

管内内插双斜杆的强化传热数值模拟 及结构优化研究

周路遥 贾 晖 刘 伟

(华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘 要 本文采用数值计算的方法, 以水为流动介质, 对管内插双斜杆的强化传热管进行流动与传热特征分析。结果表明, 插入双斜杆导致换热管内的流体在流体核心及边界区域内同时扰动, 并且形成双层的纵向旋流, 因此能够有效提升换热管的换热综合性能 (相对于光管, 努塞尔数 Nu 增加 4.5 到 6.4 倍, 阻力 f 增大 2 到 5 倍)。

关键词 双斜杆; 数值模拟; 强化传热; 纵向旋流

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2013)05-0957-04

Numerical Studies on Heat Transfer Performance and Structure Optimisation for Tube Inserted With Double Diagonal Rod

ZHOU Lu-Yao JIA Hui LIU Wei

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

Abstract In this paper, a three-dimensional analysis on heat transfer and fluid flow of a tube inserted with double diagonal rod is performed by numerical simulation. Results indicated that the perturbation occurs both at the boundary and the core area of the fluid when the flow through the tube. The diagonal rod caused a double-deck longitudinal vortex formation which significantly improved the overall heat transfer performance of the tube. Compared with the smooth tube, an increase of 4.5 to 6.4 times for Nusselt number (Nu) as well as an augmentation of 2 to 5 times for flow resistance f were obtained.

Key words double diagonal rod; numerical simulation; heat transfer enhancement; longitudinal vortex

0 引 言

研究新型强化换热管一直是强化换热研究的重要领域, 在近二十年得到了较大的发展。目前已研制开发出几十种, 例如各类变径异形管、低肋管和低翅管, 并部分得到成功的应用^[1,2]。低肋表面强化换热的机理是壁面扰流和破坏层流底层, 流体在流过横向凸肋时, 在凸肋的前后产生回流。由于回流也就是横向涡易于衰减, 因此必须使用相对较密集的横肋才能获得较好的强化换热效果, 同时还由于横向涡的存在使主流速度变化较大, 在强化换热的同时必定带来较大的流动阻力增加。

而纵向涡流强化传热相对于横向涡强化传热具有在增强换热同时流阻增加不大的优点^[3], 因此近

年来纵向涡流强化传热的性能和应用成为强化换热的研究热点之一。纵向涡强化传热是一种通过某种旋流元件或特定的装置使流体在换热空间产生涡旋流动的无源换热强化技术^[4]。如扭曲带和管进口放置涡旋流发生器^[5-7], 涡发生器易堵塞而且其换热强化主要存在于进口段, 工程应用少见。扭曲椭圆管管内的湍流换热一般可提高 30%~50%, 阻力的增加与换热增强相当, 其不足在于结构较复杂以及换热效果不够突出, 因而其应用也受到一定的限制。本文尝试一种新的管内插入物强化传热——管内插双斜杆强化传热, 发现这种形式的管内插入物能够使流体形成一种双层旋流结构, 并且在流体流动阻力增

收稿日期: 2012-12-30; 修订日期: 2013-04-27

基金项目: 国家重点基础研究发展计划资助项目 (No.2013CB228302); 国家自然科学基金资助项目 (No.51036003); 教育部博士点基金资助项目 (No.20100142110037)

作者简介: 周路遥 (1983-), 男, 湖北武汉人, 博士研究生, 主要从事强化传热方面的研究。通信作者: 刘 伟, 教授, 博导, w_liu@hust.edu.cn

加不太大的情况下有效提高换热能力。

1 物理及数学模型

图 1 为内插双斜杆强化传热管的物理模型。水在管内壁流动, 管长 $L=500$ mm, 直径 $D=20$ mm, 内插圆柱体直径 $d=2$ mm, 长度 $l=5$ mm, 平行分离角 $x=15^\circ$, 垂直偏转角 $y=15^\circ$, 内插圆柱体中心轴近点分离距离 $z=3$ mm, 节距 $p=25$ mm。

采用 FLUENT6.3.26s 三维双精度稳态求解器对强化管模型进行计算, 采用非结构化网格划分, 计算前验证了网格独立性, 入口温度与速度分布使用光管充分发展条件, 雷诺数 $Re=600$, 圆管壁面采用定热流的方式, 热流 $\phi=10000$ W/m²。为了简化计算, 对计算单元流道内流体的工况做如下假设: 1) 流体的热物性参数如 ρ , μ , c_p , k 等均为定值; 2) 流动状态为稳态流动; 3) 流体为不可压缩流体, 各项同性, 且为连续介质; 4) 流体为牛顿流体; 5) 忽略重力的影响。

根据计算单元的物理模型, 单相不可压缩流体稳态流动的控制方程为:

连续方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_j} \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

式中, u_i , u_j ($i, j=1\sim 3$) 为速度矢量沿 x , y , z 坐标方向的分量; p , T 分别为流体的压力、温度; ρ , μ , c_p , k

分别为流体密度、动力黏度、比定压热容、导热系数。压力与速度的解耦采用 SIMPLE 算法, 动量和能量等方程的离散均采用 QUICK 格式。

2 数值模拟结果及分析

2.1 内插双斜杆强化管换热和阻力分析

数值计算结果表明, 在内插不连续双斜杆的换热管管内, 流体在双斜杆的作用下形成强烈的双层多纵向旋流, 且纵向旋流的主涡出现在壁面附近。图 2 是 $Re=600$, 平行偏转角 x 和垂直偏转角 y 都为 15° 时, 内插圆柱体 5 mm 后圆管段横截面处的速度场, 可以看到在横截面处出现双层的 12 个纵向旋流, 而且主旋流轴线靠近壁面。在 0° 、 120° 和 240° 附近出现冲击壁面的流动, 而在 60° 、 180° 和 300° 处出现离开壁面的流动, 二次流的最大流速可达主流平均流速的 10%, 并且换热管中心区域也形成了与外层纵向涡流相对应的旋流, 这些径向流动的形成必将改善速度场和温度场的协同程度。

对于光管换热管的温度场, 其截面等温线为圆形, 而对于内插双斜杆换热管, 涡流的出现使等温线发生较大的变化, 近壁处在 60° 、 180° 和 300° 附近等温线更为密集, 换热得到了强化。将图 2 的速度场与图 3 的温度场对照可以清楚地看到, 在 60° 、 180° 和 300° 附近出现的冲向壁面的径向流动与壁面附近等温线最为密集处相对应, 这说明径向流动使速度场与热流场的协同改善而导致换热强化。根据过增元提出的场协同原理^[8], 将层流流场中某一质点 M 的速度 U 与温度梯度 ∇T 之间的协同角表达为:

$$\beta = \arccos \frac{\vec{U} \cdot \nabla T}{|\vec{U}| |\nabla T|} \quad (4)$$

β 角越小, 说明管内速度场和温度场的协同性越好,

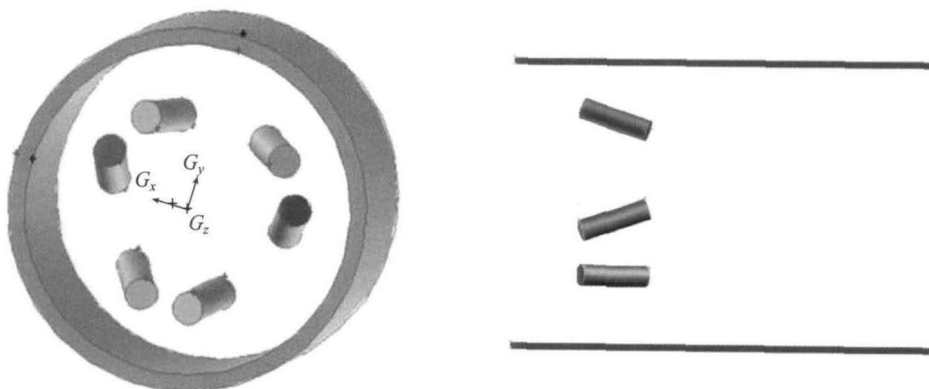


图 1 双斜杆强化管的几何模型

Fig. 1 Model of tube inserted with double diagonal rod

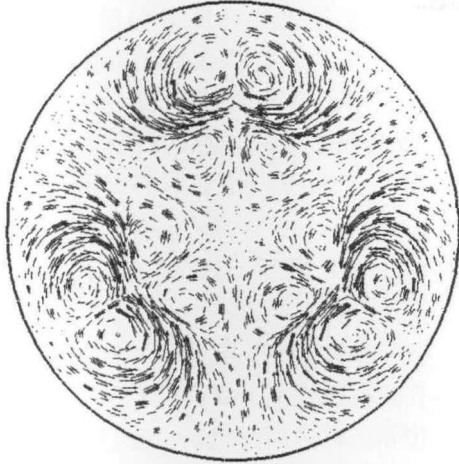


图 2 速度场
Fig. 2 Velocity field

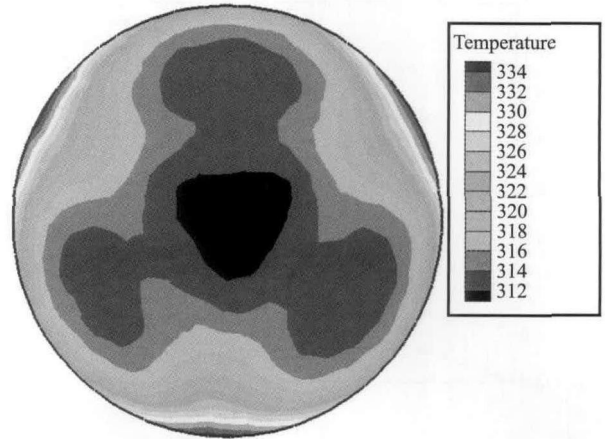


图 3 温度场
Fig. 3 Temperature field

换热性能越好, Nu 数值越大。当 $Re=600$, 平行偏转角 $x=15^\circ$, 垂直偏转角 $y=15^\circ$ 时, 内插双斜杆强化管 β 角为 80.02° , 而光管的 β 角几乎为 90° , 因此双斜杆组织起的旋流能够有效改善速度场和温度场的协同从而达到强化传热的效果。

换热管的传热与阻力性能的评价采用如下形式:

$$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (5)$$

其中, Nu 和 f 表示强化管的传热与流动系数, Nu_0 与 f_0 表示光管的传热与流动系数。内插双斜杆导致流体在核心区域和边界区域同时扰动, 调节流场换热的机制, 在上述参数下强化管的 PEC 值能达到 3.3。

2.2 内插双斜杆强化管的结构优化研究

通过改变内插圆柱体中心轴距换热管中心距离 H , 内插圆柱体平行分离角 x , 垂直分离角 y 以及内插圆柱体长度 l , 我们可以对内插双斜杆强化管的换热进行优化。

图 4 显示了强化管换热能力增强 Nu/Nu_0 , 阻力系数增加 f/f_0 以及传热综合性能 PEC 值随内插圆柱体空间位置变化而改变的趋势。从图 4 中可以看出, 当其余参数一定时, 内插圆柱体布置的离壁面越近, 换热增强越小, 阻力增加也越少, 当内插圆柱体距强化管中心距离为 5 cm 时, 强化管的综合性能为最优, PEC 值可以达到 3.7。图 5、6、7 分别显示了强化管换热能力增加 Nu/Nu_0 , 阻力增加 f/f_0 以及综合性能 PEC 随内插圆柱体平行分离角 x 、垂直分离角 y 以及内插圆柱体长度 l 变化而改变的趋势。从图 5 中可以看出, 平行分离角 x 越大, 换热能力越强, 阻力也越大。这是因为平行分离角增大时, 内

插杆对流体扰动越强烈, 流体越容易形成纵向旋流, 因此换热能力增强, 同时内插杆对流体阻碍也相

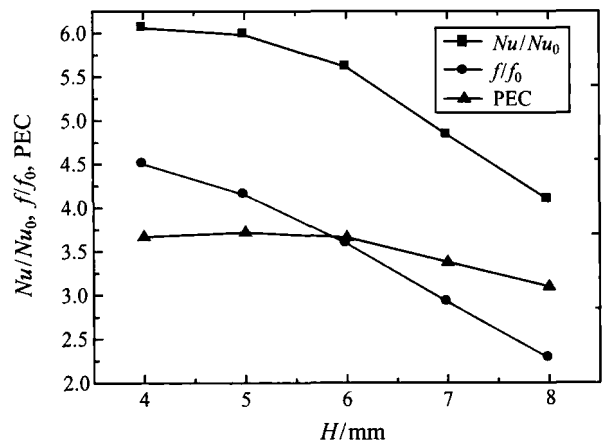


图 4 改变内插圆柱体中心轴距管中心距离 H/mm
Fig. 4 Change the distance from the cylinder axis to tube axis H/mm

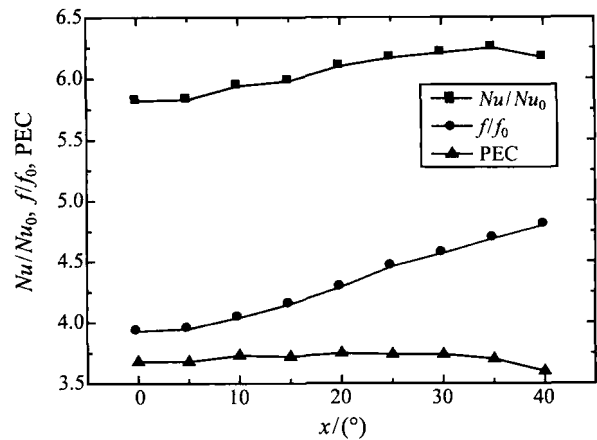
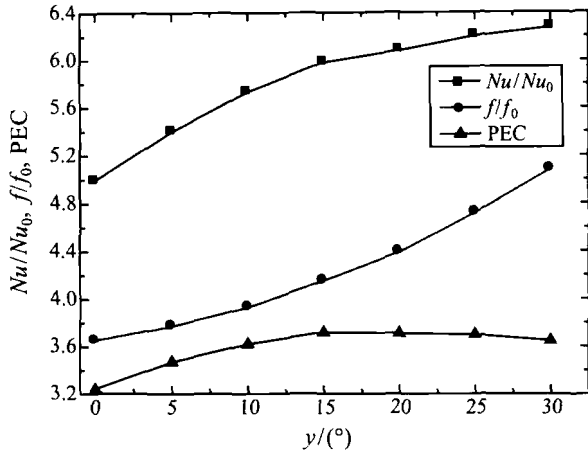
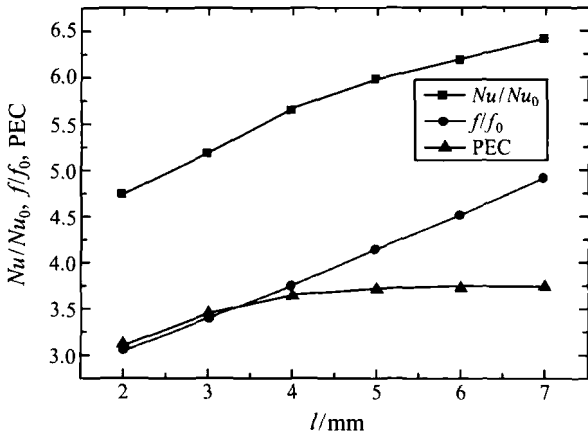


图 5 改变内插圆柱体平行分离角 $x/^\circ$
Fig. 5 Change the horizontal angle of cylinder $x/^\circ$

图 6 改变内插圆柱体垂直分离角 $y/(\circ)$ Fig. 6 Change the vertical angle of cylinder $y/(\circ)$ 图 7 改变内插圆柱体长度 l/mm Fig. 7 Change the length of cylinder inserted l/mm

应增强。同理，垂直分离角 y 越大，换热能力越强，阻力越大。而且相对于平行分离角 x ，垂直分离角 y 的改变对换热和阻力的影响更加强烈，这也说明双斜杆向管中心方向改变倾斜角能够更加有效的组织起管内的旋流。

从图 7 中可以看出，改变内插圆柱体长度 l 对强化管换热性能的影响更加明显，当圆柱体的长度从 2 mm 变化到 7 mm 时， Nu/Nu_0 从 4.6 增加到 6.5， f/f_0 从 3 增加到 5，综合性能 PEC 从 3 变化

到 3.6。但当内插圆柱体长度增加后，圆柱体空间位置以及分离角的选取都会受到局限，因此这里圆柱体长度只取到 7 mm。综合以上参数，在 $H=5$ mm，平行分离角 $x=20^\circ$ ，垂直分离角 $y=15^\circ$ ，内插圆柱体长度 $l=6$ mm 时，强化管的 PEC 为最优，能够达到 3.8。

3 结 论

数值分析结果表明，管内插入双斜杆能够有效提高换热管的换热性能，双斜杆导致管内流体在流体核心及边界区域内同时扰动，并且形成双层的纵向旋流，因此能够有效提升换热管的换热综合性能(努塞尔数 Nu 相对于光管增加 4.5 到 6.4 倍，阻力 f 增加 2 到 5 倍)。

参 考 文 献

- [1] Eckels S J, Doerr T M, Pate M B. Heat Transfer and Pressure Drop of R-134a and Ester Lubricant Mixtures in a Smooth and a Micro-Fin Tube: Part I-Evaporation [J]. ASHRAE Transactions, 1994, 100(Part 2): 265-281
- [2] Wang C C. Technology Review-a Survey of Recent Patents of Fin-and-Tube Heat Exchangers [J]. Enhanced Heat Transfer, 2000, 7(2): 333-345
- [3] M Fiebig. Vortices Generators and Heat Transfer [M]. TranslChemE A, 1998: 108-123
- [4] Fiebig M, Sanchez M A. Enhancement of Heat Transfer and Pressure Loss by Winglet Vortex Generators in a Fin-Tube Element [C]// Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries. New York: ASME HTD-v201, 1992: 7-14
- [5] 顾维藻, 神家锐, 马重芳, 张玉明. 强化传热 [M]. 北京: 科学出版社, 1990
GU Weizao, SHEN Jiarui, MA Chongfang, ZHANG Yuming. Heat transfer enhancement [M]. Beijing: Science Press, 1990
- [6] Bergles A E. Handbook of Heat Transfer Applications [M]. New York: McGraw-Hill, 1985
- [7] Webb R L. Principles of Enhanced Heat Transfer [M]. New York: John Wiley & Sons, 1994
- [8] Guo Zengyuan, Tao Wenquan, R K Shah. The Field Synergy(Coordination) Principle and its Applications in Enhancement Single Phase Convective Heat Transfer [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2005, 48(9): 1797-1807