

一种多级轴流压气机不同工况叶尖间隙 预估模型

杨 栋^{1,2}, 李绍斌^{1,2}, 李秋实^{1,2}

(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. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 考虑热负荷以及机械负荷的影响, 建立了一种多级轴流压气机不同工况叶尖间隙的预估模型. 模型针对多级轴流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 E3 发动机试验结果的对比, 计算模型预估叶尖间隙在第 3, 5, 10 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不同工况下的变化规律. 模型在叶尖间隙随轮盘内腔冷气流量的变化趋势上预估与试验是一致的, 在第 3, 10 级叶尖间隙预估值的相对误差分别为 9.7%, 6.7%. 试验中使用主动控制技术, 得到其所能达到的最大叶尖间隙关小量在第 10 级转子处为 0.2032 mm, 而模型预估所得调节流量所能达到的最大叶尖间隙关小量在第 10 级转子处为 0.14 mm, 显示模型较好地反映了主动叶尖间隙控制技术的效果.

关键词: 多级轴流压气机; 叶尖间隙; 不同工况; 温度分布; 预估模型
中图分类号: V231.3 文献标志码: A

A prediction model for tip clearance of multi-stage axial compressor in different operating conditions

YANG Dong^{1,2}, LI Shao-bin^{1,2}, LI Qiu-shi^{1,2}

(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. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: A prediction model for tip clearance of multi-stage axial compressors in different operating conditions was proposed, considering the effect of thermal and mechanical loading. The radial and axial temperature distribution across every stage of the multi-stage axial compressors was considered by the proposed model to ensure the accuracy. The model was validated by General Electric Company (GE) E3 engine test results. The comparison shows that the proposed model has high accuracy to uncover the varying rule of tip clearance in different operating conditions, and the relative errors are 0.8%, 5.6%, 3.7% in the calculation of tip clearance for stage 3, 5, and 10, respectively. The estimated trend in the variation of disk cavity cold airflow with tip clearance is consistent with the experimental data, and the relative errors are 9.7% and 6.7% in the estimated tip clearance of stage 3 and 10,

收稿日期: 2014-06-11

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, 主要从事叶轮机气动力学、涡动力学, 压气机失速/喘振预测, 进气畸变及流动控制研究.

respectively. The maximum change of tip clearance obtained with the active control technology in the tests is 0.2032 mm at the stage 10, which is estimated as 0.14 mm using the model. The magnitude of tip clearance and the tip clearance active control technology effects are estimated quite well, and the proposed model is verified.

Key words: multi-stage axial compressor; tip clearance; different operating conditions; temperature distribution; prediction model

多级轴流压气机(以下简称压气机)是对发动机性能有着显著影响的关键部件. 经过 60 多年的发展, 目前压气机的效率已经到达比较高的水平. 进一步的性能提升则需要进行准确的压气机性能预估. 在众多影响压气机性能的因素中, 叶尖间隙是一个重要的参数^[1-2].

叶尖区域流动对压气机的气动性能和稳定性有着非常重要的影响. Denton^[3]指出, 端区流动所带来的流动损失大约占总损失的 1/3. Smith^[4]总结了大量的试验数据, 发现当转子叶尖间隙大于 1%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%弦长, 会导致 4.6%的峰值压升亏损. Wisler^[5]在总结了通用电气公司(GE)各种试验台的试验数据(主要是 E3 试验台的数据)的基础上, 发现当转子叶尖间隙大约大于 1%叶高之后, 叶尖间隙和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%的效率亏损.

Vo 等^[6-7]指出叶尖流动与压气机内部流动失稳时出现的旋转失速现象存在密切的关系. 普拉特惠特尼集团(PW)的 Baghdadi^[8]通过整理大量的试验数据, 指出当叶尖间隙小于 1%弦长时, 压气机的稳定性对叶尖间隙并不敏感, 而在常规的叶尖间隙范围内(1.5%~3%弦长), 叶尖间隙和压气机的裕度几乎呈线性关系, 叶顶尖隙每增加 1%弦长, 压气机的裕度相对于最大裕度减少约 8%.

压气机(特别是后面级)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. 叶尖间隙的变化, 不但对压气机级特性有重要影响, 在压气机中更为重要的是影响级与级之间的匹配^[9-10]. 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^[11-12].

关于叶尖间隙预估的研究一般有以下两种方法. 第 1 种是采用简化的模型方法: 由于叶尖间隙

影响因素很复杂, 瞬态变化很难把握, 叶尖间隙分析如果完全按照实际发动机进行有限元模型模拟计算, 计算量很大^[13], 一般将模型简化. Harish 等^[14]在发动机径向间隙分析研究中将机匣、转子、叶片 3 部分简化为非常简单的二维模型来进行计算; GE 公司^[15-17]对 E3 系列发动机高压压气机(下文简称 GE E3 发动机)进行了关于叶尖间隙的试验测量和物理建模的研究, 并对其高压压气机采用了主动叶尖间隙控制技术; 美国国家航空航天局(NASA)^[18-22]提出一种简化的高压涡轮叶尖间隙预估模型, 并成功应用于 NASA 涡轮叶片叶尖间隙控制技术中; 发动机及涡轮机联盟弗里的希哈芬股份有限公司(MTU)^[23-24]也采用了简化模型的方法来预估叶尖间隙的变化. 这些简化模型存在的主要问题在于忽略了温度等参数在径向和轴向的分布, 对于压气机而言这种简化会带来较大的偏差.

第 2 种方法采用流热固耦合数值算法来进行叶尖间隙的预估: 在稳态工作时, 温度场对变形的影响非常大, 准确地分析温度场对于叶尖间隙分析非常重要, 而通过流热耦合分析和热固耦合分析可以得到更准确的温度分布. Ameri 等^[25]认为, 在发动机叶尖间隙研究中应考虑气热耦合. 目前, 以有限元为基础进行发动机部件热固流耦合的研究很多, 孙杰等^[26]根据涡轮冷却叶片热固耦合分析了涡轮冷却叶片热固一体化优化设计方法. 安喆等^[27]针对涡轮转子叶盘结构, 设计开发了涡轮转子叶盘多学科设计优化系统. Campbell 等^[28]和 YU 等^[29]分别利用流固热耦合数值算法对某单级叶轮泵、二级斜流压气机进行了计算. 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, 对于级数较多的压气机而言, 计算量在现阶段还是难以接受的.

本文建立了可以预估压气机不同工况叶尖间隙大小的模型, 通过与 GE E3 发动机试验结果的对比说明该模型是快速准确的.

1 模型建立

模型通过模化不同工况下压气机部件的热负

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.

1.1 叶片径向变形子模型

压气机叶片同时受到热膨胀和离心力的作用.

文献[19]中的单级涡轮叶片叶尖间隙模型中忽略了涡轮叶片温度沿径向的分布. 图 1 和图 2 显示了某 11 级压气机第 1 级转子(Rotor 1)叶片和第 11 级转子(Rotor 11)叶片通道相对总温 T/T_{ref} (其中 T_{ref} 为进口总温)沿径向的分布情况. 可以看出,对于压气机,尤其是后面级,温度沿径向的分布并不是均匀的.

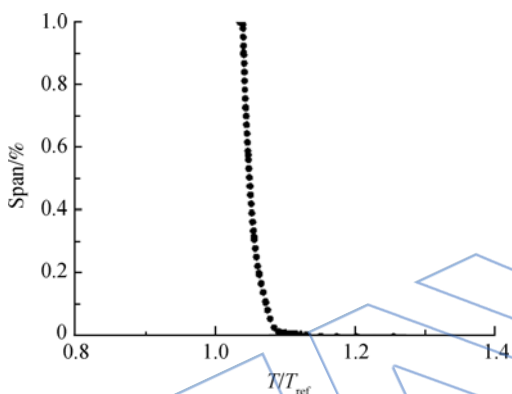


图 1 第 1 级转子叶片相对总温沿径向分布
Fig.1 Relative total temperature distribution of Rotor 1 blade along radial direction

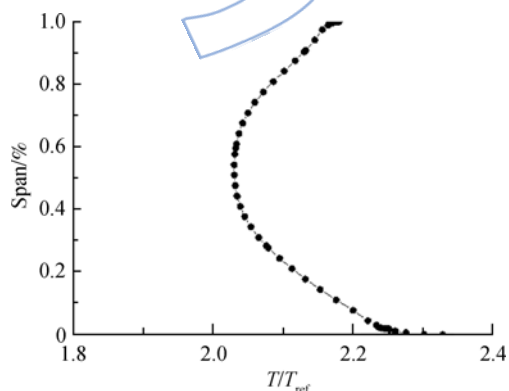


图 2 第 11 级转子叶片相对总温沿径向分布
Fig.2 Relative total temperature distribution of Rotor 11 blade along radial direction

因此,简化模型沿径向温度均匀分布的假设在压气机计算中会带来一定的误差,流场的信息包括温度沿径向分布等应该在模型中予以考虑. 对于压气机叶片而言,由于没有冷却结构,而且叶

片较薄,故叶片壁温与其感受的温度一致,沿叶片厚度方向的温度梯度可以忽略不计,对于转动件等于该部位气流的相对总温,对于静止件等于绝对总温^[30].

主流道流场信息可先由三维 CFD 或者二维通流程序算出,得到流场气流温度沿径向分布. 当叶片温度沿径向分布已知时,叶片在径向的热膨胀变形可以由下式得出:

$$u_{1, thermal} = \int_{r_{hub}}^{r_{tip}} \alpha(T)_{blade} \cdot T(r)_{blade} \cdot dr \quad (1)$$

式中 $\alpha(T)$ 为材料不同温度下的线膨胀系数; $T(r)$ 为不同半径的温度值; r 为半径值,下标 thermal 表示热变形,blade 表示叶片,tip 表示叶尖位置,hub 表示叶根位置.

根据弹性理论,由于离心力作用,叶片在径向的离心力变形为

$$u_{1, centrifugal} = \frac{\rho_{blade} \cdot (r_{tip} - r_{hub})^2 \cdot r_{tip} \cdot \omega^2}{E(T)_{blade}} \quad (2)$$

式中 ρ 为叶片材料的密度; ω 为叶片的旋转速度; $E(T)$ 为叶片材料不同温度下的弹性模量;下标 centrifugal 表示离心力变形.

1.2 机匣径向变形子模型

压气机机匣大多数没有冷却机构,相比涡轮机匣要薄很多,而且多为实壁机匣. 因此,机匣可以简化为考虑热膨胀和内外压差作用的薄壁圆筒.

而由于压气机主流道的流场已经经过三维 CFD 或者二维通流计算得到,故机匣内壁面的温度和压力可以直接得到. 而外壁面压力为环境压力,外壁面温度可由实际测量温度给出或者经验换热公式得到.

经过推导,得到机匣内壁面的热变形量为

$$u_{2, thermal} = \alpha(T)_{shroud} \cdot r_{inside} \left\{ T_{inside} + \left[\frac{r_{outside}^2}{r_{outside}^2 - r_{inside}^2} - \frac{1}{2 \ln \left(\frac{r_{outside}}{r_{inside}} \right)} \right] (T_{outside} - T_{inside}) \right\} \quad (3)$$

式中下标 shroud 表示机匣,inside 表示机匣内壁面,outside 表示机匣外壁面.

利用 Timoshenko 关于空心圆柱不同压差下应力应变分析^[31],得到压差作用下机匣内壁面的

变形量为

$$u_{2, \text{pressure}} = \frac{r_{\text{inside}} \cdot r_{\text{outside}}^2}{E(T)_{\text{shroud}} \cdot (r_{\text{outside}}^2 - r_{\text{inside}}^2)} \cdot \left\{ [1 - \mu(T)_{\text{shroud}}] \left(p_{\text{inside}} \cdot \frac{r_{\text{inside}}^2}{r_{\text{outside}}^2} - p_{\text{outside}} \right) + [1 + \mu(T)_{\text{shroud}}] (p_{\text{inside}} - p_{\text{outside}}) \right\} \quad (4)$$

式中 $\mu(T)$ 为材料不同温度下的泊松比; 下标 pressure 表示压差变形。

1.3 轮盘径向变形子模型

与压气机叶片相同, 轮盘也同时受到热膨胀和离心力的作用。

由于进行了主流道的流场计算, 故而压气机

$$T_{\text{disk}} = T_f + (T_{\text{rim}} - T_{f, \text{rim}}) \times \frac{[K_1(x_1) + h_{\text{cen}} AK_0(x_1)] I_0(x) + [I_1(x_1) - h_{\text{cen}} AI_0(x_1)] K_0(x)}{K_0(x_2) I_1(x_1) + I_0(x_2) K_1(x_1) + h_{\text{cen}} A [I_0(x_2) K_0(x_1) - K_0(x_2) I_0(x_1)]} \quad (5)$$

式中 T_{disk} 为轮盘沿径向温度; T_f 为相应计算半径处的气流温度; h 为表面传热系数; $I_0, K_0; I_1, K_1$ 分别为 0 阶和 1 阶贝塞尔函数; $x = mr$; $m = \sqrt{\frac{2h_{\text{side}}}{\lambda b}}$; λ 为轮盘材料的导热系数; b 为轮盘的厚度; 下标 cen 表示轮心位置; rim 表示轮缘位置。

计算将轮盘沿径向按计算精度分成若干段进行, 具体计算步骤可以参看文献[32]。在得到轮盘的温度分布后, 可求得轮缘的热变形量为

$$u_{3, \text{thermal}} = \frac{2\alpha(T)_{\text{disk}} \cdot r_{\text{rim}} \cdot \int_{r_{\text{cen}}}^{r_{\text{rim}}} T_{\text{disk}} \cdot r dr}{r_{\text{rim}}^2 - r_{\text{cen}}^2} \quad (6)$$

式中下标 disk 表示轮盘。

将轮盘简化成空心圆筒, 经过推导得到由于离心力作用轮缘变形量为

$$u_{3, \text{centrifugal}} = \frac{\rho_{\text{disk}} \cdot \omega^2}{8E(T)_{\text{disk}}} \{ [1 - \mu(T)_{\text{disk}}] \cdot [3 + \mu(T)_{\text{disk}}] \cdot (r_{\text{cen}}^2 + r_{\text{rim}}^2) \cdot r_{\text{rim}} + [1 - \mu(T)_{\text{disk}}] \cdot [3 + \mu(T)_{\text{disk}}] \cdot r_{\text{cen}}^2 \cdot r_{\text{rim}} - [1 - \mu(T)_{\text{disk}}^2] \cdot r_{\text{rim}}^3 \} \quad (7)$$

综上所述 3 个子模型, 则叶尖间隙计算公式为

$$\Delta_{\text{mod}} = \Delta_{\text{cold}} - (u_{1, \text{thermal}} + u_{1, \text{centrifugal}}) + (u_{2, \text{thermal}} + u_{2, \text{pressure}}) - (u_{3, \text{thermal}} + u_{3, \text{centrifugal}}) \quad (8)$$

式中下标 mod 表示模型预测值, cold 表示冷装配状态测量值。

每一级轮盘轮缘处的温度可以得到, 并假设轮盘与叶片接触处为绝热。从文献[15]可以看出, 压气机前面级轮盘的径向温差比较小, 但是在后面级轮盘的径向温差会达到几百 K, 从而忽略径向温差的简化在压气机中会造成较大误差。为了准确计算轮盘的热变形, 建立了压气机多排轮盘温度径向分布的计算模型。在单级涡轮盘温度计算中, 进口温度往往是冷气温度的平均值, 但是对于压气机的多排轮盘而言, 与主流道相似, 存在排与排之间的数据传递问题。

为简化分析, 可将每一个轮盘视为等厚盘。根据文献[30]方法, 可得等厚度、单盘转子温度场的基本方程式

以上模型的实现, 通过 Matlab 软件编程计算得到, 本文所用程序在之后的描述中简称为 TCP (tip clearance prediction program)。

2 模型验证

20 世纪 70 年代中期到 80 年代初, 美国为保持商用航空运输动力发展上的优势, 由 NASA 主持实施了高效节能发动机, 即 E3 发动机研究计划。这一计划的实施, 不仅使高负荷跨声速压气机、低污染短环燃烧室和跨声速大负荷涡轮等部件设计研制技术有了重大进展, 而且按预定目标完成了样机的整机试验。目前该项目的大部分研究报告均已经公开发表, 是一套内容丰富的发动机设计研究工作的经验总结。

GE E3 发动机的核心压气机采用 10 级轴流高压压气机设计, 设计提供工作线压比为 23, 效率为 85.7%, 失速裕度为 25%, 由于转速、高压比和高气动载荷, 使它成为 GE 公司所研制的压气机中技术难度最大的设计之一。核心压气机在完成气动设计后, 进行了多次详细的部件试验, 在得到压气机气动性能的同时, 为评估其主动叶尖间隙控制技术效果, 利用间隙仪对运行状态下压气机的叶尖间隙进行了测量。图 3 给出了试验件设计点的叶尖间隙状况, 图中正方形数据点为冷装配状态各级测量叶尖间隙, 三角形数据点为第 3, 5, 10 级设计点接触测量的试验结果。

为了对模型进行验证, 此处对 GE E3 发动机高压压气机设计点利用本文模型进行计算。具体

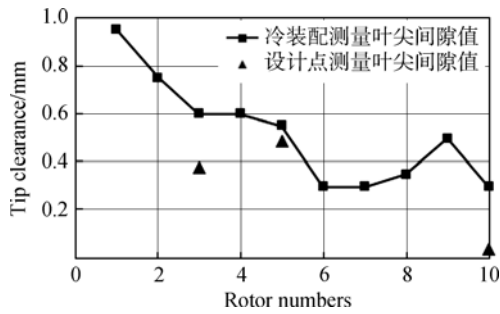


图 3 GE E3 发动机高压压气机叶尖间隙
Fig. 3 Tip clearance of GE E3 engine high pressure compressor

的参数设定从文献[15,33]中得到,描述如下:主流道 2-D 流场数据^[15]由 GE 公司周向平均流场计算程序得到;压气机每一级机匣、叶片、轮盘的材料及其属性从文献[15,33]得到,在计算中所有参数都随温度的变化而变化;轮盘内腔冷气流量、进口温度给定设计点实际值;机匣外壁面温度设为 GE 的试验测试值。

模型计算结果如图 4 所示,其中三角形数据点为第 3,5,10 级设计点接触测量的试验结果,圆形数据点为利用本文模型得到的计算预估结果。本文模型预估叶尖间隙在第 3,5,10 级的相对误差分别为 0.8%,5.6%,3.7%,可以看出,模型可以很好地预估出在运行状态下高压压气机叶尖间隙的改变情况。

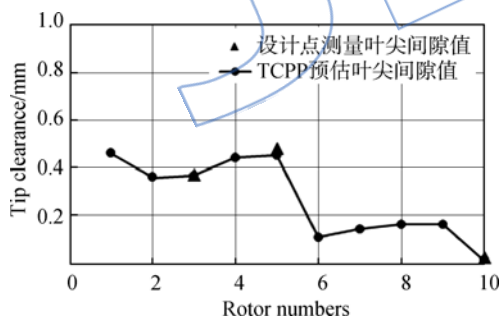


图 4 GE E3 发动机高压压气机叶尖间隙计算结果
Fig. 4 Tip clearance calculation results of GE E3 engine high pressure compressor

对于压气机而言,前面级的轮毂比小于后面级,且后面级的温度远高于前面级,所以在压气机的后面级热变形将会相对比较大。表 1、表 2、表 3 分别给出根据本文模型计算出的第 3,10 级转子(分别代表压气机的前面级和后面级,记为 Rotor 3 和 Rotor 10)叶片、机匣、轮盘 3 个子模型中热变形分别占各自总变形的百分比。

表 1 叶片径向变形各自所占百分比

Table 1 Respective percentage of radial deformation of blade

转子名称	叶片热变形	叶片离心变形
	占总变形百分比/%	占总变形百分比/%
Rotor 3	69.0	31.0
Rotor 10	99.9	0.1

表 2 机匣径向变形各自所占百分比

Table 2 Respective percentage of radial deformation of shroud

转子名称	机匣热变形	机匣压差变形
	占总变形百分比/%	占总变形百分比/%
Rotor 3	99.6	0.4
Rotor 10	97.9	2.1

表 3 轮盘径向变形各自所占百分比

Table 3 Respective percentage of radial deformation of disk

转子名称	轮盘热变形	轮盘离心变形
	占总变形百分比/%	占总变形百分比/%
Rotor 3	67.3	32.7
Rotor 10	83.3	16.7

从上面 3 张表可以看出,模型预估显示离心作用下的径向变形在前面级占有一定比重,但是到了后面级热变形占到了决定性的比例,这与前面得出的结论是一致的,这也说明后面级温度场的准确预估对于整个模型的准确度有重要影响。

针对 GE E3 发动机高压压气机的结构特点和所采用主动叶尖间隙控制技术的具体形式,利用模型对相关温度进行了计算。

关于轮盘内腔的详细换热研究可以参看相关文献[34-35]。本文的相关研究中,盘心和盘侧的传热系数利用相关经验关系式进行计算^[30]。图 5 给出了轮盘温度试验测量值和模型预估值的对比情况,其中三角形数据点为轮盘轮心试验测量结果,正方形数据点为轮盘轮心模型计算结果,菱形数据点为轮盘轮缘试验测量结果,圆形数据点为轮盘轮缘模型计算结果。

可以看出,模型在轮盘温度分布上的预估能够较好地反映试验值。

由于几何参数、进口冷气的温度、压力已知,

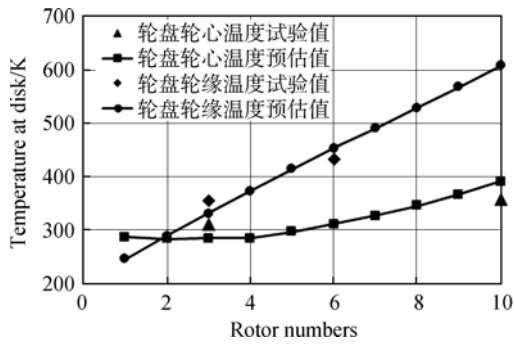


图 5 GE E3 发动机高压压气机轮盘温度对比
Fig. 5 Comparison of temperature at disk of GE E3 engine high pressure compressor

从而可以根据冷气流量得到流动的马赫数 Ma , 进而得到雷诺数 Re , 格拉晓夫数 Gr , 努塞尔数 Nu . 而传热系数的不同将影响到温度沿径向的分布以及轮盘热变形的计算, 从而建立起了轮盘内腔冷气流量和叶尖间隙变形量之间的关系. GE 公司在试验中曾进行了一项研究, 以求定轮盘内腔冷气流量的变化对叶尖间隙的影响. 本文对该试验也进行了相应地计算, 计算使用的主流进口状态、冷气流量、温度等由试验实际状况给定. 图 6 给出计算结果与 GE 试验结果的对比, 其中三角形数据点为第 3 级转子试验测量结果, 正方形数据点为第 3 级转子模型计算结果, 菱形数据点为第 10 级转子试验测量结果, 圆形数据点为第 10 级转子模型计算结果.

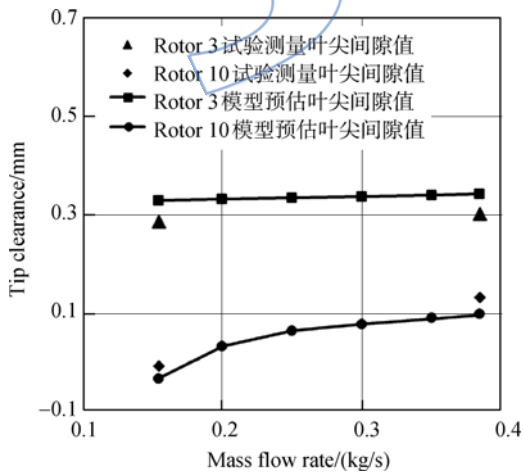


图 6 叶尖间隙随轮盘内腔冷气流量的变化
Fig. 6 Change of tip clearance with different mass flow rates of cold air in disk cavity

可以看出, 模型在叶尖间隙随轮盘内腔冷气流量的变化趋势上预估与试验是一致的, 在第 3, 10 级叶尖间隙预估大小值的相对误差分别为

9.7%, 6.7%. 因此, 该模型可以较好地预估内腔冷气对于叶尖间隙的影响, 也从侧面验证了本文模型的可用性.

GE E3 发动机高压压气机在后机匣采用了主动叶尖间隙控制技术, 主动叶尖间隙控制空气引自前机匣, 而后流过后静子机匣. 本文对该控制技术也进行了相应地计算, 计算使用的主流进口状态、引气流量、温度等由实际状况给定. 对于未采用主动叶尖间隙控制的前机匣, 外壁面看成是自然对流换热, 传热系数利用相关经验关系式进行计算^[36]; 对于采用主动叶尖间隙控制的后机匣, 外壁面则看成是沿轴向流动圆柱体外壁面的强迫对流换热, 传热系数的具体计算参看文献^[37-41]. 图 7 给出了机匣壁面温度试验测量值和模型预估值的对比情况, 其中三角形数据点为机匣外壁面温度试验测量结果, 正方形数据点为机匣外壁面模型计算结果, 菱形数据点为机匣内壁面温度试验测量结果, 圆形数据点为机匣内壁面模型计算结果.

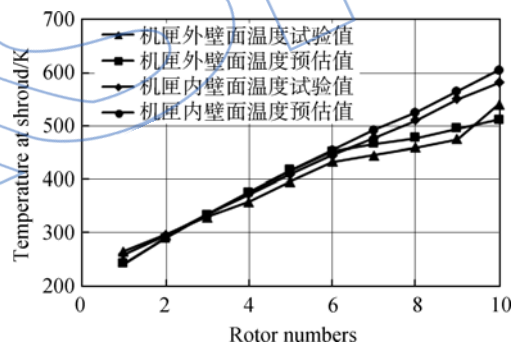


图 7 GE E3 发动机高压压气机机匣壁面温度对比
Fig. 7 Comparison of temperature at shroud surface of GE E3 engine high pressure compressor

可以看出, 模型能够反映出加入主动叶尖间隙控制技术后机匣外壁面温度的变化情况. GE 公司在研究机匣主动叶尖间隙控制对叶尖间隙影响过程中, 通过调节主动叶尖间隙控制流量, 得到其所能达到的最大叶尖间隙减小量在第 10 级转子处为 0.2032 mm. 本文根据冷气流量关联流动的 Ma , 进而得到 Re, Gr, Nu , 机匣外壁面的分布以及机匣变形的计算, 从而建立起了主动叶尖间隙控制引气流量和叶尖间隙变形量之间的关系. 本文模型预估所得调节流量所能达到的最大叶尖间隙减小量在第 10 级转子处为 0.14 mm.

综上, 通过与 GE E3 发动机试验结果的对比

比,显示本文模型能很好地揭示叶尖间隙在运行状态下的变化规律以及使用主动叶尖间隙控制技术的效果。

3 结 论

本文建立了一种快速准确预估多级轴流压气机不同工况叶尖间隙变化的模型,得到以下结论:

1) 模型模拟了影响叶尖间隙变化的热效应和机械效应,考虑了每一级温度在径向上的分布,利用该模型可以较好地预估压气机叶尖间隙在不同工况下的变化。

2) 模型通过与 GE E3 发动机的试验结果对比得到了验证,结果表明,该模型具有较高的准确度.同时研究显示,温度场(特别是后面级)计算对整个模型预估的准确度有重大影响。

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 Dynamics, VKI Lecture Series 1985-05 on Tip Clearance Effect in Axial Turbomachinery, 1985.
- [2] Tan C S. Three-dimensional and tip clearance flows in compressor[R]. Brussels, Belgium; Von Karman Institute for Fluid Dynamics, VKI Lecture Series 2006-06 on Advanced in Axial Compressor Aerodynamics, 2006.
- [3] Denton J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 621-656.
- [4] Smith L H, Jr. The effect of tip clearance on the peak pressure rise of axial-flow fans and compressors [R]. New York; ASME Symposium on Stall, 1958.
- [5] Wisler D C. Advanced compressor and fan systems[M]. Cincinnati, USA; General Electric Aircraft Engine Business Group, 1988.
- [6] Vo H D. Role of tip clearance flow on axial compressor stability[D]. Cambridge, USA; Massachusetts Institute of Technology, 2001.
- [7] 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.
- [8] Baghdadi S. Modeling tip clearance effects in multistage axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 697-705.
- [9] Kau H P. Compressor matching and designing for tip clearance [R]. Neuilly-sur-Seine, France; The Research and Technology Organization, RTO AVT Lecture Series on Integrated Multi-Disciplinary Design of High Pressure Multi-Stage Compression Systems, 1998.
- [10] Domercq O, Escuret J F. Tip clearance effect on high-pressure compressor stage matching[J]. Journal of Power and Energy, 2007, 221(6): 759-767.
- [11] Denton J D. Some limitations of turbomachinery CFD[R]. ASME Paper GT2010-22540, 2010.
- [12] Belamri T, Galpin P, Braune A, et al. CFD analysis of a 15 stage axial compressor; Part I methods[R]. ASME Paper GT2005-68261, 2005.
- [13] Shawn T. Experimental investigation on the layout of tip clearance for an axial-flow compressor rotor[R]. NASA-CR-2000-304519, 2000.
- [14] Harish A, Srikanth A, Swapnil S, et al. Reduced order clearance models for gas turbine[R]. AIAA-2008-2177, 2008.
- [15] 航空航天工业部. 高效节能发动机文集: 第 3 分册 风扇、压气机设计与试验[M]. 北京: 航空工业出版社, 1991.
- [16] Agarwal H, Akkaram S, Shetye S, et al. Reduced order clearance models for gas turbine applications[R]. AIAA-2008-2177, 2008.
- [17] Klinger H, Bake S, Vogt H F, et al. Altitude testing of the E3E core engine[R]. ASME Paper GT2011-45876, 2011.
- [18] Melcher K J, Kypuros J A. Toward a fast-response active turbine tip clearance control[R]. International Symposium of Air Breathing Engine, ISABE-2003-1102, 2003.
- [19] Kypuros J A, Melcher K J. A reduced model for prediction of thermal and rotational effects on turbine[R]. NASA/TM-2003-212226, 2003.
- [20] Kypuros J A, Colson R, Munoz A. Improved temperature dynamic model of turbine subcomponents for facilitation of generalized tip clearance control[R]. NASA Paper NAG3-2857, 2004.
- [21] DeCastro J A, Melcher K J. A Study on the requirements for fast active turbine tip clearance control systems[R]. AIAA-2004-4176, 2004.
- [22] Melcher K J. Controls considerations for turbine active clearance control[R]. NASA/CP-212963, 2004.
- [23] Merkler R S, Schulte H, Schölch M, et al. Description of thermal effects in aero engines by matrices[R]. International Symposium of Air Breathing Engine, ISABE-2005-1071, 2005.
- [24] Merkler R S, Staudacher S, Schölch M, et al. Simulation of clearance changes and mechanical stresses in transient gas turbine operation by a matrix method[R]. AIAA-2005-4022, 2005.
- [25] Ameri A, Steinthorsson E, Rigby D L. Effects of tip clearance and casing recess on heat transfer and stage efficiency in axial turbines[R]. NASA/CR-1998-208514, 1998.
- [26] 孙杰, 宋迎东, 孙志刚. 涡轮冷却叶片热-固耦合分析与优化设计[J]. 航空动力学报, 2008, 23(12): 2163-2167.
- [26] SUN Jie, SONG Yingdong, SUN Zhigang. Thermeset coupling analysis and optimization design of turbine cooling blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(12): 2163-2167. (in Chinese)
- [27] 安喆, 陈志英. 涡轮盘片多学科优化系统设计与实现研究[J]. 机械制造与研究, 2010, 39(2): 22-23.

- AN Zhe, CHEN Zhiying. Research on design and realization of MDO system for turbine blade and disk[J]. *Journal of Machine Design and Research*, 2010, 39(2): 22-23. (in Chinese)
- [28] Campbell R L, Paterson E G. Fluid-structure interaction analysis of flexible turbomachinery[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2011, 27(8): 1376-1391.
- [29] YU Yang, LIU Qiaoying, SHEN Beiyi, et al. Radial clearance analysis on high pressure compressor [R]. AIAA-2012-5880, 2012.
- [30] 航空发动机设计手册编委会. 航空发动机设计手册: 第16分册 空气系统及传热分析[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
- [31] Timoshenko S, Goodier J. *Theory of elasticity*[M]. New York, USA: McGraw-Hill Book Company, 1970.
- [32] 葛永乐, 吕建成. 涡轮机高温零件温度场专题文集: 第一集 涡轮转子稳定温度场的分析研究[M]. 北京: 国防工业出版社, 1979.
- [33] 中国航空材料手册编辑委员会. 中国航空材料手册[M]. 北京: 中国标准出版社, 1988.
- [34] Owen J, Rogers R. *Flow and heat transfer in rotating disk systems: Volume 1 rotor-stator systems*[M]. New York: USA, John Wiley & Sons Incorporated, 1989.
- [35] Alexiou A, Hills N J, Long C A, et al. Heat transfer in high-pressure compressor gas turbine internal air systems: a rotating disc-cone cavity with axial throughflow[J]. *Experimental Heat Transfer*, 2000, 13(4): 299-328.
- [36] 曹玉彰. 传热学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2001.
- [37] Ota T. An axisymmetric separated and reattached flow on a longitudinal blunt circular cylinder[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1975, 42(2): 311-315.
- [38] Ota T, Kon N. Heat transfer in an axisymmetric separated and reattached flow over a longitudinal blunt circular cylinder[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1977, 99(1): 155-157.
- [39] Sparrow E M, Geiger G T. Local and average heat transfer characteristics for a disk situated perpendicular to a uniform flow[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1985, 107(2): 321-326.
- [40] Kiya M, Mochizuki O, Tamura T, et al. Turbulence properties of an axisymmetric separation-and-reattaching flow [J]. *AIAA Journal*, 1991, 29(6): 936-941.
- [41] Wiberg R, Lior N. Heat transfer from a cylinder in axial turbulent flows [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48(8): 1505-1517.