

文章编号:1671-6833(2018)06-0074-04

折流板安装角对扇叶型折流板换热器性能影响

谭国锋^{1,2}, 王珂^{1,2}, 王永庆², 王丹²

(1. 郑州大学 力学与工程科学学院, 河南 郑州 450001; 2. 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: 利用 CFD 分析软件 Fluent 分别建立了安装角度为 30°、45°、60° 3 种扇叶型折流板换热器周期性模型, 对不同的流态进行数值模拟计算, 研究了折流板安装角对扇叶型折流板换热器性能的影响。结果显示: 壳程流体在折流板引导下呈斜向流动, 斜向流动能够有效抑制流体诱导振动; 筒体附近流体流速较高, 中心区域流速较低; 不同流态下, 随着安装角增大, 换热器壳程压降降低, 综合性能增高。安装角 30° 时换热器传热系数大于另外两者。

关键词: 扇叶型折流板; 换热器; 斜向流动; 流体诱导振动; 传热性能

中图分类号: TQ051.5; TH49 **文献标志码:** A **doi:**10.13705/j.issn.1671-6833.2018.03.011

0 引言

换热器作为热量交换的重要设备在化工、能源等工业领域占有重要地位, 厂家投入大量成本来保障换热器的正常高效的运行^[1-3]。在换热器运行过程中, 壳程流体冲刷管束会产生流体诱导振动, 换热管与邻近管子、折流板之间相互碰撞摩擦, 最终导致换热管破损失效^[4,5]。据不完全统计, 流体诱导振动导致的换热器损坏数约占换热器损坏总数的 30%, 说明流体诱导振动是换热器损坏的重要原因^[6]。笔者提出的扇叶型折流板换热器采用倾斜的扇形折流板来取代传统的弓形折流板, 使壳程流体沿斜向流动, 在壳程雷诺数相同的情况下降低了流体横向速度分量, 提高了换热器的抗振性能。图 1 为扇叶型折流板换热器结构简图, 每组折流板由六片倾斜安装的类扇形折流板沿轴线周向排布而成, 各组折流板沿壳体轴向平行排布。其中, 折流板与壳体横截面之间所夹锐角称为安装角。

笔者利用 Fluent 数值模拟的方法, 对比研究了安装角不同的扇叶型折流板在不同流态下的流动及传热性能, 文中使用的方法和得出的结论可以为相关工作者提供理论依据。

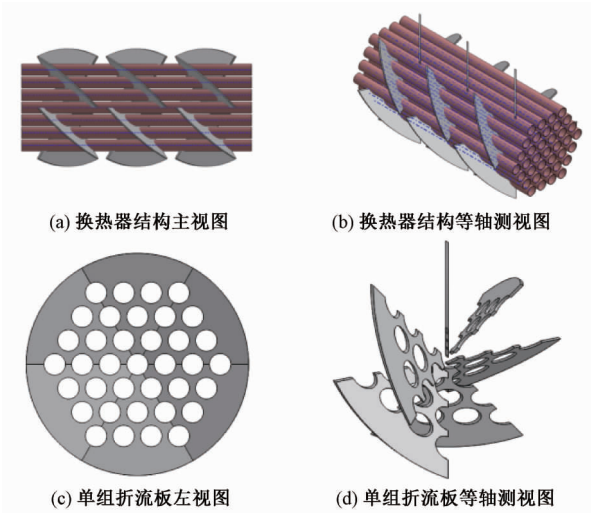


图 1 扇叶型折流板换热器结构简图
Fig.1 Structure diagram of blade baffle heat exchanger

1 周期性模型的建立

通过图 1 可以看出: 换热器壳程结构有较强的对称性和周期性, 因此利用 Flunet 建立周期性模型进行模拟计算^[7], 计算区域模型如图 2 所示, 结构参数见表 1。

图 2 所示为安装角 45° 时周期性模型, 模型长度为 150 mm。为对比研究, 另建立了安装角 30° 和安装角 60° 的模型, 模型长度分别为 90 mm、260 mm。

表 1 换热器主要结构参数表
Tab.1 Main structural parameters of heat exchanger

筒体内径/mm	换热管型号	换热管中心距/mm	换热管数量	布管方式	折流板厚度/mm	安装角/°
258	Φ25×2	32	37	三角形排布	3	30/45/60

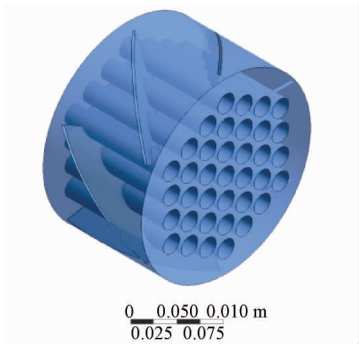


图 2 安装角 45°时换热器周期性模型

Fig.2 Periodic model of heat enxchanger with
45° installation angle

2 边界条件及求解设置

换热器壳侧流体为液态水,计算中忽略重力及壳体外壁对外散热,壳程进口采用速度进口,出口采用压力出口.进口流体温度设置为293.15 K,管壁温度设置为 343.15 K 恒壁温.压力速度耦合采用 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.湍流模型采用 Realizablek-ε 模型,该模型对于计算反压梯度、回流、旋转流动、强逆压梯度的边界层流动、流动分离和二次流等具有较好的预测效果.其湍流运动黏度 v_t 、湍动能 k 和湍能耗散率 ε 的关系式如下:

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}; \tag{1}$$

$$\frac{\partial u_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \Gamma - \varepsilon; \tag{2}$$

$$\frac{\partial u_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \Gamma \varepsilon - C_2 \frac{k^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \tag{3}$$

$$\Gamma = -u_i u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = v_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}, \tag{4}$$

式中: v_t 为运动黏度, m^2/s ; k 为湍动能, m^2/s^2 ; ε 为湍动能耗散率, m^2/s^3 ; u 为平均流速, m/s ; Γ 为广义扩散系数,无量纲;各个常数为 $C_\mu = 0.09$, $C_1 = \max[0.43, u/u_t + 5]$, $C_2 = 1.9$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.2$.

3 计算结果分析

3.1 流场分布及压降分析

换热器壳程流体雷诺数计算公式为:

$$Re = \frac{\rho u d_e}{\mu}, \tag{5}$$

式中: ρ 为壳程流体密度, kg/m^3 ; u 为壳程流体流速, m/s ; d_e 为当量直径, m ; μ 为壳程流体动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$.

正三角形布管当量直径计算公式为^[8]:

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{\sqrt{3}}{2} p_i^2 - \frac{\pi}{4} d_o^2 \right)}{\pi d_o}, \tag{6}$$

式中: p_i 为换热管中心距, m ; d_o 为换热管外径, m .

换热器壳程雷诺数 10 000 时,计算得出安装角为 30°、45°、60°的扇叶型折流板周期性模型流线图如图 3 所示.

通过图 3 可以看出由于折流板的引导作用不同安装角下壳程流体流动较为规律,整体呈斜向流动,这种流动状态能有效地降低流体横向速度分量,提高壳程流体流体诱导振动的临界速度,增强了换热器的抗振性能.

换热器壳程雷诺数 10 000 时,安装角 30°的扇叶型折流板横截面速度云图如图 4 所示.

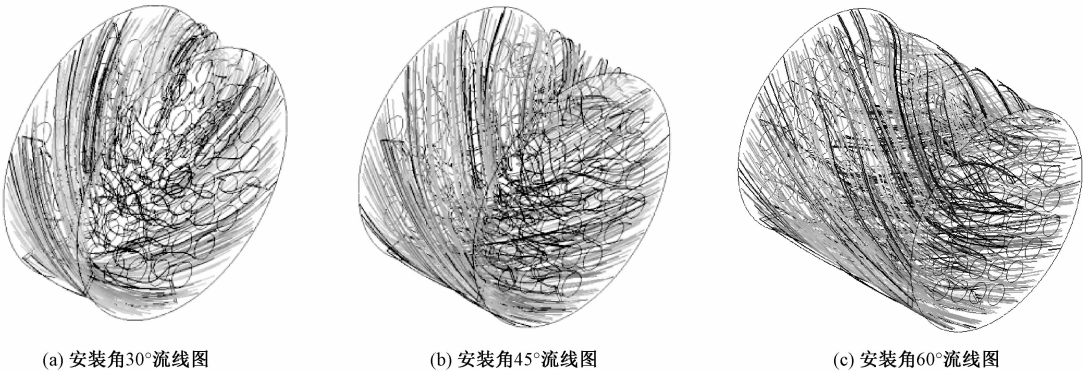


图 3 不同安装角 $Re = 100\ 00$ 周期性模型流线图

Fig.3 The streamlines of periodic model with different installation angle under $Re = 100\ 00$

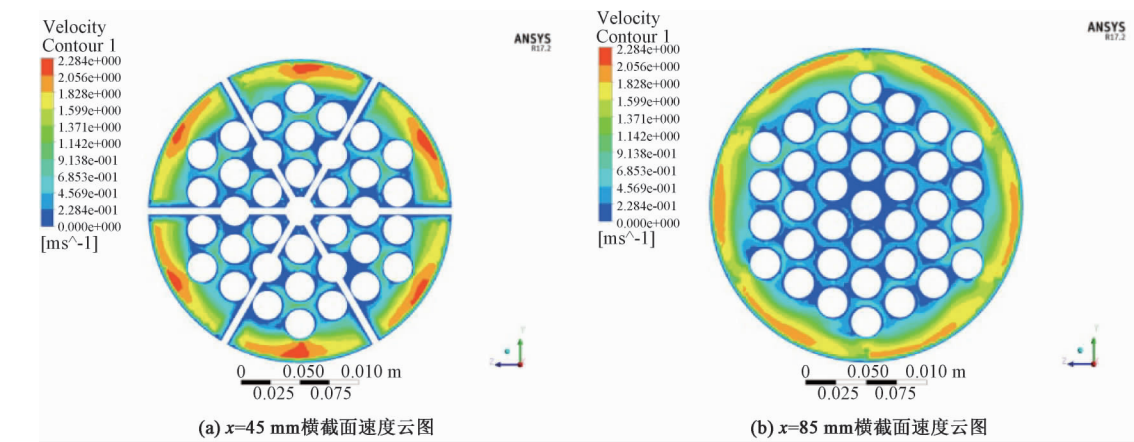


图 4 安装角 30°时横截面速度云图

Fig. 4 Cross section velocity contours at 30° installation angle

由图 4 可以看出流速较高的区域主要分布在筒体周围,而中心区域流速较低.这是因为折流板的引导使得壳程流体螺旋流动产生的离心力导致壳体周围流速升高中心区域流速降低.在该类换热器优化设计中,可以适当减少中心区域布管并增加筒体周围布管,以更加有效地利用换热面积提高换热器传热性能.

图 5 为不同安装角的扇叶型换热器壳程单位长度压降随壳程雷诺数变化的曲线.通过图 5 可以看出,不同流态下,安装角不同时,换热器壳程压降随雷诺数的变化趋势相同:随着雷诺数增大,壳程压降增大.安装角为 30°、45°和 60°时换热器壳程单位长度压降分别为 0.250 ~ 7.308 kPa/m、0.085 ~ 2.770 kPa/m 和 0.027 ~ 0.607 kPa/m,随着安装角的增大,壳程压降减小.不同雷诺数下安装角 60°时壳程压降最低,比安装角 30°和 45°时分别降低了 89.3% ~ 91.7%、68.3% ~ 78.1%,表明安装角为 60°时换热器壳程阻力最小.

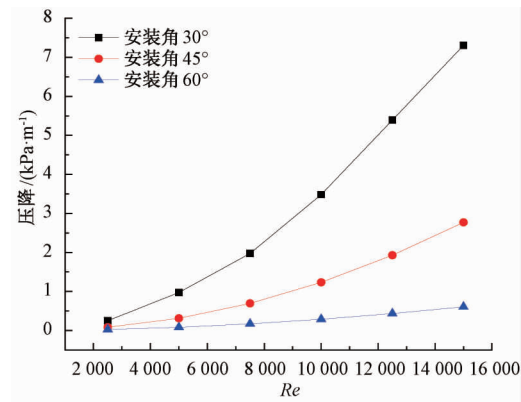


图 5 壳程压降随雷诺数变化曲线

Fig. 5 Shell side pressure drop versus Re

3.2 壳程传热性能分析

图 6 为不同安装角的扇叶型换热器壳程传热

系数随壳程雷诺数的变化曲线.通过图 6 可以看出,不同流态下,安装角不同时,换热器壳程传热系数随雷诺数的变化趋势相同:随着雷诺数增大,壳程传热系数增大.随着安装角的增大,传热系数减小.不同雷诺数下,安装角为 30°的换热器壳程传热系数高于另外两者,比安装角 45°和 60°时分别提高了 9.4% ~ 19.3%、26.6% ~ 31.7%,表明 3 种安装角中安装角为 30°时换热器传热性能最好.

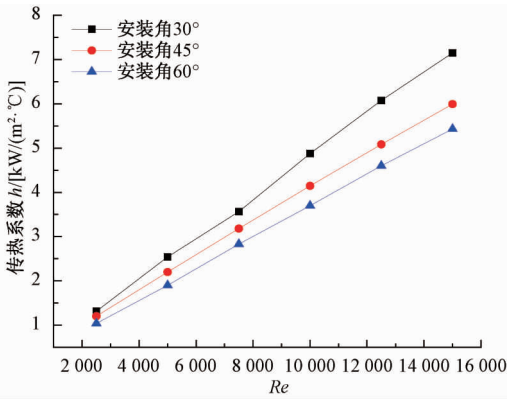


图 6 传热性能随雷诺数变化曲线

Fig. 6 Heat transfer coefficient versus Re

3.3 壳程综合性能分析

换热器传热与阻力综合性能 η 计算式如下^[9]:

$$\eta = \frac{h}{\Delta p}, \tag{7}$$

式中: h 为壳程传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; Δp 为壳程流体压降, kPa .

图 7 为不同安装角的扇叶型折流板换热器壳程综合性能随壳程雷诺数的变化曲线.通过图 7 可以看出,不同流态下,安装角不同时,换热器壳程综合性能随雷诺数的变化趋势相同:随着雷诺

数增大,壳程综合性能减小.不同流态下,安装角 60°时换热器壳程综合性能均明显高于另外两者,表明安装角 60°时换热器的传热与阻力综合性能最好.

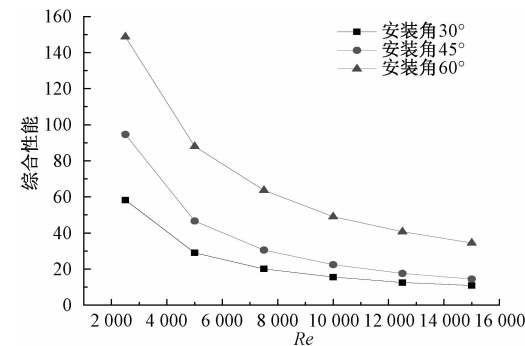


图 7 壳程综合性能随雷诺数变化曲线
Fig.7 Comprehensive performance versus Re

4 结论

- (1)不同安装角下壳程流体流动较为规律,整体呈斜向流动.
- (2)随着安装角增大,壳程压降减小,换热器流动传热综合性能增大,安装角 60°时,换热器壳程压降小于其他两种情况换热性能优于其他两种安装角;扇叶型折流板换热器壳程中心区域流体流速较低,筒体附近区域流体流速较高,优化设计时可以适当调整管束结构布置,中间区域增大管间距,筒体周围区域减小管间距.
- (3)不同流态下,随着安装角增大,换热器传热性能降低,3 种工况下安装角 30°时换热器传热性能最好.

参考文献:

[1] MAAKOUL A E, LAKNIZI A, SAADEDDIN E S, et al. Numerical comparison of shell-side performance for shell and tube heat exchangers with trefoil-hole, helical and segmental baffles [J]. Applied thermal engineering, 2016, 109: 175 – 185.

[2] OZDEN, E, TARI I. Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger [J]. Energy conversion and management, 2010, 51(5): 1004 – 1014.

[3] YOU Y, CHEN Y, XIE M, et al. Numerical simulation and performance improvement for a small size shell-and-tube heat exchanger with trefoil-hole baffles [J]. Applied thermal engineering, 2015, 89: 220 – 228.

[4] KHUSHNOOD S, NIZAM L A. Experimental study on cross-flow induced vibrations in heat exchanger tube bundle [J]. China ocean engineering, 2017, 31(1): 91 – 97.

[5] GAWANDE S H, KESTE A A, NAVALE L G, et al. Design optimization of shell and tube heat exchanger by vibration analysis [J]. Modern mechanical engineering, 2011, 1(1): 6 – 11.

[6] 赖永星,王贺郑,田苗苗. 换热管与折流板孔之间的间隙对换热管动特性影响分析 [J]. 压力容器, 2007, 24(6): 30 – 33.

[7] 王定标, 胡祥报, 郭茶秀, 等. 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, 23(3): 13 – 17.

[8] 董其伍, 吴金星, 刘敏珊, 等. 孔板支撑换热器壳程流场的数值预测 [J]. 压力容器, 2003(8): 4 – 7.

[9] 董聪, 陈亚平, 吴嘉峰, 等. 三分螺旋折流板换热器水-水传热壳侧综合性能 [J]. 化工学报, 2012, 63(3): 721 – 727.

Study on Performances of Blade Baffle Heat Exchanger with Different Baffle Installation Angles

TAN Guofeng^{1,2}, WANG Ke^{1,2}, WANG Yongqing², WANG Dan²

(1. School of Mechanics and Engineering Science, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 2. Key Laboratory of Process Heat Transfer and Energy Saving of Henan Province, Zhengzhou University, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: Three periodic models with different installation angles of the blade baffle heat exchanger were established by the CFD analysis software Fluent. The installion angles were 30°, 45°, 60°, respectively. And the performance of heat exchanger with different installation angles was investigated. Results showed that in the diversion of the baffle, the shell-side flow became sideling flow, which could restrain the flow induced vibration effectively. The velocity of the fluid in the near wall region was higher than that of the central region. With the increase of the installation angle, the shell-side pressure drop decreased, the comprehensive performance and the heat transfer coefficient of the heat exchanger increased. When the installation angle was 30° the heat transfer coefficient was larger than the other two.

Key words: blade baffle; heat exchanger; sideling flow; flow induced vibration; heat transfer performance