

文章编号:1007-6735(2013)01-0077-05

全焊接板壳式换热器入口处温度的数值模拟

施卿海, 苏文献, 许 斌, 范 斌
(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 以计算流体力学的 FLUENT 软件为工具, 在全焊接板壳式换热器整体温度分布数值模拟的基础上, 对过热蒸汽入口处的板束温度分布进行了分析. 研究了入口处的质量流速、入口直径与板束间温差应力的关系. 结果表明: 在设计时, 开孔率在 70% 左右较为合适, 质量流速应在保证工艺要求的情况下尽可能减少. 这对解决全焊接板壳式换热器入口处温差应力过大导致的破坏问题具有一定的参考价值.

关键词: 全焊接板壳式换热器; 入口处; 数值模拟; 温差应力

中图分类号: TQ 051.5 **文献标志码:** A

Numerical Simulation on Temperature Distribution at the Entrance of A Fully Welded Plate Type Heat Exchanger

SHI Qinghai, SU Wenxian, XU Bin, FAN Bin
(College of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Based on the principle of computational fluid dynamics and the numerical simulation of the overall temperature distribution on a fully welded plate type heat exchanger, temperature distribution of superheated steam at the entrance of plates was analysed detailedly. The relationships between mass flow-rate at the entrance, inlet diameter and thermal stress were investigated. It is concluded that the opening rate should be about 70% and the mass flow-rate should be reduced as much as possible under the condition that technology requirements are satisfied. The results provide some reference to solve the problem of excessive thermal stress, which may lead to the destruction at the entrance of plates of a fully welded plate type heat exchanger.

Key words: fully welded plate type heat exchanger; entrance; numerical simulation; thermal stress

全焊接板壳式换热器是芬兰伐德鲁斯公司最早发明的新一代换热器, 其核心是由波纹换热板片经本体焊接而成的换热板束, 外壳是压力容器. 由于其具有紧凑、高效、无密封垫片、耐高温、耐高压等优点^[1], 近年来被国内外广泛使用. 在国内由于生产环境以及制造工艺的不同, 使得这种换热器的寿命相比国外大大减小, 究其原因是由于在过热蒸气进口处的板束温差应力过大而加剧板束的损耗造成的.

收稿日期: 2011-09-05
第一作者: 施卿海(1985-), 男, 硕士研究生. 研究方向: 过程设备设计与有限元分析. E-mail: shishensun@163.com
通讯作者: 苏文献(1967-), 男, 副教授. 研究方向: 过程设备设计与有限元分析. E-mail: digestsu@163.com

因此,对此处的温度分布进行分析研究是改善这种情况的重要方法之一.近年来,随着数值计算技术和湍流模拟理论的迅速发展,利用数值方法对换热器的研究越来越多,在国内如刘利平等^[2]采用 FLUENT 软件对管壳式换热器壳程三维流场进行了模拟研究,但对于全焊接板壳式换热器方面的研究至今未见报导.为此,采用 FLUENT 软件对 HYBIRD 全焊接板壳式换热器过热蒸汽进口处的温度进行模拟分析,通过改变进口的流量、直径进行对比分析,从而进一步揭示过热蒸汽入口处板束温度的分布状况,为其优化设计提供直观信息.

1 数值计算模型

1.1 换热器整体模型

HYBIRD 全焊接板壳式换热器近几年来在工业中特别是电力企业得到广泛应用,其内部流体示意图见图 1.两块波纹板之间的通道形成板程,板束与板束之间焊接而形成的一个个小孔为壳程,两者形成十字错流.从图 1 中可以看出,几乎整个金属板表面都用于热交换,使得板壳式换热器内部的死点数量大大减少,提高了换热器的换热效率.图 2 为换热器整体结构图.

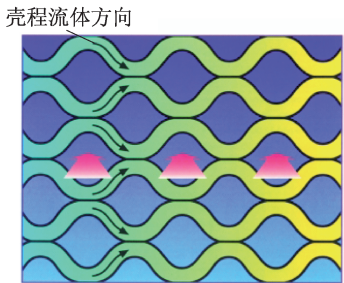


图 1 内部流体示意图
Fig.1 Schematic diagram of internal fluid

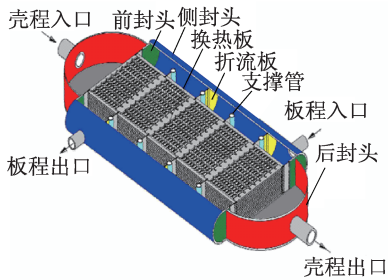


图 2 换热器结构图
Fig.2 Structure chart of heat exchanger
由于受计算机硬件等因素的制约,很难对一台

完整的换热器模型进行计算,需对几何模型进行简化,模型的简化主要是利用相似原理和主要矛盾分析方法,选取最能代表换热器特征参数变化规律的区域进行分析求解,因而作者对换热器的板束、折流板数目以及结构尺寸都进行了一定的简化.图 3 为在 Gambit 中建立换热器模型的整体结构图,表 1 为换热器的结构尺寸.

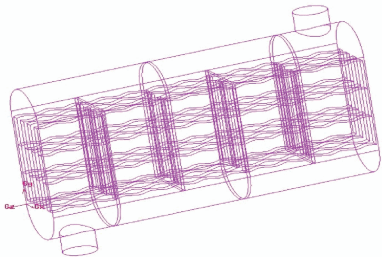


图 3 换热器模型图
Fig.3 Model of heat exchanger

表 1 换热器的结构尺寸
Tab.1 Structural dimensions of the heat exchanger

结构名称	尺寸数量
换热器长度/mm	600
换热器板束所在长方体结构/mm×mm	120×200
半圆形筒体上下方高度/mm	60
板片间距/mm	15
折流板厚度/mm	5
折流板数量	4
热蒸汽进出口直径/mm	60

1.2 模型选择及控制方程组

全焊接板壳式换热器的数值计算,由于换热器壳程结构复杂以及流动形态多样化,使得影响流体流动和传热的因素增多.考虑到湍流效应对流动与传热的影响,故采用 κ - ϵ 湍流模型进行模拟,而其中的 RNG(renormalization-group)模型可以更好地预测靠近壁面处和高流线曲率流体的流动状态,所以选择 κ - ϵ (RNG)模型.为了便于分析设定:流体为牛顿流体、流体物性为常数及流体横向导热忽略不计^[3].换热器流体的流动和热量传递必须满足方程:

连续性方程 $\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0$

式中, x_i 为 x 方向的位移分量; ρ 为流体密度; u_i 为 x 方向的速度分量.

动量方程 $\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_k) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_i}) - \frac{\partial p}{\partial x_k}$

式中, u_k 为 y 方向的速度分量; μ 为流体黏度; p 为流体微元体上的压力; x_k 为 y 方向的位移分量.

$$\text{能量方程} \quad \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i t) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial t}{\partial x_i} \right)$$

式中, t 为时间; k 为传热系数; C_p 为比定压热容.

湍流动量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + \rho \epsilon$$

式中, μ_{eff} 为有效动力黏度; G_k 为平均速度梯度引起的湍动能 k 产生项; ϵ 为湍动耗散率.

能量耗散方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon}^* \frac{\epsilon}{K} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$

其中

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

$$C_{1\epsilon}^* = C_{1\epsilon} - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3}$$

$$\eta = (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\epsilon}$$

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

以上式中, $\alpha_\epsilon = 1.39$; $C_{1\epsilon} = 1.42$; $C_{2\epsilon} = 1.68$; η 为卡诺循环效率.

1.3 计算方法和边界条件

采用 Gambit 软件建立模型和划分网格, 由于全焊接板壳式换热器壳程结构复杂, 所以采用四面体和金字塔网格来划分. 在 FLUENT 中采用分离变量法隐式求解, 保证收敛的稳定性. 压力和速度耦合采用 SIMPLE (semi-implicit method for pressure-linked equation) 算法, 动量、能量以及湍流参量的求解采用二阶迎风格式, 质量及能量计算残差控制在 10^{-4} 数量级之内.

计算流体进口壳程采用质量流速进口, 板程采用速度进口, 按流体质量流速、速度、温度、湍流强度等分别给定壳程和板程入口条件; 出口为压力出口边界条件; 板壁、折流板采用热耦合边界条件; 壳体壁面采用绝热边界条件. 壁面边界采用无滑移固壁条件, 并使用标准壁面函数法确定固壁附近流动.

壳程过热蒸气进口质量流速 M_s 为 0.01 kg/s , 温度为 500 K ; 板程水进口流速为 2 m/s , 温度为 330 K .

2 计算结果及数据处理

2.1 壳程温度

图 4 为换热器壳程的温度云图. 图中可以看出

温度沿壳程流向逐渐减小, 且随折流板个数的增加, 温度的下降幅度逐渐变小. 特别在入口处的红圈里温度分布很不规则, 这是由于流体刚进入时的不确定性, 使得在进入板束中间通道的时候造成流量分布不均, 久而久之这种分布导致了温差应力慢慢增大, 从而减少了换热器的使用寿命, 这也是现在国内对于 HYBIRD 全焊接板壳式换热器方面一个没有解决的难点. 为此将改变过热蒸气流量以及直径进行进一步研究分析.

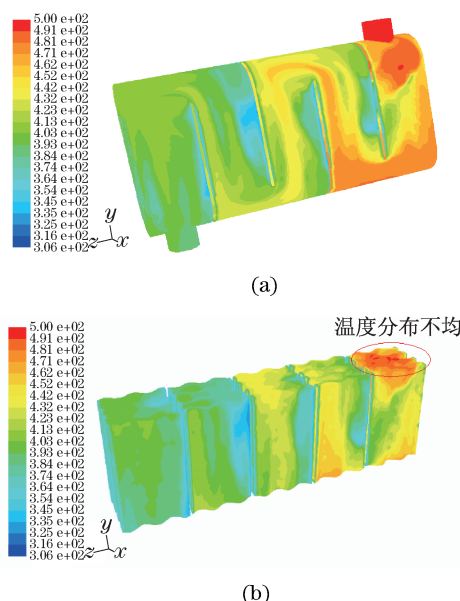


图 4 壳程温度分布云图

Fig.4 Temperature contours of the shell

2.2 板束在不同进口质量流速情况下的温度

图 5(见下页)为进口处板束在质量流速 M_s 分别为 $0.002, 0.005, 0.008$ 和 0.01 kg/s 情况下的温度分布云图. 图中可以看出随着质量流速的增大, 板束间的温差也越来越大. 图 5(a), 5(b) 可以看出当质量流速较小时, 各个板束间的温度分布比较均匀, 温差也比较小; 图 5(c), 5(d) 可以看出中间两块板束的温度较高, 而上下两块板束的温度则相对较低, 过大的温度差将导致温差应力增大, 加剧板束的破坏.

2.3 板束在不同进口直径情况下的温度

图 6(见下页)为进口直径分别为 $20, 40, 60$ 和 80 mm 情况下的温度分布云图. 图中可以看出随着过热蒸气入口直径的增大, 板束间的温差逐渐减小. 当直径为 20 mm 时, 造成入口处板束中心温度过高, 换热面积过小, 使得板束都没有充分地参与到换热中去, 大大增加了能耗, 因此是非常不合理的; 当直径为 40 mm 时, 同一板束间的两边温差也越来越

大;当直径为60 mm时,中间板束与两边板束的温差加大;当直径为80 mm时,各板束间的温度基本相同,这样使得温差应力大大减小.

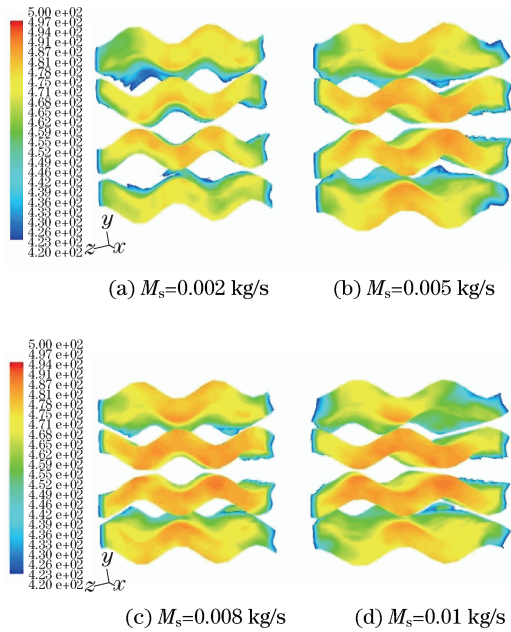


图5 不同质量流速下入口处板束的温度分布图

Fig.5 Temperature contours at the entrance of plates with different mass flow rates

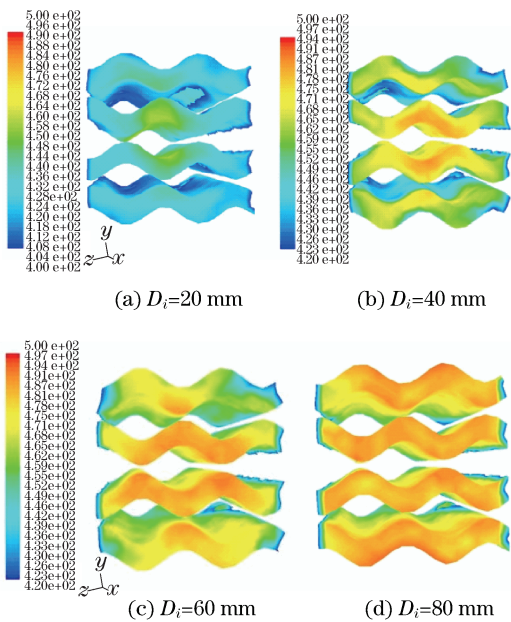


图6 不同进口直径入口处板束的温度分布图

Fig.6 Temperature contours at the entrance of plates with different diameters

2.4 结果对比分析

图7为同一板束以及不同板束的最大温差随着

过热蒸汽质量流速和入口处开孔率变化情况. 图中可以看出随着质量流速的减小以及入口处开孔率的增大,同一板束以及不同板束间的温差逐渐减小.

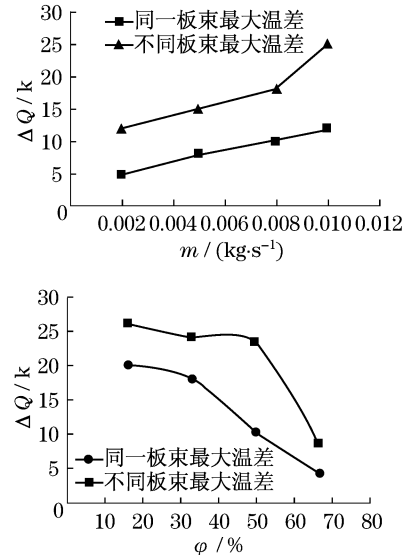


图7 不同质量流速和不同开孔率变化时的温差

Fig.7 Curve of differential temperature with different mass flow rates and percentage of open area

这里,过热蒸汽入口直径与换热器壳体截面长度之比可以作为此换热器的开孔率 $\varphi = D_i/a$, D_i 为过热蒸汽进口直径,mm; a 为换热器长方体外壳的宽度,mm;可以看出随着开孔率的逐渐增大,入口处板束温度分布越来越均匀.

另外,忽略板束内流体受内压后的轴向应力,只考虑板束间温差引起的温差应力.板束不受约束时,因温差而引起的自由伸长量为 $\delta = \alpha(t_{\max} - t_{\min})L$,由于板束间刚性连接,根据胡克定律,可得出温差应力与伸长量间的关系为 $\delta = FL/EA$,故温差应力 $F = \alpha EA(t_{\max} - t_{\min})$.而 $t_{\max} - t_{\min}$ 与过热蒸汽质量流速和换热器的开孔率有关,假定温差与质量流量成正比,与开孔率成反比,则 $F = \alpha EA \beta M_s / \varphi = \gamma E A M_s / \varphi$.其中 α 为管和壳在平均壁温下的线膨胀系数, $1/^\circ\text{C}$; L 为板束长度,mm; E 为板束弹性模量,MPa; A 为板束横截面积, mm^2 ; β 为温差应力系数; γ 为总温差应力系数.

根据前面的分析,全焊接板壳式换热器的开孔率应在70%左右合适;而且入口的质量流速也应该适中,过大会导致温差应力增大,过小会使换热速度减慢,从而影响工艺流程.所以在确定开孔率的情况下设计出合理的质量流速是保证换热器正常工作的最主要因素.

3 结 论

a. 全焊接板壳式换热器温度沿壳程流向逐渐减小,且随折流板个数的增加,温度的下降幅度逐渐变小,而且在入口处的温度分布很不规则.

b. 随着过热蒸汽入口质量流速的增大,同一板束以及各个板束间的温差也越来越大.

c. 随着过热蒸汽入口直径的增大,同一板束以及各个板束间的温差越来越小.

d. 温差应力与壳程入口的质量流速成正比,与开孔率成反比,在设计时,开孔率在 70% 左右较为合适,质量流速应在保证工艺要求的情况下尽可能

的减少.

参考文献:

- [1] 李含苹. 全焊接板壳式换热器在传热中的应用[J]. 船舶, 2004(4): 35 - 38.
- [2] 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(3): 54 - 57.
- [3] 王艳云, 李志安. 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(6): 46 - 48.
- [4] Ozden E, Tari L. Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger[J]. Energy Conversion and Management, 2010, 51(5): 1004 - 1014.
- (上接第 32 页)
- [5] 刘寅, 马良, 黄珏. 基于模糊粒子群算法的非线性函数优化[J]. 上海理工大学学报, 2012, 34(4): 314 - 322.
- [6] Kennedy J, Eberhart R C. Particle swarm optimization [C] // IEEE International Conference on Neural Networks, Perth, 1995. [7] 与科学王维博, 冯全源. 基于改进粒子群算法的工程项目综合优化[J]. 西南交通大学学报, 2011, 46(1): 76 - 83.
- [8] 齐东海, 宋向群. 工程项目进度管理[M]. 大连: 大连理工大学出版社, 2001.
- [9] 王健, 刘尔烈, 骆刚. 工程项目管理中工期成本质量综合均衡优化[J]. 系统工程学报, 2004, 19(2): 148 - 153.
- [10] 杨耀红, 汪应洛, 王能民. 工程项目工期成本质量模糊均衡优化研究[J]. 系统工程理论与实践, 2006, 26(7): 114 - 117.
- [11] Khaled E, Amr K. Time-cost-quality-trade-off analysis for highway construction[J]. Journal of Construction Engineering and Management, 2005, 131(4): 477 - 485.
- [12] Afshar A, Kaveh A, Shoghli O R. Multi-objective optimization of time-cost-quality using multi-colony ant algorithm[J]. Asian Journal of Civil Engineering (Building and Housing), 2007, 8(2): 113 - 124.
- [13] 陈志勇, 杜志达, 周华. 基于微粒群算法的工程项目资源均衡优化[J]. 土木工程学报, 2007, 40(2): 93 - 96.
- [14] 杨维, 李歧强. 粒子群算法综述[J]. 中国工程科学, 2004, 6(5): 87 - 95.
- [15] Kolisch R. Serial and parallel resource-constrained project scheduling methods revisited: theory and computation[J]. European Journal of Operational Research, 1996, 90(2): 320 - 333.