

文章编号: 1000-8055(2009)03-0662-08

一种基于模态减缩技术的整体叶盘结构失谐识别方法

王 帅, 王建军, 李其汉

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 100191)

摘 要: 以谐调叶盘有限元模型解析模态和真实失谐结构的测量模态作为基础信息, 提出一种整体叶盘结构失谐识别方法. 该方法基于经典模态减缩方法(SNM) 降阶技术, 降低了识别过程的计算花费以及对基础信息的要求; 采用子矩阵型技术使得失谐参数定义更加的自由, 并使得该方法具有模型修正的功能; 利用最可能向量技术处理实验测量模态振型, 可有效的限制测量噪声、非线性等因素对识别过程的影响. 最后以一个真实叶盘结构的仿真分析证明了该方法的有效性.

关 键 词: 整体叶盘结构; 失谐识别; 经典模态减缩方法 (SNM) 降阶技术; 子矩阵型法; 最可能向量法

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Mistuning identification of integrally bladed disk based on the modal reduced technique

WANG Shuai, WANG Jiarjun, LI Qihan

(School of Jet Propulsion,

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

Abstract: A method of mistuning identification for integrally bladed disk has been presented in this paper. The analytical modes obtained by finite element model of tuned bladed disk and the measured modes of actual mistuned bladed disk were used as the basic information. The identification method is based on the subset of nominal modes (SNM) reduced technique, which greatly lowers the computational costs and the required information of the identification procedure. The submatrix method makes the definition of mistuning parameters more freely and adds the model modification function to this identification method. The measured data is filtered through the best probable eigenvectors technique, which effectively suppresses the influence of measurements noise and nonlinearity on the identification procedure. Finally, numerical simulation of an industrial bladed disk was performed to validate the effectiveness of the identification method.

Key words: integrally bladed disk; mistuning identification; subset of nominal modes (SNM) reduced technique; submatrix method; best achievable eigenvectors

发动机的叶盘结构通常是具有循环对称性质的, 但由于人为的主观设计、制造误差、材料和使

收稿日期: 2008-02-27; 修订日期: 2008-05-09

基金项目: 国家高技术研究发展计划 863 项目(2008AA04Z403)

作者简介: 王帅(1980-), 男, 吉林长春人, 博士生, 主要从事航空发动机结构强度、振动方面研究.

用中磨损的不均匀等因素,实际的叶盘结构都是失谐的.失谐有时对提高发动机的气弹稳定性起着积极的作用,然而在更多的情况下会导致叶盘结构模态局部化和振动传递局部化^[1-4],是造成叶盘结构产生高循环疲劳的重要因素,从而对叶盘的寿命、可靠性产生极为不利的影响.

叶盘结构失谐参数识别属于振动反问题范畴,可应用于叶盘结构的故障诊断,制造误差的确定,由实验数据对仿真模型的修正等方面,因此受到人们的重视.传统上对于可拆卸叶片的转子,是通过在每个叶片进行单独的振动测试得到其失谐值的.但是这种方法存在明显的局限性,首先是不能够应用于整体叶盘结构,即叶片不可以被拆下的情况;其次是由于边界条件的改变等因素,单独测试得到的失谐结果也可能会明显的不同于再一次将叶片安装在轮盘后的失谐值.因此,实质意义上的失谐识别应该是以实验测量的整体叶盘结构系统动力特性信息为基础的.

目前,人们研究叶盘失谐问题多以有限元模型的计算结果作为理论分析基准,可见有限元模型的准确程度对理论分析结果起着举足轻重的作用.失谐使叶盘结构循环对称性丧失,必须采用整体叶盘结构有限元模型进行分析,从而导致了非常巨大的计算花费,所以在失谐识别过程中,同样需要相应的降阶减缩技术来降低计算负担,而这些技术可以简略的划分为子结构模态减缩方法和非子结构模态减缩方法^[5].近年来,已经发展了一些基于上述减缩原理的具有代表性的失谐识别方法^[6-8],这些方法大多数均使用降阶模型作为识别模型,其主要优势是可以很好的和实验结果相吻合.但它也有一定的缺陷,就是这些降阶模型的修正质量和刚度矩阵没有明显的物理含义,不能将实际叶盘的物理性质变化直接同有限元模型原始矩阵相关联^[9].

基于以上认识,本文提出了一种整体叶盘结构失谐识别方法.首先,该方法基于经典模态减缩方法(SNM)降阶技术,不仅降低了识别过程的计算花费,同时也降低了对识别基础信息的要求,即只需要较少的谐调叶盘有限元模型解析模态、频率数据,真实失谐整体叶盘结构系统的测量模态、频率信息就可以进行失谐识别.其次,采用了子矩阵型法,使失谐参数直接和有限元模型的原始矩阵相关联,提高了失谐识别参数定义的自主性,所以该方法也可以作为叶盘结构的有限元模型修正技术来应用.最后,利用“最可能向量法”处理测量

模态振型,可以有效的消除测量振型与所研究的失谐模型不匹配问题,限制测量噪声、非线性等因素对识别过程的影响.

1 失谐识别理论

1.1 失谐的模拟

由于轮盘扇区间存在着微小的差别,实际的叶盘结构不可避免的存在着如几何、材料等各种形式的失谐,因此需要建立一个失谐的叶盘模型来预测真实结构的模态或强迫响应.这里首先需要解决的是如何模拟结构性质的变化(即失谐)的问题,进而才能完成这个目标.近年来的一些文献已经提供了几种类型的失谐模拟,如固有频率^[7-8],阻尼^[10]和振型变化等,这些参数都存在一定的片面性,但正如 Mignolet 等^[11]人指出的,由失谐导致的几何、材料等所有的结构参数与谐调时的小量偏差都精确的获知并非必须,也是不可能的,而在所研究的范围可有效的描述和模拟失谐结构系统的动力特性,达到工程要求才是最终的目的.失谐识别的目标虽然是所有的“小量偏差都精确的获得”,但也并不总是必须的.本文主要通过通过对 N 个扇区每个叶片的弹性模量引入不同的扰动系数 p_j 来模拟失谐,即

$$E_j = E_0(1 + p_j) \quad j = 0, 1, \dots, (N-1) \quad (1)$$

选定 p_j 为失谐识别参数,首先,相对于叶片失谐,一般认为轮盘的失谐是可以忽略的,通常只考虑叶片结构参数的变化;其次,识别参数 p_j 虽然不能完整的描述几何尺寸、质量等其它属性的失谐,但却包含了这些失谐的弹性等效值,从而可以对结构各个扇区的失谐进行定量比较;最后,识别参数 p_j 具有明显的物理含义,可以和有限元模型原始矩阵相关联,这样在采用子矩阵型法时可将每个叶片的任意刚度部分作为子矩阵,从而提高了与之关联的失谐识别参数的定义的自主性,式(1)表示把各个叶片的整体刚度作为子矩阵,每个叶片只引入一个识别参数.后文将会有更为详细的论述和体现.

1.2 反问题的定义

失谐叶盘结构自由振动方程可表示为

$$(\mathbf{M}_0 + \Delta \mathbf{M}) \ddot{\boldsymbol{\varphi}} + (\mathbf{K}_0 + \Delta \mathbf{K}) \boldsymbol{\varphi} = \mathbf{0} \quad (2)$$

式中 $\mathbf{M}_0$ 和 $\mathbf{K}_0$ 分别表示谐调叶盘的质量和刚度矩阵, $\Delta \mathbf{M}$ 和 $\Delta \mathbf{K}$ 分别表示其失谐导致的变化.首先采用文献[12]提出的 SNM 降阶技术,即

$$\boldsymbol{\varphi}_i = \boldsymbol{\Phi}^0 \boldsymbol{\beta} \quad (3)$$

其中 φ_i 为失谐叶盘的第 i 阶模态, 矩阵 Φ^o 的列向量为谐调系统质量归一的模态, 即选定的模态基向量, 向量 β_i 确定了它们对于该阶失谐模态贡献的权重系数, 即为模态坐标向量, 可得到降阶模型 (ROM) 的振动方程为

$$\left(\mathbf{I} + \Phi^H \Delta \mathbf{M} \Phi^o \right) \beta + \left(\Lambda^o + \Phi^H \Delta \mathbf{K} \Phi^o \right) \beta = 0 \quad (4)$$

式中 Φ 和 Λ^o 可利用谐调叶盘的循环对称性计算得到, H 表示共厄转置, 方程(4)可重新表示为

$$\left(\bar{\mathbf{K}}_M - \omega_i^2 \bar{\mathbf{M}}_M \right) \beta_i = 0 \quad (5)$$

式中 $\bar{\mathbf{K}}_M = \Lambda^o + \Phi^H \Delta \mathbf{K} \Phi^o$, $\bar{\mathbf{M}}_M = \mathbf{I} + \Phi^H \Delta \mathbf{M} \Phi^o$.

因为叶片部分的子矩阵可以很容易的从原始有限元刚度、质量矩阵提取获得, 以下将利用子矩阵型法^[13]参数化该降阶模型. 如前所述, 失谐识别参数是通过每个叶片弹性模量的变化定义的, 因此识别过程只考虑刚度的变化量, 令 $\Delta \mathbf{M} = 0$ 且

$$\Delta \mathbf{K} = \begin{bmatrix} \Delta^b \mathbf{K}^{(0)} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Delta^b \mathbf{K}^{(1)} & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \ddots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \Delta^b \mathbf{K}^{(N-1)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式(11)中的第二行简要的说明了相应的第一行模态的节径数和方向, B 表示后行波, 指该扇区模态到其下一个扇区是正的相位角, F 表示前行波, 指该扇区模态到其下一个扇区是负的相位角, 0 和 $(N/2)$ 节径的模态为驻波. 则 s 号扇区的模态, 可以由参考扇区 0 号扇区的模态乘以相应的相位偏移进行表达, 即

$$\phi_m^{(s)} = e^{ism 2\pi/N} \phi_m^{(0)} \quad (12)$$

式中 $i = \sqrt{-1}$, m 为模态编号 ($0 \sim [N-1]$). 相应的, s 号叶片的模态可以由 0 号叶片的模态表示为

$$b_m^{(s)} = e^{ism 2\pi/N} b_m^{o(0)} \quad (13)$$

那么

$${}^b \bar{\mathbf{K}}_{mn}^{(s)} = e^{is(n-m) \frac{2\pi}{N}} b_m^{o(0)H} {}^b \mathbf{K}_n^{(s)} b_n^{o(0)} \quad (14)$$

此时, 矩阵 ${}^b \mathbf{K}^{(s)}$ 可仅仅利用 0 号叶片模态由式(12)~(14)所述原理方便的求出.

由式(5)和式(10)可得

式中矩阵 $\Delta \mathbf{K}$ 是依照叶片和非叶片坐标划分, 因此非叶片坐标将变为 0 子矩阵, 且

$$\Delta^b \mathbf{K}^{(s)} = p_s {}^b \mathbf{K}^{(s)} \quad s = 0, 1, \dots, [N-1] \quad (7)$$

式中 ${}^b \mathbf{K}^{(s)}$ 为 s 号叶片的刚度矩阵, 以上是将每个叶片的整体刚度作为子矩阵对 $\Delta \mathbf{K}$ 进行的划分, 同样的可将叶片的任意部分刚度作为子矩阵, 甚至每个叶片有多个部分刚度作为子矩阵, 此时 $\Delta \mathbf{K}$ 依照上面的方式进行相应的划分即可. 因此失谐叶盘的降阶刚度矩阵可分解为

$$\bar{\mathbf{K}}_M = \Lambda^o + \Phi^H \Delta \mathbf{K} \Phi^o = \Lambda^o + \sum_{s=0}^{N-1} p_s \mathbf{B}^{o(s)H} {}^b \mathbf{K}^{(s)} \mathbf{B}^{o(s)} \quad (8)$$

式中 $\mathbf{B}^{(s)}$ 表示 s 号叶片的模态振型矩阵, 令

$${}^b \mathbf{K}^{(s)} = \mathbf{B}^{o(s)H} {}^b \mathbf{K}^{(s)} \mathbf{B}^{o(s)} \quad (9)$$

则

$$\bar{\mathbf{K}}_M = \Lambda^o + \sum_{s=0}^{N-1} p_s {}^b \mathbf{K}^{(s)} \quad (10)$$

特别地, 当所激起的谐调模态属于孤立、单族模态集且应变能主要位于叶片的情况时, 可以选定该单族模态作为模态基向量. 此时, 若谐调叶盘模态利用复数传递波形式描述, 由循环对称结构的固有振动性质可知, 各个扇区的模态振型的幅值是相同的, 且存在一定的相位关系, 假设该单族模态按下式的形式排列:

$$\left\{ \begin{matrix} \phi_0^{(s)} & \phi_1^{(s)} & \phi_2^{(s)} & \dots & \phi_{N/2}^{(s)} & \phi_{N/2+1}^{(s)} & \dots & \phi_{N-1}^{(s)} \\ (0) & (1B) & (2B) & \dots & (N/2) & ((N/2 - 1)F) & \dots & (1F) \end{matrix} \right\} \quad (11)$$

$$\sum_{s=0}^{N-1} p_s {}^b \mathbf{K}^{(s)} \beta_i = (\omega_i^2 \mathbf{I} - \Lambda^o) \beta_i \quad (15)$$

方程式(15)就是识别方法的基本方程, 失谐模态坐标向量 β 和相应的固有频率 ω_i 为已知量, 失谐识别参数 p_s 为待求量. 以下将首先考虑对失谐模态振型的处理, 然后再进行失谐参数的识别.

1.3 失谐模态振型的处理

如前所述, 失谐识别的目的是寻找适当的等效弹性失谐参数修正模型, 使其对真实叶盘结构的动态特性描述的更加准确. 本文的识别方法同时用到了失谐叶盘的固有频率和模态振型, 为了降低测量数据错误的影响, 改进测量模态的代表性, 在识别过程之前可采取措施对失谐模态进行处理. 这里采用的方法为“最可能向量法”^[14-16].

对于失谐模态振型 φ , 首先利用最小二乘原理得到相应的降阶模型模态 β

$$\beta = \Phi^{*+} \varphi \quad (16)$$

式中上角标“+”表示广义逆.

由于失谐叶盘的各阶频率不同, 所以方程 (15) 可表示为

$$\sum_{s=0}^{N-1} p_s \mathbf{E}_i^{-1b} \mathbf{K}^{(s)} \beta_i = \beta_i \quad (17)$$

式中

$$\mathbf{E}_i = \omega_i^2 \mathbf{I} - \Lambda^0 \quad (18)$$

此时, 方程式 (17) 可重新表示为

$$\mathbf{A}_i \gamma_i = \beta_i \quad (19)$$

式中

$$\mathbf{A}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{E}_i^{-1b} \mathbf{K}^{(0)} & \mathbf{E}_i^{-1b} \mathbf{K}^{(1)} & \dots & \mathbf{E}_i^{-1b} \mathbf{K}^{(N-1)} \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$\gamma_i = [p_0 \beta_i \quad p_1 \beta_i \quad \dots \quad p_{N-1} \beta_i] \quad (21)$$

方程 (19) 的重要性在于向量 β_i 可以看作是 $\mathbf{A}_i$ 各个列的线性叠加, 即 β_i 一定属于由 $\mathbf{A}_i$ 各个列张成的子空间, 而 $\mathbf{A}_i$ 仅依靠谐调系统矩阵信息和失谐频率得到. 实际上, 由于测量噪音和非线性等因素, 这个关系并不一定精确满足. 利用最小二乘原理可求得一个最佳向量 γ_i

$$\gamma_i = \mathbf{A}_i^+ \beta_i \quad (22)$$

利用式 (19) 和式 (22), 定义第 i 阶最有可能向量为

$$\beta_i^* = \mathbf{A}_i \mathbf{A}_i^+ \beta_i \quad (23)$$

将处理过的失谐模态向量带回方程式 (15)

$$\sum_{s=0}^{N-1} p_s^b \mathbf{K}^{(s)} \beta_i^* = \left(\omega_i^2 \mathbf{I} - \Lambda^0 \right) \beta_i^* \quad (24)$$

1.4 失谐参数的识别

联合利用多阶 (r 阶, $r \geq N$) 测量模态信息, 求解由式 (24) 定义的最终的失谐识别方程, 可以获得弹性等效的失谐参数, 重新整理方程有

$$\mathbf{L} \mathbf{P} = \mathbf{R} \quad (25)$$

式中

$$\mathbf{P} = [p_0 \quad p_1 \quad p_2 \quad \dots \quad p_{N-1}]^T \quad (26)$$

$$\mathbf{L} = \begin{bmatrix} {}^b\mathbf{K}^{(0)} \beta_1^* & {}^b\mathbf{K}^{(1)} \beta_1^* & \dots & {}^b\mathbf{K}^{(N-1)} \beta_1^* \\ {}^b\mathbf{K}^{(0)} \beta_2^* & {}^b\mathbf{K}^{(1)} \beta_2^* & \dots & {}^b\mathbf{K}^{(N-1)} \beta_2^* \\ \dots & \dots & \ddots & \dots \\ {}^b\mathbf{K}^{(0)} \beta_r^* & {}^b\mathbf{K}^{(1)} \beta_r^* & \dots & {}^b\mathbf{K}^{(N-1)} \beta_r^* \end{bmatrix} \quad (27)$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \left(\omega_1^2 \mathbf{I} - \Lambda^0 \right) \beta_1^* \\ \left(\omega_2^2 \mathbf{I} - \Lambda^0 \right) \beta_2^* \\ \vdots \\ \left(\omega_r^2 \mathbf{I} - \Lambda^0 \right) \beta_r^* \end{bmatrix} \quad (28)$$

所以失谐参数向量 $\mathbf{P}$ 为

$$\mathbf{P} = \mathbf{L}^+ \mathbf{R} \quad (29)$$

2 算例及分析

考虑如图 1 所示具有 24 个叶片的某型低压压气机转子叶盘. 其单个扇区有限元模型如图 2 所示, 每个扇区有 5586 个自由度. 图 3 为该谐调叶盘的节径频率曲线, 利用 SNM 降阶方法时, 选取的模态基由低阶密集模态组成, 分别为各节径的一阶频率以及 0, 1 节径的二阶频率所对应的模态共 27 阶, 如方框内所示. 由于整体叶盘结构失谐模态是基础信息 (即已知量), 其获得途径对方法的论证无本质影响. 为方便比较识别结果的准确度, 有效的模拟真实的情形, 本文的失谐模态基础数据信息以下述模型作为研究对象计算处理得到: 待识别的基准失谐叶盘 (Benchmark model) 通过独立的改变谐调叶盘模型每个叶片的密度和

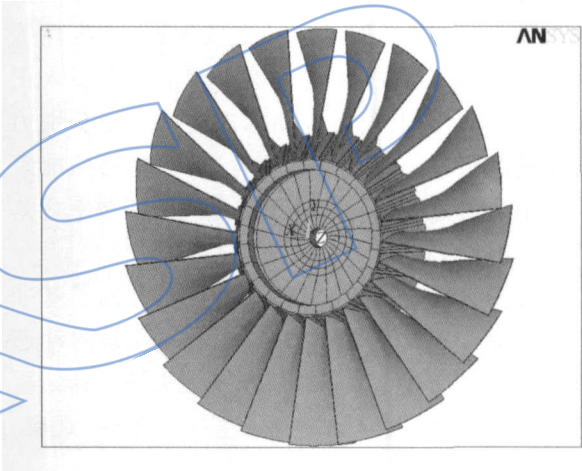


图 1 叶盘结构模型
Fig. 1 Blistk model

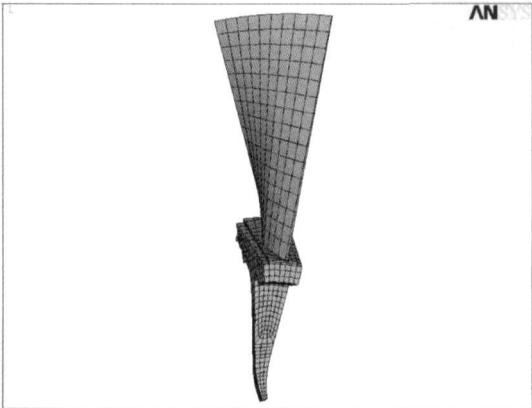


图 2 叶盘扇区有限元模型
Fig. 2 FE model of the blisk sector

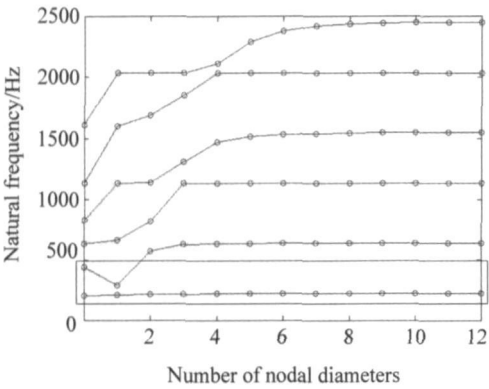


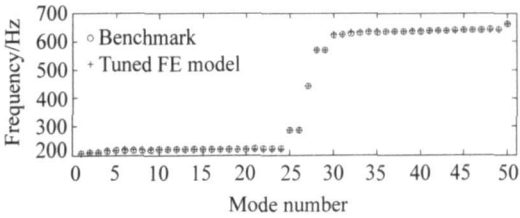
图 3 谐调叶盘结构频率

Fig. 3 Natural frequencies of the tuned blisk

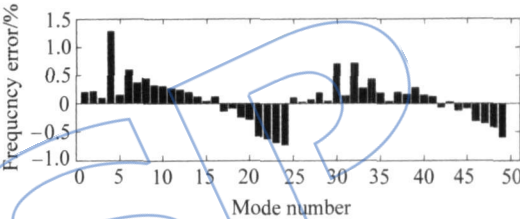
弹性模量来实现. 首先, 为更加接近真实的叶盘结构, 同时令基准叶盘的叶片质量和刚度失谐, 且变化类型和变化量的应用是随机的, 变化量标准差为 5%; 其次, 为模拟真实的实验噪声、非线性等因素带来的测量误差, 将计算得到的数据引入正态随机扰动, 失谐模态扰动标准差的大小分别为各阶模态值的 0%, 10%, 20%; 频率扰动标准差的大小分别为各阶失谐频率与对应谐调频率之差的 0%, 10%, 20%.

为说明失谐识别的必要性, 首先对比了基准失谐叶盘和谐调叶盘(Tuned FE model)的动态特性, 和众多的研究结果一样, 基准失谐叶盘结构的动态特性和其谐调时存在着显著的不同: 观察

前 24 阶模态区域, 从图 4 可以看出, 在这个范围内失谐后的基准模型频率仍然表现为高的模态密度, 重频发生了分离, 与谐调时对应阶数相同的模态频率最大差别为 1.28%; 取了基准失谐模型与谐调模型第 12, 13 阶模态如图 5 和图 6 所示, 两者的模态相关性很差. 再次论证了用一个谐调叶盘模型来模拟实际的失谐叶盘结构是不够合理的, 而必须进行失谐识别以修正仿真模型.

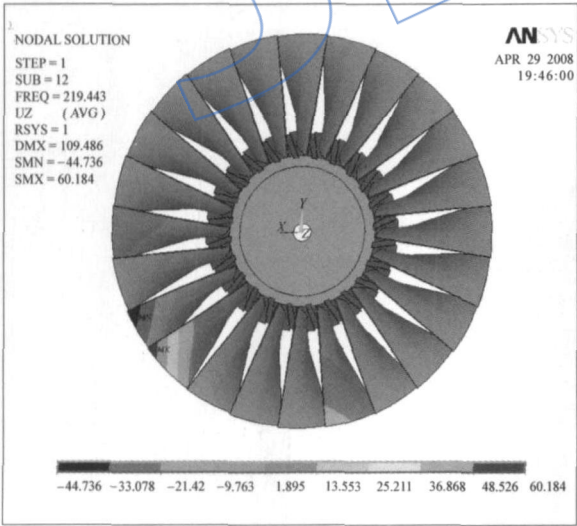


(a)

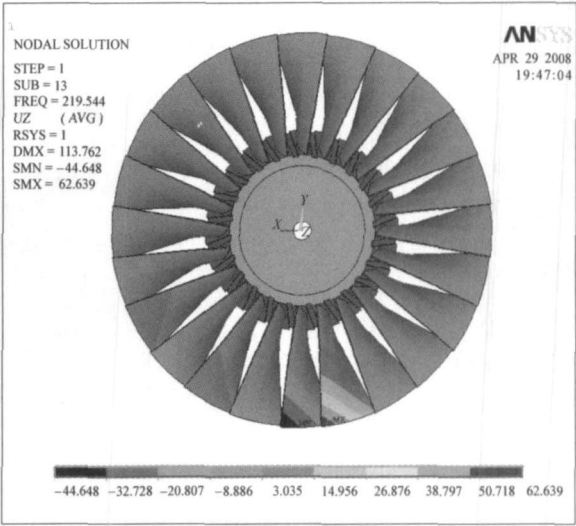


(b)

图 4 基准模型和谐调有限元模型固有频率比较
Fig. 4 Natural frequencies comparison between benchmark model and tuned FE model



(a) 第12阶



(b) 第13阶

图 5 基准模型模态
Fig. 5 Modes of the benchmark model

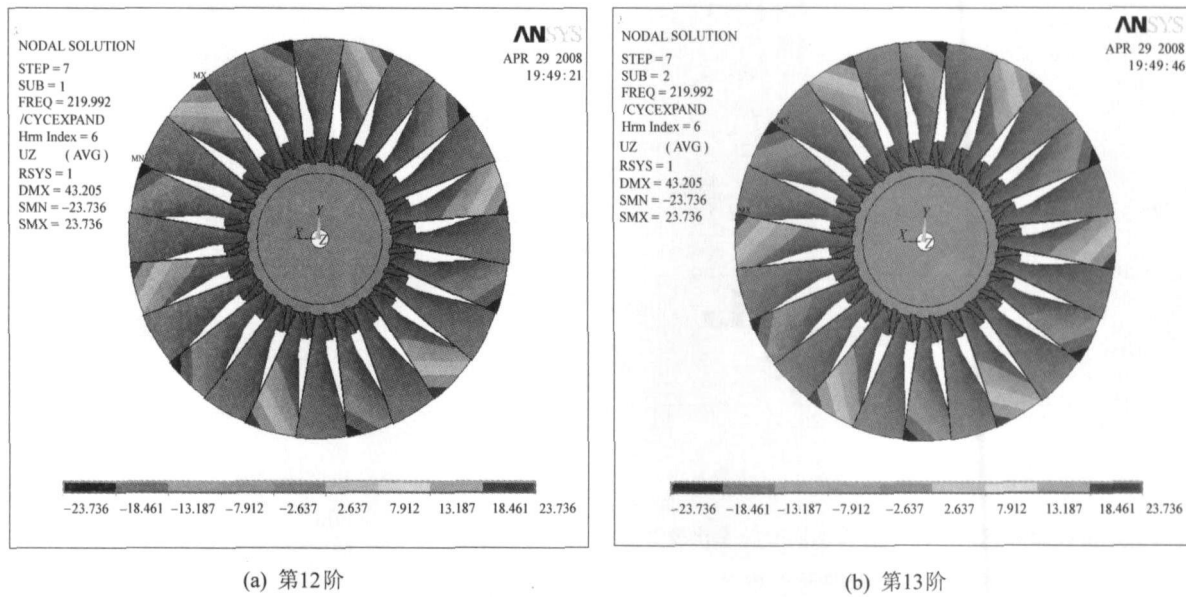


图 6 谐调有限元模型 6 节径模态 (重频)
Fig. 6 6 nodal diameter modes of the tuned FE model (Repeated modal shapes)

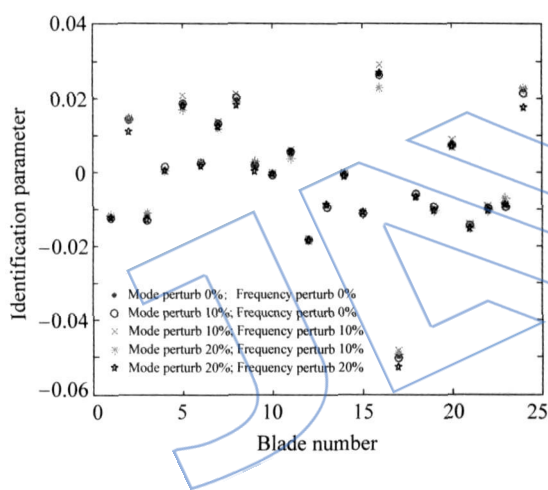


图 7 失谐识别参数值
Fig. 7 Values of the identified parameters

首先利用 1.3 节的“最可能向量法”处理受到“污染”的失谐模态振型, 然后再执行本文的识别过程, 得到了 5 种情况下的失谐识别参数 p_j 的值如图 7 所示. 为说明识别结果的准确性, 利用识别结果 p_j 修正谐调有限元模型得到识别修正后的有限元模型 (Identification FE model), 而由式 (5) 和式 (10) 可得到识别后的降阶模型 (Identification ROM). 修正后的有限元模型的频率和模态可直接利用 ANSYS 软件计算得到, 降阶模型的频率和模态可由式 (5) 和式 (3) 计算得到. 限于篇幅这里只验证了图 7 中的第 5 种情况, 即模态和频率扰动标准差均为 20% 的情况. 由图 8 和图

9 可以看出, 识别修正后的有限元模型、降阶模型与基准模型的频率差别均保持在 0.15% 以内. 对比图 5 和图 10 可以看出, 识别有限元模型与基准模型的第 12、13 阶模态有着很好的一致性, 同样的观察其它阶模态也得到了较好的一致性结果. 为从整体上比较各个模型与基准模型之间模态向量的差别, 衡量模态间的相关性, 引入了模态置信度判据^[17]

$$MAC(u, v) = \left(\frac{u^T \cdot v}{\|u\| \|v\|} \right)^2 \quad (30)$$

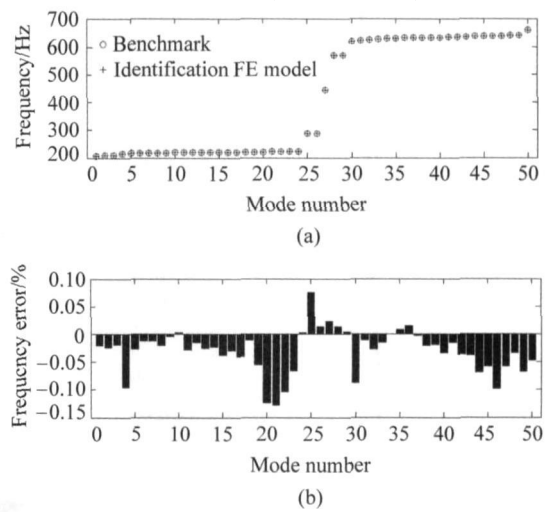


图 8 基准模型和识别修正后的有限元模型固有频率比较
Fig. 8 Natural frequencies comparison between benchmark model and identification FE model

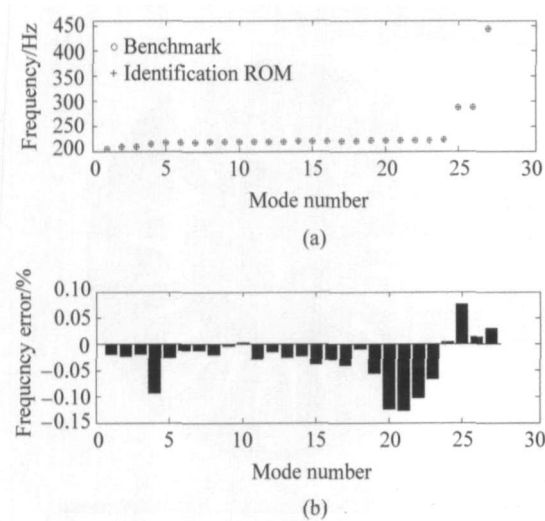


图 9 基准模型和识别后的降阶模型固有频率比较
Fig. 9 Natural frequencies comparison between benchmark model and identification ROM

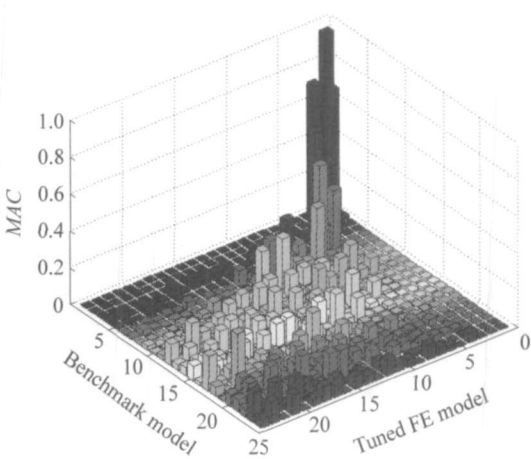


图 11 基准模型和和谐调有限元模型模态相关性
Fig. 11 MAC of the benchmark model and the tuned FE model

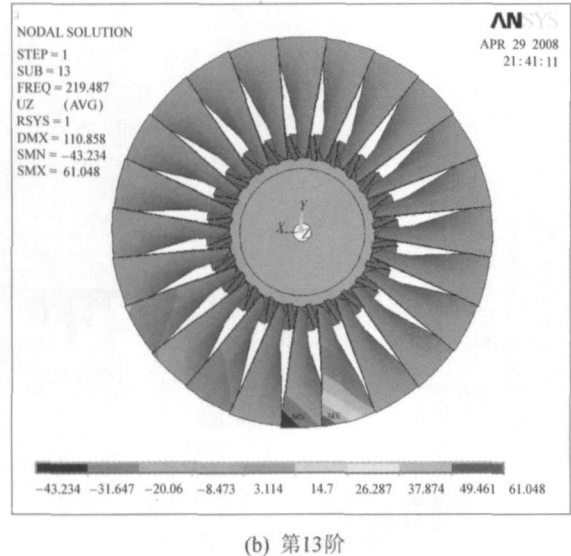
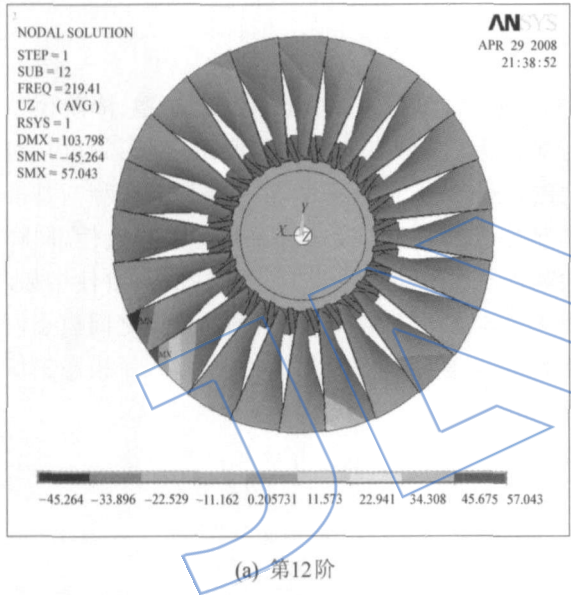


图 10 识别修正失谐模型模态

Fig. 10 Modes of the identification FE model

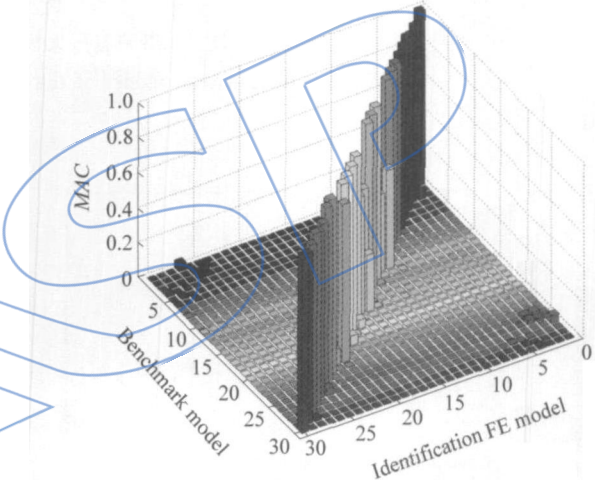


图 12 基准模型和识别修正后的有限元模型模态相关性
Fig. 12 MAC of the benchmark model and the identification FE model

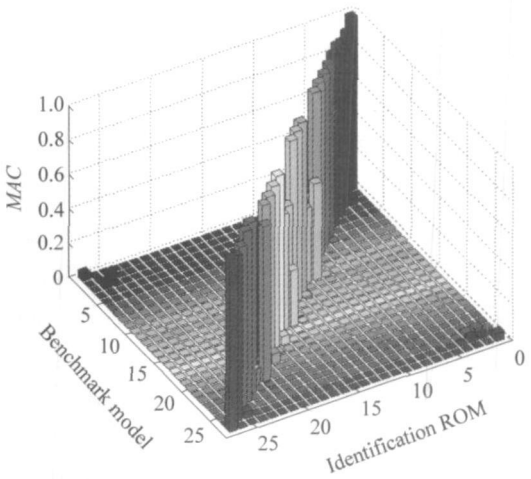


图 13 基准模型和识别后的降阶模型模态相关性
Fig. 13 MAC of the benchmark model and the identification ROM

对比图 11~ 图 13 可以看出,谐调有限元模型与基准失谐模型的相关性很差,而利用识别结果修正后的有限元模型、降阶模型与基准失谐模型的模态都有着很好的相关性。同样的,由于扰动误差的减小,在其它 4 种情况的验证中得到了更好的结果。

3 结束语

本文提出了一种整体叶盘结构失谐识别方法,该方法是利用较少的谐调叶盘模型解析模态数据和真实失谐结构系统的模态信息进行失谐识别的,数值算例分析结果说明了该识别方法的有效性和准确性。相对于文献[7-8]提出的具有代表性的失谐识别方法而言,该方法主要的优点在于失谐参数直接和有限元模型的原始矩阵相关联,所以更可以作为一种叶盘结构的有限元模型修正技术来应用。与文献[9]的基于灵敏度的模型修正方法相比,该方法同时利用了失谐系统的模态频率和振型信息,因此识别结果两者都得到了很好的相关性。与文献[16-17]等典型的基于子结构的识别技术相比,由于采用了子矩阵型法,使得有限元模型修正范围的划分更加自由,例如也可以修正叶片的一部分,所以提高了与之相关联的失谐识别参数定义的自主性。

参考文献:

- [1] 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)
- [2] Wei S T, Pierre C. Localization phenomena in mistuned assemblies with cyclic symmetry Part I: Free vibrations [J]. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 1988, 110: 429-437.
- [3] Wei S T, Pierre C. Localization phenomena in mistuned assemblies with cyclic symmetry Part I: Forced vibrations [J]. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 1988, 110: 439-449.
- [4] Judge J, Pierre C, Mehmed O. Experimental investigation of mode localization and forced response amplitude magnification for a mistuned bladed disk [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123 (4): 940-950.
- [5] 王建军,许建东,李其汉.失谐叶片-轮盘结构振动局部化的分析模型[J].汽轮机技术,2004,46(4):256-259.
WANG Jianjun, XU Jiandong, LI Qihan. Analytical models mistuned blade disk assemblies—a review [J]. Turbine Technology, 2004, 46(4): 256-259. (in Chinese)
- [6] Kim N E, Griffin J H. System identification in high modal density regions of bladed disks [R]. Monterey, USA: In 8th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference, 2003.
- [7] Feiner D M, Griffin J H. Mistuning identification of bladed disks using a fundamental mistuning model—Part I: Theory [J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(1): 150-158.
- [8] Feiner D M, Griffin J H. Mistuning identification of bladed disks using a fundamental mistuning model—Part II: Application [J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(1): 159-165.
- [9] Irwanto B, Schmidt R, Pawandenat D. Finite element model updating in the vibration of bladed disk—shaft assemblies [C]//Proceedings of ASME TURBO EXPO 2004 Land, Sea, and Air. Vienna, Austria: ASME, 2004.
- [10] Bladh R, Castanier M P, Pierre C. Reduced order modeling and vibration analysis of mistuned bladed disk assemblies with shrouds [J]. ASME J Eng Gas Turbines Power 1999, 121: 515-522.
- [11] Mignolet M P, Rivas Guerra A J, Delor J P. Identification of mistuning characteristics of bladed disks from free response data—Part I [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123(2): 395-403.
- [12] Yang M T, Griffin J H. A reduced order model of mistuned bladed disks using a subset of nominal system modes [C]//Proceedings of ASME Gas Turbine and Aeroengine Technical Congress, 99 GT-288, Indianapolis, USA: ASME, 1999: 115-125.
- [13] Natke H. Updating computational models in the frequency domain based on measured data: a survey [J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 1988, 3(1): 28-35.
- [14] Lim T W, Kashangaki T A L. Structural damage detection of space truss structures using best achievable eigenvectors [J]. AIAA J 1994, 32(5): 1049-1057.
- [15] Ricci S. Best achievable modal eigenvectors in structural damage detection [J]. Experimental Mechanics, 2000, 40(4): 425-429.
- [16] Pichot F, Laxalde D, Sinou J J. Mistuning identification for industrial blisks based on the best achievable eigenvector [J]. Computers and Structures, 2006, 84: 2003-2049.
- [17] Laxalde D, Sinou J J, Lombard J P. Mistuning identification and model updating of an industrial blisk. [C]//Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006 Power for Land, Sea and Air. Barcelona, Spain: ASME, 2006.