

文章编号:1671-6833(2015)05-0039-05

# 变角度连续螺旋折流板换热器优化结构的数值研究

刘敏珊, 许伟峰, 王永庆, 王 丹, 靳遵龙

(郑州大学 河南省过程传热与节能重点实验室, 河南 郑州 450002)

**摘 要:** 针对螺旋折流板换热器壳程进口螺旋流动未充分发展区域分布特点, 提出了一种变角度螺旋折流板换热器模型, 采用 Realizable  $k-\epsilon$  模型方程对两种折流板形式的换热器流动和传热特性进行了数值研究, 并对换热器传热强化机理进行了分析. 结果表明: 变角度螺旋折流板换热器能够减小壳程进口螺旋流动未充分发展段长度, 增加壳程整体螺旋流动强度和流体流动传热速度场与温度场的协同性, 强化换热器传热. 螺旋角为  $10^\circ + 20^\circ$  和  $15^\circ + 25^\circ$  的变角度螺旋折流板换热器较常规螺旋折流板换热器综合性能分别提高 7.10% ~ 7.54% 和 2.88% ~ 4.05%.

**关键词:** 换热器; 变角度; 螺旋折流板; 结构优化; 数值模拟

**中图分类号:** TK124 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2015.05.009

## 0 引言

作为诸多工业生产过程中的通用设备, 管壳式换热器强化传热性能的研究对促进能源、资源利用最大化, 进而达到节能减排目的具有重要意义<sup>[1-3]</sup>. 螺旋折流板换热器的提出有效地解决了传统弓形折流板换热器存在的流阻大、传热系数偏低、易结垢和产生诱导振动等缺点, 得到了广泛的重视<sup>[4-5]</sup>. 现有的研究工作已经比较系统地分析了螺旋折流板换热器的流动和传热性能, 但主要集中在螺旋角及搭接折流板间的连接方式方面<sup>[6-7]</sup>.

张剑飞等<sup>[8]</sup>采用周期性模型对换热器整场的协同角及局部换热特性进行了研究, 结果表明螺旋折流板换热器内部场协同性分布比较均匀, 可以充分利用所有的换热面积, 但未考虑壳程流动未充分发展区的影响. 李大为等<sup>[9]</sup>通过改进螺旋折流板换热器壳程入口结构, 结果表明倾斜入口能够有效降低换热器整体压降, 提高换热器性能. 曹兴等<sup>[10]</sup>通过对连续性螺旋折流板换热器整体流动和传热性能的分析得出, 换热器壳程进口

未充分发展段长度约为相应折流板螺旋角下一个螺旋周期的长度. 笔者通过对螺旋折流板换热器强化传热特性机理进行分析, 并充分考虑折流板结构特点, 提出一种变角度的连续螺旋折流板模型; 其通过减小螺旋折流板第一个螺旋周期的长度, 优化壳程进口螺旋流动未充分发展区域长度. 采用 CFD 分析软件 FLUENT 对新型折流板换热器进行数值分析研究, 为换热器强化传热性能的研究提供参考.

## 1 几何模型

常规的螺旋折流板换热器折流板螺旋角为一固定角度, 变角度螺旋折流板为通过改变折流板第一个螺旋周期的螺旋角, 如图 1 所示. 笔者将变角度螺旋折流板第一个螺旋周期的螺旋角记为  $\alpha$ , 其余周期的螺旋角记为  $\theta$ , 变角度螺旋折流板表示为  $\alpha + \theta$ . 分别建立螺旋角  $\theta$  为  $20^\circ$ 、 $25^\circ$  的常规螺旋折流板换热器模型和对应  $\alpha$  角为  $10^\circ$ 、 $15^\circ$  的变角度螺旋折流板换热器模型, 记为  $10^\circ + 20^\circ$ 、 $15^\circ + 25^\circ$ . 螺旋折流板换热器结构参数和计算区域模型分别见表 1 和图 2.

**收稿日期:** 2015-04-11; **修订日期:** 2015-06-19

**基金项目:** 国家自然科学基金资助项目(51476147); 郑州大学自主创新项目(14LF00628)

**作者简介:** 刘敏珊(1943—), 女, 河南商丘人, 郑州大学教授, 博士生导师, 主要从事过程装备传热与节能技术方面的研究工作.

**通讯作者:** 靳遵龙(1973—), 男, 河南淮阳人, 郑州大学副教授, 博士, 主要从事过程设备流体流动与强化传热方面的研究工作, E-mail: zljn@zzu.edu.cn.

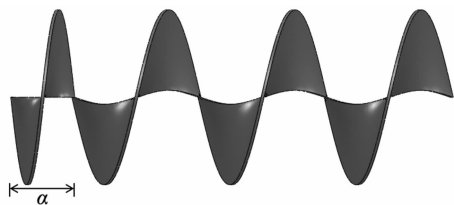


图 1 变角度连续螺旋折流板结构示意图

Fig.1 Helical baffles with variable angles

表 1 换热器主要结构尺寸

Tab.1 Main structural parameters of heat exchanger

筒体内径/ mm	换热器长度/ mm	换热管直径/ mm	管孔距离/ mm	折流板厚度/ mm	布管方式
235	870	25	32	4	正三角形

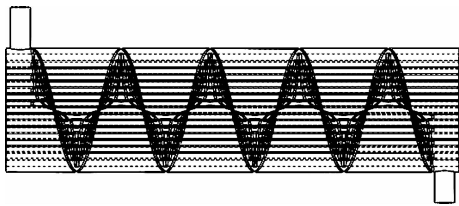


图 2 换热器计算区域模型

Fig.2 Schematic diagram of calculation

2 边界条件及求解设置

壳程介质为液态水,常物性;计算中忽略重力及换热器壳体壁面对外散热.壳程进口采用速度进口,出口采用压力出口;流体入口温度为 20 ℃,管壁温度为 75 ℃ 恒壁温.湍流模型采用 Realizable  $k-\varepsilon$  模型方程,增强壁面函数法<sup>[11]</sup>;压力和速度耦合采用 SIMPLE 算法;动量、能量、湍动能和湍流耗散率离散采用二阶迎风格式.

3 网格划分及实验验证

螺旋折流板换热器壳程内部结构复杂,无法生成结构化网格,文中网格划分采用正四面体与金字塔形的非结构化网格.考虑到换热管壁面温度梯度较大及边界层效应,对管束壁面设置边界层.综合考虑计算精度和计算机计算能力,最终确定螺旋角为 20°、10° + 20°、25°、10° + 25° 的换热器模型网格数量分别为  $8.98 \times 10^6$ 、 $8.73 \times 10^6$ 、 $9.02 \times 10^6$  和  $9.00 \times 10^6$ ,此时通过网格无关性分析,换热器壳程换热系数和压降偏差均小于 1.5%.取壳程流速为 4.5 kg/s 时,网格无关性分析结果见表 2.

为验证数值计算结果的可靠性,采用笔者方

法对文献[12]中的连续螺旋折流板换热器进行数值计算,数值计算结果同文献中实验值对比见图 3.同实验值相比,数值计算结果最大偏差为 16.12%,从而证明了数值计算结果的可靠性.

表 2 网格无关性验证

Tab.2 Validation of grid-independent

模型	网格数/ $\times 10^6$	换热系数 $/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	压降/kPa
20°	8.25	4 526.21	31.75
	8.98	4 775.31	32.49
	9.80	4 805.21	32.21
	10.76	4 818.71	31.95
10° + 20°	7.55	5 367.87	35.13
	8.73	5 211.17	34.37
	9.08	5 202.75	34.38
	9.65	5 257.41	34.52
25°	8.06	4 148.30	29.80
	9.02	4 255.80	29.87
	9.86	4 201.97	30.10
	10.80	4 244.67	29.91
15° + 25°	8.49	4 451.16	31.02
	9.00	4 485.09	31.22
	10.33	4 527.10	31.61
	10.97	4 508.98	31.54

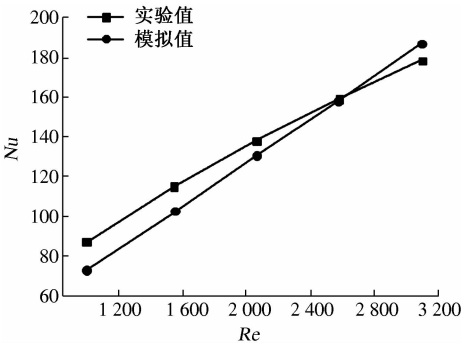


图 3 数值计算值与实验值对比

Fig.3 Comparison between simulation and experiment

4 计算结果分析

4.1 壳程传热系数分析

图 4 为不同折流板结构下换热器壳程传热系数随流量的变化曲线.从图 4 可以看出,换热器壳程传热系数随流速的增大而增加,随折流板螺旋角的增加而减小;变角度连续折流板换热器能够明显提高换热器的传热系数,改善换热器的传热性能.壳程流量在 1.5 ~ 7.5 kg/s 范围内,螺旋角为 10° + 20° 的变角度螺旋折流板换热器较螺旋角为 20° 的常规螺旋折流板换热器传热系数增加 8.94% ~ 9.86%;螺旋角为 15° + 25° 的变角度螺旋折流板换热器较螺旋角为 25° 的常规螺旋折流

板换热器传热系数增加 4.75% ~ 5.51%。

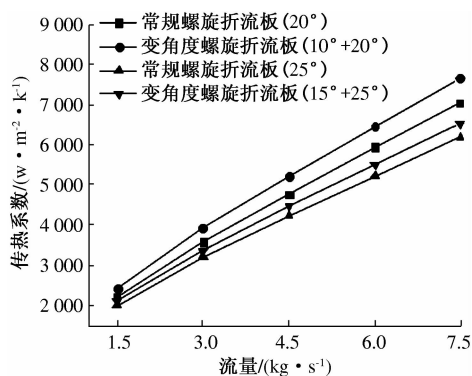


图4 壳程传热系数随流量的变化

Fig. 4 Shell side heat transfer coefficient versus flux

#### 4.2 壳程压降分析

图5为不同折流板结构下换热器壳程压降随流量的变化曲线。从图5可以看出,换热器壳程压降随流速的增大而增加,随折流板螺旋角的增加而减小;变角度连续折流板换热器较常规螺旋折流板换热器压降有所升高。壳程流量在 1.5 ~ 7.5 kg/s 范围内,螺旋角为 10° + 20° 的变角度螺旋折流板换热器较螺旋角为 20° 的常规螺旋折流板换热器壳程压降增加 4.90% ~ 6.61%;螺旋角为 15° + 25° 的变角度螺旋折流板换热器较螺旋角为 25° 的常规螺旋折流板换热器壳程压降增加 4.28% ~ 6.23%。

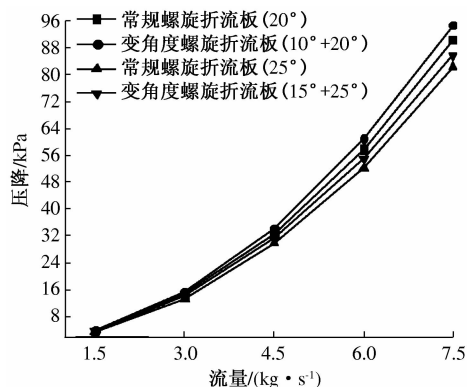


图5 壳程压降随螺旋角  $\alpha$  的变化

Fig. 5 Shell side pressure drop versus flux

#### 4.3 换热器综合性能分析

采用等泵工下的综合性能评价指标  $Nu/(f)^{1/3}$  对不同螺旋折流板结构的换热器进行分析<sup>[13-14]</sup>,  $Nu$  和  $f$  为换热器壳程努赛尔数与阻力系数。

$$Nu = \frac{hd_0}{\lambda}, \quad (1)$$

$$f = \frac{D_i}{L} \frac{2\Delta P}{\rho u^2}, \quad (2)$$

式中:  $h$  为壳程换热系数;  $d_0$  为换热管直径;  $\lambda$  为导热系数;  $D_i$  为壳体内径;  $L$  为壳体长度;  $\Delta P$  为壳程压降;  $\rho$  为壳程流体密度;  $u$  为壳程流体速度。

图6为换热器综合性能随流量的变化曲线。从图6可以看出,换热器综合性能随流速的增大而增加,变角度连续折流板换热器较常规螺旋折流板换热器综合性能升高。壳程流量在 1.5 ~ 7.5 kg/s 范围内,螺旋角为 10° + 20° 的变角度螺旋折流板换热器较螺旋角为 20° 的常规螺旋折流板换热器综合性能增加 7.10% ~ 7.54%;螺旋角为 15° + 25° 的变角度螺旋折流板换热器较螺旋角为 25° 的常规螺旋折流板换热器壳程压降增加 2.88% ~ 4.05%。

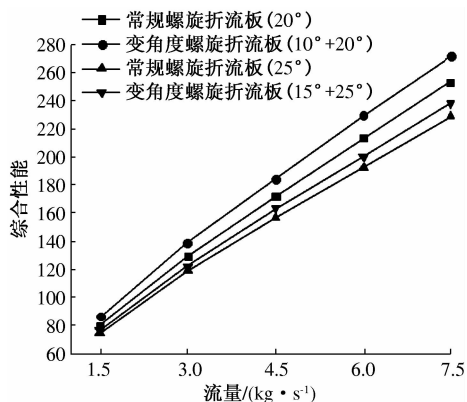


图6 换热器综合性能随螺旋角  $\alpha$  的变化

Fig. 6 Comprehensive performance versus  $\alpha$

#### 4.4 传热强化机理分析

通过 4.1 ~ 4.3 的分析可知,变角度螺旋折流板能够有效提高换热器的性能,强化换热器传热。图7为螺旋角为 25°,壳程流量为 4.5 kg/s 时常规螺旋折流板和变角度螺旋折流板换热器壳程流线分布图;图8和图9分别为螺旋角为 25° 时两种折流板类型下壳程流动未充分发展区和流动充分发展区的截面协同角分布图。

通过图7(a)和图7(b)对比分析可得出,变角度螺旋折流板换热器能够有效减小换热器进口螺旋流动未充分发展区的长度,增加换热器壳程整体螺旋流动程度,流体对换热管束的斜向冲刷程度增强,管壳程之间的传热热阻减小,壳程传热系数增加。常规螺旋折流板和变角度螺旋折流板换热器壳程螺旋流动未充分发展区截面协同角分别为 81.77° 和 81.31°,充分发展区截面螺旋角分别为 83.17° 和 82.88°,从场协同原理<sup>[14]</sup>可得出:采用变角度螺旋折流板不仅改善了壳程流动未充分发展区的温度场同速度场协同性,同时也改善

了流动充分发展区温度场同速度场协同性;换热器传热系数增加。

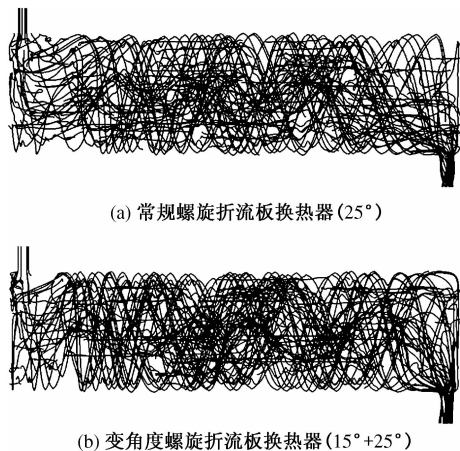


图7 不同螺旋角螺旋折流板换热器壳程流线图

Fig.7 Streamlines distribution of shell-sided under different helical angles

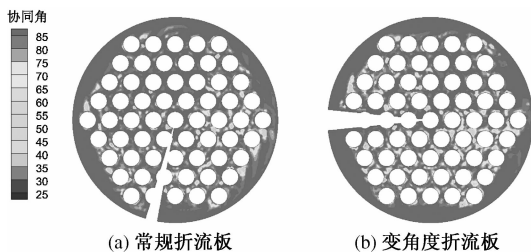


图8 流动未充分发展区截面协同角分布

Fig.8 Synergy angle of non-fully developed section

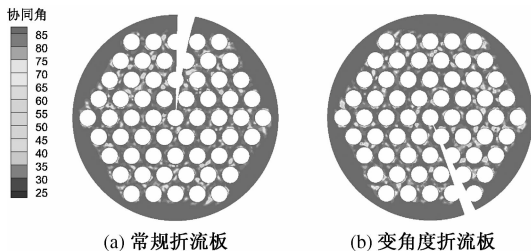


图9 流动充分发展区截面协同角分布

Fig.9 Synergy angle of fully developed section

由4.2分析可知,壳程压降随折流板螺旋角的增加而减小,采用变角度螺旋折流板相当于减小了换热器壳程的局部螺旋角,壳程压降上升;同时由壳程整体流线分布可得出,变角度螺旋折流板换热器增加了壳程整体的螺旋流动程度,壳程流体扰动程度增强,压力损失增加。

综上可知,变角度螺旋折流板换热器增强了壳程流体流动的扰动程度,提高换热器壳程流体流动速度场与温度场的协同性,换热器壳程传热系数增大,同时壳程的压力损失增大;但壳程压降的增大幅度较传热系数的增大幅度小,换热器综

合性能升高。

## 5 结论

(1)变角度连续折流板换热器能够明显提高换热器的传热系数,同时换热器壳程压力损失也上升;螺旋角为 $10^{\circ}+20^{\circ}$ 时的变角度螺旋折流板较常规折流板换热器传热系数和压力损失分别提高8.94%~9.86%和4.90%~6.61%;螺旋角为 $15^{\circ}+25^{\circ}$ 时传热系数和压力损失分别提高4.75%~5.51%和4.28%~6.23%。

(2)变角度螺旋折流板换热器能够提高换热器的综合性能,螺旋角为 $10^{\circ}+20^{\circ}$ 、 $15^{\circ}+25^{\circ}$ 时的变角度螺旋折流板较常规折流板换热器综合性能分别提高7.10%~7.54%和2.88%~4.05%。

(3)变角度螺旋折流板换热器能够改善壳程进口螺旋流动未充分发展区长度,优化未充分发展区作用,强化换热器传热。

(4)变角度螺旋折流板换热器能够增强壳程整体螺旋流动,提高壳程整体流体流动传热速度与温度场的协同性。

## 参考文献:

- [1] 董其伍,刘敏珊. 纵流壳程换热器[M]. 北京:化学工业出版社,2007:1-5.
- [2] 古新,刘冰,董其伍,等. 三角形布管方式下两种换热器传热与流阻性能研究[J]. 郑州大学学报:工学版,2012,33(3):76-79.
- [3] 王永庆,靳遵龙,郭小迪,等. 一种带状支撑的纵流壳程换热器热力特性分析[J]. 郑州大学学报:工学版,2013,34(4):77-80.
- [4] 宋素芳. 套管双壳程连续螺旋折流板换热器性能数值模拟研究[J]. 中国电机工程学报,2013,33(14):82-87.
- [5] 刘敏珊,许伟峰,靳遵龙,等. 三角区漏流对螺旋折流板换热器综合性能的影响[J]. 郑州大学学报:工学版,2014,35(6):1-4.
- [6] 董聪,陈亚平. 阻流板对轴向搭接螺旋折流板换热器流动和传热性能的影响[J]. 机械工程学报,2014,50(6):135-140.
- [7] WANG Si-min, WEN Jian, YANG Hui-zhu, et al. Experimental investigation on heat transfer enhancement of a heat exchanger with helical baffles through blockage of triangle leakage zones [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 67(1/2): 122-130.
- [8] 张剑飞,陶文铨,何雅玲. 螺旋折流板换热器的协同角分布特性及局部换热特征[J]. 化工学报,2013,64(8):2769-2773.

[9] 李大为,沈人杰,高晓东,等. 螺旋折流板换热器数值模拟及入口结构改进研究[J]. 高校化学工程学报,2005,19(5):699-702.

[10] 曹兴,杜文静,程林. 连续螺旋折流板换热器流动与传热性能及熵产分析[J]. 化工学报,2012,63(8):2375-2382.

[11] 董其伍,谢建,刘敏珊,等. 管壳式换热器模拟中壁面函数选择分析[J]. 石油机械,2009,37(2):41-44.

[12] 曾敏,彭波涛,喻澄清,等. 连续螺旋折流板换热器

传热与阻力性能实验研究[J]. 核动力工程,2006,27(1):102-106.

[13] 王定标,董永申,向飒,等. 基于螺旋片强化的套管换热器性能[J]. 化工学报,2014,65(4):1208-1214.

[14] GUO Zeng-yuan, LI De-yu, WANG Bu-xuan. A novel concept for convective heat transfer enhancement[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,1998,41(14):2221-2225.

Numerical Study of Structure Optimization for Heat Exchanger  
with Variable Angle Helical Baffles

LIU Min-shan, XU Wei-feng, WANG Yong-qing, WANG Dan, JIN Zun-long

(Key Laboratory of Process Heat Transfer Energy Saving of Henan Province, Zhengzhou University, Zhengzhou 450002, China)

**Abstract:** Variable angle helical baffle heat exchanger is proposed to optimize the non-fully developed section in shell inlet. The flow and heat transfer performance of heat exchangers with different forms of helical baffles were studied, and the mechanisms of heat transfer enhancement for heat exchangers were analyzed. The results show: the length of non-fully developed section could be reduced by using variable angle helical baffle, the intensity of overall helical flow and the coordination of temperature field with velocity field increase too, and then the heat transfer performance is strengthened. Compared with general helical baffle heat exchanger, the comprehensive performance of variable angle helical baffle heat exchanger with angle of  $10^{\circ}+20^{\circ}$  and  $15^{\circ}+25^{\circ}$  could increase 7.10% ~ 7.54% and 2.88 ~ 4.05%, respectively.

**Key words:** heat exchanger; variable angles; helical baffles; structural optimization; numerical simulation

(上接第 38 页)

Cellular Automata Simulation of Nanoscale Humic Acid  
Nitrogen Fertilizer Migration in Soil

CHENG Liang, XU Li, HOU Cui-hong, LUO Ting-liang, ZHANG Bao-lin, LIU Guo-ji

(School of Chemical Engineering and Energy, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

**Abstract:** In order to investigate nitrogen release characteristics of the nanoscale humic acid fertilizers, cellular automata and the spread of fertilizer nutrients discreteness were used as simulation tools and theoretical basis, respectively. Nitrogen dynamic visual simulation was systematically studied by nitrogen migration of nanoscale humic acid fertilizer. The research results showed that the nitrogen release characteristics of cellular automata simulation was consistent between nanoscale humic acid fertilizer and the selection of two kinds of coated fertilizer under  $25^{\circ}\text{C}$ . This model provides an effective simulation tool for studying the features in fertilizer nitrogen released characteristics.

**Key words:** nanoscale humic acid coated-fertilizer; cellular automata; dynamic visual simulation; nitrogen release characteristics