

篦齿封严结构气弹稳定性数值分析

王能茂^{1,2}, 王延荣^{1,2}, 田爱梅³

- (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. 北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191)

摘 要: 针对航空发动机中篦齿封严装置的气弹稳定性问题,用所发展的气弹稳定性分析的能量法,考查了两种不同的篦齿封严结构模型的颤振特性,对比分析了在不同节径振动下的气动功分布和模态气动阻尼比。结果表明:能量法可以用于预测篦齿封严结构的气弹稳定性,通过数值计算给出了改进前后篦齿封严结构低阶振动模态的气动功和模态气动阻尼比,改进后的篦齿结构在 2 节径振型下不再发生颤振,说明改进后的结构比改进前的气弹稳定性更好。

关 键 词: 篦齿封严; 振动; 气弹稳定性; 模态气动阻尼比; 能量法

中图分类号: V215.3 **文献标志码:** A

Numerical analysis for aeroelastic stability of labyrinth seals

WANG Nengmao^{1,2}, WANG Yanrong^{1,2}, TIAN Aimei³

- (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. School of Astronautics,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Labyrinth seal in aero engines may be prone to aeroelastic instabilities. Based on the energy method of the aeroelastic stability analysis from the rotor blades, the flutter characteristic of two different models of labyrinth seal was calculated to compare the unsteady aerodynamic force and modal aerodynamic damping ratio under different vibration nodal diameters. Analysis showed that the energy method can be used to predict aeroelastic stability of labyrinth seal model and provide a reference for aero engine seal disk structure design. The aerodynamic work and modal aerodynamic damping ratio of low order vibration mode of labyrinth seal model before and after improvement were given by numerical calculation; the model at 2 nodal diameter vibration mode no longer fluttered after improvement, showing that the aerodynamic stability of model after improvement was better than that before improvement.

Key words: labyrinth seal; vibration; aeroelastic stability;
modal aerodynamic damping ratio; energy method

收稿日期:2017-03-30

基金项目:国家自然科学基金(51475022)

作者简介:王能茂(1989—),男,博士生,主要从事航空发动机结构强度、振动特性研究。

引用格式:王能茂,王延荣,田爱梅. 篦齿封严结构气弹稳定性数值分析[J]. 航空动力学报,2018,33(5):1144-1150. WANG Neng-mao, WANG Yanrong, TIAN Aimei. Numerical analysis for aeroelastic stability of labyrinth seals [J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5): 1144-1150.

篦齿封严装置是利用通道突扩和突缩增加流阻以限制流体泄漏的非接触式封严装置^[1], 是航空发动机中广泛采用的一种有效、长寿命封严结构, 主要用于压气机和涡轮级间、叶片的顶部、冷却流路系统、燃气隔离以及主轴承腔滑油封严系统中的油气隔离等。这种密封结构的最大特点是密封转、静子件之间非接触, 因而可靠性较好、不易损坏^[2]。即使篦齿齿尖和对偶件表面接触有轻微磨损或损伤, 也易于修复。但是篦齿封严装置的缺点也比较突出, 由于篦齿密封有间隙存在, 因而泄漏程度较大, 且随着磨损造成的密封间隙增大, 密封性能退化, 篦齿密封系统中一处篦齿出现严重磨损或损坏, 会引起整个系统发生不可控制的流体流动, 甚至导致发动机破坏性故障。

随着航空发动机性能的提高, 篦齿封严装置的振动问题越来越突出。美国的 F100 发动机发生篦齿故障, 其故障表现为篦齿装置上出现多处裂纹: 第一齿的齿尖上出现径向裂纹; 第一、第二腔的封严齿及壳体出现轴向裂纹, 普惠公司的技术人员分析认为是气动弹性失稳引起振动过大造成的^[3]。我国也有发动机在试车时发生过篦齿环掉落的严重问题, 即篦齿环在根部沿周向出现穿透性裂纹, 篦齿环全部从压气机盘上掉落, 掉落的篦齿环被发动机叶片在高速下打碎, 碎片随燃气沿流道流向发动机尾部, 将压气机叶片、燃烧室、涡轮叶片等多处打伤, 后经初步故障分析, 认为这可能是由气动弹性失稳造成的^[4]。

Alford^[5]研究了封严组件共振引起的封严件疲劳破坏, 认为在共振存在时, 封严组件之间的摩擦可以将能量引入到振动系统中, 引起振幅增大并导致疲劳破坏; 即使封严组件之间没有接触, 振动引起的封严腔内气体压力的变化也可以将能量引入到振动系统中。在对故障的分析中 Alford 总结了封严篦齿失效的几个原因^[6]: 共振情况下摩擦引起的周向节径振动; 摩擦引起的热不稳定; 气弹自激振动和声固耦合振动; 低周热疲劳; 相摩擦材料不协调。文献^[6]中, Alford 还发现转静子安装的相对位置对篦齿封严装置自激振动失稳的影响。Abbott^[7]在航空发动机篦齿封严装置气弹稳定性分析模型中考虑了声自然频率的影响, 认为声频与结构自振频率的比值是衡量封严篦齿气动阻尼性质(稳定或失稳)的重要因素。

篦齿封严装置的气弹稳定性有诸多方面有待于计算方法的改进和进一步的研究。通过真实篦齿封严装置的实验对篦齿封严装置的气动模型进

行更准确地修正^[8], 其中包括漏气量方程中参数的修正、摩擦力方程中参数的修正, 使其更接近真实情况^[9], 其次是对篦齿封严装置封严腔内流动进行三维流动计算, 不同于一维的情形, 三维 CFD 方法的修正能得到更准确和接近真实的结果^[10]。在篦齿封严装置中摩擦阻尼器的使用非常常见, 对典型的篦齿封严阻尼器进行实验研究和数值模拟很有必要^[11], 实际过程中阻尼器在振动时除了与封严件相互滑动以外, 还会有短暂的黏着现象, 这样的阻尼模型实际上变成了非线性模型。在对篦齿封严装置的气动弹性稳定性(下文简称气弹稳定性)研究中发现, 材料的结构阻尼特性对稳定性有相当大的影响, 而材料的阻尼及零部件结构阻尼的研究也是非常复杂的, 开展材料的结构阻尼对篦齿封严装置稳定性影响方面的实验研究和理论分析是必要的。

自从出现颤振故障以来, 人们一直致力于颤振预估的研究^[12]。鉴于颤振预估的复杂性, 早期的颤振研究多采用经验法和实验法, 这些方法的缺点是针对性太强, 不同系统之间难以互相借鉴。实验研究和数值计算是研究篦齿封严装置的两种主要手段, 在封严研究领域中, 实验研究有着极其重要的地位。随着计算机技术的发展, 有限元方法和计算流体力学技术进展十分迅猛, 应用也越来越广泛。利用数值模拟来研究篦齿封严特性是一种重要的方法, 它不仅可以提供详细的流场信息, 而且具有研究成本低等诸多优点。但是由于紊流数值模拟技术有许多近似条件的限制, 对于复杂的流动结构还需要通过实验进行验证, 另外实验也是揭示复杂结构中流动机理的最直接、最可靠的方法。近年来针对篦齿封严装置气动弹性问题的研究^[13], 其数值方法和基本理论主要源自于对叶轮机械叶片颤振预测的方法。颤振作为流体诱导的振动, 属于流固耦合振动问题, 因而颤振预估涉及到结构动力学和气动力学两个领域的研究。为此, 近年来人们对颤振的预测多采用数值预测方法。

Srinivasan 等^[14]通过对篦齿封严装置振动模态的分析, 确定了气动力与振型、频率及几何参数之间的关系, 用求解特征方程的方法求出在气动力扰动下封严组件的特征值, 以此判断封严组件的稳定性, 并认为增加转动件和静子件的刚度、减小气流周向流速可以增加篦齿封严组件的稳定性。郑建民^[15]在 Srinivasan 模型的基础上, 将密封气体的气动力和篦齿封严装置形成统一的特征方程, 采用独立编制的振动模态分析程序, 根据特

征方程的解来判定系统的稳定性情况,并提出将特征值的虚部与模态分析的结果相比较,以确定系统失稳时是静子件失稳还是转子件失稳。通过特征值的实部的正负来判定系统颤振或稳定,特征值的虚部给出结构的颤振频率,特征向量给出颤振振型。

Sayma 等^[16]基于能量法在叶轮机械叶片颤振分析中的发展,将能量法应用于封严装置的气动弹性分析中,认为大的轴向和径向变形、封严装置振动、气体热膨胀、非定常湍流、密封间隙的高速流以及碎片和磨损等诸多因素的相互作用导致了封严的气动热弹性现象^[17]。Phibel 等^[18]利用 CFD 技术将能量法应用于篦齿封严装置的气弹稳定性分析中,计算结果表明,机械振动频率与音频的比值以及篦齿的支承端位置对颤振稳定性有较大影响。气动功的分布一方面与模态振型以及空腔形状有关,另一方面与非定常压力的分布有关^[19]。Mare 等^[20]应用能量法计算封严篦齿的气弹稳定性特性,研究了不同齿数的封严篦齿在不同节径振动时所表现出的气弹稳定性的区别。

1 气弹稳定性分析数值方法

基于成熟的计算流体力学和计算结构动力学手段,已发展了一种流固耦合振动数值方法^[21],用于预测叶轮机械叶片的气弹稳定性,推广应用到篦齿封严装置。借助有限元形函数的概念,基于恒定位移矢量差法发展了一种数据传递算法,将结构模态分析得到的节点振动位移插值到流固耦合交界面的流体域网格点上,采用壁面动网格技术,利用有限体积法求解了通过 $k-\epsilon$ 湍流模型封闭的雷诺平均 Navier-Stokes(RANS)方程,非定常流场分析得到不同时刻的振动位移和对应的气动载荷,进而得到一个周期内的非定常气动功,并基于能量法,获得了用于预测气弹稳定性的等效的模态气动阻尼比。

1.1 基本方程

篦齿结构离散形式的系统运动(振动)方程为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_a \tag{1}$$

式中 $M = M_{\text{mech}} + M_{\text{aero}}$, M_{mech} 为结构质量矩阵, M_{aero} 为附加的流体质量矩阵; $C = C_{\text{mech}} + C_{\text{aero}}$, C_{mech} 为结构机械阻尼矩阵, C_{aero} 为气动阻尼矩阵; $K = K_{\text{mech}} + K_{\text{aero}}$, K_{mech} 为结构刚度矩阵, K_{aero} 为附加的流体刚度矩阵; F_a 为作用在结构如叶片、封严篦齿表面的气动载荷向量; x 为位移向量。

在篦齿结构振动问题中,由于气体的质量密

度远小于固体结构,因而忽略气体附加质量的影响;由于气体具有可压缩性,气体引起的附加刚度远小于结构刚度,因而忽略气体附加刚度的影响;对于阻尼项,由于机械阻尼与材料、结构形式等很多因素相关,很难表达。对于叶轮机械结构,一般认为:叶轮机械结构的阻尼远小于气动阻尼,因而忽略机械阻尼仅考虑气动阻尼的作用^[21];叶轮机械中的结构模态振型和固有频率基本不受气动载荷的影响,在结构动力特性分析中仅考虑自由振动,即 $F_a = 0$ 。基于上述简化,方程可改写为

$$M_{\text{mech}}\ddot{x} + C_{\text{aero}}\dot{x} + K_{\text{mech}}x = 0 \tag{2}$$

工程上采用某些近似的处理方法使系统的阻尼矩阵实现对角化,并通过质量归一化处理得到正则坐标系下的自由振动方程

$$\ddot{q} + 2\zeta\omega\dot{q} + \omega^2q = 0 \tag{3}$$

式中 q 表示正则化模态振幅; ζ 表示模态阻尼比; ω 表示无阻尼固有频率,当在旋转状态时为无阻尼的动频。

1.2 等效的模态气动阻尼比

用能量法来定义稳态振动的气动阻尼,具体方法是:非定常气动力在一个周期内对篦齿封严结构所做的功等于气动阻尼在一个周期内所消耗的能量。当给定篦齿结构按照简谐规律运动时,施加给流场的激振力可表示为

$$F = F_0 \sin \omega t \tag{4}$$

该激振力在一个周期内对流场所做的功为

$$W = \oint F \cdot dx = \oint (F_x dx + F_y dy + F_z dz) \tag{5}$$

通过计算流体力学进行非定常流场分析,得到流场中篦齿结构耦合面所有网格点上在各个不同时间步的 x, y, z 三个方向的分力 F_x, F_y, F_z 以及对应时刻的所有网格点在 3 个方向上的位移 D_x, D_y, D_z , 设篦齿结构耦合面的节点数为 n_d , 一个周期内的时间步数为 n_t , 对任意节点 i 来说,在任一时间步 n 上,气动功可表示为

$$W_i^n = \frac{1}{2} [(F_{xi}^n + F_{xi}^{n-1})(D_{xi}^n - D_{xi}^{n-1}) + (F_{yi}^n + F_{yi}^{n-1})(D_{yi}^n - D_{yi}^{n-1}) + (F_{zi}^n + F_{zi}^{n-1})(D_{zi}^n - D_{zi}^{n-1})] \tag{6}$$

则一个周期内的非定常气动力对流场所做的总功可表示为

$$\sum W = \sum_{i=1}^{n_d} \sum_{n=2}^{(n_t+1)} W_i^n \tag{7}$$

值得注意的是,在对模型结构进行模态分析时,如果采用了主振型归一化处理,基于能量法的

定义,可以得到等效的模态气动阻尼比

$$\xi_{aero} = \frac{-\sum W}{2\pi\omega^2 (q^{cfd})^2} \tag{8}$$

式中 q^{cfd} 为正则化模态振幅。由式(8)可以看出,基于能量法推导的模态气动阻尼比与非定常气动力的功成正比,与振动的幅值及固有频率的平方成反比,也就是说,当结构的振幅和固有频率一定时,模态气动阻尼比随着气动功的增加而增大;当非定常气动功保持不变时,模态气动阻尼比随振幅或固有频率的增加而减小。

2 篦齿封严结构模型气弹稳定性分析

2.1 篦齿封严装置的结构模型

在某压气机盘篦齿封严结构的设计中,初始设计的篦齿封严装置为一个带有 4 个封严齿,3 个密封腔的封严结构,其转动件固定在发动机的高压转子上,静子件固定在机匣上。篦齿封严结构在试车过程中多次发现篦齿环内圈的最外齿存在数量不等、程度不同的裂纹。因此对该压气机盘封严装置进行了改进设计,将不同半径处由两封严改为三封严;其中较小半径处的篦齿封严结构长度缩短;且径向厚度由 2.5 mm 增加到 3 mm,改进后的结构见图 1。表 1 给出了改进前后篦齿封严装置的封严间隙值、工作温度以及进出口压力。

为了比较改进前后的压气机盘篦齿封严装置的气弹稳定性特性,给结构设计提供一定的参考。基于气弹稳定性数值分析的能量法,分别计算了篦齿封严结构改进前后的颤振特性,得到气动功和气动阻尼比,在此基础上分析改进前后压气机盘篦齿封严结构气弹稳定性的变化。

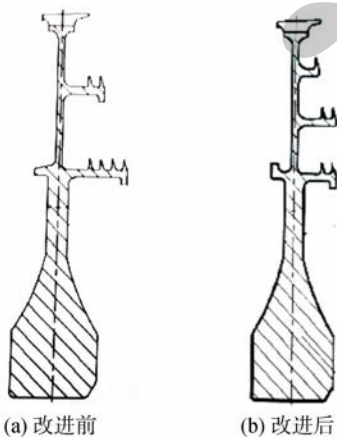


图 1 改进前后篦齿封严装置篦齿结构模型
Fig. 1 Labyrinth structure model of labyrinth seal device before and after improvement

表 1 改进前后篦齿封严装置工作状态
Table 1 Working condition of labyrinth seal device before and after improvement

参数	工作状态	
	改进前	改进后
封严间隙/mm	0.3	0.25
温度/K	696	698
进口压力/MPa	0.784	0.627
出口压力/MPa	0.216	0.261

由于改进前的篦齿封严装置在试车时内圈篦齿出现裂纹,所以在气弹稳定性分析时重点考察内圈篦齿。以内圈的篦齿封严结构为研究对象,在通用有限元软件中建立其改进前后的有限元模型,进行模态分析,得到工作转速下的固有频率和各阶模态。图 2 为改进前后内圈篦齿的有限元模型,图 3 给出了改进前的篦齿封严结构 2~5 节径振动模态(图中 n 表示节径数),改进后的结构振

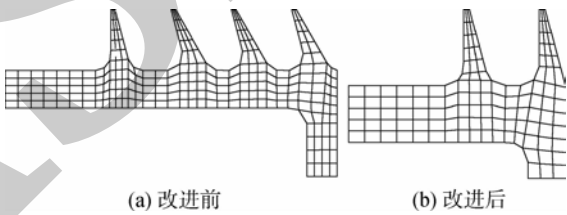


图 2 改进前后内圈篦齿有限元模型
Fig. 2 Finite element model of labyrinth in the inside track before and after improvement

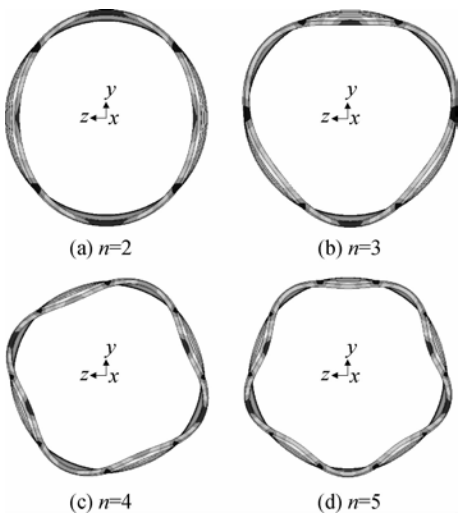


图 3 改进前内圈篦齿封严结构 2~5 节径振动模态
Fig. 3 2-5 nodal diameters vibration mode of labyrinth seal in the inside track before improvement

型与之类似,但频率更大,这是由于改进后篦齿轴向变短且加厚,所以刚度增大。

取频率较小的 2~5 节径模态考查相应的气弹稳定性特性。薄壁筒的振型一般可通过周向波数(节径数)和轴向半波数来描述。由于篦齿环为短薄壁筒结构,这里仅考虑了轴向半波数为 1 的振型,此时一般为低阶模态,在实际工作中更容易发生振动问题。模态分析结束后提取篦齿封严结构的振动位移数据,将固体单元节点的振动位移插值到流固耦合交界面的流体域网格点上。然后可以采用动网格技术实现篦齿封严结构振荡作用下的非定常分析。

2.2 篦齿封严间隙定常流场分析

进行定常流场分析,由于工作状态下,封严间隙受温度和离心力的影响可能发生变化,为了考察封严间隙变化对定常流动特性的影响,在定常分析中,校核了封严间隙对流量与泄漏系数的影响规律。

计算中采用三维全环流场网格,图 4 为改进前后的封严篦齿间隙流场域截面网格,近壁面处网格加密,沿周向旋转拉伸复制得到全环的三维流场网格模型。在数值计算前进行了网格密度校核,验证了网格无关性。

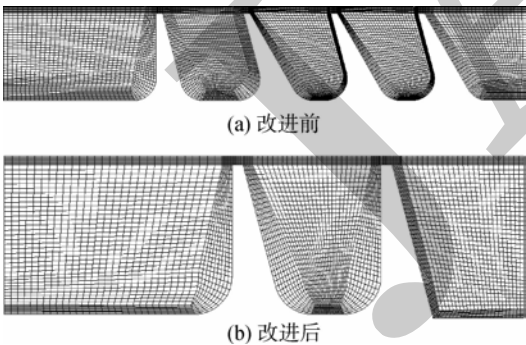


图 4 改进前后封严间隙流场网格模型
Fig. 4 Flow field grid model of the seal clearance before and after improvement

图 5 为齿间隙流场定常状态的总压分布,从图中可以看出,气流在流经各道封严齿的过程中,压力逐渐减小,其中气流经过第一道齿的压降最大。气流在进入篦齿后,一部分直接冲向下一个齿尖节流口,另一部分在齿腔中形成涡流。

泄漏系数是衡量篦齿封严性能优劣的一个参数,其定义式为

$$\varphi = \frac{\dot{m} \sqrt{T^*}}{p^* A} \tag{9}$$

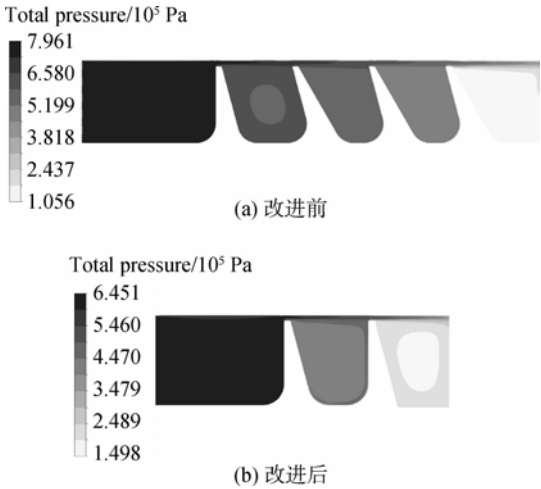


图 5 改进前后封严间隙流场总压云图
Fig. 5 Total pressure contour of the seal clearance flow field before and after improvement

式中泄漏面积 $A = \pi d S$,由封严间隙 S 和篦齿直径 d 确定。 $\dot{m}$ 为泄漏量, T^* 与 p^* 为进口总温和总压。图 6~图 7 分别给出了改进前后不同封严间隙下流量和泄漏系数 φ 随压比的变化。由图 6 可以看出,随着进出口压比的增大,封严篦齿装置的流量也会增大,且随着压比近似呈线性增大。由图 7 可以看出,随着压比的增加,泄漏系数增加。低压比时,泄漏系数增加较快,继续增加压比,泄漏系数增加变缓,曲线趋于水平,改进后结构的泄露系数大于改进前。

在同一工况和相同的封严间隙下,改进后模型的泄漏流量增大,这是因为齿数减少,篦齿的节流效果受到一定影响。为了弥补齿数减少对封严性能造成的损失,要在工程设计中减小改后的封严间隙,从一定程度上降低改后对泄漏量的影响。此外对于工作状态的进出口压力也进行了调整,

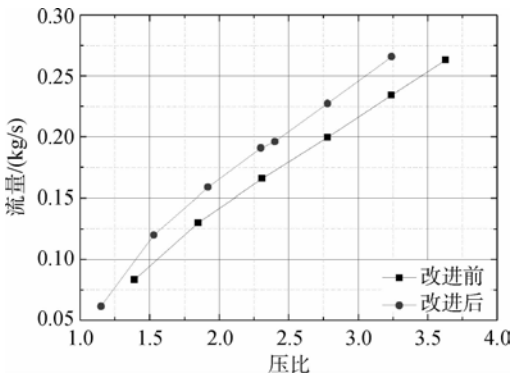


图 6 改进前后不同封严间隙下流量随压比的变化
Fig. 6 Effect of pressure ratio on mass flow at different seal clearances before and after improvement

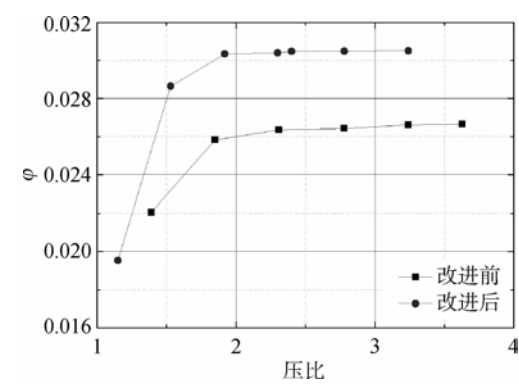


图 7 改进前后不同封严间隙下泄漏系数随压比的变化
Fig. 7 Effect of pressure ratio on leakage coefficient at different seal clearances before and after improvement

使得在设计压比之下(改进前压比为 3.6,改进后压比为 2.4)改进后的泄漏量减少,满足了结构的节流性能要求。

2.3 改进前后篦齿封严结构气弹稳定性对比

定常分析后,引入篦齿封严结构的振荡作用进行非定常分析,将定常计算的结果作为非定常流场分析的初场。计算时采用 ANSYS-CFX 软件自带的动网格分析功能,设置整个齿间隙流场网格为可动域。利用模态分析得到的的振动位移,插值入流场耦合面网格点,指定篦齿环流固耦合面网格点坐标按照正弦规律振动,振动频率为篦齿环对应模态固有频率,其最大振幅为 0.1 mm。篦齿环的一个振动周期划分为 60 个非定常时间步。

篦齿环的振荡作用会引起流场参数的振荡,而且随着模态的不同,气动参数的振荡规律也会产生一定的变化。在篦齿环不同模态的振荡作用下,齿间隙流场的气动参数经过一段时间后均会近似的按照正弦规律振荡,并且振荡幅值最终保持恒定。在非定常分析中,流场设定进口端、出口端、齿腔 3 个典型位置的监视点,通过每个监视点

在不同时刻的压力值和马赫数值可以看到各特征位置处典型参数振荡的时间历程。图 8 为改进后非定常分析时进口端监视点压力随时间的变化。

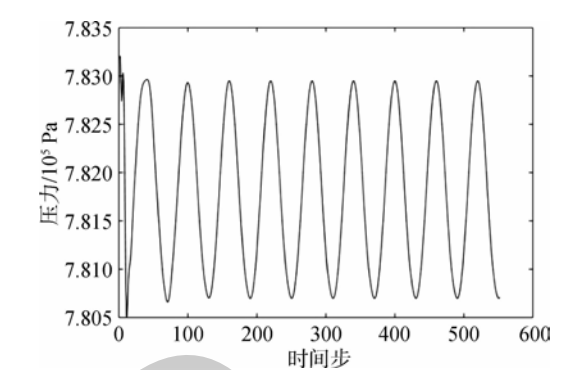


图 8 监视点压力随时间变化
Fig. 8 Variation of pressure with time of monitoring point

当流场气流参数振荡稳定后,选取一个周期内各时间步的计算结果,读取齿间隙流场中耦合面所有网格点在每一时间步的非定常气动力和对应网格点的振动位移,进一步计算得到篦齿环表面网格点在一个周期内的非定常气动功。

表 2 给出了改进前后篦齿封严结构 2~5 节径模态所对应的气动功和模态气动阻尼比。由表中可以看出,改进前的篦齿封严结构在 2 节径与 3 节径两振型下的气动功为正,模态气动阻尼比为负,而其他模态下的气动功为负,模态气动阻尼比为正。在能量法分析中,正的气动功和负的模态气动阻尼比表明结构在振荡过程中不断从气流中吸收能量,结构发生气弹失稳现象。因此,改进前的篦齿封严结构在 2 节径和 3 节径振型下可能会发生颤振。而改进后的篦齿封严结构仅在 3 节径振型下的气动功为正,模态气动阻尼比为负,而其他模态下的气动功为负,模态气动阻尼比为正。改进后的篦齿封严装置模型在 3 节径振型也可能发生颤振,但比改进前要好一些。

表 2 改进前后的气动功和模态气动阻尼比

Table 2 Aerodynamic work and modal aerodynamic damping ratio before and after improvement

模型	参数	节径数			
		2	3	4	5
改进前	气动功/ 10^{-3} J	3.334	1.105	-2.401	-3.170
	模态气动阻尼比/%	-0.596	-0.211	0.458	0.605
改进后	气动功/ 10^{-3} J	-7.883	2.382	-12.16	-3.642
	模态气动阻尼比/%	0.376	-0.114	0.568	0.166

由计算结果可以看出,对于 2 节径振型,模态气动阻尼比由改进前的负值变为改进后的正值,即改进后的模型在 2 节径下气弹稳定性比改进前好一些。而其他节径振型下气弹稳定性变化不大。由于一般情况下低节径振型的颤振危险性更大,所以 2 节径振型气弹稳定性的改善对于工程实际是有着较大积极意义的。

3 结 论

本文将叶轮机叶片气弹稳定性分析的数值预测方法-能量法推广应用于篦齿封严结构。并以压气机盘篦齿封严结构为例考查了篦齿结构变化及不同节径振型等对篦齿封严结构气动弹性稳定性的影响,得出以下结论:

1) 改进前后的内圈篦齿封严结构定常流动特性变化规律一致。流量随着进出口压比增大而增大,且随压比近似呈线性变化;泄漏系数在低压比时增加较快,继续增加压比,泄漏系数增加变缓,曲线趋于水平。由于改进后的封严篦齿齿数减少,所以通过减少封严间隙及减小设计压比的方式来保证封严篦齿的节流作用。

2) 篦齿封严结构模态振型的节径数不同会引起耦合面上的非定常气动力产生较大的差异,对气弹稳定性的影响较大。

3) 能量法可以用于预测篦齿封严结构的气弹稳定性特性,可为发动机篦齿封严结构设计提供参考。分析认为改进后的篦齿封严结构在 2 节径振型下不再发生颤振,说明改进设计是有一定成效的。

参考文献:

[1] SNECK H J. Labyrinth seal literature survey[J]. Journal of Tribology, 1974, 96(4): 579-581.

[2] 陈定国, 苏华, 张延超. 指尖密封的分析与设计[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2012.

[3] LEWIS D A, PLATT C E, SMITH E B. Aeroelastic instability in F100 labyrinth air seals[J]. Journal of Aircraft, 1979, 16(7): 484-490.

[4] 李辉. 篦齿封严装置气动弹性稳定性和减振研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2001.

LI Hui. The aeroelastic stability analysis and vibration control of the labyrinth gas seal[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2001. (in Chinese)

[5] ALFORD J S. Protection of labyrinth seals from flexural vibration[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1964, 86(2): 141-147.

[6] ALFORD J S. Nature, causes, and prevention of labyrinth air seal failures[J]. Journal of Aircraft, 1975, 12(4): 313-318.

[7] ABBOTT D R. Advances in labyrinth seal aeroelastic instability prediction and prevention[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1981, 103(2): 308-312.

[8] MICHAUD M, VAKILI A, MEGANATHAN A, et al. An experimental study of labyrinth seal flow[R]. Atlanta: International Joint Power Generation Conference, 2003.

[9] ANKER J E, MAYER J F. Simulation of the interaction of labyrinth seal leakage flow and main flow in an axial turbine[R]. Amsterdam: ASME Turbo Expo, 2002.

[10] HIRANO T, GUO Z, KIRK R G. Application of CFD analysis for rotating machinery: Part 2 labyrinth seal analysis[R]. Atlanta: ASME Turbo Expo, 2003.

[11] COGHLAN R P, GREEN J S, Baron A K. Mechanical damping analysis of a vibrating labyrinth seal structure with frictional contact[R]. Glasgow: ASME Turbo Expo, 2010.

[12] SISTO F. A review of the fluid mechanics of aeroelasticity in turbomachines[J]. Journal of Fluid Engineering, 1977, 99(1): 40-44.

[13] ZHANG Qingyuan. Parametric study on the aero elastic stability of rotor seals[D]. Stockholm: Royal Institute of Technology, 2012.

[14] SRINIVASAN A V, ARNOLDI R A, DENNIS A J. Aeroelastic instabilities in labyrinth air seal systems[R]. ASME Paper 84-GT-169, 1984.

[15] 郑建民. 振型分析法研究篦齿封严装置的稳定性[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1989.

ZHENG Jianmin. Study of the aeroelastic stability of labyrinth seal by mode shape analysis method[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1989. (in Chinese)

[16] SAYMA A I, BREARD C, VAHDATI M, et al. Aeroelasticity analysis of air-riding seals for aero-engine applications[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(3): 607-616.

[17] AMIRANTE D, HILLS N J, BARNES C J. Thermo-mechanical FEA/CFD coupling of interstage seal cavity using torsional spring analogy[R]. Glasgow: ASME Turbo Expo, 2010.

[18] PHIBEL R, MARE L D, GREEN J S, et al. Numerical investigation of labyrinth seal aeroelastic stability[R]. Glasgow: ASME Turbo Expo, 2010.

[19] STEPIEN R, KOSOWSKI K. Remarks on aerodynamic forces in seals of turbine stages[J]. Polish Maritime Research, 2009, 16(1): 58-63.

[20] MARE L D, IMREGUN M, GREEN J S, et al. A numerical study of labyrinth seal flutter[J]. Journal of Tribology, 2010, 132(2): 1-7.

[21] 李其汉, 王延荣. 航空发动机结构强度设计问题[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2014.