

研究论文

花格板换热器的流动与传热

王英双, 张晓屿, 刘志春, 黄素逸, 刘 伟
(华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘要: 花格板换热器作为一种新型的管壳式换热器, 其流动和传热机理研究目前尚未有较深入的研究。通过 CFD 技术, 对花格板换热器的流动和传热性能进行了研究, 并将结果与传统的弓形折流板换热器进行了比较, 结果表明, 在相同的 Reynolds 数下, 花格板换热器的压降仅为折流板换热器的 0.45 倍左右, 而两者的传热系数相差不大, 因而花格板换热器的综合性能参数约为折流板换热器的 2.2 倍左右。

关键词: 管壳式换热器; 传热强化; 花格板; 综合性能

DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2012.z1.019

中图分类号: TK 124

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157(2012)S1-099-08

Fluid flow and heat transfer study for flower baffle heat exchanger

WANG Yingshuang, ZHANG Xiaoyu, LIU Zhichun, HUANG Suyi, LIU Wei

(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology,
Wuhan 430074, Hubei, China)

Abstract: As a novel type of shell-and-tube heat exchanger, the fluid flow and heat transfer mechanism in flower baffle heat exchanger (FBHX) has not been studied deeply. In the present paper, the CFD simulation method is adopted to investigate the mechanism of fluid flow and heat transfer of FBHX. With the comparison of calculated results between heat exchangers with flower baffle and traditional segmental baffle respectively, it shows that the pressure drop of the former is only 45% of that of the latter, while the difference of heat transfer coefficient between the two exchangers are minor, therefore, the comprehensive performance of the former is 2.2 times of that of the latter.

Key words: shell-and-tube heat exchanger; heat transfer enhancement; flower baffle; comprehensive performance

引 言

换热器在诸如石油冶炼、电力、化工、过程工业和食品等工业中是十分重要的设备。在各种换热器中管壳式换热器具有许多优点, 如结构可靠, 技术成熟以及适用范围广等优点, 致使管壳式换热器

在工业中广泛应用^[1]。管壳式换热器中, 支撑部件起着十分重要的作用, 它不但可以对管束起支撑作用, 而且可对流体进行扰流。根据壳侧流体运动的方向, 管壳式换热器可以分为横向流、纵向流以及螺旋流换热器等。采取不同的折流部件, 换热器的性能将会有较大的差异, 而壳程的传热系数则对整个换热器的换热性能具有十分重要的作用。

2012-03-28 收到初稿, 2012-04-07 收到修改稿。

联系人: 刘伟。第一作者: 王英双 (1975—), 女, 讲师。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51036003, 51021065)。

Received date: 2012-03-28.

Corresponding author: Prof. LIU Wei, w_lju@hust.edu.cn

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (51036003, 51021065).

传统的弓形折流板换热器有许多不足之处，如较高的压降，易导致流体诱导振动等缺点，为了提高弓形折流板换热器的传热性能，往往需要耗费比较高的泵功。压降和传热性能通常是相互关联的，而这两者通常对换热器的成本具有决定性作用。为了改善管壳式换热器的综合性能，国内外许多学者对各种支撑扰流部件进行了研究，其中纵流管壳式换热器由于具有较小的流动阻力和较高的传热性能，现在成为了国内外学者研究的焦点^[2-11]。

对于管壳式换热器，由于壳程的流体流速一般比较低，而且结构比较复杂，因而对于大多数应用场合，其强化传热的重点便是如何提高壳程的流动和传热性能。对于换热器壳程而言，支撑结构一方面要能对换热管进行有效的支撑，防止由于流体诱导振动导致的对换热管的机械损坏，另一方面，要需要对流体起到扰流作用，尽可能提高流体的对流传热系数，此外，在工艺方面，还需要加工制作方便，不能增加整个换热器的装配难度，因而，对于管壳式换热器管束支撑结构的研究一直是壳程强化传热研究的热点和难点。而花格板换热器是黄素逸等提出的一种新型壳程支撑结构，本文主要针对花格板换热器建立几何模型，采用数值模拟方法分析花格板换热器换热机理，并将其结果和折流板换热器进行了比较。

1 花格板换热器模型

折流板换热器制作简单，流体基本呈“Z”字形冲刷管束，换热效果较好，但是容易引起管束的诱导振动，从而对管束造成机械破损；而螺旋折流板换热器壳程流体主要呈螺旋状流动，换热效果好，但是制作和安装工艺比较复杂。考虑了这两者的特点，在整圆形折流板的基础上，Huang 等^[12]提出一种称为花隔板的新壳程支撑方式，如图 1 所示，即将整个圆整形隔板分为 4 个象限，只在其中的一个或者多个上开设管孔用于固定管束，而其他象限则设置为空的，或制作成较大的孔，以使流体通流。将制作好的花隔板以一定的间距和相位角交替安装布置，相位角可为 90°，60°或 30°等。当流体流经花格板时，由于花格板对其的交替扰流作用，使得流体的流动在纵向以一定的角度发生偏转，从而使得换热得以强化，而流体阻力增加不是很大，同时减少了对换热管束的横向冲刷，因而对于降低流体的诱导振动也有一定的好处。从前面花格板

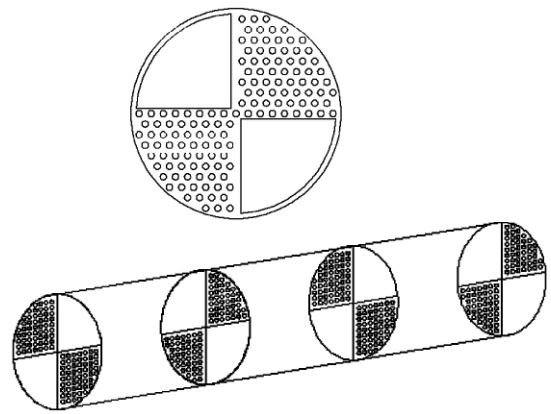
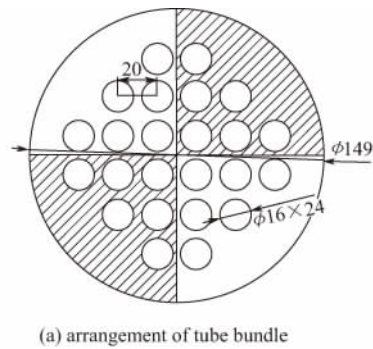


图 1 花隔板示意图

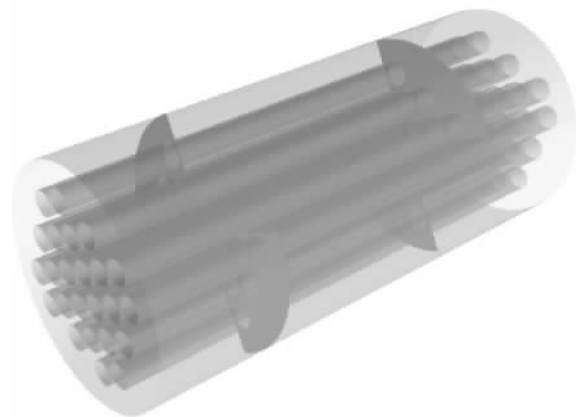
Fig. 1 Schematic diagram of flower baffles

换热器的加工和工作特性可以看出，花格板换热器与弓形折流板相比，其最大优点是流动死区可以有效减少，既能强化换热，又不增加换热器制作工艺难度。

对于正方形排列的花格板换热器，若换热器比较长，再加上支撑板的扰流作用，一般在经过 4 段扰流装置之后，其壳程流体的流动就会进入周期性充分发展阶段，因此，为了减少计算量，在计算时采用周期性充分发展模型进行计算，计算模型如图 2 所



(a) arrangement of tube bundle



(b) unit of calculation

图 2 花格板换热器几何模型

Fig. 2 Geometry model of flower baffle heat exchanger

示。同时为了与折流板换热器的性能进行比较，建立了一个折流板换热器模型，如图 3 所示。这两个计算模型除了支撑板的结构不同之外，其他方面完全相同。两种换热器的具体参数为：壳程内径 $\phi 149$ mm；换热管外径 $\phi 16$ mm，管子排布方式为正方形排布，管间距为 20 mm，换热管总数为 24 根；计算单元长度 160 mm，折流板间距为 80 mm。计算工质为水，为了建立流体在管束间的流动与传热数学模型，假设：（1）流体物性为常数；（2）流体不可压缩，物性为各向同性及为连续介质；（3）流体为牛顿流体；（4）不考虑重力作用。

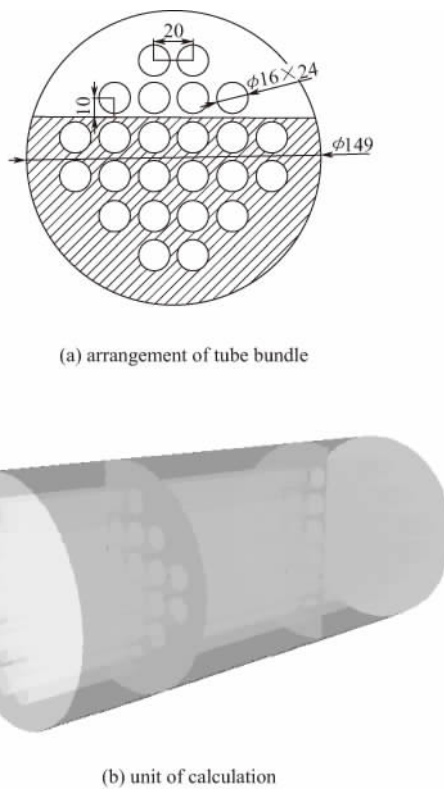


图 3 折流板板换热器几何模型

Fig 3 Geometry model of segmental baffle heat exchanger

整个计算区域采用 Gambit 软件进行非结构化网格划分技术，图 4、图 5 分别为花格板换热器和折流板换热器的网格划分。

为了求解这一物理模型，采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型结合质量、动量以及能量守恒方程对换热器壳程的温度场、流场以及压力场进行数值计算，并在此基础上，分析 Nusselt 数、摩擦阻力系数和压降与 Reynolds 数的关系。速度场和压力场的耦合采用 SIMPLE 算法，对流项采用二阶差分格式离散，近壁面采用壁面函数法处理。

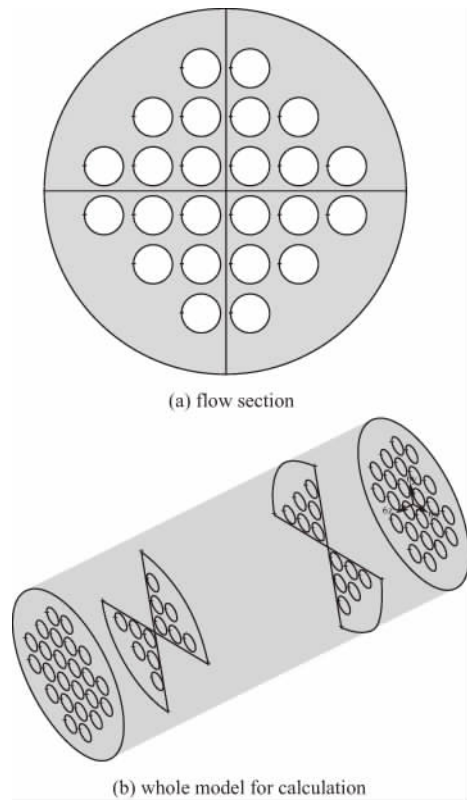


图 4 花格板换热器网格划分

Fig. 4 Meshing for flower baffle heat exchanger

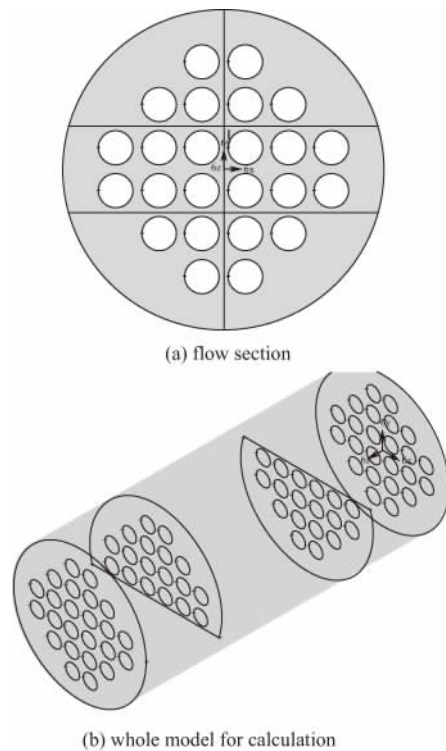


图 5 折流板换热器网格划分

Fig. 5 Meshing for segmental baffle heat exchanger

2 计算结果及分析

图 6 (a) 为流体流过折流板的迹线，而图 6 (b) 为流体流过花格板的迹线。由图可见，流体在流经支撑结构时，由于支撑结构的扰流作用，流动方向均发生了改变，对管束有一定程度的冲刷，因而这两种支撑结构均对换热有一定的强化作用，但是从图中可以看出，流体经过折流板时同时流动死区较花格板换热器大。

图 7 为流体流经不同的支撑结构时沿流动方向中心对称截面的速度矢量分布，从图中可以看出，流体在流经折流板换热器时速度变化较大，在折流

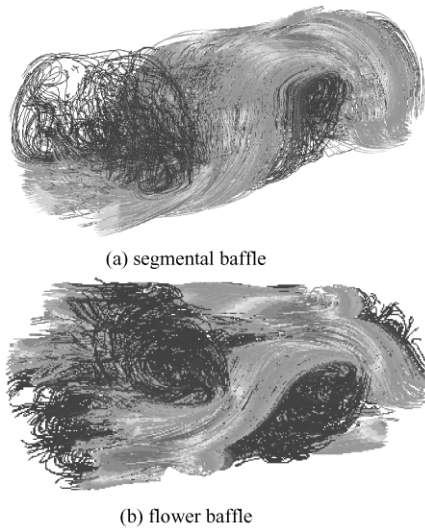


图 6 流体流过不同支撑结构的迹线分布

Fig. 6 Trace line of fluid under different baffle structure

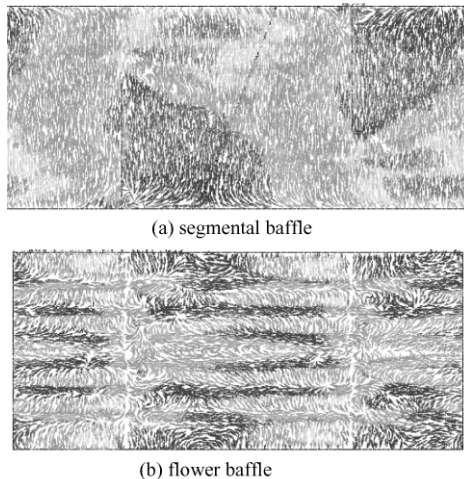


图 7 流体流过不同支撑结构位于中心对称截面速度矢量分布

Fig. 7 Velocity vector of fluid in center symmetry section under different baffle structure

板后方形成的横向涡较多，因而换热较强，流体的速度变化较流经花格板时大。

图 8 为流体在中心截面出的速度矢量分布，图 9 为流体流过支撑结构时的沿流动方向中心截面处的速度大小分布，图 10 为计算单元中心截面处的

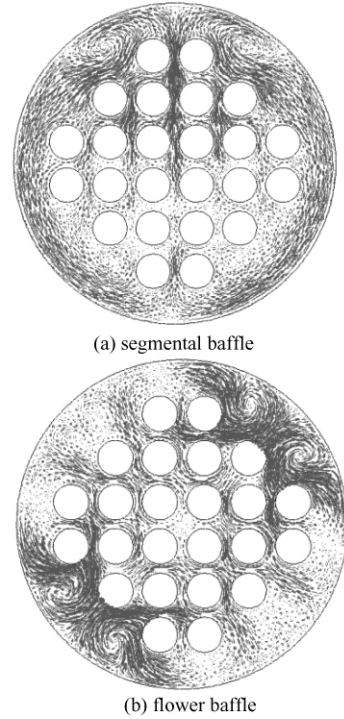


图 8 流体流过不同支撑结构沿流动方向中心对称截面速度矢量分布

Fig. 8 Velocity vector of fluid in mid-section along flow direction under different baffle structure

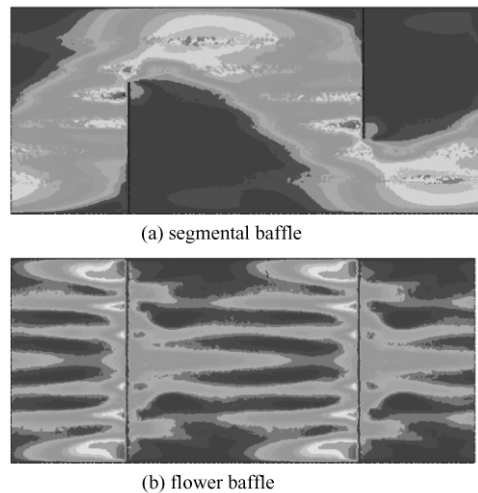


图 9 流体流过不同支撑结构沿流动方向中心对称截面速度大小分布

Fig. 9 Velocity magnitude of fluid in center symmetry section under different baffle structure

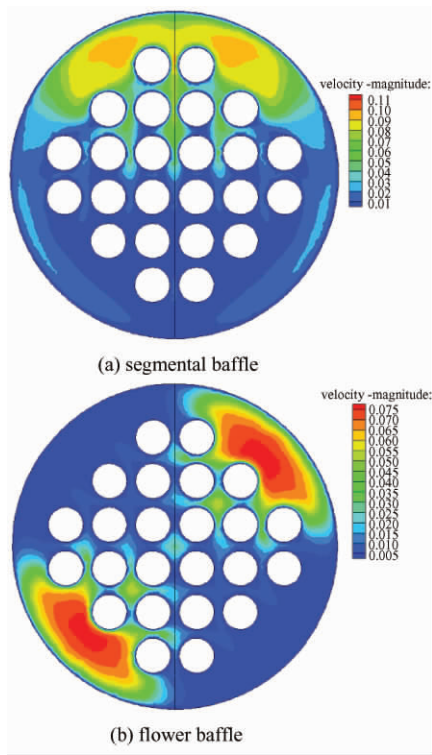


图 10 流体流过不同支撑结构沿流动方向中心对称截面速度大小分布

Fig. 10 Fluid velocity magnitude in mid-section along flow direction under different baffle structure

速度大小分布，从图中可以看出，两种支撑结构均会对流体产生扰流作用，且会在支撑结构后部形成涡结构，从而均会对传热进行强化，但是流经折流板时，形成的涡为不对称结构，而流经花格板时，形成的涡为对称结构，由此可以推断，流体流经花格板换热器时，流动阻力较小。

图 11 为流体流经沿流动方向中心截面处压力场分布，从图中可以看出，对于折流板支撑结构，由于流动死区较大，因而沿流动方向压力变化较大，而对于花格板支撑结构，在半径方向压力分布比较均匀，且沿流动方向压力变化较折流板支撑结构小，因而流动阻力较小。

图 12、图 13 分别为流体流经沿流动方向中心截面和计算单元中心截面的温度分布，从图中可以看出，对于折流板支撑结构，由于对流体流动扰动较大，总体温度比较高，因而换热较强。

图 14、图 15 分别为流体流经花格板换热器和折流板换热器时单位长度压降和摩擦阻力系数随 Re 的变化曲线，图中 SBHX 表示弓形折流板换热器，FBHX 表示花格板换热器。从图中可以看出，

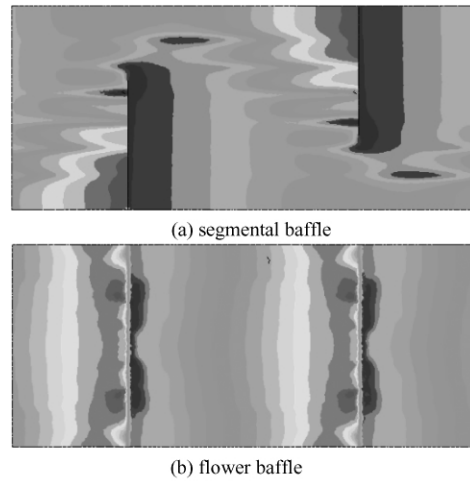


图 11 流体流过不同支撑结构沿流动方向中心对称截面压力场分布

Fig. 11 Pressure distribution of fluid in center symmetry section under different baffle structure

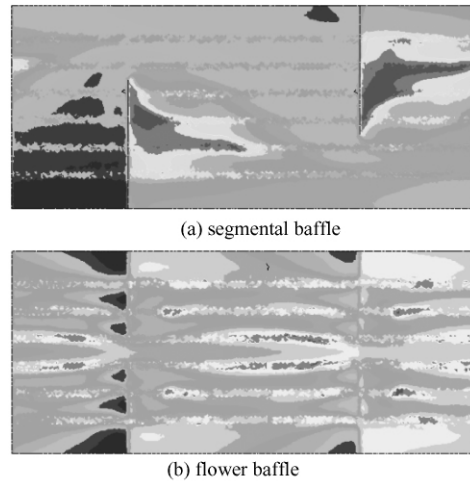


图 12 流体流过不同支撑结构沿流动方向中心对称截面温度场分布

Fig. 12 Temperature distribution of fluid in center symmetry section under different baffle structure

折流板换热器和花格板换热器的压降均随 Re 的增大而增大，且折流板换热器的压降增加幅度要大于花格板换热器的增加幅度。从图中还可以看出，在研究的 Reynolds 数的范围内，折流板换热器的压降和阻力系数均高于花格板换热器的压降。

图 16、图 17 分别为流体流经花格板换热器和折流板换热器时传热系数和 Nusselt 数随 Reynolds 数的变化曲线，从图中可以看出，折流板换热器和花格板换热器的传热系数均随 Re 的增大而增大，而两者的传热系数相差不大。

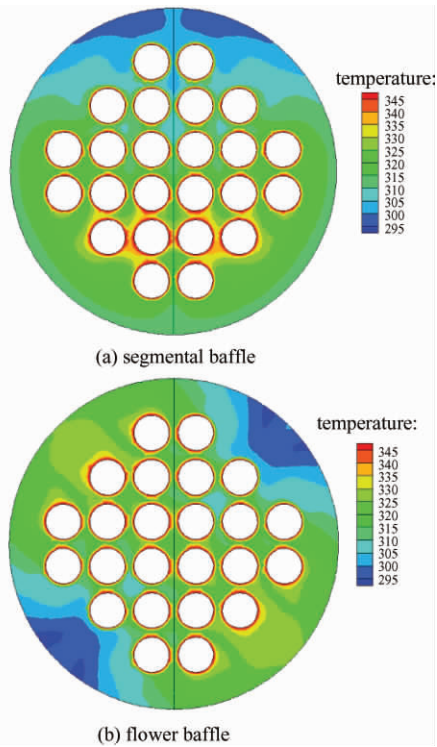


图 13 流体流过不同支撑结构沿流动方向中心对称截面温度场分布

Fig. 13 Fluid temperature distribution in mid-section along flow direction under different baffle structure

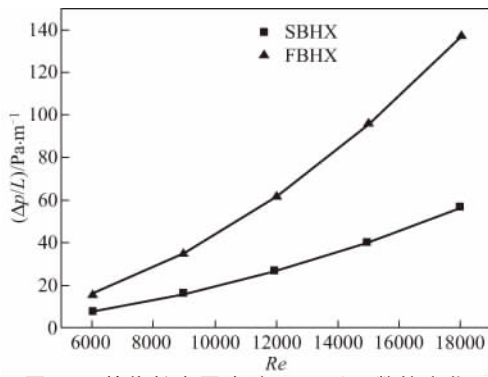


图 14 单位长度压降随 Reynolds 数的变化

Fig. 14 Pressure drop per meter vs Reynolds number

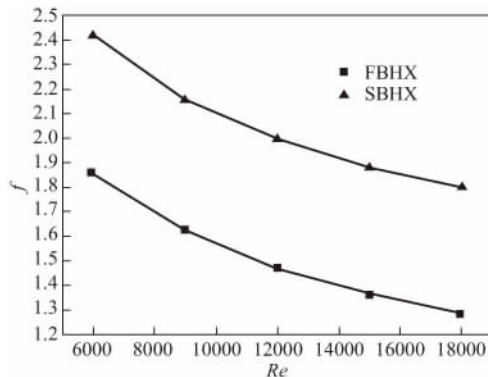


图 15 阻力系数随 Reynolds 数的变化

Fig. 15 Flow resistance vs Reynolds number

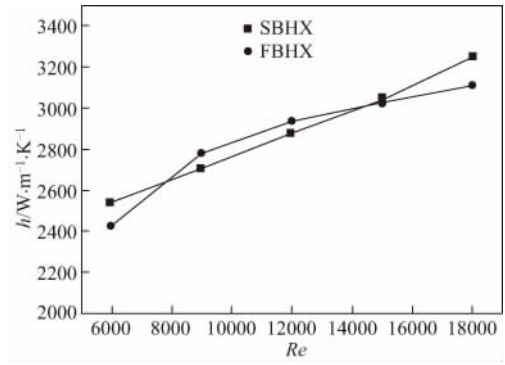


图 16 传热系数 h 随 Reynolds 数的变化

Fig. 16 Heat transfer coefficient h vs Reynolds number

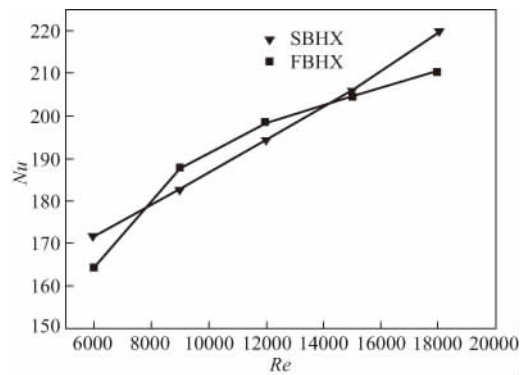


图 17 Nusselt 数随 Reynolds 数的变化

Fig. 17 Nusselt number vs Reynolds number

图 18、图 19 给出了在研究的 Reynolds 数范围内两种换热器压降和传热系数相对变化与 Reynolds 数的关系，从图中可以看出，在此 Re 范围内，花格板换热器的压降仅为折流板换热器的 0.45 倍左右，而两者的传热系数相差不是很大。根据前面对流场和温度场的分析得知，由于支撑部件对流体的扰流效果不同，因而会造成速度场和温度场的分布不同，从而会导致换热和流动特性不同。

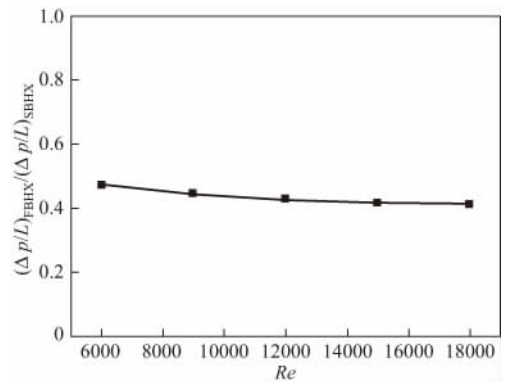


图 18 压降相对变化与 Reynolds 数的关系

Fig. 18 Relative varying between pressure drop and Reynolds number

图 20 给出了换热器综合性能参数 $h/\Delta p$ 随 Reynolds 数的变化, 从图中可以看出, 随着 Reynolds 的增加, $h/\Delta p$ 呈现逐渐减小的趋势, 但是在研究的范围内, 花格板换热器的综合性能系数均高于折流板换热器的综合性能系数。图 21 给出

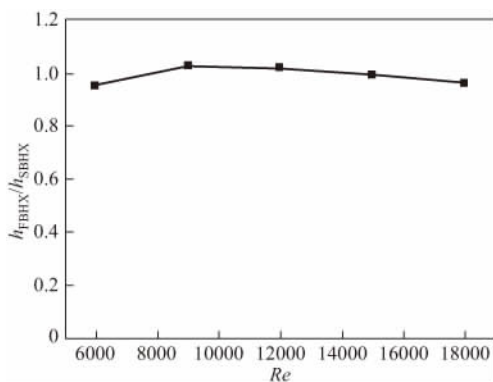


图 19 传热系数相对变化与 Reynolds 数的关系

Fig. 19 Relative varying between heat transfer coefficient and Reynolds number

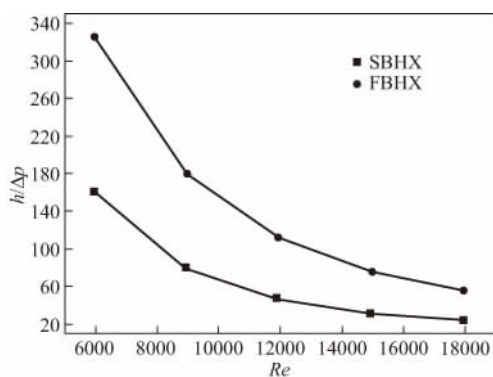


图 20 综合传输性能随 Reynolds 数变化

Fig. 20 Comprehensive performance vs Reynolds number

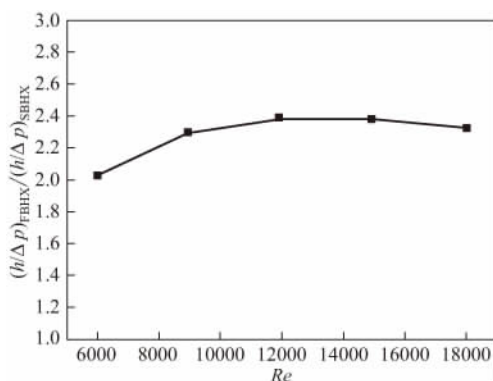


图 21 综合性能相对关系随 Reynolds 数的变化

Fig. 21 Relative varying between comprehensive performance and Reynolds number

了这两者 $h/\Delta p$ 相对变化与 Reynolds 的关系曲线, 从图中可以看出, 整个 Reynolds 数的范围内, 花格板换热器的综合性能参数约为折流板换热器的 2.2 倍左右, 之所以呈现这种变化趋势, 这与两者的流动和传热特性有关, 由于花格板换热器和折流板换热器的传热系数相差不大, 但是其阻力仅为折流板换热器的 0.45 倍, 因而其综合性能要优于折流板换热器。

3 结 论

本文采用周期性充分发展模型, 对花格板换热器和折流板换热器的流动和传热性能进行了分析, 并对二者的传热和压降特性进行分析比较, 通过对流场和温度场的分布特征, 从理论上分析了花格板换热器的综合性能高于折流板换热器的原因, 研究结果表明, 花格板换热器的压降仅为折流板换热器的 0.45 倍左右, 而两者的传热系数相差不大, 因而花格板换热器的综合性能参数约为折流板换热器的 2.2 倍左右。

References

- [1] Qian Songwen (钱颂文). Handbook for Heat Exchanger Design (换热器设计手册) [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2002
- [2] Mukherjee R. Use double-segmental baffles in the shell-and-tube heat exchangers [J]. *Chem. Eng. Prog.*, 1992, 88: 47-52
- [3] Li H, Kottke V. Analysis of local shell side heat and mass transfer in the shell-and-tube heat exchanger with disc-and-doughnut [J]. *Int. J. Heat Mass Trans.*, 1999, 42: 3509-3521
- [4] Li H, Kottke V. Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement [J]. *Int. J. Heat Mass Trans.*, 1998, 41 (10): 1303-1311
- [5] Lei Y G, He Y L, Li R, Gao Y F. Effects of baffle inclination angle on flow and heat transfer of a heat exchanger with helical baffles [J]. *Chem. Eng. Process*, 2008, 47 (12): 2336-2345
- [6] Lei Y G, He Y L, Pan C, Li R. Design and optimization of heat exchangers with helical baffles [J]. *Chem. Eng. Sci.*, 2008, 63 (17): 4386-4395
- [7] Dong Q W, Wang Y Q, Liu M S. Numerical and experimental investigation of shell side characteristics for rod baffle heat exchanger [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2008, 28: 651-660
- [8] Peng B, Wang Q W, Zhang C, Xie G N, Luo L Q, Chen Q Y, Zeng M. An experimental study of shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles [J]. *J. Heat Trans.*, 2007, 129: 1425-1431
- [9] Kara Y A, Guraras O A. Computer program for designing of

- shell-and-tube heat exchangers [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2004, **24**: 1797-1805
- [10] Costa Andre' L H, Queiroz Eduardo M. Design optimization of shell-and-tube heat exchangers [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2008, **28** (14/15): 1798-1805
- [11] Xie G N, Wang Q W, Zeng M, Luo L Q. Heat transfer analysis for shell-and-tube heat exchangers with experimental data by artificial neural networks approach [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2007, **27**: 1096-1104
- [12] Wang Y S, Liu Z C, Huang S Y, Liu W. Experimental investigation of shell-and-tube heat exchanger with a new type of baffles [J]. *Heat and Mass Transfer*, 2011, **47** (7): 833-839