

# 螺旋肋片换热器强化传热数值分析及实验

吴金星 曹玉春 付卫东 王海峰

(郑州大学节能技术研究中心, 河南 郑州 450001)

**摘要** 为了研究螺旋肋片换热器的综合性能,建立了单周期三维模型,通过模拟得到了螺旋肋片换热器壳程内流场和温度场,并分析了换热器综合性能的影响因素。在相同的工艺条件下,完成了螺旋肋片和折流杆两种换热器的综合性能对比实验。结果表明,前者比后者具有较高的传热系数和较低的压降,数值结果与实验数据吻合较好。螺旋肋片换热器结构较简单,综合性能优于同类换热器,具有良好的工程应用前景。

**关键词** 螺旋肋片; 换热器; 螺旋流动; 高效传热; 低流阻

**中图分类号**: TK124; TQ051 **文献标识码**: A **文章编号**: 0253-231X(2008)05-0861-04

## NUMERICAL ANALYSES AND EXPERIMENT ON HEAT TRANSFER ENHANCEMENT OF THE HELICAL RIBBED HEAT EXCHANGER

WU Jin-Xing CAO Yu-Chun FU Wei-Dong WANG Hai-Feng

(Research Center of Energy Saving Technology, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

**Abstract** In order to investigate the integrated performance of the helical ribbed heat exchanger (HRHE), the three-dimension models with single period of the heat exchanger were set up. The flow field and temperature field were obtained by simulation in the shell side of the HRHE, and the influencing factors on the integrated performance of the HRHE were analyzed. The performance contrast tests of the HRHE and the baffle rod heat exchanger were carried out under the same technological conditions. The experimental results indicate that the HRHE has higher heat coefficient and lower pressure drop than the baffle rod heat exchanger, which have a good agreement with numerical results. The HRHE has simpler structure and good prospect of engineering application.

**Key words** helical rib; heat exchanger; helical flow; efficient heat transfer; low flow resistance

## 0 引言

壳程强化传热是管壳式换热器研究的一个重要方向,目的是改善换热器壳程支撑结构,以降低壳程流阻并提高总传热系数<sup>[1]</sup>。使流体产生螺旋流动是目前强化传热研究的一个热点。近年来国内外开发了螺旋片、螺旋线圈、涡流发生器、扭曲带、静态混合器等<sup>[2]</sup>,加装于管内都能产生螺旋流动,还开发了使换热器壳程流体产生螺旋流动的螺旋折流板等结构<sup>[3,4]</sup>。螺旋折流板克服了传统的弓形折流板具有阻力大、死角多、易积垢、易引发流体诱导振动等缺陷,因而受到人们越来越多的重视。但制约螺旋形折流板换热器推广应用的主要原因是其结构过于复杂,制造和安装难度较大,相应的成本较高。因此,克服螺旋折流板换热器加工困难的缺点,并充

分利用螺旋流动强化传热的优点,是开发新型换热器的两个立足点。

## 1 螺旋肋片换热器计算与实验模型

螺旋肋片换热器是一种新型纵流式换热器,如图1所示,其管束是由缠绕了螺旋肋片的管子构成。螺旋肋片有三种功能,一是诱导壳程流体做螺旋流动;二是起肋片作用,增大了换热面积;三是支撑管束和保持管间距,取代了折流板支撑。

螺旋肋片的主要结构参数包括:缠绕内径即换热管外径  $d$ 、肋片高度  $h$ 、螺旋肋片绕换热管旋转  $360^\circ$  的长度  $H$ ,即一个周期的长度,肋片的螺旋角定义为肋片的螺旋线与换热管轴线的夹角,即  $\alpha = \arctan \pi d/H$ 。在本实验模型中,为了便于螺旋肋片加工,换热管全部采用旋向相同的螺旋肋片;

收稿日期:2008-01-15; 修订日期:2008-04-03

基金项目:郑州大学青年骨干教师项目; 郑州大学“211工程”重点学科建设项目

作者简介:吴金星(1968-),男,河南通许人,副教授,博士,从事换热器强化传热、CAE和节能技术等研究。

换热管之间靠螺旋肋片支撑和定位；组装时管束外圈的支撑圈一方面对管束起支撑和定位的作用，另一方面阻止管束与壳体之间的缝隙泄漏流。

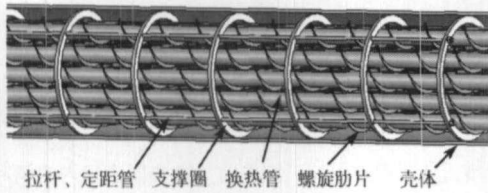


图1 螺旋肋片换热器(壳程局部)示意图

Fig.1 The schematic of the HRHE (shell side part)

### 1.1 数值计算模型

采用 CFD 软件 FLUENT 模拟螺旋肋片换热器壳程流体的流动和传热状况。根据螺旋肋片换热器的结构特征，建立“周期性流道”几何模型，即模型长度取螺旋肋片的一个几何周期  $H$ ，如图 2 所示。主要结构参数：换热管外径  $d=19\text{ mm}$ ，21 根换热管正方形排列，相邻管子中心距  $l=25\text{ mm}$ ，由于螺旋肋片在管间起支撑和保持管间距的作用，所以取螺旋肋片宽度  $h=5\text{ mm}$ ，壳体内径  $D_i=148\text{ mm}$ ，螺旋角  $\alpha$  分别取  $15^\circ$ 、 $20^\circ$ 、 $25^\circ$ 、 $30^\circ$ 、 $40^\circ$ 。螺旋角不同，计算模型的一个几何周期长度也不同。

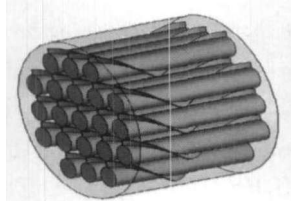


图2 螺旋肋片换热器壳程的几何模型

Fig.2 The geometrical model of shell side of the HRHE

数值模拟时，假设流体介质物性不随温度发生变化，壳程中流体达到充分发展流动状态，因而模型流道的进出口采用周期性边界条件，管子壁面和扭带表面均为无滑移边界。数值模拟采用 Realizable  $k-\epsilon$  两方程模型，近壁采用增强壁面处理，压力与速度的耦合用 SIMPLE 算法。换热管取恒定壁温  $377\text{ K}$ ，流道进出口采用周期性边界条件，流体介质选用空气，给出不同质量流量，初始温度为  $301\text{ K}$ 。

### 1.2 实验模型

螺旋肋片换热器实验模型基本参数：壳体规格  $\phi 159 \times 5.5\text{ mm}$ ；换热管  $\phi 19 \times 2\text{ mm}$ ，长度  $2000\text{ mm}$ ，数量 21 根，相邻管中心距  $25\text{ mm}$ ，正方形排列，肋片厚度  $2\text{ mm}$ ，宽度  $5\text{ mm}$ ，螺旋角取  $22.5^\circ$ 。为了与折流杆换热器作对比，制作了一台折流杆换热器实验模型，其壳程和换热管规格、换热管长度和数量、管中心距、排列方式与螺旋肋片换热器相同，折流杆直径  $5\text{ mm}$ ，折流栅间距  $90\text{ mm}$ 。

两种换热器在同一套传热实验装置上进行实

验，整套实验装置由供料系统、数据采集系统和实验模型三部分组成。供料系统包括燃油锅炉连续输送蒸汽至管程，鼓风机连续输送空气至壳程；数据采集系统由温度、压力、流量传感器、显示仪表、数据采集器、计算机等组成。

## 2 数值模拟与实验结果分析

### 2.1 数值计算结果分析

通过数值计算，获得了换热器壳程流场和温度场，以及对流换热系数和压降随雷诺数及螺旋角的变化规律。图 3 为螺旋角  $\alpha=30^\circ$ 、雷诺数  $Re=4000$  时模型中心  $1/4$  横截面上速度分布矢量图。可以看出：在每根管子周围，受螺旋肋片的影响，流体绕管轴线均呈螺旋状流动。换热器壳程流体主体呈纵向(轴向)流动，同时流体受管周围螺旋肋片的影响而产生螺旋流动，因此，壳程流体达到充分混合，且流动状况十分复杂。螺旋肋片的扰流作用有利于与管壁面的对流传热，其强化传热作用包括两方面：(1) 流体的有效流程加长，在相同的质量流量下，流速提高；(2) 做螺旋流动的流体受离心作用，流体产生径向速度分量，流体径向与纵向交叉流动造成二次流，促进了主流流体和壁面边界层流体的充分混合，减薄了流体边界层，传热得以强化。

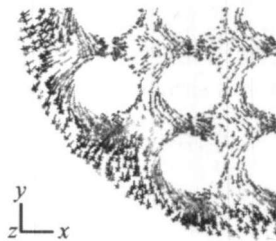


图3 换热器  $1/4$  横截面上速度矢量图

Fig.3 The velocity vectorgraph on  $1/4$  cross section

图 4 为螺旋角  $\alpha=30^\circ$ 、雷诺数  $Re=4000$  时模型中心横截面上温度分布云图。温度分布与速度分布相对应，在管束中部流体速度较小，因而温度较高，温度梯度较小；而在壳体附近即最外圈管束周围，流速较大，温度较低，温度梯度较大，整个截面内温度分布不够均匀。这说明此流道的流场需要改善，尤其是流道中心区域。将旋向相反的螺旋肋片管交替布置，可使流道中心区域的流场得以较大改善，如图 5 所示。并且，反向交替布置的螺旋肋片管束换热器的传热和压降性能都有所提高。

图 6 为壳程对流换热系数  $h_o$  随雷诺数的变化曲线。可见，对流换热系数  $h_o$  随着雷诺数  $Re$  的增大而基本呈线性关系显著增大；当螺旋角  $\alpha < 25^\circ$  时，

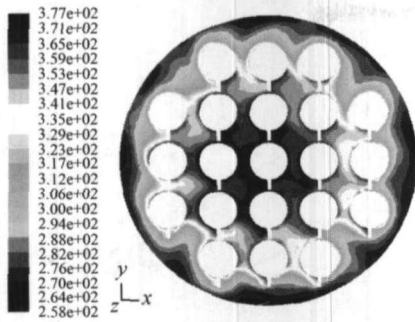


图 4 旋向相同的螺旋肋片换热器横截面温度场

Fig.4 The temperature field on the cross section of the HRHE with same rotation directions

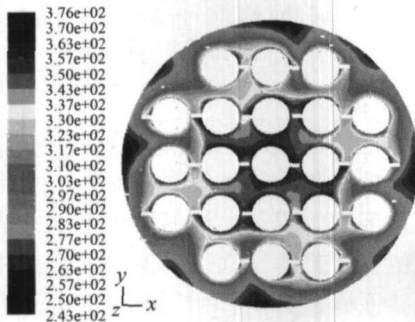


图 5 旋向相反的螺旋肋片换热器横截面温度场

Fig.5 The temperature field on the cross section of the HRHE with reverse rotation directions

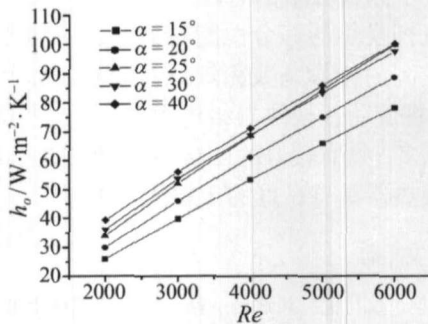


图 6 壳程对流换热系数  $h_o$  随雷诺数  $Re$  的变化

Fig.6 Relations of convection heat transfer coefficient of the shell side with Reynolds number

在相同雷诺数  $Re$  下, 对流换热系数  $h_o$  随螺旋角  $\alpha$  的增大而增大. 但螺旋角  $\alpha = 25^\circ, 30^\circ, 40^\circ$  的曲线基本重合, 这说明当螺旋角  $\alpha > 25^\circ$  时, 对流换热系数  $h_o$  基本不再随螺旋角  $\alpha$  变化. 因此, 从提高对流换热系数的角度看, 螺旋肋片最佳螺旋角可取  $\alpha = 25^\circ$ .

图 7 为壳程压力梯度  $\nabla P$  随雷诺数  $Re$  的变化的曲线. 可见, 压降随雷诺数的增大而增大, 并且曲线的斜率在增大, 这说明压降随着雷诺数的增加而快速增长; 从图中相同雷诺数下相邻数据点的压力梯度差值可看出, 在相同的雷诺数下, 随着螺旋角的增大压降也快速增长.

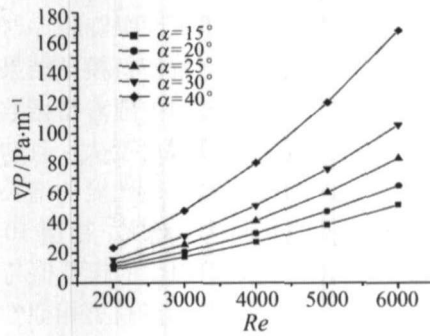


图 7 壳程压力梯度  $\nabla P$  随  $Re$  的变化

Fig.7 Relations of pressure gradient of the shell side with Reynolds number

综上所述, 随着螺旋角增大至  $\alpha = 25^\circ$  后, 换热器的对流换热系数变化不大, 但是压降却增加较快, 而在螺旋角较小时, 虽然压降较小, 但对流换热系数也较小. 提高雷诺数虽然可以使对流换热系数增大, 但同时也带来较大的压降, 而且压降增加大速率更快. 对流换热系数和压力梯度分别反映了换热器的热量收益和动力消耗, 二者都与换热器结构及流体流动状况有关, 因此, 通常把对流换热系数(或总传热系数)与压力梯度的比值  $h_o / \nabla P$  作为换热器的综合性能评价指标.

图 8 为换热器的对流换热系数与压力梯度的比值  $h_o / \nabla P$  随雷诺数的变化曲线. 在螺旋角相同的情况下, 随着雷诺数的提高,  $h_o / \nabla P$  逐渐减小, 并且曲线的斜率在减小; 在相同的雷诺数下,  $h_o / \nabla P$  随螺旋角  $\alpha$  的增大而减小, 在螺旋角  $\alpha$  大于  $25^\circ$  时减小的趋势尤其显著. 因此, 从换热器的综合性能考虑, 螺旋肋片最佳螺旋角也取  $\alpha = 25^\circ$ .

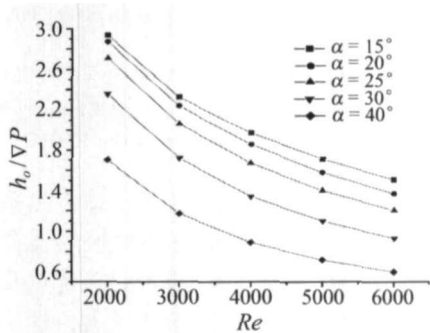


图 8 换热器综合性能  $h_o / \nabla P$  随  $Re$  的变化

Fig.8 Relations of the integrated performance of the HRHE with Reynolds number

## 2.2 实验结果分析

由图 9 可见, 总传热系数的模拟值大于试验值, 在雷诺数较小时二者差值较小, 随着雷诺数增大差值也变大, 在实验雷诺数范围内, 总传热系数模拟值大于实验值平均为 24%. 这主要是由于数值模拟是

在理想的工况下进行的,即假设螺旋肋片与管壁一样始终保持恒定的温度,这就使得模拟结果保持稳定的增长趋势;而在试验过程中随着雷诺数增大,螺旋肋片从根部到端部温度梯度变大,且肋片总体温度不断降低,因而使得总传热性能的增长速率减小,相对于模拟值的差额越来越大。由图 10 可见,在实验雷诺数范围内,压力梯度的模拟值与试验值吻合较好,说明试验模型和计算模型相似性较好,对流场和流阻的影响几乎完全相同。证明螺旋肋片换热器的数值模拟及分析结果是合理的。

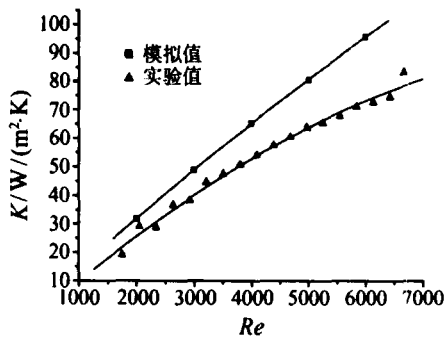


图 9 换热器传热系数  $K$  的实验值与模拟值对比

Fig.9 Contrast on experimental data and numerical results for total heat transfer coefficient of the HRHE

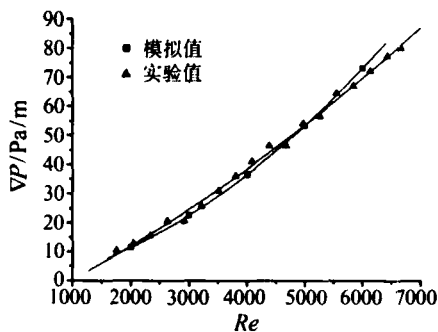


图 10 换热器压力梯度  $\Delta P$  的实验值与模拟值对比

Fig.10 Contrast on experimental data and numerical results for total pressure gradient of the HRHE

实验结果表明,两种换热器的总传热系数均随雷诺数的增大而提高,但螺旋肋片换热器提高的速率更大。当雷诺数为 6000 时前者的总传热系数大于后者 13.3%。这说明随着雷诺数增大,螺旋肋片强化壳程传热效果远远大于折流杆。两种换热器的压力梯度都随雷诺数的增大而提高,但在相同的雷诺数 2000~6000 范围内,螺旋肋片换热器的压降明显低于折流杆换热器。两种换热器综合性能比较如图 11 所示,在实验雷诺数范围内,两种换热器的综合性能均随雷诺数的提高而下降,螺旋肋片换热器的综合性能  $K/\Delta P$  值是折流杆换热器的 1.7~2.1 倍,可见,螺旋肋片换热器的综合性能明显优于折流杆

换热器。

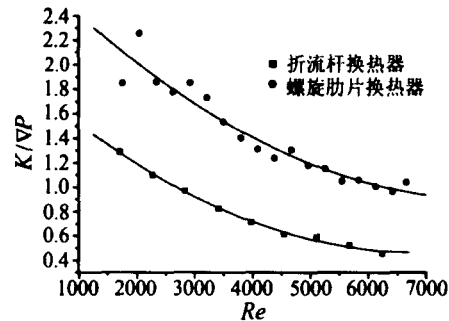


图 11 两种换热器综合性能 ( $K/\Delta P$ ) 比较

Fig.11 Contrast on the integrated performance of the HRHE and the baffle rod heat exchanger

### 3 结论

(1) 通过数值分析和实验研究表明,在螺旋肋片换热器中,螺旋肋片能诱导壳程流体产生围绕单根换热管的局部螺旋流动,相邻换热管间螺旋流动相互干扰,使管间流体流动达到充分混合,并且螺旋流动和肋片及管壁共同作用引起二次流,可破坏流体边界层,并提高主流流体和边界层流体的混合程度,有效地提高了传热系数。

(2) 通过螺旋肋片换热器实验值与模拟值的对比,证实了数值分析的合理性。通过螺旋肋片换热器与折流杆换热器综合性能对比,证明前者相对于后者有较高的传热系数和较低的压降,综合性能明显提高。螺旋肋片换热器结构简单、制造方便,换热管支撑点多,具有较好的防振和抗振性能。因此,螺旋肋片换热器具有良好的工程应用前景。

### 参考文献

- [1] 吴金星,董其伍,刘敏珊,等. 纵流式换热器的结构研究进展,化工进展, 2002, 21(5): 306-309  
WU Jin-Xing, DONG Qi-Wu, LIU Min-Shan, et al. Progress on the Structure of Longitudinal Flow Type Heat Exchanger. Chemical Industry and Engineering Progress, 2002, 21(5): 306-309
- [2] Chiou J P. Experimental Investigation of the Augmentation of Forced Convection Heat Transfer in a Circular Tube Using Spiral Spring Inserts. Journal of Heat Transfer, 1987, 109(5): 300-307
- [3] 王秋旺. 螺旋折流板管壳式换热器壳程传热强化研究进展. 西安交通大学学报, 2004, 38(9): 881-886  
WANG Qiu-wang. Current Status and Development of Shell-Side Heat Transfer Enhancement of Shell-and-tube Heat Exchangers with Helical Baffles. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, 38(9): 881-886
- [4] D Kral, P Stehlik, H J Van, et al. Helical Baffles in Shell-and Tube Heat Exchangers, Part I: Experimental Verification. Heat Transfer Engineering, 1996, 17(1): 93-100