

跨声速风扇转子间隙流动结构分析

杨晰琼, 刘波, 曹志远, 茅晓晨, 夏树丹
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为探索跨声速转子间隙流动结构, 归纳间隙泄漏涡(TLV)和激波相互作用机理, 以跨声速转子为研究对象, 数值模拟不同间隙下流动特性。此外, 着重探究 TLV 与激波的相互作用, 斜激波受到间隙泄漏流的干扰, 被削弱打断向上游凹曲; 建立三维模型, 加深对跨声速叶尖区域流动的全面认识。研究表明: 随间隙增大, 相同流量下, 效率越小, 压比也越小; TLV 强度更大, 偏离吸力面程度增大, 沿周向和展向影响范围都越大。压力差提供泄漏流迁移动力, 间隙提供泄漏流形成通道。选取 $h/c=1.0\%$ 间隙, 随着间隙高度的增大, 泄漏流周向运动趋势更明显且二次泄漏现象更剧烈; 沿泄漏流方向无量纲流向涡量有少量减少, 无量纲螺旋度较高, 集中涡特性明显。

关 键 词: 跨声速; 间隙泄漏涡; 流动结构; 激波; 相互作用

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Analysis on tip flow structure in transonic fan rotor

YANG Xi-qiong, LIU Bo, CAO Zhi-yuan, MAO Xiao-chen, XIA Shu-dan

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to analyze the tip flow structure and explore the intersection of shock and tip clearance vortex, a transonic fan rotor was studied using three dimensional numerical calculation and comparative analysis of flow field with various clearances. Further study of the intersection of tip leakage vortex and shock were obtained by establishing the 3-D flow model of the process, thus enhancing the comprehensive understanding of tip leakage flow. The research indicated that the performance was improved with the decrease of the clearance, including efficiency and pressure ratio. Moreover, with the increase of tip gap, the intensity of tip leakage vortex (TLV) was enhanced and the scope of high-entropy area was expanded along the circumferential direction and spanwise direction. The pressure difference between pressure surface and suction surface provided the impetus for the migration of the leakage flow, and lateral gap offered the migration channel. Under $h/c=1.0\%$, the circumferential movement tended to be more notable and the secondary leakage turned more dramatic with the increase of tip height. Propagating of TLV led to the rapid reduction of the normalized streamwise vorticity, while the constant value of the normalized helicity showed that the concentrated vortex feature was maintained. What's more, the shock was distorted by the tip leakage vortex near suction, weakening the shock wave and pushing the shock upward.

Key words: transonic; tip leakage vortex (TLV); flow structure; shock; intersection

压气机叶尖间隙区域流动复杂, 对压气机性能和稳定性影响极为显著, 压气机内部流动接近

一半的损失都来自于端壁区^[1-3]。因此间隙泄漏流的研究, 对于提高航空发动机及其他燃气轮机的

收稿日期: 2015-01-08

基金项目: 国家自然科学基金(51236006); 先进发动机协同创新中心资助

作者简介: 杨晰琼(1990—), 女, 河南南阳人, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动设计及试验研究。

性能具有重要意义^[4]。

众多学者针对间隙流动开展深入细致的研究工作,通过实验探究^[5-6]和数值模拟^[7-9]等方法探索泄漏流的形成机理:尖部流动的主要结构特征是泄漏流卷起形成的泄漏涡^[8];泄漏涡与主流的强烈相互作用是叶尖泄漏损失的主要来源^[2-9]。间隙大小的变化导致间隙泄漏流的形式及其与主流相互干扰造成的损失存在差异。陈绍文等^[10]对不同间隙下的高负荷压气机叶栅流动特性进行研究表明,大叶尖间隙加剧了间隙泄漏流动与通道涡的相互作用和掺混效应;适当增加叶尖间隙可抑制吸力面角区分离。

跨声速和超声速流动中间隙部位存在激波,激波、主流以及泄漏涡之间相互作用加剧了端壁区域流动的复杂程度^[11-13]。Hoffman 等^[14]认为,激波与间隙泄漏涡(TLV)相互作用产生的顶部泄漏涡破裂是导致跨声速压气机转子内部流动失稳的主要因素。纵观国内外已有文献,跨声速压气机中泄漏流和激波的相互作用机理尚不清楚,针对跨声压气机间隙内流动结构及流动特征的研究不多。张晨凯等^[15]针对某压气机归纳设计点工况端区复杂流动结构,指出在 62.5%间隙高度以上的叶尖区域不会产生泄漏涡,然而其研究工作侧重于间隙区域流动结构细节而并未涉及泄漏流与激波相互作用产生的影响。姜斌等^[16]针对跨声速风扇研究了动叶尖部间隙对风扇转子设计点性能的影响,指出动叶尖部间隙对跨声速风扇顶部激波、激波边界层相互作用都会产生影响,但并未阐释机理及作用规律。

综上所述,本文针对跨声速风扇转子开展细致的叶尖复杂流动结构的研究并阐述跨声速转子激波和泄漏流相互作用的机理。本文总结峰值效率点下,不同间隙泄漏涡的发展轨迹及形成原因;在此基础上选取 1%间隙,详细分析泄漏流沿周向和展向的变化情况和影响范围,并着重探究间隙泄漏涡与激波的相互作用过程和产生原因,加深跨声速转子叶尖区域内流动的全面认识,为高性能压气机端壁区叶型气动设计和优化积累经验。

1 研究对象及数值研究方法

1.1 研究对象

本文的研究对象是双级跨声速轴流压气机的第 1 级转子^[17],重要的设计参数如表 1 所示。由于叶中部位保证强度的凸台结构对间隙部位流动

状况影响较弱,本文数值研究过程中未考虑凸台结构。依据 Kerrebrock 等^[18]风扇转子间隙经验数据,本文选取 4 组不同的叶尖间隙值,分别开展数值研究,间隙与弦长比 h/c 分别为 0, 0.3% (0.318 mm), 0.6% (0.636 mm), 和 1.0% (1.16 mm)。

表 1 跨声速转子设计参数
Table 1 Design parameter of the transonic rotor

参数		数值
气动性能	设计转速/(r/min)	10 720
	总压比	1.79
	绝热效率/%	89.4
设计参数	叶尖速度/(m/s)	441.96
	稠度	1.33
	叶片数	28
	根部弦长	0.092
	尖部弦长	0.116
展弦比		2.48

1.2 数值研究方法

以 Numeca 为平台,采用 Jameson 有限体积差分格式求解三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程,湍流模型选取 Spalart-Allmaras 模型^[4],空间离散采用 2 阶精度的中心差分格式,时间离散采用 4 阶 Runge-Kutta 方法, Courant-Friedrichs-Lewy(CFL)数取为 3.0,同时采用多重网格技术以及隐式残差光顺方法等以加速收敛过程。边界条件给定进口来流方向和绝对总温、总压,出口给定静压。

单通道计算域网格分为两个部分,叶片通道网格块和间隙网格块。通道网格采用 O4H 型,间隙区域采用蝶形。为考核网格数对计算结果的影响,本文以 60 万网格为起点设计了 5 种网格数方案。各方案网格的分布规律相似,主要做加密处理,图 1 给出网格示意图(90 万)以及前缘、间隙区域的网格局部放大图。网格无关性校验过程中保证进出口条件相同,以绝热效率和压比作为衡量标准,考核网格数量对性能的影响。计算结果如图 2 显示,为兼顾计算效率和求解精度,本文计算网格选择单排转子网格数目为 90 万,其中间隙部位相应的网格节点数为(周向×径向×流向)17×17×193 和 25×17×73;叶尖间隙沿径向布置 17 个网格节点能较好模拟出尖部流动信息^[8]。近壁

面网格高度为 $1\mu\text{m}$, 可以保证 $y^+ \leq 1$, 网格最小正交性为 14.8° .

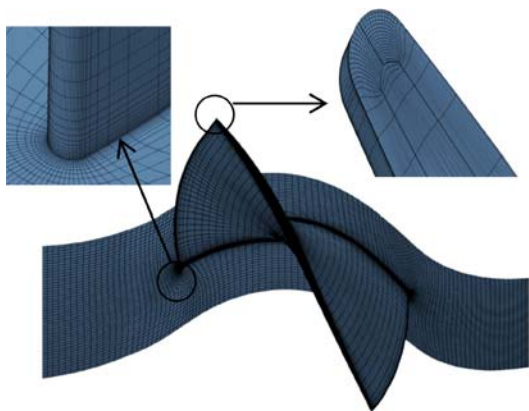


图1 计算网格示意图

Fig. 1 Computing mesh

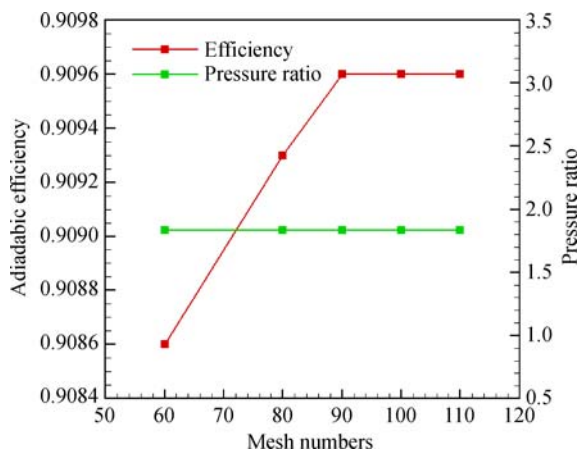


图2 网格无关性校验

Fig. 2 Grid independence test

2 数值模拟结果及讨论

通过数值模拟, 得到不同间隙数值下的特性线图3和图4, 其中横坐标流量系数是流量和堵塞流量的比值 $\dot{m}/\dot{m}_{\text{choke}}$; 在误差允许范围内实验值和数值模拟结果在设计点附近特性线变化趋势一致^[19], 证明数值模拟结果真实有效. 压比和效率均随着间隙的增大有所减小, 峰值效率从无间隙时的0.9163下降为 $h/c=1.0\%$ 时的0.9098; 峰值效率点对应的压比从1.862下降至1.855.

为进一步探究间隙大小对跨声速转子性能的影响, 图5给出峰值效率点以及 $\dot{m}/\dot{m}_{\text{choke}}=0.97$, 0.99共3种流量下, 绝热效率和间隙大小之间的函数关系. 如图5, 绝热效率随间隙大小的变化近似为直线关系或分段线性关系, 且峰值效率点直线关系更为显著, 其余流量点有少量偏差.

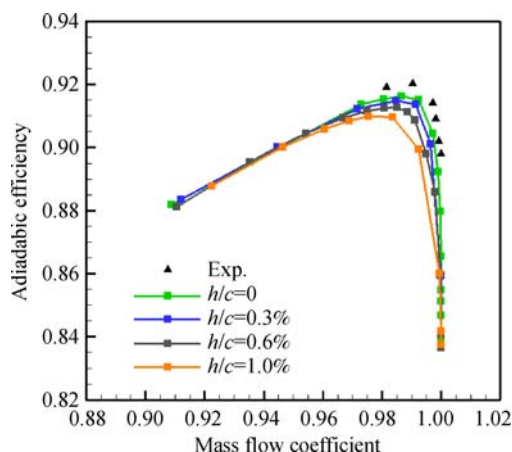


图3 效率-流量特性线

Fig. 3 Efficiency-mass flow characteristic

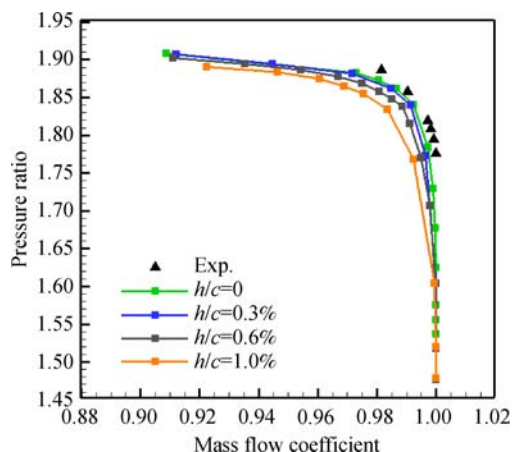


图4 压比-流量特性线

Fig. 4 Pressure ratio-mass flow characteristic

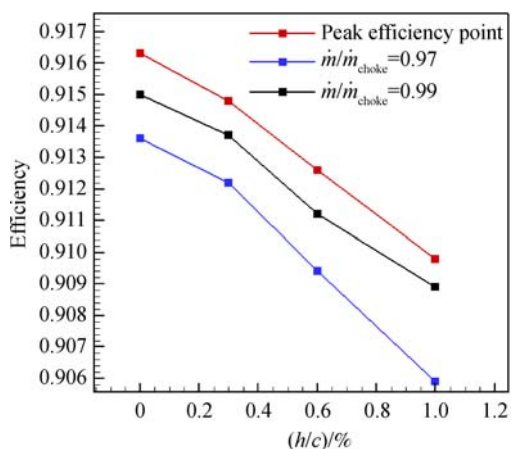


图5 不同流量下, 效率随间隙变化函数图

Fig. 5 Efficiency as a function of tip clearance under different mass flow rates

3 间隙流动结构分析

3.1 涡核发展规律和产生原因

叶尖间隙在较大程度上决定了泄漏涡起始点及其运动轨迹;间隙泄漏涡起始点在壁面静压最小值点附近,运动轨迹与壁面上压力极小值点基本重合^[8].为更好地表征无量纲静压的分布,静压恢复系数的定义如下式所示:

$$C_{ps} = \frac{p_s - p_{ref}}{1/2 \rho u_t^2} \quad (1)$$

式中 p_s 为当地相对总压; p_{ref} 为参考压力,取进口压力 101325 Pa; u_t 为转子叶尖线速度; ρ 为密度.

图6分别给出不同间隙下机匣的静压恢复系数等值线图(图中 LE 为前缘, TE 为尾缘). 泄漏涡发展区域静压明显较周围低;这是由于泄漏涡距离上端壁较近,与上端壁相互作用使上端壁处形成一条静压极小值的下凸槽道. 泄漏涡向下游发展过程中逐渐偏离叶片吸力面,与主流区相互作用静压逐渐升高,但依然较当地静压低,因此形成图6中下凸的静压极小值槽道,即为 TLV 运动轨迹. 静压极小值槽道是 TLV 与上端壁相互

作用形成的,故槽道明显程度反映了泄漏流的强弱. 如图6,无间隙时不存在明显的静压槽道;有间隙时叶片前缘吸力面侧存在明显的静压槽道(黑线). 随间隙的增大,槽道越来越明显,槽道静压极小值逐渐减小, $h/c=1.0\%$ 时静压恢复系数极小值低至 -0.8,证明 TLV 强度更大. 此外,如图6(b)~图6(d),随间隙的增大,涡核偏向相邻通道压力面的程度增大.

此外,叶片吸力面 70% 弦长位置出现一道较弱的静压槽道(红线),产生的原因是间隙泄漏流二次泄漏,产生原因及发展规律后文做详细阐述. 随着间隙的增大,弱静压槽道也更加明显,证明二次泄漏流的强度也稍有增强,但总体都明显较主泄漏流弱.

图7给出叶尖近 S_3 流面静压分布云图和流线(图中 PS 为压力面, SS 为吸力面),其中近 S_3 面与弦长方向垂直,为图8中 $h/c=1.0\%$ 时 Section 1(25% 轴向弦长位置)的局部放大图. 如图7所示叶片吸压力面间存在明显的压力差,在压差的作用下,流体流进狭窄的横向间隙区域,形成明显的角区分离涡造成的低速区,如图7中所示分离涡. 此时由于分离涡的存在,相当于通道变为收

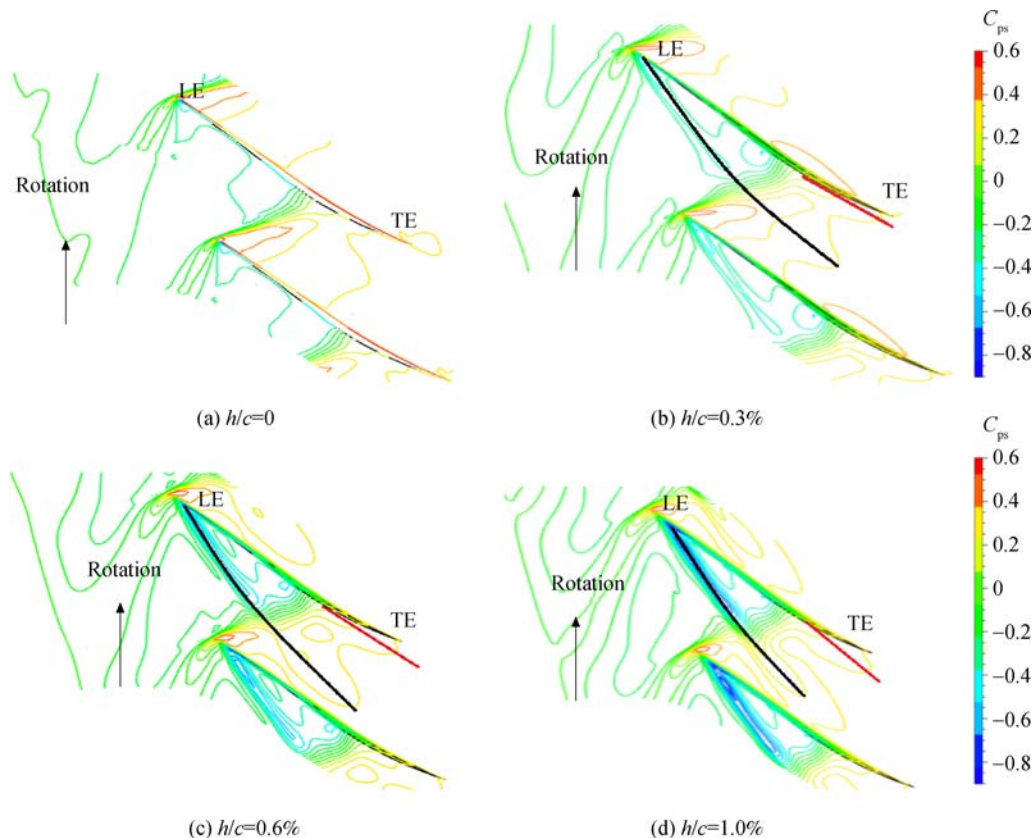
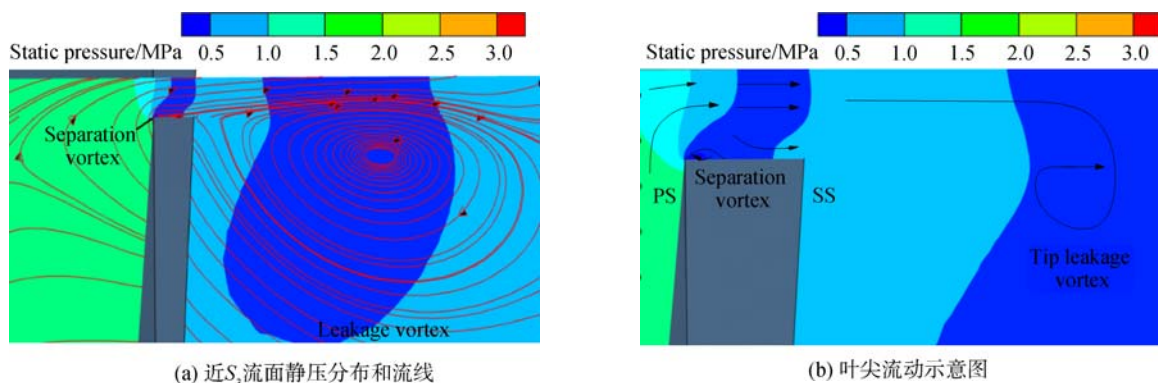
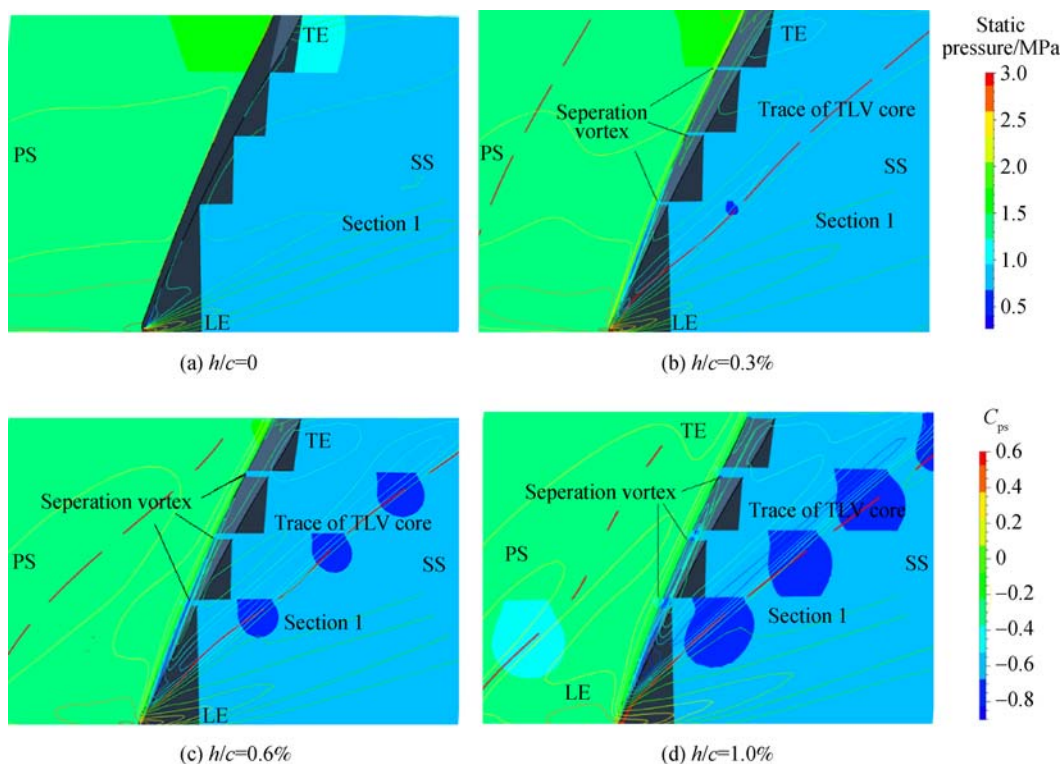


图6 端壁静压恢复系数等值线图

Fig. 6 Isoclines of C_{ps} at shroud

图7 叶尖近 S_3 流面静压分布和流线示意图Fig. 7 Schematic of tip near S_3 plane static pressure distribution and flow line图8 近 S_3 流面静压云图Fig. 8 Static pressure contours on near S_3 surface

缩型通道,内部速度进一步增加,泄漏流最终达到叶片吸力面区域,顺时针卷起形成泄漏涡,如图中所示的泄漏涡低静压区,作用过程如图7(b)该过程 Wheeler 等^[2]在相关研究中做了详细的探究.压力差提供了泄漏流迁移的动力,间隙提供了泄漏流形成的通道.间隙部位泄漏流强度随着朝向吸力面的泄漏流动量的变化而变化,这也是间隙大小影响尖部流动状况的根本原因.

图9给出不同间隙下该跨声速转子泄漏流沿展向的影响区域.如图所示,图中给出 $h/c=0.3\%$ 时由前缘看去间隙泄露流流线的轴向视图,

颜色为当地相对速度的大小 W_{xyz} ;蓝色线条给出该间隙下泄漏流影响的范围.如图中3种颜色标注出的3种间隙下泄漏流的影响范围所示:随间隙的增大,间隙泄漏流沿展向的影响范围越来越大, $h/c=1.0\%$ 时沿展向影响范围最大,约占展向的5%,证明间隙越大泄漏涡强度越大.结合上文分析,随间隙的增大,叶尖泄漏流沿展向和周向的影响范围都增大.

3.2 间隙内泄漏流三维流动结构分析

本文选取 $h/c=1.0\%$ 时峰值效率点为研究对象,开展泄漏流三维流动结构的研究.图10给

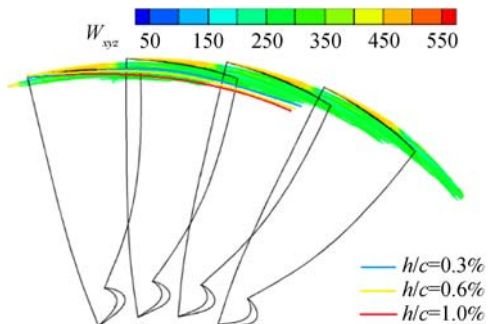
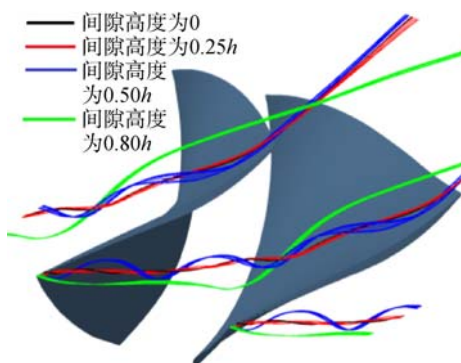


图9 不同间隙下 TLV 沿展向的影响区域

Fig. 9 Influence region of TLV along spanwise direction under various clearances

图10 $h/c=1.0\%$ 下5种间隙高度前缘流线对比Fig. 10 Comparison of streamlines at five different clearance heights in $h/c=1.0\%$

出通过 0, 0.25h, 0.50h, 0.80h 共 4 种不同叶尖间隙高度前缘处的 TLV 流线, 其中间隙高度为 0 表示叶片顶端位置. 泄漏涡涡核的轨迹近似为图 10 中所给出的 0 位置处的叶尖泄漏流黑色流线. 间隙高度为 0.25h 处泄漏流离开前缘与弦长方向的夹角是 30° , 流线紧紧围绕在涡核周围, 由进气方向顺时针方向卷曲缠绕成螺旋状. 间隙高度为 0.50h 处释放的三维流线在空间覆盖的范围要大于间隙高度为 0.25h 处, 它的流线轨迹包裹住前者, 所占据的三维空间随着间隙高度而增加, 尺度更大. 间隙高度为 0.80h 处前缘释放出的三维流线存在结构差异, 它流出叶尖时与弦长方向的夹角约为 45° , 且不存在明显的卷曲, 只是在主流的作用下出现部分扭转, 包围泄漏涡核. 产生原因是该高度更靠近端壁区域, 受叶片顶部附近流动的影响较小, 受机匣附面层效应影响较大, 削弱了泄漏流动的轴向速度, 流出叶尖区时的方向更加接近于周向, 这与图 7 中极限流线反映出的流动信息一致: 近叶尖区域出现明显回流, 近端壁区域流线主要沿周向.

图 11 给出间隙高度为 0.50h 和 0.80h 叶尖泄漏流沿弦长的分布情况, 流线的颜色代表相对速度的大小. 图 11(a) 中给出间隙高度为 0.50h 内, 前 70% 弦长范围内泄漏流紧紧围绕在涡核周围, 卷曲缠绕向下游发展. 叶尖泄漏流分别在两个位置形成二次泄漏: 当主泄漏流行至相邻叶片压力面约 60% 弦长位置时, 通过间隙潜流至相邻通道汇入相邻通道的泄漏流主流, 此位置二次泄漏较弱; 在约 80% 弦长位置时, 间隙潜流形成图 6 中所示的弱静压极小值槽道, 二次泄漏较强. 如图 11(b) 间隙高度为 0.80h, 前 60% 弦长范围内间隙泄漏流未出现明显的卷曲, 只是在主流的作用下出现部分扭转. 后 40% 弦长范围内泄漏流基本沿周向流动, 近似直接通过相邻叶片通道形成二次泄漏流. 间隙高度为 0.80h 内周向泄漏趋势更明显, 二次泄漏现象更为突出.

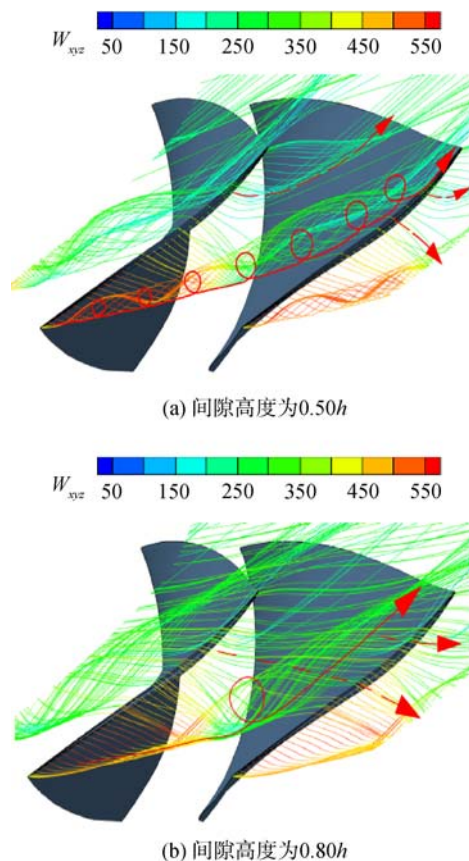


图11 流线及影响区域

Fig. 11 Trajectories of tip leakage streamlines

3.3 间隙损失分析

本小节分析均基于 $h/c=1.0$ 间隙下开展. 图 12 给出 S_3 流面熵云图分布和转子前缘的 TLV 轨迹. 由前缘沿着泄漏流的轨迹呈现大范围

高熵区域,且越靠近转子尾缘,高熵区范围越大.出口截面附近,高熵区域沿周向几乎覆盖整个叶片尖区通道的60%.此外,高熵带扩散至相邻叶片的压力面区域,在约70%弦长位置,产生原因是二次泄漏,这也是图6中红线所示的弱静压槽道形成的原因.

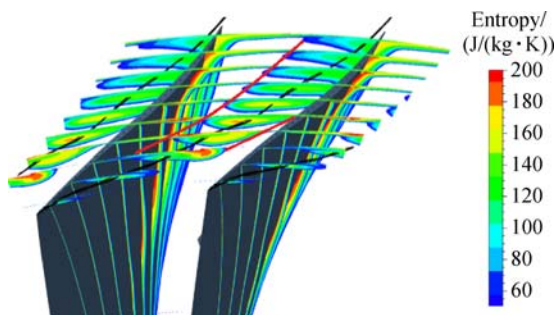


图12 S_3 流面熵云图及叶尖泄漏流轨迹

Fig. 12 Entropy contours on S_3 surface and tip leakage trace

沿 TLV 轨迹的高熵带,一方面是间隙泄漏涡造成的,因其在向下游发展过程中自身膨胀和周围流体发生掺混;另一方面是由于端壁附面层造成的,端壁附面层沿流向逐渐变厚,两者相互作用导致叶片通道尾缘上方出现通道的流动堵塞及流动损失.高熵带的波及范围表示叶尖泄漏流沿周向影响到的区域.

图13给出叶尖间隙内涡核轨迹、间隙高度为 $0.50h$ 叶尖前缘释放的流线轨迹以及二次泄漏的轨迹,流线上颜色表示的是无量纲流向涡量,反映的是流向上的涡量分量.根据 Levy (1990) 的定义方式

$$\xi_s = \frac{\xi \cdot w}{2\omega |w|} \quad (2)$$

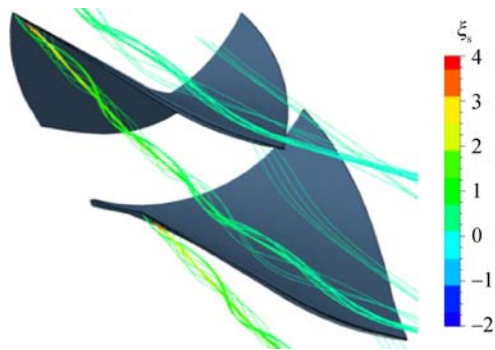


图13 无量纲流向涡量沿泄漏流流线的变化

Fig. 13 Variations of normalized streamwise vorticity along the tip leakage streamlines

其中 ξ 为绝对涡量; w 为相对速度矢量; ω 为转子角速度(单位为 $^\circ/\text{s}$).流线离开叶尖区域后,沿流线无量纲流向涡量呈现出由大到小逐渐衰减的趋势,反映了集中涡涡量减小的特征,这与图6中静压斜槽变弱的现象一致,这也是导致机匣壁面压力斜槽变弱的原因.此外,二次泄漏流无量纲流向涡量较小,明显小于主泄漏流区域,证明二次泄漏强度较弱.

为了消除涡量沿流向衰减的影响而定量研究间隙泄漏涡卷曲的程度,定义无量纲螺旋度

$$H_n = \frac{\xi \cdot w}{|\xi| \cdot |w|} \quad (3)$$

无量纲螺旋度表示泄漏涡周围流体紧密缠绕着泄漏涡核的程度,符号代表涡量相对于流线的方向;转子内二次流流场受绝对涡量沿相对气流方向的分量主导^[8].图14给出了通过间隙高度为 $0.50h$ 的流线轨迹以及二次泄漏流线,流线上标识无量纲螺旋度.如图14, H_n 的沿流向基本不变,或缓慢减小,但均在0.8以上,说明流线紧紧缠绕在间隙泄漏涡的周围,并没有破坏间隙泄漏涡所具有的集中涡的特征.这也进一步论证了涡核轨迹的正确性.

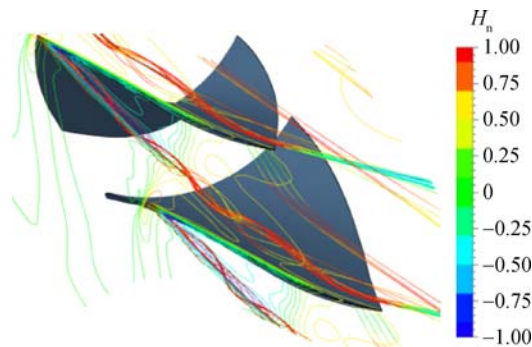


图14 无量纲螺旋度沿泄漏流流线的变化

Fig. 14 Variations of normalized helicity along the tip leakage streamlines

图15给出转子间隙高度为 $0.50h$ 处 S_1 流面熵图和极限流线.如图所示, $h/c=0$ 时高熵区域出现在叶背60%弦长处,是由于叶背分离和尾迹损失造成的. $h/c=1.0\%$ 时如图15(b)所示,前缘附近出现明显的熵剧变区域,位置在主流和泄漏流的交界面处,产生原因是间隙泄漏流强烈的流动剪切作用导致熵值迅速增大.前缘附近极限流线分离线是由于主流和泄漏流交界面产生的,70%弦长位置周向分离线是由于周向二次泄漏产生的.

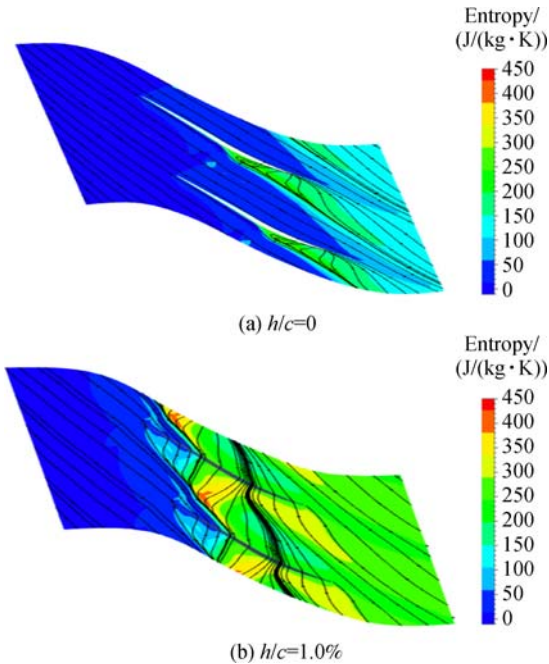


图 15 S_1 流面 0.50h 间隙处熵云图及极限流线
Fig. 15 Entropy contours on S_1 plane at 0.50h clearance and streamlines

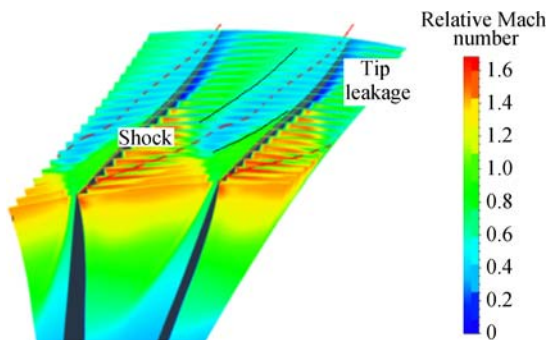


图 16 S_3 流面相对马赫数云图和 TLV 的影响区域
Fig. 16 Relative Mach number contour and leakage vortex trajectory on S_3 surface

3.4 激波和泄漏流的相互作用

为了更深入阐述激波和泄漏流的相互作用过程,本文给出 $h/c=1.0\%$ 间隙下, S_3 流面相对马赫数分布云图和泄漏涡核轨迹以及泄漏涡波及的区域.如图 16,激波的影响区域为 30% 叶高及以上区域;叶间通道中形成一道斜激波,在 55% 弦长位置的吸力面相互作用,激波后吸力面分离现象严重.在泄漏流的作用下,涡核和激波相互作用区域,出现激波被削弱打断的现象,在下游叶尖泄漏流的作用下,激波结构向上游凹曲.

为详细表示激波结构和激波泄漏流相互作用过程,给出不同叶高近声速线图 17,可近似表示激波所在位置;图中黄色线表示 TLV 轨迹.转子

前缘形成一道脱体激波,波后气流经叶片吸力面加速后,在约 60% 弦长位置形成一道斜激波.95% 叶高位置,激波几乎未受 TLV 的扰动;97% 叶高位置,泄漏涡作用小,激波向上游轻度凹曲;99% 叶高位置及以上区域,在间隙泄漏流的强烈作用下,激波结构向上游凹曲.

此外,本文选取 99% 叶高,给出图 18 不同间隙值大小下 99% 叶高的相对马赫数云图和间隙泄漏涡核的轨迹.对比 $h/c=0$ 和 $h/c=1.0\%$,激波在泄漏流作用下结构变化很明显. $h/c=1.0\%$ 时,沿 TLV 的轨迹,叶尖马赫数明显降低.吸力面附近正激波受到间隙泄漏流动的冲击干扰,激波被削弱打断,激波结构向上游凹曲,弯曲变形.涡核在激波产生的压力梯度的作用下,造成了一个低速的叶尖泄漏流和激波作用的低速区.

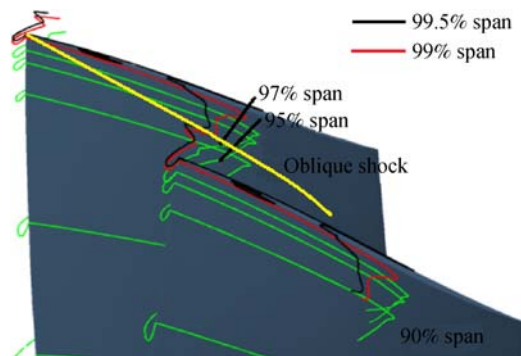


图 17 不同叶高 3-D 声速线展示激波结构
Fig. 17 3-D shock illustrated by sonic lines on various spans

此外,气体沿叶背通过激波后,在气体黏性、叶片表面摩擦力以及通道内逆压力梯度的作用下,处在叶片表面和机匣角区处的气体动能降低,这些低能流体在叶片表面堆积,直至发生分离,影响通道内流体的正常流动.如图 18 所示, $h/c=1.0\%$ 时叶背分离区较 $h/c=0$ 时叶背分离区小,证明间隙泄漏流的存在对叶背角区大范围分离区有一定的改善作用.

本文结合图 10 和图 11 所示的泄漏涡空间流线机构及发展规律,以及图 16~图 19 激波和泄漏流相互作用的过程,本文为跨声速转子 TLV 和激波的相互作用关系建立模型^[4],更全面揭示相互作用过程和影响.如图 19 所示,主流在约 40% 弦长位置泄漏与激波相互干涉,造成激波的上游凹曲现象,此后激波在约 60% 弦长附近位置形成一道斜激波,与吸力面相交.此外,叶尖泄漏流分别在两个位置形成二次泄漏:第 1 部分是当

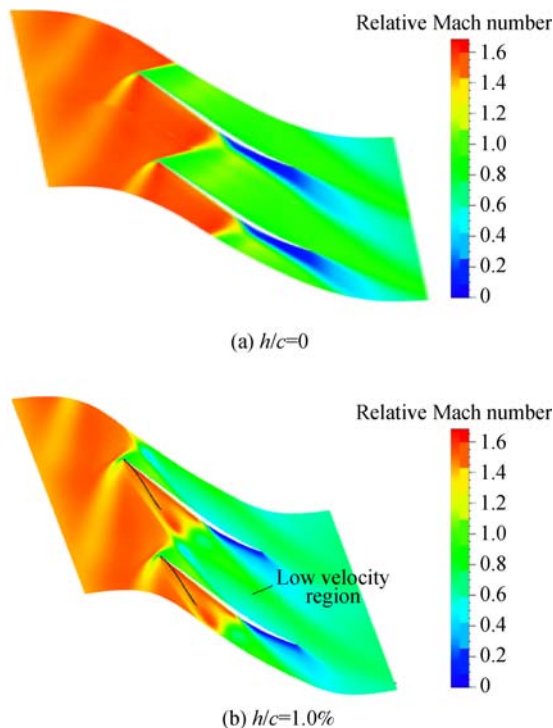


图 18 99%叶高相对马赫数云图
Fig. 18 Relative Mach number at 99% span

主泄漏流行至相邻叶片压力面约 50%弦长位置时,通过间隙潜流至相邻通道汇入相邻通道的泄漏流主流;第 2 部分是在约 80%弦长位置时,二次泄漏流形成图中所示的弱静压极小值槽道。

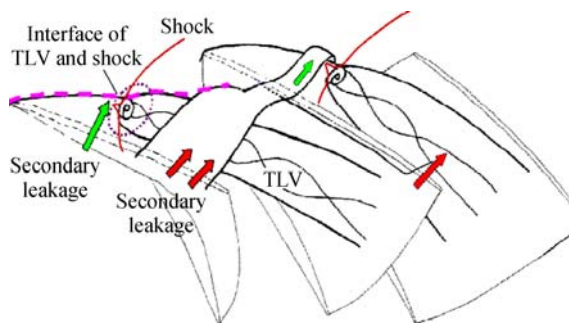


图 19 激波和 TLV 相互作用示意图
Fig. 19 Schematic of intersection of shock and TLV

4 结 论

为深入研究叶尖泄漏流的流动结构和产生机理,本文针对跨声速转子分别开展研究工作,得到下述有效结论:

1) 数值模拟了不同间隙下转子气动性能。数值模拟结果与实验结果吻合较好;随着间隙的增加,压比、效率稍有下降;峰值效率点下,间隙大小与气动性能之间呈线性关系。

2) 尖部吸压力面压差提供泄漏流迁移的动力,间隙提供泄漏流形成的通道。随间隙的增加,静压槽道更突出,偏向相邻叶片压力面的趋势也更明显,泄漏流沿轴向和展向影响范围更大;吸力面附近弱的槽道是由于二次泄漏产生的。

3) 随间隙高度的增加,泄漏流量层层包围涡核,紧密围绕在涡核周围卷曲缠绕;间隙高度为 0.80h 后 40%弦长,泄漏流不会卷吸成叶尖泄漏,几乎沿周向流动形成二次泄漏。沿泄漏流方向无量纲流向涡量有少量减少,无量纲螺旋度较高,叶尖区域集中涡特性比较明显。TLV 区域出现高熵区,是叶尖部位损失的主要来源。

4) 建立三维模型阐释跨声速转子中泄漏流和激波相互作用的机理。吸力面附近正激波受到间隙泄漏流动的冲击干扰,激波被削弱打断,并发生上游凹曲现象。

参考文献:

- [1] Camp T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 393-401.
- [2] Wheeler A P S, Korakianitis T, Banneheke S. Tip-leakage losses in subsonic and transonic blade rows[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(1): 751-759.
- [3] ZHANG Zhibo, YU Xianjun, LIU Baojie. Characteristics of the tip leakage vortex in a low-speed axial compressor with different rotor tip gaps[R]. ASME Paper GT-2012-69148, 2012.
- [4] DU Juan, LIN Feng, CHEN Jingyi, et al. Flow structures in the tip region for a transonic compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(3): 2561-2572.
- [5] Ahti J, Teemu T S, Aki G, et al. Experimental study of the effect of the tip clearance of the diffuser flow and stage performance of a centrifugal compressor[R]. ASME Paper GT-2012-68445, 2012.
- [6] ZHANG Desheng, SHI Weidong, WU Suqing. Numerical and experimental investigation of the tip leakage vortex trajectory in an axial flow pump[R]. ASME Paper GT-2013-16058, 2013.
- [7] WU Yanhui, CHU Wuli, LU Xingen, et al. Behavior of tip-leakage flow in an axial flow compressor rotor[R]. ASME Paper GT2006-90399, 2006.
- [8] Furukawa M, Saiki K, Nagayoshi K, et al. Effects of stream surface inclination on tip leakage flow fields in compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4): 683-694.
- [9] Wheeler A P S, Atkins N R, He L. Turbine blade tip heat transfer in low speed and high speed flows[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(4): 041025. 1-041025. 9.
- [10] 陈绍文, 孙士珺, 韩东, 等. 间隙大小对高负荷压气机叶栅

- 流动特性的影响[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(1): 34-37.
- CHEN Shaowen, SUN Shijun, HAN Dong, et al. Experimental study of the effect of different gap height on the highly-loaded compressor cascade flow characteristics[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(1): 34-37. (in Chinese)
- [11] 杜娟. 跨音压气机/风扇转子叶顶泄漏流动的非定常机制研究[D]. 北京: 中国科学院, 2010.
- DU Juan. Investigation on the unsteady mechanism of tip leakage flow in transonic compressor/fan rotors[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2010. (in Chinese)
- [12] Hah C, Rabe D C, Wadia A R. Role of tip leakage vortices and passage shock in stall inception in a swept transonic compressor rotor[R]. ASME Paper GT-2004-53867, 2004.
- [13] ZHANG Qiang, HE Li. Over-tip choking and its implications on turbine blade tip aerodynamic performance[J]. Journal of Propulsion and Power, 2012, 27(5): 1008-1014.
- [14] Hoffman W H, Ballman J. Some aspects of tip vortex behavior in a transonic turbo compressor[R]. ISABE Paper 2003-GT-1223, 2003.
- [15] 张晨凯, 胡骏, 王志强, 等. 轴流压气机转子叶尖间隙流动结构的数值研究[J]. 航空学报, 2014, 35(5): 1236-1245.
- ZHANG Chenkai, HU Jun, WANG Zhiqiang, et al. Numerical study on tip clearance flow structure of an axial flow compressor rotor[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2014, 35(5): 1236-1245. (in Chinese)
- [16] 姜斌, 王松涛, 孙玺森, 等. 跨音风扇顶部激波、泄漏流作用的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2008, 28(10): 1653-1656.
- JIANG Bin, WANG Songtao, SUN Ximiao, et al. Numerical simulation study on the effect of tip clearance on performance of a transonic axial fan[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 28(10): 1653-1656. (in Chinese)
- [17] Messenger H E, Kennedy E E. Two-stage fan: I aerodynamic and mechanical design [R]. NASA CR-120888, 1972.
- [18] Kerrebrock J L, Epstein A H, Merchant A A, et al. Design and test of an aspirated counter-rotating fan[R]. ASME Paper GT-2006-90582, 2006.
- [19] Rugger R S, Benser W A. Performance of a highly loaded two-stage axial flow[R]. NASA TMX-3076, 1974.

(编辑: 叶 青)