

压电网络对叶盘结构气动阻尼的影响

李 琳^{1,2}, 邓鹏程^{1,2}, 李 超^{1,2}

(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)

摘 要: 首先通过引入气动影响系数,建立了振动相关气动力与系统振动位移成比例的线性模型。基于此导出了叶盘结构气弹耦合的线性振动方程。接着在叶盘结构中引入压电网络,建立了流-机-电耦合动力学方程;并采用集总参数等效模型研究了压电网络对叶盘结构气动阻尼的影响,对流-机-电耦合系统的特征值问题进行求解,获得了可作为系统气弹稳定性判据的模态气动阻尼比。研究表明,压电网络可以有效改善叶盘结构主要振动形式——节径型振动的气弹稳定性;通过对压电网络中电学参数进行优化设计,可以在较宽范围内提高叶盘结构的颤振边界;压电网络对弯曲振动模态气动阻尼的改善效果优于弯扭耦合振动模态。

关 键 词: 气动阻尼; 气弹稳定性; 叶盘结构; 压电网络; 气动影响系数

中图分类号: V231

文献标志码: A

Influence of piezoelectric network on aerodynamic damping of bladed disk structure

LI Lin^{1,2}, DENG Pengcheng^{1,2}, LI Chao^{1,2}

(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)

Abstract: Firstly, by introducing the aerodynamic influence coefficient, a linear relation between aerodynamic force and the vibrating displacement was established. Based on this relation, a linear vibration equation of aero-elastic coupling of bladed disk structure was deduced. Then, the piezoelectric network was introduced into the bladed disk structure, and the fluid-mechanic-electro coupling dynamic equation was established. The lumped parameter equivalent model was adopted to study the influence of the piezoelectric network on the aerodynamic damping of the bladed disk, and the eigenvalue problem of the fluid-mechanic-electro coupling system was solved. The aerodynamic damping ratio of the system was obtained as the criterion of the aero-elastic stability of the system. The results show that the piezoelectric network can effectively improve the aero-elastic stability of the bladed disk vibrating in nodal diameter modes, which are main vibrating modes of the bladed disk; the electrical parameters of the piezoelectric network can be optimized to extend the flutter boundary in a large frequency domain of the bladed disk; the aerodynamic damping of the bending vibration of the blade is better than that of the coupled bending and torsional vibration.

收稿日期: 2016-03-30

作者简介: 李琳(1956—),女,教授、博士生导师,博士,主要从事航空发动机叶盘结构振动、流固耦合动力学研究。

引用格式: 李琳,邓鹏程,李超. 压电网络对叶盘结构气动阻尼的影响[J]. 航空动力学报, 2017, 32(10): 2410-2418. LI Lin, DENG Pengcheng, LI Chao. Influence of piezoelectric network on aerodynamic damping of bladed disk structure[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(10): 2410-2418.

Key words: aerodynamic damping; aero-elastic stability; bladed disk structure; piezoelectric network; aerodynamic influence coefficient

现代发动机对高推质比的追求使得叶盘结构朝着轻薄的复杂外形发展,叶盘的结构阻尼大大降低,气动阻尼所占的比重大大增加。气动阻尼顾名思义是来自气流的、对结构振动产生影响的阻尼(力),同时它的大小又与结构振动形式相关。因此气动阻尼涉及的是气弹耦合振动问题。与结构阻尼最大的不同是气动阻尼在系统中所起的作用与它的名字并不完全对应,甚至还可能起相反的作用,亦即气动阻尼既可能抑制系统的振动也可能激发系统的振动。“抑制”还是“激发”取决于气动阻尼量值的负与正。已有的研究表明,气动阻尼量值的负与正的本质是气动力对结构作正功还是作负功^[1-2]。显然当气动力对结构作正功时,结构有恒定的能量输入,由此诱发发动机的叶片颤振,又称气弹失稳。发动机叶片颤振的危害性决定了研究人员对气动阻尼的关注点多在其是否引起颤振上面,因为气动阻尼可以直接作为系统是否发生气弹失稳的判据。总结以往的研究,对气动阻尼的研究主要有两种方法:能量法和特征值法。

能量法是通过非定常气动力的做功分析来得到气动阻尼的方法。Marshall 等^[1]计算非定常气动力对叶盘各个二维叶栅截面的做功,从而得出气动力对整个叶片的做功情况,最后可以知道叶片气动阻尼的分布情况,但是该方法受到数值准确性的限制。随着计算技术的发展,Moffatt 等^[3]对叶片表面一个周期的气动功积分求和,可以得到整个叶片的气动阻尼情况。张小伟等^[4-5]用能量法计算叶片气动阻尼,结果表明叶片模态和叶间相位角对叶轮机械叶片的气动阻尼有关键性的影响,而吸力面激波以及波后分离区是导致叶片气动阻尼变小甚至为负的重要因素。郭雪莲^[6]利用 Fluent UDF(user defined function)编写叶片振动控制程序,并用重心线调节法设计叶片气动阻尼,该办法通过改变叶片振型来影响叶片的气动阻尼,取得较好的效果。

特征值法是通过求解耦合系统动力学方程的特征值问题来得到气动阻尼的方法。对于一个动力学系统,其动力学方程特征值的物理意义代表该系统在不受外力作用时的固有特性,如固有振动频率、振动阻尼等。Yang 等^[7]和 Guruswamy 等^[8-9]用特征值法计算得到机翼的气动阻尼,分析

了相关因素的影响效果。Bendiksen 等^[10]用特征值法研究了压气机叶片气动阻尼,结果表明,弯扭耦合会对气动阻尼边界(阻尼为零)产生明显的影响。Mayorca 等^[11]用基于特征值法的数值减缩模型研究了汽轮机械的气动阻尼。Kielb 等^[12]将 FMM(fundamental mistuning model)技术扩展用于获取气动耦合系数,并用特征值法分析了失谐叶盘结构的气动阻尼分布。Nipkau 等^[13]将叶盘结构做了 EBM(equivalent blisk model)和 EAE(equivalent aerodynamic elements),并将气动力转化为气动影响系数(aerodynamic influence coefficients)作用到结构动力学方程中,分析了一种失谐的压气机叶盘结构的气动阻尼特性,通过比较,作者认为 EBM 比 EAE 更有效。Beirrow 等^[14]进一步用特征值法研究了气动阻尼对失谐叶盘结构的强迫响应的作用效果。王培屹^[15]尝试用人为谐波失谐对随机失谐叶盘结构气动阻尼进行改善,结果表明,某些特定形式的人为失谐可以有效地抑制颤振。

不难看出,上面的研究绝大部分都是集中在如何快速有效得到叶盘结构的气动阻尼和相关的因素上,而关于如何改善叶盘结构气动阻尼的研究相对较少,即使有也是从机械设计角度来实现对气动阻尼的调整。然而不容忽视的是会大大增加设计、加工、制造、装配等方面的难度,而且它是否会引起新的失谐问题也是值得探讨的。

智能材料科学与技术的发展为解决工程中的难题开辟了新的思路。压电材料是一种常用的智能材料,已经经历了多年的发展,其研究与应用也已经成熟;压电材料的压电效应可以实现机械能和电能的互相转换,这一功能为解决叶盘气弹稳定性问题开辟了思路。压电材料用于叶盘结构振动的研究表明^[16],利用压电网络可以在叶盘结构上建立一条新的能量通道,达到转化和耗散叶盘机械能量的效果。本文在此基础上探讨引入压电网络对改善叶盘结构气弹稳定性的可行性。

本文的研究基于叶型为 Rotor 37 的叶盘结构模型(以下简称 Rotor 37 叶盘),在此模型上构建了周期性的压电网络。首先通过引入气动影响系数,建立了振动相关气动力与系统振动位移成比例的线性模型。该模型可以在叶盘结构的任意

减缩模型中方便地考虑气动力的影响,基于此导出了叶盘结构气弹耦合的线性振动方程,然后借助有限元结构分析软件和计算流体力学软件计算了 Rotor 37 叶盘模型的气动影响系数矩阵;在研究压电网络对叶盘结构气动阻尼的影响时,采用了集总参数等效模型,建立了流-机-电耦合系统的动力学方程,分析了叶盘结构气动影响系数的分布情况;通过对方程的特征值问题求解,获得可作为系统气弹稳定性判据的模态气动阻尼比,在此基础上探索分析了压电网络对叶盘结构气弹稳定性的影响机理和效果。

1 叶盘结构气动阻尼的计算方法

1.1 气弹耦合特征值法概述及基本假设

当考虑由结构/流场边界运动产生的气动力 F_a 时,叶盘结构的振动方程具有如下形式:

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

式中 K 、 C 、 M 分别为叶盘结构的刚度矩阵、结构阻尼矩阵和质量矩阵; x 为叶盘结构的位移; F_e 为由上游静子尾流产生的气动力。

由于 F_a 是由结构/流场边界运动,亦即结构振动产生的气动力(又称气弹激励),所以方程(1)是一个气动弹性耦合系统。对该系统的特征值问题求解,可得气弹耦合特征值。该特征值一般为复数,其虚部代表了系统的固有频率,实部代表的是系统的模态阻尼。如果求解特征值问题时不计系统的机械阻尼,则求得的阻尼即是系统的模态气动阻尼。当气动阻尼大于零时,机械系统模态气动稳定;当气动阻尼等于零时,机械系统处于模态气动失稳边界;当气动阻尼小于零时,机械系统模态气动失稳。因此通过求解方程(1)的特征方程,得到系统气动阻尼(系统特征值的实部),即可判定系统是否失稳。显然这里的关键是获得气动力 F_a ;由于叶栅流场的复杂性,一般 F_a 需要结合数值分析得到。

在以下的分析中,将研究范围限定在线性范围,假设由结构振动位移 x 引起的气动力 F_a 与 x 呈线性关系,且满足叠加原理。

1.2 叶盘结构气动耦合特征方程及模态气动阻尼

由叶盘结构的做功原理可知,气动力主要作用在叶片上。因此在关于气动阻尼的研究中一般仅考虑叶片的振动自由度与气动力的相互耦合作用。根据 1.1 节中的基本假设,作用在某一叶片(以下称其为参考叶片,编号为 0)上的由叶盘结

构振动引起的气动力可以表示为每一叶片单独振动时在参考叶片上产生的气动力之和。为此,引入如下气动影响系数的定义^[17]。定义气动影响系数 $L_{0i}(f)$ 为第 i 号叶片的最大振动幅值为单位振幅且按频率 f 振动时,在 0 号叶片上产生的气动力合力的幅值,即

$$L_{0i}(f) = \left| \int_{A_i} p_{0i}(t, \mathbf{r}) dA \right| \tag{2}$$

式中 p_{0i} 为叶片表面的压力场分布矢量, $\mathbf{r}$ 为空间位置矢量, A 为叶片表面积。

若 i 号叶片的振动位移为 $\mathbf{x}_i(t) = \bar{\mathbf{x}}_i \cdot \sin(2\pi ft)$, 其中 $\bar{\mathbf{x}}_i$ 为位移幅值矢量。则其在 0 号叶片上产生的气动力为

$$\mathbf{F}_{0i}(t) = L_{0i}(f) \mathbf{x}_i(t) \tag{3}$$

当所有叶片按叶盘结构某一振型矢量 Ψ 振动,第 i 号叶片的振动位移用 $\mathbf{x}_i^\Psi(t)$ 表示,则 0 号叶片上的气动力可表示为

$$\mathbf{F}_0^\Psi(t) = \sum_{i=0}^{N-1} L_{0i}^\Psi \mathbf{x}_i^\Psi(t) \tag{4}$$

叶盘结构振动方程中的 F_a 可表示为

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_a &= \sum_{k=0}^{N-1} \hat{\mathbf{I}}_{N,k} \otimes \mathbf{F}_k^\Psi = \\ &= \sum_{k=0}^{N-1} \hat{\mathbf{I}}_{N,k} \otimes \left[\sum_{i=0}^{N-1} L_{ki}^\Psi \mathbf{x}_i^\Psi(t) \right] = \\ &= \mathbf{L}^\Psi \otimes \mathbf{I}_{n \times n} \cdot \mathbf{u} \end{aligned} \tag{5}$$

式中符号 $\otimes$ 代表克罗内克积; $\hat{\mathbf{I}}_{N,k}$ 为第 k 个元素为 1 其余元素为 0 的 $N \times 1$ 阶向量; $\mathbf{I}_{n \times n}$ 为 $n \times n$ 阶单位对角矩阵; $\mathbf{L}^\Psi$ 为 $N \times N$ 阶气动影响系数矩阵, $\mathbf{u}$ 为叶盘结构的模态振动位移向量,含有 $N \times n$ 个元素,由 N 个 $\mathbf{x}_i^\Psi (i=0, 2, \cdots, N-1)$ 组成, N 为叶盘的扇区数, n 为每个扇区的自由度数。

将式(5)代入式(1),不计机械阻尼和尾流激励,可得如下表达式:

$$M\ddot{\mathbf{u}} + K\mathbf{u} = \mathbf{L}^\Psi \otimes \mathbf{I}_{n \times n} \cdot \mathbf{u} \tag{6}$$

设 $\mathbf{u} = \bar{\Psi} e^{i\omega t}$ ($\bar{\Psi}$ 为阵型幅值矢量),将其带入方程(6),并记式子 $\mathbf{L} = \mathbf{L}^\Psi \otimes \mathbf{I}_{n \times n}$ 为扩展的影响系数矩阵,则可得如下特征方程:

$$[-\lambda^2 \mathbf{M} + (\mathbf{K} - \mathbf{L})] \bar{\Psi} = \mathbf{0} \tag{7}$$

方程(6)为考虑了由叶片振动引起的气动力的叶盘结构/气动耦合动力学方程,方程(7)为它的特征方程。解特征方程(7)可求得气弹耦合系统的特征值,一般为复数

$$\begin{aligned} \lambda_{a,j} &= -\delta_{a,j} + i\omega_{a,j} \\ j &= 1, 2, \cdots \end{aligned} \tag{8}$$

式中 $i = \sqrt{-1}$, j 为模态阶数。根据所设 $\mathbf{u} = \bar{\Psi} \mathbf{e}^{i\omega t}$, 显然当 $\delta_{a,j} < 0$, 系统呈发散运动, 也就是失稳; 而当 $\delta_{a,j} > 0$, 系统呈衰减运动; 由于在此系统中 $\delta_{a,j}$ 完全由气动力引起, 因此 $\delta_{a,j}$ 就称为第 j 阶模态气动阻尼系数, 而将 $\zeta_{a,j}$ 称为第 j 阶模态气动阻尼比。

$$\zeta_{a,j} = \frac{\delta_{a,j}}{\omega_{0,j}} = - \frac{\text{Re}\{\lambda_{a,j}\}}{\sqrt{\text{Re}\{\lambda_{a,j}\}^2 + \text{Im}\{\lambda_{a,j}\}^2}}$$

(9)

1.3 气动影响系数矩阵

叶盘结构为典型的循环周期结构。对于含有 N 个扇区的叶盘结构, 其动力学方程中的各系数矩阵均为循环矩阵, 气动影响系数矩阵也不例外, 可以用循环矩阵的符号表示为

$$\mathbf{L}^\Psi = \text{circ}[L_{00}^\Psi \quad L_{01}^\Psi \quad \cdots \quad L_{0(N-1)}^\Psi]$$

(10)

$N \times N$ 阶循环矩阵最多有 N 个不同元素。本文以具有 36 个叶片的 Rotor 37 叶盘模型为研究对象, 因此在气动影响系数矩阵中需确定 36 个气动影响系数。

根据气动影响系数的定义及循环系统的特性, 这 36 个气动影响系数仅通过一种流场工况即可确定。即令参考叶片(0 号叶片)按某阶振型振动, 其余叶片保持静止; 计算其引起的气动力在各个叶片上的合力(包括 0 号叶片自身所受到的气动力合力), 则各叶片上的合力分别对应气动影响系数 $L_{00}^\Psi, L_{01}^\Psi, L_{02}^\Psi, \cdots, L_{0(35)}^\Psi$ (参见图 1)。基于有限元软件和计算流体力学软件的气动影响系数的分析计算流程如图 2 所示。

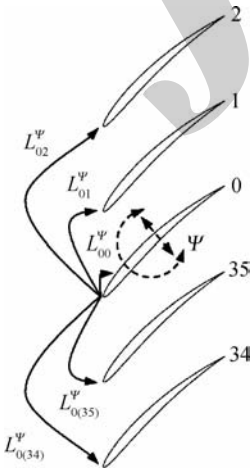


图 1 气动影响系数的计算原理

Fig.1 Caculation principle of aerodynamic influence coefficients

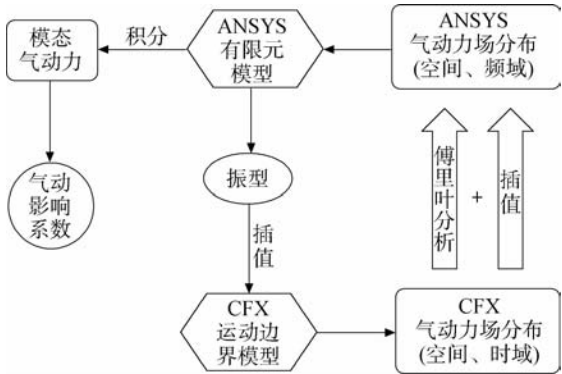


图 2 气动影响系数的计算流程

Fig.2 Calculation flowchart of aerodynamic influence coefficients

2 具有压电网络的叶盘结构气弹耦合动力学分析模型

引入气动影响系数矩阵来表示叶片振动引起的气动力模型(方程(5)), 可以在任意减缩模型中方便地考虑气动力的影响。本文在研究具有压电网络的叶盘结构气弹稳定性时采用的是集总参数模型, 主要从机理上研究压电网络对叶盘结构气动阻尼的影响效果。方程(5)形式的气动力模型可以直接用于此类模型。

2.1 集总参数等效模型的建立

本文以具有 36 个 Rotor 37 型叶片的叶盘模型为研究对象, 如图 3(a) 所示, 所采用的集总参数模型如图 3(b) 所示。图 3(b) 中 m_d 表示轮盘扇区质量, m_b 表示单个叶片质量, k_d 表示轮盘接地刚度, k_b 表示叶片刚度, k_c 表示扇区耦合刚度。在确定集总参数模型(图 3(b))中的参数时, 本文采用了文献[18]提出的一种从实体模型到集总参数模型的转换方法——EBM 方法。该方法针对的是以叶片振动为主的模态, 基于每一种模态可以确定一组集总参数。表 1 给出了基于图 3(a) 所示实体模型按 EBM 方法得到的两组集总参数, 分别对应叶片的两阶典型振动模态: 弯曲模态和弯扭耦合模态, 如图 4 所示, 并分别记为矢量 Ψ_{be} 和 Ψ_{to} 。

按方程(3)考虑叶片振动引起的气动力的作用时, 不难写出图 3(b) 所示集总参数模型的气弹耦合动力学方程:

$$\begin{cases} \mathbf{M}_b \ddot{\mathbf{x}}_b(t) + \mathbf{K}_b \mathbf{x}_b(t) - \mathbf{K}_b \mathbf{x}_d(t) = \\ \quad \mathbf{L}^\Psi \mathbf{x}_b(t) + \mathbf{F}_{e,b}(t) \\ \mathbf{M}_d \ddot{\mathbf{x}}_d(t) - \mathbf{K}_b \mathbf{x}_b(t) + (\mathbf{K}_b + \mathbf{K}_d + \mathbf{K}_c) \cdot \\ \quad \mathbf{x}_d(t) = \mathbf{0} \end{cases}$$

(11)

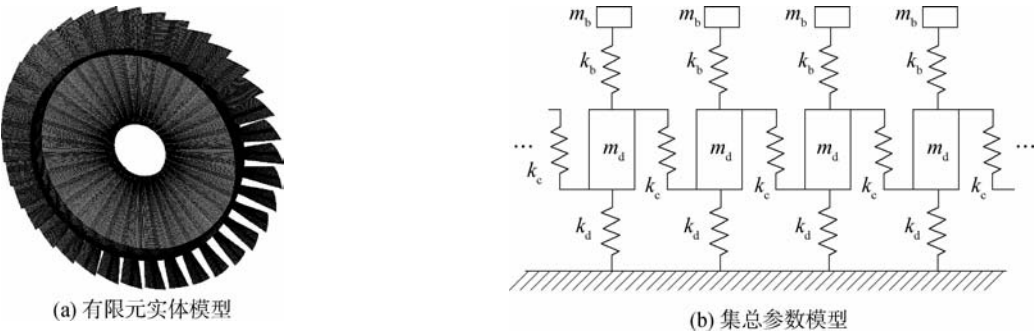


图 3 Rotor 37 叶盘结构分析模型

Fig. 3 Analytical model of Rotor 37 bladed disk structures

表 1 Rotor 37 叶盘结构的集总参数模型参数值

Table 1 Value of lumped parameter model of Rotor 37 bladed disk structure

扇区总数 N	叶片振动 模态	轮盘扇区 质量 m_d/g	单个叶片质量 m_b/g	轮盘接地刚度 $k_d/10^6\text{ (N/m)}$	叶片刚度 $k_b/10^5\text{ (N/m)}$	扇区耦合刚度 $k_c/10^7\text{ (N/m)}$
36	Ψ_{be}	244.89	0.61448	5.8981	3.7489	4.0230
36	Ψ_{to}	244.89	0.61448	5.8981	13.0060	4.0230

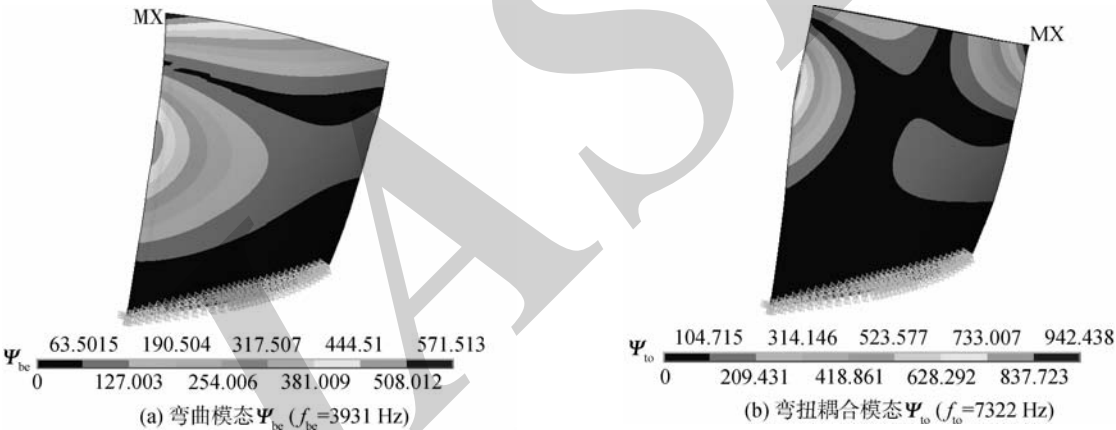


图 4 Rotor 37 叶盘叶片的两种典型模式

Fig. 4 Two typical modes of Rotor 37 bladed disk blade

式中 L_b^Ψ 为叶片自由度上对应的 $N \times N$ 阶的循环型气动影响系数矩阵,如方程(10)所示;在本例中 $N=36$ 。 $F_{e,b}(t)$ 是作用在叶片自由度上与叶片振

$$\begin{aligned} M_b &= \text{diag}(m_b) & M_d &= \text{diag}(m_d) & K_b &= \text{diag}(k_b) & K_d &= \text{diag}(k_d) \\ & & K_c &= \text{circ}[2k_c \quad -k_c] & & & & \end{aligned}$$

$$\begin{matrix} 0 & \cdots & 0 & -k_c \end{matrix}$$

(12)

式中 $\text{diag}(\quad)$ 代表对角矩阵; $\text{circ}(\quad)$ 代表循环矩阵。

在叶片和轮盘自由度之间引入压电单元,并

动无关的气动外力,如尾流激励。其他系数矩阵的表达式分别为

$$\begin{cases} M_b \ddot{x}_b(t) + (K_b + K_p) x_b(t) - (K_b + K_p) x_d(t) - \eta Q(t) = L_b^\Psi x_b(t) + F_{e,b}(t) \\ M_d \ddot{x}_d(t) - (K_b + K_p) x_b(t) + (K_b + K_d + K_c + K_p) x_d(t) + \eta Q(t) = 0 \\ R \dot{Q}(t) + (C_p^{-1} + C_e^{-1}) Q(t) - \eta x_b(t) + \eta x_d(t) + \eta \sum x_b(t)/N - \eta \sum x_d(t)/N = 0 \end{cases}$$

(13)

式中的 $\mathbf{R}$ 、 $\mathbf{C}_p$ 、 $\mathbf{C}_e$ 、 $\boldsymbol{\eta}$ 、 $\mathbf{K}_p$ 分别为电阻系数矩阵、压电材料固有电容系数矩阵、电路中电容元件系数矩阵、压电材料的机电耦合系数矩阵以及压电材料本身的刚度矩阵,均为对角矩阵, $\mathbf{Q}$ 为压电网络中的电荷矢量。

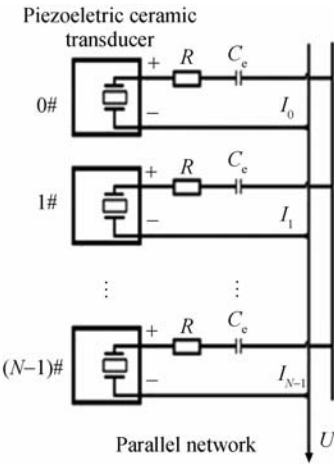


图 5 压电网络连接方式示意图

Fig. 5 Connection type of piezoelectric network

2.2 Rotor 37 叶盘结构气动影响系数

根据图 2 中给出的气动影响系数的计算流程及相应软件,分别计算对应 Rotor 37 叶盘叶片两类振型 Ψ_{be} 和 Ψ_{to} 的气动影响系数。流体计算域如图 6 所示,计算时根据气动影响系数的定义,设 0 号叶片(任意选定,如图 6 中的深色叶片)按规律 $\mathbf{x}_0(t) = a_0 \Psi_{be} \sin(2\pi f_{be} t)$ 或 $\mathbf{x}_0(t) = a_0 \Psi_{to} \cdot \sin(2\pi f_{to} t)$ 振动,其余叶片不动($f_{be} = 3\,931\text{ Hz}$, $f_{to} = 7\,322\text{ Hz}$,分别对应振型 Ψ_{be} 和 Ψ_{to} 的固有频率),在此条件下计算各个叶片上的气动力响应

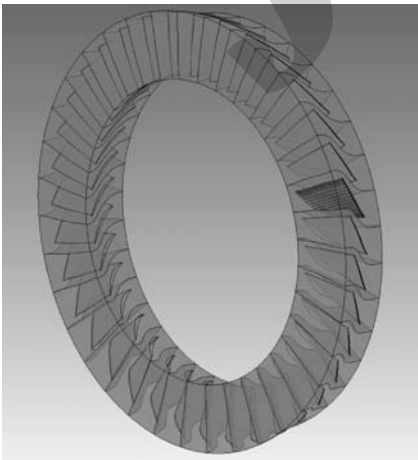
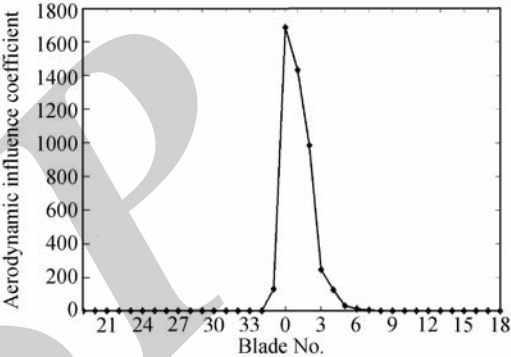


图 6 气动影响系数的流体计算域

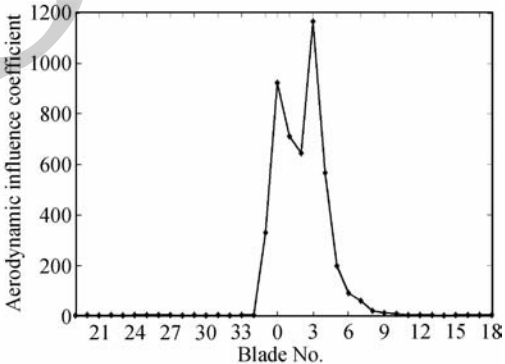
Fig. 6 Fluid calculation domain of aerodynamic influence coefficient

$p_{0k}(t, \mathbf{r})$,经数据处理(积分、提取傅里叶系数并除以叶片振动幅值)即可得各气动影响系数,结果如图 7 所示。图中横坐标是叶片的编号,其中 0 号叶片是参考叶片,即振动叶片;纵坐标表示气动影响系数的大小。

图 7 中结果反应了气动影响系数的两个基本特性:第一,离振动叶片(0 号叶片)越近的叶片,所受到的气动力越大;第二,由于叶片具有扭向,使得与振动叶片等距的两个叶片所受的气动力不等,亦即 $L_{0k} \neq L_{0(-k)}$ 。



(a) 对应弯曲模式 Ψ_{be}



(b) 对应弯曲耦合模式 Ψ_{to}

图 7 对应叶片两种典型振动模式的气动影响系数
Fig. 7 Aerodynamic influence coefficients of two typical vibration modes of blade

3 压电网络对叶盘结构气动阻尼的影响

叶盘结构属循环周期结构,其振型沿周向呈波动形式,具有各扇区振动形式相同、彼此仅相差一固定相位的特点,且该相位差与振型在周向的波数成比例:波数为 z 时,各扇区之间的相位差为 $\theta_z = 2\pi z/N$ 。也就是说叶盘结构的振型有两个特征参数:一是振型的周波数;一是单扇区振动的模式阶次。本节研究单扇区按两类典型模式(弯曲

模态和弯扭耦合模态)振动、不同周波数的叶盘振动形式下压电网络对气弹稳定性的影响。周波数工况用扇区间相位差(φ_i)刻划。

3.1 具有压电网络的叶盘结构的气动阻尼

将计算所得的气动影响系数矩阵分别代入方程(11)和方程(13),并分别求解两个方程的特征值问题,可得有无压电网络的两种叶盘结构的各阶模态气动阻尼比并进行比较。各个电学参数设定为:电阻值 $R_0 = 600\ \Omega$,压电片电容值 $C_{p0} = 5.0 \times 10^{-8}\ \text{F}$,集总参数机电耦合系数值 $\eta_0 = 2.574 \times 10^5$ 。图 8(a)和图 8(b)分别给出叶片振型为弯曲模态和弯扭耦合模态时,叶盘的各阶模态气动阻尼比。

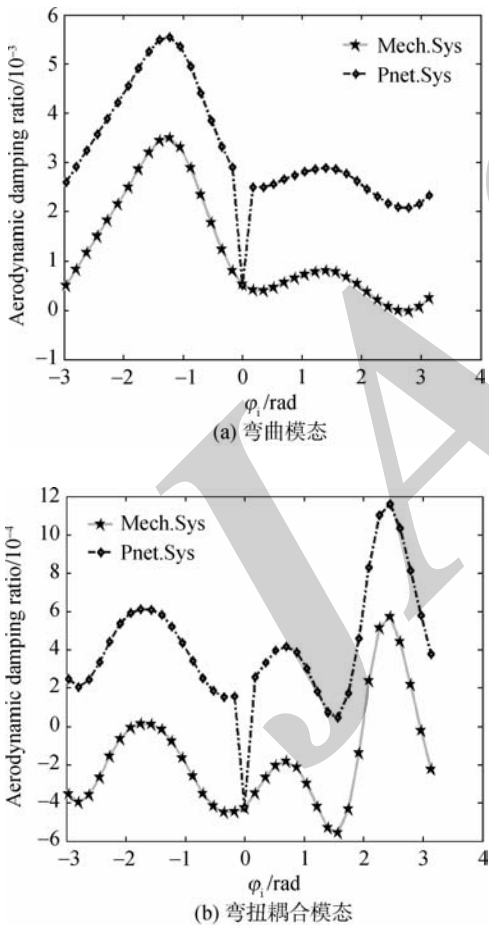


图 8 Rotor 37 叶盘各阶模态气动阻尼比
Fig. 8 Aerodynamic damping ratio of all modes of Rotor 37 bladed disk

图 8 中显示:纯机械系统(对应图例标为 Mech. sys 的曲线)中,对应两类叶片振型的气动阻尼比都有小于 0 的情况发生,特别是与叶片弯扭耦合模态 Ψ_{to} 相关的各阶模态气动阻尼比中,80% 的模态都属于气弹失稳模态。引入压电网络

后,除相位差为 0 rad 的模态以外,各阶模态气动阻尼都有较大提升,大大提高系统的气弹稳定性。

零相位差模态气动阻尼没有改变的原因可以用基尔霍夫电路定律给出解释。各叶片间零相位差的振动模态对应叶盘节圆形振动,即各个扇区同步等相位振动,此时各个支路上的电压在任意时刻都是相等的($U_0 = U_1 = \dots = U_{N-1}$),相互之间没有电压差。根据基尔霍夫定律,没有压差的电路中没有电流,也就没有机械能转化为电能,此时压电网络对叶盘结构的气动阻尼没有提升效果。

当叶片相互之间的振动相位差不为 0 rad 时,对应叶盘的节径型振动,压电网络各个支路的电压不再同步,相互之间存在相位差,也就是说各支路电压不同时达到最大,因此相位差就意味着电压差,就会存在能量的转化,也就是对叶盘结构气动阻尼有提升作用。

因此可以说压电网络能够有效改善叶盘结构节径型振动的气弹稳定性。

3.2 压电网络中各参数的影响

为研究压电网络中的电阻(R)、压电电容(C_p)以及压电材料的机电耦合系数(η)的取值对改善叶盘结构气动阻尼效果的影响,选取图 8 中两个模态气动阻尼比最小的工况进行研究。图 9~图 11 分别给出改变电阻、压电电容以及压电材料的机电耦合系数的取值时,这两个工况的气动阻尼比的变化。

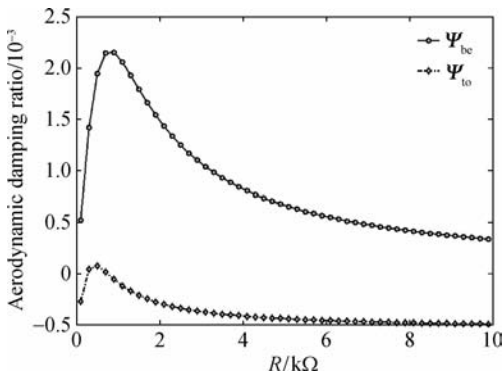


图 9 电阻对叶盘结构气动阻尼比的影响
Fig. 9 Influence of resistance on aerodynamic damping ratio of bladed disk structure

从图 9~图 11 变化曲线中可以看出:

1) 网络中电阻存在一个最优值,使叶盘结构气动阻尼比达到最大;

2) 压电固有电容存在一个拐点,在此拐点之前,气动阻尼比随电容值的增大而增大;之后气动

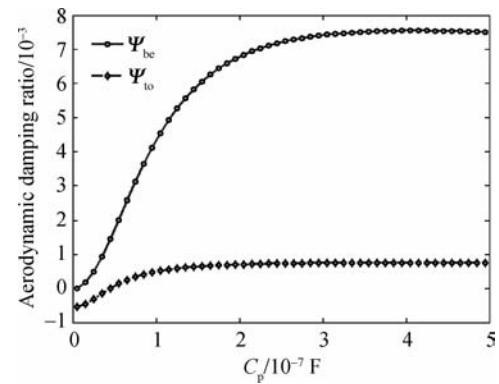


图 10 压电电容对叶盘结构气动阻尼比的影响
Fig. 10 Influence of piezoelectric intrinsic capacitance on aerodynamic damping ratio of bladed disk structure

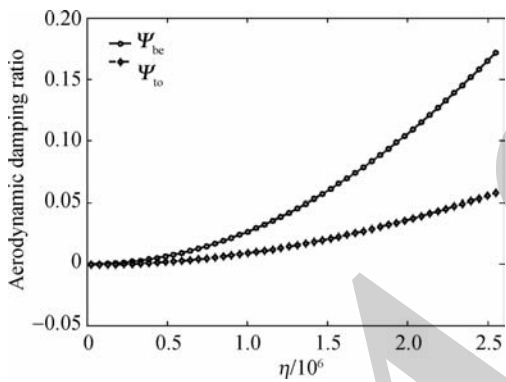


图 11 机电耦合系数对叶盘结构气动阻尼比的影响
Fig. 11 Influence of electro-mechanical coupling factor on aerodynamic damping ratio of bladed disk structure

阻尼比基本保持不变;

3) 机电耦合系数越大,叶盘气动阻尼比越大;但受压电材料性能限制,实际的机电耦合系数并不能很大;

4) 无论哪一种电学参数,对与叶片弯曲模态相关的气动阻尼的改善效果都优于对与叶片弯扭耦合模态相关的气动阻尼的改善;

5) 对压电网络电学参数进行设计,可以使叶盘结构的最小模态气动阻尼比大于零,从而使叶盘结构远离气弹失稳的危险。

4 结 论

本文基于 Rotor 37 转子叶盘模型对在叶盘结构中引入压电网络后所产生的对气弹稳定性的影响进行了探索性研究,所得结论可归纳如下:

1) 压电网络能够有效改善叶盘结构节径型振动的气弹稳定性;

2) 各扇区支路并联的压电网络不能改变叶盘结构节圆型振动的气弹稳定性;

3) 对压电网络的电学参数进行优化设计,可以达到提升叶盘结构颤振边界的目的;

4) 压电网络对与叶片弯曲振动相关的模态气动阻尼的改善效果优于与叶片弯扭耦合振动相关的模态气动阻尼。

参考文献:

[1] MARSHALL J G,IMREGUN M. A review of aeroelasticity methods with emphasis on turbomachinery applications [J]. Journal of Fluids and Structures, 1996, 10 (3): 237-267.

[2] SRINIVASAN A V. Flutter and resonant vibration characteristics of engine blades [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119 (4): 742-775.

[3] MOFFATT S, NING W, LI Y, et al. Blade forced response prediction for industrial gas turbines [J]. Journal of Propulsion and Power, 2005, 21 (4): 707-714.

[4] 张小伟,王延荣. 叶间相位角对叶片颤振的影响 [J]. 航空动力学报, 2010, 25 (2): 412-416.

ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong. Influence of interblade phase angle on the flutter of rotor blades [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25 (2): 412-416. (in Chinese)

[5] 张小伟,王延荣,徐可宁. 叶轮机叶片颤振的影响参数 [J]. 航空动力学报, 2011, 26 (7): 1557-1562.

ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong, XU Kening. Effects of parameters on blade flutter in turbomachinery [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26 (7): 1557-1562. (in Chinese)

[6] 郭雪莲. 叶轮机叶片流致振动阻尼的研究 [D]. 北京:北京航空航天大学, 2012.

GUO Xuelian. Study on damping of blade inducing vibration by fluid in turbo-machine [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)

[7] YANG T Y, GURUSWAMY P, STRIZ A G, et al. Flutter analysis of a NACA 64A006 airfoil in small disturbance transonic flow [J]. Journal of Aircraft, 1980, 17 (4): 225-232.

[8] GURUSWAMY P, GOORJIAN P M. Effects of viscosity on transonic-aerodynamic and aeroelastic characteristics of oscillating airfoils [J]. Journal of Aircraft, 1984, 21 (9): 700-707.

[9] GURUSWAMY G P, GOORJIAN P M. Efficient algorithm for unsteady transonic aerodynamics of low-aspect-ratio wings [J]. Journal of Aircraft, 1985, 22 (3): 193-199.

[10] BENDIKSEN O O, FRIEDMANN P P. The effect of bending-torsion coupling on fan and compressor blade flutter [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1982, 104 (3): 617-623.

[11] MAYORCA M A, VOGT D, MARTENSSON H, et al. Numerical tool for prediction of aeromechanical phenomena in gas turbines [R]. ISABE-2009-1250, 2009.

[12] KIELB R E, FEINER D M, GRIFFIN J H, et al. Flutter of mistuned bladed disks and blisks with aerodynamic and FMM structural coupling [R]. ASME Paper GT-2004-54315, 2004.

[13] NIPKAU J, KÜHHORN A, BEIROW B. Modal and aero-elastic analysis of a compressor blisk considering mistuning [R]. ASME Paper GT-2011-45849, 2011.

[14] BEIROW B, GIER SCH T, KÜHHORN A, et al. Forced response analysis of a mistuned compressor blisk[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136 (6): 062507. 1-062507. 10.

[15] 王培屹. 航空发动机叶盘结构流致振动抑制的理论研究 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2014.

WANG Peiyi. Research on vibration suppression theory of bladed disk of aeroengine under fluid excitation [D]. Bei- jing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014. (in Chinese)

[16] LI Lin, DENG Pengcheng, FAN Yu. Dynamic characteris- tics of a cyclic-periodic structure with a piezoelectric net- work[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2015, 28 (5): 1426-1437.

[17] HANAMURA Y, TANAKA H, YAMAGUCHI K. A simplified method to measure unsteady forces acting on the vibrating blades in cascade[J]. Bulletin of JSME, 1980, 23 (180): 880-887.

[18] NIPKAU J. Analysis of mistuned blisk vibrations using a surrogate lumped mass model with aerodynamic influences [D]. Cottbus, Germany: Brandenburg University of Tech- nology Cottbus, 2010.

(编辑: 陈 越)