

机动载荷对核心机叶尖间隙的影响初探

高 琨^{1,2}, 申秀丽^{1,2}, 薛园园³, 梁海涛⁴, 张宏宇⁴

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;

3. 中国航空发动机集团有限公司 商用航空发动机有限责任公司, 上海 201108;

4. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 以典型航空发动机核心机为对象,研究模型简化方法,建立完整的计算模型,通过分析机动飞行过程中的主要载荷及作用方式,通过有限元数值模拟,得到机动载荷作用下叶尖径向间隙的变化规律,为研究间隙变化对发动机性能影响提供参考依据。分析发现:陀螺力矩和法向过载均使核心机产生明显的变形,陀螺力矩导致叶尖径向间隙相对变化量的平均值达 -2.174 ,法向过载对叶尖径向间隙变化影响相对较弱,相对变化量的平均值达到 -1.572 。因此在研究叶尖径向间隙时,不能忽略机动载荷的作用效果。

关 键 词: 机动飞行; 叶尖间隙; 核心机; 陀螺力矩; 法向过载

中图分类号: V235.13

文献标志码: A

Initial research on impacts of maneuver loads on core engine tip clearance

GAO Kun^{1,2}, SHEN Xiuli^{1,2}, XUE Yuanyuan³,

LIANG Haitao⁴, ZHANG Hongyu⁴

(1. 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;

3. Commercial Aircraft Engine Company Limited,

Aero Engine Corporation of China, Shanghai 201108, China;

4. Shenyang Engine Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Based on a typical aircraft engine, the calculation model was built by studying model simplification methods and analyzing main loads and loading procedures in maneuver flight. By grasping the change rule of radial tip clearance subjected to different kinds of maneuvering loads by finite element simulation, it can provide significant reference for studying the effects of tip clearance variation on aero-engine performance. Discovered by rational analysis on the distortion of cases and rotors in consequence of gyroscopic moment and normal overload, it can be concluded that two kinds of loads can cause distinct deformation in the core

收稿日期: 2017-04-10

作者简介: 高琨(1993—),男,博士生,主要从事航空发动机结构强度研究。

通讯作者: 申秀丽(1967—),女,研究员、硕士生导师,硕士,主要从事航空发动机结构强度与多学科优化研究。

E-mail: 08095@buaa.edu.cn

引用格式: 高琨,申秀丽,薛园园,等. 机动载荷对核心机叶尖间隙的影响初探[J]. 航空动力学报, 2018, 33(9): 2205-2218. GAO Kun, SHEN Xiuli, XUE Yuanyuan, et al. Initial research on impacts of maneuver loads on core engine tip clearance[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(9): 2205-2218.

engine. The mean of the relative variation of radial tip clearance subjected to gyro moment was up to -2.174 , while the value subjected to normal overload was up to -1.572 owing to the weaker influence of normal overload. Consequently, the impacts of maneuvering loads on engines cannot be ignored when studying the radial tip clearance variation.

Key words: maneuver flight; tip clearance; core engine; gyroscopic moment; normal overload

航空发动机叶尖径向间隙,即转子叶片叶尖与机匣内壁之间的间隙值,是影响发动机气动性能的重要因素之一。合理控制叶尖间隙可有效降低尾喷管的排气温度和燃油消耗率,提高发动机性能和效率^[1]。郭淑芬等^[2]研究实测发现叶尖径向间隙每增加叶片相对长度的 1% ,发动机的工作效率降低大约 1.5% ,其燃油消耗率增加大约 2% 。Shawn等^[3]研究发现高压涡轮叶尖径向间隙变化最大可达 0.76 mm 。叶尖间隙的设计值也不能过小,发动机会因为间隙过小无法满足间隙变化而产生结构干涉,甚至引发严重的事故^[4]。

发动机叶尖径向间隙随飞行状态的变化而变化,研究离心载荷和热载荷等常规载荷对间隙的影响很重要,但机动飞行对间隙的影响同样不容忽视,特别是陀螺力矩、法向过载等会引起非对称的间隙变化,造成碰磨、气流激振等故障^[5]。

机动飞行时发动机主要承受因转子陀螺效应产生的陀螺力矩;另外,飞行方向的变化还会产生垂直于转子的法向过载^[1]。Olsson等^[6]针对JT9D发动机高压涡轮在复杂载荷作用下叶尖间隙的变化进行了研究,发现飞机在经历爬升、急转弯、失速等过程时,由于飞行速度快、转弯半径小,机动载荷作用明显。其中爬升和急转弯所导致的间隙变化量最大,占到总变化量的 41.6% ,而在本文设置的模拟环境中机动飞行所导致的高压涡轮叶尖间隙变化量也占到总变化量的 19.4% 。因此,在研究叶尖间隙变化规律时,不能忽略机动载荷对间隙的影响。

叶尖间隙研究方法主要是实验测量^[7]和数值计算。实验测量在研究间隙变化规律时存在局限性,需借助数值模拟对变化规律进行综合分析。

在考虑叶尖间隙的计算模型和方法时,徐有方^[8]介绍了一种国外的简化计算方法,用二维轴对称模型和弹性力学理论求解径向位移,该方法可大大减少计算量,但由于模型过于简化,计算精度受到影响,适合于方案估算。贾炳辉等^[9]则建立了以转速、压气机进出口压力和温度、涡轮进出口压力和温度为设计变量的数学模型,分离影响

间隙变化的主要变量,将不同因素引起的间隙变化量进行线性叠加。这种方法简单便捷,适合在气动设计阶段对间隙进行评估。牛冬生等^[10]采用了循环对称模型,应用有限元法中循环对称方法计算涡轮的叶尖间隙,降低划分网格的难度和计算工作量,计算时考虑了热载荷和离心载荷,但其对静子模型简化较多,且没有考虑机动载荷的影响。Benito等^[11]建立了三维热-机械压气机模型,开发了有限元程序并模拟热、力、力矩等载荷,计算叶尖间隙的变化规律,通过与二维模型、Nastran中梁壳模型以及电容探针实际测量的数据进行对比,发现三维模型可以真实模拟非对称温度场下的变形分布,还可以用于稳态和瞬态分析。文献^[11]主要针对压气机进行间隙分析,没有考虑涡轮的间隙变化,以及涡轮和燃烧室等部件对压气机叶尖间隙的影响。

祝长生等^[12]对发动机转子做了若干简化,建立多盘转子的运动微分方程,利用数值积分得到机动飞行因素对转子系统动力特性的影响,文献虽然主要研究了转子运动轨道变化可能导致的转静子碰磨,但可借鉴其载荷分析的思路。贾炳辉等^[9]对机动飞行过程按照水平盘旋和俯仰进行了分段等角速度简化处理,从而求解陀螺力矩和附加力,较全面地考虑了飞行姿态改变对间隙的影响,但是无法直观描述载荷的作用方式和特点以及转静子的响应,不足以给间隙设计提供完整的参考。Benito等^[11]在整机分析的基础上根据载荷作用效果将机动载荷分解为作用在安装边、转子等几何结构上的力或力矩,以此来详细研究压气机部件的力学响应和叶尖间隙的变化特点。这种方法更有利于部件的精细化研究,但无法考虑机动载荷对发动机整体的宏观作用效果。

分析可知,模型和边界条件对研究机动载荷对间隙的影响至关重要。现有的研究基础一方面对模型进行最大程度的简化,甚至采用二维轴对称模型进行求解;另一方面则是以原型机为基础,考虑各种影响因素,包括细微结构对间隙的影响。本文在模型处理方面,做到“简”、“繁”兼顾,在典

型核心机三维模型的基础上,建立较为完善合理的模型简化方法,分析对叶尖径向间隙影响较大的重要部位和关键结构,在保留关键结构特征的前提下进行最大程度的简化,既保证了结果的准确性,又降低了计算的难度。

在机动载荷求解方面,目前的研究方向一方面集中在通过构造载荷函数进行求解,只能对载荷进行简化分析;另一方面则基于实验基础对机动载荷进行分析,该方法基于在机动飞行时积累的大量实测数据。本文在缺少实验数据支持的前提下,根据理论力学原理,从实际出发模拟机动载荷的作用方式和特点,考察载荷之间的耦合效果,对实际载荷进行适当取舍,重点分析机动载荷对关键部件的影响,总结了机动载荷对核心机叶尖间隙的影响规律,为间隙的分析提供参考。

1 机动载荷分析

机动飞行主要包括水平盘旋和俯仰机动等动作,随之产生垂直于转子的离心加速度,以及由于高速转子的陀螺效应产生的陀螺力矩。本文主要研究陀螺力矩、法向过载等机动载荷对叶尖径向间隙的影响。

1.1 陀螺力矩

文献[13]中规定,发动机在允许的最高稳态转速下受下列条件所造成的陀螺力矩应能满意地工作:①绕垂直于转子轴线平面内的任一轴线以 3.5 rad/s 的稳态角速度工作持续 15 s;②绕垂直于转子轴线平面内的任一轴线以 1.4 rad/s 的稳态角速度工作,有无限循环寿命。在机动飞行过程中,只要飞机的飞行方向在空中被迫发生方向的变化,转子就会产生陀螺力矩。

计算核心机受到的陀螺力矩,需构建如图 1^[14]所示的转子简化模型。其中,A、B 为转子的前后支点, v 为沿轴线方向速度, ω 为自转角速度, ω_ψ 为公转角速度, M_g 为陀螺力矩。以此来计算转子由于陀螺效应对静子机匣产生的弯曲变形作用和前后轴承上由陀螺力矩引起的动压力 F_A

和 F_B ^[14]。

分析机动载荷对核心机叶尖间隙的影响,建立如图 2 所示以 A、B 为两个支点的核心机转子模型, l_{AB} 为两个支点间的距离, F_A 和 F_B 为作用在支点处的动压力。核心机的几何参数见表 1,其中用 X 表示回转半径的真实值,是一个纯数值,没有物理意义,并用 X 的倍数来表示核心机的其他参数指标。

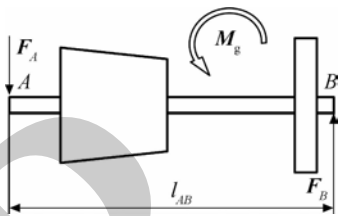


图 2 高压转子的载荷示意图

Fig. 2 Loads of the high pressure rotor

表 1 核心机几何参数表

Table 1 Geometric parameters of core engine

几何属性参数	数值
回转半径 R_z /mm	X
转动惯量 J_z /($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	$0.097X$

考虑陀螺力矩时,取 100% 稳态转速,以及国军标 GJB241-87 中的第 2 条,即绕垂直于转子轴线平面内的任意轴线以 1.4 rad/s 工作有无限循环寿命,可以计算得到作用在核心机水平子午平面内的陀螺力矩。

$$M_g = J_z \cdot \omega \cdot \omega_\psi \cdot \sin 90^\circ = 208.5 \cdot X \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

(1)

1.2 法向过载

飞机飞行时,过荷系数^[14]可以衡量作用在飞机上全部外力矢量和的大小和方向。法向过载则是指机体结构在各种高速剧烈的机动动作时所能承受的最大法向加速度。现代飞机^[15](如运输机、战斗机等)最大正过载取 8g,美国军用标准《飞行载荷规范》规定:此类飞机在亚声速时最大正过载为 8g,超声速时最大正过载为 6.5g。为考察法向过载对间隙变化的最大影响,同时考虑飞行员承受过载的生理上限,本文所计算的法向过载为作用在质心处大小为 8g,方向垂直于飞机轴线、处于竖直子午平面内的外力矢量。代入所选参数计算核心机的法向过载 F 为

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot R = 114.0 \cdot X \text{ (N)}$$

(2)

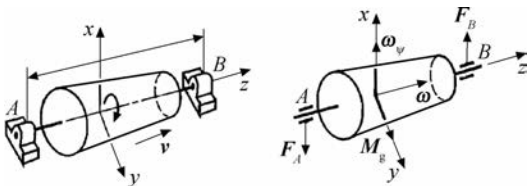


图 1 航空发动机转子陀螺力矩示意图^[14]

Fig. 1 Gyroscopic moment on the aero engine rotor^[14]

2 整机模型简化分析

2.1 核心机模型

典型航空发动机核心机主要包括高压压气机、燃烧室和高压涡轮等。为保证数值模拟的准确性,降低计算难度,一方面对静子件进行几何处理,简化复杂结构,降低对分网和计算的难度,另一方面主要考虑针对转子件进行榫接结构一体化处理和转子叶片的模化处理,建立较为完整的模型简化方法。

2.2 静子件的简化方法

高压压气机机匣和高压涡轮机匣上有许多倒圆、倒角和小孔等结构,燃烧室机匣上还有很多大孔、凸台等结构,这些几何特征在进行数值模拟时会增加分网难度,降低网格质量,增加计算量,对结果产生较大影响。

针对机匣上各类孔结构,采用等体积处理法和直接简化法进行简化。所谓等体积处理法,即针对孔径较大的结构计算总体积,然后将孔填平,等地地减去孔边加厚位置处的厚度,使该位置处的总体积不变。直接简化处理就是将大孔用同种材料将空填平进行计算。

以简化燃烧室机匣大孔结构为例探讨简化方法的合理性和正确性。如图 3 所示为带大孔薄壁件,分别对大孔进行等体积处理和直接简化处理,计算得到的径向变形结果如图 4 所示。

由表 2 可以看出,直接简化法或者等体积处

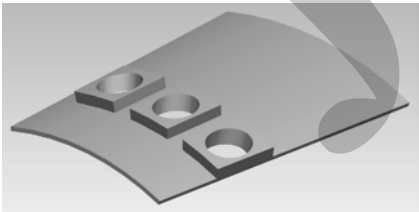
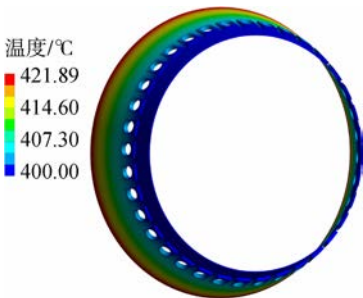


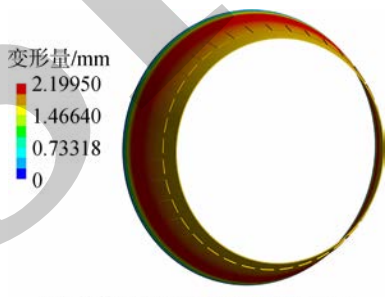
图 3 带大孔的薄壁件计算模型



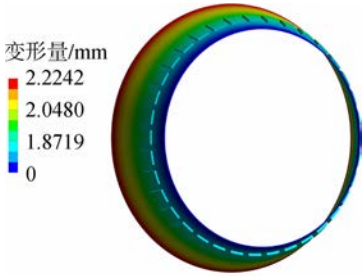
(a) 温度场分布云图



(b) 大孔薄壁机匣径向变形云图



(c) 等体积处理机匣径向变形云图



(d) 直接简化大孔机匣径向变形云图

图 4 不同简化方法变形结果云图

Fig. 4 Deformation contour using different simplified methods

表 2 不同简化方法误差比较

Table 2 Error of different simplified methods

处理方法	最大径向变形		孔处局部变形		结构静刚度	
	变形量/mm	相对误差/%	变形量/mm	相对误差/%	静刚度/ 10^6 (N/m)	相对误差/%
薄壁件结构	2.2245		1.8502		5.565	
直接简化法	2.2244	0.004	1.8495	0.37	5.504	1.1
等体积处理法	2.2262	0.07	1.8262	1.3	5.872	5.5

理法对机匣的最大径向变形影响不大,但对局部变形影响较大。计算 3 种结构对应的静刚度,发现直接简化法基本不影响薄壁件的静刚度,而等体积处理法则对薄壁件的静刚度影响较大。

直接简化法的计算结果更接近大孔薄壁件原有模型的计算结果,因此以直接简化法作为间隙分析时机匣大孔的简化方法。针对孔径大小对变形的影响不同,可以用孔径作为变量求出使用直接简化法的临界孔径值。

2.3 转子件的简化方法

2.3.1 榫接部分简化方法

以核心机为背景进行变形分析时,有几十对榫接结构需分网计算,由于榫接结构需考虑非线性接触分析,迭代收敛计算量很大。在接触分析时对接触对进行“绑定”则会大大降低计算量。

加载相同的温度场和稳态转速,研究榫头-榫槽绑定分析的可行性。选高压压气机第 3、6 级转子和高压涡轮转子,计算时采用“绑定”的最大径向变形结果较常规接触计算变形结果相差最大为 0.98%,见表 3。根据工程经验认为在两种计算结果相对误差小于 1%时,可以将榫接部分的接触简化成“绑定”模式。

表 3 榫接结构简化后高压转子最大径向变形结果
Table 3 The maximum radial deformation result of high pressure rotor after simplifying mortise structure

级数		变化百分比/%
压气机	3	0.02
	6	0.33
涡轮	10	0.98

针对本文研究的计算模型,除去转静子件之间的接触为单边接触迭代计算,转子件和静子件内部的接触均可以按照“绑定”模式进行计算。

2.3.2 转子叶片简化方法

高压压气机叶片大多都是变截面弯扭叶片,高压涡轮叶片均带有复杂的气冷结构,若按照其实际几何特征进行建模,不仅难度大,而且很难进行网格划分,即便能够成功分网,计算量和计算难度也很高^[16]。因此对转子叶片进行合理简化是十分有必要的,选用模化方法既可以降低分网难度,还可以贴近实际情况,体现叶片实际的几何特征和受力情况。

1) 模化原则

相比于最初真实叶片的分布式几何特征,连续的周向分布几何特征更加简单直观,因此将每一级的叶片简化为一个内径与盘缘外径相等的整环。与模化前的叶片相比,模化后的核心机转子叶片必须满足以下要求:①模化前后,叶片质量保持不变;②模化前后,叶片质心高度保持不变;③模化前后,叶片转动惯量保持不变。

2) 模化方法

圆环转动惯量的表达式为^[14]

$$J_{\rho}=0.5\cdot m\cdot (R^4+r^4)$$
 (3)

通过测量基本参数计算得到圆环的转动惯量 J_{ρ} 和质量 m ,模化后的整体圆环是与盘缘相接的,由盘缘外半径就等于圆环的内半径 r 已知,可求得圆环的外半径 R 。

圆环质量的表达式^[17]为

$$m=\rho\cdot V=\rho\cdot \pi\cdot (R^2-r^2)\cdot b=\rho\cdot 2\pi\cdot h\cdot (R-r)\cdot b$$
 (4)

其中 b 为圆环厚度, ρ 为密度, h 为圆环质心高度。根据计算得到的整体圆环几何尺寸,建立一个截面为矩形的整体圆环作为模化后的叶片模型,如图 5 所示为模化后的转子。

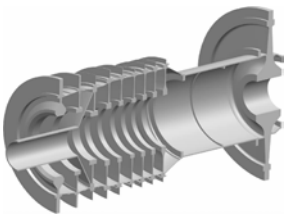


图 5 模化后的高压转子
Fig. 5 Simulated high pressure rotor

分析模化前后转子的几何参数见表 4,分别用 M 、 L 和 J 代表转子质量、质心高度以及转动惯量,比较发现模化结果理想。

表 4 转子模化前后几何参数比较
Table 4 Comparison of geometric parameters before and after simulation of rotor model

几何参数	模化前	模化后
质量	M	1.003M
质心高度	L	1.008L
转动惯量	J	1.019J

分析模化后的转子径向变形与模化前原模型径向变形的计算结果,见表 5。根据工程经验,比

较发现相对误差在可接受的范围之内,因此转子叶片可以采用模化方法进行简化。

表 5 叶片模化前后高压转子最大径向变形结果
Table 5 The maximum radial deformation result of high pressure rotor before and after blades simulation

参数	模化前	模化后
涡轮叶片叶尖 径向变形/mm	3.79	3.76
误差百分比/%		0.79

2.4 接触网格数量影响

发动机转静子接触和榫接接触网格的质量对数值计算结果的准确性有着很大的影响,其疏密程度直接影响力计算的难易和准确性^[18]。基于上文的简化方法,在分网时对于分网困难的局部复杂结构,返回几何模型继续合理简化,再进行分网,反复迭代得到最后的计算模型。

通过研究认为接触网格的大小并不对径向变形计算产生较大影响,可以适当增加网格尺寸,减少数量以降低计算难度及计算量^[18]。如图 6 为模型的分网结果。

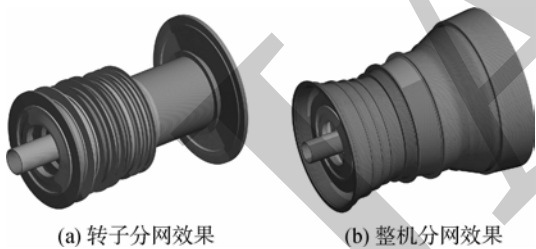


图 6 核心机分网结果
Fig. 6 Meshing result of the core engine

考虑叶尖径向间隙的变化量不涉及局部应力应变的计算分析,因此不考虑局部网格对应力的影响。静子件非对称部分和形状变化剧烈的局部进行自动分网,采用 Solid 187 的 10 节点四面体网格,其余所有中心对称几何特征全部采用 Solid 186 的 20 节点六面体网格,网格数量为 663 003,节点数为 1761 936。

3 机动载荷下间隙的数值模拟

为了解机动载荷对核心机叶尖径向间隙影响的大小程度和变化规律,本章研究了若干不同载荷共同作用下径向间隙的变化趋势。

由于温度载荷对核心机转静子的变形影响很

大,因此首先考虑只在离心载荷和机动载荷共同作用下的间隙变化规律。表 6 给出了该核心机主要零件所对应的材料,表 7 则列出了材料的主要性能参数,参考表中材料的力学性能参数进行数值模拟计算。

表 6 核心机主要零件的材料种类
Table 6 Material types of primary structures of the core engine

核心机	主要零件	材料编号
高压压气机	压气机叶片(1~3 级)	材料 01
	压气机叶片(4~9 级)	材料 04
	压气机盘(1~3 级)	材料 02
	压气机盘(4~9 级)	材料 04
	压气机机匣前段	材料 03
	压气机机匣后段	材料 05
高压涡轮	压气机轴	材料 04
	涡轮叶片	材料 06
	涡轮盘	材料 04
	涡轮轴	材料 04
	涡轮机匣	材料 04

3.1 离心载荷与机动载荷作用下间隙的变化规律

3.1.1 离心载荷对叶尖间隙的影响

研究离心载荷对叶尖径向间隙的影响,如图 7 为核心机变形云图,高压转子转速按 100% 稳态转速考虑,进行数值计算。在离心载荷的作用下,拾取每一级高压压气机转子和高压涡轮转子对应轴向位置的转子和静子的最大径向变形量,通过转静子变形的几何关系求得每一级转子对应叶尖径向间隙的变化量,并绘制叶尖径向间隙变化量的曲线。

在离心载荷作用下,核心机叶尖径向间隙变化趋势表现为在发动机轴向方向上,两头变化量大而中间变化量小的趋势,在同一轴向位置的周向上呈对称分布。如图 8 为在离心载荷作用下核心机变形量和间隙变化量的折线图,图中横坐标 1~9 为压气机级数,10 为涡轮级数,静子和转子变形量分别为 δ_s 和 δ_r ,间隙变化量为 δ ,具体数值见表 8。对原始数据进行无量纲化处理得到径向间隙的相对变化量,并将离心载荷作用下高压涡轮级叶尖径向间隙相对变化量设为 1,负值表示间隙减小,正值表示间隙增大。

结合结构特点分析发现,相比较高压压气机

表 7 材料的力学性能参数

Table 7 Mechanical properties of materials

材料编号	密度/(g/cm ³)	泊松比	温度/℃	线膨胀系数/10 ⁻⁶ ℃ ⁻¹	弹性模量/GPa
材料 01	4.37	0.30	20		113
			100	8.50	109
			200	8.90	106
			300	9.30	101
材料 02	4.68	0.30	20		112
			100	9.00	105
			200	9.00	99
			300	9.40	97
材料 03	4.53	0.35	20	8.70	113.3
			100	8.60	107.7
			200	9.50	104.0
			300	9.70	97.9
材料 04	8.24	0.32	20	13.00	
			100	14.10	176
			200	14.80	150
			300	15.40	141
材料 05	8.06	0.30	20	13.94	195
			100	14.85	176
			200	15.81	163
			300	16.24	160
材料 06	8.48	0.45	20	14.55	97.6
			100	15.06	87
			200	15.54	81
			300	16.02	79

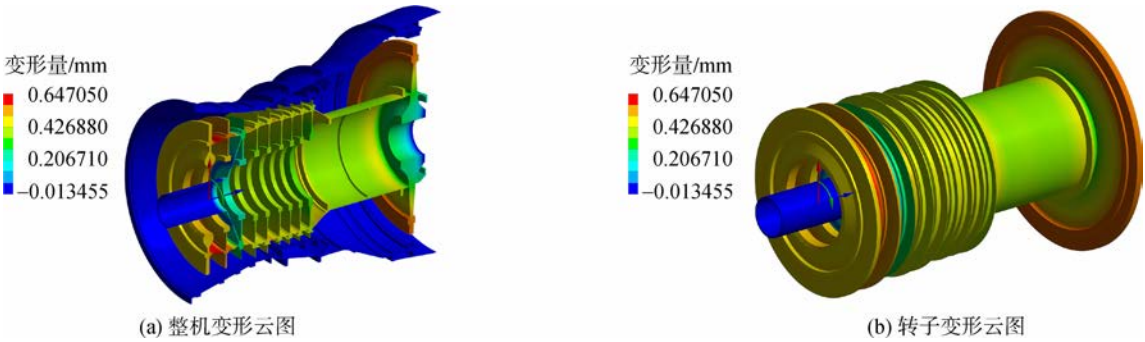


图 7 离心载荷作用下的变形计算结果

Fig. 7 Deformation results subjected to centrifugal load

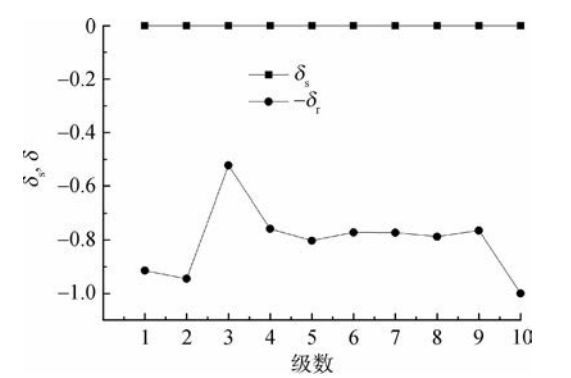


图 8 离心载荷下的相对值

Fig. 8 Relative value subjected to centrifugal load

表 8 离心载荷下径向间隙的相对变化量
Table 8 Relative variation of radial clearance subjected to centrifugal load

级数	间隙变化量
1	−0.914
3	−0.523
6	−0.771
9	−0.764
10	−1.000

前两级转子和高压涡轮转子,中间几级叶盘质量轻,离心载荷相应较小,间隙变化量也会随之减小,曲线变化趋势总体上呈现“凸”字形。

第 3 级叶盘对应的径向间隙减小量相比前后级间隙减小量骤减明显。如图 9 为高压压气机转子局部结构示意图。分析发现压气机第 3 级盘处于两个鼓筒轴之间,同时与高压轴前轴通过螺栓连接,结构刚度较大,在离心载荷作用下变形量相比于其他转子的变形量都要小。因此,折线图中第 3 级叶尖间隙变化量的骤减具有合理性。

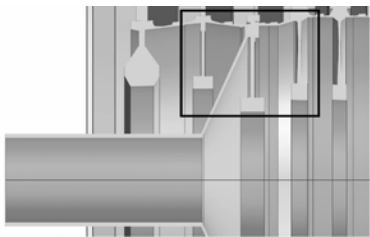


图 9 高压压气机第 3 级盘结构
Fig. 9 Third stage disc structure of high-pressure compressor

3.1.2 离心载荷与法向过载对叶尖间隙的影响

图 10 为核心机在离心载荷和法向过载共同

作用下的稳态变形云图。相比于仅在离心载荷下的变形,核心机转静子件均发生了不同程度的变形。转子发生径向变形的同时静子也发生了相应的变形。静子的径向变形量相比于转子仍然较小,但相比于仅在离心载荷作用下的变形量,法向过载的存在使静子的径向变形量和间隙变化量更为显著。核心机叶尖间隙变化量的走势与文中第 3.1.1 节中相似,总体上依旧呈现“凸”字形的变化趋势。

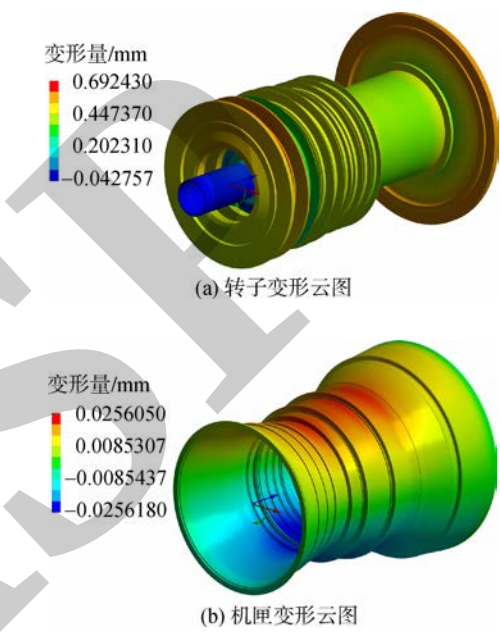


图 10 离心载荷与法向过载作用下的变形计算结果
Fig. 10 Deformation results subjected to centrifugal load and normal overload

图 11 为在离心载荷与法向过载共同作用下核心机转静子变形量和叶尖径向间隙变化量的折线图,数据见表 9。比较在轴向位置上每一级转子对应的径向间隙变化量和变化趋势,与仅在离

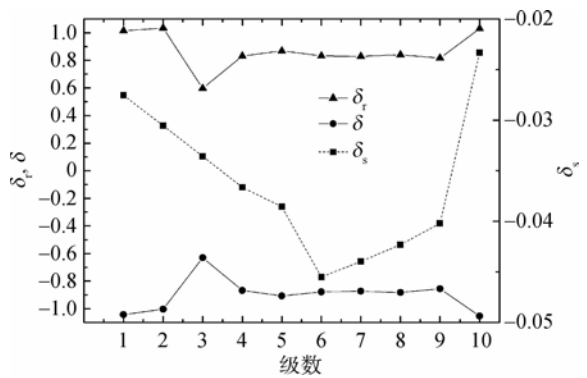


图 11 离心载荷和法向过载作用下的相对值
Fig. 11 Relative value subjected to centrifugal load and normal overload

心载荷作用时有所不同。因为核心机的初始质心处于高压压气机轴线的中间位置,在法向过载的作用下,质心会在竖直子午面内发生径向偏移,因此在竖直子午面内压气机机匣中部的变形量相比其他轴向位置较大。

表 9 离心载荷和法向过载下径向间隙的相对变化量

Table 9 Relative variation of radial clearance subjected to centrifugal load and normal overload

级数	δ_r	δ_s	δ
压气机	1	1.585	0.017
	3	0.153	0.016
	6	1.506	0.016
	9	1.570	0.013
涡轮	10	1.333	0.005

3.1.3 离心载荷与陀螺力矩对叶尖间隙的影响

图 12 为核心机在离心载荷和陀螺力矩共同作用下的稳态变形云图。相比于文中第 3.1.1 节和文中第 3.1.2 节中研究的两种载荷条件作用的计算结果,核心机发生了不同程度的变形。从图中可以看到,在离心载荷和陀螺力矩共同作用下,机匣最大正向变形量的轴向位置与文中第 3.1.2 节中的位置不同。文中第 3.1.2 节中最大正向变形位于机匣竖直子午面内轴向位置的中部,与最大负向变形位置呈周向对称分布;在离心载荷和陀螺力矩作用下机匣最大正向变形位于压气机机

匣水平子午面内轴向位置的前部,与最大负向变形位置呈周向对称分布。

图 13 为离心载荷和陀螺力矩作用下转静子变形量和径向间隙变化量的折线图,数据见表 10。相较前两种载荷形式,离心载荷和陀螺力矩作用时转子变形量与径向间隙变化量的总体趋势发生了变化。在不考虑第 3 级转子特殊性的前提下,间隙变化呈现“凹”字形趋势,静子变形量的变化趋势呈现单调性,变形量的大小相对于法向过载作用时较小。分析转子的陀螺效应可知陀螺力矩对转子的弯曲作用较明显。在转子水平子午面内的轴线方向上中间变形小,两头变形相对较大,致使间隙变化量呈现中间小两头大的趋势。

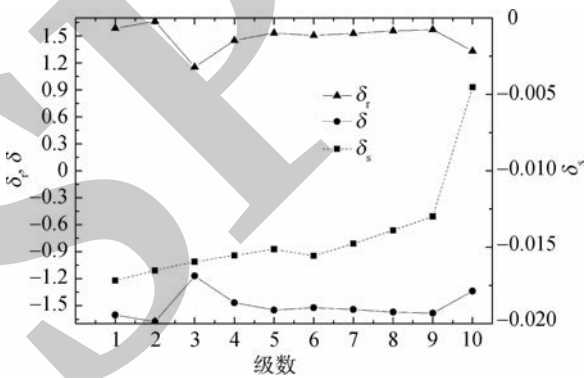


图 13 离心载荷和陀螺力矩作用下的相对值
Fig. 13 Relative value subjected to centrifugal load and gyroscopic moment

表 10 离心载荷和陀螺力矩下径向间隙的相对变化量

Table 10 Relative variation of radial clearance subjected to centrifugal load and gyroscopic moment

级数	δ_r	δ_s	δ
压气机	1	1.015	-0.028
	3	0.597	-0.034
	6	0.832	-0.045
	9	0.816	-0.040
涡轮	10	1.030	-0.023

3.1.4 只考虑机动载荷时对间隙的影响

分别考虑法向过载和陀螺力矩对叶尖径向间隙变化量的影响,比较不同载荷下径向间隙变化量的差值,即将不同机动载荷下径向间隙相对变化量与无机动载荷作用下间隙相对变化量相减作为差值,并对差值进行比较分析,数据见表 11。对符号作以下定义,见表 12。

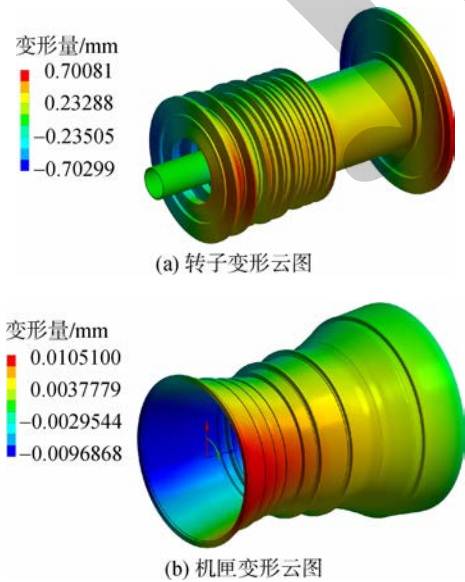


图 12 离心载荷与陀螺力矩作用下的变形计算结果
Fig. 12 Deformation results subjected to centrifugal load and gyroscopic moment

表 11 机动载荷下径向间隙的相对变化量
Table 11 Relative variation of radial clearance subjected to maneuver loads

级数	相对变化量	
	陀螺力矩	法向过载
压气机	1	-0.688
	3	-0.646
	6	-0.750
	9	-0.819
涡轮	10	-0.337

表 12 符号定义表
Table 12 Definition of symbols

相对变化量符号	载荷类型
Δr	热载荷+离心载荷
Δr_1	热载荷+离心载荷+法向过载
Δr_2	热载荷+离心载荷+陀螺力矩

表 12 中 Δr 和 $\Delta r_i (i=1,2)$ 为不同载荷下径向间隙相对变化量。如图 14, 计算并绘制 $\Delta r_1 - \Delta r, \Delta r_2 - \Delta r$ 折线图。

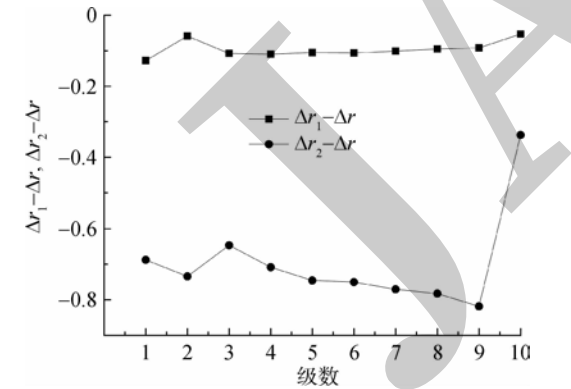


图 14 机动载荷对间隙的影响
Fig. 14 Influence of maneuver loads on clearance

$\Delta r_1 - \Delta r$ (法向过载对径向间隙的影响) 基本位于区间 $(-0.15, -0.05)$ 内, 而 $\Delta r_2 - \Delta r$ (陀螺力矩对径向间隙的影响) 分布在 $(-0.9, -0.3)$ 之间。分析可知: ① $\Delta r_1 - \Delta r$ 较小表示法向过载对间隙变化的作用效果不够明显; ② $\Delta r_2 - \Delta r$ 较大表示陀螺力矩对间隙变化的作用效果较为明显。

间隙的变化趋势与不施加温度载荷时相似, 法向过载对各级转子的影响更为均匀, 陀螺力矩则使转子发生较为明显的弯曲, 且影响程度大于法向过载。因此为了更清晰地了解机动载荷的作

用效果, 可以采用载荷独立讨论与耦合分析相结合的方法研究间隙的变化规律。

3.2 离心载荷、机动载荷与温度载荷作用下间隙的变化规律

在分析影响叶尖径向间隙的因素时, 温度载荷对变形及径向间隙的变化影响很大。因此, 在文中第 3.1 节中计算机动载荷对径向间隙变化的影响时没有考虑温度载荷。图 15 为核心机转静子的温度场, 根据发动机实际工况的温度值, 对高压压气机和高压涡轮施加根据真实温度场分段径向插值得到的温度场。利用相同的数值方法计算核心机各级转子对应轴向位置上的叶尖径向间隙的变化量。

图 16 为在施加温度场后各级转子对应的叶

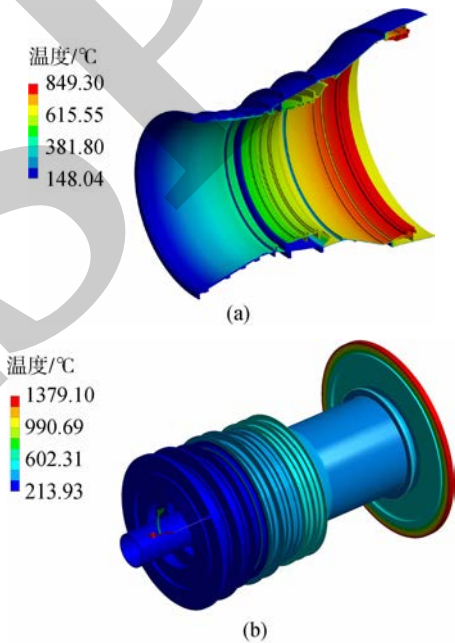


图 15 核心机温度场
Fig. 15 Temperature field of the core engine

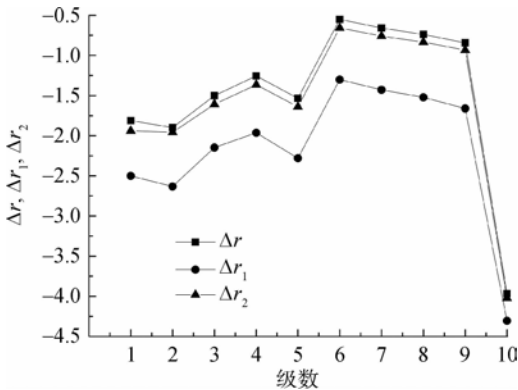


图 16 叶尖径向间隙的相对变化量
Fig. 16 Relative variation of radial tip clearance

尖径向间隙相对变化量,数据见表 13。可以看到 3 条曲线的变化趋势相似、相差较小,说明温度载荷对变形和间隙变化的影响远远大于机动载荷。法向过载和陀螺力矩在不同程度上改变了径向间隙的变化量,高压压气机前五级和高压涡轮级径向间隙变化较大,高压压气机后四级径向间隙变化较小。

表 13 常规载荷与机动载荷下径向间隙的相对变化量
Table 13 Relative variation of radial clearance subjected to conventional loads and maneuver loads

级数	Δr	Δr_1	Δr_2
压气机	1	-1.812	-1.940
	3	-1.500	-1.608
	6	-0.551	-0.657
	9	-0.843	-0.934
涡轮	10	-3.968	-4.021

3.3 分析与总结

3.3.1 静子变形量分析

机动载荷作用时核心机静子变形量的绝对值较小,为了单独分析机动载荷对变形的影响,考虑不加温度场时机匣径向变形量的大小,如图 17 所示。陀螺力矩作用时,机匣发生明显变形;法向过载作用时,机匣的变形量相比于陀螺力矩作用时更大,说明法向过载对机匣变形的作用效果更明显。

可以看到变化趋势基本都为中间变形量大,两头变形量小的“凹”字形趋势,分析发现机匣前端通过螺栓连接风扇机匣与处理机匣,后端通过螺栓连接低压涡轮机匣,且距离前后支点较近,刚度大,变形量小。

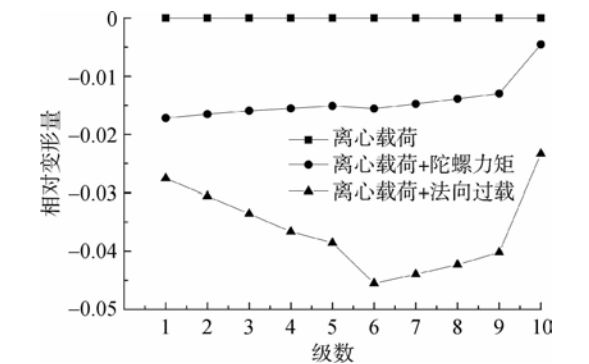


图 17 机匣径向相对变形量(无温度载荷)
Fig. 17 Relative deformation of case in the radial direction (without thermal load)

陀螺力矩作用时,机匣水平子午面内变形量的趋势呈现一定的单调性,分析可知转子的弯曲效应通过承力结构使静子产生图 17 中所示的变化趋势。法向过载作用时,因为质心位于机匣轴线中部,所以在竖直子午面内机匣中间的变形大,两头的变形小,变化趋势呈现“凹”形。

图 18 考虑温度载荷时,可以看到机匣的径向变形量受温度载荷主导明显,不同载荷条件下的机匣变形量相差甚微,因此需要对热载荷的影响单独进行讨论。

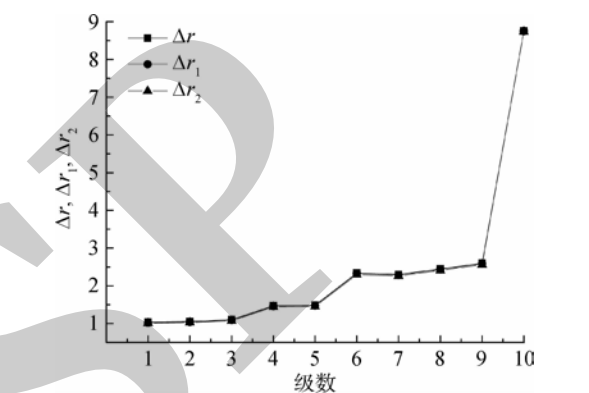


图 18 机匣径向相对变形量(有温度载荷)
Fig. 18 Relative deformation of case in the radial direction (with thermal load)

3.3.2 转子变形量分析

图 19 为不同载荷条件下转子的径向变形量,由于转子变形与间隙变化具有一致性,具体分析和原理与文中第 3.1 节相似,此处不再赘述。

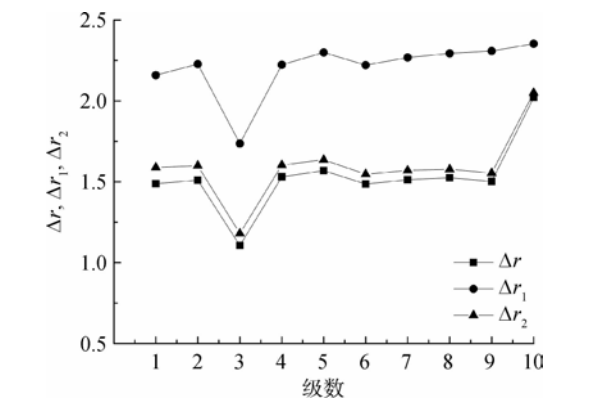


图 19 不同载荷条件下转子相对变形量
Fig. 19 Relative deformation of the rotor subjected to different loads

3.3.3 叶尖间隙变化量分析

比较几种载荷共同作用下核心机叶尖径向间

隙的相对变化量(表 14)和变化趋势(图 20),发现机动载荷作用时径向间隙变化量绝对值的变化趋势与装配间隙的变化趋势相似,说明初始设计的间隙值基本符合径向间隙变化的规律。考虑到未计入不平衡响应、轴向移动、转子振动响应变形和持久蠕变变形等因素对叶尖径向间隙的影响,运行间隙在(0,2)之间变化具有一定的合理性。

压气机后四级间隙变化量明显比前五级小。分析发现后四级机匣承受较高的温度且为悬臂式结构,工作时受热膨胀遇到的阻碍更小,变形更大;转子在陀螺力矩和法向过载的作用下会发生质心径向偏移和转子弯曲效应,且转子质心接近压气机 6~9 级转子的位置,因此第 6 级到第 9 级转子的运行间隙绝对值更接近于零。

表 14 核心机叶尖间隙的相对变化量
Table 14 Relative variation of tip clearance of core engine

级数	相对变化量			
	装配间隙	间隙变化	运行间隙	
压气机	1	2.186	-0.897	1.289
	3	1.600	-0.978	0.622
	6	1.262	0.220	1.482
	9	1.422	-0.078	1.344
涡轮	10	4.533	-2.969	1.564

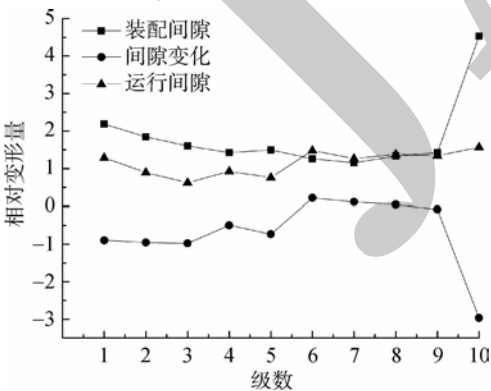


图 20 机动载荷下间隙的相对变化量
Fig. 20 Relative variation of clearance subjected to maneuver loads

3.3.4 不同载荷对间隙变化影响程度分析

分别考虑法向过载和陀螺力矩对叶尖径向间隙影响程度的大小,比较不同载荷下径向间隙变化量的差值。参考文中第 3.1.4 节中图 14 的结果分析不同载荷对叶尖径向间隙的作用效果和影

响程度,可以看出离心载荷、法向过载、陀螺力矩 3 种载荷之间存在相互影响。

高压转子变形量和径向间隙变化量在是否有陀螺力矩作用时具有较大差异。当陀螺力矩作用时,转子发生明显的弯曲效应,支点处径向间隙变化量相比转子中部间隙变化量更小;当陀螺力矩作用较弱或不存在陀螺力矩时,由于法向过载均匀作用于每个质量单元,对变形的贡献是均匀分布的,而变形分布又依赖于质量分布,此时的变形量与仅在离心载荷作用时相似。

3.4 小 结

通过对机动载荷作用下叶尖径向间隙的数值模拟发现,不能忽略法向过载和陀螺力矩对叶尖间隙的影响,不同载荷对叶尖径向间隙变化的影响也不同。

陀螺力矩对叶尖径向间隙变化的影响最大,当陀螺力矩作用时,径向间隙相对变化量的平均值为-2.1742,当没有陀螺力矩作用时,间隙相对变化量的平均值为-1.4761和-1.5717。法向过载对间隙变化的影响较小,其作用时径向间隙相对变化量的平均值相比于仅在离心载荷作用时增加了 0.096,见表 15。

对于核心机转静子的变形分布,法向过载使转子的径向变形更均匀,最大正向变形位置位于机匣竖直子午面内轴线方向的中间位置,与最大负向变形位置呈周向对称分布;陀螺力矩使转子发生明显的弯曲变形,最大正向变形位置位于机匣水平子午面内轴线方向的前部,与最大负向变

表 15 不同载荷下叶尖径向间隙的相对变化量
Table 15 Relative variation of radial tip clearance subjected to different loads

主要部位	级数	Δr	Δr_1	Δr_2
压气机	1	-1.8119	-1.9397	-2.4995
	2	-1.8988	-1.9575	-2.6329
	3	-1.5004	-1.6080	-2.1468
	4	-1.2557	-1.3653	-1.9638
	5	-1.5346	-1.6397	-2.2801
	6	-0.5510	-0.6573	-1.3011
	7	-0.6586	-0.7595	-1.4288
	8	-0.7394	-0.8345	-1.5219
	9	-0.8426	-0.9344	-1.6611
涡轮	10	-3.9683	-4.0214	-4.3055

形位置呈周向对称分布。

4 结 论

针对典型航空发动机核心机叶尖径向间隙在机动载荷作用下的变化规律与特点进行研究,通过理论推导、模型简化、载荷分析、数值模拟以及数据处理,对主要研究内容进行归纳总结,初步得到核心机叶尖径向间隙在不同载荷条件下的变化规律和分布特点如下:

1) 对于核心机静子件可直接简化结构复杂、变形影响程度较小的几何特征,如倒圆、倒角和孔等;对转子件可进行模化处理,降低分网和计算难度;

2) 当法向过载作用时,转子的径向变形在竖直子午面内比较均匀,且沿周向分布较为对称,静子最大正向变形位置位于机匣竖直子午面内轴线方向的中间位置,与最大负向变形位置呈周向对称分布;

3) 当陀螺力矩作用时,转子在水平子午面内发生明显的弯曲变形,静子最大正向变形位置位于压气机水平子午面内轴线方向的前部,与最大负向变形位置呈周向对称分布;

4) 由于机动飞行时,法向过载和陀螺力矩的作用方向可以随飞行方向任意改变,因此没有深入分析径向间隙变化量在周向上的分布规律。

机动飞行时的工况有很多种,本文的计算结果是在不考虑转子振动响应变形和持久蠕变变形条件下的叶尖间隙变化初步结果,而且本文只讨论了盘旋和俯仰等过程的机动载荷,应继续研究在空中停车等状态下由于飞行姿态急剧变化对间隙的影响。除此之外,还需从理论深入分析机动载荷对发动机的作用效果,从结构设计、制造工艺、材料加工等环节出发,分析如何减轻机动载荷对叶尖间隙的影响,进一步掌握对叶尖间隙的控制规律,提高发动机的效率与性能。

致谢:

感谢北京航空航天大学闻洁老师课题组在发动机热分析方面做出的贡献,对核心机温度场分析提供了帮助。

参考文献:

[1] 张晓波,杨瑞,李其汉.航空发动机涡轮径向间隙设计方法研究[J].航空发动机,2004,30(2):14-18.
ZHANG Xiaobo,YANG Rui,LI Qihan. A design method of turbine rotor radial clearance of an areoengine[J]. Aero-engine,2004,30(2):14-18. (in Chinese)

[2] 郭淑芬,徐波.涡轮叶尖径向主动间隙控制研究[J].航空发动机,2000(2):47-51.
GUO Shufen,XU Bo. Research on radial active clearance control of turbine blade[J]. Aeroengine,2000(2):47-51. (in Chinese)
[3] SHAWN C T,BRUCE M S,JAY J O. Further characterization of an active clearance control concept[R]. AIAA-2007-5379,2007.
[4] 熊宇飞.航空发动机转子叶尖间隙测量[J].测控技术,2004,23(1):5-7.
XIONG Yufei. Rotor tip-clearance measurement in aero-engine[J]. Measurement and Control Technology,2004,23(1):5-7. (in Chinese)
[5] 航空航天工业部《高效节能发动机文集》编委会.高效节能发动机文集:第5分册 涡轮设计和试验[M].北京:航空工业出版社,1991.
[6] OLSSON W J,MARTIN R L. B747/JT9D flight loads and their effect on the engine running clearance and performance deterioration BCAC NAL10 and WA JT9D engine diagnostics programs[R]. NASA-CR-165573,1982.
[7] 邱立新,王振华.航空发动机叶尖间隙测量研究[J].航空发动机,2001(4):26-29.
QIU Lixin,WANG Zhenhua. Research on aero-engine tip clearance measurement[J]. Aeroengine,2001(4):26-29. (in Chinese)
[8] 徐有方.航空燃气涡轮发动机压气机径向间隙计时图的计算方法[J].燃气轮机技术,1989,3(9):40-43.
Calculation method of radial gap timing chart for aviation gas turbine engine compressor[J]. Gas Turbine Technology,1989,3(9):40-43. (in Chinese)
[9] 贾炳辉,张小栋,彭凯.机动飞行下的涡轮叶尖间隙动态变化规律[J].航空动力学报,2011,26(12):2757-2764.
JIA Binghui,ZHANG Xiaodong,PENG Kai. Dynamic changes rule of aero-engine turbine tip clearance in maneuver flight[J]. Journal of Aerospace Power,2011,26(12):2757-2764. (in Chinese)
[10] 牛冬生.涡轮叶尖间隙数值分析和冷热态尺寸换算方法研究[D].南京:南京航空航天大学,2004.
NIU Dongsheng. Research on numerical analysis of turbine blade tip clearance and conversion of cold and hot dimensions[D]. Nanjing:Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2004. (in Chinese)
[11] BENITO D,DIXON J,METHERELL P. 3D thermo-mechanical modelling method to predict compressor [R]. ASME Paper GT2008-50780,2008.
[12] 祝长生,陈拥军.机动飞行时发动机转子系统动力学统一模型[J].航空动力学报,2009,24(2):371-377.
ZHU Changsheng,CHEN Yongjun. General dynamic model of aeroengine's rotor system during maneuvering flight [J]. Journal of Aerospace Power,2009,24(2):371-377. (in Chinese)
[13] 王通北,陈美英.谈国军标 GJB241-87 中的外部作用力和陀螺力矩[J].航空发动机,1998(2):25-31,15.

WANG Tongbei, CHEN Meiyang. Discussion about external force and gyro torque in national military standard GJB241-87[J]. Aeroengine, 1998(2): 25-31, 15. (in Chinese)

[14] 谢传锋, 王琪. 理论力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2009.

[15] 富贵华. 稳定俯仰机动飞行包线研究及最大机动载荷的计算[J]. 中国民航学院学报, 1985(2): 9-18.

FU Guihua. Research on stabilizing pitch maneuvering flight envelope and calculation of maximum maneuvering load[J]. Journal of Civil Aviation University of China, 1985(2): 9-18. (in Chinese)

[16] 薛园园. 基于核心机的高压涡轮叶尖径向间隙分析技术研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2017.

XUE Yuanyuan. Turbine radial tip clearance analysis based on core-engine model[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2017. (in Chinese)

[17] 王超, 王延荣, 徐星仲, 等. 应用三维有限元法计算汽轮机转子临界转速和模化长叶片[J]. 动力工程, 2007, 27(6): 840-844.

WANG Chao, WANG Yanrong, XU Zhongxing, et al. Simulation of long blades and calculation of critical speeds of the steam turbine rotor by 3D finite element methods[J]. Journal of Power Engineering, 2007, 27(6): 840-844. (in Chinese)

[18] 胡延青. 航空发动机叶尖径向间隙研究进展综述[J]. 航空发动机, 2014, 40(1): 60-67.

HU Yanqing. Overview on aeroengine radial tip clearance [J]. Aeroengine, 2014, 40(1): 60-67. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)