

文章编号: 1000-8055(2000)01-0017-05

有无叶顶间隙条件下斜流风机叶轮内部 三维流动的数值研究

赖焕新¹ 康 顺¹ 谭春青¹ 吴克启²

¹(中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100080)

²(华中理工大学 动力工程系, 湖北 武汉 430074)

摘要: 本文使用 NUMECA 的商业软件 Fine/Turbo, 对一种斜流风机叶轮在有无叶顶间隙条件下的三维粘性流场进行数值研究。在与测量数据比较的基础上, 对两种流场的极限流线和二次流图谱及速度分布等进行了分析。揭示了流道中低速流体的输运, “射流—尾迹”流型和叶顶间隙泄漏涡等的形成过程。研究结果表明: 二次流和涡运动导致叶道出口流动尾迹发生于外端壁/压力面角域; 叶顶间隙造成叶轮多变效率降低和出口流场不均匀程度加大。

关 键 词: 斜流叶轮; 内部流动; 间隙; 数值模拟

中图分类号: O 357. 5

文献标识码: A

1 前 言

自从 50 年代 NACA 与日本川崎重工着手斜流叶轮的设计开发, 到 1970 年美国 De- Laval 公司使用斜流式压缩机输送天然气以及最近斜流式叶轮用于飞行器推进系统和水下武器装备^[1], 这种比转速和压头系数介于离心式与轴流式之间的叶轮机械引起了国内外研究者的兴趣, 目前斜流叶轮已应用于工业泵、透平及矿山与燃煤电厂风扇。

众所周知, 离心式叶轮和混流式叶轮出口流场常呈现出“射流—尾迹”流动结构, 这种复杂的非均匀流动结构对叶轮机械的效率和噪声特性有着重要的影响^[2, 3]。但是, 由于测量手段的限制, 人们对斜流风机流道中的三维流场及其产生能量损失的细节还不十分清楚。数值研究方面, 斜流风机叶轮流场最近的报道^[1]仍然是基于流线曲率法及通流矩阵的无粘计算, 难以有效地揭示其内流场的基本特征。为此, 本研究使用高精度的商业软件 Fine/Turbo, 以文献[4]设计的高比转速后置导

叶翼型斜流风机叶轮为对象, 对有无间隙时斜流风机叶轮设计工况下的三维粘性流动进行数值模拟, 以分析斜流风机叶轮内部流动的基本特征, 揭示其“射流—尾迹”结构的形成过程以及导致能量损失的规律。

2 算例简介

本文计算的高比转速后置导叶斜流风机叶轮采用 NACA 65 系列原始翼型, 按照“假想等价速度三角形”^[4]进行了叶型的修正以计及流面倾斜

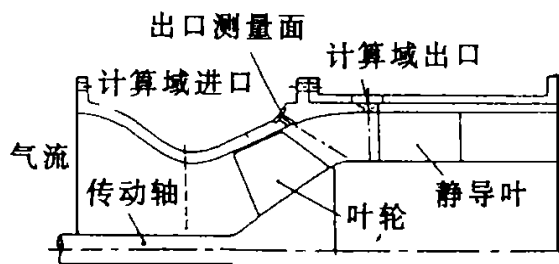


图 1 斜流风机流道

的影响。叶轮的主要设计参数为: 流量系数 Q^*

收稿日期: 1999- 0125- ; 修订日期: 1999- 04- 28

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (59876042)

作者简介: 赖焕新 (1969-), 男, 中国科学院工程热物理研究所, 博士后

0.56, 比转速 $n_s = 755 (\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{rpm})$, 压头系数 $\psi = 0.75$, 叶轮多变效率 $\eta_{pol} = 90\%$, 设计流型为自由涡, 轮毂比 $v = 0.75$, 叶片数为 6 片, 叶轮外径 $D_t = 400 \text{ mm}$, 倾斜子午流线与旋转轴夹角为 45° (轮毂) 和 25° (叶顶), 叶轮的其它几何及气动参数见文献[4]。本文计算时取叶顶间隙高度分别为 $\tau = 0 \text{ mm}$ 和 $\tau = 1 \text{ mm}$ 两种情况, 风机流道示如图 1。

3 计算方法与边界条件

Hirsch 等^[5]开发的粘性流场计算软件 Fine/Turbo 使用时间相关法求解 Reynolds 时均方程。为了快速地计算各种复杂流场, 该软件采用多块/多重网格的计算技术, 并有多种可供选择的对流项离散格式与湍流模式。本文计算时选用 Baldwin-Lomax 代数湍流模型, 对流项离散格式采用中心差分并结合四阶耗散项, 时间推进选用四阶显式 Runge-Kutta 方法, 其标准系数为 $(1/4, 1/3, 1/2)$ 。计算时使用三重“V 型”网格循环, CFL 数取值 3.5。当计算迭代 400 次时, 进出口流量误差为 0.5×10^{-3} , 本文认为计算已收敛。

计算区域分为叶道区和叶顶间隙区。在叶道区 H 型网格点数为: 流向 $\times$ 展向 $\times$ 跨叶片方向 = $145 \times 65 \times 57$, 叶顶间隙区 H-O 型网格数是 $65 \times 13 \times 13$, 即间隙和跨叶厚方向各 13 点。计算时依流量给定进口 3 个速度分量和进口静温, 出口边界给定均匀静压; 叶轮进出口延伸区和叶顶间隙给周期条件; 绝热固体壁面给出无滑移条件。

4 计算结果分析

4.1 计算与测量结果的比较

图 2 示出了计算的叶轮出口截面上周向质量平均子午流速 C_m , 周向速度 C_t 和相对气流角 β 沿叶高的分布, 其中的实验值和势流设计值分别取自文献[4, 6]。如图所示, 计算值与实验结果基

本吻合。由于设计方法中的无粘计算不能反映固体壁面的无滑移特性和二次流动, 因此与测量值差别较大。本文的湍流计算如实地反映了这种无滑移特征, 它与实验基本吻合。图 2 中看出由于流体粘性和二次流的影响, C_t 实验值及本文计算值在靠近轮毂的大范围内低于势流设计值。由于间隙泄漏涡的形成将导致叶顶处周向速度出现峰值, 因而在近外壳处, 计算和实验结果高于设计值。在无叶顶间隙时, 其 C_m 和 β 基本与有间隙时相同, 但在近外壳处 C_t 值则较小。

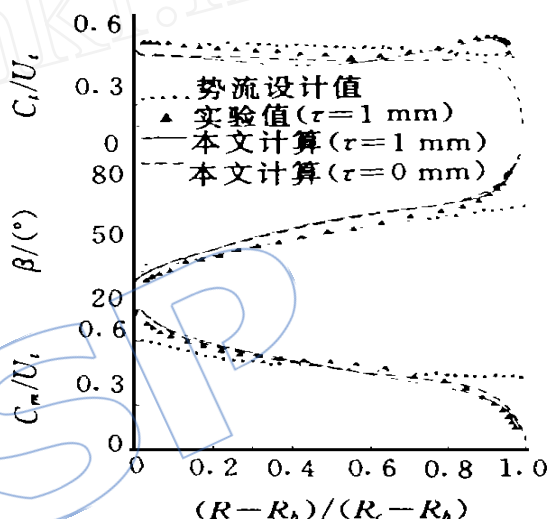


图 2 叶轮出口周向平均参数沿叶高分布

图 3 所示为叶轮出口截面上相对动能亏损率 $\zeta_r = (w^{*2} - w^2) / w^{*2}$ 计算与实验值的比较, w^* 为相对速度的设计值, w 则是相对速度的粘性计算值或实验值。可以看出不论有无叶顶间隙, 叶道出口截面的压力面/外端壁角域中 ζ_r 较大, 因而这里 w 值较小, 是尾迹区。稍后将看到在有叶顶间隙时, 压力面/外端壁角域是间隙泄漏涡 (TLV) 的涡核位置。TLV 的涡核处是低速区, 有着较大的相对动能亏损。无间隙情况下, 射流和尾迹结构仍然存在且其分布位置与有间隙时基本相同, 但 ζ_r 的量值变化较小。

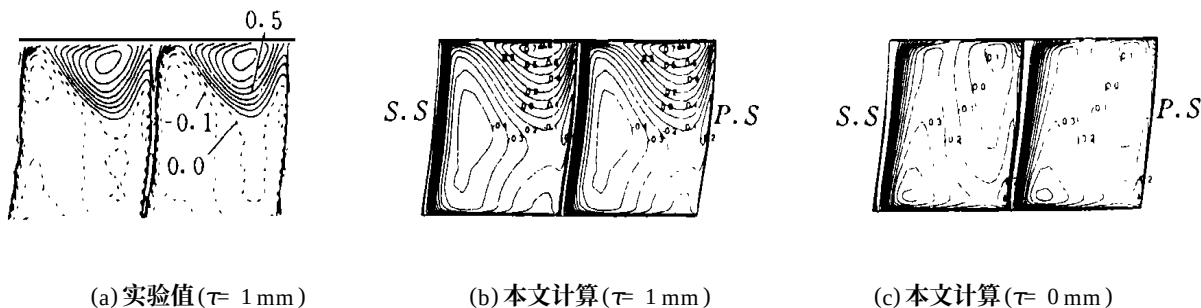


图 3 叶轮出口面上相对动能亏损率的分布

计算的叶轮多变效率为 $\eta_{pol}=88.5\%$, 比设计值小 1.5%, 这可能与设计方法中对叶顶间隙损失和粘性损失的估计偏低有关。无间隙时计算的叶轮多变效率为 $\eta_{pol}=92.4\%$, 可见间隙增大 1 mm (约为叶高的 1%), 叶轮多变效率下降了近 4 个百分点。

4.2 三维流场分析

图 4 示出了在叶顶有间隙和无间隙两种情况

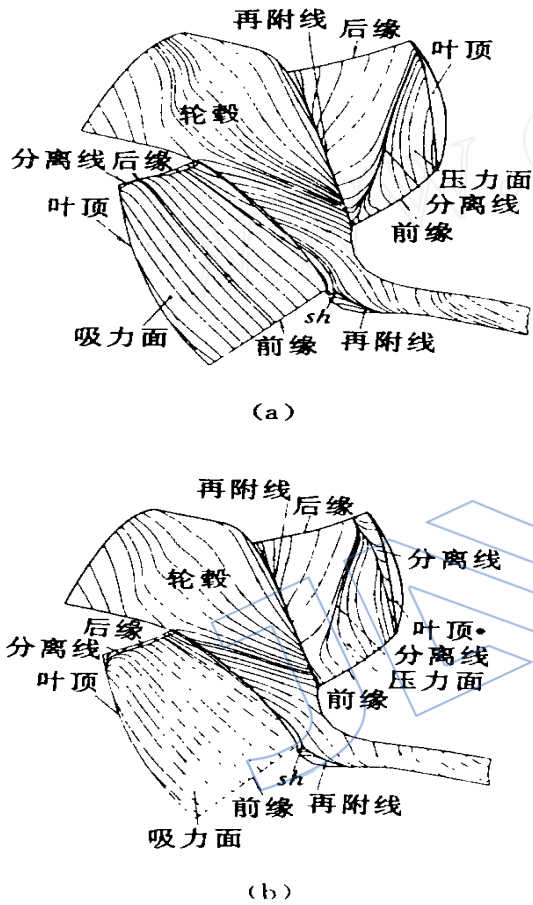


图 4 叶轮壁面极限流线的分布
(a) $\tau=1\text{ mm}$; (b) $\tau=0\text{ mm}$

下的壁面极限流线。图 5~ 图 7 中分别示出了在有无间隙条件下的二次流场, 以及速度和转子总压损失在横截上的等值线。图中的速度(单位: m/s), 转子总压及其损失分别定义为:

$$p_0 = p_s - \frac{1}{2} \rho \omega^2 r^2 + \frac{1}{2} \rho W^2$$

$$C_p = \frac{p_{oin} - p_a}{p_{oin}}$$

图 4(a) 中可以看出有间隙时轮毂面叶片前缘的马蹄涡滞止流线及前缘鞍点 sh 。低速流体在沿轮毂表面向前运动的同时从压力侧向吸力侧运动。吸力面上, 除叶顶和叶根附近之外, 大部分低

速流体都平直地流向后缘。叶根后半弦长范围内的流线向上运动, 后面将看到这是由于通道涡的影响。叶片后缘附近可见脱落涡的分离线。压力面流线较为复杂, 除沿叶根产生一条再附线外, 沿前缘/轮毂和后缘/外端壁的对角线方向有一条分离线。这两条特征线暗示着在压力面附近存在一个方向与叶轮转向相同的流向旋涡, 这或许就是文献[7]所定义的压力面通道涡。在无间隙情况下(图 4b), 轮毂和吸力面上极限流线与有间隙时相比无明显差别, 但在压力面顶部, 存在着一条沿流向的分离线。这是由于间隙的密封, 使得外壳附近的低速流体不能越过叶片顶端进入相邻叶道, 形成如图 5(b) 中所示刮削涡。

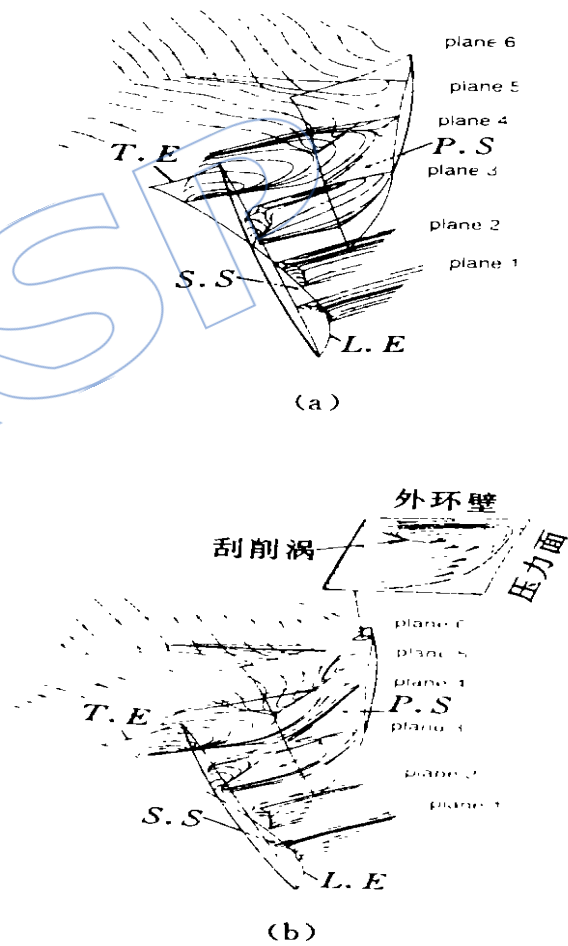
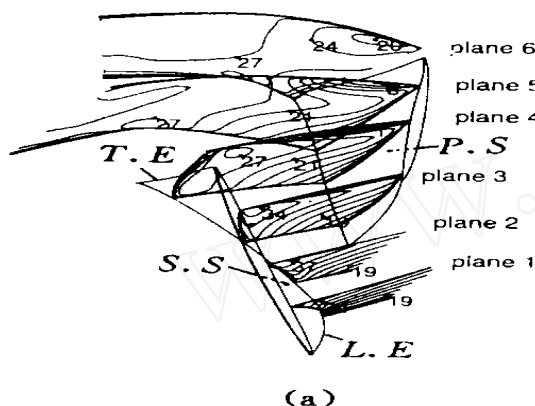


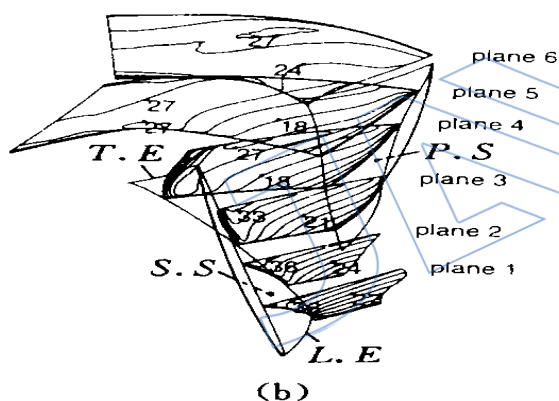
图 5 叶道通流面上的二次流流线分布
(a) $\tau=1\text{ mm}$; (b) $\tau=0\text{ mm}$

从图 5(a) 所示的二次流流线可看到, 该斜流风机流道中的二次流动主要表现为叶顶泄漏涡 (TLV), 轮毂/吸力边角区的通道涡和轮毂/压力边角区的通道涡, 以及它们的发生和发展。图 5(a) 中看出, 有间隙时截面 1 的外端壁/吸力面角域有叶顶泄漏涡 (TLV) 的出现, 从截面 1 到截面

3, TLV 的尺度逐渐增大并向压力边移动, 在横向压力梯度的作用和外端壁的拖动下, 叶顶泄漏涡在截面 3 处已移至叶道中部; 再向下游, 即图 5(a) 的截面 4、5 和 6, 再看不到叶顶泄漏涡, 这可能与二次流的定义、截面的走向以及叶顶泄漏涡的扩散有关。但叶顶泄漏涡的存在可从图 6(a) 中的低速区和图 7(a) 中的高损失区确认; 接近叶轮出口, 叶顶泄漏涡已移到压力面附近。



(a)



(b)

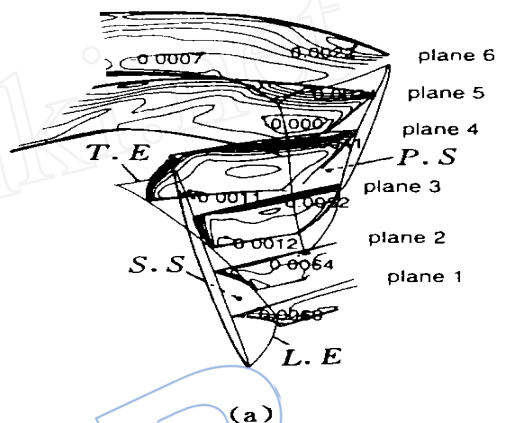
图 6 主流速度沿叶道的发展过程

(a) $\tau = 1 \text{ mm}$; (b) $\tau = 0 \text{ mm}$

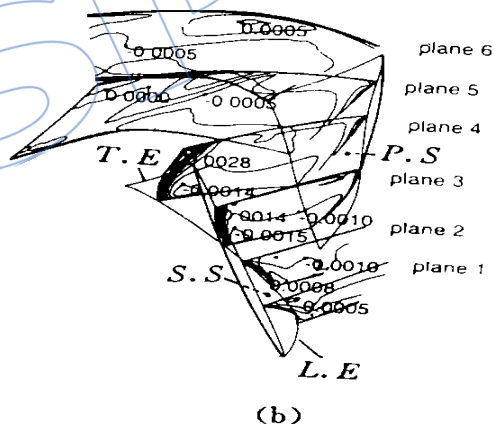
图 8 给出了叶顶泄漏涡的三维结构 可见在截面 3 上游, 流线紧密地缠绕在涡核的周围, 而在其下游流线则比较松散地顺着流动方向发展 这在图 6(a) 和图 7(a) 中表现为, 在截面 3 上游, 低速区和高损失区沿流向逐渐增大; 而在截面 3 下游, 与叶顶泄漏涡有关的低速区和高损失区则快速扩大。从计算中并未观察叶顶泄漏涡涡核破裂现象, 这也许是斜流风机噪声特性较好的原因。

从图 5(a) 的截面 3 和 4 可清楚地看到轮毂/吸力边角区的通道涡。它与叶轮转向相反, 尺度较大。在它的作用下, 轮毂边界层中的低能流体流向吸力面。从图 6(a) 和图 7(a) 可看到, 该通道涡的涡核并不对应于低速度或高损失区。在截面 4 的

压力面附近可看到贴近叶片的流向涡, 其尺度很小, 方向与叶轮转向相同, 它与图 4(a) 中压力面上的分离线和再附线一致。截面 3 上并未观察到这个涡, 这可能是计算网格点数较少的原因。这个流向涡诱导的二次流将压力面上的低速流体向压力面/外端壁角域中输运, 也是造成压力面/外端壁中出现尾迹的一个原因。



(a)



(b)

图 7 转子总压损失沿叶道的分布

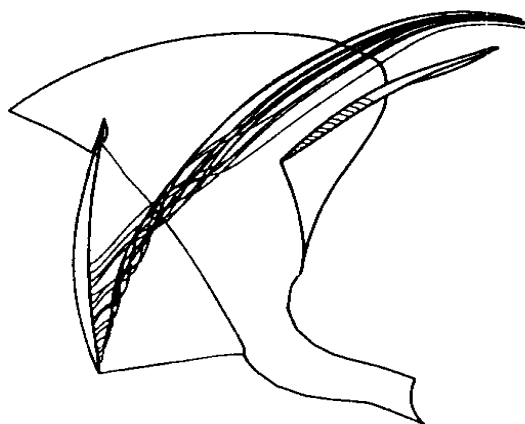
(a) $\tau = 1 \text{ mm}$; (b) $\tau = 0 \text{ mm}$ 

图 8 泄漏流流线与泄漏涡

比较图 5(b) 和(a), 图 6(b) 和(a) 及图 7(b) 和(a) 可见: 在无间隙情况下, 叶道中通道涡和贴近压力面的流向涡仍然存在且尺度和位置与有间隙时基本相同。外端壁相对于叶轮的移动, 使得外端壁边界层内低速流体从吸力面向压力面运动。由于间隙被密封, 这些低速流体不能越过叶片顶部进入相邻叶道而堆积在压力面/外端壁角域, 这时从图 5(b) 的截面 5 中看到的压力面流向涡比图 5(a) 中明显增强, 同时这个涡在压力面顶部附近产生如图 4(b) 所示的分离线。这条分离线同时也暗示着在压力面/外端壁角区中还有一个与泄漏涡方向相同的刮削涡。

Inoue 等^[8]的轴流叶轮流场测量结果表明, 仅在靠近叶片后缘处可以看到刮削涡, 且其尺度很小。本文计算也仅在离叶片后缘约五分之一的范围内可看到刮削涡, 如图 5(b) 中的局部放大图。无间隙情况下, 在叶轮出口处的外端壁/压力面角域看不到明显的低速区, 损失分布也比有间隙时均匀且数值上小。由此可见, 叶顶间隙流动及其产生的叶顶泄漏涡是斜流风机中产生“射流—尾迹”的主要原因。减小叶顶间隙可能会减小出口流场不均匀, 并减少流动损失。

5 结束语

本文使用 Fine/Turbo 对一种斜流风机叶轮在设计工况下有间隙和无间隙的三维流场进行了数值研究和对比分析, 主要的结论如下:

(1) Fine/Turbo 可有效地模拟斜流叶轮的三维粘性流场。

(2) 间隙泄漏涡运动是该种叶轮出口流场不均匀的主要原因。减小叶顶间隙可望减小出口流场不均匀, 提高叶轮的效率并减少流动损失。

(3) 本文计算揭示了斜流风机叶轮内真实流动的基本细节, 为进一步认识斜流风机叶轮的流动特性并改善其设计打下基础。

参 考 文 献

- 1 Arjun S R. A Study of the Behaviour of Flow in a Diagonal-Flow Turbomachine[C]. ASME Paper 96- GT- 61
- 2 Goto A. Study of Internal Flow in a Mixed Flow Pump Impeller at Various Tip Clearances Using 3D Viscous Flow Calculation[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1992, 114: 373- 382
- 3 Eckardt D. Detailed Flow Investigations within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1976, 98(3): 390- 402
- 4 吴克启, 蔡兆林, 区颖达. 斜流风机的准三元设计法[J]. 工程热物理学报, 1986, 7(2): 124- 126
- 5 Hirsch C, et al. An Integrated CFD System for 3D Turbomachinery Applications[R]. ADARD- CP- 510, 1992
- 6 Kim T W, Inoue M. Secondary Flow Phenomena in Diagonal Flow Impellers[R]. Memoirs of Faculty of Engineering, Kyushu University, 1992, 52(4): 417- 430
- 7 Hirsch C, Kang S, Pintel G. A Numerically Supported Investigation of the 3D Flow in Centrifugal Impellers[C]. ASME 96- GT- 151 and ASME 96- GT- 152, 1996
- 8 Inoue M, Kuroumaru M. Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Compressor Rotor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 250- 256

(责任编辑 王震华)

Numerical Study of 3- D Flow in a Diagonal Fan Impeller

Lai Huanxin¹, Kang Shun¹, Tan Chunqing¹, Wu Keqi²

¹ (Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

² (Dept Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: The NUMECA software Fine/Turbo is employed to investigate the three dimensional viscous flow in a diagonal fan impeller at the operating conditions with and without blade tip clearance respectively. The limiting streamlines, secondary flow patterns and velocity distributions of the two flow fields are analyzed by comparison between their numerical and experimental results. The transportation of low energy fluid in the flow passage, "jet/wake" structure and the formation of tip leakage vortex are revealed. The results show that the non-uniform flow wake induced by secondary motion and vortex always appear in the corner region of casing wall and pressure surface; and the effects of the tip clearance are to reduce the efficiency of the impeller and to enlarge the non-uniform level of the outflow field in the impeller.

Key words: diagonal impeller; internal flow; clearance; numerical simulation