

某涡扇发动机涡轮叶片动测应变 模态频移现象分析

黄行蓉^{1,2}, 孙 赫³, 吴 坚⁴, 范兴超⁴, 沈庆阳⁴, 张大义^{5,6}

- (1. 北京航空航天大学 中法工程师学院, 北京 100191;
2. 北京航空航天大学 杭州创新研究院, 杭州 310023;
3. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 102206;
4. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 成都 610500;
5. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 102206;
6. 北京航空航天大学 航空发动机结构强度北京市重点实验室, 北京 102206)

摘 要: 某高推质比涡扇发动机高压涡轮叶片采用缘板干摩擦阻尼设计, 以降低叶片振动应力; 在核心机地面台架试车中, 应变测试数据的频域特征出现漂移现象, 振动能量在频域内呈现出窄带随机的特征。围绕该现象, 基于试验数据建立了考虑缘板阻尼块影响的单个叶片等效模型, 基于时域积分算法和非线性模态理论计算了不同转速下系统的响应特征、摩擦力特征、共振频率特征和摩擦阻尼特征。研究表明: 转速波动会影响系统的振动响应频域分布特征和共振频率分布范围: 在 11 713 r/min 转速状态, 9 倍频会激起 1 756~1 952 Hz 频率带的共振; 在 13 500 r/min 转速状态, 8 倍频会激起 1 800 Hz 频率附近的共振; 在 13 687 r/min 转速状态, 8 倍频会激起 1 596~1 824 Hz 频率带的共振; 在稳定转速条件下, 干摩擦力在最大和最小值之间反复跳变, 起到摩擦阻尼效用的同时, 带来系统附加刚度的不稳定变化; 非线性模态计算结果表明叶片模态频率随振动响应幅值的变化而变化, 叶片刚度变化或摩擦力幅值增大均可使叶片模态频率区间变大。

关 键 词: 叶片动测数据; 缘板阻尼; 非线性模态; 模态频移; 窄带随机特征

中图分类号: V214.1

文献标志码: A

Analysis of resonant frequency shift phenomenon raised from dynamic strain measurement data of turbine blade in a turbofan engine

HUANG Xingrong^{1,2}, SUN He³, WU Jian⁴, FAN Xingchao⁴,
SHEN Qingyang⁴, ZHANG Dayi^{5,6}

- (1. Sino-French Engineering School, Beihang University, Beijing 100191, China;
2. Hangzhou Innovation Institute, Beihang University, Hangzhou 310023, China;
3. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing 102206, China;
4. Sichuan Gas Turbine Establishment, Aero Engine Corporation of China, Chengdu 610500, China;
5. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 102206, China;
6. Beijing Key Laboratory of Aero-Engine Structure and Strength, Beihang University, Beijing 102206, China)

收稿日期: 2022-04-03

基金项目: 国家自然科学基金(52105083, 52175071); 国家科技重大专项(J2019-IV-0023-0091); 先进航空动力创新工作站(HKCX2020-02-016)

作者简介: 黄行蓉(1989—), 女, 副教授、硕士生导师, 博士, 主要从事航空发动机结构振动和非线性动力学研究。

通信作者: 张大义(1979—), 男, 副教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机结构振动与控制 and 转子动力学研究。

E-mail: dayi@buaa.edu.cn

引用格式: 黄行蓉, 孙赫, 吴坚, 等. 某涡扇发动机涡轮叶片动测应变模态频移现象分析[J]. 航空动力学报, 2022, 37(11): 2388-2397. HUANG Xingrong, SUN He, WU Jian, et al. Analysis of resonant frequency shift phenomenon raised from dynamic strain measurement data of turbine blade in a turbofan engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(11): 2388-2397.

Abstract: A high-pressure turbine blade of a high thrust-to-weight ratio turbofan adopted edge plate damper design to reduce the vibration stress of the blade. During the core machine ground bench test, the frequency-domain characteristics of the strain test data showed drift phenomenon, and the vibration energy presented random feature in a narrow frequency band. The phenomenon was discussed and analyzed at first. Then the equivalent model of a single blade considering the influence of the edge plate damper was established according to test data. Based on the time integration method and the nonlinear modal theory, the response characteristics, friction characteristics, resonant frequency characteristics and friction damping characteristics of the system were calculated under different rotation speeds. The simulation results showed that the rotation speed fluctuation affected the frequency domain distribution characteristics of the vibration response and the resonant frequency range distribution of the system: at 11 713 r/min, the nonuple excitation order induced the resonance frequency band of 1 756—1 952 Hz, at 13 500 r/min, the octuple excitation order induced the resonance frequency around 1 800 Hz, and at 13 687 r/min, the octuple excitation order induced the resonance frequency band of 1 596—1 824 Hz. Under stable rotational speed, the dry friction force jumped alternatively between the maximum and minimum values, which reflected a friction damping effect and brought about unstable changes in the additional stiffness of the system. The nonlinear modal theory results showed that the modal frequency of the damped blade changed with the vibration response amplitude. The decrease of the blade stiffness or the increase of the friction force amplitude can enlarge the modal frequency range.

Keywords: dynamic test data of blade; edge plate damper; nonlinear mode; modal frequency shift; narrow-band random feature

振动引起的叶片高周疲劳破坏是航空燃气涡轮发动机叶片多发的故障模式,其中涡轮叶片由于服役时处于高温、高压、高离心负荷的载荷环境中,再叠加转静子干涉形成的交变气动激励作用,使其振动故障诱发机理的分析难度大幅度提高。缘板干摩擦阻尼结构具有高温适用性强、结构简单、离心负荷小且对发动机气动性能无不利影响等优点,成为高压涡轮叶片的主要减振设计手段。干摩擦阻尼结构的引入,必然带来系统的非线性特性,摩擦副存在黏滞、滑移甚至分离等多种物理状态,因而改变系统的共振频率和响应幅值。

采用理论计算和试验测试研究带干摩擦阻尼叶片的振动响应特性是分析问题的两个重要途径。近年来,国内外学者在理论计算方面,开展了大量的研究工作。Griffin 和 Sinha 等提出叶片阻尼器结构的一维恒正压力集总参数简化模型^[1-2];单颖春、李琳等结合航空发动机中典型干摩擦阻尼结构对接触运动学模型进行了综述^[3-4];Gagnon 等对 10~1 kHz 工作频段内的单向阻尼器适用模型和试验方法进行了系统性的阐述^[5]。Cameron 和 Griffin 提出将时频转换算法求解非线性动力学响应特性^[6];Charleux 等采用谐波平衡算法求解了阻

尼器对叶片响应特性的影响^[7];Petrov 和 Ewins 对接触面状态进行了精确建模并采用谐波平衡-时域积分综合算法求解了系统响应特征^[8];Nacivet 等采用动态拉格朗日算法计算了考虑叶片阻尼系统的振动特性^[9];Laxalde、黄行蓉、Joannin、Hong 等采用非线性模态算法计算了叶片阻尼系统的动力学特性^[10-14]。

基于上述模型和方法,一些学者进一步系统研究各类干摩擦阻尼结构的关键设计参数及对动力学特性的影响规律,为叶片干摩擦阻尼结构的优化设计提供了重要数据参考。例如: Petrov 和 Ewins 分析了接触面状态对叶盘结构响应特性的影响^[15];Menq 和徐自力等分析了微滑移特征对响应特性的影响^[16-18];张大义等分析了缘板阻尼器结构参数对转子叶片振动特性的影响以及阻尼结构优化设计方法^[19-20]。

但目前公开文献中的试验研究,大多基于实验室条件下的非旋转态或旋转态试验器,鲜有对实际航空发动机中涡轮叶片振动测试结果的公开报道。这是由于涡轮叶片的环境温度高、转速高、气流冲刷力大,应变片应用于涡轮叶片进行振动应力测试的成本极高。而在真实发动机条件下,叶片承受载荷的复杂程度远远高于实验室条件,

这导致在发动机中叶片振动应力动测数据的特征更为复杂,工程实际中经常出现难以解释的现象。例如:某涡扇发动机高压涡轮叶片,在实际工作状态下应变测试数据的频域特征出现漂移现象,振动能量在频域内呈现出窄带随机的特征。由于缺少具有针对性的公开文献的借鉴,带来工程人员的困惑,影响了型号研制进程。

本文针对该问题,对试验现象进行阐述的基础上,进一步分析在发动机转速和外界激励幅值存在波动的情况下,带缘板干摩擦阻尼结构涡轮叶片的响应特征和模态特征,旨在揭示上述现象内在的非线性动力学行为机理,以期对振动数据分析和工程设计提供参考。

1 试验现象分析

某高推质比涡扇发动机高压涡轮叶片采用缘板干摩擦阻尼设计,以降低叶片振动应力,但在核心机的地面台架试车中,仍反复出现振动导致的叶片高周疲劳失效。由于高压涡轮高转速、高温环境的客观限制,为进一步监测叶片振动响应随转速的变化情况,只能采用少量数目的高温应变片测试叶片振动应力。依据早期试车数据,识别出1阶弯曲模态是该叶片高周疲劳的主要振动模式,因此应变片粘贴于叶片叶盆根部,沿着叶片径向的方向贴片,如图1所示。该发动机燃烧室采用甩油盘供油,涡轮叶片的主要激振阶次来源于静子导流叶片和燃烧室的出口流场不均。

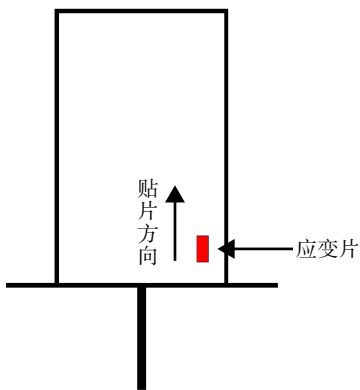


图1 叶片根部应变片粘贴示意图

Fig. 1 Diagram of strain gauge at the root of the blade

图2为一段时间内发动机的转速变化情况,表明发动机转速在试验时进行了多次加减速。图3为对该时间段内动测数据进行快速傅里叶变换(fast fourier transform, FFT)获得的频域特征,200 Hz左右为转动频率,转速的8倍频和9倍频

对应的1600 Hz和1800 Hz附近测量到较大应变值;结合有限元计算结果可知,在1794 Hz附近为叶片的1阶弯曲模态频率。

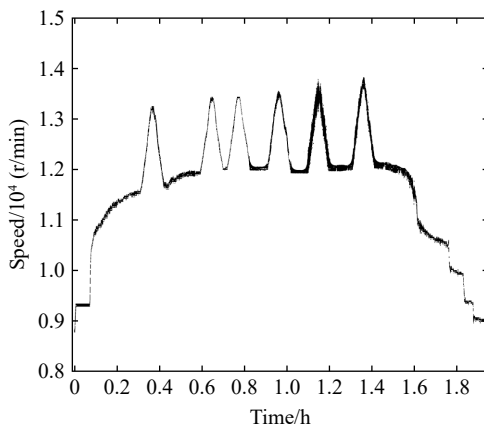


图2 发动机转速变化曲线

Fig. 2 Engine speed variation curve

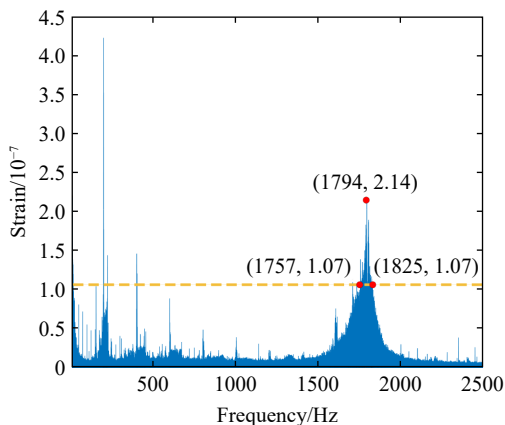


图3 叶片动测结果的频域特征

Fig. 3 Spectrum characteristics of blade dynamic test results

进一步观察图3可知,依据动测应变数据分析得到的模态频率存在较大散度,在频域上表现出窄带随机特征,以1794 Hz频率的响应峰值的50%为界定值,该阶模态频率波动范围为1757~1825 Hz。在基于台架试车的叶片动应变测试中,叶片模态频率鲜有上述的窄带随机特征出现,在公开文献中也未有过类似报道。对于这种“异常”频域特征是否代表着叶片处于不稳定的危险性振动状态,需要给予深入分析,以避免叶片发生疲劳断裂故障的潜在风险。

针对应变动测数据,进一步采用短时傅里叶变换(short-time Fourier transform, STFT)获得其时频域特征,如图4所示。可见,转速的8倍频激励和9倍频激励能量,会激起叶片的1阶弯曲模态的共振,在图4可以看到明显的振幅放大现象。

与其他发动机动测数据的时频域特征图相比,该测试结果出现频率值散度大、受转速影响明显的现象。

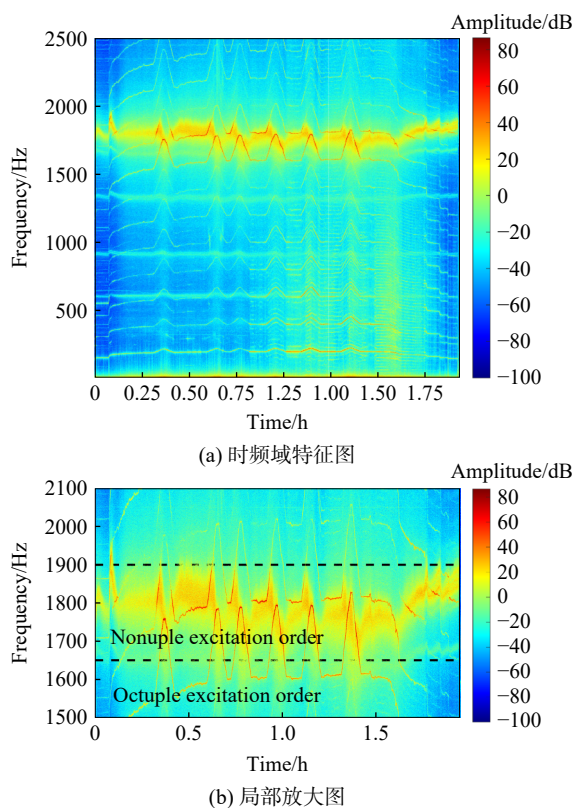


图 4 动测数据时频域特征

Fig. 4 Time-frequency characteristics of dynamic test results

基于转速和应变动测数据进一步绘制坎贝尔图,如图 5 所示,可观测到 8 倍频激励、9 倍频激励、10 倍频激励、11 倍频激励和 12 倍频激励能量均在 1 757~1 825 Hz 区域激起共振。与图 4 观测到的现象一致,Campbell 图中该频段内振幅放大现象对应的频率值散度大、受转速影响明显。

初步分析产生上述现象的原因如下: 缘板阻

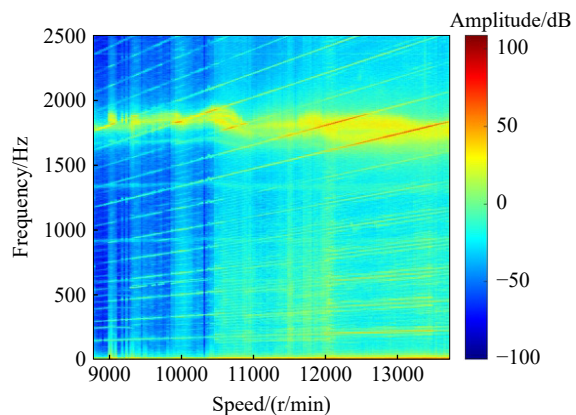


图 5 动测数据 Campbell 图

Fig. 5 Campbell diagram of dynamic test results

尼块工作过程中压紧力受转速影响并与转速平方成线性,因此转速升高时,压紧力增加、系统附加刚度增强,进而带来模态频率增加。以图 4 为例,响应峰值对应的频率在约 1 757~1 825 Hz 之间波动,在转速较低时,9 倍频的激励力频率接近叶片模态频率,带来振动响应的放大;随转速升高,9 倍频激励逐渐远离共振点,同时由于系统模态频率也随之增大,因此在转向 8 倍频激励激起共振的过程中,系统一直表现为比较大的增幅,呈现出在一个频段内均出现振幅放大的情况。

本案例是叶片在高转速下出现的疲劳断裂,依据应变片的测试结果确定了共振阶次(叶片 1 阶模态)和振动应力值,进一步换算获得叶片整体和阻尼器位置的相对振动位移。为了解释以上试验现象,本文将基于叶片几何和材料参数建立单个叶片的等效模型,根据涡轮叶片缘板和缘板阻尼块的接触面特征建立摩擦力简化模型,采用时域积分算法求解系统的响应特征和接触面上摩擦力特征,采用非线性模态理论分析系统的非线性模态特征。特别地,当系统转速出现波动时,缘板、阻尼块和叶片的接触面状态随之波动,外激励幅值随之波动,系统的响应特征和接触面上的摩擦力特征也会发生变化,故本文将重点从如下两个方面解释上述试验现象:

1) 响应角度,当转速波动时,外激励幅值出现波动,缘板阻尼块由于离心作用产生的正压力也会随之波动,系统响应幅值也将产生波动。

2) 模态角度,当转速波动时,缘板阻尼块由于离心作用产生的正压力也会随之波动,受干摩擦接触面的摩擦力影响,考虑缘板阻尼块影响的叶片系统共振频率会产生波动,即在测试中,当流体激励幅值或转速产生波动时,共振频率将产生漂移。

2 理论模型

取单个叶片模型为研究对象,榫头处施加全约束,考虑叶片根部的缘板阻尼块干摩擦力对叶片振动特性的影响,如图 6 所示。由于仅关注 1 阶弯曲振动,因此可以建立其等效的单自由度弹簧质量模型如图 7 所示。

叶片 1 阶弯曲模态的振型与叶尖受横向力作用时的变形特征相似,因此可以基于静力学计算,换算得到叶片等效刚度为 $k = 3.1765 \times 10^7$ N/m,基于瑞利法可近似换算获得叶片等效质量为 $m = 250$ g。

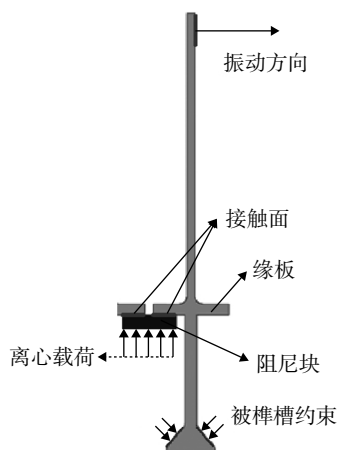


图 6 叶片缘板干摩擦阻尼结构原理模型

Fig. 6 Sketch model of blades with edge plate damper

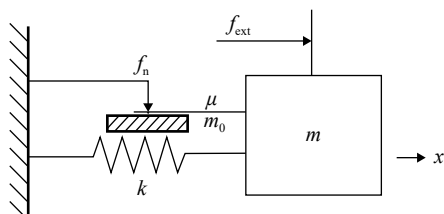


图 7 带缘板干摩擦阻尼块的单个叶片单自由度振动模型

Fig. 7 Equivalent model of a single blade with edge plate damper

此外,该缘板阻尼块质量 $m_0 = 1\text{ g}$,缘板阻尼块质心半径为 $r = 0.3\text{ m}$,接触面上正压力由缘板阻尼块离心力产生,为 $f_n = m_0\omega_0^2 r$ 。图 7 中 μ 为摩擦因子, x 为位移。

根据图 2 所示发动机转速变化情况,设转速 ω_0 在 $11\,800 \sim 13\,800\text{ r/min}$ 之间变化。静子导流叶片和燃烧室的出口流场不均,高压涡轮叶片承受的激励载荷呈现转速基频及其倍频成分叠加的特征,脉动载荷的各阶次时域幅值 αf_n 按经验值 100 N 处理。设外激励力 f_{ext} :

$$f_{\text{ext}} = \sum_{i=1}^{\infty} \alpha f_n \cos(i\omega_0 t) \quad (1)$$

不考虑干摩擦阻尼影响时,根据模型的质量和刚度关系可知,其 1 阶模态频率为 $f = 1\,794\text{ Hz}$ 。

考虑干摩擦阻尼影响时,采用经典双曲正切函数模型刻画接触面上的摩擦力^[21],则叶片受到缘板阻尼块的摩擦力 f_{nl} 为

$$f_{\text{nl}} = -\mu f_n \tanh(\kappa \dot{x}) \quad (2)$$

其中摩擦因数使用阻尼块材料 GH536 和叶片材料 DD6 配合的滑动摩擦因数的平均值 0.1。正压力由缘板阻尼块离心力产生,摩擦模型中双曲正切函数模型中的常数取 $\kappa = 2.5 \times 10^{-5}\text{ s/m}$, $\dot{x}$ 为

叶片振动速度。

综上,考虑缘板干摩擦阻尼块影响的叶片受迫振动运动方程如下:

$$m\ddot{x} + kx + \mu m_0 \omega_0^2 r \tanh(\kappa \dot{x}) = \sum_{i=1}^{\infty} \alpha f_n \cos(i\omega_0 t) \quad (3)$$

其中 x 表示叶片位移, $\ddot{x}$ 表示叶片振动加速度。由于干摩擦阻尼力 f_{nl} 为与叶片振动速度 $\dot{x}$ 和叶片转速 ω_0 相关的非线性力,故系统中考虑缘板阻尼块干摩擦力影响时,其自由振动运动方程中包含非线性力项,为非线性系统。分析方程左端非线性力项可知,由于干摩擦非线性力与叶片转速 ω_0 相关,转速增大,系统附加刚度增大,共振频率升高,即非线性系统共振频率受转速 ω_0 影响。当激励频率与系统固有频率接近时,将带来叶片振动响应的放大。此外,由于系统内部阻尼一般难以获得,而本文将重点讨论转速波动对系统共振频率造成的频移特性和响应幅值的波动特性,故本文分析中将忽略结构内部阻尼的影响,保留激励载荷倍频阶次至 12 阶。

3 转速波动对考虑缘板阻尼非线性的叶片响应特征的影响

结合图 3 中叶片动测数据结果,以 $1\,794\text{ Hz}$ 频率的响应峰值的 50% 为界定值,动测应变数据分析得到的模态频率在 $1\,757 \sim 1\,825\text{ Hz}$ 之间波动。接下来将分析 $11\,713$ 、 $13\,500\text{ r/min}$ 和 $13\,687\text{ r/min}$ 这 3 个转速下,叶片的响应特性和摩擦力时频特征。

当叶片转速为 $11\,713\text{ r/min}$ 时,求解该转速下受缘板阻尼块干摩擦力影响的叶片运动方程,可得叶片位移和摩擦力的时域曲线、频域特征及迟滞回线如图 8 所示。

当转速为 $11\,713\text{ r/min}$ 时,由图 8 可以观察到以下现象:①受到各阶次等幅激励的叶片位移响应由一系列谐波叠加而成,响应成分中以 $1\,756\text{ Hz}$ 谐波为主,对应转速的 9 倍频,即该转速的 9 倍频使得叶片响应被放大;此外,响应谐波幅值次高峰为 $1\,952\text{ Hz}$,对应转速的 10 倍频,可推算系统共振频率在 $1\,756 \sim 1\,952\text{ Hz}$ 之间,更接近 $1\,756\text{ Hz}$ 。②摩擦力在最大值 45.14 N 和最小值 -45.14 N 之间反复跳变,起到摩擦阻尼减振作用;其主要谐波成分同样为 $1\,756\text{ Hz}$ (9 倍频), $1\,952\text{ Hz}$ (10 倍频)次之,故该转速下缘板阻尼器主要在 $1\,756\text{ Hz}$ 和 $1\,952\text{ Hz}$ 发挥作用。

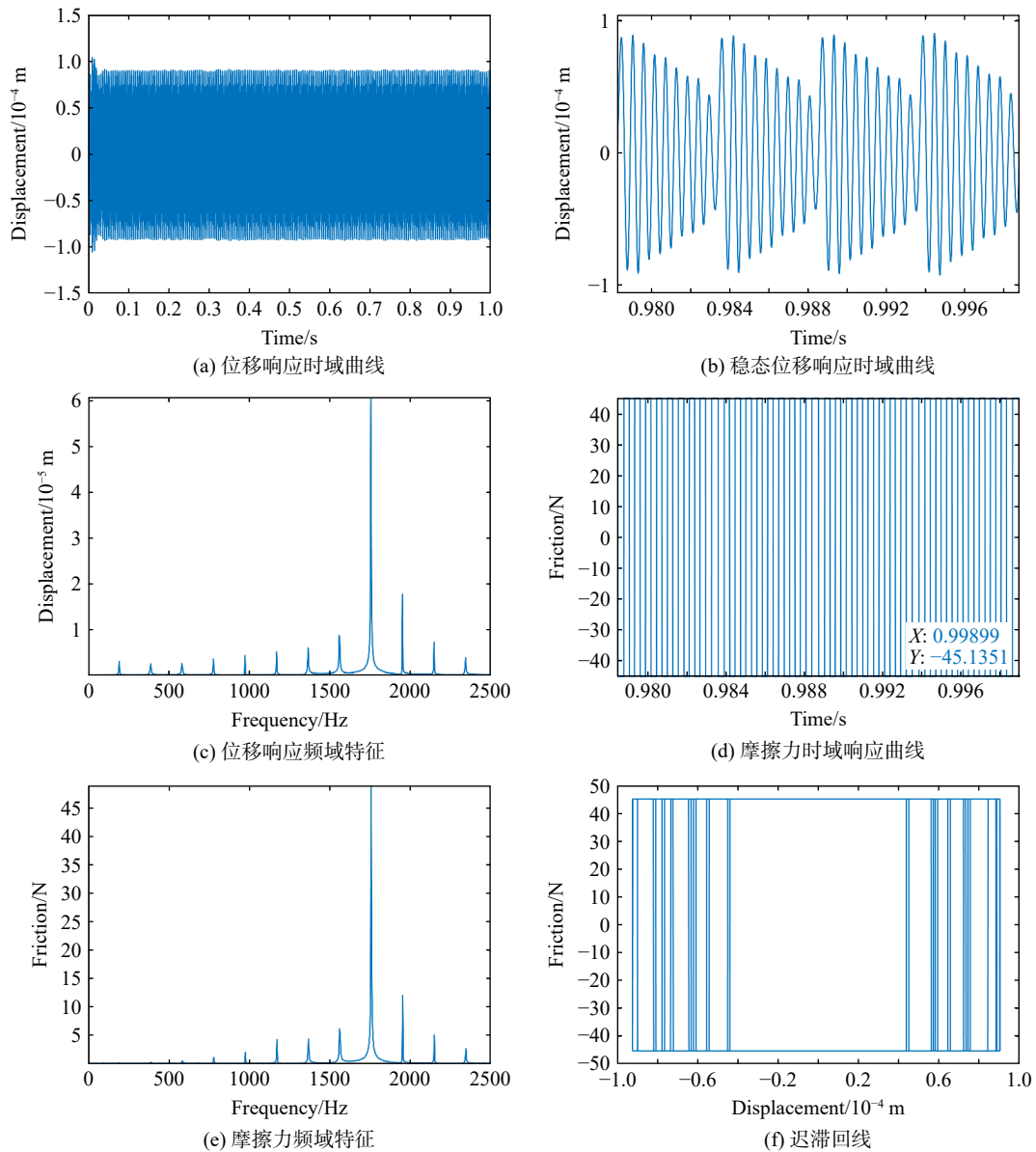
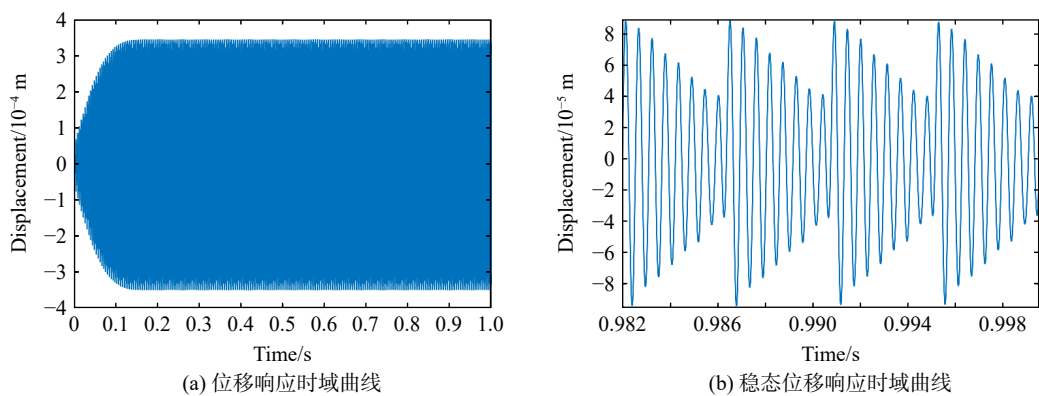


图 8 转速为 11 713 r/min 时系统的响应和摩擦力特征

Fig. 8 Forced response and friction force curves under the rotation speed of 11 713 r/min

当叶片转速为 13 500 r/min 时, 求解该转速下考虑缘板阻尼器干摩擦力影响的叶片运动方程,

可得叶片位移和摩擦力的时域曲线、频域特征及迟滞回线如图 9 所示。



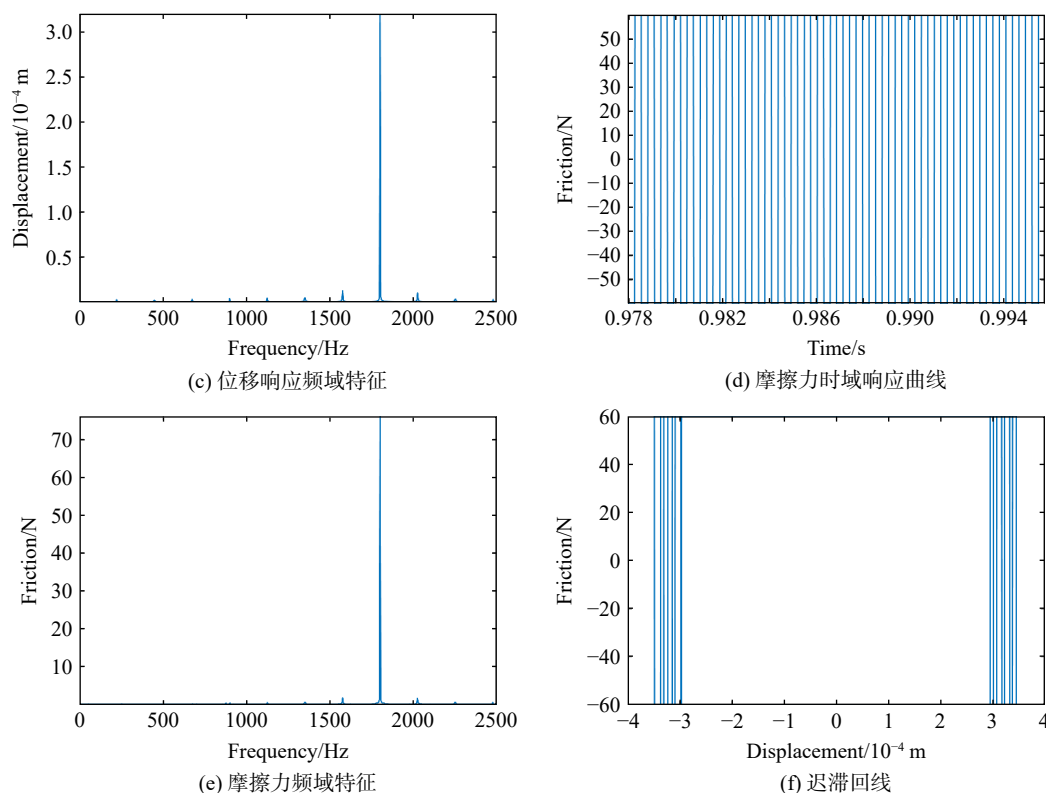


图 9 转速为 13 500 r/min 时系统的响应和摩擦力特征

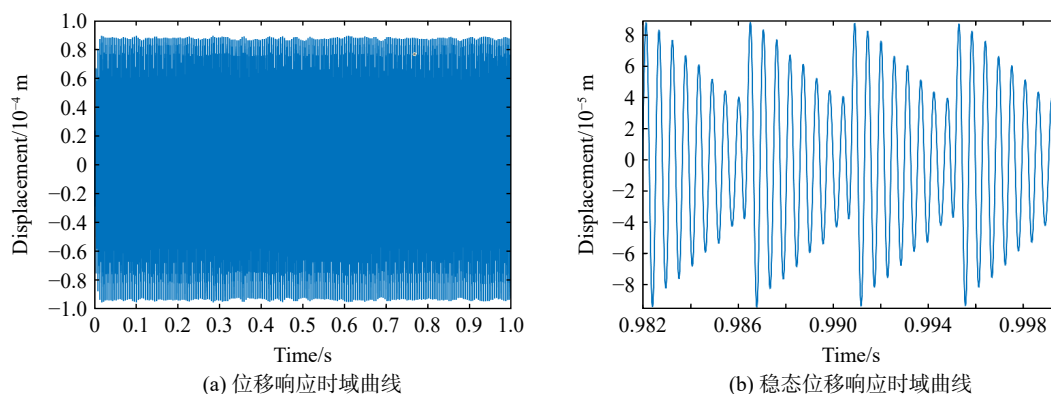
Fig. 9 Forced response and friction force curves under the rotation speed of 13 500 r/min

当转速为 13 500 r/min 时, 由图 9 可以观察到以下现象: ①叶片位移响应由 1 800 Hz 谐波主导, 对应转速的 8 倍频, 为该转速下最接近系统共振频率的倍频阶次, 会激起系统共振, 由此可推算系统共振频率在 1 800 Hz 左右。②摩擦力在最大值 59.96 N 和最小值 -59.96 N 之间反复跳变, 起到摩擦阻尼减振作用, 其主要谐波成分同样为 1 800 Hz (8 倍频), 故该转速下缘板阻尼器主要在 1 800 Hz 共振区发挥作用。

当叶片转速为 13 687 r/min 时, 求解该转速下考虑缘板阻尼器影响的系统运动方程, 可得叶片位移和摩擦力的时域曲线、频域特征及迟滞回线

如图 10 所示。

当转速为 13 687 r/min 时, 由图 10 可以观察到以下现象: ①叶片响应成分由 1 824 Hz 主导, 对应转速的 8 倍频, 即该转速的 8 倍频激励使得叶片响应被放大; 此外, 响应谐波中幅值次高峰为 1 596 Hz, 对应转速的 7 倍频, 可推算系统共振频率在 1 596~1 824 Hz 之间, 更接近 1 825 Hz。②摩擦力在最大值 61.63 N 和最小值 -61.63 N 之间反复跳变, 起到摩擦阻尼减振作用; 其主要谐波成分同样为 1 824 Hz, 对应转速的 8 倍频, 同时包含 1 596 Hz (7 倍频) 谐波成分, 故该转速下缘板阻尼器主要在 1 824 Hz 发挥作用。



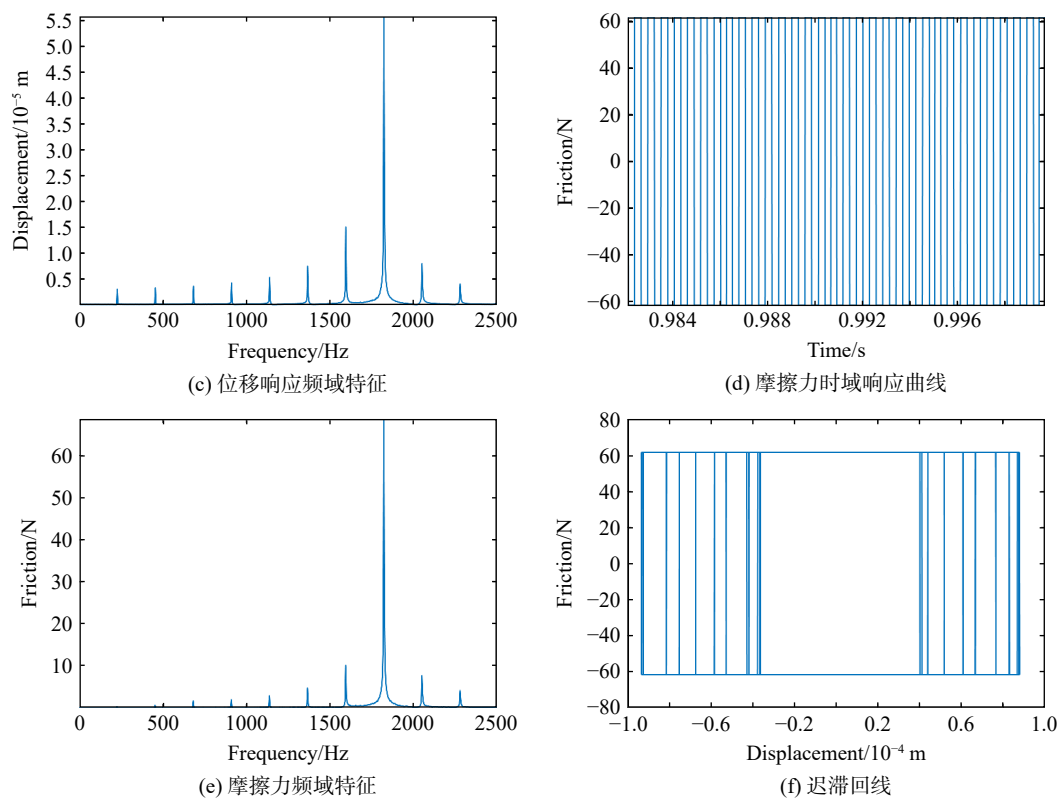


图 10 转速为 13 687 r/min 时系统的响应和摩擦力特征

Fig. 10 Forced response and friction force curves under the rotation speed of 13 687 r/min

综上,如表 1 所示,在以上 3 组不同的转速下,系统共振分别被转速的 9 倍频或 8 倍频激起,此时摩擦力在最大值和最小值之间来回跳变,缘板阻尼块在共振频率附近发挥阻尼减振左右。此外,不同的转速对应不同大小的摩擦力幅值,根据运动方程可知系统的附加刚度会发生变化,进而影响共振频率取值,3 个转速对应的 3 个共振频率分别为 1 756、1 800 Hz 和 1 824 Hz。

表 1 不同转速对应的系统共振频率和摩擦力			
Table 1 Resonance frequency and friction force corresponding to different rotation speeds			
转速/ (r/min)	激起共振 的倍频	最接近共振的 频率/Hz	摩擦力 幅值/N
11 713	9	1 756	45.14
13 500	8	1 800	59.96
13 687	8	1 824	61.63

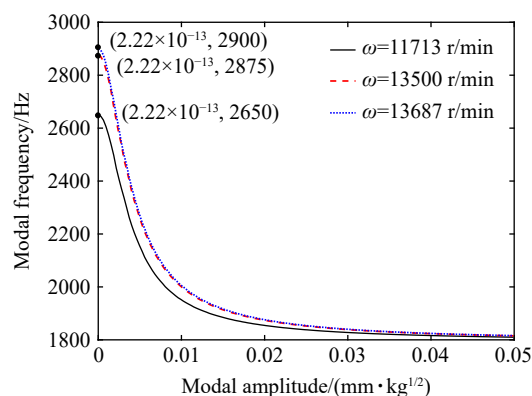
4 考虑摩擦阻尼非线性的叶片频率特性和阻尼特性

接下来,为了揭示非线性系统的共振频率特性,采用非线性模态理论^[13]求解考虑缘板阻尼

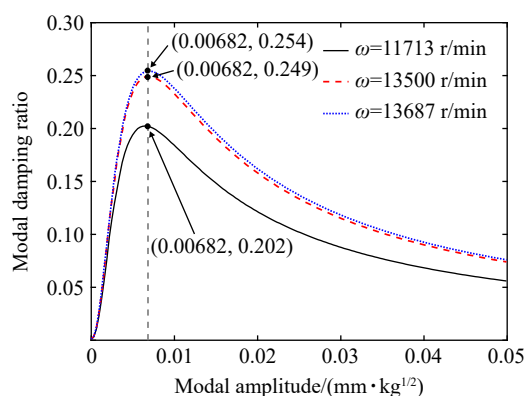
块影响的叶片系统在不同转速(ω)下(11 713、13 500 r/min 和 13 687 r/min)第 1 阶模态的共振频率和摩擦阻尼特性,如图 11 所示。

由图 11 可知,11 713 r/min 转速下,考虑缘板阻尼块影响的系统共振频率在 1 800~2 650 Hz 之间随系统振动响应幅值变化,当模态幅值为 6.8×10^{-3} mm 时,干摩擦产生的模态阻尼比达到最大值 25.4%; 13 500 r/min 转速下,考虑缘板阻尼块影响的系统共振频率在 1 800~2 875 Hz 之间随系统振动响应幅值变化,当模态幅值为 6.8×10^{-3} mm 时,干摩擦产生的模态阻尼比达到最大值 24.9%; 13 687 r/min 转速下,考虑缘板阻尼块影响的系统共振频率在 1 800~2 900 Hz 之间随系统振动响应幅值变化,当模态幅值为 6.8×10^{-3} mm 时,干摩擦产生的模态阻尼比达到最大值 20.2%。

可以观察到:①对于每一阶特定的转速,摩擦力幅值为常量,非线性系统的共振频率在黏滞状态对应的 1 阶共振频率和自由状态对应的 1 阶共振频率之间变化,具有振动幅值相关性,当系统激振力幅值产生波动时,振动幅值会随之产生波动,进而影响非线性系统的 1 阶共振频率在黏滞



(a) 模态频率随模态幅值变化曲线



(b) 模态阻尼比随模态幅值变化曲线

图 11 不同转速下模态频率/阻尼比随模态幅值变化曲线

Fig. 11 Variation curve of modal frequency / damping ratio with modal amplitude under different rotation speed

和自由对应的频率间波动。②当转速产生波动时,由于干摩擦正压力幅值产生变化,引起系统附加刚度改变,系统黏滞状态对应的 1 阶共振频率将产生变化,非线性系统的共振频率区间也将产生变化,且模态阻尼比最大值也将产生变化,系统的振动能量会随之产生波动。

此外,由于叶片榫头榫槽连接受转速波动影响,连接刚度会发生波动。考虑转速波动对叶片刚度影响时,若取 $k = 3.0468 \times 10^7$ N/m,可得线性系统共振频率降低,为 1756 Hz;取干摩擦力幅值为 9.8 N,可得考虑缘板阻尼块影响的黏滞状态的系统频率为 1825 Hz,可覆盖图 3 中以 1794 Hz 频率的响应峰值的 50% 为界定值划定的整个模态频率波动范围(1757~1825 Hz),该系统第 1 阶模态的共振频率如图 12 所示。

需要指出的是,若进一步降低叶片刚度,增大摩擦力幅值,系统第 1 阶模态的共振频率覆盖范围将进一步扩大。

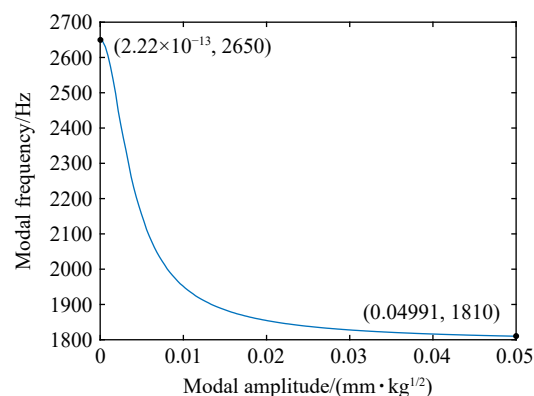


图 12 连接刚度改变后考虑缘板阻尼块影响的等效叶片模型第 1 阶模态频率随模态幅值变化曲线

Fig. 12 Variation curve of modal frequency with modal amplitude of the equivalent blade model with edge damper

5 结 论

1) 叶片动测数据表明,在不同转速状态下,叶片 1 阶弯曲的模态频率表现出明显的漂移特征。在 11 713 r/min 转速状态,9 倍频激励会激起 1756~1952 Hz 频率带的共振;在 13 500 r/min 转速下,8 倍频激励会激起 1800 Hz 附近频带的共振;在 13 687 r/min 转速状态,8 倍频激励会激起 1596~1824 Hz 频率带的共振。

2) 利用响应特性的数值结果对模态频率漂移的内在机理进行了分析。在稳定转速条件下,干摩擦力在最大和最小值之间反复跳变,起到摩擦阻尼效用的同时,带来系统附加刚度的不稳定变化。在 11 713、13 500 r/min 和 13 687 r/min 三个转速,叶片干摩擦力的谐波成分类似,幅值分别为 45.14、59.96 N 和 61.63 N,其中 13 500 r/min 转速下,转速 8 倍频最接近叶片-缘板阻尼块系统的共振频率。

3) 利用非线性模态理论进一步对模态频率漂移的内在机理进行了分析。非线性模态计算结果表明叶片模态频率随振动响应幅值的变化而变化,表现为 1800~2900 Hz 的区间特征。当模态幅值为 6.8×10^{-3} mm 时,干摩擦阻尼减振效果达到最优;叶片刚度减小或摩擦力幅值增大均可使叶片模态频率区间变大。

参考文献:

- [1] GRIFFIN J H, SINHA A. The interaction between mistuning and friction in the forced response of bladed disk assemblies[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985, 107(1): 205-211.
- [2] SINHA A, GRIFFIN J H, KIELB R E. Influence of friction dampers on torsional blade flutter[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, 108(2): 313-318.

- [3] 单颖春, 郝燕平, 朱梓根, 等. 干摩擦阻尼块在叶片减振方面的应用与发展[J]. *航空动力学报*, 2001, 16(3): 218-223.
SHAN Yingchun, HAO Yanping, ZHU Zigen, et al. Application and development of platform friction damper for depressing resonant vibration of blades[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2001, 16(3): 218-223. (in Chinese)
- [4] 李琳, 刘久周, 李超. 航空发动机中的干摩擦阻尼器及其设计技术研究进展[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(10): 2305-2317.
LI Lin, LIU Jiuzhou, LI Chao. Review of the dry friction dampers in aero-engine and their design technologies[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(10): 2305-2317. (in Chinese)
- [5] GAGNON L, MORANDINI M, GHIRINGHELLI G L. A review of friction damping modeling and testing[J]. *Archive of Applied Mechanics*, 2022, 90(1): 107-126.
- [6] CAMERON T M, GRIFFIN J H. An alternating frequency/time domain method for calculating the steady-state response of nonlinear dynamic systems[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1989, 56(1): 149-154.
- [7] CHARLEUX D, GIBERT C, THOUVEREZ F, et al. Numerical and experimental study of friction damping blade attachments of rotating bladed disks[J]. *International Journal of Rotating Machinery*, 2006(1): 1-13.
- [8] PETROV E P, EWINS D J. Analytical formulation of friction interface elements for analysis of nonlinear multi-harmonic vibrations of bladed disks[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(2): 364-371.
- [9] NACIVET S, PIERRE C, THOUVEREZ F, et al. A dynamic Lagrangian frequency-time method for the vibration of dry-friction-damped systems[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 265(1): 201-219.
- [10] LAXALDE D, SALLES L, BLANC L, et al. Non-linear modal analysis for bladed disks with friction contact interfaces[J]. *ASME Paper GT2008-50860*, 2008.
- [11] HUANG X R, JÉZÉQUEL L, BESSET S, et al. Nonlinear hybrid modal synthesis based on branch modes for dynamic analysis of assembled structure[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 99: 624-646.
- [12] JOANNIN C, THOUVEREZ F, CHOUVION B. Reduced-order modelling using nonlinear modes and triple nonlinear modal synthesis[J]. *Computers and Structures*, 2018, 203: 18-33.
- [13] 黄行蓉, 刘久周, 李琳. 基于非线性模态的复杂系统动力学特性分析方法[J]. *北京航空航天大学学报*, 2019, 45(7): 1337-1348.
HUANG Xingrong, LIU Jiuzhou, LI Lin. Dynamic characteristics analysis method of complex systems based on nonlinear mode[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2019, 45(7): 1337-1348. (in Chinese)
- [14] HONG J, YU P, ZHANG D, et al. Nonlinear dynamic analysis using the complex nonlinear modes for a rotor system with an additional constraint due to rub-impact[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 116: 443-461.
- [15] PETROV E P, EWINS D J. Effects of damping and varying contact area at blade-disk joints in forced response analysis of bladed disk assemblies[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128(2): 403-410.
- [16] MENQ C H, BIELAK J, GRIFFIN J H. The influence of microslip on vibratory response: Part I a new microslip model[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1986, 107(2): 279-293.
- [17] MENQ C H, GRIFFIN J H, BIELAK J. The influence of microslip on vibratory response: Part II a comparison with experimental results[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1986, 107(2): 295-307.
- [18] 徐自力, 常东锋, 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(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(5): 505-510. (in Chinese)
- [19] 张大义, 杨诚, 夏颖, 等. 带缘板阻尼结构转子叶片振动特性的影响参数分析[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(10): 221-227.
ZHANG Dayi, YANG Cheng, XIA Ying, et al. Influential parameters of rotating blades with under platform dampers[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(10): 221-227. (in Chinese)
- [20] 张大义, 张嵩, 付俭伟, 等. 转子叶片缘板阻尼结构设计方法[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(4): 961-968.
ZHANG Dayi, ZHANG Song, FU Jianwei, et al. Design method for the under platform damper of rotor blade[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(4): 961-968. (in Chinese)
- [21] FEENY B, MOON F C. Chaos in a forced dry friction oscillator: experiments and numerical modelling[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1994, 170(3): 303-323.

(编辑: 张 雪)