

涡轮叶片叶顶间隙变化减敏研究

高 杰¹, 郑 群¹, 刘云宁², 赵 展¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001;

2. 中国船舶重工集团公司 哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所, 哈尔滨 150078)

摘 要: 采用数值方法联合标准 $k-\omega$ 两方程湍流模型求解雷诺平均 Navier-Stokes 方程组, 研究了平顶和分别采用被动、主动以及复合间隙控制方法的凹槽顶、平顶喷气、凹槽顶喷气 4 种不同叶顶结构下涡轮性能对叶顶间隙变化的敏感性, 分析了间隙变化对间隙流场结构及损失的影响, 研究了涡轮性能随叶顶间隙变化的规律, 并对采用不同间隙控制方法的叶顶结构所带来的效率收益对攻角变化敏感性进行了评估. 结果表明: 在不同间隙控制方法下叶顶泄漏涡强度随间隙的增加速度变缓, 尤其在复合间隙控制方法下更为明显, 从而使得在复合间隙控制方法下涡轮性能对间隙变化的敏感度最低; 仅仅涡轮叶片前缘区域泄漏流动对攻角变化比较敏感, 使得凹槽顶结构具有最佳的攻角变化适应性.

关 键 词: 叶顶泄漏流; 间隙变化减敏; 流动控制; 涡轮; 攻角; 气动损失

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Investigations on desensitization of blade tip clearance variation in turbine blades

GAO Jie¹, ZHENG Qun¹, LIU Yun-ning², ZHAO Zhan¹

(1. College of Power and Energy Engineering,

Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

2. Harbin Marine Boiler and Turbine Research Institute,

China Shipbuilding Industry Corporation, Harbin 150078, China)

Abstract: Numerical investigation was performed to simulate the sensitivity of turbine performance to blade tip clearance variation for four different tips including flat tip and other three tips: cavity tip, flat tip with injection and cavity tip with injection; passive, active and compound clearance control methods were used respectively by solving Reynolds-averaged Navier-Stokes equations in conjunction with a standard $k-\omega$ two-equation turbulence model. The influences on the clearance flow structure and losses caused by tip clearance variation were analyzed. In addition, the variation of the turbine performance which changes by the different clearances was investigated. Furthermore, the sensitivities of the efficiency-gains caused by different clearance control methods to changes in incidence angles were assessed. Results show that, with different clearance control methods, the growth rate of the strength of tip leakage vortex slows down, especially for the compound clearance control method. This leads to the results that the compound clearance control method presents the lowest sensitivity of turbine performance to clearance variation. In addition, only the leakage flows over the front part of the blade are sensitive to incidence angle variation, which causes the

收稿日期: 2014-03-30

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金(HEUCF140301)

作者简介: 高杰(1985-), 男, 河南南阳人, 讲师、博士, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

best adaptability of cavity tip to incidence angle variation.

Key words: blade tip leakage flow; desensitization of clearance variation; flow control; turbine; incidence angle; aerodynamic loss

涡轮叶顶间隙泄漏流动对涡轮流道内流动损失、换热条件乃至整体效率都有明显影响, 涡轮中大约 1/3 以上的流动损失是由叶顶间隙流动引起的^[1]; 并且研究表明涡轮叶顶间隙与叶高之比每增加 1%, 涡轮效率将降低 0.8%~1.2%^[2], 因此, 除了传统上开展在间隙高度不变的情况下如何减少间隙泄漏损失并提高涡轮效率方面的研究之外, 还应研究如何降低涡轮性能对间隙变化的敏感性, 而这方面的研究对于提高燃气涡轮效率、改善其运行稳定性乃至延长其工作寿命具有十分重要的意义。

国内外学者针对叶片顶部间隙泄漏流动进行了广泛地研究^[3-5], 并在此基础上提出了许多控制叶顶泄漏损失的方法. 通常根据是否有能量输入的标准将这些控制方法分为被动控制(无能量输入)和主动控制(有能量输入)两种. 被动控制主要是对涡轮叶顶表面结构进行相应处理以改变泄漏流场结构、降低泄漏流动损失, 主要有肋条叶顶^[6]、翼梢小翼^[7]、叶顶修型^[8]以及机匣端壁处理^[9]等; 而主动控制是通过施加外流/外力对间隙泄漏流进行控制, 主要有叶顶喷气^[10]、等离子体控制^[11]以及利用机械力对叶顶间隙大小进行控制^[12]等。

在以上提到的这些叶顶间隙控制方法中, 凹槽是目前较常见的间隙泄漏控制方法之一, 美国 General Electric (GE) 公司已在其航空发动机涡轮中采用了该项技术, 获得了一定的效率增益^[6]. 而叶顶喷气方案相比其他主动控制方案则显得比较简单, 可在涡轮叶片气膜冷却腔的基础上通过在叶顶开通喷气孔就可以同时起到控制间隙泄漏并改善叶顶换热的双重效果, 因而具有较好的应用前景^[10]. 近来也有研究人员将叶顶凹槽结构与叶顶喷气结合起来进行研究, 结果表明结合两种泄漏控制方法可以进一步控制叶顶间隙泄漏流动和改善叶顶表面换热^[13].

减小涡轮叶顶间隙高度显然是控制间隙泄漏流、减少泄漏损失最有效的手段, 但实际结构上的限制使得间隙高度不可能无限制地减小, 而且发动机运行时工况改变也会引起叶顶间隙高度发生改变且变化幅度比较明显, 各种工作载荷的变化也会叶顶间隙高度带来影响, 此外在发动机长

时间运行过程中腐蚀、磨损等因素也会给叶顶间隙高度带来明显影响, 所有这些因素皆使得叶顶间隙高度变化非常复杂. 然而, 国内外研究人员提出的这些控制方法, 其出发点都旨在减少叶顶存在间隙时带来的不利影响, 尽管也有一些研究人员开展了叶顶间隙高度对间隙泄漏流动及其控制方法影响方面的研究^[14-15], 但并没有进一步探讨这些控制方法在叶顶间隙变化时的敏感性如何, 截止到目前也很少有人从如何降低涡轮性能对间隙变化的敏感性这一角度出发开展研究, 对于变工况条件下这些控制方法带来的效率收益对攻角变化的敏感性, 国内外研究人员也没有对此作出评估。

本文以 GE-E³ 发动机高压涡轮第 1 级动叶片为研究对象, 采用计算流体力学手段首先研究设计工况下平顶和分别采用被动、主动以及主被动复合间隙控制方法的凹槽顶、平顶喷气、凹槽顶喷气 4 种不同叶顶结构下涡轮性能对间隙高度变化的敏感性. 考虑到叶顶间隙泄漏流动机理强烈地依赖于发动机的运行工况, 对采用这 3 种控制方法叶顶结构所带来的效率收益对攻角变化的敏感性也将在正文最后进行分析。

1 涡轮叶片模型与叶顶结构

本文数值模型采用 GE-E³ 发动机高压涡轮第 1 级动叶片, 详细的几何与气动参数见文献^[16]. 图 1 给出了平顶、凹槽顶、平顶喷气和凹槽顶喷气 4 种不同叶顶结构示意图, 其中叶片压力边和吸力边分别记为 PS 和 SS. 凹槽顶、平顶喷气和凹槽顶喷气分别为典型被动间隙控制 (PCC, passive clearance control)、主动间隙控制 (ACC, active clearance control) 和复合间隙控制 (CCC, compound clearance control) 方法, 并且本文所有研究均以平顶为原型 (ORI, original) 作为对照. 每种叶顶类型分别考虑了 5 个叶顶间隙, 分别为 0.5%*h*, 1%*h*, 1.5%*h*, 2%*h* 和 2.5%*h* 的影响 (*h* 表示叶高), 其中涡轮叶顶基准间隙取 1.5%*h*. 另外, 叶顶凹槽深度为 1 mm, 肩壁厚度取为 0.77 mm; 喷气孔沿中弧线位置垂直叶顶方向布置, 共有 4 个喷气孔, 分别位于 10%, 30%, 50% 和 70% 轴向弦长位置, 其直径为 1 mm, 长度为 20 倍孔径。

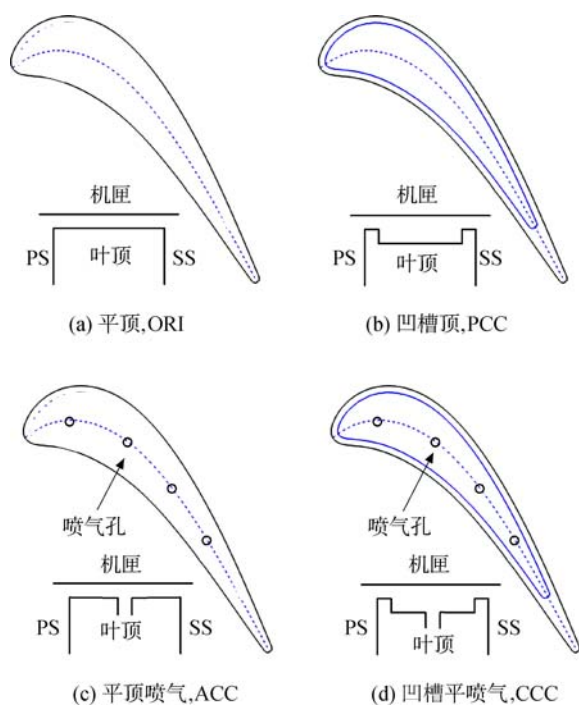


图1 不同叶顶结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of different blade tip configurations

2 数值计算方法及试验验证

2.1 求解方法和湍流模型

本文采用 ANSYS CFX 11.0 商用 CFD 软件求解稳态可压缩 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS)控制方程组, N-S 方程借助于有限体积法离散并利用标准 $k-\omega$ 湍流模型^[17] 封闭 N-S 方程组. 数值离散采用 CFX (compound file explorer) 软件的“高精度”格式.

2.2 计算模型和网格

本文数值求解所采用的计算网格中, 动叶片流道采用结构化六面体网格进行离散, 如图 2 所示; 并且, 在动叶片表面、叶顶间隙、凹槽以及喷气孔区域均采用 O 型网格, 进出口及主流区域采用 H 型网格. 总体上, 在整个计算域的轴向、周向和径向方向共分别布置了 137, 43 和 121 个网格节点数, 其中在间隙高度方向上布置了 33 个, 凹槽深度方向布置了 23 个, 喷气孔内沿孔长度方向上布置了 33 个, 喷气孔直径方向上布置了 27 个. 另外, 在叶片表面和端壁边界层内沿壁面法向方向布置了 17 个, 机匣壁面第 1 层网格 y^+ 值远小于 2, 其他固体壁面网格 y^+ 值为 3 左右, 边界条件见表 1.

为了排除网格计算节点数对数值结果的影

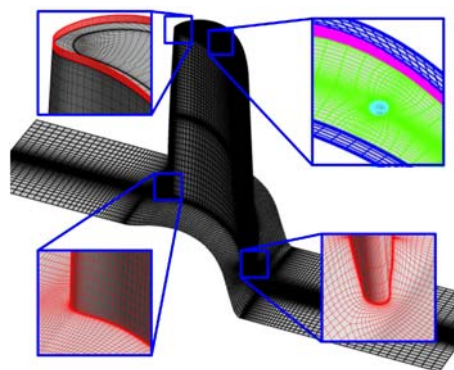


图2 三维数值计算网格

Fig. 2 Three-dimensional computational grids

响, 在文献[18]中所进行的叶片近叶顶静压分布的网格敏感性验证指出, 当网格节点数超过 118 万, 数值计算对网格节点数不再依赖. 因此, 为了确保本文数值计算网格独立且能够精确捕捉叶顶区域的细微流动特征, 本文所采用的网格节点数介于 140 万与 190 万之间, 这主要是由于更加复杂的叶顶结构需要更多的网格节点数所致.

表1 边界条件

Table 1 Boundary conditions

参数	数值
进口总压/Pa	303 300
进口总温/K	683
进口气流角(与轴向夹角)	69°(轮毂) 74.5°(中间叶高) 78.5°(机匣)
出口静压/Pa	122 700
转速/(r/min)	8 450
喷气量占主流量百分比/%	0.4

本文数值求解计算域的进出口长度分别取 100% 和 150% 轴向弦长. 进出口边界条件皆在静止坐标系下给定, 其中进口给定总压、总温和气流角, 出口给定背压, 叶片表面和端壁为无滑移、绝热边界条件, 在喷气孔入口给定喷气量和静温, 详细的边界条件如表 1 所示. 数值计算工质取为定比热燃气, 其比定压热容为 $1084.2 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 比热比为 1.36, 燃气黏度采用萨瑟兰定律进行计算.

2.3 计算方法验证

为验证数值计算方法的可靠性, 首先对 Azad 等^[19] 的试验条件下 GE-E³ 发动机高压涡轮第 1 级动叶片叶栅顶部间隙流动进行了数值计算, 计

算边界条件与试验一致。

图 3 分别给出了 Acharya 等^[20]和本文的计算结果与文献[19]试验结果的比较,其中横坐标 z/c 表示相对弦长,纵坐标为进口总压 $p_{t,in}$ 与当地静压 p 之比。在 Azad 等的试验中,作者通过调整试验叶栅上游压力来确保叶栅进出口设计总压比为 1.32,然而从 Acharya 等的数值计算结果可以看出,试验叶栅进出口实际总压比仅大概有 1.2。基于此,当前数值计算暂且设定叶栅进出口总压比为 1.2。如图 3(b)所示,尽管当前数值计算结果与试验相比有一定偏差,尤其在尾缘区域,但从图 3 中可以看到,本文计算结果与 Acharya 等预测结果匹配良好。综上,考虑到数值计算叶栅进出口

总压比与试验之间存在偏差,可以认为当前数值计算结果较为可信。

3 计算结果和分析

为方便开展研究,本文首先给出所采用的带叶顶喷气涡轮的效率定义。Young 和 Horlock^[21]在回顾冷却涡轮效率定义的基础上,为克服现有冷却涡轮效率定义的缺陷,提出了冷气掺混后涡轮总温和总压的计算方法,其中冷气掺混后总温 $T_{0,m}$ 可通过求解定常流动能量方程得到

$$(1 - \phi) \int_{T_{01,g}}^{T_{0,m}} c_{p,g}(T') dT' + \sum_i \phi_i \int_{T_{01,ci}}^{T_{0,m}} c_{p,ci}(T') dT' = 0 \quad (1)$$

冷气掺混后总压 $p_{0,w}$ 可通过以下公式计算得到:

$$\frac{p_{0,w}}{p_{01,g}} = \prod_i \left(\frac{p_{01,ci}}{p_{01,g}} \right)^{(\phi_i R_c / R)} \quad (2)$$

式中 $\phi_i = m_{ci} / (m_g + \sum m_{ci})$, $\phi = \sum \phi_i$, $c_{p,g}$ 为燃气比定压热容, R 为气体常数,下标 ci, g 和 m 分别代表着第 i 股冷气,主燃气和掺混。

基于以上定义的冷气掺混后涡轮总温和总压的计算方法,带叶顶喷气的涡轮效率可借助常规效率公式进行计算。

3.1 叶顶间隙变化对间隙流场结构及损失的影响

叶顶间隙大小是影响叶顶间隙流动的主要因素,在不同间隙控制方法下,当间隙高度改变时,间隙内部流动会有不同程度上的变化。图 4 给出了叶顶间隙为 $1\%h$ 和 $2\%h$ 时 30% 轴向弦长位置且平行于间隙泄漏流方向的横截面上速度矢量和马赫数分布。

对平顶叶片间隙流动研究已进行了很多,此处不再赘述。对于凹槽叶顶结构,泄漏流从叶片压力侧进入间隙之后向叶顶凹槽底部偏转并冲击底部,然后流出叶顶吸力侧。泄漏流进入叶顶间隙后偏转,使得在泄漏流和机匣端壁之间存在较大的回流区,并且,在凹槽内侧角区也存在许多小尺度涡流,这些涡流的相互干涉将增加叶顶间隙泄漏流动阻力,从而降低间隙泄漏量。对于平顶喷气结构,喷气射流从喷气孔垂直喷出,对从叶顶压力侧进入间隙的流体起到了阻塞作用,然后相互掺混在一起后共同向吸力侧流动。而对于凹槽顶喷气结构,叶顶间隙内的流动结构与平顶喷气结构比较类似,间隙内不但存在着泄漏流和喷气之间的相互掺混,还存在着泄漏流和凹槽之间的相互

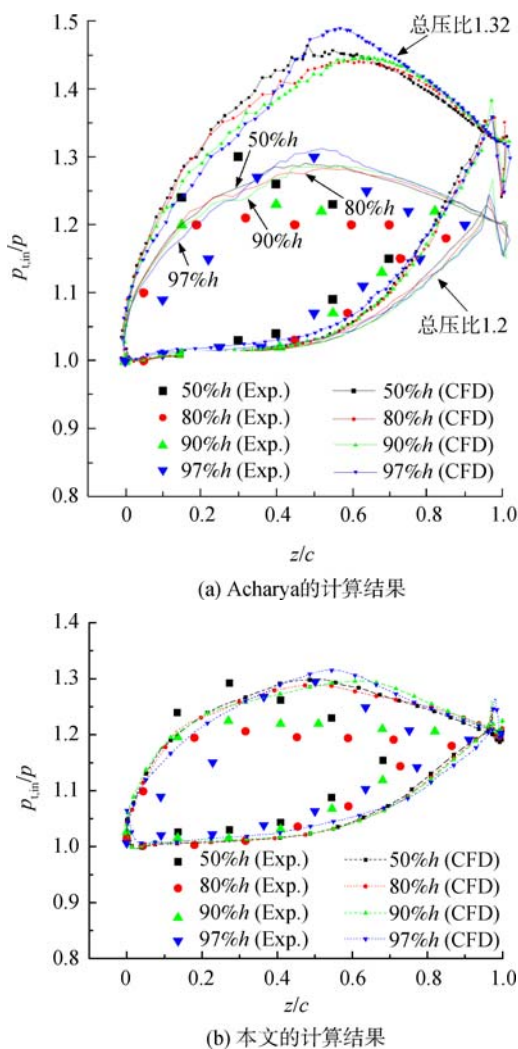


图 3 上半叶展不同叶高位置处叶片负荷分布的计算值与试验值对比

Fig. 3 Comparisons of computational data and experimental data for blade loading distributions from midspan to near-tip with different blade height locations

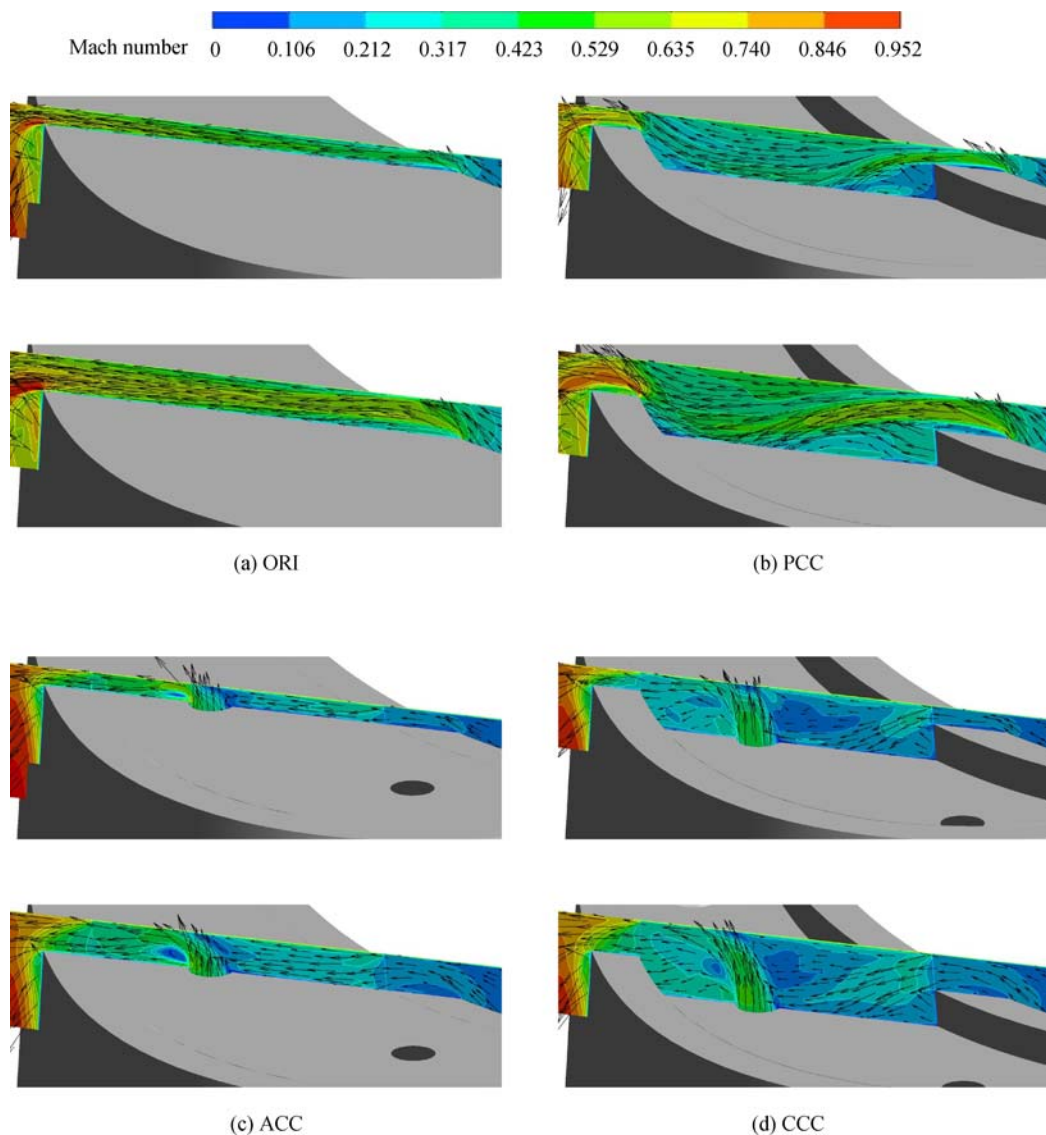


图4 叶顶间隙为 $1\%h$ 和 $2\%h$ 时间隙内速度矢量和马赫数分布(上侧: $1\%h$)

Fig. 4 Velocity vectors and Mach number distribution inside the tip gap at tip clearances of $1\%h$ and $2\%h$ (upper: $1\%h$)

作用.

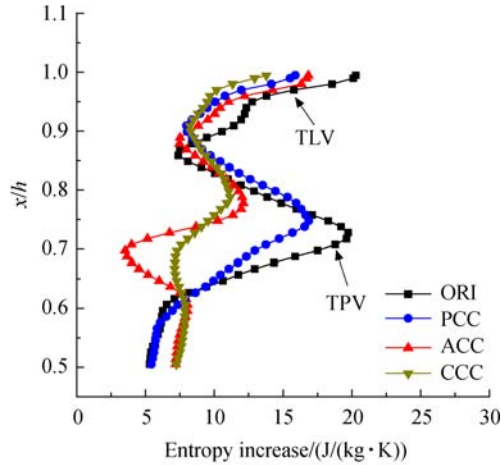
随着叶顶间隙由 $1\%h$ 增大到 $2\%h$,间隙压力侧入口速度增加,间隙泄漏量亦相应增加,见图4(a)所示.对于凹槽顶结构,在大间隙下更多的间隙泄漏流被束缚在叶顶凹槽内做涡流运动,从而起到了更大的泄漏阻塞作用,并且与平顶相比,间隙压力侧入口速度在两个间隙下的差别略有减小,这意味着,凹槽顶结构减缓了间隙泄漏量随间隙的增加速度.而对于平顶喷气结构,在两种间隙下喷气皆穿越泄漏流动达到了机匣表面,并且在两种间隙下间隙压力侧入口速度大小相近,这意味着,在大间隙下平顶喷气不但产生了更大的阻塞作用,并且其间隙泄漏量随间隙高度的增加速

度明显减缓.相似的现象也发生在凹槽顶喷气结构下.综上所述,叶顶结构的不同,导致不同的叶顶间隙内流动结构,进而使得在间隙高度改变时,所产生的泄漏阻塞作用变化量也大不相同.

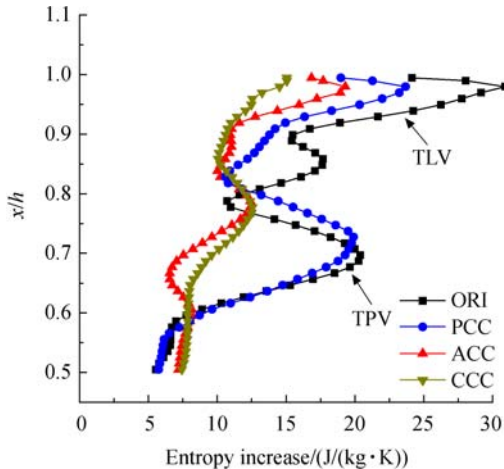
不同的叶顶结构(或者间隙控制方法)产生了对间隙泄漏不同的阻塞作用,这必然会反应到对通道吸力侧泄漏涡及其与通道涡相互作用的影响上,进而当间隙高度改变时,通道端区损失改变量也各不相同,进而影响到涡轮性能对间隙变化的敏感性.

图5给出了叶顶间隙为 $1\%h$ 和 $2\%h$ 时动叶片出口节距平均熵增沿叶高分布;该图只给出了上半叶展区域的损失分布,这主要考虑到间隙泄

漏流只对上半叶展区域流动产生明显影响所致. 近叶顶区域的损失主要由两部分构成: 一是由泄漏涡 (TLV) 耗散引起; 二是由通道涡 (TPV) 引起. 在 $1\%h$ 间隙下, 对于平顶结构, 泄漏涡耗散引起的最大损失与通道涡相当. 当采用凹槽顶时, 泄漏涡与通道涡所引起的损失都有不同程度减少. 而当采用平顶喷气或凹槽顶喷气时, 泄漏涡和通道涡强度减小更加明显.



(a) 间隙叶顶为1%



(b) 间隙叶顶为2%

图 5 两种间隙下动叶片出口节距平均熵增沿叶高分布
Fig. 5 Pitchwise-averaged entropy increase distribution along span at rotor exit at two clearances

随着叶顶间隙高度增加, 间隙泄漏流增强使得泄漏涡尺寸迅速增大, 此时泄漏涡引起的损失急剧增加 (见图 5(b)). 从图 5 中可以看出, 3 种间隙控制方法在大间隙下都对泄漏涡强度产生了更大的减少量, 尤其在凹槽顶喷气结构下更为明显. 不过, 各间隙控制方法对通道涡的阻塞作用在不同间隙下却大小相当.

3.2 涡轮性能随叶顶间隙的变化规律

图 6 给出了采用 4 种叶顶结构时涡轮效率 η_s 随叶顶间隙的变化曲线. 从图中可以看出, 尽管在 4 种叶顶结构下涡轮效率皆随着间隙高度的增加而降低, 但效率的降低速度并不相同. 整体上, 3 种间隙控制方法皆在不同程度上降低了涡轮效率随间隙高度的降低速度, 即涡轮性能对间隙变化的敏感性, 并且平顶喷气和凹槽顶喷气结构获得了更低的间隙变化敏感度.

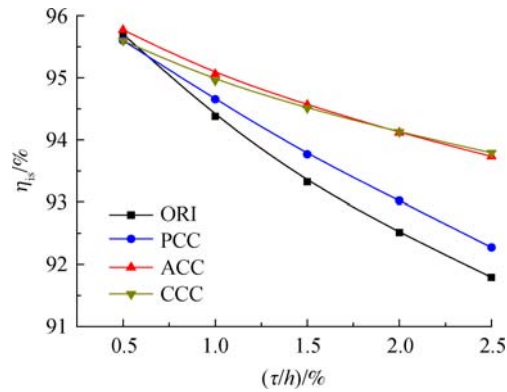


图 6 涡轮效率随叶顶间隙变化曲线

Fig. 6 Turbine efficiency change curve with blade tip clearances

为了定量地判断出涡轮性能对间隙变化的敏感性, 本文定义了“间隙变化敏感度”这一变量

$$S_\tau = (\Delta\eta_\tau / \eta_\tau) / (\tau/h) \quad (3)$$

式中 $\Delta\eta_\tau = \eta_0 - \eta_\tau$, 下标 0 代表着零间隙, τ 为叶顶间隙高度.

为了更加方便地分析涡轮效率随间隙高度的变化趋势, 图 7 给出了不同叶顶结构下叶顶间隙

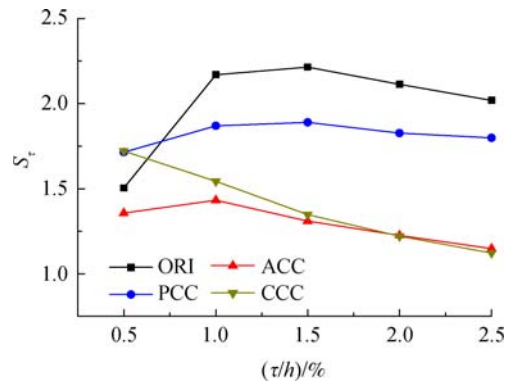


图 7 不同叶顶结构下间隙变化敏感度随间隙变化曲线

Fig. 7 Change curve in sensitivity of clearance variation with clearances for different blade tip configurations

变化敏感度曲线.从图中可以看出,涡轮效率的间隙变化敏感度(或降低速度)随间隙高度的变化而有着不同的变化规律.

对于平顶结构,当间隙较小时,效率的降低速度随间隙高度增加而升高,而当间隙大于 $1.5\%h$ 之后,涡轮效率的降低速度却随间隙增加而缓慢减小.对于凹槽顶结构,其效率降低速度在叶顶间隙为 $1.0\%h \sim 2.5\%h$ 范围内皆小于平顶,且随间隙变化的幅度变小.同样地,对于平顶喷气和凹槽顶喷气结构,效率降低速度在该间隙变化范围内皆远小于平顶,并随着间隙高度的增加而逐步降低,这意味着在大间隙下带叶顶喷气涡轮的性能对间隙变化更不敏感.

需注意的是,在小叶顶间隙下,凹槽顶喷气结构效率的降低速度要高于平顶喷气结构,这可能是由于叶顶喷气与凹槽之间不合理的耦合作用所致.不过,从图8在叶顶基准间隙下不同叶顶结构的间隙变化敏感度对比上可以看出,凹槽顶喷气结构获得了最低的涡轮性能随间隙变化敏感度.

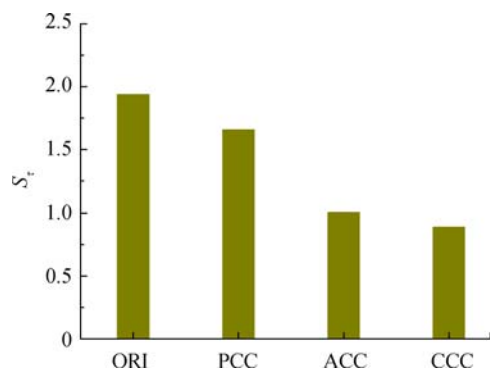


图8 不同叶顶结构下间隙变化敏感度对比

Fig. 8 Comparisons of sensitivity of clearance variation for different blade tip configurations

3.3 变工况影响

鉴于叶顶泄漏流动的形成机理强烈地依赖于涡轮的运行工况,因此有必要对各间隙控制方法在非设计工况下动叶片进口存在攻角(i)时的表现进行研究.当前数值计算分别考虑了 15° , 10° , 0° , -10° 及 -20° 共5个进口攻角下的影响.

图9给出了不同攻角下平顶叶片叶顶区域泄漏流线图.随着进口气流方向从 15° 攻角减小到 -20° 攻角,在叶片前缘部分区域,部分泄漏流从叶片吸力侧流入,然后又从吸力侧下游区域流出,而不是在叶顶横向压差驱动下保持从间隙压力侧流向吸力侧;而在叶片其他区域,泄漏流总是从叶

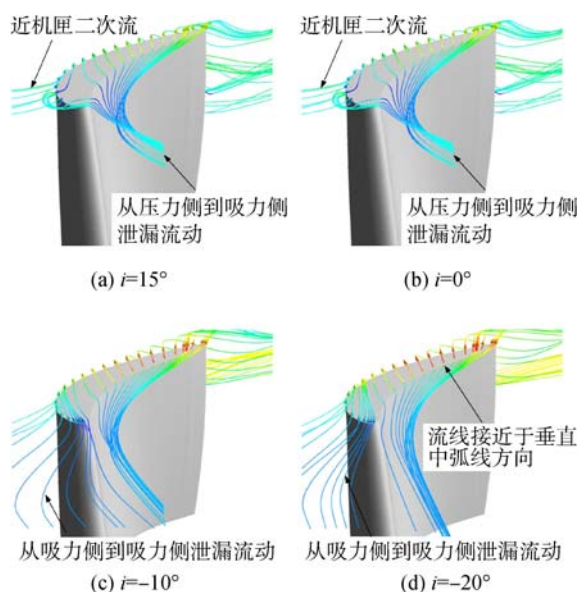


图9 不同攻角下叶顶间隙区域流线图

Fig. 9 Streamline diagram in blade tip clearance region at different incidence angles

片压力侧流入,然后从吸力侧流出.这意味着攻角变化对叶片后大半部分区域间隙泄漏流场影响不大,这也可以从 Yamamoto^[22] 在常规负荷涡轮直叶栅的油流试验中得到证实.

不同攻角下叶顶截面静压系数分布如图10所示,其计算公式为

$$C_{ps} = \frac{p - p_{w,in}^*}{0.5 \cdot \rho \cdot w_{in}^2} \quad (4)$$

式中 $p_{w,in}^*$ 为进口相对总压, ρ 为密度, w_{in} 为进口相对速度.

从图10中可以进一步看到,靠近叶片前缘部分区域并没有很强的压力梯度驱动间隙泄漏,高间隙泄漏发生在 $30\% \sim 80\%$ 轴向弦长区域之间,而靠近尾缘 20% 轴向弦长区域也没有产生明显泄漏.此外,叶片前缘区域压力梯度方向为流向方向,而叶片后半部分区域为横向方向,并且前缘部分区域压力梯度方向随着攻角的变化而变化,而后半部分压力梯度方向几乎不受攻角变化影响.由此可以推断出,以上提到的各间隙控制方法,凡是其泄漏控制机理对叶片顶部前缘流场敏感的皆对工况变化敏感.

正如3.1节所述,凹槽顶结构基于重组间隙内涡旋之间相互作用从而增加间隙泄漏阻力进而减少间隙泄漏流量,而当进气方向改变时,间隙凹槽内各主要旋涡结构仅有尺度上的相对变化,而其结构及相对位置变化不大,故而凹槽顶结构对工况变化不太敏感.而对于叶顶喷气结构,由于存

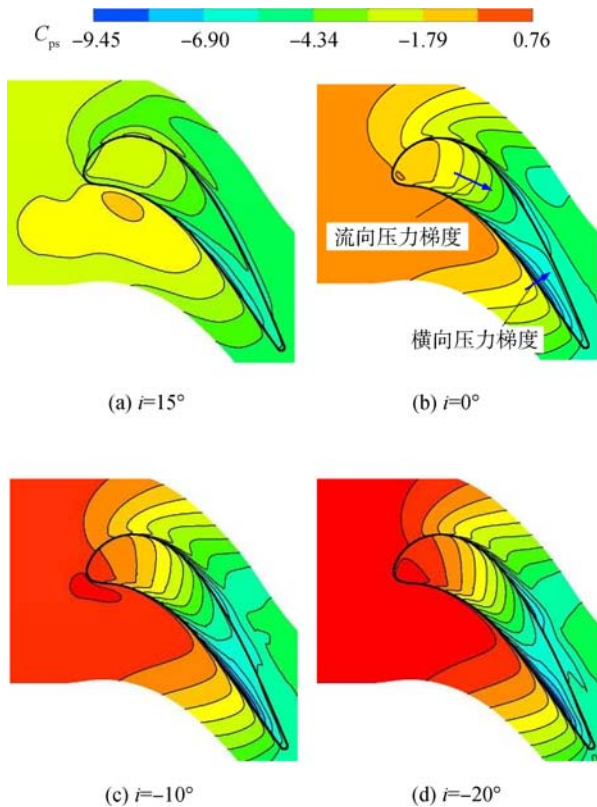


图 10 不同攻角下叶顶截面静压系数分布

Fig. 10 Static pressure coefficient distribution on blade tip section at different incidence angles

在最佳的喷气参数(喷气方向正对间隙泄漏流方向)^[10]使得涡轮性能最佳,因而带叶顶喷气的涡轮性能对工况变化比较敏感。同样地,由于凹槽顶喷气结构间隙内不但存在着泄漏流和喷气之间的相互掺混,还存在着泄漏流和凹槽之间的相互作用,因而凹槽顶喷气结构的工况变化敏感性介于凹槽顶和平顶喷气结构之间。

为了量化各间隙控制方法对攻角变化的敏感性,本文定义“攻角变化敏感度”这一变量,具体定义为动叶进口存在攻角时采用控制方法带来的效率收益 $\Delta\eta_{cc,i}$ 与零攻角下效率收益 $\Delta\eta_{cc,0}$ 的差值,计算公式为

$$S_i = \Delta\eta_{cc,i} - \Delta\eta_{cc,0} \quad (5)$$

式中 $\Delta\eta_{cc,i} = \eta_{cc,i} - \eta_{ori,i}$, 下标 i 和 0 分别为非零攻角和零攻角情况, $\eta_{ori,i}$ 为不采用控制方法下的效率, $\eta_{cc,i}$ 为采用控制方法下的效率。

以上分析可以从图 11 不同间隙控制方法下攻角变化敏感度随气流攻角变化情况中得到证实,凹槽顶带来的效率收益在各个进口攻角工况下变化不大,其变化幅度远小于平顶喷气和凹槽顶喷气结构,因而凹槽顶结构具有良好的攻角变化适应性。

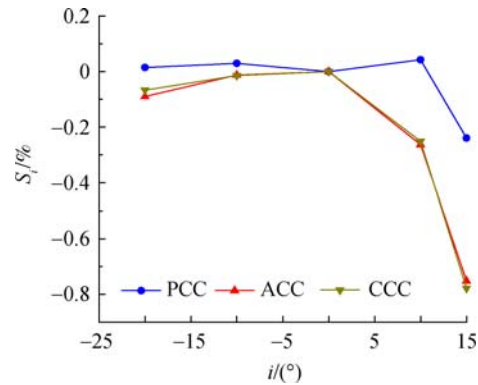


图 11 不同间隙控制方法下攻角变化敏感度随攻角变化曲线

Fig. 11 Change curve in sensitivity of incidence angle variation with incidences angle for different clearance control methods

4 结 论

本文针对平顶和分别采用被动、主动以及复合间隙控制方法的凹槽顶、平顶喷气、凹槽顶喷气 4 种不同叶顶结构下涡轮性能对间隙高度变化的敏感性开展研究,并评估了变工况影响,主要得到以下结论:

1) 在不同间隙控制方法下叶顶泄漏涡强度随间隙高度的增加速度变缓,尤其在复合间隙控制方法下更为明显,然而通道涡受间隙高度变化影响很小。

2) 各间隙控制方法皆降低了涡轮性能对间隙高度变化的敏感性,其中复合间隙控制方法获得了最低的间隙变化敏感度。

3) 凡是泄漏控制机理对叶片顶部前缘流场敏感的间隙控制方法皆对工况变化敏感,凹槽顶结构具有最佳的攻角变化适应性,平顶喷气和凹槽顶喷气结构次之。

4) 凹槽顶喷气结构具有良好的应用前景,合理的凹槽顶联合喷气设计,不仅能提高涡轮效率,且能有效降低涡轮效率对叶顶间隙变化的敏感性,还可有效改善涡轮变工况性能。

参考文献:

- [1] Bunker R S. Axial turbine blade tips: function, design, and durability[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 271-285.
- [2] Lattime S B, Steinetz B M. High-pressure-turbine clearance control systems: current practices and future directions[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(2): 302-311.

- [3] Xiao X W, McCarter A A, Lakshminarayana B. Tip clearance effects in a turbine rotor; Part I pressure field and loss[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 296-304.
- [4] McCarter A A, Xiao X W, Lakshminarayana B. Tip clearance effects in a turbine rotor; Part II velocity field and flow physics[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 305-313.
- [5] 邹正平, 蔡蕾, 李维, 等. 上游尾迹与涡轮转子泄漏流相互作用数值模拟[J]. 航空动力学报, 2010, 25(1): 58-66.
ZOU Zhengping, QI Lei, LI Wei, et al. Numerical simulations of upstream wake-tip leakage vortex interactions in turbine rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(1): 58-66. (in Chinese)
- [6] Nho Y C, Park J S, Lee Y J, et al. Effects of turbine blade tip shape on total pressure loss and secondary flow of a linear turbine cascade[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2012, 33(1): 92-100.
- [7] Lee S W, Kim S U, Kim K H. Aerodynamic performance of winglets covering the tip gap inlet in a turbine cascade[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2012, 34: 36-46.
- [8] Tallman J, Lakshminarayana B. Methods for desensitizing tip clearance effects in turbines[R]. ASME Paper 2001-GT-0486, 2001.
- [9] Gao J, Zheng Q, Yue G Q. Reduction of tip clearance losses in an unshrouded turbine by rotor-casing contouring[J]. Journal of Propulsion and Power, 2012, 28(5): 936-945.
- [10] Niu M S, Zang S S. Experimental and numerical investigations of tip injection on tip clearance flow in an axial turbine cascade[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35(6): 1214-1222.
- [11] Van Ness D K, Corke T C, Morris S C. Turbine tip clearance flow control using plasma actuators[R]. AIAA-2006-0021, 2006.
- [12] DeCastro J A, Melcher K J. A study on the requirements for fast active turbine tip clearance control systems[R]. NASA/TM-2004-213121, 2004.
- [13] Zhou C, Hodson H. The tip leakage flow of an unshrouded high pressure turbine blade with tip cooling[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(4): 041028. 1-041028. 12.
- [14] 王大磊, 朴英. 叶尖间隙高度对某高压涡轮级损失分布的影响[J]. 航空动力学报, 2012, 27(1): 169-175.
WANG Dalei, PIAO Ying. Influence of tip clearance size on flow losses of a transonic high pressure turbine stage[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(1): 169-175. (in Chinese)
- [15] 杨佃亮, 丰镇平. 叶顶凹槽对燃气透平动叶气动性能及叶顶传热的影响[J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(7): 838-842.
YANG Dianliang, FENG Zhenping. Effects of squealer tip on blade aerodynamic performance and tip heat transfer in gas turbine[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(7): 838-842. (in Chinese)
- [16] Timko L P. Energy efficient engine high pressure turbine component test performance report[R]. NASA CR-168289, 1984.
- [17] Ameri A A, Steinthorsson E, Rigby D L. Effect of squealer tip on rotor heat transfer and efficiency[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4): 753-759.
- [18] Gao J, Zheng Q, Li Y J, et al. Effect of axially non-uniform rotor tip clearance on aerodynamic performance of an unshrouded axial turbine[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part A Journal of Power and Energy, 2011, 226(2): 231-244.
- [19] Azad G S, Han J C, Teng S Y, et al. Heat and pressure distributions on a gas turbine blade tip[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(4): 717-724.
- [20] Acharya S, Yang H T, Prakash C, et al. Study of flow and heat transfer on a blade tip with different leakage reduction strategies[R]. ASME Paper GT2003-38617, 2003.
- [21] Young J B, Horlock J H. Defining the efficiency of a cooled turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(4): 658-667.
- [22] Yamamoto A. Endwall flow/loss mechanisms in a linear turbine cascade with blade tip clearance[J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 264-275.

(编辑:王碧珺)