

# CFD Study of the Swirling Turbulent Flow in a Hydrocyclone

Yunlong Liu, Lingying Ni, Jie Kou, Shuchu Feng

Dept. of Civil Engineering, University of Petroleum, Dongying, China 257062

The flow field in a hydrocyclone has been studied by means of CFD method, through the comparison of the numerical results with that of the experiment as well as the benchmark cases, it is found that the anisotropic turbulent model can predict the swirling turbulent flow in a hydrocyclone. After the analysis of the flow field, pressure field and the swirling number, it is revealed that the pressure gradient, which is the driving force of the radius velocity, is generated by the swirling velocity. The influence of configuration parameter of the hydrocyclone on the flow field has been analyzed, and it is proposed that the length of a hydrocyclone can be determined according to the pressure gradient in the pipe center along the axis, which provided guidance for the design of the hydrocyclone.

**Key Words:** separation, hydrocyclone, flow field, pressure, crude oil, CFD

## 旋流器内旋流湍流流场数值研究\*

刘云龙\*, 倪玲英, 寇杰, 冯淑初

(\* 石油大学建筑工程系, 山东东营 257062)

**摘要** 用数值方法分析了旋流器结构参数以及密度对速度场、压力场的影响。发现由于沿径向含油浓度不同而引起的密度变化对流场影响很小。指出径向压力梯度是由于切向速度的作用产生的, 而径向压力梯度正是驱使油滴向轴心方向运移的动力。提出根据管中心压力和轴向速度沿轴向变化决定旋流器长度的方法, 并分析了旋流器小锥角和入口尺寸等结构参数对回流区长度的影响。

**主题词** 分离, 旋流器, 流场, 压力, 石油

**中图分类号** TQ 051.8

## 0 引言

液-液旋流分离与传统的重力沉降分离技术比有很多优势。后者的工程造价高、占地面积大、需要很多大型设备, 且由于流程不密闭, 系统的压力也不能充分利用。80 年代由英国 Southampton 大学提出的旋流分离技术开始应用于液-液分离, 该技术使用的设备体积小, 过流液体在旋流器内停留时间短, 分离效率及设备利用率都很高, 系统的压力也能够充分利用。

自从液-液旋流分离技术应用以来, 进行了较多的实验研究, 并对其结构进行了许多改进, 证明旋流液-液分离的综合技术性能良好。到目前, 全世界液-液旋流分离设备的日处理液量达 127 万立方米, 为进一步推广应用, 还需要进一步提高分离效率, 降低能耗。以往的研究主要集中在实验测试上, 对于流动和分离机理的研究相对滞后。

随着计算技术和计算手段的发展, 数值方法已成为与实验同样重要的另一个研究手段。

\* 中国石油天然气集团公司“九五”攻关项目

\* 联系人及第一作者: 刘云龙, 男, 博士, 副教授, Email: yunlongliu@hotmail.com

数值方法的优点是方便、快捷、成本低、效率高，可以直接用于模拟旋流管内的流动规律，揭示分离机理，给出某一来流工况下可能采用的旋流器结构参数。本文建立了旋流管内液体流动的数学模型，分析了结构参数以及流体密度对内流场的影响。

## 1 数学物理模型

在旋流管内，由于切向速度随流动方向不变，可以将旋流管内流动简化为轴对称流动，图 1 为流动区域的纵剖面图。

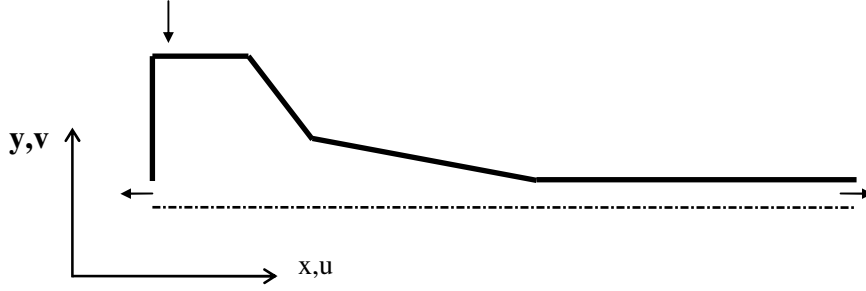


图 1: 旋流器结构纵剖面图

由于在旋流管绝大部分区域内， $\frac{\partial \Phi}{\partial x} \gg \frac{\partial \Phi}{r \partial \theta}$ ， $\frac{\partial \Phi}{\partial r} \gg \frac{\partial \Phi}{r \partial \theta}$ ，其中  $\Phi$  表示  $u, v, w, p$  等参数，因而可以忽略  $\frac{\partial \Phi}{r \partial \theta}$  项，描述旋流管内流体三维流动的控制方程及边界条件可简化为：

1. 连续方程:

$$\frac{\partial(r\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(r\rho v)}{\partial r} = 0$$

2. 动量方程:

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}[(\mu_{xr} + \mu) \frac{\partial u}{\partial x}] + \frac{1}{r} [r(\mu_{rr} + \mu) \frac{\partial u}{\partial r}] + S_u, \quad (1)$$

$$S_u = \frac{\partial}{\partial x}[(\mu_{xx} + \mu) \frac{\partial u}{\partial x}] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r(\mu_{xr} + \mu) \frac{\partial v}{\partial x}]$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} [r(\mu_{xr} + \mu) \frac{\partial v}{\partial x}] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r(\mu_{rr} + \mu) \frac{\partial v}{\partial r}] + S_v, \quad (2)$$

$$S_v = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r(\mu_{rr} + \mu) \frac{\partial v}{\partial r}] + \frac{\partial}{\partial x} [(\mu_{xr} + \mu) \frac{\partial u}{\partial r}] - \frac{2(\mu_{\theta\theta} + \mu)v}{r^2} + \frac{\rho w^2}{r}$$

$$\rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} [r(\mu_{r\theta} + \mu) \frac{\partial w}{\partial x}] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r(\mu_{x\theta} + \mu) \frac{\partial w}{\partial r}] + S_w, \quad (3)$$

$$S_w = -\frac{(\mu_{r\theta} + \mu)w}{r^2} - \frac{\rho v w}{r} - \frac{w}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\mu_{r\theta} + \mu)$$

3. 湍动能方程:

$$\rho u \frac{\partial K}{\partial x} + \rho v \frac{\partial K}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} [(\frac{\mu_{xx}}{\sigma_k} + \mu) \frac{\partial K}{\partial x}] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [(\frac{\mu_{rr}}{\sigma_k} + \mu)r \frac{\partial K}{\partial r}] + S_k, \quad (4)$$

$$S_k = G - \rho \varepsilon$$

4. 湍动能耗散方程:

$$\rho u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} [(\frac{\mu_{xx}}{\sigma_\varepsilon} + \mu) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x}] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [(\frac{\mu_{rr}}{\sigma_\varepsilon} + \mu)r \frac{\partial \varepsilon}{\partial r}] + S_\varepsilon, \quad (5)$$

$$S_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{K} (C_1 G - C_2 \rho \varepsilon)$$

以上方程中:  $\mu_{ij} = c_{ij} \cdot \mu_t$ ,  $\mu_t = C_\mu \rho K^2 / \varepsilon$ ;

$$G = \mu_t \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{v}{r} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left[ \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial r} - \frac{w}{r} \right)^2 \right] \right\}$$

$$C_\mu = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

$$C_{xx} = 1.0, C_{xr} = 0.002, C_{rr} = 1.0, C_{x\theta} = 1.0, C_{r\theta} = 0.0135, C_{\theta\theta} = 1.0$$

$$\mu_{txr} = \rho (c_{xr} \cdot r)^2 \left\{ \left( \frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 + \left[ r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{w}{r} \right) \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\mu_{tr\theta} = \rho (c_{r\theta} \cdot r)^2 \left\{ \left( \frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 + \left[ r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{w}{r} \right) \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$u, v, w$  分别代表轴向、径向、切向速度;  $P$  表示压力。

在  $x-r$  坐标系下, 计算区域为矩形区域, 为求得旋流器内的流场, 将旋流器流场以外的区域做固体化处理, 即给定粘度为无穷大。入口给定流量, 出口速度按质量守恒给定。在对称轴上,  $v=w=0$ , 所有其他量均满足  $\left. \frac{\partial}{\partial r} \right|_{r=0} = 0$ 。

## 2 数值方法及算例验证

湍流流动数值模拟的准确性取决于所用的数值方法和湍流模型, 本文采用 SIMPLE<sup>[5]</sup> 方法对控制方程迭代求解。为了校验模型的可靠性, 必须首先对典型的流动问题进行计算。图 2 为利用三种湍流模式数值模拟得到直管内有旋层湍流流动的旋流数与实验结果<sup>[6,7]</sup>的比较, 其中旋流数  $S = 2\pi \int_0^R ruwrdr / (\pi R^3 (u_{av})^2)$ , 结果表明标准 K- $\varepsilon$  模型与实验偏差太大, 修正的各向异性的 K-E 模型、代数应力模型的结果与实验偏差较小。

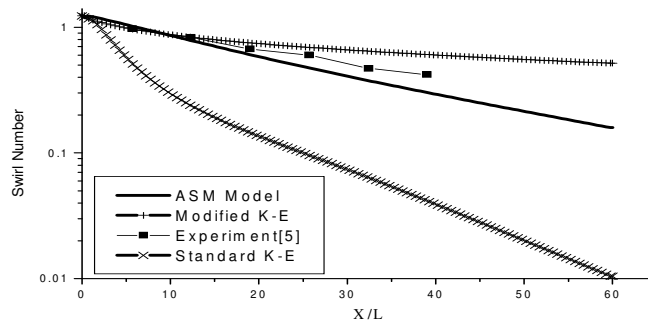


图 2: 三种湍流模式的旋流数与实验比较

对如图 1 所示的旋流管, 大锥锥角 20 度, 小锥锥角 0.6~3.0 度, 流量 1.0~5.0m<sup>3</sup>/hr, 溢流比为 2%~4%。计算区域划分 186×72 的网格, 6 个方程的松弛因子均取 0.3, 当每迭代 50 步变化量小于 10<sup>-5</sup> 时, 认为已经收敛。

图 3 为计算结果与实验的比较, 结果表明, 数值计算得到的入口与溢流口压差与实验

结果偏差低于 10%。

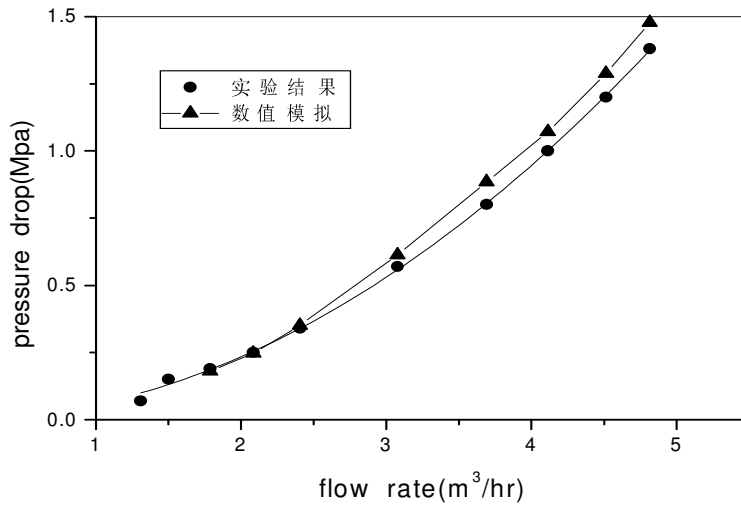


图 3: 计算与实验外特性比较

### 3 计算结果及讨论

当流体从切向入口进入旋流器后，流体在旋流器内的流动非常复杂，轴向、切向和径向三个方向的速度相互影响。图 5 为数值计算得到的不同截面的切向速度、轴向速度、径向速度和压力分布。图 4 为  $X=0.4m$  截面处切向速度的径向分布，考虑因污水含油造成的密度随径向的变化与否对流场没有影响，而由于小锥角度和入口面积的变化对切向速度的影响却较大。

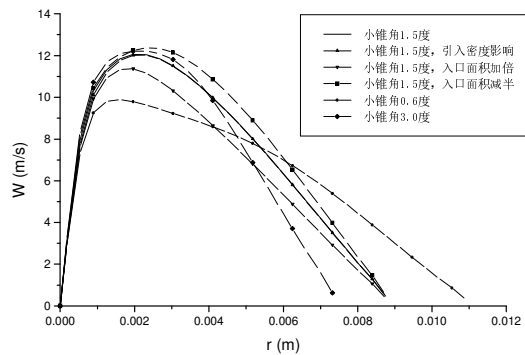


图 4: 旋流器结构对 W 速度分布的影响

从图 5a 可以看出，各截面的切向速度沿径向呈曲线分布，峰值靠近管中心处，从而造成管中心附近压力较其他位置低（图 5d），密度大的流体做圆周运动的向心力大而在半径大的位置--管壁附近流动，使密度比水小的油滴向管中心附近运移（图 5c），当油滴在管中聚集后，由于管中心附近轴向压力（图 6）梯度的作用会向溢流口方向流动并溢出，图 5b 为轴向速度沿径向的变化，在靠近旋流器轴心附近，轴向速度方向向上（流体向溢

流口方向流动)，这就验证了溢流的机理。

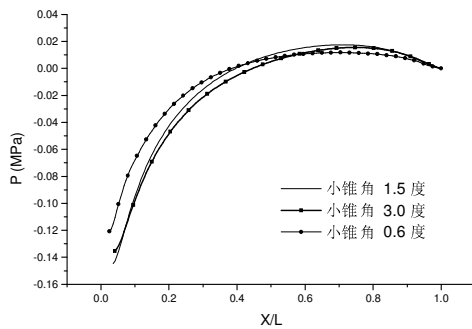


图6 管中心压力沿轴向分布

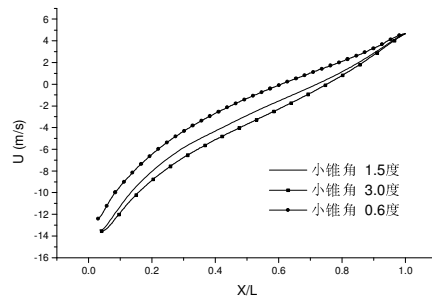


图7 管中心轴向速度沿轴向分布

图7为管中心压力沿旋流器轴向的分布，从压力变化规律看，对于小锥角为1.5度的旋流器，压力在整个旋流管无因次长度的0.7处达到顶峰，在此前，管中心压力自溢流口向下是递增的，这一压力梯度是流体向溢流口方向流动的推动力，图7的轴向速度由向上转为向下正是这一压力作用的结果，轴向速度方向的转变恰好发生在0.7处，证实了上述分析的正确性。即在整个管长的前0.7处，聚集在轴心附近的油滴会从溢流口分离出去，在后0.3长度处，将无分离作用，即使有油芯形成也会随污水从底流口流走。分析表明，当流体进入旋流器后，在柱形空腔内形成很强的旋流，尽管流体沿切向流动时受到壁面的摩擦阻力，但由于旋流管的收缩，由摩擦引起的动量损失应该会得到弥补，图7是对这一论点的印证，对于小锥角为2.0度的旋流器，其旋流速度衰减会比小锥角为1.5度的旋流器慢，这是因为其收缩快而使与壁面摩擦造成的损失得到更多的补偿，表现在图7上则为小锥角增大，回流区变长。因此，尽可能使回流区长度增大，会在旋流器内保持一个较长的稳定分离段，增加流体在旋流器内的停留时间，提高旋流分离效率。

## 4 结论

旋流器内的流场非常复杂，用标准K- $\epsilon$ 模型不能正确模拟其内流场，采用各向异性的湍流模型，数值模拟得到的压差与实验误差不大。根据内流场回流区长度，可以定出某锥角下的旋流器分离段的长度，小锥角角度越大，分离段越长。为向指导旋流器设计迈进了一步。

## 参考文献

1. Launder, B. E., Spalding, D. B., The numerical computation of turbulent flow, *Comp. Mech. Appl. Mech. and Eng.*, Vol.3, 1977, P269-272
2. T. Kobayashi, M. Yoda, Modified K- $\epsilon$  Model for turbulent swirling flow in a straight pipe, *JSME International Journal*, Vol.30, No.259, 1987
3. Fu, S., Launder, B.E. and Leschziner, M. A., Modeling strongly swirling recirculating jet flow with Reynolds-stress transport closures, proceedings of the 6th symposium on turbulent shear flows, Toulouse, 1987, P.6.17.1
4. J. H. Hargreaves, CFD Analysis of deoiling hydrocyclones, *Trans. IChemE, Part A*, July 1990, P365-383

5. Suhas. V. Patankar, Numerical Heat transfer and fluid flow, McGraw-Hill, 1980
6. R.R.Parchen, An Experimental and Numerical Study of Turbulent Swirling Pipe flows, Journal of Fluids Engineering, V120, March 1998, P54-61
7. Kitoh, O. Experimental study of Turbulent Swirling Flow in a Straight Pipe, J Fluid Mechanics, V225, P445-479. 1991