

文章编号:1671-6833(2014)04-0041-04

螺旋内肋管换热及流体流动数值研究

靳遵龙^{1,2}, 赵金阳¹, 王永庆¹

(1. 郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001; 2. 洛阳双瑞特种装备有限公司, 河南 洛阳 471003)

摘要: 利用 CFD 技术, 针对螺旋内肋管的不同结构参数, 对不同螺距、螺旋角和肋高等 27 组结构进行数值研究, 详细分析了各个结构参数对流体流动及换热的影响. 结果表明, 适当减小螺距可有效提高管侧对流换热能力, 同时伴随着阻力降增大, 换热性能对雷诺数的增长趋势更为明显, 综合性能趋势向好. 随着肋高的增大, 在高雷诺数区域强化管的换热性能随肋高的增加变化得更为明显, 且摩擦系数增加的比例与肋高增加的比例大致相当. 拟合了螺旋内肋管换热及阻力性能公式, 同时对强化管综合性能做出评价.

关键词: 螺旋内肋管; 换热; 流体流动; 数值研究

中图分类号: TK172 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2014.04.010

0 引言

内螺纹管是一种在管内壁上设置螺旋型螺纹的高效无源强化换热管. 当流体在内螺纹管管内流动时, 在近似轴向周期性螺纹突起的作用下, 流体产生周期性的旋转扰动, 有利于减薄边界层, 降低边界层传热热阻, 改善了速度场与热流场的协同程度. 在近壁面附近, 边界层热阻占总传热热阻的 70%^[1]. 因此, 流体旋转扰动所造成的边界层减薄降低了传热热阻. 并且, 管内的螺纹突起使流体产生流动脱离区, 形成湍流漩涡, 从而强化了传热.

国内外许多研究者对内螺纹强化换热管进行了卓有成效的研究. 但是, 由于所研究的内螺纹管的材质、结构参数、加工方法及研究手段的不同, 所得结论也不尽相同. Lixin Cheng 等^[2]通过实验证实, 内螺纹管的传热系数是对应光管的 1.2 至 1.6 倍, 压力损失是对应光管的 1.4 至 1.7 倍, 并给出了内螺纹管的努赛尔数及阻力系数关联式. Wentao Ji 等^[3]在假设强化系数为 1 的基础上, 依据 Gnielinski 公式^[4], 推导出了 Gnielinski 扩展公式, 用来预测内螺纹管强化传热. 刘湘云等^[5]用实验手段研究了内肋管不同肋高及不同肋条数对管内流体流动与换热特性的影响. 以上众多研究

较多采用实验手段, 很难获得管内流体流动及换热的细观信息. 笔者采用数值方法, 利用 CFD 技术, 对不同螺距、螺旋角和肋高等 27 组结构进行数值研究, 详细分析了各个结构参数对流体流动及换热的影响, 并以研究结果为基础, 拟合了内螺纹管换热及阻力性能公式, 同时对强化管综合性能做出评价.

1 物理及数学模型

1.1 物理模型

从物理结构上看, 内螺纹管管内流道呈周期性变化. 建模时可利用周期性结构计算模型进行简化. 当管内流体流动进入充分发展阶段以后, 流体流动与换热均以若干个几何周期为变化规律在主流方向上重复. 沿管内流体流动方向可以划分为进口段、周期性充分发展段和出口段. 管内流体流动大部分处于周期性充分发展段, 该段的流体流动和换热性能, 很大程度上反应了内螺纹强化管的基本性能.

笔者充分利用内螺纹管的这种特殊结构, 在流体流动充分发展阶段选取其中的一个螺距长度, 作为周期性全截面计算模型进行数值求解. 直观的周期性全截面物理模型如图 1 所示. 其中: 螺

收稿日期: 2014-03-03; 修订日期: 2014-05-06

基金项目: 中国博士后科学基金特别资助项目(201104400); 河南省基础与前沿项目(132300410104)

通信作者: 王永庆(1979-), 男, 河南林县人, 郑州大学讲师, 博士, 主要从事过程装备强化传热方面的工作, E-mail: wangyq@zzu.edu.cn

距为 10 ~ 25 mm; 肋高为 0.5 ~ 1.2 mm; 螺旋角为 70 ~ 85 °.

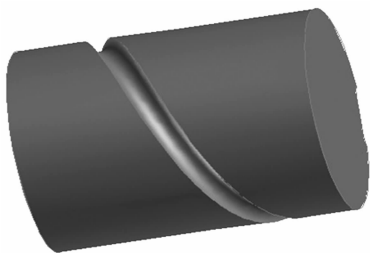


图 1 周期性全截面物理模型
Fig.1 The periodic physical model

1.2 数学模型及边界条件

计算时假定流体不可压缩、定常流动并忽略重力的影响. 将连续方程连同动量方程、能量方程构成可用来求解湍流流动与换热问题的封闭的控制方程组^[6], 湍流计算模型采用目前使用最为广泛的标准 $k-\varepsilon$ 两方程模型. 管内流动工质为水, 入口温度为 300 K, 设置恒定外壁面温度为 400 K. 采用速度入口以及压力出口边界条件. 雷诺数 Re 在 15 000 ~ 25 000 之间.

采用有限体积法将计算区域划分成网格, 离散格式采用二阶迎风格式. 为了提高计算精度, 采用结构化六面体网络, 由于内壁面上存在螺旋内肋, 给网格划分带来困难. 将内肋所在区域单独剖分, 并对其表面采用增强壁面函数法进行边界层细化.

2 计算结果及分析

笔者采用有限体积法, 利用 CFD 技术, 对 27 组不同结构参数的内肋管进行流体流动与换热分析. 结构参数范围为: 螺距 10 ~ 25 mm、肋高 0.5 ~ 1.2 mm、螺旋角 70° ~ 85°, 为了便于无量纲分析, 文中以下所指的螺距为螺距和管径的比值 p/d , 肋高为肋高与管径的比值 e/d . 雷诺数 Re 范围为 10 000 至 25 000, 流体特性温度取进出口平均温度.

2.1 螺距对换热及流体流动性能的影响

螺距对内肋管换热性能及流体流动阻力的影响分别如图 2、图 3 所示.

由图 2、图 3 可知, 随着螺距的减小, 内肋管换热性能也随之增强, 同时伴随着摩擦系数逐渐增大, 努赛尔数 Nu 对雷诺数 Re 的斜率越来越大, 摩擦系数对雷诺数 Re 的斜率并无此变化规律, 不同螺距时摩擦系数对雷诺数 Re 的斜率基本保持一致. 这些趋势表明: 适当减小螺距可有效提高管侧对流换热能力, 同时伴随着阻力降增大, 换热性能对雷诺数 Re 的增长趋势更为明显, 综合性

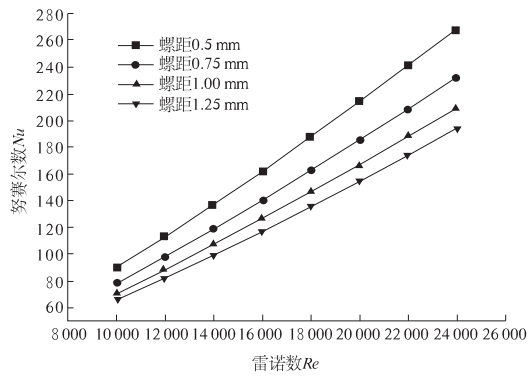


图 2 螺距对换热性能的影响
Fig.2 Influence on heat transfer of pitch

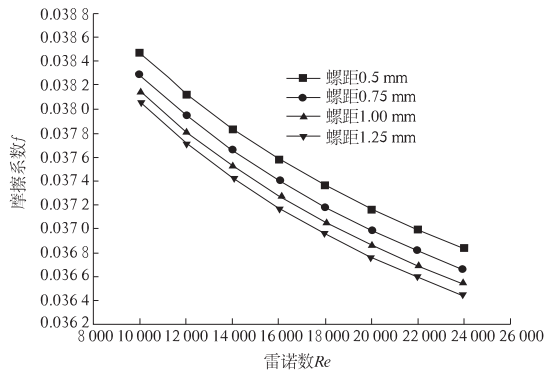


图 3 螺距对流体流动阻力的影响
Fig.3 Influence on fluid flow of pitch

合性能趋势向好. 这可归因于, 当流体在内肋管内流动时, 在近似轴向周期性肋条突起的作用下, 迫使管内流体产生周期性的旋转扰流, 螺距越小, 管内流体旋转流动周期越短, 扰动越强烈, 为此需付出的代价便是泵功需求增加. 在肋条壁面附近, 湍动程度增强, 如图 4 所示, 有利于减薄边界层, 降低边界层传热热阻, 肋条壁面附近热通量增大, 如图 5 所示. 并且, 近似轴向的流体旋转运动, 减小了主体流速与热流矢量之间的夹角, 改善了速度场与热流场的协同程度.

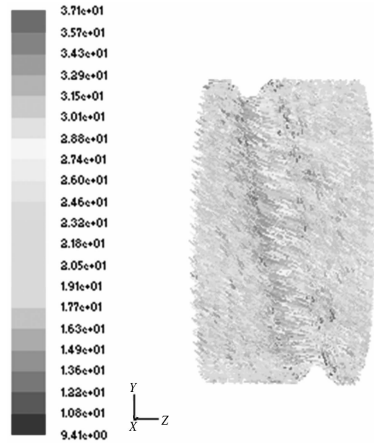


图 4 沿 Z 轴方向的湍流度
Fig.4 Turbulence intensity along Z axis

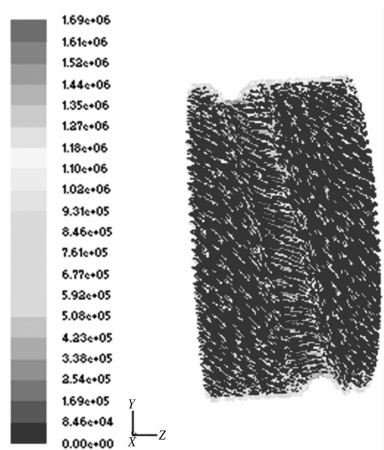


图 5 沿 Z 轴方向的热通量

Fig.5 Heat flux along Z axis

2.2 肋高对换热及流体流动性能的影响

肋高对内肋管换热性能及流体流动阻力的影响分别如图 6、图 7 所示.

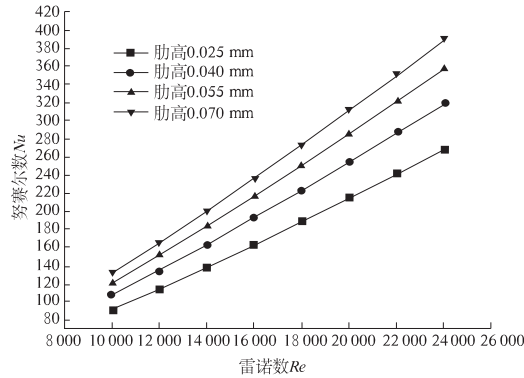


图 6 肋高对换热性能的影响

Fig.6 Influence oll heat transfer of fin height

由图 6 可知,随着肋高的增大,强化管换热性能随之增强,努赛尔数 Nu 对雷诺数 Re 的斜率也逐渐变大,表明在高雷诺数 Re 区域强化管的换热性能随肋高的增加变化得更为明显. 由图 7 可知,随着肋高的增大,摩擦系数逐渐增大,且摩擦系数增加的比例与肋高增加的比例大致相当. 这些趋势表明:适当增加肋高可有效提高管侧对流换热能力,此时阻力降增加十分明显. 这可归因于,当流体在强化管内流动时,在近似轴向周期性肋条突起的作用下,迫使管内流体产生周期性的旋转扰流,如图 8 所示. 肋高越大,管内流通截面积越小,并且促使扰流的流体体积越大,所需要的泵功越大;肋高越大,迫使扰流越强烈,湍动程度越强. 特别是在肋条壁面附近,强化传热更为明显,如图 9 所示.

2.3 综合性能及公式拟合

利用螺旋内肋管强化传热的同时,管内流体流动阻力增加. 几乎所有的强化传热管,其阻力增

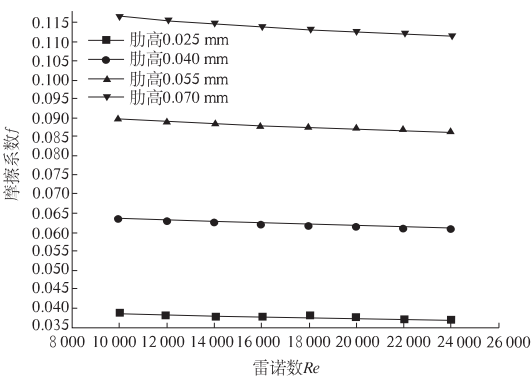


图 7 肋高对流体流动阻力的影响

Fig.7 Influence on fluid flow of fin height

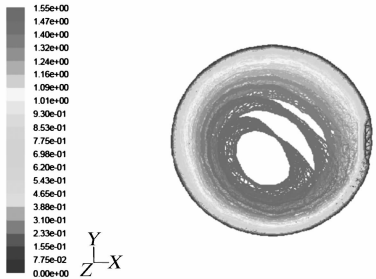


图 8 横截面速度场

Fig.8 Velocity field of cross section

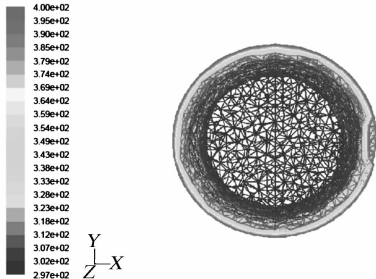


图 9 横截面温度场

Fig.9 Temperature field of crossection

大的倍数大于强化传热的倍数^[7]. 此处采用基于相同泵功率的综合性能评价因子,来表征强化管的综合性能^[8]. 定义强化因子 η 为

$$\eta = \frac{Nu/Nu_p}{(f/f_p)^{1/3}}$$

(1)

式中: Nu, Nu_p 分别表示强化管及光管的努赛尔数; f, f_p 分别表示强化管及光管的摩擦系数. 依据该强化因子概念,强化因子随雷诺数 Re 的变化规律如图 10 所示. 在雷诺数 10 000 至 25 000 范围内,强化因子介于 1.25 至 1.4 之间,表明管内设置螺旋内肋可有效强化换热,是一种行之有效的强化手段.

为了便于工程应用,将所得结果通过多元回归分析得出了包含螺距以及肋高影响因子的换热及阻力特性关联式. 换热特性关联式为

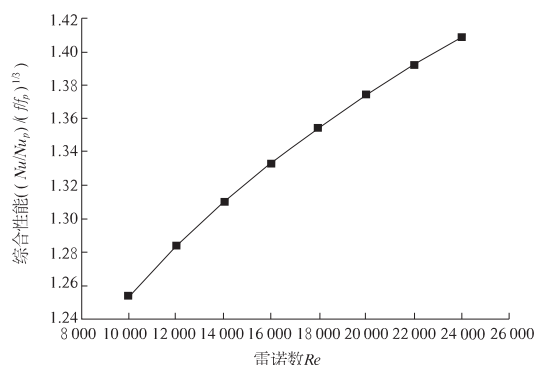


图 10 综合性能随雷诺数 Re 的变化规律

Fig. 10 Comprehensive performance variation with Re

$$Nu = 0.0013 \times Re^{0.945} \times (p/d)^{-0.358} \times (e/d)^{0.364} \times Pr^{0.4} \quad (2)$$

阻力特性关联式为

$$f = 3.202 \times Re^{-0.05} \times (p/d)^{-0.012} \times (e/d)^{1.076} \quad (3)$$

结构参数范围为:对于内径为 20 mm 的内肋管,螺距 10 ~ 25 mm、肋高 0.5 ~ 1.2 mm,雷诺数 Re 范围为 10 000 至 25 000。由公式(2)和(3)计算所得的努赛尔数 Nu 及摩擦系数 f 与数值结果相对误差分别约 3.8% 和 6.5%。

3 结论

(1)适当减小螺距可有效提高管侧对流换热能力,同时伴随着阻力降增大,但是换热性能对雷诺数 Re 的增长趋势更为明显,综合性能趋势向好。

(2)随着肋高的增大,强化管换热性能随之增强,在高雷诺数区域强化管的换热性能随肋高的增加变化得更明显;摩擦系数增加的比例与肋高增加的比例大致相当。

(3)强化管强化因子介于 1.25 至 1.4 之间,表明设置螺旋内肋是一种行之有效的强化传热手段。

(4)拟合出了换热及阻力特性关联式,可用于相应条件下的换热系数及摩擦系数的计算。

参考文献:

- [1] 王为术,徐维晖,陈听宽,等. 内螺旋管内流动传热特性研究进展[J]. 华北水利水电学院学报, 2011, 32(4): 81-87.
- [2] CHENG Li-xin, CHEN Ting-kuan. Study of single phase flow heat transfer and friction pressure drop in a spiral internally ribbed tube [J]. Chem Eng Technol, 2006, 29(5): 588-595.
- [3] JI Wen-tao, ZHANG Ding-cai, HE Ya-ling, et al. Prediction of fully developed turbulent heat transfer of internal helically ribbed tubes - An extension of Gnielinski equation [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55: 1375-1384.
- [4] GNIELINSKI V, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flows [J]. Int. Chem. Eng, 1976, 16: 359-368.
- [5] 刘湘云,史保新,李克天,等. 螺旋内肋管的流阻与换热特性实验研究[J]. 中北大学学报, 2010, 31(2): 108-112.
- [6] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2版. 西安:西安交通大学出版社, 2001.
- [7] 顾维藻,神家锐,马重芳,等. 强化传热[M]. 北京:科学出版社, 1990: 9-12.
- [8] 张定才,何雅玲,刘启斌,等. 内螺旋肋管流动与传热特性的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(6): 1029-1031.

Numerical Simulation on Heat Transfer and Fluid Flow in Spirally Inner Finned Tube

JIN Zun-long^{1,2}, ZHAO Jin-yang¹, WANG Yong-qing¹

(1. School of Chemical Engineering and Energy, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 2. Luoyang Sunrui Special Equipment Co., LTD., Luoyang 471003, China)

Abstract: The CFD method was applied to investigate the performance of heat transfer and fluid flow in spirally inner finned tubes with different baffle spacing, spiral angle, and fin height for 27 different groups combination. The numerical simulation results show that decreasing baffle spacing can improve the performance of heat transfer on shell side. However, the pressure drop of fluid flow increases with decreasing of baffle spacing. But the performance of heat transfer increases greater than the pressure drop dose with Reynolds number increasing, and the enhanced tube has better performance compared with the smooth tube. With the fin height increase, the comprehensive performance of enhanced tube increase more obviously at high Reynolds number region. The formulae of heat transfer and fluid flow are fitted and the comprehensive performance of the enhanced tube is evaluated.

Key words: spirally inner finned tube; heat transfer; fluid flow; numerical simulation