

丁胞强化传热管内的流动与传热性能研究

李保德 刘鹏 郑年本 刘志春 刘伟

(华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074)

摘要 以螺旋丁胞管为数值模拟对象, 采用周期性边界条件, 利用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型和 SIMPLE 算法, 研究了管内湍流的流动与传热性能。模拟结果表明, 流体在流经丁胞前端时壁面附近有较大的径向速度分量, 最大达主流速度的 34.6%, 有效地增强了湍流度。管内局部换热强度的分布对应于丁胞突起也呈周期性变化, 最大换热系数是光管的 2.48 倍, 而平均换热系数则是光管的 1.7 倍。丁胞的结构优化能使换热最大增强 1.6~2.74 倍, 同时阻力系数 $(f/f_0)^{1/3}$ 增加 1.54~1.63 倍; 丁胞的相对深度 h/d 存在的最优值在 0.20~0.25 之间; 具有较小排列密度的丁胞管减阻效果更显著。以无量纲参数 h/d 、 Re 和 D^2/pl 拟合的 Nu 数和阻力系数 f 的关系式误差均在 10% 以内。

关键词 螺旋丁胞管; 强化传热; 相对深度; 排列密度; 关系式拟合

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2016)06-1261-07

Numerical Simulation of Helically Dimpled Tubes for Convection Heat Transfer and Pressure Drop

LI Bao-De LIU Peng ZHENG Nian-Ben LIU Zhi-Chun LIU Wei

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

Abstract Three-dimensional numerical simulations were investigated in order to obtain the heat transfer performance and pressure drop of the helically dimpled tubes. This computational model was built up by standard $k-\epsilon$ turbulent govern equation and SIMPLE algorithm with periodic boundary conditions. The results showed that the protrusion of dimples changed the magnitude and direction of the fluid flow, enhanced the turbulence intensity through flow interaction, and produce severe secondary flow. We could find that the maximum radial velocity amounted to 34.6% of mainstream velocity. The distribution of local heat transfer coefficient in the tube showed a cyclical change, corresponding to the cyclical dimples. The maximum and average heat transfer coefficient were enhanced by 2.48 times and 1.74 times, respectively, to that of a plain tube. The computed results indicated that the Nu for the helically dimpled tube was 60%~174% higher than that for the smooth tube, while the friction factors of the dimple tube increased by 54%~63% compared with the plain tube. The optimal value of dimple height h/d was between 0.20~0.25, and a tube with smaller dimple density was more significant in reducing pressure drop. The empirical formulas for Nu and f were fitted in terms of three non-dimensional parameters (dimple height h/d , dimple density D^2/pl , and Reynold number) based on calculation results. The maximum deviation of Nu and f were both controlled within 10%.

Key words helically dimpled tube; heat transfer enhancement; dimple height; dimple density; empirical formula

0 引 言

对于强化传热技术, 不仅要关注其减热阻的性能, 还需考虑其减流动阻力的特性。被动强化换热技术(如粗糙表面、扩展表面、插入物或添加物、纵向涡发生器等)除了传送流体工质的功率消耗外, 不需要增加额外的设备, 获得了广泛的应用^[1,2]。火力

发电、冶金、钢铁等工业中广泛使用的换热器大多在湍流工况下工作, 而对于湍流的强化传热常采用增加流道壁粗糙度的方法, 如螺旋槽、横纹槽、双楔肋、丁胞等^[3,4]。丁胞型强化技术借助于高尔夫球面的减阻特性, 在增加传热面积和增大换热能力的同

收稿日期: 2016-01-15; 修订日期: 2016-05-15

基金项目: 国家重点基础研究发展计划 (No.2013CB228302); 国家自然科学基金资助项目 (No.51376069)

作者简介: 李保德 (1991-), 男, 硕士研究生, 主要从事强化传热方面的研究。通信作者: 刘伟, 教授, w-liu@hust.edu.cn

时,仅产生很少的压降损失,得到了学者的广泛研究^[5-7]。许多学者通过数值模拟和实验证明了平滑流道上的丁胞凹坑和突起能够显著地增强换热,同时阻力增加不大,且不同结构参数对流动和传热性能有不同的影响^[8-14],而对于圆管流道内的丁胞突起结构对传热和流动性能影响的研究较少。

本文以螺旋丁胞管为研究对象,以空气为流动介质,数值模拟分析了管内湍流流动时丁胞的突起结构、丁胞的相对深度和排列密度等参数对流动与换热性能的综合影响,为该类型丁胞管的优化设计提供了参考。

1 物理和数学模型

螺旋丁胞管的结构如图 1 所示,球形丁胞在管内形成突起,沿管壁螺旋形排列,呈周期性变化。管道水平放置, O 为坐标原点, z 方向为流体流动方向,圆管直径 $D=18$ mm,球形丁胞直径 $d=4$ mm,丁胞突起高度为 h ,丁胞轴向间距为 l ,周向间距为 p ,丁胞螺旋排列的头数为 N 。根据以上参数,定义了两个无量纲特征尺寸参数:丁胞的相对深度 h/d 和排列密度 D^2/pl 。

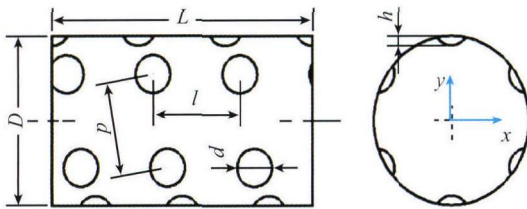


图 1 丁胞管的结构示意图

Fig. 1 Schematic of a helically dimpled tube

根据丁胞管内的实际流动与传热情况,在不影响精度的前提下对物理问题进行了一定的简化,做如下假设:1) 流体为单相定常的不可压缩流体;2) 流体物性参数不随温度发生变化;3) 不考虑辐射换热和重力场的影响;4) 忽略管壁导热热阻,传热是在三维稳态下进行的。

数值模拟采用周期性边界条件,管内的流动介质为空气,给定入口质量流率, Re 为 10000~45000,壁面为无滑移条件,管壁温度设为恒定 340 K。管内的流动与传热满足连续性方程、动量方程和能量方程。利用 Fluent6.3 三维双精度求解模型,选择基于压力的隐式求解器,采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型和标准壁面函数,给定相应的湍流控制参数。能量方程与动量方程的离散采用二次迎风格式,采用 SIMPLE 算法对压力与速度项进行耦合。收敛条件为:连续性

方程和动量方程计算残差均小于 10^{-5} ,能量方程残差小于 10^{-7} ,且不再变化。

对如图 1 所示的丁胞管 ($h=1.5$ mm, $l=10$ mm, $N=6$) 采用分区划分网格的方法,如图 2 所示,在管内核心区采用六面体网格,过渡区域采用四面体网格,网格数量为 192540。通过数值模拟获得管内流体在充分发展段的速度场和温度场,以及压力分布,计算得到平均 Nu 数和摩擦阻力系数 f 。对于丁胞管,管壁平均对流换热系数为:

$$h = \frac{q}{T_w - T_{fm}} \quad (1)$$

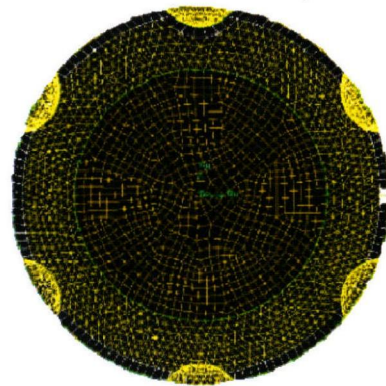


图 2 丁胞管的网格划分

Fig. 2 Grid in the helically dimpled tube

式中, q 和 T_w 表示管壁面积平均下的热流密度和平均温度; T_{fm} 为流体在圆管径向截面上流体质量平均温度,则 Nu 数和阻力系数 f 表达式分别为:

$$Nu = hD/\lambda \quad (2)$$

$$f = 2 \frac{dp}{dz} D / \rho u_m(z)^2 \quad (3)$$

其中, dp/dz 为管内流体的单位压降; $u_m(z)$ 为流体的平均质量流率。为验证模型的准确性,首先用同样的网格划分方式对光管进行数值模拟,并与光管的 Nu 数的理论值^[1]和阻力系数 f 的理论值^[1]比较。

$$Nu_0 = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr_f}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr_f^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right] c_t \quad (4)$$

$$f_0 = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \quad (5)$$

强化传热管增加了换热但又引起较大的压力损失,其综合性能可采用性能指标 PEC 来评价。

$$PEC = \frac{Nu_a/Nu_0}{(f_a/f_0)^{1/3}} \quad (6)$$

式中 a 和 0 分别代表强化管和光滑管。

图 3 为光管 Nu 数和阻力系数 f 的模拟值与理论值的比较。可以看出随着 Re 的增加, Nu 数逐渐增加, 而阻力系数 f 逐渐减小。 Re 在 10000~45000 范围内时, 两者的误差均在 3% 以内, 说明此时的过渡区网格模型具有较高的适应度。加密核心区网格使总网格数分别为 122754 和 205126 时, Nu 数和阻力系数 f 最大的误差分别为 1.57% 和 1.12%, 说明此时网格有较高的独立性。

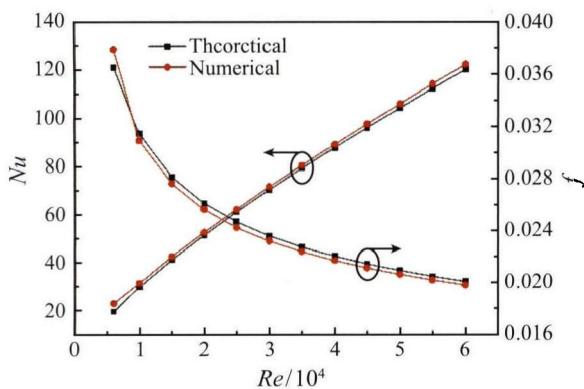


图 3 光管的 Nu 数与 f 模拟值与理论值 [1] 比较

Fig. 3 Comparison of the numerical results and theoretical data [1] of the Nu and f of the plain tube

首先采用与文献 [11] 中 Wang 等人研究的相同尺寸丁胞管进行模拟计算, 并与其实验结果相比较。文献 [11] 中丁胞管直径 $D=20$ mm, 球形丁胞直径 $d=4$ mm, 丁胞突起高度 $h=2$ mm, 头数 $N=6$, 丁胞轴向间距 $l=15$ mm, 实验以空气为流动工质, 测试的 Re 范围为 10000~50000。模拟采取与图 2 同样的网格划分方式, 结果如图 4 和图 5 所示。结果表明, 丁胞型强化传热管能增加传热面积和提高管内

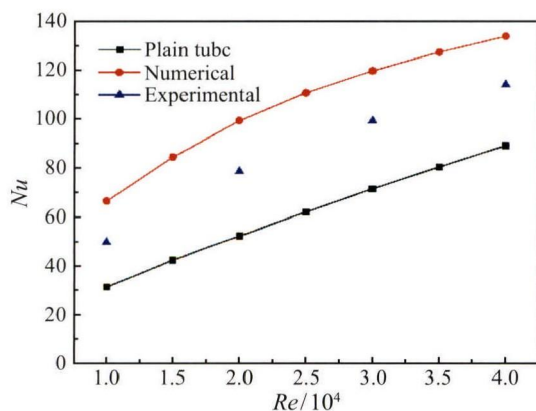


图 4 丁胞管的 Nu 数模拟值与实验值 [11] 比较

Fig. 4 Comparison of the numerical results and the experimental data [11] of the Nu of a helically dimpled tube

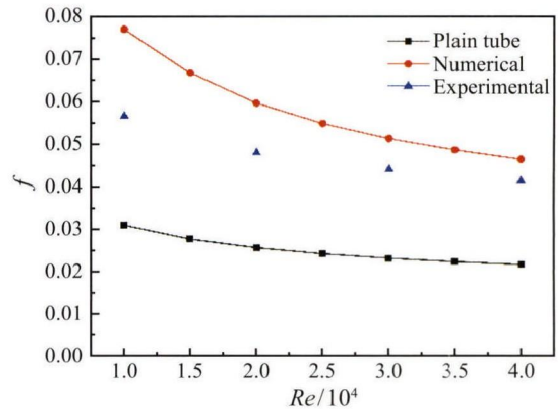


图 5 丁胞管阻力系数 f 模拟值与实验值 [11] 比较

Fig. 5 Comparison of the numerical results and the experimental data [11] of the f of a helically dimpled tube

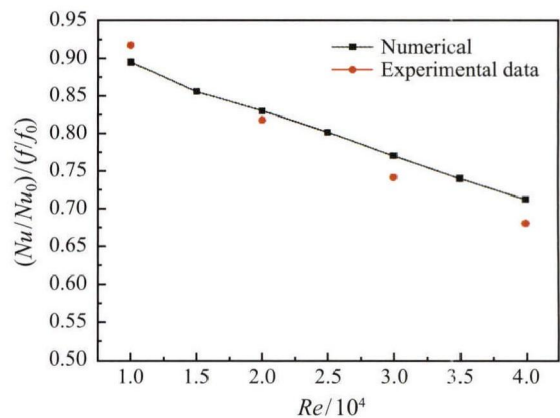


图 6 丁胞管 $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$ 模拟值与实验值 [11] 比较

Fig. 6 Comparison of the numerical results and the experimental data [11] of the $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$ of a helically dimpled tube

的换热效果, 同时流动阻力也相应增大。模拟结果 Nu 数和阻力系数 f 均比实验值偏高, 最大误差分别为 26.2% 和 24.3%。这是因为计算模型设定的定壁温条件是在理想情况下, 而实验中采用的是套管式的试验段, 定壁温的条件很难实现, 且模拟中没有考虑丁胞管壁面导热对传热的影响。图 6 中丁胞管综合性能评价因子 $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$ 与实验值的比较表明两者具有很高的一致性, 最大误差仅为 4.66%。在验证了计算模型准确性和精度的基础上, 本文对螺旋丁胞管管内的流动与传热性能进行数值分析。

2 模拟结果与讨论

2.1 螺旋丁胞管管内的流动与传热特性

图 7 为丁胞管结构参数为 $N=6$, $h=2$ mm, $l=10$ mm, Re 为 30000 时管内壁面附近沿流动方向 (z 轴) 的速度矢量图。当流体流过平滑壁面时, 由于速度边界层的存在, 壁面附近的主流方向速度很小。当流经

壁面上的丁胞突起时，速度的大小和方向都发生了改变。流体在丁胞前沿速度最小，且存在较小的流动死区；沿着壁面突起向上速度逐渐增大，在顶端偏后处达到最大，此时边界层脱离，在后端形成了两个对称的强度较小的涡流，冲击平滑壁面；同时，从丁胞前端绕过的两股相邻流体相互叠加，使湍流大大增强。图 8 显示了丁胞管内壁面沿径向方向 (XY 平面) 的速度矢量。图中表明，流体在流经丁胞前端时有较大的径向速度分量，最大的径向速度达主流速度 u 的 34.6%，且接近垂直地冲刷壁面，扰动和破坏流动边界层，有效地增强了湍流强度。

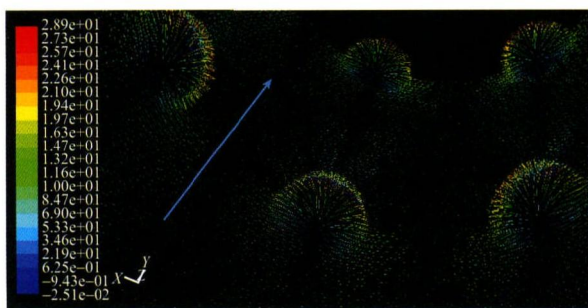


图 7 $Re=30000$ 时，壁面凸起附近沿流动方向 (z 轴) 的速度矢量图

Fig. 7 Velocity vector near the surface of the dimples in mainstream direction when $Re = 30000$

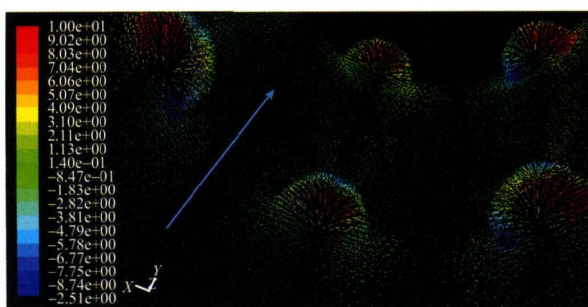


图 8 $Re=30000$ 时，壁面凸起附近沿径向方向 (XY 平面) 的速度矢量图

Fig. 8 Tangential velocity vector near the surface of the dimples in vertical mainstream direction $Re = 30000$

图 9 显示的是流动方向上 $x=0$ 截面的温度场。可以看出整个流体区域的温度越来越均匀，球形丁胞突起面上的温度梯度明显大于无丁胞的平滑流道。 $x=0$ 截面上沿着流动方向的局部换热系数 h 的分布如图 10 所示，可以明显看出，管内局部换热系数的分布对应于丁胞突起也呈周期性变化。最大局部换热系数是光管的 2.48 倍，而平均换热系数则是光管的 1.7 倍。局部换热系数沿着丁胞的前表面逐渐增大，在速度边界层发生脱离时达到最大，尾涡

的冲击又提高了平滑流道的局部换热强度，此后逐渐减小。在丁胞突起的前缘和后缘，曲率的突然变化形成的流动死区使得在该区域内温度边界层明显增厚，对流换热基本呈纯导热的方式进行，且局部换热系数急剧减小，甚至接近光管的换热强度。

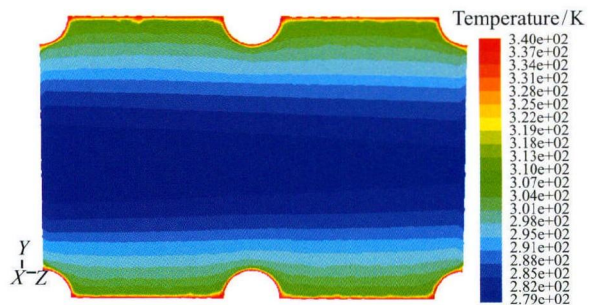


图 9 $Re=30000$ 时，流动方向 $x=0$ 截面的温度场

Fig. 9 Temperature contours at $x=0$ in the mainstream direction when $Re=30000$

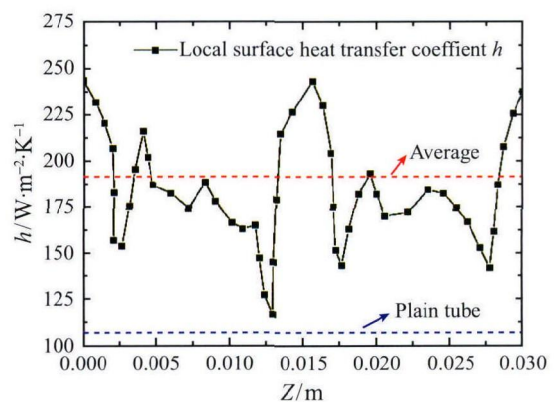


图 10 $Re=30000$ 时，流动方向 $x=0$ 截面的局部换热系数 h

Fig. 10 Local surface heat transfer coefficient at $x=0$ when $Re=30000$

为简化变量的个数，首先通过控制变量获得了丁胞管单个结构参数 (h 分别为 0.8 mm, 1 mm, 1.5 mm 和 2 mm, l 分别为 7 mm, 10 mm 和 15 mm, N 分别为 4, 6 和 8) 分别对管内流动和换热性能的影响，然后归纳为定义的两个无量纲参数 (相对深度 h/d 和排列密度 D^2/pl) 对螺旋丁胞管内的流动与传热综合性能的影响。

2.2 丁胞的相对深度 h/d 对流动和传热的影响

通过控制变量，固定球形丁胞直径 $d=4$ mm, $l=10$ mm, $N=4$, 改变突起深度 h , 分别模拟了丁胞相对深度 h/d 为 0.5、0.375、0.25 和 0.2 时管内的流动和换热性能。 h/d 值越小表明了丁胞突起的曲率越小，壁面过渡越平滑。

图 11 和图 12 表明，随着 Re 的增加， Nu/Nu_0

值和 $(f/f_0)^{1/3}$ 值均逐渐减小。丁胞突起的存在能使换热增强 1.6~2.74 倍, 但同时阻力系数 $(f/f_0)^{1/3}$ 也增加了 1.54~1.63 倍, 且深度 h 越大, 增强效果越明显, Nu/Nu_0 值也越大, 但当 h/d 为 0.375 和 0.25 时换热已相差不大。相对深度 $h/d=0.5$ 时, 由于存在较大区域的流动死区, 阻力系数 f 明显高于其他值; h/d 值越小, 管壁过渡越平缓, 阻力系数 f 也越低, 当 0.25 和 0.2 时阻力系数 f 已相差不大。图 13 显示的是不同 Re 下的综合性能 PEC 随 h/d 的变化趋势。可以看出, 随着 Re 的增加, 管内流体本身的湍流度增强, 丁胞突起的扰动效果减弱, PEC 值逐渐降低。相同 Re 下, PEC 随着 h/d 的减小而增大, 但趋势逐渐平缓, 当 $h/d=0.25$ 时最大达 1.25~1.91。 h/d 为 0.25 和 0.2 时, PEC 值仅相差 0.05, 且有减小的趋势, 说明丁胞的相对深度 h/d 存在最优值, 能达到较好的减热阻和减流阻的综合效果。

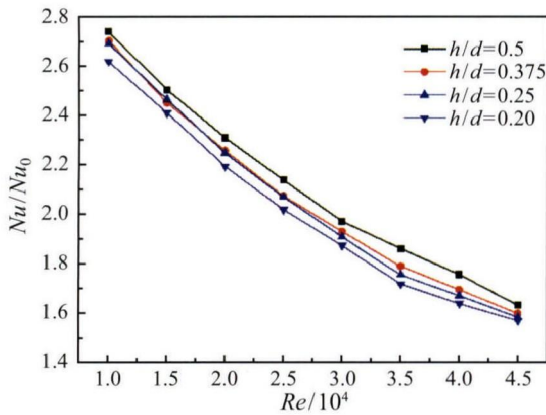


图 11 不同 h/d 下 Nu/Nu_0 随 Re 的变化

Fig. 11 Variation of the Nu/Nu_0 with Reynolds number for a helically dimpled tube

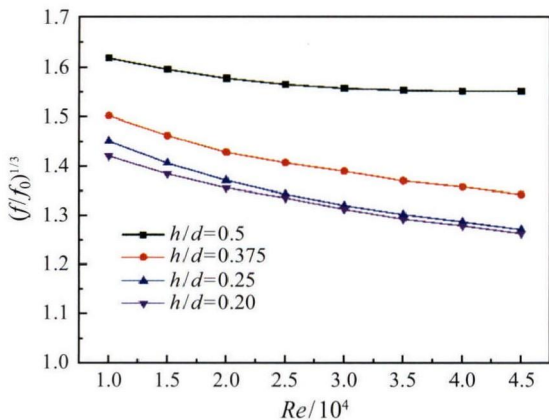


图 12 不同 h/d 下 $(f/f_0)^{1/3}$ 随 Re 的变化

Fig. 12 Variation of the $(f/f_0)^{1/3}$ with Reynolds number for a helically dimpled tube

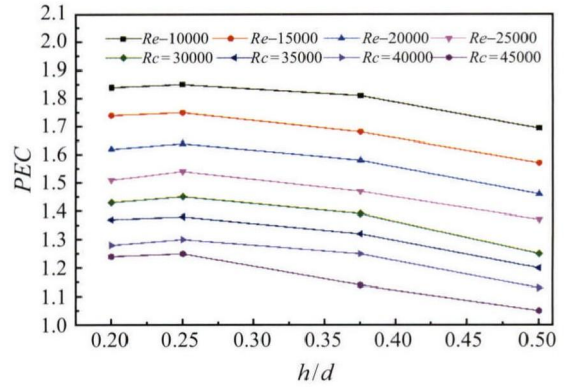


图 13 不同 Re 下丁胞管 PEC 随 h/d 的变化

Fig. 13 Variation of the PEC with the dimple height (h/d) for a helically dimpled tube

2.3 丁胞的排列密度 D^2/pl 对流动和传热的影响

丁胞的相对深度 h/d 为 0.25 时, 通过改变螺旋丁胞的头数 N 和轴向间距 l 来改变丁胞的相对排列密度 D^2/pl , 模拟结果的 Nu/Nu_0 值和 $(f/f_0)^{1/3}$ 值如图 14 和图 15 所示。其中, $N=6, l=15$ mm 时, 丁胞的排列方式为顺列。可以看出, 当丁胞错列和顺列时, 换热 Nu/Nu_0 值和阻力 $(f/f_0)^{1/3}$ 的值非常接近, 这与文献 [12] 结论一致, 因为错列和顺列并没有改变丁胞的排列密度。 Re 在 10000~45000 范围内, 丁胞管换热强度增加了 1.67~2.83 倍, 不同排列密度丁胞管的换热强化效果并无明显差别。丁胞的排列密度 D^2/pl 为 3.44~4.91 时, 换热 Nu/Nu_0 值均高于文献 [11] 中 (丁胞的排列密度为 2.29) 的换热 Nu/Nu_0 值, 说明丁胞排列密度对换热的强化也存在最优值。随着丁胞排列密度的减小, 阻力系数 f 明显降低, 说明小排列密度的丁胞管减阻效果更显著。图 16 为不同密度下强化管 PEC 值随 Re 的变化趋势。图中表明丁胞排列密度为 3.44 时具有更好的性能。

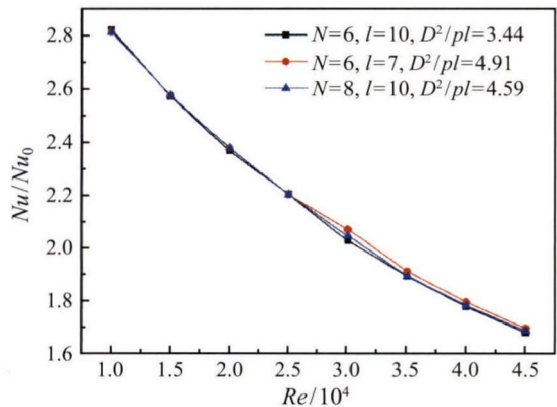


图 14 不同丁胞密度 D^2/pl 下 Nu/Nu_0 随 Re 的变化

Fig. 14 Variation of the Nu/Nu_0 with Reynolds number for a helically dimpled tube

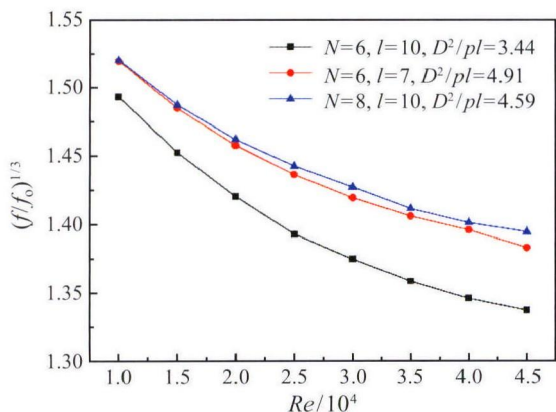


图 15 不同丁胞密度 D^2/pl 下 $(f/f_0)^{1/3}$ 随 Re 的变化
Fig. 15 Variation of the $(f/f_0)^{1/3}$ with Reynolds number for a helically dimpled tube

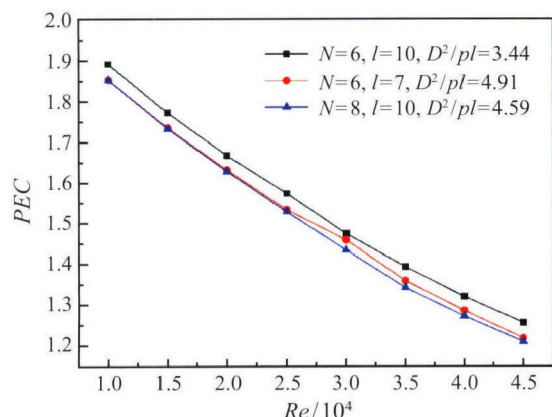


图 16 不同丁胞密度 D^2/pl 下 PEC 随 Re 的变化
Fig. 16 Variation of the PEC with Reynolds number for a helically dimpled tube

3 经验式拟合

根据丁胞的相对深度 h/d 和排列密度 D^2/pl 对管内的流动和传热性能影响的模拟结果。以 h/d 、 Re 和 D^2/pl 为变量，参照不同强化传热管的实验关系式的形式，利用 MATLAB 程序最小二乘法对模拟数据进行拟合，得到了螺旋丁胞管内的换热 Nu 数和阻力系数 f 关系式：

$$Nu = 2.754(h/d)^{0.0385}(D^2/pl)^{0.1177}Re^{0.3763} \quad (7)$$

$$f = 2.004(h/d)^{0.4608}(D^2/pl)^{0.2961}Re^{-0.302} \quad (8)$$

可以看出，相对深度 h/d 对螺旋丁胞管换热的影响并不明显，指数仅为 0.0385，但相对深度越小，减阻效果越好，同时换热强度降低，因此存在最优值；增加丁胞的排列密度能同时增大换热 Nu 数和阻力系数 f ，但增加的程度相当，综合性能 PEC 不一定增加。由拟合公式计算的 Nu 数和阻力系数 f 值与数值模拟值的比较如图 17 和图 18 所示，数据点越靠近 $y = x$ 曲线表明拟合效果越好。

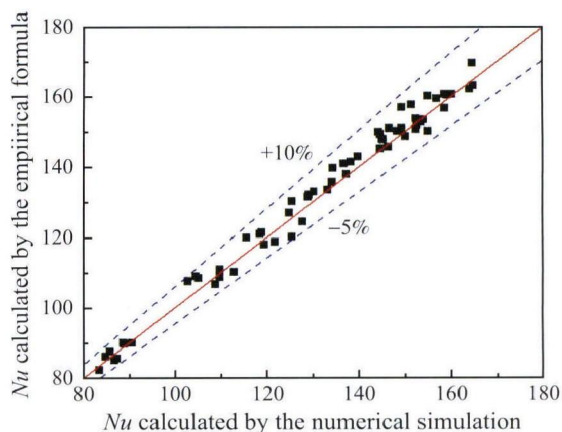


图 17 公式拟合值 Nu 数与模拟 Nu 数的比较
Fig. 17 Deviations of Nu calculated by the empirical formula and numerical simulation

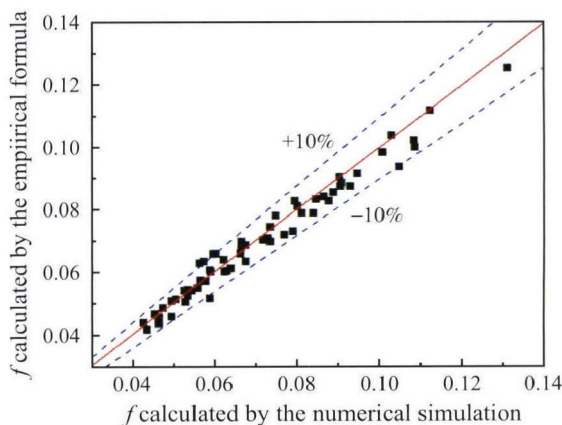


图 18 公式拟合值阻力系数 f 与模拟值 f 的比较
Fig. 18 Deviations of f calculated by the empirical formula and numerical simulation

4 结 论

1) 丁胞型强化管能增强管内的换热效果，同时流动阻力相应增加。流体在流经丁胞前端时壁面附近有较大的径向速度分量，最大的能达主流速度的 34.6%，并接近垂直地冲刷壁面，有效地增强了湍流强度。

2) 螺旋丁胞管管内局部换热系数的分布对应于丁胞突起也呈周期性变化，最大局部换热系数是光管的 2.48 倍，而平均换热系数则是光管的 1.7 倍。

3) 丁胞的结构优化表明，管内的换热最大能增强 1.6~2.74 倍，同时阻力系数 $(f/f_0)^{1/3}$ 增加 1.54~1.63 倍；丁胞的相对深度 h/d 越小， Nu/Nu_0 值越小，但流动死区越少，流动阻力明显降低，因而 PEC 值越大。 h/d 的最优值在 0.20~0.25 之间。

4) 丁胞排列密度 D^2/pl 的增大能同时增加换热 Nu 数和阻力系数 f ，但增加的程度相当，因而综合

性能 PEC 不一定增强, 且小排列密度的丁胞管减阻效果更显著。

5) 模拟结果拟合的 Nu 数和阻力系数 f 的关系式表明, 相对深度 h/d 对换热强度的增加并不明显, 但减阻效果好。拟合公式计算值与数值模拟值的相对误差均在 10% 以内。

参 考 文 献

- [1] 林宗虎, 汪军. 强化传热技术 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2006
LIN Zonghu, WANG Jun. Heat Transfer Enhancement [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2006(in Chinese)
- [2] Bergles A E. The Encouragement and Accommodation of High Heat Fluxes [J]. Journal of Heat Transfer, 1995, 119: 8-19
- [3] Bergles A E, Manglik R M. Current Progress and New Developments in Enhanced Heat and Mass Transfer [J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 2013, 20(1): 1-15
- [4] Kukulka D J, Smith R, Kevin G. Fuller. Development and Evaluation of Enhanced Heat Transfer Tubes [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31: 2141-2145
- [5] Burgess N K, Oliveira M M, Ligrani P M. Nusselt Number Behavior on Deep Dimpled Surfaces within a Channel [J]. Journal of Heat Transfer, 2003, 125(1): 11-18
- [6] Griffith T S, Al-Hadhrami L, Han J C. Heat Transfer in Rotating Rectangular Cooling Channels ($AR=4$) with Dimples [J]. Journal of Heat Transfer, 2002, 124(4): 617-625
- [7] Afanasyev V N, Chudnovsky Y P, Roganov P S, et al. Turbulent Flow Friction and Heat Transfer Characteristics for Spherical Cavities on a Flat Plate [J]. International Journal of Thermal Sciences, 1993, 7(1): 1-8
- [8] Kwang Y K, Dong Y S. Optimization of a Staggered Dimpled Surface in a Cooling Channel Using Kriging Model [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2008, 47: 1464-1472
- [9] Mahmood G I, Ligrani P M. Heat Transfer in a Dimpled Channel: Combined Influences of Aspect Ratio, Temperature Ratio, Reynolds Number, and Flow Structure [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45: 2011-2020
- [10] Vicente P G, Garcia A, Viedma A. Experimental Study of Mixed Convection and Pressure Drop in Helically Dimpled Tubes for Laminar and Transition Flow [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(26): 543-553
- [11] WANG Yu, HE Yalin, LEI Yonggang, et al. Heat Transfer and Hydrodynamics Analysis of a Novel Dimpled Tube [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34: 1273-1281
- [12] WANG Yu, HE Yalin, LEI Yonggang, et al. Heat Transfer and Friction Characteristics for Turbulent Flow of Dimpled Tubes [J]. Chemical Engineering & Technology, 2009, 32(6): 956-963
- [13] Chen J, Muller-Steinhagen H, Duffy G G. Heat Transfer Enhancement in Dimpled Tubes [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 21: 535-547
- [14] XIAO Nian, ZHANG Qiang, Ligrani P M, et al. Thermal Performance of Dimpled Surfaces in Laminar Flows [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(7): 2009-2017