

叶片扩压器内三维流场数值计算 与实验研究*

西安交通大学 刘小民** 席光 王尚锦

【摘要】 本文采用加罚有限元方法对离心压缩机叶片扩压器内流场进行了数值分析。在数值求解过程中, 为了避免流动对流占优所引起的压力场波动, 控制方程离散时借鉴有限差分法的技巧, 进行权函数修正, 通过迎风参数来控制沿流动方向上所施加的流线迎风量, 保证数值求解的稳定性。叶片扩压器内紊流流动的数值计算结果表明: 在其他项的假扩散被降至最小时, 压力项的震荡亦被削弱。紊流场的计算采用 $k-\epsilon$ 紊流模型。同时本文对叶片扩压器内流场进行了实验测量, 通过数值计算结果与实验测量值的比较分析, 结果是令人满意的。最后就提高叶片扩压器的静压效率和压缩机整机性能提出了有益的建议。

主题词: 有限元 数值计算 紊流 叶片扩压器

分类号: TH 452 O 357.5

1 前言

叶片扩压器对于提高离心压缩机级效率和级压比、改变最佳工况点位置、扩大稳定工作范围起着十分重要的作用^[1]。因此, 对离心式压缩机叶片扩压器内部实际粘性流动的理论与实验研究是一项很有价值的工作; 与叶轮的研究相比较, 关于离心式压缩机叶片扩压器内部粘性流动方面的理论研究及其内流场的测量的报道相对较少。当流动对流占优时, 传统的 Galerkin 加罚有限元方法会产生诸如中心差分法所造成的网格畸变, 引起解的振荡^[2]。本文从数值求解雷诺时均 Navier-Stokes 方程出发, 针对叶片扩压器内流动强烈的非线性特征, 合理地布置网格节点, 通过有限元迎风方案来控制沿流动方向的数值扩散, 有效地求解了叶片扩压器内紊流流动场。同时结合实验研究, 对叶片扩压器内部流动现象及其流动机理进行分析, 希望能为离心压缩机叶片扩压器的工程设计提供些参考。

2 流动控制方程

叶片扩压器内定常粘性不可压缩流体运动控制方程为:

$$\rho \bar{U}_j (\bar{\mathcal{U}}_i / \bar{\alpha}_j) = - (\bar{\mathcal{P}} / \bar{\alpha}_i) + \mu (\partial^2 \bar{U}_i / \partial \alpha_j^2) - \rho (\partial \bar{u}' u'_j / \partial \alpha_j) \quad (1)$$

$$\bar{\mathcal{U}}_i / \bar{\alpha}_i = 0 \quad (2)$$

式中:
$$- \rho \overline{u' u'_j} = \mu_t (\bar{\mathcal{U}}_i / \bar{\alpha}_j + \bar{\mathcal{U}}_j / \bar{\alpha}_i) \quad (3)$$

1998年4月收稿; 1998年6月收到修改稿。

* 本文系国家教委留学回国人员科研启动资助项目, 编号: 1997 [436]

** 男 27岁 博士生 西安交通大学能源与动力工程学院 710049

紊流粘性定义为:

$$\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon \quad (4)$$

对紊流计算, 采用工程中常用的 $k-\epsilon$ 模型^[3]。方程中下标 $i, j = 1, 2, 3$ 。

在连续方程中引入罚参数 d , 近似地满足不可压缩条件, 把压力项从动量方程中消去。为了避免对流项产生的数值计算的假震荡, 在动量方程中引入修正的权函数形式:

$$\bar{\varphi} = \varphi + \bar{\varphi} \quad (5)$$

φ 是未修正的权函数, $\bar{\varphi}$ 是流线迎风修正项, 其表达式为:

$$\bar{\varphi} = \tilde{k} \bar{U}_j (\partial \varphi / \partial x_j) \|\bar{U}\|^2 \quad (6)$$

$\tilde{k}$ 为迎风控制参数, $\|\bar{U}\|^2 = \bar{U}_i \bar{U}_i$ 。若 $\tilde{k} = 0$, 则此为传统的伽辽金加罚有限元方法; 本文选取 $\tilde{k} = 1$, 即采用 SUPG 有限元方法, 通过对流动方向上权函数的修正, 有效地保证控制方程中流线迎风项的存在及在主流方向上所施加的迎风量, 使对流效应主要体现在主流方向上^[4]。

将速度、压力、紊动能及紊动能耗散项的有限元展开式代入流动控制方程中, 同时根据对加罚有限元法的讨论, 把连续方程之积分方程表示为:

$$\int \psi \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} dv u_i = - \delta \int \psi \varphi dv p \quad (7)$$

将上式代入动量积分方程中, 消去压力项, 得到紊流流动控制方程的有限元离散形式:

$$(K + D) \Phi + \delta^{-1} C \Phi = F \quad (8)$$

其中: K 为扩散项矩阵, D 为对流项矩阵, $\Phi = [u_1 \ u_2 \ u_3 \ k \ \epsilon]^T$, 各系数矩阵见文献 [5]。

3 流动计算中的几个问题

(1) 方程求解时, 在进口及壁面处给定强制边界条件, 出口边界条件按照自然边界条件给出, 壁面满足无滑移条件, 在近壁区采用壁面函数法处理。

(2) 由于描述叶片扩压器内流动问题的控制方程中非线性项的存在, 使得对于形成的非线性代数方程组的求解应该采用适应性较好的迭代法。本文首先采用逐次迭代法求得到一个较好的粗解, 然后再转入牛顿法, 即先用收敛速度较慢但收敛性较好的逐次迭代进入收敛较快的牛顿迭代之收敛半径内。

(3) 把速度场方程与紊动场方程进行耦合联立求解, 为加快迭代计算速度, 各求解变量采用松弛迭代技术, 松弛因子取为 0.5, 压力场从速度场中恢复得到。

(4) 在计算过程中为保证求解的准确性, 本文提供了两种收敛准则, 它们分别为:

$$\|\Phi_n - \Phi_{n-1}\| / \|\Phi_n\| \leq \epsilon_1, \quad \|R_n\| / \|R_0\| \leq \epsilon_2 \quad (9)$$

Φ 是求解向量, R 是残余向量, ϵ_1 和 ϵ_2 为设定的收敛准则数。

4 结果及分析

计算及实验用叶片扩压器主要技术参数为: 进、出口半径 $R_3 = 0.175 \text{ m}$, $R_4 = 0.234 \text{ m}$, 叶片高度 $b_3 = b_4 = 0.0266 \text{ m}$, 进、出口安装角 $\alpha_{3a} = 15^\circ$, $\alpha_{4a} = 30^\circ$; 叶片数 $Z_3 = 16$, 叶片为单圆弧等厚型。最佳工况点流量 $Q_{in} = 82.0$, 实验转速控制在 12000 r/min 。计算区域的网格剖分为周向 $\times$ 径向 $\times$ 轴向 $= 15 \times 21 \times 13$, 计算采用八节点六面体单元。本文迭代 45 次后达到收敛, 其所达到收敛指标 ϵ_1 量级为 10^{-4} , ϵ_2 量级为 10^{-3} (— 实验测量边界条件计算值; - - - 均匀进口边界条件计算值; ... 实验测量值)。

由于叶轮是转动部件, 叶片扩压器是静止部件, 从叶轮中出来的气流进入叶片扩压器时

的流动是十分复杂的, 要准确给出扩压器进口条件是比较困难的。首先本文计算假定在设计流量, 进口气流速度均匀分布, 流动无冲角的情况下进行。

由图 1 可以看到, 在设计流量工况下, 叶片扩压器内流动未出现分离, 未发生倒流, 其内增压减速过程比较平缓。在靠近叶片吸力面侧随着流动向出口截面的不断发展, 低速流体区有不断增大的趋势; 在叶片压力面侧速度变化较复杂, 流体向叶片吸力面有所偏移。同时由于扩压器出口效应, 使得靠近叶片扩压器出口截面附近, 压力面侧速度较吸力面侧要大。

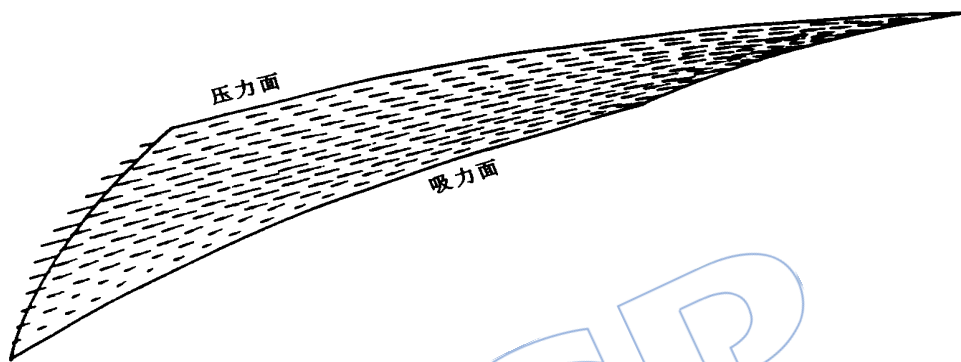


图 1 叶片扩压器内 $z/b_3 = 0.50$ 截面上速度矢量分布

图 2 给出了 $R/R_3 = 1.172$ 截面上速度分布。由于假定均匀入流, 因此从图中可以看到, 在此截面上流动最大速度值偏向叶片吸力面侧, 在压力面和吸力面侧低速流体所占区域较小; 当进口流动场分布均匀时, 关于中心剖面 $z/b_3 = 0.50$, 流动呈现出较明显的对称性, 扩压器内流动保持着良好的状态, 沿叶高 z 方向流体输运极其微弱。

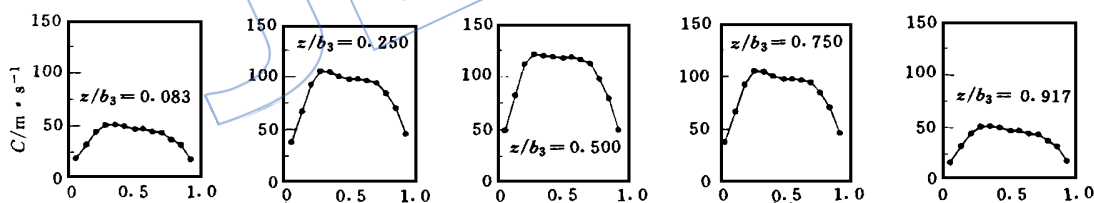


图 2 $R/R_3 = 1.172$ 截面上速度分布

为了跟实验测量结果进行比较, 本文以进口处实验测量的外推值作为叶片扩压器进口边界条件对扩压器内流动进行了数值计算。将两种情况下计算获得速度值按径向 r 、周向 q 进行分解, 图 3 所示为出口截面处速度的分布 (0 为吸力面, 1 为压力面)。

跟实验测量值及其计算所获得的结果比较发现, 均匀进口时在叶片扩压器出口截面处靠近吸力面侧低速流体所占区域较小, 这是因为均匀的进口边界条件, 使得扩压器内部流动保持良好的状态, 二次流的作用减弱。对于以测量之外推值给定边界条件所进行的叶片扩压器内流场计算, 由图可以看到, 计算结果与实验测量存在较大差异, 尤其是在叶片吸力面侧, 分析原因可能是: 一方面气体经叶轮流出时发展变化很快, 流动现象复杂, 若进口边界条件按实验测量之外推值给定, 尽管保持了叶片扩压器进口截面处的速度特性, 但未必能完全反应出叶片扩压器进口处速度分布的真实情况; 另一方面由于在扩压器吸力面和压力面侧流动雷诺数较低, 标准两方程紊流模型的采用未能准确地揭示叶片扩压器内尤其是低速流体区的复杂流动机理。

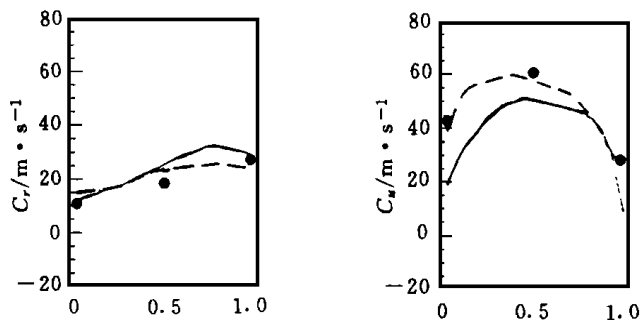
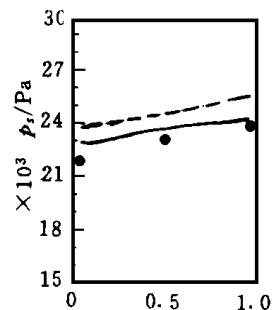
图3 出口截面处径向速度 C_r 和周向速度 C_u 分布图4 出口截面静压 p_s 分布

图4给出了扩压器出口截面上跨叶片方向静压(表压)的分布曲线(0为吸力面,1为压力面),可以看到其走势较为平坦,但从叶片吸力面到压力面压力基本上一直是在增加的。通过比较发现:当扩压器进口速度均匀,流动无冲角时其扩压能力比进口边界按实验测量结果给定时要强,同时低速流体区所占据的空间也要小得多,这表明当进口流动均匀时扩压器内能量损失较小,实验结果也证实了这一点。可见良好的进口状态对叶片扩压器性能有着重要的影响,机翼型甚至是三元叶片扩压器的使用对于提高离心压缩机性能都是十分必要的。

5 结 论

(1) 采用加罚有限元法,大大减少了有限元方法的计算工作量,通过对权函数的修正,使对流效应主要体现在流动方向上,有效地消除了沿流动方向上的数值扩散。(2) 叶片扩压器进口边界条件对数值计算结果有较大的影响,不恰当的实验测量外推值可能导致不合理的计算结果。(3) 保证叶片扩压器进口流动的均匀性对保持其内部良好的流动状态,减少流动损失有着十分重要的作用,因此搞好叶轮与叶片扩压器的匹配是离心压缩机设计中尤其要注意的问题。

参 考 文 献

- 1 Yoshinaga Y. Aerodynamic Performance of a Centrifugal Compressor with Vaned Diffusers. *ASME Journal Fluid Eng*, 1982, 102 (12):
- 2 Heinrich J C, Marshall R S. Viscous Incompressible Flow By a penalty Function Finite Element Method. *Comp. and Fluids*, 1981, 9 (1):
- 3 Launder B E, Spalding D B. The numerical computation of turbulent flows. *comput methods appl mech eng*, 1974, 3: 269~289
- 4 Brookes A N, Hughes T J R. Stream line Upwind Petrov-Galerkin Methods. in: *Proc Third Int Conference on FEM in Fluid Flow*, 1980
- 5 刘小民. 叶片扩压器流动的有限元数值计算及实验研究. [硕士论文]. 西安交通大学, 1997

(责任编辑 王震华)

PIV STUDY OF AIRFOIL NEAR WAKE FLOW PART II —DYNAMIC MECHANISM

Liu Baojie, Wang Guanghua, Gao Ge

(4th Dept Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT Detailed 2D velocity and vorticity fields were measured to investigate the turbulent near wake flow of NACA 0012 airfoil with on-line cross-correlation PIV in a low-speed wind tunnel. The Reynolds number on chord length is 2.39×10^5 , the angles of attack are 0° and 4° . The experimental results indicate that ordered vortex streets exist in the turbulent near wake, the vortex streets created at the airfoil trailing edge region will fully develop and finally break up downstream, and the ordered wake flow turns into disordered. The near wake flow is dominated by the kinetic characteristics and dynamic mechanism of vortices. As the second part of the investigation, the paper mainly discusses the formation of the vortex streets, the dynamic mechanism of the near wake, and the fluid instability of the vortex and vortex streets.

Key Words Airfoils Wakes Turbulence measurements Fluid Instability

FEM CALCULATION AND EXPERIMENTAL STUDY OF THE 3-D FLOW IN VANE DIFFUSER

Liu Xiaomin, Xi Guang, Wang Shangjin

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

ABSTRACT The viscous incompressible turbulent flow in a vane diffuser was analyzed numerically by using penalty finite element method, based on Galerkin variational finite-element method. During discretizing the controlled equations in arbitrary curvilinear coordinates, the consistent formulation of penalty pressure matrix was chosen, and connected with the streamline upwind Petrov-Galerkin weighed residual formulation to modify the weight function. In reference to the experience of the finite difference method, the streamline upwind term only along the flow direction was controlled by the upwinding parameters. This approach ensured the stability the solution of the pressure. Numerical results of the turbulent flow in the vane diffuser were satisfactorily consistent with the experimental measurements and indicated that the spurious pressure was eliminated while the false diffusion of other terms was simultaneously minimized.

Key Words Finite element Numerical analysis Turbulence Van diffuser

A NUMERICAL SIMULATION OF 3D VISCOUS STEADY FLOW IN A TURBINE STAGE

Yuan Ning, Wang Songtao, Zhang Zhenjia, Wang Zhongqi, Feng Guotai

(Power Engineering Dept Harbin Institute of Technology, Harbin 150001)

ABSTRACT A 3D numerical methodology is presented for simulating blade rows in a turbine stage by solving 3D time-dependent compressible Navier-Stokes equations. This numerical method is based on Godunov's finite volume scheme with third-order-accuracy and TVD property. Baldwin-Lomax algebraic turbulence model is employed to simulate largely separated flow. The principal assumptions are made as follows: the flow is