

管壳式换热器纵流管束内的扰流机制与传热强化研究

刘伟*, 刘志春, 王英双, 黄素逸

华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074

* E-mail: w_liu@hust.edu.cn

收稿日期: 2008-07-12; 接受日期: 2009-05-05

国家重点基础研究发展计划(“973”计划)(批准号: 2007CB206903)和国家自然科学基金(批准号: 50721005)资助项目

摘要 分析了折流杆换热器管束内的扰流机制, 在此基础上, 根据核心流传热强化原理, 设计了一种新型的折流杆-扰流叶片组合式换热器, 建立了相应的物理和数学模型, 并对其传热与流动特性进行了计算模拟. 结果表明, 该新型换热器壳程的对流换热系数与折流杆换热器相当, 但流动阻力远小于折流杆换热器, 综合性能优于折流杆换热器, 而且 Re 数越高, 优势越明显.

关键词

管壳式换热器
管束
折流杆
扰流叶片
核心流
传热强化

管壳式换热器广泛用于电力、化工、炼油等行业, 约占换热器总量的 70%^[1]. 折流部件在管壳式换热器中起着十分重要的作用, 一方面对管束起支撑和固定作用, 另一方面又对壳程流体起扰流作用. 对于管壳式换热器, 按壳程流体的流动方向, 可分为横向流、纵向流和螺旋流 3 种. 对于不同的壳程流动形态, 管壳式换热器的性能呈现较大差异. 而壳程流体的换热系数对换热器总传热系数的影响很大, 研究壳程的流动与换热机理, 对于减少换热器能耗、降低传热温差, 提高换热器性能, 具有重要意义.

表面与流体间的传热强化方式可以归纳为^[2]: 1) 减薄流体热边界层厚度; 2) 增加流体对壁面的扰动; 3) 扩展传热表面; 4) 改变换热表面的物理性质等. 由于这些方法均基于边界附近流体或换热表面, 因而可以称为边界流传热强化或表面传热强化^[3].

管内插入物也是一种有效的强化传热技术, 常

用的管内插入物有扭带、螺旋线圈、绕花丝以及静态混合器等. 但是, 传统方法通常将插入物添加于管内整个流动区域, 这样传热虽然得到强化, 但阻力也明显增加, 尤其在湍流区域阻力增加更为显著^[4-9].

对于管壳式换热器的传热强化, 可从高效强化管与管束扰流体 2 个方面考虑. 高效强化管一般有波纹管、波纹螺旋管、螺旋槽纹管、缩放管等. 虽然许多高效强化管对管程和壳程的换热强化都有一定的作用, 但主要还是用于强化管程, 对壳程的作用不是很大. 折流板是管壳式换热器壳程的一种典型扰流结构, 但由于流体横向冲刷管束的传热效率较低, 流动阻力较大, 而且常发生流体诱导振动, 因而, 国内外研究者在折流板的基础上, 发展了一些新的管束扰流结构, 如折流杆、螺旋折流板等^[10-19], 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.

引用格式: 刘伟, 刘志春, 王英双, 等. 管壳式换热器纵流管束内的扰流机制与传热强化研究. 中国科学 E 辑: 技术科学, 2009, 39(11): 1850—1856
Liu W, Liu Z C, Wang Y S, et al. Flow mechanism and heat transfer enhancement in longitudinal-flow tube bundle of shell-and-tube heat exchanger. Sci China Ser E-Tech Sci, 2009, 52(10): 2952—2959, doi: 10.1007/s11431-009-0237-7

在受限空间内采取诸如扩展肋、涡发生器、槽纹以及其他强化传热措施后, 流体的流动阻力也会明显增加, 其原因是: 由于边界附近流体的速度梯度、粘性扩散以及动量耗散的增大, 使得流体与表面间的剪切力、摩擦力以及流体的耗散功有不同程度的增加. 若流动阻力成为矛盾的主要方面, 甚至可能会弱化换热^[6]. 基于此, 刘伟等人^[20]重新审视了受限空间中换热强化和流动阻力之间的关系, 提出管内核心流强化传热的原理, 认为若能在受限空间的核心流区域添加特殊的插入物, 满足: 1) 核心流的温度均匀; 2) 边界流的扰动较小; 3) 扰流面的面积较小(或扰流面非连续), 那么, 就不会形成较大的流动阻力, 并使边界流区域形成较大的温度梯度, 从而实现传热强化. 基于管内核心流传热强化的思想, 刘伟等人^[21, 22]对管内核心区域充填多孔介质的传热与流动进行了机理分析和数值模拟, 结果表明, 对于不同的流体物质, 传热强化管的综合性能较好, PEC 值远大于 1.

本文首先对折流杆换热器壳程的传热与流动特性进行数值模拟, 然后, 基于核心流传热强化原理, 改变换热器管束内的扰流方式, 提出一种新型的折流杆-扰流叶片组合式换热器, 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 折流杆换热器

1.1 数学物理模型

对于正方形排列的折流杆换热器, 若忽略壳壁对管束间流动与传热的影响, 并假设相邻管束单元间的流体没有热量和质量交换, 就可抽象出一个对称的管束计算单元, 如图 1 所示.

为了建立流体在管束间的流动与传热数学模型, 假设: 1) 流体物性为常数; 2) 流体不可压缩, 各向同性以及为连续介质; 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 $k-\varepsilon$ 湍流模型结合质量、动量以及能量守恒方程对折流杆换热器壳程的流场、温度场和压力场进行数值计算, 并分析 Nu 数、摩擦阻力系数和压降与 Re 数的关系.

上述问题的控制方程通用形式为

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

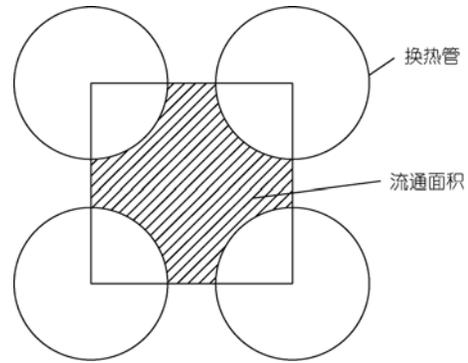


图 1 折流杆换热器管束计算单元的截面图

RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型中 k 和 ε 的控制方程如下

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

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

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 为流体粘性系数, 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.

整个计算区域采取分块网格划分技术, 在折流杆或者扰流元件的临近区域, 采用非结构化网格, 其余部分采用结构化网格. 这样, 不但可以改善网格质量, 还可以大大减少网格数量. 论文研究了不同的网格划分方法对计算结果的影响, 结果表明, 如果达到相同的求解精度, 分块划分技术的网格数量要远远少于单一网格划分技术. 为了得到网格独立性, 对分

块划分采取 3 种不同的网格数(1607161, 1447491, 1217496)分别进行了计算, 结果表明, 3 种情况下, 计算结果最大相差 3%, 因此, 为了提高计算效率, 采用第 3 种网格划分策略。

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。

表 1 折流杆换热器的计算参数

换热管型号	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
$\phi 16 \times 2$	21	80, 120	5	19

求得计算单元内的温度场后, 可求取流体换热系数: $h = q / (T_w - T_m)$, 其中, q 为壁面热流, T_w 为管束壁面的平均温度, T_m 为管束截面流体的平均温度。

流体摩擦阻力系数的计算式为: $f = 2\Delta p \frac{D_e}{l} \frac{1}{\rho u_m^2}$, 其中, u_m 为管束截面流体的平均速度, D_e 为当量水力直径, l 为管束长度, Δp 为流体压降。

反映换热器传热增强与流阻增加之间相对关系的性能评价系数取为^[2]

$$PEC = \frac{Nu / Nu_0}{(f / f_0)^{1/3}}, \quad (4)$$

式中, Nu , Nu_0 分别为强化管和光管的努塞尔数, f 和 f_0 分别强化管和光管的阻力系数。

1.2 计算结果与分析

关于折流杆换热器的强化传热机理, 可解释为折流杆沿换热器壳程对流体的轴向扰流作用. 由于折流杆与管外壁只是点接触, 且折流杆沿流动方向具有分布性, 折流杆主要起扰动流体的作用, 可使管束内流体的温度沿程趋于均匀, 从而增强了换热, 而它对管束壁面的扰动只是局部的, 这与管内核心流传热强化的机制类似^[19]. 基于此, 可对折流杆的轴向分布进行结构优化, 传热得以强化的同时, 以减少换热器壳程的流动阻力。

图 2 为流体流过折流杆的迹线. 图 2 中可见, 在前述假设条件下, 折流杆对管束内的流体产生了明



图 2 流体流过折流杆的迹线($Re=16000$)

显的纵向扰流作用. 而且, 这种扰流效果优于折流板产生的横向扰流效果。

图 3 为 $Re=16000$ 时, 计算管束单元中某一截面的速度场、温度场以及压力场. 由图 3 可见, 当壳侧雷诺数 $Re=16000$ 时, 从入口到出口, 流体温度逐渐升高, 压力逐渐降低, 且逐渐趋于均匀. 流体流过折流杆时, 由于扰流作用, 在折流杆处速度变化较大, 温度比较均匀, 说明折流杆附近的流体换热效果较好. 由图 3 可见, 流体流过折流杆产生扰流作用, 尤其在流道中心, 扰动较为强烈, 温度更趋均匀。

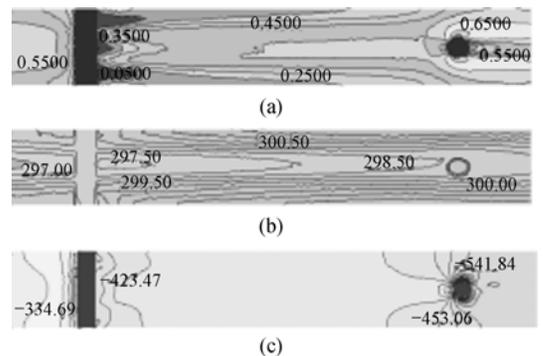


图 3 沿管束流动方向某截面的压力场、温度场以及速度场($Re=16000$)

(a) 速度场; (b) 温度场; (c) 压力场

图 4~7 为折流杆间距分别为 80 和 120 mm 时, 对流换热系数、 Nu 数、摩擦阻力系数以及压降随不同 Re 数的变化关系. 由图可见, 随着 Re 数的增加, 折流杆的扰流作用更加强烈, 传热得到强化, 因而换热系数和流动阻力均逐渐增加; 此外, 随着折流杆间距的增大, 换热系数和流动阻力均有所下降, 这是由于因折流杆间距的增加, 使得流体扰动作用削弱的缘故。

折流杆换热器的不足在于: 在低 Re 数下, 折流杆的扰流作用不很明显, 换热器的传热性能受到限制. 于是, 为了提高壳程流体的速度, 在流量一定时,

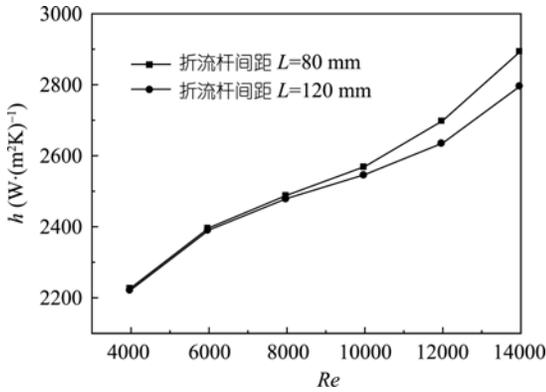


图 4 不同 Re 数下换热系数的变化

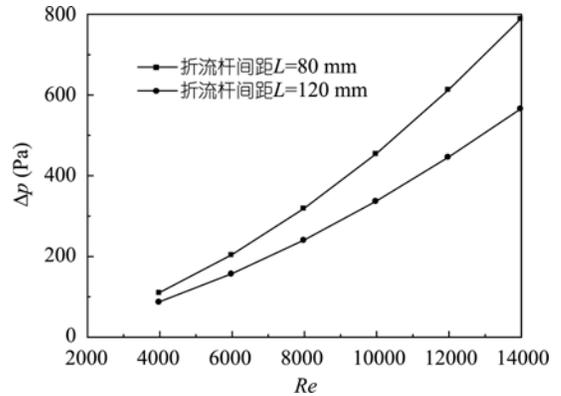


图 7 不同 Re 数下压降的变化

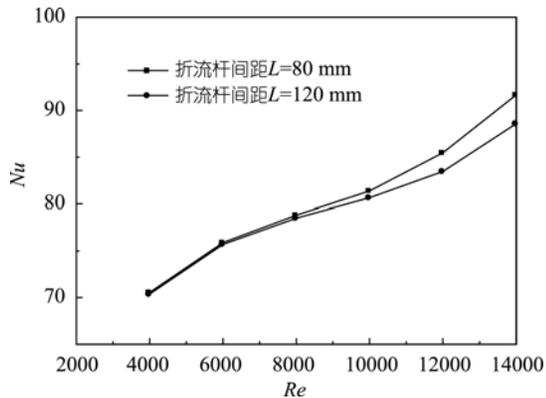


图 5 不同的 Re 数下 Nu 数的变化

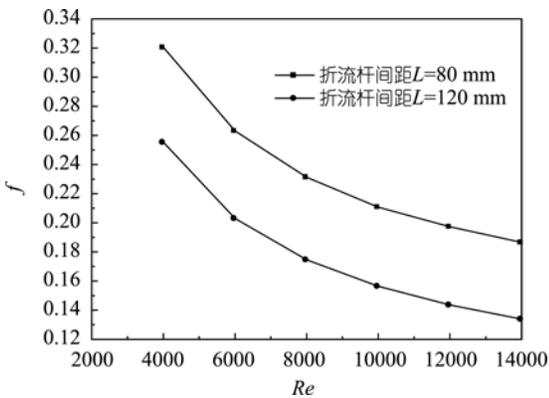


图 6 不同 Re 数下摩擦阻力系数的变化

只有减小换热器的壳体直径或换热管中心距, 这样, 换热器的设计和应用均受到限制.

2 折流杆-扰流叶片组合式换热器

2.1 数学物理模型

根据核心流传热强化原理中对核心流区域内温

度均匀性和扰流分布性的要求, 可在管壳式换热器的管束内设计更加有效的扰动流体和减少阻力方式. 为此, 可在管束内每隔一定的距离安装一组宽度逐渐加大的扰流叶片, 每组扰流叶片由直径为 2 mm 的细杆连接(也可采取其它的固定方式), 叶片最大宽度为 4 mm, 叶片高度为 6 mm, 叶片厚度为 1 mm, 弯扭叶片按等截面方式设计, 以减少扰流叶片对固定中轴的扭矩功耗, 扭转角为 45° . 图 8 中的管束单元与图 1 所示的折流杆换热器的计算单元相同.

2.2 计算结果与分析

针对图 8 所示的物理模型, 采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型进行了湍流计算, 并将组合式单元的计算结果与折流杆单元进行了比较, 如图 9~13 所示.

由图 9 可见, 流体在流经叶片时会产生旋流扰动, 由于扰流叶片布置在管束的中心位置, 因而旋流扰动主要发生在流道的中心区域. 与折流杆相比, 弯扭叶片产生的旋流扰动更加充分, 因而中心区域流体的温度更为均匀. 此外, 由于扰流叶片按分布式布置, 扰流面积也比较小, 这样, 也就大大降低了表面对流体的粘性阻力.

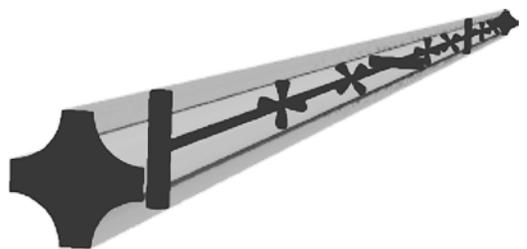


图 8 折流杆-扰流叶片组合式换热器的计算单元

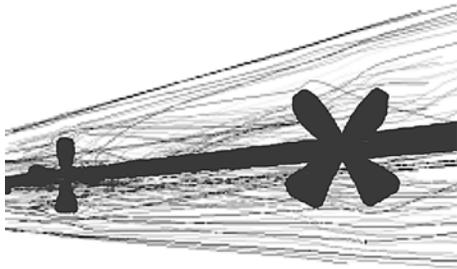


图 9 流体质点的运动迹线

图 10 和 11 分别为在不同 Re 数下, 折流杆管束、折流杆-扰流叶片组合式管束以及光管管束的换热系数和压降变化. 从图 10 中可以看出, 3 种结构换热器壳程的换热系数变化趋势相同, 组合式的换热系数略微小于折流杆, 但二者均比光管束大很多. 从图 11 可见, 组合式管束和折流杆管束的压降均比光管束大, 但组合式管束的压降始终小于折流杆管束, 而且, 随着 Re 数的增加, 二者的压降差别越来越大.

图 12 和 13 分别为折流杆、组合式和光管束的

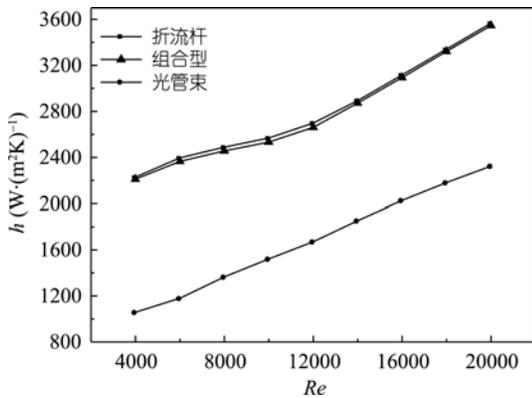


图 10 不同 Re 数下不同换热器的换热系数变化

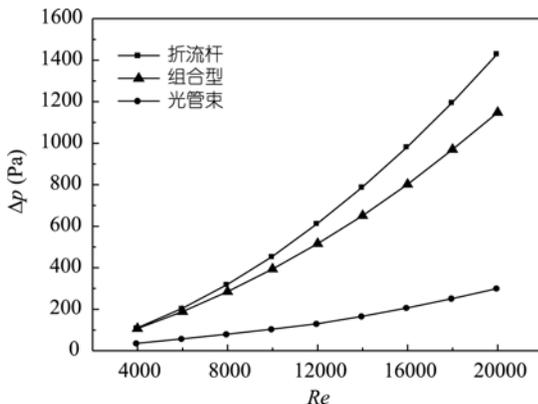


图 11 不同 Re 数下不同换热器的压降变化

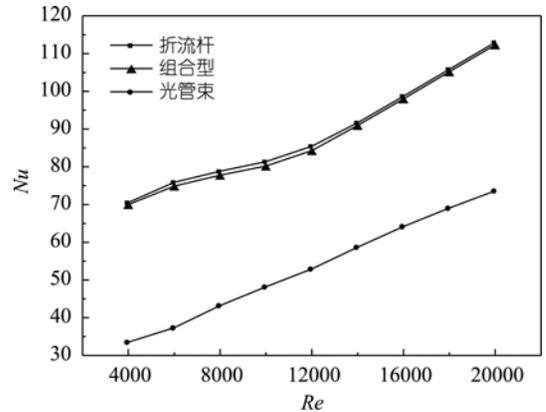


图 12 不同 Re 数下不同换热器的 Nu 数变化

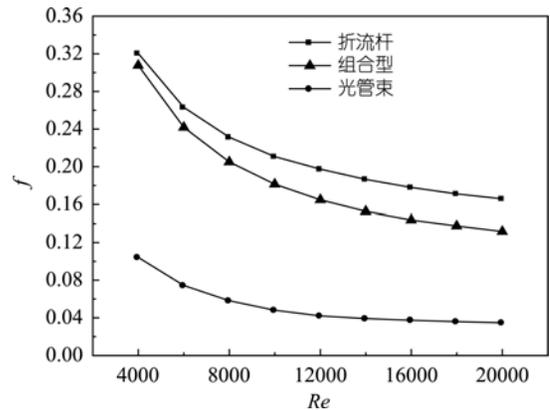


图 13 不同 Re 数下不同换热器的阻力系数变化

Nu 数和摩阻系数随 Re 数的变化, 其中, Nu 数的变化和图 10 中换热系数的变化规律相同, 随着 Re 数增加, 由于流体的扰动加强, 因而 Nu 数增加. 从图 13 可见, 随着 Re 数增加, 阻力系数逐渐减小.

图 14 和 15 显示了相对于光管束, 折流杆和组合式换热器的换热系数和压降随 Re 数的变化. 图 14 和 15 中可见, 就传热而言, Re 数越大, 壳程流体换热系数的增幅越小; 而就流动而言, 随 Re 数的增加, 压降的增幅开始较大, 随后趋于稳定, 甚至有所回落. 图 16 为相对于折流杆换热器, 组合式换热器的换热系数和压降的变化幅度. 在雷诺数 $Re=4000\sim 20000$ 的范围内, 折流杆换热器相对于光管束的对流换热系数增加幅度为 54%~110%, 压降增加幅度为 207%~376%; 组合式换热器相对于光管束的对流换热系数增加幅度为 53%~109%, 压降增加幅度为 195%~282%; 组合式换热器相对于折流杆换热器的换热系数减小幅度为 0.6%~1.4%, 压降减小幅度为 4%~20%.

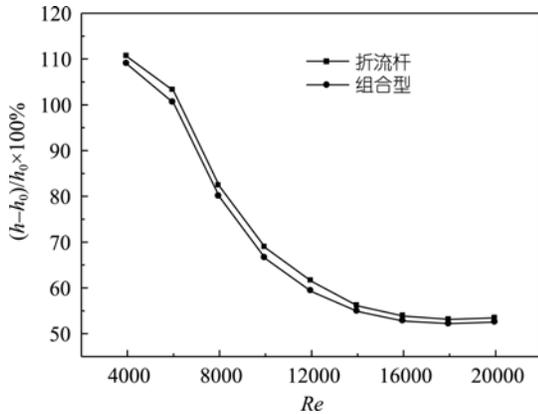


图 14 不同 Re 数下不同换热器换热系数的变化率

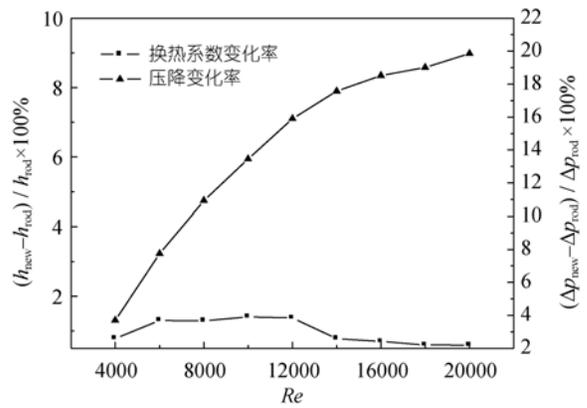


图 16 不同 Re 数下组合式换热器相对于折流杆换热器的换热系数和压降变化

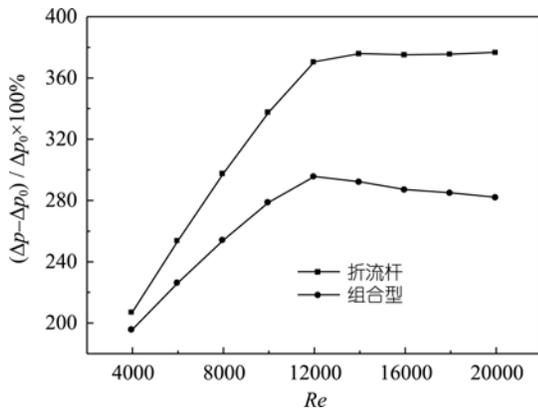


图 15 不同 Re 数下不同换热器压降的变化率

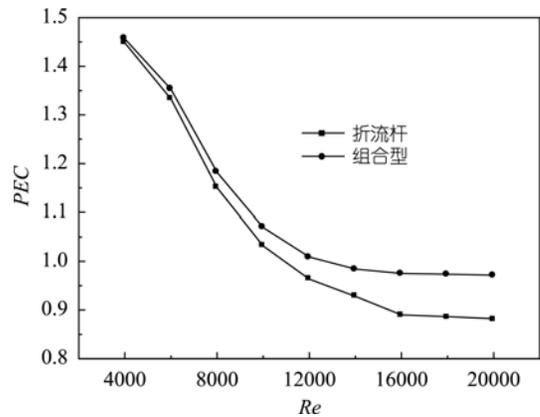


图 17 不同 Re 数下不同换热器的 PEC 值

由此可见,折流杆-扰流叶片组合式换热器的传热性能与折流杆换热器大体相当,但前者的流动阻力却比后者小许多,特别在高 Re 数下,两者的差别更大。

图 17 为在不同 Re 数下,折流杆换热器和折流杆-扰流叶片组合式换热器的 PEC 值变化.图 17 中可见,在雷诺数 $Re=4000\sim 20000$ 的范围内,折流杆换热器和组合式换热器的 PEC 值在 $0.8\sim 1.5$ 之间,但是,组合式换热器的综合性能始终高于折流杆换热器,随着 Re 数的增加,二者的差别也明显增加.这是由于虽然折流杆扰流主要作用于流道的核心区域,但随着 Re 数的增加,折流杆对管束的扰动加剧,因而流动阻力随之增加.而对于位于流道中心区域的扰流叶片,对管束边界的扰动相对较弱,因而流动阻力的增加不是很大。

图 18 给出了折流杆换热器和折流杆-扰流叶片组

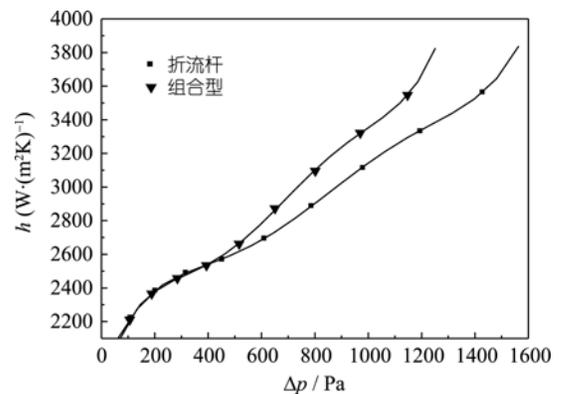


图 18 换热系数随压降的变化关系

合式换热器的换热系数与压降之间的对应变化,从图 18 中可以看出,在相同的压降或功耗下,组合式换热器壳程的换热系数大于折流杆换热器,且随着流速的增加,这种差别越来越显著。

3 结论

(i) 在核心流传热强化原理的指导下, 通过对纵流管束内扰流机制的分析, 设计了一种高效低阻的折流杆-扰流叶片组合型换热器; 若换热性能相当, 其壳程的流动阻力低于折流杆换热器; 若流动阻力相同, 其壳程的换热性能优于折流杆换热器。

(ii) 与没有任何扰流部件的光管束换热器相比,

在雷诺数为 4000~20000 的范围内, 组合型换热器的壳程换热系数增幅为 53%~109%, 压降增幅为 195%~282%; 而折流杆换热器的壳程换热系数增幅为 54%~110%, 压降增幅为 207%~376%。

(iii) 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, 这样, 不仅能够强化换热, 减少流阻, 还可以减轻换热器重量, 降低换热器成本。

参考文献

- 1 钱颂文. 换热器设计手册. 北京: 化学工业出版社, 2002
- 2 Webb R L. Principles of Enhanced Heat Transfer. New York: Wiley, 1994
- 3 Bergles A E. ExHFT for fourth generation heat transfer technology. *Exp Thermal Fluid Sci*, 2002, 26(2-4): 335—344 [DOI](#)
- 4 Promvong P, Eiamsa-ard S. Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert. *Int Comm Heat Mass Transfer*, 2007, 34(7): 849—859 [DOI](#)
- 5 Chang S W, Jan Y J, Liou J S. Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted tape. *Int J Thermal Sci*, 2007, 46(5): 506—518 [DOI](#)
- 6 Wang L K, Sunden B. Performance comparison of some tube inserts. *Int Comm Heat Mass Transfer*, 2002, 29(1): 45—56 [DOI](#)
- 7 Chang S W, Yang T L, Liou J S. Heat transfer and pressure drop in tube with broken twisted tape insert. *Exp Thermal Fluid Sci*, 2007, 32(2): 489—501 [DOI](#)
- 8 Naphon P. Heat transfer and pressure drop in the horizontal double pipes with and without twisted tape insert. *Int Comm Heat Mass Transfer*, 2006, 33(2): 166—175 [DOI](#)
- 9 Jin J, Liu P Q, Lin G P. Numerical simulation of heat transfer of latent functionally thermal fluid in tubes with coaxially inserted cylindrical bars in laminar. *Sci China Ser E-Tech Sci*, 2008, 51(8): 1232—1241 [DOI](#)
- 10 Mukherjee R. Use double-segmental baffles in the shell-and-tube heat exchangers. *Chem Eng Progress*, 1992, 88(11): 47—52
- 11 Li H, Kottke V. Analysis of local shell side heat and mass transfer in the shell-and-tube heat exchanger with disc-and-doughnut. *Int J Heat Mass Transfer*, 1999, 42(18): 3509—3521 [DOI](#)
- 12 Li H, Kottke V. Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement. *Int J Heat Mass Transfer*, 1998, 41(10): 1303—1311 [DOI](#)
- 13 Lei Y G, He Y L, Rui L, et al. Effects of baffle inclination angle on flow and heat transfer of a heat exchanger with helical baffles. *Chem Eng Process*, 2008, 47(12): 2336—2345
- 14 Lei Y G, He Y L, Pan C, et al. Design and optimization of heat exchangers with helical baffles. *Chem Eng Sci*, 2008, 63(17): 4386—4395 [DOI](#)
- 15 Dong Q W, Wang Y Q, Liu M S. Numerical and experimental investigation of shell side characteristics for rod baffle heat exchanger. *Appl Therm Eng*, 2008, 28(7): 651—660 [DOI](#)
- 16 Peng B, Qang Q W, Zhang C, et al. An experimental study of shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles. *J Heat Transfer*, 2007, 129(10): 1425—1431 [DOI](#)
- 17 Kara Y A, Guraras O. A computer program for designing of shell-and-tube heat exchangers. *Appl Therm Eng*, 2004, 24(13): 1797—1805 [DOI](#)
- 18 Costa André L H, Queiroz Eduardo M. Design optimization of shell-and-tube heat exchangers. *Appl Therm Eng*, 2008, 28(14-15): 1798—1805 [DOI](#)
- 19 Xie G N, Wang Q W, Zeng M, et al. Heat transfer analysis for shell-and-tube heat exchangers with experimental data by artificial neural networks approach. *Appl Therm Eng*, 2007, 27(5-6): 1096—1104 [DOI](#)
- 20 Liu W, Yang K, Nakayama A. Enhancing heat transfer in the core flow by forming an equivalent thermal boundary layer in the fully developed tube flow. In: Sixth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology. Potsdam, Germany, 2007
- 21 刘伟, 杨昆. 管内核心流强化传热的机理与数值分析. *中国科学 E 辑: 技术科学*, 2009, 39(4): 661—666
- 22 刘伟, 明廷臻. 管内核心流分层填充多孔介质的传热强化分析. *中国电机工程学报*, 2008, 28(32): 66—71