

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.202001026



内嵌百叶板换热器的 壳程流动与传热特性

张媛媛¹, 程远达¹, 杨晓², 罗成¹, 贾捷¹

(1. 太原理工大学 土木工程学院, 山西 太原 030024;

2. 太原理工大学 电气与动力工程学院, 山西 太原 030024)

摘要: 针对普通弓形板换热器折流板后易出现流动死区的现象,对折流板进行优化设计,并提出一种内嵌百叶板换热器.应用计算流体力学软件 Fluent 得到内嵌百叶板换热器壳程流场分布,并与普通弓形板换热器进行对比,分析百叶角度与百叶数量对换热器性能的影响.结果表明:与普通弓形板换热器相比,百叶可引流部分流体通过折流板,使内嵌百叶板换热器内流动死区面积明显减小,流场分布更加均匀,具有明显的减小壳程流体压降及提高壳程传热系数的作用;在研究范围内,当百叶角度为 60° ,百叶数量为每组 4 片时,换热器的综合性能最佳,综合评价因子可达 1.76~2.05.

关键词: 内嵌百叶板换热器; 压降; 传热系数; 壳程

中图分类号: TQ 021.3

文献标志码: A

文章编号: 1000-5013(2020)04-0493-08

Flow and Heat Transfer Characteristics of Shell Side of Embedded Louver Heat Exchanger

ZHANG Yuanyuan¹, CHENG Yuanda¹,
YANG Xiao², LUO Cheng¹, JIA Jie¹

(1. College of Civil Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;

2. College of Electrical and Power Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: Aiming at the phenomenon that the flow dead zone is easy to form behind the baffle plate of the common bow plate heat exchanger, the optimization design of the baffle plate was carried out, and an embedded louver heat exchanger was proposed. The computational fluid dynamics software Fluent was used to obtain the flow field distribution of shell side of the embedded louver heat exchanger, which was compared with the common bow plate heat exchanger. The effects of louver angle and number on the performance of the heat exchanger were analyzed. The results show that compared with the common bow plate heat exchanger, the louver guides part of the fluid through the baffle plate, so that the area of the dead zone in the embedded louver heat exchanger is significantly reduced, and the flow field distribution is more uniform. The effect of reducing the shell-side fluid pressure and increasing the shell-side heat transfer coefficient is obvious. In the scope of study, when the louver angle is 60° and the number is 4 pieces per group, the comprehensive performance of the heat exchanger is the best, and the comprehensive evaluation factor can reach to 1.76-2.05.

Keywords: embedded louver heat exchanger; pressure drop; heat transfer coefficient; shell side

收稿日期: 2020-01-20

通信作者: 程远达(1985-),男,教授,博士,主要从事建筑节能方面的研究. E-mail: chengyuanda@tyut.edu.cn.

基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFD1100701); 山西省重点研发计划项目(201803D121105)

管壳式换热器又称列管式换热器,是以封闭壳体中管束的壁面作为传热面的间壁式换热器,具有结构简单、操作可靠,以及可适应高温、高压等特点.因此,管壳式换热器被广泛地应用于石油、化工、能源动力等行业^[1].在管壳式换热器中,具有较高传热膜系数的弓形板换热器受到学者较多的关注.然而,弓形板换热器中的折流板使壳程流体呈“Z”字形流动,在折流板后形成流体流动死区及回流区,导致较高的压力损失^[2].

国内外学者针对弓形板换热器壳程流体流动过程的优化进行了大量的研究,例如,改造传统的单弓形折流板,以及采用新型支撑结构等.单弓形折流板的改造主要采用各种异型孔(矩形孔、外加小圆孔、大管孔、梅花孔和网状孔等^[3-6])代替原有的圆孔,使部分流体通过折流板并产生射流,从而减小流动死区,强化传热,但异型孔结构制造较为困难,且存在结垢问题^[3].目前,已提出的双弓形折流板、曲面折流板、折流杆、圆盘-圆环折流板、扭转型结构等新型支撑结构^[7-14]也未从根本上改变壳程流体的“Z”字形流动,折流板后仍存在较大的流动死区和压力损失^[15].罗富强^[16]提出依靠扁管外缘螺旋线的点相互支撑的扁管自支撑结构,这种无折流板的形式可消除流动死区,增强壳程流体湍流度和换热性能,但加工工艺较为复杂,且存在清洗困难的问题. Peng 等^[17]对美国 ABB 公司开发的螺旋折流板进行实验研究,发现螺旋折流板换热器单位压降下的传热系数比弓形板换热器提高 10% 以上,连续的螺旋结构可诱导壳程流体呈螺旋状流动,有效地消除了流动死区.然而,螺旋折流板换热器因制造及安装难度较大,尚未实现规模化应用.

在非连续型螺旋折流板的研究方面,搭接式螺旋折流板及重叠式螺旋折流板的换热性能弱于连续型螺旋折流板,且重叠式螺旋折流板存在三角区漏流现象^[18-21].基于此,本文提出一种内嵌百叶板换热器,研究百叶角度与百叶数量等关键设计参数对内嵌百叶板换热器综合性能的影响.

1 几何模型及其验证

1.1 几何模型

在 solidworks 软件中分别建立普通弓形板换热器和内嵌百叶板换热器的全截面三维简化模型.普通弓形板换热器模型,如图 1 所示.内嵌百叶板换热器管束装配模型,如图 2 所示.内嵌百叶板预热器由外壳、换热管束及百叶折流板组成,通过在弓形折流板周边的布管空白区域等间距布置导流叶片,以强化换热器的流动与换热过程.不同换热器中的换热管束均采用等边三角形的方式布设.

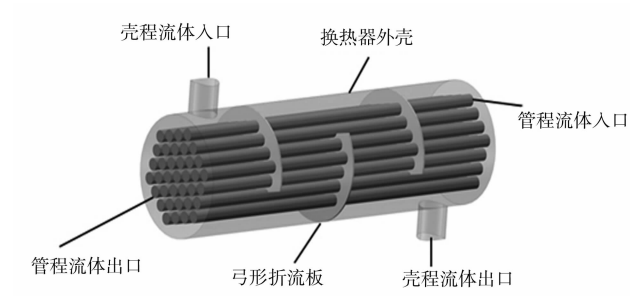


图 1 普通弓形板换热器模型
Fig.1 Model of common bow plate heat exchanger

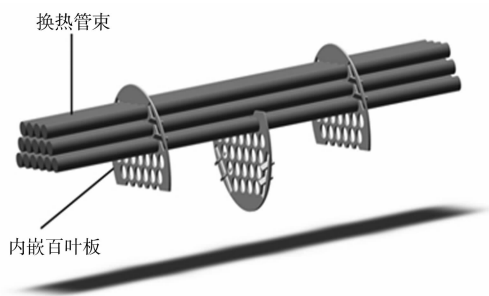


图 2 内嵌百叶板换热器管束装配模型
Fig.2 Assembly model of tube bundle of embedded louver heat exchanger

换热器的主要几何参数,如表 1 所示.表 1 中: D 为壳程外径; N 为换热管数; η_H 为折流板缺口高度百分比; L 为有效长度; d_{in}, d_{out} 分别为壳程进、出口管径; N_b 为折流板数量; d 为换热管直径; Z 为换

表 1 换热器的主要几何参数

Tab.1 Primary geometric parameters of heat exchangers

项目	数值	项目	数值	项目	数值
D/mm	380	L/mm	1 300	d/mm	$\phi 38\times 2$
$N/\text{根}$	37	$d_{in}, d_{out}/\text{mm}$	100, 100	Z/mm	48
$\eta_H/\%$	30	$N_b/\text{片}$	3	X/mm	325

管中心距; X 为折流板间距.

1.2 参数计算

换热器壳程压降及传热系数的计算过程为

$$Q=M \cdot c_p \cdot (T_{out}-T_{in}), \tag{1}$$

$$h=\frac{Q}{\Delta T_m \cdot A}, \tag{2}$$

$$\Delta T_m=\frac{(T_{tube}-T_{in})-(T_{tube}-T_{out})}{\ln[(T_{tube}-T_{in})/(T_{tube}-T_{out})]}, \tag{3}$$

$$A=N \cdot \pi dL, \tag{4}$$

$$\Delta P=P_{in}-P_{out}. \tag{5}$$

式(1)~(5)中: Q 为壳侧流体传热量, W ; M 为壳程流体质量流量, $kg \cdot s^{-1}$; c_p 为比热容, $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$; h 为传热系数, $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$; $T_{in}, T_{out}, T_{tube}$ 分别为壳程流体入口、出口及管壁的温度, K ; ΔT_m 为换热对数平均温差, K ; A 为传热面积, m^2 ; ΔP 为壳程压降, Pa ; P_{in}, P_{out} 为壳程进、出口压力, Pa .

1.3 控制方程及计算方法

采用计算流体力学软件 Fluent, 对普通弓形板换热器及内嵌百叶板换热器的性能进行对比研究. 换热器流动与换热的控制方程如下.

连续性方程为

$$\partial u_i / \partial x_i = 0. \tag{6}$$

动量方程为

$$\rho \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial P}{\partial x_i}. \tag{7}$$

能量方程为

$$\frac{\partial (\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right). \tag{8}$$

k 方程为

$$\rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \epsilon. \tag{9}$$

ϵ 方程为

$$\frac{\partial (\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{c_1 \epsilon}{k} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - c_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}. \tag{10}$$

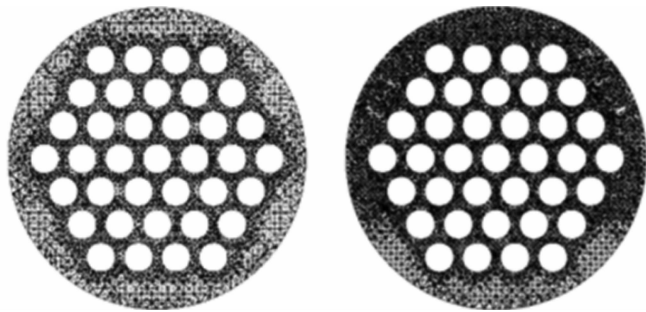
式(6)~(10)中: u_i, u_j 为速度分量; x_i, x_j 为坐标分量; ρ, μ, P 分别为流体的密度、粘度和压力; T 为流体温度; λ 为流体导热系数; k 为湍流脉动动能; σ_k 为 k 对应的 Prandtl 数; μ_t 为湍动粘度; ϵ 为湍流脉动动能的耗散率; σ_ϵ 为 ϵ 对应的 Prandtl 数; c_1, c_2 均为常数.

采用 $k-\epsilon$ 湍流模型求解湍流方程; 采用二阶迎风格式进行动量和能量的离散; 采用压力速度耦合的半隐式方法 SIMPLE 和三阶 QUICK 格式求解控制方程. 能量方程的收敛残差设置为 1×10^{-6} , 其余方程的收敛残差均为 1×10^{-4} .

1.4 网格及边界条件设置

由于换热器的结构较为复杂, 故采用正四面体非结构网格进行数值模拟, 并对管壁和折流板处的网格进行加密处理. 两种换热器的截面网格图, 如图 3 所示.

为节约计算资源并保证模拟结果的准确性, 对两种换热器模型各划分 5 组不同数量的网格进行独立性检验. 其中, 普通弓形板换热器的 5 组网格数量



(a) 普通弓形板换热器

(b) 内嵌百叶板换热器

图 3 两种换热器的截面网格图

Fig. 3 Sectional grid diagram of two heat exchangers

分别为 753 294,1 284 861,2 043 675,2 523 694,3 102 659;而内嵌百叶板换热器的 5 组网格数量分别为 686 591,1 163 862,2 105 532,2 692 893,3 061 674.

两种换热器壳程压降(ΔP)随网格数目(n)的变化,如图 4 所示.由图 4 可知:当普通弓形板换热器的网格数量分别为 2 523 694,3 102 659 时,其压降计算偏差小于 1.5%;当内嵌百叶板换热器网格数量分别为 2 692 893,3 061 674 时,压降计算偏差小于 1.5%.在数值模拟计算中,最终确定普通弓形板换热器的网格数量为 2 523 694,内嵌百叶板换热器的网格数量为 2 692 893.

壳程入口采用速度入口边界,不同工况下的入口流速(v)为 $0.50\sim1.50\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$;给定入口温度为 278.15 K ;湍流选项采用湍流度与水力直径;壳程出口采用压力出口边界;换热管束采用定壁温边界,给定温度为 293.15 K ;折流板、百叶片及壳程壁面采用不可渗透、无滑移绝热边界;壳程材料为碳钢,管束材料为黄铜,壳程介质为常物性水.

湍流度 $I^{[22]}$ 的计算式为

$$I=0.16Re^{-1/8}.$$

(11)

式(11)中: Re 为壳程流体雷诺数.

1.5 模型验证

为了验证模型的可靠性,将普通弓形板换热器的壳程压降(ΔP_0)模拟值与计算值(通过文献[23]的压降计算公式得到)进行对比,结果如图 5 所示.由图 5 可知:壳程压降模拟值与计算值的最大偏差为 13.9%.这是因为计算公式考虑了折流板与管束、壳壁间的漏流,而模型已简化为无缝隙结构,故模拟值略大于计算值,但两者偏差仍在工程可接受范围内,故文中采用的数值模型仍是可靠的.

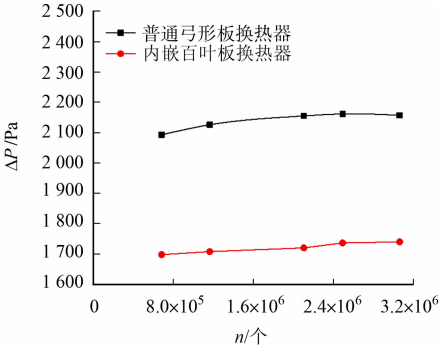


图 4 壳程压降随网格数目的变化
Fig. 4 Variation of pressure drop with number change of grids

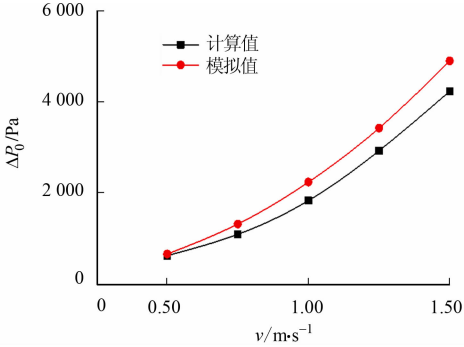


图 5 壳程压降模拟值与计算值的对比
Fig. 5 Pressure drop comparison of simulated values with formula values

1.6 模拟工况设置

对处于 7 种工况(工况 0~工况 6)下的换热器性能进行模拟研究,设置 5 种入口流速(a~e)分别为 $0.50,0.75,1.00,1.25,1.50\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,共模拟 35 个算例.算例的工况设置,如表 2 所示.表 2 中: θ 为百叶角度; m 为每组折流板上附着百叶片数,即百叶数量.

表 2 算例的工况设置

Tab. 2 Working condition setting of example

换热器	工况	$\theta/(^{\circ})$	$m/\text{片}$	$v/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$				
				a	b	c	d	e
普通弓形板 换热器	工况 0	—	—	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50
	工况 1	30	6	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50
	工况 2	45	6	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50
内嵌百叶板 换热器	工况 3	60	6	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50
	工况 4	60	4	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50
	工况 5	60	8	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50
	工况 6	60	10	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50

2 结果与分析

2.1 两种换热器壳程流场对比

普通弓形板换热器与内嵌百叶板换热器的壳程速度云图及局部速度矢量图，如图 6,7 所示。由图 6 可知：普通弓形板换热器壳程流体横向冲刷管束，整体呈现“Z”字形流动；当流体流经折流板时，由于流动方向突然转变，动能损失较大，在折流板缺口区，流体流速较高；当流体到达折流板后方时，由于流动面积突然增大，流体流速降低，并在折流板后方形形成大面积流动死区及旋涡状的回流区，影响流体与管束之间的对流换热。

由图 7 可知：在内嵌百叶板换热器中，当流体流经折流板时，在导流百叶的作用下，部分流体通过折流板形成圆弧状流动，其余流体则仍通过缺口区形成“Z”字形流动；两种流动形式的配合有效地减小折流板后流动死区与回流区的面积，增强壳程扰动，减少因突然转向造成的压力损失，流场分布更加均匀。

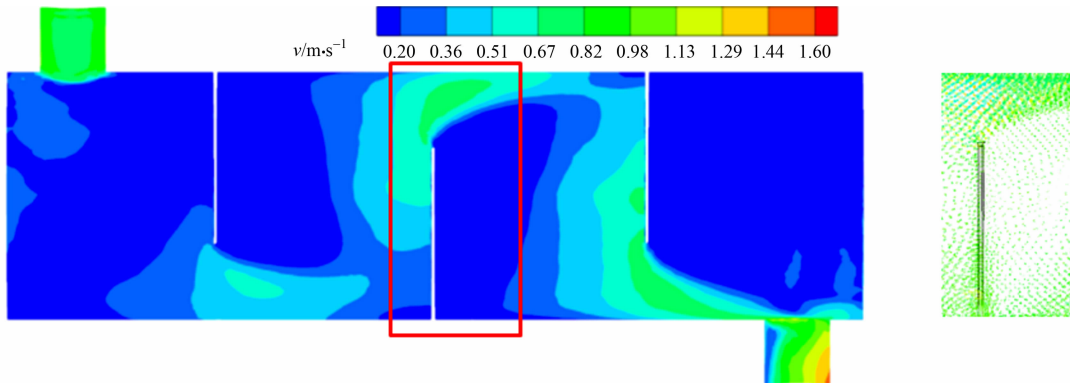


图 6 普通弓形板换热器的壳程速度云图及局部速度矢量图

Fig. 6 Shell side velocity nephogram and local velocity vector graph of common bow plate heat exchanger

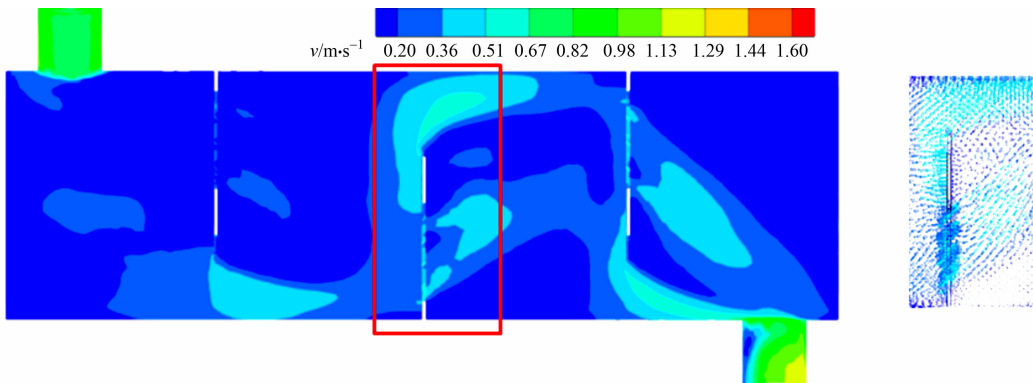


图 7 内嵌百叶板换热器的壳程速度云图及局部速度矢量图

Fig. 7 Shell side velocity nephogram and local velocity vector graph of embedded louver heat exchanger

2.2 百叶角度对内嵌百叶板换热器性能的影响

设置百叶数量为 6 片，在不同百叶角度的条件下，内嵌百叶板换热器壳程压降(ΔP_e)随入口流速的变化情况，如图 8 所示。由图 8 可知：随着百叶角度的增大，壳程压降减小；当百叶角度为 30° 时，相较于普通弓形板换热器，内嵌百叶板换热器的壳程压降减小 $12.1\% \sim 13.0\%$ ；当百叶角度为 45° 时，壳程压降减小 $20.2\% \sim 21.4\%$ ；当百叶角度为 60° 时，壳程压降减小 $21.2\% \sim 23.2\%$ 。这是因为随着百叶角度的增大，相邻百叶叶片间的流体通道截面积增大，有利于流体通过，减少流体局部动能的损失，使壳程压降减小。

在不同百叶角度的条件下，换热器传热系数(h_e)随入口流速的变化情况，如图 9 所示。由图 9 可知：随着入口流速的增加，内嵌百叶板换热器的传热系数逐渐增大，但传热系数并未随百叶角度的增大而呈现单调性变化；当百叶角度为 60° 时，内嵌百叶板换热器的传热系数最大；当百叶角度为 30° 时，传热系数次之；当百叶角度为 45° 时，传热系数最小。这是因为百叶角度的增大使相邻百叶叶片间隙增大，百叶

片导流量增大,折流板后流动死区和回流区的面积减小,流体与管束得以充分换热.此外,小角度的百叶片可导流流体产生较高的扬程,使其流出折流板后,最终与通过缺口区的流体汇合并一起斜向冲刷管束换热.由此可知,百叶角度为 30°的换热器的换热能力强于百叶角度为 45°的换热器,但仍弱于百叶角度为 60°的换热器;与普通弓形板换热器相比,内嵌百叶板换热器的传热系数可提高 16.4%~27.6%.

以普通弓形板换热器性能为基准,将 φ 作为内嵌百叶板换热器性能的评价因子,则有

$$\varphi=\frac{h_e/h_0}{\Delta P_e/\Delta P_0} \tag{12}$$

式(12)中: h_0 为普通弓形板换热器的传热系数.

在不同百叶角度的条件下,内嵌百叶板换热器的评价因子随流速的变化情况,如图 10 所示.由图 10 可知:在研究的流速变化范围内,各角度条件下内嵌百叶板换热器评价因子 φ 均大于 1.0,表明其综合性能优于普通弓形板换热器;百叶角度为 60°的内嵌百叶板换热器的评价因子为 1.74~1.86;百叶角度为 45°的内嵌百叶板换热器评价因子为 1.43~1.64;百叶角度为 30°的内嵌百叶板换热器评价因子为 1.36~1.61.因此,在研究范围内,百叶角度的最佳参数为 60°.

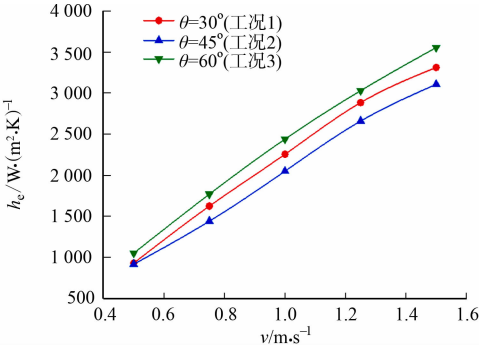


图 9 传热系数随入口流速的变化情况(不同百叶角度)

Fig. 9 Variation of heat transfer coefficient with inlet flow velocity (different louver angles)

2.3 百叶数量对内嵌百叶板换热器性能的影响

设置百叶角度为 60°,在不同百叶数量的条件下,内嵌百叶板换热器壳程压降随入口流速的变化情况,如图 11 所示.由图 11 可知:随着百叶数量的增加,换热器壳程压降逐渐增大,且增幅逐渐变缓;当百叶数量由 4 片增至 6 片时,压降增幅较大;当百叶数量由 6 片增至 10 片时,压降增幅逐渐减小.

百叶数量对壳程压降的影响主要通过影响流体流道截面面积实现,当百叶数量增加时,相邻百叶间距减小,流体通道截面面积减小,百叶区流量减小,缺口区流量增加,从而使壳程压降增大.当百叶数量为 6 片时,由于通过百叶区的大部分流体速度方向与百叶方向一致,继续增加百叶数量,百叶区流量不会产生较大的变化,故壳程压降变化不大;当百叶数量为 4 片

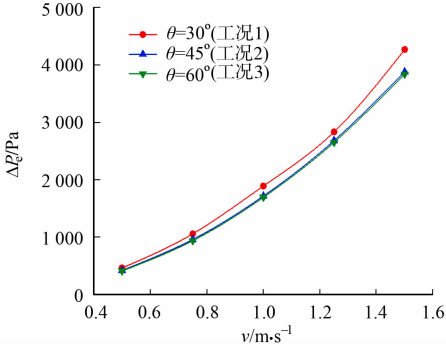


图 8 壳程压降随入口流速的变化情况(不同百叶角度)

Fig. 8 Variation of pressure drop in shell side with inlet flow velocity (different louver angles)

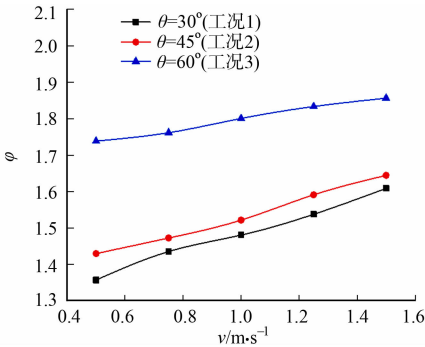


图 10 评价因子随入口流速的变化情况(不同百叶角度)

Fig. 10 Variation of evaluation factor with inlet flow velocity (different louver angles)

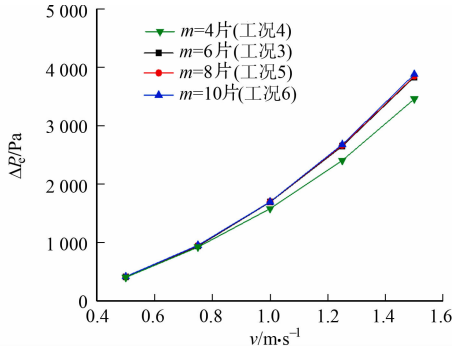


图 11 壳程压降随入口流速的变化情况(不同百叶数量)

Fig. 11 Variation of pressure drop in shell side with inlet flow velocity (different louver numbers)

时,壳程压降最小.

在不同百叶数量的条件下,内嵌百叶板换热器传热系数随入口流速的变化情况,如图 12 所示.由图 12 可知:内嵌百叶板换热器的传热系数随百叶数量的增加呈现减小的趋势;当百叶数量为 4 片时,传热系数最高;当百叶数量为 10 片时,传热系数最低.

传热系数的变化与百叶区流量变化相关,百叶数量减少,流体通道截面积增大,通过百叶区的流量增大,对折流板后流体扰动强烈,增加流体与管束间有效传热面积.当百叶数量从 6 片增加至 10 片时,带来的流量变化不大,因此,工况 3,5,6 的内嵌百叶板换热器传热系数相差不大.

在不同百叶数量的条件下,内嵌百叶板换热器评价因子随入口流速的变化情况,如图 13 所示.由图 13 可知:当百叶数量为 4 片时,内嵌百叶板换热器的综合性能最好,换热器评价因子可达 1.76~2.05.

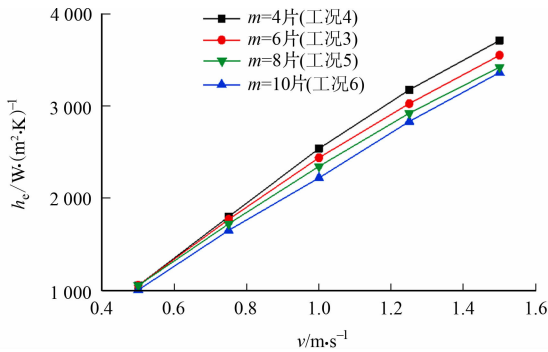


图 12 传热系数随入口流速的变化情况(不同百叶数量)

Fig. 12 Variation of heat transfer coefficient with inlet flow velocity (different louver numbers)

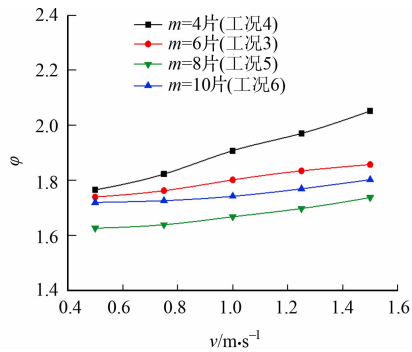


图 13 评价因子随入口流速的变化情况(不同百叶数量)

Fig. 13 Variation of evaluation factor with inlet flow velocity (different louver numbers)

3 结论

1) 内嵌百叶板换热器壳程部分流体在百叶片导流作用下呈圆弧状流动,配合主流“Z”字形流动,削弱折流板后流动死区现象,增强流体湍流度,使流场分布更加均匀.与普通弓形板换热器相比,内嵌百叶板换热器更加高效节能.

2) 百叶角度及百叶数量对内嵌百叶板换热器性能影响显著.随着百叶角度增大,百叶导流量增加,壳程压降随之减小.在研究范围内,当百叶角度为 60°时,换热器壳程压降最小;多方面的综合作用使百叶角度为 60°的换热器传热系数最大,百叶角度为 30°的换热器传热系数次之,百叶角度为 45°的换热器传热系数最小.百叶数量通过流体通道截面积影响换热器性能,当百叶数量为每组 4 片时,壳程压降最小,传热系数最大.

3) 当百叶角度为 60°,百叶数量为每组 4 片时,内嵌百叶板换热器的综合性能最佳,换热器评价因子可达 1.76~2.05.

参考文献:

[1] HASSAN H,MEHDI N,SIMA A M. A comparative study on the shell and tube and gasket-plate heat exchangers: The economic viewpoint[J]. Applied Thermal Engineering,2016,92(10):271-282. DOI:10. 1016/j. applthermaleng. 2015. 08. 110.

[2] STHLK P. Different strategies to improve industrial heat exchanger[J]. Heat Transfer Engineering,2002,23(6):36-48. DOI:10. 1080/01457630290098673.

[3] 华媛. 不同折流板管壳式换热器数值模拟[D]. 青岛:青岛科技大学,2014.

[4] 郭震,郎红方,周帼彦,等. 三叶孔板换热器壳程传热与压降[J]. 化工学报,2014,65(10):3811-3819. DOI:10. 3969/j. issn. 0438-1157. 2014. 10. 010.

[5] 姚瑶,韩东,罗朝嘉,等. 梅花形孔板换热器壳程流动与换热特性模拟[J]. 能源化工,2017,38(1):85-90.

[6] 王翠华,张平,吴剑华,等. 网状孔板纵向流换热器壳程流体流动及换热的三维数值模拟[J]. 化工进展,2011,30

- (9):1932-1936. DOI:10.16085/j.issn.1000-6613.2011.09.002.
- [7] MUKHERJEE R. Use double-segmental baffles in the shell-and-tube heat exchangers[J]. Chemical Engineering Progress,1992,88(11):47-52. DOI:10.1016/S1872-5791(07)60010-4.
- [8] 牛伟. 双弓形板换热器壳程流动与传热数值模拟[D]. 西安:西安石油大学,2016.
- [9] RATNASAMY F,孙重春. 带圆盘-圆环形折流板的换热器设计[J]. 化工设备设计,1988,13(2):55-56,58.
- [10] 刘乾,刘阳子. 高效节能换热器概述[J]. 石油和化工节能,2009,6:8-12.
- [11] 钱才富,高宏宇,孙海阳. 曲面弓形折流板换热器壳程流体流动与传热[J]. 化工学报,2011,62(5):1233-1238. DOI:10.3969/j.issn.0438-1157.2011.05.008.
- [12] YOU Yonghua,ZHANG Fahui,FAN Aiwu,*et al.* A numerical study on the turbulent heat transfer enhancement of rod baffle heat exchanger with staggered tubes supported by round rods with arc cuts[J]. Applied Thermal Engineering,2015,76(3):220-232. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2014.11.048.
- [13] 董其伍,刘敏珊,赵晓冬. 杆栅支撑纵流壳程换热器壳侧流体流动与传热的数值模拟[J]. 化工学报,2006,57(5):1073-1078. DOI:10.3321/j.issn.0438-1157.2006.05.007.
- [14] 古新,罗元坤,熊晓朝,等. 扭转流换热器结构参数对流场和温度场的影响[J]. 化工学报,2018,69(8):3390-3397. DOI:10.11949/j.issn.0438-1157.20171612.
- [15] 李亚子,雷勇刚,吕永康,等. 斜百叶片支撑多管束受限外流传热和阻力特性[J]. 高校化学工程学报,2017,31(3):579-585. DOI:10.3969/j.issn.1003-9015.2017.00.029.
- [16] 罗富强. 扁管管壳式换热器数值模拟研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2010.
- [17] PENG B,WANG Q W,ZHANG C,*et al.* An experimental study of shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles[J]. Journal of Heat Transfer,2007,129(10):1425-1426. DOI:10.1115/1.2754878.
- [18] SUN Haitao,CHEN Yaping,WU Jiafeng. Shell-side heat transfer performance of circumferential overlap trisection helical baffle heat exchangers[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering,2012,63(5):1360-1366. DOI:10.3969/j.issn.0438-1157.2012.05.005.
- [19] 王明超. 三分螺旋折流板电加热器流动和传热性能研究[D]. 南京:东南大学,2016.
- [20] WANG Simin,WEN Jian. 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):122-130. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2014.03.017.
- [21] LUTCHA J,NEMCANSKY Y J. Performance improvement of tubular heat exchangers by helical baffles[J]. Chemical Engineering Research & Design,1990,68(3):263-270.
- [22] 许晓红. 双壳程外螺旋内斜百叶片管壳式换热器的传热和阻力性能研究[D]. 太原:太原理工大学,2018.
- [23] KAPALE U C,CHAND S. Modeling for shell-side pressure drop for liquid flow in shell-and-tube heat exchanger[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2005,49(3):601-610. DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.08.022.

(责任编辑:钱筠 英文审校:刘源岗)