

折弯弓形折流板换热器流动换热性能研究

贾梦帆¹, 陈孙艺², 罗小平¹, 刘恒²

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广东广州 510640; 2. 茂名重力石化装备股份公司, 广东茂名 525024)

摘要: 为了提高折流板换热器的换热性能, 改变了折流板换热器的折弯夹角和折流板间距, 利用 ANSYS Fluent 对换热器壳程流体流动与换热过程进行模拟, 分析了不同折流板折弯夹角 α (110° , 135° , 170° 和 180°)、折流板间距 (250, 300 和 350 mm) 和雷诺数 (10 000, 20 000 和 50 000) 对换热器壳程压力、速度和温度的影响。结果表明: 增大雷诺数对改善流动死区有很大的作用, 雷诺数为 50 000 时的流动死区相对于雷诺数为 10 000 时面积减小较大; 随着夹角 α 的减小, 折流板背流侧的流动死区面积逐渐减小、换热器的表面传热系数和进出口压降力越大, 夹角 α 为 110° 时出口温度最小、进出口压降最大, 夹角 α 为 135° 时 PEC 最大且换热器综合性能最优; 折流板间距增大, 压力变化梯度减小, 压差变化幅度减小, 壳程出口温度变化不成正比关系, 间距为 300 mm 时出口温度最低。

关键词: 折弯弓形折流板换热器; 折弯夹角 α ; 雷诺数; 折流板间距; PEC

中图分类号: TK172 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.04.013

[引用本文格式] 贾梦帆, 陈孙艺, 罗小平, 等. 折弯弓形折流板换热器流动换热性能研究[J]. 热能动力工程, 2024, 39(4): 104-113. JIA Meng-fan, CHEN Sun-yi, LUO Xiao-ping, et al. Study on flow heat transfer performance of folded segmental baffle heat exchanger [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(4): 104-113.

Study on Flow Heat Transfer Performance of Folded Segmental Baffle Heat Exchanger

JIA Meng-fan¹, CHEN Sun-yi², LUO Xiao-ping¹, LIU Heng²

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou, China, Post Code: 510640; 2. Maoming Gravity Petrochemical Equipment Joint Stock Company, Maoming, China, Post Code: 525024)

Abstract: In order to enhance the heat transfer performance of the baffle heat exchanger, the bending angle and the spacing of the baffle heat exchanger were changed, and the fluid flow in the heat exchanger shell and heat transfer process were simulated by using ANSYS Fluent software, and the effects on the pressure, velocity and temperature of the fluid flow in the heat exchanger shell were analyzed under different bending angles of 110° , 135° , 170° and 180° , baffle spacings of 250, 300 and 350 mm and Reynolds numbers of 10 000, 20 000 and 50 000. The results show that increasing the Reynolds number has a great effect on improving the dead zone of the flow, and the dead zone of the flow when the Reynolds number is 50 000 has a greater area reduction compared with the Reynolds number of 10 000; with the decrease of the angle, the dead zone area on the baffle backflow side of the fluid flow is gradually reduced, the greater the heat exchanger surface heat transfer coefficient, the greater the inlet and outlet pressure drop. When the angle is 110° , the outlet temperature is minimum, and the inlet and outlet pressure drops are maximum; when the angle is 135° , the performance evaluation criteria (PEC) is maximum, and the overall performance of the heat exchanger is optimal;

the baffle spacing increases, the pressure change gradient decreases, the differential pressure change amplitude decreases, the outlet temperature change in the shell is not proportional to the spacing, and the outlet temperature is the lowest when the spacing is 300 mm.

Key words: folded segmental baffle heat exchanger, bending angle α , Reynolds number, baffle spacing, performance evaluation criteria (PEC)

引言

换热器的应用越来越广泛,其中管壳式换热器的应用占70%左右^[1]。管程和壳程的传热优化设计是提高管壳式换热器传热性能的重要手段,其中,壳程的强化传热效果明显优于管程的强化传热效果^[2]。管束支撑作为壳程流体的扰流组件,对壳程流体的流动特性和传热性能产生显著影响,是提升壳程换热性能的核心组件^[3-5]。由于管束支撑的结构特点,壳程中的流体会受到更多的扰动,形成更加复杂的流动状态,管束支撑结构的选择至关重要。目前,管束支撑结构中最常用的支撑部件是折流板^[6]。其中,弓形折流板是最常见的一种。这种折流板可以使壳程中的流体产生“Z”型流动,从而提高流体的湍流程度,更好地改善传热效果。然而,在流体流动的转折点等特定位置,容易形成流动死区和传热死区。此外,壳程内的流体可能会从横向冲击管束,特别是在雷诺数较高的情况下,流体的诱导作用可能导致管束产生振动,从而使换热器失效^[5,7-8]。

管壳式换热器支撑结构形式优化的思想是,经过优化的折流板设计可以确保壳程流体在一定的压降条件下展现出更强的湍流特性,这也有助于减少或完全消除壳程流体的流动和传热的停滞死区,从而从根本上增强了其整体的换热效果^[4]。管壳式换热器复杂的结构使其内部流体的流动是一个复杂三维过程。研究换热器内部的流体的流动一般采用数值模拟方法,而不用理论研究和实验的方法^[9,10]。乔智晶^[11]、朱博韬等人^[12]和杨鹏^[13]用数值模拟的方法研究了折流板间距对流体流动情况和换热器的综合换热性能的影响,发现换热器综合性能随着折流板间距的增加而增加。崔海波等人^[14]研究发现

壳程压降会随着折流板倾角的增大而减小,当倾角为 5° 时单位压降下换热器的换热系数最大。Wang等人^[15]的研究发现,折流板夹角的改变可以提高换热器的综合性能,夹角为 105° 时其综合性能最佳。Mellal等人^[16]研究了不同雷诺数下折流板间距和其朝向角(折弯夹角)对换热器换热效率的影响,结果发现,当折流板间距为64 mm,折流板朝向角(折弯尖角)为 180° 时,综合性能最高。

但是前人的研究多针对于单段弓形折流板换热器。因此,本文在前人研究的基础上采用数值模拟的方法,针对折弯弓形折流板换热器在不同雷诺数(10 000, 20 000和50 000)、不同折流板间距(250, 300和350 mm)、不同折弯夹角 α (110° , 135° , 170° 和 180°)下换热器壳程内流体的流动和换热器的换热性能进行了分析,同时研究了雷诺数、折流板间距和折弯夹角对壳程压力、速度和温度变化的影响,并根据实验结果选出了综合性能(PEC)最优的折流板换热器。

1 数值计算

1.1 案例设计与几何模型

在对折流板换热器进行建模的过程中,由于模型的复杂性,在确保模型结果准确性的同时,对其进行了简化,以确保模拟的稳定性、准确性和快速的收敛性。经过简化处理的模型主要涵盖了换热管束、折流板、壳体、管板以及壳程进出口接管等组成部分,管子排列方式为正三角形排列。但在建模过程中,筒体壁厚、拉杆、定距管和防冲板等因素被忽略了。利用三维建模软件Solidworks 2014建立换热器壳体模型,换热器壳体的三维模型见图1,其内部结构见图2,换热器主要几何尺寸和相关物性参数见表1。

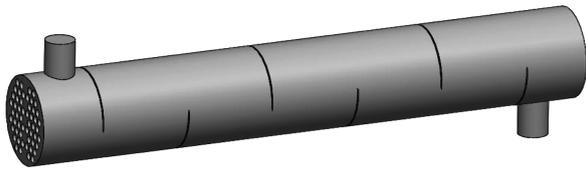


图 1 换热器壳程模型图

Fig. 1 Heat exchanger shell model diagram

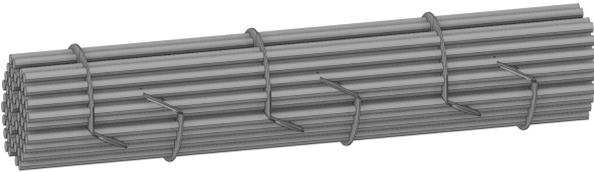


图 2 换热器内部结构图

Fig. 2 Heat exchanger internal structure diagram

表 1 换热器主要的几何尺寸

Tab. 1 Main geometric dimensions of heat exchanger

参 数	数 值
换热器公称长度/mm	1 500
壳体内径/mm	300
壁厚/mm	6
换热管数量	54
换热管管径/mm	25
换热管壁厚/mm	2.5
折流板厚度/mm	4
折弯夹角 $\alpha/(\circ)$	100, 135, 170
折流板间距/mm	300
壳体进出口接管管径/mm	108
壳体进出口接管壁厚/mm	4
弦高/mm	90
接管外伸长度/mm	100
接管与管板距离/mm	200

由于换热器具有对称结构,为了简化计算,采用三维轴对称模型以节省计算时间,即将换热器壳体模型沿轴向一分为二,设置相应的对称面。简化后的模型及热流板折弯位置和缺口尺寸详细说明如图 3 所示。本文中所有折流板折弯位置均在距离换热器表面 165 mm 处,折流板缺口尺寸均为 276 mm。

1.2 网格划分

折流板换热器模型较为复杂,采用非结构化网格对其进行划分,并对管程和壳程的流体进出

口进行了局部加密,整体以较多的网格数来保证计算结果是网格独立的解。经网格无关性验证后,最终确定的网格节点数为 1 204 955 个,单元数为 5 038 668 个,折流板换热器的网格划分情况如图 4 所示。

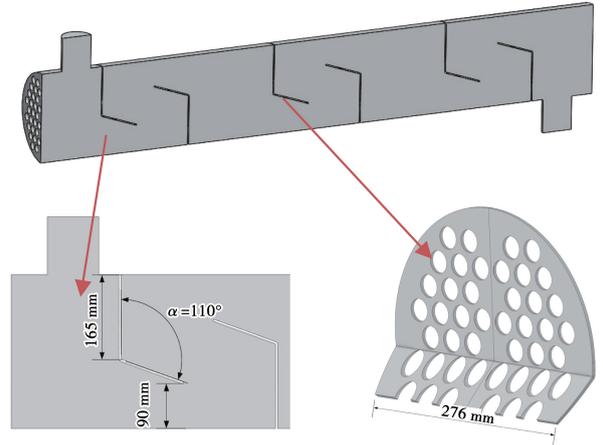


图 3 折弯弓形折流板换热器简化模型及结构详解图

Fig. 3 Simplified model and detailed diagram of structure of folded segmental baffle heat exchanger

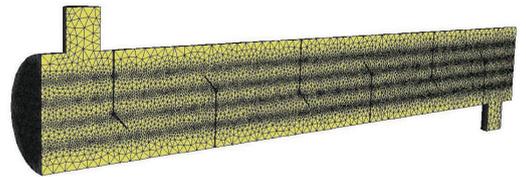


图 4 折流板换热器网格划分图

Fig. 4 Baffle heat exchanger grid division diagram

2 数学模型

2.1 流体流动控制方程

流体主要分为层流和湍流,其中湍流以脉动速度场为特征,主要由速度变化引起,并出现在速度变化的地方。自然界空间存在的流体流动方式为湍流,在模拟折流板换热器内流体的流动时使用湍流模型。水为牛顿流体(不可压缩),其密度为常数,连续流由雷诺平均 Navier-Stokes (RANS) 方程求解。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中: u, v 和 w —速度矢量在 x, y 和 z 方向的分量; t —时间, s; ρ —密度, kg/m^3 。

动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} \quad (4)$$

式中: p —流体压力, Pa; μ —动力粘度 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ 。

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{K}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{K}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{K}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S_T \quad (5)$$

式中: T —温度, K; c_p —比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; S_T —流体的内热源及由于粘性作用流体机械能转换为热能的部分; K —流体的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

标准 $k-\varepsilon$ 模型于 1974 年被 Launder 和 Spalding 提出^[17], 是从实验现象中观察、分析、推敲出来的半经验公式, 实现了优异的数值计算的消耗和计算的精度之间的平衡, 在热交换模拟中应用广泛, 因此本文采用标准 $k-\varepsilon$ 模型求解最合适。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{1\varepsilon} \varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

式中: $G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$; $C_{1\varepsilon}$ 和 $C_{2\varepsilon}$ —经验常数, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$; μ_t —湍流动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; σ_k , σ_ε —湍动能 k 和耗散率 ε 对应的 Prandtl 数^[17], $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

雷诺数计算公式如下所示:

$$Re = \rho v D_e / \mu \quad (8)$$

式中: D_e —水力直径, m; μ —流体动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

由于流体的紊流在接近壁面的区域并未完全形成, 这一区域受到粘度的显著影响, 属于低雷诺数区。然而, 湍流模型更适合高雷诺数区, 因此在靠近壁面的区域内, 湍流模型是不适用的。然而, 壁面函数法能够融合近壁层流区与远壁湍流区的物理特性, 从而估算近壁区的相关数值^[18]。因此, 管壳式换热器近壁面区域使用强化壁面函数法来计算。

2.2 边界条件设置

换热器入口边界条件为速度入口, 温度为 77°C 。为了减缓壁面污垢的形成、减少振动和压降, 换热器中的流体流速一般保持在 $0.1 \sim 10.0 \text{ m/s}$ 范围内, 由此设计进口速度值为 1, 2 和 5 m/s , 由式(8)计算可得雷诺数 Re 为 10 000, 20 000, 50 000。出口边界条件为自由出口, 表压为 0 kPa。

换热器壳体的绝热性能良好, 其热流密度为零, 采用无滑移壁面边界。换热器管程的工质是水, 其换热系数很高, 因此管程的温度变化不大。为了简化网格划分和计算的难度, 并得到在误差范围内的结果, 假设管程所有壁面温度边界是恒定的, 壁面温度设置为 27°C 。由于介质温度、换热管温度差和传热系数以及努塞尔数 (Nu) 没有直接关联, 壁面和介质间取 50°C 温差仅是为了便于图形的后处理。其它外部壁面均设为绝热边界条件。

2.3 折流板换热器换热性能评估

虽然表面传热系数和压力降可以反映换热器壳程的性能, 但是只研究这两个参数不能准确反映其整体的换热性能, 因此选用综合性能评价指标 (Performance Evaluation Criteria, PEC)^[19-21], 来衡量换热器的换热性能, 其计算公式如下所示:

$$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{\sqrt[3]{f/f_0}} \quad (9)$$

努塞尔数 (Nu) 表达式和范宁摩擦阻力因子 (f) 表达式为:

$$Nu = h_w D_e / \lambda \quad (10)$$

$$f = 2\Delta p D_e / \rho L v^2 \quad (11)$$

式中: Nu —努塞尔数; Nu_0 —无孔板换热器努塞尔数; f —流动阻力系数; f_0 —无孔板换热器阻力系数; h_w —对流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; λ —导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; q —热流密度, W/m^2 ; Δp —进出口压降;

L —流动长度, m。

此外,换热器壳程出口温度越低,传热效率越高,换热量越大,因此温度的变化可以直接反映换热器壳程传热性能的变化;而压降越大,换热器所需的能耗越大,压降越小,能耗越小^[22];综合性能评价指标 PEC 反映了换热器的整体换热效率。

3 结果与分析

3.1 不同雷诺数下换热器壳程流体流动性能分析

图 5 为不同雷诺数下折流板折弯夹角 α 为 135° 和 180° 的折流板换热器中心截面速度场分布。由图 5 可知,流动死区的大小与雷诺数及折弯夹角 α 有关系,在折流板主辅板夹角 α 均为 135° 的条件下,随着雷诺数的逐渐增大换热器内部的速度也逐渐增大。通过比较发现,随着雷诺数的增大,流动死区逐渐减小,雷诺数为 50 000 时第 1~5 块折流板背流处的流动死区相对于雷诺数为 10 000 的工况有大幅减小,但在 3 种雷诺数下,第 6 块折流板流动死区变化较小。

3.2 不同折弯夹角 α 下换热器壳程流体流动性能分析

为了更好地分析折流板折弯夹角 α 对折流板换热器内部流场、温度场和综合换热性能的影响,对雷诺数为 10 000、折流板折弯夹角 α 分别为 110° , 135° , 170° 和 180° 时换热器内流体流动进行数值模拟,并根据模拟结果分析了折流板换热器壳程的出口温度、进出口压降、传热系数及 PEC 随着折弯夹角 α 的变化。

3.2.1 折流板换热器中心截面压力场分析

不同折流板折弯角 α 下折流板换热器中心截面压力场如图 6 所示。从图 6 可以看出,在折流板相同间距和缺口高度的情况下,随着 α 的减小整个换热器内部的压力分布幅度增强、分布跨度增大,进出口平均压降随着 α 的减小而明显增大。这是因为随着 α 的减小,两块折流板之间的流通面积减小,流动截面的突变造成折流板的背流侧形成很大的压力损失,流动阻力也逐渐增大,整个系统的压降逐渐增大。比较相邻两块折流板之间的压力场分布可以看出, α 为 135° 时,相邻折流板之间的压力分布较为均匀,系统流动最稳定。

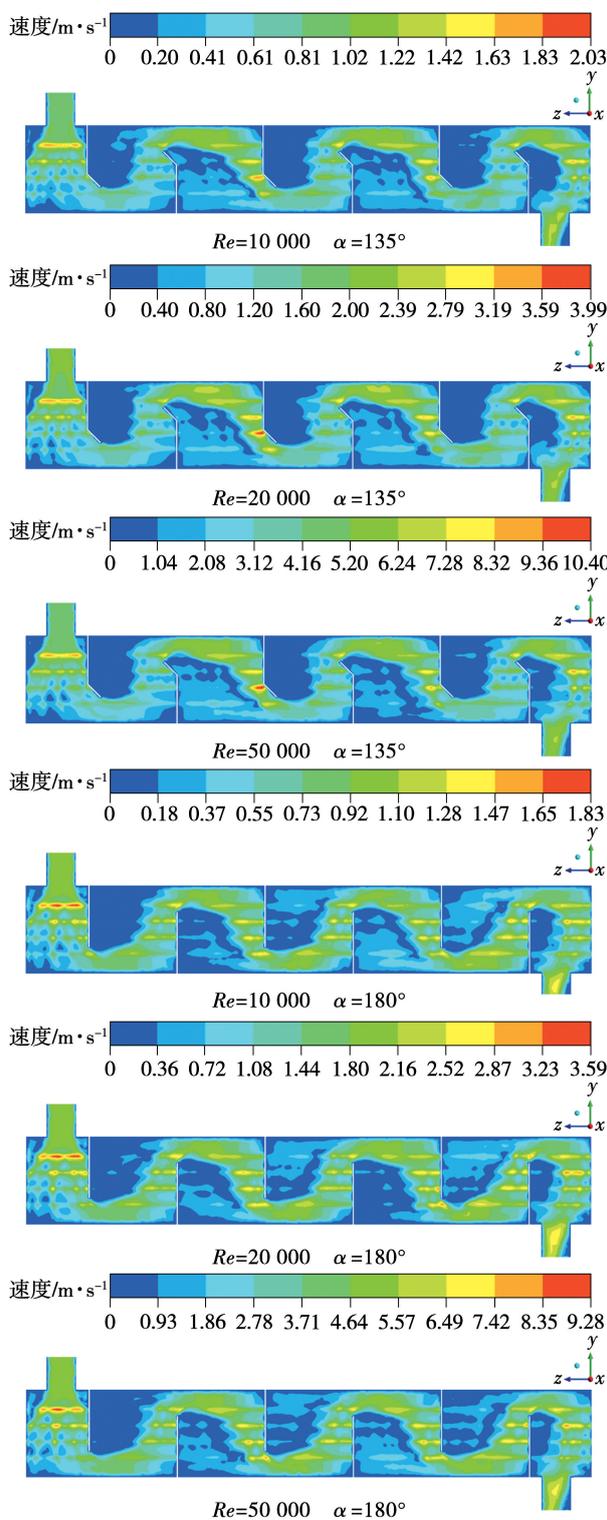


图 5 不同折弯夹角 α 的换热器中心截面速度场
Fig.5 Velocity fields on central section of heat exchanger for different bending angles α

3.2.2 折流板换热器中心截面速度场分析

α 分别为 110° , 135° , 170° 和 180° 的 4 组换热器壳程流体的速度分布如图 7 所示。在折流板的区域

内,流体速度呈现出周期性的波动,这在垂直方向上会对管束造成冲刷。错流区域内,流体沿着“Z”型路径迅速流过,雷诺数逐渐升高。在壳程中,折流板将其划分为多个错流区,位于这些区域中心的流体在较低的雷诺数条件下就能进入湍流状态,从而实现更好的换热效果。由图 7 可见,随着 α 的减小,流体流速的急速上升,湍流的程度也随之增强,这导致折流板的背流侧的流动死区面积逐步缩小,流场分布变得更为均匀。这种现象主要是因为小折弯角度对流动具有更好的导流效果,可以使流体更有效地覆盖整个换热器的壳程。

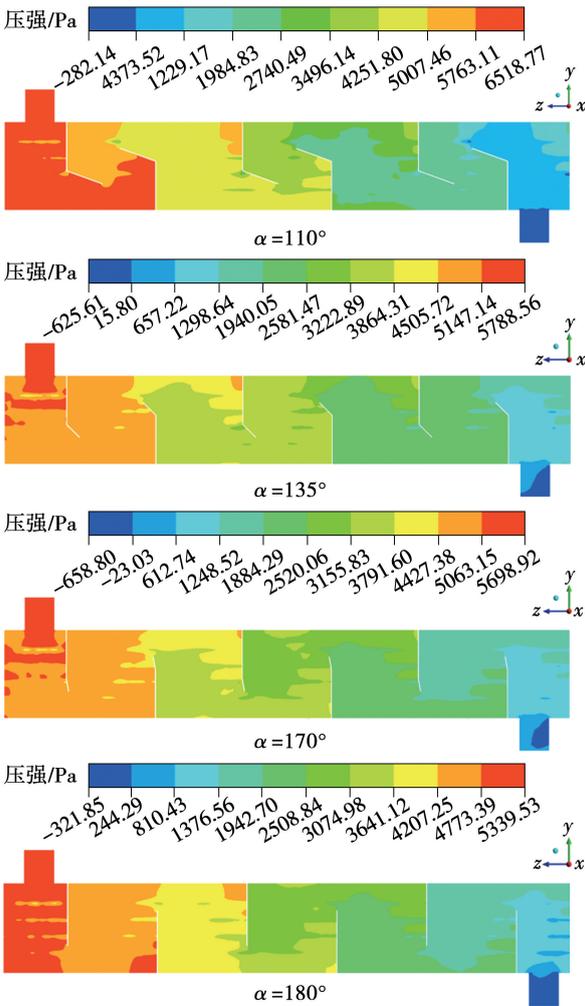


图 6 不同折弯夹角 α 下折流板换热器中心截面压力场

Fig. 6 Pressure fields on central section of baffle heat exchanger for different bending angles α

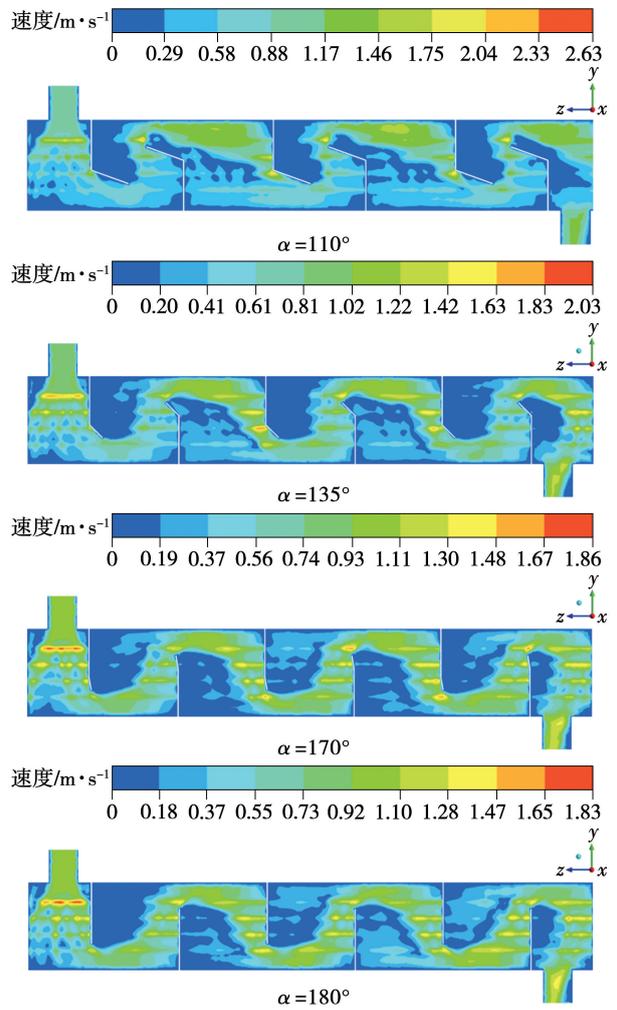


图 7 不同折弯夹角 α 下折流板换热器中心截面的速度场

Fig. 7 Velocity fields on central section of baffle heat exchanger for different bending angles α

此外,折弯夹角 α 为 110° 和 135° 时,第 2,4 块折流板背后的流动死区较小,而折弯夹角 α 为 170° 时,第 2,4 块折流板背后的流动死区较大。比较不同夹角下的模拟结果可以发现,在不同折弯夹角 α 下,第 1,3,5 块折流板背风侧都存在一定的流动死区,后续可对不同夹角 α 下的第 2,4,6 块折流板主体与筒体的夹角进行适当修改,以对第 1,3,5 块折流板背后的流动死区进行改善。

3.2.3 折流板换热器中心截面温度场分析

雷诺数为 10 000, α 分别为 110° 、 135° 、 170° 和 180° 的换热器壳程流体的温度分布如图 8 所示。由图 8 可知,随着 α 的增大,流体温度沿壳程逐渐减小,在相同的工况下会在折流板的背流侧形成流动死区,位于流动死区的流体对管壁的冲刷性能不佳,

导致换热面积缩小和换热管壁面的换热性能下降,从而形成了传热死区。由图 8 可见,折流板折弯夹角 α 对整个换热器的温度分布具有一定的影响,特别是在折流板附近以及换热器出口位置,随着 α 的增大折流板背流侧温度降低、出口整体温度也明显降低。这可能是因为,随着 α 的增大,折流板背流侧流动死区的面积不断减少,流体带走的热量比较多,所以壳程出口的温度呈降低趋势,提高了对流换热效率。

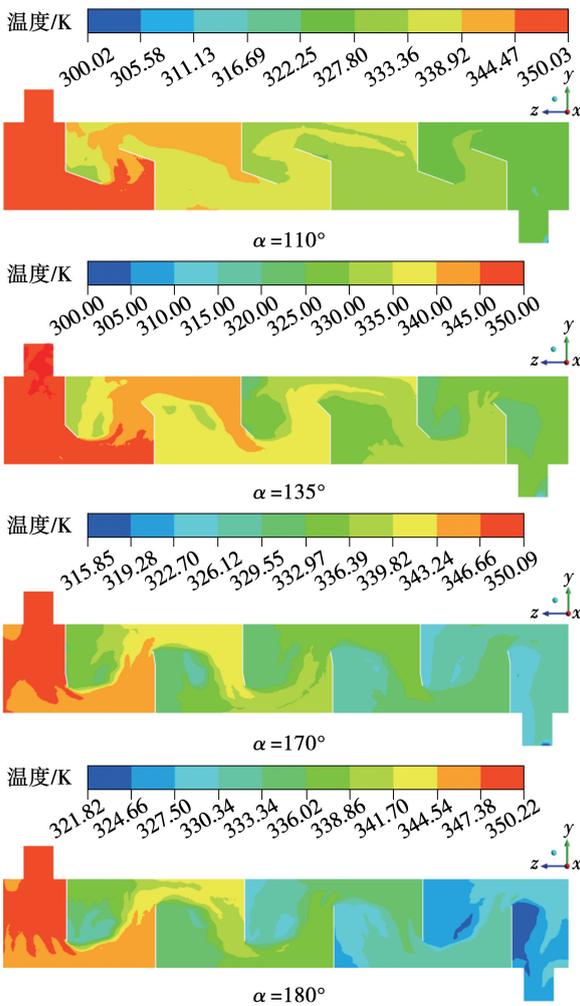


图 8 不同折弯夹角 α 下折流板换热器中心截面的温度场分布

Fig. 8 Temperature fields on central section of baffle heat exchanger for different bending angles α

3.2.4 折流板换热器横截面流场分析

为了更好地分析折流板结构变化带来的影响,研究了折流板背侧的流场变化情况,在折流板背侧取不同的截面,不同折流板折弯夹角 α 下折流板换热器横截面速度场分布如图 9 所示。

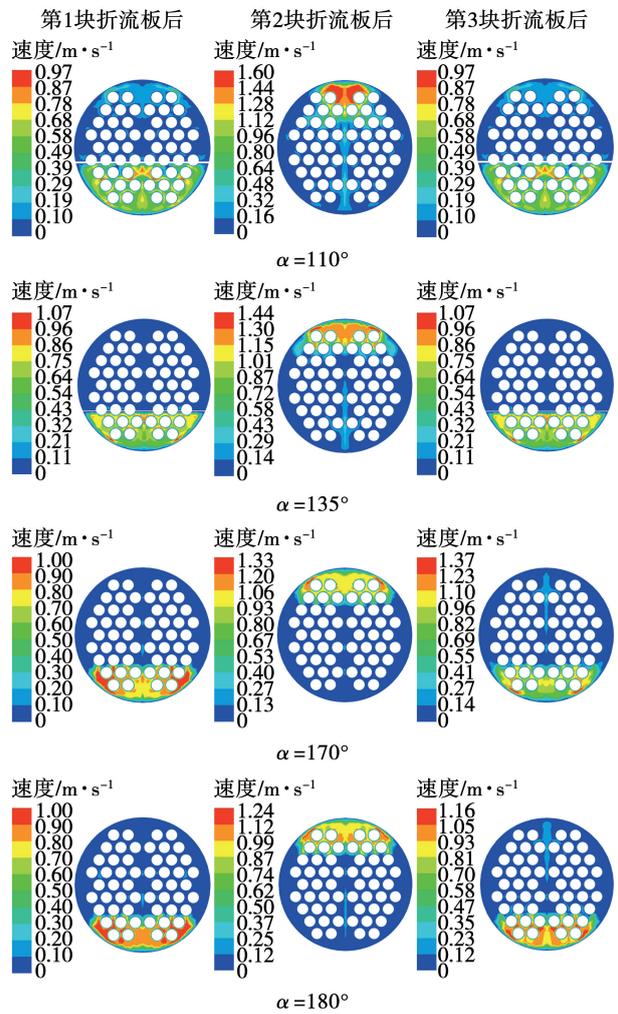


图 9 不同折弯夹角 α 下折流板换热器横截面的速度场

Fig. 9 Velocity fields on cross section of baffle heat exchanger for different bending angles α

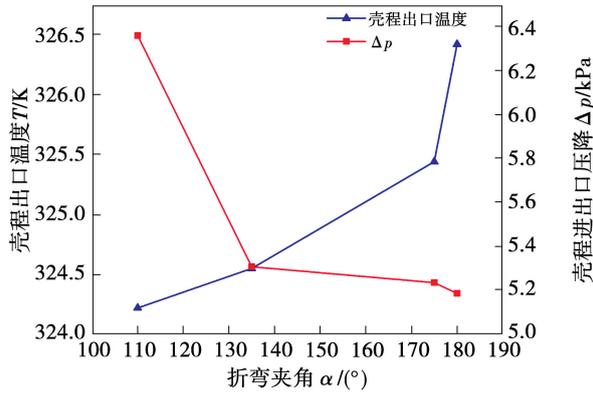
第 1 块折流板后为壳程流体沿换热管束刚进入折流板的迎流侧区域。可以发现,不同折弯夹角 α 下该区域的速度基本相似,随着 α 减小,速度分布变得更加均匀,这是因为折流板 α 减小增大了壳程流体的流通面积,即减小了流通障碍^[23]。

第 2 块折流板后为背流侧,由于流体聚集几乎停止流动,形成了流动死区,其中心区域速度较小,涡流面积大,使局部温度不断升高,换热效率降低。可以看出,随着 α 的减小,该区域速度明显增大,背流侧的速度也有所增大,从而增加了对流换热效率,这可以从图 8 的温度变化情况得到验证。

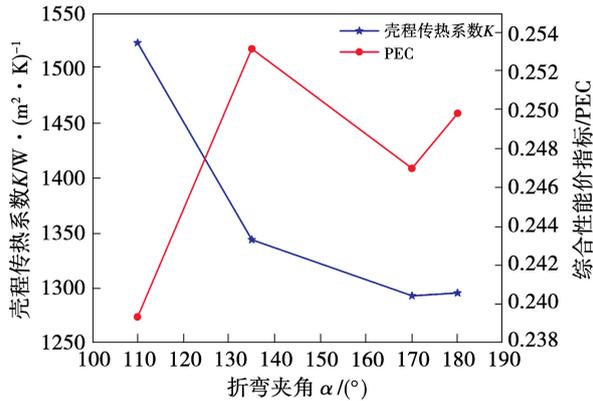
3.2.5 换热器壳程出口温度、进出口压降、传热系数及 PEC 变化分析

折流板换热器随着折弯夹角 α 的增加壳程出

口温度、进出口压降、传热系数及 PEC 变化如图 10 所示。从图 10 可以看出, α 越小, 折流板换热器的传热系数越大, 进出口压降越大, 换热器的能耗越大; α 为 110° 时壳程出口温度最小, 进出口压降最大; α 为 135° 时换热器的 PEC 最大, 综合性能最优。



(a) 壳程出口温度与进出口压降



(b) 壳程传热系数与综合性能评价指标

图 10 不同折弯夹角 α 下壳程出口温度、进出口压降、传热系数和综合性能评价指标 (PEC) 的变化
 Fig. 10 Variations of outlet temperature, inlet and outlet pressure drops, heat transfer coefficient and performance evaluation index (PEC) in the shell for different bending angles α

3.3 不同折流板间距下换热器壳程流体流动性能对比分析

折流板折弯夹角 α 为 135° , 雷诺数为 20 000, 折流板间距分别为 250, 300 和 350 mm 时折流板换热器中心截面的压力场如图 11 所示。从图 11 可以看出, 随着间距的减小, 流体在流动过程中所受到的阻力逐渐增大, 换热器进出口压降越大, 进口处压力也明显增大, 压力损失越大。

不同折流板间距下折流板换热器中心截面的速度场如图 12 所示。从图 12 可知, 随着折流板间距

增大, 流通面积增大, 流速降低, 湍流强度降低, 第 1, 3, 5 块折流板背流侧的流动死区越大, 换热效率较低。因此, 可以根据流体的流量设置合理的折流板间距以降低压降、获得较高的湍流强度, 从而有效提高换热效率。

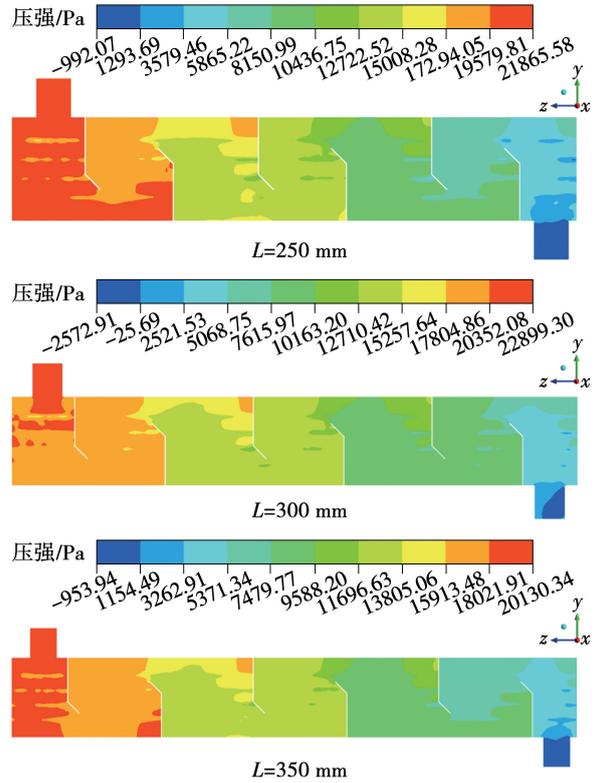
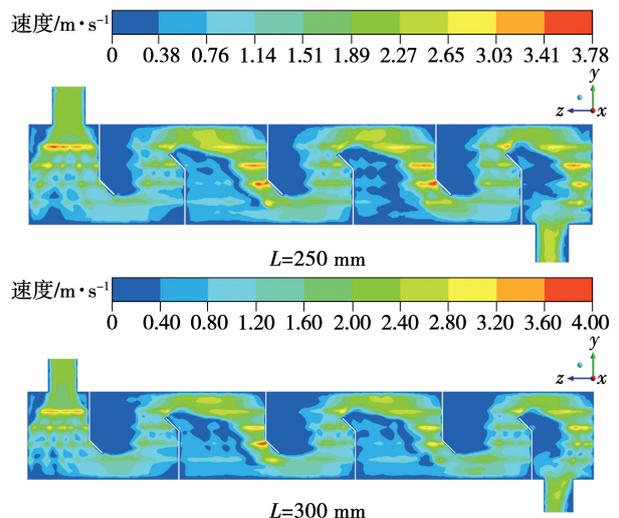


图 11 不同折流板间距下折流板换热器中心截面的压力场

Fig. 11 Pressure fields on central section of baffle heat exchanger for different baffle spacings



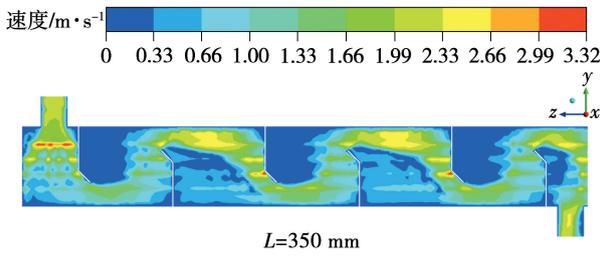


图 12 不同折流板间距下折流板换热器中心截面的速度场分布

Fig. 12 Velocity fields on central section of baffle heat exchanger for different baffle spacings

不同折流板间距下折流板换热器中心截面的温度场如图 13 所示。从图 13 可以看出,折流板间距为 300 mm 时,折流板前后流体温度变化最小,整体变化平稳,且出口处温度分布均匀。

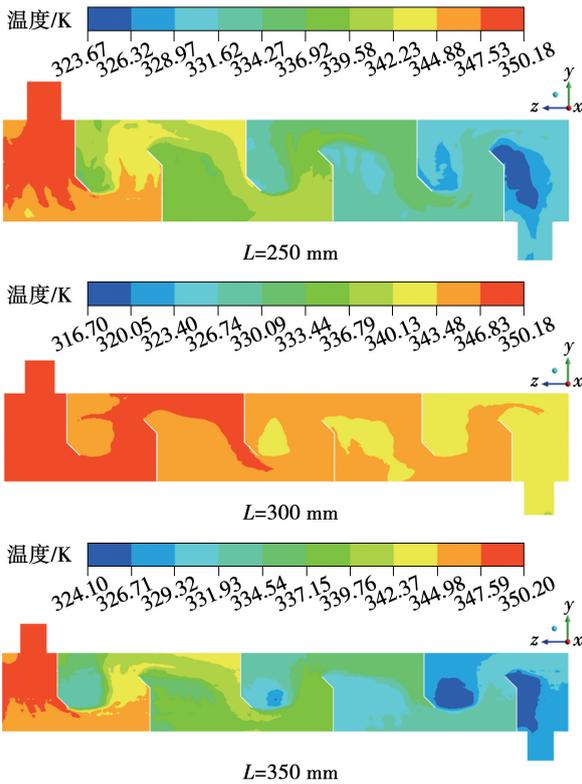


图 13 不同折流板间距下折流板换热器中心截面的温度场分布

Fig. 13 Temperature fields on central section of baffle heat exchanger for different baffle spacings

不同折流板间距下壳程出口温度、进出口压降、壳程传热系数如图 14 所示。可以看出,随着间距的增大,流体流动的压力变化梯度不断减小。出口温度变化较为复杂,间距为 300 mm 时出口温度最低。

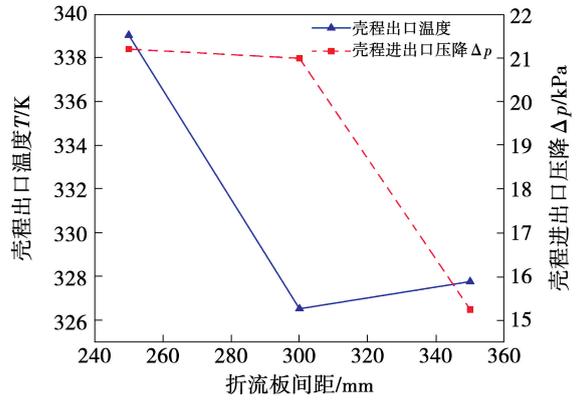


图 14 不同折流板间距下壳程出口温度、进出口压降的变化

Fig. 14 Variation of outlet temperature and inlet and outlet pressure drops in the shell for different baffle spacings

4 结 论

以折弯弓形折流板换热器为研究对象,运用 ANSYS Fluent 模拟了不同折流板折弯夹角 α (110° , 135° , 170° 和 180°)、不同雷诺数 (10 000, 20 000 和 50 000)、不同折流板间距 (250, 300 和 350 mm) 下的换热器壳程压力、速度和温度的变化情况,根据模拟结果对折流板换热器综合换热性能 (PEC) 进行了分析,得出了以下结论:

(1) 流动死区的大小和雷诺数、折弯夹角 α 有关,当实验雷诺数为 10 000, 20 000 和 50 000 时,雷诺数的增大对改善流动死区有很大作用,雷诺数为 50 000 时的流动死区相对于雷诺数为 10 000 有较大的减小;折流板折弯夹角 α 为 110° , 135° , 170° 和 180° 时,随着 α 的减小折流板背流侧的流动死区面积逐渐减小。

(2) 折流板折弯夹角 α 越小,换热器的传热系数越大,进出口压降越大。 α 为 110° 时壳程出口温度最小,进出口压降最大。 α 为 135° 时换热器 PEC 最大,综合性能最优。

(3) 折流板间距为 250, 300 和 350 mm 情况下,折流板间距增大,压力变化梯度减小,压差变化幅度减小,但出口温度变化较为复杂,不是简单的正比关系。其中,折流板间距为 300 mm 时出口温度最低。

参 考 文 献:

[1] 朱文超. 中国发展低碳经济的能源效率及经济结构调整问题研究[D]. 安徽:中国科学技术大学,2013.
 ZHU Wen-chao. Studying Chinese energy efficiency and economic

- structure in developing low carbon economy [D]. Anhui: University of Science and Technology of China, 2013.
- [2] 胡豹. 折流板结构对管壳式换热器性能影响研究 [D]. 武汉: 江汉大学, 2022.
HU Bao. Research on the effect of folding plate structure on the performance of shell and tube heat exchanger [D]. Wuhan: Jianghan University, 2022.
- [3] 吴金星, 魏新利, 乔慧芳, 等. 换热器的管束支撑结构发展概况 [J]. 化工进展, 2006, 25 (S1): 387 - 391.
WU Jin-xing, WEI Xin-li, QIAO Hui-fang, et al. Developing survey on the tube-bundle supports of heat exchangers [J]. Chemical Industry and Engineering Process, 2006, 25 (S1): 387 - 391.
- [4] 郑津洋, 董其伍, 桑芝富. 过程设备设计 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2001.
ZHENG Jin-yang, DONG Qi-wu, SANG Zhi-fu. Process equipment design [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2001.
- [5] 徐鹏, 肖延勇. 壳管式换热器强化传热技术研究进展 [J]. 机电设备, 2020, 37 (4): 72 - 76.
XU Peng, XIAO Yan-yong. Research progress on heat transfer enhancement technology of shell and tube heat exchanger [J]. Mechanical and Electrical Equipment, 2020, 37 (4): 72 - 76.
- [6] 蒋连胜. 管壳式换热器的失效、破坏后成因与控制 [J]. 广州化工, 2016, 44 (16): 173 - 175.
JIANG Lian-sheng. Failure, failure causes and control of tube and shell heat exchanger [J]. Guangzhou Chemical Industry, 2016, 44 (16): 173 - 175.
- [7] 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.
CAO Xing, DU Wen-jing, CHENG Lin. Analyses on flow and heat transfer performance and entropy generation of heat exchanger with continuous helical baffles [J]. CIESC Journal, 2012, 63 (8): 2375 - 2382.
- [8] 沈锋. 螺旋折流板换热器壳程流动特性及其对传热与振动的影响 [D]. 青岛: 青岛科技大学, 2016.
SHEN Feng. Shell flow characteristics of helical baffles heat exchanger and its effect on heat transfer and vibration [D]. Qingdao: Qingdao University of Science and Technology, 2016.
- [9] 王瑞金, 张凯, 王刚. Fluent 技术基础与应用实例 (第2版) [M]. 北京: 清华大学出版社, 2007.
WANG Rui-jin, ZHANG Kai, WANG Gang. Fluent technology fundamentals and application examples (2nd edition) [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2007.
- [10] 王为良. 管壳式换热器壳侧流场数值模拟 [D]. 北京: 中国石油大学, 2010.
WANG Wei-liang. Numerical simulation of shell-side fluid-flow in the shell-and-tube heat exchanger [D]. Beijing: China University of Petroleum, 2010.
- [11] 乔智晶. 弓形折流板换热器壳程流体流动与传热的数值模拟 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2009.
QIAO Zhi-jing. Numerical simulation of shell flow and heat transfer in helical baffles heat exchanger [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2009.
- [12] 朱博韬, 张亚新. 固定管板换热器折流板结构对换热性能的影响及优化设计 [C] // 第十届全国压力容器学术会议论文集, 杭州, 2021.
ZHU Bo-tao, ZHANG Ya-xin. Influence of fixed tube and plate heat exchanger folding plate structure on heat transfer performance and optimization design [C] // Proceedings of 10th China Pressure Vessel Academic Conference, Hangzhou, 2021.
- [13] 杨鹏. 锥形孔折流板换热器的壳侧流动传热性能数值模拟研究 [D]. 张家口: 河北建筑工程学院, 2021.
YANG Peng. Numerical simulation study on the shell-side flow heat transfer performance of folded plate heat exchanger with conical holes [D]. Zhangjiakou: Hebei University of Architecture, 2021.
- [14] 崔海波, 耿向瑾. 折流挡板倾斜角度对管壳式换热器传热影响的数值模拟 [J]. 热力发电, 2019, 48 (5): 31 - 35.
CUI Hai-bo, GENG Xiang-jin. Influence of inclination angle of baffle on heat transfer of shell-and-tube heat exchanger: numerical simulation [J]. Thermal Power Generation, 2019, 48 (5): 31 - 35.
- [15] WANG Y, GU X, JIN Z, et al. Characteristics of heat transfer for tube banks in crossflow and its relation with that in shell-and-tube heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 93: 584 - 594.
- [16] MELLAL M, BENZEGUIR R, SAHEL D, et al. Hydro-thermal shell-side performance evaluation of a shell and tube heat exchanger under different baffle arrangement and orientation [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2017, 121: 138 - 149.
- [17] 王福军. 计算流体力学分析-CFD 软件原理与应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
WANG Fu-jun. Computational fluid dynamics analysis-principles and applications of CFD software [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.
- [18] 刘敏珊, 杨帆, 董其伍, 等. 流体横掠管束模拟中壁面函数影响研究 [J]. 热能动力工程, 2010, 25 (5): 497 - 500.
LIU Min-shan, YANG Fan, DONG Qi-wu, et al. Study of the influence of wall surface functions in simulating a fluid laterally sweeping a tube bundle [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2010, 25 (5): 497 - 500.
- [19] WEBB R L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1981, 24 (4): 715 - 726.
- [20] FAN J F, DING W K, ZHANG J F, et al. A performance evaluation plot of enhanced heat transfer techniques oriented for energy-saving [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52 (1/2): 33 - 44.
- [21] 魏志国, 李华峰, 柯汉兵, 等. 三叶孔板强化换热性能及机理分析 [J]. 化工进展, 2017, 36 (2): 465 - 472.
WEI Zhi-guo, LI Hua-feng, KE Han-bing, et al. Analysis on performance and mechanism of heat transfer enhancement of trifoli-hole baffle [J]. Advances in Chemical Engineering Progress, 2017, 36 (2): 465 - 472.
- [22] 关婷. 管壳式换热器壳程流场与性能研究 [D]. 淮南: 安徽理工大学, 2013.
GUAN Ting. Research on shell and tube heat exchanger shell flow field and performance [D]. Huainan: Anhui University of Technology, 2013.
- [23] 李云, 姜培正. 过程流体机械 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2008.
LI Yun, JIANG Pei-zheng. Process fluid mechanics [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2008. (丛敏编辑)