

文章编号:1671-6833(2008)01-0005-05

蜂窝板传热元件的数值模拟

王定标¹, 姜逢章¹, 杨丽云², 周俊杰¹

(1. 郑州大学 化工学院, 河南 郑州, 450001; 2. 新乡学院 化学与环境工程学院, 河南 新乡, 453003)

摘要:应用 CFD 软件 FLUENT 对蜂窝板传热元件板间空气的三维流动进行了数值模拟. 对中心间距为 19 mm 的蜂窝板传热元件在不同质量流量情况下的换热和阻力特性进行了计算分析, 给出了在 $300 < Re < 5\ 000$ 范围内 Re 与 Nu 和 Re 与阻力系数 f 关系的拟合公式. 采用同样的方法, 对平板以及蜂窝中心间距为 19 mm、25 mm 和 38 mm 的蜂窝板进行了对比数值模拟, 对 4 种传热元件换热性能和阻力性能进行了比较. 结果表明, 在研究的参数范围内, 蜂窝板的换热性能比平板的好, 而平板的阻力性能较好; 3 种蜂窝板中, 中心间距为 38 mm 的蜂窝板换热性能和阻力性能都较好.

关键词: 传热元件; 蜂窝板; 数值模拟

中图分类号: TQ 225 **文献标识码:** A

0 引言

换热器广泛应用于工业和生活的各个方面. 它是化工、石油化工、动力、食品、原子能、制药、航空、医药、冶金、制冷及其他许多工业部门广泛使用的一种通用设备, 在节能技术改造中有很重要的作用^[1]. 板式换热器是一类新型换热器, 是一种高效、紧凑的换热设备, 具有传热系数高、结构紧凑、易拆洗等优点, 文献[1-2]对国内外的板式换热器进行了介绍, 文献[3]用实验的方法研究了一种型板换热器的传热性能和阻力性能. 板片是此类换热器共有的传热元件. 传热元件作为换热器的主要换热元件, 是换热器交换热量的载体, 传热元件换热性能的优良决定着换热器传热效率的高低. 文献[4]用数值模拟的方法对人字形波纹板传热和阻力性能的影响因素进行了研究. 采用数值模拟的方法研究传热元件, 是一种节省成本, 缩短研究开发周期的有效途径, 有助于快速开发和优化新的高效传热元件, 笔者前期曾采用数值模拟的方法对纵向流换热器的传热元件及性能进行了深入的研究^[5-7].

各种传热元件所形成的流道形状复杂, 形式多种多样, 长期以来, 对其研究只停留在实验和经验基础上, 缺乏预见性. 为强化板片传热元件, 笔者设计出蜂窝板片, 通过计算流体力学 CFD 商用

软件 FLUENT 对不同中心间距的蜂窝板片传热元件的流体流动进行数值模拟, 得到其流道内三维流场、压力场及温度场分布, 总结出蜂窝板片传热元件的传热准数方程式, 并与平板式传热元件的传热性能与阻力性能进行比较分析.

1 模型与求解

1.1 物理模型

笔者设计的蜂窝板片如图 1 所示. 蜂窝板片参数: 外形尺寸(长 × 宽)为 152 mm × 76 mm, 板厚为 0.6 mm, 板间流道厚度为 16 mm, 蜂窝高度为 5 mm, 蜂窝中心间距为 19 mm.

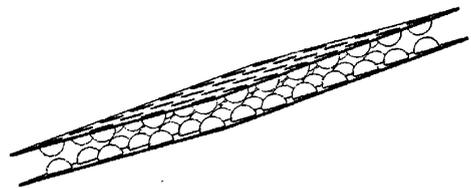


图 1 蜂窝板示意图

Fig. 1 Schematic diagram of honeycombed plate

由于流场的对称性以及周期性, 笔者仅截取研究对象局部流道, 运用对称边界条件和周期性边界条件, 进行计算分析. 计算区域与边界条件如图 2 所示.

收稿日期: 2007-10-21; 修订日期: 2008-01-07

基金项目: 河南省重大公益性科研计划项目(081100910100); 河南省教育厅基础研究计划项目(2007480007)

作者简介: 王定标(1967-), 男, 浙江杭州人, 郑州大学教授, 博士, 博士生导师, 主要从事能源利用及过程系统与装备的综合、模拟、优化等方面的研究, E-mail: wangdb@zzu.edu.cn.

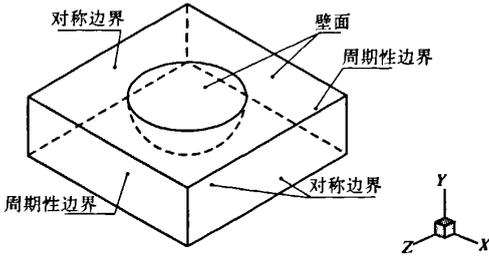


图2 蜂窝板流道计算区域及边界条件

Fig.2 Computed zone and boundary conditions of honeycombed plate

1.2 数学模型

由于板的厚度较小,文中不考虑板沿厚度方向导热的影响.同时由于研究范围内的空气流速较低($< 50 \text{ m/s}$),压强变化不大,故可忽略可压缩性的影响,按不可压缩流体处理^[5].其数学模型如下:

(1) 连续方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial \xi_i} = 0 \quad (1)$$

(2) 动量方程

$$\frac{Du_i}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + S_u \quad (2)$$

(3) 能量方程

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \frac{\partial}{\partial \xi_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial \xi_j} \right) + u \left(\frac{\partial u_i}{\partial \xi_j} + \frac{\partial u_i}{\partial \xi_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial \xi_k} \right) \frac{\partial u_i}{\partial \xi_j} + S_h \quad (3)$$

(4) 湍流模型

采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型.

1.3 边界条件及求解设置

应用 GAMBIT 软件,将计算模型进行网格划分.并定义边界条件:①周期性边界条件, $Z = \pm 9.5 \text{ mm}$,流体为空气,来流温度为 300 K ,质量流量分别为 $1 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$, $2 \times 10^{-4} \sim 22 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ (按 $2 \times 10^{-4} \text{ kg}$ 增加变化);②对称边界条件, $X = \pm 9.5 \text{ mm}$ 及 $Y = 0$;③壁面边界条件, $Y = 8 \text{ mm}$ 及半球面,壁面设为恒温 370 K .

在 FLUENT 软件中求解设置为:采用 SIMPLEC 算法,动量、湍流动能、湍流脉动耗散率以及能量方程为二阶迎风格式,连续方程的收敛精度为 10^{-5} ,其他取默认值进行计算.

2 计算结果与分析

2.1 计算结果显示

计算结果以质量流量为 $2 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ 为例,其各截面温度场、压力场、速度场分布如图 3~图 5 所示.

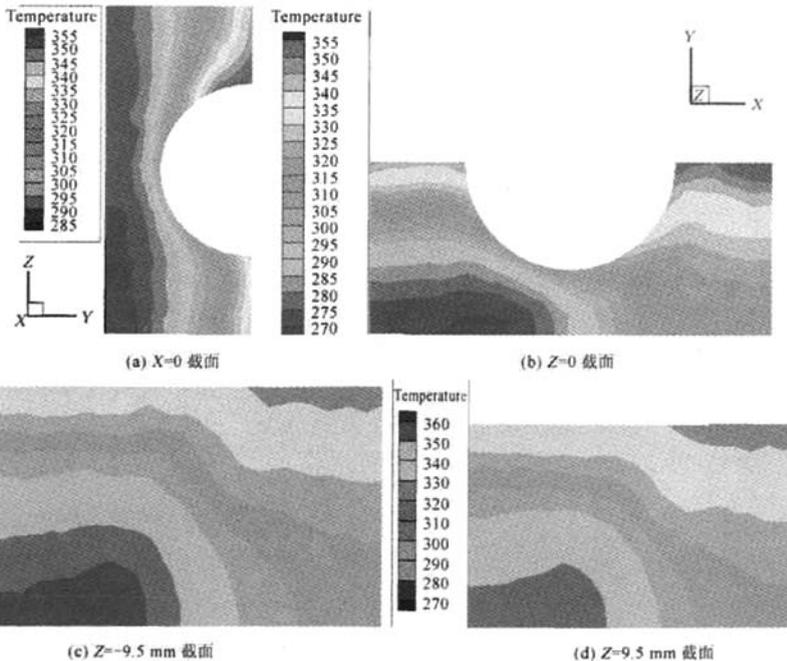


图3 截面温度分布图

Fig.3 Section temperature distribution of honeycombed plate

图 3 显示了 $X=0, Z=0$ 和 $Z = \pm 9.5 \text{ mm}$ 截面的温度分布图。由以上四截面温度分布图可知：
 ①沿流体流动方向，出口温度比进口温度都有所升高；
 ②蜂窝和板壁周围的温度明显升高，离这些壁面越近温度越高，越远温度越低；
 ③在蜂窝迎风侧，温度场分布稠密，温度递增显著，此处流体与壁面温差较大，换热较强烈；在背风侧，温度场分布稀疏，温度变化不大，流体与壁面温差较小，换热趋于平缓。

图 4 显示了 $X=0, Z=0$ 和 $Z = \pm 9.5 \text{ mm}$ 截面的压力分布图。由以上四截面压力分布图可知：
 ①蜂窝周围出现低压区，压力都明显减小；②在最

窄流通面两侧，压力先递降后回升，在近壁处甚至出现相对负压区。

图 5 显示了 $X=0, Y=0$ 和 $Z=0$ 截面的速度矢量分布图。由以上三截面速度矢量分布图可知：
 ①在蜂窝间流体流速发生明显变化，而无蜂窝的地方流速较均匀；
 ②在蜂窝附近流速增大，速度方向发生变化，而在与蜂窝相对的进出口处流速很小。

2.2 计算结果分析^[8]

应用传热学原理，对蜂窝板流体流动与传热的数值模拟计算结果进行整理。

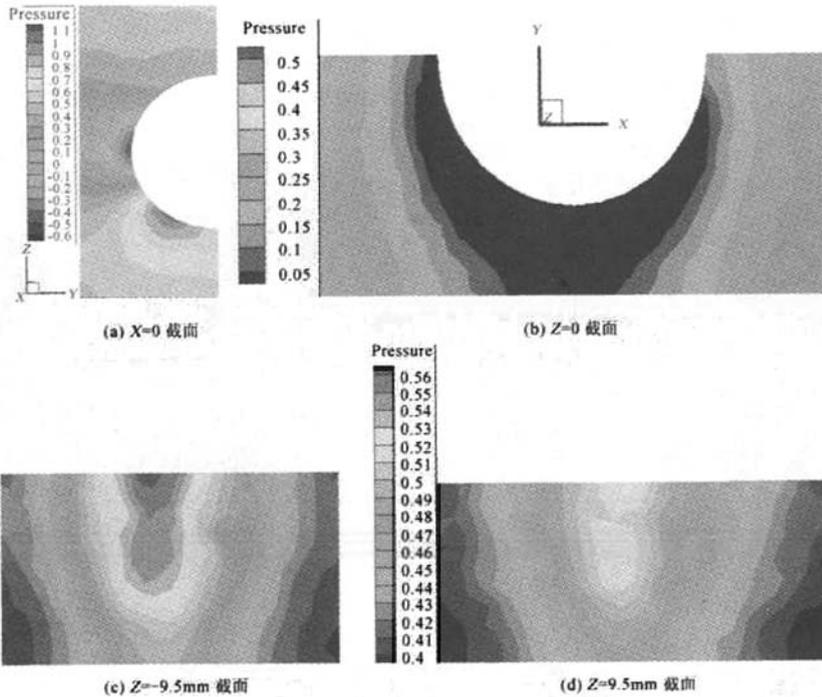


图 4 截面压力分布图

Fig. 4 Section pressure distribution of honeycombed plate

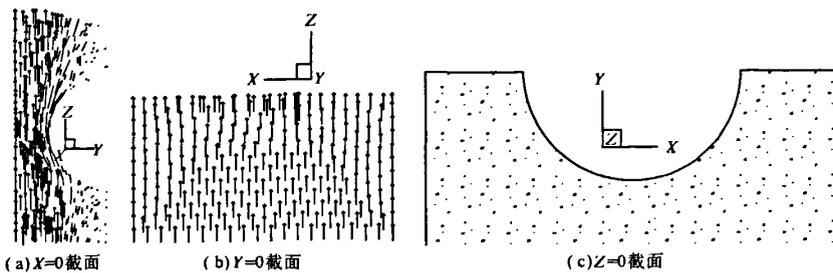


图 5 截面速度矢量分布图

Fig. 5 Section velocity distribution of honeycombed plate

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \quad (4)$$

$$h = \frac{\Phi}{A\Delta t_m} \quad (5)$$

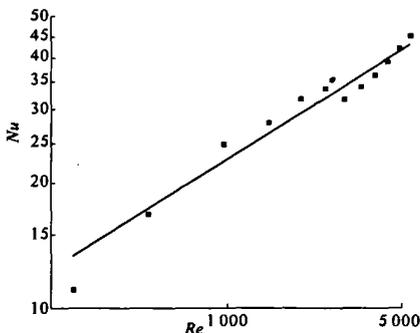
$$Re = \frac{ud_c}{\nu} \quad (6)$$

$$Nu = \frac{hd_c}{\lambda} \quad (7)$$

$$f = \frac{\Delta p}{1/2\rho u^2} \cdot \frac{d_c}{L} \quad (8)$$

式中: Δt_m 为进出口对数平均温差; h 为表面换热系数; Φ 为换热量; A 为传热面积,也即 FLUENT 中壁面的面积; u 为进口截面处流速; d_c 为当量直径; ν 为水的运动黏性系数; λ 为水的导热系数; Δp 为进出口压差; ρ 为水的密度; L 为计算区域沿流动方向的长度。

通过计算,得到 Re 数与 Nu 数的关系和 Re 数与摩擦因子 f 的关系,如图 6、图 7 所示。



• 图 6 Re 数与 Nu 数拟合线
Fig. 6 Fitting line of $Re \sim Nu$

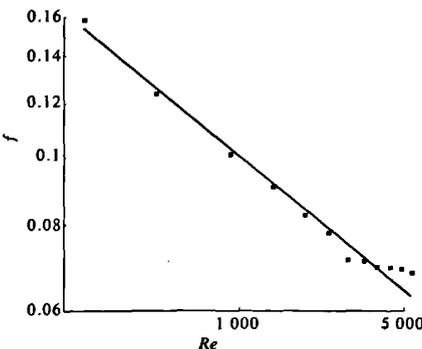


图 7 Re 数与摩擦因子 f 拟合线
Fig. 7 Fitting line of $Re \sim f$

采用最小二乘法对其关系进行拟合得到两个公式,分别为:
传热特性

$$Nu = 1.7211 Re^{0.37384} \quad (9)$$

阻力特性

$$f = 0.74419 Re^{-0.28726} \quad (10)$$

由图 6,7 和拟合公式可知,在同一蜂窝板结构尺寸情况下,流体进口质量流量的改变即进口流速的改变,对传热性能和阻力性能的影响都是比较明显的.随着质量流量的增加,流速增大,雷诺数增大,传热性能提高,阻力系数减小。

3 不同蜂窝板结构传热性能与阻力性能比较

采用相同外形尺寸以及相同流道厚度和蜂窝高度,变化蜂窝板中心间距,分别为 25 mm、38 mm,进行数值模拟.为与平板的传热与流动性能进行比较,笔者也对具有相同外形尺寸的平板进行了数值模拟,以研究蜂窝板的强化性能。

采用与前相同的方法进行数值模拟.得到各结构的传热与阻力性能对比如图 8、图 9 所示。

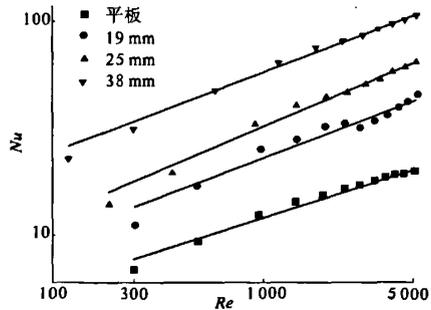


图 8 传热性能对比图

Fig. 8 Performance Chart of heat Transfer

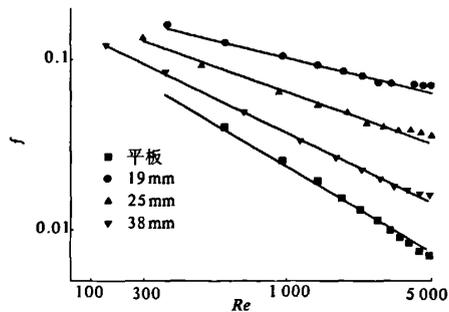


图 9 阻力性能对比图

Fig. 9 Performance chart of resistance

由对比图 8,9 可得:①当 $300 < Re < 5000$ 时,蜂窝板与平板相比,蜂窝板的换热性能较好,平板的阻力性能较好.②当 $300 < Re < 5000$ 时,将中心间距分别为 19 mm、25 mm 和 38 mm 的 3 种蜂窝板相比,中心间距 38 mm 的蜂窝板的换

热性能和阻力性能均较好。

4 结论

采用数值计算的方法,对蜂窝板片传热元件流道的三维流动进行了数值模拟,对蜂窝板的换热和阻力特性进行了计算分析,给出了 $300 < Re < 5\ 000$ 范围内 Re 与 Nu 和 Re 与 f 的关系的拟合公式,并对平板和3种不同中心间距的蜂窝板的换热和阻力性能进行了比较,得出了以下结论:

(1)随着质量流量的增加,流速增大,雷诺数增大,蜂窝板和平板的传热性能提高,阻力系数减小。

(2)在流道厚度相同的情况下,蜂窝板传热性能高于平板,阻力性能不如平板。

(3)流道厚度和蜂窝高度相同,蜂窝中心间距分别为 19 mm、25 mm 和 38 mm 的3种蜂窝板中,中心间距为 38mm 的蜂窝板的换热性能和阻力性能均较好。

参考文献:

- [1] 周海成. 板式换热器技术进展及其应用[J]. 压力容器, 1996, 13 (2): 78 - 82.
- [2] 冯志良, 常春梅. 当代国外板式换热器摘萃[J]. 石油化工设备, 1999, 28(2): 1 - 5.
- [3] 刘志军, 史启财, 刘凤霞. 型板换热器的传热性能和阻力特性研究[J]. 化工机械, 2002, 29(2): 63 - 65.
- [4] 曲宁. 板式换热器传热与流动分析[D]. 济南: 山东大学能源与动力工程学院, 2005.
- [5] 王定标, 胡祥报, 郭茶秀. 大型纵流壳程换热器三维流动与传热数值模拟[J]. 郑州大学学报: 工学版, 2002, 22(2): 32 - 36.
- [6] 王定标, 向飒, 董其伍. 纵流壳程换热器的三维流场[J]. 化工学报, 2004, (5): 699 - 703.
- [7] 王定标, 魏新利, 向飒. 杆式支撑换热器换热的数值模拟[J]. 核动力工程, 2005, (5): 102 - 106.
- [8] KANG H J, LI H Z, XIN R C, et al. Experimental study on heat transfer and pressure drop Characteristics of four types of plate fin-and-tube heat exchanger surfaces [J]. J of Thermal Science, 1994, 3(1): 34 - 42.

Numerical Simulation for Honeycombed Plate Heat Transfer Components

WANG Ding - biao¹, JIANG Feng - zhang¹, YANG Li - yun², ZHOU Jun - jie¹

(1. School of Chemical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 2. School of Chemical and Environment Engineering, Xinxiang College, Xinxiang 453003, China)

Abstract: By using CFD software FLUENT, numerical simulation for the three - dimensional flow of air between honeycombed plate heat transfer components is carried out. In different mass flow conditions, the heat transfer and resistance characteristics of honeycombed plate heat transfer components with the spacing 19mm are calculated and analyzed, and the fitting formulas of $Re - Nu$ and $Re - f$ (Coefficient of Drag) are presented in the range of $300 < Re < 5\ 000$. Using the same method, the flat plate and honeycombed plate with spacing 19 mm, 25 mm and 38 mm are simulated respectively. In the comparisons of the heat transfer and resistance characteristics of four components, the results show that: during the parameters studied in the paper, honeycombed plate reflects better heat transfer characteristics than flat plate, although the flat plate has a better resistance characteristic. Among the three kinds of honeycombed plates, honeycombed plate with the spacing 38 mm has the best heat transfer and resistance characteristics.

Key words: heat transfer component; honeycombed plate; numerical simulation