

超高负荷涡轮叶栅叶顶间隙流动特征及 间隙高度的影响

易小兰^{1,2}, 张华良², 苏赫^{1,2}, 高庆², 陈海生², 谭春青²

(1. 中国科学院大学 物理学院, 北京 100190;

2. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190)

摘 要: 采用数值模拟方法研究了超高负荷涡轮叶栅叶顶间隙流动特征,详细分析了泄漏涡、叶顶分离涡、上通道涡等的流动细节,在此基础上分析间隙高度对流场特征和叶片负荷的影响.结果表明:超高负荷涡轮叶栅叶顶间隙区域存在多种形式的流动分离,泄漏流非常强烈,不仅直接影响上通道涡的形成与发展,使通道涡整体向叶根移动,而且部分泄漏流进入下通道涡;随着间隙高度增加,叶顶分离涡和泄漏涡均明显增强,叶片负荷尤其是叶顶负荷有所降低.

关 键 词: 超高负荷; 叶顶间隙流动; 间隙高度; 泄漏涡; 叶顶分离涡

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Tip clearance flow structures in ultra-highly load turbine cascades and effects of clearance height

YI Xiao-lan^{1,2}, ZHANG Hua-liang², SU He^{1,2}, GAO Qing²,
CHEN Hai-sheng², TAN Chun-qing²

(1. School of Physics,

University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: Numerical simulation was performed to investigate the tip clearance flow structures in ultra-highly load turbine cascades. Flow details of leakage vortex, tip separation vortex and upper passage vortex were analyzed, then on this basis, the effects of clearance height on flow characteristics and blade loads were analyzed. Results show that, there are several forms of flow separation in tip clearance region of ultra-highly load turbine cascades, leakage flow is very strong, which not only affects the formation and development of upper passage vortex directly and makes passage vortices move to blade root, but also causes some of leakage flow to enter into the lower passage vortex. As clearance height increases, tip separation vortex and leakage vortex get stronger, blade load especially tip load decreases.

Key words: ultra-highly load; tip clearance flow; clearance height; leakage vortex; tip separation vortex

众所周知,叶顶间隙(下文简称间隙)是造成
涡轮效率降低的重要因素之一,由间隙流引起的

损失可占到级内总损失的 1/3 以上^[1];巡航经验
表明,高压涡轮叶顶间隙每增加 0.025 mm,发动

收稿日期:2014-03-17

基金项目:国家自然科学基金(51106155);国家重点基础研究发展计划(2012CB720406)

作者简介:易小兰(1989—),女,四川南充人,硕士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究.

机的燃油消耗率就将增加 0.1% 左右,排气温度升高 10℃^[2]. 故自 1954 年 Rains^[3]通过实验证明叶顶泄漏涡的存在以来,叶顶间隙流动一直是涡轮内部流动研究领域的热点和难点. Rains 的研究认为在间隙不大的情况下,流体黏性可以忽略,泄漏流动可看作理想的孔板流动,没有动量和能量上的损失. Booth 等^[4]在 1982 年验证了 Rains 的结论,认为叶顶间隙流动和孔板流动相似,泄漏流流量系数可用孔板射流的流量系数来估算. Moore 等^[5]进一步考虑了分离气泡的影响,认为泄漏流从 20% 叶片厚度位置开始气流相互掺混,在间隙出口位置气流已完全掺混,速度均匀一致. Heyes 等^[6]则认为只有在间隙轴向长度大于 6 倍间隙高度的时候才可以认为出口流动已充分掺混;当间隙轴向长度不大时,靠近机匣的流体是无损失的等熵流动,靠近叶顶流体为均匀流动. Sjolander 等^[7]通过实验观察发现叶片顶部的分离流动导致在叶顶端面上形成两个对旋的涡系,一大一小,小涡在大涡下方非常靠近压力面一侧. 由此可见,经过半个多世纪的研究,对间隙流动的认识逐渐深入,同时研究者们对间隙流动特征还存在不同意见,这主要归因于间隙流动的复杂性和叶轮机械的多样性. 当前航空发动机不断向高推质比方向发展,高/超高负荷涡轮成为各国研究热点^[8-14]. 研究表明:负荷越高,流动分离的趋势也越大,当高负荷分离流动与间隙流动耦合在一起时,流动就更加复杂,对涡轮的出力与效率也影响极大,因此,认识高/超高负荷涡轮内间隙流动特征对高/超高负荷涡轮的设计和优化尤为必要. 本文采用数值模拟方法研究超高负荷涡轮叶栅内间隙流动特征,详细阐述间隙流场中泄漏涡、叶顶分离涡等的流动细节,以及间隙对主流流场的影响,探索超高负荷涡轮内间隙流动的规律,为未来超高负荷涡轮的设计应用提供参考.

1 研究对象及数值方法

本文研究的超高负荷涡轮叶栅的叶片型线如图 1 所示,叶栅几何参数见表 1,间隙高度分别取 1, 2, 4 mm. 计算采用基于有限元体积法的 CFX 商业程序求解定常 N-S (Navier-Stokes) 方程,湍流模型选用基于 $k-\omega$ 两方程的 SST (shear strain transport) 模型,并选用自动壁面函数进行近壁面处理. 该模型克服了 $k-\epsilon$ 模型在壁面附近对湍流输运的过度估计使流动分离延迟甚至不发生的问题,可以精确预测流动分离的开始和负压力梯度

条件下的流动分离^[15].

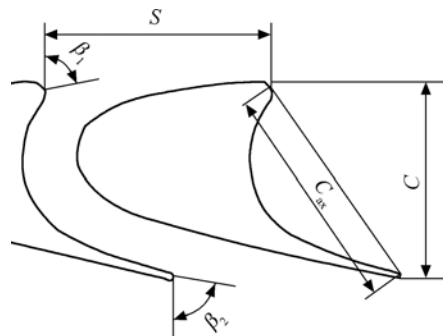


图 1 叶片型线示意图

Fig. 1 Schematic diagram of blade profile

表 1 叶栅几何参数

Table 1 Geometrical parameters of cascade

参数	数值
弦长 C/mm	100
轴向弦长 C_{ax}/mm	84
栅距 S/mm	100.1
叶高 H/mm	100
几何进气角 $\beta_1/(\circ)$	80
几何出气角 $\beta_2/(\circ)$	-80
安装角 $\gamma/(\circ)$	55

计算区域进口置于叶片前缘上游 2.5 倍轴向弦长处,出口位于尾缘下游 2.5 倍轴向弦长处. 采用 HOH 结构化网格,叶片表面及间隙区域采用 O 型网格,进出口及主流区域采用 H 型网格,在间隙和叶片近壁面对网格进行局部加密,总网格数约 210 万. 为捕捉边界层内详细的流场细节,保证近壁面第 1 层网格满足 $y^+ < 1$. 计算进口边界条件给定来流总温、总压、气流方向、及湍流强度 T_{μ} ; 出口给定静压.

考虑到本文所选叶栅的特殊性(叶栅转角达到 160°,内部流动异常复杂,各种参数互相影响),为尽量简化问题,逐步深入地开展研究,数值计算采用的是较为简单的静态平面叶栅模型. 虽然该模型有别于真实的流场环境,但物理模型的简化有利于排除多因素的干扰(比如刮削涡、离心力和科氏力等),从而更易建立所关心的物理量之间的联系. 端壁与叶片之间的相对运动对间隙流及流场的影响是本文未来需要开展的工作之一.

2 数值结果分析

2.1 间隙流场的主要流动特征

首先以间隙高度 $t=2\text{ mm}$ 作为研究对象,分析此超高负荷涡轮叶栅间隙流场的主要流动特征,包括叶顶分离涡、泄漏涡的形成演化过程,以及泄漏流对主流、附面层、通道涡等的影响。

图2给出的是叶顶及端壁的平面流线和三维流线。将间隙侧端壁划分为两个区域——间隙区(A)和流道区(B),如果以叶顶压力侧为界,其两侧横向压力梯度基本相反。在此超高负荷涡轮叶栅内,间隙区(A)可根据流动特征进行二次划分,划分为间隙前缘区(A1)和间隙主流区(A2)。A1区域流体从吸力侧流入吸力侧流出,流出间隙后与来自相邻压力侧的端壁横向二次流对搓形成通道涡。A2区域流体主要来自压力面的径向二次流,流体从压力侧流入吸力侧流出。A2区域上游段叶片厚度大,流体需经较长距离才能流出间隙,流出间隙后:靠近叶顶流体在吸力侧叶顶边缘卷吸形成泄漏涡;靠近上端壁未被卷入泄漏涡的泄

漏流与端壁横向流一道绕过泄漏涡,沿叶片吸力面向叶展中部流去并进入上通道涡,有少部分甚至被卷入下通道涡。A2区域上游段泄漏涡尺寸小,紧贴壁面(后文图3(a)中可以观察到泄漏涡的再附线),泄漏流部分进行泄漏涡,部分进入通道涡。A2区域下游段叶片厚度渐减,泄漏流快速到达叶顶吸力侧边缘,流出间隙后全被卷入泄漏涡。从图中可以看到向下游流动过程中泄漏涡尺寸不断增大,涡核逐渐远离吸力面。值得一提的是,在泄漏涡外侧可以观察到来自相邻流道区的横向二次流(图中已用红色椭圆圈出),绕过泄漏涡,对叶片吸力附面层进行补充,甚至有部分最终进入尾缘附近的间隙。这主要是因为泄漏涡的强大卷吸作用,使得其内侧压力骤减;横向二次流在强烈的压差作用下,未被卷入泄漏涡,而是绕过泄漏涡进入吸力面和尾缘间隙。

观察两截面的平面流线可以发现均存在分离线 L_s 和再附线 L_r ,其相对位置基本保持不变,可知该流动分离/再附在叶高方向贯穿整个间隙区域。 L_s 和 L_r 是流体受A区域和B区域相反的横向压力梯度作用,在叶顶吸力侧和压力侧外缘聚集或分离而形成。 L_s 附近静压最低,两侧流线向它渐近收拢,分离流自 L_s 进入外部流场; L_r 附近静压最高,两侧流线背离它流动,外流场朝向端壁流动。相对而言,图2(a)的平面流线更复杂,除分离线 L_s 和再附线 L_r ,还存在另两条流动特征线——分离线 L'_s 和再附线 L'_r , L'_s 基本与压力侧边缘重合, L'_r 位于间隙内,与 L'_s 几乎平行。结合图2(a)中的三维流线可知,压力侧壁面径向二次流在叶顶压力侧边缘发生流动分离,由于能量低,很快出现再附,此即叶顶分离涡。叶顶分离涡基本维持在间隙压力侧边缘,直到接近叶片尾缘才逐渐流出间隙,这与文献[7]的实验结果一致。图2(b)的已观察不到分离线 L'_s 和再附线 L'_r ,由此可知叶顶分离涡尺寸较小。图2(b)的平面流线图中 L_s 明显呈两段,上游段有部分泄漏流进入通道涡,下游段泄漏涡逐渐强大,泄漏流基本全被卷入进入泄漏涡。

图3给出了有无间隙工况的流动特征对比。由图可知,间隙对下半叶高流道影响不大,而对上半流道的改变明显:①间隙使得叶片顶部与端壁不再相交,不存在附面层流体的角区堆积,故上端壁壁角涡消失;②间隙泄漏流流体主要来自压力侧壁面,从平面流线和三维流线均可以观察到压力面径向二次流明显增强;③上通道涡受泄漏流

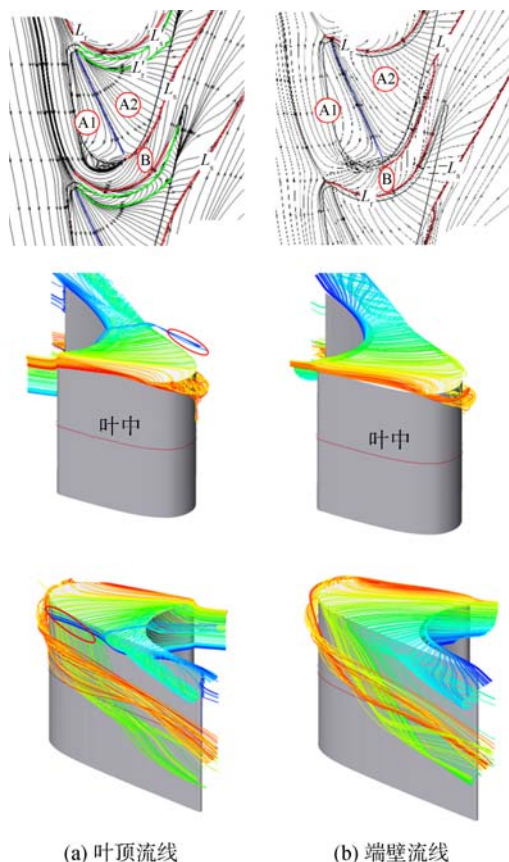
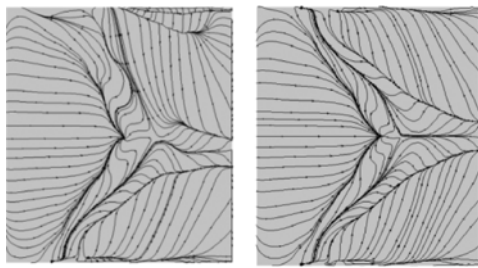
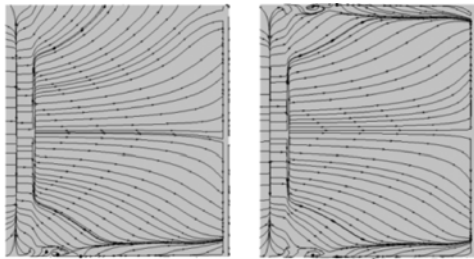


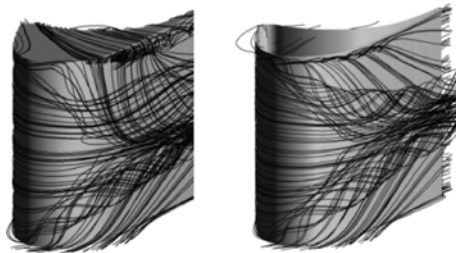
图2 叶顶及端壁的平面流线和三维流线($t=2\text{ mm}$)
Fig. 2 Plane and three-dimensional streamlines on blade tip and endwall ($t=2\text{ mm}$)



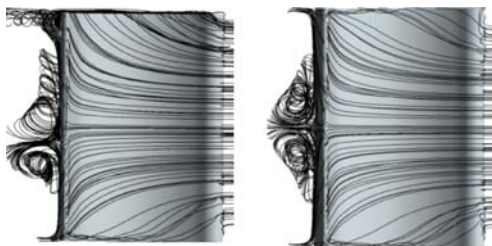
(a) 吸力侧极限流谱



(b) 压力侧极限流谱



(c) 紧邻壁面的三维流线 (吸力面)



(d) 紧邻壁面的三维流线 (压力面)

图 3 有无间隙工况流动对比(左: $t=2\text{ mm}$, 右: $t=0\text{ mm}$)Fig. 3 Comparison of flow structures with and without tip clearance (left: $t=2\text{ mm}$, right: $t=0\text{ mm}$)

和泄漏涡影响,分离线位置、旋涡尺寸和强度发生明显改变.对于前两点变化很容易理解,着重分析上通道涡的变化.无间隙叶栅流道中上通道涡始于吸力侧壁角,旋涡流体主要来自前缘马蹄涡、叶片吸力面附面层和端壁附面层^[16].在有间隙叶栅中上通道涡由 A1 区的泄漏流与流道区的端壁横向二次流“对搓”形成,起始位置略滞后于无间隙工况.通道涡发展过程中,上游段有部分泄漏流进入,由于泄漏流的径向速度分量较大,一方面将吸力面来流附面层抬离壁面,另一方面使得上通道

涡快速移向叶中;下游段泄漏流全部被卷入泄漏涡,上通道涡主要靠 B 区域横向二次流补充,同时之前被抬离壁面的附面层流体开始被卷入上通道涡.总之,间隙的存在改变了上通道涡的形成和强化机理, $t=2\text{ mm}$ 的上通道涡强度相比无间隙工况有明显减弱,涡核位置略微下移.

根据上述分析,给出了如图 4 所示的超高负荷间隙流动示意图.图中标示出叶顶分离涡、泄漏涡和上通道涡,以及端壁分离线和再附线,从图中可以比较清楚地看到三大涡系的形成机理以及尺寸和位置关系.

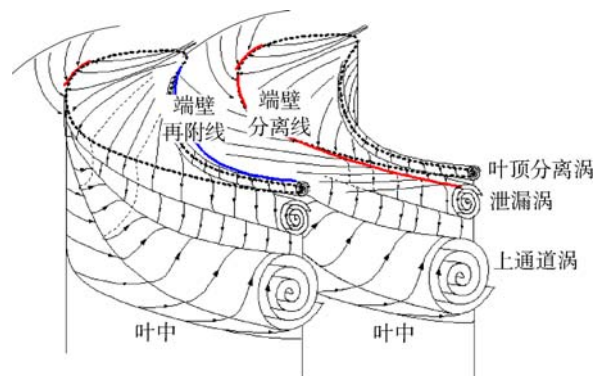


图 4 超高负荷涡轮叶栅间隙流动示意图

Fig. 4 Schematic diagram of clearance flow in ultra-highly loaded turbine cascade

2.2 间隙高度的影响

间隙高度是影响间隙流动的主要因素之一,本节选择 1, 2, 4 mm 三种间隙高度,重点探究间隙高度对流动的影响.

图 5 给出的是叶顶极限流线,不同间隙的对比可知,随着间隙高度增加, A1 区域与 A2 区域分界线前移, A1 区域缩小, A2 区域扩大. A1 区域与 A2 区域在吸力侧出口的分界点位置即是泄漏涡的起始位置,由此可知间隙越大,泄漏涡起点越靠近上游,这与文献[17]得出的结论不同.间隙高度增加,泄漏量增大,泄漏涡强度和尺寸均增大,并将通道涡进一步向叶根挤压;虽然 A1 区域减小,但从图 6 给出的间隙三维流线可以看到 A1 区域的吸力侧出口的旋涡尺寸有明显增大,由此可知间隙高度增加使得流经 A1 区域的流体增加,初始通道涡的强度和尺寸有所增大;同时随间隙增大,泄漏涡强大的卷吸能力,使得 A2 区域进入上通道涡的泄漏量减小.从图 5 中还可观察到叶顶分离涡位置、尺寸有明显改变,当间隙高度为 1 mm 时,叶顶分离涡一直保持在压力侧边缘,其

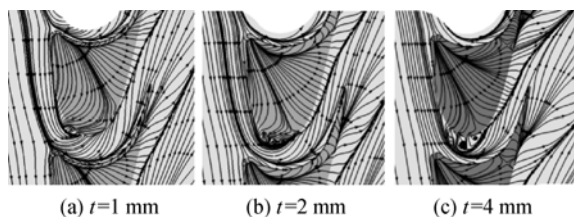


图5 叶顶极限流线

Fig. 5 Limiting streamlines on blade tip

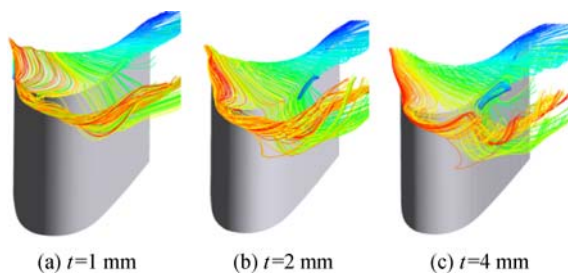


图6 间隙内三维流线

Fig. 6 Three-dimensional streamlines in clearance

再附线 L'_r 与叶顶压力侧边缘平行;随间隙高度增加,叶顶分离涡尺寸增大,并在叶片尾缘附近流出叶顶间隙;当间隙高度为 4 mm 时,叶顶分离涡尺寸进一步增加,再附线 L'_r 分成两段,上游段与压力侧边缘渐开,下游段紧贴吸力侧边缘;此结果与 Lee 等^[17] 的实验结果一致。

图 7 给出的是不同间隙高度下质量平均总压损失系数(C_{pt})随轴向弦长(C_{ax})的变化情况。从图中可以看到质量平均总压损失系数随间隙高度的增加而明显增大,随增量沿轴向累积,越接近下游,绝对增量越大。在出口截面,间隙高度为 4 mm 的 C_{pt} 相对无间隙增加 50% 左右,由此可见过大的间隙对流动性能极为不利。另外, C_{pt} 在尾缘附近(0.8~1.0 倍轴向弦长区域)急剧增加,也反映

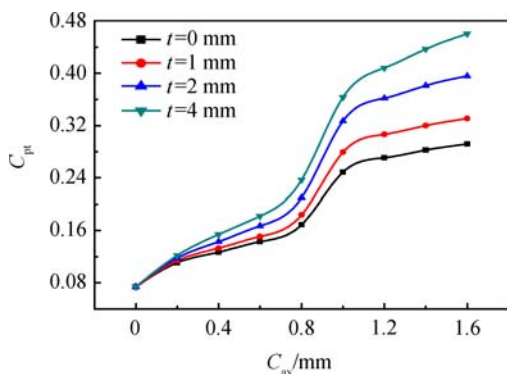
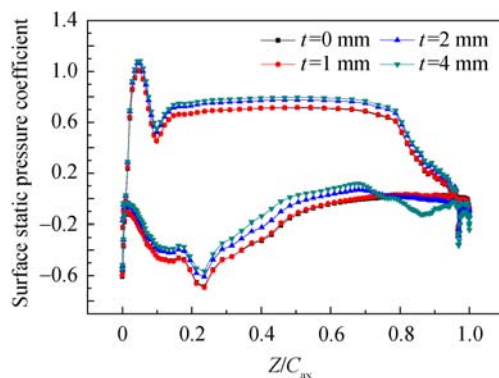


图7 质量平均总压损失系数分布

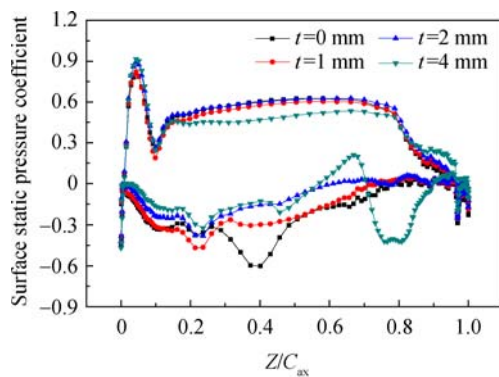
Fig. 7 Distribution of mass-averaged total pressure loss coefficient

出在此位置,泄漏涡、通道涡都发展较为充分,二者之间及二者与壁面附面层的掺混也最强烈,未来进行气动优化时应重点考虑。

间隙对叶片负荷的影响是必须考量的。早在 1987 年, Sjolander 等^[18] 就分析了叶顶间隙对叶片负荷的影响,认为随着间隙高度增加,叶中负荷减少。图 8 给出了不同间隙高度下 50% 叶高和 90% 叶高叶片表面静压系数曲线。在 50% 叶高截面,间隙高度为 0 mm 和 1 mm 的表面静压系数曲线基本重合,对于较大间隙高度 2 mm 和 4 mm,表面静压系数略有增加,从图中可以看到吸力侧增加幅度略大于压力侧,由此可知随间隙高度增加,叶中负荷略有降低。90% 叶高截面,随间隙高度增加,压力面表面静压系数曲线下移,吸力面表面静压系数曲线上移,叶片负荷随间隙高度的增加明显降低。从图 8(b)中还可观察到,无间隙叶栅的 0.4 倍轴向弦长附近由于端壁横向二次流、角区堆积低能流体、以及叶片前缘附面层来流共同作用形成通道涡,吸力侧表面静压系数出现剧烈波动;而在带间隙的流道内,上通道涡由 A1 区域泄漏流和端壁横向二次流形成,位置提前至 0.35 倍



(a) 50% 叶高



(b) 90% 叶高

图8 表面静压系数分布

Fig. 8 Distribution of surface static pressure coefficient

轴向弦长附近,波动幅度明显减小;间隙高度为4 mm时,吸力面表面静压系数曲线在0.7~0.9倍轴向弦长区域出现剧烈波动,越靠近叶顶,波动幅度越大,这是叶顶分离涡从吸力侧流出间隙引起的。

3 结 论

本文重点分析了超高负荷涡轮叶栅间隙流场的流动特征,发现超高负荷涡轮叶栅间隙流动较一般涡轮叶栅更加复杂,旋涡和二次流动剧烈,突出表现在以下几个方面:

1) 超高负荷涡轮叶栅内,叶顶间隙区明显分成两部分,靠近前缘的A1区域泄漏流自吸力侧流进吸力侧流出,靠近尾缘的A2区域泄漏流从压力侧流进吸力侧流出。

2) 流经A1区域的流体与端壁附面层“对搓”逐渐形成上通道涡;流经A2区域的大部分流体形成泄漏涡,泄漏涡方向与上通道涡相反;A2区域还有部分流体进入上通道涡,甚至有少部分流体进入下通道涡,这是超高负荷涡轮泄漏流独有的特征之一。

3) 泄漏涡主要来自压力侧径向迁移的附面层,而非端壁横向二次流,这也是超高负荷涡轮泄漏流显著的特征之一。泄漏流对叶中负荷影响较小,叶顶负荷随间隙的增大明显降低。

4) 随间隙高度增加,叶顶分离涡、泄漏涡和上通道涡的尺寸和强度均有增强,其中叶顶分离涡的变化最为显著,致使流动损失明显增大。

参考文献:

- [1] 李伟,乔渭阳,许开富,等. 涡轮叶尖间隙泄漏流动主动控制数值模拟[J]. 航空动力学报, 2008, 23(7): 1260-1265.
LI Wei, QIAO Weiyang, XU Kaifu, et al. Numerical simulation of active control on tip leakage flow in axial turbine [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(7): 1260-1265. (in Chinese)
- [2] Wiseman M W, Guo T H. An investigation of life extending control techniques for gas turbine engines[R]. Arlington: American Control Conference, 2001.
- [3] Rains D A. Tip clearance flows in axial flow compressors and pumps[D]. California: California Institute of Technology, 1954.
- [4] Booth T C, Dodge P R, Hepworth H K. Rotor-tip leakage: Part 1 basic methodology[J]. Journal of Engineering for Power, 1982, 104(1): 154-161.
- [5] Moore J, Tilton J S. Tip leakage flow in a linear turbine cascade [J]. Journal of Turbomachinery, 1988, 110(1): 18-26.
- [6] Heyes F J G, Hodson H P. Measurement and prediction of tip clearance flow in linear turbine cascades[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(3): 376-382.
- [7] Sjolander S A, Cao D. Measurements of the flow in an idealized turbine tip gap [J]. Journal of Turbomachinery, 1995, 117(4): 578-584.
- [8] Moustapha S H, Okapuu U, Williamson R G. Influence of rotor blade aerodynamic loading on the performance of a highly loaded turbine stage[J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(2): 155-161.
- [9] Griffin L W, Huber F W. Turbine technology team: an overview of current and planned activities relevant to the national launch system[R]. AIAA 92-3220, 1992.
- [10] Yamamoto A. Production and development of secondary flows and losses in two types of straight turbine cascades: Part 2 a rotor case[J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(2): 194-200.
- [11] Tsujita H, Mizuki S, Yamamoto A. Numerical investigation of blade profile effects on aerodynamic performance of ultra-highly loaded turbine cascade [R]. ASME Paper GT2004-53429, 2004.
- [12] Shi J, Zhou S, Zhang Y, et al. An investigation of a highly loaded transonic turbine stage with compound leaned vanes [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1986, 108(2): 265-269.
- [13] Tan C, Zhang H, Chen H, et al. Blade bowing effect on aerodynamic performance of a highly loaded turbine cascade[J]. Journal of Propulsion and Power, 2010, 26(3): 604-608.
- [14] HAN Wanjin, TAN Chunqing, SHI Hong, et al. Effects of leaning and curving of blades with high turning angles on the aerodynamic characteristics of turbine rectangular cascades[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(3): 417-424.
- [15] 张师帅. 计算流体动力学及其应用: CFD 软件的原理与应用[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2011.
- [16] 易小兰, 张华良, 苏赫, 等. 超高负荷涡轮叶栅内的旋涡结构分析[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(7): 1290-1294.
YI Xiaolan, ZHANG Hualiang, SU He, et al. Numerical investigation of vortex structures in ultra-highly loaded turbine cascades[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(7): 1290-1294. (in Chinese)
- [17] Lee S E, Lee S W, Kwak H S. Tip leakage aerodynamics over stepped squealer tips in a turbine cascade[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35(1): 135-145.
- [18] Sjolander S A, Amrud K K. Effects of tip clearance on blade loading in a planar cascade of turbine blades [J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(2): 237-244.

(编辑: 王碧琚)