

文章编号:1000-8055(2012)04-0801-10

失谐流体激励下叶盘结构响应特性

辛健强, 王建军

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 对非均匀静子叶片分布影响下的失谐流体激励叶盘结构响应特性进行研究. 首先推导叶盘结构强迫共振条件与流体失谐设计理论; 其次对工程叶盘结构响应分析的模态减缩方法和精细积分法进行理论描述; 最后给出数值算例, 对谐调和失谐流体激励特性和实际工程叶盘的响应特性进行研究, 分析流体失谐设计方法对叶盘强迫响应的影响. 在响应特性计算中, 通过有限元方法得到叶盘的系统质量、阻尼和刚度矩阵后, 利用 MATLAB 软件编制程序进行响应特性分析.

关 键 词: 流体失谐; 非对称静子; 叶盘结构; 响应特性; 节径谱

中图分类号: V232

文献标志码: A

Forced response characteristic of bladed disk with aerodynamic mistuning

XIN Jian-qiang, WANG Jian-jun

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The forced response characteristic of bladed disk under fluid excitation with aerodynamic mistuning was analyzed. The resonant criterion of bladed disk and the aerodynamic mistuning theory were performed first. Then, the modal reduction theory and the precise integration method were given. Finally, the transient response characteristics of bladed disk under tuned and mistuned fluid excitations were investigated. In this section, the system mass, stiffness and damping matrix were obtained by FEM (finite element method), and MATLAB code was then used to study the response characteristic.

Key words: aerodynamic mistuning; asymmetric vane spacing; bladed disk; response characteristic; nodal diameter spectrums

流体诱发强迫响应振动问题是航空发动机叶盘结构振动问题的一种主要形式^[1]. 发动机中的整体叶盘结构是典型的叶轮机械, 传统设计中各个叶盘扇区的物理性质和几何条件是完全相同的, 是一种谐调周期结构; 并且各个静子叶片的设计也是完全一致的, 也是谐调周期结构.

但是实际中往往存在失谐. 航空发动机叶盘

失谐现象分为结构失谐和流体失谐两类. 结构失谐指由于机械制造误差、材料分散性或者人为因素, 使得各个转子叶盘扇区之间出现一定的差异, 转子叶盘的循环对称性遭到破坏, 进而影响其振动特性的现象^[2]. 近些年来, 国内外学者对结构失谐问题进行了大量的研究工作并取得了相当研究成果^[3-7]. 流体失谐是指由于人为对静子叶片进行

收稿日期: 2011-05-18; 修订日期: 2011-10-26

基金项目: 国家高技术研究发展计划 (2008AA04Z403)

作者简介: 辛健强 (1984—), 男, 陕西宝鸡人, 博士生, 主要从事航空发动机叶盘转子结构振动方面的研究.

通讯作者: 王建军 (1956—), 男, 江苏苏州人, 教授、博士生导师, 研究方向为航空发动机叶盘转子和传动系统振动及振动控制.

E-mail: wangjjb@263.net

某种非对称设计后,作用于各个转子叶片上的气动载荷不再相同的现象.美国发动机结构完整性大纲(ENSIP)指出:“流体失谐会对强迫响应水平产生与激励幅值成比例的作用效果”.由此认为流体失谐对响应水平起到重要作用,对其进行深入研究是有必要的.

学者们对流体失谐影响下转子叶片振动特性进行了一定研究:Kemp 等^[8]研究了静子叶片在不同分布方式下流体激励的变化,其中将叶片分为 3 组,叶片间距变化 10% 时,激励水平降低 68%.Gottfried 等^[9]研究了 Purdue 超声压气机进口导向器叶片(IGV)在引入几何失谐效应时的流体激励振动问题,结果显示利用 IGV 静子叶片失谐设计,非定常内部 IGV 应力降低接近 6 倍.Kanek 等^[10]利用三维计算流体动力学(CFD)技术和三维有限元方法研究了静子叶片非对称分布和阻尼对叶片响应水平的影响.研究表明用 $N=2$ 非对称静子叶片设计后转子叶片响应水平可以降低接近 50%.孟越等^[11-12]研究了前排静子叶片采用流体失谐设计对后排转子叶片表面非定常气动力的影响,结果认为考虑到转子叶片的固有频率后,采用不对称叶栅失谐设计可以避免共振.

在以往对流体失谐问题的研究中,人为进行流体失谐设计的目的是减小激振力进而控制叶片的强迫响应水平.研究认为非对称静子分布可以在一定频率范围内降低激励力,进而起到控制旋转机械叶片响应的效果.在研究中人们关心两个问题:①如何进行静子叶片失谐设计;②叶片响应水平可以降低多少.

经过上述的研究显示:只有静子叶片非对称分布方法,也就是将静子叶片分为几个部分,不同部分之间的叶片数少量变化的方法可以起到降低强迫响应水平的作用.并且要考虑制造和维护的成本,低阶次的激励力,不稳定流体(喘振)的作用等因素,目前也只有这种方法在工程中已经进行了应用.

但是以上所有关于失谐流体对响应的影响研究中,研究工作都是针对转子叶片,而没有针对叶盘结构的响应特性进行研究.也就是说,研究中仅仅关心流体失谐设计对激励在频率域的影响,没有考虑流体失谐设计对激励在空间域的影响.因此,本文主要研究了流体失谐设计对叶盘结构响应特性的影响规律.研究中利用了简化激励模拟实际流体激励,分析了不同静子设计方式下流体激励的频域和空间特性,并且计算了在设计失谐

流体下实际工程叶盘结构的瞬态响应特性.

1 流体失谐设计理论

流体失谐设计的目的是降低叶盘结构的振动响应.因此本节首先介绍叶盘结构的共振条件,其次针对共振条件的不同方面,分别介绍流体失谐设计理论.

1.1 叶盘结构共振条件

文献[1]指出:“当叶/盘系统耦合振动的固有频率等于激振力频率,且激振力阶次等于节径数时,出现最强烈的振动,称为共振”.这就是著名的三重点原理,即叶盘耦合共振条件除了激励频率与固有频率相等外,还需要激励阶次和振型节径数相等.从能量的观点看,只有满足上述条件时叶盘耦合强迫振动才能不断地从激振力吸收能量引起共振.条件“固有频率等于激励频率”与普通结构共振条件一致,在此不再赘述.以下主要针对“激励阶次和振型节径数”相等进行理论推导.

假设静子叶片数为 N_s ,转子叶片数为 N_r ,则激励相位差为 φ_e 可以表示为

$$\varphi_e = \frac{2\pi}{N_r} N_s \quad (1)$$

而激起振动振型相位差 φ_v 是和激励阶次和转子叶片数相关的,可表示为

$$\varphi_v = \frac{2\pi}{N_r} N_e \quad (2)$$

式(2)中 N_e 为激励阶次.当激励相位差和振型相位差满足如下关系时,能够激起叶盘耦合共振.

$$\varphi_e = 2k\pi \pm \varphi_v \quad (3)$$

其中 $k=0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots$;将式(2)代入式(1),显然满足

$$\varphi_e = -\varphi_v + \frac{2\pi}{N_r} (N_s + N_e) \quad (4)$$

当激励阶次

$$N_e = N_r - N_s \quad (5)$$

时,满足

$$\varphi_e = \varphi_v + 2\pi \quad (6)$$

若此时激励阶次与固有模态振型相同,可以激起共振.

对静子叶片进行非对称设计进而得到失谐流体激励,其目的即是使激励的频率发生变化,错开叶盘的固有频率;同时使激励的空间分布也发生变化,与叶盘的固有模态空间分布不同,从而使其不能发生共振.1.2 节和 1.3 节将分别从激励频域特性和空间特性上给出流体失谐设计理论.

1.2 流体失谐设计激励特性频域分析

当静子叶片均匀分布时,作用在第 j 个叶片上作用的流体激励形式为

$$F_j(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(2\pi\Omega N_s n t + \varphi_j) \quad (7)$$

其中 A_0 为激振力的基值, A_n 为激振力第 n 阶脉动分量的幅值, N_s 为前排静子叶片数, Ω 为转速, ΩN_s 为激振力的基频, t 为时间变量, φ_j 为第 j 个叶片的相位角,可以表示为

$$\varphi_j = \frac{2\pi N_s}{N_r} j \quad (8)$$

由于 2, 3 阶激振频率的幅值很小,因此激振力可以简化为第 1 阶脉动激振力,表达式为

$$F_j(t) = A_0 + A_1 \sin(2\pi\Omega N_s t + \varphi_j) \quad (9)$$

此时明显可以看出激励频率为单频 $2\pi\Omega N_s$.

将前一级静子进行非均匀分布设计,使其在空间上分为两个区域,第一个区域分布 $N_{s1}/2$ 个叶片,第二个区域分布 $N_{s2}/2$ 个叶片,两个区域各占 180° . 此时失谐流体激励可以表示为

$$F_j(t) = \begin{cases} A_{01} + A_{11} \sin(2\pi\Omega N_{s1} t + \varphi_{j1}) & 0 \leq t < \frac{1}{2\Omega} \\ A_{02} + A_{12} \sin(2\pi\Omega N_{s2} t + \varphi_{j2}) & \frac{1}{2\Omega} \leq t < \frac{1}{\Omega} \end{cases} \quad (10)$$

其中 N_{s1} 为上半圈静子叶片数目的 2 倍, A_{01} 为前排静子数目按 N_{s1} 均布时流场激振力的定常量幅值, A_{11} 为前排静子数目按 N_{s1} 均布时流场激振力脉动分量幅值, φ_{j1} 为前排静子数目按 N_{s1} 均布时各个叶转子叶片上作用的流场激振力脉动分量相位角, N_{s2} 为下半圈静子数目的 2 倍, A_{02} 为前排静子数目按 N_{s2} 均布时流场激振力的定常量幅值, A_{12} 为前排静子数目按 N_{s2} 均布时流场激振力脉动分量幅值, φ_{j2} 为其脉动分量相位角. 其中

$$\begin{aligned} \varphi_{j1} &= \frac{2\pi N_{s1}}{N_r} j \\ \varphi_{j2} &= \frac{2\pi N_{s2}}{N_r} j \end{aligned} \quad (11)$$

令 $x = 2\pi\Omega t$, 忽略相位角影响,则式(10)为

$$F(t) = \begin{cases} A_{01} + A_{11} \sin(N_{s1} x) & 0 \leq x < \pi \\ A_{02} + A_{12} \sin(N_{s2} x) & \pi \leq x < 2\pi \end{cases} \quad (12)$$

以下分析失谐激励的频域特性. 由于这个函数满足收敛定理,因此可以得到函数的 Fourier 级数形式如下:

$$F(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(nx) + b_n \sin(nx)] \quad (13)$$

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} F(x) \cos(nx) dx$$

$$(n = 0, 1, 2, 3, \dots)$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} F(x) \sin(nx) dx$$

$$(n = 1, 2, 3, \dots)$$

$$c_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (14)$$

积分化简后得到各项系数的表达式如下:

$$c_0 = \frac{1}{2}(A_{01} + A_{02})$$

$$c_{N1} = \frac{A_{11}}{2}$$

$$c_{N2} = \frac{A_{12}}{2}$$

$$c_n = \begin{cases} 0 & n \text{ 为偶数} \\ \sqrt{(a_{n1} + a_{n2})^2 + (b_{n1} + b_{n2})^2} & n \text{ 为奇数} \end{cases} \quad (15)$$

其中

$$\begin{aligned} a_{n1} &= \frac{-2N_{s1}}{(n + N_{s1})(n - N_{s1})} \frac{A_{11}}{\pi} \\ a_{n2} &= \left(\frac{2N_{s2}}{(n + N_{s2})(n - N_{s2})} \right) \frac{A_{12}}{\pi} \\ b_{n1} &= \frac{2}{n} \frac{A_{01}}{\pi} \\ b_{n2} &= -\frac{2}{n} \frac{A_{02}}{\pi} \end{aligned} \quad (16)$$

此时激振力的频率由谐调流体时的单频形式变化为多频形式,频率包括转速的奇数倍、 N_{s1} 倍和 N_{s2} 倍. 其中基值 c_0 为上半周基值 A_{01} 与下半周基值 A_{02} 的平均量;频率为转速的 N_{s1} 倍的激励幅值 c_{N1} 为上半周脉动量幅值的一半,而频率为转速的 N_{s2} 倍的激励幅值 c_{N2} 为下半周脉动量幅值的一半. 其余频率激励的幅值与倍数 n 值有关:当 n 较小时, b_{n1} 和 b_{n2} 所占的比重比较大,此时,若激励的基指分量 A_{01} 和 A_{02} 相差较大时,

$$b_{n1} - b_{n2} = \frac{2}{n\pi}(A_{01} - A_{02}) \quad (17)$$

所占的比重会比较大,此时低频分量 c_n 会比较大. 当 n 接近 N_{s1} 和 N_{s2} 时,

$$\begin{aligned} a_{n1} &= \frac{-2N_{s1}}{(n + N_{s1})(n - N_{s1})} \frac{A_{11}}{\pi} \\ a_{n2} &= \left[\frac{2N_{s2}}{(n + N_{s2})(n - N_{s2})} \right] \frac{A_{12}}{\pi} \end{aligned} \quad (18)$$

以上两项会比较大,此时也会导致激励幅值 c_n 比较大.

1.3 流体失谐设计激励特性空间分析

对流体激励特性进行空间特性分析时,可以将任意时刻的激励在周向进行 Fourier 展开,得到其节径谱.根据 1.1 节理论,某一时刻的谐调流体激励在空间上分布为单一节径,因此将得到单一节径的节径谱;而对于失谐流体激励,其节径谱将不再是单一成分,而是具有多个节径.在本文中,进行节径谱计算,即是对式(9)(谐调流体激励)或者式(10)(失谐流体激励)在任意时刻进行周向各点的 Fourier 展开.以下给出失谐激励空间 Fourier 展开的相关理论^[13].

对于谐调或者失谐流体激励,在任一时刻激励其在周向的 Fourier 展开表示为

$$f_j = \sum_{E=0}^{[N_r/2]} \cos(j\theta_E) F_E + \sin(j\theta_E) F_E \quad (19)$$

其中 $[N_r/2]$ 表示取整.此时将向量

$$\boldsymbol{\varphi}_{nde} = \{F_0 \ F_1 \ \cdots \ F_{[N_r/2]}\} \quad (20)$$

称为激励节径谱,向量中的 F_E 表示激励阶次为 E 的分量所对应的幅值.

2 瞬态响应分析方法

叶盘结构瞬态响应求解流程如下:首先利用有限元软件 ANSYS11.0 进行前处理,提取叶盘结构的质量,刚度和阻尼矩阵;其次由于模型规模过大,编制程序在模态域对模型进行减缩;最终利用精细积分法求解叶盘结构的瞬态响应问题.求解过程如图 1 所示.以下根据图 1 对模态减缩和精细积分法做简要介绍.

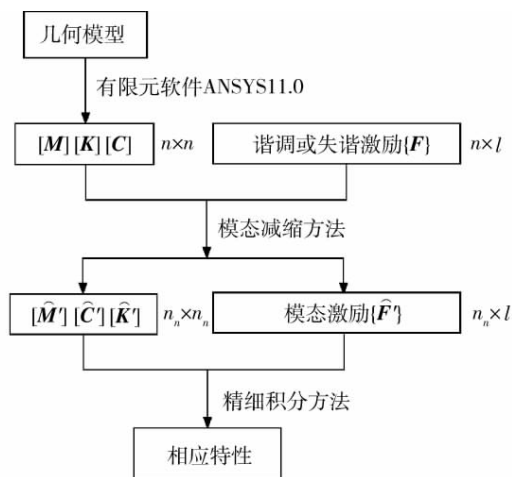


图 1 响应特性分析流程

Fig. 1 Analytical procedure of response characteristic

根据发动机的工作原理,叶盘结构的载荷主要以阶次激励为主,结构的响应表现为阶次振动,

振动的响应可以通过对激励频率附近的密集模态族进行线性叠加来表示,因而可以借鉴基于系统模态族的模态综合理论对模型进行模态减缩,提高时域求解的效率.根据有限元法得到系统的运动方程如下:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (21)$$

$[M]$, $[C]$ 和 $[K]$ 代表模型的质量、阻尼和刚度矩阵, $\{u\}$, $\{\dot{u}\}$ 和 $\{\ddot{u}\}$ 则分别代位移、速度和加速度向量, $\{F\}$ 表示谐调或者失谐的流体激励载荷向量.方便起见,假设系统阻尼为比例阻尼,可以写成如下形式:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (22)$$

式中 α 和 β 是比例阻尼系数.叶盘结构的固有模态具有成族高度密集分布的特点,而各族模态对响应的贡献又与其距离激励频率的远近有关,贡献的程度会随着这个距离的增加而迅速衰减,因而远离激励频率的模态成分对于受迫响应的贡献非常微弱,这样叶盘结构的位移响应就可以通过一组截断的模态近似表达

$$\{u\} = [\hat{\Phi}_0]\{\eta\} \quad (23)$$

$[\hat{\Phi}_0]$ 为模态位移矩阵,其规模为 $n \times n_n$, n 为系统自由度数,而 n_n 为所选取的模态数; $\{\eta\}$ 为模态坐标向量.对于时不变系统,将式(23)代入式(21),并在等式两端都前乘 $[\hat{\Phi}_0]$ 的 Hermite 矩阵 $[\hat{\Phi}_0]^H$ 即可得到经模态减缩的系统运动方程

$$[\hat{M}']\{\ddot{u}\} + [\hat{C}']\{\dot{u}\} + [\hat{K}']\{u\} = \{\hat{F}'\} \quad (24)$$

其中 $[\hat{M}']$, $[\hat{C}']$ 和 $[\hat{K}']$ 分别表示减缩后的模态质量、模态阻尼与模态刚度矩阵,其规模为 $n_n \times n_n$, 而 $\{\hat{F}'\}$ 为减缩后的模态载荷向量.

在进行瞬态响应特性求解时,利用了结构动力方程的精细时程积分方法^[14],该方法用于求解线性定常结构动力方程数值结果非常准确.其核心思想是,将定常系统的逐步积分公式转化成一一系列的矩阵—向量乘法,通过指数矩阵的加法定理以及增量算法精确地求得该乘法的递推系数矩阵,再根据初始条件,即可得到任意时间点的积分结果.以下给出精细积分法的基本理论.将模态减缩后的运动方程(24)做如下处理:

$$\begin{aligned} \{p\} &= [\hat{M}']\{\dot{u}\} \\ \{q\} &= \{u\} \end{aligned} \quad (25)$$

则式(24)可以转换为如下形式:

$$\{\dot{v}\} = [H]\{v\} + \{r\} \quad (26)$$

其中

$$\begin{aligned} \{v\} &= \begin{Bmatrix} p \\ q \end{Bmatrix}, \\ [H] &= \begin{bmatrix} 0 & M^{-1} \\ -K & -CM^{-1} \end{bmatrix}, \\ \{r\} &= \begin{Bmatrix} 0 \\ \hat{F}' \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (27)$$

由常微分方程的理论, 方程(26)积分形式的解答为

$$\{v(t)\} = e^{[H](t-t_0)} \{v_0\} + \int_{t_0}^t e^{[H](t-\xi)} \{r(\xi)\} d\xi \quad (28)$$

将求解域划分为若干时间步长 $\tau = t_{k+1} - t_k$, 则在初始条件 $\{v_0\}$ 已知的情况下各时刻的解可以由如下的递推关系得到

$$\{v_{k+1}\} = [T]\{v_k\} + \int_0^\tau e^{[H](\tau-\xi)} \{r(t_k + \xi)\} d\xi \quad (29)$$

式中 ξ 为时间积分变量. 假设非齐次项在时间步长 τ 内是线性的, 即

$$\{r(t)\} = \{r_0\} + \{r_1\}(t - t_k) \quad (30)$$

则递推关系可以表示为

$$\begin{aligned} \{v_{k+1}\} &= [T](\{v_k\} + [H]^{-1}(\{r_0\} + \\ &[H]^{-1}\{r_1\}) - [H]^{-1}(\{r_0\} + \\ &[H]^{-1}\{r_1\} + \{r_1\}\tau) \end{aligned} \quad (31)$$

其中

$$[T] = e^{\tau[H]} \quad (32)$$

由此即可求得叶盘结构在流体激励下的瞬态响应特性.

3 数值算例

本节给出谐调和失谐流体激励下叶盘结构的响应特性分析算例. 分析流体失谐设计对控制叶盘结构振动响应的效果. 响应特性计算方法和过程在第 2 节中已经给出. 由于流体失谐设计是从激励的角度来控制响应特性, 因此研究中首先给出激励特性分析, 其次给出该激励作用下叶盘的响应特性分析.

3.1 有限元模型

某型发动机压气机转子叶盘结构共有 23 个叶片, 有限元模型如图 2 所示. 采用 8 节点六面体单元, 模型中共有 79166 个单元, 109618 个节点. 在端齿面上施加 3 个方向位移约束. 前谐调一级静子共有 18 个叶片. 响应特性分析中给定阻尼比为 5‰^[15], 响应特性计算时时间步长 $\tau = 2.4187 \times$

10^{-5} s.

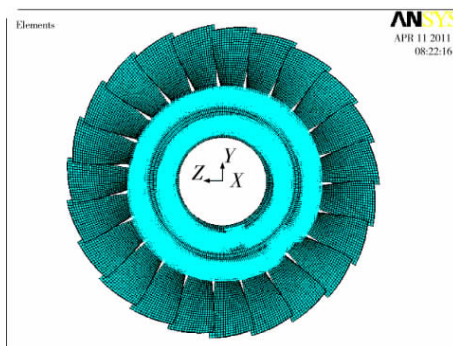


图 2 转子叶盘有限元模型

Fig. 2 Finite element model of the bladed disk

3.2 谐调流体激励下叶盘响应特性

根据 3.1 节描述, 前级静子共有 18 个叶片, 本级转子共有 23 个叶片. 转速给定 5392.7 r/min. 此时, 模态分析得到叶盘的 1 弯 5 节径模态(图 3)固有频率为 1617.8 Hz. 由式(5)得到共振激励阶次 $N_e = 5$, 与模态振型相位差满足共振条件, 并且由式(9)得到激励频率也为 1617.8 Hz, 满足共振频率条件. 因此判断该转速下均匀分布的静子叶片产生的谐调流体激励会激起叶盘共振.

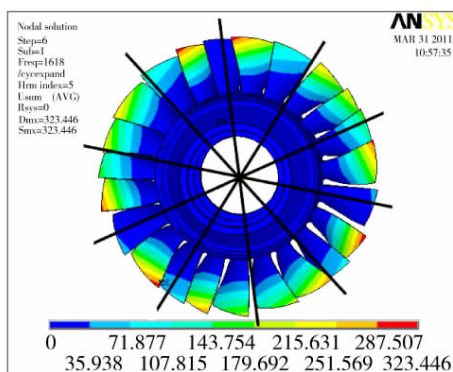


图 3 叶盘 1 弯 5 节径模态振型

Fig. 3 5ND (nodal diameter) modal shape of the 1st bending mode family

3.2.1 激励特性

在每个叶片上施加单点激励来模拟流体激励, 按照式(9), 令 $A_0 = 0$, 忽略恒定流体压力的影响, 令 $A_1 = 1$ N, 静子叶片个数 $N_s = 18$, 静子分布如图 4 所示. 图 5 给出了叶盘的激励频谱和节径谱, 其中图 5(a)为某个叶片上一点的激励时序频谱分析, 而图 5(b)为各个叶片上对应同一点在某时刻激励的空间节径谱分析. 与前述分析一致, 激励频率为单频 1617.8 Hz, 激励阶次也为单阶

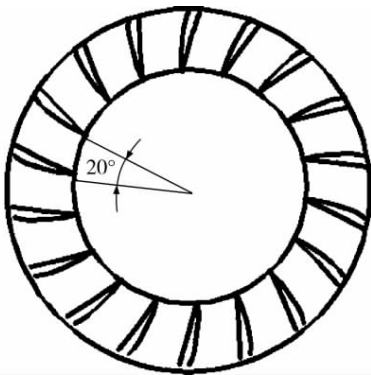


图 4 谐波静子叶片分布图
Fig. 4 Symmetric vane spacing

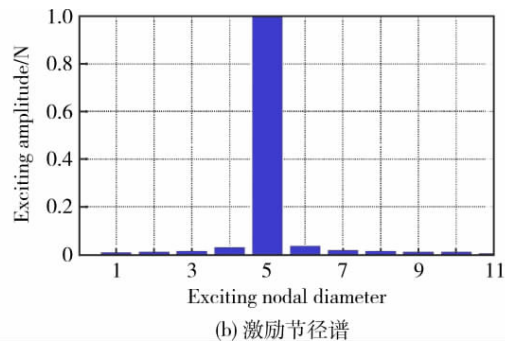
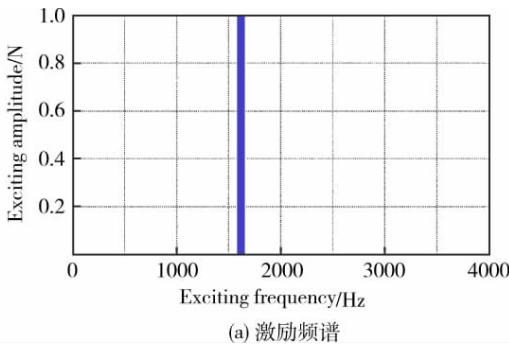


图 5 谐波流体激励特性
Fig. 5 Tuning aerodynamic excitation characteristic

次 $N_e=5$.

3.2.2 响应特性

图 6 为 3.2.1 节给定谐波激励作用下叶盘结构某个叶片叶尖上一个结点的时域响应特性. 本文后面节中响应特性分析所选取的结点位置也同样是该点. 从图中明显可以看出此时叶盘处于共振状态. 由于转子叶盘是结构谐调的, 不同叶片上的同一位置的响应幅值相同, 只是存在固定的相位差. 图 7 为谐波叶盘响应特性分析, 图 7(a) 为某个叶片上一点 (图 6(a) 同一点) 的频响特性, 响应频率与激励频率一致, 为 1617.8 Hz; 图 7(b) 为某一时刻各个叶片上同一位置 (图 6(b) 同点) 的空间谱分析, 响应空间分布与激励空间分布也一

致, 为 5 节径.

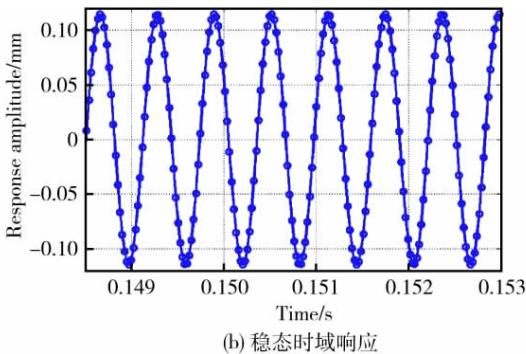
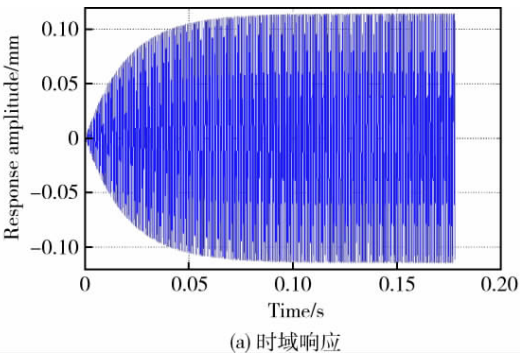


图 6 谐波流体激励下叶盘的时域响应
Fig. 6 Time-domain response of the bladed disk under tuning aerodynamic excitation

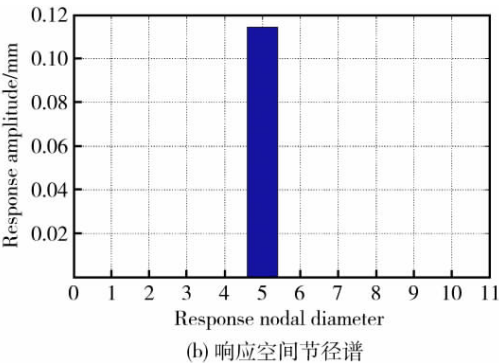
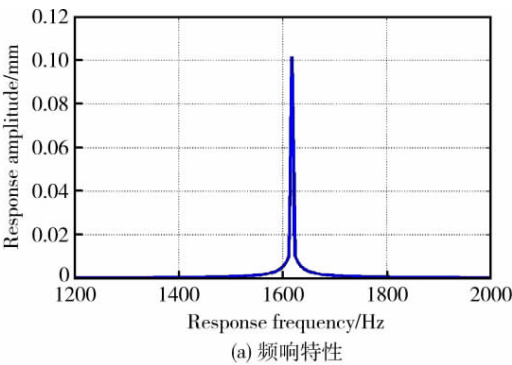


图 7 谐波流体激励下叶盘响应特性
Fig. 7 Response characteristic of the bladed disk under tuning aerodynamic excitation

3.3 失谐流体激励下叶盘结构响应特性

在本节中给出2种典型失谐流体激励设计模式,进而对典型失谐流体设计下的流体激励特性和响应特性进行分析评价。

3.3.1 激励特性

1) 失谐激励 A

按照式(12),令 $A_{01}=0, A_{02}=0, A_{11}=1, A_{12}=$

1. 静子分布方式(图8)为:第一个区域分布 $18/2$ ($N_{s1}=18$) 个叶片,第二个区域分布 $20/2$ ($N_{s2}=20$) 个叶片,两个区域各占 180° 。

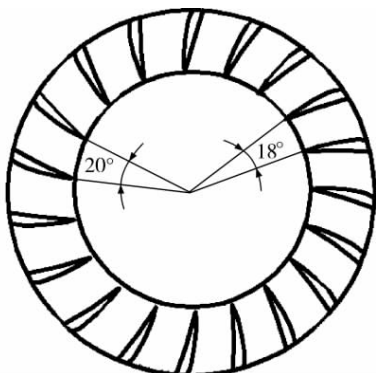


图8 失谐模式 A 静子分布图

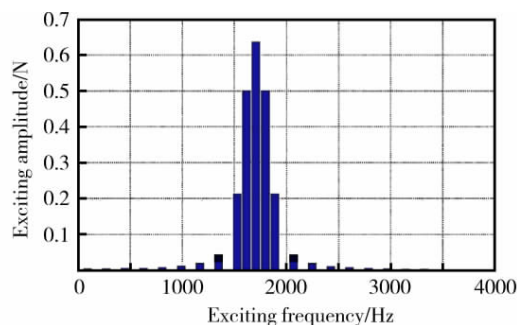
Fig. 8 Asymmetric vane spacing A

激励特性分析结果如图9所示。由图9(a)可以看到,在原激励频率的位置(图5(a)),即1617.8 Hz时,激励幅值减小为 $1/2$;但是激励频率由单频转化为多频,并且由于静子数 $n=N_{s1}$ 和 $n=N_{s2}$ 所引起的激励均为原谐波激励幅值的 $1/2$,并且在两者附近的激励频率均比较高,尤其是 $n=19$ 时,激励幅值为 0.636 N。以上数值结果均与 1.2 节理论结果一致。因此认为,经过流体失谐设计后,激励力的幅值降低了,但是激励频率由单频转化为一个频带。图9(b)图所示为激励的空间阶次分布:经过流体失谐设计后,激励由单一5节径转化为多节径成分,除了包含由 $N_{s1}=18$ 和 $N_{s2}=20$ 所引起的节径5和3外,在2,4,6等节径处激励的幅值均比较大。

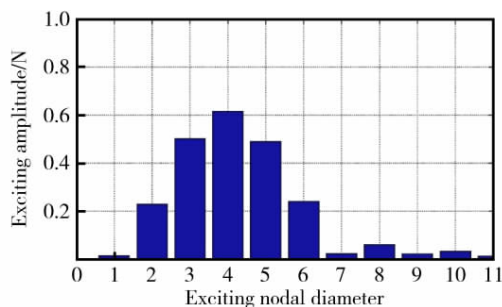
2) 失谐激励 B

第2类流体失谐设计方式,同样根据式(12),令 $A_{01}=0, A_{02}=0, A_{11}=1, A_{12}=1$ 。给定第一个区域分布 $16/2$ ($N_{s1}=16$) 个叶片,第二个区域分布 $20/2$ ($N_{s2}=20$) 个叶片。两个区域各占 180° 。静子分布方式如图10所示。

图11为失谐流体激励 B 的激励特性分析



(a) 激励频谱



(b) 激励节径谱

图9 失谐流体模式 A 激励特性

Fig. 9 The aerodynamic excitation characteristic with asymmetric vane spacing A

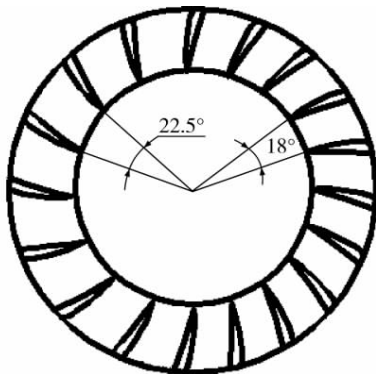
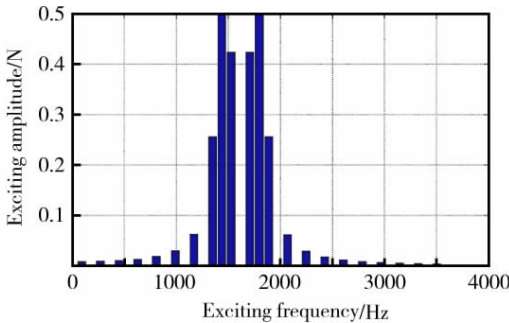


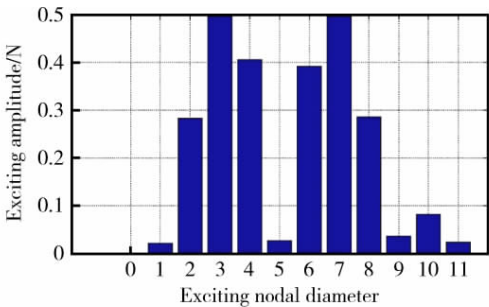
图10 失谐模式 B 静子分布图

Fig. 10 Asymmetric vane spacing B

图。其中图11(a)为激励的频域特性分析,图11(b)图为激励的空间特性分析。从图11(a)可以观察到幅值较大的激励频率包括 $n=N_{s1}-1, n=N_{s1}+1, n=N_{s1}, n=N_{s2}-1, n=N_{s2}+1, n=N_{s2}$,但是失谐激励 B 与失谐激励 A 的区别在于频率成分中已经不包含 $n=18$ 频率成分(即叶盘5节径模态固有频率)。同样对某一时刻的激励进行空间 Fourier 展开,分析结果如图11(b)所示。空间谱的分布与频谱图有一定的类似,其中3节径和7节径的幅值均为 0.5。



(a) 激励频谱



(b) 激励节径谱

图 11 失谐流体模式 B 激励特性

Fig. 11 Aerodynamic excitation characteristic with asymmetric vane spacing B

3.3.2 响应特性

1) 失谐激励 A

图 12 给出了失谐流体模式 A 下叶盘的时域强迫响应位移曲线. 与图 6 比较, 很明显本例的叶盘强迫响应水平较小. 与谐调流体激励下叶盘的响应水平不同的是响应状态稳定后其幅值也是脉动的. 在转子转动一周的过程中, 前半周叶片的响应有增大的趋势, 后半周为减小的趋势. 这主要是由于前半周静子分布仍然满足 $n=18$, 激励频率与固有频率一致; 而后半周静子分布则产生了变化, 激励频率与固有频率不再一致.

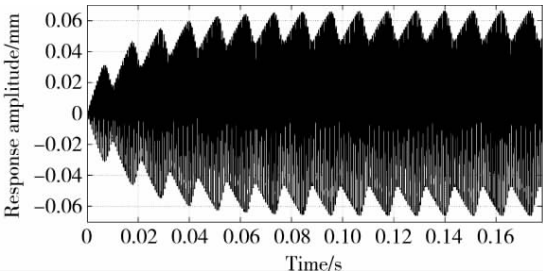


图 12 失谐激励 A 下叶盘的时域响应

Fig. 12 Time-domain response of the bladed disk with asymmetric vane spacing A

图 13 为叶盘的空间节径谱(与图 6(b)同一位置)图 14 为叶盘上某点的响应频谱(与图 6(a)同一位置). 从图中可以看出响应仍以 5 节径, $n=18$ 频率成分为主. 但是幅值已经降低了很多.

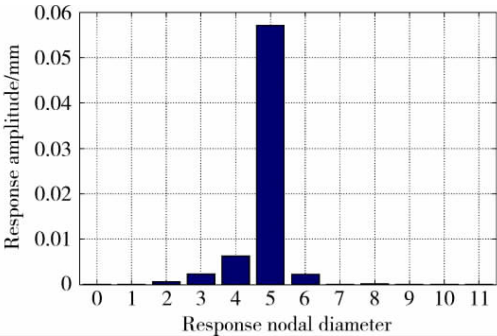


图 13 失谐激励 A 下叶盘的响应节径谱

Fig. 13 Response nodal diameter spectrums with asymmetric vane spacing A

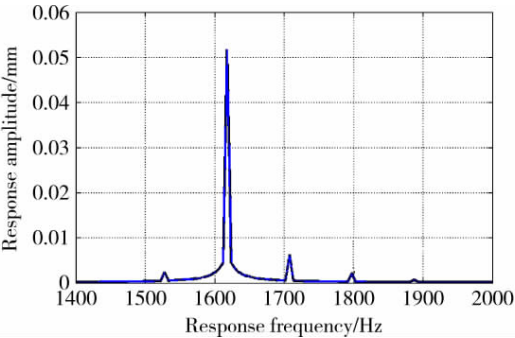


图 14 失谐激励 A 下叶盘的响应频谱

Fig. 14 Response frequency characteristic with asymmetric vane spacing A

2) 失谐激励 B

图 15 给出了失谐流体模式 B 下叶盘的时域强迫响应位移曲线. 时域响应结果显示此时叶盘的振动响应幅值非常小, 处于非共振状态. 这主要

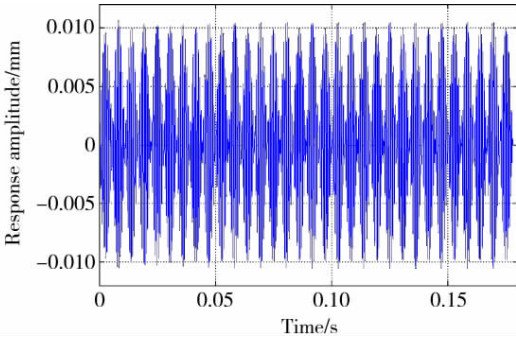


图 15 失谐激励 B 下叶盘的时域响应

Fig. 15 Time-domain response of the bladed disk with asymmetric vane spacing B

是由于激励频率中不包含 $n=18$, 激励频率与固有频率错开, 激励空间分布不包含 5 节径, 也与固有模态振型不相同, 因此无法激起共振. 从图 16 (响应空间分布) 和图 17 (响应频谱) 也可以看到, 响应的空间成分与频率成分均与激励的空间成分与频率成分相同, 但是幅值非常小, 失谐流体激励无法激起共振. 图 18 给出了 3 种激励下的稳态时域响应.

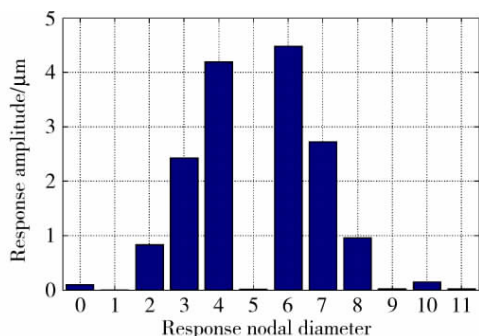


图 16 失谐激励 B 下叶盘的响应节径谱

Fig. 16 Response Nodal diameter spectrums with asymmetric vane spacing B

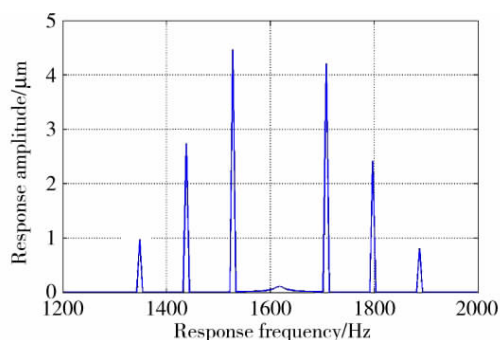


图 17 失谐激励 B 下叶盘的响应频谱

Fig. 17 Response frequency characteristic with asymmetric vane spacing B

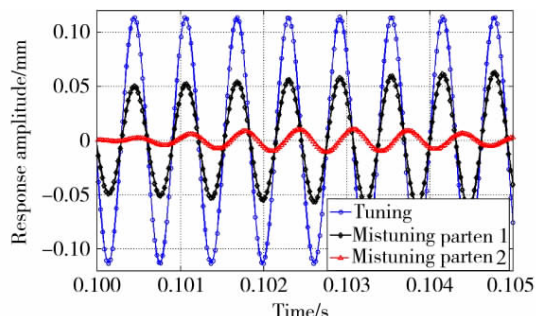


图 18 3 种激励下的稳态时域响应

Fig. 18 Steady time-domain response with three kinds of excitation

最后给出 3 种激励作用下叶盘同一位置的稳态响应特性 (图 18), 流体激励下叶盘结构耦合振动响应特性结果显示 2 种流体失谐设计下响应水平分别降低为谐调时的 58.0% 和 8.7%. 可见流体失谐设计对于控制叶盘结构共振响应水平效果明显.

4 结 论

本文研究了非对称静子分布设计下失谐流体激励特性和失谐流体激励下叶盘结构的振动响应特性. 首先推导了叶盘结构的共振理论和失谐流体激励频域、空间分布理论; 其次给出了工程叶盘结构瞬态分析方法; 最后给出了谐调流体和两种非对称分布方式下失谐流体作用时工程叶盘的振动响应特性. 得到以下结论:

1) 叶盘结构的共振条件不但要求激励频率与固有频率相等, 并且要求激励空间分布与模态振型空间分布相同.

2) 非对称静子叶片分布方式使流体激励频率由单一频率变化为多频成分, 激励空间分布由单一节径数变化为多节径成分.

3) 非对称静子分布能够有效减小叶盘结构的振动响应水平. 在进行流体失谐设计时, 应尽量保证激励频率错开固有频率, 激励空间节径数错开固有模态振型节径数.

参考文献:

- [1] 宋兆泓. 航空燃气涡轮发动机强度设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1988.
- [2] 王建军, 李其汉. 航空发动机失谐叶盘振动减缩模型与应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.
- [3] Castanier M P, Pierre C. Modeling and analysis of mistuned bladed disk vibration: status and emerging directions[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 384-396.
- [4] 王建军, 李其汉, 朱梓根. 失谐叶片 轮盘结构系统振动局部化问题的研究进展[J]. 力学进展, 2000, 30(4): 517-528.
WANG Jianjun, LI Qihan, ZHU Zigen. Vibratory localization of mistuned bladed disk assemblies: a review[J]. Advances in Mechanics, 2000, 30(4): 517-528. (in Chinese)
- [5] YAO Jianyao, WANG Jianjun, LI Qihan. Robustness analysis of mistuned bladed disk using the upper bound of structured singular value[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131(3): 032501 (7 pages).
- [6] 于长波. 失谐叶盘结构的建模方法与振动特性研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2010.
YU Changbo. Investigation on the modeling method and vibratory characteristics of mistuned blades disk structures

- [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010.
- [7] 王帅. 整体叶盘结构失谐识别方法和动态特性实验研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2010.
- WANG Shuai. Mistuning identification theory and dynamic characteristic experiment for integrally bladed disk[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010.
- [8] Kemp R H, Hirschberg M H. Theoretical and experimental analysis of the reduction of rotor blade vibration in turbomachinery through the use of modified stator vane spacing[R]. NACA-TN-4373, 1958.
- [9] Gottfried D A, Fleeter S. Passive detuning for HCF reduction[R]. AIAA 2002-3634, 2002.
- [10] Kaneko Y, Mori K, Okui H. Study on the effect of asymmetric vane spacing on vibratory stress of blade[R]. ASME paper GT-2004-53023, 2004.
- [11] 孟越, 李林, 李其汉. 气动非谐对叶片非定常气动激振力影响[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1060-1064.
- MENG Yue, LI Lin, LI Qihan. Unsteady aerodynamic force of blade under aerodynamic mistuned influence[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1060-1064. (in Chinese)
- [12] 孟越, 李林, 李其汉. 不对称静子叶片非谐方案研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(12): 2083-2088.
- MENG Yue, LI Lin, LI Qihan. Asymmetry stator mistuned blade design and research[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(12): 2083-2088. (in Chinese)
- [13] 姚建尧. 流体激励下谐调和失谐叶盘结构响应分析[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2010.
- YAO Jianyao. Response analysis for tuned and mistuned bladed disk Under fluid excitation[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010.
- [14] 钟万勰. 应用力学对偶体系[M]. 北京: 科学出版社, 2002.
- [15] Seinturier E, Lombard J P, Dumas M, et al. Forced response prediction methodology for the design of HP compressors bladed disks[R]. ASME paper GT-2004-53372, 2004.