

# 螺旋管式熔盐-氦气换热器对流传热试验研究

刘 彦<sup>1,2</sup>, 孔巧玲<sup>1,3</sup>, 黄伟光<sup>1~3</sup>, 李文辉<sup>1</sup>

(1. 中国科学院上海高等研究院, 上海 201210; 2. 中国科学院大学, 北京 100049; 3. 中国科学院先进核能创新研究院, 上海 201800)

**摘 要:** 对一台螺旋管式熔盐-氦气换热器进行试验研究, 并利用威尔逊法对试验数据进行处理, 获得螺旋管式换热器用于熔盐-氦气对流传热的传热准则关系式。将关系式与经验公式对比分析, 结果表明螺旋管式换热器在管程和壳程均能提高工质对流换热系数, 同时为熔盐-氦气换热器的设计提供设计依据。

**关键词:** 螺旋管换热器; 熔盐; 氦气; 传热实验; 威尔逊法

**中图分类号:** TK172

**文献标识码:** A

## 0 引 言

换热器作为熔盐堆核能系统的关键部件之一, 其功能是将堆芯的热量传递给做功系统发电。换热器性能的优劣直接决定系统效率和经济性的高低。因此, 需要一种高效安全的换热器用于熔盐堆核能系统。

螺旋缠绕管换热器是一种新型的管壳式换热器。螺旋缠绕管换热器的传热管结构特殊, 流体在流经传热管内时会形成二次流<sup>[1]</sup>, 加强湍流效果。因此具有结构紧凑和换热性能高等优点。为设计合理高效的螺旋缠绕管换热器, 国内外研究人员都开展了一系列对螺旋缠绕管换热器换热性能的试验研究。Salimpour<sup>[2]</sup>和 Shokouhmad<sup>[3]</sup>对不同螺距和曲率的单管螺旋缠绕管换热器进行和管侧和壳侧的试验研究。Jamshidi 等<sup>[4]</sup>通过试验研究流动对螺旋缠绕管换热器换热性能的影响, 管内流动工质为热水, 壳程工质为冷水, 利用威尔逊法得到管侧和壳侧的换热系数。

熔盐堆用换热器运行温度高, 以熔盐为传热工质, 具有热容量大、热稳定性高、普朗特数大等特点<sup>[5]</sup>。螺旋管换热器具有高效、温度热应力自适应等特点, 适于熔盐堆。但熔盐在螺旋缠绕管换热器内传热特性相关研究较少<sup>[6]</sup>, 林德公司曾设计出螺旋管式熔盐换热器用于太阳能发电领域<sup>[7]</sup>, 但文

献<sup>[7]</sup>并未给出具体设计公式。

本文设计并加工螺旋管式熔盐-氦气换热器试验件, 对熔盐在螺旋管内和氦气在管外的对流传热性能进行实验研究。

## 1 实验系统介绍

### 1.1 螺旋管式换热器

实验用螺旋管式换热器由 7 根相同结构尺寸的螺旋管组成螺旋传热管束。螺旋管束的布置如图 1 所示。7 根相同结构尺寸的螺旋管缠绕在芯体周围, 螺旋管两端连接在管板之上。封头由内外 2 个椭圆球壳组成, 流体在封头内的流道为 2 个球壳之间的环形腔体。熔盐从管内流经换热器, 氦气从壳内流经换热器, 冷热流体在换热器内部呈交错流。

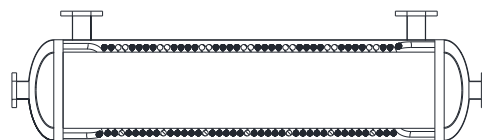


图 1 螺旋管换热器

Fig. 1 Spiral tube heat exchanger

### 1.2 实验系统

实验系统由 3 个回路构成: 熔盐循环回路、气体循环回路和冷却水循环回路。螺旋缠绕管换热

收稿日期: 2017-03-06

基金项目: 中国科学院战略性先导科技专项(XDA02020600); 国家国际科技合作专项(2014DFA60200)

通信作者: 孔巧玲(1974—), 女, 博士、副研究员, 主要从事强化传热及高效换热器方面的研究。kongql@sari.ac.cn

器处于熔盐循环回路和气体循环回路之间。实验系统的结构简图如图 2 所示。

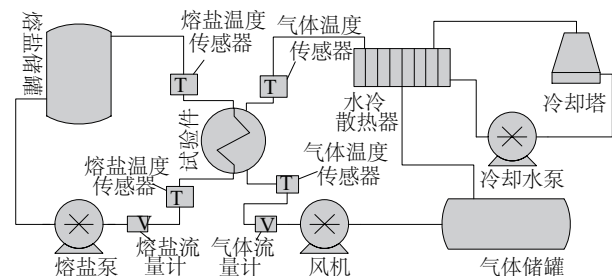


图2 实验系统图

Fig. 2 Experimental system schematic

熔盐循环回路主要由熔盐罐、熔盐泵、电加热器、熔盐流量计、保温管道和温度传感器等设备构成。实验所用熔盐为三元混合硝酸盐( $\text{NaNO}_3$ 、 $\text{KNO}_3$ 、 $\text{NaNO}_2$ )。气体循环回路由储气罐、风机、流量计、温度传感器、相应的保温管道构成。气体循环回路的工质为氦气。冷却水回路用于冷却试验件壳程出口的高温气体,以维持系统的稳定。主要由冷却水塔、冷却水泵、板式换热器和相应管道构成。

熔盐与氦气的入口温度分别由相应的电加热设备进行调节。熔盐和氦气的流量分别由相应的泵阀门进行调节。在换热器进出口的管路上均安装有温度传感器,测量熔盐和氦气的进出口温度。相应的仪表参数见表 1。

表1 仪表参数		
Table 1 Parameters of instruments		
仪表型号	量程	精度/%
熔盐温度传感器	0~400 ℃	0.5
气体温度传感器	0~150 ℃	0.5
熔盐流量计	0~20 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	1
气体流量计	0~2400 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	3

熔盐的热物性参数如表 2 所示,数值由实验测量得到。

表2 熔盐物性		
Table 2 Thermophysics of the molten salt		
参数	数值范围	精度
密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1864.7~1869.2	1%
黏度/ $\text{mPa} \cdot \text{S}$	3.1~3.2	$\pm 0.2$
定压比热容/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	1.256~1.259	5%
导热系数/ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	0.3879~0.3894	15%

## 2 实验原理和数据处理

### 2.1 实验原理

熔盐与气体在试件内进行热量交换。试验件入口熔盐温度控制在一定温度,通过调节熔盐和氦气侧的流量,当冷热侧热量达到热平衡时,记录数据进行采集,存储到上位机。改变换热器管程和壳程的入口温度、流量即可测得一系列数据,实验系统的熔盐流量为 1~6  $\text{m}^3/\text{h}$  变化,氦气流量为 300~1200  $\text{m}^3/\text{h}$ ,熔盐温度为 200~400 ℃。

### 2.2 实验方案

根据实验原理分别完成螺旋管式换热器在管程和壳程的对流传热实验。

壳程实验的参数如表 3 所示。在壳程实验中,管程熔盐的流量和定性温度基本保持不变,因此满足管程的传热热阻保持不变的条件。

表3 壳程对流传热实验		
Table 3 Heat transfer experiment in shell side		
参数	氦气	熔盐
流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	300~600	3.39~3.45
入口温度/℃	28.33~28.89	273.92~274.37
出口温度/℃	149.91~152.63	259.33~260.89
定性温度/℃	89.62~90.76	265.23~267.67

管程对流换热的实验参数见表 4。实验中,保持氦气的流量和定性温度不变,因此也满足壳程的传热热阻保持不变的条件。

表4 管程对流传热实验		
Table 4 Heat transfer experiment in tube side		
参数	氦气	熔盐
流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	246.25~251.8	2.01~4.05
入口温度/℃	29.14~29.30	294.31~298.07
出口温度/℃	148.87~149.91	277.35~292.28
定性温度/℃	88.957~89.57	285.84~295.18

### 2.3 实验数据处理

管程换热量定义为  $Q_1$ ,壳程换热量定义为  $Q_2$ 。定义热平衡相对误差  $\eta$  :

$$\eta = \left| \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \right| \times 100\% \quad (1)$$

当  $\eta \leq 5\%$ ,认为实验测量的数据满足要求。

试验件的对数平均温差  $lmtd$  :

$$lmtd = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (2)$$

试验件的换热量  $Q$  :

$$Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (3)$$

试验件的传热热阻  $U$  :

$$\frac{1}{UA} = \frac{lmtd}{Q} \quad (4)$$

式中,  $A$  ——试验件的换热面积,  $m^2$ ;  $d_h$  ——壳程当量直径,  $d_h = \frac{4V_s}{S_s}$ ;  $V_s$  ——壳程流道体积,  $V_s = V_{sh} - V_{ct} - V_l$ ,  $V_{sh}$  为换热器的壳体体积,  $V_{ct}$  为芯体体积,  $V_l$  为螺旋缠绕管的体积。

壳程流体流速  $v_o$  :

$$v_o = \frac{m_o}{\rho A_s} \quad (5)$$

式中,  $v_o$  ——壳程流体流速;  $m_o$  ——壳程流体质量流量;  $\rho$  ——壳程流体密度。

壳程平均流通面积  $A_s$  :

$$A_s = \frac{V_s \pi D_i^2}{V_{sh} \cdot 4} \quad (6)$$

式中,  $A_s$  ——壳程流道面积,  $V_s = V_{sh} - V_{ct} - V_l$ , 其中  $V_{sh}$  为换热器的壳体体积,  $V_{ct}$  为换热器芯体的体积,  $V_l$  为螺旋缠绕管管束体积;  $D_i$  ——换热器的壳体内径。

为更好地表征螺旋缠绕管的尺寸参数, 引入曲率  $\delta = \frac{d}{2R_c}$ , 无量纲倾斜度  $\gamma = \frac{b}{2\pi R_c}$ 。与直管中的流动不同, 流体在螺旋管中流动具有明显的二次流现象, 原因是流体在螺旋管内流动时会受到离心力的作用。由于流体二次流的影响, 螺旋管内的流体流动传热情况变得更加复杂<sup>[8]</sup>。迪恩数  $De$  可表征二次流的强度的参数, 是由文献[9]在研究流体在弯管中流动时发现二次流的存在后提出的。因此在进行螺旋管内部对流传热时一般用迪恩数  $De$  代替雷诺数  $Re$ , 来研究努赛尔数  $Nu$  和迪恩数  $De$  之间的关系。其中  $De = Re\delta^{0.5} = Re(d/2R_c)^{0.5}$ 。

## 2.4 对流传热系数计算

试验件壳程的对流传热系数记为  $h_o$ , 管程的对流传热系数记为  $h_i$ 。基于实验数据, 采用威尔逊分离法可计算出试验件两侧的对流传热系数。换热

器的总换热系数与壳程和管程的对流传热系数的关系可用式(7)表示:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \ln(d_o/d_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o} \quad (7)$$

式中,  $d_i$ 、 $d_o$  ——传热管的内径和外径;  $k$  ——传热管的热导率;  $L$  ——换热器换热单元的长度。

在计算出试验件总的换热系数后, 式(7)里的未知量为管程和壳程的对流传热系数。通过控制管内熔盐的流量为一恒定值, 那么就可以假定管程对流传热系数为恒定值。假定壳程对流传热系数和壳程气体流速呈式(8)的关系:

$$h_o = C v_o^n \quad (8)$$

将式(8)代入到式(7), 通过线性拟合即可得到常数  $C$  和指数  $n$  的值。从而可计算出管程的对流传热系数。

### 2.4.1 壳程对流传热数据计算

决定壳程  $Nu$  数大小的因素主要包括  $Re$  和  $Pr$ , 那么  $Nu$  的估测公式可设定为:

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (9)$$

将式(9)带入式(7):

$$\left( \frac{1}{KA} - R_{wall} \right) (Re^m Pr^n A \lambda / d)_2 = \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_1} \frac{(Re^m Pr^n A \lambda / d)_2}{(Re^m Pr^n A \lambda / d)_1} \quad (10)$$

式(10)共有 6 个未知数, 给定  $n_2$ 、 $n_1$ 、 $m_2$  计算  $m_1$ 、 $C_1$ 、 $C_2$ 。由于有 3 个未知参数需要确定, 因此采用迭代的方法进行计算。迭代过程如式(11)~式(16)所示。

式(10)改写为线性关系:

$$y = mx + b \quad (11)$$

其中,

$$y = \left( \frac{1}{KA} - R_{wall} \right) (Re^m Pr^n A \lambda / d)_2 \quad (12)$$

$$x = \frac{(Re^m Pr^n A \lambda / d)_2}{(Re^m Pr^n A \lambda / d)_1} \quad (13)$$

$$m = \frac{1}{C_1} \quad (14)$$

$$b = \frac{1}{C_2} \quad (15)$$

给定  $m_1$ , 根据实验结果可得到一系列点  $(x_i, y_i)$  ( $i=1, 2, \dots, n$ ,  $n$  为数据点数量) 并进行线性回归, 计算可得  $C_2$ 、 $C_1$ 。将  $C_2$  代入式(8)中, 可得到  $h_2$ , 再由(7)可得到  $h_1$ 。

式(8)两侧进行对数运算,得到:

$$\ln Nu/Pr^n = \ln C + m \ln Re \quad (16)$$

式(16)是一个线性方程。将计算的  $h_1$  再次进行线性回归,可拟合出  $m_1$ ,将拟合的  $m_1$  与给定的  $m_1$  进行比较,若未收敛则将迭代结果作为返回作为初值再次进行迭代,若达到收敛要求则停止计算并将拟合的结果输出。

#### 2.4.2 管程对流传热系数计算

螺旋管内的对流传热计算式一般被假设为:

$$Nu_o = C_1 De^{C_2} Pr^{C_3} \gamma^{C_4} \quad (17)$$

对上述公式引入一个误差函数:

$$E(C_1, C_2, C_3, C_4) = \sum_{j=1}^N \{ \ln(Nu_{ij}) - [\ln C_1 + C_2 \ln De_j + C_3 \ln Pr_j + C_4 \ln \gamma_j] \}^2 \quad (18)$$

对结果应用最小二乘法将上述误差函数最小化,即可得到熔盐在螺旋管内的传热准则关系式。

### 3 实验结果与分析

将壳程氦气对流传热实验数据进行处理,得到氦气在螺旋管式换热器壳程的传热准则关系式:

$$Nu = 0.2863 Re^{0.7219} Pr^{0.8503} \quad (19)$$

赵振兴等<sup>[10]</sup>曾完成氦气和氮气在有普通直管的环形通道内的对流传热实验,并得到相应的传热准则关系式:

$$Nu = 0.1785 Re^{0.7332} Pr^{0.85} \quad (20)$$

将实验值和经验关系式(20)计算值对比(如图3所示),发现实验值比计算值高20%。经过分析发现在有螺旋管的环形通道内,流体湍流效果增强,所以对流传热效果比与普通直道好。由此可证明螺旋管式换热器用于熔盐氦气对流传热有助于强化气体侧的传热性能。

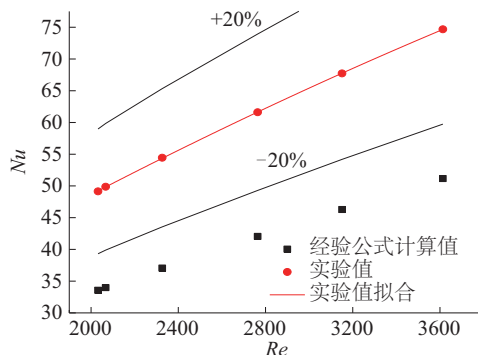


图3 壳程试验结果

Fig. 3 Experimental results on shell side

由于熔盐和水等工质的热物性相比,熔盐的普朗特数要明显偏大。经过数值模拟计算水等工质在螺旋管内的对流传热计算关系式不能用于熔盐在螺旋管内的对流传热计算。本文基于实验和数值模拟相结果,分析熔盐在螺旋管内的对流换热随流速、普朗特数以及无量纲节距的变化规律:

$$Nu_o = 0.1513 De^{0.4323} Pr^{1.055} \gamma^{-0.2776} \quad (21)$$

图4表示管程  $Nu$  数随  $De$  数变化的情况,对比熔盐在螺旋管内对流传热实验数据和数值模拟数据 ( $1000 < De < 2400$ ),最大的偏差为  $\pm 12\%$ 。对比的结果表明,通过实验所获得数据与数值模拟计算结果相吻合,这表明该实验系统的可靠性较好,也表明通过数值模拟计算得到的熔盐在螺旋管内对流传热关系式的精准性很好。同时,由图4可知实验值拟合曲线和数值计算模拟曲线呈现不同的变化趋势,可能是因为在进行数值模拟计算时螺旋管壁的热边界条件为恒壁温边界条件,这与换热器的实际对流传热情况有一定的差别,所以会产生一定的偏差。

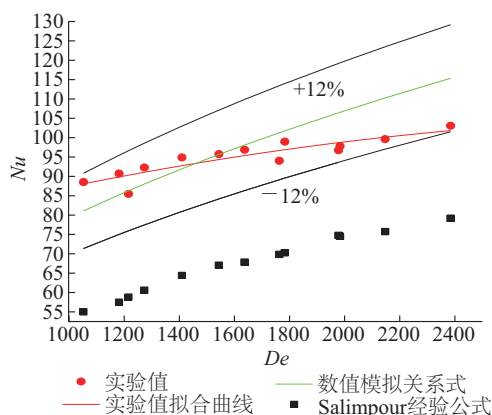


图4 管程试验结果

Fig. 4 Experimental results on tube side

Salimpour<sup>[2]</sup>完成了水在螺旋管内的对流传热研究,得到水在螺旋管内的传热准则关系式。图4对比该关系式用于熔盐的计算值与实验值,发现两者偏差很大,因此表明水等其他介质在螺旋管内传热准则关系式不适用于熔盐。

图5为换热器对流传热试验壳程、管程对流传热系数和总传热系数随试验数据的变化情况。实验结果表明,随着管程熔盐流体  $De$  数的变大,管程对流传热系数也变大,相应的换热器总传热系数也



会随着  $De$  数变大而增大。试件熔盐侧的换热系数远大于氦气侧的对流换热系数。换热器的热阻以气体的传热热阻为主,若要提高熔盐-气体换热器的热性能,需强化气体侧的传热性能。

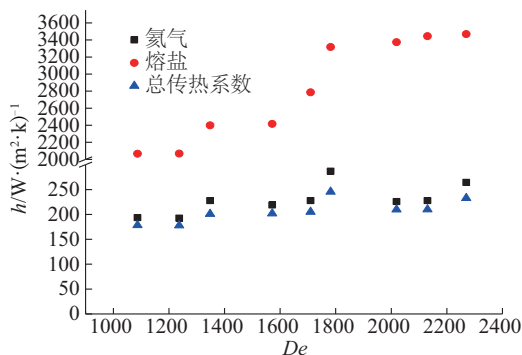


图5 试验数据

Fig. 5 Experimental data

## 4 结 论

对一台螺旋管式换热器用于熔盐氦气对流传热进行试验研究,主要结论如下:

1)将螺旋管式换热器用于熔盐氦气对流传热实验能提高换热效率,尤其是热阻偏大气侧的传热性能。

2)由于熔盐热物性的特殊性,尤其是普朗特  $Pr$  较大,水等其他工质在螺旋管内的传热准则关系式不适用于熔盐在螺旋管内的对流传热。

3)得到  $1000 < De < 2400$  范围内熔盐在螺旋管内的传热准则关系式,  $2000 < Re < 3800$  范围内氦气在螺旋管式换热器壳程的传热准则关系式。为后续设计螺旋管式熔盐氦气换热器提供参考。

符号表

$T$	温度
$V$	流量
$\Delta p$	进出口压差
$A$	换热器面积
$h$	对流换热系数
$L$	换热单元长度
下标	
1	壳程
2	管程
in	入口
out	出口

## [参考文献]

- [1] Berger S A, Talbot L, Yao L S. Flow in curved pipes [J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2003, 15(1): 461—512.
- [2] Salimpour M R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2009, 33(2): 203—207.
- [3] Shokouhmand H, Salimpour M R, Akhavan-Behabadi M A. Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using Wilson plots [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2008, 35 (1): 84—92.
- [4] Jamshidi N, Farhadi M, Ganji D D, et al. Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51(1-2): 644—652.
- [5] Serrano-Lopez R, Fradera J, Cuesta-Lopez S. Molten salts database for energy applications [J]. Chemical Engineering and Processing-Process Intensification, 2013, 73(73): 87—102.
- [6] 沈向阳, 丁 静, 陆建峰, 等. 高温熔盐在螺旋槽管内传热特性的试验研究 [J]. 石油机械, 2010, 38(3): 5—8.
- [6] Shen Xiangyang, Ding Jing, Lu Jianfeng, et al. Experimental investigation of heat transfer characteristics in a spiral grooved tube [J]. Petroleum Machinery, 2010, 38(3): 5—8.
- [7] Weigl M C, Braun K, Weiss J. Coil-wound heat exchangers for molten salt applications [J]. Energy Procedia, 2014, 49: 1054—1060.
- [8] 李淑恒, 李庆生, 刘 博, 等. LNG 绕管式换热器管内压降和传热的数值模拟 [J]. 轻工机械, 2016, 34 (2): 15—19.
- [8] Li Shuheng, Li Qingsheng, Liu Bo, et al. Numerical simulation of pressure drop and heat transfer inside tube of LNG coil-wound heat exchanger [J]. Light Industry Machinery, 2016, 34(2): 15—19.
- [9] Ferng Y M, Lin W C, Chieng C C. Numerically investigated effects of different Dean number and pitch size on flow and heat transfer characteristics in a helically coil-tube heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 36(1): 378—385.
- [10] 赵振兴, 杨 震, 郭琴琴, 等. 螺旋管换热器同轴环形通道流动特性实验 [J]. 重庆大学学报, 2011, 34 (1): 116—120.

- [10] Zhao Zhenxing, Yang Zhen, Guo Qinqin, et al. channel heat exchanger with membrane spiral tubes [J]. Experiments on flow characteristics in coaxial annular Journal of Chongqing University, 2011, 34(1): 116—120.

## EXPERIMENTAL STUDY FOR A SPIRAL TUBE MOLTEN SALT TO HELIUM GAS HEAT EXCHANGER

Liu Yan<sup>1,2</sup>, Kong Qiaoling<sup>1,3</sup>, Huang Weiguang<sup>1,3</sup>, Li Wenhui<sup>1</sup>

(1. Shanghai Advanced Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 201210, China;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;

3. Advanced Nuclear Innovation Institute, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 201800, China)

**Abstract:** The heat transfer performance of spiral tube heat exchanger is higher than that of straight pipes of heat exchanger, at the same time it has adaptability to the thermal stress under high temperature environment, which is very suitable for molten salt reactor. An experimental investigation was carried out on a spiral tube molten salt helium gas heat exchanger, and Wilson method is used to deal with experimental data results of heat transfer performance of spiral tube heat exchanger for molten salt and helium gas. Compared the contrast analysis and experience formula, the results show that spiral tube heat exchanger can improve the working medium heat transfer coefficient in tube side and shell side, which provides the design basis for the molten salt to helium gas to heat exchanger.

**Keywords:** spiral tube exchanger; molten salt; helium gas; heat transfer experiment; Wilson plot method