

研究简报

管内含螺旋纽带诱导的螺旋涡特性

刘 雯, 骆政园, 白博峰

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

关键词: 螺旋涡; 螺旋纽带; RSM; 欧拉模型; 旋流

DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2011.11.020

中图分类号: TK 172

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (2011) 11-3115-08

Helical vortices in circular pipe with twisted tape

LIU Wen, LUO Zhengyuan, BAI Bofeng

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, Shaanxi, China)

Abstract: Short twisted tape as a modified twisted tape can reduce pressure drop significantly, however, the secondary flow characteristics are unclear. To explore the features of flow induced by short twisted tape in a circular pipe, water in turbulent flow and gas-liquid two-phase flow for the short twisted tape in a pipe was numerically simulated with Fluent software. The effects of helical vortices on the flow and the effects of Reynolds number on helical vortices were investigated by RSM turbulence model and Euler multiphase model. The results showed that the secondary structure induced by the short twisted tape was two central symmetric helical vortices. Helical vortices affected significantly the main flow field. Helical vortices increased the tangential velocity near the pipe wall, while decreased the tangential velocity near the pipe center. Axial velocities near the pipe center and the wall were low, and two high axial velocity areas appeared away from the twisted tape. Reynolds number affected helical vortices, and the pitch of helical vortices decreased with increasing Reynolds number. In the gas-liquid two-phase flow, helical vortices remarkably affected liquid distribution, including droplets and liquid film in full pipe region, and liquid volume fraction was high in the helical vortices region while low far away from the helical vortices. The effects of helical vortices on gas-liquid two-phase flow were different from single phase flow. The axial velocity profile tended towards the parabolic shape of laminar flow, and gas axial velocity significantly increased compared to the smooth pipe. Liquid distribution was not located near helical vortices center.

Key words: helical vortices; twisted tape; RSM; Euler model; swirling flow

引 言

螺旋纽带广泛应用于换热器的强化换热中, 其结构简单、成本低且换热性能好^[1-2]。占据全管的长螺旋纽带结构在强化换热上的应用研究已有很长

的历史^[3-6]。目前, 人们正在积极尝试对长纽带结构进行改造^[7-8], 如开缝、打孔和间隔放置等。短螺旋纽带就是其中一种。与长纽带相比, 短螺旋纽带促使流体形成的是衰减性旋流, 能使压降大大降低, 而且纽带结构更简单。目前研究短螺旋纽带强

2011-01-11 收到初稿, 2011-08-02 收到修改稿。

联系人: 白博峰。第一作者: 刘雯 (1988—), 女, 硕士研究生。

Received date: 2011-01-11.

Corresponding author: Prof. BAI Bofeng, bfbai@mail.xjtu.edu.cn

化换热规律的工作较多^[9-12], 但对其引发的流场结构特点及影响参数等缺乏系统认识。Aidun 等^[13]实验研究了短螺旋纽带在圆管中引发的流场, 发现在纽带之后的圆管中心附近, 出现了与纽带旋向相反的流动。Radu 等^[14-15]同样对上述螺旋纽带结构引发的流场进行了研究, 对切向速度场进行了测量, 发现短螺旋纽带引发的流场可以视为两个同向旋转的螺旋涡叠加在主旋流上, 并运用数值模拟的方法对三维湍流场进行了研究, 但是采用的是层流模型, 并不适合用来描述实际的湍流湍动。

本文针对圆管内螺旋纽带在高 Reynolds 数时引发的单相及气液两相旋流场, 采用考虑各向异性的 RSM 模型及欧拉两相流模型分别描述单相湍流及气液两相流动, 得到了短螺旋纽带引发的单相流场中螺旋涡特性及 Reynolds 数对螺旋涡的影响等规律, 以及气液两相流中螺旋涡对气液相运动、气液分布及压力等的影响规律。

1 模型及方法

1.1 理论模型

首先假设单相及气液两相流动是稳定和不可压缩的等温流动; 气液两相流中液滴为大小均匀的球体, 运动过程中形状保持不变。

RNG $k-\epsilon$ 与 RSM 湍流模型常被用来描述三维旋流流动。RNG $k-\epsilon$ 是基于各向同性涡黏性假设的两方程模型, 没有考虑湍流各向异性的效应, 适用于高应变率及流线弯曲程度较大的流动。RSM 模型抛弃了 Boussinesq 假设, 可以考虑湍流各向异性的效应, 能够较好地预测复杂湍流, 可考虑旋流、曲率、壁面等影响。这两种湍流模型的详细描述及参数设置见文献 [16]。

本文采用欧拉两相流模型对气液两相流进行分析, 该模型将不同的相处理成互相贯穿的连续介质, 引入相体积率的概念, 对每一相分别建立动量和连续方程进行求解^[16]。本文的计算中, 相间动量交换系数计算模型取 symmetric 模型 (对称模型)。由于升力相对于阻力影响很小, 所以不考虑升力影响。液滴所受的虚拟质量力很小, 可以忽略。

1.2 数值方法

本文采用 Fluent 软件对短纽带在圆管中引发的流动进行数值模拟。图 1 为几何模型。螺旋纽带的长度为半个螺距 $H=60$ mm, 厚度 $\delta=3$ mm,

与圆管壁无间隙。圆管直径 $D=25.4$ mm, 全长 $L=18.50D$, 其中测量段长度 $L_1=15.75D$, 如图 1(a) 所示。采用 ICEM 对整个计算区域生成块结构化网格, 经过网格无关性检验后, 网格单元数为 1067879, 入口段、纽带区及测量段生成的六面体结构化网格数分别为 61674、225492、780713, 纽带区域的网格划分如图 1(b) 所示。在圆管壁及纽带表面附近进行局部加密以准确模拟近壁的运动, 底层网格纵向尺寸为 0.05 mm, 网格渐变率为 1.2, 如图 1(c) 所示。以纽带尾端面为基准面 ($z=0$), z 轴向右为正, x 轴与 y 轴相对于纽带的位置如图 1(c) 所示。

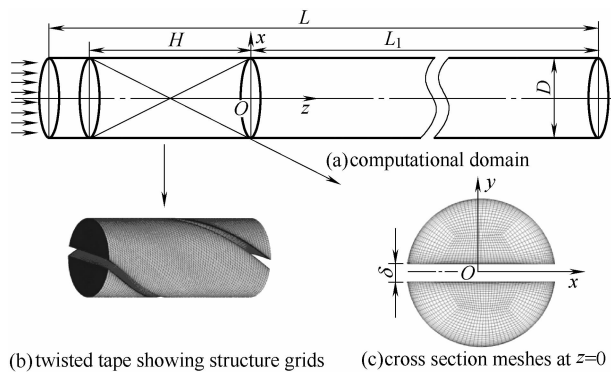


图 1 含螺旋纽带圆管的几何模型

Fig. 1 Geometry model of circular pipe with twisted tape (direction of arrows represents flow direction)

对于单相流动, 选取 RNG $k-\epsilon$ 和 RSM 两种湍流模型进行计算和对比。动量、湍动能和耗散率方程均采用二阶迎风插值格式, 压力及速度耦合采用 SIMPLE 算法。模拟工质为水。入口边界条件采用均匀速度入口边界, 入口平均速度 U_b 取定值, 入口湍流强度根据经验公式 $I=0.16Re^{-1/8}$ 计算^[16]。出口边界条件为充分发展边界条件。壁面边界采用无滑移边界条件, 对近壁区域用壁面函数近似处理。在单相湍流模型的基础上, 引入欧拉两相流模型描述空气/水两相流动。两相流的入口条件为: 给定气相和液相入口流速, 在进口截面处假定液滴或气泡均匀分布, 直径为 $10 \mu\text{m}$ 。

2 算例验证

采用本文与文献 [14] 的实验结果进行算例验证。圆管内径为 25.4 mm, 短纽带长为半个螺距 (60 mm), 入口平均速度 (U_b) 为 $3.03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。验证两相流动时, 空气入口体积率取 0.2。图 2 是单相流动时螺旋涡的螺距及切向速度与实验结果的

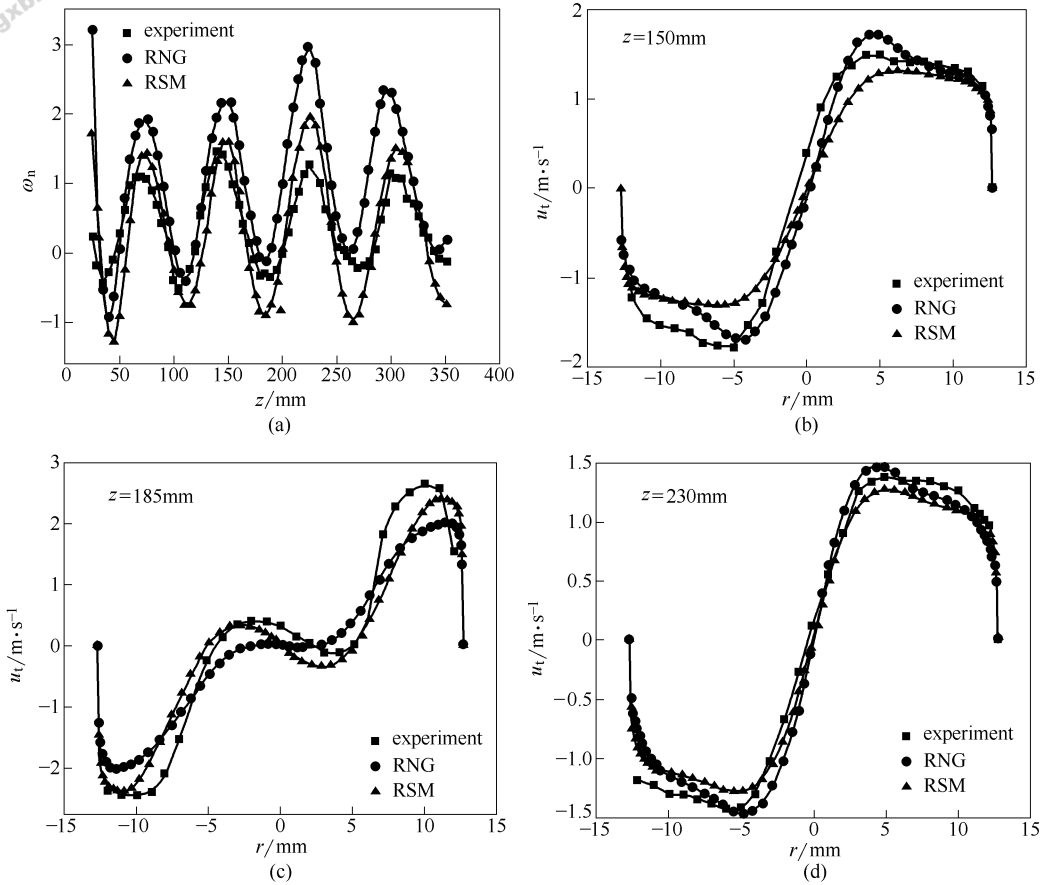


图 2 实验值与不同湍流模型结果对比

Fig. 2 Comparison of results of experiment and turbulence models

对比。螺旋涡的螺距通过圆管中心处量纲 1 角速度 $\omega_n^{[13]}$ 的变化来反映。

$$\omega_n = \frac{\omega_o D}{2U_b} \quad (1)$$

$$\omega_o = \lim_{r \rightarrow 0} \omega = \left. \frac{\partial u_t}{\partial r} \right|_{r=0} \quad (2)$$

其中， ω_o 是管中心处的角速度； u_t 是切向速度，计算过程中，本文取 y 方向直径上的切向速度。 ω_n 反映了管中心处的切向速度变化率，而螺旋涡会使管中心附近的切向速度发生变化，因此 ω_n 沿流动方向的变化能够反映螺旋涡的螺距。图 2(a) 反映了 ω_n 的分布。与 RNG $k-\epsilon$ 模型相比，RSM 模型在整个流动区域的计算结果与实验值吻合更好。RSM 模型和 RNG $k-\epsilon$ 模型在计算 ω_n 曲线的波峰时，如 $z=150$ mm 和 230 mm 处 [图 2(b)、(d)] 反映了主流切向速度，两个模型的计算结果没有显著差异；在 ω_n 曲线的波谷时，如 $z=185$ mm 处 [图 2(c)]，切向速度受螺旋涡影响显著，主要反映螺旋涡的切向速度，RSM 模型计算结果与实验更接近，更能捕捉螺旋涡的特征。因此选用 RSM 模型开展

后续数值研究。

在 RSM 湍流模型的基础上，引入欧拉两相流模型模拟气液两相流动。图 3 是计算结果与实验结果的对比。由图可知，气体在圆管中做螺旋向前运动，反映出两个螺旋涡的形态。计算结果与实验现象一致，说明本文所用模型可以很好模拟气液两相旋流场。

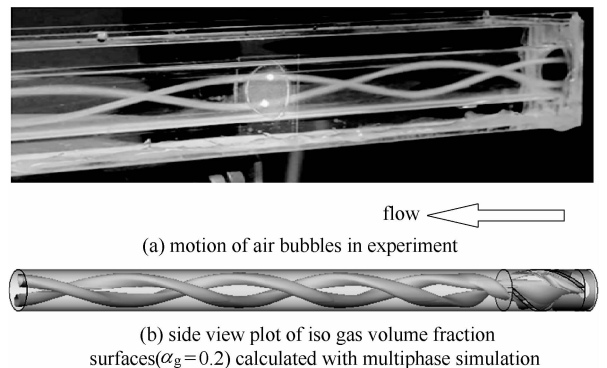


图 3 可视化实验结果与模型计算结果对比

Fig. 3 Comparison between air bubble visualization and calculated flow fields

3 单相流中螺旋涡特性

3.1 涡量场

图 4 中水平向右为 x 轴正向，垂直向上为 y 轴正向，本文二维云图的坐标系都是如此。图 4 为沿轴向不同截面处量纲 1 轴向涡量云图，反映了两个对称螺旋涡的存在，并且涡量逐渐由分散到集中，涡量的最大值由管壁向管中心移动。从图可以看出，由于纽带的分隔效应，流体在纽带两侧各自独立发展，在纽带出口附近，由于纽带尾部的扰流作用，涡量分散，且在离心力作用下，涡量的最大值靠近管壁（见 $z/D=0.98, 1.97$ ）；随着流动的发展，螺旋涡发展稳定，涡量更集中（ $z/D=3.94, 5.9, 7.87$ ），涡量最大值也逐渐由管壁附近向螺旋涡中心移动，之后圆管中一直保持此涡结构。流场中的涡量主要集中在螺旋涡区域。由图 4 可以看出，模拟得到两个螺旋涡呈对称分布，而实

验中两个螺旋涡中心线间的夹角为 155° 。

3.2 静压场

以 $z/D=8.86$ 处截面为例说明螺旋涡对流动的影响，因为该处对应 ω_n 曲线的波峰（图 2）， x 方向直径穿过两个螺旋涡的中心，通过对比 x 与 y 方向直径的物理量变化可以反映螺旋涡对流动的影响。图 5 是静压分布，可以看出螺旋涡的存在使低压中心发生变化，静压梯度随之改变。由图 5 (a) 的静压云图可以看出，如果不存在螺旋涡，则低压中心会在旋流的中心，现在由于螺旋涡的存在，低压中心处于螺旋涡的中心附近。图 5(b) 分别取 y 与 x 方向直径上的静压。从 x 方向直径上的静压可以看出，该曲线对称，压力最低点距圆管中心距离相等，最低压力值大小相等，说明这两个螺旋涡沿圆管中心对称分布，强度相当；对比两条静压曲线发现，螺旋涡使流场中的静压梯度显著增大。图 5(c) 是沿流向上低压中心的分布，可以看

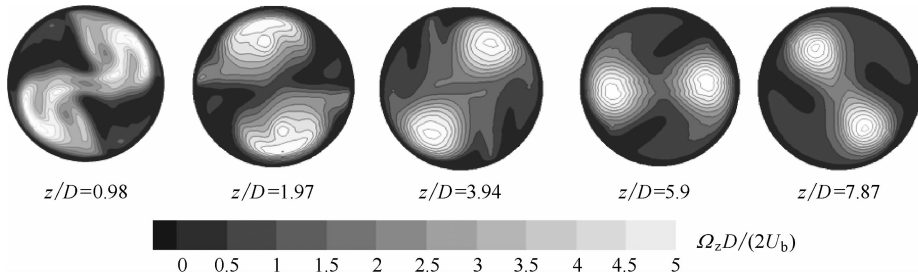


图 4 沿轴向不同截面处的量纲 1 轴向涡量
Fig. 4 Dimensionless vorticity of axial component at different streamwise position

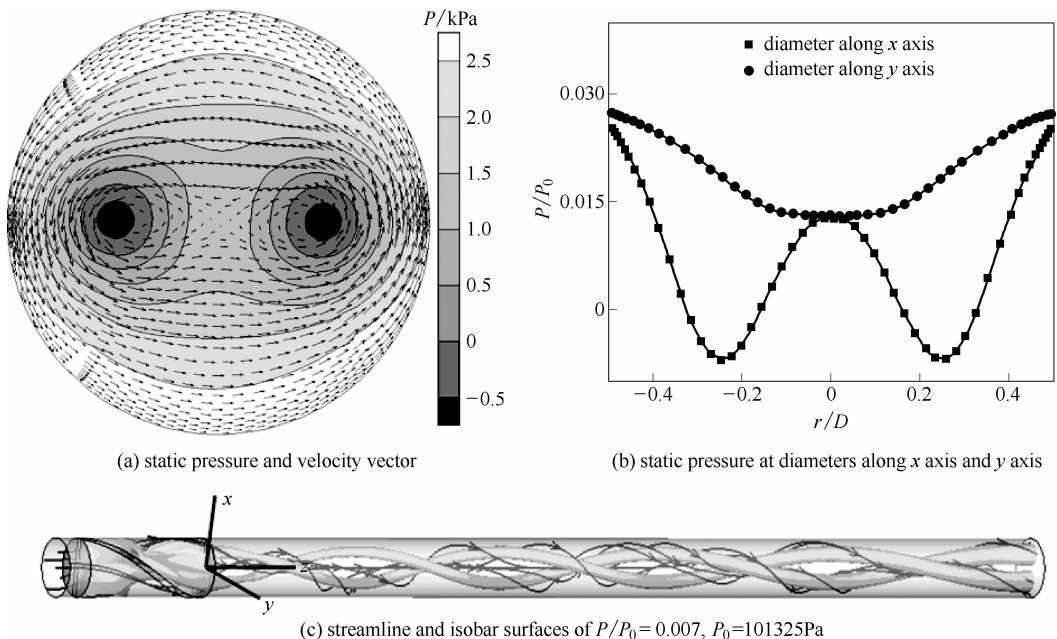
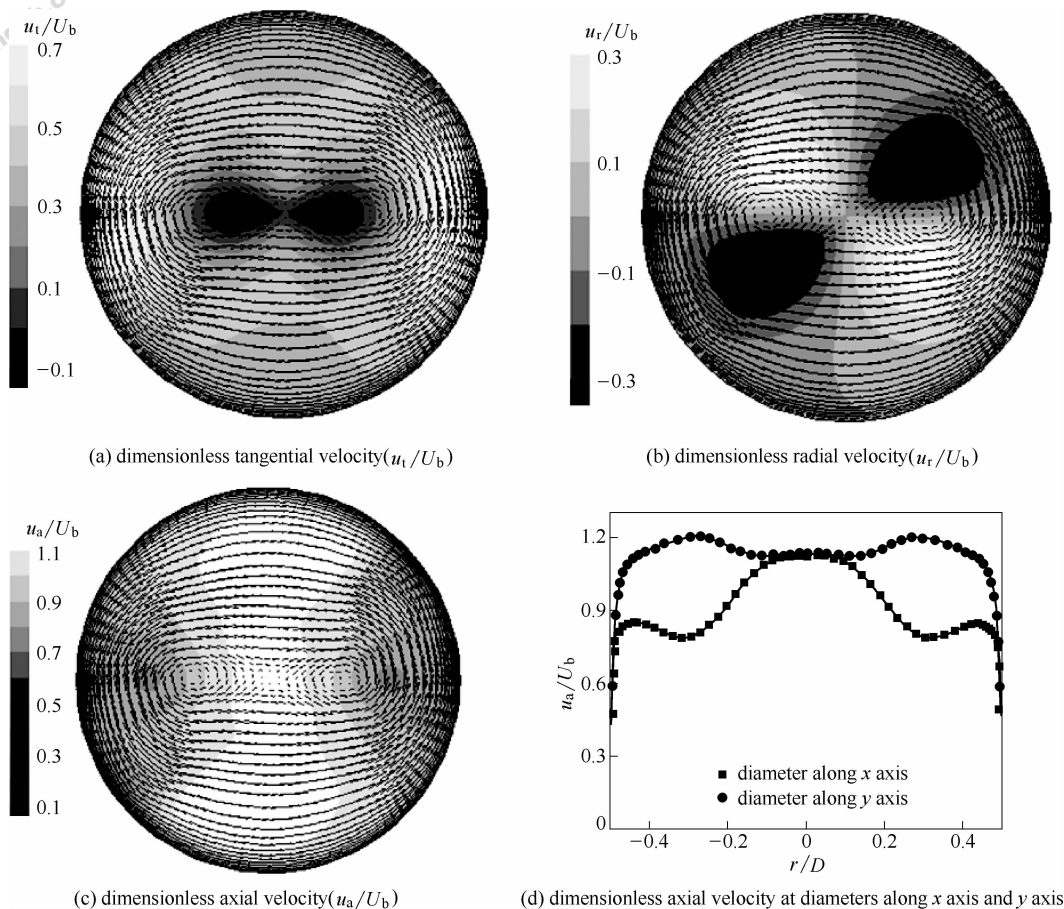


图 5 截面及轴向量纲 1 静压分布
Fig. 5 Static pressure field at $z/D=8.86$

图 6 $z/D=8.86$ 处速度分布Fig. 6 Velocity distribution at $z/D=8.86$

到，低压区沿流向呈螺旋形分布。这是因为低压中心位于螺旋涡的中心区域，低压中心的分布反映了螺旋涡的形态，呈现螺旋形分布。

3.3 速度场

图 6 是 $z/D=8.86$ 截面处螺旋涡对速度的影响。从图 6 可以看出，螺旋涡会对切向、径向及轴向速度产生显著影响。由图 6(a) 的云图可以看出，螺旋涡由于与主流旋向相同，在管壁附近与主流切向速度方向相同，使叠加后的切向速度增大；而在管中心附近区域的螺旋涡切向速度方向与主流切向速度方向相反，使叠加后的切向速度减小，甚至出现负值（表现为顺时针流动）。从切向速度的数值可以看出，切向速度达到了 U_b 的 0.7 倍，不可忽略。在螺旋涡的作用下，会产生复杂的径向运动，出现两个增大区及减小区，径向速度极值能达到 U_b 的 ± 0.35 倍，不可忽略 [图 6(b)]。图 6(c)、(d) 分别为轴向速度的云图和线图，结合这两个图可以看出，在两个螺旋涡中心附近，轴向速度最小（不考虑管壁）；靠近管壁一侧的螺旋涡区域，

相对于管中心一侧，轴向速度减小；在非螺旋涡区域出现两个高的轴向速度中心。

3.4 Reynolds 数对螺旋涡的影响

图 7 给出了 Reynolds 数 (1.0×10^5 、 8.9×10^4 、 7.7×10^4 、 5.1×10^4 和 2.5×10^4) 对螺旋涡的影响。从图 7(a) 可以看出，Reynolds 数越大， ω_n 的振幅越大、周期越小，螺旋涡螺距越小。图 7(b)、(c) 都取图 7(a) 中每条曲线的第三个波谷处进行分析 ($Re=1.0 \times 10^5$ ， 8.9×10^4 ， 7.7×10^4 曲线对应的轴向位置为 $z/D=7.28$ ； $Re=5.1 \times 10^4$ ， 2.5×10^4 分别对应 $z/D=7.68$ ， 8.27)。 ω_n 的振幅变化反映了管中心切向速度变化率的大小，从图 7(b) 中可以看出，随着 Reynolds 数的增加，切向速度的绝对值增大，管中心切向速度变化率也变大， ω_n 振幅变大。 ω_n 的周期受切向与轴向速度比的影响，比值越大，流体做一圈圆周运动所运动的轴向距离越小，周期越小。由图 7(c) 中可以看出，随着 Reynolds 数的增加，切向速度与轴向速度之比的绝对值增大， ω_n 的周期变小。

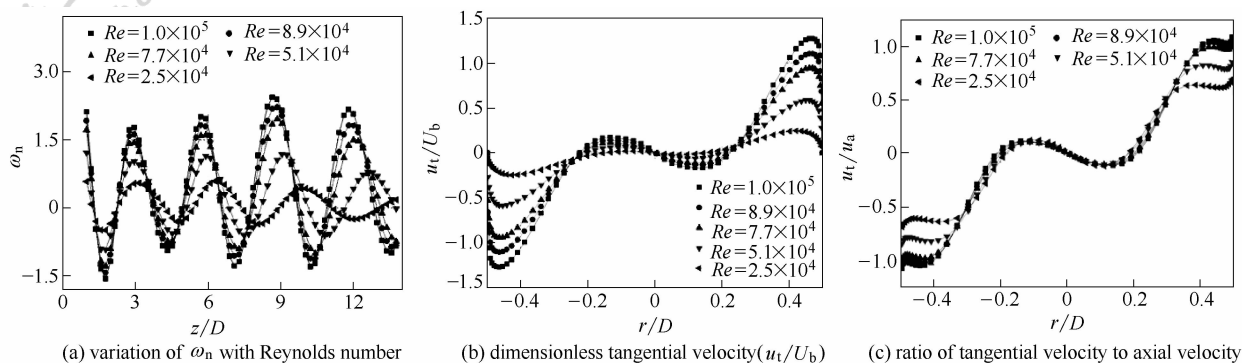


图 7 Reynolds 数对螺旋涡的影响

Fig. 7 Variation of ω_n and tangential velocity with Reynolds number

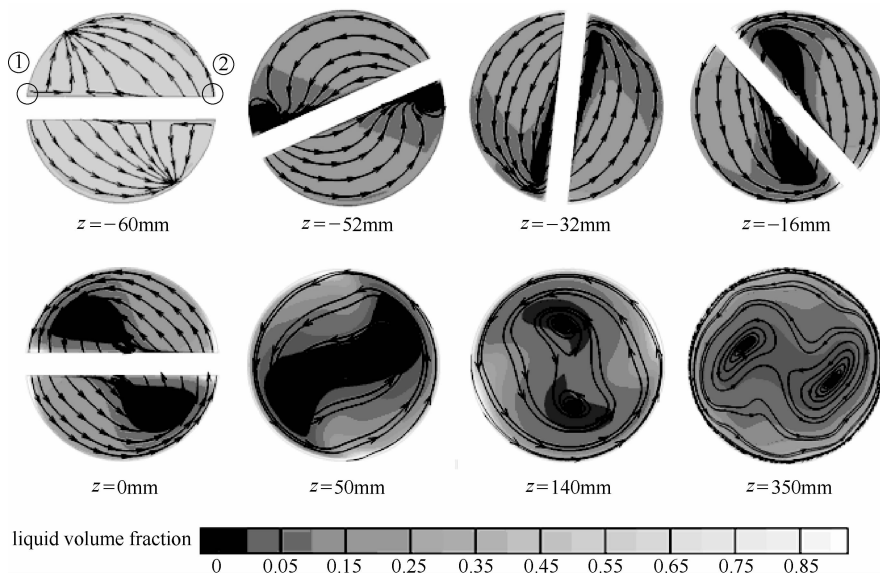


图 8 圆管内不同截面处气相流线图和液相体积率的变化

Fig. 8 Gas streamlines and liquid volume fraction at different streamwise positions in pipe

4 气液两相流中涡特性

以气液环雾状流动为例，给定气相和液相入口流速 U_b 都为 $6.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ，入口截面的液相体积率为 0.1，坐标系与单相流动相同。

4.1 涡运动及液相分布

图 8 是气相流线和液相体积率在圆管中的变化过程。涡的存在会使液膜及液滴分布不均匀。图中 $z = -60 \sim 0 \text{ mm}$ 反映了扭带区域中的流动过程。螺旋扭带分隔的上下两个半圆区间是对称的，可以仅分析上半区域，下半区域与上半区域相似。由于液相分布受涡的影响，先分析涡结构变化。从图中可以看出，在扭带入口附近，会因边界层分离，在尖角①处形成涡，根据角动量守恒，该涡的旋向与扭带旋向相反 ($z = -52 \text{ mm}$)，在主流切向速度的作用下，该涡逐渐衰减消失 ($z = -32 \text{ mm}$)，随着

流动的发展，形成了一个与扭带旋向相同的涡，该涡发展并保持稳定 ($z = -16 \sim 0 \text{ mm}$)。对于液相分布，液滴在入口分布均匀，出口处分布极不均匀，液滴集中在远离涡的区域，液膜在尖角处率先形成，但液膜厚度存在差异。在入口处，液滴均匀分布在气流中 ($z = -60 \text{ mm}$)，随着尖角①处反向旋转的涡的生成，在离心力的作用下，液滴被甩到远离涡的尖角②区域附近，尖角区是个流动死区，液滴在尖角②区逐渐堆积 ($z = -52 \sim -32 \text{ mm}$)。流动发展一段时间后，靠近尖角①区形成了一个与扭带旋向相同的涡，该涡逐渐发展并稳定，液滴集中在远离涡的尖角②区附近，在尖角①区，液相较少 ($z = -16 \text{ mm}$)。尖角区液膜在主流切向速度作用下，沿管壁周向延伸 ($z = 0 \text{ mm}$)。图中 $z = 50, 140, 350 \text{ mm}$ 截面反映了扭带之后圆管中流线及液相体积率变化。在主流切向速度的影响下，液滴

被甩向壁面，在管壁上形成连续均匀的液膜，而在涡的影响下，切向速度分布并不均匀，导致离心力沿周向分布不均匀，沿周向上被甩到壁面上形成液膜的液滴量并不一致，使得管壁上的液膜分布不均匀。

4.2 速度场

图 9 反映了纽带后直管中气相轴向速度分布。从图 9(a) 不同截面处 ($z=50, 140, 250, 350$ mm) 速度云图可以看出，轴向速度出现两个高速区，最后融合为一个，轴向速度衰减不大。纽带将流动区域分成两个单独的半圆管流动区间，流体在纽带两侧各自平行发展，形成对称的流场结构，在两个半圆管流动区间中心区域分别出现轴向速度的高速中心，在主流及螺旋涡提供的离心力作用下，该高速中心靠近管壁。随着流动的发展，切向速度逐渐衰减，离心力逐渐减小，气相的两个轴向速度高速中心逐渐向圆管中心移动，最终融合在一起。从图 9(b) 中同样可以看出，轴向速度两个高速中心向中心移动并融合成一个。在圆管后段，轴向速度分布类似于层流速度的抛物线形分布。因为在离心力作用下，流体根据密度大小被甩到不同区域，流动更加稳定有序，速度趋近于层流的速度分布。

图 9(c) 将纽带与光管出口处轴向速度做了对比。光管的气相轴向速度变化不大，只是在管壁附近急剧减小，而在纽带引发的气液两相旋流场中，圆管中心附近，气相轴向速度远高于直管，靠近圆管壁处，轴向速度比光管小。

4.3 静压场

图 10 是 $z=225$ mm ($z/D=8.86$) 截面处静压场与气相体积率的分布，该截面与 3.2 节分析单相静压场时取的轴向位置相同，便于比较环雾状流与单相流的静压场。从图 10(a) 可以看出，低压区并不处于螺旋涡中心附近。这与单相流场规律不同（低压区位于螺旋涡的中心附近，图 5）。在单相流动时，截面上的流体密度基本保持不变，离心力只与速度和坐标值有关，而与密度分布无关或关系不大，静压主要用来平衡离心力，这样静压在离心力小的地方（切向速度绝对值接近于零的区域）比较低，螺旋涡中心附近切向速度接近零，离心力小，此时低压区位于螺旋涡的中心附近；在气相为主的气液两相流中，液相体积率低，截面上的密度变化大，截面上的离心力分布不仅受速度和坐标值的影响，还受密度分布的影响，与离心力相平衡的静压也同时受密度的影响。

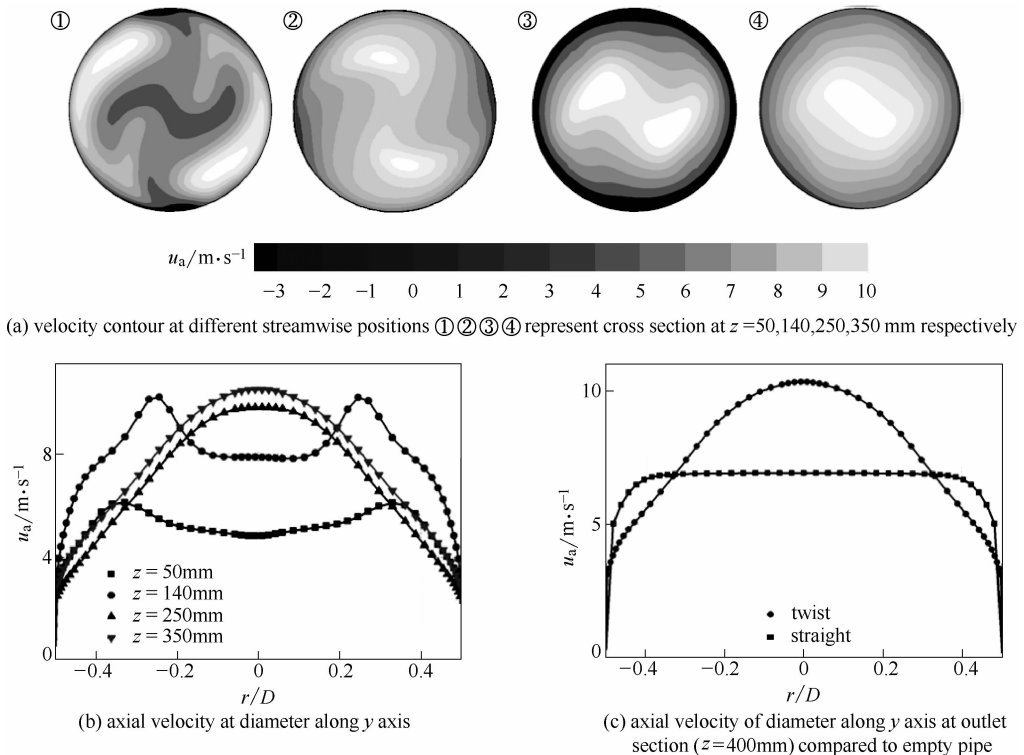


图 9 纽带后直管段气相轴向速度场

Fig. 9 Gas axial velocity field away from twisted tape in pipe

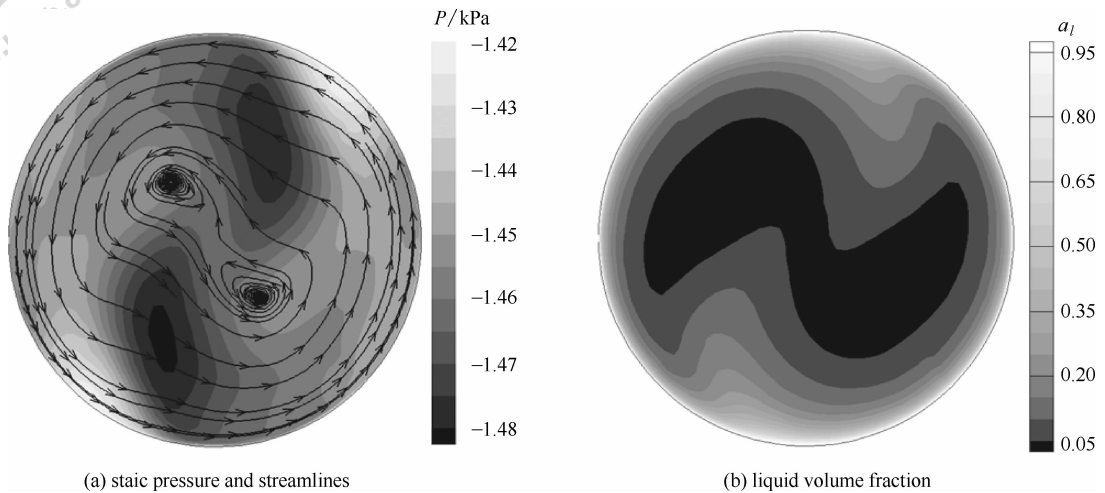


图 10 $z=250$ mm 截面处静压场与液相体积率

Fig. 10 Static pressure field and liquid volume fraction at $z=250$ mm

5 结 论

本文对比了 RNG $k-\epsilon$ 模型和 RSM 湍流模型,发现 RSM 模型更能捕捉螺旋涡的特点。在该模型的基础上,研究并得到了短螺旋扭带引发的单相及气液两相流动特点。

(1) 对于短螺旋扭带引发的单相流动,在短螺旋扭带后的流动区域,存在两个关于管中心对称的螺旋涡,螺旋涡中心区的静压很低,靠近管壁处切向速度增大,管中心附近切向速度减小;径向速度会出现两个高值区域和两个低值区域;螺旋涡中心附近的轴向速度最小,靠近管壁一侧的螺旋涡区域轴向速度较小,远离螺旋涡区域会出现两个高速度区。Reynolds 数会对螺旋涡产生影响,随着 Reynolds 数的增加,螺旋涡的螺距减小。

(2) 对于短螺旋扭带引发的气液两相环雾状流动,在涡的作用下,液相(液滴与液膜)会沿周向分布不均匀;气相轴向速度会出现两个峰值,之后融合为位于圆管中心处的单个峰值,流动后段趋于类似于层流抛物线形的速度分布,圆管中心气核速度远比光管高;静压分布受到离心力的影响,而离心力不仅与螺旋涡相关,还与截面上的密度分布密切相关。

References

[1] Abu-Khader M M. Further understanding of twisted tape effects as tube insert for heat transfer enhancement [J]. *Heat Mass Transfer*, 2006, **43**: 123-134
 [2] Manglik R M. Swirl flow heat transfer and pressure drop with twisted-tape inserts [J]. *Advances in Heat Transfer*, 2004, **36**: 183-265

[3] Date A W. Prediction of fully-developed flow in a tube containing a twisted-tape [J]. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 1974, **17**: 845-859
 [4] Seymour E V. Fluid flow through tubes containing twisted tapes [J]. *The Engineer*, 1966, **111** (5779): 634-642
 [5] Manglik R M, Ranganathan C. Visualization of swirl flows generated by twisted-tape inserts in circular tubes// *Proceedings of the 4th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics* [C]. Edzioni ETS, Pisa, Italy, 1997: 1631-1636
 [6] Lishan Y. Computational modeling of laminar swirl flows and heat transfer in circular tubes with twisted-tape inserts [D]. Cincinnati: University of Cincinnati, 2002
 [7] Chang S W, Yang T L, Liou J S. Heat transfer and pressure drop in a tube with broken twisted tape insert [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2007, **32**: 489-501
 [8] Chang 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**: 506-518
 [9] Klepper O H. Heat transfer performance of short twisted tapes [J]. *AIChE Symp. Ser.*, 1973, **69** (131): 87-93
 [10] Eiamsa-Ard S, Thianpong C, Eiamsa-Ard P, et al. Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2009, **36** (4): 365-371
 [11] Saha S K, Mallick D N. Heat transfer and pressure drop characteristics of laminar flow in rectangular and square plain ducts and ducts with twisted-tape inserts [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2005, **127** (9): 966-977
 [12] Saha S K, Dutta A. Thermohydraulic study of laminar swirl flow through a circular tube fitted with twisted tapes [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2001, **123** (3): 417-427
 [13] Aidun C K, Parsheh M. Spatially periodic reversing core in a twisted-fin generated swirling pipe flow [J]. *Physics of Fluids*, 2007, **19**: 1-4
 [14] Cazan R, Aidun C K. Experimental investigation of the swirling flow and the helical vortices induced by a twisted tape inside a circular pipe [J]. *Physics of Fluids*, 2009, **21**: 1-9
 [15] Radu C. Dynamics of swirling flows induced by twisted tapes in circular pipes [D]. Georgia: Georgia Institute of Technology, 2010
 [16] Pope S B. *Turbulent Flows* [M]. London: Cambridge University Press, 2000: 428-433