

某三级低压风扇不同工况叶尖间隙的变化规律及气动影响

杨 栋¹, 李秋实¹, 张 健²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;

2. 中国航空工业集团公司 发动机工程部, 北京 100022)

摘 要: 通过模型分析结合数值模拟,对某三级低压风扇不同工况叶尖间隙变化规律及其对风扇气动性能的影响展开研究。根据叶尖间隙预估模型计算发现,三级低压风扇叶尖间隙变化具有主要与转速相关,同一转速下从堵塞点到近失速点叶尖间隙的变化并不大的特点。针对这一特征,提出了评估叶尖间隙变化对稳定裕度影响的方案。通过对使用冷态装配间隙和模型预估运行间隙分别进行全工况特性线数值仿真,结果发现:转速越大,叶尖间隙变化导致的影响也增大。在该三级低压风扇100%设计转速,叶尖间隙变化会带来0.5%进口流量、0.5%最大绝热效率以及5%稳定裕度的差异。

关 键 词: 低压风扇; 叶尖间隙; 不同工况; 预估模型; 稳定裕度

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Tip clearance variation and its influence on a 3-stage low pressure fan performance in different operating conditions

YANG Dong¹, LI Qiu-shi¹, ZHANG Jian²

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on
Aero-Engine Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Department of Engine Engineering,
Aviation Industry Corporation of China, Beijing 100022, China)

Abstract: Tip clearance variation and its influence on a 3-stage low pressure fan performance in different operating conditions were studied using model and numerical simulation method. According to prediction results of tip clearance prediction model, the tip clearance variation of the 3-stage low pressure fan was mainly associated with the rotating speed, and the tip clearance variation from choke condition to near stall condition was small at the same rotating speed. Based on these characteristics, an evaluation method about the influence on the stability margin with tip clearance variation was found. The performance of a 3-stage low pressure fan was simulated in different operating conditions to allow a comparison by using the predicted tip clearance or not. The results show that the influence with tip clearance variation increases along with the growing rotating speed, and the tip clearance variations has a 0.5% impact on the calculated mass flow rate at inlet, 0.5% impact on the calculated maximum

收稿日期: 2015-01-07

基金项目: 国家自然科学基金(51176005)

作者简介: 杨栋(1984—),男,陕西商洛人,博士生,主要从事叶轮机械气动热力学、压气机叶尖间隙流动研究。

通讯作者: 李秋实(1970—),男,重庆人,教授,博士,主要从事叶轮机械气动热力学、涡动力学,压气机失速/喘振预测,进气畸变及流动控制等相关研究。E-mail:liqs@buaa.edu.cn

efficiency and 5% impact on the calculated stability margin at the 100% design rotating speed.

Key words: low pressure fan; tip clearance; different operating conditions; prediction model; stability margin

叶尖间隙流动对多级轴流压气机(低压风扇、高压压气机)的气动性能(总压比、绝热效率、稳定裕度)具有关键性影响^[1-2]. 研究表明,叶尖区域的损失可达总流动损失的 $1/3$ ^[3],并且对失速的诱发起到了关键性的作用^[4-5],是限制压气机气动性能的主要因素之一.

多级轴流压气机在工作状况下,承受着较高温度、压力和离心力的载荷作用,会产生膨胀拉伸、弯扭变形,造成转子叶尖与机匣的间隙逐渐缩小甚至刮伤机匣、损坏叶片. 多级轴流压气机叶尖间隙会随工作状态等不同而发生改变,且不同类型的多级轴流压气机又有着不同的变化特点,导致影响叶尖间隙大小的因素极其复杂^[6]. 因此,如何对不同工况叶尖间隙大小进行预估,对于正确评估多级轴流压气机气动性能,以及为叶尖间隙控制提出合理解决途径具有重大意义,同时也是多级轴流压气机设计中的重要技术难题.

在稳态工作时,热变形的影响非常大,可以通过流热耦合分析和热固耦合分析进行叶尖间隙分析^[7]. 但是,目前文献中采用三维耦合数值计算进行评估的研究对象级数都比较少,对于级数较多的轴流压气机而言,计算量在现阶段还是难以接受的. 因此,很多研究者采用简化模型方法来进行叶尖间隙的预估,Agarwal 等^[8]在有限元计算结果的基础上建立叶尖间隙的预估模型,Kypuros 等^[9]提出一种将机匣、转子、叶片简化为简单的二维模型来进行计算的方法,但是到目前为止,大部分的研究工作是针对涡轮做出的,对于压气机叶尖间隙的预估方法研究还比较少.

YANG 等^[10]考虑热负荷以及机械负荷的影响,针对高压压气机建立了一种快速准确预估不同工况叶尖间隙的模型 tip clearance prediction model(TCPM). 模型通过模化不同工况下高压压气机部件的热负荷以及机械负荷来进行叶尖间隙的预估. 整个模型简化为3个子模型:叶片径向变形子模型、机匣径向变形子模型、轮盘径向变形子模型,各个子模型都考虑热负荷和机械负荷带来的影响. 同时,模型针对高压压气机考虑了温度在径向和轴向的分布,保证了模型的准确性. 通过与通用电气公司(GE) E3 发动机试验结果的对比,

计算模型预估间隙在第三级、第五级、第十级的相对误差分别为 0.8%,5.6%,3.7%,显示该方法能很好地揭示叶尖间隙在运行状态下的变化规律. 同时 YANG 等利用 TCPM 对某型十一级高压压气机不同工况叶尖间隙进行了预估,并利用三维数值计算方法对使用冷态装配间隙和预估运行间隙进行了对比计算. 结果发现由于叶尖间隙的变化,在设计转速线会产生 0.5%进口流量以及 1%绝热效率的差异.

但是,根据文献[10]的计算方案,并没有反映叶尖间隙变化过后对于多级轴流压气机稳定裕度的影响. 本文利用 TCPM 对某三级低压风扇展开全工况叶尖间隙变化的研究,通过对影响低压风扇叶尖间隙变化的各部件变形特征进行分析后,提出了评估低压风扇叶尖间隙变化对稳定裕度影响的方案,并利用三维计算工具分别对使用冷态装配间隙和模型预估运行间隙的算例进行了全工况特性线数值仿真.

1 研究对象

本文研究对象为某航空发动机低压风扇,该风扇采取三级轴流式,带有进口导叶,第三级静子采用串列结构,材料主要是钛合金,风扇转子为鼓盘式结构,三级风扇转子用电子束焊焊为一体,叶片均以环形燕尾形榫头与盘连接. 图 1 是其三维叶型,其相关设计参数如表 1 所示. 表 2 给出了三级转子的相关几何参数,表中 rotor 1 为第一级转

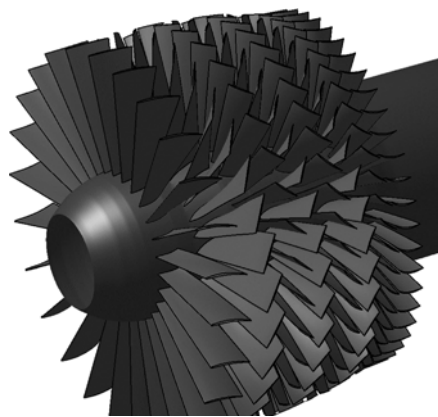


图 1 某型三级低压风扇三维叶型

Fig. 1 Geometry of a 3-stage low pressure fan

子, rotor 2 为第二级转子, rotor 3 为第三级转子。

表 1 某三级低压风扇设计参数

Table 1 Design parameters of a 3-stage low pressure fan

设计参数	数值
转速/(r/min)	4 925
总压比	2.17
进口流量/(kg/s)	283.84
绝热效率/%	88.59

表 2 某三级低压风扇转子相关几何参数

Table 2 Geometry parameters of a 3-stage low pressure fan rotor

几何参数	Rotor 1	Rotor 2	Rotor 3
叶片数	31	35	37
轮毂比	0.4132	0.4757	0.5255
冷态叶尖间隙占 叶高百分比/%	0.71	0.54	0.63

该三级低压风扇叶片与轮盘材料为马氏体型 α - β 两相钛合金 TC6, 机匣材料为近 γ 型钛合金 TC2, 材料随温度变化的各项物理性能可从文献[11]中查得。

2 数值模拟方法

本文数值模拟所用求解器是软件 ANSYS-CFX, 求解的控制方程是基于有限体积法的雷诺平均的 N-S 方程, 为了尽量准确模拟叶尖区域的流场, 空间离散格式采用具有 2 阶精度的高分辨率格式, 选用的湍流模型是 shear stress transport (SST) 模型。

单通道计算网格的空间离散网格由软件 IGG/AutoGrid 5 生成, 所取计算域见图 2, 其中转子上游包含进气锥几何并延长 2.5 倍轴向弦长, 转子下游延长 3 倍轴向弦长, 以减小进出口边界压力波的反射对计算域内流场的影响。

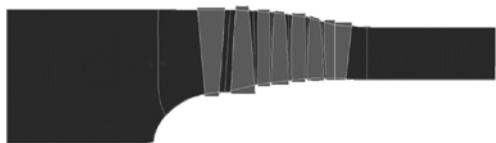


图 2 某三级低压风扇计算域示意图

Fig. 2 Schematic of a 3-stage low pressure fan computational domain

本文工作中采用了分块结构化网格, 计算网格分为两部分: 叶片通道网格和叶尖间隙网格。叶片通道网格采用 O4H 型网格拓扑结构, 包围叶片的区域为 O 型网格, 其他区域为 H 型网格; 为提高网格正交性, 叶尖间隙采用蝶形网格结构, 径向分布 17 个网格节点, 叶片通道网格以及叶尖区域网格拓扑如图 3 所示。

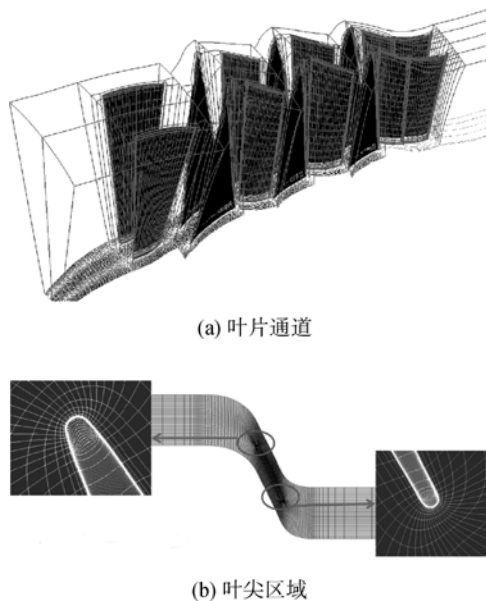


图 3 某三级低压风扇计算网格示意图

Fig. 3 Schematic of a 3-stage low pressure fan computational grid

根据网格无关性验证的结果, 综合考虑预期得到的流场细节精度和计算能力及计算周期, 最终确定整个叶片通道总网格节点为 495 万, 每排叶片单通道网格数约为 60 万。根据所选择的湍流模型, 保证固壁面第 1 层网格单元 y^+ 控制在 5 以内。

进口边界条件给定总压为 101.325 kPa, 总温为 288.15 K 以及轴向进气方向; 出口边界条件给定径向平衡的静压以模拟不同工况。转/静交界面采用掺混面法进行上下游数据的传递。本文分别对 32.49%, 48.73%, 64.37%, 74.72%, 79.19%, 87.51%, 91.17%, 100% 设计转速共 8 条不同物理转速的特性线进行了数值仿真研究。

Belamri 等^[12-13]对使用 ANSYS-CFX 进行多级轴流压气机数值仿真开展了与试验数据对比的相关验证和评估工作。在文献[12]中, 研究结论指出压气机总性能从粗网格(每叶片排单通道 2.1 万网格)到细网格(每叶片排单通道 22 万网格)的计算结果与试验对比都是可以接受的, 2 阶精度离散格式对于获得高的精确度是必要的, 对于二

次流的精细模拟建议使用 SST 模型,可以用残差值小于 10^{-6} 用来判断计算是否收敛。在文献[13]中,使用前面结论设置分别进行定常、非定常计算,总体性能都得到了对比验证;同时,沿叶高气动参数的分布(文献[13]中的图 6.1 和图 6.2)以及一些流场细节比如叶根气流分离(文献[13]中的图 7)很好地吻合了试验数据。更多关于 ANSYS-CFX 的验证和评估工作可以参看 Menter 等^[14-16]的研究工作,对于更多不同的压气机,ANSYS-CFX 的计算结果都得到了试验结果的验证。因此,ANSYS-CFX 是进行多级轴流压气机数值仿真的有效工具。正如前面指出,本文采用了文献中各种计算设置建议,以确保使用 ANSYS-CFX 对研究本文问题的可信性。

3 计算结果及分析

3.1 全工况叶尖间隙变化预估和变化规律分析

本文根据测量所得冷态叶尖间隙进行了前文中指出的 8 条特性线的数值模拟计算,得到计算结果如图 4 所示,其中横坐标的量纲归一化进口流量为各状态点进口流量与设计点流量之比,图 4(a)中实线为发动机总体提供的共同工作线,虚线为计算所得喘振边界。

从各状态点提取 TCPM 所需的各项流场气流参数值,并使用 TCPM 进行各状态点三级低压风扇转子的叶尖间隙变化情况预估,计算所得结果如图 5 所示,其中横坐标的量纲归一化进口流量为各状态点进口流量与设计点流量之比,纵坐标的量纲归一化叶尖间隙为各转子叶尖间隙大小占各自叶高的百分比。

从计算结果可以看出,各级转子在不同状态点的叶尖间隙变化是不同的。但是相比于高压压气机,该三级低压风扇的叶尖间隙变化有着独特

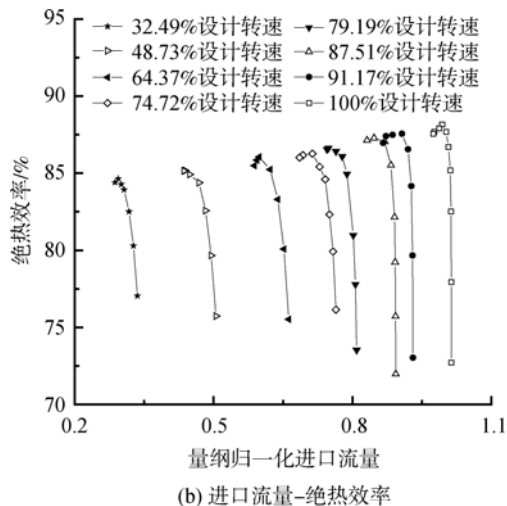
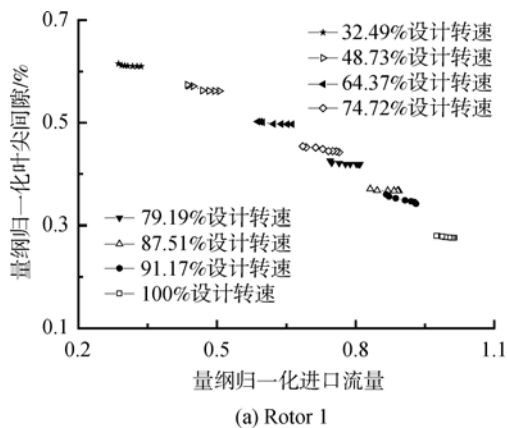
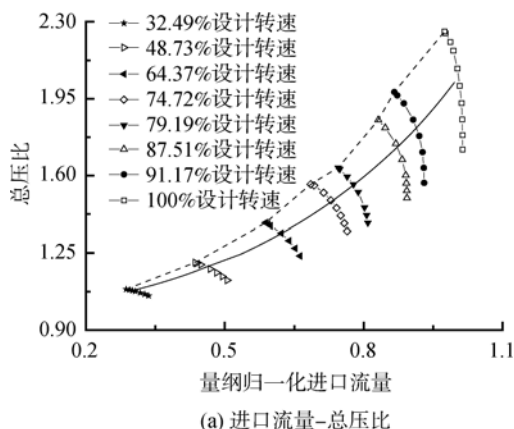


图 4 某三级低压风扇使用冷态叶尖间隙计算所得特性图
Fig. 4 Compressor map of a 3-stage low pressure fan calculated using cold assembled condition tip clearance

的规律,即叶尖间隙与转速大小相关,同一转速下从堵塞点到近失速点叶尖间隙的变化并不大。在图 5 中同一转速从堵塞点到近失速点叶尖间隙变化最大的为 100%设计转速第三级转子叶尖间隙变化值,其量纲归一化值仅为 0.042%,这与文献[10]中十一级高压压气机 100%设计转速后面级



(a) Rotor 1



(b) Rotor 2

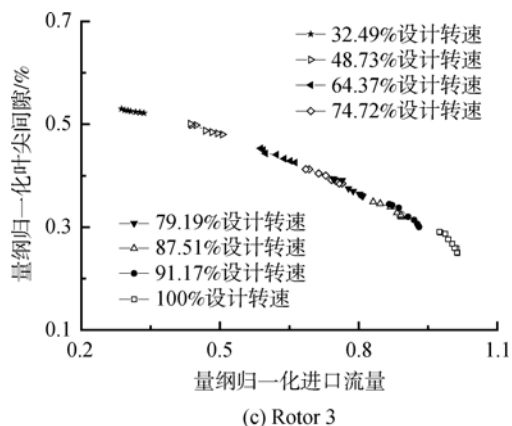


图5 某三级低压风扇转子使用叶高量纲归一化叶尖间隙在全工况变化情况

Fig. 5 Dimensionless tip clearance changes estimated of a 3-stage low pressure fan using blade height in different operating conditions

同一转速叶尖间隙的量纲归一化变化值 0.363% 相比(文献[10]中的图9),是较小的。

表3给出了 TCPM 计算所得设计点各部件变形占叶尖间隙总变形的百分比,可以看出相比较高压压气机计算结果(主要是轮盘和机匣的变形占到了主导地位),风扇的叶片变形在总变形中占到了较大比例,这个结果是与风扇低轮毂比、叶片比较长的特征紧密相联的。

表3 各部件径向变形占叶尖间隙总变形的百分比

Table 3 Respective percentage of radial deformation of whole tip clearance

转子名称	叶片变形 占总变形 百分比/%	轮盘变形 占总变形 百分比/%	机匣变形 占总变形 百分比/%
Rotor 1	50.91	17.99	31.10
Rotor 2	43.32	22.93	33.75
Rotor 3	36.37	26.72	36.91

表4给出了 TCPM 计算所得设计点各因素导致叶片变形占叶片总变形的百分比,可以看到由于离心力导致的叶片变形占到了相当大的比例,而文献[10]中 E3 高压压气机第十级转子的离心变形只占到了叶片总变形的 0.1% (文献[10]中的表1),这表明在风扇叶片计算中热变形已经不是唯一的主导因素。

同时,从图6可以看到,低压风扇和高压压气机后面级^[10](文献[10]中的图2)相比叶片通道相对总温沿径向的分布比较均匀,相对差异在 10% 以内。图中横坐标的量纲归一化相对总温为叶片

通道相对总温与进口总温之比。

表4 各因素导致叶片径向变形所占百分比

Table 4 Respective percentage of radial deformation of blade

转子名称	叶片热变形占 叶片变形百分比/%	叶片离心变形占 叶片变形百分比/%
Rotor 1	44.01	55.99
Rotor 2	48.83	51.17
Rotor 3	56.00	44.00

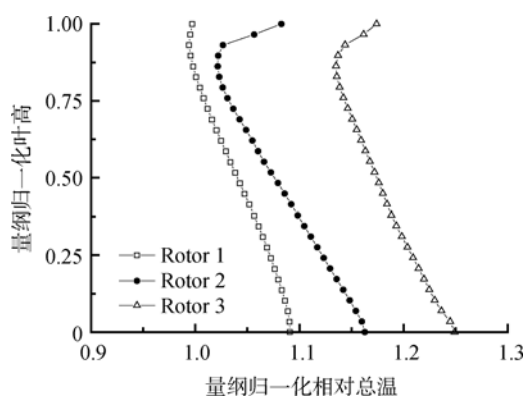


图6 某三级低压风扇转子叶片相对总温沿径向分布

Fig. 6 Relative total temperature radial distribution of a 3-stage low pressure fan rotors

根据前面分析可以得到以下两个结论:①叶片变形中热变形不再是主导因素;②叶片通道相对总温沿径向分布比较均匀。从而,可以认为低压风扇叶片温度沿径向分布对整体计算的影响相比与高压压气机较小。

表5给出了 TCPM 计算所得设计点各因素导致机匣变形占机匣总变形的百分比,可以看到尽管低压风扇机匣温升不大,会导致热变形减小,但由于低压风扇的总压比相对较小,机匣内外压差并不大,从而导致压差变形在机匣总变形中所占比例很小。

表5 各因素导致机匣径向变形所占百分比

Table 5 Respective percentage of radial deformation of shroud

转子名称	机匣热变形占 机匣变形百分比/%	机匣压差变形占 机匣变形百分比/%
Rotor 1	99.54	0.46
Rotor 2	99.08	0.92
Rotor 3	97.71	2.29

计算中发现机匣内外壁面温差很小,在设计点最大内外温差小于 0.1 K. 考虑影响原因主要有以下两点:①由于流道温升较小,前面级机匣内外温差一般较小;②低压风扇机匣一般不采用冷却装置,外壁面换热较弱. 基于同样的原因,低压风扇转子轮盘的径向温差相对而言也很小.

总之,与高压压气机相比,低压风扇导致叶尖间隙变化的各项因素中离心力影响占得比例得到了增大;同时由于低压风扇部件温度较高压气机温度要低很多、低压风扇轮毂比小等原因,轮盘及机匣热变形的主导地位得到削减. 上述种种原因使得低压风扇的叶尖间隙大小主要与转速大小相关,同一转速下从堵塞点到近失速点叶尖间隙的变化并不大.

不同的研究者在研究叶尖间隙对压气机性能影响时采取了不同的量纲归一化方法. 有和本文前面相同采取叶高进行量纲归一化的, Wisler^[17]发现当转子叶尖间隙大约大于 1% 叶高之后,叶尖间隙和绝热效率之间几乎呈线性关系,叶尖间隙每增加 1% 叶高,会导致约 2% 的绝热效率亏损;也有使用叶尖弦长进行量纲归一化的, Smith^[18]发现当转子叶尖间隙大于 1% 叶尖弦长之后,叶尖间隙和峰值压升之间几乎呈线性关系,叶尖间隙每增加 1% 叶尖弦长,会导致 4.6% 的峰值压升亏损. 因此,对于是否是由于低压风扇叶片较长,采用叶高进行量纲归一化才导致了前面结论,本文进行了相应的研究工作.

使用叶尖弦长进行量纲归一化的结果如图 7 所示,其中纵坐标为各转子叶尖间隙大小占各自叶尖弦长的百分比,可以看到在同一个转速线上叶尖间隙的变化并不大,叶尖间隙变化最大的为 100% 设计转速第三级转子间隙变化值,其量纲归一化值仅为 0.131%.

Baghdadi^[19]指出当叶尖间隙小于 1% 叶尖

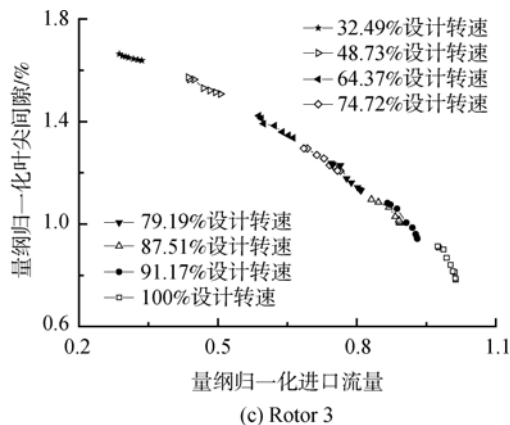
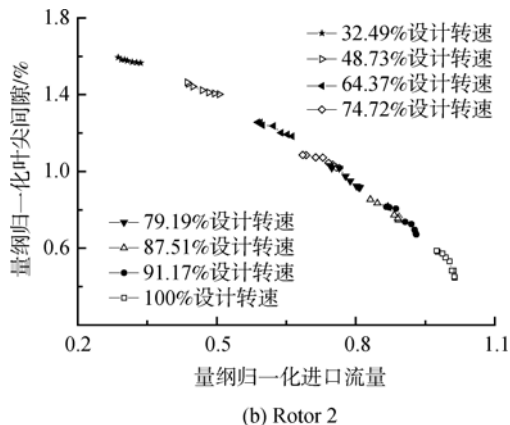
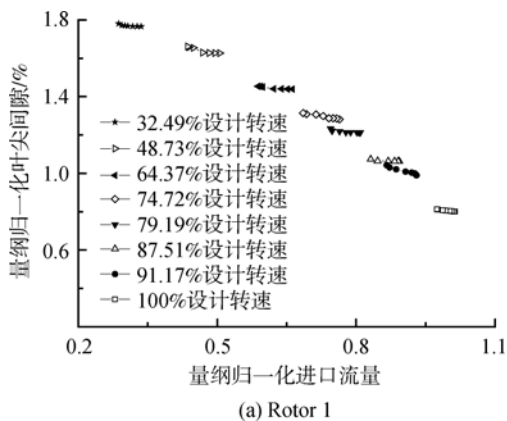


图 7 某三级低压风扇低压转子使用叶尖弦长量纲归一化叶尖间隙在全工况变化情况

Fig. 7 Dimensionless tip clearance changes estimated of a 3-stage low pressure fan using tip chord in different operating conditions

弦长时,压气机的稳定性对叶尖间隙并不敏感,而图 7 中用叶尖弦长量纲归一化的叶尖间隙在同一转速线变化最大的 100% 设计转速线已经小于 1% 叶尖弦长. 同时, Sakulkaew 等^[20]的研究显示,在叶尖间隙较小时(小于 0.8% 叶高),压气机绝热效率对叶尖间隙并不敏感(文献[20]中图 6),而由于风扇比较长,本文某三级低压风扇最大叶高量纲归一化叶尖间隙也只在 0.6% 左右.

综上,本文认为对于低压风扇而言,同一转速不同工况叶尖间隙变化并不大,而且此小差异对于压气机性能造成的影响也是很小的.

3.2 不同工况叶尖间隙变化对某三级低压风扇总性能的影响

根据前文分析可知,某三级低压风扇同一转速下叶尖间隙的变化不大且该小差异对于压气机性能造成的影响是很小的. 因而,对于低压风扇而言,可以利用已得到的近失速点叶尖间隙值,使其固定不变,继续向小流量点方向续算,从而得到叶

尖间隙变化后新的稳定边界(真实的稳定边界与三维数值计算收敛性判断得到的边界往往难以达成一致,本文在这里仅从变化趋势上进行一个定性的比较)。

本文使用前面得到的全工况运行状态叶尖间隙值,并利用 ANSYS-CFX 进行相关三维数值计算.三维数值计算使用的冷态叶尖间隙为表2中的间隙值,模型预估叶尖间隙值为前面计算所得的结果,即图5、图7中所列出的叶尖间隙值.图8给出了使用冷态叶尖间隙和模型预估叶尖间隙分别进行全工况特性线计算后的总性能比较.图8(a)中两条虚线分别为使用冷态叶尖间隙和模型预估叶尖间隙计算得到的稳定边界,实线为共同工作线,可以看到,在低转速情况下,叶尖间隙变化对于稳定裕度的影响是很小的,随着转速的提升,影响逐渐加剧.在工程使用中,常用的稳定裕度的定义为

$$S = \left[\frac{k_s / \dot{m}_{as}}{k_0 / \dot{m}_{a0}} - 1 \right] \times 100\%$$

其中 S 为某折合转速下压气机工作的稳定裕度; $\dot{m}_{as}$, π_{ks} 为在上述折合转速对应的不稳定边界点上的流量和增压比; $\dot{m}_{a0}$, k_0 为在上述折合转速对应的工作点上的流量和增压比.根据此公式进行计算,100%设计转速下,使用模型预估叶尖间隙进行计算比使用冷态叶尖间隙的结果稳定裕度要大约5%,相对增量为30%。

同样的,图8(b)中两条黑色虚线分别为使用冷态叶尖间隙和模型预估叶尖间隙计算得到各转速最高绝热效率点的连线,与稳定裕度的变化趋势相同,在低转速情况下,叶尖间隙变化对于最高绝热效率的影响是很小的,随着转速的提升,影响逐渐加剧,100%设计转速下,使用模型预估叶尖间隙进行计算比使用冷态叶尖间隙的结果最高效率点要大约0.5%。而对于进口流量的影响也显

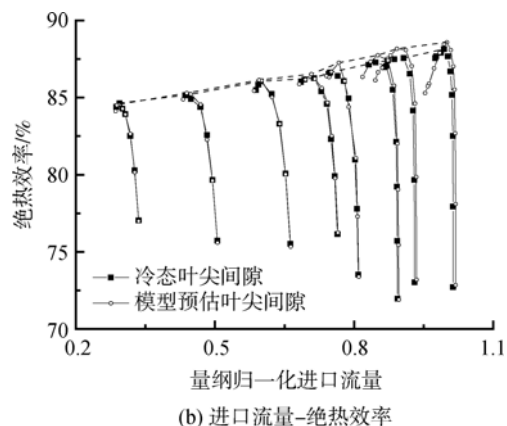
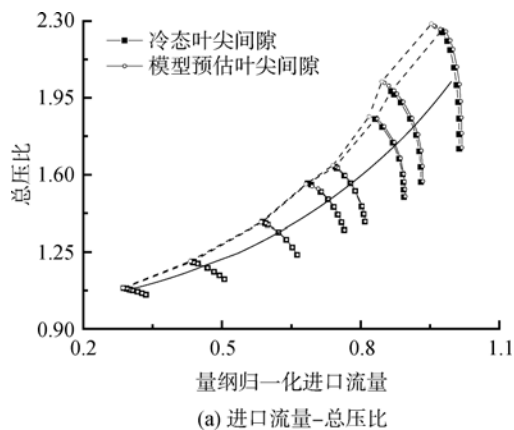


图8 某三级低压风扇使用不同叶尖间隙计算所得特性图对比

Fig. 8 Compressor map of a 3-stage low pressure fan calculated using different tip clearances

示了同样的趋势,在低转速情况下,进口流量几乎没有变化,而在100%设计转速下,使用模型预估叶尖间隙进行计算比使用冷态装配间隙的结果进口流量要大约0.5%。

综上,对于某三级低压风扇而言,从低转速到高转速叶尖间隙变化可以看成是一个单调增大的过程,而对风扇气动性能的影响幅度也基本成单调增大的过程,由此可以得到结论,是否考虑不同叶尖间隙带来的性能变化幅度与转速的大小是成正比的.与文献[10]中高压压气机的计算结果对比,在100%设计转速,进口流量产生的变化是一样的,而低压风扇0.5%的最大效率变化要低于高压压气机1%的最大效率变化。

3.3 数值模拟结果的流场分析

叶尖间隙对单个叶排的影响主要表现在由于叶尖泄漏流和主流掺混形成损失以及造成端区部分的堵塞.由于叶尖间隙运行变小,从而使得进口流量得以增加,在高压压气机和低压风扇的计算结果中都得到了验证.这里,图9给出了某三级低压风扇转子在高低转速下分别使用不同叶间间隙大小计算所得的子午面静熵分布.其中,图9(a)、图9(b)为100%设计转速的计算结果,可以看到,由于在100%设计转速叶尖间隙变化较大,在叶尖区域静熵下降明显,而图9(c)、图9(d)为32.49%设计转速的计算结果,由于叶尖间隙变化不大,周向平均后的静熵分布基本没有变化,而叶尖区域损失的减少也最终体现在性能图中效率的增加。

图10、图11分别为某三级低压风扇100%设计转速近失速点 rotor 1 使用不同叶尖间隙计算所

得的 97.5% 叶高静压等值线图 and 相对马赫数分布. 根据涡动力学特性, 叶尖区域最小静压形成的突尖斜槽可以用来判断叶尖泄漏涡的涡心轨迹,

图 10 中用虚线标出. 可以看到, 随着叶尖间隙的增大使得叶尖泄漏涡的形成点前移, 产生更多的堵塞区域.

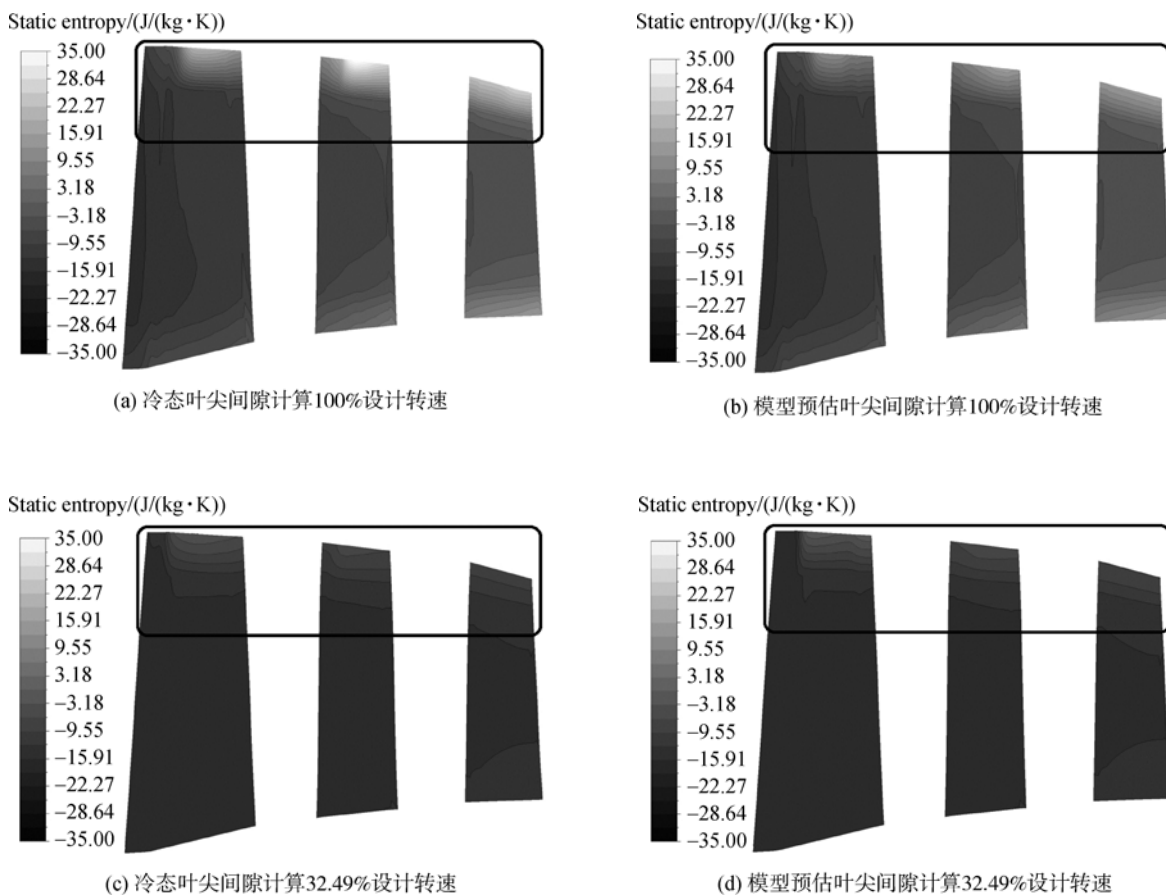


图 9 某三级低压风扇转子子午面静熵分布

Fig. 9 Contours of circumferentially averaged static entropy of a 3-stage low pressure fan rotor

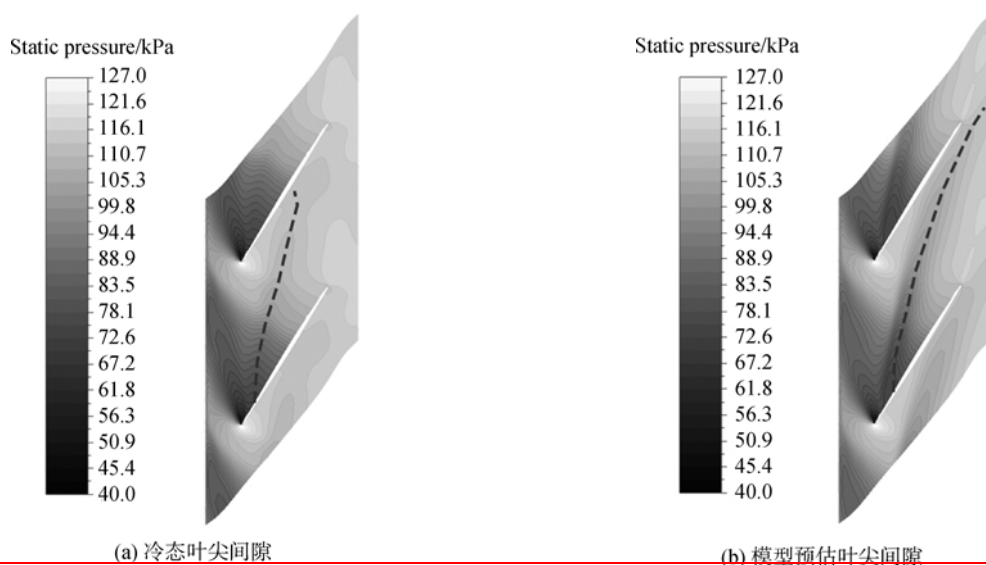


图 10 100%设计转速近失速点第一级转子 97.5%叶高静压等值线图

Fig. 10 Contours of static pressure at 97.5% span near stall point at 100% design rotating speed of rotor 1

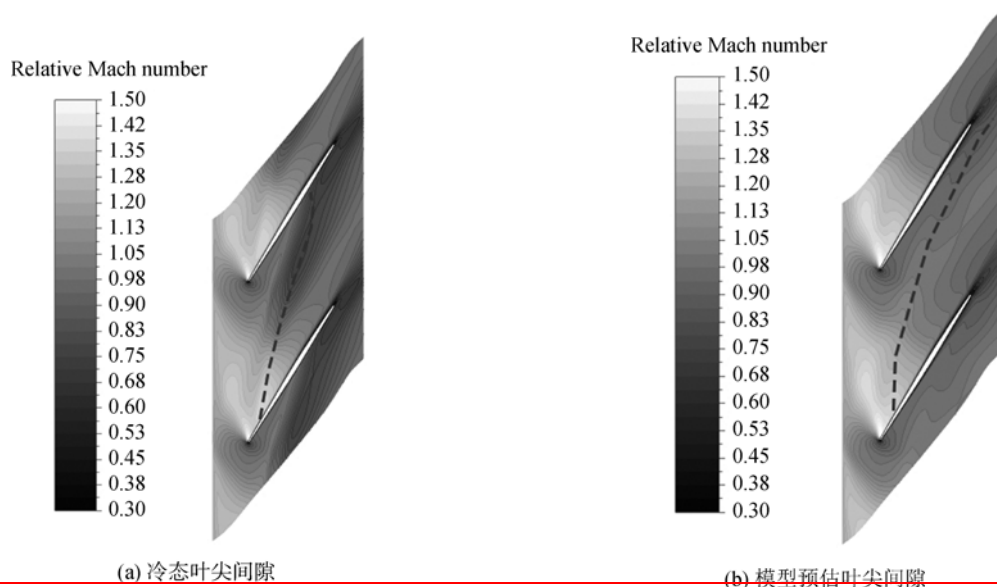


图 11 100%设计转速近失速点第一级转子 97.5%叶高相对马赫数分布图

Fig. 11 Contours of relative Mach number at 97.5% span near stall point at 100% design rotating speed of rotor 1

叶尖泄漏涡的另一个重要特征是涡破碎现象. 涡破碎的发生导致叶尖区域流场发生较大变化: 在转子通道后半部分泄漏涡结构和静压斜槽消失, 进而出现大量泄漏低能流体, 从而引起气动堵塞的急剧增加, 最终导致失速^[21]. 从图 11 中可以看到, 激波在近失速条件下已经成为脱体激波, 叶尖泄漏涡经过激波后涡核突然增大, 伴随出现低速区, 说明叶尖泄漏涡经过激波后发生破碎, 并在激波后形成低能团. 同时可以看到, 使用较小的模型预估叶尖间隙计算相比使用冷态叶尖间隙计算结果, 低能团有所减小甚至消失.

综上, 叶尖间隙增大, 使得叶尖泄漏涡的形成点前移, 加剧叶尖泄漏涡的破碎, 对于压气机的稳定性具有负面效果.

4 结 论

1) 利用 TCPM 对某三级低压风扇全工况的叶尖间隙变化进行预估, 发现低压风扇叶尖间隙大小主要与转速大小相关, 同一转速下从堵点到近失速点叶尖间隙的变化并不大.

2) 对于低压风扇而言, 可以根据同一转速下叶尖间隙的变化不大的特点, 计算得到叶尖间隙变化后新的稳定边界. 在低转速情况下, 叶尖间隙变化对于稳定裕度的影响是很小的, 随着转速的提升, 影响逐渐加剧. 与稳定裕度的变化趋势相同, 叶尖间隙变化对于效率的影响也会随着转速的提升逐渐加剧.

3) 叶尖间隙增大会使叶尖泄漏涡的形成点

前移, 从而产生更多的堵塞区域. 同时, 叶尖间隙增大, 叶尖泄漏涡的形成点前移, 会加剧叶尖泄漏涡的破碎, 对于压气机的稳定性具有负面效果.

参考文献:

- [1] Freeman C. Effect of tip clearance flow on compressor stability and engine performance [R]. Brussels, Belgium: Von Karman Institute for Fluid Mechanics, Lecture Series 1985-05, 1985.
- [2] Tan C S. Three-dimensional and tip clearance flows in compressor [R]. Brussels, Belgium: Von Karman Institute for Fluid Mechanics, Lecture Series 2006-06, 2006.
- [3] Denton J D. Loss mechanisms in turbomachines [J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 621-656.
- [4] Hah C, Rabe D C, Wadia A R. Role of tip-leakage vortices and passage shock in stall inception in a swept transonic compressor rotor [R]. ASME Paper GT2004-53867, 2004.
- [5] Vo H D, Tan C S, Greitzer E M. Criteria for spike initiated rotating stall [J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 011023. 1-011023. 9.
- [6] Kau H P. Compressor matching and designing for tip clearance [R]. Neuilly-sur-Seine, France: The Research and Technology Organization of NATO, RTO AVT Lecture Series on Integrated Multi-Disciplinary Design of High Pressure Multi-Stage Compression Systems, 1998.
- [7] Ameri A, Steinthorsson E, David L R. Effects of tip clearance and casing recess on heat transfer and stage efficiency in axial turbines [R]. NASA/CR-1998-208514, 1998.
- [8] Agarwal H, Akkaram S, Shetye S, et al. Reduced order clearance models for gas turbine applications [R]. AIAA-2008-2177, 2008.
- [9] Kypuros J A, Melcher K J. A reduced model for prediction of thermal and rotational effects on turbine [R]. NASA/

- TM-2003-212226, 2003.
- [10] YANG Dong, ZHENG Xinqian, LI qiushi. An 11-stage axial compressor performance simulation considering the change of tip clearance in different operating conditions [J]. Journal of Power and Energy, 2014, 228(6): 614-625.
- [11] 《中国航空材料》编辑委员会. 中国航空材料手册[M]. 北京: 中国标准出版社, 1988.
- [12] Belamri T, Galpin P, Braune A, et al. CFD analysis of 15 stage axial compressor; Part I methods [R]. ASME Paper GT2005-68261, 2005.
- [13] Belamri T, Galpin P, Braune A, et al. CFD analysis of 15 stage axial compressor; Part II results [R]. ASME Paper GT2005-68262, 2005.
- [14] Menter F R, Langtry R B, Likki S R, et al. A correlation-based transition model using local variables; Part I model formulation [R]. ASME Paper GT2004-53452, 2004.
- [15] Menter F R, Langtry R B, Likki S R, et al. A correlation-based transition model using local variables: Part II test cases and industrial applications [R]. ASME Paper GT2004-53454, 2004.
- [16] Menter F R, Langtry R B, Volker S, et al. Enhanced modeling of flow reattachment with application to axial compressor blades [R]. ASME Paper GT2007-27899, 2007.
- [17] Wisler D C. Advanced compressor and fan systems[M]. Cincinnati: General Electric Aircraft Engine Business Group, 1988.
- [18] Smith L H, Jr. The effect of tip clearance on the peak pressure rise of axial-flow fans and compressors [R]. New York: American Society of Mechanical Engineers, ASME Symposium on Stall, 1958; 149-152.
- [19] Baghdadi S. Modeling tip clearance effects in multistage axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 613-843.
- [20] Sakulkaew S, Tan C S, Donahoo E, et al. Compressor efficiency variation with rotor tip gap from vanishing to large clearance[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(3): 031030. 1-031030. 10.
- [21] Furukawa M, Saiki K, Nagayoshi K, et al. Effects of stream surface inclination on tip leakage flow fields in compressor rotors[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4): 683-692.