

螺旋折流板换热器层流流动与换热的数值模拟

张剑飞 李欣 吴扬 何雅玲 陶文铨

(西安交通大学能源与动力工程学院, 动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

摘要 应用多孔介质和分布阻力模型对一螺旋折流板管壳式换热器的壳侧层流流动与换热进行了三维数值模拟, 并与该换热器的实验研究结果进行了对比分析, 符合程度良好, 证明了该方法能有效地模拟螺旋折流板换热器的流动和换热特性。

关键词 螺旋折流板换热器; 多孔介质和分布阻力模型; 数值模拟

中图分类号: TK124 文献标识码: A 文章编号: 0253-231X(2007)05-0853-03

NUMERICAL SIMULATION OF LAMINAR FLOW AND HEAT TRANSFER IN SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGER WITH HELICAL BAFFLES

ZHANG Jian-Fei LI Xin WU Yang HE Ya-Ling TAO Wen-Quan

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract Three-dimensional numerical simulation was performed for the laminar fluid flow and heat transfer in the shell side of an experimentally tested shell-and-tube heat exchangers with helical baffles on the basis of porous medium and distributed resistance assumptions. The numerical results coincide with the test data satisfactorily, indicating that the analytical model is feasible for simulating the flow and heat transfer characteristics of the helically baffled shell-and-tube heat exchangers.

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

1 引言

换热器是炼油、化工、环保、能源、电力等工业中一种重要的设备。管壳式换热器占整个换热器市场的 30% 左右^[1]。管壳式换热器的改进和发展对于我国的节能战略具有很重要的意义。

螺旋折流板管壳式换热器在 90 年代初首次提出, 捷克科学家 Lutcha, Stehlik 及 Nemcansky 等^[2,3]对其做了系统的研究, 其研究成果均被美国 ABB 公司买断, 未再公开发表, ABB 公司已制造出了较成熟的产品, 应用效果良好, 销量可观。由于技术封锁, 在螺旋折流板管壳式换热器的流动与换热特性研究方面尚有许多工作可做。

本文针对所选的换热器试件(图 1), 采用多孔

介质及分布阻力模型模拟其流动和换热特性, 并与实验结果进行比较, 验证了模拟方法的准确性。该方法可以快捷而有效地分析螺旋折流板换热器的流动与换热特性。

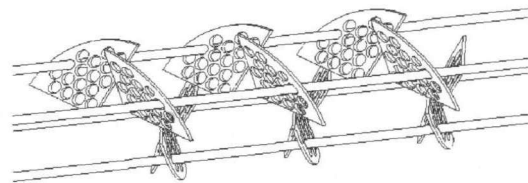


图 1 常见四块螺旋折流板交错搭接式结构布置示意图

2 换热器基本几何参数

计算模型采用螺旋角为 22.5° 的螺旋折流板换

收稿日期: 2007-01-11; 修订日期: 2007-07-30

基金项目: 教育部科学技术研究重点(重大)项目资助(No.306014); 国家重点基础研究发展计划(973)项目资助(No.2007CB206900)

作者简介: 张剑飞(1980-), 男, 陕西西安人, 博士研究生, 主要从事强化换热技术的试验与数值模拟研究。

热器^[1], 几何参数见表 1。本文所计算的换热器以油-水作为换热工质, 油通过壳侧, 由于油类粘性较高, 一般处于层流流动状态, 壳侧流动按层流处理。

表 1 换热器基本几何参数

名称	尺寸
壳体内径 /mm	182
换热管数量	72
换热管外径 /mm	10
换热管间距 /mm	15
换热管排列方式	正方形
换热管有效长度 /mm	1139
折流板数量	36
折流板间距 /mm	117.1
换热器长度 /mm	1550

3 数值模拟方法

3.1 多孔介质和分布阻力模型

由于管壳式换热器结构复杂, 为将其结构精确表达出来, 所需的网格数目将是十分惊人的。根据文献 [4] 中的描述, 要模拟具有 500 根换热管和 10 个折流板的换热器中的流动, 将需要 1.5 亿个网格单元, 这大大超出了目前一般计算机的计算能力。为此, Patankar 和 Spalding^[5] 提出了分布阻力方法, 也称为多孔介质模型方法。之后, Sha 等对多孔介质模型进行了改进, 提出了表面渗透率的概念^[6], 并模拟了蒸汽发生器和核反应堆堆芯中流体的流动, Prithiviraj 和 Andrews^[4,7] 基于上述理论模拟了三维弓形折流板换热器中的流动和换热。本文中多孔介质参数和分布阻力以及表面渗透率详细的计算方法可参考文献 [8], 不再赘述。

3.2 多孔介质特性参数表示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^[9]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f \phi) + \nabla(f \rho \phi V - f \Gamma_{\phi} \nabla \phi) = f S_{\phi} \quad (1)$$

其中, 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 , 即表面流体所占的面积; ρ 为流体密度; ϕ 为通用变量; S_{ϕ} 为 ϕ 的源项; Γ_{ϕ} 为的扩散系数。圆柱坐标系中壳侧流体的各守恒方程的 ϕ 、 S_{ϕ} 、 Γ_{ϕ} 见表 2。

3.3 进出口边界的处理和边界控制方程的求解

入口取轴向均匀流速, 切向与法向速度为零, 流入管壳式换热器时流速方向竖直向下。出口边界对切向和轴向速度采用充分发展的条件, 对法向速度

采用局部质量守恒的边界条件。固体壁面取无滑移边界; 换热器的壳体外壁视为绝热, 对称线处取温度法向一阶导数为 0, 折流板作为导热系数为 λ_s 的固体, 采用区域扩充法将折流板上的点做内点求解; 给定管侧和壳侧流体的进口温度; 管侧的换热系数用 Dittus-Boelter 公式计算得出, 管侧换热量作为源项加入壳侧控制方程; 速度与压力的耦合关系采用 SIMPLE 算法处理, 代数方程求解采用 CTDMA^[10] 算法。不规则区域的网格采用阶梯逼近的方式生成。

表 2 ϕ 变量及相应的 Γ_{ϕ} 、 S_{ϕ} 表达式

ϕ	Γ_{ϕ}	S_{ϕ}
θ 方向速度 u	η	$-\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} - \frac{\rho u v}{r} + \frac{2\eta}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{\eta u}{r^2} + R_{\theta}$
r 方向速度 v	η	$-\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\rho v^2}{r} - \frac{2\eta}{r^2} \frac{\partial u}{\partial \theta} - \frac{\eta v}{r^2} + R_r$
z 方向速度 w	η	$-\frac{\partial p}{\partial z} + R_z$
温度 T	λ/c_p	$\dot{\phi}/c_p$

4 数值模拟结果及对比

实验对比数据选用文献 [3] 中的实验结果, 计算工况见表 3, 计算结果与实验结果对比见表 4。对比条件条件为: (1) 油侧和水侧的流量已知; (2) 油侧和水侧的入口温度已知。比较参数: (1) 实验测定的壳侧压降和计算获得的壳侧压降; (2) 实验测定的油侧和水侧出口温度和模拟计算获得出口温度。

表 3 实验工况

序号	油流量 / $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	水流量 / $\text{l}\cdot\text{h}^{-1}$	壳侧压降 /Pa
工况 1	0.967	4000	1028
工况 2	1.376	4000	1356
工况 3	1.850	4000	2244
工况 4	2.217	4000	2898
工况 5	3.054	4000	5142

续表 3

壳侧温度 / $^{\circ}\text{C}$		管侧温度 / $^{\circ}\text{C}$	
进口	出口	进口	出口
58.4	46.3	14.6	20.0
58.3	48.5	15.3	21.6
58.1	50.3	15.8	24.4
57.8	50.7	17.9	25.1
58.4	52.4	18.2	26.7

从表 4 可以看出, 压降计算值和试验值比较的最大偏差为 10.3%, 随着流量的增大, 相对误差偏大。由于计算时没有考虑管子与折流板及折流板与壳壁之间的间隙, 实际的实验试件中这些间隙是存在的, 因此计算的压降大于实测值。壳侧油出口温度的最大相对偏差为 1.87%, 水出口温度的最大相对偏差为 -3.35%, 符合程度都是很好的。

表 4 计算结果对比

序号	壳侧压降计算值 /Pa	相对误差 /%
工况 1	1053.34	2.5
工况 2	1396.65	3.0
工况 3	2356.43	5.0
工况 4	3097.94	6.9
工况 5	5675.45	10.3

续表 4

出口温度计算值 /°C		计算偏差 /°C	
壳侧	管侧	壳侧	管侧
46.7	19.4	0.4	-0.6
48.7	20.9	0.2	-0.7
50.6	23.8	0.3	-0.6
51.4	24.6	0.7	-0.5
53.4	26.1	1.0	-0.6

5 结 论

在本文中, 根据体积多孔度, 表面渗透度的概念, 采用分布阻力方法建立了螺旋折流板式管壳式换热器壳侧层流流动的三维数值模型, 使用该模型对一台换热器壳侧的流动与换热进行了三维数值研

究, 并将本文的计算结果与换热器的实验结果进行了对照, 计算所得的压降及壳侧和管侧出口温度均与实验值符合良好, 验证了本文提出的模型能有效地模拟螺旋折流板管壳式换热器壳侧的流动和换热特性。

参 考 文 献

- [1] 王良. 螺旋折流板换热器传热与阻力特性实验研究: [硕士学位论文]. 西安: 西安交通大学, 2001
- [2] Lutchka J, Nemicansky J. Performance Improvement of Tubular Heat Exchangers by Helical Baffles. *Trans. IChemE.*, 1990, 68(A): 263-270
- [3] Stehlik P, Nemicansky J, Kral D. Comparison of Correction Factors for Shell-and-Tube Heat Exchangers with Segmental or Helical Baffles. *Heat Transfer Engineering*, 1994, 15(1): 55-65
- [4] Prithiviraj M, Andrews M J. Three Dimensional Numerical Simulation of Shell-and-Tube Heat Exchangers. Part I: Foundation and Fluid Mechanics. *Numerical Heat Transfer*, 1998, 33(6): 799-816
- [5] Patankar S V, Spalding D B. *Heat Exchanger Design Theory Sourcebook*. MCGRAW-HILL Book Company, 1974. 155
- [6] Sha W T, Yang C I, Kao T T, et al. Multi-Dimensional Numerical Modeling of Heat Exchangers. *ASME J. Heat Transfer*, 1982, 104(2): 417-425
- [7] Prithiviraj M, Andrews M J. Three Dimensional Numerical Simulation of Shell-and-Tube Heat Exchangers. Part II: Heat Transfer. *Numerical Heat Transfer (Part A)*, 1998, 33(6): 817-828
- [8] 李欣. 光管与翅片管管壳式换热器的三维数值模拟: [硕士学位论文]. 西安: 西安交通大学, 2005
- [9] 陶文铨. *数值传热学*. 第 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001. 498-499
- [10] 陶文铨. *计算传热学的近代进展*. 北京: 科学出版社, 2000. 252-253