

# 螺旋折流板换热器壳程传热和压降的实验研究

曹日<sup>1</sup> 钱才富<sup>1\*</sup> 孙海阳<sup>1</sup> 张智<sup>2</sup> 赵福臣<sup>2</sup> 杨开源<sup>2</sup> 王凤君<sup>2</sup>

(1. 北京化工大学 机电工程学院, 北京 100029; 2. 中国石油天然气集团公司 大庆石油化工总厂, 黑龙江 大庆 163711)

**摘要:** 实验研究了螺旋折流板换热器的传热性能和壳程压力降, 并与传统的弓形折流板换热器进行比较。结果发现如果螺旋折流板螺旋角过小(小于 $15^\circ$ ), 螺旋折流板换热器壳程压力降可能会超过普通弓形折流板换热器; 螺旋角增大(大于 $15^\circ$ ), 螺旋折流板换热器壳程传热系数会下降。综合考虑螺旋折流板换热器的壳程压力降和壳程传热系数, 螺旋折流板螺旋角不能过大, 也不能过小, 所以在工程设计中, 螺旋角一般应取在 $6^\circ \sim 12^\circ$ 之间。

**关键词:** 螺旋折流板; 换热器性能实验; 压力降; 传热系数

**中图分类号:** TQ051.5

## 引言

换热器壳程支撑结构的强化是目前强化传热的一个方向。传统的单弓形折流板支撑属于横向冲刷换热管流动, 具有阻力大、传热死区多、易结垢等问题<sup>[1]</sup>。为克服这些问题, 相继出现了许多其他形式的壳程折流支撑结构, 如双弓形折流板、三弓形折流板、螺旋折流板、折流杆和空心环支撑等。这些折流支撑结构的特点是: 尽可能消除流动和传热死区, 增加渗透性; 减少甚至消除横流成分, 使之变为纵向流。由于流阻小, 又不会引发振动, 因此可以大大提高壳程流速; 死区的减少可使传热效率大幅提高, 污垢与腐蚀也随之减少<sup>[2-3]</sup>。

螺旋折流板换热器折流板的螺旋结构巧妙地利用流场特性, 使被导流后的壳程流体流动曲线趋于螺线形, 有效改善了壳程流体的流速分布, 减少了流动和传热死区<sup>[4-8]</sup>。

螺旋折流板换热器在国内工业生产中已有较多应用, 专利也不少。但在研究方面, 和国外的差距比较大, 结果是有些螺旋折流板换热器的工艺计算还依赖国外公司, 其中原因之一是实验数据少, 不足以归纳出相关流体流动和传热关联式或者验证模拟结果。本文利用大庆石油化工总厂设计的部分螺旋折流板换热器试样, 进行传热性能和壳程压力降性能

实验, 并与传统的弓形折流板换热器进行比较。

## 1 实验部分

### 1.1 实验装置

螺旋折流板换热器结构如图1所示。实验所采用的换热器结构尺寸如图2所示。

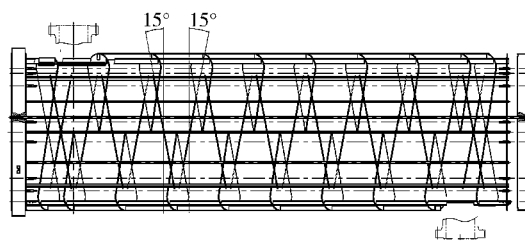


图1 螺旋折流板换热器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the helix baffle heat exchanger structure

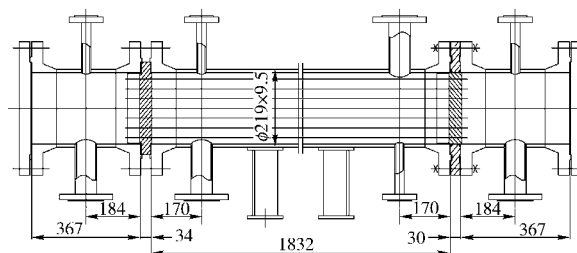


图2 实验用换热器外形尺寸(mm)

Fig. 2 External dimensions of the experimental heat exchanger (mm)

换热器壳体尺寸为 $\phi 219 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ , 壳程总长为 $1834 \text{ mm}$ ; 壳程和管程进出口内径均为 $66 \text{ mm}$ ; 换热管尺寸为 $\phi 19 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ , 共有36根换热管, 换热管长为 $2000 \text{ mm}$ , 弓形折流板换热器和螺旋折流板

收稿日期: 2011-02-21

第一作者: 男, 1985年生, 硕士生

\* 通讯联系人

E-mail: qiancf@mail.buct.edu.cn

换热器芯体中换热管均采用正方形排布,管间距为 25 mm,如图 3 所示。螺旋折流板换热器折流板采用拉杆和定距管固定间距,拉杆共 8 根,均为  $\phi 12$  mm,螺旋角( $\theta$ )分为  $30^\circ$ 、 $20^\circ$ 、 $15^\circ$ 和  $6^\circ$  4 种<sup>[8]</sup>,螺距分别为 144、144、98 和 120 mm;折流板外径为  $\phi 198$  mm,厚度为 4 mm,如图 4 所示(以螺旋角  $30^\circ$  为例)。弓形折流板换热器的折流板采用拉杆和定距管固定间距,拉杆共 4 根,均为  $\phi 12$  mm,定距管为 150 mm;折流板外径为  $\phi 198$  mm,厚度为 4 mm,圆缺高度为壳体内径的 25%。螺旋折流板换热器和弓形折流板换热器芯体共用同一个壳体,换热管数量、尺寸均相同。换热器流程为单管程、单壳程,管程走热水,壳程走冷水。

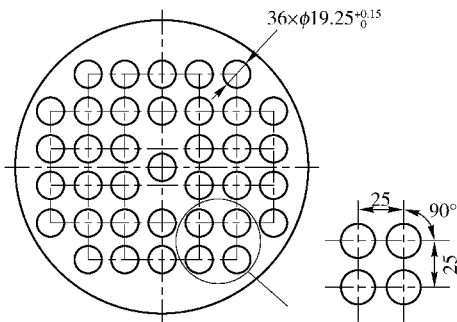


图 3 换热管排布示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the tube arrangement

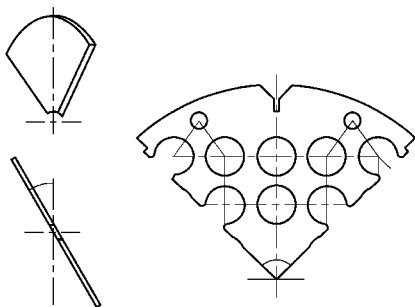
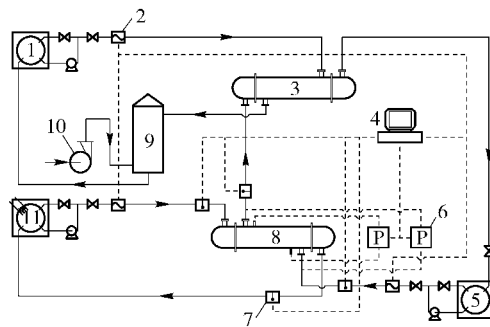


图 4 螺旋折流板示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the helix baffle

实验系统如图 5 所示,流体流量用 LWGY-80 涡轮流量传感器(精度:1% FS)测量,泵采用 KQW65/250-15/2 单级卧式离心泵,性能参数为流量  $15 \text{ m}^3/\text{h}$ ,扬程 61 m,效率 38%,转速 2900 r/min,电机功率 11 kW,汽蚀余量 2.5 m,质量 170 kg。温度传感器采用 K 热电偶测量,壳程压力损失采用 1151 压差变送器,采集的数据传输到计算机中,计算机控制泵的开度来调节流量。换热器壳程被加热了的水由冷却器冷却,而用于冷却的水来自地窖,并被连有风机的浮阀塔冷却。



1—冷水池; 2—涡轮流量计; 3—冷却器; 4—电脑数据采集系统; 5—冷水罐; 6—压差计; 7—温度计; 8—试验用换热器; 9—浮阀塔; 10—风机; 11—热水罐

图 5 试验系统图

Fig. 5 Schematic diagram of the experimental system

### 1.2 实验方案

换热器管程通入热水,壳程通入冷却水。保持管程流速不变,逐步改变壳程流体流速(由小到大或由大到小),记录每一壳程流体流速下管、壳程流体进、出口温度,管、壳程流体流量以及壳程流体进、出口和折流板间压降,每种管程流速对应几个不同的壳程流速。当一组数据完成后,改变管程流速,进行下一组实验。当螺旋折流板换热器的实验完成后,只需将换热器的芯体抽出,换成普通弓形折流板芯体,实验装置的其他部分不变,即可进行普通弓形折流板换热器的实验,实验过程相同。

## 2 实验数据处理

### 2.1 总传热系数

总传热系数可由式(1)得到<sup>[9]</sup>

$$h = \frac{Q}{A \cdot \Delta t_m} \quad (1)$$

其中: $h$  为总传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $Q$  为冷、热流体单位时间平均换热量,  $\text{W}$ ;  $A$  为以换热管外径为基准计算的换热面积,  $\text{m}^2$ ;  $\Delta t_m$  为对数平均温差,  $^\circ\text{C}$ 。式(1)中

$$Q = MC_p(t_1 - t_2) \quad (2)$$

其中: $M$  为流体质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $C_p$  为定压比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $t_1, t_2$  分别为壳程进、出口温度,  $^\circ\text{C}$ 。

$$A = n\pi d_0 L \quad (3)$$

其中: $n$  为换热管根数;  $d_0$  为换热管外径,  $\text{m}$ ;  $L$  为换热管有效长度,  $\text{m}$ 。

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

$$\Delta t_{\max} = t_1 - T_2 \quad (5)$$

$$\Delta t_{\min} = t_2 - T_1 \quad (6)$$

其中:  $T_1, T_2$  分别为管程进、出口温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

将式(2)~(4)带入到式(1)中,即可求得换热器总传热系数  $h$ 。

## 2.2 管程热系数

光滑圆管内的传热系数的研究已经比较成熟,前人总结出了比较准确的传热系数关联式<sup>[9]</sup>

$$Nu_i = 0.027 Re_i^{0.8} Pr_i^{1/3} \left( \frac{\mu_i}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (7)$$

其中:  $Nu_i$  为努塞尔数;  $Re_i$  为雷诺数;  $Pr_i$  为普朗特数;  $\mu_i, \mu_w$  分别为管程流体平均黏度、壁温下的管程流体黏度,  $\text{mPa}\cdot\text{s}$ 。

$$Re_i = \frac{d_i u_i \rho_i}{\mu_i} \quad (8)$$

其中:  $d_i$  为当量直径,  $\text{m}$ ;  $u_i$  为流体流速,  $\text{m/s}$ ;  $\rho_i$  为流体密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $\mu_i$  为平均黏度,  $\text{mPa}\cdot\text{s}$ 。

$$Pr = \frac{C_{pi} \cdot \mu_i}{\lambda_i} \quad (9)$$

其中:  $C_{pi}$  为流体比热,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $\lambda_i$  为导热系数,  $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

式(7)~(9)中所涉及的管程流体平均黏度  $\mu_i$ 、壁温下的黏度  $\mu_w$ 、密度  $\rho_i$ 、比热  $C_{pi}$ 、导热系数  $\lambda_i$  均根据流体温度查表<sup>[10]</sup>得到。

$$h_i = \frac{\lambda_i \cdot Nu_i}{d_i} \quad (10)$$

将式(7)中所求得的管程  $Nu$  带入式(10)中,即可得到管程传热系数  $h_i$ 。式(10)中的其他物理量可通过查表<sup>[10]</sup>得到。

## 2.3 壳程热系数

对于换热器而言,总换热系数还可由式(11)决定

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + R_i + R_w + R_o + \frac{1}{h_o} \quad (11)$$

其中:  $R_i, R_o, R_w$  分别为管内、管外和换热管导热热阻,  $(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}$ 。

由于试验所使用的换热器是全新的换热器,所以管内污垢热阻和管外污垢热阻可以忽略不计。故式(11)可简化为式(12)

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + R_w + \frac{1}{h_o} \quad (12)$$

其中换热管导热热阻  $R_w$  可根据式(13)求得

$$R_w = \frac{d_o}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} \quad (13)$$

其中  $\lambda$  是换热管材料的导热系数。

将式(1)求得的总传热系数,式(10)求得的管程传热系数和式(13)求得的换热管导热热阻代入到式(12)中,即可求得换热器壳程传热系数  $h_o$ 。

## 2.4 壳程流体压力降

壳程总压降  $\Delta p$  由3部分组成,可表示为<sup>[11]</sup>

$$\Delta p = \Delta p_b + \Delta p_s + \Delta p_L \quad (14)$$

其中  $\Delta p_s, \Delta p_b, \Delta p_L$  分别为壳程进出口管嘴的流动压降、螺旋板引起的压降和没有支撑物时管束上的压降,  $\text{Pa}$ 。

由于实验用螺旋板换热器与普通换热器在相同条件下壳程进、出口处的局部阻力损失是相同的,而且当壳程没有支撑物时两者在管束上的压力损失也是相同的,所以比较壳程进、出口压力降即可反映螺旋折流板和弓形折流板对换热器壳程流体流动阻力的差异。

## 3 实验结果及分析

图6为在不同壳程流量下,普通弓形折流板换热器和不同螺旋角度下的螺旋折流板换热器的壳程进、出口压力差随壳程流体流量变化的关系图。实验所用的螺旋折流板换热器有多种螺旋角的螺旋折流板芯子结构,而普通弓形折流板换热器的弓形折流板圆缺高度为  $25\% D$ 、折流板间距为  $150 \text{ mm}$ 。从图6可以看到,两种换热器的壳程进、出口压力差都随壳程流量(也即壳程雷诺数)的增加而增大。当螺旋角相对较大时,螺旋折流板换热器的进、出口压差低于普通弓形折流板换热器,螺旋折流板换热器的进、出口压差低于普通弓形折流板换热器,其原因在于螺旋折流板换热器利用流场特性,使被导流后的壳程流体流动曲线呈螺旋状,没有急剧转弯;而当螺旋角较小时,螺旋折流板换热器的进、出口压差反而会高于普通弓形折流板换热器,这是由于小螺旋角导致壳程流体流程增加的缘故。螺旋折流板换热器的最大优点是降低壳程压力降,所以,要达到此目的,螺旋折流板的螺旋角不能过小。

图7为在不同壳程流量下,壳程进口温度为  $30^{\circ}\text{C}$ 、管程进口温度为  $55^{\circ}\text{C}$ 、管程流量为  $20 \text{ m}^3/\text{h}$  时的螺旋折流板换热器和普通弓形折流板换热器壳程传热系数随流量的变化。从图7可以看出,螺旋折流板换热器和普通弓形折流板换热器的壳程传热系数都随着壳程流体流量的增大而增加。同时可以看出,螺旋角小时,螺旋折流板换热器壳程传热系数要

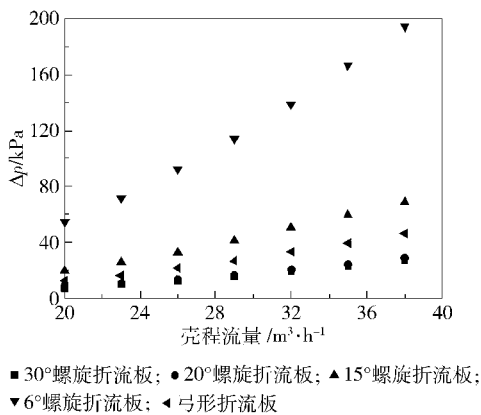


图6 压力降随流量变化关系图

Fig. 6 Relation between pressure drop and volume flow rate  
 高于普通弓形折流板换热器壳程传热系数;而当螺旋角大时,螺旋折流板换热器壳程传热系数要低于普通弓形折流板换热器壳程传热系数。主要原因还是因为壳程流体流程长短以及穿过管束的横流成分的比例都取决于螺旋角的大小。

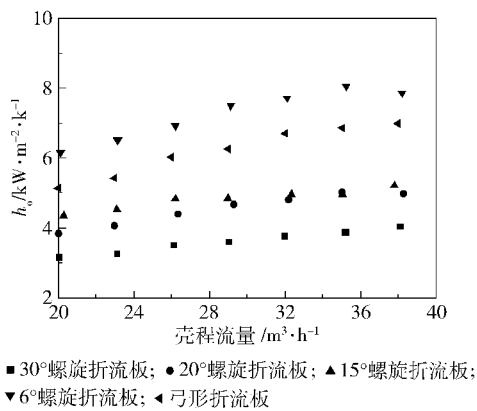


图7 壳程传热系数随流量变化

Fig. 7 Relationship between  $h_0$  and volume flow rate

综合考虑螺旋折流板换热器的壳程压力降和壳程传热系数,可以得出结论,螺旋折流板螺旋角不能过大,也不能过小。螺旋折流板换热器是由美国鲁姆斯公司(ABB Lummus Global)提出来的,该公司给中国石油大庆石化公司设计的众多螺旋折流板换热器中,螺旋角的范围均在 $6^\circ \sim 12^\circ$ 之间,这和本文得到的结果是基本一致的。应指出的是,上面考查的是壳程传热系数,其值受螺旋角的影响较大,但换热器的传热性能取决于总的传热系数,该系数不会随壳程传热系数成比例变化。

### 4 结论

(1) 螺旋角过小时,由于流程长,螺旋折流板换

热器壳程压力降可能会超过普通弓形折流板换热器;

(2) 螺旋角越大,螺旋折流板换热器壳程传热系数越小;当螺旋角大于 $15^\circ$ 时,壳程传热系数小于普通弓形折流板换热器壳程传热系数;

(3) 综合考虑螺旋折流板换热器的壳程压力降和壳程传热系数,螺旋折流板螺旋角不能过大,也不能过小;所以在工程设计中,螺旋角一般应取 $6^\circ \sim 12^\circ$ 之间。

### 参考文献:

[1] 钱颂文. 管壳式换热器设计原理: 换热器结构动力学[M]. 广州: 华南理工大学出版社, 1990.  
 Qian S W. Shell-and-tube heat exchanger design principle-heat exchanger structural dynamics[M]. Guangzhou: South China University of Technology Press, 1990. (in Chinese)

[2] 胡明辅, 朱孝钦, 吴新民, 等. 折流杆换热器抗振性能的分析[J]. 化工机械, 2000, 27(2): 80-82.  
 Hu M F, Zhu X Q, Wu X M, et al. Analysis of rod baffle heat exchanger vibration resistance[J]. Chemical Machinery, 2000, 27(2): 80-82. (in Chinese)

[3] Zhang Z G, Xu T, Fang X M. Experimental study on heat transfer enhancement of a helically baffled heat exchanger combined with three-dimensional finned tubes[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24: 2293-2300.

[4] 王秋旺. 螺旋折流板管壳式换热器壳程传热强化研究进展[J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(9): 881-886.  
 Wang Q W. Current status and development of shell-side heat transfer enhancement of shell-and-tube heat exchangers with helical baffles[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, 38(9): 881-886. (in Chinese)

[5] 赵娜, 宋天民, 张国福, 等. 螺旋折流板管壳式换热器壳程传热性能及压降的研究[J]. 化工时刊, 2006, 20(4): 21-24.  
 Zhao N, Song T M, Zhang G F, et al. The research of heat transfer character and pressure loss of shell-and-tube heat exchangers with helical baffles[J]. Chemical Industry Times, 2006, 20(4): 21-24. (in Chinese)

[6] 高丽艳, 李萍, 陈保东, 等. 不同螺旋角的螺旋折流板换热器性能试验研究[J]. 压力容器, 2008, 25(4): 9-11.  
 Shang L Y, Li P, Chen B D, et al. Study of heat transfer character of shell and tube heat exchangers with different

- spiral baffles[J]. Pressure Vessel Technology, 2008, 25(4): 9-11. (in Chinese)
- [7] 潘振, 陈保东, 商丽艳. 螺旋折流板换热器的研究与进展[J]. 节能技术, 2006, 24(1): 81-85.  
Pan Z, Chen B D, Shang L Y. Research and development of the spiral baffled heat exchange[J]. Energy Conservation Technology, 2006, 24(1): 81-85. (in Chinese)
- [8] 王艳云, 李志安, 刘红禹, 等. 螺旋形和单弓形折流板换热器的工程应用比较[J]. 炼油技术与工程, 2008, 38(8): 33-35.  
Wang Y Y, Li Z A, Liu H Y, et al. Application of helical baffle and single segmental baffle heat exchangers [J]. Petroleum Refinery Engineering, 2008, 38(8): 33-35. (in Chinese)
- [9] 谭天恩, 麦本熙, 丁惠华. 化工原理: 上册[M]. 北京: 化学工业出版社, 1984: 158-231.  
Tan T E, Mai B X, Ding H H. Chemical engineering: Vol 1[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 1984: 158-231. (in Chinese)
- [10] 柴诚敬, 张国亮. 化工流体流动与传热[M]. 北京: 化学工业出版社, 2000: 77-98.  
Chai C J, Zhang G L. Chemical fluid flow and heat transfer[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2000: 77-98. (in Chinese)
- [11] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002: 76-77.  
Qian S W. Heat exchanger design manual[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2002: 76-77. (in Chinese)

## Experimental study of shell-side heat transfer and pressure drop in a helix baffle heat exchanger

CAO Ri<sup>1</sup> QIAN CaiFu<sup>1</sup> SUN HaiYang<sup>1</sup> ZHANG Zhi<sup>2</sup>  
ZHAO FuChen<sup>2</sup> YANG KaiYuan<sup>2</sup> WANG FengJun<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029;

2. CNPC Daqing Petrochemical Company, Daqing Heilongjiang 163711, China)

**Abstract:** Shell-side flow resistance and heat transfer in a helix baffle heat exchanger have been experimentally studied and compared with the results for conventional baffle heat exchangers. The results show that if the spiral angle is too small (less than  $15^\circ$ ), the shell-side pressure drop is larger than that in conventional baffle heat exchangers. Increasing the spiral angle above  $15^\circ$  decreases the shell-side heat transfer coefficient. Taking into account both the pressure drop and the heat transfer coefficient, the spiral angle should not be too large or too small which is why the spiral angle is in the range  $6^\circ - 12^\circ$  in the engineering design of almost all helix baffle heat exchangers.

**Key words:** helix baffle; heat exchanger performance experiment; pressure loss; heat transfer coefficient