

离心泵内叶轮与蜗壳间耦合流动的三维紊流数值模拟

郭鹏程, 罗兴奇, 刘胜柱

(西安理工大学水利水电学院, 西安 710048)

摘要: 根据离心泵通道的几何和流场特点, 探讨了离心泵叶轮通道结构化多块网格划分中的一些处理方法。同时求解三维时均 $N-S$ 方程, 并采用“冻结转子法”处理叶轮与蜗壳间动静耦合流动的参数传递和相互干扰问题, 对某一设计工况下离心泵内的全三维紊流场进行了计算, 捕捉到了离心泵叶轮内、叶轮与蜗壳间及蜗壳内的压力分布、速度分布和旋涡的结构与演化特征等重要流动信息。结果表明, 该方法能够较为准确地预测出离心泵叶轮与蜗壳间及内部的流动特性, 所得结果对进行离心泵的水力设计或改型优化设计等研究具有重要的指导意义。

关键词: 离心泵; 冻结转子法; 多块网格; 数值模拟

中图分类号: TH311

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2005)08-0001-05

郭鹏程, 罗兴奇, 刘胜柱 离心泵内叶轮与蜗壳间耦合流动的三维紊流数值模拟[J]. 农业工程学报, 2005, 21(8): 1- 5

Guo Pengcheng, Luo Xingqi, Liu Shengzhu Numerical simulation of 3D turbulent flow fields through a centrifugal pump including impeller and volute casing[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(8): 1- 5 (in Chinese with English abstract)

0 引言

离心泵在现代国民经济各部门中有着广泛的应用, 深入研究离心泵内部流动对于提高离心泵效率和改善其性能具有重要的意义。目前, 许多学者对离心泵过流部件的三维流动进行了数值研究^[1-5], 用数值模拟方法研究离心泵内过流部件流场已成为改进和优化离心泵叶轮和其他过流部件设计的重要手段。但进行离心泵整机内部流动数值研究的报道国内还没有, 而离心泵内过流部件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流动。只进行各过流部件单独分析, 没有考虑过流部件间的匹配关系, CFD 分析结果必然与实际流动存在较大差别, 也无法了解离心泵内部流动的三维特性。要想模拟其真实内部流场, 必须在叶轮与蜗壳耦合或多级环境下直接求解三维非定常 $N-S$ 方程组。受当前计算机硬件条件限制, 离心泵内部非定常数值研究, 还仅限于二维模拟阶段, 无法满足工程应用的需要。

水力机械内相对定常三维多级流场模拟主要有简单的顺序算法(Simple 'top-down' computation), 混合界面法(Mixing plane approach)和冻结转动部件法(Frozen rotor approach)等分区计算方法, 对于离心泵内叶轮与蜗壳的耦合定常流动采用冻结转动部件法较为合适^[6]。本文采用冻结转动部件法把离心泵内非定常流动简化为叶轮在某一位置定常流动的计算方法。对设

计工况下离心泵的整场进行了定常三维流动数值模拟, 捕捉到了离心泵内部流动的许多重要信息, 证实了蜗壳、叶轮间相互作用引起的整机流场的不对称性, 揭示了其内部的重要流动特征。

1 多块网格生成

网格生成是进行数值模拟的重要组成部分^[7,8], 网格品质的好坏直接影响到数值解和计算精度。本文发展运用由 Rubbert 和 Lee^[9]提出的多块网格思想, 将离心泵内叶轮、蜗壳和出水口等求解区域划分成若干较为简单的块, 在各块中分别生成了贴体及与边界正交的高质量的结构化网格。本文根据各自区域和流场的特点, 将求解区域划分成进水管、叶轮、蜗壳、出水口 4 个部分, 其中将较复杂的叶轮和蜗壳几何体又分成若干子块, 然后在每一小块区域单独生成合适的网格, 最后将所有网格耦合起来。本文各区网格在交界面上点对点搭接, 这样既可以方便处理也可保证方程守恒。图 1 是多块网格的拓扑关系。计算单元总数为 304610, 其中叶轮单元数为 144000, 蜗壳单元数为 109910, 进口段为 24000, 出口延长段为 26700。

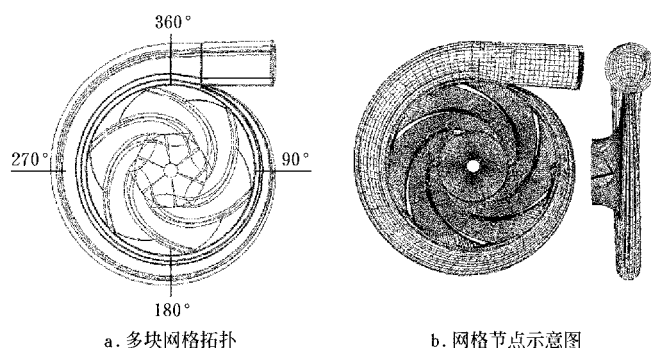


图 1 计算网格系统

Fig 1 Multi-block grid topology

收稿日期: 2004-09-21 修订日期: 2004-12-02

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50309012); 陕西省教委重点科研计划项目(99JK169)

作者简介: 郭鹏程(1975-), 男, 博士生, 从事水力机械流动分析与优化设计工作。西安市 西安理工大学水利水电学院, 710048。

Email: guoyc@mail.xaut.edu.cn

2 流动模型

本文采用 $k-\epsilon$ 两方程湍流模型封闭的相对定常 Reynolds 时均方程求解, 计算方法忽略了叶轮与蜗壳动静部件间非定常流动的干扰, 认为各部件内部流动是相对稳定的。时均方程表达如下:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \Phi) + \nabla \cdot F = S(\Phi) \quad (1)$$

式中 $F = \rho U \Phi$, $\Phi = [1, u, v, w, k, \epsilon]^T$,
 $\Phi = [1, \mu_{eff}, \mu_{eff}, \mu + \mu_t/\sigma_k, \mu + \mu_t/\sigma_\epsilon]^T$,

$$S\Phi = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{\partial \tau_{rx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{ry}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} - \frac{\partial p^*}{\partial x} + \rho\omega(\omega x - 2v) \\ \frac{\partial \tau_{rx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{ry}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} - \frac{\partial p^*}{\partial y} + \rho\omega(\omega y + 2u) \\ \frac{\partial \tau_{rx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{ry}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} - \frac{\partial p^*}{\partial z} \\ P_k - \rho\epsilon \\ (C_1 P_k - C_\mu \rho \epsilon) \epsilon / k \end{bmatrix}$$

其中, $\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \epsilon$, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$,
 $P_k = \left[\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\mu_t \frac{\partial u_m}{\partial x_m} + \rho k \right) \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$,
 $\tau_{ij} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k$,
 $p^* = p - \frac{1}{2} \rho \omega^2 r^2$

模型参数 $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, ω 表示坐标系旋转角速度, 当 $\omega = 0$ 时即为绝对坐标系。对方程(1)采用压力修正法求解, 计算时方程的离散和求解都在同一套计算网格上进行, 采用 Rhie & Chow^[10]提出的方法抑制非交错网格引起的不合理压力场。二阶中心差分离散扩散项和源项, 混合差分离散对流项。

叶轮与蜗壳联合计算, 在叶轮进口给定流量与蜗壳出口给定平均压力; 壁面按对数律给定无滑移边界条件; 采用“冻结转子法”处理叶轮与蜗壳间动静耦合流动的参数传递。计算忽略了蜗壳和叶轮间流动的非定常性, 认为蜗壳和叶轮内部流动是相对定常的, 在同一个时间层被看作是相对独立的系统, 并且采用各自独立的网格系统。

3 结果与分析

计算离心泵由进水管、叶轮、蜗壳、出水管组成。叶轮进口直径 $D_1 = 100 \text{ mm}$, 外径 $D_2 = 260 \text{ mm}$, 叶片数 $z = 6$, 叶片包角 60° ; 叶片型线为单圆弧。叶轮额定转速 $n = 2900 \text{ r/min}$ 。离心泵设计扬程 $H = 30 \text{ m}$, 设计流量 $Q = 198 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

图 2 是离心泵前后盖板中心截面的速度分布图。由图 2 可以看出, 从叶轮进口到出口, 前后盖板中心截面各流道的速度分布很不均匀, 靠近蜗壳出口的两叶轮流道的速度分布与其他流道的速度分布明显不同, 说明在叶轮旋转过程中, 各流道的水流流动随它在蜗壳中相对

位置的不同而变化。这样, 从叶轮出口到蜗壳进口的水流流动沿周向也必然是不均匀的, 反过来这种流动直接反作用于叶轮出口, 使各流道内的水流流动表现出周期性的加速和减速流动。叶轮内水流流动既受叶轮本身结构的影响还受到蜗壳的影响。另外, 从图 2 局部放大图可知, 蜗壳出口靠近蜗舌处水流形成涡流, 且壁面有边界层分离现象。这是由于在蜗舌附近出口水流与蜗舌的相互作用造成蜗舌附近水流流动的复杂化。再者, 从 $\varphi = 90^\circ$ 蜗壳径向截面到蜗舌这一段蜗壳通道内中心截面上沿径向的流速梯度非常大, 蜗舌间隙内的流速极大。除此之外, 整个蜗壳对称面上的速度流动比较平顺, 这与常规的等环量蜗壳型线设计思想较吻合, 但并不是完全等环量的流动。

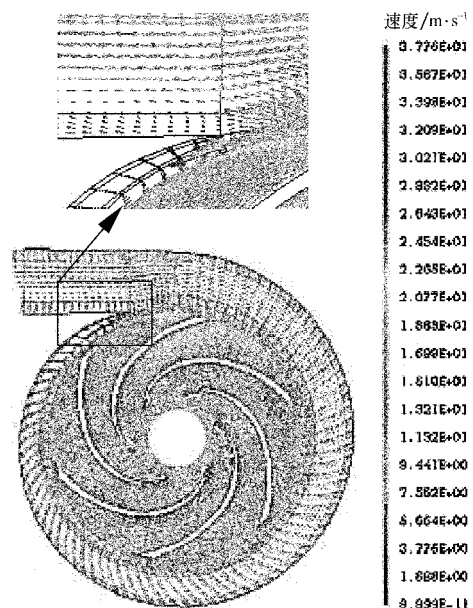


图 2 泵前后盖板中心截面速度分布

Fig 2 Velocity distribution at the center between shroud and hub

图 3a 和 3b 是离心泵前后盖板中心截面的静压分布和总压分布图。由图 3a 可知, 叶轮进口静压分布不均匀, 并随叶轮流道半径的增大, 静压逐渐上升, 同一半径上压力面侧的静压大于吸力面侧的静压。不同的叶轮流道静压分布也不均匀, 靠近蜗壳出口的两叶轮流道的静压分布与其他通道的静压分布明显不同。对于蜗壳中心截面上, 除隔舌附近有较大的压力梯度外, 整个周向静压分布比较均匀。由图 3b 可知, 总压与静压分布类似, 叶轮进口前总压分布不均匀, 沿着叶轮旋转方向总压逐渐增大, 在叶轮出口区域达到最大, 且各叶片流道的总压分布不具有对称性。另外在左侧的局部放大图中, 蜗舌下端间隙处 A 点所示为一局部总压升高, 恰与速度分布图 2 局部放大图中较大流速梯度相一致, 进一步说明蜗舌间隙内流动的复杂性。叶片尾部正背面间的翼型 B 点表现为局部总压降低, 说明叶轮旋转到此处受蜗壳出口流动的影响, 在叶片尾部正背面间形成漩涡, 容易和蜗壳内水流流动产生撞击。

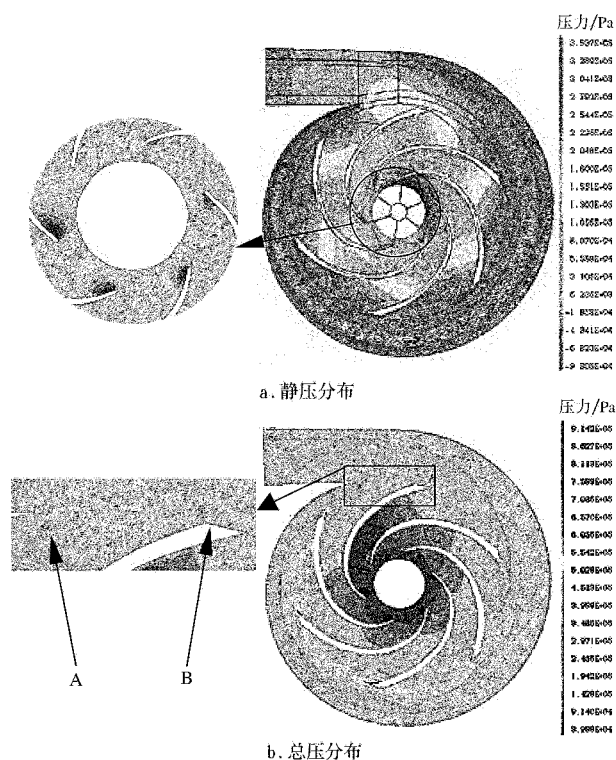


图 3 泵前后盖板中心截面压力分布

Fig 3 Pressure distribution at the center between shroud and hub

图 4 是叶轮进口速度矢量图。可以看出水流由轴向

转为径向流动时在叶轮进口处发生的冲击现象, 由于叶轮进口冲击损失的存在, 将使叶轮流道内的水力损失增加, 加上叶轮各个流道的流动情况差异较大, 叶轮内流出的流体在与蜗壳内的流体混合后的流动情况将更加复杂。

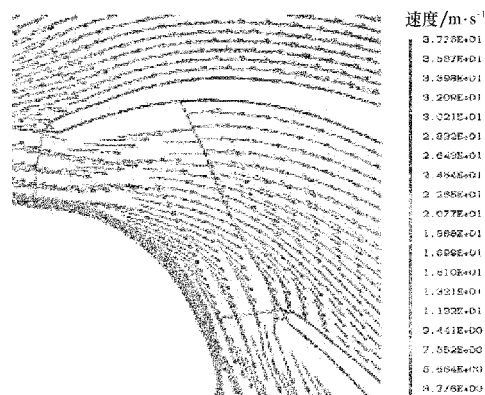


图 4 叶轮进口速度矢量

Fig 4 Velocity vector at blade inlet

图 5a 和 b 是叶轮叶片工作面和背面压力分布图。由图 5 可以看出, 叶片工作面静压明显大于叶片背面静压。其中最低压力出现在叶片进口处, 这是由于水流绕叶片头部时流体加速转弯流速加快, 致使在叶片进口处形成叶轮内的最低压力区。随后由于叶轮旋转使得叶轮通道内的水流又随半径的增大而静压逐渐上升, 流速逐渐增大。

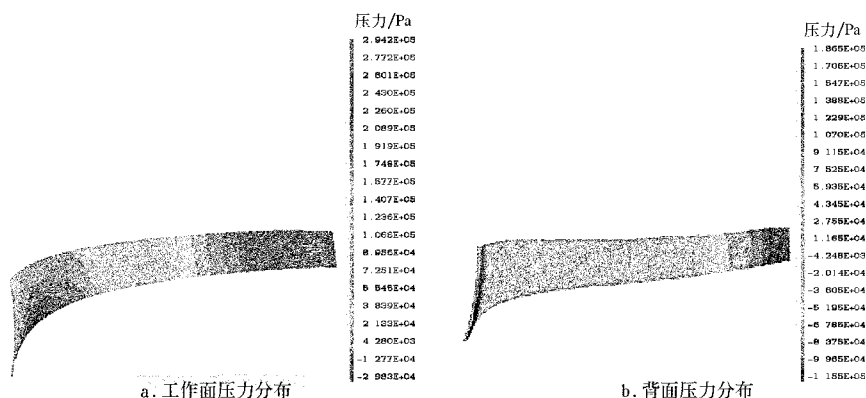


图 5 叶片表面压力分布

Fig 5 Pressure distribution at blade surface

蜗壳是离心泵内的一个重要过流部件, 起着重要的导流与扩压作用。图 6a、b 和 c 分别表示设计工况下蜗壳进口切向速度分量 (V_θ)、径向速度分量 (V_R) 和轴向速度分量 (V_z) 沿蜗壳进口周向的分布。其中横坐标表示蜗壳沿周向的相对长度, φ 表示蜗壳沿主流方向的圆心角, B 为蜗壳进口宽度, b 表示由叶轮后盖板侧蜗壳进口壁处为起点的蜗壳进口断面沿轴向的相对位置。

图 6a 所示的蜗壳进口切向速度分量沿周向分布的波动特性十分明显, 而且波动程度沿蜗壳宽度从叶轮后盖板侧到前盖板侧在逐步加强; 从图 6b 可以看出, 蜗壳

进口径向速度分量沿周向分布也呈十分明显的波动特征, 波动程度沿蜗壳宽度与径向速度分量类似, 而且波动呈明显的周期性; 由图 6c 可知, 蜗壳进口水流沿周向始终存在轴向速度分量, 也呈十分明显的波动特征, 而且分布不均匀在 $\varphi = 120^\circ \sim 240^\circ$ 间轴向速度较大。由图 6 综合可以看出, 蜗壳进口沿周向的水流流动呈明显的不均匀性和三维紊流特性, 而且周期性波动特征十分强烈, 这必然是转动的叶轮和蜗壳水流流动相互干涉所致; 对于进口速度分量沿周向分布的波动程度的不对称, 应该与研究对象叶轮的单吸形式有关, 单吸叶轮在

叶轮出口流速沿出口宽度不可能对称分布,同时也说明了紊流的随机性特征;切向速度分量的数量级最大,径

向分量速度次之,轴向速度分量的数量级为切向速度十分之一左右。

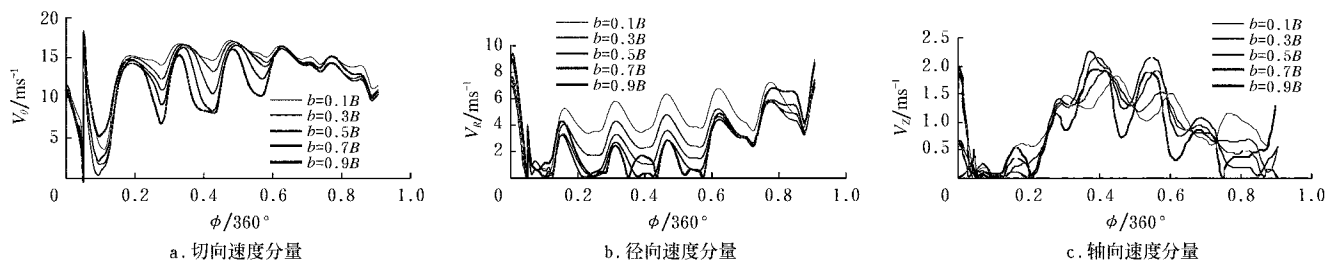


图 6 蜗壳进口速度分量沿周向的分布

Fig 6 Velocity component circumferential distribution at the inlet of volute

图 7 表示蜗壳进口静压沿周向的分布,静压沿周向分布的波动特性较明显,而波动程度沿轴向蜗壳宽度的变化不大,这与蜗壳进口速度分量沿轴向分布的波动特征差异较大。这样蜗壳进口总压沿轴向的分布是不均匀的,也就是说单吸叶轮出口总压沿宽度方向的分布是不均匀的。

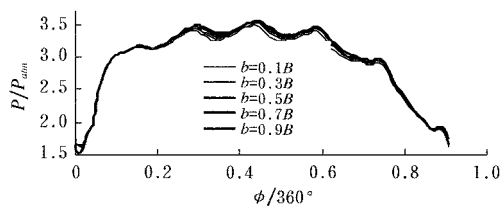


图 7 蜗壳进口静压沿周向的分布

Fig 7 Static pressure circumferential distribution at the inlet of volute

图 8a~j 表示蜗壳在 $22.5^\circ, 36^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 180^\circ, 240^\circ, 300^\circ, 320^\circ$ 和 360° 等 10 个径向截面的二次流速度分布。径向截面的具体位置如图 1a 所示。由图可见,蜗壳内的水流流动是一种不稳定的旋涡流。且旋涡表现为一种产生、发展和耗散的复杂演化过程。整个蜗壳径向截面的二次流速度分布在包角 $\varphi=50^\circ$ 附近为界前后两段呈两种特征。

在蜗壳段包角 $\varphi=50^\circ$ 的前半段 ($\varphi=20^\circ \sim 50^\circ$) 径向截面接近矩形,截面上存在着以蜗壳对称面为对称轴的一对旋向相反的涡。 $\varphi=22.5^\circ$ 径向截面属于蜗舌间隙的流动,主流速度较大,此时径向截面上的涡还没有形成,但已呈现形成旋涡的趋势;在 $\varphi=36^\circ$ 径向截面旋向相反的涡对已经形成并充分发展覆盖整个径向截面,之后在蜗壳内随着包角 φ 的增大,直到 $\varphi=45^\circ$ 径向截面这对旋向相反的涡一直存在并保持几乎相同的强度。

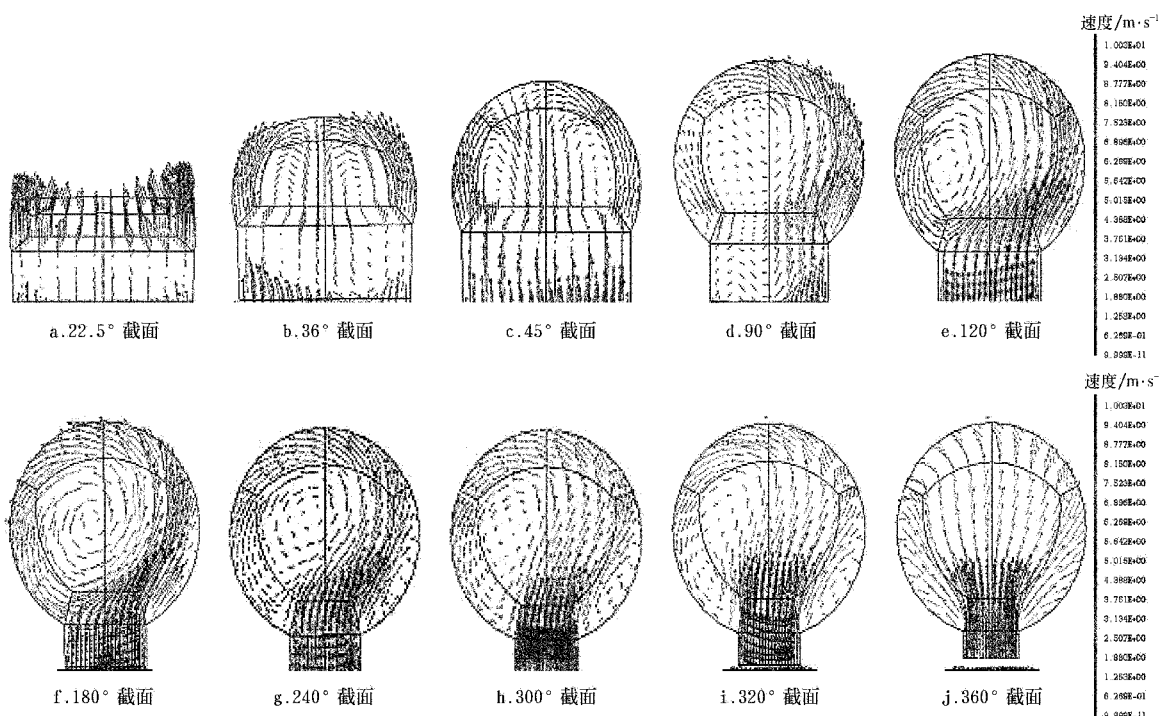


图 8 蜗壳径向截面二次流速度分布

Fig 8 Velocity distribution of the secondary flow at the meridional plane of volute

在包角 $\varphi = 50^\circ$ 的后半段, 蜗壳径向截面接近圆形, 总体上各径向截面上不再存在以蜗壳对称面为对称轴的旋涡对。图 8e~j 是蜗壳径向截面接近圆形情况下各径向截面上旋涡的演化发展图。随着包角 φ 的增大, 进入蜗壳流道的流体越来越多, 而且由于单吸叶轮在叶轮出口流速沿出口宽度不是对称分布, 造成蜗壳进口来流沿轴向发生偏斜, 在 $\varphi = 90^\circ$ 径向截面对称反旋涡对已经消失, 而在截面左侧正在形成一个强度较弱的左旋旋涡; 到了 $\varphi = 120^\circ$ 径向截面, 这个左旋涡进一步发展并占据了整个径向截面左侧区域, 而到了 $\varphi = 180^\circ$ 径向截面, 此左旋涡已经充分发展为强旋涡, 其影响范围已遍及几乎整个截面区域, 此时旋涡附近流体撞击蜗壳右侧外壁面的强度增大, 在径向截面右下方一个新的右旋涡正在萌芽状态; 在 $\varphi = 240^\circ$ 截面上, 左旋涡的强度继续保持, 而右旋涡已形成但被强大的左旋涡挤压在截面右下方的局部区域; 到了 $\varphi = 300^\circ$ 截面上, 仍然是左旋涡强右旋涡弱, 但左旋涡比前一截面的强度弱, 而右旋涡比前一截面的强度高; 在 $\varphi = 320^\circ$ 截面, 两旋涡的强度都有所减弱, 但仍然是左旋涡挤压右旋涡; 到了 $\varphi = 360^\circ$ 径向截面, 左右旋涡已全部耗散溃灭。

可以看出, 蜗壳内的流动十分复杂, 除了整个流动几乎是以旋涡形式向前推进外, 随着包角 φ 的变化旋涡表现出十分复杂的演化过程, 从而导致蜗壳内较大的流动损失。

4 结 论

通过对设计工况下离心泵叶轮与蜗壳耦合的三维流动数值模拟, 证实了蜗壳与叶轮间相互作用引起的整机流场的不对称性, 揭示了离心泵内部的重要流动特征。

1) 在叶轮旋转过程中, 各流道的水流流动随它在蜗壳中相对位置的不同而不同, 且表现出周期性的加速和减速流动。

2) 蜗壳进口速度和压力沿周向分布呈明显的周期性波动特征, 表明叶轮与蜗壳的干扰所造成的蜗壳进口周向流动的不均匀性是非常强烈的。

3) 整个蜗壳内的流动以旋涡形式向出口推进的, 且径向截面的二次流分布随径向截面型线的不同呈明显两种特征。径向截面型线接近矩形的截面上存在着以蜗壳对称面为对称轴的一对旋向相反的涡对, 而在型线接近圆形的截面上对称反旋涡对不再存在, 而是一强一弱两旋涡呈现复杂的产生、发展和耗散的演化过程向出口方向推移。

[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[J]. 工程热物理学报, 1996, 17(7): 64- 67.
- [2] 吴玉林, 曹树良. 离心泵叶轮中紊流的计算[J]. 水泵技术, 1997, (1): 9- 11.
- [3] 李文广. 离心泵叶轮内部三维紊流数值计算[J]. 水泵技术, 1997, (5): 20- 29.
- [4] 袁寿其, 陈 池, 郑 铭, 等. 无过载离心泵叶轮内三维不可压湍流场计算[J]. 机械工程学报, 2000, 36(5): 31- 34.
- [5] 赵啸冰, 许洪元, 王晓东, 等. 水力机械蜗壳的研究进展[J]. 农业机械学报, 2003, 34(2): 136- 140.
- [6] Kaechele T, Hauff C, A schenbrenner T. Discussion of several numerical approaches for the stator-rotor interaction [A]. Proceedings of the 20th IHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems [C]. Charlotte, North Carolina, U. S. A. , August, 2000.
- [7] 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- 54.
- [8] 周天孝, 白 文. CFD 多块网格生成新进展[J]. 力学进展, 1999, (3): 344- 368.
- [9] Rubbert P E, Lee K D. Patched coordinate systems [J]. Applied Mathematics and Computation, 1982: 235- 252.
- [10] Rhie C M, Chow W L. A numerical study of the turbulent flow past isolated airfoil with trailing edge separation[J]. AIAA, 1983, 21: 1525- 1532.

Numerical simulation of 3D turbulent flow fields through a centrifugal pump including impeller and volute casing

Guo Pengcheng, Luo Xingqi, Liu Shengzhu

(Institute of Water Resources and Hydroelectric Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract Structured grids are widely applied due to its lower memory consuming and its convenient grid numbering. In this paper, based on the feature of geometry and fluid field, multi-block grid technique was used to generate the complicated fluid channels mesh in the centrifugal pump, and based on Reynolds equations closed by $k-\epsilon$ turbulence model with general coordinates, the numerical simulation of three dimensional turbulent flow through a centrifugal pump including a impeller and a volute casing in the turns of one after another was conducted by using the pressure correction algorithm. At the same time, a frozen rotor method was set between the impeller and the volute casing to transform the coupling information of flow fields. The analyses under designed operating conditions were made. Based on the calculated results of flow fields, the flow field structures in the centrifugal pump impeller and the interaction inflow between the impeller and the volute casing were obtained. And characteristics of swirling flow and its developing process on the cross-sections of the volute casing were also gained. It can be concluded that the results are very important and available for verifying the hydraulic design or the optimization design of the centrifugal pump in the engineering design field.

Key words: centrifugal pump; frozen rotor method; multi-block grid; numerical simulation