旋流自吸泵气液两相流数值模拟

王春林，吴志旺，司艳雷，易同祥，刘红光
（江苏大学 能源与动力工程学院，江苏 镇江 212013）

摘　要：采用雷诺时均 N－S 方程和 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型，使用多相流模型中的混合物模型，通过商用软件 FLUENT，对自吸时旋流自吸泵内气液两相流场作了数值模拟. 在对蜗壳流道和叶轮流道进行网格划分时，尺寸扭曲率为 0.78. 根据模拟结果，将泵内两相流场的静压分布，与单液相时的静压分布作了对比，并比较了叶轮内气相与液相相对速度的分布情况. 另外，对含气率的分布情况作了分析. 结果表明，自吸时气液两相状态下的静压稍小于单液相状态下的静压；泵内的主要流动是液相通过相间作用夹带气相的流动，液相速度略大于气相速度；靠近泵出口的两个叶道内，有气相的积聚，含气率较高.

关键词：旋流自吸泵；数值模拟；气液两相流；含气率
中图分类号：TH317　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1005－6254(2009)03－0163－05

Gas-liquid two-phase flow numerical simulation of a vortex flow self-priming pump

Wang Chunlin, *Wu Zhiwang*, *Si Yanlei*, *Yi Tongxiang*, *Liu Hongguang*
(School of Energy and Power Engineer, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: Gas-liquid two-phase flow of a vortex flow self-priming pump under self-priming condition was simulated by using reynolds time-averaged N－S equations, RNG $k-\varepsilon$ turbulent model, and mixer model of multi-phase models in FLUENT. When the channel of impeller and volute were meshed, the size distortion rate was 0.78. The static pressure distribution of the pump from two-phase flow simulation was compared with that from single phase flow, and the relative velocities of the impeller between gas phase and liquid phase were compared. The distribution of gas volume fraction was analyzed. The results show that the static pressure of gas-liquid two-phase is slightly less than that of single-phase when self-priming. The main flow of the pump is the flow of liquid phase with the flow of gas through the phase entrainment effect. Liquid velocity is slightly larger than that of gas. The two channels near the outlet of the pump have obvious gas accumulation with higher gas voids.

Key words: rotational flow self-priming pump; numerical simulation; gas-liquid two-phase flow; gas void

目前的数值模拟，对两相流中的各相，通常有两种处理方法：一是将某相看成连续的，根据连续性理论导出欧拉型基本方程，称为欧拉方法；二是将某相视为不连续的离散型，对每个质点进行拉格朗日追踪，称为拉格朗日方法. 综合起来，对两相流动来说存在着欧拉－欧拉、欧拉－拉格朗日、拉格朗日－拉

收稿日期：2008－11－30
基金项目：国家自然科学基金资助项目(50776040)
作者简介：王春林(1962—)，男，江苏盐城人，副教授(wangzha@pub.zj.jsinfo.net)，主要从事流体机械理论、特性及流动模拟研究.
吴志旺(1982—)，男，河北沧州人，硕士生(wuzhiwang.com@163.com)，主要从事流体机械理论、特性及流动模拟研究.

万方数据

格朗日等3种方法.在FLUENT中,共有3种欧拉-欧拉多相流模型,即VOF模型、混合物模型和欧拉模型.混合物模型可用于两相流或多相流(流体或颗粒),它求解的是混合物的动量方程,并通过相对速度来描述离散相.混合物模型的应用包括低负载的粒子负载流、气泡流、沉降和旋风分离器等.

本研究将对旋流自吸泵进行气液两相数值模拟.这里提到的旋流自吸泵是一种新型的自吸泵[1].旋流自吸泵结构图见图1.SF为导壁,其左侧为小流道,导壁上方为气液分离室.

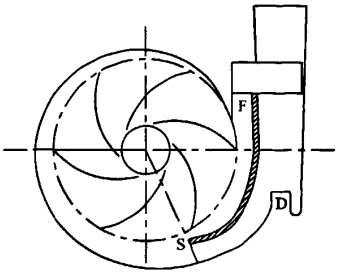


图1 旋流自吸泵示意图

Fig.1 Schematic diagram of rotational flow self-priming pump

其工作原理:泵起动前,泵体内储存一部分液体,而吸入管充满着空气.泵起动后,在蜗壳的内周形成一个旋转的水环.导壁SF的前半部分能起到喷嘴的作用,后半部分则可起扩压器的作用.叶轮周边处的水经过喷嘴时被压入刚好掠过该处的叶片空间,与叶轮内的水-空气混合物发生混合.在叶片空间获得了加速度后,混合物就立即重新压入由导壁和隔舌所形成的小流道中.从小流道出来的气液混合物进入分离室中,在离心力的作用下气液分离.中央的突台D起到阻止气体再次进入泵体的作用,这一循环过程在单个叶片空间重复进行,直到泵内空气全部排除而开始正常工作为止.

该泵采用了强制气液分离技术,泵体结构简单、紧凑,外形与普通离心泵基本相同.由于小流道位于泵体上部,过流面积较大,即使输送杂质较多的介质也不易堵塞,工作可靠性高.

由于旋流自吸泵在启动初期,在叶轮旋转做功下,泵体内已有的水对空气进行混合与夹带,将气体吸出并进行气液分离.因此,泵在启动初期,实际上是气液两相流动的过程.

为了了解模型内部气液两相的流动情况,对其内部流场进行分析和研究,可为以后的优化设计提供参考,对自吸时旋流自吸泵三维流场进行模拟分析有着重要的现实意义[2].

本研究应用混合物模型,通过FLUENT软件对自吸过程中的气液两相流场进行模拟计算;运用湍流数值分析方法,模拟自吸时旋流自吸泵内流场分布情况.

1 网格的划分及模型的建立

1.1 网格的划分

在三维造型软件Pro/E中对旋流自吸泵叶轮流道和蜗壳流道进行三维实体造型,并将两者装配在一起.将Pro/E中导出的.stp文件导入FLUENT的前处理软件Gambit中进行网格的划分.由于间隙较小和夹角较小都有可能使网格划分不成功,所以本模型使用适用范围更广的非结构四面体混合网格,Interval size取2.划分结果:蜗壳流道网格数426 909,叶轮流道网格数243 269.

网格质量高与低的评判标准一般是查看两个指标:EquiSize Skew(尺寸扭曲率)和EquiAngle Skew(角度扭曲率).这两个指标的值越小,对应的网格质量也就越高.一般来说,要求扭曲率3D小于0.85,2D小于0.75.

进行网格检查,尺寸扭曲率为0.78,小于0.85,表明网格质量良好.计算网格系统网格见图2.

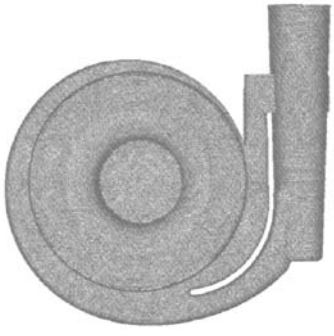


图2 计算网格系统

Fig.2 Calculation grid system

1.2 模型的建立

采用三维定常不可压雷诺时均N-S方程,并采用RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型使方程组闭合.

两相流基本方程,目前仍处于发展阶段,完全的解析式还没有导出,但为工程的需要,已经出现了许多有实际应用价值的模型.在常用两相流模型中,本研究采用混合物模型.混合物模型的基本方程如下.

1.2.1 连续性方程

$$\nabla \cdot (\rho_m v_m) = \dot{m} \qquad (1)$$

万方数据

式中 ρ_m 为混合密度，$\rho_m = \alpha_q\rho_q + \alpha_p\rho_p$；$v_m$ 为质量平均速度，$v_m = \frac{\alpha_q\rho_q v_q + \alpha_p\rho_p v_p}{\rho_m}$；$\dot{m}$ 为汽蚀引起的两相间传递质量；α_q 为流体相体积分数；ρ_q 为流体相密度；α_p 为气泡相体积分数；ρ_p 为气泡相密度；v_p 为气泡相速度；v_q 为流体相速度.

1.2.2　动量方程

混合物模型的动量方程可以通过对气液两相的动量方程求和得到，表示为

$$\nabla\cdot(\rho_m v_m v_m) = -\nabla p + \nabla\cdot[\mu_m(\nabla v_m + \nabla v_m^T)] + \rho_m g + F + \nabla\cdot(\alpha_q\rho_q v_{dr,q} v_{dr,q} + \alpha_p\rho_p v_{dr,p} v_{dr,p}) \quad (2)$$

式中 μ_m 为混合相动力粘度，$\mu_m = \alpha_q\mu_q + \alpha_p\mu_p$；$F$ 为体积力；$v_{dr,q}$ 为流体相的飘移速度，$v_{dr,q} = v_q - v_m$；$v_{dr,p}$ 为气泡相的飘移速度，$v_{dr,p} = v_p - v_m$.

1.2.3　气泡相体积分数方程

气泡相相对于混合速度有一个飘移速度. 根据气泡相的连续方程，可以得到气泡相的体积分数方程：

$$\nabla\cdot(\alpha_p\rho_p v_m) = -\nabla\cdot(\alpha_p\rho_p v_{dr,q}) \quad (3)$$

式中 $v_{dr,p} = v_{qp} - \sum_{k=1}^{n}\frac{\alpha_k\rho_k}{\rho_m}v_{qk}$. 其中 v_{qp} 为气泡相与流体相的相对速度，$v_{qp} = \tau_{qp}a$. 其中 a 为气泡相粒子的加速度，$a = g - (v_m\cdot\nabla)v_m - \frac{\partial v_m}{\partial t}$；$\tau_{qp}$ 为粒子的驰豫时间，$\tau_{qp} = \frac{(\rho_m - \rho_p)d_p^2}{18\mu_q f_{drag}}$. 其中 d_p 为气泡相颗粒直径；μ_q 为流体相动力粘度；f_{drag} 为曳力系数，

$$f_{drag} = \begin{cases} 1 + 0.15Re^{0.687} & Re \leqslant 1\,000 \\ 0.018\,3Re & Re > 1\,000 \end{cases}$$

1.2.4　湍流模型

采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型. 此湍流模型通过修正湍动粘度，考虑了平均流动中的旋转及旋流情况.

$$\nabla\cdot(\rho_m v_m k) = \nabla\cdot\left[\left(\mu + \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_k}\right)\nabla k\right] + G_{k,m} + \rho_m\varepsilon \quad (4)$$

$$\nabla\cdot(\rho_m v_m\varepsilon) = \nabla\cdot\left[\frac{\mu_{t,m}}{\sigma_\varepsilon}\nabla\varepsilon\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{1\varepsilon}^* G_{k,m} - C_{2\varepsilon}\rho_m\varepsilon) \quad (5)$$

式中 $\mu_{t,m}$ 为湍动粘度，$\mu_{t,m} = \rho_m C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon}$；$G_{k,m}$ 为湍动能的产生项，$G_{k,m} = \mu_{t,m}[\nabla v_m + (\nabla v_m)^T]\nabla v_m$；$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \left(\frac{1 - \frac{\eta}{\eta_0}}{1 + \beta\eta^3}\right)$，其中 $\eta = (2E_{ij}\cdot E_{ij})^{\frac{1}{2}}\frac{k}{\varepsilon}$；$E_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$.

上面各式中的常数为 $C_{1\varepsilon} = 1.42$，$C_{2\varepsilon} = 1.68$，$C_\mu = 0.084\,5$，$\alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39$，$\eta_0 = 4.377$，$\beta = 0.012$.

1.3　边界条件

在计算域的进口，根据实际工作管路的体积，取含气率为 15%. 考虑到含气率的实际分布较为复杂，假设进口含气率均布. 采用速度进口条件，设两相进口速度相同，湍动能和耗散率由经验公式确定：

$$k = \frac{3}{2}(\bar{u}I)^2，\varepsilon = C_\mu^{3/4}\frac{k^{3/2}}{l} \quad (6)$$

出口采用自由出流条件，出口截面的参数由区域内部推导得来.

固壁上采用无滑移条件[3]，近壁区采用壁面函数法[4,5]，将壁面上的物理量与湍流核心区内的相应物理量联系起来.

3　计算过程及结果分析

在设计工况下进行计算，各参数为：流量 $Q = 25\ m^3/h$，扬程 $H = 30\ m$，转速 $n = 2\,900\ r/min$，比转速 $n_s = 68.8$.

由于旋流自吸泵内气液两相流动很复杂，假设泵内部流动为非稳态、不可压缩流动. 基本相为水，第二相为空气，进口含气率为 15%. 通过商用 CFD 软件 FLUENT，使用两相混合模型进行计算. 离散方程的求解，采用改进的压力耦合半隐式方法——SIMPLIC 算法. 为了保证速度场和压力场的耦合，避免产生压力振荡现象，采用交错网格[6]. 旋转叶轮与静止蜗壳之间的耦合采用多参考坐标系模型 (multiple reference frame)[7].

图 3 为单液相状态下泵内静压分布图，图 4 为自吸时气液两相状态下泵内静压分布图. 通过对比可以看出，总体上两者大小分布规律一致，但单液相状态下静压稍大于自吸时气液两相状态下静压. 分析其原因，由于自吸时空气进入叶轮，导致叶轮流道内的流体平均密度下降，叶轮对气液两相流所做的功较对单液相流所做的功要少，动能转化后的压能

万方数据

减少，所以静压稍低，这与文献[8]的结论一致. 观察图4，在泵出口区域，静压略低，这是因为泵出口处气相积聚较多导致的.

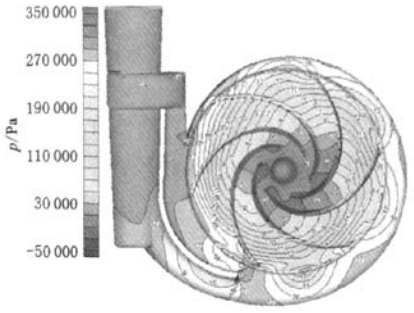


图3 单液相状态下静压分布图

Fig. 3 Static pressure distribution under liquid phase condition

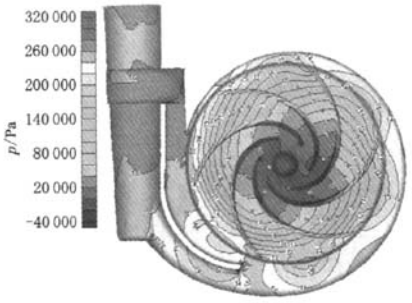


图4 气液两相状态下静压分布图

Fig. 4 Static pressure distribution under gas-liquid phase condition

图5和图6分别为两相流中气相和液相在叶轮中心回转面的相对速度图. 可以看出，气液两相流中，气相和液相的流向和速度分布基本一致. 在叶道入口段，两相的相对速度都较大；沿着出口方向，速度开始降低，并在靠近泵出口附近、接近压力面的区域发生边界层的分离和漩涡. 在叶道出口段，由于受蜗壳内流体的作用，相对速度稍大.

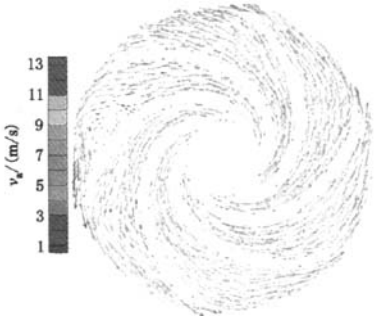


图5 叶轮中心回转面气相相对速度图

Fig. 5 Liquid phase relative velocity of impeller central rotative surface

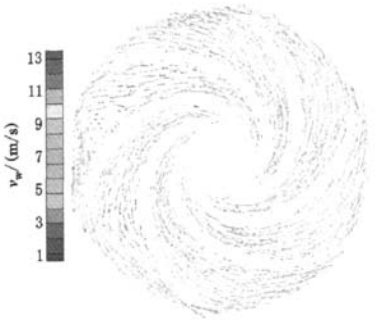


图6 叶轮中心回转面液相相对速度图

Fig. 6 Gas phase relative velocity of impeller central rotative surface

总体上，液相速度略大于气相速度. 分析其原因，由于两相间存在速度滑移，且气相密度小于液相，所以在叶轮旋转的离心力作用下，气相速度会小于液相速度. 但是，因为气相所占体积率较小，叶片在对两相流做功过程中，泵内的主要流动是液相通过相间作用夹带气相的流动，所以气相速度不会与液相相差太大.

图7显示了泵内含气率的分布情况. 从图可以发现，整个泵内部含气率的范围为14.5% ~ 15.9%，在进口含气率15%的左右波动. 从分布来看，泵中气相分布范围很广. 总体上，在叶道靠近叶片压力面的区域含气率低于靠近吸力面的区域，其原因是，进入旋转的叶轮后，由于气相密度低于液相而滞后，气相逐渐移向易产生漩涡的叶片吸力面靠近出口的尾迹区，而液相占据了高能的射流区.

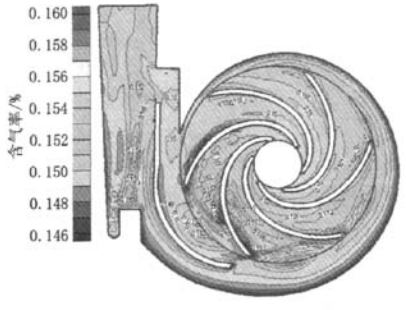


图7 泵中心回转面含气率分布图

Fig. 7 Gas volume fraction distribution of pump central rotative surface

另外，在接近小流道的两个叶道内存在含气率很高的区域. 分析原因，认为是漩涡区容易产生气相的积聚，从而会导致含气率较高. 在叶轮旋转作用下，叶轮周边的流体遇到导壁后，被导壁压入靠近出口的两叶道，与其内部的气液两相流体混合. 结合前

万方数据

面的相对速度图可以发现，由于流动较为紊乱，产生了漩涡，导致气相的积聚.

然后，经过进一步混合的流体流入小流道，在易产生旋涡的小流道前部产生含气率较大的区域. 接着，混合流体流入气液分离室，在离心力作用下，液相沿分离室壁面作螺旋运动，气液两相实现分离，液相通过回流通道回流，气相遇到凸台后被压缩并逸出泵出口，其分布规律符合旋流自吸泵自吸的原理.

4 结　论

采用混合物模型，对旋流自吸泵自吸时的气液两相流场进行了数值模拟.

1）由于气相的存在，使自吸时气液两相状态下的静压稍小于单液相状态下的静压.

2）气液两相流中，气相和液相的流向和速度分布基本一致，但由于气相密度小于液相，导致气相速度会小于液相速度.

3）靠近泵出口的两叶道，由于存在漩涡导致气相的积聚，使含气率较高.

4）通过模拟，对于旋流自吸泵启动初期内部流场规律有了较深的认识. 这为以后分析旋流自吸泵的性能，优选设计方案，提供了一些有益的参考.

参考文献(References)

[1] 吕智君，兰才有，王福军. 自吸泵研究现状及发展趋势[J]. 排灌机械，2005，23 (3)：1-5.
Lv Zhijun，Lan Caiyou，Wang Fujun. The present status and development of self-priming pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*，2005，23 (3)：1-5. (in Chinese)

[2] 王春林，司艳雷，郑海霞，等. 旋流自吸泵内部流场的数值模拟[J]. 排灌机械，2008，26 (2)：31-35.
Wang Chunlin，Si Yanlei，Zheng Haixia，et al. Numerical simulation of rotational interior flow in self-priming pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*，2008，26 (2)：31-35. (in Chinese)

[3] 施卫东，张启华，陆伟刚. 新型井泵水力设计及内部流动的数值模拟[J]. 江苏大学学报：自然科学版，2006，27(6)：528-531.
Shi Weidong，Zhang Qihua，Lu Weigang. Hydraulic design of new-type deep well pump and its flow calculation [J]. *Journal of Jiangsu University：Natural Science Edition*，2006，27(6)：528-531. (in Chinese)

[4] Kumar S，Bergada J M，Watton J. Axial piston pump grooved slipper analysis by CFD simulation of three-dimensional N-S equation in cylindrical coordinates[J]. *Computers and Fluids*，2009，38(3)：648-663.

[5] Stoesser T，Nikora V I. Flow structure over square bars at intermediate submergence：large eddy simulation study of bar spacing effect[J]. *Acta Geophysica*，2008，56(3)：876-893.

[6] 邢　岩，王春林. 三角形迷宫螺旋泵内三维紊流数值模拟[J]. 水泵技术，2006(4)：36-38.
Xing Yan，Wang Chunlin. Numerical simulation of three-dimensional turbulence of triangle maze ppiral pump[J]. *Pump Technology*，2006(4)：36-38. (in Chinese)

[7] Xiao P，Corzine K A，Venayagamoorthy G K. Multiple reference frame-based control of three-phase PWM boost rectifiers under unbalanced and distorted input conditions[J]. *IEEE Transactions on Power Electronics*，2008，23(4)：2006-2017.

[8] Poullikkas A. Effects of two-phase liquid-gas flow on the performance of nuclear reactor cooling pumps[J]. *Progress in Nuclear Energy*，2003，42(1)：3-10.

(责任编辑　张文涛)

万方数据