

# 柱形旋流分离器内溢流管结构优化分析

史仕茨, 吴应湘, 郑之初

(中国科学院力学研究所, 北京 100190)

## 摘 要

通过数值模拟, 分析了溢流管插入深度对油水在柱形旋流分离器中分离性能的影响。计算时, 油水两相流动采用 FLUENT 中的混合模型, 相间的相对运动采用代数滑移模型, 湍流影响则使用修正的 RNG K- $\epsilon$  湍流模型进行模拟。通过计算, 获得了内溢流管不同插入深度时柱形旋流分离器油相体积分布、压力分布、油水分离效率等结果。这些结果为进一步优化柱形旋流分离器结构, 推进柱形旋流分离器在石油工业中的应用提供一定的指导。

**关 键 词:** 柱形旋流分离器; 油水分离; 内溢流管; 插入深度; 数值模拟

## 0 引 言

上世纪八十年代, Thew 等人<sup>[1]</sup>将锥形旋流器应用于石油工业的油水分离, 立即显示出它较重力分离更快速、高效的优点。随后, 一些研究人员和工程技术人员在 Thew 型旋流器的基础上进行改进以提高其性能和使用范围, 使旋流分离成为油水分离、含油污水处理的一项重要技术。但锥形旋流器受离心流场和锥管截面尺寸影响, 对处理量带来一定限制。故近几年来人们着手研究柱形旋流器, 希望通过柱形旋流, 既保留锥形旋流快速、高效的优点, 又能改善流场结构, 增大处理量。Afanador 等人<sup>[2]</sup>率先进行了油水在柱形旋流分离器中的分离特性研究, 证实柱形旋流分离器的处理能力远大于锥形旋流分离器。由于柱形旋流分离器流场结构更为复杂, 上下溢流口的溢流量和溢流组分远不如锥形旋流器那样容易控制, 使得柱形旋流器在石油工业中实际应用的成功范例很少。有必要对柱形旋流器中油水两相流动进行深入研究, 特别是对旋流器分离效率有很大作用的内溢流管的插入深度<sup>[3]</sup>对分离性能的影响研究, 以便为柱形旋流器的工程设计和工业应用提供参考。

本文在 Gambit、FLUENT 软件基础上建立柱形旋流器内油水两相流动的三维模型, 计算分析了内溢流管的插入深度对油水在柱形旋流分离器的流场特性和分离效率的影响, 初步探讨了内溢流管结构在改进及优化柱形旋流分离器中的作用, 为柱形旋流器结构优化提供了一些依据。

## 1 柱形旋流分离器的湍流数学模型和多相流场的数学分析

对于旋流器中湍流粘性系数的各项异性, 标准的 K- $\epsilon$  湍流模型无法对旋流器内流场进行准确预报; Reynold 应力模型计算量大, 边界条件和经验常数很难确定, 其应用受到限制; 代数应力模型利用一些代数表达式表示 Reynold 应力方程中的应力分量, 但对其研究和应用程度远不及 K- $\epsilon$  湍流模型。本文采用修正的 RNG K- $\epsilon$  湍流模型进行数值模拟, RNG K- $\epsilon$  模型是 Yokhot 和 Orszag 等人于 1986 年应用重整化群理论发展出一种改进的 K- $\epsilon$  模型<sup>[4]</sup>。

油水在柱形旋流分离器中分离运动是多相流运动, 在 fluent 中多相流模型有 VOF 模型, 混合模型和欧拉模型。VOF 适用于相间没有穿插的流动如分层流或自由表面流; 混合模型和欧拉模型均可模拟多相流运动, 但欧拉模型计算复杂, 对计算机内存要求较高, 故本文中涉及的计算均采用混合模型。

## 2.1 控制方程

由混合模型出发, 用 RNG K- $\varepsilon$  湍流模型封闭, 可得到轴坐标系下, 三维、定常、恒温、强旋湍流油水两相流动的基本方程组的简化表达式。

连续性方程:

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (1)$$

$$\rho_m = \alpha_o \rho_o + \alpha_w \rho_w \quad (2)$$

$$\vec{v}_m = \frac{\alpha_o \rho_o \vec{v}_o + \alpha_w \rho_w \vec{v}_w}{\rho_m} \quad (3)$$

式中  $\rho_m$  为混合密度,  $\vec{v}_m$  为质量平均速度,  $\alpha_o$  和  $\alpha_w$  分别为油相和水相的体积分数;  $\rho_o$  和  $\rho_w$  分别为油相和水相的密度。

动量方程:

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T)] + \rho_m \vec{g} + \nabla \cdot \left( \sum_{k=1}^2 \alpha_k \rho_k \vec{v}_{dr,k} \vec{v}_{dr,k} \right) \quad (4)$$

$$\mu_m = \alpha_o \mu_o + \alpha_w \mu_w \quad (5)$$

$$\vec{v}_{dr,k} = \vec{v}_{qk} - \vec{v}_m \quad (6)$$

式中  $\mu_m$  是混合粘度,  $\vec{v}_{dr,k}$  是油相的漂移速度,  $\vec{v}_{qk}$  为油相相对于水相的速度, 由于在 FLUENT 中使用的是代数滑移公式, 故相对速度的形式为

$$\vec{v}_{qk} = \tau_{qk} \vec{\alpha} \quad (7)$$

式中,  $\vec{\alpha}$  是油相粒子的加速度,  $\tau_{qk}$  是粒子的弛豫时间 (考虑了其它粒子的存在而被修正)。根据 Manninen 理论,  $\tau_{qk}$  的形式为

$$\tau_{qk} = \frac{(\rho_m - \rho_k) d_k^2}{18 \mu_k f_{drag}} \quad (8)$$

$$\vec{\alpha} = \vec{g} - (\vec{v}_m \cdot \nabla) \vec{v}_m \quad (9)$$

$d_k$  为油相粒子的直径, 拽力函数  $f_{drag}$  来自 Morsi and Alexander 模型, 该模型是最完善的。

$$f_{drag} = \frac{C_D \text{Re}}{24} \quad (10)$$

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{\text{Re}} + \frac{a_3}{\text{Re}^2} \quad (11)$$

$$a_1, a_2, a_3 = \begin{cases} 0, 18, 0 & 0 < Re < 0.1 \\ 3.690, 22.73, 0.0903 & 0.1 < Re < 1 \\ 1.222, 22.73, -3.8889 & 1 < Re < 10 \\ 0.6167, 46.50, -116.67 & 10 < Re < 100 \\ 0.3644, 98.33, -2778 & 100 < Re < 1000 \\ 0.357, 148.62, -47500 & 1000 < Re < 5000 \\ 0.46, -490.546, 5787000 & 5000 < Re < 10000 \\ 0.5191, -1662.5, 5416700 & Re > 10000 \end{cases} \quad (12)$$

$$Re = \frac{\rho_k \left| \vec{v}_p - \vec{v}_k \right| d_k}{\mu_k} \quad (13)$$

$C_D$  为拽力系数,  $Re$  为第  $k$  相即油相和主相  $p$  即水相之间的相对雷诺数。

湍动能及耗散率运输方程:

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m k) = \nabla \cdot \left( \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_k} \nabla k \right) - \rho_m \varepsilon + G_{k,m} \quad (14)$$

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \varepsilon) = \nabla \cdot \left( \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} G_{k,m} - C_{2\varepsilon} \rho_m \varepsilon) \quad (15)$$

$$G_{k,m} = \mu_{t,m} [\nabla \vec{v}_m + (\nabla \vec{v}_m)^T] \nabla \vec{v}_m \quad (16)$$

$$\mu_{t,m} = \rho_m C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (17)$$

式中  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_\mu = 0.0845$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ ,  $K$  表湍动能,  $\varepsilon$  表示耗散率,  $G_{k,m}$  表示湍动能生成项,  $\mu_{t,m}$  表示湍流粘度。

体积分数方程:

$$\nabla \cdot (\alpha_o \rho_o \vec{v}_m) = -\nabla \cdot (\alpha_o \rho_o \vec{v}_{d,o}) \quad (18)$$

边界条件和数值解法:

① 入口条件: 均相流速度入口, 给定油相的体积分数, 油滴的粒径, 入口的湍流强度取默认的 10%。

② 出口条件: 充分发展边界条件。

③ 固壁边界条件: 无滑移固壁条件。

数值解法基于控制体将控制方程转换为可以用数值方法求解的代数方程, 方程的离散采用一阶迎风差分格式, 求解采用 SIMPLE 算法。

## 2 模拟实例及计算前处理

### 2.1 柱形旋流器的几何参数

选取如图 1 所示的柱形油水旋流分离器作为数值模拟实例, 其几何数据均已在图中标注, 单位为 mm。



力值依次降低。这可以解释为什么在旋流器中存在内旋流的上行流动。由图也可以看出,④号旋流器的负压区最大,⑤号旋流器的负压区最小;旋流器中压力最低点的高度随着内溢流管插入深度增加而降低,等压线在内溢流管入口处较密集,压力梯度大,压力损失也大,故旋流器中压力总是在内溢流管入口处达到最低,使内溢流管具有抽吸流体的作用。

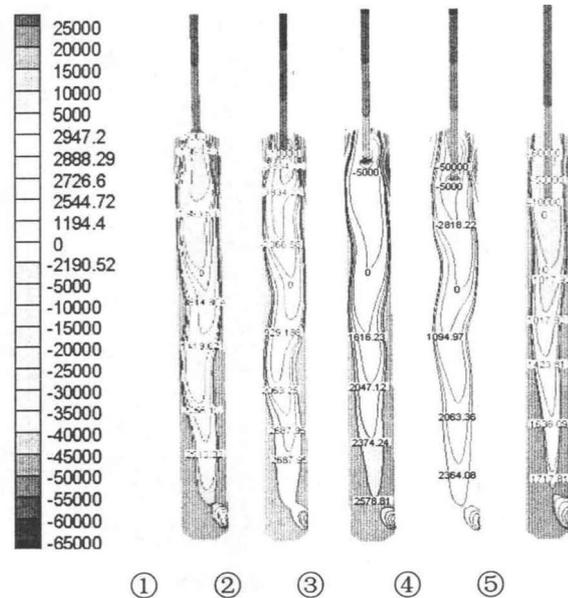


图2 轴截面的压力等高线分布对比图

### 3.2 内溢流管插入深度与油相体积分数分布的关系

在同上述压力分布相同的工况下,得到的不同内溢流管插入深度时旋流器轴截面的油相体积分数分布图如图3所示,从左到右依次排列着①-⑤号旋流器。由图可以看出溢流管中含有体积分数较高的是②③④号旋流器;⑤号旋流器中无明显油核形成,油相对较分散;①号旋流器中油核凝聚得最明显;④号旋流器中油核最小,油核尾部含油也最少。说明内溢流管的插入深度对旋流器中油核的形成及油核从溢流管排出有影响。从①号旋流器中油核的形状可以看出,可以将油核分为3个部分,尾部油核发展区、中心高度凝聚区、上面头部成熟区。内溢流管插入过深,影响了尾部油核初始凝聚,甚至会使部分已凝聚的油相被带入外旋流。内溢流管插入深度在中心高度凝聚区或上面头部成熟区均可起到抽吸油核作用,从而有效地分离油水;内溢流管不插入时,由于旋流器一部分流体沿壁面流入溢流管,阻碍了油核从溢流管流出,从而影响了分离油水的效率。

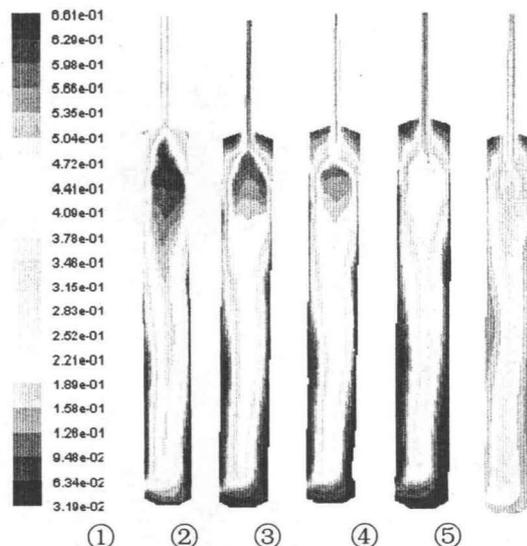


图3 轴截面的油相体积分数分布对比图

### 3.3 不同分流比下内溢流管插入深度与分离效率关系

将溢流口分流比  $F$  从 0.3 增加至 0.5, 0.7 时的分离效率对比图 4。由图可看出, ②、③、④号旋流器的效率比①号高, ①号旋流器的分离效率比⑤号高, 由于⑤号旋流器内溢流管插入深度在入口下面 5cm 处, 插入过深使效率下降。在溢流口分流比为 0.3 时, ④号旋流器的分离效率最高, ④号旋流器溢流管内沿深度在入口下 1cm 处, 故能有效地抽吸油核, 分离效率也高。随着溢流口分流比增加, ②号旋流器的分离效率与④号旋流器的差距减小, 由于②号旋流器的溢流管在入口上 2cm 处, 当溢流管分流比增加时, 油核重心上移, 故②号旋流器的分离效率增大。③号旋流器的内溢流管内沿深度在入口处, 使从入口直接进入溢流管的短路流增加故效率低于②和④号旋流器的分离效率。

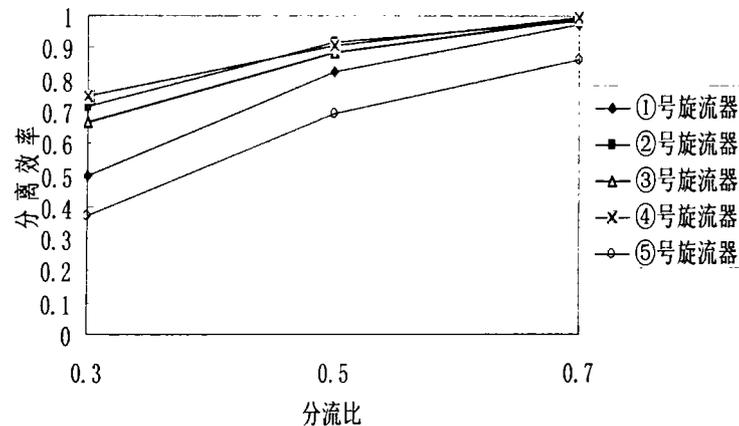


图 4 不同溢流口分流比分离效率对比图

## 4 结论

① 在分散相油相颗粒直径为 0.5mm, 体积分数为 20%, 油水混合物以 10m/s 沿切向入口进入旋流器后, 溢流口分流比为 0.3 下, 旋流器中压力值均在内溢流管下口处达到最小, 即内溢流管具有抽吸流体作用, 旋流器中压力最低点的高度随着内溢流管插入深度增加而降低; 同一高度压力沿径向从器壁到轴心压力逐渐减低, 沿轴心从旋流器底部到溢流管压力值逐渐降低, 揭示了内旋流产生机理。

② 从体积分数分布图可看出: 由于内溢流管具有抽吸流体作用, 恰当的内溢流管插入深度可以有效地抽吸油核, 插入过深影响油核的凝聚, 插入深度在油核中心凝聚区或上面头部成熟区均可起到抽吸油核作用, 不插入时沿壁面进入溢流管的流体影响油核进入溢流管, 使分离油水的作用降低。

③ 从分离效率对比图可看出: 溢流管内沿至入口稍上处和稍下处的分离效率均较高, 且溢流管内沿至入口稍下处比稍上处的分离效率高; 随着溢流口分流比的增加, 五种旋流器分离效率均提高, 由于油核重心的上升, 使溢流管内沿至入口稍上处比稍下处的分离效率高。即在溢流管分流比较小时, 溢流管插入深度在入口下 1cm 时分离效果较好; 溢流管分流比较大时, 溢流管插入深度在入口上 2cm 时分离效果较好。

### 参考文献:

- [1] THEW M T. Hydrocyclone redesign for liquid—liquid separation[J]. The Chemical Engineer, 1986(7 / 8): 17—23.
- [2] OROPEZEZA-VAZQUEZ C, AFANADOR E, GOMEZ L, et al. Oil-water separation in a novel liquid-liquid cylindrical cyclone(LLCC)compact separator—experiments and modeling. Journal of Fluids Engineering, 2004, 126:553-564.
- [3] 庞学诗. 水力旋流器理论与应用 [M]. 湖南: 中南大学出版社. 332.
- [4] 李玉星, 冯叔初, 李安星, 李付玉. 水力旋流器压降及压力分布特性的数值模拟 [J]. 流体机械, 2002, 30 (10):

15-19.

[5] 贺杰, 蒋明虎, 宋华. 水力旋流器液-液分离效率[J]. 石油规划设计, 1996, (5): 27-31.

## Structure Optimization Analysis of Overflow Tube Insertion Depth in Cylindrical Cyclone

SHI Shi-ying, WU Ying-xiang, ZHENG Zhi-chu

(Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

### Abstract

In this paper, the influence of different insertion depth of overflow tube in cylindrical cyclones on their separation characteristics is analyzed using numerical simulation. During the simulation in Fluent, the algebraic slip model which used to simulate the relative motion between water (continuous phase) and oil (particle phase), mixture model in Fluent and the RNG K- $\epsilon$  turbulent model are adopted. Through these the influence of different insertion depth on the oil volume fraction distribution, pressure field distribution, split efficiency and so on are got. The results can be used to optimize the structure of cylindrical cyclones and provide some guidance for their use in offshore petroleum exploitation.

**Key words:** cylindrical cyclone; oil-water separation; overflow tube; insertion depth; numerical simulation

### 作者简介

史仕荧 女, 硕士研究生。从事油气水多相流方面的研究工作。

吴应湘 男, 1956年生, 博士, 研究员。主要从事海洋工程力学方面的研究工作。

郑之初 男, 1939年生, 博士, 研究员。主要从事海洋工程力学方面的研究工作。