

双吸式叶轮内流三维数值模拟及性能预测

赵斌娟¹, 袁寿其², 李 红², 谈明高²

(1. 江苏大学能源与动力工程学院, 镇江 212013; 2. 江苏大学流体工程技术中心, 镇江 212013)

摘要: 以时均化的 N-S 方程和考虑旋转与曲率影响的修正的 k- ϵ 湍流模型为基础, 在贴体坐标系中运用 SIMPLEC 算法, 对双吸式离心叶轮内流进行三维湍流数值模拟。计算得到叶轮内的速度、压力场分布, 预估了扬程、水力效率并与试验值进行对比。计算结果表明, 在双吸式叶轮中, 从叶轮进口到出口压力逐渐增加; 在叶片区域, 处于前盖板和对称面之间的中间截面上, 叶片工作面附近的压力明显大于背面附近的压力, 且从对称面到前盖板各中间截面上的压力梯度显著增加; 流动关于对称面对称, 在对称面上不存在轴向速度; 设计工况下叶轮出口断面上压力分布明显比其它工况均匀, 因此水力效率最高。

关键词: 双吸式叶轮; 三维湍流模拟; 性能预测

中图分类号: TH311

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2006)01-0093-04

赵斌娟, 袁寿其, 李 红, 等. 双吸式叶轮内流三维数值模拟及性能预测[J]. 农业工程学报, 2006, 22(1): 93-96.

Zhao Binjuan, Yuan Shouqi, Li Hong, et al. 3D numerical simulation and performance prediction of double-suction impeller[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(1): 93-96. (in Chinese with English abstract)

0 引言

随着计算机和 CFD 技术的迅速发展, 三维数值模拟的应用越来越广泛。事实证明, 运用准确可靠的数学方法可以进行流体机械内部流动的数值模拟及性能预测, 从而指导流体机械的设计, 这就避免了烦琐的模型试验, 减少了设计成本。但是, 由于泵几何形状及其内部流动的复杂性, 利用全三维粘性数值模拟进行泵内流分析的研究虽已起步, 但还远远不够, 且目前的研究多停留在纯粹的数值计算阶段, 对于数值计算结果的验证和利用很少^[1]。

本文用数值模拟的方法, 研究了一双吸式叶轮的内部流场。分析了不同工况下双吸式离心叶轮内的压力和速度分布特征。通过数值模拟预测了扬程、水力效率并与试验值进行对比。数值模拟采用 SIMPLEC 算法, 求解在贴体坐标系下的 N-S 方程, 湍流模型采用考虑旋转与曲率影响的修正的 k- ϵ 模型^[2]。

1 叶轮基本参数

数值计算所用叶轮为一几何结构完全对称的双吸式叶轮(如图 1 所示)。

其主要设计参数为: 流量 $Q = 2700 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H = 44 \text{ m}$, 转速 $n = 990 \text{ r}/\text{min}$; 比转速 $n_s = 129.7$; 叶轮外径 $D_2 = 612 \text{ mm}$, 出口宽度 $b_2 = 66 \times 2 \text{ mm}$, 叶片数 $Z = 6$ 。

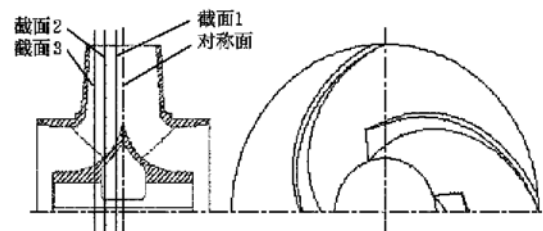


图 1 叶轮轴面及平面投影图

Fig. 1 Meridional(left) and blade-to-blade view(right) of the impeller

2 数值计算方法

根据叶轮内流的特点, 对流动做如下假定: 流体在流动过程中不可压缩; 流动参数时均值不随时间变化, 即为定常流动。

建立同叶轮同步旋转且 Z 轴与叶轮轴线重合的旋转直角坐标系 (x, y, z) , 以时均化的 N-S 方程为控制方程, 并通过坐标转换将其变换到任意曲线贴体坐标系 (ξ, η, ζ) 中, 以考虑旋转与曲率影响的修正的 k- ϵ 方程为湍流模型, 用有限体积法编写程序求解^[3-5]。

3 计算区域

考虑到双吸式叶轮几何结构的对称性, 取半边叶轮为计算区域, 对称面满足对称性边界条件, 叶轮进出口适当延长以保证进出口边界不位于重要流动变化区域, 图 2 为叶轮的计算区域网格图^[6,7]。

4 边界条件

4.1 进口条件

在计算域的进口, 速度取第一类边界条件, 即

$$u_j|_{in} = u_j(x, y, z) \quad (j = 1, 2, 3) \quad (1)$$

湍动能 k 和耗散率 ϵ 由下列经验公式确定:

收稿日期: 2005-03-17 修订日期: 2005-05-24

基金项目: 江苏省自然科学基金项目(BK2004406)

作者简介: 赵斌娟(1977-), 女, 江苏镇江人, 博士生, 研究方向为流体机械内部流动数值模拟及测试技术。镇江市学府路 301 号 江苏大学能源与动力工程学院, 212013. Email: zhaobinjuan@ujs.edu.cn

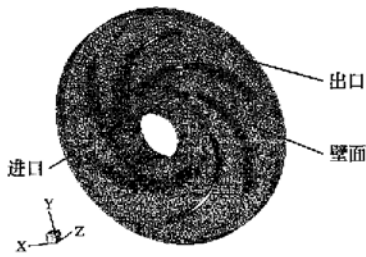


图2 叶轮计算区域网格图
Fig.2 Calculated area and calculated grid

$$k_{in} = 0.005u_{in}^2, \epsilon_{in} = \frac{C_\mu k_{in}^{3/2}}{l_{in}} \quad (2)$$

式中 l_{in} ——进口混合长度, $C_\mu = 0.09$ 。

4.2 出口条件

在计算区域的出口部分,速度分量 u_{out} 、湍动能 k_{out} 和耗散率 ϵ_{out} 取第二类边界条件,即

$$\frac{\partial u_j}{\partial n} \Big|_{out} = 0, \frac{\partial k_{out}}{\partial n} = 0, \frac{\partial \epsilon_{out}}{\partial n} = 0 \quad (j = 1, 2, 3) \quad (3)$$

式中 \vec{n} ——出口断面的单位法向矢量。

4.3 固壁条件

固壁条件包括叶轮的前后盖板及叶片的工作面和背面。在近壁区,由于该区域雷诺数较小,在充分发展湍流区推得的 $k-\epsilon$ 湍流模型使用受到限制,采用壁面函数法^[8]。设近壁点 P 到壁面的距离为 y_P , 则近壁点处的 u_P, k_P, ϵ_P 值分别由下列壁面函数所确定:

$$\frac{u_P}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey_P^+), k_P = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}}, \epsilon_P = \frac{u_\tau^3}{\kappa y_P} \quad (4)$$

式中 $y_P^+ = \frac{\rho u_\tau y_P}{\mu} = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P}{\mu}$; 壁面摩擦速度 $u_\tau =$

$$\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, E = 9.011, \kappa = 0.419。$$

5 计算结果及分析

5.1 流速分布

图3为叶轮进口和出口相对速度矢量图。叶轮高速旋转的壁面带动内部流场变化,周围有速度环量分布,本来的初速度场由无旋变为有旋,从壁面到中心影响逐渐减小,中部区域为充分发展的湍流区域。在叶轮的出口截面上流体基本沿出口边的切线方向甩出。

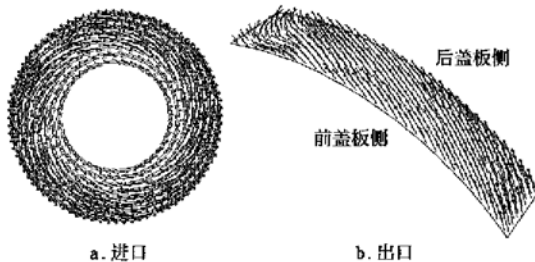


图3 叶轮进出口相对速度矢量图
Fig.3 Relative velocity vectors on the inlet(left) and outlet(right) of the impeller

图4为叶轮对称面上相对速度矢量图,流动关于对称面对称,在对称面上没有轴向速度,在工作面的前端出现了小范围内的脱流现象,根据计算结果,随着转速的增加这一区域的范围逐渐扩大。

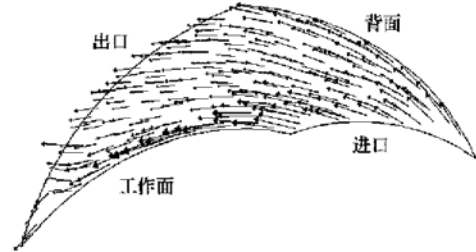


图4 叶轮对称面上相对速度矢量图
Fig.4 Relative velocity vectors on the symmetric plane of the impeller

5.2 压力分布

图5显示了叶片区域前盖板和对称面之间四个截面(具体位置见图1)上的压力等值线分布。从图中可以发现,在双吸式叶轮中,从叶轮进口到出口压力逐渐增加。同一截面上,叶片工作面处的压力明显大于背面处的压力,从对称面到前盖板,各截面上的压力梯度逐渐增加。

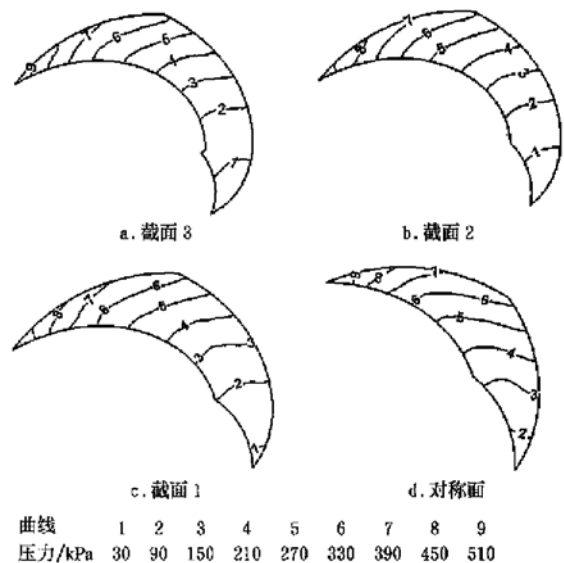


图5 叶片区域中间截面上压力等值线图
Fig.5 Static pressure isoline distribution on different cross-sections in the impeller

图6显示了三种工况下叶轮出口断面上的压力分布。从图中可以发现,设计工况下叶轮出口断面上的压力分布明显比其它工况均匀,因此水力效率最高^[9,10]。

6 性能预测

6.1 性能预测的方法

在双吸式叶轮内流数值模拟的基础上,可以预测叶轮在不同工况下的扬程和水力效率值。效率的计算公式

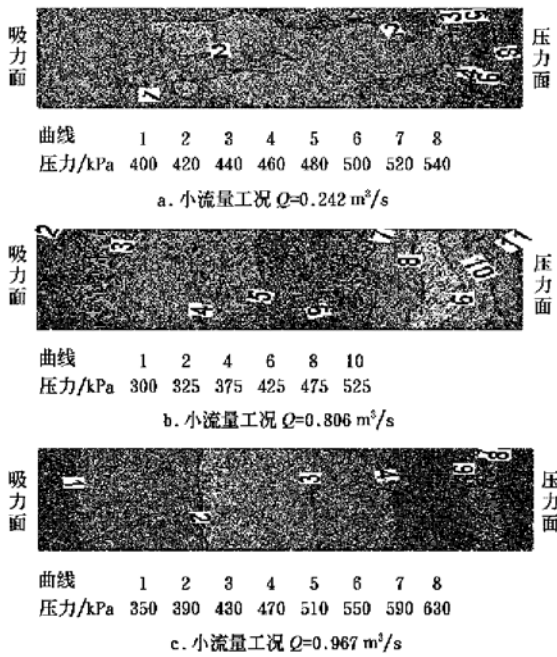


图 6 不同工况下叶轮出口截面的压力分布图
Fig. 6 Static pressure contour on the outlet of the impeller

如下:

$$\eta = H/H_t$$

其中, H 为叶轮的實際揚程, 可由下式計算得出

$$H = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{P}{\rho g} \right)_i / N + \sum_{i=1}^N \left(\frac{V^2}{2g} \right)_i / N \right]_{outlet} - \left[\sum_{i=1}^M \left(\frac{P}{\rho g} \right)_i / M + \sum_{i=1}^M \left(\frac{V^2}{2g} \right)_i / M \right]_{inlet} \quad (5)$$

式中 M, N ——分别为进、出口断面上的总节点数; P ——节点上的压力值; V ——节点上的绝对速度; ρg ——水的重度。

H_t 为叶轮的理論揚程, 可由下式計算得到

$$H_t = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{V_u U}{g} \right)_i / N \right]_{outlet} - \left[\sum_{i=1}^M \left(\frac{V_u U}{g} \right)_i / M \right]_{inlet} \quad (6)$$

式中 V_u ——进、出口断面节点上绝对流速的圆周分量; U ——节点上的牵连速度^[11-13]。

6.2 性能预测结果及分析

图 7 和图 8 分别显示了数值模拟预测和泵能量试验所得流量-扬程 ($Q-H$) 曲线和流量-效率 ($Q-\eta$) 曲线。

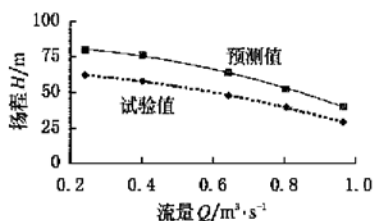


图 7 试验和数值模拟预测得流量-扬程性能曲线
Fig. 7 Measured and predicted performance curve ($Q-H$)

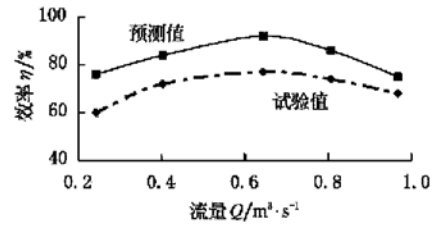


图 8 试验和数值模拟预测得流量-效率性能曲线
Fig. 8 Measured and predicted performance curve ($Q-\eta$)

从图中可以看出:

- 1) 数值模拟得扬程、水力效率都要高于试验值, 这是因为数值模拟只针对叶轮水力效率进行, 而泵试验则是对整个泵体的总效率进行的。
- 2) 两图中数值模拟和试验曲线的趋势基本一致, 这说明数值模拟可以较好地反映叶轮的能量特性。

7 结论与讨论

本文基于 $N-S$ 方程和 $k-\epsilon$ 湍流模型对双吸式叶轮内三维湍流进行数值模拟。揭示了双吸式叶轮内部流动的一些基本规律: 从叶轮进口到出口压力逐渐增加; 在叶轮前盖板和叶轮对称面之间的任一中间截面上, 压力面附近的压力明显大于吸力面附近的压力, 且从对称面到前盖板各中间截面上的压力梯度显著增加; 在叶轮对称面上, 流动完全对称, 不存在轴向速度; 设计工况下叶轮出口断面上压力分布的均匀性明显优于其它工况, 因此水力效率最高。

通过对计算结果和试验测量数据的对比, 发现数值模拟所得性能曲线与试验曲线的趋势基本一致, 因此数值模拟可以为双吸式叶轮的设计和改造提供有价值的信息。

[参 考 文 献]

- [1] 何有世, 袁寿其, 陈池. CFD 进展及其在离心泵叶轮内流计算中的应用[J]. 水泵技术, 2002, (3): 23-26.
- [2] Muggli F A, et al. CFD calculation of a mixed flow pump characteristic from shut-off to maximum flow [A]. Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting[C]. v 2, 2003: 249-254.
- [3] Wu Y L, Dai J. Turbulence flow simulation through centrifugal pump impeller at design and off-design condition[A]. The 2nd Inter. Conf. Pumps Fans[C]. Beijing, 1995: 155-167.
- [4] Hong Wang, Hiroki Tsukamoto. Experimental and numerical study of unsteady flow in a diffuser pump at off-design conditions[J]. Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(6): 767-778.
- [5] Tourlidakis A. Numerical modeling of viscous turbomachinery flows with a pressure correction method: [Ph. D. Dissertation]. Cranfield University, England, 1992.
- [6] 陈池, 袁寿其, 郑铭, 等. 离心泵叶轮三维贴体网格生成[J]. 农业机械学报, 2000, 31(4): 50-53.

- [7] 袁寿其, 何有世, 黄良勇, 等. 带分流叶片的离心泵叶轮三维帖体网格生成[J]. 农业机械学报, 2004, 35(6): 69-71.
- [8] 陶文铨. 数值传热学(第2版)[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [9] Ryskov R K, Jacobsen C B, Pederson N. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions—Part II Large eddy simulations[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2003, 125(1): 73-83.
- [10] 李 龙, 王 泽, 徐 峰, 等. 离心泵内变工况三维湍流数值模拟[J]. 农业机械学报, 2004, 35(6): 70-74.
- [11] 刘厚林, 袁寿其, 施卫东, 等. 双流道泵性能预测的研究[J]. 农业工程学报, 2003, 19(4): 133-135.
- [12] Patel D P. Performance prediction in complete range of centrifugal pumps[C]. *Pump — the Developing Needs*, 7th Technical Conference of the BPMA, 1981.
- [13] Takagi T, et al. Performance prediction of sing-suction centrifugal pumps of different specific speeds[Z]. *Performance prediction of centrifugal pump and compressor*, ASME, 1980.

3D numerical simulation and performance prediction of double-suction impeller

Zhao Binjuan¹, Yuan Shouqi², Li Hong², Tan Minggao²

(1. School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China;

2. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: On the basis of time-averaged N-S equation and k- ϵ turbulent model, the inner flow of double-suction impeller was calculated in 3-D body-fitted coordination by applying SIMPLEC algorithm. The velocity, pressure distributions in impeller were obtained and used to analyze pump performance under different working conditions. The calculation results indicate: in double-suction centrifugal pump impellers, the static pressure gradually increases from the inlet to outlet; in any mid-plane between the shroud and symmetric plane, the static pressure in the pressure side is obviously larger than that in the suction side of vanes, and the pressure gradient increases as the location of mid plane changes from the symmetric plane side to the shroud side; the flow is symmetric and there is no axial velocity on the symmetric plane; the static pressure distribution on the outlet of impeller is much more uniform in designed working condition than in off-design working conditions.

Key words: double-suction impeller; 3D numerical simulation; performance prediction