

换热器管束间添加叶片的数值分析与结构优化

贾 晖 刘 伟 刘志春 范爱武

(华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘 要 根据核心流强化原理, 提出了一种新型的扰流叶片换热器, 对其进行了传热和流动特性的数值分析, 并作了一定的结构优化。结果表明, 在 Re 数为 3000~21000 的范围内, 该换热器相比折流杆换热器 PEC 可提高 20%~50%。

关键词 核心流; 扰流叶片; 折流杆

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2010)09-1547-04

NUMERICAL ANALYSIS AND STRUCTURAL OPTIMIZATION OF SHELL-AND-TUBE EXCHANGERS USING A SPECIAL VANE-TYPE SPOILER

JIA Hui LIU Wei LIU Zhi-Chun FAN Ai-Wu

(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract Based on the theory of heat transfer enhancement in the core flow, a kind of heat exchanger with vane-type spoiler was presented and the fluid flow and heat transfer characteristics were numerically analyzed in this paper. Furthermore the structural optimization was analyzed. The simulation results showed that when Re number is in the scope of 3000~21000, the PEC value will improve 20%~50% compared with rod baffle heat exchanger.

Key words core flow; vane-type spoiler; rod baffle

0 前 言

换热器在石化, 电力等行业广泛应用, 改善换热器的综合性能, 对于高能耗企业的设备节能意义重大。改善综合性能, 一方面要强化传热, 另一方面要减小阻力。

对于管壳式换热器, 强化传热都是从强化管程和壳程 (即管束间流体) 两方面考虑的。高效强化管有椭圆管, 螺旋槽纹管, 交叉缩放椭圆管等^[1~3]。折流板是管壳式换热器壳程强化的一种典型结构, 但流体横向冲刷管束的传热效率较低, 流动阻力较大, 而且经常发生流体诱导振动。因此, 当前发展了一些新的管束扰流结构, 如折流杆, 螺旋折流板等^[4~6], 使换热器壳程流体的流动方向和流动状态发生改变, 进而强化换热。

刘伟等为提高管内层流充分发展段传热与流动的综合性能, 提出了核心流强化传热原理^[7,8]。这一原理在方法上可以归纳为: (1) 尽可能增强核心流的温度均匀性; (2) 尽可能增强对核心流流体的扰动; (3) 尽可能减少核心流内强化传热面积; (4) 尽可能

减少对边界附近流体的扰动。

基于核心流强化传热的原理, 本文设计了一种新型的扰流叶片换热器^[9], 并通过对比传热与流动性能的数值计算, 将其与折流杆换热器进行对比分析。

1 数学物理模型

忽略壳壁对管束间流体流动与传热的影响, 并假设相邻管束单元间的流体没有热量和质量交换, 就可以抽象出一个对称的管束计算单元, 见图 1。计算中做出如下假设: (1) 流体物性为常数; (2) 流体不可压缩; (3) 流体为牛顿流体; (4) 忽略重力作用。对于这一物理模型, 可采用 RNG $\kappa - \varepsilon$ 湍流模型结合质量、动量以及能量守恒方程对其进行数值计算。

上述问题的控制方程通用形式为^[10]:

$$\frac{\partial(\rho u_i \Phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (1)$$

RNG $\kappa - \varepsilon$ 湍流模型 κ 和 ε 的控制方程如下:

收稿日期: 2009-12-26; 修订日期: 2010-08-12

基金项目: 国家重点基础研究发展计划 (No.2007CB206903); 国家自然科学基金资助项目 (No.50721005)

作者简介: 贾 晖 (1986-), 男, 湖北荆门人, 博士研究生, 主要从事强化传热方面的研究。

$$\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + \rho \varepsilon \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{C_{1\varepsilon}^*}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3)$$

以上方程中, 对于连续性方程, $\Phi = 1$, 广义扩散系数 $\Gamma = 0$, 源项 $S = 0$; 对于动量方程, $\Phi = u, v, w$, 广义扩散系数 $\Gamma = \mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$, 源项 $S = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$, 对于能量方程, $\Phi = T$, $\Gamma = \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T}$, 源项 $S = 0$. 其他各变量的定义以及数值为:

$$\mu_t = \rho C_\mu \mu \frac{k^2}{\varepsilon}, C_\mu = 0.0845, \alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39$$

$$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^2}, C_{1\varepsilon} = 1.42, C_{2\varepsilon} = 1.68$$

$$\eta = (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon}, E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

$$\eta_0 = 4.377, \beta = 0.012$$

其中, ρ 为流体密度, μ 为流体黏性系数, Pr 为流体普朗克数, σ_T 为流体湍流普朗克数, p, T 分别为流体压力和温度, u, v, w 分别为流体速度分量.

根据核心流强化传热原理中对核心流区域内温度均匀性和扰流分布性的要求, 在管束间每隔相等的距离安装一组支撑-扰流叶片元件(如图2). 旋流叶片形状为端缘宽于底缘的等厚度扭曲曲面, 端缘和底缘以中心线为轴, 相对逆时针扭曲 50° ; 叶片厚度为 0.5 mm, 叶片底缘宽度 2 mm, 端缘宽 5 mm, 距中心高 8 mm, 叶片的连接杆直径为 2 mm, 支撑部位径向最大宽度 18 mm. 传热管外径 25 mm, 支撑部位与传热管壁面的间距为 2 mm.



图 1 扰流叶片换热器的计算单元
Fig. 1 Flow unit of shell side of the heat exchanger with vane-type spoiler

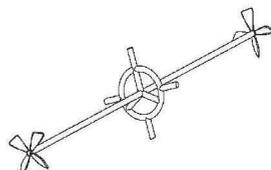


图 2 扰流叶片元件图
Fig. 2 The unit of vane-type spoiler

控制方程采用 SIMPLEC 求解耦合速度场和压力场, 对流项采用 QUICK 格式离散, 近壁面采用壁面函数法处理. 计算时采用水作为工作流体, 折流杆换热器管束单元的计算参数如表 1 所示, 扰流叶片

换热器的计算参数如表 2 所示, 整段管长均为 1200 mm.

表 1 折流杆换热器的计算参数

Table 1 Parameters for rod baffle heat exchanger

换热管 外径/mm	换热管 中心距/mm	折流栅 间距/mm	折流杆 直径/mm	当量水力 直径/mm
25	32	120	5	27

表 2 扰流叶片换热器的计算参数

Table 2 Parameters for heat exchanger with vane-type spoiler

换热管 外径 /mm	换热管 中心距 /mm	叶片数	单个元件 长度 /mm	元件安装 组数	当量水力 直径 /mm
25	32	3, 4	100, 120	2, 3	27
		5	140, 160	4	

本文是将扰流叶片换热器与折流杆换热器作对比, 因此, 反映换热器的性能评价系数 PEC 定义为:

$$PEC = \frac{Nu_1/Nu_2}{(f_1/f_2)^{1/3}}$$

式中, Nu_1, Nu_2 分别为扰流叶片换热器和折流杆换热器的努塞尔数, f_1, f_2 分别为扰流叶片换热器和折流杆换热器的阻力系数.

2 计算结果与分析

2.1 两种换热器的对比分析

图 3、图 4 为扰流叶片换热器(元件长度 100 mm, 4 叶片, 安装组数为 3)与折流杆换热器的 Nu 数和阻力系数随 Re 数变化的比较图. 图 5 为 PEC 随 Re 数变化图.

由图 3, 图 4 可以看出, 扰流叶片换热器的 Nu 数与折流杆换热器相差不大, 但是阻力系数却较之小了很多, 因此, 在相同的泵功下能散走更多的热量. 由图 5 可以看出, PEC 随着 Re 数的增加单调下降, 但是在本文所考虑的 Re 数范围内一直大于 1, 可见扰流叶片换热器的综合性能一直优于折流杆换热器, 最高可比折流杆换热器综合性能提高 20%以上 ($Re=3000$ 时).

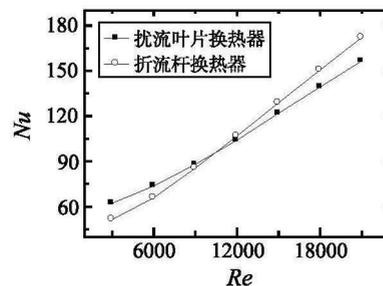


图 3 两种换热器 Nu 数随 Re 数的变化
Fig. 3 Relations between Re number and Nu number

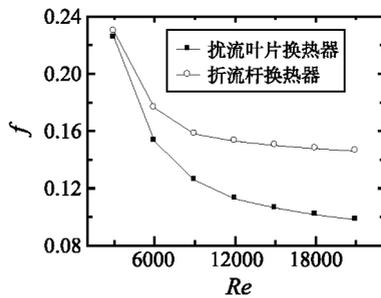


图 4 两种换热器阻力系数 f 随 Re 数的变化
 Fig. 4 Relations between Re number and resistance coefficient

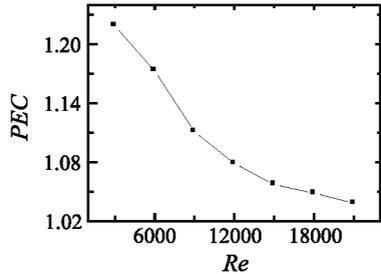


图 5 PEC 随 Re 数的变化
 Fig. 5 Relations between Re number and PEC value

2.2 结构优化

图 6 为元件长度 100 mm 时, 安装组数为 3 组, 分别安装 3 叶片, 4 叶片和 5 叶片时的 PEC 比较图。从图中可以看出, 虽然 PEC 都是随着 Re 数的增加而下降, 但安装 4 叶片时最大, 安装 3 叶片其次, 安装 5 叶片最小。这是因为, 安装 4 叶片时, 其扰流效果强于安装 3 叶片, 因此其换热系数高于 3 叶片, 虽然其阻力系数也高于 3 叶片, 但是综合效果还是安装 4 叶片时好。但是安装 5 叶片时, 阻力系数的增加幅度大大超过了换热系数增加的幅度, 最终造成了其综合效果最差。

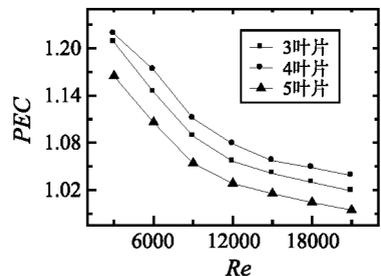


图 6 不同叶片形式下的 PEC
 Fig. 6 Relations between vanes number and PEC value

图 7~ 图 10 为叶片形式都为 4 叶片时, 不同的元件长度并且安装不同组数的扰流叶片元件的 PEC 随 Re 数变化的比较图。由图中可见, 元件长度为

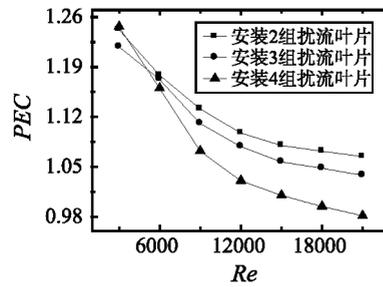


图 7 元件长度 100 mm 安装组数不同的 PEC
 Fig. 7 Relations between Re number and PEC value when the component length is 100 mm

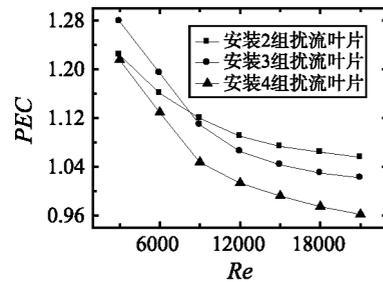


图 8 元件长度 120 mm 安装组数不同的 PEC
 Fig. 8 Relations between Re number and PEC value when the component length is 120 mm

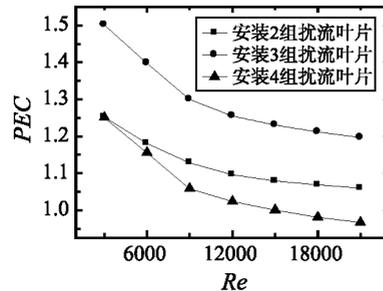


图 9 元件长度 140 mm 安装组数不同的 PEC
 Fig. 9 Relations between Re number and PEC value when the component length is 140 mm

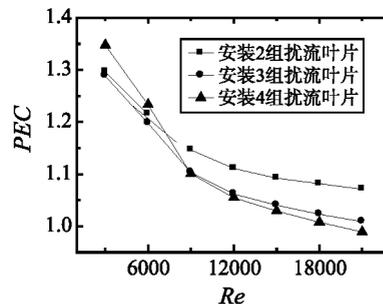


图 10 元件长度 160 mm 安装组数不同的 PEC
 Fig. 10 Relations between Re number and PEC value when the component length is 160 mm

100 mm、120 mm、160 mm 时, 当 Re 数高于 9000,

安装 2 组扰流元件的综合性能优于安装 3 组或 4 组扰流元件; 当 Re 数低于 9000 时, 或者是安装 3 组扰流元件综合性能最优, 或者是安装 4 组扰流元件最优。这是因为在 Re 数比较高的情况下, 换热增强的幅度低于阻力增强的幅度, 因此在高 Re 数下, 对于综合性能的提升影响最大的是阻力特性, 所以在高 Re 数下需要主要考虑阻力的减小。

然而, 当元件长度为 140 mm, 安装 3 组扰流叶片元件时的 PEC 值最高, 高于其他任何一种结构。这是因为在此种分布式组合下, 流体经过扰流叶片扰流后, 即将衰减时再遇到了扰流叶片, 再次扰流, 因此大大提高了其换热系数, 虽然阻力较之安装 2 组扰流元件时的高, 但是换热增强的幅度大大高于阻力增加的幅度。而在其他组合下, 流体要么是已经衰减了一段距离才再次遇到扰流叶片, 此时换热系数不高; 要么就是还处于流动扰动很激烈的时候再次遇到扰流元件, 此时因为扰流元件长度很大, 流体流动阻力增加的幅度大于换热系数增加的幅度。

图 11 和图 12 是优化后的扰流叶片换热器 (元件长度为 140 mm, 安装 3 组扰流元件) 与折流杆换热器的 Nu 数和 f 的比较。可见, 优化后的扰流叶片换热器 Nu 数一直高于折流杆换热器, 阻力系数一直小于折流杆换热器, 因此综合性能优于

折流杆换热器。

3 结 论

与折流杆换热器相比, 扰流叶片换热器因为大大减小了壳程流体的流动阻力, 使得综合性能优于折流杆换热器。在雷诺数 3000~21000 的范围内, 扰流叶片换热器最优化的结构较之折流杆换热器综合性能提高了 20%~50%。并且在管束间设置扰流叶片, 可以减少折流杆的根数和折流圈的个数, 降低了换热器成本。

参 考 文 献

- [1] HUANG Suyi, PU Shizhou. Convection and Heat Transfer of Elliptical Tubes [J]. Heat and Mass Transfer, 1995, 30: 411-415
- [2] Sethumadhavan R, Rao M R. Turbulent Flow Friction and Heat Transfer Characteristics of Single and Multistart Spirally Enhanced Tubes [J]. Journal of Heat Transfer, 1986, 108: 55-61
- [3] MENG Ji'an, LIANG Xingang, LI Zhixin. Field, Synergy Optimization and Enhanced Heat Transfer by Multi-Longitudinal Vortexes Flow in Tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48: 3331-3337
- [4] Kakac S, Bergles AE, Mayinger F. Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design [M]. Hemisphere Publishing Corporation. Washington. New York, London, 1981: 15-20
- [5] Gentry C C. Rod Baffle Heat Exchanger Technology [J]. Chemical Engineering Progress, 1990, 86(7): 48
- [6] PENG Botao, WANG Qiuwang, ZHANG C, et al. An Experimental Study of Shell-and-Tube Heat Exchangers with Continuous Helical Baffles [J]. Journal of Heat Transfer, 2007, 129: 1425-1431
- [7] LIU Wei, YANG Kun, Nakayama A. Enhancing Heat Transfer in the Core Flow by Forming an Equivalent Thermal Boundary Layer in the Fully Developed Tube Flow [C]//Sixth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology, Potsdam, Germany, 2007
- [8] LIU Wei, YANG Kun. Mechanism and Numerical Analysis for Heat Transfer Enhancement in the Core Flow along a Tube [J]. Science in China, Series E, 2008, 51(8): 1195-1202
- [9] LIU Wei, LIU Zhichun, WANG Yingshuang, et al. Study of Flow Mechanism and Heat Transfer Enhancement in Longitudinal-Flow Tube Bundle of Shell-and-Tube Heat Exchanger [J]. Science in China, Series E, 2009, 52(10): 2952-2959
- [10] 王福军, 编著. 计算流体动力学分析 — CFD 软件原理与应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004
- WANG Fujun. Analysis of Computational Fluid Dynamics-Principle and Application for CFD Software [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004: 124-125

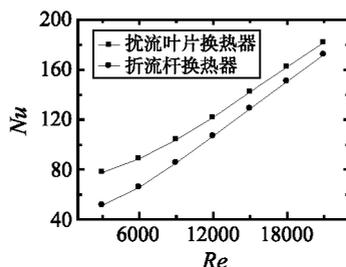


图 11 两种换热器 Nu 数随 Re 数的变化

Fig. 11 Relations between Re number and Nu number

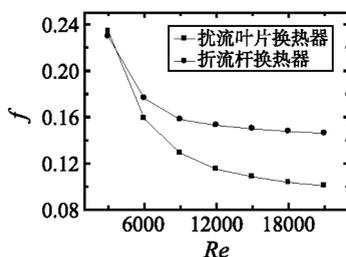


图 12 两种换热器 f 随 Re 数的变化

Fig. 12 Relations between Re number and resistance coefficient