

双流道泵叶轮内湍流的数值模拟

刘厚林, 袁寿其, 施卫东, 马皓晨, 袁建平

(江苏大学能动学院)

摘要: 对双流道泵叶轮内 3 维不可压湍流流动进行了数值模拟。计算采用了雷诺时均 N 2S 方程和修正了的 $k\epsilon$ 湍流模型, 计算在体贴坐标系和交错网格中进行并采用了 SIMPLEC 算法。计算结果首次揭示了双流道泵叶轮内湍流流动的速度分布、压力分布和湍动能分布规律。研究结果可以用来对双流道泵进行性能预测并为双流道泵的优化设计创造了条件。

关键词: 双流道泵; 叶轮; 湍流; 计算流体力学

中图分类号: S277.9

文献标识码: A

文章编号: 100226819(2002)0220009204

双流道泵广泛应用于污水处理、环保、建筑、化工等国民经济的各行各业。尽管对双流道叶轮的水力设计方法已经有了较详细的研究^[1,2], 但尚未见对其内部 3 维不可压湍流流动的研究。

本文采用了雷诺时均 N 2S 方程和修正了的 $k\epsilon$ 湍流模型以及目前应用较多的 SIMPLEC 算法^[3-5], 首次计算了双流道叶轮内 3 维不可压湍流流动。

1 控制方程和湍流模型

1.1 控制方程

设叶轮以匀角速度 ω 旋转, 建立同叶轮同步转动且 Z 轴与叶轮轴线相重合的旋转坐标系, 则叶轮内的相对流动为定常流动。为了便于计算和编程, 将雷诺时均方程与连续性方程写成如下一般形式

$$E_x + F_y + G_z = S \quad (1)$$

$$\text{式中 } E_x = \begin{bmatrix} Qu \\ Quu - L_e u_x \\ Qlv - L_e v_x \\ Qw - L_e w \end{bmatrix}; F_y = \begin{bmatrix} Qv \\ Qvu - L_e u_y \\ Qvv - L_e v_y \\ Qw - L_e w \end{bmatrix};$$

$$G_z = \begin{bmatrix} Qw \\ Qwu - L_e u_z \\ Qwv - L_e v_z \\ Qww - L_e w \end{bmatrix};$$

$$S = \begin{bmatrix} 0 \\ (L_e u_x)_x + (L_e v_x)_y + (L_e w_x)_z - P_x - F_{cx} \\ (L_e u_y)_x + (L_e v_y)_y + (L_e w_y)_z - P_y - F_{cy} \\ (L_e u_z)_x + (L_e v_z)_y + (L_e w_z)_z - P_z \end{bmatrix}$$

式中 P —— 导引压力, 包括静水压力和离心力,

$Pa; P_x = \frac{5p}{5x} - X^2x, P_y = \frac{5p}{5y} - X^2y, P_z = \frac{5p}{5z}; F_{cx}, F_{cy}$ —— Coriolis 力, $F_{cx} = -2vX, F_{cy} = 2uX; u, v, w$ —— 分别为 x, y, z 方向的速度分量, $m \ddot{o}s; Q$ —— 流体介质的密度, $m^3 \ddot{o}s; L_e$ —— 湍流黏性系数。

1.2 湍流模型

本文采用近年来在泵内流计算中应用较为广泛的 $k\epsilon$ 湍流模型, 在相对坐标系中, $k\epsilon$ 湍流模型的基本方程为

$$u_j \frac{5k}{5x_j} = \frac{5}{5x_j} \left[\left(\frac{v_t}{R_e} + v \right) \frac{5k}{5x_j} \right] + v_t \left(\frac{5u_i}{5x_j} + \frac{5u_i}{5x_j} \right) \frac{5u_i}{5x_j} - E \quad (2)$$

$$u_j \frac{5E}{5x_j} = \frac{5}{5x_j} \left[\left(\frac{v_t}{R_e} + v \right) \frac{5E}{5x_j} \right] + C_{1v_t} \frac{E}{k} \left(\frac{5u_i}{5x_j} + \frac{5u_i}{5x_j} \right) \frac{5u_i}{5x_j} - C_2 \frac{E^2}{k} \quad (3)$$

式中 k —— 湍动能, $m^2 \ddot{o}s^2; E$ —— 湍动能耗散率, $m^2 \ddot{o}s^3$ 。

考虑到叶轮旋转及流道弯曲的影响, 本文采用 Lauder 等^[6]提出的一种修正方法, 即忽略式 (3) 中的交叉导数项 $C_{1v_t} \frac{E}{k} \left(\frac{5u_i}{5x_j} + \frac{5u_i}{5x_j} \right) \frac{5u_i}{5x_j}$, 因此有:

$$u_j \frac{5E}{5x_j} = \frac{5}{5x_j} \left[\left(\frac{v_t}{R_e} + v \right) \frac{5E}{5x_j} \right] + C_{1v_t} \frac{E}{k} \left(\frac{5u_i}{5x_j} \right)^2 - C_2 \frac{E^2}{k} \quad (4)$$

式 (2)、(3)、(4) 中的经验常数分别为: $R_e = 110, R_e = 113, C_1 = 1144, C_2 = 1192$

2 数学方法

2.1 控制方程的离散

用有限差分法离散控制方程。扩散项和源项采用 2 阶中心差分离散, 对流项采用混合差分, 即当网格的 P_e 数小于等于 2 时, 采用中心差分, 当网格的 P_e 数大于 2 时, 采用迎风差分。

收稿日期: 2001210209

基金项目: 教育部留学回国人员科研启动基金资助项目

作者简介: 刘厚林(1972-), 男, 博士, 江苏省镇江市 江苏大学能动学院, 212013

212 算法

对于不可压缩流动, 由于压力本身没有自己的控制方程, 它是通过源项的形式出现在动量方程中, 压力与速度的关系隐含在连续性方程中。SMPL E2 C 算法通过建立压力和速度的代数校正方程, 成功地解决了这个问题, 并且考虑了相邻节点的影响。

为了保证速度场和压力场的耦合关系并防止出现压力振荡现象, 采用了交错网格。

3 边界条件

311 进口边界条件

根据双流道泵叶轮进口位置的特点, 由质量守恒定律和进口无预旋的假设确定轴向速度, 并假设切向速度与径向速度为 0, 再考虑叶轮与液流的相对运动, 给出叶轮进口截面上的相对速度分布。压力初定为大气压, 在进口截面上均匀分布。

湍动能 k_{in} 的进口值通常取为进口平均动能的 015% ~ 115%, 本文取为

$$k_{in} = 01005w^2 \quad (5)$$

式中 w ——进口轴向速度, $m \ddot{o} s$

进口湍流粘性系数 L_{in} 取为

$$L_{in} = Qv l \ddot{o} 100 \quad (6)$$

式中 l ——进口处特征长度。

进口处湍动能耗散率 E_{in} 为

$$E_{in} = C_L k_{in}^{3/2} \ddot{o} l \quad (7)$$

$$C_L = 0109$$

312 出口边界条件

出口处的速度分量由上游一层网格点的速度推演而得, 再根据质量守恒条件按比例修正每一出口点的速度分量, 其它物理量都取为上游一层网格点的值。

313 固壁边界条件与壁面函数法

固壁上流体满足无滑移条件, 即相对速度 $w = 0$ 。压力取为第 2 类边界条件, 即 $\partial p / \partial n = 0$ 。在接近双流道叶轮固体壁面时, 面的存在迫使流动产生剧烈

的速度梯度, 而 k 湍流模型仅对充分发展的湍流是成立的。对上述流动区域, 在计算时通常采用两种修正方法^[7]: 一是壁面函数法, 二是低雷诺数模拟法。本文采用壁面函数法, 因为这种方法能节省内存与计算时间, 也是普遍采用的方法之一。

4 计算结果

411 计算模型

双流道泵叶轮设计参数为: 流量 $Q = 900 m^3 \ddot{o} h$, 扬程 $H = 8 m$, $n = 980 r \ddot{o} m in$, 叶轮进口直径 $D_1 = 243 mm$, 叶轮出口直径 $D_2 = 380 mm$, 流道出口宽度 $b_2 = 192 mm$ 。计算区域及网格如图 1 所示。

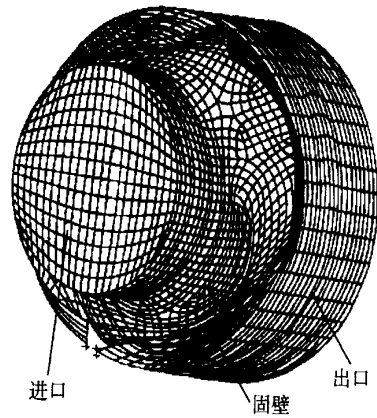


图 1 计算区域及网格

Fig 1 Calculation field and grid

在图 2、图 3 和图 4 中, $p 30$ 、 $p 160$ 、 $p 205$ 、 $p 250$ 、 $p 290$ 等分别表示平行于叶轮进口平面且距叶轮进口平面分别为 30、160、205、250 和 290 mm 处的平面, $s 90$ 和 $s 120$ 分别表示 90 和 120 位置处轴截面。

412 速度分布

由图 2 分析可得: 从叶轮进口到出口, 相对速度逐渐增加; 与接近压力面(外流道)的速度相比, 吸力面(内流道)附近的速度较大。速度的这一分布规律符合叶轮内流动的一般规律, 但又具有其自身的特点。

前盖板附近的速度小于后盖板附近的速度。叶

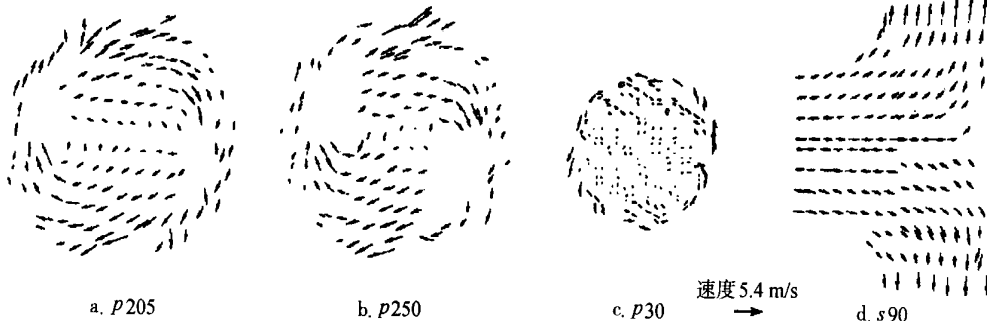


图 2 速度分布

Fig 2 Velocity distributions

轮进口位置由于旋转的影响, 靠近壁面的地方液流形成二次流, 因此可以在叶轮进口位置稍前处设置防转结构, 有利于提高效率。

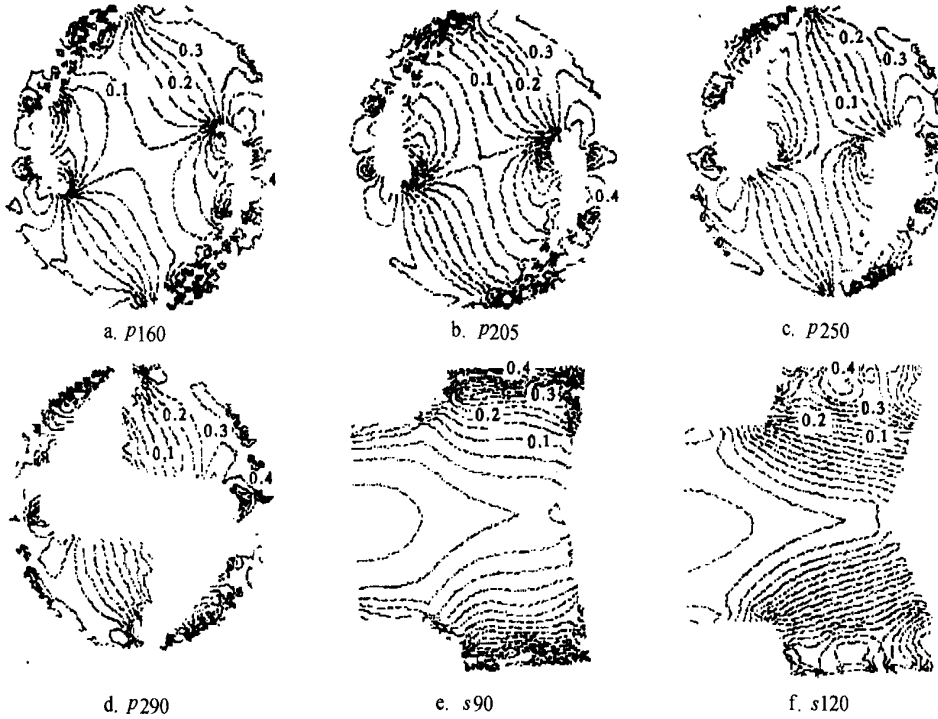


图 3 压力分布

Fig 3 Pressure distributions

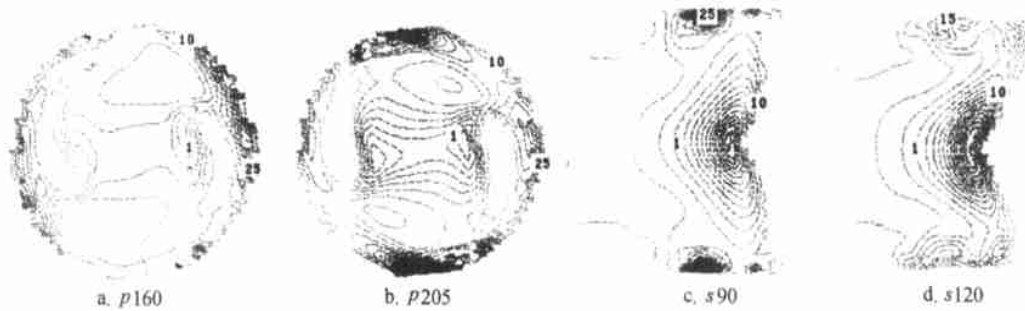


图 4 湍动能分布 ($m^2\ddot{o}s^2$)

Fig 4 Turbulent kinetic energy distributions ($m^2\ddot{o}s^2$)

4.13 压力分布

由图 3 分析可得: 从叶轮进口到出口, 压力逐渐增加; 前后盖板同一半径处压力相差不多, 前盖板压力稍大于后盖板, 且越接近出口位置, 这种压力分布差距越小。压力面压力明显大于吸力面压力。吸力面上压力梯度增加平缓, 压力面上压力梯度呈不规则变化。

4.14 湍动能分布

由图 4 分析可得: 由吸力面到压力面的转弯处湍动能较大, 压力面的末端湍动能分布最大。

5 结论

基于雷诺时均 N-S 方程和修正了的 $k\epsilon$ 湍流模型, 使用 S M P L E X 算法在国内外首次对双流道泵

叶轮内 3 维不可压湍流进行了计算。计算结果表明双流道泵叶轮内的流动具有以下特点:

- 1) 从叶轮进口到出口, 相对速度逐渐增加, 吸力面(内流道)附近的速度大于近压力面(外流道)的速度;
- 2) 压力面压力明显大于吸力面压力, 吸力面上压力梯度增加平缓, 压力面上压力梯度不规则变化; 前后盖板同一半径处压力相差不多, 前盖板附近压力稍大于后盖板, 且越接近出口位置, 这种压力分布差距越小。
- 3) 由吸力面到压力面的转弯处湍动能较大, 压力面的末端湍动能分布最大。

本文的研究成果可以用来进行双流道泵的性能预测以及叶轮几何参数的优化设计。

[参 考 文 献]

- [1] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.
- [2] 刘厚林, 关醒凡, 李幼康. 双流道叶轮的设计方法[J]. 流体机械, 1999(9): 15~ 17.
- [3] 袁寿其, 陈池, 郑铭等. 无过载离心泵叶轮内三维不可压湍流计算[J]. 机械工程学报, 2000(5): 31~ 34.
- [4] Tourlidaks A. Numerical modeling of viscous turbo2machinery flow with a pressure correction method [D]. England: Cranfield Univ, 1992.
- [5] 郭乃龙. 螺旋离心泵性能与内部三维不可压湍流流动及应用混沌[D]. 镇江: 江苏理工大学, 1997.
- [6] Rodi W. Turbulent models for practical applications, lecture presented at short course (Introduction to the Modeling of Turbulence) [R]. Held at the Von Kaman Institute for Fluid Dynamics Belgium, June 10~ 11, 1985.
- [7] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1988.

Numerical Simulation for Incompressible Turbulent Flow in Impellers of Double-Channel Pumps

Liu Houlin, Yuan Shouqi, Shi Weidong, Ma Haochen, Yuan Jianping
(College of Dynamic Energy, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract The 3D turbulent flow in the impellers of double2channel pump was simulated. By using the time2averaged NS equations and the $k\epsilon$ turbulent model modified to consider the curvature and rotation, applying SIMPLEC algorithm to make pressure2velocity correction equation, the calculation was carried out with Body2fitted Coordinated grid. The calculated velocity, pressure and turbulent kinetic energy distributions of the turbulent flow in double2channel pumps were given for the first time, which will be helpful for the optimal design and performance prediction of double2channel pumps on the basis of flow field simulation.

Key words: double2channel pump; impeller; turbulent flow; computation fluid dynamics (CFD)

《农业工程学报》入选“中国期刊方阵”双效期刊

经中宣部和新闻出版总署审核, 确定拟入选“中国期刊方阵”的期刊名单, 下发了《关于公布拟进入“中国期刊方阵”名单的通知》(新出报刊[2001]1389号)。批准 1518 种期刊进入“中国期刊方阵”, 其中: 高知名度、高学术水平的“双高”期刊 65 种; 获国家期刊奖、国家期刊奖提名奖的“双

奖”期刊 107 种; 百种重点社科期刊、百种重点科技期刊的“双百”期刊 192 种; 社会效益和经济效益好的“双效”期刊 1154 种。《农业工程学报》入选“中国期刊方阵”中的“双效”期刊。

(本刊辑)