文章编号:1001-2060(2011)01-0041-07

螺旋管肉迪恩涡运动的数值模拟

湛含辉¹,朱 辉²

(1. 中国矿业大学 环测学院,江苏 徐州 221008; 2. 湖南工业大学 土木学院,湖南 株洲 412008)

摘 要: 从螺旋正交坐标系下的 Navier-Stocks 方程组出发, 利用 realizable $k - \varepsilon$ 湍流模型和 SIMPLEC 算法, 对直管和 多种不同几何尺寸的螺旋管内的流动进行了数值模拟, 研究 了螺旋管的扭率 τ 、管径与曲率半径比 r/R_e 、入口速度 v_i 以 及流体粘度对螺旋管内迪恩涡的影响。模拟结果表明: 扭率 和曲率比的变化会引起螺旋管内轴向速度、径向速度最大值 的偏移和速度大小的变化; 径向速度和全压在入口速度低于 约 0.8 m/s 时随入口速度递增; 流体粘度的提高引起径向速 度和全压的增大, 并有利于迪恩涡旋的形成。

关键词:螺旋管;迪恩涡;管内二次流动
 中图分类号:0357.1 文献标识码:A

引 言

管道流动的研究在许多工程应用中很受重视, 如换热器、化学反应器、引擎排气管、输油管道以及 流体输配管网等。由于直管几何边界的简单性,国 内外对直管内流动的研究已经比较深入,而对弯管 流动的研究长期停留在平面弯管或者盘管上,对螺 旋管内流动的研究更是在近年才引起学者的重视。

在一定条件下弯曲管道中存在着二次流,其产 生机理在于离心力所引起的管中心流体与边壁流体 的动量差^[1]。Eustice 与 Taylor 最先发现了弯曲管 道内二次流的存在^[2-4],此后,有学者利用实验法或 解析法也对弯管内的流动进行了研究。Dean 通过 求解 *N* - *S* 方程发现了弯曲管道内一种双涡旋结构 的典型二次流——迪恩涡^[5-6],并提出了衡量其强 度和形态的无量纲参数——迪恩数。Wang 在非正 交螺旋坐标系下利用摄动法求解了小曲率半径、低 扭率下层流状态下螺旋管流动问题^[7]。针对同一 问题,Germano 提出了螺旋正交坐标系并在正交坐 标下进行求解^[8],得出了螺旋正交坐标系下迪恩方 程组。章本照等人利用双参数摄动法研究了圆、椭 圆、环形截面螺旋管内的非定常流动^[9-11],得到了

收稿日期:2010-01-12; 修订日期:2010-05-27 基金项目:国家自然科学基金资助项目(20876037) 作者简介:湛含辉(1961-),男,湖南汨罗人,中国矿业大学教授,博士后.

问题的二阶、三阶摄动解,并分析了轴向速度、壁面 剪切力的特性。Lei Xue 通过求解 N - S 方程^[12],得 到了螺旋管内迪恩涡运动的 Galerkin 解。此外,还 有学者利用 LDV 法对螺旋管内的流动进行了 研究^[13-14]。

考虑螺旋管的几何特性,本研究利用 CFD 理论 在不同几何尺寸的螺旋管下从迪恩涡的影响因素出 发,分别就扭率、曲率比、入口速度、流体粘度对迪恩 涡涡场结构的影响进行了全面分析。螺旋管内迪恩 涡运动的研究,对于工程中螺旋管的设计有一定的 理论指导作用,使螺旋管内的对流、传热、传质等效 应达到最佳。

1 螺旋管内迪恩涡运动的数学描述

对于常曲率、常扭率的螺旋管,可采用螺旋正交 坐标系来建立模型。假设:(1)流体是不可压缩的 均匀牛顿流体;(2)流动充分发展;(3)轴向压力梯 度 $G=(-1/R_{c}) \cdot (\partial p/\partial s)$ 为常数。与平面弯管比 较,除了曲率外,螺旋盘管还需考虑扭率的影响。扭 率可以表示为:

 $\tau = p_s / (R_c^2 + p_s^2)$

式中: τ 一扭率; R_c 一螺旋管曲率半径,m; p_s 一螺旋管的斜度常数,用来衡量螺距 $S = 2\pi p_s$ 。



图1 螺旋管及其截面上的正交坐标系

2011 年

螺旋正交坐标系通过一个笛卡尔坐标系(x_1 , x_2 , x_3)来联合表达,如图1所示。螺旋正交坐标系 中s表示轴向,r为径向, θ 为圆周方向。坐标系中 任何给定的点X都可以由向量 \vec{x} 来表示: $\vec{x} = \vec{P}(s)$ $-rsin(\theta - \tau s) \cdot \vec{N}(s) + rcos(\theta - \tau s) \cdot \vec{B}(s)$ 。此处 \vec{T},\vec{N},\vec{B} 分别表示管轴曲线上给定某点的切向、法向 和副法线方向。螺旋正交坐标的公制可以表示为:

 $d\vec{x} \cdot d\vec{x} = (1 + krsin(\theta - \tau s))^2 ds^2 + dr^2 + rd\theta^2$ 此处 $ds \cdot dr \cdot d\theta$ 为轴向、径向和圆周上的无穷小增 量。由该公式描述可知,螺旋正交坐标系的标量因 子 h_s, h_r 和 h_θ 分别为:

 $h_s = 1 + kr sin(\theta - \tau s); h_r = 1; h_{\theta} = r$ 因此螺旋正交坐标系中,连续性方程可表示为:

$$\frac{\partial}{\partial s}(ru_{s}) + \frac{\partial}{\partial r}(h_{s}ru_{r}) + \frac{\partial}{\partial}(h_{s}u_{\theta}) = 0$$
(1)

不可压缩 Naivier-Stokes 方程组的无量纲形式 分别为:

s方向(轴向)动量方程:

$$(h_{s}u_{\theta}^{2}) - \frac{k\cos(\theta - \tau s)}{h_{s}}u_{s}^{2} - \frac{u_{r}u_{\theta}}{r} = -\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{1}{Re}\left\{\frac{1}{h_{s}}\frac{\partial}{\partial s} \times \left[\frac{h_{s}}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{u_{s}}{h_{s}}\right) + \frac{1}{h_{s}}\frac{\partial u_{\theta}}{\partial s}\right] + \frac{1}{h_{s}r}\frac{\partial}{\partial r}\left[h_{s}\left[\frac{\partial u_{r}}{\partial \theta} + r^{2}\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{u_{\theta}}{r}\right)\right]\right] + \frac{2}{h_{s}r^{2}}\frac{\partial}{\partial \theta}\left[h_{s}\left(\frac{\partial u_{\theta}}{\partial \theta} + u_{r}\right)\right] - \frac{2k\cos(\theta - \tau s)}{h_{s}^{2}}\left[\frac{\partial u_{s}}{\partial s} + k\sin\times\left(\theta - \tau s\right)u_{r} + k\cos(\theta - \tau s)u_{\theta}\right] + \left[\frac{1}{r^{2}}\frac{\partial u_{r}}{\partial \theta} + \frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{u_{\theta}}{r}\right)\right]\right\}$$

$$(4)$$

在数值模拟过程中,采用式(1) ~式(4) 作为迪 恩涡运动的控制方程组。

2 螺旋管内迪恩涡运动的数值模拟

2.1 模拟对象

模拟对象编号如表 1 所示,数值模拟针对相同 管径的直管(1号)、和螺旋管(2~8号)在不同的人 口速度和流体粘度下进行。数值模拟分为 4 部分: (1)在相同人口速度下,对直管(1号)与螺旋管(2 ~5号)内的流动进行数值模拟,分析螺旋管扭率 τ 对管内流动的影响;(2)在相同人口速度下,对直管 (1号)与螺旋管(2、6~8号)内的流动进行数值模 拟,分析螺旋管曲率比 r/R_c 对管内流动的影响;(3) 在不同人口速度下,对 2 号螺旋管内的流动进行模 拟,分析人口速度对流动的影响;(4)比较不同流体 粘度下 2 号螺旋管内的流动特性,分析流体粘度对 流场的影响。

表1 模拟对象参数

	d/mm	$R_{\rm c}/{ m mm}$	$r/R_{\rm c}$	au	S/mm
1号直管	19	+ ∞	0	0	0
2 号螺旋管	19	38	0.25	4	38
3号螺旋管	19	38	0.25	5.9	57
4 号螺旋管	19	38	0.25	7.6	76
5 号螺旋管	19	38	0.25	9	95
6号螺旋管	19	57	0.167	4	86
7 号螺旋管	19	76	0.125	4	162
8 号螺旋管	19	95	0.1	4	189

2.2 流动模型选择

由于迪恩涡存在着旋流流动特性,因此利用标 准 $k - \varepsilon$ 模型可能无法得到理想的计算结果。带旋 流修正的 Realizable $k - \varepsilon$ 模型不仅为湍流粘性增加 了一个公式,而且为耗散率增加了新的传输方程,使 得该模型对于旋转流动和二次流有很好的表现。带 旋流修正的 Realizable $k - \varepsilon$ 方程的湍动能传输方 程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_{j}}(\rho\varepsilon u_{j}) = \frac{\partial}{\partial x_{j}}\left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma_{\varepsilon}}\right) \cdot \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_{j}}\right] + \rho C$$

•
$$S_{\varepsilon} - \rho C_2 \cdot \frac{\varepsilon}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot C_{3\varepsilon} \cdot G_b + S_{\varepsilon}$$
 (6)

式中: G_k 一由层流速度梯度而产生的湍流动能; G_b 一由浮力而产生的湍流动能; Y_M 一由于在可压缩 湍流中,过渡的扩散产生的波动; $C_2 \ C_{1e}$ 一常量; $\sigma_k \ \sigma_e$ 一k 方程和 ε 方程的湍流普朗特数(Pr); $S_k \ S_e$ 一 源项,由用户自己定义。而 C_1 可计算为:

$$C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta+5}\right], \eta = S \cdot \frac{k}{\varepsilon}$$
(7)

上述方程的模型常量为: $C_1 = 1.44$; $C_2 = 1.9$; $\sigma_k = 1.0$; $\sigma_s = 1.2$ 。

2.3 网格划分及边界条件

为了保证流动的充分发展,在所有模拟对象前 加上 10 倍于管径长度的发展段。在对模型进行网 格化时,管截面采用四边形的结构网格,并在截面网 格的基础上利用 Cooper 生成六面体结构的体网格, 网格数量为 325 938。

数值模拟中采用了 3 类边界条件: 进口采用速 度入口边界; 出口采用自由出流边界条件; 管壁为壁 面边界。其中速度入口通过"边界法向"方式来指 定,并采用"湍流强度"和"水力直径"来描述湍流 (湍流强度的计算式为: *I* = 0. 16*Re*^{-0.125}; 水力直径等 于四倍截面积与湿周之比); 设定壁面边界为"静止 壁面"和"无滑移、无渗透壁面"。

2.4 求解方法

借助有限体积法对连续性方程式(1)和纳维斯 托克斯方程组式(2)和式(4)进行离散化。求解压 力-速度耦合方程时采用 SIMPLEC 算法,并设置 skewness 系数值为 1;对压力方程进行离散化时采 用 PRESTO 格式;在对动量方程进行离散化时,采用 二阶迎风格式;同时设定收敛标准为 10⁻⁴,并保持 松弛因子不变。

2.4 初始条件

根据 S. C. R. Dennis 与 Michael N G 的研究结 论^[15],弯管内牛顿流体的临界迪恩数约为 956,按 式 $De = 2r \cdot v_b v^{-1} \cdot (r/R_c)^{0.5}$ 计算临界迪恩数时的 临界速度,则不同的 r/R_c 值对应的临界速度为: $r/R_c = 0.25$ 时, $v \approx 0.1$ m/s; $r/R_c = 0.167$ 时, $v \approx$ 0.12 m/s; $r/R_c = 0.125$ 时, $v \approx 0.14$ m/s; $r/R_c = 0.1$ 时, $v \approx 0.16$ m/s。因此, 在模拟 1 与模拟 2 中以水 为流体介质($v = 10^{-6}$ m²/s), 选择主流速度 $v_b =$ 0.17 m/s(De = 1615), 保证各管(直管除外)中均形 成稳定的迪恩涡。

表 2 模拟 1 及模拟 2 选择的初始条件

	1号	2号	3号	4号	5号	6号	7号	8号
模拟1	$v_{\rm b}/{ m m}$ • s ⁻¹ 0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	—	—	_
模拟2	$v_{\rm b}$ /m • s ⁻¹ 0.17	0.17	_	_	—	0.17	0.17	0.17

在模拟3中以2号螺旋管为例,就入口流速对 螺旋管内流动的影响进行分析,速度分布如表3所 示。模拟4选择2号螺旋管进行数值模拟,以常温 水(v=10⁻⁶ m²/s)和乙二醇(v=8.4×10⁻⁶ m²/s) 作为流体介质,在模拟3的主流速度条件下进行数 值模拟,研究流体粘度对螺旋管内迪恩涡的影响。

表 3 模拟 3 及模拟 4 选择的初始条件

		2 号										
模拟3v _i ,	/m • s ⁻¹	0.04	0.08	0.12	0.15	0.21	0.32	0.42	0.58	0.74	0.8	1
模拟4	Re	760	1 520	2 280	2 850	4 000	6 000	8 000	11 000	14 000	15 200	19 000

3 模拟结果分析

3.1 螺旋管扭率 τ 对迪恩涡的影响分析

当入口速度 v_i = 0.17 m/s_sr/R_c = 0.25 时,对不 同扭率的螺旋管以及直管内流动进行了数值模拟。 通过监测各管出口处的流场结构,得到了出口处平 均轴向速度、平均径向速度与全压分布的变化图。

不同扭率 τ 的螺旋管出口截面上轴向速度的变 化如图 2 所示。由图可知:在水平方向上,与直管比 较,螺旋管出口截面处轴向速度的最大值更靠管外 侧,并且扭率越大则轴向速度最大值越小;在竖直方 向上,螺旋管的轴向速度变化趋势基本一致,但轴向 速度的最大值均低于直管。



-0.010

-0.012

图 3

-10 -8 -6

-4 -2 0 2 4 6 8

直径位置/mm

(b) 竖直方向(-表示管下侧;+表示管上侧)

出口截面上径向速度 u, 的变化



图4 出口截面上的全压分布

不同扭率的螺旋管出口截面平均径向速度的变 化如图 3 所示。由图可知:螺旋管内流动的平均径 向速度值比平均轴向速度值低一个数量级。在水平 方向上,螺旋管出口截面处平均径向速度的变化趋 势基本相同,但是随着扭率的增大,径向速度最大值 点逐渐向管外侧偏移;在竖直方向上,随着螺旋管扭 率的增大,管下侧平均径向速度逐渐减小、管上侧平 均径向速度逐渐增大,同时管内部平均径向速度为 零的点逐渐向下侧移动。或者说,随着螺旋管扭率 的不断增大,迪恩涡的对称性发生变化,上侧涡不断 变大,下侧涡不断减小直至蜕变为尾涡。

不同扭率的螺旋管出口截面上的全压变化情况 如图 4 所示:在水平方向上,直管的全压最大值出现 在管中心附近;螺旋管全压最大值出现向管外侧偏 移的现象,并且全压随着扭率的增大而增大;在竖直 方向上,直管的全压分布变化情况与水平方向近似, 但是螺旋管出口截面上全压变化幅度较小。

 3.2 管径与曲率半径比值 r/R_c 对迪恩涡的影响分析 当入口速度 v_i = 0.17 m/s_xτ = 4 时,对不同曲率
 比的螺旋管以及直管内流动进行了数值模拟。通过

10

监测各管出口处的流场结构,得到了流动出口处平均轴向速度、平均径向速度与全压的变化图。

不同曲率比的螺旋管出口截面上平均轴向速度 的变化如图 5 所示。由图可知:与直管比较,水平方 向上螺旋管出口处平均轴向速度最大值向管外侧偏 移,并且曲率比越大平均轴向速度的最大值越小;在 竖直方向上,螺旋管的平均轴向速度变化趋势与直 管基本一致,受曲率比的影响较小。



图5 出口截面上轴向速度 us 的变化

不同曲率比的螺旋管出口截面上平均径向速度 的变化情况如图 6 所示。由图可知,螺旋管内流动 的平均径向速度值比平均轴向速度值低一个数量 级。在水平方向上,直管的平均径向速度为零;螺旋 管的平均径向速度的最大值出现在管中心靠外的位 置,并且曲率比 r/R。越大则平均径向速度越大,当 r/R。= 0.25 时螺旋管出口截面上的平均径向速度 高于其它 3 组螺旋管。在竖直方向上,直管出口处 的径向速度均为零;而螺旋管的平均径向速率的随 着 r/R。的增大而增大,并且呈对称分布。即在一定 的扭率、不同的 r/R。值下,螺旋管内迪恩涡涡心位 置未发生偏移。

不同曲率比的螺旋管以及直管出口面上的全压

分布情况如图 7 所示。在水平方向,直管出口处全 压在径向上呈分层状,全压最大值出现在管中心位 置;螺旋管的全压最大值相等且随着曲率比的增大 逐渐向管外侧偏移。在竖直方向上,直管出口截面 处全压仍呈分层状,最大值出现在管中心处;4 种不 同曲率比的螺旋管出口截处全压分布呈相同的变化 趋势,但是曲率比的值越大全压的值越小。



图6 出口截面上径向速度 u_r 的变化

3.3 入口速度对迪恩涡的影响分析

在不同的人口速度下,2 号螺旋管出口截面上 径向速度最大值的变化情况如图 8 所示。由图可 知,在入口速度 v_i = 0.8 m/s 之前,径向速度随着入 口速度的增大而增大。但当入口速度 v_i 大于 0.8 m/s 后,径向速度的增大趋势逐渐平缓。对 2 号螺 旋管出口截面处径向速度最大值随入口流速的变化 曲线进行四阶多项式拟合,得到拟合曲线图 8,径向 速度与入口速度的拟合关系表示为:

 $v_r = 0.\ 0016\ + 0.\ 0367 v_i\ - 0.\ 035 v_i^2\ + 0.\ 0776 v_i^3\ - 0.\ 053 v_i^4$

另外,通过观测不同入口速度下2号螺旋管出 口截面上最大全压的变化情况,得到了最大全压随 入口速度的变化曲线,如图9所示。通过四阶多项 式拟合发现,拟合曲线与原曲线基本重合,最大全压 随主流速度的变化可以由下式来确定:

 $P = 0. \ 489 \ -7. \ 55v_i \ + \ 691. \ 57v_i^2 \ -73. \ 13v_i^3 \ +$ $34. \ 48v_i^4$





图8 出口径向速度最大值随主流速度的变化

3.4 流体粘度对迪恩涡的影响分析

为了研究流体粘度对螺旋管内迪恩涡的影响, 将流体介质类型分别定义为乙二醇和水,对比两种 流体下螺旋管内的流动特性。比较发现,低入口流 速下(*v*_i≤0.15)两种流体在螺旋管内的径向速度变 化较小,如图 10 所示。当流体为水时,入口速度大 于约0.2 m/s 后径向速度突然增大并平稳变化;当 流体为乙二醇时,入口速度大于约0.15 m/s 时径向 速度突然增大(大于以水为介质时的径向速度值) 并开始平稳变化。即流体粘度越高,径向速度增大 得越快,管内越容易形成迪恩涡。



图 10 不同粘度下截面最大径向速度的变化



图 11 不同粘度下最大截面全压的变化

通过比较不同入口速度下两种流体介质的截面最 大全压发现,两种流体在2号螺旋管内产生的截面最 大全压变化趋势相同,但以乙二醇为介质时截面最大 全压明显高于水所产生的最大全压,如图 11 所示。

4 结 论

通过对7种不同几何边界条件的螺旋管以及直 管在不同的条件下进行数值模拟,研究了螺旋管扭 率、曲率比、入口流速以及流体粘度对管内流场(迪 恩涡)的影响。得到结论如下:

(1)在水平方向上,随着扭率的增大,螺旋管出口截面上的平均轴向速度、径向速度以及全压的最大值均向管外侧偏移,但扭率越大,平均轴向速度越小、平均径向速度的最大值越靠近管外侧、全压值越大;在竖直方向上,螺旋管的轴向速度和全压变化趋势相同,即受扭率的影响较小,但随着扭率的增大,管下侧的平均径向速度逐渐变小、管上侧平均径向速度逐渐增大,并且径向速度为零的点随着扭率的增大逐渐向管下侧偏移。

(2) 在水平方向上,随着曲率比的增大,螺旋管 出口截面上的平均轴向速度、径向速度以及全压的 最大值均向管外侧偏移,但曲率比越大,平均轴向速 度越小、平均径向速度值越大、全压值越偏向管外 侧;在竖直方向上,螺旋管的轴向速度变化趋势相 同,受曲率比的影响较小。随着曲率比的增大,管上 下侧平均径向速度绝对值逐渐增大且径向速度为零 的点保持不变、全压值逐渐减小。

(3) 当 τ 和 r/R_c一定时,随着人口速度的不断 增大,截面最大径向速度与最大全压也不断增大,当 入口速度约大于 0.8 m/s 后径向速度增大速度开始 减缓。并且通过数据拟合得到了关于螺旋管出口截 面上最大径向速度、最大全压的关系式。

(4) 流体粘度越高,越有利于螺旋管内迪恩涡的形成,并且其截面最大径向速度也越高,但同时最

大全压也随之增大。

参考文献:

- [1] 湛含辉,成 浩,刘建文,等. 二次流原理[M]. 长沙:中南大 学出版社,2006.
- [2] JOHN EUSTICE. Flow of water in curved pipes [J]. Proceedings of the Royal Society of London: Series A, 1910, 84: 107 – 118.
- [3] JOHN EUSTICE. Experiments on stream-line motion in curved pipes
 [J]. Proceedings of Royal Society of London: Series A, 1911, 85: 119

 131.
- [4] TAYLOR G I. The criterion for turbulence in curved pipes [J]. Proceedings of the Royal Society of London: Series A, 1929, 124: 243 – 249.
- [5] DEAN W R. Note on the motion of fluid in a curved pipe [J]. Philosophical Magazine, 1927, 20: 208 - 223.
- [6] DEAN W R. Fluid motion in a curved channel [J]. Proceedings of the Royal Society of London: Series A, 1928, 121:402 – 420.
- [7] WANG C Y. On the low-reynolds-number flow in a helical pipe
 [J]. Fluid Mech, 1981, 108: 185 194.
- [8] GERMANO M. The dean equations extended to a helical pipe flow [J]. J Fluid Mech, 1989, 203, 289 - 305.
- [9] 章本照,马寨璞,苏霄燕.圆截面螺旋管道内非定常流动研究 [J].应用数学和力学,2003,24(5):519-528.
- [10] 章本照,张金锁,常华章.椭圆形截面螺旋管道内二次流动的 摄动解[J].空气动力学学报,2000,18(4):448-455.
- [11] 张金锁,章本照.环形截面螺旋管道内二次流动特性的研究 [J].力学学报,2001,33(2):183-194.
- [12] LEI XUE. Study on laminar flow in helical circular pipes with galerkin method [J]. Computers and Fluids, 2002, 32(1):113 – 129.
- [13] YU B, ZHENG B, LIN C X. Laser doppler anemometry measurements of laminar flow in helical pipes [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2003, 27(8): 855 865.
- [14] YAMAMOTO K, ARIBOWO A, HAYAMIZU Y. Visualization of the flow in a helical pipe [J]. Fluid Dynamics Research, 2002, 30(4):251-267.
- [15] DENNIS S C R, MICHAEL N G. Dual solutions for steady laminar-flow through a curved tube [J]. The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, 1982, 35(3): 305 – 324.

(编辑 陈 滨)

☆国外新技术信息;

综合使用可再生能源的能量转换装置(2011-X003)

本项目提出了一种综合使用可再生能源的能量转换装置。太阳能预先转化为电能,风能(海洋能、生物 质能、地热能等)预先转化为机械能,如果把这两种能量输入到新型能量转换装置中,在出口获得的是两个 能量总和(电能)。这是一种用于非传统能源系统新型结构的二维电机。本项目给出了综合使用能量转换 装置的合理结构、工作原理及其相关理论基础,拥有两项俄罗斯发明专利。已经研制出小功率综合使用可再 生能源的能量转换装置样机,可模拟同时使用太阳能和风能进行发电。 国标板管间隙对流动与传热的细观影响研究 = Study of the Microscopic Influence of the Tubesheet/Tube Clearance Stipulated by the National Standard on the Flow and Heat Transfer in a Shell and Tube Heat Exchanger [刊,汉] DONG Qi-wu, OUYANG Ke, LIU Min-shan, et al (Henan Provincial Key Laboratory on Process Heat Transfer and Energy Savings, Zhengzhou University, Zhengzhou, China, Post Code: 450002) // Jour-nal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1). - 36~40

To study the microscopic influence of the tubesheet/tube clearance stipulated by the national standard on the flow and heat transfer in a shell and tube heat exchanger, a periodic model for the shell side in the shell and tube heat exchanger was established by using software CFD and a numerical calculation was conducted. Analytic results show that when the tubesheet/tube clearance is less than and equals to the maximum clearance of 0.35 mm stipulated by the national standard for Grade I tube bundles, the scope influenced by the leakage flow from the clearance is very small. The flow of the fluid between the baffle plates approximates to an ideal transverse flow, thus a good heat transfer effectiveness can result. When the clearance under discussion is greater than and equals to the maximum clearance of 0.5 mm stipulated by the national standard for Grade II tube bundles, the vortex intensity caused by the leakage flow will become bigger and the flow of fluid between the baffle plates approximates to a longitudinal flow. As a result, the overall heat transfer performance of the heat exchange performance. The distance between the section at the back of the baffle plates, which has the worst heat exchange performance. The distance between the section and the baffle plates will increase with an increase of the Reynolds number and clearance. **Key words:** tubesheet/tube clearance, numerical simulation, heat transfer performance, leakage flow from a clearance

螺旋管内迪恩涡运动的数值模拟 = Numerical Simulation of the Dean Vortex Movement in a Spiral Tube [刊,汉]ZHAN Han-hui (College of Environmental Monitoring, Mining Industry University of China, Xuzhou, China, Post Code: 221116), ZHU Hui (College of Civil Works, Hunan University of Technology, Zhuzhou, China, Post Code: 412008) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2011, 26(1). – 41 ~ 47

Proceeding from the Navier-Stocks equation group under a helical orthogonal coordinate system and making use of Realizable $k - \varepsilon$ turbulent flow model and Simplec algorithm, a numerical simulation was performed of the flow in a straight tube and a spiral tube with different geometrical dimensions. The influence of the twisting rate τ , the ratio of the tube diameter and the curvature radius r/R, inlet speed v_i and the fluid viscosity on the Dean vortices in the spiral tube was studied comprehensively. The simulation results show that the change in the ratio of twisting rate and curvature may cause an offset in the maximum values of both axial and radial speed in the spiral tube and a change in the magnitude of the speeds. When the inlet speed is less than about 0.8 m/s, the radial speed and total pressure will ascend with an increase of the inlet speed. The enhancement of the fluid viscosity will cause an increase of the radial speed and total pressure and will be conducive to the formation of Dean vortexes. **Key words**: spiral tube, Dean vortex, numerical simulation

内表面烧结型多孔管的流动沸腾换热 = Flow Boiling-based Heat Exchange in an Inner Surface Sintering Type Perforated Tube [刊,汉] HAN Kun, LIU A-long, PENG Dong-hui, et al (Chemical Engineering and E-quipment Research Institute, Shanghai Academy of Chemical Industry, Shanghai, China, Post Code: 200062) //