

文章编号: 1000-8055(2010)01-0160-09

随机失谐叶盘结构失谐特性分析

廖海涛, 王建军, 李其汉

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 为研究失谐叶盘结构最大的强迫响应幅值及最坏失谐模式, 提出了运用遗传算法和序列二次规划混合优化方法确定失谐叶片最大的幅值放大系数及相应最坏失谐模式的通用方法. 揭示了失谐跳变局部化现象, 构建了与振动响应局部化直接关联的表达因素. 失谐敏感度分析表明, 失谐叶片最大的幅值放大系数随失谐强度的增加而增大, 并在失谐强度上界处取得极值, 并没有所谓的失谐“阈值”现象.

关 键 词: 失谐叶盘结构; 最大幅值放大系数; 最坏失谐模式; 失谐跳变 局部化现象

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Mistuning characteristics analysis of mistuned bladed disk assemblies

LIAO Haitao, WANG Jianjun, LI Qihan

(School of Jet Propulsion,

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

Abstract: The problem of determining the worst mistuning pattern and robust maximum mistuned forced response of turbine engine bladed disks was presented and solved as an optimization problem. Maximum resonant amplitudes searched across all degrees of a mistuned bladed disk and across all excitation frequencies in a given range were combined into an objective function. Individual blade mistuning was controlled by varying mistuning parameters. This approach was exemplified by a lumped-parametric model with two degree of freedom per blade disk sector. Results of the optimum search of the worst-case mistuning patterns for the lumped parameter model were analyzed, showing that maximum blade forced response in a mistuned bladed disk was associated with mistuning jump, causing strong localization of the vibration response in a particular blade. Detailed two degree of freedom per blade disk model was also used for calculation of the maximum forced resonant response of mistuned assemblies and for determination of its sensitivity coefficients with respect to mistuning variation. Studies have shown that there is not a threshold of frequency mistuning beyond which the maximum forced response levels off, or even drops, as the degree of mistuning is increased with the tendency of the forced response amplification factor.

Key words: mistuned bladed disk; maximum amplitude magnification;
the worst mistuning pattern; mistuning jump localization phenomenon

航空发动机叶盘结构具有周期对称性质, 但是叶盘结构振动响应对叶片物理参数的微量改变非常敏感, 因而源于制造误差及使用磨损等因素

造成的所谓叶片“失谐”能显著增大叶片的振动响应幅值^[1-2], 而较高的振动响应大大降低了叶片的疲劳寿命, 导致叶片高周疲劳失效, 所以研究失谐

收稿日期: 2008-12-15; 修订日期: 2009-09-11

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

作者简介: 廖海涛(1982-), 男, 湖南新田人, 博士生, 研究方向为航空发动机失谐叶盘振动控制.

振幅放大的基本机制, 预测并控制失谐叶盘结构最大的振动响应幅值, 对于抑制叶盘结构失谐的消极影响及设计具有失谐鲁棒性能的叶盘结构具有重要意义。

因为叶片失谐的随机特征, 通常采用统计方法研究失谐对叶盘结构振动响应的影响. 文献[3-7]等运用 Monte Carlo 仿真方法分析了失谐幅值放大系数(幅值放大系数定义为失谐叶盘结构最大的叶片振动幅值与相应谐调系统最大的叶片共振幅值的比值)与失谐强度关系, 指出失谐幅值放大系数在小量失谐时(约 1%)达到峰值, 后随着失谐程度增强而减弱, 即出现了所谓失谐“阈值”效应. Ottarsson 和 Pierre^[8] 分析了产生失谐“阈值”效应的原因. 最近, Nikolic^[9] 基于失谐“阈值”效应, 研究了运用“大失谐”的思想降低失谐叶片振动响应水平的方法. 但是失谐叶盘结构的动力响应分析需消耗昂贵的计算资源, 特别是在叶盘结构设计阶段蒙特卡罗方法并非是失谐振动响应分析的有效方法.

确定失谐叶片最大的幅值放大系数是研究叶盘结构振动响应失谐影响的另一种方法. 国外学者在运用解析方法研究失谐叶片最大的幅值放大系数方面做了很多研究, 但是得到与考虑模型相关的不一致结论. 例如, Whitehead^[10-12] 指出具有 N 个叶片的叶盘结构最大的失谐幅值放大系数小于 $(1 + \sqrt{N})/2$, 而 Han 和 Xiao 等^[13-16] 给出了与 Whitehead 上界估计公式不一样的结果. Kerryon 等^[17-21] 分析了频率转向和模态扭转对失谐强迫响应幅值的影响, 指出当谐调系统模态阻尼变化时最大失谐幅值放大系数大于 Whitehead 系数并以实验证实. 最近 Martel^[22] 基于非对称失谐模型(AMM)分析了谐调叶盘结构失谐叶片最大的振动幅值响应, 但由失谐叶盘模型运动方程在小失谐和零阻尼假定下推导出的 AMM 仅适用于描述分离模态对和频率密集模态群强迫响应.

除了运用解析方法描述叶片最大的失谐幅值放大系数外, 大量研究致力于运用数值方法有效精确预测叶片最大的失谐幅值放大系数. 例如, Petrov 和 Ewins^[23-24] 利用基于敏感度系数的优化方法寻求了与最坏失谐模式对应的失谐叶片最大的振动响应幅值. 因为周期结构的对称性质, 叶片最大的幅值响应应为所有叶片振幅的无穷范数, Sinha^[25] 运用幅值向量的无穷范数和优化方法计算了失谐叶片最大的幅值放大系数. Rotea 和 D'Amato^[26] 则使用线性矩阵不等式分析了最大

的幅值放大系数的上下界. 而 Rivas-Guerra 和 Mignolet 等^[27-29] 基于部分失谐方法分析了单个叶片的最大失谐响应幅值并研究了最坏失谐模式的失谐特性. 但是这些研究均有各自的假定和局限, 仍没有从根本上解决叶盘结构最大的失谐幅值放大系数及相应最坏失谐模式的确定问题.

综上所述, 为研究叶盘结构最大的失谐强迫响应幅值及最坏失谐模式, 本文提出了设置失谐变量为优化变量, 失谐叶片最大的振动响应幅值为目标函数, 运用遗传算法和序列二次规划混合算法确定失谐叶片最大的强迫响应幅值及相应最坏失谐模式的通用方法. 研究了典型叶盘结构集中参数模型谐调系统不同参数失谐时最大的失谐幅值放大系数及最坏失谐模式, 分析了叶片质量、刚度和阻尼单独失谐的失谐敏感度曲线, 通过数值算例验证本文方法的有效性并揭示叶盘结构失谐的内在规律.

1 问题描述

叶盘结构的运动方程可表述为

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \tag{1}$$

其中 M, C, K 分别表示结构质量、阻尼、刚度矩阵, $f(t)$ 为激励力向量, 考虑给叶盘结构施加行波激励, 行波激励 $f(t)$ 第 i 个分量表示为

$$f_i = f^s e^{j(\omega t + \phi_i)}, \quad i = 1, 2, \dots, N \tag{2}$$

式中 f^s 表示第 i 个扇区的激励力分布形式, ω 为激励频率, j 为虚数单位, N 为叶盘结构扇区数目, ϕ_i 代表第 i 个扇区的相位, 表示为

$$\phi_i = 2\pi E(i-1)/N, \quad i = 1, 2, \dots, N \tag{3}$$

式中 E 为激励阶次.

设 $x(t) = Ae^{j\omega t}$, 并代入式(1)得位移响应幅值向量

$$A = (-\omega^2 M + j\omega C + K)^{-1} f_A = T^{-1} f_A \tag{4}$$

式中

$$T = -\omega^2 M + j\omega C + K;$$

$$f_A = \left\{ [f_1^s]^T e^{j\phi_1}, [f_2^s]^T e^{j\phi_2}, \dots, [f_N^s]^T e^{j\phi_N} \right\}^T.$$

引入失谐变量来模拟叶盘结构的失谐现象, 表示为

$$v^{(k)}(i) = [1 - \xi(k) + 2 \cdot \xi(k) \cdot v_{ml}^{(k)}(i)] v_{lm}^{(k)}(i) \quad (i = 1, \dots, N; \quad k = 1, \dots, M) \tag{5}$$

式中 $v^{(k)}(i)$ 表示第 k 类结构参数第 i 个元素. $v_{ml}^{(k)}(i)$ 表示第 k 类失谐第 i 个失谐变量, 取值区间为 $[0, 1]$. $\xi(k)$ 表示第 k 类失谐所有失谐变量

的失谐强度变量, $v_{im}^{(k)}(i)$ 表示第 k 类谐调结构参数第 i 个元素, M 表示失谐参数类型的数目.

根据公式 (1)~ (5), 寻求失谐叶片最大位移幅值响应可转化为下述非线性优化问题

$$\begin{aligned} \max \|A\|_{\infty} &= \max f(\omega, v_{im}, \xi) \\ \omega &\in [\omega^-, \omega^+] \\ v_{im}^{(k)}(i) &\in [0, 1] \\ \text{s. t.} \quad \xi(k) &\in [0, \xi(k)] \\ (i &= 1, \dots, N; \quad k = 1, \dots, M) \end{aligned}$$

式中 $\|\cdot\|_{\infty}$ 表示向量的无穷范数, ω^- , ω^+ 表示激励频率的上下界, v_{im} 表示所有失谐变量构成的向量, 而所有失谐强度变量则构成向量 ξ , $\xi(k)$ 表示 $\xi(k)$ 的上界. 即失谐叶片最大的位移幅值响应可表示为与 ω, v_{im}, ξ 相关的函数.

2 优化算法

优化方法分为全局和局部搜索方法, 典型的全局优化方法如遗传算法, 遗传算法是一种模拟生物进化原理的随机搜索启发式算法, 主要适用于那些目标函数复杂或者搜索空间庞大的优化问题, 它使用选择、交叉、变异和精英保留等基本遗传算子进化到最优解. 遗传算法(GA)具有较强的全局搜索能力, 且搜索效率高、鲁棒性强, 但其对局部精细搜索能力不强, 易出现早熟状态.

序列二次规划算法(SQP)是一种高效求解非线性优化问题的局部搜索方法, 它的主要思想是利用优化问题的拉格朗日函数在每个迭代点构造一个带不等式约束的二次规划子问题. 使用拟牛顿方法更新近似海赛矩阵, 运用积极集算法求解形成的二次规划子问题, 将每次迭代的二次规划子问题极值解, 作为该次迭代的搜索方向. 采用不精确的一维搜索确定搜索步长因子, 以产生新的迭代点. 通过一系列这样的迭代点最终逼近原问题的最优解. SQP 算法具体原理可参考相关文献 [30-31], SQP 算法局部优化能力强, 而全局优化能力较弱, 其优化结果依赖于初始值的选取.

失谐叶盘结构最大的失谐幅值放大系数确定问题有大量的局部极值, 其有效精确解取决于问题的规模和目标函数的特性^[13]. 遗传算法的收敛速度较慢, 而 SQP 方法易陷入局部极值, 且对初始点敏感. 因此本文采取遗传算法全局搜索和序列二次规划方法局部寻优的混合优化方法求解式 (6) 描述的非线性优化问题. 首先运用遗传算法优化求解产生一个全局近似解, 以此为初值, SQP

算法进行局部精细搜索, 如果 SQP 算法优化解没有达到给定精度, 则采用遗传算法和 SQP 算法交替进行寻优, 这样互以对方优化结果作为自己初始值或初始群体, 反复交替寻优, 直至达到所给定的精度为止. GA-SQP 混合算法的优化流程如图 1 所示, 由图可知在整个搜索进程中, 一方面由遗传算法保证学习的全局收敛性, 避免陷入局部最优解, 克服 SQP 算法对初始值的依赖性; 另一方面, 与 SQP 算法的融合也克服了单纯使用遗传算法所产生的随机性和概率性问题, 有助于降低寻优时间, 提高搜索效率和解的质量.

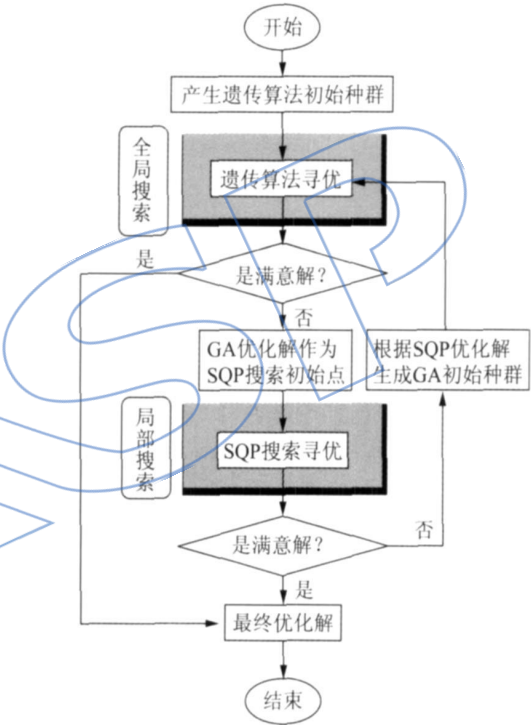


图 1 GA-SQP 混合算法流程图

Fig. 1 Flow chart of the GA-SQP hybrid algorithm

3 数值算例

图 2 为本文采用的典型叶盘结构两自由度集中参数模型, 扇区自由度 x^b 和 x^d 表示叶片和轮盘振动, m^b, k^b 和 c^b 分别表示叶片等效质量、等效刚度和叶片阻尼, m^d 和 k^d 表示轮盘等效质量和等效刚度, 而 k^c 表示各扇区间的耦合刚度. 考虑单个扇区的激励力分布形式为

$$f^i = [1 \ 0]^T, \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (7)$$

由式 (4) 及图 2 所示模型矩阵 T 和 f_A 表示为

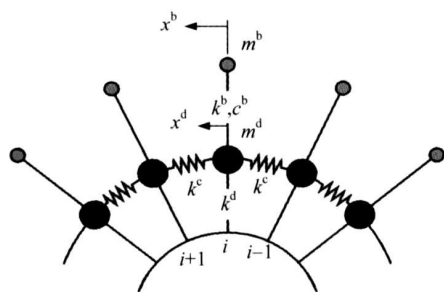


图 2 典型叶盘结构集中参数力学模型

Fig. 2 Lumped parametric model of a bladed disk

$$T = \begin{bmatrix} Z_1 & Y & 0 & \dots & 0 & Y^T \\ Y^T & Z_2 & Y & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & Y^T & Z_{N-1} & Y \\ Y & 0 & \dots & 0 & Y^T & Z_N \end{bmatrix},$$
$$f_A = [e^{j\phi_1}, 0, e^{j\phi_2}, 0, \dots, e^{j\phi_N}, 0]^T \quad (8)$$

式中 Z_i 为描述叶盘结构第 i 个扇区的动力特性矩阵, Y 为扇区间耦合矩阵, 分别表示如下:

$$Z_i = \begin{bmatrix} k_i^b - m_i^b \omega^2 + j \cdot \omega \cdot c^b & -k_i^b \\ -k_i^b & k_i^b + k_i^d + 2 \cdot k^c - m_i^d \omega^2 \end{bmatrix}_{2 \times 2},$$
$$Y = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -k^c \end{bmatrix}_{2 \times 2} \quad (9)$$

式中下标 i 表示第 i 个扇区相应的参数。

采用文献[26]中给出的典型谐调叶盘结构参数, 设有 56 个扇区, $m_o^b = 1$, $m_o^d = 426$, $k_o^b = 1$, $k_o^d = 1.1$, $k^c = 493$, $c_o^b = 0.005$, 下标 o 表示谐调叶盘结构相应的参数, 激励阶次取为 9。图 3 描绘了典型谐调结构固有频率特性, 该谐调系统固有频率特性的详细讨论可参考文献[32]。而从频率节径图 3(b) 可明显看出在 9 阶激励阶次出现频率转向现象。叶盘系统的频率转向发生在叶片主导模态和轮盘主导模态两类模态的交互区中, 图中水平曲线上的模态为叶片主导的模态, 表示结构应变能主要在叶片上, 因此节径数的增加对叶盘模型的固有频率影响较小, 而图中的斜线上的模态为轮盘模态主导的模态, 表示系统应变能主要在轮盘上, 节径数的增加会改变轮盘的刚度, 因此对整个叶盘的固有频率影响较大。

以频率为一维变量, 采用黄金分割优化方法求得的谐调系统频率响应最大共振峰值为 202.2, 相应的共振频率为 0.9892, 为了精确描绘谐调系统的频率响应曲线, 在频率区间 $[0.9, 1.1]$ 内等距取样 2 000 个频率点, 在每个采样频率点

计算响应值, 精确刻画谐调系统频率响应曲线示于图 4, 由图可知, 系统具有两个明显的共振峰值。

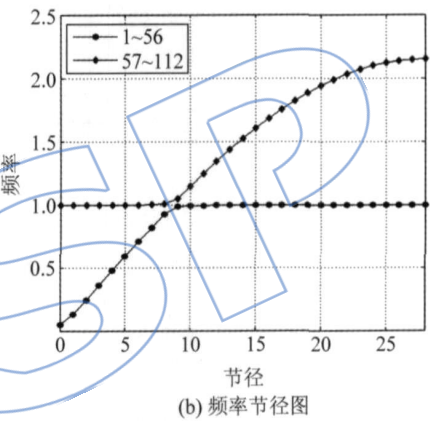
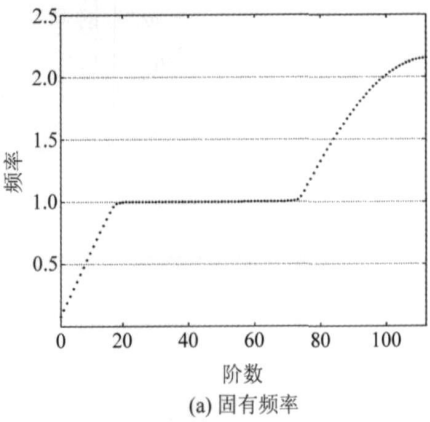


图 3 典型叶盘结构固有频率特性

Fig. 3 Natural frequencies of the bladed disk

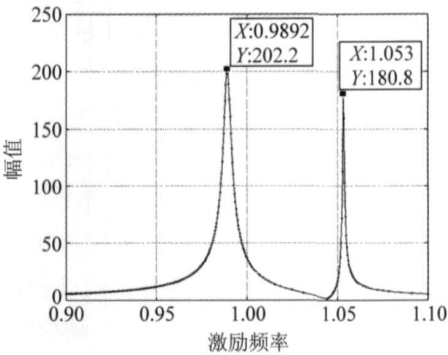


图 4 谐调系统频率响应曲线

Fig. 4 Frequency response of the tuned bladed disk

为了研究叶盘结构谐调系统不同参数失谐时最大的失谐幅值放大系数及最坏失谐模式, 考虑如下三种情况。

3.1 叶片质量、阻尼、刚度和轮盘质量、刚度同时失谐

运用的 GA-SQP 混合算法中遗传算法相关

参数设置如下: 选用无回放余数随机选择, 非均匀算术交叉和高斯变异算子, 精英保留策略, 群体规模设为 30, 最大进化代数 为 200, 交叉概率与变异概率分别为 0.8, 0.05. 考虑的频率区间介于 $0.85\omega_r$ 和 $1.15\omega_r$ 之间, ω_r 为谐调系统最大的共振峰值频率, 并在失谐分析中以 ω_r 为基准频率定义无量纲频率, 失谐强度上界均取为 5%. 图 5 给出了最大失谐幅值放大系数收敛曲线.

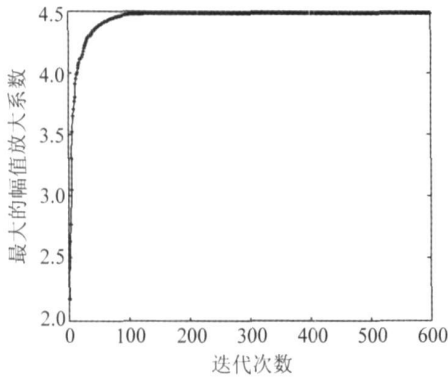


图 5 最大幅值放大系数收敛曲线

Fig.5 Maximum amplitude magnification progress with evaluations

图 6 显示了叶片质量、阻尼、刚度和轮盘质量、刚度同时失谐时谐调叶盘系统的最坏失谐模式, 由图可知, 叶片质量、叶片阻尼、叶片刚度和轮盘质量、轮盘刚度五种失谐类型各自所有失谐变量的失谐强度变量优化结果均为给定的失谐强度上界 0.05, 说明在考虑的失谐强度域内, 叶片振动幅值在失谐强度上界处取得极值. 而叶片阻尼失谐变量值均为 0, 对应于阻尼优化范围的下界, 即意味着在失谐叶盘幅值放大效应中, 阻尼越小, 失谐叶片最大幅值响应越大, 因而增大阻尼能有效降低失谐叶片强迫响应幅值. 此外, 从叶片刚度失谐变量值分布可知, 除 34# 叶片的叶片刚度失谐变量值介于 0.6~0.7 外, 其余分量值均为 1, 而 34# 叶片质量失谐变量值为 1, 注意到在 34# 叶片处轮盘质量失谐变量值为 0, 相反, 轮盘刚度失谐变量取值为 1, 由最坏失谐模式频率响应三维特性图 7 发现, 在 34# 叶片处出现了非常强烈的振动响应局部化, 其幅值放大系数高达 4 4814, 明显高于 Whitehead 给出的失谐幅值放大系数上界估计公式值 $(1 + \sqrt{N})/2 = 4.2417$, 失谐变量值这种突变现象预示着叶片产生振动响应局部化的内在相关性质.

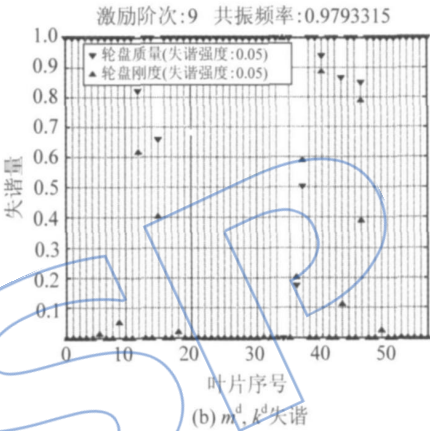
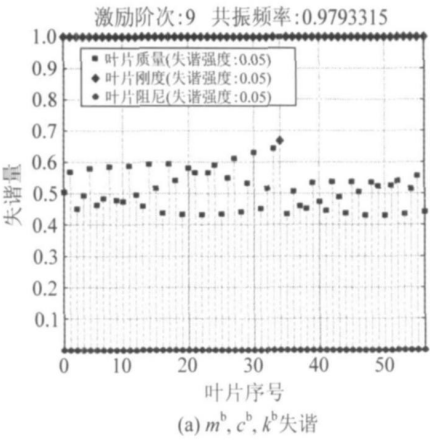


图 6 m^b, c^b, k^b, m^d, k^d 同时失谐最坏失谐模式
Fig.6 Worst-case mistuning pattern when m^b, c^b, k^b, m^d, k^d are mistuned

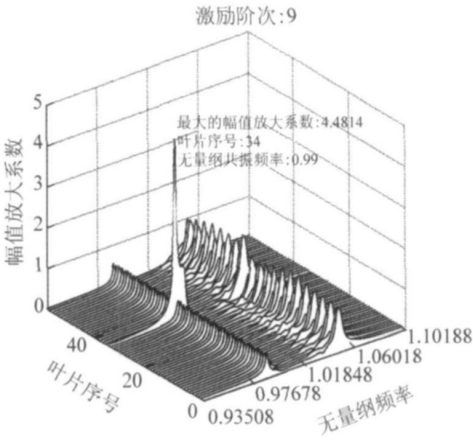


图 7 m^b, c^b, k^b, m^d, k^d 同时失谐最坏失谐模式频率响应特性

Fig.7 Forced response of the worst-case bladed disk when m^b, c^b, k^b, m^d, k^d are mistuned

3 2 叶片质量、阻尼、刚度同时失谐

为了从细观上研究叶片质量、阻尼、刚度的失谐影响, 研究了两自由度集中参数模型叶片质量、阻尼、刚度同时失谐的情形, 图 8 给出这种失谐状

态下的最坏失谐模式, 由图可知, 叶片质量、叶片阻尼、叶片刚度三种失谐类型各自所有失谐变量的失谐强度变量优化结果均为给定的失谐强度上界, 所有叶片刚度失谐变量值都大于 0.8, 叶片阻尼失谐变量值均为 0, 并且从图中可清晰发现叶片质量失谐变量值在 56# 位置发生突变, 由图 9 所示最坏失谐模式三维频率响应特性可知, 叶片在 56# 叶片出现了很明显的振动响应局部化现象. 这种失谐变量值突变与振动响应局部化直接关联现象, 本文称之为“失谐跳变局部化”.

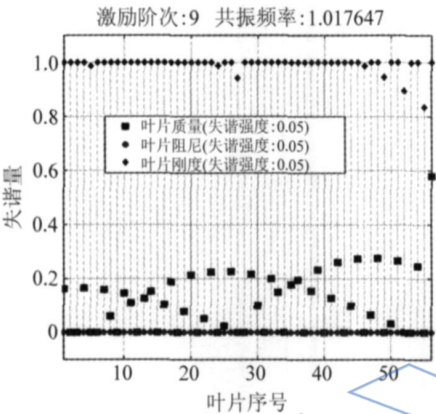


图 8 m^b, c^b, k^b 同时失谐最坏失谐模式
Fig. 8 Worst-case mistuning pattern when m^b, c^b, k^b are mistuned

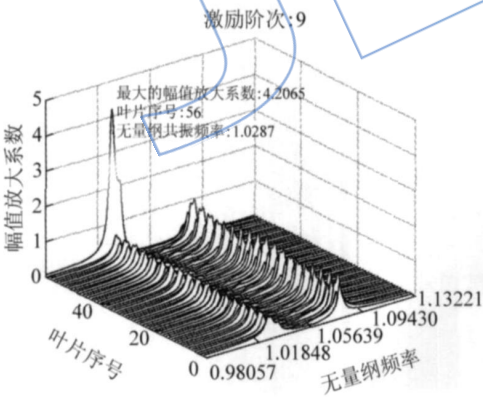


图 9 m^b, c^b, k^b 均失谐最坏失谐模式频率响应特性
Fig. 9 Forced response of the worst-case bladed disk when m^b, c^b, k^b are mistuned

失谐叶盘结构叶片的振动响应水平取决于叶片失谐强度及失谐分布模式, 以及叶间耦合等因素, 并且叶盘结构的频率转向通常被认为是导致叶片具有较高失谐振动响应幅值的一个关键因素, 在频率转向区域模式高度密集, 叶片主导模式和轮盘主导模式交互作用, 因而叶盘结构在转向

区域对失谐更为敏感, 易于导致模式局部化, 但是模式局部化不一定能产生振动响应的局部化, 相反, “失谐跳变局部化”现象则直接关联叶片振动响应的局部化.

3.3 叶片质量、阻尼、刚度分别失谐

为了研究叶片质量、阻尼、刚度对失谐的敏感程度, 计算了在 9 阶激励阶次作用下叶盘模型谐调系统质量、阻尼、刚度失谐敏感度特性曲线, 由图 10 所示失谐敏感度曲线可知, 叶片质量、阻尼、刚度失谐最大的幅值放大系数均随着失谐强度的增大而上升且在失谐强度上界处取得极值, 并没有出现所谓的失谐“阈值”效应, 说明在叶盘结构全寿命周期内, 系统的抗疲劳破坏能力随着使用时间的推移而降低. 比较叶片质量和刚度失谐敏感度曲线可知叶片质量和刚度失谐具有相似的失谐敏感特性且对小量失谐非常敏感, 在 $0\% \sim 1.5\%$ 失谐强度范围内, 失谐幅值放大效应明显, 而随着失谐强度进一步增加, 最大失谐幅值放大系数变化缓慢. 而由叶片阻尼失谐敏感度曲线可知, 阻尼对失谐敏感程度很低, 阻尼失谐最大的幅值放大系数随着失谐强度的增加而缓慢增长, 并在考虑的失谐强度上界处取得极值, 其值仅为 1.055, 表示在考虑的频率范围内失谐系统的共振幅值比谐调系统仅增加了 0.055 倍.

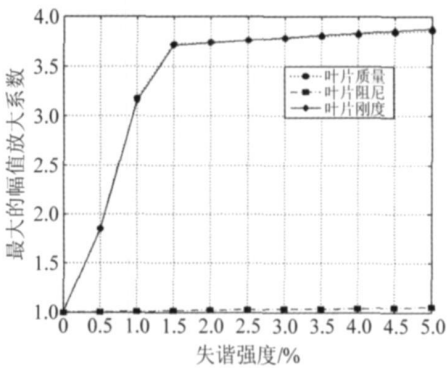


图 10 失谐敏感度曲线
Fig. 10 Maximum amplitude magnification as a function of mistuning strength

考虑叶片质量、阻尼、刚度分别失谐时谐调系统的最坏失谐模式示于图 11, 由最坏失谐模式频率响应特性图 12 并比较图 11 可同样观察到失谐变量值突变与振动响应局部化直接相关的“失谐跳变局部化”现象. 例如, 叶片质量和刚度失谐变量值分别在 28# 和 13# 叶片位置处发生突变而

对应的叶片则产生了强烈的振动响应局部化, 相应的最大失谐幅值放大系数分别高达 3 856 5 和 3 872 4.

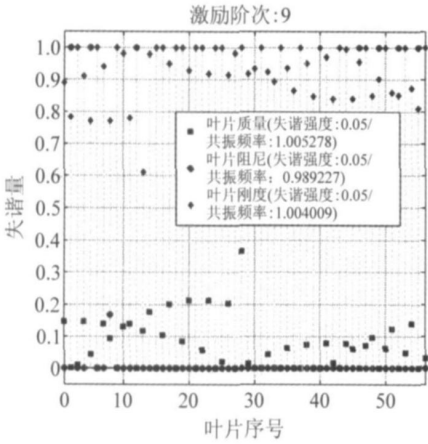


图 11 $m^b/c^b/k^b$ 分别失谐最坏失谐模式
Fig. 11 Worst case mistuning pattern when $m^b/c^b/k^b$ is mistuned

为研究谐调系统不同参数失谐时的幅值放大系数统计分布, 利用 Monte Carlo 方法分析了谐调系统不同参数失谐情形的概率统计特性. Monte Carlo 仿真抽样样本设置为 10000 次, 抽样数据服从均值为 0, 标准偏差 5% 的均匀概率分布, 考虑的频率范围为 $[0.85\omega, 1.15\omega]$, 在考虑的频率范围内等间隔采样 1000 个点, 叶盘系统不同参数失谐时的幅值放大系数统计分布示于图 13. 由图可知, 多种类型参数失谐具有比单种类型参数失谐更高的最大失谐幅值放大系数, 且幅值放大系数分布范围更宽, 例如, 叶片质量、阻尼、刚度同时失谐时幅值放大系数在抽样的 10000 次样本中出现的最小值和最大值分别为 1.4211, 3.4261, 而叶片刚度单独失谐时 Monte Carlo 仿真出现的幅值放大系数最小值和最大值仅为 1.4855, 2.5195, 其分布范围相对较窄.

将 GA-SQP 方法与 Monte Carlo 方法所得的叶片最大失谐幅值放大系数分别用 A_{gs} 和 A_{mc} 表示, 并定义参数

$$A_{\Delta} = (A_{gs} - A_{mc}/A_{gs}) \times 100\% \quad (10)$$

表示 A_{gs} 与 A_{mc} 相对偏差程度. 表 1 列出了叶盘系统不同参数失谐时的 A_{gs} , A_{mc} 和 A_{Δ} . 由表可知, 除叶片阻尼失谐时, 系统对叶片阻尼失谐敏感程度很低, 相对偏差 A_{Δ} 较小 (仅为 3.55%) 外, 当其他类型参数失谐时, A_{gs} 均明显高于 A_{mc} , A_{Δ} 值较

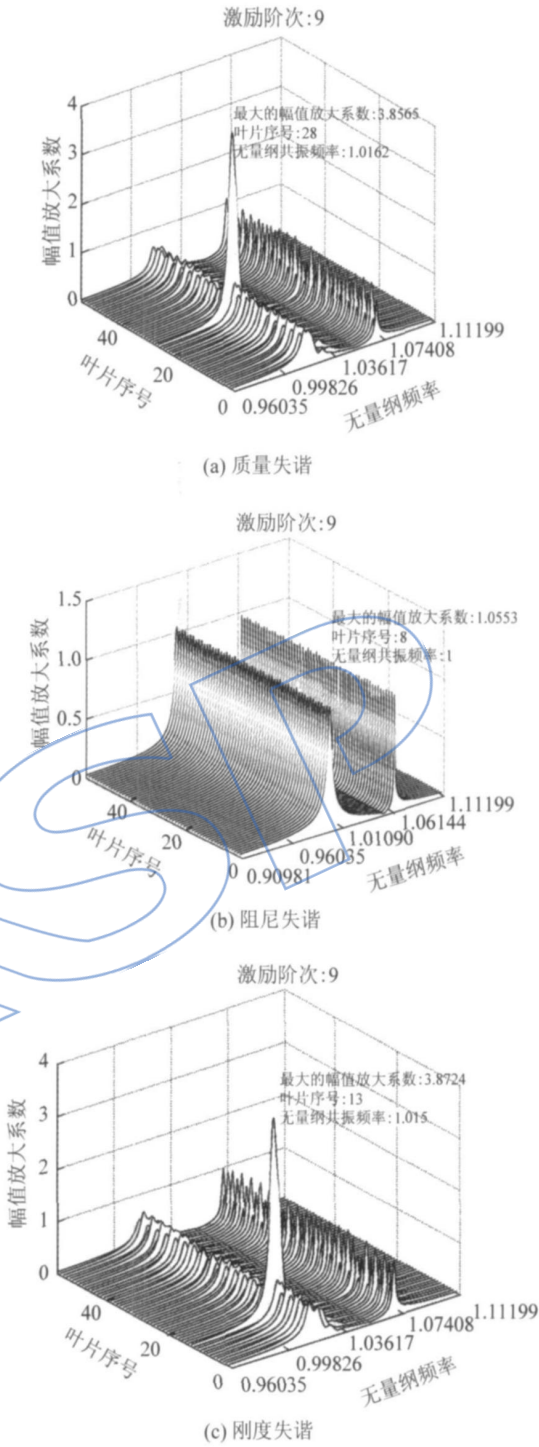


图 12 $m^b/c^b/k^b$ 分别失谐最坏失谐模式频率响应特性
Fig. 12 Forced response of the worst case bladed disk when $m^b/c^b/k^b$ is mistuned

大, 特别是当叶片刚度失谐时, 相对差值 A_{Δ} 高达 34.94%, 所以 Monte Carlo 方法并不能精确预测并分析失谐叶片的最大失谐幅值放大系数. 此外, 由图 5 所示收敛曲线可知, 目标函数在经过较少迭代次数后便收敛, 说明本文方法能快速精确地获得最大的失谐幅值放大系数.

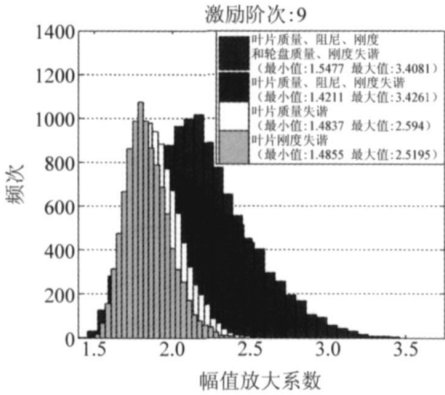


图 13 不同参数失谐时幅值放大系数 Monte Carlo 统计分布
Fig. 13 Statistical distribution of the peak maximum amplitude

表 1 Monte Carlo 仿真与 GA-SQP 方法所得的最大失谐幅值放大系数比较

Table 1 Comparison of maximum amplitude magnification between Monte Carlo simulation and GA-SQP methods

失谐参数	A_{gs}	A_{mc}	$A_{\Delta}/\%$
m^d, k^d, m^b, c^b, k^b	4.4814	3.4081	23.95
m^b, c^b, k^b	4.2065	3.4261	18.55
m^b	3.8565	2.594	32.74
c^b	1.0553	1.0178	3.55
k^b	3.8724	2.5195	34.94

4 结 语

为研究失谐叶盘结构最大的强迫响应幅值及最坏失谐模式, 提出了将失谐变量设置为优化变量, 失谐叶片最大的振动响应幅值为目标函数, 运用遗传算法和序列二次规划混合方法确定失谐叶片最大的幅值放大系数及相应最坏失谐模式的通用方法. 并以两自由度集中参数模型为例计算了谐调系统不同参数失谐的最大失谐幅值放大系数, 分析了相应的最坏失谐模式, 揭示了不同参数失谐的共同规律: 失谐跳变局部化现象, 即在失谐跳变的叶片位置, 叶片出现了强烈的振动响应局部化, 构建了与振动响应局部化直接关联的表达因素. 通过与 Monte Carlo 方法比较, 说明本文方法能高效精确地获得最大的失谐幅值放大系数.

运用提出的确定最大失谐幅值放大系数方法分析了两自由度集中参数模型叶片质量、阻尼、刚

度分别失谐时的失谐敏感度曲线, 研究结果表明叶片质量和刚度对失谐特别敏感, 叶片阻尼的失谐敏感程度很低, 且叶片质量、阻尼、刚度分别失谐时最大的幅值放大系数均随失谐强度的增加而增大, 在失谐强度上界处取得极值, 并没有所谓的失谐“阈值”现象.

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] Castanier M P, Pierre C. Modeling and analysis of mistuned bladed disk: status and emerging directions[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 384-396
[3] Wei S T, Pierre C. Statistical analysis of the forced response of mistuned cyclic assemblies[J]. AIAA Journal, 1990, 28(5): 861-868.
[4] Choi B K, Lentz J, Rivas Guerra A J, et al. Optimization of intentional mistuning patterns for the reduction of the forced response effects of unintentional mistuning[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125(1): 131-140.
[5] Castanier M P, Ottarsson G, Pierre C. A reduced order modeling technique for mistuned bladed disks[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1997, 119(3): 439-447.
[6] Castanier M P, Pierre C. Investigation of the combined effects of intentional and random mistuning on the forced response of bladed disks[R]. AIAA-98-3720, 1998.
[7] Castanier M P, Pierre C. Using intentional mistuning in the design of turbomachinery rotors[J]. AIAA Journal, 2002, 40(10): 2077-2086
[8] Ottarsson G, Pierre C. On the effects of interblade coupling on the statistics of maximum forced response amplitudes in mistuned bladed disks [C]//Proceedings of the 36th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference. New Orleans, LA, United States: AIAA, 1995: 3070-3078
[9] Nikolic M, Petrov E P, Ewins D J. Robust strategies for forced response reduction of bladed disks based on large mistuning concept[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(2): 022501(11 pages).
[10] Whitehead D S. Effect of mistuning on the vibration of turbomachine blades induced by wakes [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1966, 8(1): 15-21.
[11] Whitehead D S. Research note: effect of mistuning on forced vibration of blades with mechanical coupling[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1976, 18(6): 306-307.
[12] Whitehead D S. The maximum factor by which forced vibration of blades can increase due to mistuning[J]. Journal

- of Engineering for Gas Turbines and Power, 1998, 120(1): 115-119
- [13] Han Y. Amplification of blade response due to mistuning: prediction and alleviation[D]. Tempe: Arizona State University, 2007.
- [14] Han Y, Xiao B, Mignolet M P. Expedient estimation of the maximum amplification factor in damped mistuned bladed disks[C]//Proceedings of ASME Turbo. Expo. . Montreal, Canada: ASME, 2007, GT-2007-27353
- [15] Xiao B. Blade model identification and maximum amplification of forced response due to mistuning[D]. Tempe: Arizona State University, 2005
- [16] Xiao B, Rivas Guerra A J, Mignolet M P. Maximum amplification of blade response due to mistuning in multi-degree of freedom blade models[C]//Proceedings of ASME Turbo. Expo. . Vienna, Austria: ASME, 2004, GT-2004-54030
- [17] Kenyon J A. Maximum mistuned bladed disk forced response with frequency veering[C]//40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Fort Lauderdale, Florida: AIAA, 2004, 2004-3753
- [18] Kenyon J A, Griffin J H, Feiner D M. Frequency veering effects on mistuned bladed disk forced response[C]//39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Huntsville, Alabama: AIAA, 2003, 2003-4976
- [19] Kenyon J A, Griffin J H, Feiner D M. Maximum bladed disk forced response from distortion of a structural mode[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125: 352-363
- [20] Kenyon J A, Griffin J H. Experimental demonstration of maximum mistuned bladed disk forced response[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125: 673-681
- [21] Kenyon J A. Robust maximum forced response in mistuned turbine engine bladed disks[D]. Pittsburgh: Carnegie Mellon University, 2002
- [22] Martel C, Corral R. Asymptotic description of maximum mistuning amplitude of bladed disk forced response[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131(2): 022506(10 pages).
- [23] Petrov E P, Ewins D J. Analysis of the worst mistuning patterns in bladed disk assemblies[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125(4): 623-631.
- [24] Petrov E P, Iglin S P. Search of the worst and best mistuning patterns for vibration amplitudes of bladed disks by the optimization methods using sensitivity coefficients[C]//Proceedings of the 1st ASSMO UK Conference. Ilkley, United Kingdom: Engineering Design Optimization, 1999: 303-310
- [25] Sinha A. Computation of the maximum amplitude of a mistuned bladed disk assembly via infinity norm[C]//Proceedings of the 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Dallas, Texas, United States: ASME, 1997, AD-55: 427-432.
- [26] Rotea M, D'Amato F. New tools for analysis and optimization of mistuned bladed disks[C]//38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Indianapolis, Indiana: AIAA, 2002, 2002-4041
- [27] Rivas Guerra A J, Mignolet M P. Maximum amplification of blade response due to mistuning: localization and mode shape aspects of the worst disks[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125: 442-454
- [28] Rivas Guerra A J. Local/global effects and maximum amplification of blade forced response in mistuned turbomachinery disks[D]. Tempe: Arizona State University, 2002.
- [29] Mignolet M P, Hu W, Jadic I. On the forced response of harmonically and partially mistuned bladed disks: Part I—Harmonic mistuning[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2000, 6(1): 29-41.
- [30] Nocedal J, Wright S J. Numerical optimization[M]. New York: Springer, 1999
- [31] Fletcher R. Practical methods of optimization[M]. New York: John Wiley and Sons., 1987
- [32] 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 Jianjun, YAO Jianyao, LI Qihan. Probability characteristics for vibratory mode of bladed disk assemblies with random stiffness mistuning[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(2): 256-262 (in Chinese)