

涡轮转子叶尖泄漏涡核稳定性及控制

魏佐君^{1,2}, 段文华³, 乔渭阳³, 刘建³, 韩品连¹

(1. 南方科技大学 力学与航空航天工程系, 广东 深圳 518055;

2. 华南理工大学 机械与汽车工程学院, 广州 510641;

3. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 以 GE-E³ 第一级涡轮转子为研究对象,对转子叶尖泄漏涡核破碎特征和稳定性机理进行了分析和归纳。研究表明:叶尖泄漏涡核破碎的动力是离心不稳定性;发生失稳后,涡核区域迅速膨胀,形成低速的回流区;涡核的稳定性取决于螺旋因子和逆压梯度两个因素。然后,从涡核稳定性的角度开展了叶尖泄漏损失控制的研究,计算表明:叶尖叶型的负荷前移能够减少叶片尾缘附近间隙内的横向压力梯度;吸力面喉部位置以后型线拉直能够减少喉道后的扩压系数;通过这两个措施生成的新叶片能够有效地减弱叶尖泄漏涡,抑制涡核的不稳定性,减少叶尖泄漏流损失。

关 键 词: 涡轮; 叶尖泄漏涡; 涡核稳定性; 涡核破碎; 稳定性控制; 气动损失

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Analysis and control of tip-leakage vortex core stability of turbine rotor

WEI Zuojun^{1,2}, DUAN Wenhua³, QIAO Weiyang³, LIU Jian³, HAN Pinlian¹

(1. Department of Mechanics and Aerospace Engineering,

Southern University of Science and Technology, Shenzhen Guangdong 518055, China;

2. School of Mechanical and Automotive Engineering,

South China University of Technology, Guangzhou 510641, China;

3. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The feature of tip-leakage vortex breakdown and the stability mechanism were analyzed and summarized using the first-stage rotor blade of GE-E³ turbine. The study indicated that: the breakdown of tip-leakage vortex core was caused by vortex's centrifugal instability; the vortex core expanded rapidly after losing stability and reversed flow was formed; the vortex core stability depended on two factors: swirling number and reversed pressure gradient. After that, the control of tip-leakage loss was carried out from the perspective of vortex core stability. Calculations show that: moving forward the loading of tip blade profile can reduce the pressure gradient; employing straight profile on the suction surface after passage throat can directly decrease the profile diffuse factor; and the redesigned blade by those two methods can obviously weaken the tip-leakage vortex, suppress the instability of vortex core and decrease the tip-leakage losses.

收稿日期: 2017-05-04

作者简介: 魏佐君(1986—),男,博士后,主要研究领域为高负荷涡轮端区流动机理及损失控制、微小型燃气涡轮发动机气动设计。E-mail:stiven_wei@foxmail.com

引用格式: 魏佐君,段文华,乔渭阳,等. 涡轮转子叶尖泄漏涡核稳定性及控制[J]. 航空动力学报,2018,33(9):2139-2149. WEI Zuojun, DUAN Wenhua, QIAO Weiyang, et al. Analysis and control of tip-leakage vortex core stability of turbine rotor [J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(9): 2139-2149.

Key words: turbine; tip-leakage vortex; vortex-core stability;
vortex-core breakdown; stability control; aerodynamic loss

涡轮端区是二次流产生和集中的主要区域,端区三维流动主要包括端壁二次流和叶尖泄漏流,是涡轮出口流场不均匀的主要原因和气动损失的主要来源。Booth^[1]对单级涡轮损失分布的研究表明,静子和转子端区损失占涡轮总损失的 57%,其中泄漏流损失约占 30.0%。孙大伟^[2]对两个单级涡轮损失分布的分析显示,叶尖泄漏损失分别占总损失的 24.0%和 28.4%。Denton^[3]估计叶尖泄漏损失约占总损失的 1/3。而且,叶尖泄漏损失与叶片展弦比成反比关系,随气流折转角的增大而增大。因此,高负荷、小展弦比涡轮设计^[4]将导致叶尖泄漏流增强、损失增大。

最早对叶栅通道内叶尖泄漏流的研究可追溯到 1954 年 Rains^[5]对压气机叶栅叶尖泄漏流进行的研究,但是对涡轮叶尖泄漏流流动机理的研究首见于 1982 年 Booth 等^[6]的水洞实验,并在随后数十年中涡轮叶尖泄漏损失受到人们关注和重视。Denton^[3]、Sjolander^[7]、杨策等^[8]对涡轮叶尖泄漏流的研究进行了综述,Bunker^[9]对涡轮叶尖换热问题进行了综述。

Rains^[5]的研究认为,在压气机叶栅中,叶尖泄漏流动从叶尖间隙流出并与通道主流相互作用后形成叶尖泄漏涡,并提出具有代表性的叶尖间隙损失模型。模型认为横跨叶片的压力梯度远大于沿叶片方向的压力梯度,依此推断叶尖泄漏流动方向与叶片中弧线方向垂直,叶尖间隙泄漏流动将形成射流。可以认为,Rains^[5]的研究指出了叶尖泄漏流进入主流的射流特性;Booth 等^[1,6]说明的叶尖泄漏流的掺混损失及强三维流动的本质,指出了叶尖泄漏损失在涡轮性能中的重要性。Bindon^[10]、Sjolander^[11]、Yaras^[12]、Moore^[13]、Heyes^[14]等对叶尖间隙内的泄漏流动细节、以及机匣运动对叶尖泄漏流/涡的影响进行了详细的研究,Yamamoto^[15-16]的研究则开始关注流出叶尖间隙后的泄漏流与通道涡等端壁二次流的相互作用。

但是,就在大部分研究仍然认为涡轮转子内的叶尖泄漏损失是由泄漏流动形成的射流及剪切流引起的时候,对于泄漏涡结构的深入研究发现涡轮转子泄漏涡的涡核是不稳定的,其将发生不稳定性破碎。

由于压气机叶尖泄漏涡的稳定性与压气机的

工作稳定性相关,因此压气机叶尖泄漏涡的不稳定性问题被广泛关注^[17-20]。但涡轮工作不存在稳定性问题,所以国内外早期对其叶尖泄漏涡不稳定性研究较少。李伟等^[21-22]应用长波不稳定性理论对涡轮叶尖泄漏涡的稳定性的分析证明了涡轮叶尖泄漏涡是不稳定的。Bindon^[23]的测量显示,叶尖泄漏涡与主流的掺混损失占涡轮叶尖区域总损失的 48%(此处叶尖区域损失包括机匣端壁/二次流损失 13%、叶尖间隙内剪切损失 39%、叶尖泄漏涡损失三部分)。Huang 等^[24-25]和高杰等^[26]的研究均指出旋涡破碎后的掺混损失是泄漏流产生损失的重要来源。由此可见,叶尖泄漏涡涡核的稳定性对于涡轮内气动损失的控制至关重要。目前,针对涡轮泄漏涡稳定性来控制泄漏损失的研究较少。Huang 等^[24]通过改变叶片表面的压力分布使泄漏损失得到控制,进而说明叶尖泄漏破碎的重要性。然而,虽然大量的文献论述了叶尖泄漏损失的控制措施,包括叶尖载荷的调整^[27]等,但这些研究尚未从泄漏涡稳定性的角度考虑泄漏损失的控制或未意识到泄漏涡稳定性在控制措施中所起的作用。

本文将以 GE-E³ 高压涡轮第一级转子叶片为研究对象,对叶尖泄漏涡涡核破碎特征和不稳定性机理进行分析和归纳,并在此基础上从涡核稳定性的角度开展叶尖泄漏涡损失控制的研究。

1 计算模型

1.1 研究对象和计算域

本章将采用 GE 公司 E³ 发动机(GE-E³)的高压涡轮第一级转子为研究对象,详细的几何和气动设计参数见文献[28]。该转子叶片轴向弦长 C_x 为 28.7 mm,展弦比为 1.19(基于叶片尾缘高度和中径弦长),设计叶片数为 76,叶中气流折转角约为 110°,相应的叶型载荷系数 $Z_w = 1.02$,因此该转子叶片属于小展弦比、大折转角的高负荷涡轮叶片。图 1 中显示了 GE-E³ 高压涡轮一级转子计算域。数值计算域为单个叶片通道,在周向采用周期性边界进行旋转的周期性延拓。计算域的进口边界距离叶片前缘 $1.5C_x$,出口边界距离叶片尾缘 $3C_x$ 。子午流道的机匣和轮毂型线均为直线。转子叶尖间隙取为 1% 叶高(0.414 6

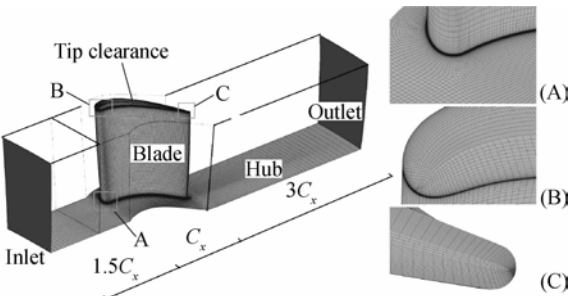


图 1 GE-E³ 高压涡轮一级转子计算域及局部网格
Fig. 1 Computational domain and mesh of first-stage rotor of GE-E³ high-pressure turbine

mm), 间隙内尺寸均匀分布。

1.2 计算网格及求解设置

计算网格由 ICEM-CFD 软件生成, 网格采用 H-O-H 的拓扑结构: 在进口域、出口域、叶栅通道内采用 H 型网格; 在环绕叶片表面采用 O 型网格。保证近叶片壁面、叶片顶端壁面、机匣壁面及轮毂壁面上的第一层网格的无量纲高度 $y^+ \sim 1$ 。在叶尖间隙内采用 O 型网格与非结构六面体网格结合的网格, 在吸力面尾缘区域的转子通道出口采用展向一致的非结构六面体网格, 该网格具有良好适应性以保证叶尖间隙内的网格正交性, 如图 2 所示转子尾缘区域的机匣网格。图 1 中同时显示了叶片角区、叶顶前缘和尾缘的局部网格。

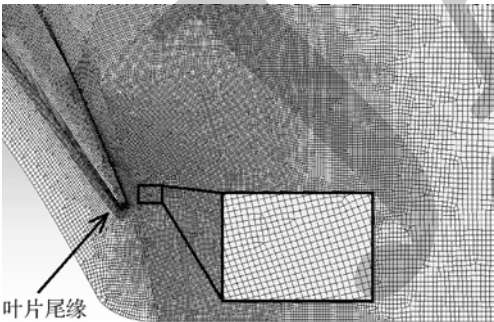


图 2 转子尾缘区域的机匣网格

Fig. 2 Casing mesh in the trailing region of rotor

在叶片顶部间隙内, 由于流场的局部速度梯度相当大, 所以必须保证其展向和周向足够的网格数目; 在叶尖泄漏流动影响区域内, 只有足够的网格层数才能保证对于泄漏涡、通道涡等端区流动结构的准确模拟。对叶尖间隙内展向网格的无关性分析显示, 23 层网格能够捕捉到间隙内较完整的速度分布。总网格数为 118 万时通道内流场已达到网格无关性^[26]。为了能够清晰有效地捕捉到叶尖泄漏涡中的流动细节, 这里对转子叶片

的出口区域(尤其是叶尖泄漏涡区域)的网格进行了充分加密, 如图 2 所示, 网格无关性分析在文献 [29] 中进行了说明。给出了转子尾缘区域的机匣网格加密示意图。1% 叶高的叶尖间隙内设置 25 层网格, 叶片通道内展向给定 174 层网格(不包括叶尖间隙内的网格), 使用的网格总数约 920 万。

Sell^[30]、高杰^[26]等研究已经表明定常 RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) 方法能够有效、可靠地捕捉到叶尖泄漏涡涡核内因旋流破碎而产生的回流现象。因此, 本文采用 ANSYS CFX 15.0 求解定常黏性雷诺平均 Navier-Stokes (N-S) 方程组。该求解器使用基于单元的有限体积法来离散控制方程, 使其保持了单元几何剖分的灵活性以及有限体积法的守恒性。空间离散采用 2 阶精度格式, 采用多重网格技术加速收敛, 计算收敛最大残差均小于 10^{-4} 。湍流模型采用剪切应力输运(SST)模型。

进口给定绝对总温、绝对总压、来流湍流度, 出口边界给定平均静压强; 叶型表面及机匣、叶顶、轮毂壁面采用无滑移、绝热、光滑固壁边界, 并且与转子叶片联结的轮毂壁面与叶片(包括叶型表面和叶顶)转动, 而其他部分以及机匣壁面设置为静止固壁。来流边界层为进口均匀的自由发展边界层。该叶栅的出口雷诺数约为 5.7×10^5 (基于叶中径弦长和出口相对速度)。具体边界条件如表 1 所示。

表 1 边界条件设置
Table 1 Boundary condition setting

参数	数值
进口总压/kPa	1 210.13
进口总温/K	1 588
	73.1(叶根)
进口绝对气流角/(°)	74.2(叶中)
	75.4(叶尖)
出口背压/kPa	510.65
来流湍流度/%	10
转子转速/(r/min)	12 630

1.3 数值方法验证

本文计算采用了与高杰^[26]、Yang^[31]、Ameri^[32]等相同的叶片和几乎相同的边界条件, 其研究已经表明 CFX 软件预测的叶顶泄漏流动和换热情况与实验结果有较好的相符。本文使用

LISA 涡轮^[33]以考核数值方法对叶尖泄漏流动的模拟能力。计算的数值模型和求解设置与本研究相同,详细参数可参考文献[29,34]。

图 3 中给出了 LISA 涡轮一级转子出口尖区附近绝对总压系数的展向分布。其中绝对总压系数的定义(与 Behr^[33]实验一致)为

$$C_{pt} = (p_t - p_{s,exit}) / (p_{t,inlet} - p_{s,exit}) \quad (1)$$

其中 $p_{t,inlet}$ 和 p_t 分别为涡轮进口主流绝对总压和当地绝对总压, $p_{s,exit}$ 为涡轮出口静压。对比显示,叶尖泄漏涡、机匣通道涡的尺度和损失都与实验结果基本一致。

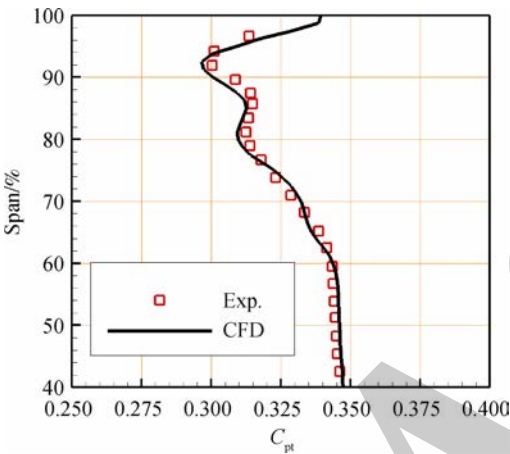


图 3 LISA 第一级涡轮转子出口绝对总压系数展向分布
Fig. 3 Span-wise distribution of absolute total pressure coefficient at outlet of LISA turbine

图 4 给出了转子叶尖间隙内 $0.3C_x$ 和 $0.5C_x$ 位置处机匣静压的周向分布。对比表明,在叶片吸力面(SS)和压力面(PS)位置附近的静压值有所波动,其原因主要是真实实验件和数值计算几何在边角处理(如叶顶与吸力面/压力面交线的导角或圆角)上的差异。但是数值预测的叶尖间隙

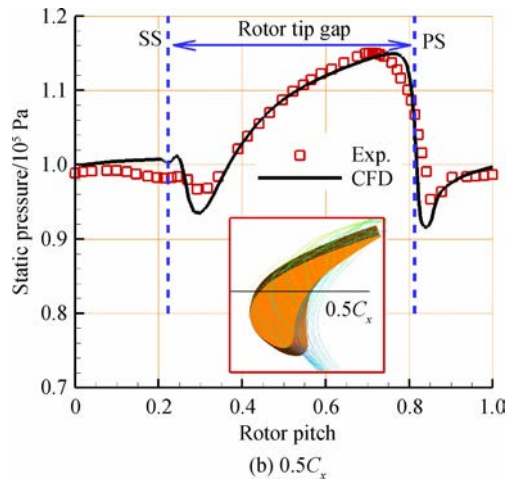


图 4 转子叶尖间隙内机匣处静压周向分布
Fig. 4 Casing circumferential distribution of static pressure in rotor tip clearance

内机匣静压分布和趋势与实验测量值符合较好:气流在压力面侧减速增压后在叶尖间隙内向吸力面侧加速流动,相应的静压下降。综上分析,所采用的数值计算对叶尖泄漏流和机匣通道涡的模拟仍是合理、有效的。

2 涡核稳定性分析

2.1 涡核破碎的流动特征

图 5 给出了叶尖泄漏涡涡核流线及叶片表面切应力云图。从切应力的分布可以看到,在叶片尾缘附近($0.7C_x \sim 1.0C_x$ 之间)的叶尖泄漏流区域内存在一个明显的低切应力带,该区域对应着壁面附近低能流体的堆积。图中涡核心内的绿色流线显示,该区域内的泄漏涡涡核开始出现迅速膨胀;至 $0.86C_x$ 附近时其涡核内出现回流,涡核内流动出现速度为零的驻点。粉色流线显示了涡核内存在明显的回流区。

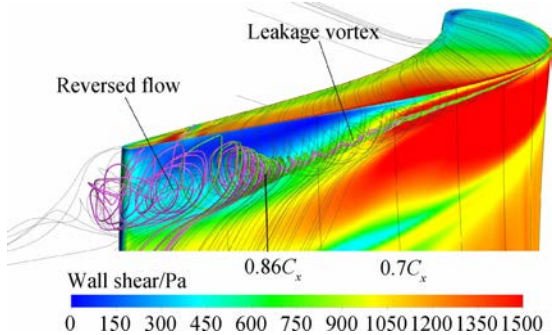
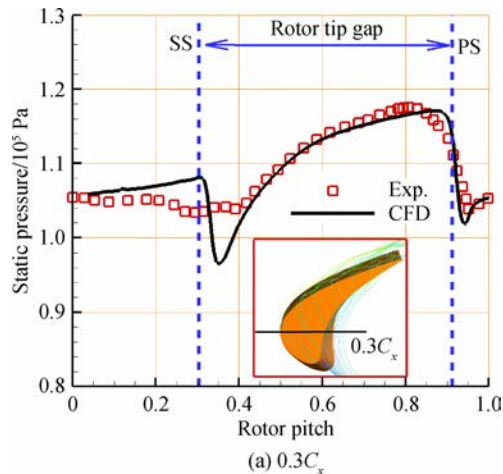


图 5 叶尖泄漏涡涡核流线及叶片表面切应力云图
Fig. 5 Streamline of tip-leakage vortex core and shear stress contour on blade surface

图 6 中为泄漏涡涡核附近流线速度分布。可以看到, 涡核减速开始于 $0.59C_x$ 位置, 并在 $0.86C_x$ 处时速度接近零, 即驻点位置。图中同时给出了该涡核内流线在驻点附近的流态。

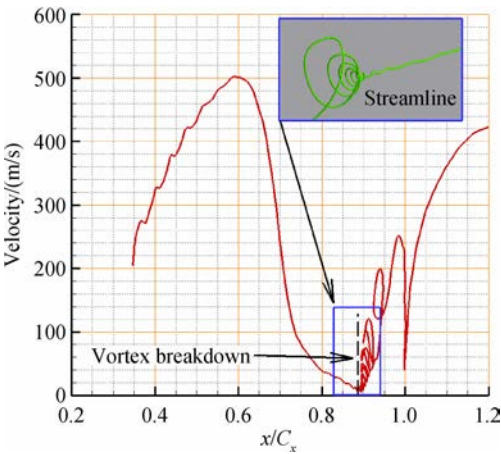
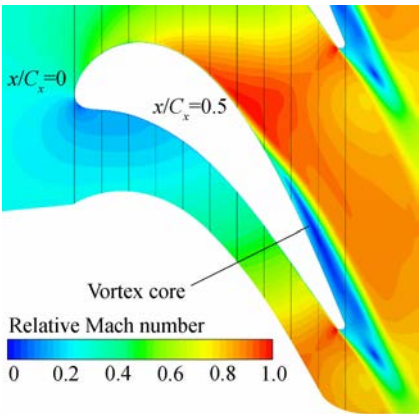


图 6 泄漏涡涡核附近流线速度分布
Fig. 6 Streamline velocity near leakage vortex core

图 7(a)和图 7(b)中分别给出了该泄漏涡涡核位置附近(92%展向)的相对马赫数和流向速度云图。图中显示, 在转子涡轮喉道处吸力面 $0.6C_x$ 附近流动出现了局部超声速区, 而喉道区域后的吸力面上出现了明显的低速流动和分离流动区域。图 7(b)中粉色区域显示了发生回流的负流向速度区域, 可以看到其吸力面边界层附近的流向速度为正, 因此边界层没有发生分离。图 8 中给出了对应的相对涡量分布。可以看到, 涡核内的涡量在逆压梯度作用逐步减小, 直至分离区内降为最小。

图 9 中给出了 92%~95%展向位置处叶片表面静压系数的分布。其中, 静压系数定义如下:

$$C_p = (p - \bar{p}_{out}) / \left(\frac{1}{2} \rho_{out} \bar{U}_{out}^2 \right) \quad (2)$$



(a) 相对马赫数

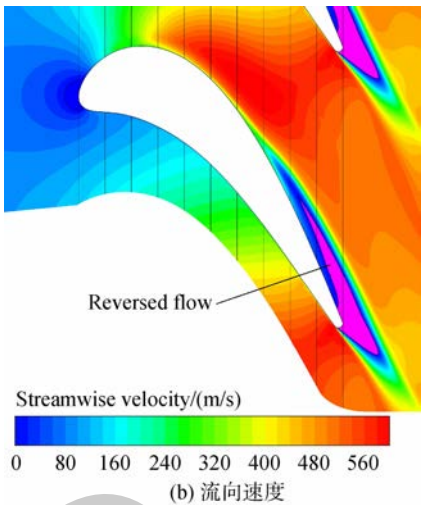


图 7 泄漏涡核附近流场(92%展向)
Fig. 7 Flowfield near leakage vortex core (92% span)

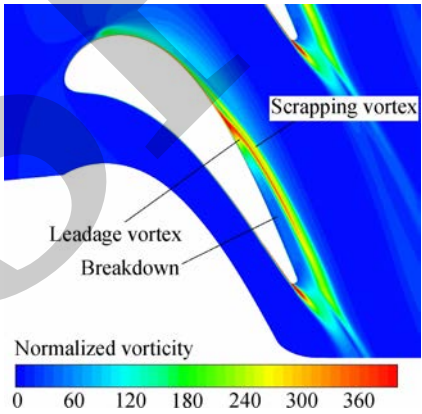


图 8 泄漏涡核附近相对涡量云图(92%展向)
Fig. 8 Relative vorticity contour near leakage vortex core (92% span)

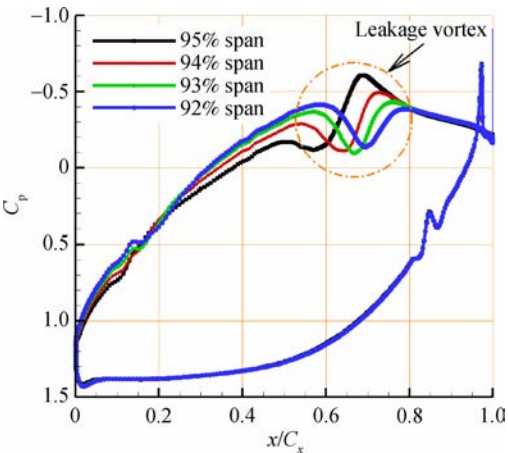


图 9 泄漏涡核附近叶片表面静压系数分布
Fig. 9 Static pressure coefficient on blade surface near leakage vortex core

式中 $\bar{p}_{\text{out}}$ 、 $\bar{\rho}_{\text{out}}$ 和 $\bar{U}_{\text{out}}$ 分别为涡轮出口流量加权平均静压、密度和相对速度, p 为叶片表面当地静压。

从图 9 中可以看到 $0.6C_x$ 附近因叶尖泄漏涡附着在叶片吸力面侧而形成的静压波动,而且越靠近叶中的波动峰值将越靠近叶片尾缘。在峰值后静压系数仍保持较小的值,并持续扩压,并未出现像叶型边界层分离所导致的叶片静压减小的情况。这也说明该分离区不是由叶片吸力面边界层分离引起的。

综上分析,该叶尖泄漏涡内流动具有三个特点:①在涡的轴线上形成内驻点;②驻点之后出现了一个有限范围内的回流区;③涡核在驻点后的空间突然膨胀。由此断定,叶尖泄漏涡在吸力面上向下游发展的过程中发生了旋涡破碎,叶尖的分离区是由叶尖泄漏涡破碎引起的。

2.2 涡核不稳定性机理

根据 Hall^[35-36] 的研究,集中涡核的稳定性问题是离心不稳定性,即当作用于旋涡上的径向压力梯度无法平衡旋涡旋转运动所产生的离心力时,旋涡在离心力的拉扯下发生破碎。根据 Hall^[37] 提出的准柱涡理论,流向涡中心压力的控制方程可以看成

$$\frac{dp}{ds}\bigg|_{r=0} = \frac{dp}{ds}\bigg|_{r=\infty} + \frac{2\rho}{\delta^3} \left(\frac{\Gamma}{2\pi}\right)^2 \frac{d\delta}{ds} \quad (3)$$

I

II

III

式中 s 为流向涡的涡核方向, Γ 为旋涡的环量, δ 为涡核半径, p 为流场静压。其中,旋涡周向速度沿半径方向的分布采用 Rankine 涡模型。

可以看到,涡核中心的压强梯度(Ⅰ)由两部分组成:①外边界施加的压强梯度(Ⅱ);②由于旋涡旋转的周向环量形成的压力梯度(Ⅲ),是指旋涡的旋转运动所致的径向运动与流向运动之间的三维耦合。随着旋涡向下游发展,旋涡增强,涡核增大;当涡核半径沿流向方向增大时,(Ⅲ)项的 $\frac{d\delta}{ds}$ 为正,从而涡核心处的压力梯度 $\frac{dp}{ds}\bigg|_{r=0}$ 增大;涡核心处流向速度逐渐减小,最终形成了涡核上的内驻点及有限范围内的回流。

可知,影响流向涡涡核稳定性的两个重要因素是旋涡的环量和逆压梯度,相应地,定义螺旋因子和压升系数为表征流向涡稳定性的两个重要参数。其中,螺旋因子 S 定义为旋涡峰值螺旋速度 u_{max} 与旋涡平均流向速度 u_s 的比值,即

$$S = u_{\text{max}}/u_s \quad (4)$$

压升系数定义为沿流向的静压上升值,并用出口动压头进行无量纲化,即

$$p_r = \Delta p / \left(\frac{1}{2}\rho u^2\right)_{\text{out}} \quad (5)$$

压升系数与扩散因子相似,表征了叶片吸力面的扩压程度,是逆压梯度的表示。

图 10 中给出了 Darmofal 等^[38] 基于 Rankine 涡模型推导的判断旋涡破碎的最大压升-螺旋因子关系图。在图 9 中已经观察到在叶尖泄漏涡附近存在明显的逆压梯度,其吸力面 95% 展向位置的平均压升系数约为 0.4。其驻点附近对应的叶尖泄漏涡螺旋因子约为 1.38。该转子涡轮在该工况下对应的叶尖泄漏涡稳定性位置如图 10 中 Baseline 所示,该关系图来自参考文献[38]。从图中可以看到,叶尖泄漏涡此时处于远离破碎边界的旋涡破碎区中,所以该叶尖泄漏涡的涡核是离心不稳定的。

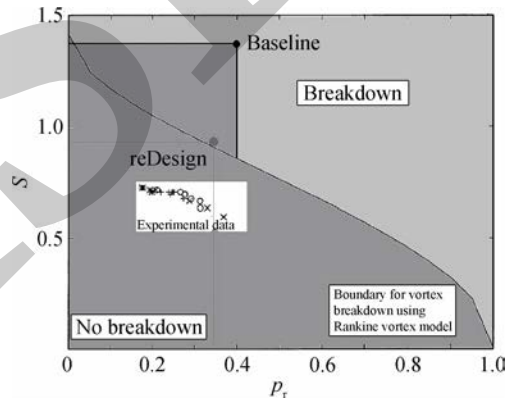


图 10 由 Rankine 涡模型得到的判断旋涡破碎的最大压升-螺旋因子关系图

Fig. 10 Maximum pressure rise-swirling number picture of vortex breakdown judgment from Rankine vortex model

3 泄漏涡涡核稳定性控制

3.1 设计思想及设计结果

为了减小涡轮转子叶尖泄漏涡引起的气动损失,应当尽量延迟或避免叶尖泄漏涡的破碎。本文的设计过程中采用 NUMECA AutoBlade 8.9 对叶片进行造型,在造型过程中,首先应用 AutoBlade 将原转子叶型进行参数化,然后再对控制参数进行调整以实现叶型的重新设计。

由于转子叶片新设计的目的是探索通过延迟或避免叶尖泄漏涡的破碎来减小转子叶片尖区损失,因此新设计的转子叶片是以 GE-E³ 第一级高

压涡轮转子叶片为原型,在保证该转子气动和几何设计参数不变的情况下,只对其叶片尖区叶型进行重新设计,新转子叶片的设计点与原转子叶片相同。

前面的分析表明,影响叶尖泄漏涡破碎的两个重要因素分别是:泄漏涡的螺旋因子和吸力面尾缘附近的流向逆压梯度。其中,喉道位置后的逆压梯度对叶尖泄漏涡稳定性的影响更为明显。因此,新设计的思路是围绕减小叶尖泄漏涡的螺旋因子(即减小叶尖泄漏流在吸力面侧的射流速度)和吸力面扩压区的逆压梯度两方面展开的。

为此,新设计的叶尖叶型将吸力面喉部位置以后的型线拉平,使其气流折转角度接近零,从而减小叶型在吸力面尾缘附近的逆压梯度。对于叶尖泄漏流的研究已经显示相当大部分叶尖泄漏流流体来自于叶片后半部分的叶尖间隙,而在涡轮叶片前半部分由于厚度较大,有利于减小叶尖间隙内的横向压力梯度。为了减小叶尖泄漏流在吸力面侧的射流速度,新设计将叶型流动扩压加速段前移,相应的载荷分布前移,从而减小叶片后部分的叶型载荷,相应地减小了叶尖间隙内的压力梯度。图 11 中显示了基于以上思想设计得到的新叶型(reDesign)和原叶型(Baseline)的几何形状的对比。可以看到,吸力面前半部分曲率增大,后半部分明显变平直;而压力面叶型前半部分变厚,后半部分叶型也变直变平。

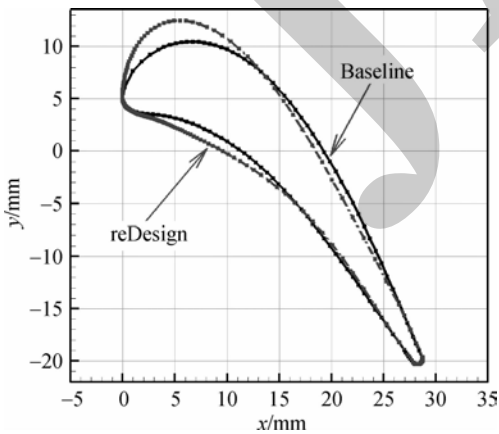


图 11 叶尖叶型几何对比

Fig. 11 Comparison of blade tip profile

图 12 中给出了由叶型计算得到的新设计叶型(reDesign)与原叶片叶尖叶型(Baseline)在设计点的表面静压系数分布,对应的出口等熵马赫数为 0.545。可以看到:①新叶型吸力面压力峰值位置明显前移至 0.18C_x 附近,而原叶型压力

峰值位于 0.38C_x 附近;②由于峰值位置的前移且峰值增大(峰值增大不利于减小叶型损失),新叶型集中在 0.5C_x 之前的载荷明显较原叶型大,因此明显为前加载叶型;③在 0.4C_x 后吸力面后压力的静压系数绝对值都比原叶型小,即横向压力梯度减小;④前面分析显示叶片喉道位于 0.68C_x 附近,如图 12 中虚线所示;其对应逆压压升由 0.35 减小至 0.18,而且除尾缘外的局部逆压梯度几乎接近零。因此,新设计达到使叶型载荷前移和减小尾缘附近逆压梯度的目的。

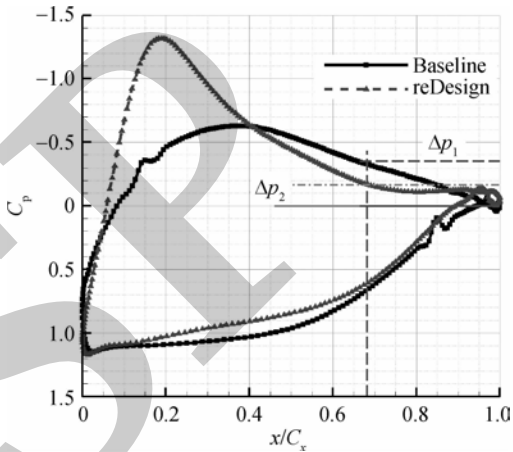


图 12 叶型表面静压系数分布

Fig. 12 Static pressure coefficient distribution on blade profile

图 13 中给出了叶型总压损失系数随出口等熵马赫数的变化关系。其中,总压损失系数以原叶型设计点处为参考进行归一化。进口气流角为 29.7°,对应叶型攻角为 0°。叶型总压损失系数 ξ 定义为

$$\xi = (\bar{p}_{t,in} - \bar{p}_{t,out}) / \bar{p}_{t,in} \quad (6)$$

式中 $\bar{p}_{t,in}$ 和 $\bar{p}_{t,out}$ 分别为叶型进出口平均总压,出口截面定义在叶型尾缘后 0.4 倍轴向弦长处。

可以看到,随着等熵出口马赫数的增大,两个叶型的总压损失系数都呈快速上升趋势;但是新叶型(reDesign)的叶型损失均比原叶型(Baseline)要高。分析认为,这是由于新叶型载荷集中在叶型前半部分,致使气流在叶型前缘迅速膨胀加速,从而导致更高的叶型损失。

利用新设计的叶尖叶型,在保持轮毂及叶中位置相同叶型的前提下,采用与原转子叶片相同的展向积叠方式,得到了新设计的转子叶片 reDesign,如图 14。可以看到,新叶片的几何在叶中至叶尖区域内有所变化,尤其是叶尖处。

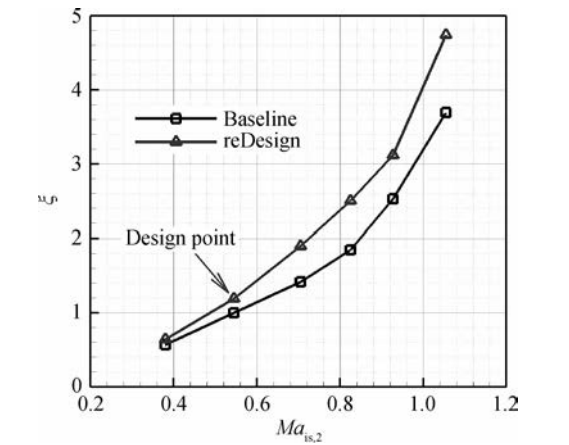


图 13 叶型总压损失系数随出口等熵马赫数的变化关系
Fig. 13 Relationship of profile relative loss coefficient to inlet isotropic Mach number

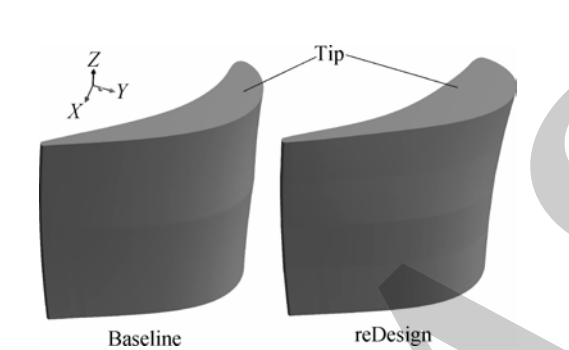


图 14 转子叶片三维叶型几何形状
Fig. 14 Three-dimensional geometry shape of rotor blade

3.2 涡轮气动性能分析

表 2 中对比了两转子叶片设计点的气动性能。可以看到,新转子叶片的落压比、流量几乎没有变化,输出轴功略有增加;而其总压损失减小了 4.39%,通过叶尖间隙的叶尖泄漏流流量减小了 3.53%,对应间隙内的泄漏流动压头减了 2.41%。涡轮转子等熵气动效率提升了 0.20%,可见新叶型使涡轮流动有明显改善。

图 15 中给出了两转子叶片出口总压损失系数随叶尖间隙尺寸的变化关系,其中 δ_i 为叶尖间隙高度, h 为叶片展向高度;其中出口截面定义在距叶型尾缘后 $0.4C_x$ 处,总压损失系数以原叶型设计点的系数值为参考进行归一化,而相对变化定义为新叶片总压损失相对于相同叶尖间隙的原叶片总压损失的变化量。可以看到,虽然总压损失随叶尖间隙逐渐增大,但是新叶片的损失始终小于原叶片;尤其在 $\delta_i/h < 3\%$ 的非线性区域内,即设计点附近,其总压损失有明显的减小。因此,新叶片的气动性能得到了明显的改善。

表 2 转子叶片设计点的气动性能对比			
Table 2 Comparison of aerodynamic performance at rotor blade design point			
参数	原叶型 (Baseline)	新叶型 (reDesign)	相对 变化率/%
落压比	2.184	2.182	-0.09
流量/(kg/s)	29.310	29.254	-0.19
输出功率/MW	8.791	8.818	+0.31
总压损失	0.0318	0.0304	-4.39
涡轮等熵效率/%	93.383	93.583	+0.20
泄漏流流量/(kg/s)	0.5527	0.5332	-3.53
泄漏流动压头/Pa	184964	180520	-2.41

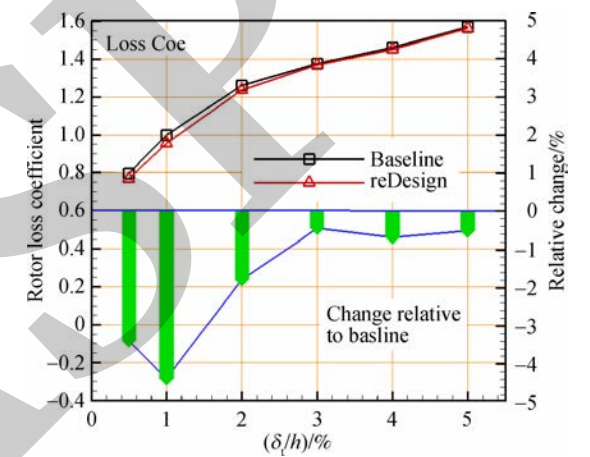


图 15 转子总压损失系数随叶尖间隙尺寸的变化关系
Fig. 15 Relationship of rotor loss coefficient to tip-leakage clearance size

图 16 中给出了设计点叶片 95%展向位置(在叶尖泄漏涡核附近)的叶片表面静压系数分布对比。可以看到,由于叶片尖区二次流和泄漏流的三维流动影响,其叶片表面静压系数分布与图 12 中二维叶型有明显差异。但是,新叶片的吸力面前缘附近 $0.2C_x$ 区域内迅速加速,对应的静压系数迅速减小,从而使得前半部分载荷增加;而后半部分因叶尖泄漏涡非线性“涡升力”效应而形成的静压峰值也由图中 Δp_1 下降为 Δp_2 ,这同时也说明新叶型的叶尖泄漏涡强度有所减弱。其在 95%展向位置的平均压升系数约为 0.35,计算得驻点位置附近的螺旋因子约为 0.9,相应于涡核稳定性关系图的位置如图 10 所示。可以看到,新设计叶片的泄漏涡涡核已非常接近稳定区,在后面的分析也显示其形成的涡核回流区非常小。

图 17 给出了两个转子叶片在设计点的出口

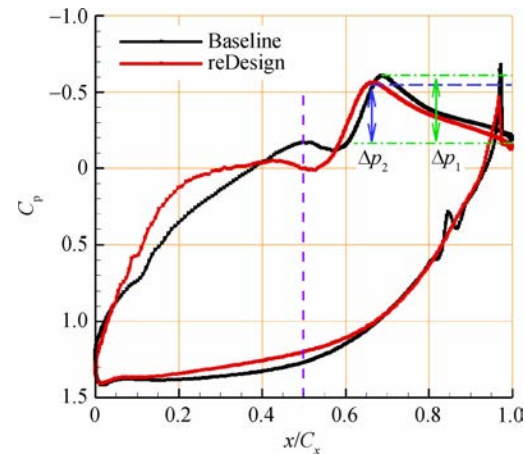


图 16 95%展向位置叶片表面静压系数分布对比
Fig. 16 Comparison of static pressure coefficient on blade surface at 95% span

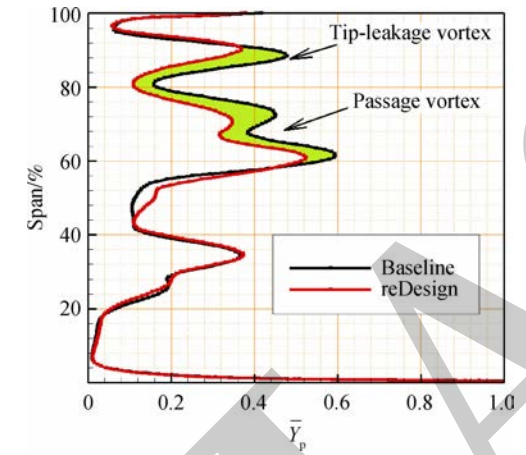


图 17 转子出口总压损失系数展向分布(尾缘后 0.4Cx)
Fig. 17 Spanwise total pressure loss coefficient at rotor outlet (0.4Cx behind trailing edge)

总压损失系数 $\bar{Y}_p$ 沿展向的分布。可以看到,叶尖泄漏涡和机匣通道涡损失都有明显减小。由于叶尖泄漏流能够使机匣通道涡增强,而且 Pullan 等^[4] 研究显示前加载的叶片设计将导致端壁二次流损失增大,因此推断,机匣通道涡损失减小的主要原因是叶尖泄漏流的减弱。进一步分析显示,在涡轮转子叶尖区域,机匣通道涡的形成将由叶顶对机匣边界层的刮削作用所主导,而且泄漏流流体是机匣通道涡的重要组成部分^[29]。另外,80%展向位置以上区域内的叶尖泄漏损失的明显减小,这也说明,在叶尖区域,泄漏流/涡减弱所引起的损失减小要比叶型损失更重要。

图 18 中显示了转子尾缘附近的流向速度分布,其中蓝色区域为叶尖泄漏涡的回流区域。可见,新叶片通道中叶尖泄漏涡引起的回流明显减

弱,相应的泄漏涡破碎区域减小。图 19 中给出相应截面 94%展向的泄漏涡内总压损失系数 Y_p 分布,云图显示了涡核心处总压损失。可以看到,新叶片泄漏涡内损失的分布形状没有发生改变(如图 18),但是中间因涡破碎而引起的损失平台区域有明显缩小,绿色区域面积表示因涡核内旋涡破碎所致的损失减小量。因此,新叶片能够减小因泄漏涡破碎而引起的流动损失。

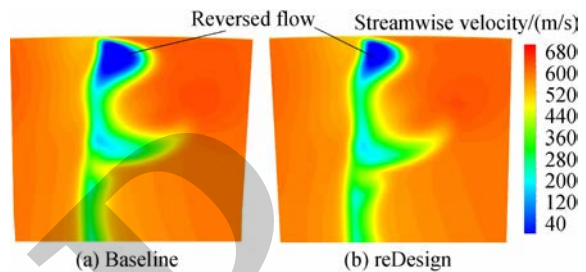


图 18 转子尾缘附近的流向速度分布(尾缘后 0.05Cx)
Fig. 18 Streamwise velocity distribution near rotor trailing edge (0.05Cx behind trailing edge)

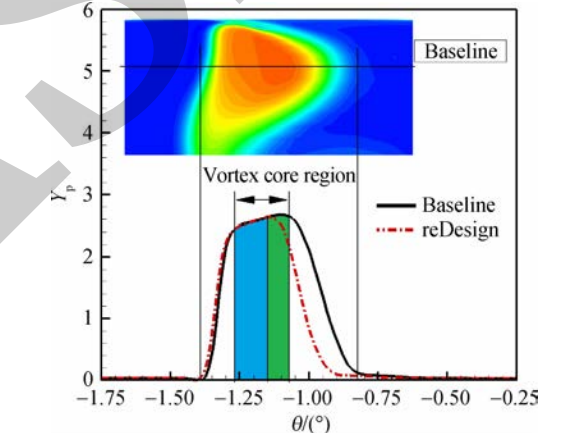


图 19 泄漏涡内总压损失系数分布(94%展向)
Fig. 19 Total pressure loss coefficient in tip-leakage vortex (94% span)

3.3 泄漏涡稳定性对比

图 20 中为新设计叶片的叶尖泄漏涡涡核附近流线及吸力面切应力分布。与图 5 相比,新叶片的叶尖泄漏涡涡核内的回流区域明显减小。图 21 中给出了泄漏涡核附近相对马赫数云图。与图 7 对比可见,新设计叶片泄漏涡涡核对应的低马赫数区域明显减小,高马赫数区域峰值也减小。图 22 中泄漏涡涡核附近流线上的速度分布显示,新设计叶片的驻点明显由 0.86Cx 延后至 0.96Cx。因此,通过叶尖叶型的负荷前移和吸力面喉部位置以后型线拉直两个措施,叶尖泄漏涡

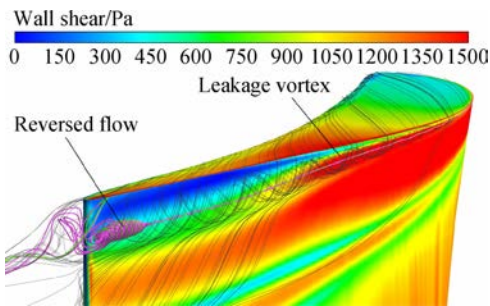


图 20 叶尖泄漏涡核流线

Fig. 20 Streamline of tip leakage vortex core

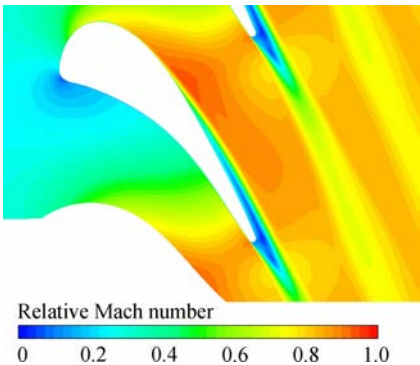


图 21 泄漏涡核附近相对马赫数云图(92%展向)

Fig. 21 Relative Mach number contour near leakage vortex core (92% span)

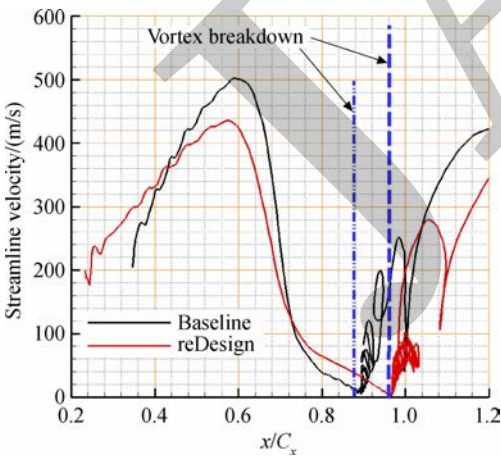


图 22 泄漏涡核核心流线速度分布

Fig. 22 Streamline velocity distribution on leakage vortex core

的不稳定性得到了有效的抑制。

4 结 论

1) 在吸力面尾缘逆压梯度的作用下,涡轮转子通道内的叶尖泄漏涡核将可能发生破碎。失稳破碎后的涡核区域内将形成驻点,涡核发生迅

速膨胀,驻点后形成一个低速的回流。

2) 叶尖泄漏涡核的稳定性为离心不稳定性,其取决于旋涡的螺旋因子和逆压梯度这两个因素。随着泄漏涡向下游发展,旋涡增强,涡核内逆压梯度增大,引起涡核内形成回流。因此抑制泄漏涡损失可以从减小泄漏流射流速度和逆压梯度两个方面考虑。

3) 涡轮叶尖叶型负荷的前移,可以通过改变叶片表面曲率分布来改变叶尖叶片表面静压分布,从而减小叶尖间隙内的横向压力梯度;吸力面喉部以后型线拉直,可以保证吸力面喉道后流动的较低扩压系数。

4) 叶尖叶型的负荷前移和吸力面喉部位置以后型线拉直两个措施,能够有效地减少叶尖泄漏流流量和泄漏涡强度,延迟泄漏涡的破碎,从而减小泄漏流损失。新设计的转子叶片气动性能明显提高,叶尖间隙的泄漏流量减小 3.53%,总压损失减小 4.39%,气动效率上升 0.20%。

参考文献:

[1] BOOTH T C. Importance of tip clearance flows in turbine design[R]. Von Karman Institute, VKI LS 1985-05, 1985.

[2] 孙大伟. 高压涡轮二次流机理、损失模型及控制技术研究[D]. 西安:西北工业大学, 2009.

SUN Dawei. The investigation of secondary flow mechanism, loss model and control technique for high pressure turbine[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2009. (in Chinese)

[3] DENTON J D. The 1993 IGTI scholar lecture, loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 621-656.

[4] PULLAN G, DENTON J, CURTIS E. Improving the performance of a turbine with low aspect ratio stators by aft-loading[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(3): 492-499.

[5] RAINS D A. Tip clearance flows in axial flow compressors and pumps[D]. Pasadena, California: California Institute of Technology, 1954.

[6] BOOTH T C, DODGE P, HEPWORTH H K. Rotor-Tip leakage: Part 1 basic methodology[J]. Journal of Engineering for Power, 1982, 104(1): 154-161.

[7] SJOLANDER S A. Overview of tip-clearance effects in axial turbines[R]. Von Kareman Institute, VKI LS 1997-01, 1997.

[8] 杨策, 马朝臣, 王延生, 等. 透平机械叶尖间隙流动研究的进展[J]. 力学进展, 2001, 31(1): 70-83.

YANG Ce, MA Chaochen, WANG Yansheng, et al. A review of studies on turbomachinery tip gap leakage flow[J]. Advances in Mechanics, 2001, 31(1): 70-83. (in Chinese)

- [9] BUNKER R S. A review of turbine blade tip heat transfer [J]. *Annals of the New York Academy of Sciences*, 2001, 934(1): 64-79.
- [10] BINDON J P. Pressure distributions in the tip clearance region of an unshrouded axial turbine as affecting the problem of tip burnout[R]. ASME Paper 87-GT-230, 1987.
- [11] 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.
- [12] YARAS M, SJOLANDER S A. Development of the tip-leakage flow downstream of a planar cascade of turbine blades: vorticity field[R]. ASME Paper 89-GT-55, 1989.
- [13] MOORE J, TILTON J S. Tip leakage flow in a linear turbine cascade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1988, 110(1): 18-26.
- [14] 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.
- [15] YAMAMOTO A. Endwall flow/loss mechanisms in a linear turbine cascade with blade tip clearance[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1989, 111(3): 264-275.
- [16] YAMAMOTO A. Interaction mechanisms between tip leakage flow and the passage vortex in a linear turbine rotor cascade[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1988, 110(3): 329-338.
- [17] SCHLECHTRIEM S, LÖTZERICH M. Breakdown of tip leakage vortices in compressors at flow conditions close to stall[R]. ASME Paper 97-GT-41, 1997.
- [18] FURUKAWA M, INOUE M, SAIKI K, et al. The role of tip leakage vortex breakdown in compressor rotor aerodynamics[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(4): 469-480.
- [19] DAY I J. Stall, surge, and 75 years of research[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2015, 138(1): 11004.
- [20] WU Y, LI Q, TIAN J, et al. Investigation of pre-stall behavior in an axial compressor rotor; Part I: unsteadiness of tip clearance flow[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(5): 51027.
- [21] 李伟. 涡轮叶尖间隙泄漏流动结构及其控制技术研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2008.
- LI Wei. Investigation of tip clearance flow structure and its control technologies in axial flow turbine [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2008. (in Chinese)
- [22] 李伟, 乔渭阳, 许开富. 涡轮叶尖间隙泄漏涡不稳定性分析[J]. *推进技术*, 2008, 29(2): 204-207.
- LI Wei, QIAO Wei Yang, XU Kaifu. Unsteadiness of tip clearance vortex in turbine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2008, 29(2): 204-207. (in Chinese)
- [23] BINDON J P. The measurement and formation of tip clearance loss[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1989, 111(4): 257-263.
- [24] HUANG A C, GREITZER E M, TAN C S, et al. Blade loading effects on axial turbine tip leakage vortex dynamics and loss[R]. ASME Paper GT2012-68302, 2012.
- [25] HUANG A. Loss mechanisms in turbine tip clearance flows[D]. Boston: Massachusetts Institute of Technology, 2011.
- [26] 高杰, 郑群, 许天帮, 等. 涡轮间隙泄漏涡破碎对损失的影响[J]. *航空学报*, 2014, 35(5): 1257-1264.
- GAO Jie, ZHENG Qun, XU Tianbang, et al. Effect of tip leakage vortex breakdown on losses in axial turbines[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2014, 35(5): 1257-1264. (in Chinese)
- [27] STAUBACH J B, SHARMA O P, STETSON G M. Reduction of tip clearance losses through 3-D airfoil designs [R]. ASME Paper 96-TA-013, 1996.
- [28] TIMKO L P. Energy efficient engine: high pressure turbine component test performance report[R]. Cincinnati, Ohio: General Electric Company, Aircraft Engine Group, 1984.
- [29] 魏佐君. 高负荷涡轮端区非定常流动机理及损失控制研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2016.
- WEI Zuojun. A study on the endwall unsteady flow and loss of highly-loaded turbine [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2016. (in Chinese)
- [30] SELL M, TREIBER M, CASCIARO C, et al. Tip-clearance-affected flow fields in a turbine blade row[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 1999, 213(4): 309-318.
- [31] YANG D L, FENG Z P. Tip leakage flow and heat transfer predictions for turbine blades[R]. ASME Paper GT2007-27728, 2007.
- [32] AMERI A A, STEINTHORSSON E, RIGBY D L. Effects of tip clearance and casing recess on heat transfer and stage efficiency in axial turbines[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(4): 683-693.
- [33] BEHR T. Control of rotor tip leakage and secondary flow by casing air injection in unshrouded axial turbines[D]. Zürich: ETH Zürich, 2007.
- [34] TANG H, LIU S, LUO H, et al. Unsteady effects of profiled endwalls on a 1.5 stage axial turbine[R]. ASME Paper GT2015-43871, 2015.
- [35] HALL M G. Vortex breakdown[J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1972, 4(1): 195-218.
- [36] HALL M G. The structure of concentrated vortex cores [J]. *Progress in Aerospace Sciences*, 1966, 7: 53-110.
- [37] HALL M G. A new approach to vortex breakdown[C]// *Proc. Heat Transfer Fluid Mech. Inst. San Diego: University of California, San, Diego*, 1967: 319-340.
- [38] DARMOFAL D L, KHAN R, GREITZER E M, et al. Vortex core behaviour in confined and unconfined geometries: a quasi-one-dimensional model[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2001, 449: 61-84.