

基于 FLUENT 的管壳式换热器壳程流场数值模拟研究

付 磊¹, 付丽娅², 唐克伦¹, 文华斌¹, 李 良¹

(1. 四川理工学院机械工程学院, 四川 自贡 6430003; 2. 贵州华阳宏达电器有限公司, 贵阳 550009)

摘 要:利用 ANSYS 参数化建模方法建立了管壳式换热器的参数化模型,在 ANSYS FLUENT 中对管壳式换热器壳程流体的流动与传热进行了数值模拟计算,得到换热器壳程流体温度场、速度场和压力场;分析了折流板间距及弦高对换热效率和壳程流体压降的影响,对于设计传热效率高、流体阻力小的换热器进行了有益探索。

关键词:FLUENT;管壳式换热器;壳程流场;传热;数值模拟

中图分类号:O35

文献标识码:A

引 言

管壳式换热器由于结构可靠、技术成熟、设计与制造相对简单,生产成本低,承受高温高压,选材范围广,适应性强,处理清洗方便等优点被应用在能源、动力、核能、石油、冶金、制冷、化工等工程领域^[1]。但是传统的单弓形折流板管壳式换热器存在传热效率低、流动阻力损失大以及容易引起流体的诱导振动等缺陷。所以改善管壳式换热器壳程流体的传热状况以及提高单弓形折流板换热器的传热效率,减小其能耗损失具有十分重要的工程意义^[2]。随着计算机及 CFD 技术的发展,数值模拟的方法已经成为新型高效换热器辅助设计的重要手段之一。因此,本文以常用的管壳式换热器(弓形折流板换热器)作为重点研究对象,采用 ANSYS WORKBENCH 13.0 软件,建立管壳式换热器壳程流场三维参数化实体模型,对管壳式换热器壳程流体的压力场、温度场和速度矢量场的特点进行了分析,重点研究在相同换热器外部尺寸条件下,通过折流板间距和折流板弦高的改变得到了不同工况下换热器壳程流体温度场、压力场、速度场,通过对数值模拟的结果进行对比分析得出换热器壳程流体温度分布规律、壳程压降和换热效率的影响因素。因此,该研究工作对于设计出高效、低阻的换热器进行了有益探索。

1 管壳式换热器壳程流场数值模拟对比研究

1.1 基本控制方程

基于不可压缩的牛顿型流体,在常物性和宏观热能守恒的假设下,管壳式换热器壳程流体流动和传热必须满足以下 3 个控制方程^[3-4]:

(1) 质量守恒方程(连续性方程)

若为不可压缩流动,为常数,则有:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

(2) 动量守恒方程(运动方程)

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u U) = \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial P}{\partial x} + S_u \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v U) = \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial P}{\partial y} + S_v \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w U) = \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial P}{\partial z} + S_w \quad (4)$$

(3) 能量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho U T) = \text{div}\left(\frac{\lambda}{C_p} \text{grad} T\right) - \frac{\partial P}{\partial y} + S_T \quad (5)$$

式中, u, v, w 分别为流体 x, y, z 三个方向的速度分量; ρ 为流体密度; U 为流体速度矢量; μ 为流体的动力粘度; S_u, S_v, S_w 为三个动量守恒方程的广义源项; T 为流体温度; λ 为流体的导热系数; C_p 为流体比热容; S_T 为粘性耗散项。

收稿日期:2012-05-10

基金项目:国家“十一五”科技支撑计划项目(2008BAD4B15);过程装备与控制工程四川省高校重点实验室项目(GKYJ201101, GK200907);四川省教育厅科研项目(10ZB097);四川理工学院博士启动基金(2010zy019)

作者简介:付 磊(1977-),男,贵州六盘水人,讲师,硕士,主要从事计算流体力学及 CAE 技术方面的研究,(E-mail)kunningfulei@126.com

1.2 计算模型

进行数值模拟所采用的换热器为普通管壳式换热器,换热器结构为单管程、单壳程和单弓形折流板,对于分析模型的建立通过利用 ANSYS 软件前处理模块中的实体造型功能以及二次开发工具 APDL、UIDL,定义了管壳式换热器的几何特征参数,通过在参数文件中输入参数,进而在 ANSYS 中读入程序,实现了管壳式换热器的参数化建模^[5]。该建模方法不仅提高了此类模型的建模效率,也为同类型管壳式换热器的参数化实体建模提供了一种有效的方法,同时也为后续的同类型换热器流场与传热数值模拟对比研究提供方便。建模所采用的管壳式换热器的具体结构参数表 1 所示,计算工况如表 2 所示。对于几何模型的建立则采用不同的折流板间距(100 mm、150 mm、200 mm)和折流板缺口弦高(130 mm、80 mm、30 mm),以便对模拟结果进行分析对比。

表 1 换热器结构尺寸

换热器结构	几何尺寸	换热器结构	几何尺寸
壳体内容/mm	230	换热管排列方式	正三角形布管
壳体长度/mm	1500	换热管间距/mm	32
壳程进出口接管直径	60	换热管材料	不锈钢管
换热管/mm	25 × 2.5	折流板厚度/mm	2
换热管根数/根	25	折流板间距/mm	150

表 2 换热器计算工况

换热器流动介质	介质物理参数	换热器流动介质	介质物理参数
壳程流体	水	热传导率	0.6W/(m·K)
入口温度	15℃	管程流体	饱和水蒸气
密度	998kg/m ³	管程温度	105℃
比热容	4200J/(kg·K)	管程进口平均流速	0.6m/s

1.3 计算模型与计算条件的简化

由于换热器壳程结构相对复杂,在保证相关物理量准确的前提下,建立模型时作如下简化假设:(1)忽略折流板与换热管、折流板与筒体之间的间隙;(2)增加换热器壳程进、出口直管段长度,保证流体稳态流动;(3)假设流体流动和传热过程是均一、稳定的;(4)对传热导致的流体物性如密度、黏性和比热容等的变化忽略不计;(5)流体为牛顿流体、不可压缩、各向同性且连续^[6]。拉杆、定距管、防冲板等结构对于壳程流场的计算影响可以忽略,因此,壳程仅由壳体、折流板、管板和换热管束组成,建立的几何模型如图 1 所示。

计算边界条件的简化:(1)壳体光滑,无滑移边界条件;(2)假设换热管外壁温度为恒温;(3)中心面为对称边界;(4)速度进口和压力出口条件边界,出口表压力为 0 MPa。

1.4 计算模型网格划分及边界条件设置

将生成的参数化模型导入到 ANSYS WORKBENCH

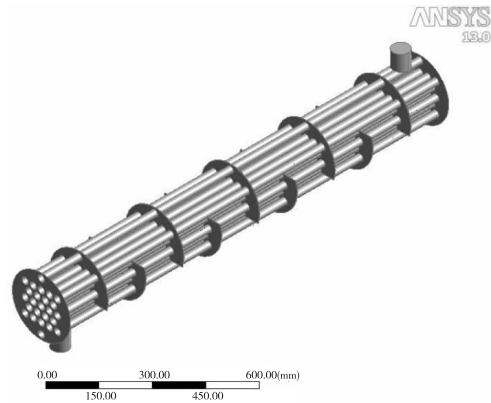


图 1 换热器计算模型

13.0 的 DesignModeler 前处理模块中对模型进行修补,然后利用 ANSYS WORKBENCH 13.0 自带的 Meshing 工具进行计算网格划分,划分网格之前先对计算模型边界进行命名。网格划分方法采用自动网格划分方法中的 Patch conforming 方法,壳程流体区域采用扫略划分(Sweeping)方法,为了满足近壁函数法对低 Reynolds 数求解的准确性要求,进出口壁面、壳体壁面和管子壁面采用膨胀方法(Inflation)加密网格,整个模型单元数量在 800 万左右,图 2 为弓形折流板换热器的断面网格示意图。网格划分完成后导入到 ANSYS FLUENT13.0 进行求解计算,以上所有操作全部在 ANSYS WORKBENCH 13.0 的集成界面下完成,提高建模、分析计算的效率。

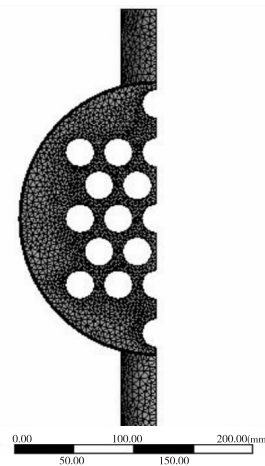


图 2 换热器端面网格示意图

求解的条件采用 Segregated(非耦合求解法)、Implicit(隐式算法)、3D(三维空间)、Steady(定常流动)、Absolute(绝对速度);湍流模型选择标准的双方程模型和 Standard Wall Functions(标准壁面函数法),其它保持默认设置;设置流体的物理属性时,流体设置为不可压缩流体^[7-8];控制方程的离散采用一阶迎风格式,松弛因

子也保持默认设置,速度与压力的耦合采用 SIMPLE 算法。入口边界条件设置为速度入口,假设入口来流的速度均匀分布,忽略重力场的影响,壳程流体入口速度设置为 0.6 m/s,流动介质为水,温度为 15 ℃,湍流定义方法选择湍流强度和水力直径,换热管外壁温度为恒温,温度设置为 102 ℃,压力出口边界湍流定义方法也设置为湍流强度和水力直径。

2 计算结果与分析

2.1 壳程流体压力场、速度矢量场和温度场分析

(1) 壳程流体压力场特点

由图 3 可知,流体在入口处为正压和出口处为负压,壳程流体沿着流动方向压力整体呈下降趋势,进出口的压降高达 1.714×0.3 MPa,由此可见普通弓形折流板换热器壳程流体压力损失大,消耗泵功高,能量消耗高。

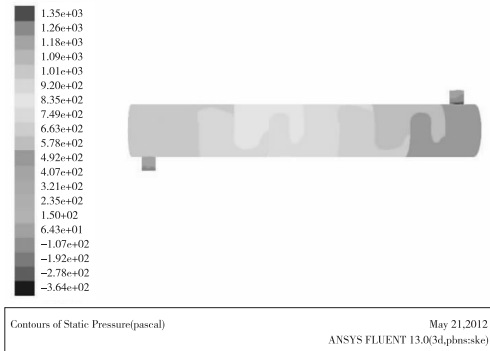


图 3 折流板间距为 150mm 壳程流体压力云图

(2) 壳程流体速度矢量场

由图 4 可知,由于折流板和换热管的存在,流体在流过折流板的圆缺部分后掠过管束,在折流板的作用下在壳程内反复绕流,速度呈现周期性改变;流体在在折流板前的区域内横向冲刷换热管束,呈错流传热趋势,大部分热量传递在此区域完成;在折流板下方区域是顺流区,流体与换热管束呈平行流,仅有较少的热量传递

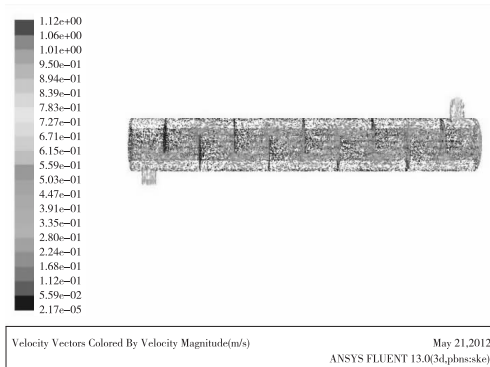


图 4 折流板间距为 150mm 壳程流体速度矢量图

在此区域完成;每一块折流板后方流体流动呈涡流状态,流体在此区域流速相对较低,使其热混合程度极小,造成局部换热效果差^[9],此区域也被称为传热死区。

(3) 壳程流场温度分布

图 5 为折流板间距为 150 mm(9 块折流板),进口流速为 0.6 m/s 的壳程流体温度分布图,从图 5 可以看出,壳程流体温度沿壳程流向逐渐增大,折流板后方区域为传热死区,此区域温度较高,由于此区域的存在使换热器的换热面积无法充分利用,因而传热系数小、传热效率低,流体容易在此区域结垢。

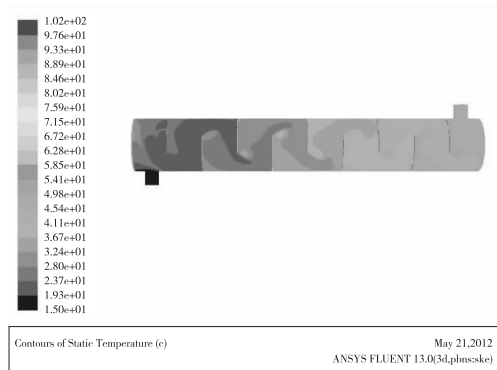


图 5 折流板间距为 150mm 壳程流体温度云图

2.2 折流板缺口弦高对壳程流场的影响

调整折流板缺口弦高分别为 130 mm、80 mm 和 30 mm,再次建立计算模型并划分计算网格,导入 FLU-ENT13.0 进行计算,壳程流体入口速度仍设置为 1.2 m/s,其它边界条件和计算设置保持不变。

(1) 速度矢量图如图 6、图 7 和图 8 所示。

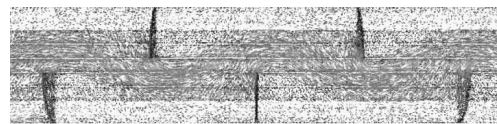


图 6 弦高 130 mm 壳程速度矢量图

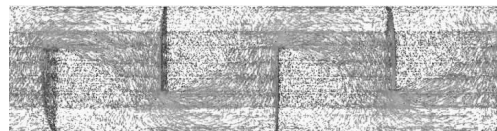


图 7 弦高 80 mm 壳程速度矢量图

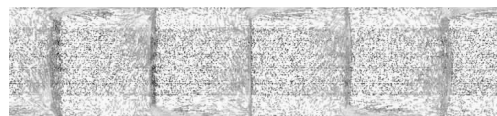


图 8 弦高 30 mm 壳程速度矢量图

通过数值模拟从图 7 和图 8 可以直观的看到壳侧流场的高速区、低速区及涡流区,在低速区和涡流区传热效果差,且易结垢。折流板缺口弦高为 130 mm 的流

场趋于均匀,低速区、涡流区这些传热死区明显减小(如图6所示)。同时,也可以看到壳程压降的大小在很大程度上取决于折流板缺口弦高,从表3可以看到壳程压降随着折流板缺口弦高减小而增大。

表3 缺口弦高与壳程压降关系

缺口弦高/mm	壳程压降/Pa
130	508.79895
80	785.756118
30	3091.2494

(2)温度云图如图9、图10和图11所示。

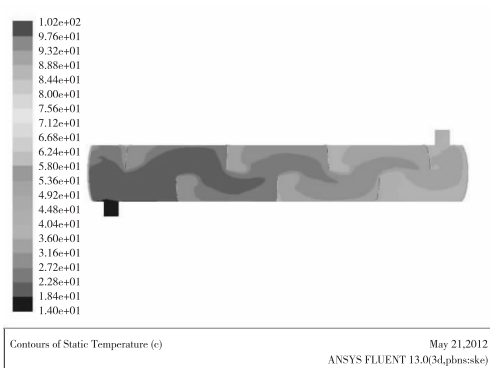


图9 弦高130mm壳程流体温度云图

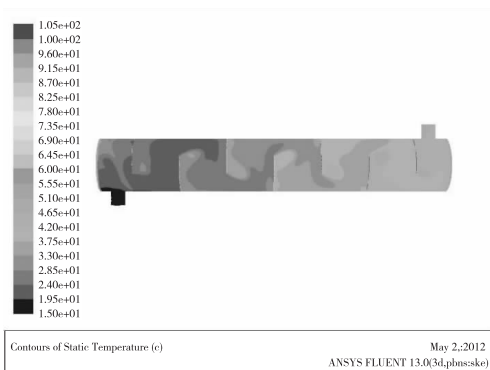


图10 弦高80mm壳程流体温度云图

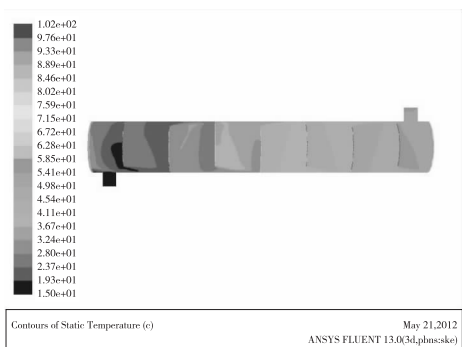


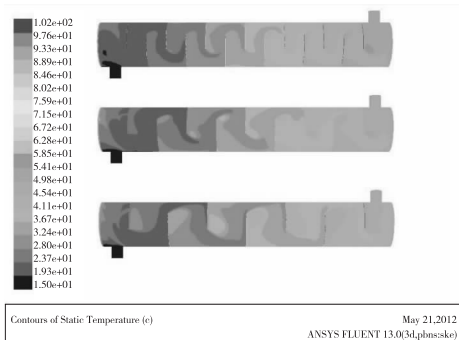
图11 弦高30mm壳程流体温度云图

从图9、10、11可以看出,随着折流板缺口弦高的减小,壳程出口温度增加,换热量随之增加,换热效率增

加。综合考虑折流板缺口弦高对换热和压降的影响,本例中应选择80mm的折流板缺口弦高比较合适。

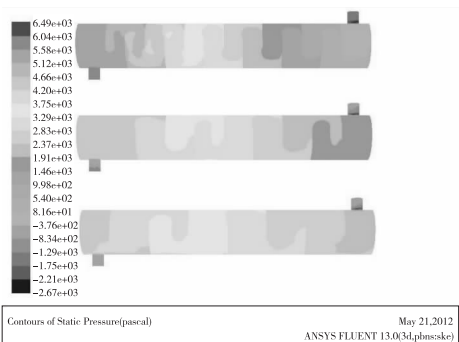
2.3 折流板间距对换热的影响

调整折流板间距分别为100mm(13块折流板)、150mm(9块折流板)、和200mm(7块折流板),再次建立计算模型并划分计算网格,导入FLUENT13.0进行计算,壳程流体入口速度仍设置为0.6m/s,其它边界条件和计算设置保持不变,计算结果如图12、图13所示。



(上)折流板间距100mm,(中)折流板间距150mm,(下)折流板间距200mm

图12 不同折流板间距壳程温度分布图



(上)折流板间距100mm,(中)折流板间距150mm,(下)折流板间距200mm

图13 不同折流板间距壳程压力分布图

从图12可以看出,随着折流板间距的增加(折流板数目减少),壳程出口温度降低,换热量随之减少,换热效率降低。从图13可以看出,随着折流板间距增加壳程压降降低,能耗降低。

3 结束语

本文以常用的弓形折流板管壳式换热器为研究对象,通过对换热器壳程三维流场的流动与传热进行数值模拟,基于模拟的结果得出在相同换热器外部尺寸和计算工况的条件下,随着折流板间距增加壳程压降降低,能耗降低,同时换热效率随之下降。随着折流板缺口弦高减小壳程压降随之增大而换热量随之增加。综合考虑折流板缺口弦高、间距对换热和压降的影响,因此,

本例中应选择 80 mm 的折流板缺口弦高和 150 mm 折流板间距比较合适。上述的研究工作对于设计传热效率高、流体阻力低的管壳式换热器提供了很好的理论依据。

参 考 文 献:

- [1] 刘敏珊,董其伍,刘 乾.折流板换热器壳程流场数值模拟与结构优化[J].化工设备与管道,2006,47(2): 24-27.
- [2] 刘敏珊,董其伍,刘 乾.折流板换热器的流场数值模拟与结构优化[J].石油机械,2006,34(4):42-45.
- [3] 古 新,董其伍,王 珂.基于三维实体模型的管壳式换热器壳程流场和温度场数值研究[J].压力容器, 2008,25(5):1-5.
- [4] 陶文铨.数值传热学[M].西安:西安交通大学出版社,1988.
- [5] 付 磊,林 莉.基于 APDL 的螺旋式搅拌器参数化建模[J].机械设计与制造,2011,243(5):193-195.
- [6] 钱才富,高宏宇,孙海阳.曲面弓形折流板换热器壳程流体流动与传热[J].化工学报,2011,62(5):1233-1238.
- [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):54-56.
- [8] 乔智晶.弓形折流板换热器壳程流体流动与传热的数值模拟[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2009.
- [9] 周俊杰,徐国权,张华俊.FLUENT 工程技术与实例分析[M].北京:中国水利水电出版社,2010.

Numerical Simulation Study of Shell-Side Fluid in Shell-and-Tube Heat Exchanger Through FLUENT

FU Lei¹, FU Li-ya², TANG Ke-lun¹, WEN Hua-bing¹, LI Liang¹

- (1. School of Mechanical Engineering, Sichuan University of Science & Engineering, Zigong 643000, China;
2. Guizhou Huayang Hongda Electric Appliance Co., Ltd. Guiyang 550009, China)

Abstract: A parametric model on the shell and tube heat exchanger is established by using ANSYS parametric modeling method. The numerical simulation on the shell-side fluid flow and heat transfer of shell and tube heat exchanger is performed on ANSYS FLUENT, and Shell-side fluid temperature field, velocity field and pressure field are acquired; and the effects of the baffle plate spacing and string height of heat exchanger to the heat transfer efficiency and shell side fluid pressure drop is analyzed. It is a beneficial exploration to the design to high heat transfer efficiency and low fluid resistance of the heat exchanger.

Key words: FLUENT; shell-and-tube heat exchanger; shell-side fluid; heat transfer; numerical simulation