

圆管内间隔插入交叉半椭圆片传热与流动的数值模拟

汪双凤¹ 张宏南¹ 李选友²

(1. 华南理工大学 传热强化与过程节能教育部重点实验室 广东 广州 510640;

2. 山东省科学院工业节能研究中心 山东 济南 250103)

摘 要: 为了改善粘性流体在换热管内的流动传热性能,以水为工质,在管内有间隔地插入交叉半椭圆片,建立了相应的物理和数学模型,并对其传热与流动特性进行了数值模拟,同时与光滑管传热性能进行对比。研究表明:在圆管内插入交叉半椭圆片可以有效的提高综合传热性能,其综合性能评价因子 PEC 在 1.1-1.95 之间。

关 键 词: 交叉半椭圆片; 数值模拟; 传热; 流动; 场协同分析

中图分类号: TK124

文献标识码: A

符号说明

- D ——圆管直径/mm
- L ——圆管长度/mm
- N ——交叉半椭圆片个数
- S ——管内细圆柱长度/mm
- Q ——管内传热速率/W
- PEC ——综合换热性能评价因子
- Re ——雷诺数
- Nu ——努赛尔数
- a ——半椭圆片长轴长度/mm
- b ——半椭圆片短轴长度/mm
- d ——管内细圆柱直径/mm
- f ——阻力系数
- h ——换热管传热系数 / $(W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1})$
- φ ——交叉半椭圆片夹角/ $(^\circ)$
- θ ——协同角/ $(^\circ)$
- δ ——交叉半椭圆片厚度/mm

引 言

管壳式换热器在化工、动力、石油、冶金等高耗能行业中有着广泛的应用。在换热器的设计过程中最重要的参数就是换热系数和其带来的压降或阻力,而换热系数的提高往往会伴有阻力的增加,从而降低了换热器的能量利用效率。改善场的协同作用以强化传热,可以从以下两方面来进行:(1) 改变热

边界条件。等壁温和等热流充分发展管道的 Nu 的差别就是因为其热边界条件不同。(2) 改变速度分布。速度的改变,必然导致温度场的改变,可以有意识的通过速度边界条件的改变使速度和热流矢量的夹角减小或者使 3 个标量场的配合更好,从而强化传热^[1-6]。

目前,在管内安装插入物的强化传热技术得到广泛的发展和应用^[7]。插入物的强化传热的机理可分为 4 种:(1) 形成旋转流;(2) 使中心流体与管壁流体产生置换作用;(3) 分割流体,破坏边界层的发展;(4) 产生二次流。这些强化机理作用改变了管内流体速度和温度分布,使得速度场和温度场更好的协同,强化传热。

从使中心流体与管壁流体产生置换作用、分割流体,破坏边界层的发展这两个机理出发,可考虑在管内有间隔地插入交叉半椭圆片,从而对管内流体进行分割、引导,使中心流体与管壁附近流体进行置换,管内流体得到较好的混合,传热过程得到强化,管内流体温度分布更加均匀。同时,流动阻力的上升也在可接受的范围内,从而使得提高粘性流体强化管的综合换热性能成为可能。作为前期的基础研究,本研究以水为工质,通过数值模拟来研究圆管内有间隔地插入交叉半椭圆片传热与流动特性。

1 数学及物理模型

在圆管内有间隔地插入交叉椭圆片,如图 1 所示,管子内径 $D = 32$ mm,管长 $L = 1\ 000$ mm,交叉椭圆片的长轴 $a = 28$ mm,短轴 $b = 16$ mm,半椭圆片厚度 $\delta = 1$ mm,分别呈角度 $\varphi = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ 交叉连接在一根长为 $S = 780$ mm,直径 $d = 4$ mm 细圆杆上。

雷诺数:

收稿日期: 2014-01-21; 修订日期: 2014-03-28

基金项目: 国家科技部国际科技合作专项(2013DFG60080); 广州市科技计划项目(2012J5100003)

作者简介: 汪双凤(1964-),女,湖南岳阳人,华南理工大学教授,博士。

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \tag{1}$$

式中: u —流体速度, m/s; ρ —流体的密度, kg/m³; μ —流体的粘度, Pa·s。

管内的传热速率:

$$Q = W_s C_p (T_o - T_i) \tag{2}$$

式中: W_s —流体的质量流量, kg/s; C_p —流体的定压比热容, J/(kg·K); T_i 、 T_o —流体的进、出口温度, K。

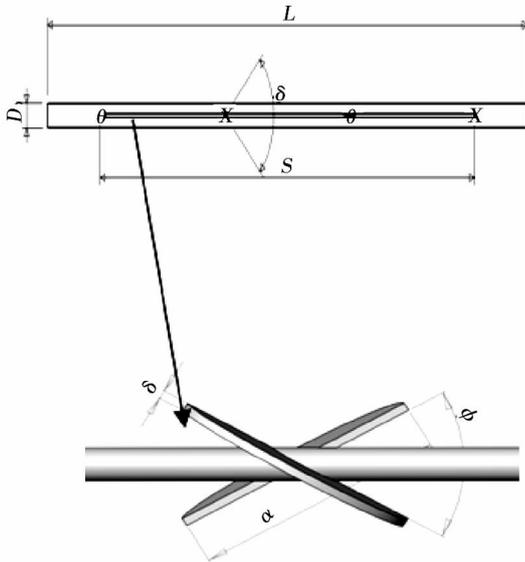


图 1 有间隔地插入交叉椭圆片的圆管
Fig. 1 Round tube inserted with cross elliptical plates at a certain spacing

传热系数:

$$h = Q / (A (T_w - T_b)) \tag{3}$$

式中: A —传热面积, m²; T_w —壁温, K; T_b —流体定性温度, K。

努赛尔数:

$$Nu = \frac{hD}{k} \tag{4}$$

式中: D —管径, m; k —流体的导热系数, W/(m·K)。

阻力系数:

$$f = \frac{\Delta p}{(\rho u^2 / 2) (L/D)} \tag{5}$$

式中: Δp —进出口的压力差, Pa; L —管子长度, m。

模拟工质采用水, 水在这里被认为是不可压缩的。另外, 假设流体处于局部热力学平衡状态, 忽略自然对流, 其密度、粘度、比热容、导热系数随温度变

化不大, 故可视为常数, 水的动力粘度 $\mu = 1.003 \times 10^{-3}$ kg/(m·s), 密度 $\rho = 998.2$ kg/m³, 定压比热容 $c_p = 4182$ J/(kg·K), 热导率 $k = 0.6$ W/(m·K)。

采用 Fluent 商用软件进行计算, 流体流动为不可压稳态流, 不考虑交叉半椭圆片引起的传热面积的增加, 满足质量、动量、能量守恒, 其控制方程为:

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{6}$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\mu (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})] \tag{7}$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j c_p T - k \frac{\partial T}{\partial x_j}) = u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + [\mu (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})] \tag{8}$$

2 数值模拟结果分析

2.1 传热性能

图 2 为不同夹角下平均努赛尔特数 Nu 随雷诺数 Re 的变化, 在圆管中固定地插入 4 个交叉半椭圆片, 从而考察半椭圆片交叉夹角变化对平均努赛尔数的影响, 从图中可以看出, 插入交叉半椭圆片的换热管的 Nu 都随着 Re 的增大而增大, 且其努赛尔数均大于光滑管的努赛尔数, 说明在该 Re 数范围内, 有间隔地插入多个交叉半椭圆片可以得到较好的强化换热效果。这可以归因于交叉半椭圆片在管内具有分割流体和引导流体作用, 使得中心流体和管壁附近流体发生置换, 破坏边界层的发展, 从而管内流体温度分布比较均匀, 此外还加强了管内流体紊动, 从而导致更好的对流换热。另外, 在 Re 小于 900 的情况下, 插入夹角 $\varphi = 90^\circ$ 交叉半椭圆片的努赛尔数最大, 其次是 $\varphi = 60^\circ$ 夹角, 最后是 $\varphi = 30^\circ$ 夹角。这是因为在雷诺数较小的情况下, 流体的流速较小, 90° 夹角的交叉半椭圆片对流体分割、引导、扰流作用最大, 因此其努赛尔数也相应增大; 而当 Re 大于 900 时, 随着流体流速的增加, 流体本身的扰动逐渐增大, 插入夹角 $\varphi = 90^\circ$ 交叉半椭圆片反而会造成流体流动不均匀, 导致插入 $\varphi = 60^\circ$ 夹角的交叉半椭圆片的圆管的努赛尔数最大, 其次是 90° 夹角, 最后是 30° 夹角。

图 3 为各雷诺数 Re 下的平均努赛尔数 Nu 的值, 在圆管中固定交叉半椭圆片的夹角为 60° , 从而

考察交叉半椭圆片个数 N 对平均努赛尔数的影响, 从图中可以看出, 随着插入交叉半椭圆片个数的增加, 相应的努赛尔数也增加, 且均大于光滑管的努赛尔数。这是由于交叉半椭圆片个数的增加, 必然导致管内流体混合更加均匀, 换热效果更加好。

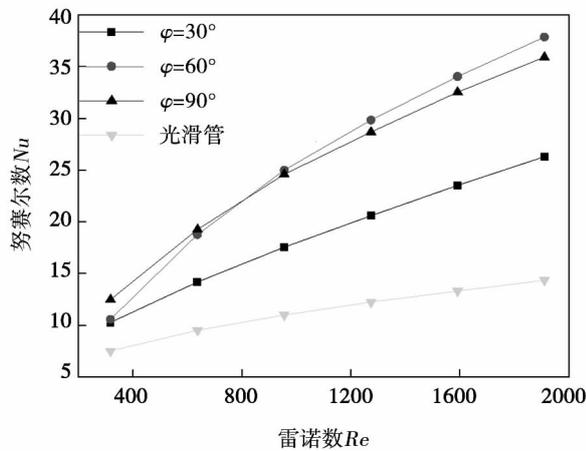


图 2 不同夹角下平均努赛尔数 Nu 随 Re 的变化
Fig. 2 Changes of average Nusselt number with Reynolds number at various inclusive angles

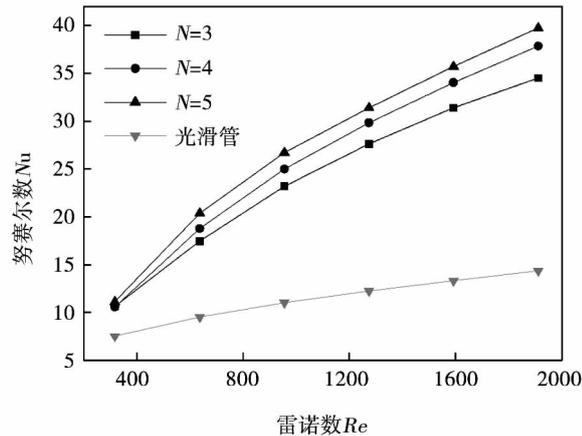


图 3 不同交叉半椭圆片个数下平均努赛尔数 Nu 随雷诺数 Re 的变化

Fig. 3 Changes of average Nusselt number with Reynolds number at various numbers of cross semi-elliptical plates

图 4 为当雷诺数 $Re = 1911$, 光滑管、插入 4 片交叉半椭圆片且夹角分别为 $\phi = 30^\circ$ 、 $\phi = 60^\circ$ 、 $\phi = 90^\circ$ 时在圆管轴向长度为 500 mm 截面的温度分布图。

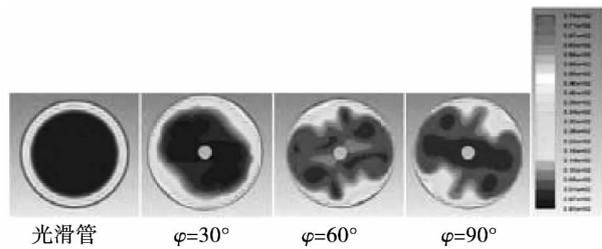


图 4 雷诺数 $Re = 1911$ 时, 不同夹角下的温度分布图(K)

Fig. 4 Chart showing the temperature distribution when the Reynolds number equals to 1911 at various inclusive angles(K)

从图 4 可以看出, 光滑管温度分布呈同心圆分布, 即中心流体温度最低, 而管壁附近流体温度最高, 这显然不能满足一般流体换热要求。当插入交叉半椭圆片夹角 $\phi = 30^\circ$ 时, 中心附近流体的低温区域有所减小, 当夹角 $\phi = 60^\circ$ 时, 出现了圆管内中心附近的流体温度比靠近壁面附近流体的温度要高一些的情况。这充分说明交叉半椭圆片在管内具有分割流体和引导流体作用, 使得中心流体和管壁附近流体发生置换, 管内流体得到了很好的混合。当夹角 $\phi = 90^\circ$ 时, 中心附近流体的低温区域明显减小, 但是总体温度分布情况、混合效果不如夹角 $\phi = 60^\circ$ 的情况。这也进一步印证了当 Re 大于 900 时, 交叉半椭圆片夹角 $\phi = 60^\circ$ 时, 管内的努赛尔数最大, 其次是 90° 夹角, 最后是 30° 夹角。

2.2 阻力系数

在圆管中固定地插入 4 个交叉半椭圆片, 考察半椭圆片交叉夹角变化对平均摩擦系数的影响, 图 5 为不同夹角下换热管的平均摩擦系数 f 的值随雷诺数 Re 变化, 从图中可以看出, 插入交叉半椭圆片的换热管的 f 都随着 Re 的增大而减小, 且其平均摩擦系数均大于光滑管的平均摩擦系数, 而且插入交叉半椭圆片夹角为 90° 的 f 值最大, 其次是 60° 夹角, 最后是 30° 夹角。

在圆管中固定交叉半椭圆片的夹角为 60° , 从而考察交叉半椭圆片个数 N 对平均摩擦系数 f 的影响, 图 6 为不同交叉半椭圆片个数下换热管的平均摩擦系数 f 的值随雷诺数 Re 的变化, 从图中可以看出, 随着交叉半椭圆片个数的增加, 平均摩擦系数也在增大。

分析原因: (1) 由于交叉半椭圆片的分割、引流作用, 使得中心流体的壁面附近流体发生置换, 加强

了流体与壁面的扰动,从而增加了壁面附近的温度梯度,形成了较大的剪切力,从而增加了阻力;(2)交叉半椭圆片的插入,必然导致流体形体阻力的增大,随着交叉半椭圆片夹角的增加,形体阻力也会增大,这就是交叉半椭圆片夹角为90°时的平均摩擦系数最大,60°的次之,最后是30°夹角的原因。同时,插入交叉半椭圆片会带来流体在管内流动路径增长,从而增加了流体的沿程阻力,而插入的交叉半椭圆片个数的越多,流体流动的路径越长,带来的阻力越大。

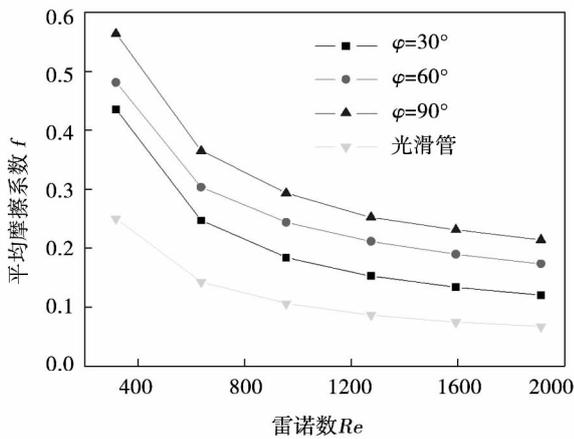


图 5 不同夹角下平均摩擦系数 f 随雷诺数 Re 的变化

Fig. 5 Changes of the average friction factor with Reynolds number at various inclusive angles

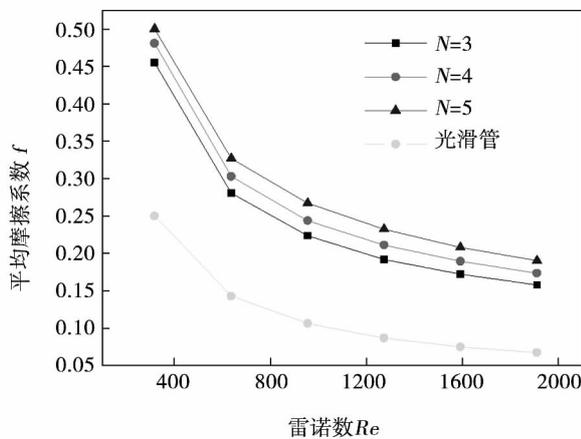


图 6 不同交叉半椭圆片个数下平均摩擦系数 f 随 Re 的变化

Fig. 6 Changes of the average friction factor with Reynolds number at various numbers of cross semi-elliptical plates

图 7 为雷诺数 $Re = 1911$,光滑管、插入 4 片交叉半椭圆片且夹角分别 $\varphi = 30^\circ$ 、 $\varphi = 60^\circ$ 、 $\varphi = 90^\circ$ 时压力分布云图。从图中可以看出,光滑管压力降最低,而交叉半椭圆片夹角为 90° 时,压力降最大。

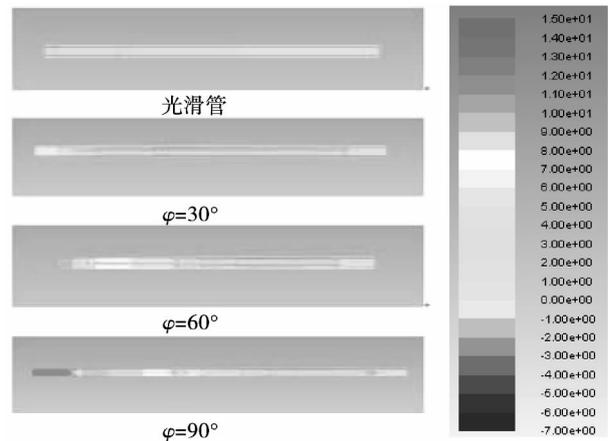


图 7 雷诺数 $Re = 1911$ 时不同夹角下压力分布云图(Pa)

Fig. 7 Atlas showing the pressure distribution at various inclusive angles when $Re = 1911$ (Pa)

2.3 传热阻力性能的评价准则

换热管的传热与阻力性能的评价准则为^[8]:

$$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{9}$$

式中: Nu, f —强化管的传热与流动阻力系数; Nu_0, f_0 —光滑管的传热与流动阻力系数。

图 8 为圆管中固定地插入 4 个交叉半椭圆片,考察在不同夹角下强化管的 PEC 值随雷诺数 Re 变化情况。由图可见,在管内有间隔地插入 4 个交叉半椭圆片取得了较好的综合换热性能,PEC 值可达到 1.1 - 1.95,这可能是因为多个交叉半椭圆片的插入使管内流体更好地混合,中心流体与壁面附近流体发生置换,破坏边界层发展,温度分布更加均匀,同时阻力的上升不大,从而取得了较好的综合换热性能。另外,在雷诺数 Re 小于 500 左右时,插入夹角为 90° 的 4 个交叉半椭圆片的 PEC 最大,夹角为 60° 的次之,夹角为 30° 的最小。在雷诺数 Re 大于 500 时,插入夹角为 60° 的 4 个交叉半椭圆片的 PEC 最大,夹角为 90° 的次之,夹角为 30° 最小。总的来说,有间隔地插入夹角为 60° 的 4 个交叉半椭圆片在提高换热综合性能方面能够取得较好的效果。

图 9 为在圆管中固定交叉半椭圆片的夹角为 φ

$\varphi=60^\circ$, 考察在不同交叉半椭圆片个数 N 下强化管的 PEC 值随雷诺数 Re 变化情况。从图中可见, PEC 值随着交叉半椭圆片个数的增加而增大。这也从另一方面说明插入交叉半椭圆片能够提高管内流体综合换热性能。

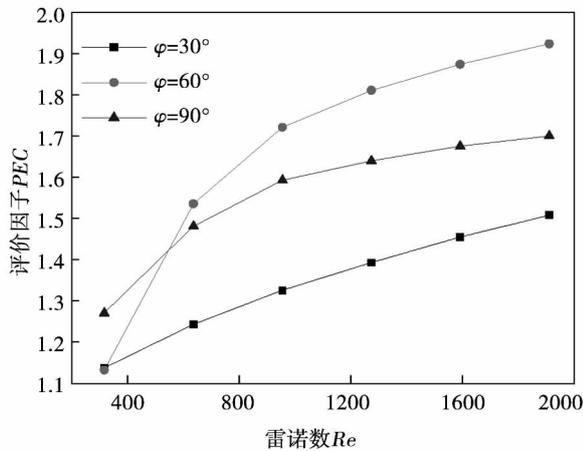


图 8 不同夹角下 PEC 随雷诺数 Re 的变化
Fig. 8 Changes of the PEC with Reynolds number at various inclusive angles

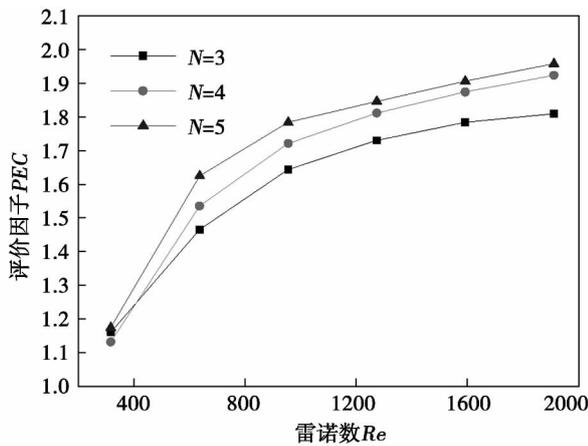


图 9 不同交叉半椭圆片个数下 PEC 随雷诺数 Re 的变化
Fig. 9 Changes of the PEC with Reynolds number at various numbers of cross semi-elliptical plates

3 场协同分析

文献 [1] 层流流场中某一流体质点 M 的速度 U 与温度梯度 ΔT 之间的协同角为:

$$\theta = \arccos \frac{U \cdot \Delta T}{|U| |\Delta T|} \quad (10)$$

文献 [9 - 11] 对场协同理论中协同角计算方法作了进一步改进, 提出 5 种场协同角的计算式, 并对其进行了详细的分析和对比。根据文献 [9 - 11] 研究结论可知, 模平均角不仅考虑因素全面, 而且物理意义明确, 是比较好的评价方式, 本研究采用模平均角的计算公式来计算场协同角。

$$\theta_m = \sum \frac{|\vec{u}| \cdot |\text{grad} T| \cdot dV_i}{\sum |\vec{u}| \cdot |\text{grad} T| \cdot dV_i} \theta_i \quad (11)$$

图 10、图 11 为协同角 θ_m 随雷诺数 Re 数的变化情况, 分别考察了交叉半椭圆片的夹角、个数对协同角的影响。 θ_m 越小, 说明管内速度场和温度场的协同性越好, 使得管内流体温度分布越均匀, 换热效果更好。从图中可以看出, 插入交叉半椭圆片的强化管的平均协同角小于光滑管的平均协同角, 说明插入交叉半椭圆片的强化管有很好的强化传热效果, 同时随着雷诺数 Re 的增加, 光滑管的协同角在增大, 表明流速增加协同性变差, 而对于插入交叉半椭圆片的强化管, 流速增加导致协同角进一步减小, 对流换热得到进一步强化。此外, 对于固定地插入 4 个交叉半椭圆片的圆管, 考察交叉半椭圆片夹角变化对协同角的影响, 如图 10 所示, 交叉半椭圆片夹角为 90° 的协同角最小, 夹角为 60° 次之, 而夹角为 30° 的最大。而对于固定插入交叉半椭圆片夹角为 60° 的圆管, 考察交叉半椭圆片个数 N 对协同角的影响, 如图 11 所示, 随着交叉半椭圆片个数的增加, 协同角逐渐减小。这也进一步说明了交叉半椭圆片能够改善管内流体流动的协同性。

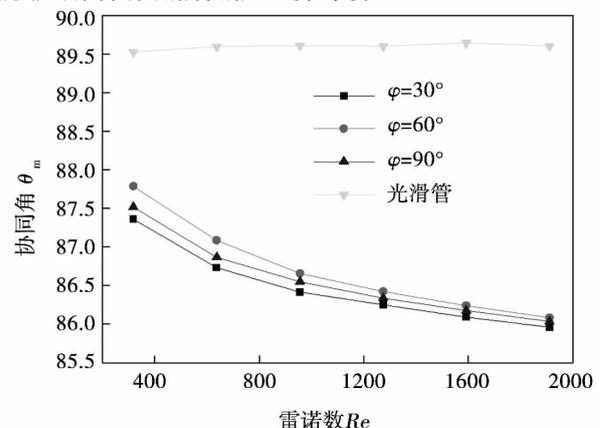


图 10 不同夹角下场协同角 θ_m 随雷诺数 Re 的变化

Fig. 10 Changes of the field synergy angle θ_m with Reynolds number at various inclusive angles

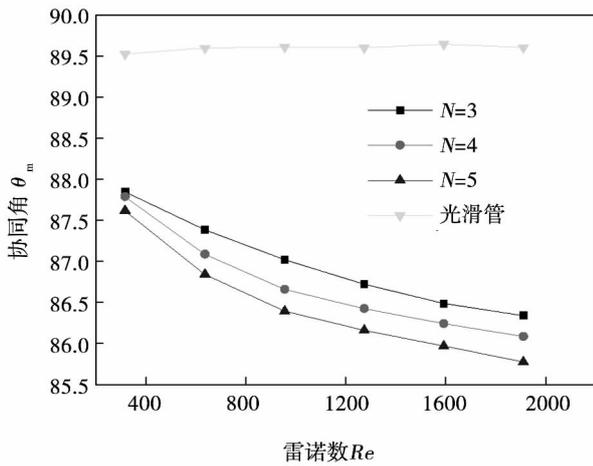


图 11 不同交叉半椭圆片个数下场协同角 θ_m 随雷诺数 Re 的变化

Fig. 11 Changes of the field synergy angle θ_m with Reynolds number at various numbers of cross semi-elliptical plates

4 结 论

在充分发展的层流区域中,在管内有间隔地插入多个交叉半椭圆片可以将流体进行分割、引导,使中心流体与壁面附近流体发生置换,管内流体得到较好地混合,从而使得在流动阻力增加不大的基础上,大大增强了换热能力,提高了换热管的传热与流动综合性能。通过数值模拟,得出结论:

(1) 在雷诺数 Re 为 300 - 2000 的范围内,其 PEC 值达到 1.1 - 1.95。数值模拟结果还验证了对流换热层流流场的场协同关系式,即协同角 θ_m 越小,说明管内速度场和温度场的协同性越好,管内流体温度分布越均匀,换热效果越好。

(2) 当管内固定地插入 4 个交叉半椭圆片时,换热性能综合表现是交叉半椭圆夹角为 60° 最好,其次是 90° 夹角,最小的是 30° 夹角。

(3) 当交叉半椭圆片夹角为 60° 时,综合性能评价因子 PEC 值最大约 1.95。随着交叉半椭圆片数目的增多,综合性能评价因子 PEC 越大。

参考文献:

[1] 过增元. 换热器中的场协同原则及其应用[J]. 机械工程学报, 2003, 39(12): 1-9.

GUO Zeng-yuan. Field synergy principles of heat exchangers and their applications [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(12): 1-9.

[2] Z Y GUO, H Y ZHU, X G LIANG. Entransy-A physical quantity describing heat transfer ability [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2007, 50(13/14): 2545-2556.

[3] Z Y GUO. New physical quantities in heat [J]. J Eng Thermophys, 2008, 29(1): 112-114.

[4] J A MENG. Enhanced heat transfer technology of longitudinal vortices based on field-coordination principle and its application [D]. Beijing: Tsinghua University, 2001.

[5] J A MENG, X G LIANG, Z X LI. Field synergy optimization and enhanced heat transfer by multi-longitudinal vortexes flow in tube [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2005, 48: 3331-3337.

[6] Z Y GUO, D Y LI, B X WANG. A novel concept for convective heat transfer enhancement [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1998, 41(14): 2221-2225.

[7] 崔海亭, 彭培英. 强化传热新技术及其应用 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.

CUI Hai-ting, PENG Pei-ying. Intensified heat transfer novel technology and its applications [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2006.

[8] Webb R L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1981, 24: 715-726.

[9] 周俊杰, 陶文铨, 王定标. 场协同原理评价指标的定性分析和定量探讨 [J]. 郑州大学学报, 2006, 27(2): 45-47.

ZHOU Jun-jie, TAO Wen-quan, WANG Ding-biao. Qualitative analysis and quantitative study of the evaluation indexes based on the field synergy principles [J]. Journal of Zhengzhou University, 2006, 27(2): 45-47.

[10] 周俊杰, 徐国权, 张华俊. FLUENT 工程技术与实例分析 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2010.

ZHOU Jun-jie, XU Guo-quan, ZHANG Hua-jun. FLUENT Engineering Technology and Case Analysis [M]. Beijing: China Water Conservation and Hydropower Press, 2010.

[11] 冷学礼, 张冠敏, 田茂诚, 等. 场协同原理在对流换热中的应用方法 [J]. 热能动力工程, 2009, 24(3): 352-441.

LENG Xue-li, ZHANG Guan-min, TIAN Mao-cheng, et al. Method for applying the field synergy principles in convective heat exchangers [J]. Engineering for Thermal Power, 2009, 24(3): 352-441.

(丛 敏 编辑)

heat quantity exchanged by the heat pipe. The boiling heat exchange coefficient of ammonia will increase with an increase of the heat flux density, being up to $7\,000\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ under the test conditions. In addition, it has been found that the horizontal condensing tube wall has its circumferential temperature difference. Under different operating conditions, there exists an optimum liquid filling rate for a separate type heat pipe and in a certain range, will increase with an increase of the heat load. **Key Words:** separate type heat pipe, optimum liquid filling rate, ammonia

圆管内间隔插入交叉半椭圆片传热与流动的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Heat Transfer and Flow in a Round Tube Intermittently Inserted With Cross-semi-elliptical Plates** [刊 汉] WANG Shuang-feng, ZHANG Hong-nan (Education Ministry Key Laboratory on Enhanced Heat Transfer and Process Energy-conservation, South China University of Science and Technology, Guangzhou, China, Post Code: 510640), LI Xuan-you (Center for Research of Energy-saving in Industry, Shandong Provincial Academy of Sciences, Jinan, China, Post Code: 250103) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(6) . - 639 - 644

To improve the flow and heat transfer performance of a viscid fluid inside a heat exchange tube, cross semi-elliptical plates were inserted at an interval inside the tube and with water serving as the working medium, a corresponding physical and mathematical model was established with its heat transfer and flow characteristics being numerically simulated. In the meantime, its heat transfer performance was compared with that of a bare tube. The research results show that to insert cross semi-elliptical plates into a round tube can effectively enhance its comprehensive heat transfer performance and its comprehensive performance evaluation coefficient (PEC) may range from 1.1 - 1.95.

Key Words: cross semi-elliptical plate, numerical simulation, heat transfer, flow, field synergy analysis

螺旋管内迪恩涡强化传热的试验研究 = **Experimental Study of the Dean Vortex-enhanced Heat Transfer Inside a Spiral Tube** [刊 汉] ZHU Hui, WANG Han-qing, LIU Zhi-qiang (College of Energy Science and Engineering, South China University, Changsha, China, Post Code: 410083), ZHU Hui, WANG Han-qing (Center for Collaborative Innovation of Building Energy-saving and Environment Control Key Technologies, Hunan Polytechnic University, Zhuzhou, China, Post Code: 412008) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(6) . - 645 - 650

Under the boundary conditions in the first category, based on the Dean vortex theory, seven kinds of spiral copper tube and straight tube with various geometrical parameters were used to perform a heat transfer test and changes of the Nusselt number, pressure drop and enhanced heat transfer comprehensive performance evaluation coefficient of the fluid inside the spiral tube with Reynolds number, curvature ratio and twist rate were obtained. The test results