

# 等节距缩放管内传热数值模拟及场协同分析

王旭<sup>1</sup>, 陈海峰<sup>1</sup>, 谢霄虎<sup>2</sup>, 张娟<sup>1</sup>

(1. 陕西科技大学, 陕西 西安 710021; 2. 陕西秦科世博航空科技有限公司, 陕西 咸阳 712034)

**摘要:**采用 FLUENT 软件对具有不同结构参数的等节距缩放管进行了对流传热数值模拟, 研究了缩放角  $\theta$ 、喉径比  $\gamma$  及节距  $L$  对传热性能的影响, 并用场协同理论进行传热强化分析。结果表明: 雷诺数  $Re$  在 4 138 ~ 5 977 范围内, 缩放角  $\theta$  越大, 努塞尔数  $Nu$  越大, 压降  $\Delta p$  急剧增大; 喉径比  $\gamma$  越小, 努塞尔数  $Nu$  越大, 压降  $\Delta p$  急剧增大; 节距  $L$  在 30 ~ 50 mm 范围内, 随雷诺数  $Re$  增大, 节距  $L$  增加, 努塞尔数  $Nu$  增大; 在 50 ~ 60 mm 范围内, 随雷诺数  $Re$  增大, 节距  $L$  增加, 努塞尔数  $Nu$  基本保持不变; 等节距缩放管的缩放节能改善管内流体速度场和热流场的协同程度, 提升管内对流传热水平。

**关键词:** 等节距缩放管; 缩放角  $\theta$ ; 喉径比  $\gamma$ ; 节距  $L$ ; 场协同

中图分类号: TK124 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2020.03.022

[引用本文格式] 王旭, 陈海峰, 谢霄虎, 等. 等节距缩放管内传热数值模拟及场协同分析[J]. 热能动力工程, 2020, 35(3): 151-157. WANG Xu, CHEN Hai-feng, XIE Xiao-hu, et al. Numerical simulation and field synergy analysis of convective heat transfer characteristics inside the equal-pitch converging-diverging tube[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(3): 151-157.

## Numerical Simulation and Field Synergy Analysis of Convective Heat Transfer Characteristics inside the Equal-Pitch Converging-Diverging Tube

WANG Xu<sup>1</sup>, CHEN Hai-feng<sup>1</sup>, XIE Xiao-hu<sup>2</sup>, ZHANG Juan<sup>1</sup>

(1. Shaanxi University of Science and Technology, Xi'an, China, Post Code: 710021;

2. Shaanxi Qin Ke Expo Aviation Technology Co. Ltd., Xianyang, China, Post Code: 712034)

**Abstract:** The convective heat transfer numerical simulation of equal pitch converging-diverging tubes with different structural parameters was carried out by using FLUENT. The effects of converging-diverging angle  $\theta$ , throat diameter ratio  $\gamma$  and pitch  $L$  on heat transfer performance were studied, and the heat transfer enhancement analysis was carried out based on the field synergy theory. The results indicated that: at  $4\,138 < Re < 5\,977$ , the larger the converging-diverging angle  $\theta$ , the larger  $Nu$  and the sharper increase of  $\Delta p$ . The smaller the throat ratio  $\gamma$ , the larger  $Nu$  and the sharper increase of  $\Delta p$ . When the pitch  $L$  is in the range of 30 mm to 50 mm, as  $Re$  increases, the pitch  $L$  increases and  $Nu$  increases. When it is in the range of 50 mm to 60 mm, as  $Re$  increases, the pitch  $L$  increases and  $Nu$  remains unchanged. According to the analysis of the field synergy principle, the scaling energy section of the equal-pitch converging-diverging tube improves the synergy between the fluid velocity field and the heat flow field in the tube, thus improving the convective heat transfer level in the tube.

**Key words:** equal pitch converging-diverging tube, converging-diverging angle  $\theta$ , throat diameter ratio  $\gamma$ , pitch  $L$ , field synergy

## 引 言

缩放管作为一种重要的强化换热管广泛应用在石油化工和航空航天等领域,国内外学者对缩放管进行了深入研究。孙鹏等人<sup>[1]</sup>采用 ANSYS 软件研究了  $300 < Re < 700$  范围内缩放管内甘油层流流动特性,研究发现缩放管内甘油层流对流强度比光管的高,传热性能好。舒梦梅等人<sup>[2]</sup>对缩放管内脉动流的传热特性进行了研究,利用 FLUENT 软件数值模拟分析了脉动振幅、脉动频率和扩缩比对缩放管传热和沿程阻力的影响,缩放管内的脉动流的传热明显优于流体稳态流动,但同时也增大了沿程阻力。吴秋华等人<sup>[3]</sup>采用数值模拟的方法研究了缩放管肋高和扩缩比对缩放管传热性能的影响,研究发现肋高越大,缩放管传热性能越好,但管内阻力损失增大;扩缩比越小,缩放管传热性能越好,并给出了最优的肋高和扩缩比。李喜玉等人<sup>[4]</sup>对管内插入旋流片的缩放管的传热性能进行了研究,带插入旋流片的缩放管的复合强化换热效果优于普通缩放管,并且低雷诺数黏度较高流体在小扭率和小间距的旋流片下缩放管传热效果较好,随黏度降低大扭率和大间距的旋流片下缩放管传热效果较好。

对流换热是指运动着的流体与固体表面之间的热交换,热量传递由流体的宏观位移和近壁面附近流体导热共同作用。过增元<sup>[5]</sup>从流体速度场和热流场相互配合角度审视对流换热机制,提出了换热强化的场协同原则。吴艳阳等人<sup>[6]</sup>分析了振动圆管内场协同,指出流场处于周期性非稳态后,流场中存在沿温度梯度大的径向速度分量,周期平均场协同数较圆管时增大,速度场和热流场之间的协同性得到增强,强化传热。

本文采用 FLUENT 软件对一种等节距缩放管进行流体传热特性模拟,分析缩放角  $\theta$ ,喉径比  $\gamma$  及节距  $L$  对传热性能的影响,并且结合场协同原理对管内强化换热进行分析。

## 1 模型及计算方法

### 1.1 物理模型

等节距缩放管如图 1 所示,管外径  $D_o$  为 16 mm,管内径  $D_i$  为 14 mm,壁厚  $\delta$  为 1 mm。等节距缩

放管缩放节由渐缩段、渐扩段及喉径段组成,其二维结构如图 2 所示。渐缩段和渐扩段为对称结构,且缩放角都为  $\theta$ ,节距用  $L$  表示,喉径用  $d$  表示。节距  $L$  分别取 30、40、50 和 60 mm。取缩放角  $\theta$  为  $30^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $60^\circ$  和  $75^\circ$ 。定义喉径比  $\gamma = d/D_i$ ,取为 0.429、0.500、0.571、0.643 和 0.714。一个节距  $L$  长度为一个周期,换热管取 5 个周期进行研究。考虑入口段影响及缩放管缩放节后涡旋影响,在换热管前后各延长 80 mm 的直管段。



图 1 等节距缩放管

Fig. 1 Equal pitch converging-diverging tube

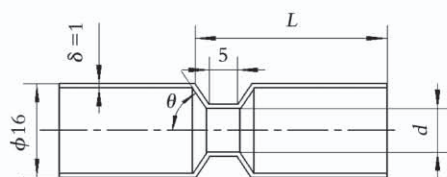


图 2 缩放节二维结构 (mm)

Fig. 2 2D structure of the converging-diverging section (mm)

### 1.2 数学模型

质量守恒方程:

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

动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u U) = \text{div}(\mu \nabla u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v U) = \text{div}(\mu \nabla v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w U) = \text{div}(\mu \nabla w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \quad (4)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho U T) = \text{div}\left(\frac{K}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (5)$$

式中:  $\rho$ —流体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $U$ —速度矢量,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $u, v, w$ —速度矢量  $U$  在  $X, Y, Z$  方向上的分量,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $S_u, S_v, S_w$ —动量守恒方程的广义源项,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$ ;

$T$ —温度, K;  $K$ —流体传热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $c_p$ —定压比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $S_T$ —黏性耗散项,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$ 。

1.3 边界条件和计算方法

采用 Realizable  $k-\varepsilon$  方程模型,近壁面处理采用增强壁面函数。入口条件为速度入口,出口条件为压力出口,入口流体温度为 353.15 K,压力速度耦合选用 SIMPLE 算法,动量方程和能量方程均选用二阶迎风格式。换热管壁面设置为恒壁温边界条件,温度为 278 K,管内流体空气速度范围 6.075 ~ 8.075 m/s,换热管材质为铝。

1.4 模型验证

在对等节距缩放管进行数值模拟之前,以光管用上述边界条件和初始条件进行数值模拟。

数值模拟的平均努塞尔数  $Nu$  计算式:

$$Nu = \frac{hD_i}{\lambda} \tag{6}$$

式中: $h$ —表面换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $D$ —管内径, m;  $\lambda$ —流体导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

表面换热系数  $h$  计算式:

$$h = \frac{Q}{\Delta T_m A} \tag{7}$$

式中: $Q$ —传热量, W;  $\Delta T_m$ —对数平均温差, K;  $A$ —换热面积,  $\text{m}^2$ 。

采用 Gnielinski 公式<sup>[7]</sup> 计算努塞尔数  $Nu$ ,对光管的数值模拟结果进行验证。

Gnielinski 公式:

$$Nu_f = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1\,000) Pr_f}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr_f^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right] c_t \tag{8}$$

对气体

$$c_t = \left(\frac{T}{T_w}\right)^{0.45}, \frac{T}{T_w} = 0.5 \sim 1.5 \tag{9}$$

Filonenko 公式

$$f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \tag{10}$$

式中: $l$ —管长, m;  $Pr_f$ —流体普朗特数; $f$ —管内湍流流动的 Darcy 阻力系数,按 Filonenko 公式计算, Gnielinski 公式的实验验证范围为:  $Re_f = 2\,300 \sim 10^6$ ,  $Pr_f = 0.6 \sim 1 \times 10^5$ ;  $c_t$ —温度修正系数。

对努塞尔数  $Nu$  的数值模拟结果进行验证,如

表 1 所示。模拟结果在实验验证范围内误差小于 20%,认为数值模拟结果是可靠的。

表 1 努塞尔数  $Nu$  数值模拟验证结果  
Tab.1 Verification result of Nusselt number  $Nu$   
numerical simulation verification result

| 雷诺数 $Re$ | $Nu$ 模拟结果 | $Nu$ 经验式结果 | 误差/% |
|----------|-----------|------------|------|
| 4 138    | 20.55     | 17.37      | 18.3 |
| 4 444    | 21.82     | 18.59      | 17.4 |
| 4 751    | 22.81     | 19.78      | 15.3 |
| 5 058    | 23.78     | 20.94      | 13.6 |
| 5 364    | 24.65     | 22.07      | 11.7 |
| 5 671    | 25.57     | 23.18      | 10.3 |
| 5 977    | 26.47     | 24.27      | 9.1  |

2 传热分析

2.1 喉径比  $\gamma$

图 3 和图 4 是缩放角  $\theta = 45^\circ$ , 节距  $L = 40\text{ mm}$  时,不同喉径比  $\gamma$  下的雷诺数  $Re$  与努塞尔数  $Nu$  关系对比图和入口速度  $u$  与压降  $\Delta p$  的关系对比图。

从图 3 可知,在同一喉径比  $\gamma$  下,随着雷诺数  $Re$  的增大,缩放管的努塞尔数  $Nu$  也随之增大。当喉径比  $\gamma$  在 0.571 ~ 0.714 范围内时,随着雷诺数的增大,努塞尔数  $Nu$  增长趋势较为平缓,而喉径比  $\gamma$  在 0.429 ~ 0.500 范围内时,随着雷诺数  $Re$  的增大,努塞尔数  $Nu$  增长趋势比喉径比  $\gamma$  在 0.571 ~ 0.714 时陡峭。通过模拟数据对比可知,雷诺数  $Re$  每增加 300,喉径比  $\gamma$  为 0.714 时的努塞尔数  $Nu$  提高约 3%,而喉径比  $\gamma$  为 0.429 时,努塞尔数  $Nu$  提高约 7%;在雷诺数  $Re$  一定时,随着喉径比  $\gamma$  的减小,努塞尔数  $Nu$  明显增大,特别是喉径比  $\gamma$  为 0.429 时,努塞尔数  $Nu$  约是光管的 2.3 倍,传热性能显著提高。随着喉径比  $\gamma$  增大趋于 1 时,也即趋于光管时,光管的传热性能劣于等节距缩放管,这是因为随流体流动,等节距缩放管的缩放节对流体进行周期性的压缩和扩张,减薄、破坏了管壁面附近流体边界层,同时在缩放节处流体会与壁面发生分离,在靠近管壁处产生涡旋,并与主流发生碰撞,增强流体扰动,提高了换热管的表面传热系数,传热效果强化。

由图 4 可知,同一入口速度  $u$  下,随着喉径比  $\gamma$  减小,压降  $\Delta p$  反而增大,并且喉径比  $\gamma$  在 0.571 ~ 0.714 范围内时,压降  $\Delta p$  随入口速度  $u$  的增大变化

不明显,但喉径比  $\gamma$  在 0.429 ~ 0.500 范围内时,压降  $\Delta p$  随入口速度  $u$  的增大急剧增大,特别是喉径比  $\gamma$  在 0.429 时,入口速度  $u$  每增加 0.45 m/s,压降  $\Delta p$  平均增加约 12%。虽然在较小的喉径比  $\gamma$  下,努塞尔数  $Nu$  越大,越有利强化传热,但也增大了压降  $\Delta p$ ,因此应综合考虑不同喉径比  $\gamma$  对流体传热和流动阻力的影响。

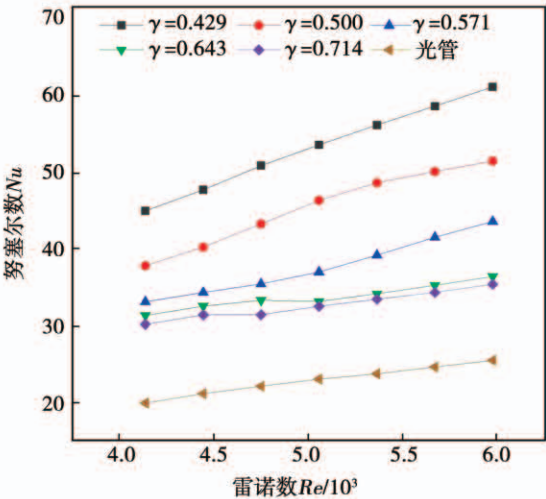


图 3 不同喉径比  $\gamma$  下  $Re$  与  $Nu$  的关系对比  
Fig.3 Comparison of the relationship between  $Re$  and  $Nu$  at different throat diameter ratio  $\gamma$

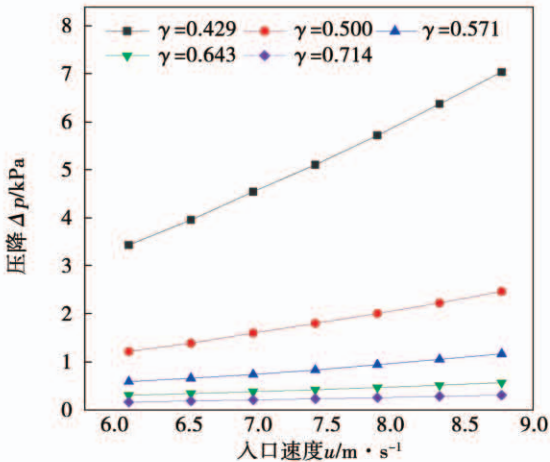


图 4 不同喉径比  $\gamma$  下  $u$  与  $Nu$  的关系对比  
Fig.4 Comparison of the relationship between  $u$  and  $Nu$  at different throat diameter ratio  $\gamma$

2.2 缩放角  $\theta$  对传热的影响

图 5 和图 6 是喉径比  $\gamma=0.500$ , 节距  $L=40\text{ mm}$  时不同缩放角  $\theta$  下的雷诺数  $Re$  与努塞尔数  $Nu$  关系对比图和入口速度  $u$  和压降  $\Delta p$  关系对比图。

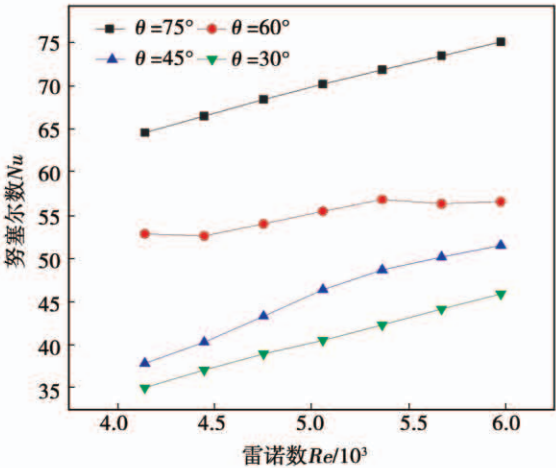


图 5 不同缩放角  $\theta$  下  $Re$  与  $Nu$  的关系对比  
Fig.5 Comparison of relationship between  $Re$  and  $Nu$  at different converging-diverging angle  $\theta$

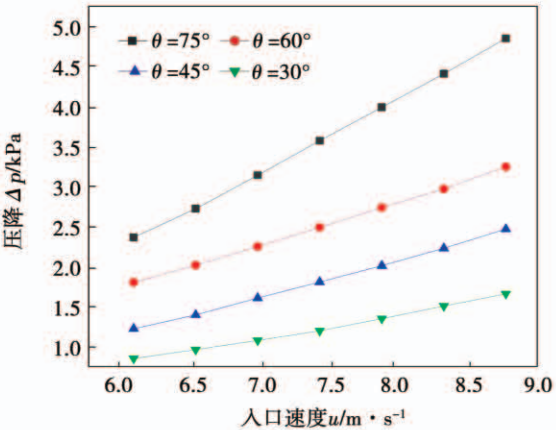


图 6 不同缩放角  $\theta$  下的  $u$  和  $\Delta p$  对比关系  
Fig.6 Comparison of  $u$  and  $\Delta p$  at different converging-diverging angle  $\theta$

由图 5 可知,在喉径比  $\gamma=0.500$  时,随着雷诺数  $Re$  的增大,努塞尔数  $Nu$  也随之增大;在同一雷诺数  $Re$  下,随着缩放角  $\theta$  的增大,努塞尔数  $Nu$  也越来越大,说明传热性能越好。管内流体被缩放节渐缩段的压缩过程可以看成是管内流体对渐缩段斜锥壁面的冲刷,当缩放角  $\theta$  趋于  $90^\circ$  时,也即缩放管的缩放节变成突缩和突扩形式,管内近壁面流体由对渐缩段斜锥壁面的冲刷变成对突缩部分平面的冲击,使近壁面流体边界层遭到严重破坏,传热效果得到强化。

从图 6 可以看出,随着入口速度  $u$  的增大,压降  $\Delta p$  也越来越大;在雷诺数  $Re$  一定时,随着缩放角  $\theta$

的增大,压降 $\Delta p$ 也随之增大。虽然缩放角 $\theta$ 越大越有利于强化传热,但同时增加了流动阻力,因此应综合考虑缩放角 $\theta$ 对流体传热和流动阻力的影响。

### 2.3 节距 $L$ 对传热的影响

图7是缩放角 $\theta = 75^\circ$ ,喉径比 $\gamma = 0.500$ ,换热管总长度为460 mm时,在不同雷诺数 $Re$ 下节距 $L$ 和努塞尔数 $Nu$ 关系对比图。从图中可以看出,节距 $L$ 从30 mm增大到50 mm时,随雷诺数 $Re$ 的增加,努塞尔数 $Nu$ 显著增大,节距每增加10 mm,努塞尔数 $Nu$ 平均提高约10%,而节距 $L$ 从50 mm增大到60 mm时,努塞尔数 $Nu$ 基本保持不变。说明节距 $L$ 对强化传热效果的影响是有一定限度的,不断增加节距 $L$ 的长度并不能无限制提高等节距缩放管的传热效果。

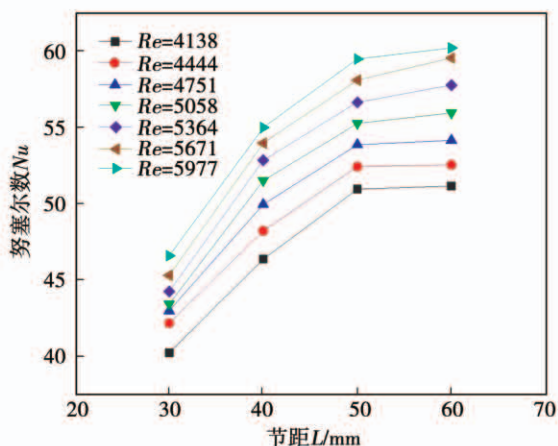


图7 不同 $Re$ 下节距 $L$ 和 $Nu$ 对比关系

Fig. 7 Comparison of the relationship between pitch  $L$  and  $Nu$  at different  $Re$

### 3 管内强化传热场协同分析

过增元<sup>[8]</sup>提出把对流传热看作是具有内热源的导热,即将对流换热能量方程中的对流项比拟成具有内热源的导热,把热源项在以通道半径为 $R$ ,热边界层厚度为 $\delta_t$ 的积分域内的积分总和看成源总强度,这样强化传热就转化成为了设法提高源总强度上。除流速、温差、流体物性对对流换热强度的控制,即雷诺数 $Re$ 和普朗特数 $Pr$ 对对流换热强度的影响之外,审视对流换热强度影响因素的另一角度,即速度场和热流场协同对对流换热强度的重要影响,定义了对流换热场协同数 $F_c$ ,表示速度场与热流场的协同程度。

对文献[8]中一般情况下对流换热能量方程进

行积分并改写为矢量形式:

$$\int_0^{\delta_t, R} \rho c_p (U \cdot \nabla T) dy = -\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_w \quad (11)$$

引入无因次量:

$$\bar{U} = \frac{U}{U_\infty}$$

$$\nabla \bar{T} = \frac{\nabla T}{(T_\infty - T_w) / \delta_t} \quad (12)$$

$$\bar{y} = \frac{y}{\delta_t}$$

式中: $T_\infty > T_w$ ;  $U_\infty$ —来流速度, m/s;  $T_w$ —壁面温度, K;  $\delta_t$ —热边界层厚度;  $y$ —与流速方向垂直的径向高度, m。

将式(12)代入式(11)中获得无因次关系式:

$$Nu_x = Re \cdot Pr \int_0^1 (\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{y} \quad (13)$$

将式(13)改写并定义场协同数 $F_c$ 得到:

$$F_c = \int_0^1 \bar{U} \cdot \nabla \bar{T} d\bar{y} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (14)$$

$$\bar{U} \cdot \nabla \bar{T} = |\bar{U}| \cdot |\nabla \bar{T}| \cos \beta \quad (15)$$

式中: $U$ —速度矢量, m/s;  $\nabla \bar{T}$ —温度梯度矢量, K/m;  $\beta$ —速度矢量和温度梯度矢量的夹角,  $0^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$ 。

场协同数 $F_c$ 的表达式与斯坦顿数 $St$ 的表达式形式是完全一样的,但其物理意义和应用完全不同:斯坦顿数 $St$ 是为了描述和建立流动阻力和对流换热规律的相似性,而场协同数 $F_c$ 则揭示流场与热流场的协同程度从而可发挥传热强化的潜力,并且场协同数 $F_c$ 越趋于1,速度场与热流场协同程度越高,传热效果越好<sup>[9]</sup>。

图8是缩放角 $\theta$ 为 $75^\circ$ ,节距 $L$ 为40 mm,喉径比 $\gamma = 0.500$ ,入口速度 $u$ 为5 m/s时等节距缩放管沿轴向长度 $X$ 方向的努塞尔数 $Nu$ 和场协同数 $F_c$ 图。从图中可以看出,在缩放管的每个缩放节处,局部努塞尔数 $Nu$ 均有大幅度的提升,与之对应的局部场协同数 $F_c$ 同局部努塞尔数 $Nu$ 的变化趋势相同。

图9和图10是缩放角 $\theta$ 为 $75^\circ$ ,节距 $L$ 为40 mm,喉径比 $\gamma = 0.500$ ,入口速度 $u$ 为5 m/s时第4个周期等节距缩放管的缩放节轴向流体的等温线和速度矢量图。

可以看出,等节距缩放管的缩放节改变了管内流体局部的温度场和速度场分布,流体在管内缩放节处进行周期性的压缩和扩张,在缩放节前端和后

端,流体流动方向发生汇聚和扩散,随之引起管内等温线在缩放节处形成子弹头形轮廓,提高了管内流场局部场协同性。

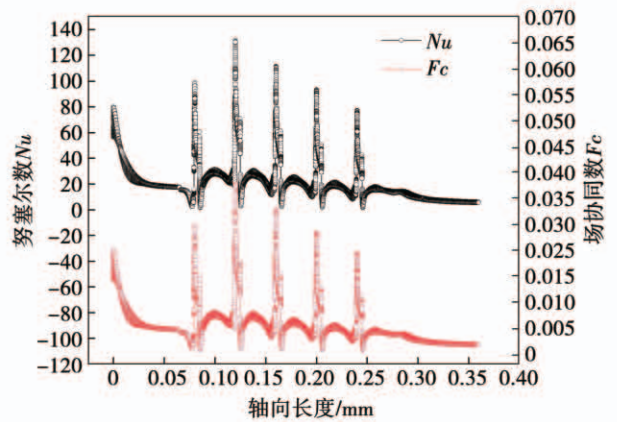


图 8 沿轴向长度  $X$  方向努塞尔数  $Nu$  和场协同数  $F_c$   
Fig. 8 Nusselt number  $Nu$  and field synergy  $F_c$   
along the axial length  $X$  direction

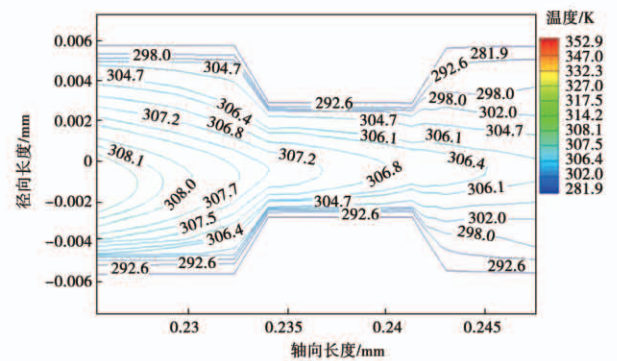


图 9 等温线  
Fig. 9 Isotherm diagram

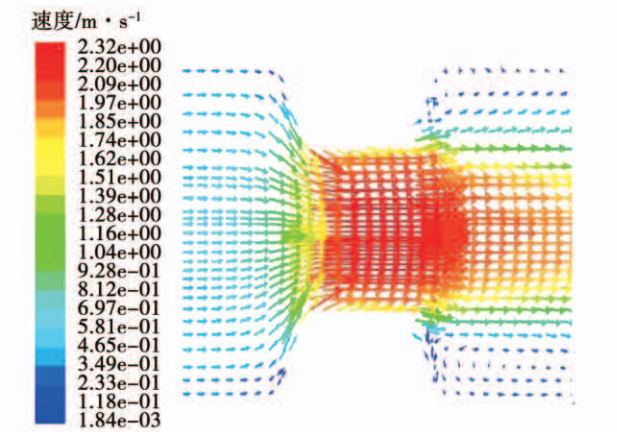


图 10 速度矢量  
Fig. 10 Velocity vector

图 11 是对应图 9 和图 10 的等节距缩放管缩放节的渐缩段、喉径段和渐扩段的径向截面场协同角  $\beta$  分布图。

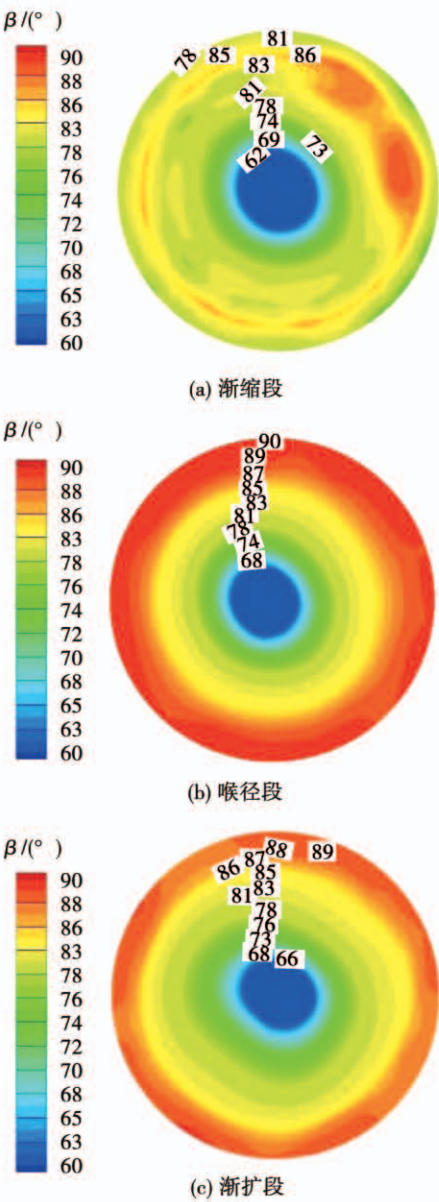


图 11 缩放节处局部场协同角  $\beta$   
Fig. 11 Local field coordination angle  $\beta$  at the  
convergent-divergent section

可以看出,缩放节流体核心周围的场协同角  $\beta$  较小,沿管径向场协同角  $\beta$  增大,但在渐缩段靠近管壁处流体的场协同角  $\beta$  又减小,这是因为在渐缩段流体速度方向发生改变的同时流速也急剧增大,子弹头形等温线外法线方向即热流矢量与速度矢量在渐缩段发生流场汇变,强化了流体传热,使该处的流

体场协同程度提高。从场协同理论可知,场协同数  $F_c$  越大,场协同角  $\beta$  越小,换热效果越好。对比缩放节的渐缩段和渐扩段的场协同角,可以看到,渐扩段的场协同角  $\beta$  稍大于渐缩段的场协同角  $\beta$ ,说明了缩放节渐缩加速段对流体流动有强化传热的作用,缩放节渐扩减速段对流体流动有弱化传热的作用。但从整体来看,等节距缩放管的缩放节能提高管内流场协同程度,使得等节距缩放管具有比光管更好的传热效果,加之在缩放节之后的涡旋对主流的扰动,增强了管内流体局部湍流程度,提高了传热速率,进而强化了换热。

## 4 结 论

采用数值模拟的方法对等节距缩放管的缩放角  $\theta$ 、喉径比  $\gamma$  及节距  $L$  进行了对比研究,并结合场协同理论进行强化传热分析,结果表明:

(1) 在缩放角  $\theta = 45^\circ$ , 节距  $L = 40$  mm 时,同一雷诺数  $Re$  下,随着喉径比  $\gamma$  的减小,努塞尔数  $Nu$  也随之增大,传热性能显著提高,但随着喉径比  $\gamma$  的减小,压降  $\Delta p$  急剧增大。

(2) 在喉径比  $\gamma = 0.500$ , 节距  $L = 40$  mm 时,同一雷诺数  $Re$  下,随着缩放角  $\theta$  的增大,努塞尔数  $Nu$  也越来越大,说明传热性能越好,但随着缩放角  $\theta$  的增大,压降  $\Delta p$  也随之增大。

(3) 在缩放角  $\theta = 75^\circ$ , 喉径比  $\gamma = 0.500$ , 换热管总长为 460 mm 时,在不同雷诺数  $Re$  下,节距  $L$  从 30 mm 增大到 40 mm 时,随雷诺数  $Re$  的增加努塞尔数  $Nu$  显著增大,节距  $L$  从 50 mm 增大到 60 mm 时,努塞尔数  $Nu$  基本保持不变,说明改变节距  $L$  的长度对提高传热效果是有一定限度的。

(4) 从场协同角度来看,等节距缩放管的缩放节能提高管内流场局部场协同程度,并且缩放节的渐缩段有提升流速强化流体流动传热的作用,渐扩段有减小流速弱化流体流动传热的作用。

## 参考文献:

[1] 孙 鹏,朱 慧. 缩放管内甘油的流动特性数值研究[J]. 河北农机,2018,38(9):44-45.

SUN Peng, ZHU Hui. Numerical study on flow characteristics of glycerol in converging-diverging tube[J]. Hebei Agricultural Machinery, 2018, 38(9): 44-45.

[2] 舒梦梅,卿德藩,王红兵. 缩放管内脉动流传热性能研究[J]. 机械研究与应用, 2018, 31(2): 77-80.

SHU Meng-mei, QING De-fan, WANG Hong-bing. Study on heat transfer performance of pulsating flow in a converging-diverging tube[J]. Mechanical Research and Application, 2018, 31(2): 77-80.

[3] 吴秋华,江 楠. 结构参数对缩放管性能影响的数值模拟研究[J]. 化工设备与管道, 2011, 48(6): 14-17.

WU Qiu-hua, JIANG Nan. Numerical simulation study on influence of structural parameters on performance of converging-diverging tube[J]. Chemical Equipment and Pipeline, 2011, 48(6): 14-17.

[4] 李喜玉,邓先和,陈庆辉. 缩放管内带衰减性自旋流的复合强化传热研究[J]. 化学工程, 2011, 39(2): 14-17.

LI Xi-yu, DENG Xian-he, CHEN Qing-hui. Study on composite enhanced heat transfer with attenuating spin flow in a converging-diverging tube[J]. Chemical Engineering, 2011, 39(2): 14-17.

[5] 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 principle in heat exchanger and its application[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(12): 1-9.

[6] 吴艳阳,刘利军,喻九阳,等. 振动圆管内对流传热特性及场协同分析[J]. 石油化工设备, 2011, 40(6): 1-4.

WU Yan-yang, LIU Li-jun, YU Jiu-yang, et al. Convective heat transfer characteristics and field synergy analysis in vibrating circular tubes[J]. Petrochemical Equipment, 2011, 40(6): 1-4.

[7] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社,2006.

YANG Shi-ming, TAO Wen-quan. Heat transfer[M]. Beijing: Higher Education Press, 2006.

[8] 过增元. 对流换热的物理机制及其控制:速度场与热流场的协同[J]. 科学通报, 2000, 45(19): 2118-2121.

GUO Zeng-yuan. The physical mechanism of convective heat transfer and its control: the synergy between velocity field and heat flow field[J]. Chinese Science Bulletin, 2000, 45(19): 2118-2121.

[9] 过增元,黄素逸. 场协同原理与强化传热技术[M]. 北京:中国电力出版社,2004.

GUO Zeng-yuan, HUANG Su-yi. Field synergy principle and enhanced heat transfer technology[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2004.

(丛 敏 编辑)