

文章编号:1671-6833(2009)03-0097-04

## 间隙漏流对换热器壳侧流场的影响研究

董其伍, 林苏奔, 刘敏珊, 王永庆, 谢建

(郑州大学 热能工程研究中心, 河南 郑州 450002)

**摘要:**考虑管壳式换热器壳侧筒体与折流板以及折流板与管子之间的间隙漏流,通过优化网格生成方法,对所建立的三维实体模型进行网格划分,用CFD软件FLUENT进行数值模拟,研究壳侧流体的流动与传热特性.经与实验对比,模拟结果与实验结果符合良好,两者压降的最大误差仅为10.4%,表明笔者所建立的模型具有较高的可靠性与准确性.笔者的建模方法及所得结果为评价现有管壳式换热器的性能提供了一定的参考价值.

**关键词:**管壳式换热器;CFD;数值模拟;间隙漏流;流动与换热

**中图分类号:**TK 124 **文献标识码:**A

### 0 引言

随着计算机技术的提高以及计算流体力学和数值传热学的蓬勃发展,数值模拟方法已成为换热器研究的重要手段.采用数值模拟方法对各种换热器的流场、温度场及压力场等进行研究,能够详尽地预测管束支撑对流场和传热过程的影响,有利于提高换热器的综合性能,或开发出更优良的新型换热结构.

最早对管壳式换热器进行数值模拟研究的,是由英国学者Patankar和Spalding<sup>[1]</sup>在1974年提出的采用分布阻力、体积多孔度的概念,实现了管壳式换热器壳程流场的数值模拟.从目前国内发表的文献来看,对弓形折流板管壳式换热器的数值模拟主要用多孔介质模型,如邓斌<sup>[2]</sup>、解衡<sup>[3]</sup>、熊智强<sup>[4]</sup>等.多孔介质模型的主要缺点是分布阻力和分布热源的模型和系数依靠经验来确定,其精确度难以保证.

从贝尔公式<sup>[5]</sup>的计算过程可知,管壳式换热器壳程内筒体与折流板以及折流板与管子之间存在间隙漏流,对壳侧的流场与温度场有较大的影响.而在以前的研究<sup>[6-7]</sup>中,由于受到计算机性能等方面的约束,整体建模时,大多忽略了间隙漏流的影响,这必然影响到结果的正确性.

笔者通过优化网格生成技术,建立的管壳式换热器实体模型进行网格划分,在很大程度上减

少了网格数量,大大提高网格的质量.同时在建立的实体模型中考虑了间隙漏流的影响,模拟结果与实验结果符合良好,得到的流场与温度场比较详细可靠,这为评价现有管壳式换热器的性能提供了一定的参考价值.

### 1 流体动力学控制方程

流体流动要受物理守恒定律的支配,基本的守恒定律包括:质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律.如果流动处于湍流状态,系统还要遵守附加的湍流输运方程.

质量守恒方程又称连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = S_m \quad (i=1 \sim 3)$$

$i$ 方向的动量守恒方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (j=1 \sim 3)$$

式中: $p$ 为静压; $\rho g_i$ 、 $F_i$ 分别为重力体积力和其它体积力(如源于两相之间的作用力); $\tau_{ij}$ 为应力张量,定义为

$$\tau_{ij} = \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij};$$

能量守恒定律:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div} \left( \frac{\kappa}{c_p} \text{grad} T \right) + S_T$$

收稿日期:2009-02-22;修订日期:2009-04-20

作者简介:董其伍(1941-),男,郑州大学教授,博士生导师,主要从事传热强化、过程装备CAD/CAE及系统的模拟优化等研究工作. E-mail:qwdong@zzu.edu.cn

式中:  $C_p$  为比热容;  $T$  为温度;  $k$  为流体的传热系数;  $S_r$  为流体的内热源及由于黏性作用流体机械能转换为热能的部分, 有时简称为黏性耗散项。

## 2 流场数值模拟

使用 Gambit 建立模型, 用 Fluent 软件来进行数值模拟。首先根据实验中用到的换热器尺寸用 Gambit 来建立模型, 进行网格划分, 并设置好边界条件, 然后导入 Fluent 进行设置计算。在管壳式换热器中, 挡板与筒体间的漏流以及挡板与管子间的漏流对整体的压降和传热可能有较大的影响, 通过数值模拟来研究这部分间隙漏流对壳侧流动与传热的影响, 以得到更准确的流场与温度场信息。

### 2.1 几何模型

图 1 所示为折流板管壳式换热器的简单示意图, 换热器总长 1 940 mm; 筒体内径 151 mm, 折流板直径 142 mm, 高 110 mm, 板上开孔直径为 21 mm, 折流板间距 97 mm; 换热管尺寸为  $\Phi 19 \times 2$  mm, 正方形排列, 如图 2 所示。根据换热器结构的对称性, 可以采用对称性边界条件, 建立对称模型进行模拟。

换热器壳侧流体介质为空气, 管内的流体为饱和水蒸气。饱和水蒸气在管内冷凝放热, 其温度恒定, 因此在模拟时设置管壁温度为恒温温。

### 2.2 网格划分

对于数值模拟来说网格划分是非常重要的一个步骤, 划分的网格质量直接影响着模拟结果的收敛性以及可靠性。

优化网格生成方法。在划分网格时首先把模型分割成各个规则的小子块, 对每个子块先用四边形的 map 或者 pave 划分面, 然后再用 cooper 方式划分体网格, 划分完后模型的整体网格全部是

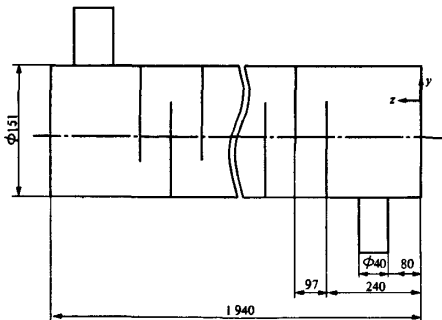


图1 管壳式换热器的简单示意图

Fig.1 Sketch of shell and tube heat exchanger model

六面体网格, 如图 3 所示。

通过这种方法生成的模型网格质量非常的高, 最差的达 0.739 517, 并且生成的网格单元数少, 仅 69 万左右。

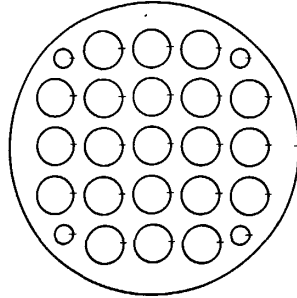


图2 换热器的布管图

Fig.2 Sketch of tube layout

### 2.3 条件设置

湍流模型选用标准  $k-\epsilon$  模型, 近壁面的处理方式采用非平衡壁面函数法。控制方程采用有限体积法离散, 压力速度耦合采用 SIMPLE 算法, 压力插补格式选择 standard 格式, 其他项采用二阶迎风格式。边界条件设置如下: 入口采用质量入口边界条件, 出口选用压力出口边界条件, 壁面采用无滑移边界条件, 对称面设置为对称边界条件。能量方程收敛精度在  $10^{-8}$  以下, 其他方程收敛精度在  $10^{-4}$  以下。

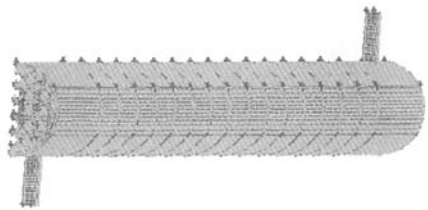


图3 整体的网格划分图

Fig.3 Mesh of heat exchanger model

## 3 数值模拟结果与分析

### 3.1 数值模拟的可靠性验证

表 1 给出了在不同流量下壳侧进出口压力测点出的模拟压降值与实验值。从表中可以看出, 两者间吻合的很好, 最大误差仅为 10.4%, 并且有很好的稳定性, 相对误差偏差小。比所查阅的现有发表文献的模拟结果误差都小, 如文献[3]中对同一种模型在 3 种工况下的模拟结果误差分别为 17.2%、19.1%、21.6%。

在同样的入口温度下, 壳侧进出口温差的模

拟值与实验值的比较如图 4 所示. 可以看出,壳侧介质进出口温差的模拟值与实验值也符合的较好,验证了模拟结果的可靠性.

表 1 壳侧进出口压力测点的模拟压降值与实验值  
Tab.1 Comparison of press drop between numerical results and experiment results

流量 /( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )	模拟压降 /Pa	实验压降 /Pa	相对误差 /%
110	555.3	612	9.3
100	464.7	512	9.2
90	381.8	426	10.4
80	307.1	342	10.2

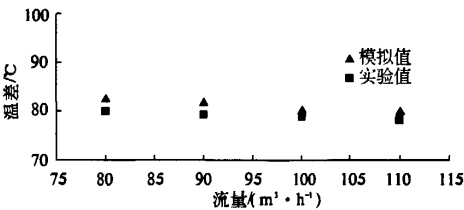


图 4 壳侧进出口温差的模拟值与实验值比较  
Fig.4 Comparison of inlet and outlet temperature difference between numerical results and experiment results

笔者采用的网格生成方法生成的网格质量高,收敛好,模拟结果也比较准确可靠.

3.2 折流板与管子的间隙漏流对压降与传热的影响

前面通过比较模拟值与实验值,验证了笔者所建立模型及计算结果的可靠性与准确性.因此可以根据数值模拟得到的结果对管壳式换热器进行更细致的分析.

当流量为  $90 \text{ m}^3/\text{h}$  时,不考虑折流板与管子间隙的模拟结果与实验结果的对比如表 2 所示.从表中可以看出,不考虑板管间隙时的压降与实验值的相对误差达 57.8%,传热系数的相对误差为 24.3%,模拟结果与实验结果相差较大.由此可知,折流板与管子的间隙漏流对压降与传热的有

表 2 板管间隙漏流对压降与传热的影响

Tab.2 The effect of beffehole and tube clearance on press drop and heat transfer

项目	压降 /Pa	传热系数/ ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ )
实验值	426.0	31.3
模拟值	655.1	38.9
相对误差%	57.8	24.3

较大影响,在进行实体建模时,为得到真实可靠结果,应充分考虑间隙的影响.

3.3 模拟结果的分析

以取流量为  $90 \text{ m}^3/\text{h}$  时的模拟结果来分析.图 5 所示是在该流量时考虑间隙漏流模型对称面上的温度云图.可以看出,温度升高部分主要集中在筒体的前半部分,出口部分温升较小.图 6 为考虑与不考虑板管间隙漏流两种情况下沿筒体  $z$  轴位置各截面流体的平均温度示意图.从图 6 可以看出,不考虑板管间隙漏流时流体的温升比较快.这是由于不考虑间隙漏流时,流体经过折流板绕流,流动阻力增大,传热性能变好,与实际情况偏差加大.

另外,从图 6 中还可以发现,在离筒体进口比较近的区域,曲线的斜率很大,说明这些区域的温

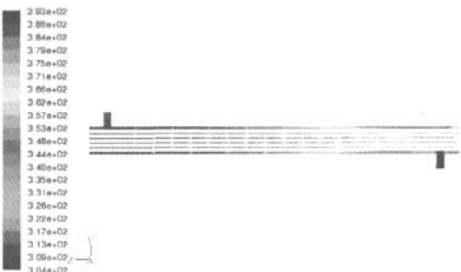


图 5 对称面上的温度云图  
Fig.5 Temperature contour of symmetrical plane

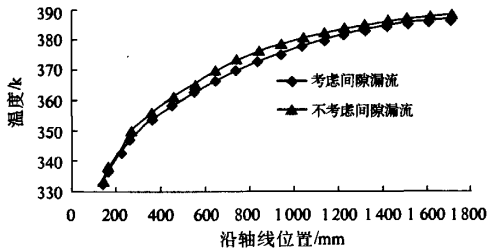


图 6 沿轴线各截面流体的平均温度  
Fig.6 Average section temperature of fluid flow along axes

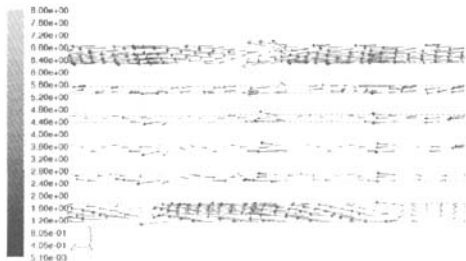


图 7 对称面上的流体速度矢量图  
Fig.7 Velocity vector of symmetrical plane

升速度快,而随后曲线斜率逐渐减小,温升速度也越来越慢,这是由于在离进口较近区域内,传热温差较大,传热效率高。

靠近进口处的三块折流板区域对称面上的流体速度矢量合成示意图如图7所示。由图可知,在两块折流板间对称面上的中间流体部分存在一定的回流现象,也即当流体翻过折流板后错流流过管子时,在纵向的管子间会形成一定的回流。

#### 4 结论

(1)通过考虑管壳式换热器壳程内筒体与折流板以及折流板与管子之间的间隙,建立实体模型,并采用分块划分网格的方法,选用标准  $k-\varepsilon$  湍流模型对管壳式换热器进行了数值模拟。结果表明,模拟结果与实验测得结果非常接近,压降最大误差仅为 10.4%。并且有很好的稳定性,相对误差偏差小。验证了笔者所建立模型的准确性和可靠性。

(2)分析了折流板与管子间的间隙漏流对压降与传热的影响,结果表明,在流量为  $90 \text{ m}^3/\text{h}$  时不考虑板管间隙漏流时的压降与实验值的相对误差达 57.8%,传热系数的相对误差为 24.3%,模拟结果与实验结果相差较大。在研究管壳式换热器壳程流动与传热特性的数值模拟中应充分考虑间隙漏流的影响。

(3)不考虑间隙漏流时,流体经过折流板绕流,流动阻力增大,传热性能变好,与实际情况偏

差加大。另外,对管壳式换热器,流体从进口流入后,流体在前半段的温升速度很快,然后逐渐减慢。这是由于在离进口较近区域内,传热温差较大,传热效率高。

#### 参考文献:

- [1] PATANKAR S V, SPALDING D B. A calculation procedure for the transient and steady state behavior of shell - and - tube heat exchangers. in Afgan N F, Schlunder E V (eds.) [C]. Heat Exchangers: Design and Theory Source Book. New York: McGraw Hill, 1974, 155 - 176
- [2] 邓 斌,陶文铨. 多孔介质模型在管壳式换热器数值模拟中的应用[J]. 工程热物理学报, 2004, 25: 167 - 169.
- [3] 解 衡,高祖瑛. 管壳式换热器流场三维数值模拟[J]. 核科学与工程, 2002, 22(3): 240 - 243.
- [4] 熊智强,喻九阳,熊智斌,等. 管壳式换热器流场数值模拟方法[J]. 武汉工程职业技术学院学报, 2006, 28(3): 45 - 46.
- [5] 尾花英朗. 热交换设计手册[M]. 北京:石油工业出版社, 1982, 48 - 56.
- [6] 王艳云,李志安,刘红禹,等. FLUENT 软件对管壳式换热器壳程流体数值模拟方法可行性的验证[J]. 管道技术与设备, 2007, (06): 46 - 48.
- [7] 刘利平,黄万年. FLUENT 软件模拟管壳式换热器壳程三维流场[J]. 化工装备技术, 2006, 27(3): 54 - 57.

### Study on the Influence of Leakage in Shell Side of Heat Exchanger

DONG Qi - wu, LIN Su - ben, LIU Min - shan, WANG Yong - qing, XIE Jian

(Thermal Energy Engineering Research Center, Zhengzhou University, Zhengzhou 450002, China)

**Abstract:** In this paper, a three-dimensional numerical model is presented to simulate the characteristics of fluid flow and heat transfer in shellside of shell-and-tube heat exchanger by using CFD code FLUENT software, in which the baffle-shell leakage and the baffle-tube leakage are considered. compared with the experiment, it can be found that the simulated results agree with the experimental results well, the maximum relative error of the pressure drop is only 10.4%, and the model reliability is validated. The modeling method and numerical results are helpful for evaluating the performance of present shell-and-tube heat exchanger.

**Key words:** shell-and-tube heat exchanger; CFD; numerical simulation; leakage; flow and heat transfer