

文章编号:1000-8055(2011)01-0178-07

具有非线性摩擦阻尼随机失谐的叶盘系统 响应特性

王艾伦, 龙 清

(中南大学 机电工程学院 现代复杂设备设计与极端制造教育部重点实验室, 长沙 410083)

摘 要: 针对目前含非线性摩擦阻尼失谐叶盘系统振动局部化机理研究存在的诸多困难, 尤其是其非线性力学模型的建立和求解等难题, 建立了具有滞迟干摩擦阻尼随机失谐的叶盘系统力学模型, 并利用增量谐波平衡法分析了叶盘系统干摩擦力失谐度、耦合强度、黏性阻尼比和摩擦力强度等系统参数对叶盘系统受迫响应的影响规律. 研究表明: 含非线性摩擦阻尼的谐调叶盘系统也可能产生振动能量局部化现象, 并且干摩擦力随机失谐加剧了其振动局部化.

关 键 词: 叶盘系统; 干摩擦阻尼; 随机失谐; 增量谐波平衡法; 振动局部化

中图分类号: TK263.3

文献标识码: A

Forced response characteristics of bladed disks with random mistuned non-linear friction damping

WANG Ai-lun, LONG Qing

(Ministry of Education Key Laboratory of Modern Complex Equipment Design
and Extreme Manufacturing, College of Mechanical and Electrical Engineering,
Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: Based on various difficulties in study on vibration localization mechanism of bladed disks with mistuned non-linear friction damping, especially the problems like establishment and solution of non-linear mechanical model, the mechanical model of bladed disks with random mistuning of hysteretic dry friction damping was established in this thesis, and an incremental harmonic balance method was used to analyze the effects of parameters of bladed disks like degree of mistuning of dry friction force, coupled stiffness, viscous damping ratio and friction strength, on the forced response of bladed disks. Studies reveal that tuned bladed disks with non-linear friction damping may also cause vibrational energy localization phenomenon, and the random mistuning of dry friction force intensifies its vibration localization.

Key words: bladed disks; dry friction damping; random mistuning;
incremental harmonic balance method; vibration localization

透平机械(如燃气轮机和航空发动机)的叶盘系统的叶片振动对失谐非常敏感, 它使叶片的振动幅值显著增大, 甚至发生叶片高周疲劳破坏或

断裂. 而新型航空发动机和燃气轮机叶片由于尺寸薄、质量轻和大展弦比等因素更增加了叶盘系统对叶片失谐的敏感程度. 现代透平机械(尤其是

收稿日期: 2009-12-01; 修订日期: 2010-03-09

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(2007CB707706)

作者简介: 王艾伦(1959—), 男, 湖南长沙人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事机械设计及理论、复杂机电系统动力学研究.

长叶片)的设计普遍采用拉金、凸肩、围带以及叶根阻尼器等结构形式,人为地增加干摩擦阻尼以达到抑制叶片振动的目的.但是由于接触干摩擦阻尼力为非线性^[1],并且阻尼器的安装、磨损等因素会导致不同的叶片干摩擦力产生随机失谐(即各叶片的干摩擦力不再一致),给叶盘系统的振动特性研究和干摩擦阻尼器的结构优化设计带来许多问题,其困难主要在于非线性力学模型的建立,以及非线性振动响应的求解^[2].

Wei 和 Pierre^[3]利用谐波平衡法分析了干摩擦阻尼对于近似循环周期结构的局部化振动的影响,随后 Petrov^[4-5],Ender 等^[6],Cha 等^[7]分别研究了含不同干摩擦力模型的叶盘系统的受迫振动响应.但是,以上的研究均没有考虑干摩擦力失谐的影响.实际上,摩擦阻尼件的摩擦面间正压力是由安装时调节确定,由于安装、磨损等因素的影响会导致正压力随机失谐,从而引起干摩擦力随机失谐.Petrov 和 Ewins^[8],王红建等^[9]研究了干摩擦力随机失谐的叶盘系统受迫响应,但是基于数值计算原因,所研究的摩擦力为黏滞滑动摩擦,与实际摩擦力有一定差距.此外,以往分析含非线性干摩擦力的失谐叶盘系统振动响应主要手段是谐波平衡法^[3-4,8-11],但该方法对分析多自由度强非线性的问题非常困难.

本文建立了更接近实际的具有滞迟非线性摩擦阻尼随机失谐的叶盘系统力学模型,并利用一种更有效的求解多自由度强非线性振动的增量谐波平衡法(IHB)^[12-13],仿真分析了在干摩擦力随机失谐的情况下,叶盘系统干摩擦力失谐强度、耦合刚度、黏性阻尼比和摩擦力强度等系统参数对叶盘系统受迫响应的影响规律.其研究结论可为设计人员正确理解和设计含非线性干摩擦阻尼的叶盘系统,研制高性能发动机和燃气轮机提供理论依据.

1 失谐叶盘系统模型及运动方程求解

在叶盘系统中,干摩擦阻尼的存在方式主要有两类.第一类为叶片干摩擦阻尼(B-G(blade-to-ground)干摩擦阻尼).如:缘板干摩擦阻尼,其阻尼件与轮盘的周向相对位置固定.另一类为叶片间干摩擦阻尼(B-B(blade-to-blade)干摩擦阻尼),如:拉金、凸肩、围带间的摩擦阻尼等.

本文采用含有 B-G 干摩擦阻尼的叶盘系统(图 1)为例进行失谐叶盘系统振动特性分析.其

方法也可运用于分析含 B-B 干摩擦阻尼的叶盘系统振动特性.

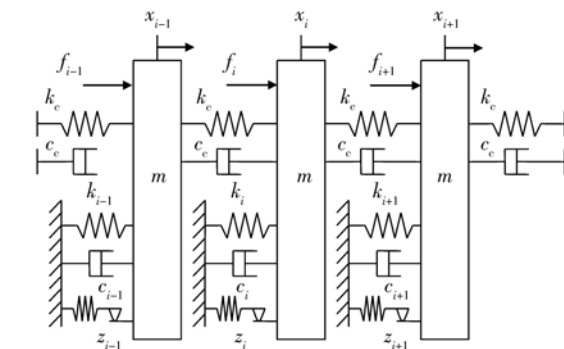


图 1 具有 B-G 干摩擦阻尼叶盘系统模型

Fig. 1 Model of bladed disks with B-G friction dampers

图 1 失谐叶盘系统模型的参数定义如下: n 为叶片数目; m 为叶片的质量; k_i 为第 i 个叶片的刚度(谐调时 $k_i = k$); k_c 为叶片间的耦合刚度; c_i 为第 i 个叶片黏性阻尼(谐调时 $c_i = c$); c_c 为叶片间的黏性阻尼; z_i 为第 i 个叶片的干摩擦力; f_i 为作用在第 i 个叶片上的激励; ω 为激励力频率; $\omega_b = \sqrt{k/m}$ 为谐调叶片的固有频率; $\Omega = \omega/\omega_b$ 为无量纲化的激励频率; $\zeta = c/2\sqrt{km}$ 为黏性阻尼比; $R^2 = k_c/k$ 为叶片间的耦合强度; x_i 为第 i 个叶片的位移.

因此,第 i 个叶片的振动运动方程可用方程(1)来表示

$$m\ddot{x}_i + (c + 2c_c)\dot{x}_i - c_c\dot{x}_{i-1} - c_c\dot{x}_{i+1} + (k_i + 2k_c)x_i - k_c x_{i-1} - k_c x_{i+1} + z(t)_i = f(t)_i \quad (1)$$

叶盘系统的整体运动方程可表示为方程(2)

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + (\mathbf{C} + \mathbf{C}_c)\dot{\mathbf{x}} + (\mathbf{K} + \mathbf{K}_c)\mathbf{x} + \mathbf{z}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (2)$$

其中 $\mathbf{x}$ 为位移列矩阵; $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{C}_c, \mathbf{K}, \mathbf{K}_c, \mathbf{z}(t)$ 和 $\mathbf{f}(t)$ 分别为质量、叶片黏性阻尼、叶片间黏性阻尼(由于叶片间黏性阻尼影响很小,一般取 $\mathbf{C}_c = 0$)、叶片刚度、耦合刚度、非线性摩擦力和激励力矩阵.由于气流通过进气口,经过非旋转部件与旋转部件受到扰动,通常会在叶盘系统的叶片上形成谐和形式的激励力,因此叶片上的激励力常采用谐和力的形式

$$f_i(\tau) = f_0 \cos(\omega t + \phi_i) = f_0 \cos(\tau + \phi_i) \quad (3)$$

其中

$$\tau = \omega t, \quad \phi_i = \frac{2\pi}{n}E(i-1) \quad i = 1, 2, 3, \dots, n$$

ω 为激振力频率, n 为叶片数, E 为激振力阶次。

由于干摩擦阻尼环节产生的滞迟恢复力为 $z(\tau)_i = z(\omega \times t)_i$, 若不考虑接触面正压力 N_i 在叶片振动过程中的变化, 则干摩擦力 $z(\tau)_i$ 与相对位移 q_i 形成图 2 所示的分段线性滞迟回线 ABCD 本构关系。

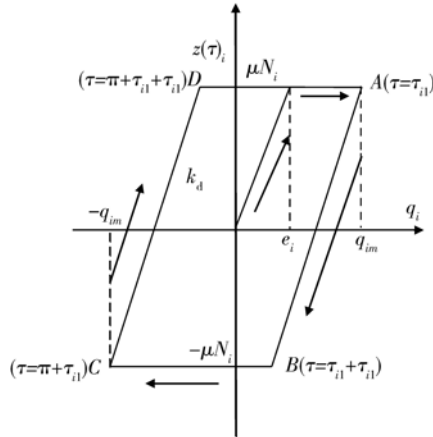


图 2 摩擦力与相对位移滞迟回线

Fig. 2 Corresponding hysteresis curve between friction and displacement

设两接触面间的相对运动为简谐运动, 即相对位移 q_i 表示为

$$q_i = q_{im} \cos(\tau - \varphi_i) \quad (4)$$

其中 $\tau = \omega t$, 式中 q_{im} 为第 i 个叶片所含干摩擦阻尼环节摩擦面间的稳态相对振幅, ω 为激振力频率, φ_i 为第 i 个叶片所含干摩擦力相位差。则根据图 2 中的本构关系, 可以得到滞迟干摩擦力的数学表达式(5)。

$$z(\tau)_i = \begin{cases} k_d(q_i - q_{im}) + \mu N_i & \tau_{11} \leq \tau \leq \tau_{11} + \tau_{22} \\ -\mu N_i & \tau_{11} + \tau_{22} \leq \tau \leq \tau_{11} + \pi \\ k_d(q_i + q_{im}) - \mu N_i & \tau_{11} + \pi \leq \tau \leq \tau_{11} + \tau_{22} + \pi \\ \mu N_i & \tau_{11} + \tau_{22} + \pi \leq \tau \leq 2\pi + \tau_{11} \end{cases} \quad (5)$$

其中

$$\tau_{11} = \varphi_i; \tau_{22} = \arccos(1 - 2\mu N_i / k_d q_{im})$$

式中 μ 为摩擦面间的摩擦因数, N_i 为第 i 个叶片所含干摩擦阻尼环节上摩擦面间的法向压力, 即正压力 ($N_i = N + \delta N$, N 为谐波系统的正压力, δN 为引入的失谐正压力, σ 为失谐项 δN 正态分布标准差), k_d 为接触面间的剪切刚度。

目前主要采用谐波平衡法求解非线性多自由度叶盘系统运动方程。但是其高维非线性方程

组求解非常困难^[12], 增量谐波平衡法^[12]克服了其困难, 只需求解高维线性方程组, 大大简化了计算且收敛性较好。

本文运用增量谐波平衡法对式(2)进行求解, 即可分析失谐叶盘系统的受迫响应特性。为验证增量谐波平衡法求解的有效性, 本文利用增量谐波平衡法对 12 叶片的谐波叶盘系统受迫响应进行求解, 同时采用变步长四阶龙格-库塔数值积分法(R-K 法)进行验证, 取激振力阶次 $E=1$ 。叶片 2 时域响应曲线如图 3 所示。

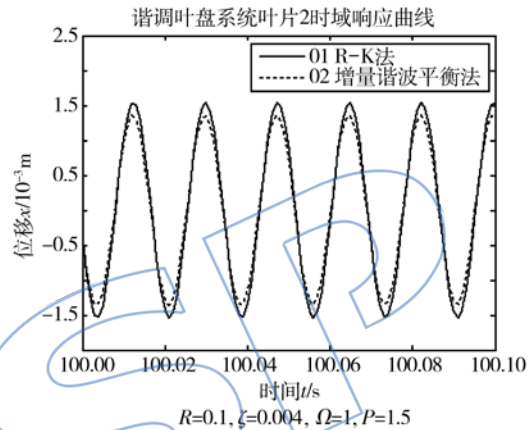


图 3 叶片 2 受迫响应的增量谐波平衡法和 R-K 法比较图

Fig. 3 Comparison of IHB method with R-K method

从图 3 中可知, 运用增量谐波平衡法能得出比较精确的结果, 可以较为精确地分析具有干摩擦力的叶盘系统受迫响应。

2 应用实例与分析

本文采用具有干摩擦阻尼的集中参数叶盘模型(图(1))模拟含 12 个叶片的叶盘系统, 揭示叶盘系统在各种参数影响下的振动特性。

2.1 含非线性摩擦阻尼结构谐调的叶盘系统 振动能量局部化现象

图 4 为谐波叶盘系统 12 叶片振动幅值频率响应曲线图。X, Y, Z 轴坐标值分别表示激振频率与叶片固有频率的比值即无量纲化的激振频率 ω/ω_0 , 12 个叶片序号(按激振力的相位差排列)和叶片振动幅值 x 。

众所周知, 线性谐波叶盘系统各叶片的振动幅值频率响应保持一致, 不会出现振动能量局部化现象, 而振动能量局部化主要是由于失谐所引起。但是 Georgiades F 等^[14-15]研究发现含三次非

线性刚度的谐调叶盘系统也可能出现振动局部化现象. 从图 4 中可知, 含非线性摩擦阻尼的谐调叶盘系统同样也可能产生振动能量局部化现象.

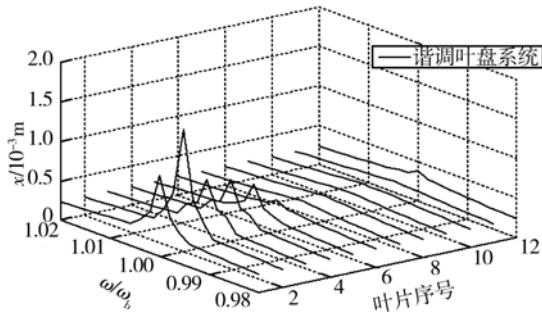


图 4 谐调叶盘系统 12 叶片幅值频率响应曲线
Fig. 4 Amplitude-frequency curves for 12 blades of turned bladed disks

由此可见, 关于导致叶片高周疲劳破坏的振动能量局部化机理研究, 不能只限于研究失谐或非线性刚度引起的振动能量局部化, 还需考虑非线性摩擦等因素引起的振动能量局部化.

2.2 干摩擦力随机失谐的叶盘系统振动特性

2.2.1 干摩擦随机失谐程度的影响

图 5 反映了干摩擦随机失谐影响下 12 叶片幅值频率响应规律. 图中 R 为耦合强度, ζ 为黏性阻尼比, P 为激振力幅值与摩擦力幅值比. 从图 5 可知, 叶片 2 的共振幅值最大, 是我们最关注的. 为更直观地分析失谐叶盘系统的振动特性, 图 6~图 9 均为最大幅值 $x_{\max}$ (叶片 2) 的频率响应切面图. 图 6 为干摩擦随机失谐程度影响下最大幅值频率响应曲线图.

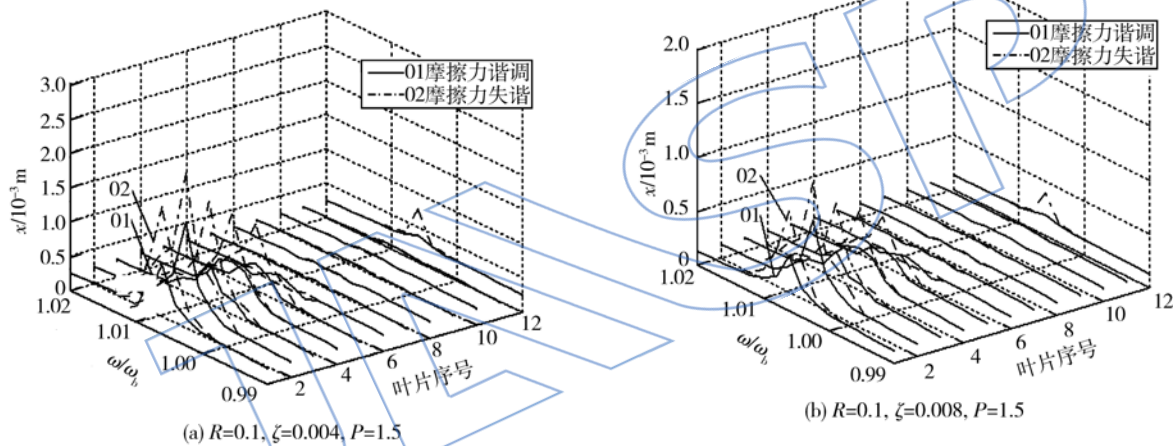


图 5 干摩擦随机失谐影响下 12 叶片幅值频率响应曲线
Fig. 5 Amplitude-frequency curves for 12 blades of random mistuned bladed disks

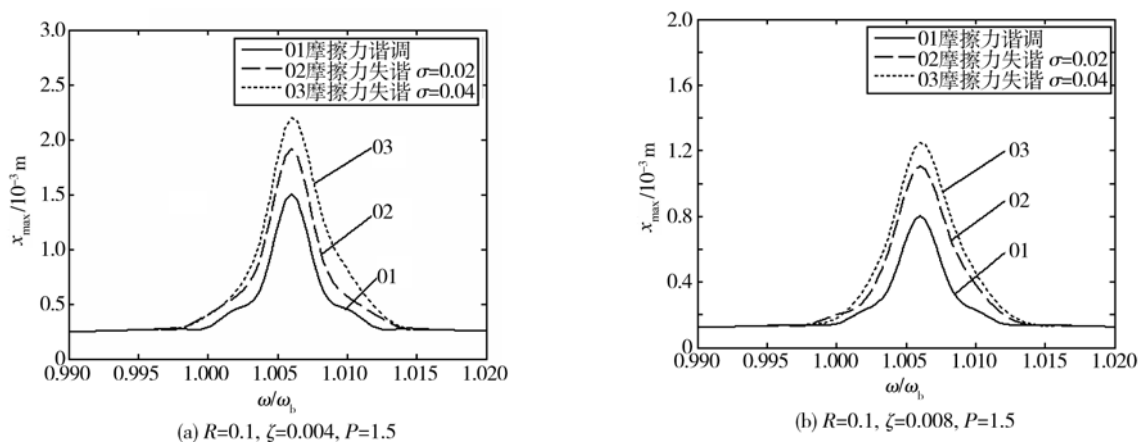


图 6 干摩擦随机失谐程度影响下最大幅值频率响应曲线
Fig. 6 Effect curves for the random mistuning degree of dry friction damping

从图5和图6可知,干摩擦随机失谐加剧了叶盘系统的振动局部化,并随着失谐程度的增加进一步加剧;此外也一定程度上增大了叶盘系统共振区域和共振频率.说明干摩擦随机失谐削弱了阻尼件的减振性能,且这种减振性能会随着随机失谐程度增加而进一步降低.

2.2.2 耦合强度的影响

图7反映的是在黏性阻尼比为0,0.004,0.008下,耦合强度对失谐叶盘系统最大共振幅

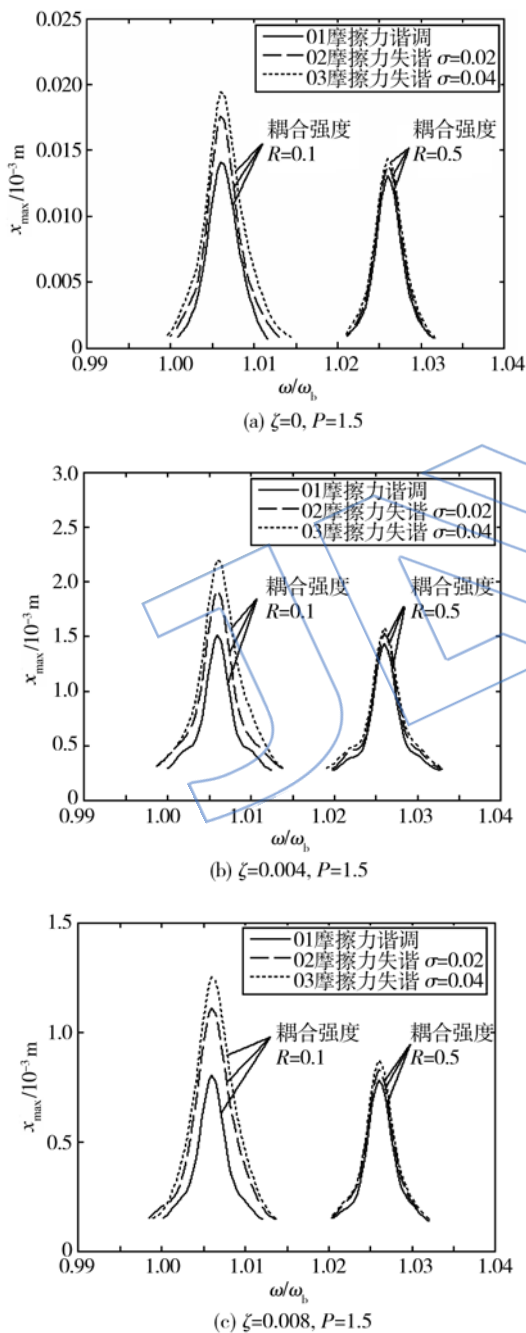


图7 耦合强度影响下最大幅值频率响应曲线
Fig. 7 Effect curves for the strength of coupled stiffness

值的影响规律.

从图7可知,干摩擦随机失谐在不同耦合强度下对叶盘系统最大振动幅值影响存在较大差异.叶盘系统刚度耦合越弱,其对干摩擦随机失谐越敏感;而干摩擦随机失谐对强耦合叶盘系统基本无影响.

2.2.3 黏性阻尼比的影响

图8反映的是弱耦合和强耦合失谐叶盘系统最大共振幅值随黏性阻尼比变化的规律.表1为黏性阻尼比影响下共振频率最大幅值增加百分比.

从图8(a)可知,在弱耦合叶盘系统中,干摩擦随机失谐使黏性阻尼对叶盘系统共振幅值的抑制作用降低,且黏性阻尼比大的叶盘系统对于干摩擦随机失谐比较敏感(表1).在强耦合系统中,干摩擦失谐基本不影响黏性阻尼比对叶盘系统的抑制作用(图8(b)).

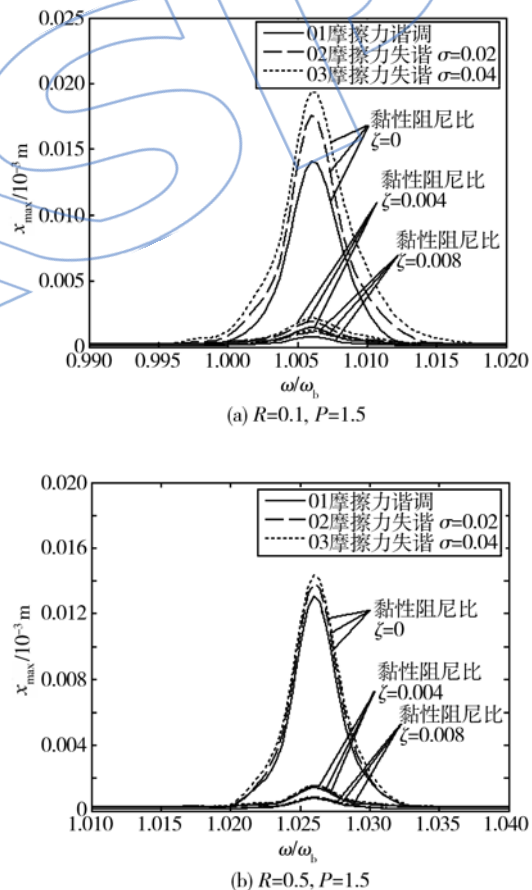


图8 黏性阻尼比影响下最大幅值频率响应曲线
Fig. 8 Effect curves for the viscous damping ratio

2.2.4 激振力幅值与摩擦力幅值比的影响

图9反映的是激振力与摩擦力幅值比影响下失谐叶盘系统最大共振幅值频率响应规律.

随着激振力幅值与摩擦力幅值比(P值)的减

表 1 黏性阻尼比影响下共振频率最大幅值增加百分比
Table 1 Effect of the viscous damping ratio on vibration frequency

振动幅值		黏性阻尼比 ζ		
		0	0.004	0.008
谐调	幅值/m	0.014 048	0.001 503	0.000 801
	幅值/m	0.017 553	0.001 917	0.001 108
失谐 $\sigma=0.02$	增幅/%	24.95	27.53	38.29
	幅值/m	0.019 372	0.002 200	0.001 250
失谐 $\sigma=0.04$	增幅/%	37.89	46.36	55.94

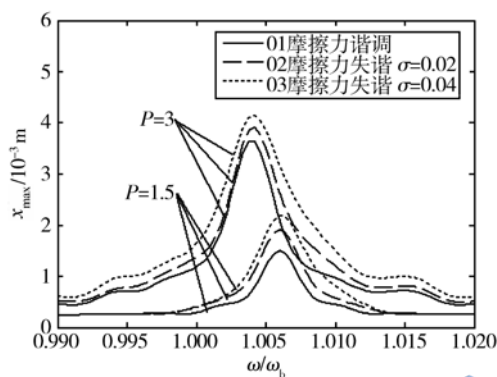


图 9 激振力幅值与摩擦力幅值比影响下最大幅值频率响应曲线($R=0.1, \zeta=0.004$)

Fig. 9 Effect curves for the amplitude ratio of excitation to dry friction damping ($R=0.1, \zeta=0.004$)

小,共振频率会增大(摩擦力增加增大了系统的等效刚度),且干摩擦随机失谐使叶盘系统共振幅值增加越大,导致叶盘系统对于摩擦随机失谐更敏感(图 9). 这说明干摩擦随机失谐主要影响摩擦力较大的叶盘系统,且可以通过改变摩擦力大小来适当避开叶盘系统的共振频率.

3 结 论

与目前已有的研究相比,本文建立了更加接近实际的含非线性干摩擦阻尼失谐叶盘系统模型. 利用增量谐波平衡法仿真分析了在干摩擦力随机失谐的情况下,叶盘系统干摩擦力失谐度、耦合强度、黏性阻尼比等系统参数对叶盘系统受迫响应的规律. 研究表明:

1) 不仅失谐和非线性刚度可能导致叶盘系统产生振动能量局部化现象,含非线性摩擦阻尼的谐调叶盘系统同样也可能产生振动能量局部化现象. 因此,关于导致叶片高周疲劳破坏的振动能量局部化机理研究,不能只限于研究失谐和非线

性刚度引起的振动能量局部化,还需考虑非线性摩擦等因素引起的振动能量局部化.

2) 干摩擦力随机失谐加剧了结构谐调的叶盘系统振动局部化,消弱了摩擦阻尼件的减振性能,并且这种减振性能会随着随机失谐程度增加而进一步降低.

3) 黏性阻尼比较大的弱耦合叶盘系统对摩擦力随机失谐比较敏感,且干摩擦力随机失谐主要影响摩擦力较大的叶盘系统.

参考文献:

- [1] Sinha A, Griffin J H. Effects of static friction on the forced response of frictionally damped turbine blades[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(1): 65-69.
- [2] 徐自立, 常东峰, 刘雅琳. 基于微滑移解析模型的干摩擦阻尼叶片稳态响应分析[J]. 振动工程学报, 2008, 21(5): 505-510.
XU Zili, CHANG Dongfeng, LIU Yalin. Forced response analysis of blade system with dry friction damper using one-bar microslip analytic model [J]. Journal of Vibration Engineering, 2008, 21(5): 505-510. (in Chinese)
- [3] Wei S T, Pierre C. Effect of dry friction damping on the occurrence of localized forced vibrations in nearly cyclic structures [J]. Journal of Sound and Vibration, 1989, 129(3): 397-416.
- [4] Petrov E P. A method for use of cyclic symmetry properties in analysis of nonlinear multi-harmonic vibrations of bladed disks[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2004, 126(1): 175-183.
- [5] Petrov E P. Method for direct parametric analysis of nonlinear forced response of bladed disks with friction contact interface[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2004, 126(4): 654-662.
- [6] Ender C H, Nevzat O. Nonlinear vibration analysis of bladed disks with dry friction dampers [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 295(3-5): 1028-1043.
- [7] Cha D, Sinha A. Statistics of responses of a mistuned and

- frictionally damped bladed disk assembly subjected to white noise and narrow band excitations[J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2006, 21(4): 384-396.
- [8] Petrov E P, Ewins D J. Generic friction models for time-domain vibration analysis of bladed disks[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2004, 126(1): 184-192.
- [9] 王红建, 贺尔铭, 余仕侠. 具有干摩擦散乱失谐的叶盘受迫响应特性[J]. 航空动力学报, 2006, 21(4): 711-715.
WANG Hongjian, HE Erming, YU Shixia. Forced response characteristics of bladed disk with disordered dry friction[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(4): 711-715. (in Chinese)
- [10] Cameron T M, Griffin J H. An alternating frequency/time domain for calculating the steady-state response of nonlinear dynamic systems[J]. Journal of Applied Mechanics, 1989, 56(1): 149-154.
- [11] Cardona A. A multiharmonic method for nonlinear vibration analysis [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1994, 37(9): 1593-1608.
- [12] Cheung Y K, Chen S H, Lau S L. Application of the incremental harmonic balance method to cubic nonlinearity systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 140(2): 273-286.
- [13] 陈树辉. 强非线性振动系统的定量分析方法[M]. 北京: 科学出版社, 2007.
- [14] Georgiades F, Peeters M, Kerschen G, et al. Nonlinear mode analysis and energy localization in a bladed disk assemble[R]. ASME GT2008-51388, 2008.
- [15] Georgiades F, Peeters M, Kerschen G, et al. Modal analysis of a nonlinear periodic structure with cyclic symmetry[J]. AIAA Journal, 2009, 47(4): 1014-1024.