离心泵叶轮内部湍流流场的数值模拟

龙志军，裴 毅，杨晓珍，黄理军
(湖南农业大学工程技术学院，湖南 长沙 410128)

摘要：为了进一步探索泵叶轮内部三维流场的参数、为泵的设计提供理论依据，以 IB50-32-250 离心泵叶轮的设计参数为依据，根据叶轮内部湍流流动的通用方程建立湍流模型，利用 ANSYS8.0 对离心泵叶轮内部流场的速度、压力进行数值模拟，初步得出了叶轮内部流场主要特征和分布规律，对研究流体机械叶轮部件内部的流动情况具有参考价值。

关键词：离心泵；叶轮；湍流流场；数值模拟
中图分类号：TH311　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1005-6254(2005)02-0008-03

0 引言

叶轮是离心泵中做功的主要部件，叶轮内部流场的分布历来为许多学者所关注，例如：流体对圆管内流动动能修正系数的研究，流体泥浆的湍流结构的研究，流体的物性参数计算方法的研究，叶轮内流体流动的有限元分析，等等。叶轮内的流动相当复杂，而叶轮内流体的流动状态又直接影响离心泵的性能。以前人们研究的方法通常是先作若干基本假设，建立了无粘性定常流动的计算模型[1]，应用流线曲率法、有限差分法及有限元法等数值方法进行求解。

随着计算机技术的飞速发展，应用计算机流体力学 CFD（Computational Fluid Dynamics）的软件（如 STAR-CD、FlUENT、CFX-TASCflow、PHOENICS、ANSYS 等）对离心泵内部流场进行数字模拟，成为了目前研究的热点。笔者借助文献[2]的研究成果，以 IB50-32-250 离心泵的叶轮的参数为依据，利用 ANSYS8.00 的 Flotran 模块对叶轮内部湍流流场进行了数值模拟，得出了离心泵叶轮内部流场的主要特征，对通过数值计算探索流体机械叶轮内部的流动情况，无疑具有重要意义和价值。

1 湍流模型的建立和基本方程的确定

假设：离心泵叶轮内流体的流动为二维、定常、不可压缩理想流体的无旋流动。取固结于叶轮上的相对坐标系进行分析，计算区域示意图如图 1 所示。图中 S_1 为一个叶型的围线，S_2、S_3 为周期性线段，S_4、S_5 为远离进出口的边界[3]。

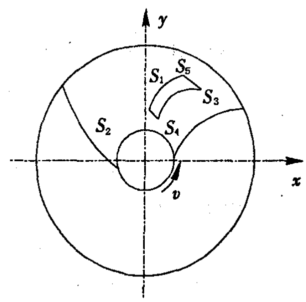

图 1 计算区域示意图

建立极坐标系(r,θ)，借助文献[2]文献[4]可得叶轮内部湍流流动的通用方程为

$$\frac{\partial}{r\partial\theta}(\rho\mu\varphi)+\frac{\partial}{r\partial r}(r\rho v\varphi)=\frac{\partial}{r\partial\theta}\left(\frac{\Gamma}{r}\frac{\partial\varphi}{\partial\theta}\right)+ +\frac{\partial}{r\partial r}\left(r\Gamma\frac{\partial\varphi}{\partial r}\right)+S$$

式中，ν 为流体的湍流粘性系数，ρ 为流体密度，μ 为流体的塑性粘度，f 是通用变量，Γ 与 S 是相对应的广义扩散系数和广义源项。

在进行离心泵叶轮内流场计算时，其计算边界的几何形状十分复杂，只有采用任意曲线坐标系(ξ,η)，才能完全适应复杂的几何形状。经过繁琐的推导，任意曲线坐标系下的流体湍流流动控制方程的通用形式如下[4]：

作者简介：龙志军(1968-)，男，湖南临武人，湖南农业大学讲师，硕士；研究方向：农机设计创新与试验研究。

$$\frac{\partial}{J\partial\xi}(\rho G_1\varphi)+\frac{\partial}{J\partial\eta}(\rho G_2\varphi)=\frac{\partial}{J\partial\xi}\left[\frac{\Gamma}{r}\left(\alpha\frac{\partial\varphi}{\partial\xi}-\beta\frac{\partial\varphi}{\partial\eta}\right)\right]$$
$$+\frac{\partial}{J\partial\eta}\left[\frac{\Gamma}{r}\left(\gamma\frac{\partial\varphi}{\partial\eta}-\beta\frac{\partial\varphi}{\partial\xi}\right)\right]+S(\xi,\eta)r(\xi,\eta)$$

式中 $G_1=\mu\frac{\partial r}{\partial\eta}-r\nu\frac{\partial\theta}{\partial\eta}$

$$G_2=-\mu\frac{\partial r}{\partial\xi}+r\nu\frac{\partial\theta}{\partial\xi}$$

$$\alpha=\frac{1}{r}\left(\frac{\partial r}{\partial\eta}\right)^2+r\left(\frac{\partial\theta}{\partial\eta}\right)2$$

$$\gamma=\frac{1}{r}\left(\frac{\partial r}{\partial\xi}\right)2+r\left(\frac{\partial\theta}{\partial\xi}\right)2$$

$$\beta=\frac{1}{r}\frac{\partial r}{\partial\xi}\frac{\partial r}{\partial\eta}+r\frac{\partial\theta}{\partial\xi}\frac{\partial\theta}{\partial\eta}$$

$$J=\frac{\partial\theta}{\partial\xi}\frac{\partial r}{\partial\eta}-\frac{\partial\theta}{\partial\eta}\frac{\partial r}{\partial\xi}$$

2 数值模拟及结果

根据以上模型，本文假定了叶片进口边的流速 v_x=0.20 m/s, v_y=1.0 m/s,流体密度 ρ=1 000 kg/m^3, 流体粘性 ν=0.01 kg/m·s,进口边的压力为 1 个大气压，出口边的压力为零，与叶片接触的流体流速为零。对叶片进行网格化后，共产生了 1 044 个节点，节点分布如 2 图示，运行数值模拟后得到某一时刻 v 的分布如图 3 所示，v_x、v_y、p (压力)分布如图 4 所示。系统还采集了 1 044 个节点的 v_x、v_y 和 ν 及 p 具体数值，限于篇幅的缘故，本文仅取了 205 至 238 个进行统计分析。具体结果如图 5 所示。

从以上这些图可知：叶轮回转面上湍流流体的速度分布主要集中在流道的中部，从叶轮进口

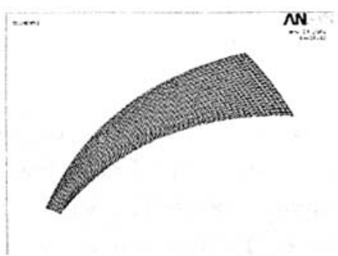

图 2　叶片网格的划分状况

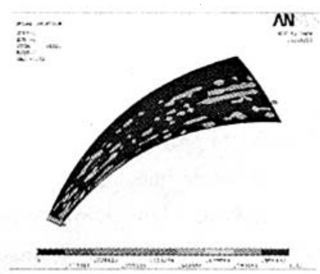

图 3　总的流速分布

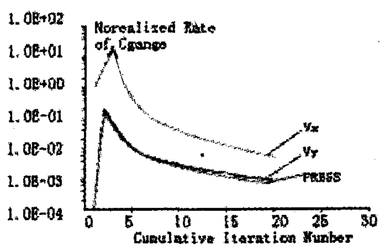

图 4　v_x、v_y、p(压力)分布图

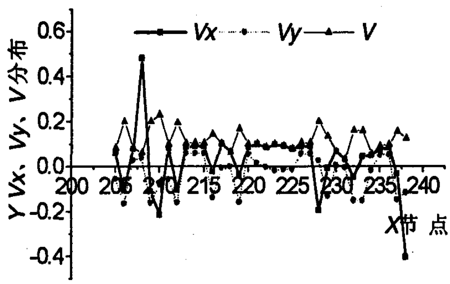

图 5　v_x、v_y、ν 分布图

到出口处，随着半径的增大，相对速度有减小的趋势，旋转叶轮内有一定的扩压作用；根据采集到的压力的数据(限于篇幅未给出)可知，从叶片的进口边到出口边，工作边的压力逐渐增大(符合离心叶轮的工作原理)，而非工作边出现了速度为零的节点，压力也达到最低，在叶片吸力面出口处，流体的流动不太规则，此处流动损失比较大，这将对离心泵的效率产生影响，其它各节点的速度、压力的分布处于稳定状态。

3 结论与讨论

通过对叶轮内流场的数值研究，分析计算出湍流流体在叶轮内的流速和压力分布，基本反映了内部的真实情况。这就为今后探讨影响离心泵效率的因素，为改进离心泵的叶型设计，研究流体机械叶轮内部流场和提高离心泵的效率提供

了又一的研究方法和理论基础。但是本文采用了有限叶片数的泵为研究对象，这与理想泵（叶片无数）还有一定差距，怎样将理想泵叶轮内部的流场分析出来并应用于实践还有待进一步的研究。

参考文献：

[1] 孙祥海，周文伯. 计算流体力学导论[M]. 上海交大出版社，1987:84-85.

[2] 刘丽芳，李斯特. 离心泵叶轮内流体流动的有限元分析[J]. 武汉化工学院学报，1998(3):71-74.

[3] 胡春彼. 宾汉流体湍流流动的理论分析及其在管道泵叶轮中的数值计算和实验研究[D].西安交通大学博士学位论文，1996.

[4] 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[J]. 应用力学学报，1999,16(2):104-107.

[5] 章本照. 流体力学中的有限元方法[M]. 北京:机械工业出版社，1986:135-165.

[6] 丁成伟. 离心泵与轴流泵原理及水力设计[M].北京:机械工业出版社，1981:143-158.

[7] 唐宏芬，张梁，吴玉林. 双级轴流泵内部三唯紊动流场 CFD 分析[J]. 工程热物理学报，2003,24(3):423-425.

[8] 曹立新. 离心泵叶轮全三维势流的间接边界元法研究[J]. 农业机械学报，1999,30 (4):2-26.

[9] 樊俊才. 离心泵三元流场计算与叶轮计算机辅助设计[J]. 石油机械，1993(5):1-4.

[10] 羌卫中. 高扬程排污泵的 CFD 设计研究[D].武汉：华中科技大学硕士学位论文，2002:42-45.

[11] 沈枭堂，刘鹤年. 非牛顿流体力学及应用[M]，北京：高等教育出版社，1989.

Numerical Simulation of Turbulent Flow Inside Impeller of Centrifugal Pump

LONG Zhi-jun, PEI Yi, YANG Xiao-zhen, HUANG Li-jun

(College of Engineering and Technology, Changsha, 410128 China)

Abstract: In order to provide the theories for us to design and Investigate parameters of the pump's three dimension flow field inside impeller centrifugal pump, This text establishes the turbulent flow model according to an internal turbulent flow flowing general equations inside pump and design parameters of the IB50-32-250 centrifugal pump's impeller, It analyses the distribution of speed and pressure of flow field inside impeller of Centrifugal Pump and proceeded a number imitation based on ANSYS8.0, It concluded out some main characteristics and distribute regulations of flow field inside impeller centrifugal pump, It has very important consults value for studying the internal fluxion circumstance of fluid machine's impeller.

Key words: Entrufugal pump; Impeller; Turbulent flow filed; Number imitation

（上接第 7 页）

资料（如有疑问请直接与内容提供者联系）

水利部南水北调工程轴流泵模型天津同台测试最优效率点参数表

(D=300 mm，n=1 450 r/min)

模型代号	叶片角度Φ(°)	流 量 Q(l/s)	扬程 H(m)	效率 η(%)	平均效率η(%)	加权平均效率η(%)	汽蚀比转速(C)	比转速 ns	名义比转速 ns
JMT-08—9.5	+4	380.59	10.053	85.85	85.08	85.12	856	578	550
	+2	363.35	9.797	85.84			901	576	
	0	347.17	9.518	85.19			956	575	
	-2	332.65	9.162	84.51			1007	580	
	-4	326.88	8.361	84.02			1077	615	
JMT-03—8.5	+4	401.69	9.308	84.82	84.41	84.45	940	629	600
	+2	376.61	9.288	84.96			971	610	
	0	362.84	8.788	84.71			1004	625	
	-2	351.58	8.363	84.50			1006	638	
	-4	329.06	8.256	83.06			1031	623	

（下转第 26 页）