \\ \zeta = 0.96 + 0.2437e^{-0.01614(L_t/D_{bo}-1)^2}, \end{cases} \quad (14)$$

式中 $Re_s = 2697 \sim 12517$, $Pr_s = 14.2 \sim 23.3$, $(\mu_s / \mu_w)^{0.14} = 0.86 \sim 0.93$.

关联式1与实验数据的对比结果如图8(a)所示. 可以看出, 关联式1与实验数据符合良好, 两者的平均误差为 4.6% , 最大误差在 $\pm 11.5\%$ 以内. 此外, 文献[42]获得的关联式预测值普遍在实验值以下, 且与实验关联式1的平均相对误差为 -9.3% .

关联式2的表达式为式(15), 其与实验数据的对比

图7 (网络版彩色)大小孔折流板实验结果. (a) 总传热系数随熔盐流量的变化; (b) 壳侧关联式

Figure 7 (Color online) Experiment results of STHE with large-and-small-hole baffles. (a) Variation of overall heat transfer coefficient with mass flow rate of molten salt; (b) shell-side heat transfer correlation

结果参见图8(b). 可以看出, 关联式2与实验数据符合良好, 两者的平均误差为 $\pm 4.4\%$, 最大误差在 $\pm 10.7\%$ 以内. 此外, 文献[43]中关联式的预测值普遍在实验值以下, 且与关联式2的平均相对误差为 -12.5% . 上述研究结果表明, 在折流杆换热器壳侧熔盐对流换热实验中, 以水和油为工质拟合的实验关联式的预测值普遍低于实验值.

$$Nu_s = 0.1133 (L_b / d_{h,s})^{-0.303} Re_s^{0.756} Pr_s^{1/3} (\mu_s / \mu_w)^{0.14} \quad (15)$$

式中, $Re_s = 2697 \sim 12517$, $Pr_s = 14.2 \sim 23.3$, $(\mu_s / \mu_w)^{0.14} = 0.86 \sim 0.93$.

3.5 印刷电路板换热器翼侧换热特性

在印刷电路板换热器翼侧熔盐对流换热实验中, 熔盐流量范围为 $6.25 \sim 15.88 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, 入口温度范围为 $223.3 \sim 254.4^\circ\text{C}$, 实验热平衡偏差在 $\pm 7\%$ 以内^[33]. 基于上述实验, 对实验数据进行整理与拟合, 得到2个对流换

图8 (网络版彩色)折流杆换热器壳侧关联式. (a) 关联式1; (b) 关联式2

Figure 8 (Color online) Shell-side heat transfer correlation for STHE with rod baffles. (a) Correlation 1; (b) correlation 2

热实验关联式. 实验关联式1的表达式为

$$Nu_s = 0.0129 Re_s^{1.0537} Pr_s^{1/3} (\mu_s / \mu_w)^{0.14}. \quad (16)$$

式中, $Re_s = 500 \sim 1548$, $Pr_s = 19.4 \sim 23.8$, $\mu_s / \mu_w = 0.73 \sim 0.85$.

实验关联式1与实验数据的对比结果如图9(a)所示. 可以看出, 该关联式与实验数据符合良好, 两者的平均误差为 $\pm 3.9\%$, 最大误差在 $\pm 12\%$ 以内.

实验关联式2的表达式为式(17), 其与实验数据的对比结果如图9(b)所示. 可以看出, 该关联式与实验数据同样符合良好, 两者的平均误差为 $\pm 3.8\%$, 最大误差在 $\pm 11\%$ 以内.

$$Nu_s = 0.0090 Re_s^{1.0731} Pr_s^{0.4}, \quad (17)$$

式中, $Re_s = 500 \sim 1548$, $Pr_s = 19.4 \sim 23.8$.

总结熔盐在上述5种复杂壳侧换热结构内的对流换热实验研究结果, 可以发现, 以 Pr 和 Re 的幂函数形式拟合的对流换热实验关联式具有形式简单、精度较高

等特点, 可以满足实际工程要求.

3.6 对流换热性能对比分析

基于上述实验结果, 对普通的壳侧无强化结构、大小孔折流板板、弓形折流板和折流杆管壳式换热器4种管壳式换热器壳侧熔盐对流换热性能进行对比, 如图10(a)所示. 可以看出, 上述4种管壳式换热器壳侧熔盐 Nu_s 随 Re_s 变化趋势相似. 同时可见, 在相同的 Re_s 下, 4种管壳式换热器壳侧换热能力为大小孔折流板换热器>折流杆换热器>弓形折流板换热器>普通的管壳式换热器. 这是因为, 在相同 Re_s 下, 大小孔折流板的流通面积最小, 能在壳侧形成高速熔盐射流以冲刷换热管束, 从而增强换热. 同时, 大小孔折流板还能避免壳侧形成“熔盐滞止区”, 因此换热性能最佳. 折流杆换热器同样能避免壳侧形成“熔盐滞止区”, 并且还能起到扰流效果以增强换热; 然而, 由于其流通面积较大, 熔盐流速

图9 (网络版彩色)翼型肋片印刷电路板换热器实验关联式. (a) 关联式1; (b) 关联式2

Figure 9 (Color online) Heat transfer correlation for airfoil PCHE. (a) Correlation 1; (b) correlation 2

图 10 (网络版彩色) 对流换热性能对比. (a) 不同壳侧结构换热性能对比; (b) 翼型肋片与大小孔折流板换热器的换热密度对比
Figure 10 (Color online) Comparison of convective heat transfer performances. (a) Heat transfer performance comparison of STHs with different baffles in the shell side; (b) comparison of heat transfer rate per unit volume between airfoil PCHE and STH with large-and-small-hole baffles

较低, 因此换热能力次之. 而弓形折流板换热器虽然扰流能力很强, 但是增加弓形折流板后会在壳侧局部区域形成“熔盐滞止区”, 不利于对流换热, 因此其换热性能要低于大小孔折流板换热器和折流杆换热器.

对于翼型肋片PCHE, 其工作雷诺数范围远小于管壳式换热器, 因此无法采用上述方法直接对他们的换热性能进行对比. 鉴于此, 本文采用单位体积内的换热量作为换热能力的一种衡量指标, 对比分析翼型肋片PCHE与上述换热性能最佳的大小孔管壳式换热器的换热性能, 结果如图10(b)所示. 可以看出, 翼型肋片PCHE的单位体积换热量可比大小孔管壳式换热器的单位体积换热量大70倍以上. 这是因为, 一方面翼型肋片PCHE的紧凑性远高于管壳式换热器, 极大地增加了换热面积; 另一方面, 翼型肋片能够对流动进行扰动, 增强了换热效果.

4 总结与展望

本文首先回顾了熔盐对流换热的实验研究历程, 然后系统介绍了作者团队在熔盐在换热器复杂流动结构内对流换热规律实验研究方面的工作. 具体总结与展望如下:

(1) 总结熔盐对流换热特性研究历程可以发现, 其经历了从光滑管到强化管、从简单管内到换热器复杂壳侧的发展过程. 同时发现熔盐在具有复杂壳侧结构换热器内的对流换热规律研究是今后一项需要关注的工作.

(2) 为研究熔盐在复杂换热结构内的换热规律, 作者团队搭建了大型高温熔盐换热实验平台, 系统研究了熔盐在普通的管壳式换热器壳侧、大小孔折流板换热器壳侧、弓形折流板换热器壳侧、折流杆换热器壳侧以及印刷电路板换热器翼型肋片侧5种复杂换热结构内的对流换热规律. 在此基础上, 以 Pr 和 Re 幂函数形式对实验数据进行拟合, 获得了熔盐在上述复杂换热结构内的对流换热实验关联式, 并给出了关联式具体的参数适用范围. 结果表明, 上述关联式形式简单、精度较高, 能够满足实际工程要求.

(3) 通过对比熔盐在4种典型管壳式换热器的复杂壳侧结构中的对流换热性能, 发现其换热能力为大小孔折流板换热器>折流杆换热器>弓形折流板换热器>普通的管壳式换热器. 而在对比熔盐在印刷电路板换热器翼型肋片和大小孔折流板换热器壳侧的单位体积换热量之后, 发现翼型肋片印刷电路板换热器的单位体积换热量可达到管壳式换热器的单位体积换热量的70倍以上.

(4) 总结典型熔盐换热器复杂结构中的流动换热研究现状可以发现, 一方面, 现有研究全部集中在对流换热特性方面, 尚缺乏阻力特性的研究报道. 为对熔盐流动传热特性进行综合评价, 亟待开展熔盐阻力特性方面的研究. 另一方面, 目前所研究的复杂换热结构还较为传统, 未来应针对下一代先进熔盐堆核电站和高温熔盐光热电站中高效率、高温、高压力的需求, 进一步研发符合需求的新型“高效低阻”换热器.

参考文献

- 1 Lewis N S. Research opportunities to advance solar energy utilization. *Science*, 2016, 351: aad1920
- 2 He Y L, Wang K, Qiu Y, et al. Review of the solar flux distribution in concentrated solar power: Non-uniform features, challenges, and solutions. *Appl Therm Eng*, 2019, 149: 448–474
- 3 Romatoski R R, Hu L W. Fluoride salt coolant properties for nuclear reactor applications: A review. *Ann Nucl Energy*, 2017, 109: 635–647
- 4 Li M J, Zhu H H, Guo J Q, et al. The development technology and applications of supercritical CO₂ power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries. *Appl Therm Eng*, 2017, 126: 255–275
- 5 Serrano-López R, Fradera J, Cuesta-López S. Molten salts database for energy applications. *Chem Eng Process*, 2013, 73: 87–102
- 6 Serp J, Allibert M, Beneš O, et al. The molten salt reactor (MSR) in generation IV: Overview and perspectives. *Prog Nucl Energy*, 2014, 77: 308–319
- 7 Mehos M, Turchi C, Vidal J, et al. Concentrating Solar Power Gen3 Demonstration Roadmap. Technical Report, National Renewable Energy Laboratory, 2017
- 8 Robertson R C. MSRE Design and Operations Report Part I: Description of Reactor Design. Technical Report, Oak Ridge National Laboratory, 1965
- 9 Pacheco J E, Bradshaw R W, Dawson D B, et al. Final Test and Evaluation Results from the Solar Two Project. Technical Report, Sandia National Laboratory, 2002
- 10 Sabharwal P, Kim E S, McKellar M, et al. Process Heat Exchanger Options for Fluoride Salt High Temperature Reactor. Technical Report, Idaho National Laboratory, 2011
- 11 Caccia M, Tabandeh-Khorshid M, Itskos G, et al. Ceramic-metal composites for heat exchangers in concentrated solar power plants. *Nature*, 2018, 562: 406–409
- 12 Kirst W E, Nagle W M, Castner J B. A new heat transfer medium for high temperatures. *Trans Am Ins Chem Eng*, 1940, 36: 371–394
- 13 Hoffman H W, Cohen S I. Fused Salt Heat Transfer: Part III: Forced-Convection Heat Transfer in Circular Tubes Containing the Salt Mixture NaNO₂-NaNO₃-KNO₃. Technical Report, Oak Ridge National Laboratory, 1960
- 14 Shen X Y, Lu J F, Ding J, et al. Convective heat transfer of molten salt in circular tube with nonuniform heat flux. *Exp Therm Fluid Sci*, 2014, 55: 6–11
- 15 Grele M D, Gedeon L. Forced-convection Heat-transfer Characteristics of Molten FLiNaK Flowing in an Inconel X System. Washington: National Advisory Committee for Aeronautics, 1954
- 16 Hoffman H W, Lones J. Fused Salt Heat Transfer. Part II: Forced Convection Heat Transfer in Circular Tubes Containing NaF-KF-LiF Eutectic. Technical Report, Oak Ridge National Laboratory, 1955
- 17 Cooke J W, Cox B W. Forced-Convection Heat Transfer Measurements with a Molten Fluoride Salt Mixture Flowing in a Smooth Tube. Technical Report, Oak Ridge National Laboratory, 1973
- 18 Silverman M D, Huntley W R, Robertson H E. Heat Transfer Measurements in a Forced Convection Loop with Two Molten-Fluoride Salts LiF-BeF₂-ThF₂-UF₄ and Eutectic NaBF₄-NaF. Technical Report, Oak Ridge National Laboratory, 1976
- 19 Wu Y T, Liu B, Ma C F, et al. Convective heat transfer in the laminar-turbulent transition region with molten salt in a circular tube. *Exp Therm Fluid Sci*, 2009, 33: 1128–1132
- 20 Liu B, Wu Y T, Ma C F, et al. Turbulent convective heat transfer with molten salt in a circular pipe. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2009, 36: 912–916
- 21 Wu Y T, Chen C, Liu B, et al. Investigation on forced convective heat transfer of molten salts in circular tubes. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2012, 39: 1550–1555
- 22 Qian J, Kong Q, Zhang H, et al. Performance of a gas cooled molten salt heat exchanger. *Appl Therm Eng*, 2016, 108: 1429–1435
- 23 He Y L, Zheng Z J, Du B C, et al. Experimental investigation on turbulent heat transfer characteristics of molten salt in a shell-and-tube heat exchanger. *Appl Therm Eng*, 2016, 108: 1206–1213
- 24 Qiu Y, Li M J, Li M J, et al. Numerical and experimental study on heat transfer and flow features of representative molten salts for energy applications in turbulent tube flow. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 135: 732–745
- 25 He Y L, Wang K, Du B C, et al. Non-uniform characteristics of solar flux distribution in the concentrating solar power systems and its corresponding solutions: A review (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2016, 61: 3208–3237 [何雅玲, 王坤, 杜保存, 等. 聚光型太阳能热发电系统非均匀辐射能流特性及解决方法的研究进展. *科学通报*, 2016, 61: 3208–3237]
- 26 Yang M L, Yang X X, Yang X P, et al. Heat transfer enhancement and performance of the molten salt receiver of a solar power tower. *Appl Energy*, 2010, 87: 2808–2811

- 27 Chen C, Wu Y T, Wang S T, et al. Experimental investigation on enhanced heat transfer in transversally corrugated tube with molten salt. *Exp Therm Fluid Sci*, 2013, 47: 108–116
- 28 Chen Y S, Tian J, Fu Y, et al. Experimental study of heat transfer enhancement for molten salt with transversely grooved tube heat exchanger in laminar-transition-turbulent regimes. *Appl Therm Eng*, 2018, 132: 95–101
- 29 Du B C, He Y L, Qiu Y, et al. Investigation on heat transfer characteristics of molten salt in a shell-and-tube heat exchanger. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2018, 96: 61–68
- 30 Wang K. Study on the integration of S-CO₂ Brayton cycles in a solar power tower and the optimization of its concentrating and heat transfer processes (in Chinese). Doctoral Dissertation. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2018 [王坤. 超临界二氧化碳太阳能热发电系统的高效集成及其聚光传热过程的优化调控研究. 博士学位论文. 西安: 西安交通大学, 2018]
- 31 Du B C, He Y L, Wang K, et al. Convective heat transfer of molten salt in the shell-and-tube heat exchanger with segmental baffles. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 113: 456–465
- 32 Qiu Y, Li M J, Wang W Q, et al. An experimental study on the heat transfer performance of a prototype molten-salt rod baffle heat exchanger for concentrated solar power. *Energy*, 2018, 156: 63–72
- 33 Wang W Q, Qiu Y, He Y L, et al. Experimental study on the heat transfer performance of a molten-salt printed circuit heat exchanger with airfoil fins for concentrating solar power. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 135: 837–846
- 34 Rodriguez-Garcia M M, Frau P, Rojas E. Operational experience in an experimental molten salt thermal storage. The MOSA facility. AIP Conf Proc, 2018, 2033: 090024
- 35 Gill D D, Kolb W J, Briggs R J. An Evaluation of Pressure and Flow Measurement in the Molten Salt Test Loop (MSTL) System. Technical Report, Sandia National Laboratory, 2013
- 36 Felde D K, Ontiveros D E, Fugate D, et al. Liquid Salt Test Loop Operations. Second Molten Salt Reactor Workshop, 2016
- 37 Yang S M, Tao W Q. Heat Transfer (in Chinese). 4th ed. Beijing: High Education Press, 2014 [杨世铭, 陶文铨. 传热学. 第四版. 北京: 高等教育出版社, 2014]
- 38 Chu W X, Li X H, Ma T, et al. Experimental investigation on SCO₂-water heat transfer characteristics in a printed circuit heat exchanger with straight channels. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 113: 184–194
- 39 Yoon S H, No H C, Kang G B. Assessment of straight, zigzag, S-shape, and airfoil PCHes for intermediate heat exchangers of HTGRs and SFRs. *Nucl Eng Des*, 2014, 270: 334–343
- 40 Ma T, Xin F, Li L, et al. Effect of fin-endwall fillet on thermal hydraulic performance of airfoil printed circuit heat exchanger. *Appl Therm Eng*, 2015, 89: 1087–1095
- 41 Kim T H, Kwon J G, Yoon S H, et al. Numerical analysis of air-foil shaped fin performance in printed circuit heat exchanger in a supercritical carbon dioxide power cycle. *Nucl Eng Des*, 2015, 288: 110–118
- 42 Gentry C C. Rodbaffle heat exchanger technology. Chem Eng Prog, 1990, 86: 48–57
- 43 Dong Q W, Wang Y Q, Liu M S. Numerical and experimental investigation of shellside characteristics for RODbaffle heat exchanger. *Appl Therm Eng*, 2008, 28: 651–660

Summary for “熔盐在复杂换热结构内的对流换热特性实验研究及进展”

Convective heat transfer characteristics of molten salts flowing in complex flow structures: Experimental studies and progress

Yaling He^{*}, Wenqi Wang, Yu Qiu, Zhangjing Zheng, Baocun Du, Kun Wang & Hongyuan Shi

Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering of Ministry of Education, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China

^{*} Corresponding author, E-mail: yalinghe@mail.xjtu.edu.cn

The large-scale utilization of traditional fossil fuels causes global warming and environment pollution, which is constraining the sustainable development of human society. Recently, new energy utilization technologies, including solar power and nuclear power, have witnessed rapid developments because they can relieve these problems. For the new energy utilization, molten salts are widely used. Therefore, having a deep understanding on the convective heat transfer characteristics of molten salts flowing in complex heat transfer structures is a critical issue to realize the high heat-transfer performance for new energy utilization technologies, especially the next-generation advanced nuclear power plant and high-temperature concentrated solar power (CSP) plant.

In this paper, experimental studies on the convective heat transfer characteristics of the molten salt are firstly reviewed. It can be concluded that these studies experienced a development process, which is from smooth tubes to enhanced tubes, from tube side to shell side. Meanwhile, it is pointed out that studying on the convective heat transfer characteristics of molten salt flowing in complex structures is of great importance in the future. Then, previous experimental studies by our team on the convective heat transfer characteristics of the molten salt flowing in 5 heat exchangers with complex structures are introduced systematically, including shell-and-tube heat exchangers (STHE) without baffle plate, STHE with large and small hole baffles, STHE with segmental baffles, STHE with rod baffles, and airfoil printed circuit heat exchanger (PCHE). Based on the above experimental studies, corresponding convective heat transfer correlations for the molten salt flowing in the five complex heat transfer structures were obtained; and the applicable temperature and Reynolds number ranges for these correlations were also provided. The results show that the obtained correlations have simple forms and high precision, which can meet the engineering requirement. Moreover, heat transfer performances of the above five heat exchangers are also compared with each other. The results show that Nusselt numbers of the five heat exchangers have the same changing trend with Reynolds number; and the order of the heat transfer performances of the STHEs is: STHE with large and small hole baffles > STHE with rod baffles > STHE with segmental baffles > STHE without baffle plate. In addition, the heat transfer rate per unit volume of the airfoil PCHE is 70 times that of the STHE.

To conclude the experimental research status of the friction and heat transfer characteristics of molten salt flowing in typical heat exchangers with complex structures, it can be found that most of the investigations focused on the convective heat transfer performance, lacking the analysis of friction characteristics. Therefore, the friction performances of the heat exchangers with complex structures should be further studied to obtain the comprehensive performance. Moreover, most of the experimental studies on the convective heat transfer performance of molten salts are related with the traditional heat exchangers. Thus, novel heat exchangers, which can achieve high heat transfer performance and low pressure drop, should be investigated and developed to meet the need of high efficiency, high temperature, and high pressure in the next-generation advanced nuclear power plant and high-temperature CSP plant.

molten salt, heat exchangers, complex heat transfer structures, convective heat transfer characteristics, new energy utilization

doi: [10.1360/TB-2019-0127](https://doi.org/10.1360/TB-2019-0127)