

doi: 10.12068/j.issn.1005-3026.2020.12.010

基于 PIHISCMSM 失谐叶盘振动特性研究

孙红运¹, 袁惠群², 赵天宇²

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 东北大学 理学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 针对新型航空发动机盘片轴一体化复杂转子系统的耦合振动问题,提出考虑预应力的改进混合界面模态综合法(PIHISCMSM),通过模态分析验证了该方法的准确性. 基于 Isight 软件集成 APDL 语言,建立了叶盘系统 CAD/CAE 参数化驱动有限元分析平台,研究了不同叶片厚度失谐叶盘系统的动力学特性. 研究表明,同种失谐模式下,叶片厚度不同时,叶盘系统的模态局部化因子对于不同模态振型的敏感程度不同,随着叶片厚度增加,叶片主导振动频率增大,叶盘系统的共振频率增加,共振峰值下降,增加叶片厚度能够降低失谐叶盘系统的振动响应局部化程度.

关 键 词: 失谐叶盘;模态综合法;振动特性;应变能

中图分类号: O 327 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2020)12-1733-08

Study on Vibration Characteristics of Mistuned Blisk Based on PIHISCMSM

SUN Hong-yun¹, YUAN Hui-qun², ZHAO Tian-yu²

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. School of Sciences, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Corresponding author: YUAN Hui-qun, E-mail: yuan-hq@163.com)

Abstract: In order to investigate coupling vibration characteristics of new structure aero-engine disc-blade-shaft integration system, an improved hybrid interface substructural component modal synthesis method with prestress (PIHISCMSM) was proposed, and the accuracy of dynamics analysis results was verified by modal analysis. Based on the Isight software integrated APDL language, a CAD/CAE parameter driven finite element analysis platform for blisk system was established. The dynamic characteristics of mistuned blisk system with different blade thickness was studied. The results show that, under the same mistuning pattern, for blisk system with different blade thickness, the sensitivity degree of modal localization factor to different modal order is different. With the increase of blade thickness, the frequency of blade dominant vibration increases, the resonance frequency of blisk system increases, the resonance peak decreases, and the increase of blade thickness can reduce the vibration response localization degree of the mistuned blisk system.

Key words: mistuned blisk; modal synthesis method; vibration characteristics; strain energy

盘片轴一体化复杂转子将风扇、压气机、涡轮通过先进工艺做成一体,可以有效提高推重比,近年来已被应用于航空发动机系统中. 由于盘片轴一体化转子叶盘盘体较薄,振动阻尼能力较弱,导致各种与其振动相关的故障经常发生,如失谐、碰摩、叶片裂纹等,严重影响航空发动机的可靠性和稳健性^[1-3],引起国内外学者广泛关注.

Chiu 等对叶片-轮盘-轴系统的振动模态进行了研究,分析了叶片尺寸对系统振动特性的影响^[4]. Li 等建立了柔性轴-圆盘-叶片系统的动力学模型,研究了叶片失谐安装角对振动特性的影响^[5]. Sun 等研究了航空发动机复杂双转子系统的非线性动力学行为^[6]. Wang 等提出了一种针对含裂纹损伤的离心叶轮非线性振动分析的

有效方法^[7]. 葛长闯等从应变能的角度对二级叶盘系统振动特性进行了定量评价^[8]. Laxalde 等基于循环对称性质建立了多级失谐叶盘的缩减模型,分析了多级叶盘耦合对失谐灵敏度的影响^[9]. Castanier 等对于叶盘系统的缩减模型和振动分析进行了较为详细的综述^[10]. Nyssen 提出叶盘失谐识别方法,并进行了模态试验测试^[11]. 曾海楠等建立了考虑榫头榫槽间摩擦与间隙的叶盘系统非线性动力学方程,并进行了振动响应分析^[12]. Kan 等研究了科氏力效应对失谐叶盘系统振动响应的影响^[13].

综上所述,目前对于航空发动机的振动研究主要集中在单级叶盘上. 在降低叶盘结构的计算规模时,一般采用混合界面模态综合法将基本扇区作为子结构,或采用固定界面模态综合法将单级叶盘作为子结构,当处理盘片轴一体化复杂系统问题时,前者计算时间过长,占用较多的内存,后者则过于简化,导致计算结果存在一定误差. 本文提出适用于盘片轴一体化转子的改进混合界面模态综合法(PIHISCMSM),建立了叶盘系统 CAD/CAE 参数化驱动有限元分析平台,分析了盘片轴一体化转子系统第一级压气机叶盘的频率,从应变能角度评价了失谐叶盘模态局部化程度,分析了叶片厚度对整体式失谐叶盘振动响应局部化的影响.

1 盘片轴一体化系统动力学缩减模型

1.1 改进混合界面模态综合法

叶盘系统的无阻尼受迫振动方程可以表达为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F}. \quad (1)$$

式中: \mathbf{M} 为质量矩阵; \mathbf{K} 为刚度矩阵; \mathbf{X} 为位移向量; \mathbf{F} 是激励载荷.

对于盘片轴一体化转子系统,由于存在叶片与轮盘、叶盘与轴、级与级间振动的耦合,因此需要合理的缩减方法. 本文首先将盘片轴一体化系统划分为单级叶盘结构,然后保留叶片单元,将单级叶盘的轮盘作为子结构,各级叶盘之间以鼓筒为界面,保证各级之间公用节点最少,以此将盘片轴一体化系统划分为 N 个子结构,设第 i 个子结构的质量和刚度矩阵为 $\mathbf{M}^i, \mathbf{K}^i$, 其中 $i = 1, 2, \dots, N$, 则

$$\mathbf{M}^i = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{AA}^i & \mathbf{M}_{AB}^i \\ \mathbf{M}_{BA}^i & \mathbf{M}_{BB}^i \end{bmatrix}, \mathbf{K}^i = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{AA}^i & \mathbf{K}_{AB}^i \\ \mathbf{K}_{BA}^i & \mathbf{K}_{BB}^i \end{bmatrix}, \quad (2)$$

$$\mathbf{X}^i = \begin{bmatrix} \mathbf{X}_A^i \\ \mathbf{X}_B^i \end{bmatrix}.$$

其中: \mathbf{A} 为子结构内部自由度; \mathbf{B} 为界面自由度. 叶盘系统在旋转时会产生预应力效应,对结构的频率影响较大,因此要获得包含离心刚化和旋转软化的总刚度矩阵,此时,采用固定界面,即 $\mathbf{X}_B^i = \mathbf{0}$, 其静力方程为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{AA}^i & \mathbf{K}_{AB}^i \\ \mathbf{K}_{BA}^i & \mathbf{K}_{BB}^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{X}_A^i \\ \mathbf{X}_B^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_A^i \\ \mathbf{F}_B^i \end{bmatrix}. \quad (3)$$

其中: \mathbf{F}_A^i 代表非界面力; \mathbf{F}_B^i 代表界面力. 求解方程(3),并获得包含离心刚度矩阵 \mathbf{K}^S 和旋转软化矩阵 \mathbf{K}^C 的总刚度矩阵 \mathbf{K}^{Ti} .

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{AA}^{Ti} & \mathbf{K}_{AB}^{Ti} \\ \mathbf{K}_{BA}^{Ti} & \mathbf{K}_{BB}^{Ti} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{AA}^i + \mathbf{K}_{AA}^{Si} - \mathbf{K}_{AA}^{Ci} & \mathbf{K}_{AB}^i + \mathbf{K}_{AB}^{Si} - \mathbf{K}_{AB}^{Ci} \\ \mathbf{K}_{BA}^i + \mathbf{K}_{BA}^{Si} - \mathbf{K}_{BA}^{Ci} & \mathbf{K}_{BB}^i + \mathbf{K}_{BB}^{Si} - \mathbf{K}_{BB}^{Ci} \end{bmatrix}. \quad (4)$$

不考虑系统阻尼的自由振动情况下,子结构的动力学方程为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{AA}^i & \mathbf{M}_{AB}^i \\ \mathbf{M}_{BA}^i & \mathbf{M}_{BB}^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{X}}_A^i \\ \ddot{\mathbf{X}}_B^i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{AA}^{Ti} & \mathbf{K}_{AB}^{Ti} \\ \mathbf{K}_{BA}^{Ti} & \mathbf{K}_{BB}^{Ti} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{X}_A^i \\ \mathbf{X}_B^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{F}_B^i \end{bmatrix}. \quad (5)$$

其特征方程为

$$(-\lambda^2 \mathbf{M}^i + \mathbf{K}^{Ti}) \boldsymbol{\phi}^i = \mathbf{0}. \quad (6)$$

进行动力学分析时,采用自由界面. 对式(6)进行求解,并获得第 i 个子结构由低阶模态 $\boldsymbol{\Phi}_L^i$ 和高阶模态 $\boldsymbol{\Phi}_H^i$ 组成的完备主模态集 $\boldsymbol{\Phi}^i$.

$$\boldsymbol{\Phi}^i = [\boldsymbol{\Phi}_L^i \quad \boldsymbol{\Phi}_H^i]. \quad (7)$$

假设 $\boldsymbol{\Phi}^i$ 为正则模态集,则有

$$\left. \begin{aligned} \bar{\mathbf{M}}^i &= \boldsymbol{\Phi}^{iT} \mathbf{M}^i \boldsymbol{\Phi}^i = \mathbf{I}, \\ \bar{\mathbf{K}}^{Ti} &= \boldsymbol{\Phi}^{iT} \mathbf{K}^{Ti} \boldsymbol{\Phi}^i = \boldsymbol{\Lambda}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

其中: \mathbf{I} 为单位阵; $\boldsymbol{\Lambda}$ 为子结构的本征矩阵,形式为

$$\boldsymbol{\Lambda} = \text{Diag}(\lambda_{1_{A_L}}^2, \dots, \lambda_{l_{A_L}}^2, \lambda_{1_{A_H}}^2, \dots, \lambda_{h_{A_H}}^2). \quad (9)$$

以 $\boldsymbol{\Phi}^i$ 为完备 Ritz 基,则物理坐标下的位移 \mathbf{X}^i 与模态坐标 \mathbf{Q}^i 的转换关系为

$$\mathbf{X}^i = \boldsymbol{\Phi}^i \mathbf{Q}^i = [\boldsymbol{\Phi}_L^i \quad \boldsymbol{\Phi}_H^i] \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_L^i \\ \mathbf{Q}_H^i \end{bmatrix}. \quad (10)$$

由于低阶模态对叶盘结构的振动响应影响较大,因此截去主模态集中的高阶模态 $\boldsymbol{\Phi}_H^i$, 而以低阶模态 $\boldsymbol{\Phi}_L^i$ 为基,则式(10)可近似变换为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{X}_A^i \\ \mathbf{X}_B^i \end{bmatrix} = \boldsymbol{\Phi}_L^i \mathbf{Q}_L^i = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Phi}_{AL}^i \\ \boldsymbol{\Phi}_{BL}^i \end{bmatrix} \mathbf{Q}_L^i. \quad (11)$$

根据式(11)并结合式(5),可得子结构在模态坐标下的运动方程为

$$\overline{M}^i \ddot{Q}_L^i + \overline{K}_L^{Ii} Q_L^i = \Phi_L^{iT} \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{F}_B^i \end{bmatrix}. \quad (12)$$

将 N 个子结构在模态坐标下的运动方程综合,得到

$$\begin{bmatrix} \overline{M}^1 & & \\ & \ddots & \\ & & \overline{M}^N \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{Q}_L^1 \\ \ddot{Q}_L^2 \\ \vdots \\ \ddot{Q}_L^N \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \overline{K}_L^{I1} & & \\ & \ddots & \\ & & \overline{K}_L^{IN} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_L^1 \\ Q_L^2 \\ \vdots \\ Q_L^N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{BL}^{1T} & & \\ & \Phi_{BL}^{2T} & \\ & & \ddots \\ & & & \Phi_{BL}^{NT} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_B^1 \\ F_B^2 \\ \vdots \\ F_B^N \end{bmatrix}. \quad (13)$$

系统中相邻子结构 i, j 在界面之间满足界面双协调条件,即力平衡条件:

$$\mathbf{F}_B^i + \mathbf{F}_B^j = \mathbf{0}, \quad (14)$$

位移协调条件:

$$\Phi_{BL}^i Q_L^i = \Phi_{BL}^j Q_L^j. \quad (15)$$

设子结构 i 保留的主自由度数大于界面自由度数,则可将 Φ_{BL}^i 分块为非奇异对接模态方阵 Φ_{BL}^{is} 和剩余界面模态矩阵 Φ_{BL}^{ir} ,则有

$$\begin{bmatrix} \Phi_{BL}^{is} & \Phi_{BL}^{ir} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_L^{is} \\ Q_L^{ir} \end{bmatrix} = \Phi_{BL}^i Q_L^i. \quad (16)$$

设

$$\begin{cases} U = -[\Phi_{BL}^{is}]^{-1} \Phi_{BL}^{ir}, \\ V = [\Phi_{BL}^{is}]^{-1} \Phi_{BL}^j. \end{cases} \quad (17)$$

则

$$Q_L^{is} = U Q_L^{ir} + V Q_L^j. \quad (18)$$

取

$$P_L^{ij} = [Q_L^{ir} \quad Q_L^j]^T, \quad (19)$$

则有

$$\begin{bmatrix} Q_L^{is} \\ Q_L^{ir} \\ Q_L^j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U & V \\ I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_L^{ir} \\ Q_L^j \end{bmatrix}. \quad (20)$$

由此推广至 N 个子结构通过多个界面连接时,模态坐标 Q_L 与广义坐标 P_L 之间的变化关系:

$$Q_L = \alpha P_L. \quad (21)$$

其中 α 由多个界面的位移协调条件确定,并与子结构的连接方式有关,则广义坐标下的综合方程为

$$\overline{M} \ddot{P}_L + \overline{K}_L^I P_L = \overline{F}. \quad (22)$$

其中:

$$\begin{aligned} \overline{M} &= \alpha^T \begin{bmatrix} \overline{M}^1 & & \\ & \ddots & \\ & & \overline{M}^N \end{bmatrix} \alpha, \\ \overline{K}_L^I &= \alpha^T \begin{bmatrix} \overline{K}_L^{I1} & & \\ & \ddots & \\ & & \overline{K}_L^{IN} \end{bmatrix} \alpha, \\ \overline{F} &= \alpha^T \begin{bmatrix} \Phi_{BL}^{1T} & & \\ & \Phi_{BL}^{2T} & \\ & & \ddots \\ & & & \Phi_{BL}^{NT} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_B^1 \\ F_B^2 \\ \vdots \\ F_B^N \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

结合式 (14), 则式 (22) 化简为

$$\overline{M} \ddot{P}_L + \overline{K}_L^I P_L = \mathbf{0}. \quad (23)$$

求解式 (23) 所得的振型代入式 (21) 和 (11) 可求得结构在物理坐标下的振型. 由于改进混合界面模态综合法只保留了主模态中的低阶模态,从而极大地减小了规模.

1.2 叶盘系统强迫振动气动载荷

航空发动机的实际工作过程中,气动载荷致使叶盘产生强迫振动,根据三重点原理可知,当系统的激励力频率等于对应转速频率,且激励阶次等于节径数时,将会发生共振. 由于压气机叶盘系统的真实受力情况极为复杂,在分析时,一般将气动载荷简化为单点谐波激励.

考虑阻尼的失谐叶盘强迫振动的动力学方程为

$$M \ddot{X} + C \dot{X} + (K + \Delta K) X = F. \quad (24)$$

式中: ΔK 为失谐刚度矩阵; C 为阻尼矩阵,作用第 i 级叶盘第 k 个叶片上的激励分量为

$$F^{ik} = \{ F^{ik0} \cos \varphi^{ik} + j F^{ik0} \sin \varphi^{ik} \} e^{j \omega_i t}. \quad (25)$$

式中: $j = \sqrt{-1}$; F^{ik0} 为第 i 级叶盘第 k 个叶片所受激励力的幅值; ω_i 为激励频率; φ^{ik} 代表第 i 级叶盘转子第 k 个叶片上行波激励力的相位角,表示为

$$\varphi^{ik} = 2\pi E^i (k-1)/n_i \quad (k=1, 2, \dots, n_i). \quad (26)$$

式中: E^i 为激励阶次; n_i 为第 i 级叶盘转子叶片数目.

2 叶盘系统模态分析

2.1 盘片轴一体化转子系统结构简介

航空发动机盘片轴一体化转子系统如图 1a 所示,其轮盘采用变截面中空结构,叶片简化为等厚度悬臂板结构. 本文选择盘片轴一体化复杂转

子系统的第一级压气机叶盘进行动力学特性分析,基于所提出的预应力改进混合界面模态综合法对叶盘系统的有限元模型进行缩减,将第一级叶盘的轮盘作为子结构,第一级压气机的叶片和轮盘如图 1b,1c 所示。

第一级压气机叶盘共有 38 个叶片,叶盘材料参数如表 1 所示。

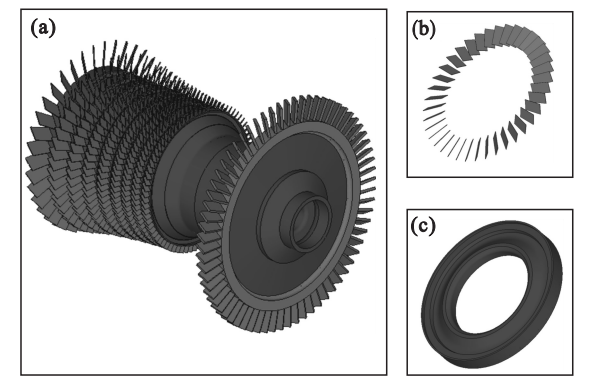


图 1 一体化转子整体模型和子结构模型
Fig. 1 Global and substructure model of integration rotor
(a)——体化转子; (b)——压气机叶片; (c)——压气机轮盘。

表 1 叶盘材料参数			
Table 1 Material parameters			
部件	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	弹性模量/Pa	泊松比
叶片	4 400	1.14×10^{11}	0.3
轮盘	4 600	1.15×10^{11}	0.3

2.2 叶盘系统参数化驱动有限元分析平台

整体式叶盘系统结构复杂,在进行结构设计时,需要进行多次建模及分析,为了减少重复建模所需时间,本文基于 Isight 多学科优化集成软件集成 APDL 语言,结合三维建模软件,将建模模块和有限元分析模块集成在一起,实现复杂结构动力学参数化驱动有限元分析过程. 首先通过三维建模软件对整体式叶盘系统进行三维实体建模,将所得的 CAD 建模流程日志文件与 Isight 关联,根据参数化表进行提取和输入参数,实现参数传递以及实体模型重建. 随后对叶盘系统进行动力学分析,通过 APDL 语言将有限元分析流程集成在 Isight 软件中,实现数据(包括载荷、边界条件、材料等)交换并控制有限元分析软件的执行. 叶盘系统参数化有限元分程的流程如图 2 所示。

通过脚本语言集成,可以实现叶盘等复杂结构的参数驱动、模型更新和自动化有限元分析,极大提高了计算效率。

2.3 谐调叶盘系统模态分析

本文选择叶片厚度作为参数化分析的变量,

首先基于 PIHISCMSM 计算叶片厚度比为 $R = 0.6$ 时(叶片厚度比 R 为当前叶片厚度与原始叶片厚度的比值),谐调叶盘系统在 0 转速和工作转速下的无量纲频率(无量纲频率为各阶频率与某阶频率的比值),并与整体有限元法(FEM)进行对比,计算结果如图 3 所示。

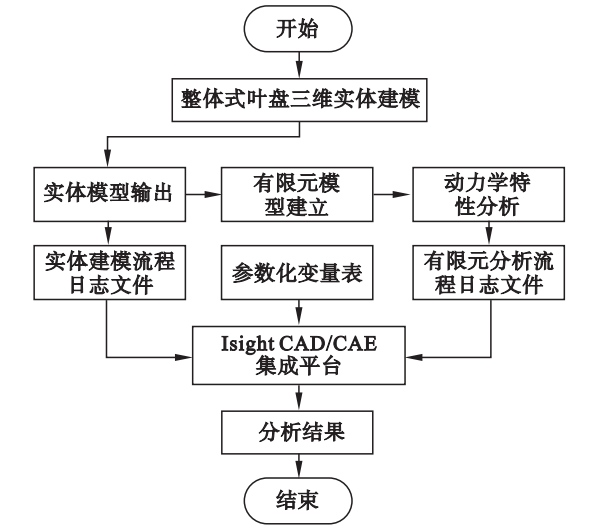


图 2 有限元参数化分析流程图
Fig. 2 Flow chart of finite element parametric analysis

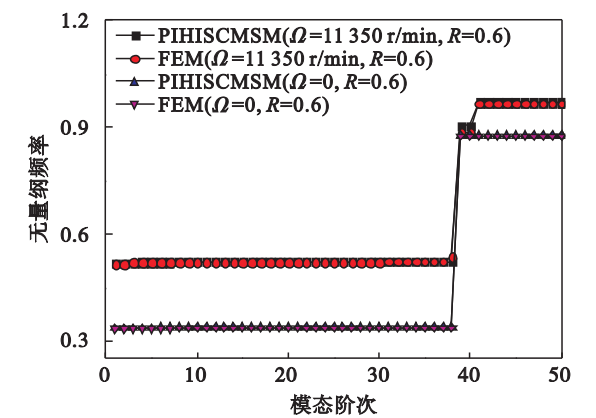


图 3 整体式叶盘不同转速下的频率
Fig. 3 Frequency of blisk at different rotate speeds

由图 3 可知,整体式叶盘系统在不同转速下前 50 阶频率主要由两个水平模态密集区构成,两个模态密集区为叶片振动占优模态,分别对应叶片的弯曲振动和扭转振动,当叶盘转速为 11 350 r/min 时,两个模态密集区之间存在过渡阶段,即第 39, 40 阶模态,为轮盘振动占优模态. 由于预应力作用,导致叶盘在工作转速下的各阶频率大于 0 转速下的各阶频率. 相比于第二模态密集区,预应力效应对于第一模态密集区影响更为明显,说明转速对叶片的弯曲刚度影响更大。

为了验证采用改进混合界面模态综合法的计算精度,引入频率百分误差(EP)^[14],频率百分误

差为减缩模型的频率与原模型的对应阶次频率的百分误差的绝对值,其表达式为

$$EP_j(\Omega) = \left| \frac{\omega_j^*(\Omega) - \omega_j(\Omega)}{\omega_j(\Omega)} \times 100\% \right|. \quad (27)$$

其中: $\omega_j^*(\Omega)$ 和 $\omega_j(\Omega)$ 分别代表转速为 Ω 时基于 PIHISCMSM 和 FEM 计算叶盘结构的第 j 阶频率.

叶盘系统在 0 转速和工作转速下频率百分误差如图 4 所示. 由分析结果可知,当转速为 0 时,基于 PIHISCMSM 法计算的叶盘频率结果误差较小,当转速为 11 350 r/min 时,基于 PIHISCMSM 法计算的叶盘 1,2,38,39,40 阶频率误差相对较大,这是由于在以上阶次出现叶片轮盘的强耦合振动,增加了计算误差. 在工作转速下,叶盘系统第二模态密集区的计算误差高于第一模态密集区,总体来说,缩减方法计算的最大频率误差在 3% 以内,能够保证计算精度.

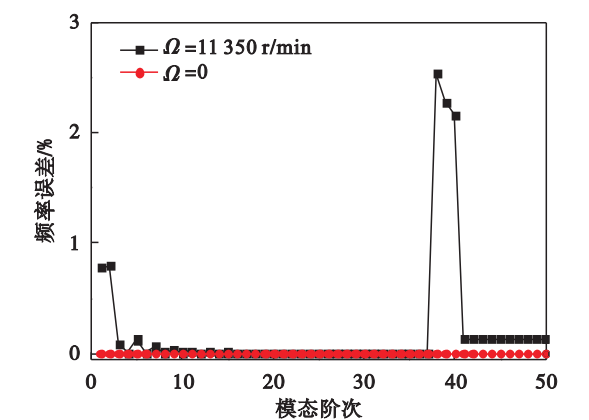


图 4 不同转速频率百分误差

Fig. 4 Percent error of frequency at different rotate speeds

2.4 失谐叶盘系统模态局部化分析

理论上,航空发动机叶盘系统为谐调周期结构.但由于材料分散性、制造误差、使用磨损等因素,导致各叶片失谐.本文主要研究叶盘的频率失谐,叶盘的频率失谐通过改变各叶片的弹性模量来实现,记谐调叶盘的叶片弹性模量为 E_0 ,失谐叶盘第 i 个叶片的弹性模量为 E_i ,则

$$E_i = E_0 + \Delta E_i. \quad (28)$$

其中, ΔE_i 为第 i 个叶片的弹性模量失谐量.本文选择随机失谐模式,失谐标准差为 1%,失谐叶盘叶片的弹性模量失谐量如图 5 所示.

基于参数化驱动有限元分析平台,结合改进混合界面模态综合法,分析不同叶片厚度失谐叶盘系统在工作转速下的频率.对不同叶片厚度叶盘引入同种失谐模式,不同叶片厚度下,失谐叶盘在转速为 11 350 r/min 时的无量纲频率如图 6 所示.

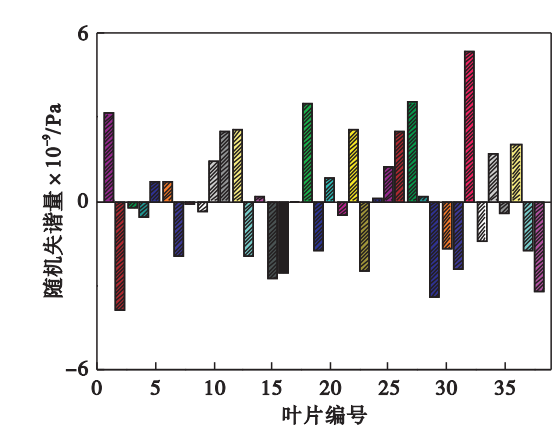


图 5 失谐标准差为 1% 时叶片随机失谐量

Fig. 5 Random mistuning value of the blades at standard deviation 1%

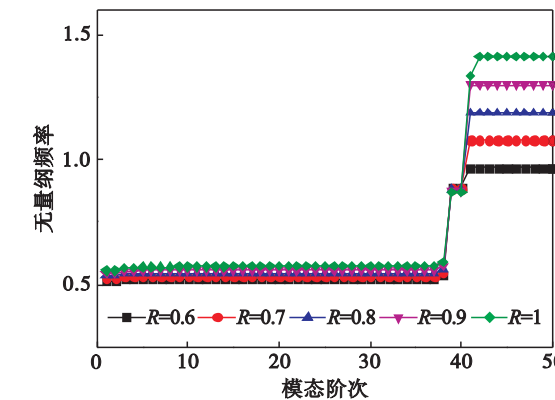


图 6 不同叶片厚度失谐叶盘系统频率

Fig. 6 Frequency of the mistuned blisk with different blade thickness

对比谐调叶盘系统的分析结果可知,当叶片厚度比为 0.6 时,失谐叶盘系统和谐调叶盘系统在工作转速下频率数值差距较小.不同叶片厚度失谐叶盘系统在工作转速下的频率趋势相似.随着叶片厚度增加,除第 39,40 阶轮盘振动占优模态对应的频率稍有下降以外,叶盘系统的其他各阶频率均有一定程度上升,模态密集区频率受叶片厚度影响较大,模态稀疏区(第 39,40 阶)受叶片厚度影响较小.相比于第二模态密集区,第一模态密集区受叶片厚度变化影响较小,主要因为增大叶片厚度对叶片扭转刚度影响更加明显.选取叶片厚度比为 0.6 时,谐调和失谐叶盘系统第 4 阶模态振型,如图 7 所示.

由分析结果可知,谐调叶盘系统第 4 阶振型呈现 2 节径状态,失谐叶盘系统 4 阶振型主要表现为振动集中于某几个叶片.

为了定量评价各叶片的振动状态,计算了叶片厚度比为 0.6 时谐调和失谐叶盘系统第 4 阶模态各叶片的应变能,如图 8 所示.根据分析结果可知,谐调叶盘系统各叶片应变能呈现谐调变化状

态,当系统呈现 2 节径振动时,由节径分开的 4 个区域内,叶片最大应变能并不相等,而是呈现大小间隔对称分布.失谐叶盘系统各叶片应变能不再呈现谐调变化,大部分能量集中于少数几个叶片上,其叶片最大应变能远大于谐调叶盘叶片的最大应变能,产生模态局部化现象.

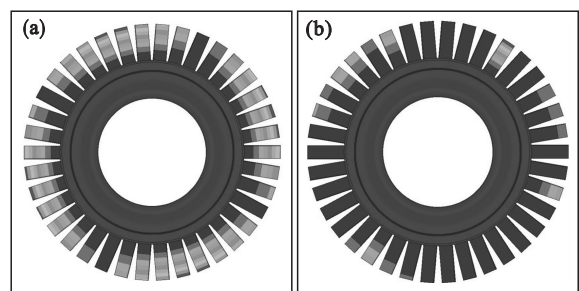


图 7 叶盘系统第 4 阶模态
Fig. 7 The 4th modal shape of tuned and mistuned blisk system
(a)—谐调叶盘; (b)—失谐叶盘.

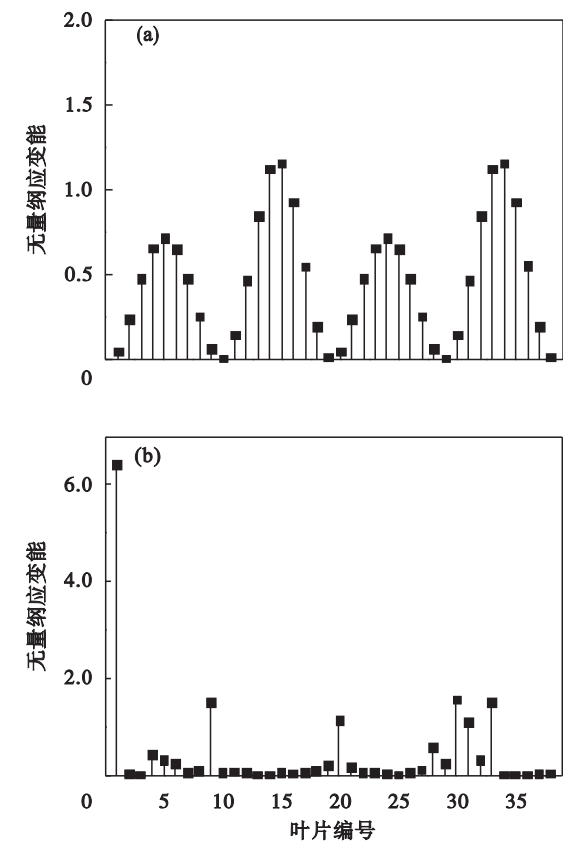


图 8 谐调和失谐叶盘系统第 4 阶模态叶片应变能
Fig. 8 Blade strain energy of tuned and mistuned blisk system of the 4th modal
(a)—谐调叶盘; (b)—失谐叶盘.

为了评价失谐叶盘系统叶片能量集中程度,需要有一个较为准确的量化参数来描述系统模态局部化状态.由于失谐主要造成振动能量集中于几个叶片上,而其余叶片振动能量较小,因此本文

通过最大叶片应变能与其他叶片的平均应变能之间的差距来定量描述叶盘系统的模态局部化程度,失谐叶盘系统的模态局部化因子 L_E 可以表示为

$$L_E = \left(U_{\max} - \frac{1}{n-1} \sum_{i=1, i \neq j}^n U_i \right) \left(\frac{1}{n-1} \sum_{i=1, i \neq j}^n U_i \right)^{-1} \quad (29)$$

其中: U_{\max} 为最大叶片应变能; j 为具有最大应变能的叶片序号; n 代表叶片个数. 本文主要研究叶盘系统第一模态族的模态局部化和振动响应局部化现象,因此计算了谐调和失谐情况下各叶盘系统前 40 阶模态局部化因子,如图 9 所示.

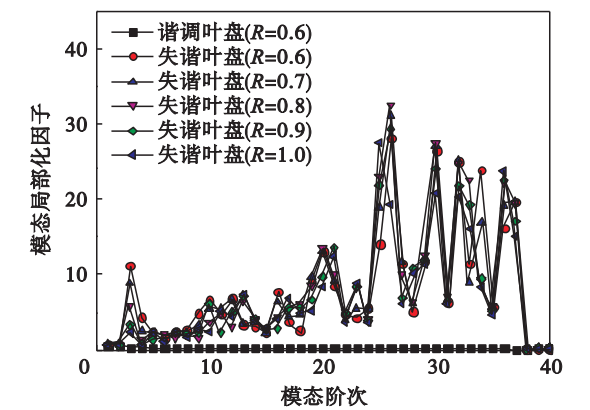


图 9 叶盘系统的模态局部化因子
Fig. 9 Modal localization factor of blisks

由分析结果可知,谐调叶盘系统各阶模态局部化因子变化不大,并且数值很小,接近于 0,表明谐调叶盘系统没有出现模态局部化现象,对于失谐叶盘系统,不同阶次模态局部化因子有很大差别,不同叶片厚度失谐叶盘系统第 1,2,38,39,40 阶模态局部化因子较小,而这些阶次为叶片轮盘强耦合振动模态,由于叶片的质量和刚度要小于轮盘的质量和刚度,因此叶片失谐对叶片轮盘强耦合振动的影响较小.同种失谐模式下,对于不同叶片厚度的叶盘系统,在相同模态阶次,模态局部化因子存在一定差异,表明叶片形状参数会影响叶盘系统的模态局部化程度.

3 失谐叶盘系统振动响应局部化分析

叶盘系统在工作时会承受气动载荷,在周期性气流激振力作用下,叶片会由于振动造成疲劳失效.本文基于 PIHSCMSM 对叶盘系统在工作转速 ($\Omega = 11\,350\text{ r/min}$) 下的振动响应进行分析,将式(25)形式的激励力施加在叶片的叶尖节点处,根据前面的分析可知,在工作转速 ($\Omega =$

11 350 r/min) 下,不同叶片厚度叶盘系统的第一族叶片弯曲模态对应的无量纲频率均在 0.5 ~ 0.6 之间,因此本文的激励频率范围选择 0.5 ~ 0.6. 不同叶片厚度下,谐调和失谐叶盘系统振动响应如图 10 所示,其中的无量纲振幅为不同激励频率下的振动响应值与某一激励频率下的振动响应值之比.

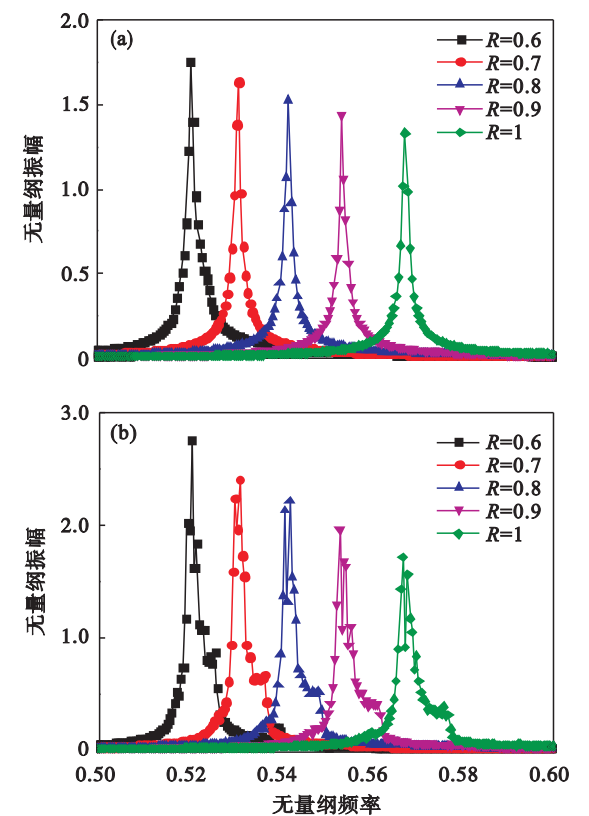


图 10 谐调和失谐叶盘振动响应
Fig. 10 Vibration response of tuned and mistuned blisks
(a)—谐调叶盘系统的幅频特性;
(b)—失谐叶盘系统的幅频特性.

由分析结果可知,在工作转速下,对于不同叶片厚度的谐调叶盘系统,其幅频特性曲线呈现单峰状态,随着叶片厚度增加,叶盘系统的共振频率升高,最大振幅降低. 对于失谐叶盘系统,每个叶片的幅频特性曲线不再相同,整体表现为多峰复杂状态,随着叶片厚度增加,失谐叶盘系统的共振频率升高,最大振幅逐渐下降. 相同叶片厚度下,失谐叶盘系统的响应峰值明显大于谐调叶盘的响应峰值,出现振动响应局部化现象. 为了定量评价失谐叶盘的振动响应局部化程度,采用振动响应局部化因子^[15],其表达式为

$$L_d = \frac{Y_m - Y_t}{Y_t} \times 100\% . \tag{30}$$

其中: Y_m 为失谐叶盘系统幅频特性曲线的响应峰值; Y_t 为谐调叶盘系统幅频特性曲线的响应峰

值,在不同叶片厚度下,失谐叶盘系统的振动响应局部化因子如图 11 所示.

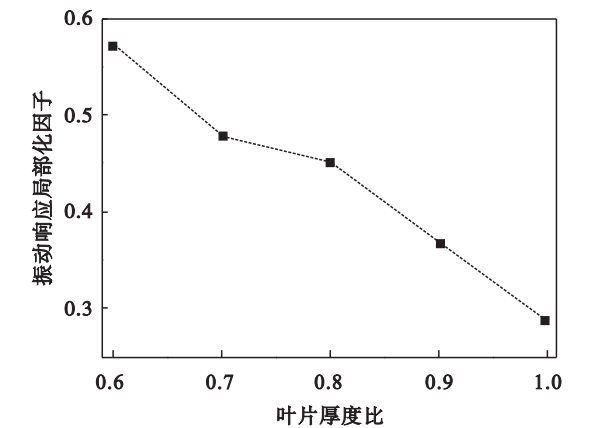


图 11 失谐叶盘的振动响应局部化因子
Fig. 11 Vibration response localization factor of mistuned blisks

分析结果表明,随着叶片厚度的增加,失谐叶盘的振动响应局部化因子逐渐减小,说明增加叶片的厚度有利于减小失谐叶盘的振动响应局部化程度.

4 结 论

1) 采用改进混合界面模态综合法计算盘片轴一体化复杂转子系统第一级压气机叶盘在不同转速下的频率与整体有限元法相比,前 50 阶频率最大误差在 3% 以下,能够保证精度,提高计算效率. 随着转速的提高,叶盘系统的各阶频率都相应增大.

2) 谐调和失谐叶盘系统在工作转速下前 50 阶频率主要分为两个模态密集区,分别对应叶片的弯曲模态和扭转模态,随着叶片厚度的增加,失谐叶盘系统前 50 阶频率中,两个模态密集区即叶片振动占优模态对应的频率增加,轮盘振动占优模态对应的频率稍有下降. 不同模态阶次下,失谐叶盘的模态局部化因子波动较大,表明失谐叶盘的振动能量集中程度对于不同振型的敏感度不同. 同种失谐模式下,不同叶片厚度失谐叶盘在相同模态阶次下模态局部化因子存在差异.

3) 随着叶片厚度增加,谐调和失谐叶盘系统的共振频率增加,共振峰值下降. 失谐叶盘系统的共振峰值降低程度比谐调叶盘系统共振峰值降低程度大,失谐叶盘系统的振动响应局部化程度随叶片厚度增加而降低.

参考文献:

- [1] Chen Y G, Zhai J Y, Han Q K. Vibration and damping analysis of the bladed disk with damping hard coating on blades[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2016, 58: 248 – 257.
- [2] Klauke T, Strehlau U, Kühhorn A. Integer frequency veering of mistuned blade integrated disks [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(6): 061004.
- [3] Zhou B, Thouverez F, Lenoir D. Vibration reduction of mistuned bladed disks by passive piezoelectric shunt damping techniques[J]. *AIAA Journal*, 2014, 52(6): 1194 – 1206.
- [4] Chiu Y J, Huang S C. The influence of a mistuned blade's stagger angle on the vibration and stability of a shaft-disk-blade assembly[J]. *Shock & Vibration*, 2008, 15(1): 3 – 17.
- [5] Li C F, She H X, Tang Q S, et al. The coupling vibration characteristics of a flexible shaft-disk-blades system with mistuned features [J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2019, 67: 557 – 572.
- [6] Sun C Z, Chen Y S, Hou L. Nonlinear dynamical behaviors of a complicated dual-rotor aero-engine with rub-impact[J]. *Archive of Applied Mechanics*, 2018, 88: 6979 – 6995.
- [7] Wang S, Zi Y Y, Li B, et al. Reduced-order modeling for mistuned centrifugal impellers with crack damages [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333(25): 1305 – 1324.
- [8] 葛长闯, 王建军, 刘永泉. 2 级叶片 – 轮盘系统模态特性研究[J]. *航空发动机*, 2009, 35(5): 19 – 23.
(Ge Chang-chuang, Wang Jian-Jun, Liu Yong-quan. Investigation of characteristics of two-stage blade-disk system modal[J]. *Aeroengine*, 2009, 35(5): 19 – 23.)
- [9] Laxalde D, Pierre C. Modelling and analysis of multi-stage systems of mistuned bladed disks [J]. *Computers & Structures*, 2011, 89(3/4): 316 – 324.
- [10] Castanier M P, Pierre C. Modeling and analysis of mistuned bladed disk vibration; current status and emerging directions [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2006, 22: 384 – 396.
- [11] Nyssen F. Experimental modal identification of mistuning in an academic two-stage drum [J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2017, 88: 428 – 444.
- [12] 曾海楠, 曹树谦, 苏永雷. 含摩擦与间隙的失谐叶盘系统振动局部化研究[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(2): 82 – 90.
(Zeng Hai-nan, Cao Shu-qian, Su Yong-lei. Vibration localization of a mistuned bladed disk system with friction and gap[J]. *Journal of Vibration & Shock*, 2016, 35(2): 82 – 90.)
- [13] Kan X E, Xu Z L, Bo Z, et al. Effect of coriolis force on forced response magnification of intentionally mistuned bladed disk[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2017, 399: 124 – 136.
- [14] 左彦飞, 王建军, 马威猛. 3 – D 有限元转子模型减缩的旋转子结构法[J]. *航空动力学报*, 2014, 29(4): 894 – 900.
(Zuo Yan-fei, Wang Jian-jun, Ma Wei-meng. Rotating substructure method for 3-D finite element rotor model reduction[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(4): 894 – 900.)
- [15] 王建军, 姚建尧, 李其汉. 刚度随机失谐叶盘结构概率模态特性分析[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(2): 256 – 262.
(Wang Jian-jun, Yao Jian-yao, Li Qi-han. Probability characteristics of vibratory mode of bladed disk assemblies with random stiffness mistuning [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(2): 256 – 262.)