

文章编号: 1000-8055(2012)11-2585-07

可调静子旋转凸台位置对端区流动的影响

王靖宇, 杨荣菲, 王志强, 胡 骏

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 对包含凸台的可调静子模型进行简化, 研究了不同凸台位置对端区流动的影响. 通过实验测量与数值模拟对比可以发现: 可调静子端区流动损失主要是由叶片气动负荷引起的泄漏及气流绕过凸台造成的掺混 2 个部分组成; 通过合理优化设计, 将凸台置于气动负荷高的叶片前缘并覆盖尽可能多的前缘间隙, 能够有效降低损失, 改善气动性能.

关 键 词: 可调静子; 旋转凸台; 间隙; 端区损失; 泄漏流; 压气机

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Effect of location of penny platform in variable stator vane on endwall flow

WANG Jing-yu, YANG Rong-fei, WANG Zhi-qiang, HU Jun

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Through experiment and numerical simulation of simplified variable stator vane (VSV) model, the effect of different penny platform locations on the flow in endwall region was studied. The results show that there are two factors affect the loss of endwall flow: the leakage cause by aerodynamic loading and the mixing of flow around the penny platform. Optimization of the location and size of the penny platform which aims at covering the front end of the aerofoil can decrease the leakage and flow loss, thus aerodynamic performance would be improved.

Key words: variable stator vane; penny platform; gap;

flow loss in endwall region; leakage flow; compressor

为了改善压气机的工作特性, 扩大稳定工作范围, 目前大多数的现代航空发动机采用了多级静子叶片可调的技术, 例如, EJ200 发动机采用 5 级高压压气机、2 级静子可调, CFM56 发动机采用 9 级压气机、4 级静子可调, ALJ-31Φ 发动机采用 9 级压气机、4 级静子可调, E3E 核心机采用 9 级高压压气机、4 级静子可调, GE90 发动机采用 10 级高压压气机、5 级静子可调^[1-3]. 为避免可调静子在转动角度的过程中与机匣/轮毂相互接触,

结构上要求叶片前缘和尾缘位置与机匣/轮毂之间存在一定的间隙. 在新型航空发动机设计中, 可调静子旋转角度越来越大, 如 Rolls-Royce 公司的核心机 E3E 中最大旋转角可以达到 60° ^[4], 设计状态下静子叶片与机匣/轮毂之间的间隙对压气机整体性能的影响不能忽略, 同时实际情况中由于组装误差以及发动机工作过程中的热膨胀, 叶片与机匣/轮毂之间必然存在间隙^[5], 所以对于采用多级静子可调的多级轴流压气机而言, 在设

收稿日期: 2011-11-12

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121115.1028.027.html>

基金项目: 南京航空航天大学引进人才科研启动经费(1002-56YAH11025)

作者简介: 王靖宇(1989—), 男, 四川成都人, 硕士生, 主要从事叶轮机内流场数值计算. E-mail: wangjingyu@nuaa.edu.cn

计过程中必须考虑非固定静子叶片间隙对压气机性能的影响。

从九十年代开始,国外就已经开展了关于可调静子叶片间隙对气动性能影响的研究,并取得一定成果应用于新型核心机设计中。Lee 等通过数值模拟对 10 级压气机性能进行研究,发现考虑静子轮毂间隙时,计算结果与实验数据吻合较好,而不考虑间隙的情况下,静子角区大分离造成的多级不匹配现象,使得计算结果不容易收敛^[5]。Ribi 等根据间隙泄漏流模型,建立了与可调静子端区间隙几何特征相关的损失模型,将此损失模型加入到压气机初始设计中,预测结果较不考虑间隙的预测结果而言,压比提高 0.3%~0.6%,做功能力增加 0.4%~0.5%,且预测结果与真实试验结果符合更好^[6]。Rice 等发现将凸台位置前移并增大凸台尺寸以尽量封闭住更多的间隙,能够减少泄漏量,降低损失^[7]。Klinger 等将优化静子叶片及凸台的设计以实现减小端区流动损失的思想融入到压气机整体设计当中。在 E3E 核心机的压气机部分,可调静子设计的目的是尽可能增大凸台尺寸以覆盖住位于前缘的间隙,同时将尾缘间隙泄漏造成的损失控制在一个比较小的范围。同时由于凸台位置前移,将静子叶片向周向倾斜以保持静子旋转轴向前倾斜的角度尽量小^[4]。国内关于可调静子叶片的研究仅针对于结构问题及控制规律,而没有考虑静子凸台及间隙对压气机气动性能的影响^[8]。

在此研究背景下,本文针对简化的可调静子几何模型,通过试验及数值模拟研究了凸台对可调静子端区流动损失的影响机理,得到了凸台位置与可调静子叶片损失的关系,为工程中可调静叶的设计提供理论依据。

1 可调静子简化模型

对轴流压气机中可调静子主要由旋转轴、凸台以及静子叶片组成,其结构如图 1 所示,凸台陷入在机匣/轮毂内,叶片前缘及尾缘位置与机匣/轮毂之间存在间隙^[9-11]。

为了研究可调静子端区流动机理,本文仅以叶尖截面叶型及与其联接的凸台为研究对象,选取某发动机进口导叶叶尖截面叶型,将此叶型拉伸得到平面叶栅设计参数如表 1 所示。

假设在角度调节过程中,凸台内壁面与机匣/轮毂完全重合,则可调静子端壁可以近似视为由部分叶型和间隙组成,如图 2 所示。凸台半径为真

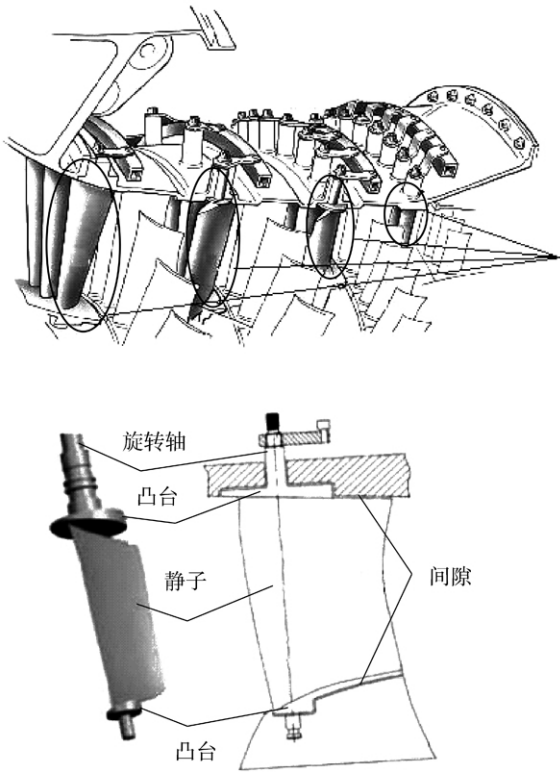


图 1 压气机可调静子结构示意图

Fig. 1 Variable stator vanes in compressor

表 1 叶片设计参数
Table 1 Parameters of blade

弦长/mm	最大厚度/mm	栅距/mm	稠度	叶高/mm
34.2738	3.1889	30	1.14	100

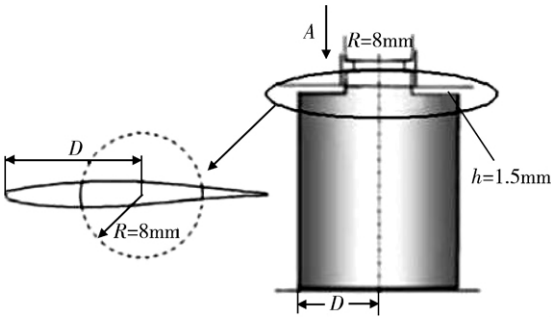


图 2 叶型及凸台示意图

Fig. 2 Schematic of the penny and profile of blade

实进口导向叶片的参数(8 mm),部分叶型为圆柱体凸台被叶片型面切割后剩余部分,选取 1.5% 叶高作为沿弦长均匀分布的间隙高度。本文研究所采用的 3 组叶片凸台中心位置距离前缘点的距离 D 分别为 8, 17.76, 24.274 mm,几何模型如图 3 所示。

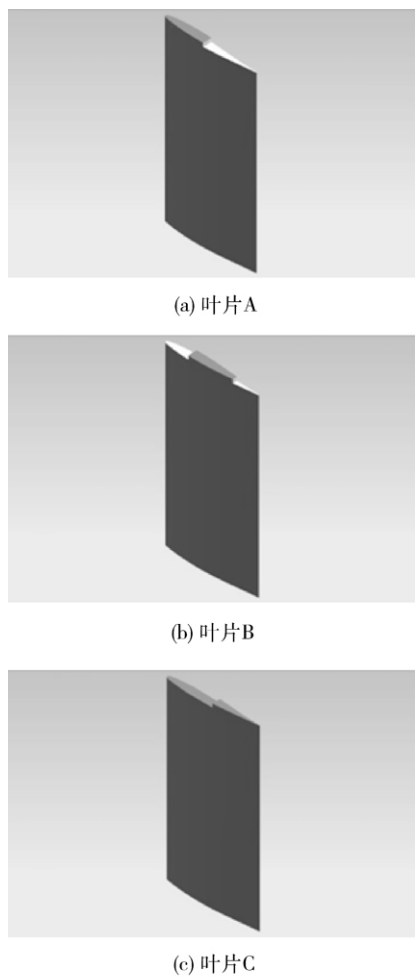


图 3 叶片几何模型示意图
Fig. 3 Blade models in experiment

2 试验设备介绍

本次试验是在南京航空航天大学平面叶栅试验风洞上进行的. 图 4 为南京航空航天大学平面叶栅风洞示意图. 该风洞配备有 2 种气源:离心风机和罗茨风机. 单台的离心风机功率为 30 kW. 采用此气源供气叶栅进口最大马赫数不大于 0.3. 高速气源罗茨风机为 2 台,采用此气源供气叶栅进口最大马赫数可达 1.0 左右. 气源风机送出的

高压气流经流量调节阀节流,通过扩张段减速进入稳定段,再通过收敛段进入试验段,最后由叶栅出口排出. 由于亚声速气流通过收敛段加速,因此,气流流过时在风洞壁面上的附面层比较薄,紊流度减小,试验段内的流动比较均匀. 气流绕叶栅流动的攻角通过转动安装叶栅的圆盘调节. 在叶栅进口前侧壁有抽气槽,用于抽除叶栅进口端壁附面层,保证其进口流场的均匀性,即试验对密流比的要求. 南航叶栅风洞试验段的尺寸为 300 mm×100 mm,沿叶高方向为 100 mm,沿栅距方向为 300 mm^[12].

平面叶栅试验段由 8 片叶片组成,采用中间位置的 2 个通道分别测量出口截面流动参数和壁面静压分布. 出口截面位于叶栅出口一半弦长处,在叶尖至叶中的一半叶高范围内分布 10 个采集位置,间隙附近 20%叶高加密采集点以捕捉泄漏流动现象,沿栅向分布 15 个采集位置,尾迹附近加密以捕捉尾迹特征,出口截面气流参数采用 5 孔探针测量,5 孔探针的位移和采集由计算机控制,最小位移距离为 0.1 mm. 壁面静压分布通过在靠近间隙一侧栅板上开设 6×7 个静压采集孔获得. 试验来流马赫数为 0.5,测量 0°,10°,20°三种攻角情况. 压力数据由 DTCnet 压力扫描阀系统采集,本文采用的测量模块量程为 17237.5 Pa,测量精度为量程的 0.05%.

3 数值模拟

本文采用商业软件 CFX 求解流场. 进口来流给定总压、总温和气流角,参数均采用试验测量值,出口背压给定标准大气压,叶片及端壁为无滑移绝热边界条件. 研究的焦点在端壁附近区域,为节约网格资源,计算域选取一半叶高,中间截面采用对称边界条件. 因为间隙泄漏流和大攻角情况下吸力面流动分离的存在,采用对大尺度分离流动细节捕捉较好的 $k-\epsilon$ 模型.

平面叶栅试验段计算域为长方体,可以采用 Cooper 的方法将二维源面网格沿叶高方向拉伸为三维体网格. 由于间隙及部分叶型凸台的存在,本文采用非结构网格进行数值模拟,叶片 B 源面网格如图 5 所示,网格数大约为 2 万. 在叶片前缘、尾缘以及间隙附近网格进行加密. 为了准确模拟附面层内流动情况,叶片表面采用大长宽比的结构网格,第 1 层网格高度为 0.001 mm,保证计算中 y^+ 小于 5. 一半叶高分布 50 个截面,在间隙一侧做加密处理,叶片表面网格如图 6 所示.

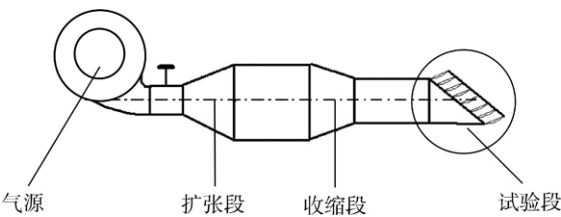


图 4 平面叶栅试验器示意图
Fig. 4 Schematic of experimental facility

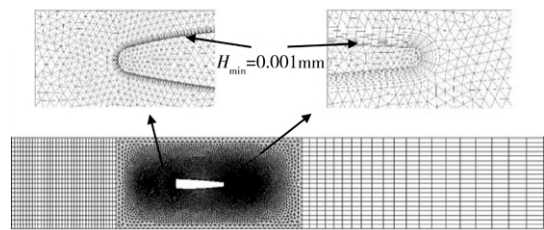


图 5 源面网格
Fig. 5 Mesh of source surface

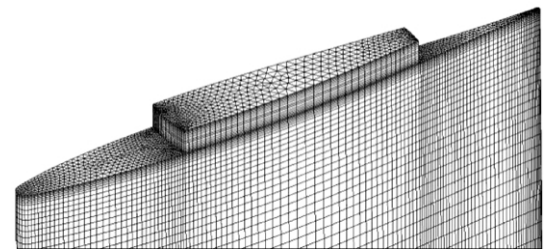


图 6 凸台及叶片表面网格
Fig. 6 Surface mesh of penny and blade

计凸台位置能够减少气动损失. 下面对可调静子凸台位置影响端区流动的机理进行分析.

4.1 泄漏对损失的影响分析

对于叶轮机机械内流体穿过叶片叶尖间隙的流动情况, 泄漏量是影响损失大小的重要因素. 首先分析 3 组叶片不同位置间隙内泄漏产生的原因. 如图 8 所示, 因为试验叶型基本对称, 在 0° 攻角情况下吸力面和压力面测量得到的压力分布也基本对称, 各个间隙两侧压力差很小. 在 10° 攻角的情况下, 气流转弯发生在叶片前缘位置, 所以这里气动负荷最大, 如图 9 所示.

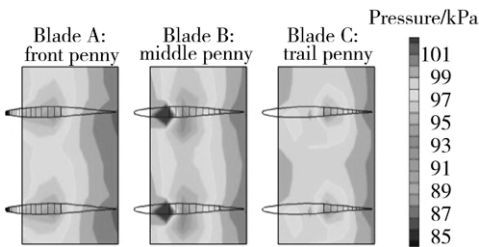


图 8 0° 攻角壁面静压孔测量结果
Fig. 8 Contours of pressure on endwall ($i=0^\circ$)

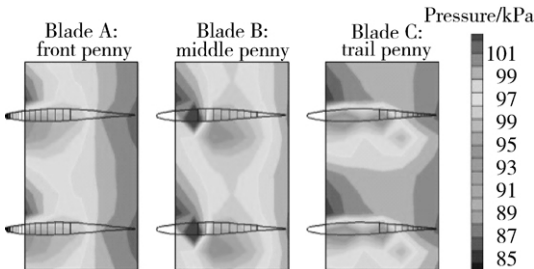


图 9 10° 攻角壁面静压孔测量结果
Fig. 9 Contours of pressure on endwall ($i=10^\circ$)

本文试验采用的叶型弯度很小, 所以泄漏量的计算采用沿栅距方向穿过间隙的流量, 数值模拟得到间隙内泄漏流量随攻角的变化如图 10 所示. 在 0° 攻角时, 3 组叶片中 4 个不同位置的间隙内泄漏量都很小; 随着攻角的增加, 叶片 B 位于前缘的间隙和叶片 C 的间隙内的泄漏量受到吸力面和压力面两侧压力差作用明显增加, 而叶片 B 位于尾缘的间隙和叶片 A 的间隙内泄漏量基本保持不变. 同图 9 中表明的结果一致, 攻角引起叶片前缘负荷的增加, 是导致间隙内泄漏量增大的主要原因. 将凸台置于叶片前缘以覆盖最大负荷处, 能够有效的减小前缘间隙的泄漏流量, 而叶片尾缘处间隙内泄漏量受攻角影响很小.

图 11 为 10° 攻角情况下总压恢复系数沿叶高

4 结果分析

试验测量得到叶片 A, B, C 的出口总压恢复系数随气流攻角的变化如图 7 所示, 可以发现: 在 0° 攻角情况下 3 组叶片的测量结果基本相同, 而在 10° 攻角时, 叶片 A 的总压恢复系数保持不变而叶片 B 和叶片 C 的测量结果降低. 随着攻角的继续增大, 吸力面的流动发生分离, 3 组测量结果都出现明显的下降, 但叶片 A 的损失仍是最小的. 3 组试验叶片的唯一差别在于端区凸台位置不同, 因此, 图 7 中叶片处于相同攻角而总压恢复系数变化情况不同的试验结果表明: 端区凸台位置对静子叶片的性能有重要的影响, 合理优化设

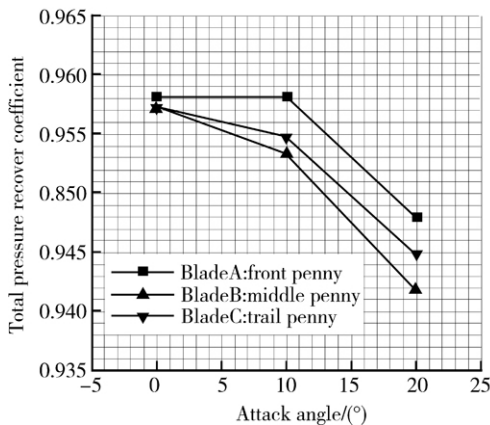


图 7 出口总压恢复系数对比

Fig. 7 Total pressure recover coefficient on outlet surface

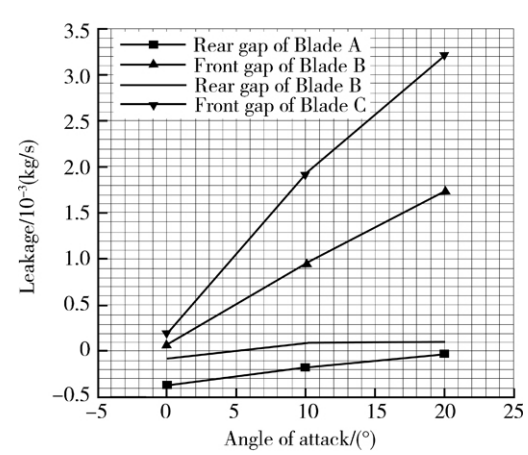


图 10 不同位置间隙泄漏量数值模拟结果
Fig. 10 Simulation result of the leakage in different gaps

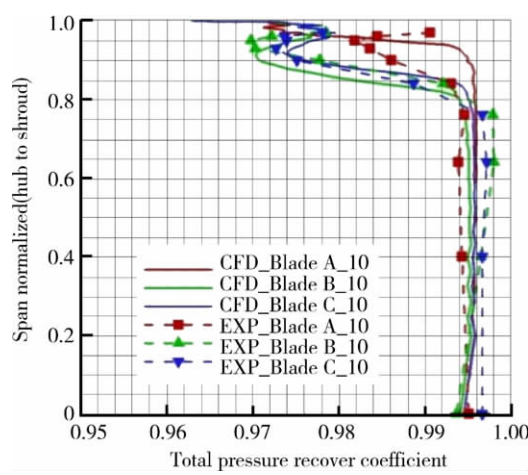


图 11 10°攻角总压恢复系数沿叶高分布

Fig. 11 Total pressure recover coefficient distribution along spanwise height ($i=10^\circ$)

分布图。可以发现:凸台及间隙对主流影响很小,损失主要发生在靠近端壁大约 20% 叶高范围内。在该区域内,叶片 A 的总压恢复系数明显比叶片 B、叶片 C 高,这是因为泄漏流穿过叶片 B 和叶片 C 前缘位置的间隙,并与吸力面一侧的流体发生掺混,造成很大损失。而叶片 A 中位于前缘位置的凸台,能够有效减少因攻角产生的泄漏,降低端壁附近流动损失。图 12 为 20°攻角情况,中间叶高主流区域因为吸力面流动出现分离,所以测量结果变化比较大,而在端壁附近区域,叶片 A 的损失依然是最小的。

综合上述分析可以发现,当凸台置于叶片前缘最大负荷处时,能够有效减少泄漏量,降低叶栅端区流动损失。

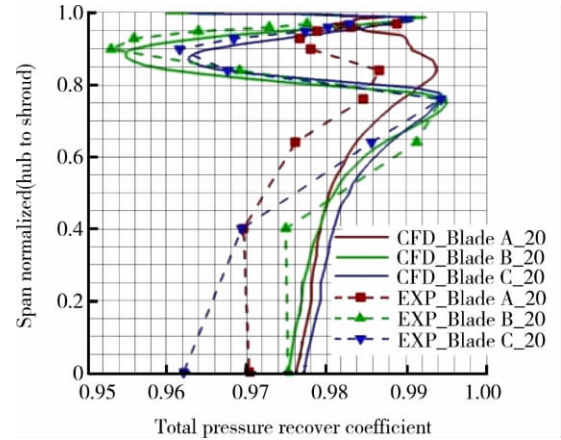


图 12 20°攻角总压恢复系数沿叶高分布

Fig. 12 Total pressure recover coefficient distribution along spanwise height ($i=20^\circ$)

4.2 凸台对损失的影响分析

如图 11 及图 12 所示,在端壁附近区域,叶片 C 总压恢复系数无论是数值模拟还是试验测量结果都比叶片 B 高,然而在图 10 中可以发现,由于间隙大小的关系,叶片 C 在 10°以及 20°攻角情况下泄漏量几乎是叶片 B 的 2 倍。泄漏量更大的叶片 C 损失反而比叶片 B 更小,这个现象说明泄漏量并不是唯一决定损失大小的因素,下面将对 10°攻角情况下数值模拟得到的一些流场细节进行分析。

图 13 为数值模拟得到的叶片 A 间隙内流线图。叶片 A 位于叶片前缘的凸台挡住了因攻角产生的泄漏,端壁附近区域流体流动方向与主流方向一致,靠近尾缘处压力面和吸力面的压力差不大,因压力驱动穿过间隙流向吸力面的泄漏量很小,没有出现分离或者回流的现象,损失很小。

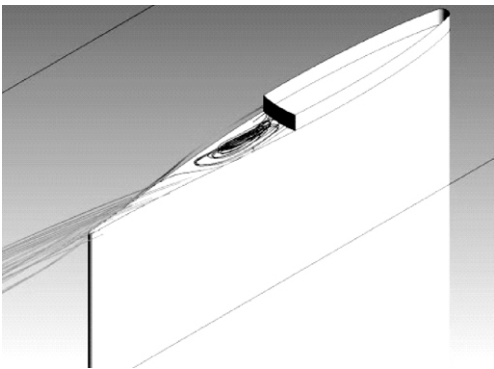
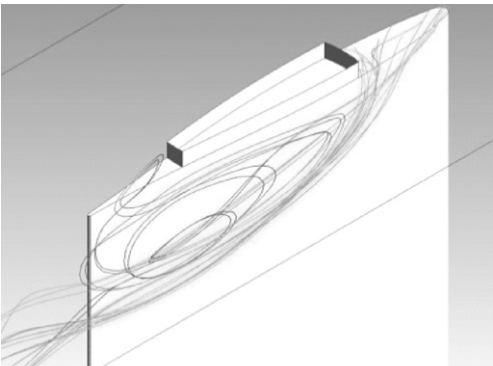


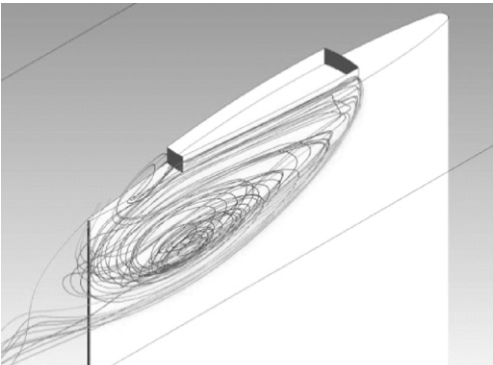
图 13 叶片 A 间隙泄漏数值模拟结果

Fig. 13 Simulation result of streamline in gap of Blade A

如图 14 所示,叶片 B 前缘气动载荷大的位置存在间隙,来流穿过间隙并与吸力面的流体掺混形成回流区,损失很大.同时由于回流区内的压力很低,尾缘位置的流体由于受到压力差的作用,穿过间隙被卷入到回流区内,导致损失进一步增大.由于回流区的存在和较大的尾迹影响,端壁附近区域的总压恢复系数很低.



(a) 位于前缘间隙的泄漏



(b) 位于尾缘间隙的泄漏

图 14 叶片 B 间隙泄漏数值模拟结果
Fig. 14 Simulation result of streamline in gaps of Blade B

如图 15 所示,叶片 C 间隙内流动情况与叶

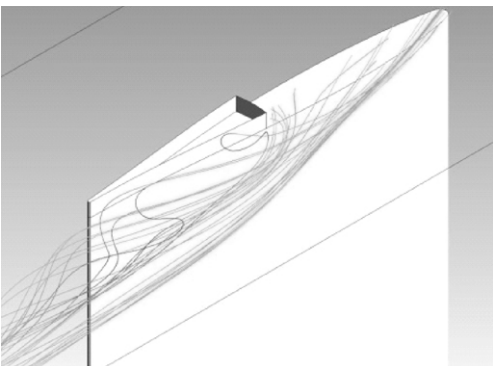


图 15 叶片 C 间隙泄漏数值模拟结果
Fig. 15 Simulation result of streamline in gap of Blade C

片 B 位于前缘的间隙泄漏类似,来流穿过间隙并与吸力面的流体掺混形成回流区.然而叶片 C 前缘处间隙更大,所以因攻角导致的泄漏量更大,如图 8 中所示,叶片 C 在 10° 攻角下泄流量是叶片 B 的 2 倍.但是由于凸台位于尾缘位置,没有流体因为压力面与吸力面低压区之间压力差驱动穿过间隙被卷入,所以吸力面的回流区影响范围没有叶片 B 的大.

从上述分析可以发现,泄漏量不是决定损失的唯一因素,凸台上游间隙内泄漏流与吸力面流体掺混形成回流区,而压力面流体由于压差作用将穿过间隙被卷入到回流区内,增大流动损失.

5 结 论

从上面数值模拟和试验测量结果对比分析可以发现,气流通过可调静子凸台和间隙的损失主要有 2 个部分:

- 1) 叶尖间隙泄漏流造成的损失. 由于来流攻角作用或者是压力差驱动,流体将穿过间隙并在吸力面发生掺混,这部分的损失主要是发生在气动负荷高的位置,损失大小与泄漏量相关.
- 2) 气流绕过凸台造成的损失. 凸台上游间隙内泄漏流与吸力面流体发生掺混,形成低速、低压的回流区,压力面流体由于压力差的作用,绕过凸台被卷入到回流区内,导致损失进一步增大.

通过对比 3 组叶片不同位置凸台对端壁附近区域流动损失的影响,可以得到优化凸台设计的一些思路:

- 1) 将凸台设计在叶片气动负荷高的位置,利用叶片和凸台的联结挡住间隙能有效减少泄漏的发生,从而可以降低端壁区域因泄漏流造成的损失.
- 2) 将凸台设计在气动负荷高的位置以减小泄漏量的同时,尽量覆盖叶片前缘,减小凸台设计位置之前的间隙,避免间隙泄漏流与凸台作用形成分离、回流,以减少流动损失.

参考文献:

[1] 刘长福,邓明. 航空发动机结构分析[M]. 西安:西北工业大学出版,2006.

[2] 胡骏,吴铁鹰,曹人靖. 航空叶片机原理[M]. 北京:国防工业出版社,2006.

[3] Ronald D F. Fundamentals of jet propulsion with applications[M]. Cambridge:Cambridge University Press,2005.

[4] Klinger H, Lazik W, Thomas Wunderlich. The engine 3E core engine[R]. ASME Paper GT-2008-50679,2008.

[5] Lee C, Song J, Lee S, et al. Effect of a gap between inner casing and stator blade on axial compressor performance [R]. ASME Paper GT-2010-22439, 2010.

[6] Ribi B, Meyer M P. Influence of a gap between casing and variable stator blade on axial compressor performance[R]. ASME Paper GT-2008-5. 301, 2008.

[7] Rice E C, Ress R A, Jeffrey Lister Hansen. Variable vane with winglet. US: No. 6283705[P]. 2001-09-04.

[8] 隋岩峰, 邴连喜, 施磊, 等. 某发动机高压压气机进口可调静子叶片角度控制方法[J]. 航空动力学报, 2010, 25(11): 2589-2593.
SUI Yanfeng, BING Lianxi, SHI Lei, et al. Control method of compressor stator vane angle for an aeroengine[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(11): 2589-2593. (in Chinese)

[9] JIA Xicheng, WANG Zhengming, CAI Ruixian. Numerical investigation of different tip gap shape effects on aerodynamic performance of an axial-flow compressor stator[R]. ASME Paper 2001-GT-0337, 2001.

[10] 程朝青. 叶尖泄漏流损失模型探索[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2010.
CHENG Chaoqing. Numerical investigation of the blockage model of the tip clearance flow[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)

[11] 杨荣菲, 王靖宇, 葛宁. 压气机可调静子凸台几何布局的研究[R]. 湖南 株洲: 第十三届推进系统气动热力学学术交流会, 2011.

[12] 王志强. 高压压气机低速模拟方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
WANG Zhiqiang. Research on the method of low-speed model testing for high pressure compressor[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)