

研究简报

不连续双斜向内肋强化换热管性能

孟继安, 李志信, 过增元
(清华大学航天航空学院, 北京 100084)

关键词: 强化传热; 不连续双斜向内肋管; 多纵向涡
中图分类号: TK 124 文献标识码: A

文章编号: 0438 - 1157 (2005) 06 - 0995 - 04

Performance of enhanced heat transfer tube with discrete double-inclined ribs

MENG Ji'an, LI Zhixin, GUO Zengyuan
(School of Aerospace, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The numerical and experimental study was carried out for the discrete double-inclined ribs (DDIR) tube developed on the basis of the convective heat transfer field-coordination theory. The experimentally fitted relationships of heat transfer and resistance coefficients were given. The periodical change of the original surface specially designed in the DDIR tube induced multi-longitudinal vortex flow and enhanced heat transfer remarkably with less extra flow resistance. When $Re = 500 - 2300$, heat transfer enhancement of the DDIR tube would be increased by 2.5—6.5 times with a resistance increase of 120%—300% compared to the laminar heat transfer of a circular tube ($L/D = 300$) considering inlet effect. When $Re = 2300 - 10^4$, heat transfer enhancement would be increased by 130%—240% with a resistance increase of 130%—220%. When $Re = 10^4 - 5 \times 10^4$, heat transfer enhancement would be increased by 110%—130% with a resistance increase of 220%—240% compared to the circular tube. There was no flow dead zone in the DDIR tube so fouling could be prevented in the tube. Its manufacture could be more efficient and low-cost, therefore it is a kind of heat transfer enhancement tube with excellent overall performance.

Key words: heat transfer enhancement; discrete double-inclined ribs tube; multi-longitudinal vortexes

引 言

管壳式换热器在石油化工、能源动力、造纸、制药等领域应用十分广泛, 换热强化对于其节能降耗具有十分重要的意义. 近 30 年研制开发出几十种强化换热管, 例如螺旋槽管、波纹管 and 翅片管等, 并得到了比较成功的应用. 但相关的研究多数

仍然停留在经验的基础上, 即研究者根据其经验设计出某种具体的强化技术, 然后通过实验和数值计算归纳出适用于一定范围的经验关联式. 因此, 传热强化研究目前仍属于技术领域^[1], 研究人员通常所采用的经验性的研究方法不可避免存在着一定的局限性. 过增元等^[2]提出了一种新的强化换热理论——对流换热场协同理论, 为对流换热强化的研

2004 - 07 - 21 收到初稿, 2004 - 10 - 11 收到修改稿.

联系人 with 第一作者: 孟继安 (1964—), 男, 博士, 高级工程师.

基金项目: 国家重点基础研究发展规划项目 (G2000026301).

Received date: 2004 - 07 - 21.

Corresponding author: Dr. MENG Ji'an. E-mail: mja@tsinghua.edu.cn

Foundation item: supported by the State Key Development Program for Basic Research of China (G2000026301).

究提供了新的思路. 管内对流换热强化的场协同分析表明, 管内多纵向涡流是一种优良的强化换热途径^[3]. 目前现有的纵向涡强化换热技术主要是在换热表面安置某种涡流发生器, 即采用二次表面使换热表面附近产生纵向涡. 利用二次表面产生的多纵向涡流, 虽然可获得显著的换热强化, 但相应的流动阻力增加远大于换热的增强^[4,5]. 本文采用一种特别设计的换热表面本体即一次表面产生靠近壁面的多纵向涡, 研制了一种新型多纵向涡流强化换热管——不连续双斜向内肋换热管, 并对其流动与换热性能进行数值分析和实验研究, 为工程应用提供技术支持.

1 换热管结构与数值分析

不连续双斜向内肋换热管^[6] (Discrete Double-Inclined Ribs tube, 简称 DDIR-tube), 如图 1 所示, 是在换热管的内壁面形成许多不连续的、与轴线有一定夹角并向两个方向倾斜的条状凸起物——双斜内肋. 所谓的“不连续”是相对于螺旋槽管(螺旋连续)、螺纹管(螺旋连续)、横槽管(周向连续)而言, 是一种具有一定长度的粗糙元(条状凸起). 管内流体在管壁上多个双斜内肋的作用下产生多纵向涡流, 且涡流主要集中在管壁面附近, 从而使对流换热得到强化. 同一横截面不连续的双斜向内肋对的数量, 应根据管径和加工方法以及管内流动 Re 等确定, 对于工程常用 $19 \sim 25$ 的换热管推荐选用 $N = 3 \sim 6$ 对. 内肋的结构参数推荐选用: 径向高度 $h = (0.02 \sim 0.05) d$, 轴向长度 $L = (0.15 \sim 0.5) d$ (d 为基管内径), 倾斜角 $C = 30^\circ \sim 60^\circ$, 节距 $P = (0.3 \sim 1) d$.

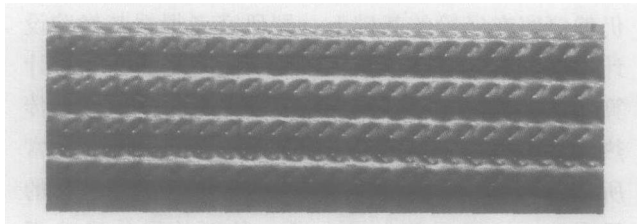


Fig. 1 Photo of Discrete Double-Inclined Ribs tube

选取其中一个节距进行数值计算, 并假定在等壁温边界条件下流动和热周期性充分发展的条件已满足. 计算条件: 常物性, 介质为水, $Re = 500 \sim 5 \times 10^4$, $Pr = 7$, 管壁温 $T_w = 310$ K, 水进口温度 $T_m = 300$ K. 数值计算采用 Fluent 6.0, 建模和网格化采用 GAMBIT 2.0. 压力与速度的解耦采用

SIMPLEC 算法, 动量和能量等方程的离散均采用 QUICK 格式.

当 $Re = 1 \times 10^4 \sim 6 \times 10^4$ 时, 数值计算模型采用标准 k 模型. 数值计算结果表明, 在不连续双斜向内肋管内, 流体在不连续双斜向内肋对的作用下形成强烈的 6 个纵向涡流, 与场协同分析所获得的管内层流换热的最佳流场^[6]相类似, 而且涡轴线靠近壁面. 在 $Re = 500 \sim 2300$ 的范围内采用层流模型的数值计算所得的阻力系数仅为实验值的 $50\% \sim 60\%$, 采用 RNG k 模型计算的阻力系数与实验值比较接近, 表明不连续双斜向内肋管在 $Re = 500$ 时流动已具有一定的湍流度. 与高 Re 情况相类似, 当 $Re = 500 \sim 1 \times 10^4$ 时横截面内依然有 6 个纵向涡, 但纵向涡的流速相对要小一些. 而换热强化效果却更为显著, 与充分发展的直圆管相比, Nu 甚至可提高一个数量级, 如 $Re = 2000$ 时 Nu 提高 16.6 倍. 这是由于多纵向涡对低 Re 换热的影响更为有效的缘故. 数值模拟还发现, 不连续双斜向内肋管的肋附近不存在流动死区, 而且还存在较大的冲刷壁面的流动, 由此可以预测该强化管还具有好的抗结垢功能, 初步实验也证实了该特性.

2 实验结果与比较

实验用 DDIR-tube 的有效换热长度 2 m, 基管尺寸为 $20 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm}$. 换热管材质: 紫铜. 不连续双斜向内肋管的结构参数为: 同一横截面中有 3 对不连续双斜向内肋对, 节距 12 mm, 肋轴向长度 6 mm, 倾斜角 45° , 内肋高 0.85 mm, 换热管外径 20 mm, 壁厚 1.5 mm. 换热和阻力实验时, 管外介质为去离子水, 管内介质为去离子水或 22# 润滑油. 分别在 3~5 种进口流体温度工况下重复 2~3 次变管内和管外流量实验, 每组实验采集 15~21 个数据点, 每个数据点为热平衡后的 3 min 共 180 个数据采集的平均值.

管内以水为工质的实验 ($Re = 10^4 \sim 5 \times 10^4$), 共进行了 3 种进口流体温度工况下 9 组实验, 管内外换热平均温差 $10 \sim 15$. 实验表明, 与圆管相比在高 Re 区不连续双斜向内肋管的换热强化显著, 可增强 $110\% \sim 130\%$, 同时阻力增加约 $220\% \sim 240\%$. 管内以润滑油为工质的实验 ($Re = 500 \sim 1.5 \times 10^4$), 共进行了 4 种温度工况 11 组实验, 管内外换热平均温差 $20 \sim 30$. 润滑油为 22# 润滑

油, Prandtl 数的变化范围为 $80 \sim 200$, $Re = 500 \sim 1.5 \times 10^4$. 由阻力系数的测试结果可发现, 不连续双斜向内肋管内流动在 $Re = 1000$ 左右时出现似转捩现象但不很明显, 而由 Nu 的实验结果却看不出突变现象, 在 $Re < 1000$ 时换热仍然获得了显著的强化.

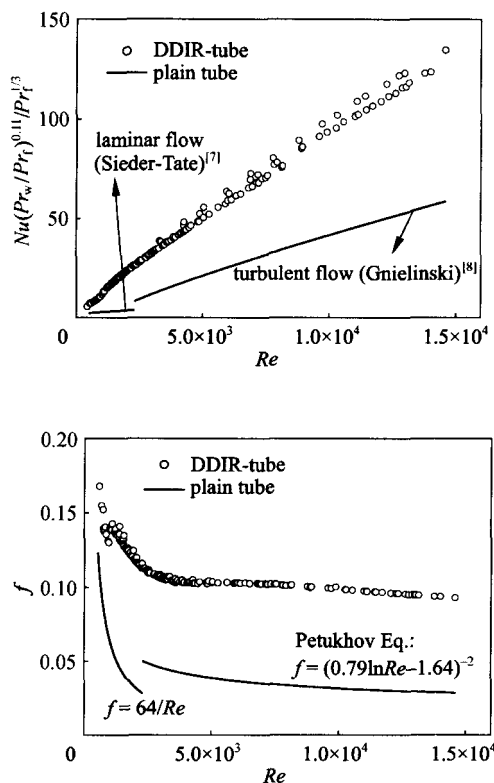


Fig. 2 Experiment of heat transfer and flow resistance

不连续双斜向内肋管在 $Re = 500 \sim 5 \times 10^4$ 范围内, Nu 可用统一的拟合关系式表示, 但阻力系数较为复杂. Nusselt 数和阻力系数的拟合关系式见式 (1), 式 (2a) 和式 (2b). 式 (1) 的实验验证范围: $Re = 500 \sim 5 \times 10^4$, $Pr = 2 \sim 7$ 以及 $Pr = 80 \sim 200$, $P_{n1}/P_{rw} = 0.2 \sim 1$, 拟合相关系数为 0.998. 式 (2a) 和式 (2b) 的适用范围分别为: $Re = 500 \sim 1 \times 10^4$ 和 $Re = 1 \times 10^4 \sim 5 \times 10^4$, 拟合相关系数分别为 0.92 和 0.98.

$$Nu_c = 0.0484 Re^{0.82} Pr_1^{1/3} (P_{n1}/P_{rw})^{0.11} \quad (1)$$

$$f_e = 6.3 Re^{-0.57} \quad (2a)$$

$$f_e = 1/(14.3 - 45.5 Re^{-0.27}) \quad (2b)$$

圆管考虑进口效应, 其湍流换热和流动阻力按 Gnielinski 经验公式和 Petukhov 经验公式计算, 层流的换热和流动阻力按 Sieder-Tate 经验公式和

$f = 64/Re$ 计算. 从图 3 可以看出, $Re = 500 \sim 2300$ 时, 与考虑进口效应的圆管 ($L/D = 300$) 层流换热相比, 不连续双斜向内肋管换热可增强 2.5 ~ 6.5 倍, 阻力增加 120 % ~ 300 %; $Re = 2300 \sim 10^4$ 时, 与圆管过渡区相比换热可增强 130 % ~ 240 %, 阻力增加 130 % ~ 220 %; $Re = 10^4 \sim 5 \times 10^4$ 时, 换热增强 110 % ~ 130 %, 阻力增加 220 % ~ 240 %.

$Re = 500 \sim 2300$ 时同功耗强化指标 PEC [$PEC = (Nu_c/Nu_s)/(f_e/f_s)^{1/3}$] 可达 3.2 ~ 4.7, $Re = 2300 \sim 5 \times 10^4$ 时 PEC 可达 1.4 ~ 2.6.

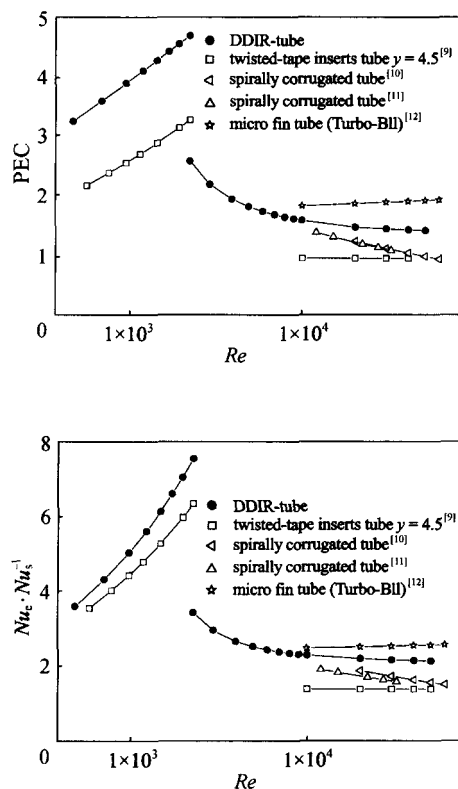


Fig. 3 Comparison of several heat transfer enhancement tubes

选取目前认为综合性能好的管内插扭曲带 (twisted-tape inserts tube)^[9] ($y = 4.5$, $t/d = 0.05$) (层流区)、螺旋槽管^[10,11] (spirally corrugated tube) ($p/d = 0.5$, $e/d = 0.04$) 以及微内翅管 (micro fin tube) (商用管 Turbo-BII, $D_i = 16.05$ mm, $e = 0.38$ mm, $N_s = 38$, $\theta = 49^\circ$)^[12] (湍流区) 进行性能对比分析. 比较表明, 在中低 Re 条件下 ($Re < 10000$) 不连续双斜向内肋管的综合换热强化效果最佳; 在高 Re 条件下 ($Re = 1 \times 10^4 \sim 5 \times 10^4$) 不连续双斜向内肋管的综合换热强化效果比微内翅管略差, 但明显强于管内插扭曲带和螺旋

槽管. 在低 Re ($Re = 500 \sim 2300$) 时, 不连续双斜向内肋管换热 Nu 甚至比管内插扭曲带的 Nu 高出 10 % 以上, 而阻力系数比管内插扭曲带阻力系数低 40 % ~ 60 %. 在中高 Re 换热 ($Re = 6000 \sim 5 \times 10^4$), 不连续双斜向内肋管的 Nu 比螺旋槽管大 15 % ~ 25 %, 而阻力系数比螺旋槽管低 10 % ~ 20 %.

虽然高 Re 条件下不连续双斜向内肋管的综合换热强化效果比微内翅管略差, 但不连续双斜向内肋管与微内翅管相比不易结垢, 因而可望广泛应用于石油化工、能源动力、建筑供热等行业. 而且不连续双斜向内肋管还具有良好的可制造性, 对材料无限制, 并可高效率低成本生产. 不连续双斜向内肋管与螺旋槽管相比, 不仅换热更佳而且制造更高效. 因此, 不连续双斜向内肋管是一种具有优良综合性能的强化换热管.

3 结 论

(1) 基于对流换热场协同理论研制了一种新型强化换热管——不连续双斜向内肋管. 数值模拟表明其管内产生了强烈的多纵向涡, 与场协同分析所得最佳流场相类似. 其强化换热机理是采用特别设计的换热管本体即一次表面的周期性变化在管内诱导出多纵向涡流动, 在换热获得显著强化的同时流动阻力增加较少.

(2) 对不连续双斜向内肋管进行了实验研究, 给出了换热和阻力实验拟合关联式. 当 $Re = 500 \sim 2300$ 时, 与考虑进口效应的圆管 ($L/D = 300$) 层流换热相比, 不连续双斜向内肋管换热可增强 2.5 ~ 6.5 倍, 阻力增加 120 % ~ 300 %; 当 $Re = 2300 \sim 10^4$ 时, 与圆管过渡区相比换热可增强 130 % ~ 240 %, 阻力增加 130 % ~ 220 %; 当 $Re = 10^4 \sim 5 \times 10^4$ 时, 换热增强 110 % ~ 130 %, 阻力增加 220 % ~ 240 %. 当 $Re = 500 \sim 2300$ 时同功耗强化指标 $PEC = 3.2 \sim 4.7$, 当 $Re = 2300 \sim 5 \times 10^4$ 时 $PEC = 1.4 \sim 2.6$.

(3) 性能比较表明, 当 $Re < 10000$ 时, 不连续双斜向内肋管的综合换热强化效果最佳; 当 $Re > 10000$ 时不连续双斜向内肋管的综合换热强化效果比微内翅管略差, 但明显强于管内插扭曲带和螺旋槽管. 在低 Re ($Re < 2300$) 时, 不连续双斜向内肋管换热 Nu 甚至比管内插扭曲带的 Nu 高出 10 % 以上, 而阻力系数比管内插扭曲带阻力系数低

40 % ~ 60 %. 在中高 Re 换热 ($Re = 6000 \sim 5 \times 10^4$), 不连续双斜向内肋管的 Nu 比螺旋槽管大 15 % ~ 25 %, 而阻力系数比螺旋槽管低 10 % ~ 20 %.

(4) 不连续双斜向内肋管管内不存在流动死区, 具有抗垢特性, 而且还具有良好的可制造性, 并可高效率低成本生产, 是一种具有优良综合性能的强化换热管.

References

- [1] Bergles A E. ExHFT for fourth generation heat transfer technology. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2002, 26: 335—344
- [2] Guo Z Y. Mechanism and control of convective heat transfer-coordination of velocity and heat flow fields. *Chinese Science Bulletin* (科学通报), 2001, 46 (7): 596—599
- [3] Meng Ji'an (孟继安). Enhanced heat transfer technology of longitudinal vortices based on field-coordination principle and its application: [dissertation] (学位论文). Beijing: Tsinghua University, 2004
- [4] Jacobi A M, Shah R K. Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: a review of recent progress. *Experiment Thermal and Fluid Science*, 1995, 11: 295—309
- [5] Fiebig M. Vortices, generators and heat transfer. *Trans IChemE*, 1998, 76: 108—172
- [6] Meng Ji'an (孟继安), etc. Discrete double-inclined ribs tube. CN 03125132.3. 2003
- [7] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flows. *Int. Chem. Eng.*, 1976, 16: 359—368
- [8] Frank P Incropera, David P Dewitt. Fundamentals of heat and mass transfer. New York: John Wiley & Sons Inc., 1996
- [9] Manglik R M, Bergles A E. Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes. *Transactions of ASME*, 1993, 115: 881—896
- [10] Cui Haiting (崔海亭), Yuan Xiugan (袁修干), Yao Zhongpeng (姚仲鹏). Experimental investigation on characteristics of heat transfer and pressure drop of unusual spirally fluted tube. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics (China)*, 2002, 28 (4): 459—461
- [11] Wu Huiying (吴慧英), Shuai Zhiming (帅志明), Zhou Qiangtai (周强泰). Investigation on heat transfer enhancement of the condensation heat exchanger with spirally corrugated tubes. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 1997, 48 (5): 626—630
- [12] Michael K Jensen, Alex Vlakancic. Technical note-experimental investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in internally finned tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, 42: 1343—1351