高负荷低展弦比氦涡轮端壁损失机理研究*

隋秀明1,董甜甜1,2,周庆晖1,2,赵 巍1,2,赵庆军1,2,3

(1. 中国科学院工程热物理研究所,北京 100190;2. 中国科学院大学 航空宇航学院,北京 100049;3. 中国科学院轻型动力重点实验室,北京 100190)

摘 要:为指导高负荷低展弦比氦涡轮设计,以多级氦涡轮第一级为研究对象,借助数值模拟技术 对低展弦比涡轮动静叶通道涡迁移机制进行研究,并考察了叶片弯曲对涡轮气动性能的影响。结果表 明:受轮毂道涡影响,导叶出口近叶根处气流过偏转,导致转子前缘近轮毂区正攻角变大;叶片根部负 荷增大,致使马蹄涡压力面分支与吸力面分支交点前移;轮毂通道涡径向迁移至近叶顶区,其与叶尖泄 漏涡相互影响致使叶顶区粘性损失显著增大。弯叶片对低展弦比大折转涡轮叶片的作用效果与传统涡轮 具有明显差别:叶片正弯时叶顶负荷减小,导致叶顶间隙泄漏涡与通道涡强度及损失显著下降,涡轮性 能得到改善;叶片反弯时叶顶负荷增大,致使叶尖泄漏损失增大,且强径向压力梯度作用下下端壁低能 流体向叶顶汇聚,损失显著增大。

关键词: 氦涡轮; 高负荷; 低展弦比; 通道涡; 叶片弯曲 中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2021) 03-0540-10 DOI: 10.13675/j.enki. tjjs. 190772

Investigation on Endwall Loss Mechanism of a Highly Loaded Helium Turbine with Low Aspect Ratio

SUI Xiu-ming¹, DONG Tian-tian^{1,2}, ZHOU Qing-hui^{1,2}, ZHAO Wei^{1,2}, ZHAO Qing-jun^{1,2,3}

(1. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. School of Aeronautics and Astronautics, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;

3. Key Laboratory of Light-Duty Gas-Turbine, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: In order to guide the design of helium turbines with high load and low aspect ratio, the passage vortex migration mechanism of the first stage of a multi-stage helium turbine was numerically analyzed. The effects of bow blades on the aerodynamic performance of the turbine were also studied. The results show that the airflow deflection close to stator root increases, which is due to the influence of the hub passage vortex. It results in the increasing of incidence angles at rotor leading edge close to hub region. The blade load at that region is raised, and then the meeting point of the passage vortex moves close to the rotor leading edge. The hub passage vortex migrates to the blade tip region. The interaction between passage vortex and tip leakage vortex increases flow losses of the tip region. The effects of bow blades on performance of turbine blades with low aspect ratio and large turning angle are significantly different from those of traditional turbines. The positive bow blade reduces the

^{*} 收稿日期: 2019-11-06; 修订日期: 2020-04-05。

基金项目:国家重点研发计划项目(2016YFB0901402);国家自然科学基金(51806214)。

作者简介: 隋秀明, 博士, 助理研究员, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: suixiuming@iet.cn

通讯作者:赵庆军,博士,研究员,研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: zhaoqingjun@iet.cn

引用格式: 隋秀明, 董甜甜, 周庆晖, 等. 高负荷低展弦比氦涡轮端壁损失机理研究[J]. 推进技术, 2021, 42(3):540-549. (SUI Xiu-ming, DONG Tian-tian, ZHOU Qing-hui, et al. Investigation on Endwall Loss Mechanism of a Highly Loaded Helium Turbine with Low Aspect Ratio[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(3):540-549.)

rotor tip loading. The intensity and loss of the tip leakage vortex and passage vortex are decreased, and the turbine performance is improved. The negative bow blade enlarges the rotor tip loading, which increase the loss of the tip leakage flow. The low momentum fluid from the hub region also moves to the blade tip, which caused by larger radial pressure gradient compared with the one of the positive bow blade. The flow losses thus significantly increase and the turbine efficiency deteriorates.

Key words: Helium turbine; High load; Low aspect ratio; Passage vortex; Bow blade

1 引 言

协同式吸气火箭发动机(Synergetic Air-Breathing Rocket Engine, SABRE)是一种用低温介质氦对来 流空气进行预冷的组合循环发动机,集合有火箭发 动机工作范围宽、涡轮发动机比冲高的性能优势,有 望用于可重复使用、水平起降、单级入轨飞行器的新 型动力^[1-2]。氦涡轮作为SABRE发动机闭式氦气循 环回路的核心部件之一,因其结构布局、热力循环和 工质物性等方面与常规空气燃气涡轮显著不同,致 使氦涡轮的气动设计存在一些区别于常规空气涡轮 的新问题,如涡轮叶高小(10mm)、膨胀比大,级数多, 且各排叶片气流折转大,高负荷低展弦比大折转多 级涡轮叶片通道内强烈的径向二次流动抑制涡轮性 能提升;由于涡轮驱动工质为高温高压氦气,其物性 参数显著区别于常规燃气涡轮工质物性参数,导致 氦涡轮总体方案设计中,无法参考常规涡轮 Smith 图,需确定适用于氦涡轮的载荷系数、流量系数、反 动度等关键气动参数选取准则等。为解决这些问 题,国内外对氦涡轮气动设计方法开展了相关研究, 如欧洲冯卡门研究所针对 SCIMITAR 发动机氦涡轮 工作特点,通过旋转外端壁悬垂动叶使得多排动叶 在相邻交界面对转,减少了涡轮级数和重量^[3-5]。Hee 等^[6]指出由于工质物性和工作条件的差异,相比于常 规涡轮,氦涡轮叶高小,级数多,低展弦比涡轮叶尖 泄漏损失高,降低了涡轮效率;多级涡轮端壁边界层 的沿程发展导致二次流损失显著增大。李东等[7]采 用数值方法对高温气冷堆六级氦涡轮进行了数值分 析,发现导叶采用后加载叶型能够改善涡轮变工况 性能;此外,为降低大折转角叶型端部损失,应合理 改变载荷的径向分布,并适当采用倾斜叶片及弯叶 片方案。周佳慧^[8]针对氦气涡轮设计中的两大难点 (级数多和叶片高度小)问题提出如下解决方案:其 一,提高氦气涡轮的圆周速度和载荷系数,减少涡轮 级数;其二,提高氦气涡轮的转速,增加叶片高度。 可见,氦气涡轮气动设计方面开展了相关研究,但是 尚未见到低展弦比大折转氦涡轮端壁损失机理及控

制方法的相关研究。目前,大量研究表明,对于高负 荷低展弦比涡轮,由于其叶栅内部存在强烈的旋涡 分离流动及气动掺混,具有很高的损失。因此,了解 并揭示高负荷小体积流量氦涡轮端壁通道涡的形成 及演化机制,解决低展弦比大折转涡轮叶片通道中 的流动分离问题,对提升涡轮气动性能十分重要。

目前,叶片弯曲作为控制叶片二次流损失的一 种有效手段,得到了广泛应用^[9-10]。其基本原理是利 用叶片弯曲产生的叶片力改变叶栅通道内的压力分 布,通过改善叶栅端部或中部的流动情况,达到降低 径向和横向二次流的强度、降低端区粘性损失的目 的。Denton等^[11]采用数值方法研究了叶片弯扭对涡 轮级反动度与焓降径向分布的影响,发现积叠轴的 变化对叶表静压分布有显著影响。Shi等^[12]、Schobeiri等^[13]、袁宁等^[14]、石靖等^[15]研究了叶片弯曲对高负 荷涡轮性能的影响,研究结果表明:叶片弯曲降低了 涡轮轮毂与机匣区域通道横向压差,导致二次流损 失降低,涡轮效率得到提升。韩俊等[16]、谢婕等[17]采 用数值方法对比分析了不同弯角方案对涡轮内部流 场与性能的影响,得到了控制流动损失的最优弯角 方案。Tan 等^[18]采用叶栅实验研究了正反弯对涡轮 叶栅内部流动结构的影响,发现叶栅正反弯并未改 变通道涡的结构及强度,相反尾迹涡的强度、位置、 尺寸发生显著变化,但是对叶栅总损失影响较小。 Bohn 等^[19]研究表明叶片正弯降低了上下端区附近区 域的二次流损失,且质量流量沿径向分布更加均匀。 Wingehofer 等^[20]针对涡轮导叶的设计提出了新的优 化准则,导叶正弯角度应在中等的变化范围。可见 叶片弯曲技术已在低展弦比涡轮中得到广泛应用, 但需要指出的是,已有的弯叶片是为了控制端区粘 性损失而提出的,其应用对象的展弦比基本>0.6,且 气流折转角较小。但是在高负荷低展弦比大折转氦 涡轮中,涡轮叶片的展弦比均≤0.5,气流折转均在 140°以上,叶栅内部二次流涡系结构复杂,这与已有 弯叶片的应用环境有较大区别,因此有必要进一步 探讨弯叶片影响高负荷低展弦比大折转氦涡轮气动 性能的机理。

本文针对 SABRE 发动机氦涡轮第一级动静叶通 道涡的迁移机理及干涉机制进行数值研究,分析低 展弦比大折转涡轮端壁损失机理;在此基础上,探讨 弯叶片设计方法在高负荷低展弦比氦涡轮叶片设计 中的应用,旨在揭示叶片弯曲对涡轮内部复杂流动 结构与气动性能的影响机理。

2 研究方法及研究对象

2.1 研究对象

本文研究对象为多级氦涡轮第一级,其中径处 设计参数如表1所示。从表中可见,高进口总压小体 积流量条件下,为提升涡轮叶高降低端区粘性损失, 涡轮进口马赫数较小,但即便如此,涡轮叶片展弦比 仅为0.31;此外,为减少涡轮级数而采用高负荷大折 转设计方案,导致转子气流折转达到141°。

Table 1	Turbine	characteristics	at	mids	ban

Parameter	Stator	Rotor
Mach number at inlet	0.05	0.22
Mach number at outlet	0.10	0.24
Flow turning/(°)	81	141
Blade height/mm	9	9
Hub to tip diameter ratio	0.916	0.916
Number of blades	25	33
Radius of case/mm	125	5.00
Stage loading coefficient	2.	64
Stage flow coefficient	0.	40
Pressure ratio	1.	10

2.2 数值方法

本文数值计算采用 ANSYS CFX 软件包,求解三 维定常 N-S方程组,湍流模型采用 k-ε模型,壁面采 用无滑移边界,进口给定总温、总压、流动角,出口静 压值由设计目标给定,数值计算给定的边界条件如 下:进口总温和总压分别为900K和11MPa,出口平均 静压 9.87MPa。网格采用 ANSYS TG 自动生成结构化 网格,叶片几何及计算网格如图 1,图 2 所示,为评估 网格精度对计算结果的影响,本文在相同的边界条 件下分别对 150 万网格和 220 万网格两个算例进行 了数值计算,结果表明,相比于 150 万网格,220 万网 格流量的相对误差为 0.03%,效率的相对误差为 0.02%。为此,本文后续数值计算的网格选择为 220 万,导叶与动叶单通道网格节点数分别为 1012900 和 1270486,壁面 y+<3。



Fig. 1 Geometry of blade



3 数值计算结果及分析

3.1 端壁通道涡迁移及干涉机理分析

由于氦涡轮叶高小、载荷高,端壁损失在总损失 中所占的比重较大,通过对端壁损失的分析明确相 关损失机理,进而提出优化建议,能够有效改善涡轮 气动设计方案,进一步提升涡轮气动性能。故而本 文主要对叶片排出口端壁通道涡的发展进行分析。

由于端壁通道涡的形成、发展与叶片通道内的 横向压差直接相关,因而图3给出了导叶在20%, 50%,80%展向的叶表静压分布,定义σ为静压与涡 轮进口总压之比。从图中可见,导叶在整个叶高均 是后加载叶型,尾部载荷明显大于前部和中部载荷。 后加载叶型的优势在于可以降低两端的二次流损 失,而由于低展弦比大折转氦涡轮中端壁损失占较 大比重,因此在氦涡轮中采用后加载叶型更有必要 性,这也是在导叶设计中采用后加载叶型的原因。 从载荷的径向分布可见,根部载荷最大,顶部载荷最 小,但是载荷的径向差异较小。受其影响,轮毂通道 涡的强度及其导致的损失加大。此外,等环量设计 条件下导叶出口静压沿径向逐渐升高,在径向压力 梯度的作用下,上端壁低能流体有向下端壁迁移的 趋势,导致低能流体在下端壁堆积,致使下端壁总压 损失加大,这从图4给出的总压恢复系数径向分布中 可以得到证实。



Fig. 3 Stator surface static pressure distribution at 20%, 50% and 80% span



由于壁面极限流线可以很好地反映出流场分离 和再附的过程,进而推测出通道涡系的形成和发展, 因此,下面通过分析叶表极限流线的手段阐述端壁 涡系的迁移机制。图5为导叶吸力面极限流线。从 图中可见,上端壁通道涡形成后,在径向压力梯度的 作用下迁移至叶片60%叶高位置;而同样在径向压 力梯度作用下,下端壁通道涡的径向位置更接近轮 毂。在端壁通道涡过偏转效应作用下,上下端壁部 分区域气流角改变。图6为导叶出口绝对气流角的 径向分布,从图中可见:在上端壁通道涡作用下, 70%~90% 叶高区域的气流角相比设计值增大3°,而 在下端壁强通道涡作用下叶根至20% 叶高区域气流 角相比设计值增大4°。



Fig. 5 Suction limiting streamlines of stator



Fig. 6 Absolute flow angle radial distribution at outlet of stator

导叶出口气流角的增大必然会导致转子前缘攻 角增大,进而改变叶片负荷的径向分布及相应的流 动结构与损失。图7,8分别给出了转子进口速度中 的三角形与进口攻角的径向分布,其中图7中的c表 示绝对速度,w表示相对速度,u表示圆周速度。从图 中可见,在涡轮级转速与膨胀比不变的条件下,导叶 出口气流角的增大导致转子进口相对气流角变大, 转子前缘呈现正攻角。转子前缘攻角的增大导致气 流绕流转子时,在叶片吸力面近前缘区域出现扩压 区,致使转子前部载荷增加。

图9分别给出了转子轮毂极限流线与吸力面极



Fig. 7 Velocity triangle at inlet of rotor



Fig. 8 Incidence angle radial distribution at inlet of rotor



Fig. 9 Limiting streamline of the rotor

限流线。从图中可见,下端壁马蹄涡压力面分支与 吸力面分支的交点更接近转子前缘,下端壁通道涡 形成后迅速迁移至近叶顶区域,与上端壁通道涡汇 聚为一个复杂旋涡结构,受其影响轮毂面低能流体 沿着叶表吸力面径向向上迁移至近叶顶区域,导致 叶顶损失显著增大、静压减小;而部分高动量流体迁 移至叶片根部,使得近轮毂损失减轻、静压升高。故 而在转子通道强二次流作用下,叶片吸力面静压沿 径向逐渐减小,导致叶片负荷呈现出根部小而顶部 大的分布趋势。

图 10 为转子出口熵云图。从图中可见,由于上 下端壁通道涡在近叶顶处汇聚为一个旋涡结构后, 与转子叶顶泄漏涡相互作用,泄漏涡边缘靠近上端 壁位置熵增最为明显。此外,通道二次流诱导的叶 顶区较大负荷致使叶顶泄漏涡核所在位置熵增最 大。可见,在低展弦比、大折转涡轮中叶尖泄漏损 失和端壁二次流损失是涡轮性能降低的主要原因。 图 11 为转子尾缘二次流速度矢量云图,从图中可见, 由于叶顶泄漏涡与端壁通道涡的旋转方向相反,二 者在叶顶区相互干涉后致使转子近叶顶区气流落后 角显著增大,这从图12所给出的转子出口落后角径 向分布中清晰可见,在80%叶顶区,落后角最大达到 10°,显著影响后面级涡轮气动性能。与此同时,在通 道内旋涡的作用下,吸力面近叶根处低能流体被通 道涡卷吸到近叶顶区域,低能流体的掺混导致压力 降低,叶片负荷增大;而相邻叶片压力面高能流体则 迁移至叶根区域,致使该区域吸力面静压升高,负荷 减小,这进一步证实了前文分析的准确性,即在转子 通道强二次流作用下,叶片吸力面静压沿径向逐渐



Fig. 10 Entropy contour at outlet of the rotor



Fig. 11 Secondary velocity vectors at rotor trailing edge



Fig. 12 Deviation angle radial distribution at rotor outlet

减小,导致叶片负荷呈现出根部小而顶部大的分布 趋势。

从上述分析可见,对于高负荷低展弦比大折转 叶型而言,合理控制端区二次流损失和叶顶泄漏损 失是设计的关键。目前,叶片弯曲作为控制叶片通 道内二次流动损失的一种有效手段,得到了广泛应 用。但需要指出的是,早期的弯叶片是为了控制端 壁流动而提出的,并在一定程度上牺牲了叶片中部 的气动性能。而低展弦比氦涡轮中,涡轮叶高较小, 通道涡迁移至叶顶区域,这与早期弯叶片的应用环 境有较大区别,因此有必要进一步分析叶片弯曲对 氦涡轮气动性能的具体作用机理。

3.2 低展弦比涡轮弯叶片特性研究

由前文分析可知,在导叶端壁通道涡过偏转效 应作用下,转子前缘攻角增大导致叶片前部载荷增 大,低展弦比大折转动叶轮毂通道涡的强度及损失 增大,降低涡轮气动性能;转子上下端壁通道涡在近 叶顶区域汇聚为一个旋涡结构,其与叶顶泄漏涡共 同作用,致使转子近叶顶区出口落后角显著增大。 转子通道二次流诱导的流体径向迁移效应,导致叶 顶载荷增加而叶根载荷减小,受其影响叶顶区粘性 损失在总损失中所占比重最大。为改善转子气动性 能,分别对其进行正弯与反弯设计,并采用数值方法 对级环境下弯叶片的气动性能进行考核。为便于实 现对弯叶片参数的控制,本文弯叶片采用11点贝塞 尔曲线作为积叠线,如图13所示,通过控制点的调整 控制叶片的弯角。弯叶片在根部(顶部)的倾角定义 为积叠线在内径(外径)的切线与内径(外径)的夹 角,从内径(外径)算起,逆时针组成的锐角定义为正 倾角,顺时针组成的锐角定义为负倾角。基于以上 方式,获得的正反弯叶片三维叶型如图14所示。



为明确弯角变化对低展弦比大折转氦涡轮气动 性能的影响效应,本文分别对弯角±1°,±2°,±5°条件 下的涡轮气动性能进行了数值计算,网格生成方法



Fig. 14 Bow blade

和数值计算方法与前文相同,表2为计算得到的涡轮 等熵效率结果。从表中可见,相比于0°弯角,随着正 弯角的增大涡轮等熵效率先升高后降低,存在最佳 弯角使得涡轮效率达到最佳;随着反弯角的增大,涡 轮等熵效率逐渐降低。

Table 2 Comparison of turbine efficiency

Blow angle/(°)	Efficiency/%
-5	-0.022
-2	-0.011
-1	0.010
0	
1	+0.120
2	+0.137
5	-0.005

因叶片弯曲产生的叶片力改变了压力、速度分 布,进而影响涡轮气动性能,下面通过对比分析0° 与±2°弯角工况下的压力场、速度场,揭示叶片弯曲对 低展弦比大折转氦涡轮气动性能的影响机制。图15 与图16分别给出了导叶出口总压恢复系数与出口绝 对气流角的径向分布,从图中可见,转子叶片的正弯 与反弯均未对导叶的流动产生影响,这与Rosic的研 究结果是一致的^[21],从而证明涡轮气动性能的变化 是由转子内部流动变化引起的。

图 17为不同弯角工况下转子 10% 叶高与90% 叶 高叶表静压分布。从图中可见,相比于 0°弯角工况, 正弯时叶片根部载荷增加而顶部载荷减小;反弯时 叶片根部载荷减小而顶部载荷增加。根据径向平衡 方程,上下端区负荷的变化源于叶片弯曲后所产生 的径向叶片力。图 18 为转子出口静压径向分布,从



Fig. 15 Total pressure recovery coefficient radial distribution at stator outlet



Fig. 16 Absolute flow angle radial distribution at stator outlet

图中可见,相比于0°弯角工况,叶片正弯时径向压力 梯度减小,叶片弯曲产生的径向叶片力增大了轮毂 区叶片负荷,减小了叶顶区转子叶片负荷,而反弯时 则与之相反。

叶片上下端区通道横向压差的变化必然会对通 道涡及叶尖泄漏涡的强度及损失产生影响,进而影 响涡轮气动性能。图19为不同弯角工况下的轮毂极 限流线。从图中可见,相比于0°弯角工况,叶片正弯 时近叶根区负荷增大导致马蹄涡压力面分支与吸力 面分支的交点更加接近转子前缘,通道涡的形成提 前,这从图20所示叶片吸力面极限流线图中可以得 到证实。与此相反,叶片反弯时根部负荷的降低延 迟了通道涡的形成,一定意义上能够降低轮毂通道 涡的强度与损失,进而提升叶根区叶片性能。图20 为不同弯角工况下转子吸力面极限流线。从图中可 见,相比于0°弯角工况,叶片正弯时轮毂通道涡的形 成提前,导致轮毂通道涡的强度变大,但由于叶片的 径向压力梯度减小,轮毂通道涡径向迁移至约70% 叶高区域。受其影响,下端壁低能流体挤压至流道



Fig. 17 Rotor surface static pressure distribution at 10% and 90% span



Fig. 18 Static pressure radial distribution at rotor outlet

中间,致使叶片中部损失加大。由于叶顶负荷的减小,叶尖泄漏涡与叶尖通道涡强度及损失均降低。与此同时,叶片正弯时顶部径向压力梯度变大致使叶顶通道涡径向迁移至70%叶高处,与轮毂通道涡汇聚为一个旋涡结构。与之相反,叶片反弯时根部负荷的变化降低了轮毂通道涡的强度,但由于叶片的径向压力梯度增加,轮毂通道涡形成后迅速迁移至90%叶高区域,叶根处低能流体在通道涡卷吸作用下迁移至叶顶,导致叶顶粘性损失加大。而由于

叶片反弯时增大了顶部负荷,使得叶顶泄漏涡与通 道涡的强度及损失增大,叶顶区粘性损失显著增大。

图 21 为转子出口熵云图。从图中可见,相比于 0°弯角工况,叶片反弯时顶部高熵增区面积及熵最大 值分别增加 30% 和 10%,而叶片正弯时高熵增区面 积及熵最大值分别下降 20% 和 8%,其原因已在前文 进行阐述,此处不再赘述。



由于出口气流角的径向分布可以进一步反映叶 片出口通道涡系发展情况,图 22给出了转子出口相 对气流角径向分布。从图中可见,采用正弯后叶根 载荷加大,下端壁通道涡强度变大致使气流过偏转 程度增加;而叶尖区载荷减小,导致驱动气流折转的 动力降低,气流折转角变小,转子出口相对气流角降 低;反弯后叶根载荷减小,下端壁通道涡强度降低致 使叶根过偏转程度减轻,而叶尖区载荷的增加,导致 驱动气流折转的动力增强,气流折转角增大,最终致 使转子叶片出口气流角径向分布更加均匀。但图 23 所示为转子出口等熵效率分布,从图中可见,相比于 0°弯角工况,正弯时叶片80% 叶高以下区域效率降低 1%~2%,在80%叶高至叶顶区,则由于叶顶泄漏涡强 度的降低导致效率提高约6%~8%。反弯时根部载荷 的降低导致40% 叶高以下区域效率提高1%~2%, 而 40% 叶高以上区域则在叶顶泄漏涡和通道涡的作用 下效率下降约1%~8%。综合看,正弯叶片虽降低了 叶片根部区域气动性能,但因显著降低了叶顶区粘 性损失,涡轮性能得以提升;反弯叶片因显著增大了 叶顶区损失,涡轮性能随之降低。涡轮效率的上述 变化与强二次流作用下的叶片载荷径向分布直接相 关。从图17叶片载荷分布中可见,二次流作用下近 叶顶区域叶片载荷大于近叶根区域载荷,叶片弯曲 诱导的载荷变化对叶顶流动的影响更为明显,故正 弯叶片因显著降低了叶尖区二次流损失和叶顶泄漏 损失,涡轮性能得以提高;而反弯叶片虽然改善了叶 根区气动性能,但因叶尖负荷增大诱导的额外损失 大于叶根区损失减小量,涡轮效率随之降低。

由前文分析可知,转子叶片反弯虽然降低了第 一级涡轮气动性能,但改善了出口气流的均匀性,有 利于后面级涡轮气动设计,而转子叶片正弯虽然提 升了第一级涡轮气动性能,但恶化了转子出口气流 均匀性。为此本文在多级环境下进一步评估了叶片 正反弯对涡轮气动性能的影响。该多级涡轮采用等 外径设计,第二级载荷系数、流量系数、折转角、轮毂 比、展弦比等与第一级处于相同的水平。为简化分 析,本文仅仅对±2°弯角下多级涡轮气动性能进行了 数值计算,数值计算方法与前文相同,并且叶片正反





Fig. 22 Relative flow angle radial distribution at rotor outlet



Fig. 23 Efficiency radial distribution at rotor outlet

弯后网格拓扑与节点分布保持一致。表3为计算所 得多级涡轮气动性能。从表中可见,相比于直叶片, 叶片正弯提升了多级涡轮的气动性能,而反弯虽然 改善了第一级出口气流均匀性,但多级涡轮等熵效 率反而降低。

Table 3	Turbine	performance

Item	Positive bow rotor/%	Negative bow rotor/%
Pressure ratio	0	0
Mass flow rate	1.29	-0.26
Efficiency	0.187	-0.385

为解释反弯后多级涡轮效率降低的原因,分析 了叶片正反弯后各级压比和效率的变化,发现叶片 弯角变化后,各级涡轮等熵效率的变化较小,膨胀比 变化较大,最大改变量为第一级正弯时压比降低 0.15%。图24分别给出了第一级转子出口马赫数和 总压的径向分布,定义π为涡轮出口总压与进口总压 之比。从图中可见,反弯后由于叶顶载荷增加,高叶 尖泄漏损失导致第一级出口近叶顶处总压和马赫数 均减小,而这正是反弯后第一级压比增加的主要原 因,由于叶尖泄漏损失增加量大于因气流角更加均 匀导致的后面级损失减小量,故而多级涡轮等熵效 率在反弯时降低。因此需针对弯叶片方案优化叶型 控制叶顶泄漏损失。



Fig. 24 Mach number and total pressure radial distribution at first stage rotor outlet

4 结 论

本文针对 SABRE 发动机氦气涡轮特点,分析了 端壁通道涡的形成及演化机制,得到如下结论:

(1)氦涡轮负荷高、展弦比极低、折转大的特点 加剧了叶片通道中的径向二次流动,受其影响转子 上下端壁吸力面流体向叶中区域的迁移及压力面中 部区域流体向两端区域的迁移加剧。

(2)在导叶轮毂通道涡作用下,转子前缘近轮毂 区域攻角增大,马蹄涡压力面分支与吸力面分支交 点前移,下端壁通道涡径向迁移至近叶顶区,与叶尖 泄漏涡相互影响致使叶顶区落后角显著增大,恶化 涡轮气动性能。

(3)转子叶片通道强二次流诱导的流体径向迁移,致使低能流体在吸力面近叶顶处汇聚,而源自压力面的高能流体在吸力面叶根汇聚,上述现象导致叶片载荷呈现出沿径向逐渐增加的趋势,因而转子 叶顶区间隙泄漏损失与二次流损失是涡轮性能降低 的主要原因。

(4)弯叶片对低展弦比大折转涡轮叶片的作用 效果与传统涡轮具有明显差别,叶片正弯能够降低 叶顶载荷,从而降低叶顶泄漏涡与通道涡的强度及 损失,涡轮效率相比直叶片提升0.187%;叶片反弯虽 然能改善转子出口气流均匀性,降低轮毂通道涡强 度与损失,但叶片反弯增大了叶顶泄漏涡强度及损 失,且叶顶泄漏损失增加量大于二次流损失减小量, 涡轮效率比直叶片方案降低0.385%。

致 谢:感谢国家重点研发计划、国家自然科学基金的 资助。

参考文献

- [1] Longstaff R, Bond A. The SKYLON Project [R]. AIAA 2011-2244.
- [2] 张志刚,陈静敏,李志永,等. SABRE 发动机吸气模 式下氦气闭式循环特性分析[J]. 战术导弹技术, 2016,(2):57-62.
- [3] Paniagua G, Szokol S. Contrarotating Turbine Aerodesign for an Advanced Hypersonic Propulsion System [J]. Journal of Propulsion and Power, 2008, 24(6): 1269–1277.
- [4] Sozio E, Verstraete T, Paniagua G. Design-Optimization Approach to Multistage Axial Contra-Rotating Turbines[R]. ASME GT-2013-94762.
- [5] Varvill R, Paniagua G, Kato H, et al. Design and Testing of the Contra-Rotating Turbine for the Scimitar Precooled Mach 5 Cruise Engine [J]. Journal of the British Interplanetary Society, 2009, 62: 225-234.
- [6] Hee C N, Ji H K, Hyeun M K. A Review of Helium Gas Turbien Technology for High-Temperature Gas-Cooled Reactors [J]. Nuclear Engineering and Technology, 2007, 39(1): 21-30.
- [7] 李 东,马云翔,梁 晨,等.高温气冷堆氦气涡轮
 三维气动性能分析[J].哈尔滨工程大学学报,2011, 32(5):683-689.
- [8] 周佳慧.高温气冷堆氦气轮机基本特性的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2006.
- [9] 王仲奇,韩万金,徐文远.在低展弦比透平静叶栅中 叶盘的弯曲作用[J].工程热物理学报,1990,11(3): 255-262.

- [10] 谭青春,张华良,韩万金,等.采用弯叶片控制高负 荷涡轮叶栅内附面层迁移的机理分析[J].热能动力 工程,2009,24(6):700-704.
- [11] Havakechian S, Denton J. Stacking Strategies and Understanding of Flow Physics in Low-Pressure Steam Turbine, Part I: Three-Dimensional Stacking Mechanisms
 [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(5).
- [12] Shi J, Han J Y, Zhou S 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] Schobeiri M T, Suryanarayanan A, Jermann C. A Comparative Aerodynamic and Performance Study of a Three Stage High Pressure Turbine with 3-D Bowed Blades and Cylindrical Blades[R]. ASME GT-2004-95365.
- [14] 袁 宁,郑 严,于守志.提高航空发动机性能的弯 扭导向器技术[J].推进技术,2001,22(6):458-463. (YUAN Ning, ZHENG Yan, YU Shou-zhi. Twisted and Bowed Guide Blade Technology to Improve Aero-Engine Performance [J]. Journal of Propulsion Technology, 2001,22(6):458-463.)
- [15] 石 靖,韩鉴元.小发动机涡轮的气动设计问题[J]. 航空动力学报,1991,6(1):29-32.
- [16] 韩 俊,温风波,赵广播.小展弦比涡轮叶片的弯曲 优化设计[J].清华大学学报,2014,54(1):16-21.
- [17] 谢 婕,夏 晨,张远森,等.低展弦比微型轴流涡
 轮弯叶片设计[J].南京航空航天大学学报,2015,47
 (1):160-166.
- [18] Tan C Q, Yamamoto A. Influences of Blade Bowing on Flowfields of Turbine Stator Cascades[J]. AIAA Journal, 2003, 41(10): 1697-1972.
- [19] Bohn D E, Ren J, Tummers C. Unsteady 3D-Numerical Investigation of the Influence of the Blading Design on the Stator-Rotor Interaction in a 2-Stage Turbine [R]. ASME GT 2005-68115.
- [20] Wingehofer F, Haselbacher H. New Optimization Criteria for the Design of Three-Dimensional Bladings Applied to Compound Lean Nozzles of an Axial Turbines [R]. ASME GT 2004-53830.
- [21] Rosic B, Xu L P. Blade Lean and Shroud Leakage Flows in Low Aspect Ratio Turbines [J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(3).

(编辑:朱立影)