

一种适用于绕管式换热器的新管型

徐子涵^{*}, 桑文蓉, 薄守石

中国石油大学(华东), 山东 青岛 266580

摘 要 : 缠绕管式换热器具备结构紧凑、传热面积大、换热效率高、抗振能力强等优点, 因而广泛应用于加氢裂化、连续重整、天然气液化等领域。依据前人研究, 通过对基础椭圆管进行开槽及扭曲加工, 建立了不同类型开槽管, 与光滑圆管对比模拟结果, 最终提出了一种适用于缠绕管式换热器的新管型—扭曲椭圆花瓣管, 得到新型换热管努赛尔数 Nu 相较光滑圆管平均提升了 24.88%, 阻力系数 f 提升了 9.4% ~ 10.7%, 综合评价因子 PEC 提升了 12.44% ~ 24.66%, 为新型缠绕管式换热器的设计提供了参考。

关 键 词 : 缠绕管式换热器; 管侧流动; 数值模拟; 新型管

A New Tube Type Suitable For Wound Tube Heat Exchanger Is Presented

Xu Zihan^{*}, Sang Wenrong, Bo Shoushi

China University of Petroleum (East China), Shandong Qingdao 266580

Abstract : The wound tube heat exchanger has the advantages of compact structure, large heat transfer area, high heat transfer efficiency and strong anti-vibration ability, so it is widely used in hydrocracking, continuous reforming, natural gas liquefaction and other fields. According to the previous research, different types of grooved tubes were established by grooving and twisting the basic elliptical tubes, and the simulation results were compared with those of smooth circular tubes. Finally, a new tube type — twisted elliptical petal tube, which is suitable for winding tubular heat exchanger, was proposed. The Nusselt number Nu of the new heat exchange tube was increased by 24.88% on average compared with that of smooth circular tubes. The drag coefficient f is increased by 9.4% ~ 10.7%, and the comprehensive evaluation factor PEC is increased by 12.44% ~ 24.66%, which provides a reference for the design of new wound tube heat exchanger.

Key words : wound tube heat exchanger; tube side flow; numerical simulation; new tube

一、研究背景

资源短缺与环境污染越来越明显, 节能减排成为重点。石油化工企业中, 换热器的数量一般占设备总数的 40 % 左右, 其投资占总投资的 30 % ~ 45 %。因此, 提高换热效率、降低运行成本至关重要。缠绕管式换热器因结构紧凑、传热面积大、换热效率高、抗振能力强等优点而在加氢裂化、连续重整、天然气液化、芳烃联合、低温甲醇洗等领域得到了广泛应用。它的结构如图 1 所示^[1]。其中, 管侧为热流体, 壳侧为冷流体。管侧流体从底端流入, 向上流动温度不断降低, 气体被冷凝, 从而达到液化的目的。

强化传热通过改善换热器结构与优化换热部件来提高换热效率、降低运行成本。目前, 对缠绕管式换热器的换热提升主要集中在管型的研究。Zhang^[2]等通过与光滑螺旋盘管的比较, 对球形波纹螺旋盘管内的流动和传热机理进行了数值分析; Darzi^[3]等人对具有内波纹壁的螺旋盘管进行了数值研究, 研究了雷诺数、管径、波纹高度和节距对传热和压降的影响; Kumar 和 Solanki^[4]对微翅片螺旋盘管的传热和压降特性进行了数值研究, 讨论了雷诺数、翅片数、盘管直径和盘管节距对努赛尔数和压降的影响;

Jian^[5]等提出将椭圆管用于螺旋缠绕式换热器, 通过数值方法研究了椭圆管长轴和短轴对其热工水力性能的影响; Omid^[6]等对具有四种不同叶截面的螺旋盘管的流动特性和传热应用进行了数值研究, 研究了横截面波瓣数对传热速率和压降的影响, 研究了不同几何参数(线圈节距、高度和直径)和不同流体(普朗特数)的影响; Wang^[7]等提出了一种新型的换热器—螺旋盘管扭曲三叶管(HCTTT)换热器; Han^[8]等人通过与相同工况下的光滑螺旋管(SWT)的比较, 对扭曲花瓣状螺旋管(TPSWT)的流动和传热机理进行了数值分析。

本文依据前人研究, 提出了一种适用于缠绕管式换热器的新管型—扭曲椭圆花瓣管, 为新型缠绕管式换热器的设计提供了一个参考。

二、计算模型与数值方法

(一) 计算模型

本文以长半轴为 6.308 mm, 短半轴为 3.31 mm 的椭圆管为基础, 对椭圆形管上下内外四侧进行直径为 1 mm 深度的水平开槽处理, 开槽边缘处进行圆角钝化处理, 扭转值设置为 4, 其物理模型

^{*} 作者简介: 姓名: 徐子涵、性别: 女、单位: 中国石油大学(华东)、出生年月: 2000 年 1 月、民族: 汉族、籍贯: 山东济南、学历: 硕士研究生、专业: 化学工程

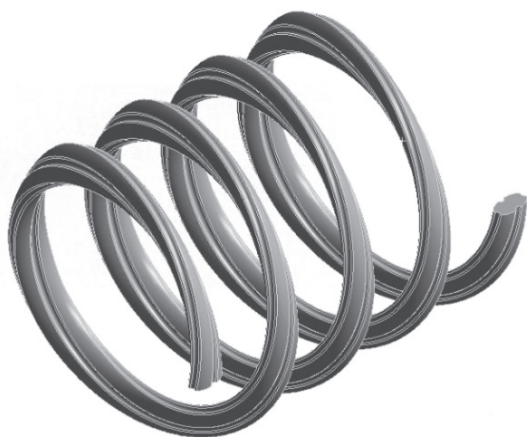


图1 新型管模型图

如图1所示；采用 workbench 平台中 mesh 软件进行网格划分，同时在边壁处加密。

（二）数学模型

1. 控制方程

流体流动遵循三大基本守恒定律：质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律。由三大定律可以得到质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程。

（1）质量守恒方程：

流体流动遵循质量守恒定律，做出如下假设：流体在绕管式换热器中流动时质量是恒定不变的。方程式具体形式如下，见式（2-1）：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho U_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho U_z)}{\partial z} = 0 \quad (2-1)$$

假设流动为稳态流动，则流体的物性参数不随时间的推移而改变，即 $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$ ，

式中 ρ 代表流体的密度， U_x ， U_y ， U_z 为 x ， y ， z 三个方向上的速度矢量分量。

（2）动量守恒方程：

绕管式换热器流体流动遵循动量守恒方程，其方程式见式（2-2）（2-3）（2-4）

$$\rho \frac{Du_x}{D\theta} = \rho X + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (2-2)$$

$$\rho \frac{Du_y}{D\theta} = \rho Y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \quad (2-3)$$

$$\rho \frac{Du_z}{D\theta} = \rho Z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (2-4)$$

式中 ρ 代表流体密度， θ 代表时间， X ， Y ， Z 代表流体所示质量力在 x ， y ， z 三个方向上的分量， τ_{xx} ， τ_{yy} ， τ_{zz} 是流体所受的法向应力， τ_{xy} ， τ_{yx} ， τ_{xz} ， τ_{zx} ， τ_{yz} ， τ_{zy} 是流体所受的剪应力。

（3）能量守恒方程：

流体在绕管式换热器中的流动遵循能量守恒方程，见式（2-5）

$$\rho \frac{DU}{D\theta} + p(\nabla \cdot u) = k \nabla^2 t + q + \phi \quad (2-5)$$

式中 ρ 为流体密度， U 为单位质量流体的内能， θ 为时间， $\nabla \cdot u$ 为流体微元的体积膨胀速率， k 为流体的热导率， t 为温度， q 为流体微元发热速率， ϕ 为流体的散逸热速率。

2. 湍流模型

湍流模型选用 Realizable $k-\epsilon$ 模型。

湍动能 k 及其耗散率 ϵ 由输运方程（2-6）（2-7）得出：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (2-6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad (2-7)$$

式中 C_2 和 $C_{1\epsilon}$ 是常数， C_k 为由平均速度梯度而产生的湍流动能， G_b 为由浮力作用而产生的湍流动能， Y_M 为可压缩湍流中波动膨胀对总耗散率的贡献， α_k 与 α_ϵ 分别为湍动能 k 与耗散率 ϵ 有效普朗特数的导数。

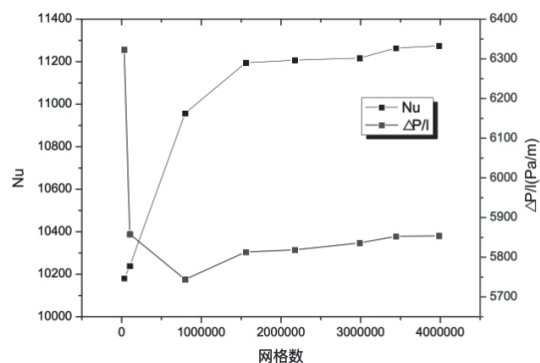
（三）数值求解

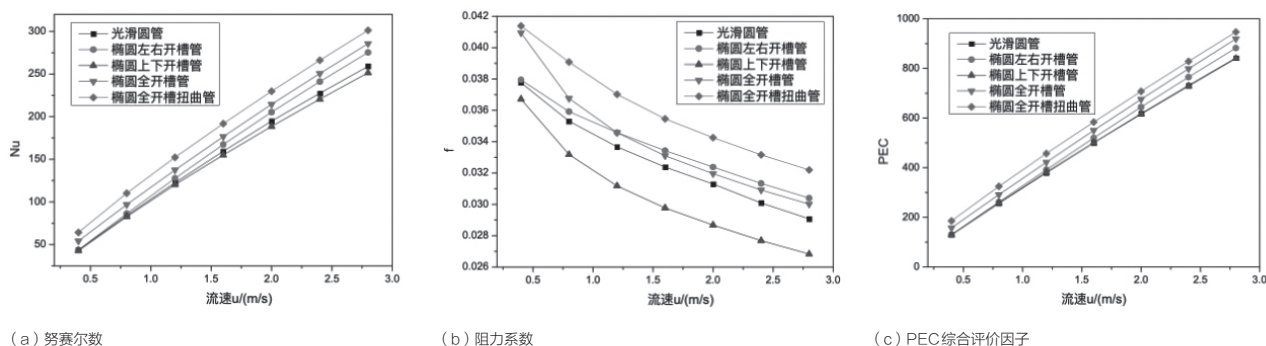
湍流模型选择 Realizable $k-\epsilon$ 模型，壁面函数采用 Scalable Wall Functions 函数；选择速度入口边界，压力出口边界；管壁设置为无滑动的绝热壁面条件；不计重力的影响，流动为定常不可压缩流动；采用稳态求解，使用 Green-Gauss Node Based 格式；压力和速度的耦合使用 SIMPLE 算法，除了压力差分格式使用标准差分格式，其余都使用二阶迎风差分格式；计算残差设置为 $1E-5$ ，连续性方程计算残差设置为 $1E-6$ ；松弛因子均采用默认值；水按照不变物性处理，物性采用进口温度下物性条件^[9]。

三、模拟分析及讨论

（一）网格无关性验证

进行数值模拟计算之前需先进行网格无关性验证，一是避免网格数过低从而影响模拟结果的准确性，二是避免网格数过大造成计算资源的浪费及超负荷^[10]。利用 Workbench 平台中 mesh 划分网格软件对图 3-1 所示几何模型进行不同网格数的网格划分并

图2 不同网格数下模型 Nu 及 $\Delta P/l$ 的变化曲线



> 图3 模拟结果对比图

分析其网格无关性影响。采用8种不同结构尺寸网格进行网格划分，分别得到3万、10万、79万、155万、217万、298万、344万和398万网格数的网格文件。分别对8种网格数的模型进行数值模拟计算，八种网格数的计算结果如图和表所示。综合考虑结果误差、计算机资源及计算收敛时间后，采用网格数为1558208的网格划分方案。

(二) 模拟结果对比

将圆管螺旋缠绕管与新型管的努赛尔数和阻力系数进行了比较。圆管螺旋缠绕管的管直径为8 mm，椭圆开槽管开槽深度1 mm，扭转值设置为4，其他参数（缠绕直径、缠绕圈数、螺距）相同。努赛尔数变化趋势及比较结果如图 a 所示。椭圆全开槽扭曲管的平均 Nu 值提升了 24.88%。在入管流速为 0.4 m/s 至 2.8 m/s 之间，椭圆全开槽扭曲管的换热效果要强于圆管。阻力系

数变化趋势及比较结果如图 b 所示。椭圆全开槽扭曲管的 f 值高于圆管的 f 值约 9.4% ~ 10.7%。PEC 指数结果如图 c 所示。椭圆全开槽扭曲管的 PEC 值高于圆管约 12.44% ~ 24.66%，可见就圆管与以上开槽管相比，椭圆全开槽扭曲管的综合效果优于圆管。

四、结论

通过对椭圆各开槽管进行对比，得到椭圆全开槽扭曲管为最优管型，具有更好的换热性能。通过对比圆管，得到椭圆全开槽扭曲管的平均 Nu 值提升了 24.88%，f 值高于圆管的 f 值约 9.4% ~ 10.7%，PEC 值高于圆管约 12.44% ~ 24.66%，可见就圆管与以上开槽管相比，椭圆全开槽扭曲管的综合效果优于圆管。

参考文献

- [1] Neeraas B O, Fredheim A O, Aunan B. Experimental data and model for heat transfer, in liquid falling film flow on shell-side, for spiral-wound LNG heat exchanger[J]. International journal of heat and mass transfer, 2004, 47(14): 3565-3572.
- [2] C.Zhang, D. Wang, S.a. Xiang, Y. Han, X.u. Peng, Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in helically coiled tube with spherical corrugation[J], Int. J. Heat Mass Transf. 113 (2017) 332 - 341.
- [3] Rabienataj Darzi A A, Abuzadeh M, Omid M. Numerical investigation on thermal performance of coiled tube with helical corrugated wall[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2021, 161: 106759.
- [4] E.Pavan Kumar, A. Kumar Solanki, M.J. Kumar, M., Numerical investigation of heat transfer and pressure drop characteristics in the micro-fin helically coiled tubes[J], Appl. Therm. Eng. 182 (2021), 116093.
- [5] G. Jian, S. Wang, L. Sun, J. Wen, Numerical investigation on the application of elliptical tubes in a spiral-wound heat exchanger used in LNG plant[J], Int. J. Heat Mass Transf. 130 (2019) 333 - 341.
- [6] M. Omid, M. Farhadi, A.R. Darzi, A., Numerical study of heat transfer on using lobed cross sections in helical coil heat exchangers: Effect of physical and geometrical parameters[J], Energy Convers. Manage. 176 (2018) 236 - 245.
- [7] Wang G, Dbouk T, Wang D, et al. Experimental and numerical investigation on hydraulic and thermal performance in the tube-side of helically coiled-twisted trilobal tube heat exchanger[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2020, 153: 106328.
- [8] Han Y, Li JN, Zhang C, et al. Exergy loss analysis on heat transfer characteristics of twisted petaloid spirally wound tube with the convection boundary condition[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 218: 119291.
- [9] 马飞. 螺旋缠绕管换热器传热数值模拟 [D]. 郑州大学, 2014.
- [10] 陈诚. 绕管式换热器内天然气低温流动换热的数值模拟 [D]. 中国石油大学 (北京), 2019.