圆盘泵叶轮结构改进及固液两相流的数值模拟

李 斌[1]，戚 蒿[2]，郭岳新[2]，司 岩[2]
(1.西南石油大学 机电工程学院，四川 成都 610500；2.中海石油能源发展有限责任公司 湛江采油服务文昌分公司，广东 湛江 524057)

摘 要：针对混输圆盘泵在输送原油介质时存在的扬程和效率低下的状况，在原有叶轮的基础上进行了结构改进，并采用欧拉多相流模型，标准 $k-\varepsilon$ 湍流方程与 SIMPLE 算法对改进后的圆盘泵内部固液两相湍流进行了数值模拟，得到泵内流场压力和速度的变化规律，以及不同固相颗粒浓度与泵的扬程、效率和出口质量流量的关系曲线. 结果表明：流体在从泵进口到出口的过程中，静压和总压持续上升，最高压力出现在蜗壳螺旋段与扩散段结合处的外壁面处；固相颗粒主要集中在叶片工作面，从而会加剧叶轮叶片的磨损破坏速度；泵的扬程和效率随着固相颗粒浓度的增大而略有增加，通过比较改进前后圆盘泵的扬程曲线发现，改进后的泵的扬程提高明显.

关键词：圆盘泵；固液两相湍流；颗粒浓度；数值模拟
中图分类号：TE8 **文献标志码**：A **文章编号**：1005-6254(2009)02-0095-05

Structure improvement of disc pump and its solid/liquid two-phase flow simulation

Li Bin[1], *Qi Hao*[2], *Guo Yuexin*[2], *Si Yan*[2]
(1. Mechatronic Engineering College, Southwest Petroleum University, Chengdu, Sichuan 610500, China; 2. CNOOC Oil Energy Development Co. Ltd Zhanjiang Oil Production Serveces Wenchang Co, Zhanjiang, Guangdong 524057, China)

Abstract: Concerning the status of low head and low efficiency of the mixed transmission disc pump when transporting the crude oil, a structure improvement for the original impeller was made, and the solid/liquid two-phase turbulent flow in the pump was simulated by using Eulerian multiphase model, standard turbulence model and SIMPLE algorithm. The distributions of pressure and velocity in the pump and the different relation curves for solid phase particle concentration as function of head, efficiency and mass flow were obtianed. The results show that the static and total pressures keep increasing from inlet to outlet, the maximum pressure appears at the outer wall surface between volute spiral and diffuser. The solid phase particles are mainly concentrated on the surface of blades, so they will aggravate the speed of wear and destroy. The head and efficiency increase slightly when the solid phase particle concentration increases, and the head increases comparing the pre and post curves.

Key words: disc pump; solid/liquid two-phase turbulent flow; particle concentration; numerical simulation

收稿日期：2009-03-17
基金项目：新疆油田科技攻关项目
作者简介：李 斌(1963—)，男，四川南充人，副教授(libin@swpu.edu.cn)，主要从事岩石力学与钻头工作力学的研究.
戚 蒿(1982—)，男，山东淄博人，硕士研究生(qihaoyuzi@163.com)，主要从事石油天然气装备与工具的研究.

万方数据

陆上边际油田、沙漠油田的油井产物一般说来都是由油、水、气体、砂及石蜡等组成的多相混合物，它们可以依靠油层能量进行短距离输送，但当油层能量不足时，就需要多相混输泵来提供动力[1]. 圆盘泵作为多相混输泵的一种，它是依靠粘性流体与光滑圆盘之间摩擦力的作用来进行能量传递的[2]，从而避免了一般叶片泵易堵塞、缠绕和流体对过流部件磨损严重的问题，可以大大提高泵的使用寿命，但是在实际工况条件下，流体的介质属性(粘度)、固相颗粒浓度是不断变化的，当介质与介质，介质与圆盘之间提供的摩擦力不足时，圆盘泵的扬程和效率就会很低[3]，这就给圆盘泵的使用带来很大的局限性.

笔者参考国外的技术文献，对圆盘泵的叶轮进行结构改进，并对改进后的圆盘泵进行数值模拟分析，分析其内部流体的压力、速度变化规律和固相颗粒浓度的分布情况，以及不同的固相颗粒浓度与泵的扬程和效率的关系曲线.

1 模型建立与网格划分

1.1 模型建立

圆盘泵的整个流场区域主要由旋转流体区域、流体入口区域和流体出口区域3部分组成. 笔者对圆盘泵的叶轮进行了结构改进，在原有圆盘的表面加上了若干个不同形状的径向式叶片，其主要几何参数如图1所示. 当叶轮旋转时，可以将叶轮的机械能转化为流体介质的动能，而不会单纯的依靠介质与圆盘之间的摩擦力进行流体输送，利用Pro/E软件，建立叶轮的几何模型，其单个圆盘的几何模型如图2所示.

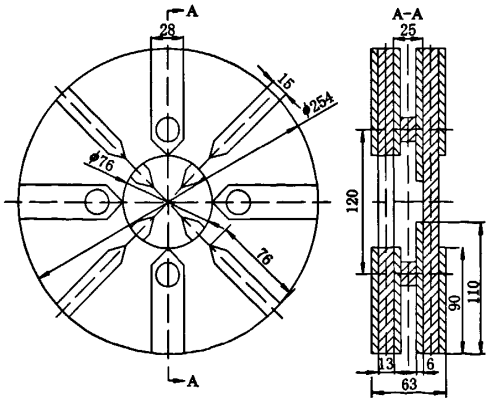


图1 叶轮主要几何参数

Fig. 1 Main geometric parameters of impeller

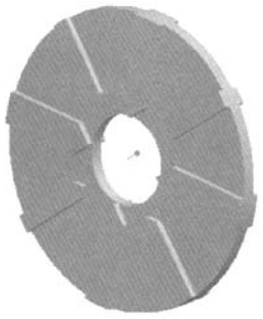


图2 单个圆盘的几何模型

Fig. 2 Geometric model of a single disc

1.2 网格划分

对泵的进口区域采用了非结构化的四面体网格划分，对叶轮的流场区域部分采用了混合网格进行划分[4]，划分网格后的几何模型如图3所示.



图3 模型的网格划分

Fig. 3 Models' mesh generation

2 数值方法

采用标准 $k-\varepsilon$ 方程[5,6]，计算采用分离、隐式方法，定义液相为基本相，固相颗粒为第2相，将固相考虑成拟连续介质，不考虑温度的变化. 液固动量交换系数模型选用Gidapow模型. 在计算时对流项、扩散项都采用一阶迎风格式离散，压力—速度耦合方法采用SIMPLE算法. 近壁面处理采用标准壁面函数法，多相流动计算则使用欧拉模型[7-9].

q相的动量方程

$$\nabla\cdot(\alpha_q\rho_q v_q v_q)=-\alpha_q\nabla p+\nabla\cdot\tau_q+\sum_{p=1}^{n}(F_{pq}+\dot{m}_{qp}v_{pq})+\alpha_q\rho_q(F_q+F_{\mathrm{lift},q}+F_{\mathrm{vm},q}) \quad (1)$$

$$\tau_q=\alpha_q\mu_q(\nabla v_q+\nabla v_q^{\mathrm{T}})+\alpha_q\left(\lambda_q-\frac{2}{3}\mu_q\right)\nabla v_q I \quad (2)$$

式中 τ_q 为压力应变张量；F_{pq} 与摩擦力、压力、内聚

万方数据

力等力有关，且 $\boldsymbol{F}_{pq} = -\boldsymbol{F}_{qp} = 0$. FLUENT 中采用以下简化形式计算 $\boldsymbol{F}_{pq}$：

$$\sum_{p=1}^{n} \boldsymbol{F}_{pq} = \sum_{p=1}^{n} K_{pq}(\boldsymbol{v}_p - \boldsymbol{v}_q) \tag{3}$$

式中 $K_{pq} = K_{qp}$ 为相界面动量交换系数. 对于固液两相界面动量交换系数

$$K_{sl} = \frac{3}{4} C_D \frac{\alpha_s \alpha_l \rho_l | \boldsymbol{v}_s - \boldsymbol{v}_l |}{d_s} \alpha_l^{-2.65} \tag{4}$$

式中

$$C_D = \frac{24}{\alpha_l Re_s}[1 + 0.15(\alpha_l Re_s)^{0.687}] \tag{5}$$

湍动能 k 方程

$$\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k - \rho\varepsilon \tag{6}$$

湍动耗散率 ε 方程

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{1\varepsilon}G_k - C_{2\varepsilon}\rho\varepsilon) \tag{7}$$

$$G_k = \mu_t\left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right]\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{8}$$

式中 G_k 为由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项.

湍动粘度 μ_t 可表示为 k 和 ε 的函数[10]，即：

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{9}$$

在标准 $k-\varepsilon$ 模型中，根据 Launder 等的推荐值及后来的实验验证，模型常数 $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ 的取值为：$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$.

边界条件：进口边界条件采用速度入口边界条件，给定来流速度，这里假定固液两相以相同的速度进入泵入口. 出口给定流动完全发展条件，即假定出口除压力之外的所有流动变量的正法向梯度为 0. 壁面采用速度无滑移固定壁面条件，壁面附近采用标准壁面函数来处理，叶轮设为旋转壁面边界.

3　数值模拟结果与分析

结构改进后的圆盘泵参数：流量 $Q = 95\ m^3/h$，扬程 $H = 80$ m，叶轮转速 $n = 2\,950$ r/min；叶轮进口直径 $D_j = 76$ mm，叶轮出口直径 $D_c = 254$ mm，叶轮出口宽度 $b_c = 6$ mm 以及泵进口直径 $D_s = 75$ mm，泵出口直径 $D_d = 70$ mm，圆盘数 $Z = 2$，单个圆盘的叶片数 $I = 16$.

用于计算的液相的密度 887.3 kg/m^3，粘度 0.065 9 kg/m·s；固相的密度 2 300 kg/m^3，粘度 10 kg/m·s，固相颗粒的平均直径 0.05 mm，固相颗粒浓度 4%.

3.1　圆盘泵内流体压力和速度变化规律

由图 4 可见，叶轮各流道内的压力分布均匀；沿叶轮流道流体的压力逐渐增加，在叶轮出口处达到最大，这是由于叶轮对流体做功的原因造成的；最低压力出现在叶轮进口区域，这与通常叶轮发生汽蚀的部位一致；相同半径上，叶片工作面的压力高于叶片背面的压力.

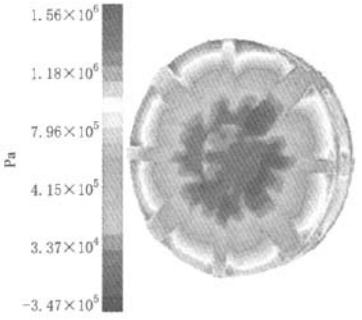


图 4　叶轮表面总压分布云图

Fig. 4　Total pressure distribution contour in surface of impeller

由图 5 和图 6 可见，流体在从泵进口至出口的过程中，静压和动压持续上升，最高压力出现在蜗壳螺旋段与扩散段结合处的外壁面处. 流体从蜗壳螺旋段进入扩散段后，压力沿流动方向有所上升.

由图 7 和图 8（其中叶轮旋转方向为顺时针方向）可见，从 2 叶片流道进口至出口，流体的绝对速度逐渐增大，主要是由于泵叶轮的圆周线速度的增大形成的；在叶轮出口处，由于液流已经流出叶轮，进入扩散的蜗壳流道，速度又逐渐减小.

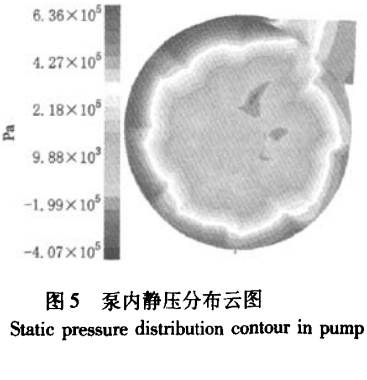


图 5　泵内静压分布云图

Fig. 5　Static pressure distribution contour in pump

万方数据

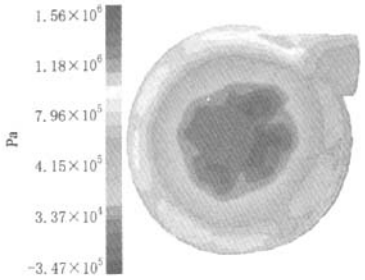


图6 泵内总压分布云图

Fig. 6 Total pressure distribution contour in pump

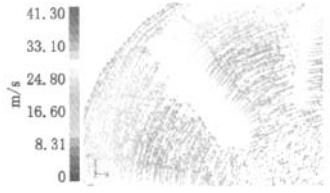


图7 叶片表面液相绝对速度矢量图

Fig. 7 Liquid absolute speed contour in surface of impeller

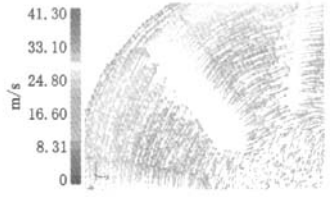


图8 叶片表面固相绝对速度矢量图

Fig. 8 Solid absolute speed contour in surface of impeller

比较液相和固相的绝对速度值可以发现,在叶轮进口处,液相的速度要稍大一些,在2叶片流道间,相同位置的两相速度差异很小,这是由于颗粒平均粒径比较小的缘故. 可以预知,随着固体颗粒平均直径的增加,液固两相流体的速度差值会有所增大.

比较图7和图9可知,液相速度比输送单相流体时的速度要小,这是由于固体颗粒是在液相的裹胁作用下运动,要消耗液相的一部分能量.



图9 叶片表面单相介质绝对速度矢量图

Fig. 9 Single-phase medium absolute speed vectorgraph in surface of impeller

3.2 不同固相颗粒浓度的数值模拟结果与分析

对固相颗粒浓度分别为1%,2%,3%,4%,5%,6%和7%时的7种工况下进行分析计算,泵的叶轮内部固相颗粒浓度为4%时的分布云图如图10所示,其中叶轮为顺时针旋转,从图中可以看出,固相颗粒主要集中在叶片工作面,叶片根部尤其明显,这是由于惯性力的作用,较重的固体颗粒有向叶片工作面靠近的趋势,甚至还可能与工作面相撞,从而会加剧叶轮工作面磨损破坏速度,相应的液相主要集中在叶片背面,同时,在泵的隔舌部位固相颗粒浓度也稍大. 从泵内整体的固相颗粒浓度分布云图11计算出颗粒浓度波动范围在5%以内,也就是说该泵的水力性能能够满足要求.

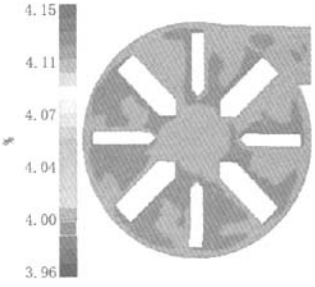


图10 泵内($Z=11$ 平面)固相颗粒浓度分布云图

Fig. 10 Solid phase particle concentration distribution nephogram in pump(surface of $Z=11$)

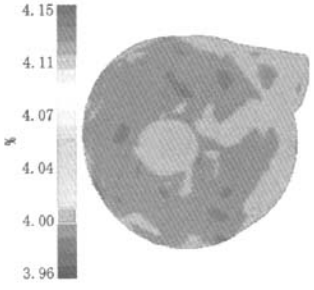


图11 泵内固相颗粒浓度分布云图

Fig. 11 Solid phase particle concentration distribution nephogram in pump

3.3 外特性分析

图12为固相颗粒浓度和泵的扬程关系曲线,从图中可以看出,随着固相颗粒浓度的增加,泵的扬程也随之略有增大,这是因为进口条件为进口流速和固体颗粒浓度,固相颗粒浓度不同时,出口的流体质量流量也不同如图13所示,故出口总压不同,颗粒浓度大的流体总压高,泵的扬程也随之增大.

通过比较叶轮改进前后泵的扬程变化,可以发现,改进后的泵的扬程明显提高.

万方数据

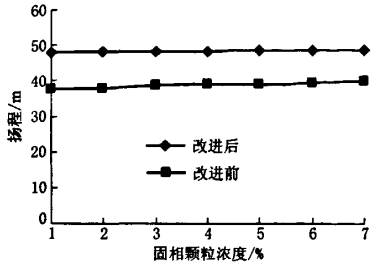


图12　固相颗粒浓度和泵的扬程关系曲线

Fig. 12　Solid phase particle concentration relation curves with head

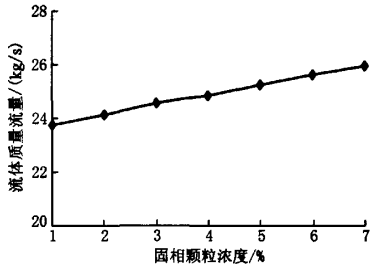


图13　固相颗粒浓度和出口质量流量关系曲线

Fig. 13　Solid phase particle concentration relation curves with mass flow of export

由图14可见，随着固相颗粒浓度的增加，泵的效率也有增大趋势.

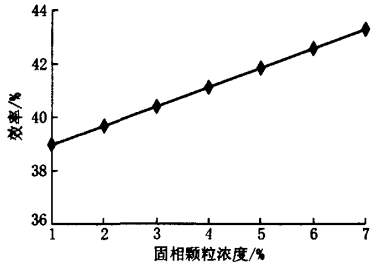


图14　固相颗粒浓度和泵的效率关系曲线

Fig. 14　Solid phase particle concentration relation curves with efficiency

4　结　论

对混输圆盘泵的叶轮进行了结构改进，主要是在原有圆盘的基础上加上了若干个径向式叶片，并对改进后的圆盘泵数值模拟分析，得到主要结论：

1）流体在从泵进口到出口的过程中，静压和总压持续上升，最高压力出现在蜗壳螺旋段与扩散段结合处的外壁面处.

2）固相主要集中在叶片工作面，从而会加剧叶轮叶片的磨损破坏速度，相应的液相主要集中在叶片背面.

3）泵的扬程和效率随着固相颗粒浓度的增大而有所增加.

4）泵内固相颗粒浓度增加时，流体的质量流量也随之增大.

5）叶轮结构改进后的圆盘泵的扬程较之改进前有了明显的提高.

参考文献(References)

[1] 车得福，李会雄. 多相流及其应用[M]. 西安：西安交通大学出版社，2007.

[2] 张爱习. 摩擦泵的研制[J]. 河北机械，1994(3)：29-31.
Zhang Aixi. The development of friction pump[J]. *Hebei Machinery*，1994(3)：29-31. (in Chinese)

[3] 马希金，肖　聪，张人会. 圆盘摩擦泵在轴封中的应用[J]. 排灌机械，2004，22(5)：40-42.
Ma Xijin，Xiao Cong，Zhan Renhui. Application of disk friction pump in axis seal[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*，2004，22(5)：40-42. (in Chinese)

[4] 韩占忠，王　敬，王小平. FLUENT流体工程仿真实例与应用[M]. 北京：北京理工大学出版社，2004.

[5] Chou P Y. On the velocity correlations and the equations of turbulent vorticity fluctuation[J]. *Quarterly of Applied Mathematics*，1945(1)：33-54.

[6] Rodi W，Spalding D B. A two-parameter model of turbulence and its application to separated and reattached flows[J]. *Numerical Heat Transfer*，1984(7)：59-75.

[7] 王福军. 计算流体动力学分析——CFD软件原理与应用[M]. 北京：清华大学出版社，2005.

[8] 王秋红. 螺旋离心泵内固液两相流场的CFD数值模拟[D]. 兰州：兰州理工大学，2005.

[9] 刘顺隆，郑　群. 计算流体力学[M]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学出版社，1998.

(责任编辑　贾国方)

万方数据