

基于三维紊流数值计算的离心泵叶轮优化设计*

郭鹏程 罗兴铸 刘胜柱

(西安理工大学水利水电学院 西安 710048)

摘要: 应用标准 $k-\varepsilon$ 紊流模型加壁面函数法对离心水泵叶轮内部的三维紊流流动进行了雷诺平均 N-S 方程的数值计算与分析。分析了离心泵叶轮叶型对流速分布、压力分布和泵性能的影响,研究了离心泵叶轮通道内流动规律,提出了三维紊流数值分析基础上的离心泵叶轮优化设计方法。实例表明用三维紊流数值模拟方法研究叶轮内部流场是改进和优化叶轮设计的一个重要手段。

关键词: 离心泵 叶轮 三维紊流 数值计算 优化设计

中图分类号: GH311

0 前言

长期以来,离心泵叶轮的设计基础是 20 世纪初罗伦兹提出的通流理论,进行水力设计时一般不对叶轮进口到出口这段控制区域的流速场、压力场进行定量的计算和分析,对水流绕叶片流动的运动状态是否合理也没有清晰的认识,水力设计手段相对比较落后。而叶轮是离心泵内最关键的过流部件,不但自身旋转,而且叶轮流道的几何形状伴有强烈的弯曲和扭曲,其内部流动是复杂的三维紊流流动。因此,进行叶轮内部的流动分析和研究对于提高离心泵效率,改善离心泵性能具有特别重要的意义。近年来,随着计算机技术和数值模拟理论的发展,许多学者对离心泵叶轮内部的三维粘性流进行了数值模拟研究^[1~3]。但对三维紊流数值分析基础上的离心泵叶轮优化设计很少涉及。应用标准 $k-\varepsilon$ 紊流模型加壁面函数法对离心水泵叶轮内部的三维紊流流动进行了详细的数值计算与分析,获得了离心泵叶轮通道内的速度场,压力场,分析了叶片型对流速分布、压力分布以及泵性能的影响。通过对离心泵叶轮通道内流动规律的分析,提出了三维紊流数值分析基础上的离心泵叶轮改型设计方法。

1 控制方程

选用与叶轮主轴一起旋转的非惯性坐标系来描述相对运动,考虑 Boussinesq 涡粘性模型,在以角速度 ω 旋转的相对直角坐标系 (x,y,z) 中,雷诺时均的 N-S 方程的具体表达式如下

$$E_x + F_y + G_z = S$$

$$E_x = \left[\rho u \quad \rho uu - \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial x} \quad \rho uv - \mu_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial x} \right. \\ \left. \rho uw - \mu_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial x} \right]^T$$

$$F_y = \left[\rho v \quad \rho vu - \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial y} \quad \rho vv - \mu_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial y} \right. \\ \left. \rho vw - \mu_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial y} \right]^T$$

$$G_z = \left[\rho w \quad \rho wu - \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial z} \quad \rho vw - \mu_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial z} \right. \\ \left. \rho ww - \mu_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial z} \right]^T$$

$$S = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial x} \right) - \frac{\partial p^*}{\partial x} - 2\rho\omega v \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial y} \right) - \frac{\partial p^*}{\partial y} + 2\rho\omega u \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{\partial p^*}{\partial z} \end{bmatrix}$$

ρ ——流体的密度

u, v, w ——相对速度在 x, y, z 方向上的分量

p^* ——包括紊动能和离心力的折算压力

$$p^* = p + 2k/3 - \rho\omega^2 r^2 / 2$$

* 陕西省教委重点科研计划资助项目(99JK169)。20030408 收到初稿, 20030825 收到修改稿

r ——任一点相对于转动轴线的半径

μ_{eff} ——等效粘性系数, 等于分子粘性系数 μ 和 Boussinesq 涡粘性系数 μ_t 之和

为了确定 μ_t , 选用 Launder 和 Spalding 提出的 k - ε 模型^[4]。

k 方程

$$\rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\delta_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - C_D \rho \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l}$$

ε 方程

$$\rho u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\delta_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_1 \varepsilon}{k} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{C_2 \rho \varepsilon^2}{k}$$

式中 $\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$$

$$\varepsilon = \gamma \left(\frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \right)^2 = C_D \frac{k^{3/2}}{l}$$

上述两方程式中系数 C_1 、 C_2 、 C_μ 、 δ_k 和 δ_ε 取值, 很多参考文献看法比较一致^[5], $C_1 = 1.44$ 、 $C_2 = 1.92$ 、 $C_\mu = 0.09$ 、 $\delta_k = 1.0$ 和 $\delta_\varepsilon = 1.3$ 。

2 数值计算

2.1 求解算法

采用 SIMPLEC 算法在建立压力—速度代数校正方程时考虑了相邻节点的影响。实际计算时为保证速度场和压力场的耦合并防止出现压力锯齿波现象, 采用了交错网格。离散时用二阶中心差分离散扩散项和源项, 用混合差分离散对流项。用交替方向隐式法(ADI)求解离散后的线性方程组。

2.2 边界条件

(1) 进口条件 进口的径向速度 u_{in} 按流量与其口径换算而得, 取均匀进口分布; 通道进口的切向速度 $u_{\theta \text{in}}$, 根据模型的转速和尺寸, 按 $u_{\theta \text{in}} = \omega R_{\text{in}}$ 给定; 紊动能的进口值 $k_{\text{in}} = (0.5 - 1.5\%) u_{\text{in}}^2 / 2$ 。进口处的紊动能耗散率 $\varepsilon_{\text{in}} = C_\mu k_{\text{in}}^{3/2} / l$, l 是进口处的特征长度。

(2) 出口条件 出口速度分量取第二类边界条件。即: 出口处的速度分量由上游一层网格点的即

时值推演, 再根据连续性条件按比例修正每一出口处网格点的速度分量。在高 Re 数情况下, 下游的 k 和 ε 值对上游的影响是有限的, 故出口处的 k 和 ε 值取零梯度。

(3) 周期性边界条件 在模型计算域的进出口处的延长部分, 网格是按照一个完整的周期生成的, 因此可以给定周期性边界条件

$$\phi_1 = \phi_r \quad \phi = u, v, w, p, k, \varepsilon$$

(4) 压力边界条件 在 SIMPLEC 算法中, 压力场的校正值 p' 在除了进口的整个计算域保持零梯度特征。对于所有将要计算的点只需要在一个点上定义压力, 压力的绝对数值没有意义, 只有压力差是流场迭代的动力。

(5) 固壁条件 固体壁面上的速度分量采用无滑移边界, 但因采用壁面函数法时, 速度求解时又有一定的特殊处理。在近壁区域紊流具有边界层特性, 标准 k - ε 模型在壁面处受到限制, 引用壁面函数法可解决这一问题, 详见参考文献[5]。

3 算例计算及结果分析

对于具有复杂几何形状和流场结构的离心泵叶轮通道, 单块网格难以很好地进行描述。采用多块网格技术, 将离心泵叶轮内求解区域划分成四个较为简单的块。

图 1 是多块网格的拓扑关系, 将整个叶轮通道分为块 I、II、III 和块 IV 四块。为了调整网格质量, 图 1 中 1~4 的线是可调的。各块网格在交界面上保证点对点搭接, 生成了贴体及与边界正交的高质量结构化网格。网格节点数为 120 600, 见图 2 所示。在此基础上对离心泵叶轮内流场进行了数值分析。

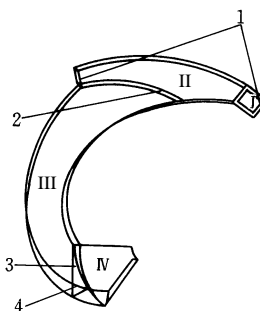


图 1 多块网格拓扑

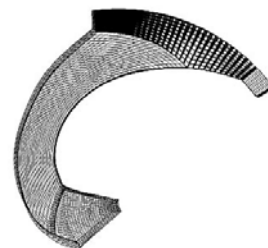


图 2 网格节点示意图

3.1 原型叶轮内流场的数值分析

应用标准 k - ε 紊流模型加壁面函数法对离心水泵叶轮内部的三维紊流流动进行了雷诺平均 N-S 方程的数值计算。其中, 图 3 是上盖板附近速度矢量, 图 4 是叶轮流线分布规律, 图 5 是叶片工作面压力分布,

图 6 是叶片吸力面压力分布，结果如下。

从原型离心泵叶轮计算结果可以看出，不管是叶片之间，还是上下盖板之间，压力分布都比较均匀。说明翼型规律基本合理。但在离心泵进口处有头部撞击，在叶轮吸力面距离出口三分之一有旋涡，从图 4 流线分布规律也可以看出旋涡现象，说明原型叶轮翼型安放角度不合理。另外，在叶轮出口处的出流角与其他范围出流角明显不同，在该范围内容易产生撞击和水流的紊乱，说明叶轮翼型出口厚度太大。从以上分析可以提出下一步改进方案。

(1) 进叶轮进水角，使之适应来流条件，达到进口无撞击。

(2) 改变叶轮翼型安放角度，进一步消除旋涡。

(3) 改变叶轮翼型出水边厚度，使之水流出水角均匀。

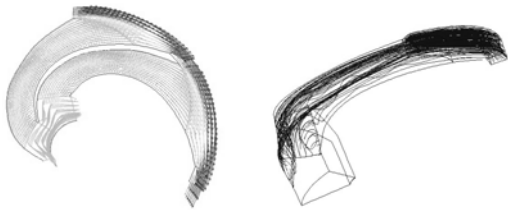


图 3 上盖板附近速度矢量 图 4 叶轮流线分布规律

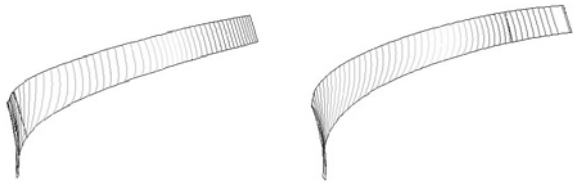


图 5 叶片工作面压力分布 图 6 叶片吸力面压力分布

3.2 基于 CFD 分析的叶轮进水边叶型优化

通过 CFD 分析，发现原型离心泵在叶轮进口边有头部撞击；在叶轮吸力面距离出口三分之一有旋涡。根据这个结果进行离心泵叶轮进水边翼型改型优化。图 7 是改变进水角后上盖板附近速度矢量，图 8 是改变进水角后叶轮流线分布规律图，图 9 是改变进水角后叶片工作面压力分布图，图 10 是改变进水角后叶片吸力面压力分布图。

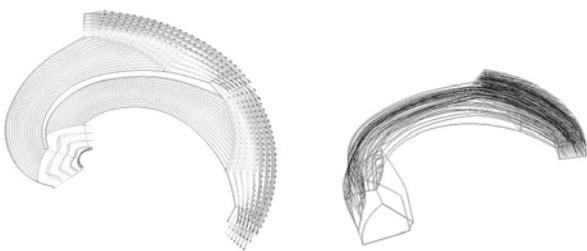


图 7 上盖板附近速度矢量 图 8 叶轮流线分布规律

从计算结果可以看出，在叶轮进口处，水流撞击已经消失，说明头部修型后，叶轮的进水角更适应水流的流动特性。同时，由于修改了翼型，在叶轮吸力面距离出口三分之一处旋涡消失。由图 8 也可以很清楚的看出改型后叶轮更适合水流的流动特性。同时也可以揭示传统的设计方法有待进一步改进。

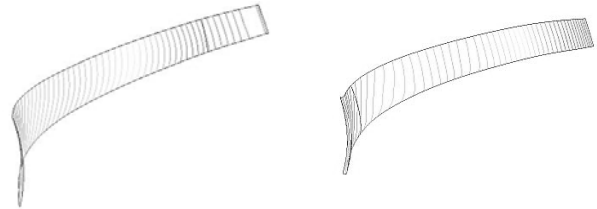


图 9 叶片工作面压力分布 图 10 叶片吸力面压力分布

由于没有改变出水边厚度，叶轮出水角的不均匀性仍然存在，下一步工作主要是改变叶轮出水边形状，做到叶轮出水的均匀性。

3.3 基于 CFD 分析的叶轮进出水边叶型联合改型

通过 CFD 分析，发现原型离心泵在叶轮出口处工作面和吸力面中间的翼型厚度之间的出流角与其他范围出流角明显不同，在该范围内容易产生撞击和水流的紊乱，说明叶轮翼型出口厚度太大。提出在离心泵叶轮进水边翼型改型的基础上，再进行叶轮翼型出口边修型。其中，图 11 是叶轮进出水边叶型联合改型后上盖板附近速度矢量，图 12 是叶轮进出水边叶型联合改型后下盖板附近速度矢量，图 13 是叶轮进出水边叶型联合改型后叶片工作面压力分布图，图 14 是叶轮进出水边叶型联合改型后叶片吸力面压力分布图。

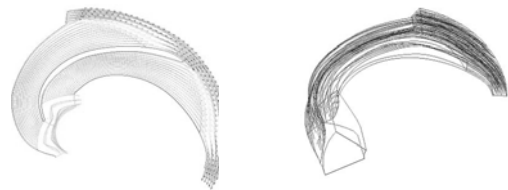


图 11 上盖板附近速度矢量 图 12 下盖板附近速度矢量

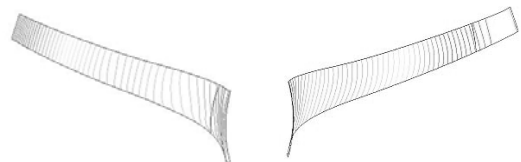


图 13 叶片工作面压力分布 图 14 叶片吸力面压力分布

从计算结果图 11~14 可以看到，改变叶轮出水边形状后，叶轮出流均匀，说明以上分析和改型方法是正确的，最终达到了优化的目的。这种优化结

果对离心式水泵不仅改善了离心泵内的流态,而且提高了离心泵的效率 and 寿命。这种工作是非常重要的和必要的。

4 结 论

应用标准 $k-\varepsilon$ 紊流模型加壁面函数法对离心水泵叶轮内部的三维紊流流动进行了详细的数值计算与分析,获得了离心泵叶轮通道内的速度场,压力场,分析了叶型对流速分布、压力分布以及泵性能的影响。并通过对离心泵叶轮通道内流动规律的分析,提出了三维紊流数值分析基础上的离心泵叶轮改型设计方法。

基于三维紊流数值模拟技术在离心泵叶轮水力设计中的应用,能够精确地分析和了解离心泵叶轮内部流动结构,有效地进行离心泵叶轮改型和优化设计,从而提高离心泵的各项性能。可见,以详实的流场分析结果为基础,用数值模拟方法研究叶轮内部流场必将改变传统的水力设计方法,极大地缩短离心泵的开发周期,显著地提高离心泵的设计质量。用数值模拟方法研究叶轮内部流场必将成为改进和优化叶轮设计的一个重要手段。

参 考 文 献

- 1 孙自强, 吴玉林, 薛敦松. 离心泵叶轮内部紊流数值计算. 工程热物理学报, 1996, 17(7): 64~67
- 2 胡春波, 姜培正, 魏进家. 离心泵叶轮内宾汉流体湍流流场的数值计算. 应用力学学报, 1999, 16(2): 104~107
- 3 袁寿其, 陈池, 郑铭. 无过载离心泵叶轮内三维不可压湍流场计算. 机械工程学报, 2000, 36(5): 31~34

- 4 Launder D E, Spalding D B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. London: Academic Press, 1972
- 5 陶文铨. 数值传热学. 西安: 西安交通大学出版社, 1988

OPTIMIZED REDSIGN OF THE CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER BASED ON NUMERICAL ANALYSIS OF 3D TURBULENT FLOW

Guo Pengcheng Luo Xingqi Liu Shengzhu
(Institute of Water Resources and Hydro-Electric Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048)

Abstract: The standard $k-\varepsilon$ turbulence model and the wall function are adopted to solve 3D turbulent flow field in the impeller of a centrifugal pump. The influences of the blade profile on speed distributions, press distributions and pump performance are analyzed. The flow regulation pattern in the impeller of a centrifugal pump is also investigated. A redesign and optimizing method of the impeller blade profile based on numerical analysis of 3D turbulent flow is put forward. The results show that the proposed method is a very outstanding tool to carry out the redesign and optimizing of the impeller blade profile.

Key words: Centrifugal pump Impeller 3D turbulent flow
Numerical analysis Optimized design

作者简介: 郭鹏程, 男, 1975 年出生, 博士研究生。主要从事流体机械流动分析与优化设计工作。

E-mail: guoyc@mail.xaut.edu.cn