

# 螺旋槽管束管外对流换热特性的数值模拟

王迎慧<sup>1</sup>, 孙 宁<sup>1</sup>, 归柯庭<sup>2</sup>

(1. 江苏大学 能源与动力工程学院 江苏 镇江 212013; 2. 东南大学 能源与环境学院 江苏 南京 210096)

**摘 要:** 针对烟气横掠顺列螺旋槽管束外侧的流动传热问题, 利用 CFD 技术, 通过改变顺列螺旋槽管束的横向、纵向间距、螺距、槽深等结构参数, 对烟气横掠螺旋槽管束外的流动传热特性进行数值模拟, 分析多几何参数对螺旋槽管束外流动传热特性的影响, 得出强化传热的原因和合理的结构参数。研究表明: 螺旋槽管束管外传热特性数  $Nu$  比光管管束高 7% - 20.6%; 随横向间距的增大, 管外传热特性数  $Nu$  减小, 烟气流动阻力也随之减小; 纵向间距的增大使管外传热特性数  $Nu$  和烟气流动阻力均增大; 增加螺距或减小槽深都可以强化换热, 但烟气流动阻力也会增大; 综合考虑, 螺旋槽管束的横、纵向间距分别取  $s_1/d = 1.75 - 2$ ,  $s_2/d = 1.5 - 1.75$ , 螺距  $P$  取 25 - 30 mm, 槽深  $e$  取 0.4 - 1 mm。

**关 键 词:** 螺旋槽管; 横向/纵向间距; 螺距; 槽深; 管外对流换热; 传热强化

中图分类号: TK223 文献标识码: A

## 引 言

螺旋槽管是综合性能被看好的一种强化传热元件, 其管壁上的螺旋槽能有效地提高管内的传热系数, 起到双边强化的作用, 传热性能明显高于光管。螺旋槽管制造工艺简单, 同时螺旋槽管可提高换热管的壁面温度以减轻低温腐蚀和积灰堵灰, 被广泛应用于空气预热器、锅炉水冷壁、凝汽器和回热加热器等换热设备中。

现有关于螺旋槽管的研究大多关注螺旋槽管单管管内换热及阻力特性, 如文献 [1] 用碳钢螺旋槽管代替铜光管应用于加热器, 发现螺旋槽管可使管内换热系数较光管提高一倍。文献 [2] 则发现高  $Re$  数下螺旋槽管  $Nu$  数比光管提高 30% 以上。文献 [3] 通过数值模拟, 得出了螺旋槽管内流体的速度场和温度场分布, 分析了槽深对螺旋槽管阻力性能和换热性能的影响。

而有关螺旋槽管管外对流换热特性的研究主要建立在一些实验基础上, 如文献 [4] 作了气流横掠

错列螺旋槽管束的传热及阻力特性的实验研究, 得出螺旋槽管错列管束的管外换热与阻力关联式。文献 [5] 对顺列光管和螺旋槽管束进行了横向冲刷换热及阻力试验研究, 结果表明, 顺列螺旋槽管比光管管外换热系数高 2.05% - 17.02%。

前人对螺旋槽管单管管内流动换热特性的研究有较多共识, 而有关螺旋槽管束管外的对流换热的研究工作还有待深入, 这方面的数值研究更是少见。由于螺旋槽管有双侧强化传热的作用, 特别是管外传热的改善, 使得总体传热系数增大, 从而提高总体热力性能。因此本研究针对烟气横掠顺列螺旋槽管束的对流换热特性进行数值模拟, 分析换热管不同的横向间距、纵向间距及螺距、槽深对螺旋槽管换热和阻力特性的影响。

## 1 物理及数学模型

### 1.1 物理模型

螺旋槽管一般是钢管经环向滚压轧制而成, 主要结构参数有螺距  $P$ 、槽深  $e$ 、和螺旋角  $\varphi$ , 如图 1 所示。外表面是螺旋形的凹槽, 内表面是螺旋形的凸起。以  $6 \times 6$  顺列螺旋槽管束为研究对象, 管径  $d$  为 38 mm, 管束采用卧式布置, 烟气自上而下 ( $y$  轴负方向) 横掠管束。根据螺旋槽管特殊的周期性结构对计算模型进行简化, 在流体流动充分发展段选取单个螺距长度作为计算区域, 同时由于流道的对称性, 只对一列管束的流动传热情况进行数值模拟, 计算区域和边界条件如图 2 所示, 其中  $s_1$ 、 $s_2$  分别表示管束的横向、纵向间距。计算域在进口和出口分别适当延长以减少入口和出口边界对计算结果的影响。管束的几何参数如表 1 所示。为便于分析, 采用横向、纵向间距和管径的比值  $s_1/d$ 、 $s_2/d$  比较横、纵向间距对管外对流换热的影响。

收稿日期: 2013 - 12 - 23; 修订日期: 2014 - 02 - 23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51276039)

作者简介: 王迎慧 (1968 -), 男, 江苏兴化人, 江苏大学副教授, 博士。

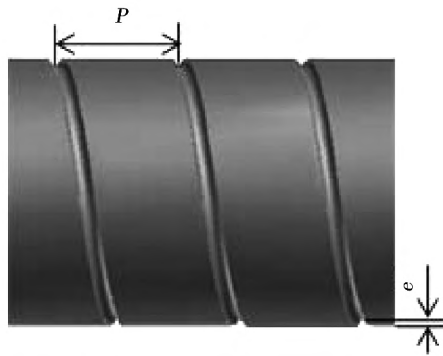


图 1 螺旋槽管的结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the structure of a spirally slotted tube

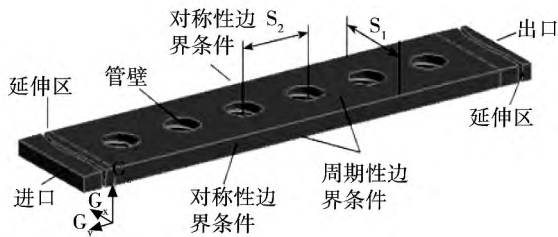


图 2 计算区域和边界条件

Fig. 2 Calculation domain and boundary conditions

表 1 管束几何参数

Tab. 1 Geometric parameters of tube bundles

| 横向间距 $s_1/d$ | 纵向间距 $s_2/d$ | 螺距 $P/mm$ | 槽深 $e/mm$ |
|--------------|--------------|-----------|-----------|
| 1.75         | 1.25         | 15        | 0.4       |
| 2            | 1.5          | 20        | 1         |
| 2.25         | 1.75         | 25        | 1.6       |
| 2.5          | 2            | 30        | 2.2       |

1.2 数学模型及边界条件

数学建模时做如下假定: 流动属于三维湍流不可压缩流动, 流体物性参数为常数, 并忽略重力影响。将连续性方程、动量方程、能量方程构成求解湍流流动与换热的控制方程组, 如式(1) – 式(3)所示。湍流模型采用标准  $k - \varepsilon$  两方程模型, 如式(4)、式(5)所示。

$$\frac{\partial(u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_i} \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\lambda}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho \overline{u_i T'} \right) \tag{3}$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G - \rho \varepsilon \tag{4}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \tag{5}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_1 \varepsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

式(1) – 式(5)中:  $u$ —烟气的平均流速, m/s;  $p$ —烟气平均压力, Pa;  $\rho$ —烟气密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\mu$ —烟气动粘度, Pa · s;  $t$ —时间, s; 上标“'”代表各参数的脉动值;  $\lambda$ —烟气的导热系数, W/(m · K);  $T$ —烟气温度, K;  $C_p$ —烟气比热, J/(kg · K);  $i, j = 1, 2, 3$ , 代表速度沿  $x, y, z$  轴的分量;  $k$ —烟气脉动的湍动能;  $\varepsilon$ —湍动耗散率;  $\mu_t$ —湍流粘性系数;  $G$ —湍动能产生项;  $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_1, C_2$  为常数。

压力与速度采用 SIMPLEC 方式耦合, 离散格式采用一阶迎风格式。采用有限体积法划分网格, 针对螺旋槽管计算区域的几何结构较为复杂的情况, 采用非结构化网格, 为了保证计算精度, 在螺旋槽和壁面处加密, 对网格无关性检验后, 模型的网格数定为 28 – 30 万。

取速度入口边界条件, 雷诺数  $Re$  在  $5 \times 10^3 - 3 \times 10^4$  之间, 烟气进口温度取 481 K, 壁面采用无滑移恒壁温边界条件, 管壁温取 389 K, 近壁处速度分布符合标准壁面函数, 出口为自由出流边界条件。上下面采用周期性边界条件, 左右面为对称性边界条件。

2 计算结果及分析

2.1 模拟结果验证与分析

选取管外平均传热特性数  $Nu$  数和无量纲  $Eu$  数来反映烟气横掠螺旋槽管束的流动传热特性。定性尺寸取管外径, 定性温度为烟气进口温度与管壁温度的平均值。管外  $Eu$  数为:

$$Eu = \frac{2\Delta p}{z\rho u^2} \tag{6}$$

式中:  $\Delta p$ —管束外侧烟气压降, Pa;  $z$ —管排数;  $\rho$ —烟气密度, kg/m<sup>3</sup>;  $u$ —管外最小截面处烟气速度, m/s。

通过改变顺列螺旋槽管束的横向、纵向间距、螺

距、槽深等结构参数,对烟气横掠螺旋槽管管外的流动传热特性进行数值模拟,分析多几何参数对螺旋槽管管外流动传热特性的影响,得出强化传热的原因和合理的结构参数。

为验证计算方法的可靠性,将对光管管束的数值模拟结果与 Grimson 管外换热关联式<sup>[6]</sup>进行比较,如图 3 所示,数值模拟结果与实验结果之间的最大差别小于 6%,同时,还可以发现,相同  $Re$  下,螺旋槽管管束管外努赛尔数  $Nu$  比光管管束高出 7% - 20.6%,这与文献 [5] 的实验结果基本一致。

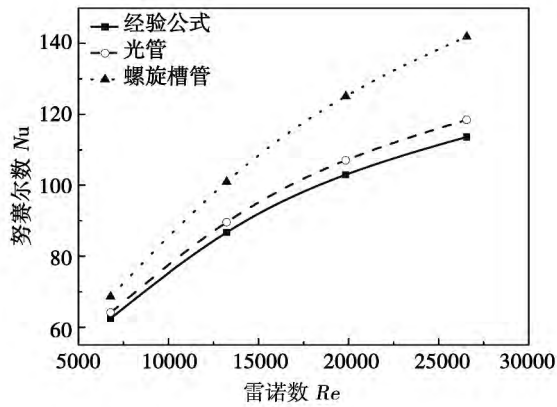


图 3 模拟结果与经验公式计算结果的对比  
Fig. 3 Contrast of the simulation results with those obtained by using the impirical formula

为比较螺旋槽管与光管传热特性的差异,选取第一排光管和螺旋槽管为研究对象,烟气横掠光管和螺旋槽管时壁面附近的速度矢量图如图 4 所示。和光管不同的是,当烟气掠过螺旋槽管外壁时,受管外壁上螺旋形凹槽的引导(如图 4(b) 方框所示),靠近壁面的部分烟气顺着螺旋槽旋转,有利于减薄壁面附近边界层,降低传热热阻。此外,部分流体沿壁面运动,与沿螺旋槽旋流的流体相遇,引起边界层中流体质点的扰动,加强了流体的混合,增加了流体的总体湍流度,从而起到了强化传热的作用。

图 5 为光管和螺旋槽管管束的速度分布云图和部分流线图。可以发现,螺旋槽管束前后管排间产生不对称涡流,涡旋强度增大,尾涡循环区得到改善,促进了流体的扰动,从而增强了换热效果。

### 2.2 横向间距对管外换热及流动阻力的影响

图 6 为纵向间距  $s_2/d = 1.5$  时,横向间距的变化对螺旋槽管束外侧传热特性数  $Nu$  的影响曲线。

努赛尔数  $Nu$  随横向间距的增大而减小,表明换热效果弱化,这是由于来流速度一定时,横向间距的增加使流通截面增大,管间烟气流速减小,进而使流体对管束壁面层的扰动减弱,壁面临近流体的湍流度降低,传热能力减弱。

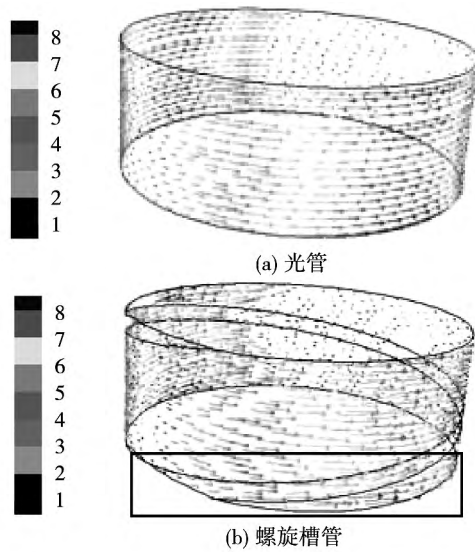


图 4 光管和螺旋槽管壁面附近的烟气速度矢量图

Fig. 4 Vector diagram of the flue gas speed adjacent to the wall surfaces of the bare tubes and spirally slotted ones

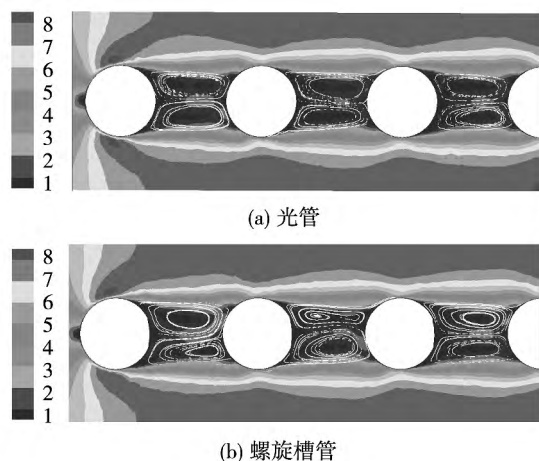


图 5 光管和螺旋槽管管束的速度分布云图和部分流线图

Fig. 5 Atlas showing the velocity distribution of the bundles of the bare tubes and spirally slotted ones and partial streamline diagram

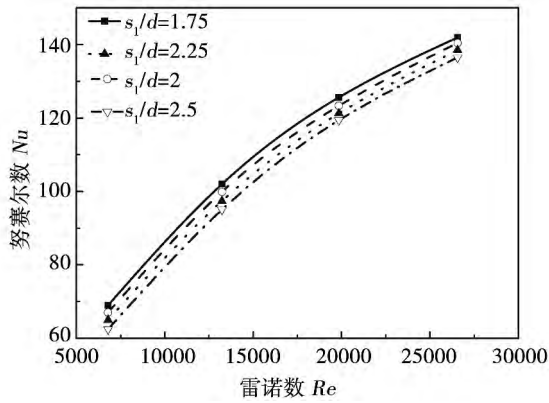


图 6 横向间距对管外传热特性数  $Nu$  的影响 ( $s_2/d = 1.5$ )

Fig. 6 Effect of the transverse spacing on the heat transfer characteristic Nusselt number outside the tubes ( $s_2/d = 1.5$ )

图 7 为纵向间距  $s_2/d = 1.5$  时, 横向间距的变化对螺旋槽管束外侧流动阻力欧拉数  $Eu$  的影响曲线。随横向间距增大, 管束外侧流动阻力减小。这是因为横向间距的增大使得相邻两管列之间烟气流通面积增大, 管间流速降低, 因而流动阻力减小。

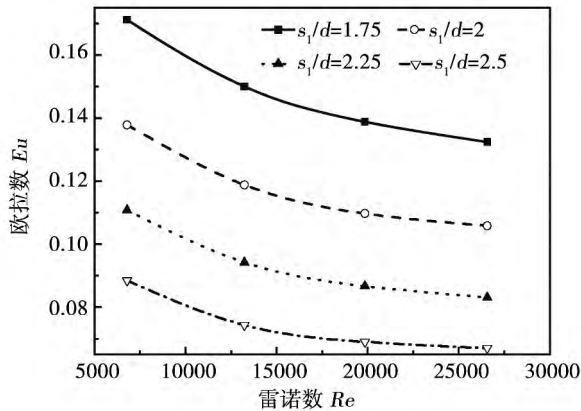


图 7 横向间距对管束外侧流动阻力的影响 ( $s_2/d = 1.5$ )

Fig. 7 Effect of the transverse spacing on the flow resistance outside the tube bundles ( $s_2/d = 1.5$ )

对照图 6 和图 7, 增大横向间距, 努赛尔数  $Nu$  降幅为 3.8% - 4.5%, 欧拉数  $Eu$  降幅 48.3% - 50.5%, 努赛尔数  $Nu$  降幅不如欧拉数  $Eu$  明显。可以得出, 横向间距  $s_1/d$  越大, 综合热力性能越好。但考虑迎风面上换热管排布的紧凑性以及沿流动方向的管排数对总体换热面热力性能的影响, 建议  $s_1/d$

$d$  取 1.75 - 2。

### 2.3 纵向间距对管外换热及流动阻力的影响

图 8 为横向间距  $s_1/d = 2$  时, 纵向间距的变化对螺旋槽管束外侧传热特性数的影响曲线。可以看出, 努赛尔数  $Nu$  随纵向间距的增大而增大。这是由于纵向间距较小时, 管列中相邻两管间的空间小, 管间烟气流速较小, 对前排管后侧形成冲刷程度弱, 因此换热效果较差。随纵向间距的增大, 烟气流经前排管子后有足够的空间自由扩展, 后排管远离前排管的尾涡区, 改善了管排迎流面和背流面的换热, 从而增强了换热效果。

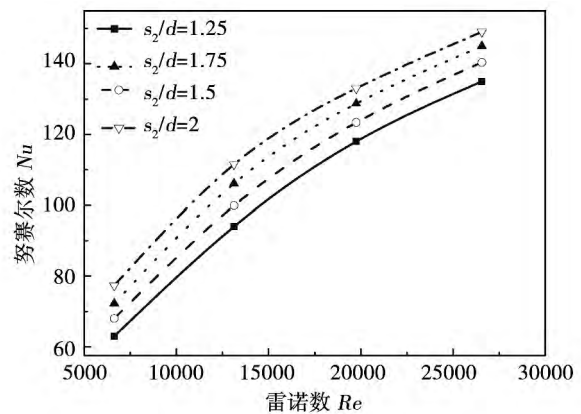


图 8 纵向间距对管外传热特性数  $Nu$  的影响 ( $s_1/d = 2$ )

Fig. 8 Effect of the longitudinal spacing on the heat transfer characteristic Nusselt number outside the tubes ( $s_1/d = 2$ )

图 9 为在横向间距  $s_1/d = 2$  时, 纵向间距的变化对螺旋槽管束外侧流动阻力的影响曲线。可以看出, 随纵向间距增大, 管束外侧流动阻力增大。这是由于较小的纵向间距使烟气在顺列管束中的流动类似于在流槽中流动, 管壁阻力相对较小。随着纵向间距的增大, 管排之间的空间增大, 流经前排的烟气与管壁发生分离, 形成涡流脱落, 在撞击后排管时, 烟气的流动方向又发生偏转, 烟气流动受到阻碍作用, 因此管束阻力增大。

同样, 对照图 8 和图 9, 增大纵向间距, 努赛尔数  $Nu$  增幅为 10.4% - 22.7%,  $Eu$  数增幅 32.8% - 39.3%, 对应于  $s_2/d = 1.5, 1.75$  处, 热力性能最佳。因此, 建议  $s_2/d$  取 1.5 - 1.75。

### 2.4 螺距对管外换热及流动阻力的影响

图 10 是槽深  $e = 1 \text{ mm}$  时, 螺距与管束外侧传热

特性数的关系曲线。由图可知, 传热特性数  $Nu$  随螺距的增大而增大。这是因为螺旋槽管表面的螺旋槽可以改变烟气流动方向, 增大烟气的湍流度。随着螺距的增加, 烟气流动方向和螺旋槽管表面的螺旋线所形成的夹角相应的增大, 有利于增加管槽中气流扰动, 同时烟气在槽中形成的旋流也强化了流固间的热交换, 从而增强了管束的换热效果, 雷诺数  $Re$  越大, 效果越明显。

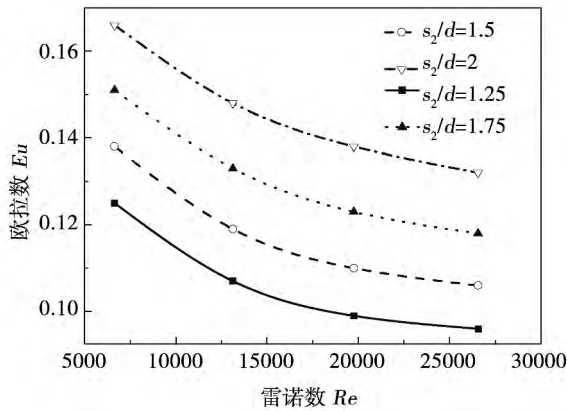


图 9 纵向间距对管束外侧流动阻力的影响 ( $s_1/d = 2$ )

Fig. 9 Effect of the longitudinal spacing on the flow resistance outside the tube bundles ( $s_1/d = 2$ )

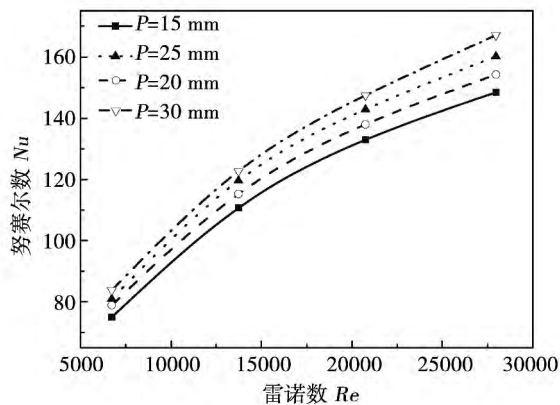


图 10 螺距对管外传热特性数  $Nu$  的影响 ( $e = 1$  mm)

Fig. 10 Effect of the thread pitch on the heat transfer characteristic Nusselt number outside the tubes ( $e = 1$  mm)

图 11 示出了  $e = 1$  mm 时, 螺距与管束外侧流动阻力的关系曲线。观察发现, 管束外侧流动阻力随螺距增大而增大。这是由于螺旋槽管螺距变化时增

加了气流的扰动, 气流的旋转对烟气主流会产生阻滞作用, 因而使管束外侧的流动阻力增大。

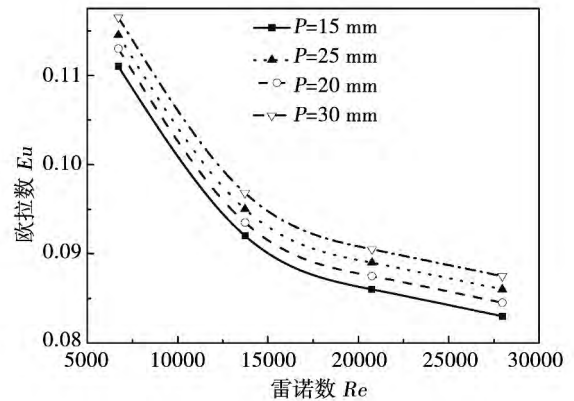


图 11 螺距对管束外侧流动阻力的影响 ( $e = 1$  mm)

Fig. 11 Effect of the thread pitch on the flow resistance outside the tube bundles ( $e = 1$  mm)

对照图 10 和图 11, 可以发现, 增大螺距, 努赛尔数  $Nu$  增加 10.9% - 12.6%, 欧拉数  $Eu$  增加 4.9% - 5.4%。增大螺距可以提升螺旋槽管的热力性能, 为此, 建议螺距  $P$  取 25 - 30 mm。

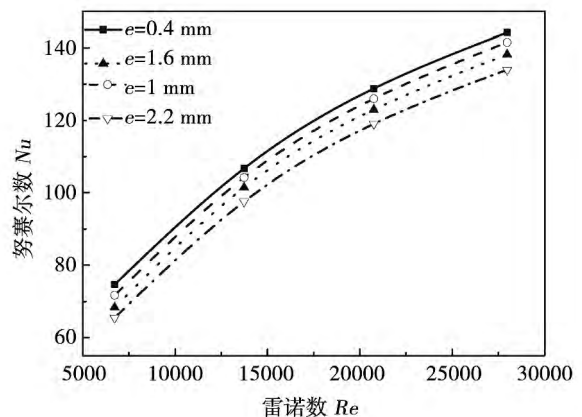


图 12 槽深对管外传热特性数  $Nu$  的影响 ( $P = 30$  mm)

Fig. 12 Effect of the slot depth on the heat transfer characteristic Nusselt number ( $P = 30$  mm)

### 2.5 槽深对管外换热及流动阻力的影响

图 12 是  $P = 30$  mm 时, 槽深与传热特性数的关系曲线。从图中发现, 传热特性数随槽深的增大而有所减小。烟气流经较小槽深形成的粗糙表面时, 发生边界层分离, 并在分离区产生涡流, 随后分离

流体向下扩展并与壁面重新接触,使流体换热得以强化;随着槽深的增大,管排中管间的烟气流通面积相应增大,使得烟气流动速度减小,减弱了烟气的湍流度和扰动,从而降低了管束的换热效果。

图 13 示出了  $P = 30 \text{ mm}$  时,槽深与管束外侧流动阻力的关系曲线。不难看出,管束外侧流动阻力随着槽深的增大而减小。这是由于槽深较小时,烟气在管外壁更易发生流动分离,产生尾涡,进而增大了流经管束的阻力;随着槽深的增加,烟气流通面积增大,烟气湍流度减小,外掠管束的阻力下降。

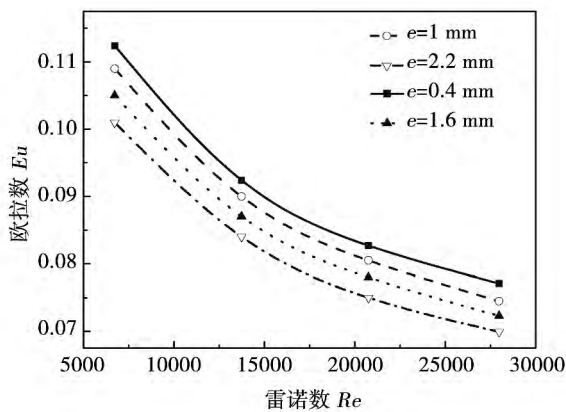


图 13 槽深对管束外侧流动阻力的影响 ( $P = 30 \text{ mm}$ )

Fig. 13 Effect of the slot depth on the flow resistance outside the tube bundles ( $P = 30 \text{ mm}$ )

对照图 12 和图 13,减少槽深,  $Nu$  数增加 7.1% - 12.4%,  $Eu$  数增加 9.1% - 10.1%。比较发现,减少槽深换热管热力性能改善不如增大螺距明显,建议槽深  $e$  取 0.4 - 1 mm。

### 3 结 论

(1) 顺列螺旋槽管管束管外传热特性数  $Nu$  比光管管束高 7% - 20.6%。

(2) 随横向间距的增大,顺列螺旋槽管管外传热特性数减小,阻力也随之减小。纵向间距的增大使得管排间产生较强的涡流,增大了烟气湍流度,管外传热特性数增大,管束受到的阻力也增大。

(3) 增加螺距,烟气扰动和湍流度增加,螺旋槽管换热性能增强,但阻力也增大。减小槽深可以促进边界层分离,提高管外对流换热能力。

(4) 综合考虑换热面的紧凑性和总体热力性能,本研究建议  $s_1/d$  取 1.75 - 2,  $s_2/d$  取 1.5 - 1.75,  $P$  取 25 - 30 mm,  $e$  取 0.4 - 1 mm 为宜。

### 参考文献:

[1] Wang L J, Sun D W, Liang P, et al. Heat transfer characteristics of carbon steel spirally fluted tube for high pressure reheaters [J]. Energy Conversion and Management 2000, 41(10): 993 - 1005.

[2] Vicente P G, Garcia A, Viedma A. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl number [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2004, 47(4): 671 - 681.

[3] 李占锋, 杨学忠. 螺旋槽管管内湍流流动与换热的三维数值模拟 [J]. 低温与超导, 2008, 36(11): 56 - 60.  
LI Zhan-feng, YANG Xue-zhong. 3D numerical simulation of the turbulent flow and heat transfer inside spirally slotted tubes [J]. Cryogenics and Superconductivity 2008, 36(11): 56 - 60.

[4] 李建峰. 气流横掠错列螺旋槽管束的传热及阻力特性的实验研究 [J]. 上海电力学院学报, 1994, 10(3): 19 - 25.  
LI Jian-feng. Experimental study of the heat transfer and resistance characteristics of an air flow laterally sweeping across spirally slotted tube bundles in staggered arrangement [J]. Journal of Shanghai University of Electric Power, 1994, 10(3): 19 - 25.

[5] 陆国栋, 周强泰, 田茂诚, 等. 空气横掠顺列螺旋槽管和光管管束的传热特性 [J]. 动力工程, 2005, 25(1): 44 - 49.  
LU Guo-dong, ZHOU Qiang-tai, TIAN Mao-cheng, et al. Heat transfer characteristics of air laterally sweeping across spirally slotted tube bundles and bare tube ones in line arrangement [J]. Journal of Power Engineering, 2005, 25(1): 44 - 49.

[6] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M] (第三版). 北京: 高等教育出版社, 1998.  
YANG Shi-ming, TAO Wen-quan. Heat Transfer (Third Edition) [M]. Beijing: Higher Education Press, 1998.

(丛 敏 编辑)

Ministry Key Laboratory on Thermo-fluid Sciences and Engineering ,College of Energy Source and Power Engineering ,Xi'an Jiaotong University ,Xi'an ,China ,Post Code: 710049) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(5) . -503 -508

A numerical simulation and experimental study were performed of the heat transfer and heat exchange characteristics of a round plate and shell heat exchanger. By using the software Solidworks a full scale real-entity model for a single flow passage was established during the numerical simulation without any simplification ,dividing the grid by employing the software ICEM and seeking solutions by adopting the software Fluent. In addition ,the simulation results were verified through a pilot-scale water-water heat transfer test. The prototype machine for the test used the plates fully identical to the geometrical structure during the numerical simulation with the number of the plates being 122. Through a comparison ,it has been found that when the Reynolds number is in a range from 200 to 7 000 ,the error between the numerical simulation results and the test ones is within 15% . The simulation results can be used as an underlying basis for type selection and optimization during design of the products of the same kind in industrial applications. **Key Words:** plate heat exchanger ,numerical simulation ,heat exchange test ,Fluent

螺旋槽管束管外对流换热特性的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Convection-based Heat Exchange Characteristics Outside Spirally Grooved Tube Bundles** [刊 汉] WANG Ying-hui ,SUN Ning ( College of Energy Source and Power Engineering ,Jiangsu University ,Zhenjiang ,China ,Post Code: 212013) ,GUI Ke-ting ( College of Energy Source and Environment ,Southeast University ,Nanjing ,China ,Post Code: 210096) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(5) . -509 -514

In the light of the problem of the flow and heat transfer outside the spirally grooved tube bundles in an in-line arrangement swept across by flue gases ,by using the CFD technology and through changing the structural parameters such as the lateral and longitudinal spacing ,pitch and groove depth of the spirally grooved tube bundles in an in-line arrangement etc. ,the influence of the multiple geometrical parameters on the heat transfer characteristics of the flow outside the spirally grooved tubes was analyzed with the theoretical cause of the heat transfer enhancement and rational structural parameters being determined. It has been found that the heat transfer characteristic number  $Nu$  outside spirally grooved tubes is 7% to 20.6% greater than that outside bare tubes. With an increase of the lateral spacing ,the heat transfer characteristic number  $Nu$  outside tubes will decrease and the flow resistance of flue gases will decrease accordingly. An increase of the longitudinal spacing will make both the heat transfer characteristic number outside tubes and the flow resistance of flue gases increase. To increase the pitch and decrease the groove depth can both enhance the heat exchange ,however ,the flow resistance of flue gases will also increase. With all the

factors being taken into account in a comprehensive way ,the lateral and longitudinal spacing of the spirally grooved tube bundles should be chosen as  $s_1 = 1.75$  to  $2 d$  and  $s_2 = 1.5$  to  $1.75 d$  respectively and the pitch should be chosen as  $P = 25$  to  $30$  mm while the groove depth should be chosen as  $e = 0.4$  to  $1$  mm. **Key Words:** spirally grooved tube , lateral/longitudinal spacing , pitch , groove depth , convection-based heat exchange outside tubes , heat transfer enhancement

**变密度多孔介质强化导热模型及实验研究 = Model for the Enhanced Heat Conduction of a Variable Density Porous Medium and Its Experimental Study** [刊 汉] YANG Li-hong , SUN Jin-xiang , SHEN Hang-ming ( College of Mechanical Engineering , Shanghai University of Science and Technology , Shanghai , China , Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014 29( 5) . - 515 - 520

With the section of an isothermal vessel serving as the object of study ,based on the model for porous media ,the vessel was filled at a variable density to enhance the heat conduction from the center to the wall of the vessel. Firstly , based on a model for the minimized heat resistance of the heat conduction in the steady state ,the two-layer and three-layer copper wire filling scheme at a variable density were determined. Secondly ,a test rig was set up according to the layered filling scheme and the effective heat conduction coefficient of the vessel was determined. Compared with the uniform filling scheme ,the heat conduction coefficient increased by 52.9% and 77.9% respectively. Finally ,a numerical simulation study was performed of the transient heat conduction under the condition of the vessel being filled at a variable density. Under the condition of the central temperature being  $200$  °C and the central thermal power being constant ,through the heat conduction for a certain time period ,the filling at a variable density minimized the temperature difference between the center and wall of the vessel. The foregoing research results show that based on the minimized heat resistance ,layered filling with copper wires at a variable density can enhance the heat conduction from the center to its surroundings. **Key Words:** isothermal vessel ,porous medium ,variable density ,enhanced heat conduction ,effective heat conduction coefficient

**碳纳米管堆积床导热及热松弛 = Heat Conduction and Thermal Relaxation of a Carbon Nano-tube Pile-up Bed** [刊 汉] KAN Wei-min , XIAO Xiao-qing ( Guangdong Academy of Electric Power Sciences , Guangzhou , China , Post Code: 510600) , ZHANG Xian-tao , CHENG Ting ( College of Power and Mechanical Engineering , Wuhan University , Wuhan , China , Post Code: 430072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014 29( 5) . - 521 - 525

By employing the hot-wire method ,tested and measured were the heat conduction coefficient and heat transfer relax-