

引用格式:王宗勇,陈科昊.宽度交替变化扭旋元件对管内传热特性的影响[J].北京化工大学学报(自然科学版),2019,46(1):42-48.

WANG ZongYong, CHEN KeHao. Effect of twisted elements with alternating width on the heat transfer characteristics in a circular tube[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science), 2019,46(1):42-48.

# 宽度交替变化扭旋元件对管内传热特性的影响

王宗勇 陈科昊

(沈阳化工大学 能源与动力工程学院, 沈阳 110142)

**摘 要:**在雷诺数  $Re = 200 \sim 1\,800$  范围内,利用数值模拟方法对内置宽度交替变化扭旋元件的管内传热性能进行研究,研究表明:宽度交替变化扭旋元件能够显著提升努赛尔数  $Nu$  和传热性能评价因子  $\eta$ ,与光管相比分别提高 2.2 ~ 5.2 倍和 1.4 ~ 2.2 倍;换热管局部努赛尔数沿流向呈速降—缓降—速升—缓降—恒定的变化规律,上升速率随扭旋元件径比的增大而提高,而降低速率与径比关系较小;局部努赛尔数在扭旋元件后方半个元件长度处达到最大值,该长度可作为间隔扭旋元件优选间距;流体在窄扭旋元件以及前后反向扭旋元件作用下,形成主、次螺旋流共存流动,局部流线向中心倾斜,径向流动加强,传热得到强化。

**关键词:**扭旋片;努赛尔数;阻力系数;传热性能评价因子;局部努赛尔数;直径比

**中图分类号:** TQ053.6 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2019.01.007

## 引 言

在石油、化工、动力、冶金等过程工业的生产过程中,许多工艺环节涉及到加热、冷却等热量传递问题。传热效率的高低不仅影响生产过程的能量消耗和设备尺寸,也直接决定了某些生产工艺能否正常运行。目前,随着能源危机问题越来越突出,如何节能降耗、提高传热效果成为现代工业发展过程中亟待解决的课题。

在换热管内插入扭旋元件可迫使管内流体螺旋流动进而提高传热效果,此方法具有结构简单、易于安装、工作可靠等优点,得到了企业的大量应用,现已成为一种重要的传热强化方式。螺旋扭带是一种典型的扭旋元件,应用最为广泛,其传热强化机理为:管内流体在螺旋扭带作用下形成三维螺旋流动,尽管周向速度和径向速度与轴向速度相比偏小,但可使传热边界层减薄、主流核心区温度均化,管内对流传热系数得到显著提高。但在强化传热的同时,

扭带也会使换热管流动阻力明显增加。为了进一步增强扭带的传热强化效果,国内外学者在原有传统扭带的基础上,提出了多种新型结构扭带,如窄边扭带<sup>[1-5]</sup>、打孔扭带<sup>[6]</sup>、间断扭带<sup>[7-9]</sup>、齿面扭带<sup>[10]</sup>等。这些新型扭带与传统扭带相比迎流面积小,在一定的流速范围内流动阻力降低,但同时新型扭带对流体的旋流强化作用有所削弱,导致部分雷诺数范围内对流传热系数降低,尽管综合传热强化因子有所提高,但提高程度不够明显。

研制开发更为高效的传热强化元件成为学者和技术人员努力的方向,若要实现这一点必须在传热强化机理方面有所创新,否则仍会落入传热系数与流动阻力同步变化的怪圈之中。Kenics 型静态混合器<sup>[11]</sup>是工程上应用最为广泛的管式反应器,其混合元件是由一系列旋向相反的螺旋片首尾交替连接在一起构成的。研究表明,该种结构混合元件在强化流体混合的同时,也可使管内流体的对流传热系数显著提高<sup>[11-12]</sup>。该类型反应器在管内所形成的流场与传统扭带不同之处主要是主螺旋流轴向沿轴向交替变化,进而导致管内流动始终处于发展变化之中。根据传热边界层理论可知,在管内未充分发展段由于传热边界层薄,其局部努赛尔数  $Nu$  明显高于充分发展段。受 Kenics 型混合元件结构及流动特点的启发,我们提出了一种宽度交替变化的

收稿日期:2018-07-31

基金项目:辽宁省自然科学基金(201502148);沈阳市科技计划项目(17-231-1-23)

第一作者:男,1973年生,教授

E-mail: syuctwzy@163.com

扭旋元件,期望其综合传热性能进一步提高,同时能够用于流体混合,适用于强放热反应过程。

本文对宽度不同的扭旋元件所引起的流动特性及传热性能进行分析,以期掌握轴向交变螺旋流的流动特性以及扭旋元件结构对传热性能的影响规律,为进一步开发高效优化的该类型换热器或反应器提供一定的技术支持。

1 数值计算方法

1.1 模型及研究变量

本文所研究的扭旋元件由宽度和旋向均不相同的两块扭旋片首尾连接构成(窄扭旋片为左旋,宽扭旋片为右旋),在连接处两者错开 90°,两块扭旋片的轴向长度及扭转角度(180°)均相同,内置安装在圆管内,扭旋片轴线与管轴线重合,其结构如图 1 所示。管内径  $D = 20\text{ mm}$ ,管长  $L = 400\text{ mm}$ ,扭旋元件距入口截面  $L_0 = 160\text{ mm}$ 。两块扭旋片厚度均为  $\delta = 1\text{ mm}$ ,宽度分别为  $W$  和  $D$  ( $W/D = 0.4 \sim 1.0$ ),长度均为  $H = 40\text{ mm}$ (扭旋片扭转 180°的轴向长度)。

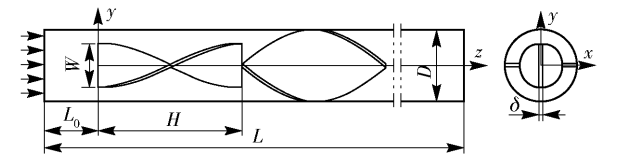


图 1 宽度交替变化扭旋元件的几何模型  
Fig. 1 Geometrical model of twisted elements with alternating width in a circular tube

定义径比  $e = W/D$ ,通过改变较窄扭旋片宽度  $W$ ,分析径比对流动和传热性能的影响。以管径作为雷诺数特征尺寸,即  $Re = \rho u_0 D / \mu$ ,其中  $\rho$  为流体密度, $\mu$  为流体动力黏度, $u_0$  为入口流体速度。

采用 Solidworks 软件建立几何模型,通过 ICEM CFD 软件对流动区域划分结构化网格,利用 Fluent 14.0 对管内流动和传热过程进行数值模拟。圆管壁温恒定,设定为 360 K。管内工质为水,进口温度 295 K,均匀分布。以换热管进出口长度范围内流体平均温度作为工质物性定性温度,由于入口流速对管内平均温度有所影响,本文对某一雷诺数下的定性温度通过多次模拟试验对比确定,对比过程为:①假定某一温度为定性温度;②将该温度下工质(水)的密度和黏度设为初始物性,开始模拟计算,计算得到管长范围内水的平均温度;③将假定温度与计算温度进行对比,若假定温度与计算温度相对偏差小于 1%,则假定温度准确,否则重新假定,直至满足上述条件

为止。表 1 给出了不同雷诺数下的定性温度及对应的工质物性。

表 1 不同雷诺数下流体的定性参数  
Table 1 Qualitative parameters of fluids for different Reynolds numbers

$Re$	温度/K	$\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$\mu / (10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s})$
200	309.8	993.3	700.7
400	305.8	994.7	760.0
600	304.3	995.2	782.2
800	303.4	995.6	795.6
1 000	302.7	995.8	807.6
1 200	302.3	995.9	815.7
1 400	301.9	996.0	823.8
1 600	301.6	996.1	829.8
1 800	301.3	996.1	835.9

为了分析扭旋元件宽度变化对流动和传热特性的影响,在不同的雷诺数下(表 1)改变迎流扭旋片宽度即直径比  $e$  的值,在  $e = 0.4 \sim 1.0$  范围内,以间隔 0.2 进行取值。同时,本文也将宽度交替变化扭旋元件的流动和传热计算与相同管径的光滑空管进行了对比。

1.2 模拟方案

本文的工质是液态水,为不可压缩稳态流。对于离散控制方程,采用速度-压力求解器。在迭代求解过程中,将整个区域每个物理量的残差设定为  $10^{-6}$  以下,同时检查 Flux Reports 对话框中流入和流出整个系统的质量、动量、能量不平衡误差,使所有值均小于 0.1%,以保证求解收敛。在数值模拟过程中作以下假设:某一雷诺数下流体热物性参数保持不变;流体为不可压缩流体,各向同性且连续;流体为牛顿流体;流体的流动状态为稳态;忽略重力的影响。

1.3 模拟方法验证

为确保模拟计算的准确性和可信度,先利用与文献[13]相同的扭带结构管进行数值模拟计算。采用的网格形式、网格尺寸、边界条件、计算参数等均与拟研究对象完全相同。图 2 将计算结果与文献[13]研究结果进行了比较。由该图可以看出两者线性关系良好,误差控制在 10% 以内,说明该模拟方法可用于本文研究对象的模拟计算。

1.4 网格无关性检验

验证计算结果的独立性是模拟过程的基本环节

之一。计算流体力学求解应独立于网格数,使网格数量的改变对于计算结果的影响可以忽略。为了验证网格的独立性,在  $Re = 600$ 、 $e = 1.0$  情况下对管内流动区域进行尺寸不同的网格划分,建立了不同网格数量模型,分别得到相应的努赛尔数,如图 3 所示。由图可知,随着网格数量的增多,努赛尔数逐渐减小,网格数量接近  $120 \times 10^4$  时,  $Nu$  已逐渐趋于定值。在保证计算精度的前提下,为了达到较快的收敛速度,本文全部模拟的流体域与固体域均采用结构化网格,网格数量选为  $120 \times 10^4$  左右。

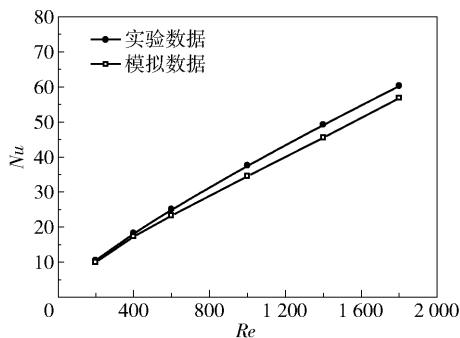


图2 数值模拟结果与实验结果的比较

Fig. 2 Comparison between numerical simulation and experiment results

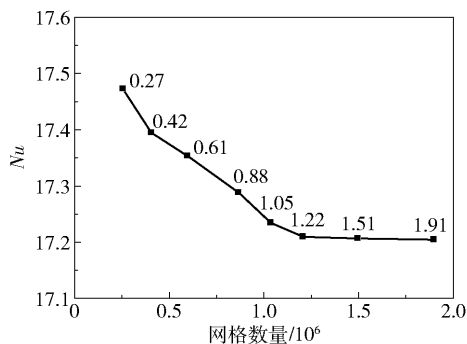


图3  $Nu$  随网格数量的变化

Fig. 3 Plot of Nusselt number versus grid number

## 2 传热性能

研究过程中,保持第二个扭旋片宽度恒定,分析第一个扭旋片宽度变化对传热和流动性能的影响。

### 2.1 努赛尔数

不同径比下,内置扭旋元件换热管及光管的  $Nu$  随  $Re$  变化规律如图 4 所示。结果显示,相比于光管,内置扭旋元件管的传热能力大约提高了 2.2 ~ 5.2 倍。在相同雷诺数下,传热系数随着径比的增大而提高。这是因为径比越大,流体流经第一个扭旋片时的旋流效应越强,靠近管壁的流体周向及径

向流速增大,传热边界层减薄,同时扭旋片直径范围内的流体温度更加均匀,使近壁面流体径向温差加大。以上双重原因导致径比增大,传热效果提高。从图 4 还可看出,无论管内有无扭旋元件,传热系数均随着雷诺数的增大而提高,但径比越大增加的幅度更为明显。

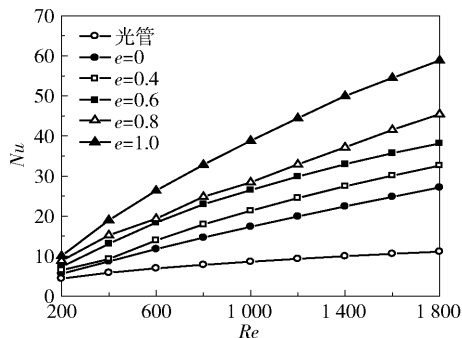


图4 不同径比下雷诺数  $Re$  对努赛尔数  $Nu$  的影响

Fig. 4 Effect of the Reynolds number on the Nusselt number

### 2.2 平均摩擦系数

不同径比下,内置扭旋元件及光管的平均摩擦系数  $f$  随  $Re$  的变化规律如图 5 所示。由图可知,在相同的  $Re$  下,摩擦系数  $f$  随径比呈同步变化规律。原因在于:径比增大代表了扭旋片迎流截面和表面积同时增大,因此流体所受到的迎流阻力和摩擦阻力增大。在径比相同的情况下,随着雷诺数的增加,  $f$  呈现初始迅速下降而后缓慢下降最后逐渐趋于定值的变化规律,各种径比扭旋元件包括光管的变化规律几乎是一致的。这种现象与流体的未充分发展过程密切相关,说明换热管内未充分发展段越长,摩擦系数越大。

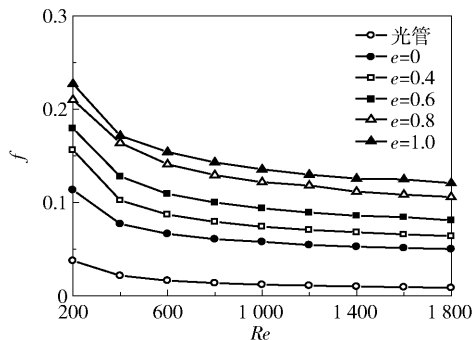


图5 不同径比下雷诺数  $Re$  对平均摩擦系数  $f$  的影响

Fig. 5 Effect of the Reynolds number on the frictional coefficient  $f$

### 2.3 传热性能评价因子

传热性能评价因子  $\eta = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$  能够反映传热系数与流动阻力的综合传热性能,其中,



$Nu_0$  为光管努赛尔数,  $f_0$  为光管摩擦阻力系数。在层流恒壁温状态下,  $Nu_0 = 3.36$ ,  $f_0 = 64/Re$ 。

本文针对不同径比下内置扭旋元件管及光管, 作出性能评价因子  $\eta$  随  $Re$  的变化曲线, 如图 6 所示。结果表明, 相对于光管, 内置扭旋片管性能评价因子  $\eta$  有较大的提升, 约提高了 1.4 ~ 2.2 倍; 随着径比的增大, 提升幅度增加。此外, 所有径比扭旋元件换热管的性能评价因子  $\eta$  均随着雷诺数的增大而增大, 表明在扭旋元件长度范围内平均流速越大, 流型越接近活塞流, 综合传热性能越好。对比图 4 可以看出,  $\eta$  与  $Nu$  具有相似的变化规律, 说明本文研究对象的对流传热系数在整个综合传热性能中所占的比重大于流体阻力。

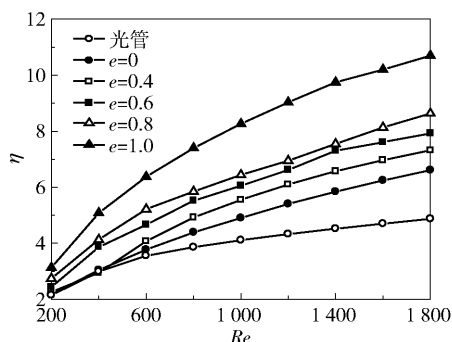


图 6 不同径比下雷诺数  $Re$  对  $\eta$  的影响

Fig. 6 Effect of the Reynolds number on  $\eta$

## 2.4 局部努赛尔数

图 6 分析的传热系数均为扭旋元件长度范围内的平均值, 而本文研究对象仅有两个扭旋片, 无论传热还是流动均处于发展阶段。为了分析换热管不同轴向位置的传热能力, 本文通过计算绘制了局部努赛尔数随轴向位置的变化曲线。由于不同雷诺数下局部努赛尔数轴向的变化规律基本相同, 故以雷诺数  $Re = 600$  为例, 分析该雷诺数下局部努赛尔数的变化情况, 如图 7 所示。

由图 7 可以看出: 扭旋元件管和光管在入口起始段 ( $0 \leq z/L \leq 0.3$ ) 局部努赛尔数变化规律完全相同, 即先快速下降然后缓慢降低, 说明在该长度范围内流体流动及传热性能没有受到扭旋元件的影响; 另外均匀速度入口处 ( $z/L = 0$ ) 努赛尔数达到最高之后均开始下降, 表明流体越接近活塞流传热效果越好, 再次证明了 2.3 节的分析; 当  $z/L > 0.3$  时, 径比  $e = 0.6$  和  $e = 1.0$  的扭旋元件管努赛尔数不再下降而是比较快速地上升, 分别在  $z/L = 0.6$  和  $0.55$  附近达到最大值, 之后又开始下降。这种现象说明

流体在未进入扭旋元件前一定距离内就已受到其影响, 流体开始旋流流动, 传热得到强化, 在即将流出扭旋元件时, 旋流强度达到最大, 此时局部努赛尔数获得极大值。对于  $e = 0$  的扭旋元件, 相当于没有前扭旋片而仅有后扭旋片, 其局部努赛尔数也在流体未进入扭旋元件的一定距离内 (与前两种径比情况相同, 均为半个扭旋片长度) 开始上升, 上升速度与前两种径比扭旋元件相比略有下降; 但其达到最大值的轴向位置有所延后, 处于扭旋元件后方  $z/L = 0.65$  处, 说明单一扭旋片可使旋流强度在其后方一定距离内达到最大, 该距离应与  $Re$  和元件结构有关。 $Nu$  值的这种轴向变化特点提示我们在设计扭旋元件时, 可在各扭旋片之间设置一定间距, 充分利用流体惯性而不降低传热系数。

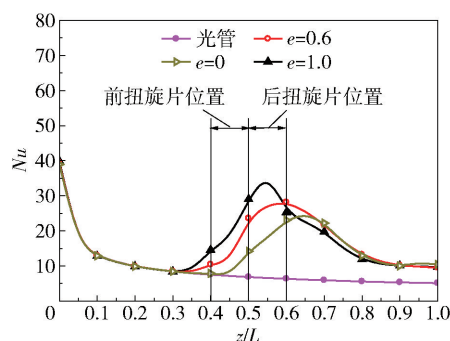


图 7 轴向不同位置处的局部努赛尔数

Fig. 7 Local Nusselt number at different axial positions

各径比扭旋元件努赛尔数分别达到最大值后开始下降, 下降速度差别不大, 说明离开元件后旋流衰减速度主要取决于雷诺数而与元件结构关系不大。过了  $z/L = 0.8$  截面后, 局部努赛尔数几乎保持不变, 与对应位置光管  $Nu$  数曲线保持平行, 大约高出 50%。随着径比的增大, 在扭旋元件范围内  $Nu$  值上升速度加快且数值变大, 但达到极值的轴向位置相应提前。

## 3 流场分析

换热管内的传热性能与流体流动状态存在着必然的联系, 为了进一步揭示两者之间关系, 本文对纵截面内轴向速度以及横截面内速度流线的分布情况进行了分析。

图 8 为换热管纵截面轴向速度分布云图, 图中黑色曲线表示不同横截面轴向速度的径向分布曲线。可以看出, 在  $z/L = 0.3$  之前流体轴向速度由均匀分布过渡到抛物线分布, 随着传热边界层厚度不

断增加,传热系数相应下降。在  $z/L = 0.3$  截面以后,流体进入扭旋元件之前,由于扭旋元件的阻挡和旋流作用,轴向速度高速区域向管壁靠拢并增大,压迫传热边界层使之减薄,传热系数不再下降而是以较快的速度提升。流体进入扭旋元件后,轴向速度变化不大,但周向和径向速度明显增加,流体的离心作用增大,压迫传热边界层进一步减薄,使传热系数继续增大。待流体流出扭旋元件后,流体三维速度均相应下降,传热边界层和流动边界层开始增厚,经过

$z/L = 0.8$  截面后流动衰减已比较缓慢,传热系数变化不大。图 8 和图 7 所显示的传热情况可以相互印证。

图 9 为  $Re = 600$  状态下不同径比扭旋元件对应的各截面流线图,通过该图可以更详细地了解流体的流动细节。

在径比  $e = 1$  的情况下,当流体达到前扭旋片轴向中间位置( $z/L = 0.45$ )时,流体形成明显的螺旋流动(主螺旋流),方向与该扭旋片旋向相同,流线接近同心圆形。待流体进入后扭旋片中间位置时,在

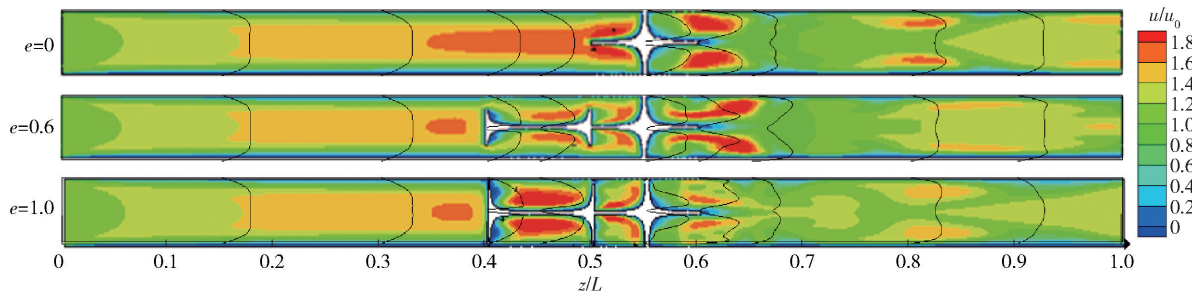


图 8  $Re = 600$  下纵截面无量纲轴向速度分布

Fig. 8 Dimensionless axial velocity distribution in the longitudinal section for  $Re = 600$

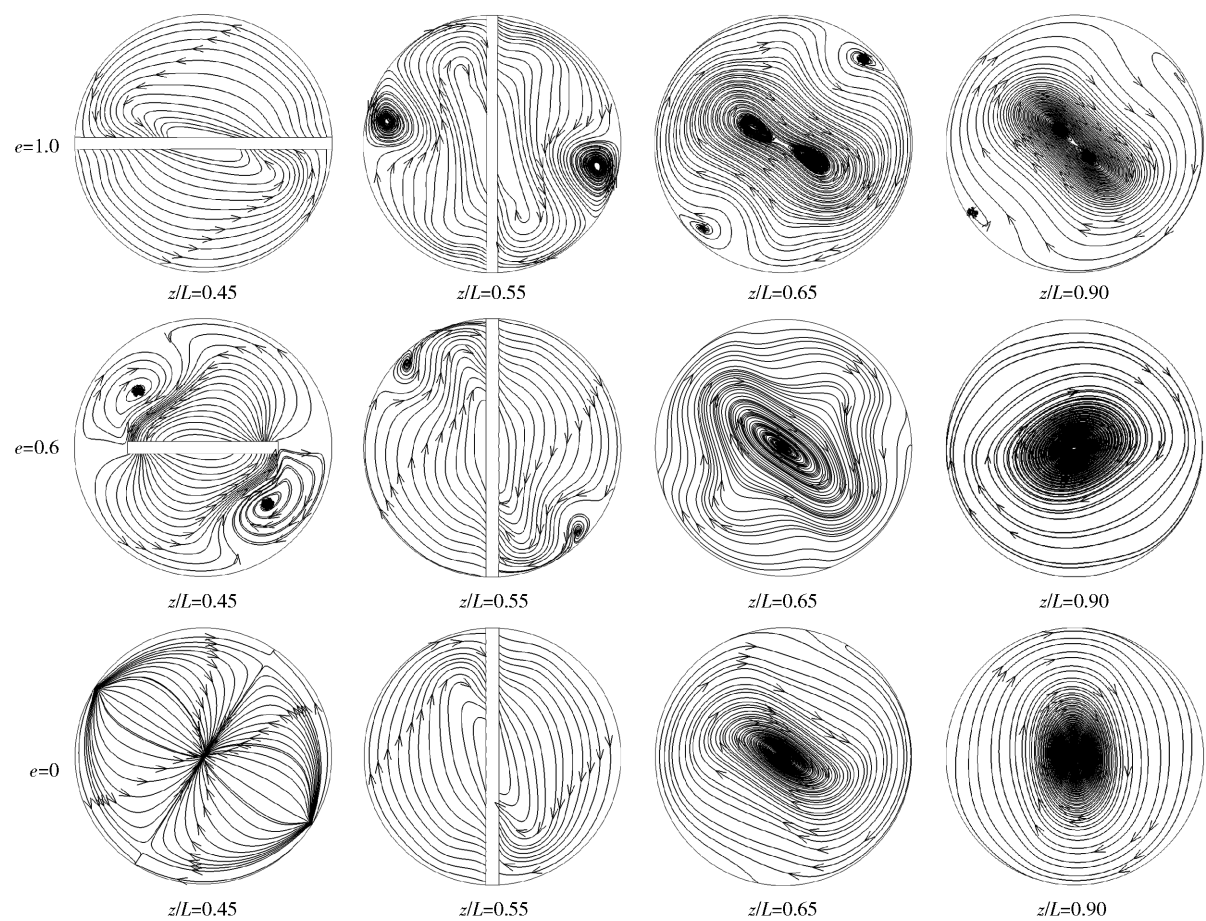


图 9 横截面流线图

Fig. 9 Streamline diagrams in the cross section

扭旋片垂直方向靠近管壁处形成了两个旋向与主螺旋流方向相反的次螺旋流。由于主次螺旋流的相互挤压,部分流线呈径向流动状态,这也是该截面位置局部努赛尔数较大的主要原因。流体流出后扭旋片之后,两个次螺旋流逐渐衰减,到  $z/L=0.90$  截面几乎完全消失。

当  $e=0.6$  时,前扭旋片与管壁间存在一定空隙,流体进入前扭旋片后,在扭旋片直径范围内流体表现为与扭旋片旋向相同的主螺旋流,而在环形间隙区域内出现两个与主螺旋流旋向相反的次螺旋流,与管中心呈对称分布状态。主螺旋流在次螺旋流挤压作用下,流线产生明显变形。当流体进入后扭旋片中间截面时,次螺旋流区域范围明显缩小,萎缩到了靠近壁面的较小区域里。这种现象说明不同旋向螺旋流之间的相互作用是次螺旋流形成和发展的根本原因。

当  $e=0$  即换热管内仅有一个扭旋片时,管内无次螺旋流出现,流体进入扭旋片后旋向始终保持一致,且随着流动长度的增加,速度分布越来越接近抛物线分布。

## 4 结论

(1) 在  $Re=200\sim 1800$  范围内,宽度交替变化扭旋元件换热管的努赛尔数  $Nu$  和传热性能评价因子  $\eta$  与光管相比显著提升,分别提高  $2.2\sim 5.2$  倍和  $1.4\sim 2.2$  倍。

(2) 宽度交替变化扭旋元件换热管的局部努赛尔数沿轴向呈现速降—缓降—速升—缓降—恒定的变化规律,上升速率随扭旋元件径比的增大而提高,而降低速率与径比关系较小。

(3) 当  $Re=600$  时,流体流过扭旋元件后,在元件后方约  $0.5$  倍元件长度处出现努赛尔数最大值,因此以  $0.5$  倍元件长度为间距间隔排放扭旋元件,可有效利用旋流惯性,提高综合传热性能。当然该间距值与雷诺数和元件结构有关,若要精确确定该值还需进一步深入研究。

(4) 流体在窄扭旋元件及前后反向扭旋元件作用下,均会形成主、次螺旋流共存的流动现象,主、次螺旋流相互挤压,流线向中心倾斜,径向流动加强,有利于提高对流传热系数。

## 参考文献:

[1] AKBARI O A, AFROUZI H H, MARZBAN A, et al. In-

vestigation of volume fraction of nanoparticles effect and aspect ratio of the twisted tape in the tube[J]. Journal of Thermal Analysis Calorim, 2017, 129(6): 1911-1922.

[2] EIAMSA-ARD S, WONGCHAREE K, SRIPATTANAPIPAT S, et al. 3-D Numerical simulation of swirling flow and convective heat transfer in a circular tube induced by means of loose-fit twisted tapes[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2009, 36(9): 947-955.

[3] LIU W, YANG K, LIU Z C, et al. Mechanism of heat transfer enhancement in the core flow of a tube and its numerical simulation[J]. The Open Transport Phenomena Journal, 2010, 2: 9-15.

[4] 王宗勇, 南超, 陈科昊, 等. 管内窄边扭旋元件诱导螺旋流的旋流强度分析[J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2016, 43(5): 27-33.

WANG Z Y, NAN C, CHEN K H, et al. Swirl intensity analysis of the swirl flow induced by a narrow twisted element in a pipe[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology(Natural Science), 2016, 43(5): 27-33. (in Chinese)

[5] 王特, 王飞龙, 范爱武, 等. 内置交替轴扭带的管内层流换热特性[J]. 化工学报, 2014, 65(增刊1): 316-322.

WANG T, WANG F L, FAN A W, et al. Laminar heat transfer characteristics of tubes with twisted tapes of alternate axes[J]. CIESC Journal, 2014, 65(S1): 316-322. (in Chinese)

[6] RAHIMI M, SHABANIAN S R, ALSAIRAFI A A. Experimental and CFD studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube equipped with modified twisted tape inserts[J]. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2009, 48(3): 762-770.

[7] SAHA S K, DUTTA A, DHAL S K. Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44: 4211-4223.

[8] EIAMSA-ARD S, THIANPONG C, PROMVONGE P. Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2006, 33(10): 1225-1233.

[9] JAISANKAR S, RADHAKRISHNAN T K, SHEEBA K N. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristic of thermosyphon solar water heater system

- fitted with spacer at the trailing edge of twisted tapes[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29: 1224–1231.
- [10] CHANG S W, JAN Y J, LIOU J S. Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted tape [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2007, 46(5): 506–518.
- [11] 姬宜朋, 张沛, 王丽. Kenics 静态混合器的应用及研究进展[J]. 塑料科技, 2005(2): 38–41.
- JI Y P, ZHANG P, WANG L. Application and research progress of Kenics static mixer[J]. Plastics Science and Technology, 2005(2): 38–41. (in Chinese)
- [12] EIAMAS-ARD S, WONGCHAREE K, EIAMAS-ARD P, et al. Thermohydraulic investigation of turbulent flow through a round tube equipped with twisted tapes consisting of centre wings and alternate-axes[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(8): 1151–1161.
- [13] MANGLIK R M, BERGLES A E. Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: part I—Laminar flows[J]. Journal of Heat Transfer, 1993, 115(4): 881–889.

## Effect of twisted elements with alternating width on the heat transfer characteristics in a circular tube

WANG ZongYong    CHEN KeHao

(School of Energy and Power Engineering, Shenyang University of Chemical Technology, Shenyang 110142, China)

**Abstract:** The heat transfer characteristics of two twisted elements with alternating width have been studied using numerical simulation methods for Reynolds numbers in the range  $Re = 200 - 1\,800$ . The results show that, the alternating width of the twisted elements can significantly increase the Nusselt number  $Nu$  and the heat transfer performance evaluation factor  $\eta$ , which are, respectively, 2.2–5.2 times higher and 1.4–2.2 times higher than the corresponding values for a plain tube. The local Nusselt number of the heat transfer tube shows a variation of rapid fall, slow fall, rapid rise, slow fall and approximate invariance along the flow direction. The rate of increase of the local Nusselt number increases with the diameter ratio of the twisted element, however, the falling rate is not significantly dependent on the diameter ratio. The local Nusselt number reaches its maximum at a position near the mid-point of the twisted element behind the trailing edge of the front element, this can be used as the optimal gap of the spaced twisted element; Under the action of the narrow twisted element and twisted elements with opposite rotations, primary and secondary swirling flows are formed, the local streamline is inclined to the center, the radial flow is strengthened, and the heat transfer is enhanced.

**Key words:** twisted element; Nusselt number; resistance coefficient; heat transfer performance evaluation factor; local Nusselt number; diameter ratio

(责任编辑:吴万玲)