

研究论文

旋流片强化传热的数值模拟和场协同分析

周水洪, 邓先和, 何兆红, 李志武

(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 510641)

摘要: 基于壳程周期性单元流道模型, 采用数值模拟方法分析了一种新型的传热强化元件——旋流片作为管间支撑物的湍流流动与传热特性。数值模拟采用重整化 (RNG) $\kappa\epsilon$ 双方程湍流模型, SIMPLEC 算法进行压力和速度的耦合, 壁面处理采用强化壁面处理法。分析了单元流道横截面流场和湍流强度的周期性变化, 以及截面上流场和温度场的协同关系。比较了截面平均 Nusselt 数和平均协同角的对应变化趋势。结果表明, 旋流片使流体在管束间做三维螺旋运动, 破坏了流体流动的连续性和稳定性, 增强湍流强度从而强化传热, 同时改变了管束间流体的速度场与温度场分布, 旋流片强化传热的根本机理是改善了两场的协同关系。

关键词: 旋流片; 强化传热; 数值模拟; 场协同原理

中图分类号: TK 172

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157 (2007) 10-2437-07

Numerical simulation and analysis with field synergy of heat transfer enhancement by twisted-leaf supports

ZHOU Shuihong, DENG Xianhe, HE Zhaohong, LI Zhiwu

(Key Laboratory of Enhanced Heat Transfer & Energy Conservation, Ministry of Education, South China University of Technology, Guangzhou 510641, Guangdong, China)

Abstract: Based on a shell-side periodic unit channel model, twisted-leaf tube bundle support was investigated as a new type of heat transfer enhancement element, and the turbulent flow and heat transfer characteristics were studied by numerical simulation. The RNG $\kappa\epsilon$ two-equation turbulent model was used in the study. The coupling between pressure and velocity was solved by SIMPLEC algorithm, and the enhanced wall treatment was adopted to solve the near-wall flow and heat transfer. The periodic distributions of velocity and turbulent intensity on the cross sections along the main stream were presented and the synergy between velocity and temperature fields was analyzed. The local average Nusselt number on the cross section was compared with the local synergy angle. It was found that twisted-leaf support produced the 3-dimension helical motion which resulted in the disruption of the continuity and stability of the fluid. The disturbing flow could promote turbulent intensity and enhance heat transfer effectively. Meanwhile, the swirl flow changed the distributions of velocity and temperature fields, and the fundamental mechanism of heat transfer enhancement by twisted-leaf was the improvement of synergy between both fields.

Key words: twisted leaf; heat transfer enhancement; numerical simulation; field synergy principle

2006-10-17 收到初稿, 2007-05-25 收到修改稿。

联系人: 邓先和。第一作者: 周水洪 (1980—), 男, 博士。

基金项目: 国家重点基础研究发展计划项目 (G2000026301)。

Received date: 2006-10-17.

Corresponding author: Prof. DENG Xianhe. E-mail: cexhdeng@scut.edu.cn

Foundation item: supported by the National Basic Research Program of China (G2000026301).

引 言

管壳式换热器的壳侧热阻在很多工业应用情况下起到控制热阻作用, 强化壳侧传热具有重要的意义。Gentry 等^[1-2]对折流杆式换热器进行了实验和理论方面的研究。Deng 等^[3]提出了空心环作为管束间支撑物, 这种支撑方式可以大幅减少折流损失的流体输送功, 将输送功用来提高管外传热系数, 同时和强化传热管结合使用提高壳程的综合传热强化性能。旋流强化传热作为有效的传热强化技术得到了广泛的研究。王秋旺等^[4]的研究表明, 与弓形折流板相比, 螺旋折流板换热器具有单位压降下壳侧传热系数高的特点。张琳等^[5]对管内自转螺旋扭带的流动和传热特性进行了数值模拟研究, 发现螺旋扭带可以增大切向速度和湍流度, 从而强化管内换热。Ray 等^[6-10]对螺旋型长扭带插入物进行了全面深刻的实验和理论研究, 但是这种贯穿整个传热管的螺旋扭带在提高传热系数的同时需付出较大的阻力损失为代价。Saha 等^[11]研究了在管内间隔布置扭片插入物(旋流片)的层流流动和传热情况, 发现旋流片能以较小的阻力损失为代价显著提高传热性能。文献 [12-13] 实验比较了分别采用旋流片与空心环作为管间支撑物的传热性能, 发现旋流片可以获得比空心环更好的传热与流阻综合性能。

Guo 等^[14]从对流传热的能量方程出发, 认为对流传热可以比拟为有内热源的导热问题, 热源的强度不仅取决于流体的速度和物性, 而且取决于流场和温度场的协同。强化流体的流动不一定能强化换热, 而且有可能削弱传热, 提出通过改善流场与温度场的协同关系来控制对流传热的强弱。本文在实验研究基础上, 利用数值模拟得到管外流道内湍流流动特征, 并对流场与温度场的协同关系进行了分析, 揭示旋流片强化传热的机理。

1 模型建立及场协同方法

本文数值模拟了在 $\phi 19 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm}$ 的光滑管束之间间隔布置支撑物的流动与传热特性。旋流片由短的金属片扭过一定的角度加工而成, 定义扭过的角度为旋转角 α , 扭率 $Y = p/b$ (b 为旋流片宽度, p 为节距), 如图 1 (a) 所示。两种旋流片 α 分别为 180° 和 270° , Y 分别为 2.0 和 4.25, 命名为 180-2.0 和 270-4.25。工业应用的纵流管壳式换

热器具有较大的壳体直径, 换热管布管区域占壳体的绝大部分, 壳程流体的流动和传热主要在布管区域进行, 另外纵流式换热器一般采用正方形布管^[3], 根据对称性, 取 4 根换热管所形成的“单元流道”。对于大型的壳程纵流换热器, 大部分区域处于流动和传热的充分发展阶段, 且流体在轴向流过多个管间支撑物, 呈周期性充分发展流动。因此, 三维数值计算时, 以“周期性单元流道”为计算区域, 如图 1 (b) 所示, 单元流道长度为 525 mm, 管心距 25 mm。

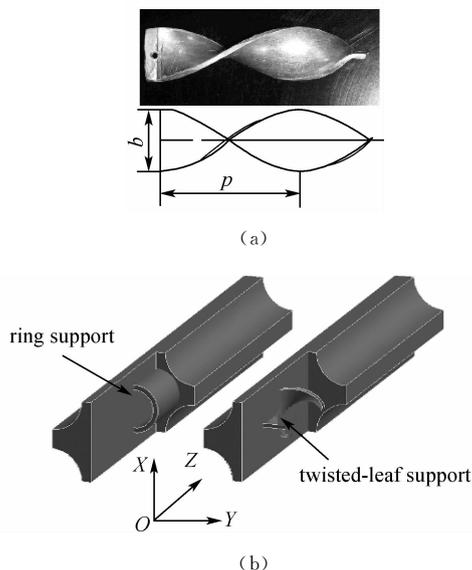


图 1 旋流片 (a) 及周期性单元流道模型 (b)
Fig. 1 Twisted leaf (a) and schematic diagrams of periodic unit channel (b)

尽管对流传热的场协同原理最初是针对稳态二维层流边界层流动提出来的, 但通过广泛的实证研究^[15-16], 已推广至湍流流动。孟继安等^[17]从能量方程的一般形式导出湍流 Nusselt 数与局部时均参数 $\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}$ 的关系式, 并进行了数值验证。三维场协同关系式为

$$\frac{Nu}{RePr} = 0.25 \iiint_n \bar{U} \cdot \nabla \bar{T} dV \quad (1)$$

$$\bar{U} \cdot \nabla \bar{T} = |\bar{U}| \cdot |\nabla \bar{T}| \cos\theta \quad (2)$$

其中协同角 θ 为 \bar{U} 和 $\nabla \bar{T}$ 之间的夹角, 并且局部平均协同角 θ_m 采用积分中值角

$$\theta_m = \arccos \frac{\sum |\bar{U}| \cdot |\nabla \bar{T}| \cos\theta_k dV}{\sum |\bar{U}| \cdot |\nabla \bar{T}| dV} \quad (3)$$

下角标 k 表示计算区域局部地点, m 表示对某一区域平均。

2 数学模型及数值方法

对模型作如下简化和假设：①流体为常物性稳态流动，无内热源；②流体不可压缩；③流动和传热均已充分发展；④不考虑支撑物引起的传热面积增加。根据周期性单元流道模型，单相不可压缩流体稳态流动的质量、动量和能量通用控制方程为

$$\operatorname{div}(\rho \mathbf{U} \Phi) - \operatorname{div}(\Gamma_{\Phi} \operatorname{grad} \Phi) = 0 \quad (4)$$

式中 ρ 为密度， \mathbf{U} 为流体速度矢量， Φ 为通用变量， Γ_{Φ} 是广义扩散系数。

周期性充分发展是指流动和传热特性随着流道的几何周期在主流方向呈现周期性变化^[18]。设流道的一个几何周期长度为 S ，则速度 \mathbf{U} 、周期性压降 Δp 和量纲 1 温度 θ 存在如下关系

$$\mathbf{U}(\vec{r}) = \mathbf{U}(\vec{r} + S) = \mathbf{U}(\vec{r} + 2S) = \dots \quad (5)$$

$$p(\vec{r}) - p(\vec{r} + S) = p(\vec{r} + S) - p(\vec{r} + 2S) = \dots \quad (6)$$

$$\theta(\vec{r}) = \theta(\vec{r} + S) = \theta(\vec{r} + 2S) = \dots \quad (7)$$

边界条件：①管壁及支撑物壁面满足无滑移边界条件；②实验过程中保证了加热管壁的恒壁温条件，因此管壁为恒壁温边界条件，单元流道的管间平面为对称边界；③流道内被加热流体为空气，进出口采用周期性边界。网格划分采用分体网格，并对壁面及旋流片下游的旋流区域进行加密处理，将近壁面网格节点的距壁量纲 1 距离 Y^+ 控制在 1~5 之间。因重整化 (RNG) κ - ϵ 双方程湍流模型比标准 κ - ϵ 模型能更有效地预测瞬变流和流线弯曲的影响，所以湍流模型采用重整化 (RNG) κ - ϵ 模型，SIMPLEC 算法进行压力和速度的耦合，壁面处理采用强化壁面处理法^[18]。为了得到网格独立的解^[18]，采用不同节点数的网格进行了初步计算，图 2 (a) 给出了 180-2.0 旋流片的网格考核情况。综合考虑计算精度和硬件配置的实际情况，采用网格数如下：无支撑物时为 334224，空心环为 408675，180-2.0 旋流片为 608432，270-4.25 旋流片为 793867。图 2 (b) 为 180-2.0 旋流片的局部网格示意图。

采用模拟与实验结果^[12]对比进行模型验证，分别对管间无支撑、空心环支撑和旋流片支撑物作了模拟和实验值的比较，发现二者非常接近，变化趋势一致。阻力系数 (f) 的最大误差不超过 7%， Nu 的最大误差不超过 5%。

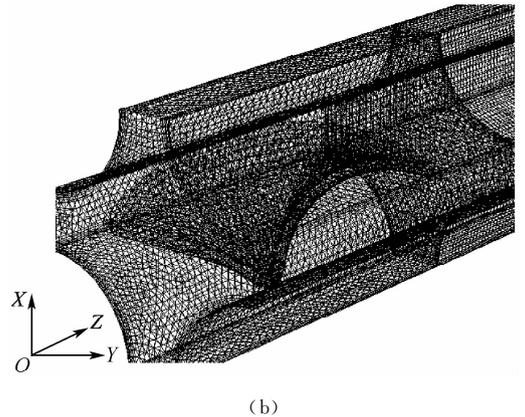
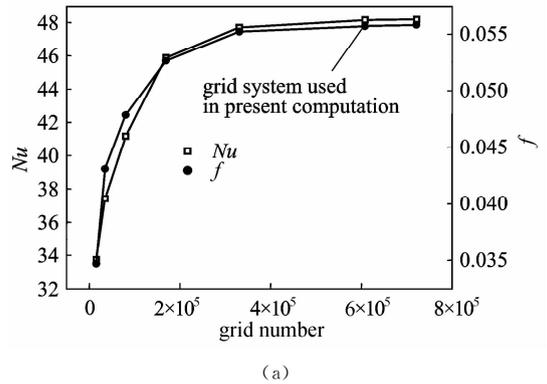


图 2 网格独立性考核 (a) 及网格划分图 (b)

Fig. 2 Grid-independency test (a) and model grid (b) for simulation

3 计算结果及场协同原理分析

3.1 单元流道流动分析

沿流动方向不同流道横截面的流场分布如图 3 所示。空心环能使流体产生一定的扰动，在空心环壁面附近，产生了径向流动。但是当流过空心环以后，流体很快又呈现较规则的平行流动 [图 3 (a) 的黑点表示流动方向垂直于横截面]，所以空心环的扰流作用是有限的。从图 3 (b) 可以看出，旋流片使流体作三维螺旋运动，具有明显的切向速度，可以更充分地扰动流体，同时更有效地冲刷传热管的外壁面。离开旋流片以后，旋流作用逐渐减弱，称为衰减性的自旋流运动。可以发现流体的这种自旋流运动能维持较长的距离，另外流道中心区域的速度明显小于中心附近区域的速度，这样的流动分布使管壁附近速度梯度增大。这些对于增强湍流度和减薄边界层，从而增强传热都是非常有利的。

由图 4 可看出 180-2.0 旋流片沿流动方向横截

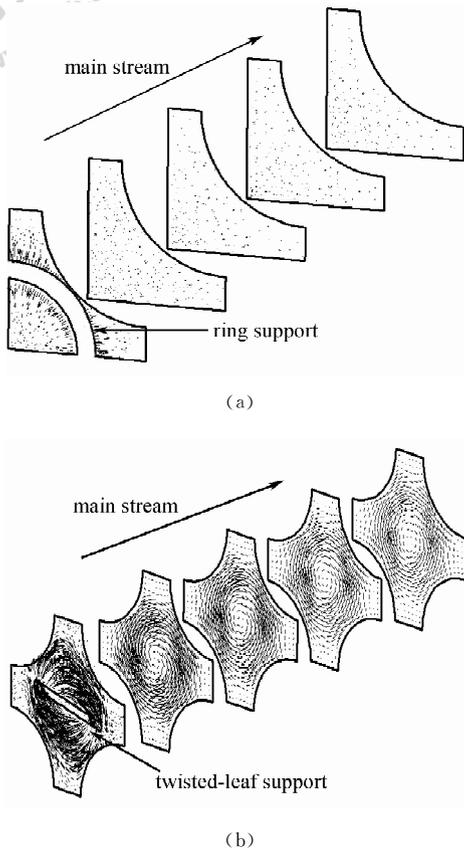


图 3 空心环 (a) 和 180-2.0 旋流片 (b) 流道横截面速度矢量图

Fig. 3 Velocity fields on cross sections of channels with ring (a) and 180-2.0 twisted leaf (b)

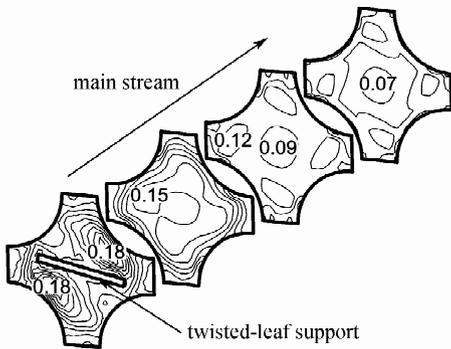


图 4 180-2.0 旋流片流道横截面湍流强度

Fig. 4 Turbulence intensity on cross sections of channels with 180-2.0 twisted leaf

面的湍流强度逐渐衰减,在有旋流片的截面上湍流强度较大,等值线分布也较密,离开旋流片以后,自旋流运动衰减,湍流强度也逐渐减小,直至遇到下一个旋流片,流体的湍流强度将再次得到加强。

3.2 传热性能比较

图 5 对不同 Re 时旋流片和空心环的单元流道

壁面平均 Nu 作了比较,旋流片和空心环支撑物对管束间的传热都起到了强化作用,且强化作用都随着 Re 的增大而增强^[13]。空心环的 Nu 高于无支撑物,但是传热强化作用要比旋流片弱,且这种差距随着 Re 的增大而逐渐增大。270-4.25 旋流片的传热强化效果要优于 180-2.0 旋流片。

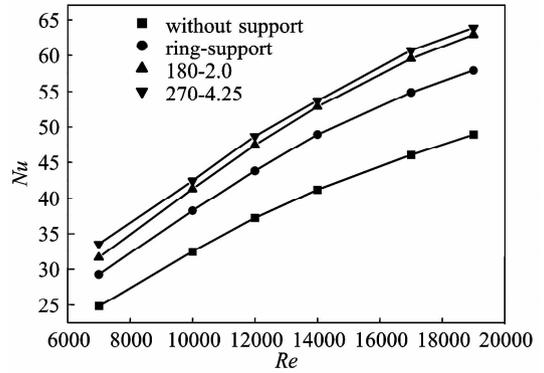


图 5 Nusselt 数的比较

Fig. 5 Comparisons of simulated Nu

3.3 流道横截面场协同分析

图 6 给出了管束间无支撑物时 $z = 20$ mm 的 1/4 横截面上温度场和速度场的场协同关系及对应的局部 Nusselt 数 (Nu_{local}) 分布。图 6 (a) 中等值线表示温度场,小黑点表示时均速度场(速度矢量垂直于纸面)。温度等值线在管壁附近较密集,温度梯度较大,而在流道中心区域则相反;时均速度在流道中心区域较大(从图中点的密集程度可以看出),在管壁附近的时均速度较小。速度矢量近似垂直于纸面,而温度梯度基本与纸面平行,所以二者的夹角 θ 接近 90° 。这样在 $|\bar{U}|$ 较大的地方 $|\nabla \bar{T}|$ 较小,在 $|\nabla \bar{T}|$ 较大的地方 $|\bar{U}|$ 较小,并且截面上几乎所有的区域 $\cos\theta$ 都很小。根据式 (2),整个区域 $\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}$ 都很小,因此二者的协同程度较差。图 6 (b) 为对应的 Nu_{local} 等值线分布及局部放大图,大部分区域的 Nu_{local} 都很小,因为无支撑物的流道中温度场和速度场的场协同效果不佳。

图 7 给出了光滑管束间插入空心环时 $z = 20$ mm 的 1/4 横截面上两场的场协同关系及对应的 Nu_{local} 分布。图 7 (a) 中温度等值线在管壁附近较密集,特别是和空心环接触的地方,温度梯度 $|\nabla \bar{T}|$ 较大。在流道的中心区域,虽然时均速度较大,但温度梯度较小,所以两场的协同作用不佳,从图 7 (b) 可以看出,只有在温度梯度较大的管壁 Nu_{local} 较大。

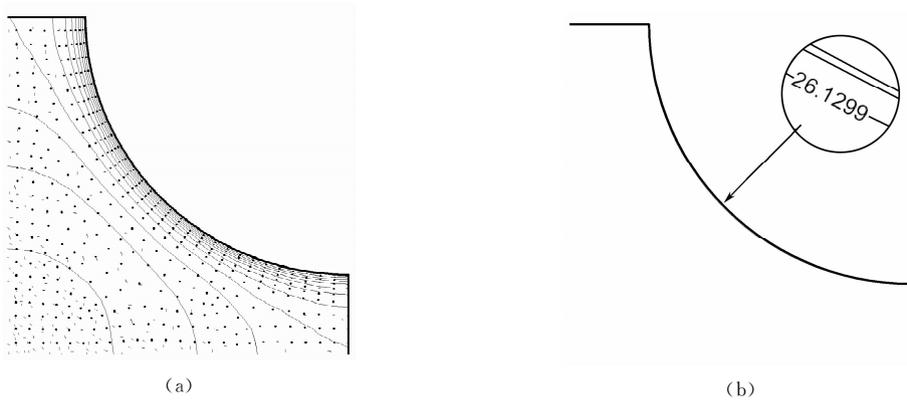


图 6 无支撑物时温度场和速度场的场协同关系 (a) 及对应 Nu_{local} 分布 (b)
 Fig. 6 Synergy between temperature and velocity field (a) and local Nusselt number distribution (b) on cross section without support

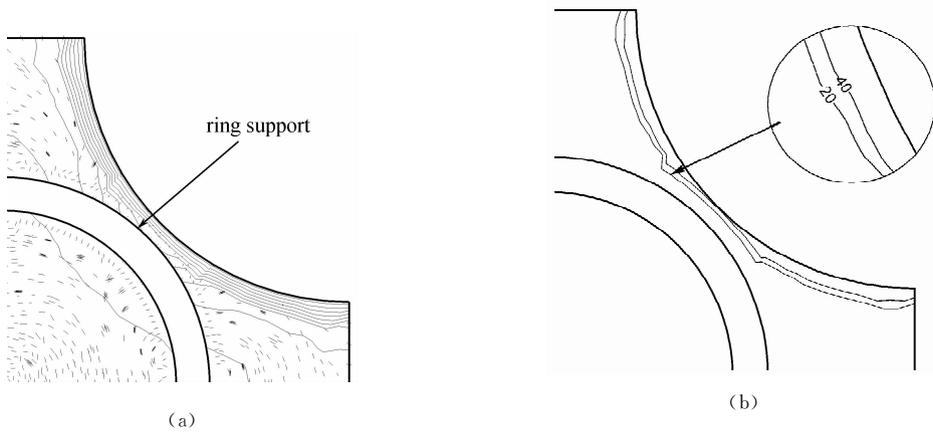


图 7 空心环支撑时温度场和速度场的场协同关系 (a) 及对应 Nu_{local} 分布 (b)
 Fig. 7 Synergy between temperature and velocity field (a) and local Nusselt number distribution (b) on cross section with ring bundle support

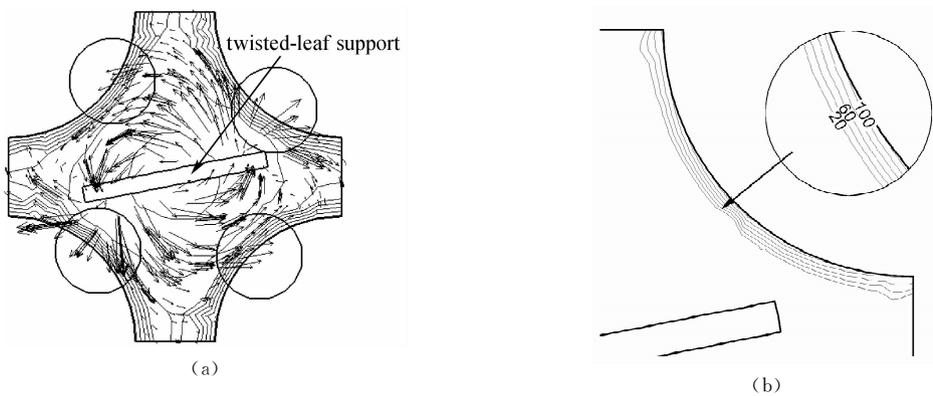
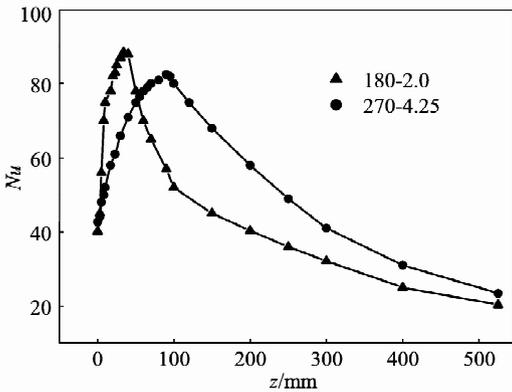


图 8 旋流片支撑时温度场和速度场的场协同关系 (a) 及对应 Nu_{local} 分布 (b)
 Fig. 8 Synergy between temperature and velocity field (a) and local Nusselt number contribution (b) on cross section with twisted leaf bundle support

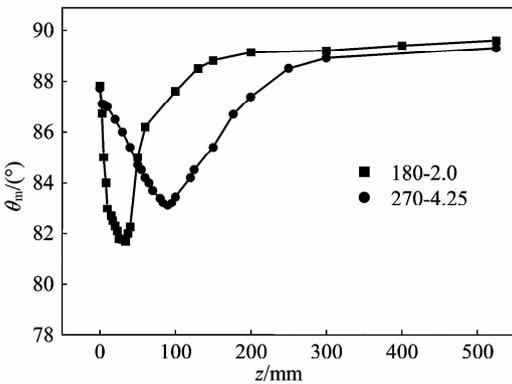
图 8 所示为光滑管束间插入旋流片时, $z = 20$ mm 的横截面上温度场和速度场的场协同关系及对应的 Nu_{local} 分布。图 8 (a) 中 4 个圆圈处的温度等值线分布较密集, 温度梯度 $|\nabla T|$ 较大, 而且时均速度模量 $|\bar{U}|$ 也较大, 同时, 温度梯度和速度矢量之间的夹角 θ 小于 90° , 根据式 (2), 在这些区域的 $\bar{U} \cdot \nabla T$ 较大。图 8 (b) 所示的截面 Nu_{local} 分布中, Nu_{local} 沿壁面弧形分布不均, 变化较大, 在和图 8 (a) 圆圈相对应的壁面附近区域具有很高的 Nu_{local} , 在这些地方的协同角 θ 几乎为 0° , 即温度场和速度场之间具有很好的场协同效果。通过和无支撑物及空心环支撑情况的比较, 旋流片不仅改变了时均速度场的分布, 还影响了温度场的分布, 使得两场的协同效果得到明显的改善。

3.4 横截面平均 Nusselt 数 (Nu_b) 和平均协同角 θ_m 的对应关系

图 9 为横截面上局部平均 Nusselt 数 (Nu_b)



(a)



(b)

图 9 Nu_b 沿 z 轴分布 (a) 及平均协同角 θ_m 的对应变化趋势 (b)

Fig. 9 Variation of average Nusselt number (a) and θ_m (b) in z direction

和平均协同角 θ_m 沿流动方向的变化规律。从图 9 (a) 可以看出, Nu_b 在有旋流片的区域较高, 出现极大值。由于 180-2.0 旋流片的扭曲程度大, 所以 Nu_b 的增加要比 270-4.25 旋流片更快。离开旋流片以后, 两种旋流片的 Nu_b 都逐渐减小, 但是 270-4.25 旋流片 Nu_b 减小速度要比 180-2.0 慢, 这是由于前者的扭率较小, 旋流强化传热作用是逐渐增强的, 所以自旋流的衰减也会缓慢。因此, 270-4.25 旋流片能够更充分地利用自旋流的强化传热作用, 总体平均 Nusselt 数要高于 180-2.0, 这与实验所得结果相一致。图 9 (b) 的平均协同角变化规律正好和 Nu_b 的变化规律相反, 即在 Nu_b 高的地方 θ_m 低, Nu_b 低的地方 θ_m 高, 表明二者的变化趋势完全符合场协同原理。

4 结 论

旋流片管间支撑物能有效强化管束间的传热性能, 数值模拟的研究结果表明, 旋流片使流体在管束间做三维螺旋运动, 这种旋流运动改变了管隙间流体的速度场分布与温度场分布, 通过场协同原理的分析发现, 旋流片强化传热的根本机理是有效改善了速度场与温度场的协同作用。

References

- [1] Gentry C C. Rod-baffle heat exchanger technology. *Chemical Engineering Progress*, 1990 (2): 48
- [2] Dong Qiwu (董其伍), Liu Minshan (刘敏珊), Zhao Xiaodong (赵晓冬). Numerical simulation and research of fluid flow and heat transfer in the shell side of rod baffle heat exchanger with longitudinal flow of shell side fluid. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2006, **57** (5): 1073-1078
- [3] Deng Xianhe, Deng Songjiu. Investigation of heat transfer enhancement of roughened tube bundles supported by ring or rod supports. *Heat Transfer Engineering*, 1998, **19** (2): 21-27
- [4] Wang Qiuwang (王秋旺), Luo Laiqin (罗来勤), Zeng Min (曾敏), Wang Liang (王良), Tao Wenquan (陶文铨), Huang Yanping (黄彦平). Shell-side heat transfer and pressure drop of shell-and-tube heat exchangers with overlap helical baffles. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2005, **56** (4): 598-601
- [5] Zhang Lin (张琳), Qian Hongwei (钱红卫), Xuan Yimin (宣益民), Yu Xiumin (俞秀民). 3D numerical simulation of fluid flow and heat transfer in self-rotating twisted-tape inserted tube. *Journal of Chemical Industry and*

- Engineering (China)* (化工学报), 2005, **56** (9): 1633-1638
- [6] Ray S, Date A W. Friction and heat transfer characteristics of flow through square duct with twisted tape insert. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2003, **46** (5): 889-902
- [7] Sivashanmugam P, Suresh S. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow through a circular tube fitted with helical screw-tape inserts. *Applied Thermal Engineering*, 2006, **26** (16): 1990-1997
- [8] Ponweiser K, Linzer W, Malinovec M. Performance comparison between wire coil and twisted tape inserts. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2004, **11** (4): 323-333
- [9] Al-Fahed S, Chamra L M. Pressure drop and heat transfer comparison for both micro-fin tube and twisted-tape inserts in laminar flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1999, **18**: 323-333
- [10] Manglik R M, Bergles A E. Laminar flow heat transfer in a semi-circular tube with uniform wall temperature. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1988, **31**: 625-636
- [11] Saha S K, Dutta A. Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2001, **44**: 4211-4223
- [12] Wang Yangjun (王杨君). Study on heat transfer enhancement of free swirl flow in shell-and-tube heat exchangers [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2005
- [13] Wang Yangjun (王杨君), Deng Xianhe (邓先和), Li Zhiwu (李志武), Hong Mengna (洪蒙纳). Heat transfer and flow resistance characteristics of tube bundle supported by twisted-leaves. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2007, **58** (1): 21-26
- [14] Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1998, **41** (14): 2221-2225
- [15] Tao W Q, Guo Z Y, Wang B X. Field synergy principle for enhancing convective heat transfer—its extension and numerical verifications. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2002, **45**: 3849-3856
- [16] Chen Ying (陈颖), Deng Xianhe (邓先和), Ding Xiaojiang (丁小江). Convection heat transfer of converging-diverging tube (I): Mechanism of field synergy principle. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2004, **55** (11): 1759-1763
- [17] Meng Ji'an (孟继安), Chen Zejing (陈泽敬), Li Zhixin (李志信), Guo Zengyuan (过增元). Field coordination analysis and convection heat transfer enhancement in duct. *Journal of Engineering Thermophysics* (工程热物理学报), 2003, **24** (4): 652-654
- [18] Tao Wenquan (陶文铨). Numerical Heat Transfer (数值传热学). 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001