

文章编号: 1000-8055(2007)09-1518-08

叶栅二次流旋涡结构与损失分析

林奇燕, 郑 群, 岳国强

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 采用三维粘性程序对某型动力涡轮的第一级进行了数值模拟, 模拟结果捕捉到了该涡轮级叶栅的内部流的流动细节, 展示了涡轮叶栅端壁和型面流动及叶栅通道内的三维流动结构. 通过对叶栅中的二次流现象和流动损失机理的分析, 揭示了该涡轮级叶栅通道内二次流旋涡结构(马蹄涡、通道涡、壁角涡、尾迹涡、泄漏涡等)的演变过程, 以及旋涡结构对损失分布的影响.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 二次流损失; 涡系结构; 尾迹涡; 间隙流动; 动力涡轮; 数值模拟
中图分类号: TK474. 2 **文献标识码:** A

Analysis of secondary flow vortex structure and losses in turbine cascades

L IN Qi-yan, ZHENG Qun, YUE Guo-qiang

(College of Power and Energy Engineering,
Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: Numerical simulation about the first stage of a power turbine was performed using 3D viscous code, showing that the details in this turbine stage were captured. And, the flow characteristics of endwalls and blade surfaces for these cascades and the structures of 3D flow field were also presented. After analysis of secondary flow phenomenon and loss mechanism, the evolution process of secondary flow vortex structures in cascade passage (horseshoe vortex, passage vortex, corner vortex, trailing vortex, tip leakage vortex, etc) were revealed, and the effects of vortex structures on loss distribution were also studied.

Key words: aerospace propulsion system; secondary flows losses; vortex structures; trailing vortex; tip clearance flow; power turbine; numerical simulation

随着现代涡轮叶栅的设计向高负荷方向发展, 叶栅中二次流引起的流动损失影响日趋严重, 二次流旋涡结构及损失机理的研究引起各国叶轮机械研究者的广泛重视和关注, 对叶栅中的损失机理和二次流现象的清楚认识, 是设计高性能叶栅的基础. 早在上个世纪 50 年代, 人们就开始对叶栅内的二次流现象进行了大量的实验研究, 对涡轮叶栅二次流涡系结构和叶栅内流动损失有了较全面的认识, 并提出了相应的二次流旋涡结构模型^[1]. 近年来, 拓扑学原理在叶栅内流动中的运用^[2]以及考虑动静叶干涉效应的非定常二次流涡系结构的研究^[3-4]不断丰富二次流旋涡结构的

内容, 这些工作对完善叶栅内部损失机理的认识起了一定的推动作用. 同时, 大量的研究表明, 对于不同的来流条件和不同几何类型的叶栅其二次流旋涡的详细结构和损失分布也会有所不同^[2, 5-6], 且在有关二次流旋涡结构的研究中, 针对叶栅通道中的通道涡和泄漏涡这些大尺度涡结构的讨论较多, 而壁角涡和尾迹涡由于涡的尺度相对较小, 不容易被捕捉到, 其详细的三维结构的讨论还不多见^[7-10].

本文采用数值模拟的方法对某型燃气轮机动力涡轮的第一级进行了研究, 得到了丰富的流场信息, 对于这个真实叶栅的壁面和端壁的二次流

收稿日期: 2006-08-24; 修订日期: 2006-12-25

作者简介: 林奇燕(1982-), 男, 江西南康人, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

流动图谱和三维分离涡结构进行了分析,给出了壁角涡、泄漏涡、尾迹涡等二次流旋涡的详细三维流动结构,探讨了二次流旋涡产生的机理及对损失分布的影响,为此类型叶栅的进一步改进设计提供参考。

1 数值方法

1.1 控制方程

以角速度 ω 转动的笛卡儿坐标系下的 N-S 方程

$$\frac{\partial}{\partial t} \mathbf{U} + \nabla \cdot \mathbf{F}_I + \nabla \cdot \mathbf{F}_V = \mathbf{Q}$$

其中

$$\begin{aligned} \mathbf{U} &= \begin{bmatrix} \bar{\rho} \\ \bar{\rho} w_i \\ \bar{\rho} E \end{bmatrix} & \mathbf{F}_{Ij} &= \begin{bmatrix} \bar{\rho} w_j \\ \bar{p}^* \delta_{ij} + \bar{\rho} w_i w_j \\ (\bar{\rho} E + \bar{p}^*) w_j \end{bmatrix} \\ -\mathbf{F}_{Vj} &= \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{ij} \\ q_j + w_k \tau_{jk} \end{bmatrix} \\ \mathbf{Q} &= \begin{bmatrix} 0 \\ (-\bar{\rho} \{ 2\omega \times w + [\omega \times (\omega \times r)] \})_j \\ \bar{\rho} w^2 w \cdot r \end{bmatrix} \\ \bar{p}^* &= \bar{p} + \frac{2}{3} \bar{\rho} \kappa, \quad E = e + \frac{1}{2} w_i w_i + k \end{aligned}$$

式中“ $-$ ”表示质量加权平均,“ $\sim$ ”表示时间平均, i, j, k 为角标, F_{Ij} 为无粘矢通量, F_{Vj} 为有粘矢通量, Q 为源项, ρ 为密度, w 为相对速度, r 为半径, k 为湍动能, p 为静压力。

粘性应力项和热通量项的形式分别为

$$\begin{aligned} \tau_{ij} &= (\mu + \mu) \left[\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot w) \delta_{ij} \right] \\ q_j &= (\kappa + \kappa) \frac{\partial T}{\partial x_j} \end{aligned}$$

式中 μ 为层流粘性系数, μ 为湍流粘性系数, κ 为层流热传导率, κ 为湍流热传导率, T 为温度。

1.2 求解程序

本文采用 NUMECA/ FINE 软件包,使用时间推进法求解三维定常雷诺平均 N-S 方程组。空间差分采用中心差分格式,添加人工粘性项,时间项采用四阶 Runge- Kutta 法迭代求解。湍流模型采用 Spalart- Allmaras 一方程模型。计算采用多重网格方法,结合当地时间步长及隐式残差光滑方法加速收敛。由于边界层是二次流形成的一个

主要因素,也是流动损失的一个重要组成部分,因而在粘性流动数值模拟中,对边界层内流动的处理方法就显得很重要,对于 Spalart- Allmaras 湍流模型要求无量纲 y^+ 值在 1~10 的范围内,动静叶近壁面 y^+ 值约为 2。

1.3 计算网格

计算网格采用 HOH 型网格,在叶栅前缘、尾缘及壁面附近进行了加密,动叶顶部间隙内采用碟型网格。为考查计算结果对网格的依赖性,本文分别采用约 40 万,80 万,100 万和 120 万网格进行了计算,在 100 万和 120 万网格下计算结果变化很小,因此认为 100 万网格对于本计算不再敏感。

1.4 边界条件

涡轮级的进口给定总压分布、总温及气流角,涡轮级的出口即动叶出口给定出口中部的静压,并将简单径向平衡方程运用于出口面。在叶片内、背弧和上下端壁给定无滑移条件,动力粘性系数由 Sutherland 公式计算,动静叶之间的参数传递采用混合平面法。

2 计算结果及分析

2.1 马蹄涡、通道涡、壁角涡

从叶栅前缘起始的马蹄涡是叶栅内重要的涡系结构,对于马蹄涡结构的正确辨识是叶栅内部涡系研究的基础。图 1 给出了静叶下端壁的极限流图谱,根据极限流线的拓扑结构,来流附面层绕流圆柱形前缘时在叶片前缘附近形成了一个明显的鞍点 Sa ,由该鞍点发出两条分离线 $S1$ 和

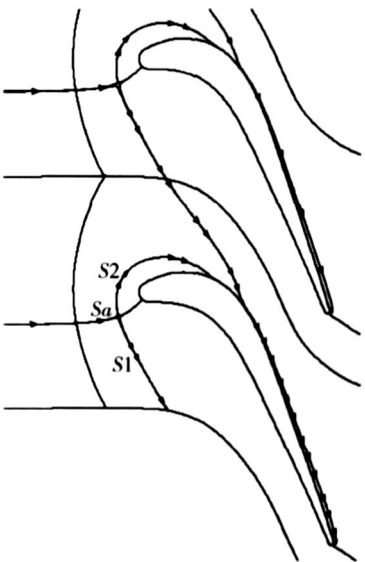


图 1 静叶下端壁极限流线

Fig. 1 Limiting streamline on stator hub surface

S2,其中吸力面分支绕过前缘,对应于马蹄涡压力面分支和吸力面分支在端壁的卷起线,在横向压差的作用下被推至吸力面,而压力面分支在横向压差的推动下得到加强,穿过整个叶栅通道与吸力面相交后沿吸力面上升.与通道涡具有相同旋向的马蹄涡压力面分支的进入使得由端壁附面层发展起来的通道涡在向下游发展的过程中得到加强,强烈的横向流动加强了它的旋转,随着流动的发展,不断卷吸部分叶片表面和端壁的附面层低能流体,通道涡逐渐上升离开端壁并向下游传播,强度和尺寸进一步增加,成为影响静叶栅能量损失的一重要涡系.

从图2可以看到在吸力面贴近下端壁处有一条再附线R3,与下端壁近吸力面处的分离线S3相对应,从图1可以清楚的看到这条分离线从马蹄涡压力面分支与吸力面的交点处开始一直延伸到静叶尾缘.由于端壁附近的横向压力梯度和通道涡的卷吸作用,使得聚集在吸力面角区低能流体在通道涡的诱导作用下产生了与通道涡反向旋转的壁角涡,此涡的尺度很小,因而引起的损失也不会太大.

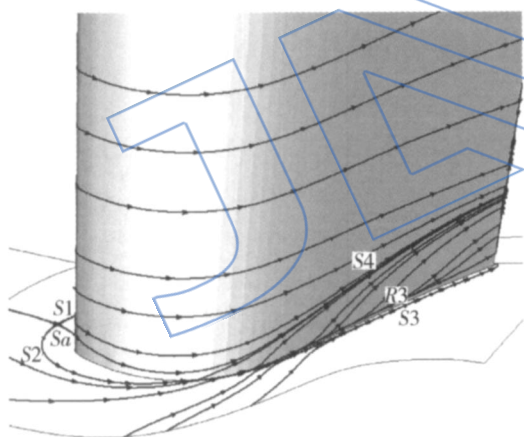


图2 静叶下端壁与吸力面极限流线

Fig. 2 Limiting streamline on stator hub and suction surfaces

从图3(a)可以清晰的看到,在吸力面离上、下端部不远处各有一条从前缘向尾缘的流动分离线,这两条线分别表明叶栅通道涡在到达吸力面时形成的分离线.从两条分离线在尾缘的出口位置来看,上通道涡的尺度要比下通道涡大.这一方面是由于环形叶栅形成的径向压力梯度,另一方面原因是由于上端壁采用了正曲率(静叶前半段)和反曲率(静叶后半段)相结合的子午端壁成型技术,造成径向正压梯度,使得附面层内的低能流体在较大范围向叶展中部方向进行了迁移.图

3(b)所示的压力面极限流线在上下端面附近分别指向端面,压力面的径向二次流不断向根部补充,并强化了根部壁面的横向二次流,而前缘端壁附近明显的指向端壁的径向流动是由于来流附面层分离形成的马蹄涡造成的.

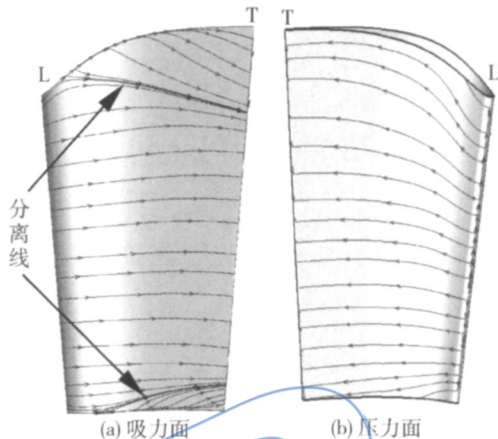


图3 静叶栅面极限流线图

Fig. 3 Limiting streamline patterns on stator blade surfaces

2.2 尾迹区流动结构

吸力面和压力面壁角区的低能流体进入叶栅下游流动的尾迹区时产生了如图4(a)和(b)所示的三维尾迹涡分离结构.在近上下端壁的尾迹区都形成了一向叶展中部方向发展的三维柱状分离涡对,其中吸力侧分支沿叶展中部方向上升的距离比压力侧分支大许多,这可能与吸力面壁角涡影响有关,随后两分支都在主流的掺混下最终被主流带走.图4(c)为叶展中部邻近3个截面处的空间分离对,也存在明显的径向流动,这表明尾迹分离涡对造成了尾迹区的流动在整个叶展方向都存在强烈的径向速度分量.从图5可以看到在近下端壁尾缘附近出现了两个鞍点和两个螺旋结点.图6所示的为叶展中部尾缘附近流体在主流边界的自由剪切作用下形成的旋向相反的尾缘涡对.尾迹区的旋涡的能量耗散和尾迹区与主流之间的相互掺混将造成较大的尾迹损失.

2.3 静叶栅内轴向截面损失分布与二次流旋涡的关系

从图7(a)可以看到,在0.5轴向弦长处损失主要集中在上下端壁与吸力面形成的角区和壁面附面层区,在横向压力梯度的作用下端壁附面层的低能流体向吸力面堆积,此时损失的范围和强度都较小.在0.75轴向弦长处上下通道涡已经得到了发展,损失区的范围和强度都有明显的增加,

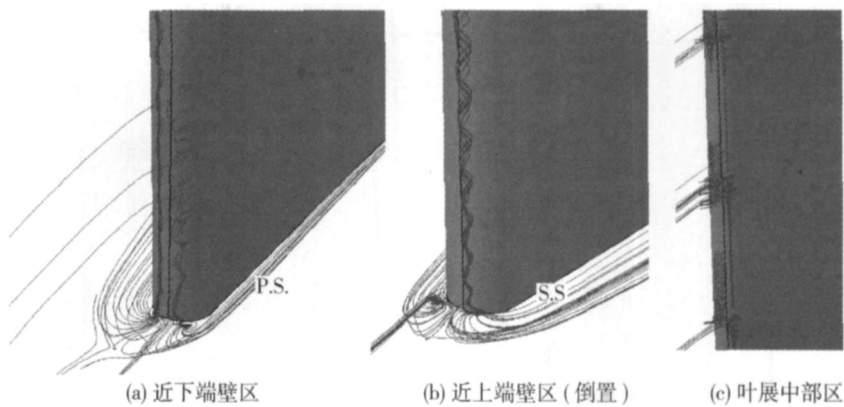


图 4 尾迹区的空间结构

Fig. 4 Three dimensional structures of the wake

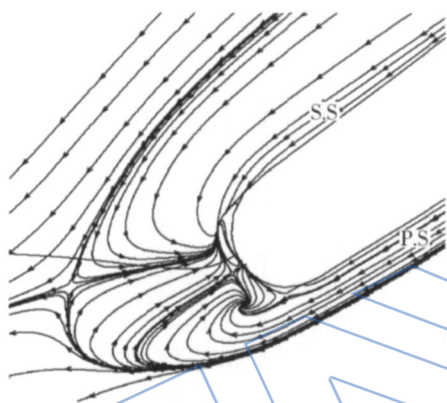


图 5 静叶下端壁尾缘附近的极限流线

Fig. 5 Limiting streamline tailing edge area on stator hub

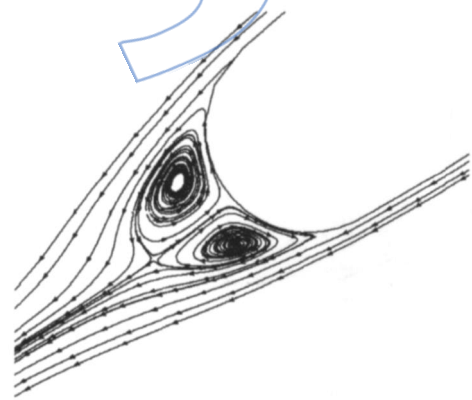


图 6 静叶栅中展截面尾迹

Fig. 6 Streamline of wake at stator mid-span

上下端壁附近各有一个高损失区逐渐离开壁面,向叶展中部方向发展.在吸力面与端壁形成的角区内,由于吸力面侧壁角涡的存在,存在一小尺度的高损失区.压力面和吸力面附面层的厚度也增大,在吸力面尤为明显,随着通道涡向叶栅下游的不断发展,端壁的新生附面层以及吸力面边界层

不断被其卷吸,到 0.90 轴向弦长处通道涡的范围和强度进一步增大,吸力面边界层急剧增厚.到了叶片出口尾缘附近,出现尾迹高损失区,贯穿整个叶展方向,通道涡也进一步发展,从 1.1 轴向弦长处截面可以看出,尾迹低能流体与周围主流区进行了掺混,尾迹涡强度下降得较快.此时由于气流已经流出叶栅通道,不再存在强烈的横向压差,通道涡的范围增大而强度却有所减小,在通道涡与尾迹涡的相互作用下,分别在 8 % 和 83 % 叶高处形成两损失涡心.通道涡在流动的发展过程中,在径向正压梯度的作用下,上通道涡损失核心的位置向叶展中部方向下移,而下通道涡则被压制在距轮毂面较近的区域,径向压力梯度的作用还使得上通道涡卷吸的部分低能流体沿叶片表面向轮毂区输运,造成下通道涡在强度上要比上通道涡大.

图 8 为马蹄涡压力面和吸力面两分支在流道内的形态,马蹄涡吸力面分支先于压力面分支到达吸力面并沿吸力面上升,在下游的发展过程中,马蹄涡两分支融入通道涡的发展,压力面分支由于与通道涡旋向相同,加强了通道涡的发展,而吸力面分支由于旋向与通道涡方向相反,在下游的发展过程中,吸力面分支在通道涡的作用下削弱或消失,但吸力面分支卷吸的低能流体仍然存在,两分支在出口处位置对应于出口截面的高损失区.由损失涡核区域引出的三维流线如图 9 所示,可以清楚的看到高损失区的低能流体主要来自于马蹄涡两分支和端壁边界层内流体,对应于通道涡.

2.4 间隙泄漏流动结构

动叶顶部的相对间隙为 0.52 %.由于动叶顶部间隙的存在,从图 10 (a) 的动叶压力面的极限流线可以看到顶部区明显的径向流线,这是由于

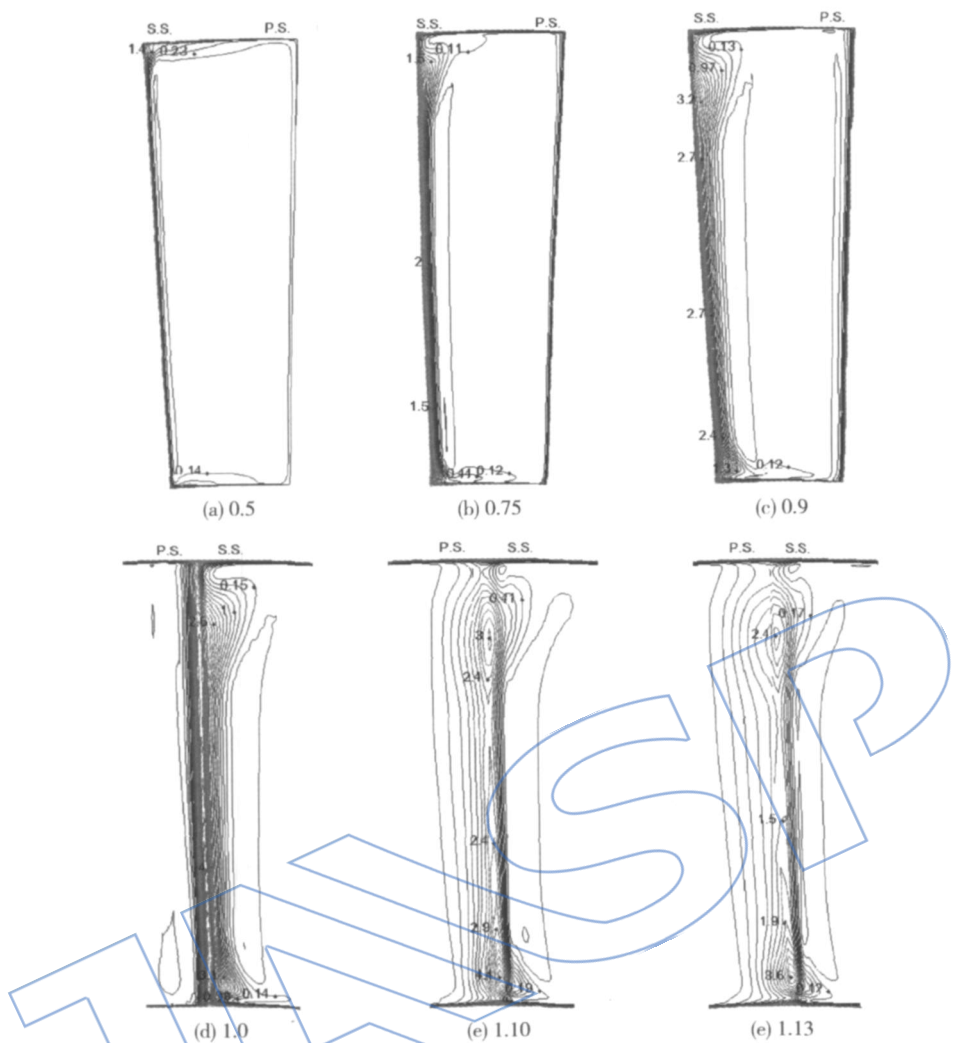


图 7 不同轴向弦长处总压损失系数分布

Fig. 7 Total pressure losses coefficients distributions at different axial positions

受顶部间隙泄漏流动的影响造成压力面顶部附面层内部的流体向间隙中迁移. 吸力面顶部靠近上端壁存在一附着线, 间隙内的部分泄漏流动在通道内横向压力梯度的影响下抑制在吸力面.

从图 11 可以看到, 大约在 5 % 轴向弦长处气流就开始从压力面经过间隙流向邻近的一个叶片通道中, 形成如图 12 所示的动叶顶部泄漏涡的空间结构.

从图 13 可以看到叶顶压力面附近分离泡的存在, 这是由于压力面侧的流体进入间隙时由于惯性的作用在叶顶入口边形成的分离泡, 这个分离泡会带来一定的损失, 为间隙泄漏损失的一部分, 由于分离泡而产生的低能流体在进入流道后所产生的掺混损失是间隙引起损失的主要原因. 图 14 所示的叶顶表面的再附线反映了间隙分离泡的结束位置, 从 5 % 轴向弦长处的压力面边开始, 到 92 % 轴向弦长位置的吸力面边消失.

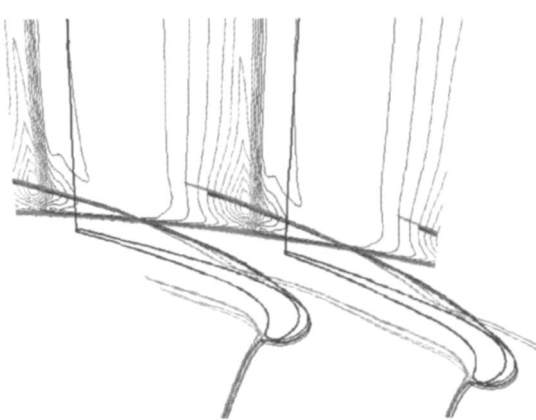


图 8 马蹄涡压力面和吸力面分支的发展

Fig. 8 Development of pressure side and suction side legs of horse vortex

从图 15 可以清楚的看到不同流向截面处上通道涡与间隙涡的相互影响, 由于动叶上端壁的相对运动, 加强了通道涡的旋转, 使得上通涡较早

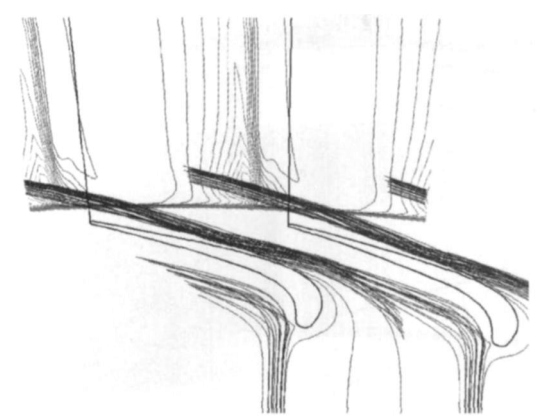


图 9 由损失涡核引出的三维流线
Fig.9 3-D streamlines drawing from loss vortex core

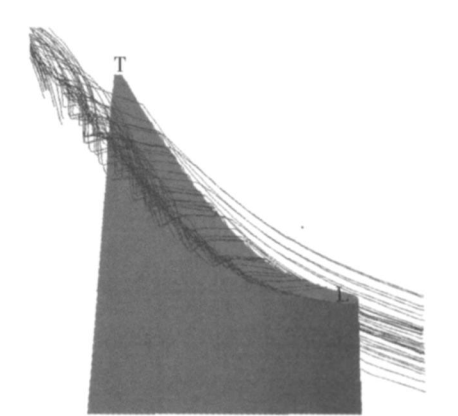


图 12 动叶顶部泄漏涡
Fig.12 Tip leakage vortex of the rotor of the tip clearance

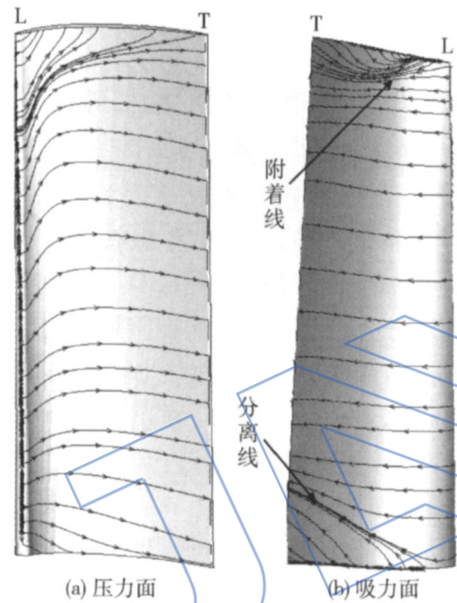


图 10 动叶型面极限流线
Fig.10 Limiting streamline on blade surfaces

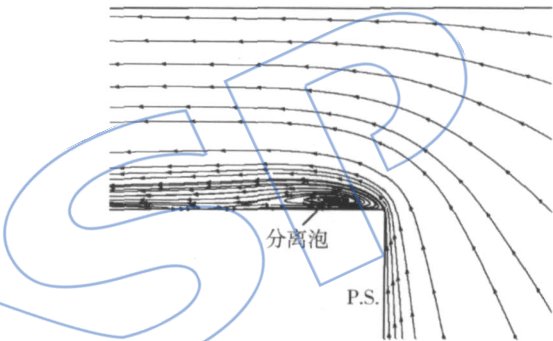


图 13 间隙区横截面流线图
Fig.13 Transverse streamlines

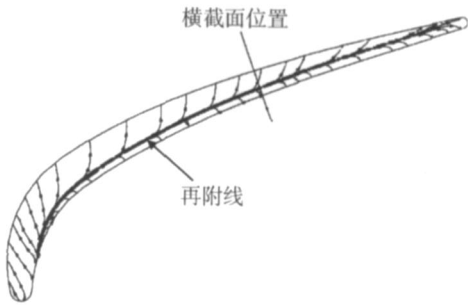


图 14 动叶顶部表面极限流线
Fig.14 Limiting streamline on blade tip surface

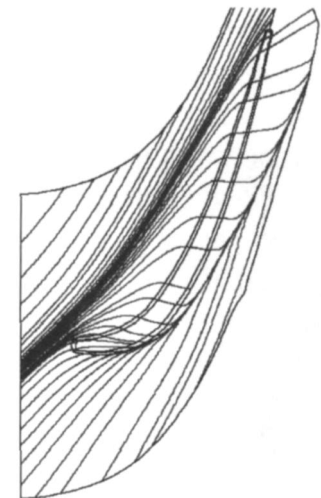


图 11 动叶间隙区内的流动图谱
Fig.11 Leakage flow pattern in the plan parallel to tip surface

形成,同时在顶部强烈的横向压差的作用下,上通道涡在较短的流向距离内得到充分发展,在 0.18 流向处之前的顶部涡系主要表现为通道涡的影响,在 0.18 流向处开始出现间隙泄漏涡,上通道涡在强大的泄漏涡的影响下,涡核的位置向压力面方向移动,随着流动的发展,泄漏流体不断增加,间隙涡不断增强,由于上通道涡与间隙泄漏涡的旋向相反,通道涡被逐渐发展壮大的间隙涡所干扰而削弱,大约在 0.85 流向处通道涡消失.

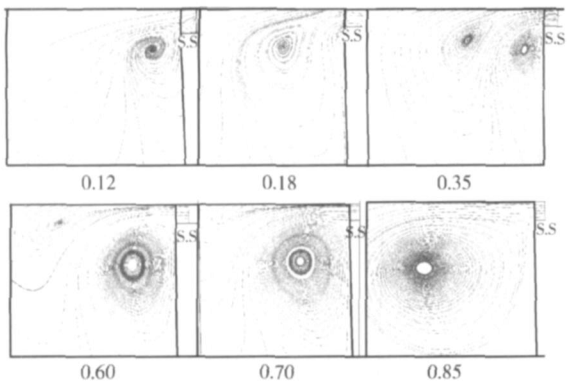


图 15 上通道涡与间隙涡沿流向的发展

Fig. 15 Development of passage vortex and leakage vortex along streamwise

2.5 动叶栅出口截面损失分布与二次流旋涡的关系

图 16 和图 17 反映了 3 种不同的结构:通道涡、顶部泄漏涡和尾迹。下通道涡对应的高损失区占据了较大的叶展区域,这可能是由于动叶栅旋转产生离心力的结果,下端壁漩涡受到离心力的作用沿叶展方向被拉伸。顶部区域高损失区对应于间隙泄漏涡和上通道涡所卷吸的低能流体,占据了约 3 % 的叶展范围,其强度值也较大,为动叶栅中二次流损失的重要组成部分,同时还可以看到下端壁附近未被下通道涡卷吸的附面层形成的高损失区域。

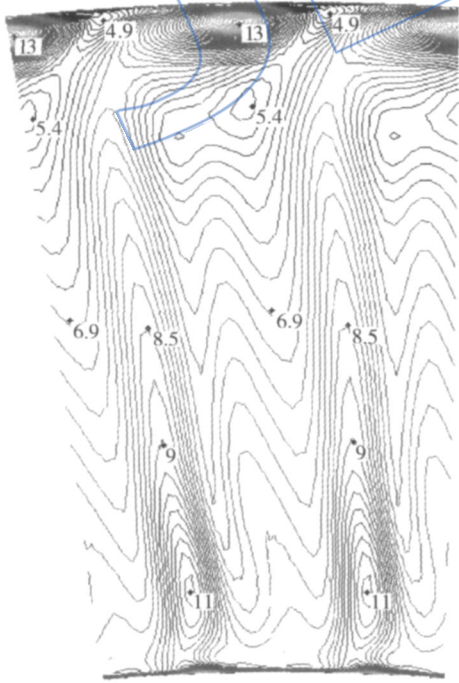


图 16 120 %动叶轴向弦长处总压损失系数分布

Fig. 16 Distribution of relative total pressure at 120 % chord axial position of the rotor

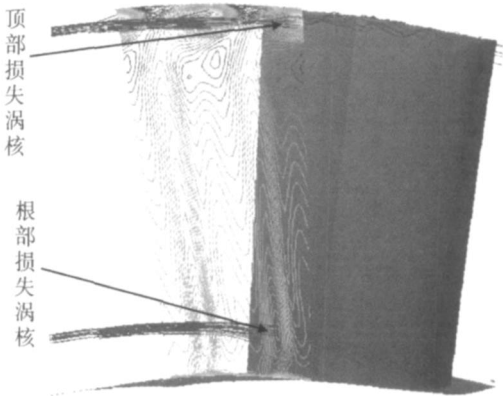


图 17 动叶栅通道内三维流线图

Fig. 17 3-D streamline pattern in the rotor passage

3 结 论

本文采用数值模拟的方法捕捉到了该涡轮级叶栅的内部流动特征和流动细节。

(1) 在静叶栅中,二次流旋涡的形式主要表现为马蹄涡、壁角涡、尾迹涡和通道涡。马蹄涡两分支在向下流发展过程中融入到通道涡的发展中,压力面分支由于与通道涡旋向相同,加强了通道涡的旋转,而吸力面分支由于旋向与通道涡相反,在与通道涡的相互作用下被削弱或消失,但吸力面分支卷吸的低能流体仍然存在,在叶栅出口位置处由马蹄涡两分支和通道涡共同形成高损失区。在较细网格计算中捕捉到了尺度较小的吸力面壁角涡和尾迹涡的详细结构,壁角涡的产生与通道涡的诱导作用有关。尾迹区的流动存在一旋向相反的分离涡对,在分离涡对的影响下尾迹流动存在明显的径向窜流。

(2) 由于环形叶栅径向压力梯度的存在及静叶上端壁采用了正曲率和反曲率相结合的子午端壁成型技术,从而形成了较强的径向正压梯度,使得上端壁的低能流体在较大范围内向叶展中部迁移,造成上通道涡具有较大的尺度,而下通道的发展受到压制。通道涡占据了静叶栅中二次流损失的主要部分,它的运动形态对低能流体在通道内的分布起主要影响作用。

(3) 动叶顶部的泄漏流动在叶顶间隙区产生一分离泡,这些分离泡的附着点在叶顶表面形成了一条附着线。由于分离泡而产生的低能流体在进入流道后所产生的掺混损失是间隙泄漏引起损失的一重要原因。

(4) 在动叶栅通道中,上通道涡的形成较早,在横向压差和上端壁相对运动的共同作用下在较

短的距离内得到了充分的发展,泄漏涡的生成晚于通道涡的生成,但在向尾缘发展的过程中泄漏涡的强度不断增大,伴随着泄漏涡的加强上通道涡被明显的减弱,在叶栅出口之前上通道涡就消失了.泄漏涡与下通道涡尺度相当,但强度明显要大于通道涡,因而在动叶栅中间隙涡和下通道涡为二次流损失的主要部分.为进一步提高涡轮级的效率,需要从根本上减小二次流损失.

参考文献:

- [1] 王仲奇,冯国泰,王松涛,等.透平叶片中的二次流旋涡结构的研究[J].工程热物理学报,2002,23(5):553-556.
WANG Zhongqi, FENG Guotai, WANG Songtao, et al. Study on secondary flow vortex structures in turbine blades[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(5): 553-556.
- [2] 周逊,韩万金,王仲奇.后加载叶型叶栅的拓扑与旋涡结构[J].热力透平,2005,34(1):1-6.
ZHOU Xun, HAN Wanjin, WANG Zhongqi. Topology vortex structure of turbine cascades with aft-loaded profile [J]. Thermal Turbine, 2005, 34(1): 1-6.
- [3] Puddu P, Palomba C, Nurzia F. Time-space evolution of secondary flow structures in a two-stage low-speed turbine [R]. ASME Paper, 2006-GT-90787.
- [4] von Hoyningen-Huene M, Frank W, Jung A R. Three-dimensional time-resolved flow field in the first and last turbine stage of a heavy duty gas turbine, Part I: Secondary flow field [R]. ASME Paper, 2000-GT-0438.
- [5] Hermanson K S, Thole K A. Effect of inlet conditions on endwall secondary flows [J]. Journal of Propulsion and Power, 2000, 16(2): 286-296.
- [6] 钟兢军,王会社,贾剑波,等.压气机叶栅内二次流的数值研究[J].航空动力学报,2001,16(4):398-400.
ZHONG Jingjun, WANG Huishe, JIA Jianbo, et al. Numerical simulation of secondary flow in compressor cascade [J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(4): 398-400.
- [7] Hjärne J, Chernoray V, Larsson J, et al. An experimental investigation of secondary flows and loss development downstream of a highly loaded low pressure turbine outlet guide vane cascade [R]. ASME Paper, 2006-GT-90561.
- [8] Pecnik R, Pieringer P, Sanz W. Numerical investigation of the secondary flow of a transonic turbine stage using various turbulence closures [R]. ASME Paper, 2005-GT-68754.
- [9] 贾希诚,王正明.叶轮机械中间隙流与通道二次流相互作用的数值研究[J].航空动力学报,2002,17(4):399-403.
JIA Xicheng, WANG Zhengming. Numerical study of interaction between clearance flow and passage secondary flow in turbomachinery [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(4): 399-403.
- [10] 祁明旭,丰镇平.透平动叶顶部间隙流的端壁二次流结构研究[J].西安交通大学学报,2005,39(5):445-449.
QI Mingxu, FENG Zhenping. Study on tip clearance flow of turbine blade-endwall secondary flow structure [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(5): 445-449.