

基于雷诺应力模型的脱油旋流器流场特性研究

赵立新¹, 崔福义¹, 蒋明虎², 朱宝军²

(1 哈尔滨工业大学 市政环境工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150090;

2 大庆石油学院 机械科学与工程学院, 黑龙江 大庆 163318)

摘要:采用雷诺应力模型(RSM)对油水分离用水力旋流器进行了数值模拟,模拟出了循环流和短路流现象,得到了内部流场的轴向速度、径向速度和切向速度的分布规律;模拟结果与实验结果吻合较好,说明该湍流模型和计算方法的选取是正确的;另外,针对油相体积分数为 2%,油滴粒径为 40 μm 的混合介质进行分析,得出了油水二相的体积分数分布。在旋流器的轴心处油相体积分数最大,最大处混合介质中含油体积分数高达 98.9%;在壁面附近体积分数很小,说明该水力旋流器的分离效果较好。通过数值模拟为进一步研究水力旋流器内部流场的分布和结构优化设计奠定了基础。

关键词:雷诺应力模型;液液水力旋流器;流场;数值模拟

中图分类号: TQ 028.46

文献标识码: A

文章编号: 1005-9954(2007)05-0032-04

Study on the characteristics of flow field inside de-oiling hydrocyclone based on Reynolds stress model

ZHAO Lixin¹, CUI Fuyi¹, JIANG Minghu², Zhu Baojun²

(1. School of Municipal and Environmental Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150090, Heilongjiang Province, China; 2. Mechanical Science and Engineering College, Daqing Petroleum Institute, Daqing 163318, Heilongjiang Province, China)

Abstract: The numerical simulation of the de-oiling hydrocyclone based on Reynolds stress model (RSM) was carried out. The phenomenon of re-circulation flow and short-circuit flow was simulated, and the distribution rules of axial velocity, radial velocity and tangential velocity of the flow field inside hydrocyclone were obtained. The simulation results are in accordance with the experimental data, which proves the correctness of turbulence model and computational method. Moreover, focusing on the mixed medium of volume fraction 2% and oil droplet particle size 40 μm , the volume fraction distribution of oily-water was analyzed. The biggest oil phase volume fraction locates at the center of the hydrocyclone, which contains the volume fraction as high as 98.9%; while the volume fraction is very small near the wall surface, which indicates that the separation effect of the hydrocyclone is satisfied. The numerical simulation can provide a foundation for further study of flow field distribution and structural optimization design of hydrocyclones.

Key words: Reynolds stress model; liquid-liquid hydrocyclone; flow field; numerical simulation

油水分离用水力旋流器是利用油水二相液体间的密度差,通过离心力的作用而实现油水分离的设备^[1]。目前应用较广的湍流模型主要有标准 $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型和雷诺应力模型(RSM)。标准 $k-\epsilon$ 模型是基于各向同性的湍流模型,其对旋流器流场的模拟结果误差较大^[2]。RNG $k-\epsilon$ 模型虽较标准

$k-\epsilon$ 模型有所改进,但仍然存在较大缺陷。要在更大程度上改善对旋流器中强旋湍流的预报结果,应采用基于各向异性湍流的代数应力模型或雷诺应力模型^[3]。RSM模型是基于各向异性的湍流模型,此外,雷诺应力输运方程具有更强的描述复杂湍流的能力。考虑到水力旋流器内部为强旋流动,具有各

基金项目:中国博士后基金资助项目(2005038194);黑龙江省博士后基金资助项目(LBH-Z05121);黑龙江省教育厅科学技术研究资助项目(10551016)

作者简介:赵立新(1972—),男,博士,哈尔滨工业大学土木工程流动站博士后研究人员,大庆石油学院副教授,主要从事旋流分离、水处理技术及流体机械研究, E-mail: lxzhao@hit.edu.cn

向异性的特点,故本文选用雷诺应力模型。

1 控制方程

所研究的水力旋流器为脱油型,油含量很低,是离散在水中的。本研究入口处油相体积分数为2%,因此在建立动量方程和雷诺应力方程时按单相流做了简化。

1.1 基本方程

对于稳态、等温的不可压缩流动,其连续性方程为

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程为

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right), \quad (2)$$

$$i, j = 1, 2, 3$$

式中, x_1, x_2, x_3 为笛卡尔坐标分量, u_1, u_2, u_3 为时均速度分量, p 为时均压力, ρ 为流体密度, μ 为分子粘度, $\overline{u_i u_j}$ 是由湍流模型确定的未知雷诺分量。

1.2 雷诺应力输运方程模型

经量纲分析,整理后的雷诺应力方程为

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u_i u_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u_i u_j}) = D_{ij} + p_{ij} + \phi_{ij} + \varepsilon_{ij} \quad (3)$$

式中,左端二项分别为应力随时间的变化率和对流项,右端 p_{ij} 为剪力产生项,可以忽略,其余三项分别为分子粘性扩散项, x_k 为笛卡尔坐标分量, u_k 为速度时均速度分量。

$$D_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \right), \quad (4)$$

式中, μ_t 为湍动粘度。

压力应变项

$$\phi_{ij} = - C_1 \rho \frac{\varepsilon}{k} \left(\overline{u_i u_j} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) - C_2 \left(p_{ij} - \frac{2}{3} p \delta_{ij} \right) \quad (5)$$

式中, C_1 和 C_2 为模型常数; k 为湍动能。

粘性耗散项

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \rho \varepsilon \delta_{ij} \quad (6)$$

式中, ε 为湍能耗散率, δ_{ij} 为 Kronecker 符号,这样就形成了封闭的雷诺应力方程组。

2 介质物性参数、模型及数值解法

2.1 介质物性参数

进行模拟计算时使用介质的物性参数包括:水的密度 ρ 为 $9.982 \times 10^2 \text{ kg/m}^3$, 水的运动粘度 μ_w 为

$1.003 \times 10^{-3} \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}$; 油的密度 ρ 为 $8.89 \times 10^2 \text{ kg/m}^3$, 油的运动粘度 μ_o 为 $1.06 \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}$ 。

2.2 模型简化及网格划分

本文所选用水力旋流器的主直径 ($2R$, 即大锥段与小锥段之间的截面直径) 为 24 mm , 旋流器的结构如图 1 所示。

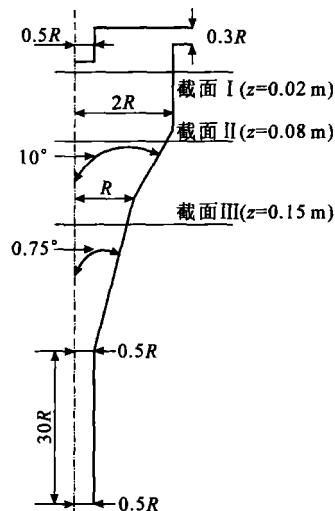


图 1 水力旋流器结构示意图

Fig 1 Sketch of the hydrocyclone structure

考虑到溢流管有一定的伸入长度和网格划分的可行性,将溢流管所形成的体从旋流器所形成的体中减掉;同时为减少计算网格数量,把对流场影响较小的尾管段忽略不计。由于旋流器结构不规则,采用贴体坐标划分网格,分区域生成非结构化网格。

2.3 数值解法

基于有限体积法,将控制方程转换为可以用数值方法求解的代数方程;方程的离散对流项采用二阶迎风差分格式,扩散项采用中心差分格式;压力-速度耦合采用 SIMPLE 算法,压力插值格式为 PRESTO! 格式。

3 边界条件

入口边界: 油水二相流体均匀混合,在入口处垂直边界流入。入口速度 v_{in} 和湍流参数为: $v_{in} = q_{in} / A_{in}$, $K_{in} = (0.12 v_{in})^2$, $\varepsilon_{in} = (C_\mu^{3/4} K_{in}^{3/2}) / (0.007 D_e)$ 。其中, C_μ 为经验常数。设入口体积流量 $q_{in} = 4 \text{ m}^3/\text{h}$, 入口横截面积 $A_{in} = 6 \times 10^{-5} \text{ m}^2$, K_{in} 为入口处湍动能, ε_{in} 为入口处湍动能耗散率, D_e 为入口当量直径,与 A_{in} 相关, $C_\mu = 0.09$ 。

底流出口边界: 底流出口按充分发展处理,各流动参数的法向梯度为 0。

溢流出口边界:溢流速度 v_0 和湍流参数为:
 $v_0 = 4q_0 / (\pi d_0^2)$, $K_0 = (0.12 v_0)^2$, $\varepsilon_0 = (C_\mu^{3/4} K_0^{3/2}) / (0.007 d_0)$ 。其中, k_0 为溢流口湍动能, ε_0 为溢流口湍动能耗散率, q_0 为溢流口流量, d_0 为溢流口直径。

固壁边界:固壁边界按无滑移边界条件处理。

4 模拟结果及分析

以下分析所选用的截面如图 1 中所示, 图例中 $z = 0.02\text{ m}$ (截面距旋流器顶部的距离) 表示截面 , $z = 0.08\text{ m}$ 表示截面 , $z = 0.15\text{ m}$ 表示截面 。

4.1 轴向速度分布

图 2 所示为过旋流器中心轴线的纵向剖面上轴向速度矢量局部放大图。由图可以看出, 旋流器的轴向速度具有明显的零轴向速度包络面 (LZ/V), 对双锥体液液水力旋流器来说, 它是一个柱锥联合面^[4], 并以该包络面为界将流场分成内、外 2 个旋流区。在内旋流区的轴向速度指向溢流口, 并随半径的减小, 轴向速度增大, 在中心线附近达到最大值。在外旋流区, 旋流器器壁附近流体的轴向速度达到最大值, 随着半径减小, 轴向速度亦减小。由图 2 还可以看出, 旋流器内部流场的轴对称性较好, 紊流现象不明显, 这是由于该旋流器为双入口形式, 使不对称性有了较大的缓解^[1]。

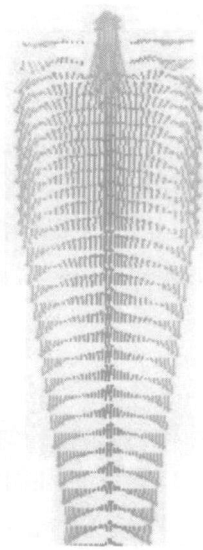


图 2 轴向速度矢量

Fig 2 Axial velocity vector

图 3 给出了水力旋流器内旋流腔 ()、大锥段 () 和小锥段 () 中 3 个截面的轴向速度模拟值分布情况。

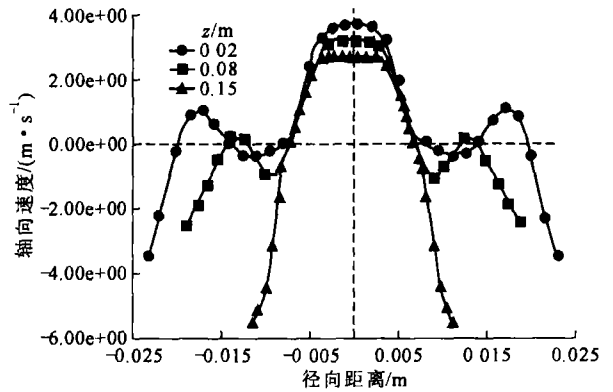


图 3 各截面轴向速度

Fig 3 Axial velocity distribution of different sections

结合图 2 和图 3, 在截面 , 上, 中心轴两侧的轴向速度又分别 2 次改变方向, 并且经过轴向速度等于 0 的点, 说明该区域局部存在循环流。有循环流的空间往往无内迁流的发生^[5], 故旋流腔和大锥段不是分离的主要区段; 在截面 上, 中心轴两侧轴向速度各有一个为 0 的点, 即零轴速包络面上的点, 两点外部轴向速度为负, 说明在该区域流体向下流动; 两点内部轴向速度为正, 说明该区域流体向上流动。总体来看, 越靠近下游, 内旋流向上流动的速度越小, 外旋流向下流动的速度则越大, 到了尾管段几乎全是向下流动的流体。

4.2 切向速度分布

图 4 给出了数值模拟所得到的水力旋流器内 , , 3 个截面的切向速度分布曲线。

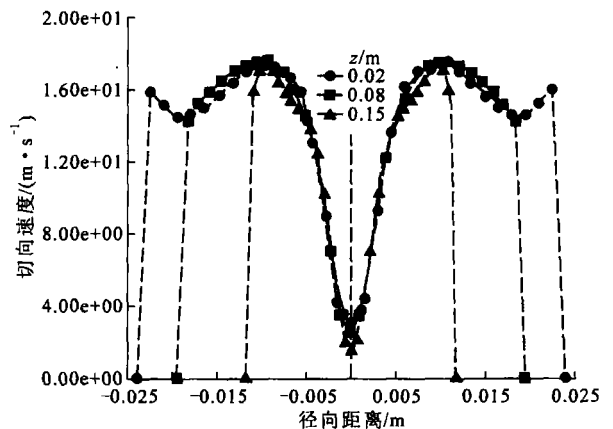


图 4 各截面切向速度

Fig 4 Tangential velocity of different sections

从图 4 中可以看出, 切向速度是周向对称的; 从边界开始随半径的减小速度逐渐增大, 达到最大切向速度点后, 开始随着半径的减小, 切向速度逐渐减小, 在轴心处降至最低。文献 [6] 中给出了中心点

处切向速度为 0 的结论,本文数值模拟时并未得到中心的零切向速度点,表明数值模拟结果与实验测量之间存在一定误差。最大切向速度轨迹点也基本在一个圆柱面内,这与文献 [6] 得出的结论一致。由截面 可以看出,在旋流器入口附近的切向速度分布中出现了双峰现象,这是由于入口液流的干扰及循环流造成的屏蔽现象等原因所致。

4.3 径向速度分布

图 5 给出了 , , 3 个截面的径向速度分布。

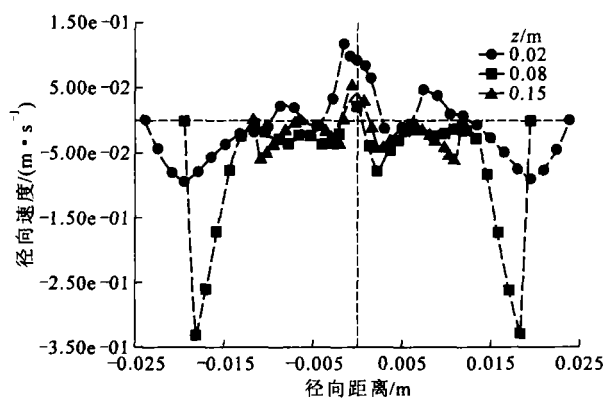


图 5 各截面径向速度

Fig 5 Radial velocity of different sections

整体上来说,旋流器内径向速度值较小,其绝对值随着半径的减小而增大,在轴心附近达到最大。虽然该模型大致模拟出了径向速度的基本变化趋势,但在旋流器器壁和轴心附近误差较大,未得出轴心附近径向速度为 0 的结论,这与建立数学模型时所做的假设有关。

径向速度是 3 个速度分量中数量级最小的,因此也是最难测定的。径向速度场分布是关系到旋流分离的一项重要因素,对于从机理上分析水力旋流器的分离过程,进一步优化水力旋流器的几何结构,逐步提高水力旋流器的分离效率具有深远意义。

4.4 各相体积分数分布

在模拟油水二相分离时,油滴粒径设为 $40\text{ }\mu\text{m}$,得到了油水二相的体积分数分布云图,图 6 为入口附近与小锥段尾端的油相体积分数局部放大图。可见,油相在轴心处体积分数最大,最大处混合液中含油体积分数高达 98.9%,在壁面处几乎为 0,轴心处有油核存在,这说明分离效果较好;在接近小锥段的末端,油核消失,说明直尾管不起分离作用,只起到稳定流场的作用。应当认识到,模拟分析结果与实测结果总会存在一些差异,只是差异多少的问题。但无论如

何,从一定意义上来说,模拟分析结果为旋流器的结构优化设计和流场分析都提供了很好的借鉴。

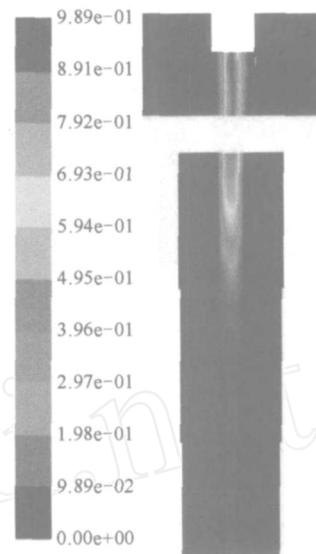


图 6 油相体积分数分布云图

Fig 6 Distribution sketch of oil phase volume fraction

5 结论

通过采用雷诺应力模型,以 SMPLE 算法为基础,对油水分离用旋流器的流场进行三维数值模拟和分析,发现切向速度和轴向速度的模拟结果与以往实验结果在定性分析上是基本一致的,从而验证了该湍流模型和数值计算方法的选取是合适的。所建立的数学模型可实现对径向速度分布规律的模拟,为进一步研究水力旋流器特征参数对分离效率的影响和结构优化奠定了基础。

参考文献:

- [1] 蒋明虎,赵立新,李枫,等. 旋流分离技术 [M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社, 2000
- [2] 陆耀军,周力行,沈熊. 液-液旋流分离管中强旋湍流的 $k-\epsilon$ 数值模拟 [J]. 计算力学报, 2000, 17 (3): 267—272
- [3] 陆耀军,周力行,沈熊. 液-液旋流分离管中强旋湍流的 RNG $k-\epsilon$ 数值模拟 [J]. 水动力学研究与进展, 1999, 14 (3): 325—333
- [4] 蒋明虎,王尊策,李枫,等. 旋流器轴向速度分布规律——液-液水力旋流器速度场研究之三 [J]. 石油机械, 1999, 27 (3): 17—19
- [5] 庞学诗. 水力旋流器工艺计算 [M]. 中国石化出版社, 1997.
- [6] 蒋明虎,王尊策,赵立新,等. 旋流器切向速度测试与分布规律分析——液-液水力旋流器速度场研究之一 [J]. 石油机械, 1999, 27 (1): 20—23