

文章编号: 1006-3080(2025)05-0704-09

DOI: 10.14135/j.cnki.1006-3080.20250116001

叶尖间隙对涡轮气动效率的影响

朱郁涵, 孙雨杰, 张润泽, 康 磊, 陆学伟, 谢巍屹, 熊湘杰, 刘长利

(华东理工大学机械与动力工程学院, 上海 200237)

摘要:采用非定常流场数值模拟的方法, 分析了某整体涡轮叶盘的转子叶片叶尖间隙对涡轮气动效率的影响。从叶尖泄漏流引入的潜流与漏气角度出发, 研究了潜流、漏气以及两者耦合作用下的气流损失机理, 分析叶尖间隙对涡轮效率的影响, 结果表明, 潜流损失是由边界层流动转变引起; 漏气损失是直接参与做功的气流减少的原因; 潜流与漏气的耦合作用是一种二次流损失。使用湍动能量化叶尖泄漏流的总损失, 结果表明叶尖间隙泄漏流不仅影响叶尖处的流场, 也影响叶中和叶根处的流场; 随着叶尖间隙的增大, 湍动能强度与高端动能区域面积不断增大, 表明泄漏损失增大, 涡轮效率降低。

关键词:非定常流动; 叶尖间隙; 气动性能; 流场分析; 气动效率

中图分类号:V232.4

文献标志码:A

涡轮转子叶片的叶尖与机匣之间的间隙被称为叶尖间隙, 叶尖间隙引起的泄漏流会带来内部流道的流动损失, 对涡轮的流场结构、气动性能以及下游叶片通道内的非定常特性有着极大的影响^[1-3], 从而对涡轮的效率、油耗产生影响。研究表明涡轮中大约 1/3 以上气动损失是因为叶尖泄漏流^[4-5], 并且叶尖间隙与叶高之比每增加 1%, 涡轮效率就会降低约 0.8%~1.2%, 发动机的油耗增加约 2%^[6-8]。因此, 研究叶尖泄漏流, 考虑如何降低泄漏损失是提升涡轮工作效率的重要工作。

为了研究叶尖间隙泄漏损失对涡轮转子流场结构的影响, Denton 等^[9]发现泄漏流和主流掺混造成的扰动是引起叶尖间隙泄漏损失的主要原因, 并通过试验数据拟合得到了泄漏损失经验公式以及损失模型。在此基础上, 大量学者对叶尖间隙的泄漏流动进行了数值模拟, 分析叶尖间隙的变化对泄漏流动造成的影响, 研究了叶尖泄漏流动结构与损失机理。Palmer 等^[10]对叶尖间隙泄漏流动进行了试验研究和数值模拟, 通过定量分析阐述了泄漏流动损失产生的机理。Ong 等^[11]针对泄漏流与主流的掺混现

象进行了数值分析, 发现增大旋流角可以减少气流泄漏。Li 等^[12]通过数值计算, 分析了叶尖间隙处的定常和非定常泄漏流动及其换热特性, 认为叶尖间隙中存在的旋涡决定了叶尖间隙的局部传热特性。高杰等^[13]考虑了泄漏涡的发展形态, 分析了泄漏涡与通道涡的相互作用现象。曹丽华等^[14]研究了叶尖间隙对泄漏涡的结构和涡核位置的影响, 分析了不同叶尖间隙下泄漏流与混流对下游静叶气动性能的影响, 并对泄漏损失进行了定量计算。

然而, 现有文献对叶尖泄漏流动的研究大多针对泄漏流与主流的相互作用进行分析, 集中在泄漏涡与主流气流掺混的角度, 鲜有从叶尖间隙泄漏流动损失的构成, 即叶尖间隙引入的潜流损失与漏气损失的角度^[15]分析对涡轮效率的影响。潜流损失是由于涡轮转子叶片吸力面和压力面的压力差、导致压力面(叶盆)表面的气体通过叶尖间隙流向吸力面(叶背), 造成损失; 漏气损失是由于涡轮转子叶片进口与出口的压力差, 进口的气体直接通过叶尖间隙流到出口, 并未参与做功, 造成损失, 高杰等^[16]将其分类为攻角驱动型直接泄漏与压力驱动型间接

收稿日期: 2025-01-16

基金项目: 国家自然科学基金(52075176)

作者简介: 朱郁涵(2000—), 男, 浙江温州人, 硕士生, 主要研究方向为数字孪生与寿命管理。E-mail: m18019056739@163.com

通信联系人: 刘长利, E-mail: clliu@ecust.edu.cn

引用本文: 朱郁涵, 孙雨杰, 张润泽, 等. 叶尖间隙对涡轮气动效率的影响[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2025, 51(5): 704-712.

Citation: ZHU Yuhuan, SUN Yujie, ZHANG Runze, et al. Influence of Blade Tip Clearance on Turbine Aerodynamic Efficiency[J]. Journal of East China University of Science and Technology, 2025, 51(5): 704-712.

泄漏。

本文从气流速度、湍动能的角度, 研究叶尖间隙引入的潜流损失与漏气损失对通道中气流能量耗散的影响, 从而分析不同叶尖间隙对涡轮效率的影响。

1 数值方法

1.1 算例模型

以某航空发动机的整体涡轮叶盘的涡轮转子叶片为例, 建立 5 组不同的叶尖间隙, 通过非定常流体分析, 研究叶尖间隙对涡轮效率的影响。

涡轮整体叶盘模型如图 1 所示。涡轮转静子轴向间距为 2.5379 mm, 叶高为 79.4 mm, 轴向弦长为 14.22 mm, 静子叶片数为 29, 转子叶片数为 46。

图 2 为流道模型的子午视图, 通过提供的内流道、外流道的配置文件以及涡轮整体叶盘的转子叶片和上游静叶的轮廓文件, 在 ANSYS BladeGen 中通过沿叶型中弧线前缘至尾缘的角度-厚度设计方法创建。

1.2 计算参数设定

流场的介质是油气质量比为 0.0197 的油气混合物, 材料参数如表 1 所示。油气混合物的比热容是温度的函数, 如图 3 所示。

表 1 涡轮流场模拟流体介质属性

Table 1 Turbine flow field simulates fluid medium properties							
$M/$ ($\text{kg}\cdot\text{kmol}^{-1}$)	Reference temperature/ K	Reference pressure/Pa	Thermal conductivity/ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	Dynamic viscosity equation	T_s/K	Temperature exponent	Reference viscosity/($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
28.9448	273.15	1.01×10^5	2.61×10^{-2}	Sutherland	124	1.5	1.7161×10^{-5}

T_s —Sutherland's constant

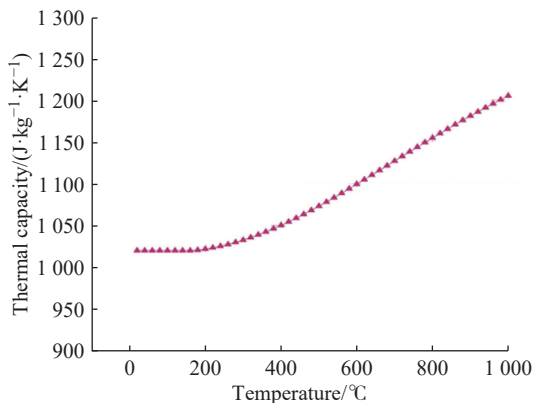


图 3 流体的温度-比热容曲线

Fig. 3 Temperature-specific heat capacity curve of the fluid

为使用 Turbogrid 划分的动叶和上游静叶的流体网格, 通过自动拓扑结构分区, 然后划分网格, 采

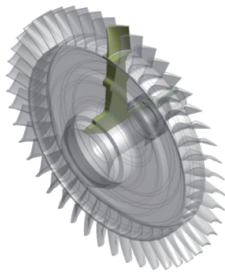


图 1 整体叶盘模型

Fig. 1 Integral leaf disk model

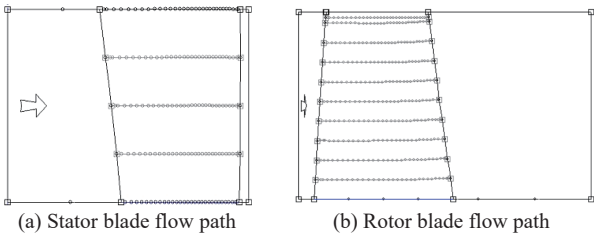


图 2 流道模型的子午视图

Fig. 2 Meridional of flow channel model

1.3 网格设置

本文的涡轮上游静叶叶片数是 29, 下游转子叶片数是 46。对于循环对称性的涡轮, 使用 CFX 提供的 TBR(Transient Blade Row) 的 FT(Fourier Transformation)双通道计算方法, 因此只需构建一个具有双通道的转-静子流体网格模型。

用 LERoundedSymmerticStar、 PassageBlock1by4、 TERoundedSymmerticStar 的拓扑结构。

根据网格无关性验证确定的网格划分参数设置如下: 全局网格因子为 1.0; 边界层 Y+偏置值为 5; 径向网格密度因子为 1.4; 近壁面雷诺数为 1106。网格单元总数为 638676, 其中动叶流道单通道网格数为 303120, 静子叶片流道单通道网格数为 335556。

1.4 网格无关性验证

本文对转子叶片和静叶流道进行网格无关性验证。在 Turbogrid 中调整转子叶片和静叶的网格大小参数, 如表 2 所示。Turbogrid 的网格质量的评判标准如表 3 所示。网格无关性验证的划分方案如表 4 所示, 网格数量从 5 万到 120 万, 共 11 个方案。

本文的网格无关性验证的评价指标为效率、动

表 2 Turbogrid 网格划分调整的参数
Table 2 Turbogrid specifies parameters for grid division

Global mesh size parameter	First boundary layer grid Y+	Radial mesh cell density	Near wall reynolds number
0.3~1.25	1.0~10.0	1.2~1.6	1×10^6

表 3 Turbogrid 网格质量的评判标准
Table 3 Turbogrid grid quality criteria

Maximum face angle/(°)	Minimum face angle/(°)	Maximum number of connected unit	Maximum cell volume ratio	Minimum volume/m ³	Maximum side length ratio	Maximum skew
165	15	12	20	0	1000	0.9

表 4 网格划分方案
Table 4 Meshing scheme

Number of single channel grid	Number of stator blade element	Number of rotor blade element
50454	20202	30252
137356	78918	58438
197111	94204	102907
292602	157248	135354
382195	193732	188463
489110	215615	273396
585110	276318	308792
690523	331108	359415
794958	374976	419982
1003821	454687	502142
1177263	533220	644043

叶监控点压力、温度。其中,效率是涡轮的气动效率,是本研究的核心目标变量,直接影响结论的可靠性;动叶监控点压力和温度分别指涡轮内部特定位置的压力和温度,直接反映流场特性(如激波位置、边界层流动、泄漏流强度),尤其在叶尖间隙区域对网格分辨率高度敏感。这些指标参数分别直接反映涡轮工作时的性能以及状态,因此可以作为网格无关性验证指标。动叶监控点位置如图 4 所示。验证时先进行双通道的稳态模拟,再以稳态计算结果为初场进行瞬态计算,目的是将稳态结果网格数造成的误差在瞬态结果中放大,以展现不同网格数计算结果的收敛程度。

图 5 所示为各个网格方案经非定常计算后的监控点压力、温度、涡轮的等熵膨胀效率和多相膨胀效率的变化情况。由图可知,从网格数约为 6×10^5 之后,非定常流场计算出的监控点的压力和温度出现了收敛趋势。因此在确保计算效率和网格无关性的考量的前提下,最终采用 6×10^5 网格划分方案作为流

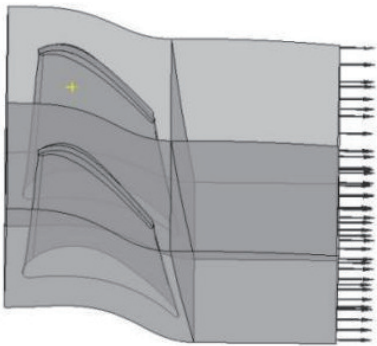


图 4 动叶监控点位置设置

Fig. 4 Position set of moving blade monitoring point

体域计算模型。

1.5 湍流模型

本文采用剪切应力输运(Shear Stress Transport, SST)湍流模型,是目前广泛使用的一种涡黏假设模型。SST 湍流模型在近壁面处采用 $k-\omega$ 模型、在边界层外区和自由剪切中使用 $k-\varepsilon$ 模型,并通过 Bradshaw 假设(在边界层中,剪切应力正比于湍动能)引入雷诺剪切应力输运的影响。SST 模型能有效捕捉边界层分离和湍流生成过程,为气流损失分析提供依据,同时, Denton^[9] 指出, SST 模型在涡轮机械分离流动预测中的表现优于传统模型,与实验数据的误差通常小于 5%。

1.6 求解设置

计算域通道如图 6 所示,转子设计转速为 52000 r/min。静子进口边界设定总压为 0.5241 MPa, 总温 1245.4 K, 并指定来流沿转静子的轴向流动。膨胀比为 2.61, 转子出口边界设定静压为 0.2008 MPa。壁面边界条件设为绝热和无滑移条件。静叶和转子叶片两侧是周期性边界。采用瞬时转/静交界面法(Transient Rotor-Stator Interface)处理非定常计算的转静交界面。

双通道流场求解是指对两个相互关联但物理上独立的流体通道内的流动及其相互作用进行求解计算。使用双通道计算更适应涡轮发动机复杂的流场

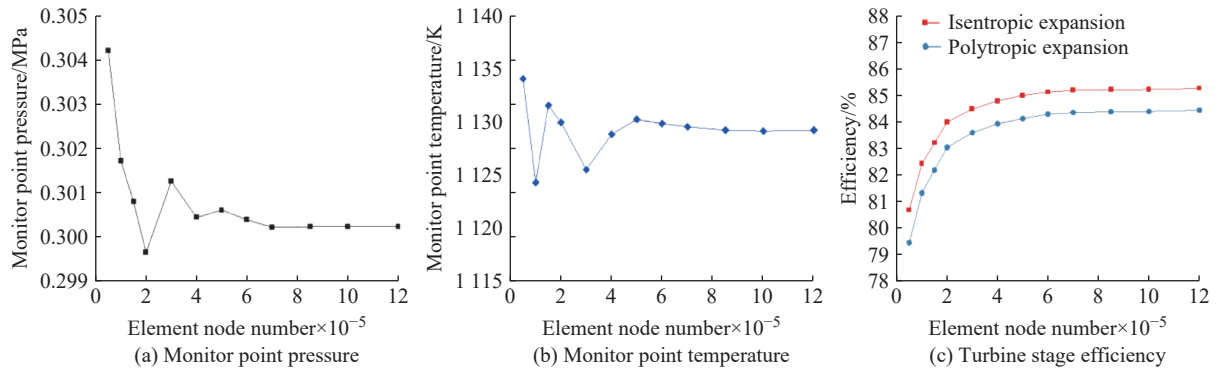


图5 网格无关性验证瞬态结果变化

Fig. 5 Grid independence verification transient result changes

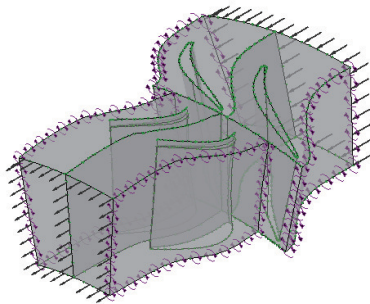


图6 三维计算域通道

Fig. 6 3D computing domain channel

情况。对于复杂的流体流动,双通道求解能够更准确地模拟实际复杂的流场情况,提供更全面的流场信息,在涡轮发动机的工作场景中流场情况十分复杂,因此使用双通道求解结果准确性更高。其中,双通道流场求解设置包括:流体域计算的湍流模型为SST (Shear Stress Transport);热交换方式为总能量模型 (Total Energy);对流项和黏性项采用高分辨率格式 (High Resolution Scheme);瞬态求解方式使用谐波平衡法 (Harmonic Balance);所有流场计算均使用双精度求解。关于求解时间尺度的确定,定常计算采用自动时间尺度 (Auto Timescale),最大迭代次数为200次,迭代求解的终止条件为 1×10^{-4} 残差值。

在非定常流体分析时,以定常流体分析结果作为非定常流体计算的初始条件。同时,为了使计算收敛,计算时使用瞬态叶片排参数 (Transient Blade Row Model Parameters) 中的 ps reconstr mflow from sfc trs,它用于控制傅里叶变换模型的累积傅里叶系数来调整周期边界面的质量流量,以此来达到计算收敛的目的。

2 涡轮气动效率

2.1 叶尖间隙设计

图7是原始间隙动叶流道子午视图,顶部实直

线表示机匣边界,与机匣边界相邻且平行的直线为动叶的叶尖。本文通过在软件 BladeGen 的 Blade Design 模块中改变机匣与叶尖之间垂直的方式,设置了5组不同叶尖间隙的整体叶盘叶片模型。表5所示为5组叶尖间隙工况设计参数表。

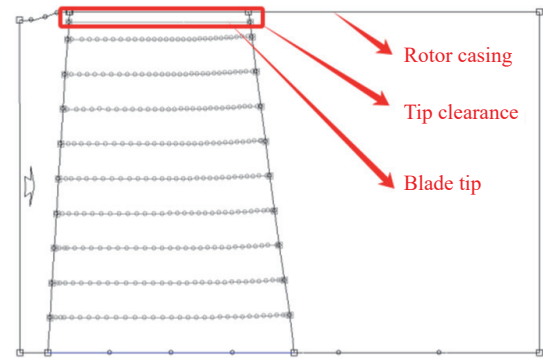


图7 原始间隙动叶流道子午视图

Fig. 7 Meridian view of the original tip clearance blade channel

2.2 涡轮气动效率

涡轮气动效率为涡轮实际输出功与涡轮等熵功的比值^[6],如式(1)所示。

$$\eta = \frac{PW_{SD}}{PW_{IS}} \quad (1)$$

式中, PW_{SD} 为涡轮实际输出功, PW_{IS} 为涡轮等熵功。其中

$$PW_{SD} = \frac{T \cdot n}{9550} \quad (2)$$

$$PW_{IS} = m_{in} \cdot C_p \cdot T_{in} \left(1 - \pi^{\frac{1-k}{k}} \right) \quad (3)$$

式中, T 为涡轮转子扭矩, $N \cdot m$; n 为转速, r/min ; m_{in} 为涡轮进口流量, kg/s ; C_p 为定压比热容, $J/(kg \cdot K)$; T_{in} 为涡轮进口温度, K ; π 为涡轮膨胀比; k 为气体绝热指数。

表6给出了在不同叶尖间隙下的涡轮气动效率。由表可知, G1、G2、G3、G4 的涡轮效率 (η) 相较于 G0 分别下降 3.28%、4.07%、4.86%、5.67%, 除了

表 5 5 种工况下的叶尖间隙
Table 5 Axial spacing under 5 working conditions

Working condition	Tip clearance of rotor blade/mm	Percentage of clearance relative to blade height/%
G0	0	0
G1	0.2	1.05
G2	0.4	2.13
G3	0.6	3.23
G4	0.8	4.35

G0 到 G1 的情况, 叶尖间隙与叶高之比每减小约 1%, 等熵效率就增大约 0.8%。此外, G0 的涡轮效率除了与叶尖间隙有关以外, 与压力损失、进口温度、环境条件、叶型参数等均有关。因此, 本算例中 G0 的效率为排除叶尖间隙影响外, 涡轮在该工况、叶型下的效率。

表 6 5 种工况下的效率变化表
Table 6 Efficiency change under 5 working conditions

Working condition	$\eta/\%$	Efficiency change/%
G0	89.47	0
G1	86.19	-3.28
G2	85.40	-4.07
G3	84.61	-4.86
G4	83.80	-5.67

3 叶尖间隙泄漏流损失分析

本文将通过对比不同叶尖间隙速度流线的分布与形态, 分析叶尖间隙带来的潜流损失与漏气损失, 研究叶尖间隙对涡轮气动效率的影响。

3.1 潜流损失分析

图 8 是在 ISO 视图下, 叶尖处气体流道的速度流线图。图 8(a) 是 G0 的速度流线图。由图可知, 除了存在吸力面与压力面的流速差异之外, 流线在空间内均匀分布, 流线顺着动叶流道有序偏转, 无明显

交叉。这表明流道内气体主流速度稳定, 无明显尾迹、二次流和潜流的扰动。这是因为叶尖间隙为 0 时, 气流无法从压力面(叶盆)越过叶尖流向吸力面(叶背), 无法形成间隙引入的潜流损失。

如图 8(b)~(e) 所示, 随着叶尖间隙的增大, 叶尖间隙处的速度流线穿过叶尖间隙, 由压力面向吸力面偏转的现象逐渐加剧。这是因为气流在沿压力面表面流动时, 因为压力面与吸力面压力的压力差, 会穿过叶尖流向吸力面, 同时流速增加, 并且与相对主流波动较大的速度汇入主流, 对主流产生扰动。

综上分析, 叶尖间隙处潜流损失对涡轮气动效率的影响是一种由边界层流动转变带来的流动损失。在压力面的气流由表面向叶尖流动时形成边界层, 而边界层的存在会增加流体的阻力, 甚至引发堵塞, 降低流动效率; 同时, 当气流越过叶尖时, 原先的边界层转换为湍流边界层, 边界层的分离以及湍流的产生也会导致流动损失和效率下降^[17]。此外, 越过叶尖的二次流汇入主流, 对动叶尾迹产生扰动, 使原先稳定的主流变得紊乱与波动, 对下游的气动性能也产生了影响。上述原因综合导致的间隙潜流损失, 使涡轮气动效率降低。

3.2 漏气损失分析

图 9 是在涡轮径向视图下, 叶尖处气体流道的速度流线图。图 9(a) 是 G0 的速度流线图, 由图可知, 叶尖间隙为 0 时, 没有速度流线穿过叶顶, 流道内气流速度稳定。从叶片前缘的速度流线来看, 在相对叶片轴向弦长 1/3 之前, 出现少量大曲率弯折的流线, 这是因为上游导叶尾迹冲击的影响, 在相对叶片前缘存在一些相对速度较低的扰动气流, 对进口的气流稳定性造成了影响^[18]; 在相对叶片轴向弦长 1/3 之后, 流线在空间内均匀分布, 说明气流速度稳定, 无漏气带来对主流的扰动, 这是因为当叶尖间隙为 0 时, 气流无法从叶尖间隙处穿过转子, 只能在气流通道内流动, 无法带来漏气损失。

如图 9(b)~(e) 所示, 随着叶尖间隙的增大, 速度流线通过叶尖间隙穿过叶顶, 不仅包括 3.1 节所提及的潜流气流, 还有一部分漏气气流。如图 9(c) 与 (d) 中方框所示位置, 有一部分气流并未在压力面和吸

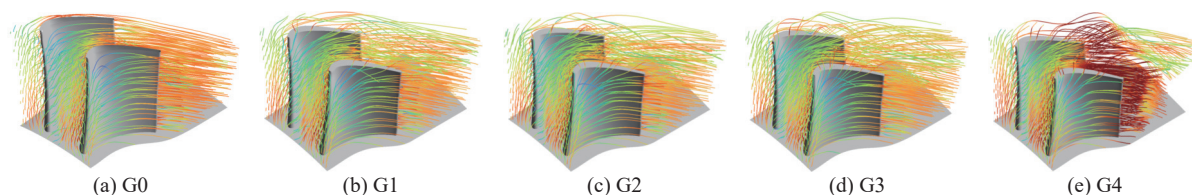


图 8 ISO 视图下不同转子叶尖间隙的速度流线图

Fig. 8 Velocity flow diagram of different tip clearances in ISO view

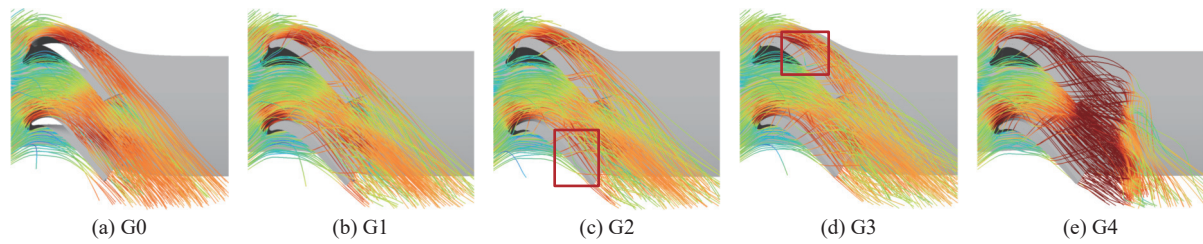


图 9 径向视图下不同转子叶尖间隙的速度流线图

Fig. 9 Velocity flow diagram of different tip clearance in radial view

力面的压力差的影响下沿转子周向穿越叶片,而是从叶顶靠近前缘的吸力面流入,穿过间隙区域,又从下游的吸力面流出,最终与主流掺混。相较于潜流气流沿转子周向穿越叶片,漏气气流为沿转静子轴向穿越叶片。这部分叶尖泄漏流则是由涡轮进出口压力差引起的漏气损失。

综上分析,叶尖间隙处漏气损失对涡轮气动效率的影响为直接参与做功的气流减少带来的效率损失。一方面,由于叶尖间隙的存在,流道内的一部分气体通过叶尖间隙,沿转静子的轴向直接穿越流道,并未全部参与做功,导致了效率的损失;另一方面,未参与做功的气体,在流道内会与主流掺混,影响流道内流场的稳定性,进一步对涡轮效率产生影响。

为进一步研究叶尖间隙对漏气损失的影响,分析图 9(a)~(e) 各间隙下近叶片区域的气流速度发现,在近叶片区域,最大速度出现在吸力面,最小速度出现在压力面。这是由于在流道中速度与压强负相关。因此,可以用最大速度差(最大速度与最小速度的差)来表示近叶片区域吸力面与压力面的压力差。速度差越大,代表吸力面与压力面压力差越大,反之则越小。

表 7 列出了不同叶尖间隙下,近叶片区域的最大速度差。由表 7 可知,随着叶尖间隙的增大,气流的最大速度差会先减小后增大,并且在 G2 为最小值。因此,随着间隙的增大,在近叶片处,吸力面与压力面的压力差会先减小后增大。从潜流损失与漏气损失产生的机理看,叶片压力面与吸力面的压力

表 7 不同叶尖间隙的速度参数

Table 7 Velocity parameters of different tip clearances			
Working condition	Maximum speed/(m·s ⁻¹)	Minimum speed/(m·s ⁻¹)	Maximum velocity difference/(m·s ⁻¹)
G0	778.335	35.25	743.085
G1	781.164	43.49	737.674
G2	775.891	86.59	689.301
G3	784.328	90.64	693.688
G4	1 036.52	85.97	950.550

差和涡轮进出口的压力差决定了漏气损失与潜流损失,当叶片压力面与吸力面的压力差占主导时,更容易出现潜流损失;当涡轮进出口的压力差占主导时,更容易出现漏气损失。因此,在上述叶片压力面与吸力面的压力差的变化中,在涡轮进出口的压力差不变的情况下,漏气损失会先增大后减小。

3.3 两种叶尖泄漏流的耦合作用

图 10 是沿转子入口的轴向视图下,叶尖处气体流道的速度流线图。其中图 10(a) 是在 G0 时的速度流线图。由图可知,叶尖间隙为 0 时,叶尖附近流线均匀分布,叶尖区域气流速度稳定。这是因为叶尖间隙为 0 时,不具备出现潜流与漏气两种泄漏流的流动条件,也没有泄漏流对主流的干扰作用,因此主流流动状态相对均匀稳定。

如图 10(b)~(e) 所示,可明显看到在叶尖间隙的叶片尾缘附近,潜流与漏气两种叶尖泄漏流穿越间隙的流线出现大曲率的偏转,相互交错,汇入主流

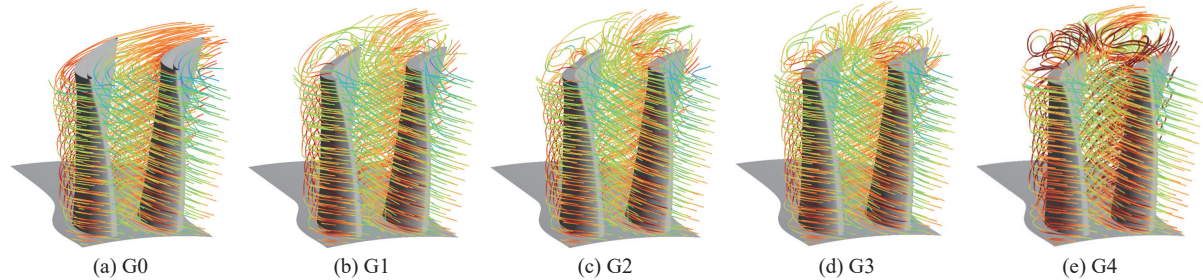


图 10 轴向视图下不同转子叶尖间隙的速度流线图

Fig. 10 Velocity flow diagram of different tip clearances in axial view

形成了闭合的流线环,即产生了泄漏涡。同时,由图 9(b)~(e) 所示的叶背下游的流线可知,潜流与漏气两种叶尖泄漏流越过叶尖汇入主流后,在动叶相对轴向弦长 1/3 直至尾迹的吸力面出现了较明显的速度流线混乱区域,并且出现了回流现象。因此,结合图 9 与图 10 可知,这个泄露涡是由潜流气流与漏气气流相互耦合,对主流产生剪切和掺混而形成的。进一步地,由图 10 可以看出,随着叶尖间隙的增大,泄漏涡区域流线的密集程度、曲率与速度均增大,这表明随间隙的增大,流动分离现象加剧。

综上分析,叶尖间隙处潜流与漏气带来的二次流耦合损失,以泄漏涡的形式呈现会对涡轮气动效率产生影响。从流动损失的角度来看,一方面,泄漏涡会对主流产生剪切和掺混的作用,均会导致能量的损失,降低了涡轮效率;另一方面,泄漏涡导致叶片吸力面出现大尺度的流动分离,使分离区域的流动无法有效地对涡轮做功,降低叶片的气动效率。

4 叶尖间隙泄漏流的湍动能分析

为了能够定量地研究叶尖泄漏流带来的总损失,本节使用湍动能,从能量角度量化叶尖泄漏流的强度。湍流过程中,流体的速度可以分为平均速度和脉动速度,对应的流体动能分别为平均动能和湍动能。湍动能是湍流状态下分布于时间和空间尺度的脉动动能,是流体湍流运动所具有的能量,可以反映湍流运动的强度。

转子叶片叶尖间隙会引入叶尖泄漏流,由于泄漏流速度与主流速度不同,两者之间产生强烈的剪

切和掺混作用会产生大量的湍流,增加流动能量的耗散。因此,可以用湍动能分析泄漏流的湍流运动强度,进一步研究叶尖泄漏流的总损失和对涡轮效率的影响。

图 11 所示是 5 组不同叶尖间隙在 Span 0.99(99% 叶高平面)叶尖位置的湍动能。图 11(a) 所示为 G0 的叶尖处的湍动能。由图中方框所示位置可知,在没有叶尖间隙存在的情况下,湍动能相对较高的区域集中在叶片叶背前缘,相对叶片轴向弦长 1/3 之前的区域,并且相邻叶片之间存在相互影响。这是由于间隙为 0 时,通道内的脉动速度来源于导叶尾迹的非定常扰动^[18]。

图 11(b)~(e) 为叶尖间隙不为 0 时叶尖处的湍动能分布图。对同一间隙下的湍动能进行分析,可知各间隙下均存在一个高端动区域,而该区域对应的是泄漏涡的区域。从图 11(e) 的方框所示位置可以明显看出,图中红色部分为高端动能区,该区域呈涡旋状,出现在叶尖相对叶片轴向弦长 1/3 之后的叶背处。结合图 8、9 的速度流线图可知,此区域内的速度主要为逆主流速度,高端动能区域与气流发生回流的区域一致,湍流程度高、湍动能大,说明高端动能区就是泄漏涡的区域。

分析图 11(b)~(e) 所示的不同间隙下的湍动能可知,随着 G1~G4 叶尖间隙的增大,叶尖处湍动能的强度与高端动能区域面积都逐渐增大,对主流的影响范围增大。进一步地,当间隙增大到一定程度后,由于泄漏涡对主流的影响范围在沿转子周向上的增大,使不同叶尖间隙产生的泄露涡在距离叶尾较远处发生相互作用,形成更大范围的高强度湍流。

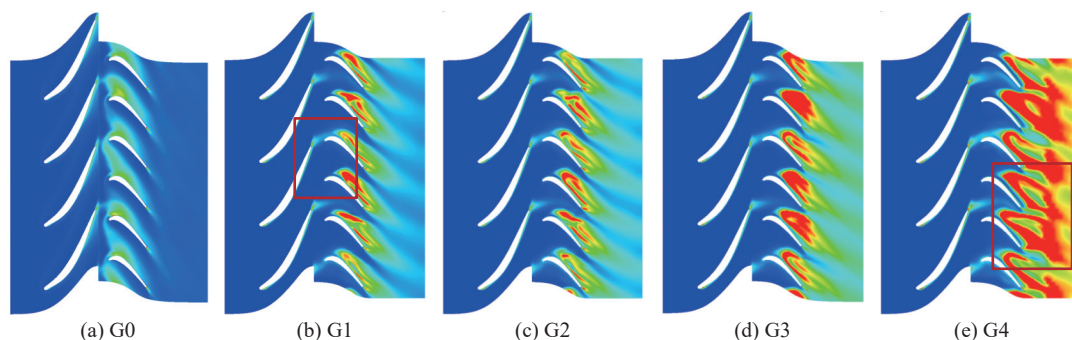


图 11 不同叶尖间隙下 99% 叶高平面的湍动能

Fig. 11 Turbulent kinetic energy at 99% blade plateau with different tip clearances

表 8 列出了 G0~G4 不同叶高处的最大湍动能值,以量化叶尖泄漏总损失。其中,@Span 0.1(1% 叶高平面)表示叶根位置,@Span 0.5(50% 叶高平面)表示叶中位置,@Span 0.99(99% 叶高平面)表示叶尖位

置。由表 8 可知,在同一间隙下,叶尖处的湍动能最大,叶根处的湍动能其次,叶中处的湍动能最小。这是由于叶根处轮毂壁面的存在,使叶根处的流动比叶中处的更紊乱;由于叶尖间隙的存在,使叶尖的流

动比叶根的流动更紊乱。因此, 湍动能从叶根到叶尖, 先减小后增大, 在叶尖处取到最大值。

表 8 不同叶尖间隙的最大湍动能

Table 8 Maximum turbulent kinetic energy with different blade tip clearances

Working condition	$E_{kmax}/(J \cdot kg^{-1})$			$\eta / \%$
	@Span 0.1	@Span 0.5	@Span 0.99	
G0	18 590.4	8 519.45	20 605.9	89.47
G1	19 471.0	12 829.6	21 710.4	86.19
G2	19 526.2	15 348.5	21 795.9	85.40
G3	21 884.4	20 391.4	22 853.7	84.61
G4	23 464.3	21 568.3	25 622.5	83.80

图 12 是 5 组不同叶尖间隙的涡轮气动效率与不同叶高平面的湍动能变化曲线图。由图可知, 随着叶尖间隙的增大, 不同叶高处的最大湍动能均逐渐增大。叶尖处的湍动能增大是由于叶尖间隙增大带来的间隙泄露流增强导致。叶中和叶根处的湍动能增大表明, 间隙泄露流对流场的影响不仅存在于叶尖处, 也存在于叶片的其他叶高处, 而且由于叶中更靠近叶尖, 受到的二次流影响更大, 因此间隙泄露流对叶中的影响大于对叶根的影响。

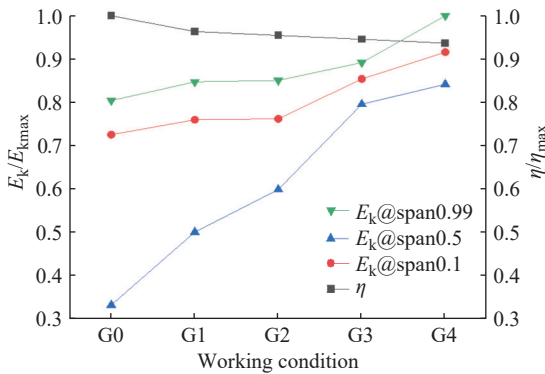


图 12 不同叶尖间隙下不同叶高平面与涡轮气动效率的湍动能变化曲线

Fig. 12 Curves of turbine aerodynamic efficiency and turbulent kinetic energy at different blade height planes under different tip clearances

综上所述, 叶尖间隙泄露流不仅影响叶尖处的流场, 也影响叶中和叶根处的流场, 并且随着叶尖间隙的增大, 不同叶高处的最大湍动能以及叶尖处高湍动能区域面积都逐渐增大, 表明涡轮气动效率逐渐降低。从能量耗散的角度来看, 叶尖泄露损失是间隙泄露流脉动速度带来的能量损失, 泄露流的脉动速度会引起流道内的湍流运动, 导致能量耗散, 降低了涡轮气动效率。

5 结 论

(1)随着叶尖间隙的增加, 涡轮效率与叶尖间隙呈现负相关性, 叶尖间隙与叶高之比每减小约 1%, 等熵效率就增大约 0.8%。

(2)叶尖泄露流引入的潜流、漏气以及两者的耦合作用都会带来流动损失, 造成涡轮气动效率降低。潜流损失对涡轮气动效率的影响, 为由边界层流动转变带来的流动损失; 漏气损失对涡轮效率的影响, 为直接参与做功的气流减少带来的效率损失; 潜流与漏气的耦合作用对涡轮效率的影响, 是潜流与漏气带来的二次流耦合损失, 以泄露涡的形式呈现。

(3)叶尖泄露损失是间隙泄露流脉动速度带来的能量损失, 该能量损失可以用湍动能量化。叶尖间隙泄露流不仅影响叶尖处的流场, 也影响叶中和叶根处的流场, 并且随着叶尖间隙的增大, 不同叶高处的最大湍动能以及叶尖处高湍动能区域面积都逐渐增大, 表明涡轮效率逐渐降低。

参考文献:

[1] CHALUVADI V S P, KALFAS A I, HODSON H P, *et al.* Vortex transport and blade interactions in high pressure turbines[R]. New York, USA: ASME, 2003.

[2] SCHLIENGER J, KALFSA A I, ABHARI R S, *et al.* Vortex-wake-blade interaction in a shrouded axial turbine[R]. New York, USA: ASME, 2004.

[3] 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.

[4] BUNKER R S. Axial turbine blade tips: Function, design, and durability[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2006, 22(2): 271-285.

[5] 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.

[6] SEXTON W R. A method to control turbofan engine starting by varying compressor surge valve bleed[D]. Blacksburg: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2001.

[7] 廉筱纯, 吴虎. 航空发动机原理 [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2013: 183-285.

[8] HENNECKE D K, TRAPPMANN K. Turbine tip clearance control in gas turbine engine [R]. Washington D C, USA: NASA, 1983.

[9] DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(4): 621-656.

- [10] PALMER T R, TAN C S, ZUNIGA H, *et al.* Quantifying loss mechanisms in turbine tip shroud cavity flows[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2016, 138(9): 091006.
- [11] ONG J, MILLER R J, UEHIDA S. The effect of cool-ant injection on the endwall flow of a high pressure turbine [J]*Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(5): 915-924.
- [12] LI J, SUN H, WANG J S, *et al.* Numerical investigations on the steady and unsteady leakage low and heat transfer characteristics of rotor blade squealer tip[J]. *Journal of Thermal Science*, 2011, 20(4): 304-311.
- [13] 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.
- [14] 曹丽华, 王佳欣, 李盼, 等. 汽轮机高压级叶顶间隙泄漏流的掺混作用分析 [J]. *化工进展*, 2017, 36(8): 2859-2865.
- [15] 宋丙新, 侯朝山. 某型航空发动机 HPT 转子叶片叶尖间隙对涡轮流场及性能的影响分析 [J]. *航空维修与工程*, 2024(2): 27-30.
- [16] 高杰, 郑群, 姜玉廷. 涡轮间隙流动结构及其损失产生机理研究 [J]. *工程热物理学报*, 2013, 34(10): 1833-1837.
- [17] 谢芳, 楚武利, 张皓光. 跨声轴流压气机激波/泄漏涡/边界层分离相互作用的影响 [J]. *航空动力学报*, 2012, 27(2): 425-430.
- [18] 杨佃亮, 丰镇平. 非定常叶顶间隙泄漏流动和换热的数值研究 [J]. *工程热物理学报*, 2008, 29(8): 1307-1310.

Influence of Blade Tip Clearance on Turbine Aerodynamic Efficiency

ZHU Yuhan, SUN Yujie, ZHANG Runze, KANG Lei, LU Xuewei, XIE Weiyi, XIONG Xiangjie, LIU Changli
(School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology,
Shanghai 200237, China)

Abstract: Using numerical simulation of unsteady flow fields, the impact of rotor blade tip clearance on turbine efficiency was analyzed for an integral turbine disk. From the perspective of the underflow and leakage introduced by tip leakage flow, the mechanisms of airflow losses due to underflow, leakage, and their coupled effects were studied. It is found that underflow losses are caused by the transition of boundary layer flow, leakage losses result from the reduction of airflow directly involved in work, and the coupling of underflow and leakage constitutes a secondary flow loss. By quantifying the total loss of tip leakage using turbulent kinetic energy, it was indicated that tip leakage flow not only affects the flow field at the blade tip but also influences the flow fields at the blade midsection and root. As the tip clearance increases, the turbulent kinetic energy intensifies and the area of high turbulent kinetic energy regions expands, suggesting an increase in leakage losses and a corresponding decrease in turbine efficiency.

Key words: unsteady flow; tip clearance; aerodynamic performance; flow field analysis; aerodynamic efficiency

(责任编辑: 王晓丽)