

螺旋折流板换热器壳侧流动的数值模拟

邓 斌, 吴 扬, 陶文铨

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 采用多孔介质、分布阻力模型、阶梯逼近技术对螺旋折流板换热器壳侧的流动进行了三维数值模拟, 湍流方程组的求解采用了改进的 $k-\epsilon$ 模型和壁面函数法. 数值模拟结果表明, 在相同的进口内径及相同的进口流量条件下, 螺旋折流板换热器壳侧的压降明显低于弓形折流板换热器的, 且随着螺旋角的增加, 压降呈减小的趋势. 在小流量条件下, 计算所得的换热器进出口总压降与实验值之间的偏差大部分在 14% 以下, 最大为 18%, 能符合工程计算的需要.

关键词: 螺旋折流板换热器; 多孔介质模型; 数值模拟

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2004)11-1106-04

Numerical Simulation of Flow in Shell Side of Shell and Tube Heat Exchangers with Helical Baffles

Deng Bin, Wu Yang, Tao Wenquan

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Three-dimensional numerical simulation was performed for the fluid flow and heat transfer in the shell side of shell and tube heat exchangers with helical baffles on the basis of porous medium and distributed resistance assumptions. The improved $k-\epsilon$ turbulence model in conjunction with wall function and the stepwise approximation technique were adopted. It is found that for the same inner diameter and shell side flow rate the pressure drop in the shell with helical baffles is appreciably lower than those of shell with vertical baffles, and with the increase of the helical angle, the pressure drop tends downwards. Compared with the test data obtained for small flow rate, the numerical results coincide satisfactorily with an average deviation below 14% and the maximum deviation of 18%.

Key words: shell and tube heat exchangers with helical baffles; porous medium model; numerical simulation

20 世纪 60 年代,螺旋折流板换热器的思想^[1]被提出.螺旋折流板换热器是将折流板布置成近似的螺旋面(见图 1),使换热器中的壳侧流体呈连续的螺旋状流动,以实现有效地降低壳侧的流动阻力及强化传热的目的.目前,欧美、俄罗斯和日本等国家已在应用,国内尚处于开发与初步运行阶段^[2-4].

螺旋折流板换热器问世虽已有十余年,但对这

类换热器的研究主要集中在实验方面.关于螺旋折流板换热器数值模拟方面的研究几乎未见报道.

本文采用多孔介质、分布阻力模型^[5,6]、阶梯逼近技术对螺旋折流板换热器壳侧的流动首次进行了数值模拟,并在层流状态下与相应的换热器冷态实验进行了对比研究,证明了该种数值模拟方法的有效性和可行性.

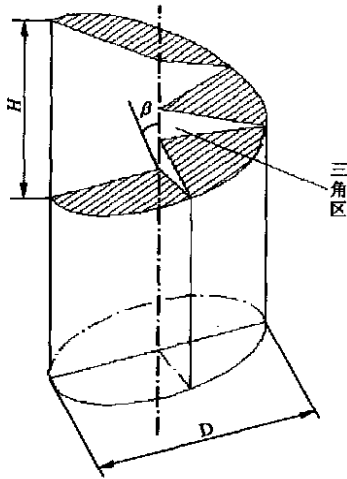


图 1 螺旋折流板设计示意图

1 数值模拟方法

1.1 以多孔介质特性参数表示的准连续介质的控制方程

壳侧单相流动的以多孔介质特性参数表示的方程组可以统一表示为^[6]

$$\frac{5}{5t} (f \langle \rangle + \alpha (f \langle V - f \langle \alpha \rangle) = f S \langle \quad (1)$$

式中: f 对控制容积来说是容积多孔度 f_v , 表示一个控制容积中流体部分所占的体积, 对控制容积的界面来说, 它表示表面渗透率 f_s , 即表面流体所占的表面积, f_s 和 f_v 的确定参见文献[5]; ρ 为流体密度; \langle 为通用变量; $S \langle$ 为 \langle 的源项; \langle 为 \langle 的扩散系数. 圆柱坐标系中壳侧流体的各守恒方程的 \langle 、 $S \langle$ 、 \langle 见表 1.

表 1 \langle 变量及相应的 \langle 、 $S \langle$ 表达式

\langle	\langle	$S \langle$
方向速度	u	$-\frac{V_r V}{r} + 2 \frac{5 V_r}{r^2 5} - \frac{V}{r^2} - \frac{5 p}{5} + g_r + R$
r 方向速度	v	$\frac{V^2}{r} - 2 \frac{5 V}{r^2 5} - \frac{V_r}{r^2} - \frac{5 p}{5} + g_r + R_r$
z 方向速度	w	$-\frac{5 p}{5 z} + g_z + R_z$
脉动动能	k	$\frac{\mu_r}{k} G - + R_k$
脉动动能耗散率	μ_r	$C_1 G \frac{1}{k} - C_2 \frac{2}{k} + R$

表 1 中: μ_r 为流体的有效粘度, 可表示为 $\mu_r = \mu + \mu_t$, $\mu_t = C_\mu k^2 /$

μ_t 为流体粘度, μ_t 是湍流脉动造成的粘度; k 、 μ_r 分别为湍流脉动动能及耗散率; p 为压力; R 为分布阻力项, 它代表了由于控制容积中换热管的存在而引起的附加阻力效应, 实际计算中需要由实验的关联式来确定^[6]; R_r 、 R_r 、 R_z 为 3 个坐标方向上的分布阻力分量; 湍流常数 $C_1 = 1144$, $C_2 = 1192$, $C_\mu = 0109$, $k = 110$, $\mu_t = 113$; G 为湍流动能的产生率, 其表达式见文献[6].

1.1.2 控制方程的求解及边界条件的处理

螺旋折流板换热器的控制方程的求解及边界条件的处理与弓形折流板管壳式换热器采用的方法基本相同(详见文献[5]), 不同的地方主要如下.

(1) 螺旋折流板换热器螺旋板的布置是螺旋型的, 因而不能像弓形折流板换热器那样采用对称性边界条件, 而要整场求解. 算法的设计上, 原有的 SIMPLE 算法主要采用 TDMA 求解代数方程, 现必须改为 CTDMA 算法, 或者对圆周方向始末边界节点采用特殊处理^[6].

(2) 网格的生成方面非均分性更加明显. 螺旋折流板的形状极其复杂, 对折流板的模拟只能采用阶梯逼近, 网格越密, 越接近于折流板的真实形状^[6].

2 数值模拟结果及与换热器冷态实验的对比

螺旋折流板换热器的数值模拟主要分两部分: 第 1 部分为湍流状态(高 Re) 下, 不同进口流量、不同螺旋角条件下进出口总压降的比较, 以及与弓形折流板换热器进出口总压降的比较; 第 2 部分主要是为了与螺旋折流板换热器冷态实验相对应, 在流量较小的情况下, 计算换热器进出口压降, 并与实验结果中的层流数据相比较.

对所比较的螺旋折流板与弓形折流板来说, 壳侧 Re 的定义如下

$$Re = \frac{u d_e}{\mu} \quad (2)$$

式中: d_e 为特征尺寸, 取为换热管的外径 d_o ; $u = \frac{q_{mo}}{o A}$ 为最小截面流速, A 为最小流通截面面积, q_{mo} 为壳侧流体的质量流量.

$$\text{弓形折流板换热器} \quad A_g = B d_s \left[1 - \frac{d_o}{p_t} \right] \quad (3)$$

$$\text{螺旋折流板换热器} \quad A_1 = \frac{1}{2} B d_s \left[1 - \frac{d_o}{p_t} \right] \quad (4)$$

式中: B 为折流板间距; d_s 为壳体内径; p_t 为换热管

管间距. 弓形折流板换热器的流通截面积是换热器壳侧两折流板间壳体中心线上的流动面积, 计算得出的流速 u 是该截面中的平均流速. 螺旋折流板换热器壳侧流体的螺旋型流动是以 $d_s/2$ 为基准的流动, 即可以看成是半个壳体空间的流体, 在空间呈螺旋型的运动, 因而在对 A_1 的计算中乘上了系数 $1/2^{[4]}$.

值得指出, 上述 Re 及最大流速的定义使得弓形折流板与螺旋折流板的计算结果可以用 Re 为参数进行比较. 下述大流量下螺旋折流板换热器数值模拟结果就是壳侧流体的流动处于湍流状态下的结果(不同进口流量下, 弓形折流板 $Re > 10\ 000$, 因此亦可认为在螺旋折流板换热器内流体的流动处于湍流状态), 小流量下螺旋折流板换热器数值模拟结果就是壳侧流体的流动处于层流状态下的结果.

2.1.1 大流量下螺旋折流板换热器数值模拟结果

表 2 为所计算的两种结构形式的换热器(螺旋折流板和弓形折流板)的基本几何参数, 表 3 为其几何参数的不同之处.

表 2 两种结构形式的换热器的基本几何参数及物理参数

壳侧流体	空气
管侧流体	水
壳体内径 d_s/m	016
换热器长度 L/m	210
换热管内径 d_i/m	01015
换热管管间距 p_i/m	01020
换热管数量 N	325
进(出)口管道直径 D_{in}/m	012

表 3 两种结构形式的换热器不同的几何参数

结构形式	折流板间距/m	折流板数量
螺旋折流板	01180	28
弓形折流板	01140	9

图 2 为换热器内流场计算结果的显示, 由图中可以看出, 换热器中流体基本上呈螺旋型流动. 在一个螺距内, 我们看到的只有两块折流板, 实际上在换热器的另一对称面上, 还布置着两块折流板. 因此, 从图中可以看出, 流体通过折流板后, 先在惯性力的作用下冲向换热器壳体, 然后折回来向另一对称面流动. 到达下一周期时, 流体再次穿过螺旋板, 如此周而复始地螺旋型流动.

图 3 为不同螺旋角的换热器壳侧总压降随进口流量的变化, 由图中可以看出, 在相同的进口流量下, 随着螺旋角的增大, 换热器壳侧进出口总压降呈

减小的趋势.

图 4 为相同进口流量时, 不同螺旋角的螺旋折流板换热器壳侧进出口总压降与弓形折流板换热器壳侧进出口总压降的比较. 从图中可以看出, 在相同的进口流量下, 弓形折流板换热器壳侧进出口压降最大, 螺旋折流板则随角度的增加, 进出口压降逐渐减小. 这里体现了螺旋折流板的优势, 从降低压降的角度来看, 应尽量选取大角度的螺旋折流板换热器.

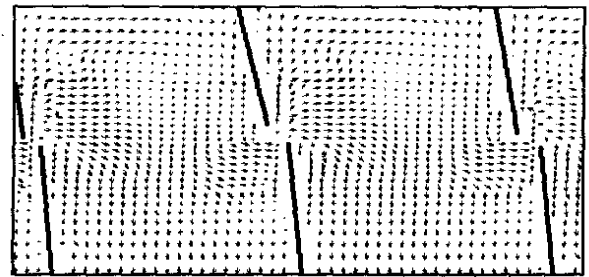


图 2 换热器对称面上的流场局部放大图

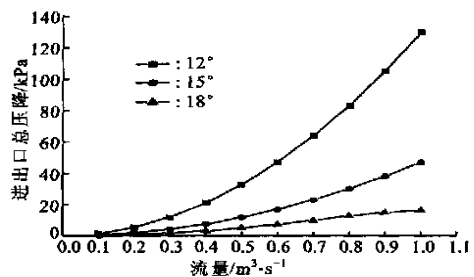


图 3 不同螺旋角的换热器壳侧总压降随进口流量的变化

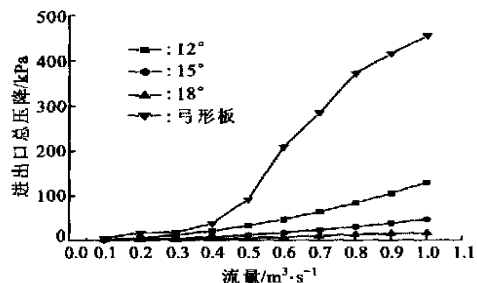


图 4 相同进口流量下螺旋折流板换热器与弓形折流板换热器壳侧进出口总压降的比较

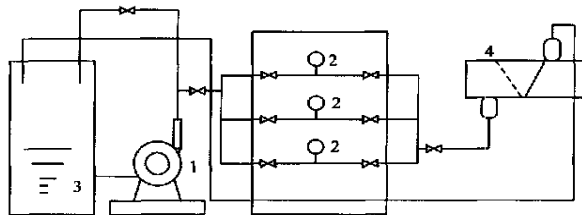
2.1.2 小流量下数值模拟结果与换热器冷态实验的对比

本实验数据来源于西安交通大学热工教研室王良的硕士论文^[4]. 实验是在自建的换热器冷态实验台上进行的, 实验系统如图 5 所示. 水经水泵从水箱中抽出, 经过涡轮流量计进入实验段, 再回流至水箱构成回路. 测压点的布置如图 6. 测压点 1、2 分别位于进出口管的管壁上, 距进出口均为 75 mm; 测压

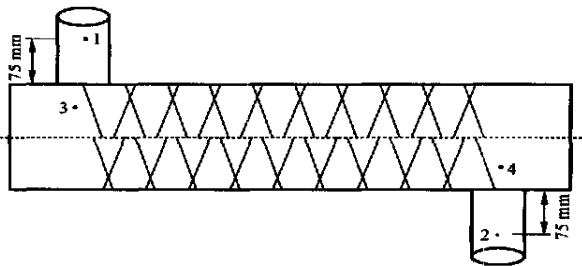
点 3、4 点分别位于进口的第一块折流板之前和出口处最后一块折流板之后. 静压孔直径均为 210 mm. 压差 p_{12} 作为实验段的总压降, p_{34} 作为管束的沿程压降, p_{24} 作为出口处的压降. 试件采用螺旋角为 1715° 的螺旋折流板换热器, 试件几何参数见表 4.

表 4 试件的基本几何参数

换热器长度/mm	720
壳体内径/mm	140
玻璃管管束外径/mm	10
玻璃管管束间距/mm	15
换热管根数	69
换热管排列方式	正方形
进(出)口管外径/mm	40
折流板间距/mm	6814
折流板数量	40



1:水泵;2:涡轮流量计;3:水箱;4:实验段
图 5 换热器冷态实验回路示意图



1~4:测压点

图 6 测压点的布置示意图

数值模拟的换热器几何参数与实验用换热器的完全一样,计算采用了 $92 \times 60 \times 20$ 的非均分网格,采用阶梯逼近技术来模拟螺旋折流板的形状.

表 5 为螺旋角为 1715° 时换热器壳侧进出口总压降计算值和实验值的比较. 随着流量的增大,相对误差增加. 计算值与实验值最大偏差(18101%)发生在实验范围内的最大流量时. 由于计算时没有考虑换热管与折流板及折流板与壳壁之间的间隙,实际的模型中这些间隙是存在的,因此计算的压降大于实测值. 同时在最大流量时 $Re > 10\ 000$,流动可能已经发生向湍流的转变,而计算中小流量采用层流

模型. 综上所述,可以认为计算值与实验值吻合良好,由此也说明本文中采取的模式是合理的.

表 5 螺旋角为 1715° 时换热器壳侧进出口总压降计算值和实验值

测点	进口流量/ $m^3 \cdot h^{-1}$	壳侧 Re (螺旋)	压降实验 值/Pa	压降计算 值/Pa	相对误 差/%
1	210	5 91514	74516	76716	2196
2	212	6 50619	87611	92818	6102
3	214	7 09814	1 04815	1 10515	5145
4	216	7 69011	1 21116	1 26812	4168
5	218	8 28115	1 39810	1 47018	5121
6	310	8 87311	1 60717	1 68814	5102
7	312	9 46416	1 81714	1 96512	8114
8	314	10 05612	2 05014	2 36615	15142
9	316	10 64717	2 28314	2 59813	13179
10	318	11 23912	2 49311	2 88312	15165
11	410	11 83018	2 77217	3 27119	18101

3 结 论

本文对螺旋折流板换热器壳侧的流动进行了数值模拟,并与相应的换热器冷态实验进行了对比研究. 研究表明:换热器壳侧流体呈螺旋型流动. 在相同的进口内径及相同的进口流量条件下,螺旋折流板换热器壳侧的压降明显低于弓形折流板换热器的,且随着螺旋角的增加,压降呈减小的趋势. 在小流量下换热器进出口总压降的计算值与实验值符合较好,大部分偏差在 14% 以下. 随着流量的加大,相对偏差增加,最大偏差为 18101%,从工程计算的角度看,计算值与实验值吻合良好.

参考文献:

- [1] Kral D, Stelik P, van der Ploeg H J, et al. Helical baffles in shell-and-tube heat exchangers, part 1: experimental verification [J]. Heat Transfer Engineering, 1996,17(1):93-101.
- [2] 高晓东. 螺旋折流板换热器试验研究[D]. 西安:西安交通大学环境与化学工程学院,1999.
- [3] 刘宗宽. 螺旋折流板换热器传热与阻力性能研究[D]. 西安:西安交通大学环境与化学工程学院,2000.
- [4] 王 良. 螺旋折流板换热器传热与阻力性能的实验研究[D]. 西安:西安交通大学能源与动力工程学院,2001.
- [5] 邓 斌. 换热器壳侧流动与换热的数值模拟及实验研究[D]. 西安:西安交通大学能源与动力工程学院,2003.
- [6] 陶文铨. 数值传热学[M]. 第 2 版. 西安:西安交通大学出版社,2001.

(编辑 荆树蓉)