

圆管内插入螺旋片状多孔介质的换热性能及场协同分析

张晓屹 刘志春 刘伟

(华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘要 采用数值计算的方法,以水为流动介质,研究了圆管内插入螺旋片状多孔介质在充分发展的层流区的换热及流动综合性能,并与环状和圆柱状多孔介质插入物进行了对比,此外,利用场物理量协同原理对计算结果进行了分析。结果表明,在圆管内插入螺旋片状多孔介质可以有效提高换热与流动的综合性能,其 PEC 达到 3.60~3.95。

关键词 螺旋片;多孔介质;数值模拟;核心流;强化传热;场物理量协同

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2011)08-1371-04

Heat Transfer Performance for Tube Inserted With Helical Screw-Tape Porous Media and Its Field Synergy Analysis

ZHANG Xiao-Yu LIU Zhi-Chun LIU Wei

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

Abstract The present study introduced a tube inserted with helical screw-tape porous media which can make the fully developed laminar flow in the tube to form an equivalent thermal boundary layer, and thereby enhance the heat transfer between the fluid and the tube wall. At the same time, the increase of flow resistance in the tube is not so obvious. The overall flow and heat transfer performance for the fully developed laminar water flow in a tube inserted with helical screw-tape porous media was investigated numerically. The comparisons between helical screw-tape porous media and ring porous media and cylindrical porous media were made. And its mechanisms of enhancing heat transfer were also analyzed using the principle of field synergy. The results shows that the tube inserted with the helical screw-tape porous media can improve the flow and heat transfer performance effectively, the value of PEC varied between 3.60 and 3.95.

Key words helical screw-tape; porous media; numerical simulation; core flow; heat transfer enhancement; field physical quantities synergy

0 引言

在管内插入金属多孔介质可以强化传热已经被很多学者所证实^[1~4],其主要原因是金属多孔骨架的引入可以增加管内流体的有效导热系数及比热容。但插入多孔介质也会增大管内流动阻力,Pavel^[1]已经证明了在管内全部填充多孔介质会使管横截面的速度场变得均匀,从而降低换热效率。刘伟等^[2]则认为在管内中心处部分填充多孔介质可以在充分发展的层流段构造出等效热边界层,从而强化传热,并由此发展了核心流强化传热理论。在核心区域添加多孔介质,除了可以增加管内流体的有效导热系数外,还可以使流体的径向温度分布均匀化,从而增大

管壁与流体间的温度梯度,进而增强了换热。黄志锋等^[5]研究了管内插入环状多孔介质的换热与流动特性,可以在保证换热量减小不明显的前提下大幅减小阻力。

在管内插入螺旋片可以使管内流体产生旋转并引起二次流,促进径向混合,在离心力影响下使管中心流体和壁面边界层流体充分混合,造成一个温度比较均匀、速度变化较为明显的核心区域,同时在换热壁面附近造成一个温度和速度变化均比较显著的边界层区域,从而达到强化传热效果。

刘伟等提出的核心流强化传热思想指出了两种

收稿日期: 2011-01-10; 修订日期: 2011-07-12

基金项目: 国家重点基础研究发展计划 (No.2007CB206903); 国家自然科学基金资助项目 (No.51036003; No.50721005)

作者简介: 张晓屹 (1986-), 男, 天津人, 博士研究生, 主要从事强化传热理论和实验研究。

强化传热元件, 均温性元件和扰流性元件。从这两个角度出发, 我们考虑在管内插入螺旋状多孔介质来强化传热, 将均温和扰流两种方式结合起来, 从而可以在不损失换热性能的前提下进一步减小阻力, 提高综合换热性能。本文以水作为流动介质, 对充分发展的层流在插入螺旋状多孔介质时的传热与流动特性进行了研究。

1 物理及数学模型

如图 1 所示, 水在填充了螺旋状多孔介质的圆管内流动。管长 $L = 2000 \text{ mm}$, 管内直径 $R = 12.5 \text{ mm}$, 螺旋状多孔介质的外直径为 $R_p = 12 \text{ mm}$, 内直径 $r_p = 1 \text{ mm}$, 厚度 $t = 12 \text{ mm}$, 节距 $s = 18 \text{ mm}$, 孔隙率取为 $\varepsilon = 0.95$ 。空气的入口温度和入口速度均匀分布, 圆管壁面采用定壁温的加热方式。且作如下假设: (1) 多孔介质均匀且各向同性; (2) 满足局部热平衡; (3) 多孔区域采用Brinkman和Forcheimer扩展的Darcy方程; (4) 流动是稳定的层流。

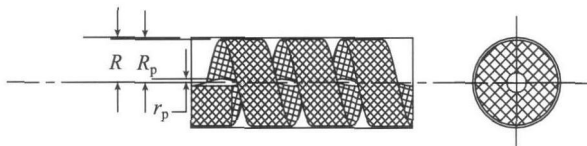


图 1 填充螺旋状多孔介质的圆管

Fig. 1 The tube inserted with helical screw-tape porous media

为了对比模拟结果, 又分别建立了环状多孔介质和圆柱状多孔介质的模型, 参数与螺旋片多孔介质一致, 分别如图 2、3 所示。

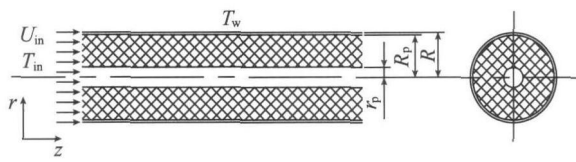


图 2 填充环状多孔介质的圆管

Fig. 2 The tube inserted with ring porous media

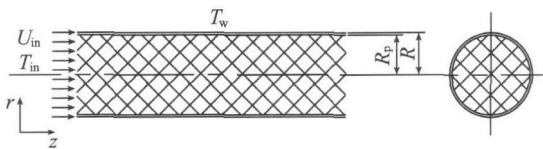


图 3 填充圆柱状多孔介质的圆管

Fig. 3 The tube inserted with cylindrical porous media

控制方程如下:

连续性方程

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v) = 0 \quad (1)$$

动量方程

多孔区域:

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial z}(\rho u u) + \frac{1}{r \varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho u v) = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\mu u}{k} - \frac{\rho u F}{\sqrt{k}} \sqrt{u^2 + v^2} + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{1}{r \varepsilon} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (2a)$$

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial z}(\rho u v) + \frac{1}{r \varepsilon^2} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v v) = -\frac{\partial p}{\partial r} - \frac{\rho v F}{\sqrt{k}} \sqrt{u^2 + v^2} -$$

$$\frac{\mu v}{k} + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{1}{r \varepsilon} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{\mu}{\varepsilon} \frac{v}{r^2} \quad (2b)$$

式中, k 和 ε 分别为多孔材料的渗透率和孔隙率; F 为无量纲阻力系数。根据Kozeny方程^[6], 渗透率 k 可以按下式计算: $k = d_p^2 \varepsilon^3 / 150(1 - \varepsilon)^2$ 。

非多孔区域:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho u u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho u v) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (3a)$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho u v) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v v) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \mu \frac{v}{r^2} \quad (3b)$$

能量方程

多孔区域:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho c u T) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho c v T) = \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4)$$

其中, 有效导热系数 $\lambda_{\text{eff}} = (1 - \varepsilon)\lambda_s + \varepsilon\lambda_f$, λ_s 、 λ_f 分别为多孔材料和水导热系数。

非多孔区域:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho c u T) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho c v T) = \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_f \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_f \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (5)$$

利用 SIMPLE 算法对以上方程组进行求解, 可以得到管内流体的速度分布和温度分布, 从而计算出对流换热系数 Nu 数和阻力系数。

2 数值模拟结果及分析

2.1 平均努塞尔数 Nu

图 4 显示了插入多孔介质后的强化换热效果。从图中可见, 填充三种形状的多孔介质插入物的圆管的 Nu 数都是随着 Re 的增加而增加, 而在相同

雷诺数下, 填充圆柱状多孔介质的圆管的 Nu 数最大, 填充环状的其次, 填充螺旋片状的最小。这是因为相同尺寸情况下, 圆柱状多孔介质的填充率最大, 其管内流体的有效导热系数最大, 使多孔区域的温度更加均匀, 导致近壁面处更大的温度梯度, 所以换热最强; 反之螺旋状多孔介质的填充率最小, 其管内流体的有效导热系数最小, 其多孔区域的温度没有其余两种均匀, 从而其近壁面处的温度梯度较小, 因此其换热系数也就相对较小。

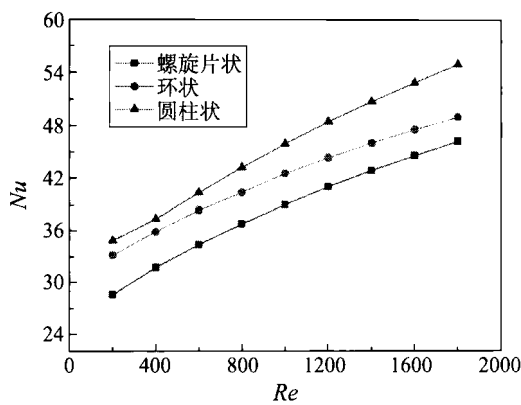


图 4 平均努塞尔数 Nu 随 Re 的变化

Fig. 4 Variation of Nusselt number with Reynolds number

2.2 平均摩擦系数 f

图 5 为各雷诺数 Re 下换热管的平均摩擦系数 f 的值。根据图中显示的结果得出, 多孔介质的形状对阻力系数的影响很大, 对圆柱状、环状、螺旋状多孔介质, 其比表面积依次减小, 因此流体的黏性阻力减小, 因此流动阻力依次减小。

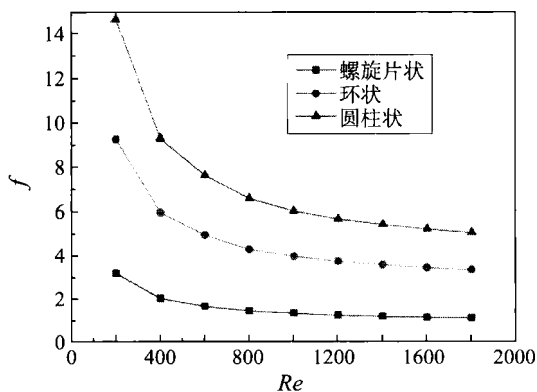


图 5 平均摩擦系数 f 随雷诺数 Re 的变化

Fig. 5 Variation of friction factor with Reynolds number

2.3 传热与阻力性能的评价准则 PEC 值

对换热管的传热与阻力性能的评价准则采用如

下形式 [7]:

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

其中, Nu 和 f 表示多孔强化管的传热与流动系数, Nu_0 和 f_0 表示光管的传热与流动系数。

图 6 为各雷诺数 Re 下换热管的 PEC 值。由图可见, 插入螺旋状多孔介质的圆管的 PEC 值最高, 其 PEC 为 3.60~3.95, 说明其在保证换热量减小不大的前提下, 大大减小了流动的阻力, 从而取得了非常良好的换热与流动综合性能的提升, 更加印证了并不是填充率越高, 换热与流动的综合性能越高。

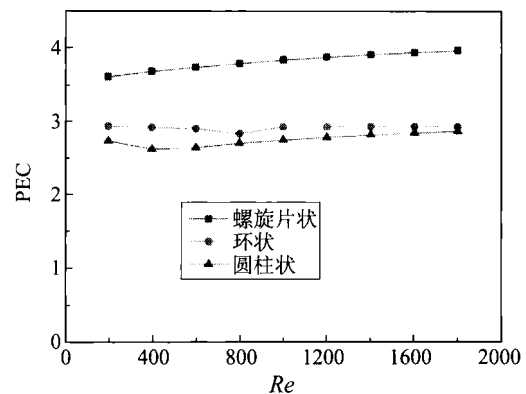


图 6 PEC 值随雷诺数 Re 的变化

Fig. 6 The PEC value versus Reynolds number

3 场协同分析

通过对对流换热物理机制的研究, 刘伟 [8,9] 等在过增元场协同理论的基础上提出了场物理量协同。将层流流场中某一流体质点 M 的速度 U 与速度梯度 ∇u 以及速度 U 与温度梯度 ∇T 之间的协同角表达为:

$$\beta = \arccos \frac{U \cdot \nabla T}{|U| |\nabla T|} \quad (7)$$

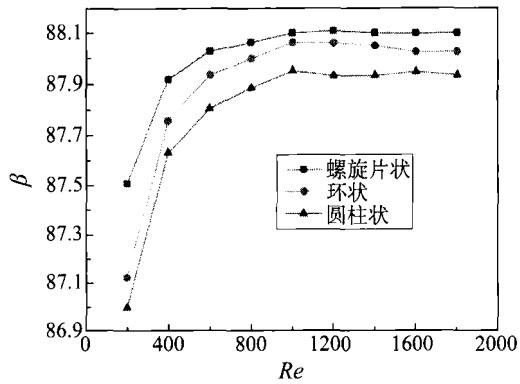
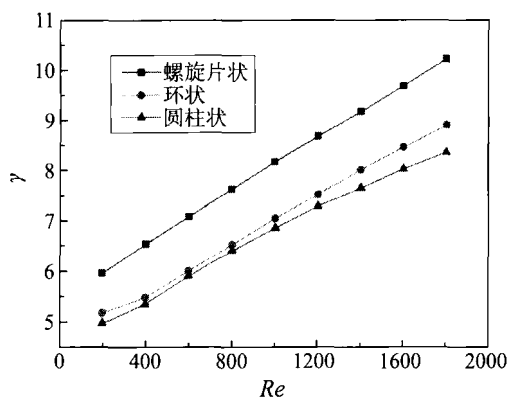
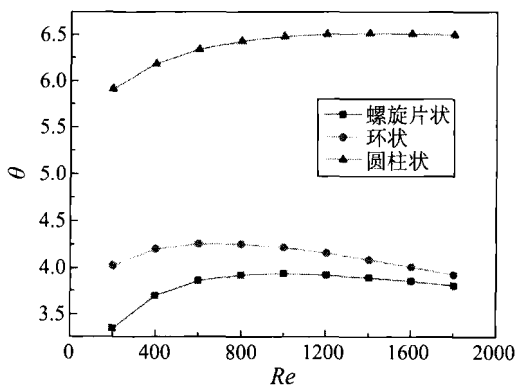
再根据流体质点 M 的矢量关系, 将温度梯度 ∇T 与速度梯度 ∇u 之间的协同角表达为:

$$\gamma = \arccos \frac{\nabla T \cdot \nabla u}{|\nabla T| |\nabla u|} \quad (8)$$

根据流体质点 M 的矢量关系, 可将速度 U 和压力梯度 ∇p 之间的协同角表达为:

$$\theta = \arccos \frac{U \cdot \nabla p}{|U| |\nabla p|} \quad (9)$$

图 6~8 为协同角 β 、 γ 、 θ 随 Re 数的变化情况, 结合前面的换热及流动阻力的曲线图, 可以得到, β 越小, 说明管内速度场和温度场的协同性越好, 使得管内核心区域的温度均匀性越好, 管壁于流体换

图6 β 随 Re 数的变化Fig. 6 The variation of average synergy angle β with Re 图7 γ 随 Re 数的变化Fig. 7 The variation of average synergy angle γ with Re 图8 θ 随 Re 数的变化Fig. 8 The variation of average synergy angle θ with Re

热的 Nu 数越大, 同图 4 中 Nu 数的变化一致; γ 表征了换热与流动综合性能, γ 越大, 温度梯度 ∇T 与速度梯度 ∇u 之间的协同越好, 在不考虑表观导热系数和达西阻力的前提下, 使得换热与流动综合性能指标越好; θ 越小, 质点速度 U 的方向和压力梯度 ∇p 的方向越一致, 流体的压降越小, 传热单元的功耗也越小。管内填充螺旋状多孔介质的 γ 最大, θ 最小, 表明填充螺旋状多孔介质可以在换热减小

不明显的前提下, 大大减少流动阻力, 从而提高了换热管的传热与流动综合性能。

4 结 论

相比填充环状多孔介质和圆柱状多孔介质, 在充分发展的层流区域中, 在管内填充螺旋状多孔介质可以在换热减小不明显的前提下, 大大减少流动阻力, 从而提高了换热管的传热与流动综合性能, 在 Re 为 200~1800 在范围内, 其 PEC 值达到 3.60~3.95。数值模拟结果验证了对流换热层流流场质点物理量的协同关系式, 其中: 协同角 β 越小, 对流换热系数 h 越大, 流体与壁面间的换热越强; 协同角 θ 越小, 流体阻力系数 f 越小, 流体流动的压降越小。

参 考 文 献

- [1] B I Pavel, A A A Mohamad. An Experimental and Numerical Study on Heat Transfer Enhancement for Gas Heat Exchangers Fitted With Porous Media [J]. Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47: 4939-4952
- [2] 杨昆, 刘伟. 管内层流充分发展段等效热边界层的构造及其场协同分析 [J]. 工程热物理学报, 2007, 28(2): 283-285
YANG Kun, LIU Wei. Forming an Equivalent Thermal Boundary Layer for Fully-Developed Laminar Tube Flow and its Field Synergy Analysis [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(2): 283-285
- [3] A A Mohamad. Heat Transfer Enhancements in Heat Exchangers Fitted with Porous Media Part I: Constant Wall Temperature [J]. Int. J. of Thermal Science, 2003, 42: 385-395
- [4] 刘伟, 范爱武, 黄晓明. 多孔介质传热传质理论与应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2006: 369-376
LIU Wei, FAN Aiwu, HUANG Xiaoming. Theory and Application of Porous Medium in Heat and Mass Transfer [M]. Beijing: Science Press, 2006: 369-376
- [5] 黄志锋, 杨昆, 刘伟. 圆管内插入环状多孔介质的换热性能研究及其场协同分析 [J]. 工程热物理学报, 2009, 05(35): 844-846
HUANG Zhifeng, YANG Kun, LIU Wei. Study on Heat Transfer Performance for Tube Inserted with Ring Porous and Its Field Synergy Analysis [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 05(35): 844-846
- [6] D A Nield, A Bejan. Convection in Porous Media [M]. New York: Springer-Verlag, 1992: 5-77
- [7] S Wang, Z Y Guo, Z X Li. Heat Transfer Enhancement by Using Metallic Filament Insert in Channel Flow [J]. Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44: 1373-1378
- [8] W Liu, Z C Liu, Z Y Guo. Physical Quantity Synergy in Laminar Flow Field of Convective Heat Transfer and Analysis of Heat Transfer Enhancement [J]. Chinese Science Bulletin, 2009, 54(19): 3579-3586
- [9] W Liu, Z C Liu, T Z Ming, et al. Physical Quantity Synergy in Laminar Flow Field and Its Application in Heat Transfer Enhancement [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(19/20): 4669-467