

文章编号: 1000-8055(2009)05-1158-08

带凸肩叶片非线性振动响应分析

史亚杰¹, 单颖春², 朱梓根³

- (1. 中国民用航空总局航空安全技术中心 航空安全研究所, 北京 100028;
2. 北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191;
3. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 基于时频转换的思想, 提出了一套利用叶片自由模态求解带凸肩叶片非线性振动响应的方法. 该方法消除了原来方法在时频转换过程中存在的一些问题, 并考虑了振动过程中接触刚度随正压力的变化, 提高了计算效率和结果的准确性, 计算结果与试验结果具有很好的一致性, 完全能够满足叶片减振设计的工程需要. 此外, 还分析了自由模态阶数对计算结果的影响, 发现当接触面接近自由时, 需要少阶的叶片自由模态就能得到准确结果; 而当接触面接近粘滞时, 需要较多阶的模态才能得到准确响应.

关 键 词: 接触刚度; 干摩擦; 振动; 凸肩; 叶片

中图分类号: V231.92

文献标识码: A

Analysis of nonlinear response of shrouded blades system

SHI Ya-jie¹, SHAN Ying-chun², ZHU Zi-gen³

- (1. Aviation Safety Technology Research Institute, Center of Aviation Safety Technology, Civil Aviation Administration of China, Beijing 10028, China;
2. School of Transportation Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 1000191, China;
3. School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Base on the idea of alternating frequency/ time (AFT) domain, an approach to predict the nonlinear response of a shrouded blade system was developed using free mode shapes. Some sources of error in the process of previous AFT were eliminated and the instantaneous variety of contact stiffness was taken into account, improving evidently the correctness and efficiency. Comparison of the calculated and experimental results proves that this method meet the engineering need of blade damping design fully. Furthermore, influences of the number of free mode shapes on the calculated results are studied. It is found that in the neighborhood of the fully slip region, few number of free mode shapes are required in order to obtain the accurate resonant response of a shrouded blade system; however, it need much more number of free mode shapes to obtain the accurate response in the neighborhood of the fully stuck region.

Key words: contact stiffness; dry friction; vibration; shroud; blade

航空发动机叶片在工作时, 通常会由于受到各种气流引起的循环载荷激励而发生高循环疲劳

失效(HCF), 这会造成发动机可靠性的下降和维护成本的增加. 在发动机设计时, 必须增加叶片系

收稿日期: 2008-04-22; 修订日期: 2008-09-25

作者简介: 史亚杰(1976-), 男, 甘肃甘谷人, 博士, 主要从事叶片振动与转子动力学研究. E-mail: shiyj@mail.castc.org.cn

结构阻尼,来降低叶片振动应力,防止高循环疲劳失效(HCF).凸肩结构就是一种常用的干摩擦减振结构,比如,F100-PW-229 发动机前两级风扇、F404 第一级风扇都采用了凸肩结构来减小振动.凸肩结构是利用振动过程中相邻叶片凸肩接触面之间的相互摩擦而消耗振动能量实现减振的.通常,凸肩接触面之间的相对运动是 3 维的,一个振动周期内,会经历滑移-粘滞-滑移等不同接触状态的转换,有些情况下甚至会出现接触面分离的现象,使得带凸肩叶片系统具有很强的局部非线性特征.

目前,基于柔度法的谐波平衡法,是航空涡轮发动机工业中进行带摩擦阻尼器叶片的动力分析和设计时应用最广泛的方法.文献[1-2]利用该方法求解了考虑一次谐波时带凸肩叶片的动力响应.一次谐波平衡法具有很高的计算效率,当接触面保持连续滑移状态时,采用一次谐波平衡法可以获得足够精确的结果;而当接触面处于粘-滑状态,特别是凸肩接触运动中接触面出现相互分离的状态时,非线性项中高次谐波对振动的影响较大,采用一次谐波平衡法所得的结果将会有较大的误差. Ferri^[3]利用考虑高次谐波成分的多次谐波平衡法,在不考虑正压力变化的情况下,对带有一维摩擦阻尼器的悬臂梁的内部共振进行了研究. Wang^[4]也发展了考虑多次谐波的谐波平衡方法,但只适用于一维接触模型中摩擦力的线性化.

单颖春^[5]将柔度系数法、谐波平衡法与求解摩擦力的数值轨迹跟踪方法结合起来发展了一种求解带干摩擦阻尼器叶片非线性响应的时频转换法(AFT),并分析了高次谐波对计算结果的影响.但是,该方法在具体求解过程中存在一些不足:①利用轨迹跟踪法求解摩擦力时没有考虑接触刚度的变化;②在求解摩擦力时,接触面内切向相对运动中包含了接触面响应的常数项;③先分别单独求解了各阶模态产生的响应及相应的摩擦力,然后再求和.而实际上,接触刚度是随正压力的变化而变化的;接触面响应的常数项只起到改变初始平衡位置的作用而不影响摩擦力的变化;求摩擦力时应该用叶片总的响应引起的相对位移,然后将摩擦力作为反馈力去求解非线性响应.这些不足,对较小的激振力或正压力始终不变的缘板阻尼器影响不显著,但对接触运动更加复杂的凸肩(叶冠)结构,或激振力较大的情况会带来较大误差.

本文基于时频转换法利用自由模态来求解带凸肩叶片非线性响应,并进行了如下改进:①考虑了振动过程中法向正压力的变化对接触刚度的影响;②去掉了求解摩擦力时接触面切向运动中的常数项影响;③利用凸肩接触面总的相对位移来求解摩擦力,然后将摩擦力作为反馈力再求解叶片响应,降低了摩擦力的求解误差,提高了计算效率.此外,利用文献[6]中的试验结果对该方法进行了验证;并分析了自由模态阶数对计算结果的影响.

1 凸肩接触面相互作用

图 1 为带凸肩结构的叶片系统,在工作过程中凸肩接触面之间会产生周期性 3 维相对接触运动.为了分析方便,可以将其分解为接触面内的切向运动和垂直于接触面的法向运动,如图 2 所示.面内的切向运动引起接触面的粘滞-滑移摩擦现象,并通过摩擦耗能对系统起到减振作用;垂直于接触面的法向运动分量将导致接触面正压力的不断变化,且接触面之间的相互作用力完全由振动过程中接触面之间的相对运动来决定.

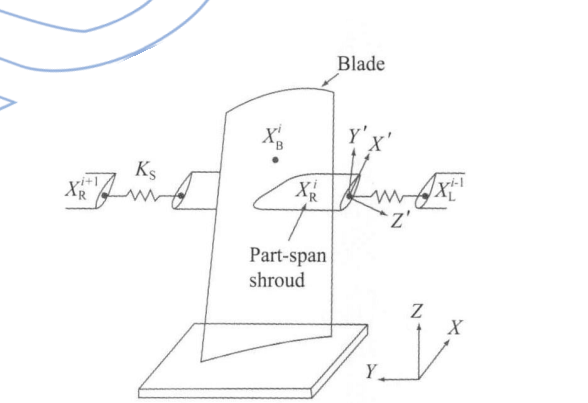


图 1 带凸肩叶片系统的接触结构
Fig. 1 Contact geometry of a shrouded blade system

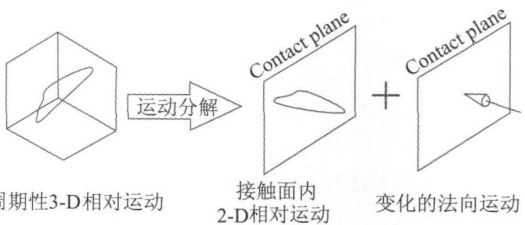


图 2 三维相对接触运动的分解
Fig. 2 Decomposition of 3-D periodic relative motion

不失一般性,利用图 3 所示的模型来分析接触面之间的相对运动.设节点 1,2 为物体 A 和物体 B 在接触面上的对应接触对,且 k 时刻的振动

位移已经通过迭代获得. 其在总体坐标系 (XYZ) 各坐标轴上的分量为 $(x_k^1, y_k^1, z_k^1), (x_k^2, y_k^2, z_k^2)$, 则考虑相互摩擦作用力之前, 接触对 1, 2 之间 k 时刻的相对位移可以表示为

$$\begin{cases} x_k^r = x_k^1 - x_k^2 \\ y_k^r = y_k^1 - y_k^2 \\ z_k^r = z_k^1 - z_k^2 \end{cases} \quad (1)$$

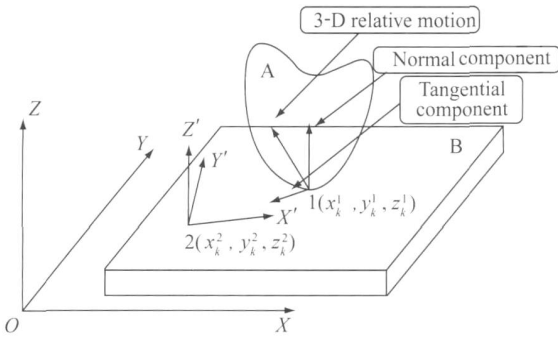


图 3 接触对之间的相对运动
Fig. 3 Relative motion of contact points

若以节点 2 为原点建立局部坐标系 $(X'Y'Z')$, 则局部坐标系下接触对之间相对位移可以用坐标转换得到: $(\Delta x_k', \Delta y_k', \Delta z_k') = (x_k^r, y_k^r, z_k^r) T_0$, T_0 为坐标转换矩阵. 同样的方法, 可以求得接触对在一个振动周期内局部坐标系下的相对位移向量: $(\Delta x', \Delta y', \Delta z')$.

接触面法向压力可以根据法向分量 Δz 由公式(2)确定

$$N_k = \begin{cases} N_0 + k_{z,k} \Delta z_k' & \Delta z_k' \geq -\frac{N_0}{k_{z,k}} \\ 0 & \Delta z_k' \leq -\frac{N_0}{k_{z,k}} \end{cases} \quad (2)$$

式中 N_k 为 k 时刻接触面的法向正压力, N_0 为接触面初始正压力, $k_{z,k}$ 为接触面法向接触刚度, 它是随正压力 N_k 而变化的^[6].

接触面内的摩擦力则完全由切向分量 $\Delta x', \Delta y'$ 决定, 但二者关系一般无法用显性的解析表达式来描述, 只能在时域下利用对数值轨迹跟踪法来求解振动周期内接触面之间的摩擦力^[5].

假设物体 A, B 之间接触点对之间存在如图 4 所示的接触元件, k_d 为无质量弹簧单元, 用来描述接触面之间的切向接触刚度.

振动过程中, 接触点 a 始终和节点 1 粘结在一起, 所以接触点 a 在局部坐标系 $(X'Y'Z')$ 中的运动完全由相对运动就可以确定, 即 $(x_a', y_a', z_a') = (\Delta x', \Delta y', \Delta z')$. 而 b 点的运动 (x_b', y_b') 代表了滑

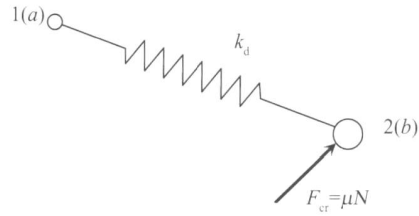


图 4 接触面内接触点粘 - 滑模型
Fig. 4 Stick-slid model of contact points in the contact plane

动接触点在局部坐标系中的轨迹, 完全由接触点之间的初始相对位移 (x_a', y_a', z_a') 和接触面之间的法向压力(公式(2))依据库仑定律决定. 不失一般性, 假设在 k 时刻, 接触点 $a(x_{a,k}', y_{a,k}')$ 在接触面内的位移向量为 a_k , 通过轨迹跟踪法得到的前一振动周期内接触点 $b(x_{b,k}', y_{b,k}')$ 的稳定位移向量为 b_k . 那么, 在 $k+1$ 时刻, 接触点 b 的位移向量 b_{k+1} 可以利用如下的过程得到. 如果 a_{k+1} 和 b_k 之间的距离小于滑移临界距离 $d_{lim}^{k+1} = \mu N_{(k+1)} / k_{d,(k+1)}$, 接触点 b 将和节点 2 保持固定, 即 $b_{k+1} = b_k$; 否则, 接触点 b 将向着点 a 运动, 直到满足 a_{k+1} 和 b_{k+1} 之间的距离为 $d_{lim}^{k+1} = \mu N_{(k+1)} / k_{d,(k+1)}$. 用同样的方法, 一步步跟踪接触点 b 在接触面局部坐标系中的位移, 直到振动周期内所以离散时间点上的轨迹在两个相邻的数值都收敛.

在得到 b 点的稳定运动轨迹之后, 振动周期内所有离散时间点上接触面之间的摩擦力大小和方向就可以利用下面的公式求得

$$d(a_k, b_k) = \sqrt{(x_{a,k}' - x_{b,k}')^2 + (y_{a,k}' - y_{b,k}')^2} \quad (3)$$

$$f_k = k_{d,k} \times d(a_k, b_k) \quad (4)$$

$$\theta_k = \begin{cases} \arctan\left(\frac{y_{a,k}' - y_{b,k}'}{x_{a,k}' - x_{b,k}'}\right) & x_{a,k}' - x_{b,k}' > 0 \\ \pi + \arctan\left(\frac{y_{a,k}' - y_{b,k}'}{x_{a,k}' - x_{b,k}'}\right) & x_{a,k}' - x_{b,k}' < 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中 $d(a_k, b_k)$ 为 k 时刻接触点之间的距离, f_k 为 k 时刻摩擦力的大小, θ_k 为物体 A 受到的摩擦力和局部坐标系 X 轴正方向的夹角, $k_{d,k}$ 为 k 时刻接触面的切向刚度, 是该时刻法向正压力 N_k 的函数. 以最简单的接触面之间相互椭圆运动为例, 其接触点的轨迹跟踪示意图及摩擦力的方向如图 5 所示.

采用同样的方法可以求得凸肩接触面之间每个接触对的相互作用力, 整个凸肩接触面的作用力为各个接触对间作用力的合力.

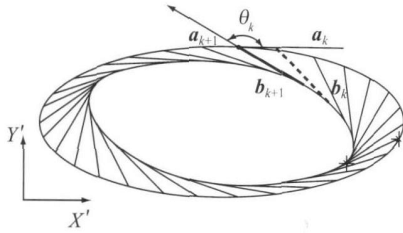


图 5 轨迹跟踪示意图

Fig. 5 Schematic diagram of tracing the trajectory

2 带凸肩叶片非线性振动响应求解

由于带凸肩(叶冠)叶片接触面在振动过程中是复杂的 3-D 接触运动,叶片的振动具有很强的局部非线性特性.通常,很难在频域下直接由接触面位移响应来求解非线性摩擦力,而在时域下利用轨迹跟踪法求解摩擦力很方便.因此,本文采用时频转换法来迭代求解带凸肩叶片的非线性振动响应,即利用快速傅立叶变化(FFT)及其逆变换(FFT⁻¹),在频域下利用动柔度法和多次谐波平衡法(MHBM)求解叶片接触面响应,而在时域下利用接触点数值轨迹跟踪法求解接触面摩擦力,并对其进行了改进,具体方法如下:

设带凸肩(叶冠)叶片系统运动方程为

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = q(t) + f(x, \dot{x}, t) \quad (6)$$

其中 M, C 和 K 分别为叶片的质量矩阵,阻尼矩阵和刚度矩阵; x 为叶片自由度的位移向量; $q(t)$ 为叶片受到的周期性外部激振力; $f(x, \dot{x}, t)$ 为接触面上的非线性摩擦力,它是位移向量 x , 速度向量 $\dot{x}$ 和时间 t 的函数.需要注意的是,除了接触点自由度以外,所有其余自由度上的 $f(x, \dot{x}, t)$ 为零.

周期性的外部激振力可以表示成如下的傅立叶级数形式

$$q(t) = \sum_{h=0}^H Q_h e^{j h \omega t} \quad (7)$$

其中 H 为计算中考虑的最大谐波次数, Q_h 为外部激振力的第 h 次谐波分量.

假设系统受到周期性线性外部激振力时,叶片系统的强迫响应和振动引起的接触面摩擦力都是周期性的,且具有和外部激振力相同的基频.那么,叶片的振动位移响应和接触面摩擦力同样可以表示成傅立叶级数的形式

$$x(t) = \sum_{h=0}^H X_h e^{j h \omega t} \quad h = 0, 1, 2, \dots, H \quad (8)$$

$$f(x, \dot{x}, t) = \sum_{h=0}^H F_h e^{j h \omega t} \quad h = 0, 1, 2, \dots, H \quad (9)$$

其中 ω 为激振力的基频, $T = 2\pi/\omega$, X_h 和 F_h 为叶片响应和接触面摩擦力的第 h 次谐波分量,包含着其幅值及相位,是复向量.

通过对不考虑接触面摩擦力时的带凸肩叶片进行模态分析,可以得到叶片的固有频率、相应的模态振型,及其余模态参数.因为,在进行模态分析时,凸肩接触面自由(没有考虑摩擦约束力),故称之为叶片自由模态.带凸肩自由叶片系统的第 p 阶模态柔度矩阵的第 h 次谐波成份,可以利用下面公式来求得

$$R_{hp}^f = \frac{\Phi_p \Phi_p^T}{[K_p^f - M_p^f (h\omega)^2 + j(h\omega) C_p^f]} \quad p = 1, 2, \dots, N; h = 0, 1, 2, \dots, H \quad (10)$$

其中 Φ_p 为第 p 阶自由模态振型; K_p^f , M_p^f 和 C_p^f 分别为第 p 阶模态刚度、模态质量和模态阻尼,上标 f 表示为自由模态参数; ω 为振动频率, h 为对应的谐波次数.

利用多次谐波平衡法,叶片响应的第 h 次谐波分量可以表示为

$$X_h = \sum_p^N X_{hp} = \sum_p^N R_{hp}^f (Q_h + F_h) \quad h = 0, 1, 2, \dots, H \quad (11)$$

在叶片振动过程中,只有接触面上的自由度受到非线性摩擦力的作用,因此,可以将叶片的响应分为叶身、和左、右接触面 3 部分(如图 1 所示),其第 h 次谐波分量表示为

$$X_h = \begin{Bmatrix} X_{R,h} \\ X_{B,h} \\ X_{L,h} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

其中 $X_{B,h}$ 为其叶身自由度的响应的第 h 次谐波分量, $X_{L,h}$, $X_{R,h}$ 为其左、右两边凸肩接触面自由度的响应的第 h 次谐波分量.

类似于式(12),叶片所受的外部线性激振力 Q_h 和接触面摩擦力的第 h 次谐波分量 F_h 可以表示为

$$Q_h = \begin{Bmatrix} Q_{R,h} \\ Q_{B,h} \\ Q_{L,h} \end{Bmatrix} \quad (13)$$

$$F_h = \begin{Bmatrix} F_{R,h} \\ F_{B,h} \\ F_{L,h} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{R,h} \\ 0 \\ -e^{j h \omega t} F_{R,h} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

则叶片响应的第 h 次谐波分量可以表示为

$$X_h = \begin{Bmatrix} X_{R,h} \\ X_{B,h} \\ X_{L,h} \end{Bmatrix} = \sum_p^N \begin{bmatrix} R_{RR,hp}^f & R_{RB,hp}^f & R_{RL,hp}^f \\ R_{BR,hp}^f & R_{BB,hp}^f & R_{BL,hp}^f \\ R_{LR,hp}^f & R_{LB,hp}^f & R_{LL,hp}^f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Q_{R,h} + F_{R,h} \\ Q_{B,h} \\ Q_{L,h} + F_{L,h} \end{Bmatrix}, p = 1, 2, \cdots, N; h = 0, 1, 2, \cdots, H \quad (15)$$

即接触面位移响应可以通过公式 (16) 得到, 这样参与非线性迭代的自由度大大减少, 计算效率得到提高.

$$\begin{aligned} X_{R,h} &= \sum_p^N \left[\begin{bmatrix} R_{RR,hp}^f & R_{RB,hp}^f & R_{RL,hp}^f \end{bmatrix} Q_h + \begin{bmatrix} R_{RR,hp}^f & R_{RL,hp}^f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{R,h} \\ F_{L,h} \end{Bmatrix} \right] \\ X_{L,h} &= \sum_p^N \left[\begin{bmatrix} R_{LR,hp}^f & R_{LB,hp}^f & R_{LL,hp}^f \end{bmatrix} Q_h + \begin{bmatrix} R_{LR,hp}^f & R_{LL,hp}^f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{R,h} \\ F_{L,h} \end{Bmatrix} \right] \end{aligned} \quad (16)$$

而大量的叶片其余自由度的响应可以利用下式来求得

$$X_{B,h} = \sum_p^N \left[\begin{bmatrix} R_{BR,hp}^f & R_{BB,hp}^f & R_{BL,hp}^f \end{bmatrix} Q_h + \begin{bmatrix} R_{BR,hp}^f & R_{BL,hp}^f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{R,h} \\ F_{L,h} \end{Bmatrix} \right] \quad (17)$$

对于协调叶片系统, 凸肩接触面之间的相对位移 ($\Delta X_R, \Delta X_L$) 由叶片凸肩左、右接触面响应 $X_{L,h}, X_{R,h}, h = 0, 1, 2, \cdots, H$ 完全确定^[6]. 而接触面之间的摩擦力仅为接触面相对位移的函数, 利用时域内数值轨迹跟踪法可以求得. 因此, 对方程 (15) 的求解可以分为两步来迭代完成, 首先, 利用时频转换法求得凸肩接触面位移响应和摩擦力, 流程如图 6 所示, 其中 T_0 为整体坐标系与局部坐标系之间的转换矩阵; 接着, 利用公式 (17) 求解剩下的叶身线形自由度响应.

需要指出的是, 摩擦力是由凸肩接触面之间的总的相对位移决定的, 而不是各阶模态对应的相对位移引起的摩擦力的叠加. 因此, 求解摩擦力时必须用接触面总的相对位移, 然后将摩擦力作

为反馈力去求解非线性响应. 而不能先分别迭代求解各阶模态, 再累加来求解摩擦力和响应.

3 计算方法的试验验证

文献[6]对带凸肩叶片的振动特性进行了系统的试验研究, 试验系统及带凸肩平板叶片的结构如图 7 和图 8 所示. 下面选用距叶根 160 mm、接触角为 90° 的凸肩结构为例来进行数值计算与试验的对比分析, 以考核带凸肩叶片非线性响应计算方法的准确性. 根据试验中叶片的边界条件, 求解过程中接触面采用 B-G 模型, 激振力大小为 2 N, 粘性阻尼比为 0.004.

图 9 为利用非线性响应分析软件计算得到的不同接触面初始正压力时带凸肩平板叶片一阶弯

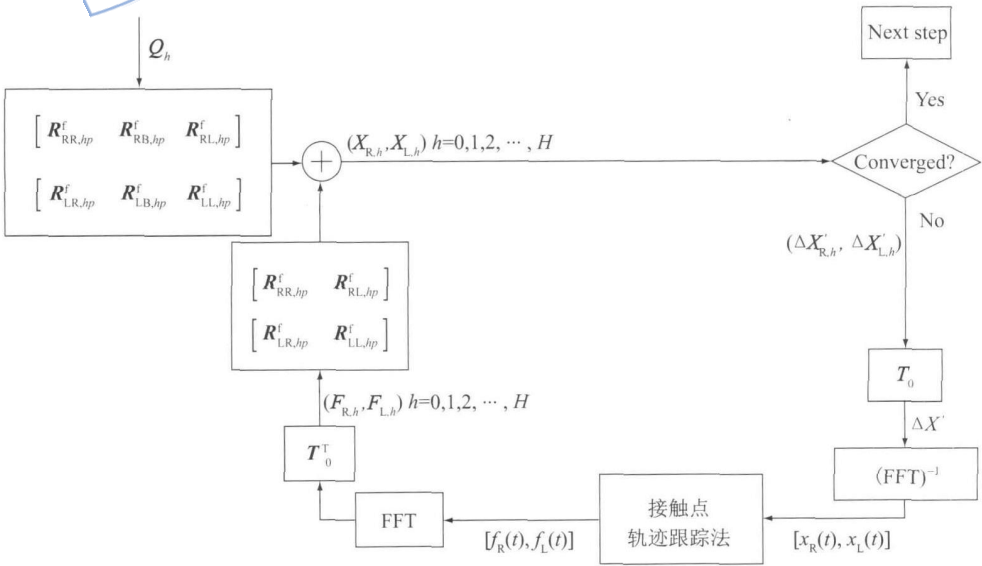


图 6 自由模态时-频转换法流程图

Fig. 6 Flow chart of the alternating frequency/time domain method using free mode

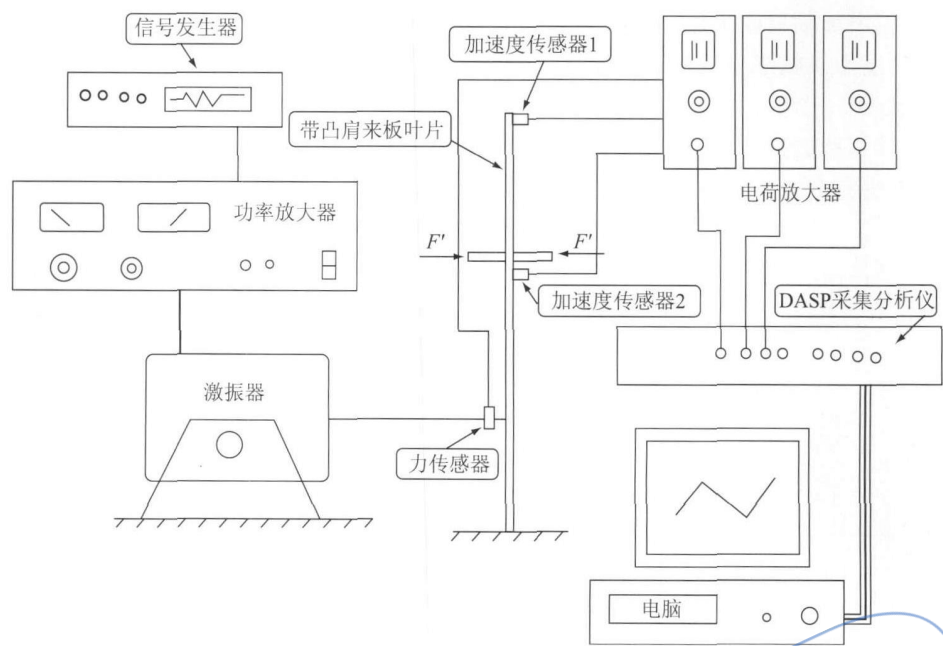


图 7 非旋转带凸肩平板叶片减振效果试验系统

Fig 7 Experiment system of damping characteristic of non-rotating shrouded blade

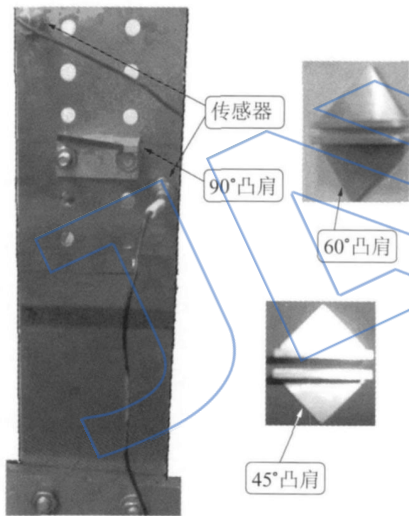


图 8 带凸肩平板叶片结构

Fig 8 Structure of the shrouded flat blade

曲振动叶尖位置的频响曲线,图 10 为相同条件下的试验结果.

可以看出,计算和试验结果非常相似.为了更好的比较计算和试验结果中峰值大小和峰值频率的变化规律及数值误差,依据图 9 和图 10 绘制了该叶片一阶弯曲振动计算和试验峰值频率及叶尖峰值随接触面初始正压力变化的对比曲线,如图 11 所示.从图 11 中可以看出,除了由于计算模型、边条等原因造成的具体数值上有些误差之外,计算和试验结果的规律完全相同:①当接触面存在一定初始正压力时,随初始正压力的增加,峰值

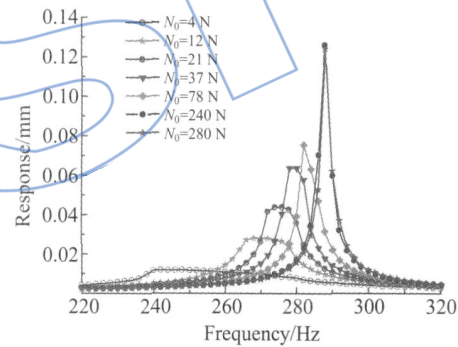


图 9 不同正压力下带凸肩平板叶片一阶弯曲响应计算结果

Fig. 9 Calculated results of the first order bending response of the shrouded flat blade

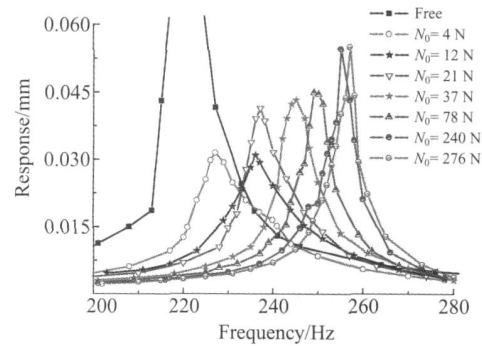
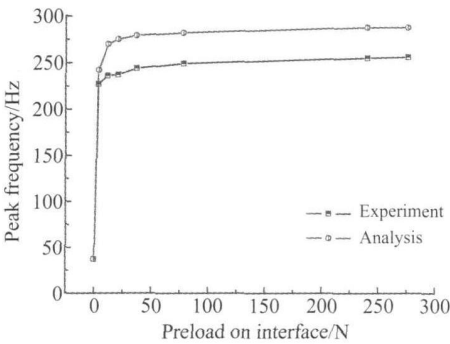


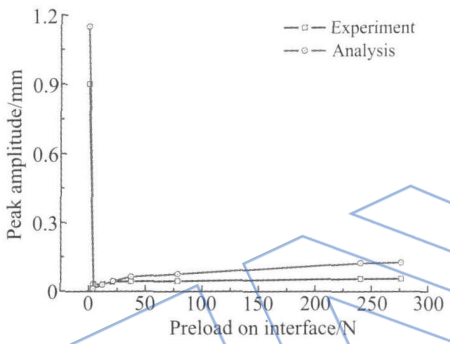
图 10 不同正压力下带凸肩平板叶片一阶弯曲响应试验结果

Fig. 10 Experimental results of the first order bending response of the shrouded flat blade

频率不断增大,但增加幅度越来越小,逐渐趋于接触面与地面用刚度为接触刚度的弹簧连接时叶片的固有频率;②存在一个最优初始正压力区间,减振效果最好,且计算和试验的区间相当吻合.这说明本文的计算方法完全能够满足工程需要.



(a) 峰值频率对比



(b) 叶尖峰值大小对比

图 11 一阶弯曲响应计算结果与试验结果的对比分析
Fig 11 Resonant frequency and peak of the first order bending response versus preload: comparison of calculated and experimental results

4 自由模态阶数对计算结果的影响

研究表明,采用自由模态求解叶片非线性动

力响应时,自由模态阶数的多少会对结果产生一定的影响,且不同的凸肩接触面初始状态需要的模态阶数会不同.下面以图 8 所示的平板叶片为例来说明求解使用的模态阶数对计算结果的影响.表 1 给出了不同接触面状态时,所采用自由模态阶数和带凸肩叶片一阶弯曲振动响应之间的关系.

表 1 中的误差指的是本文开发的非线性响应方法求得的不同初始正压力下的结果与其对应的线性状态(自由、完全粘滞)的有限元计算结果之间的误差.可以看出,当接触面完全滑移时,仅使用第 1 阶自由模态就可以计算得到平板叶片一阶弯曲振动的正确响应结果;而当接触面完全粘滞时,需要 40 阶自由模态才能得到较准确的响应结果,如果采用的模态阶数较少,则响应的峰值频率要比实际的有所提高,且模态阶数越少,峰值频率偏移越大.

这是因为,凸肩结构不仅增加了叶片系统的阻尼,同时还增加了叶片系统的刚度,尤其是当接触面接近与粘滞时,叶片的动力特性与自由状态时有很大的变化.而本文求解非线性响应采用的是基于谐波平衡法的柔度法,求解中利用叶片自由模态得到的柔度矩阵来描述叶片本身的动力特性.当初始正压力较小,即接近于滑移状态时,与自由状态相比较,叶片动力特性变化不大,采用较少阶的自由模态就可以准确描述其动力特性;而当初始正压力较大时(接近于粘滞状态),叶片动力特性相对于自由模态发生较大改变,如果仅采用前面少数阶模态进行计算,则相当于增大了叶片本身的刚性,求得的叶片响应峰值频率会比实际的要偏高.因此,只有采用足够的模态阶数来描述叶片本身的动力特性,才能得到准确的计算结果.且接触面接触刚度越大,需要的模态阶数也越多.

表 1 自由模态阶数对叶片振动响应计算结果的影响表

Table 1 Influence of free modes number on the blade response

接触面状态		模态阶数	计算时间/ s	峰值/mm	峰值频率/ Hz	误差/ %	
						峰值	频率
滑移	自由	—	—	0. 29	32	—	—
	$N_0 = - 100\text{ N}$	1	300	0. 29	32	0	0
		5	350	0. 29	32	0	0
		完全粘滞	—	—	0. 31	273	—
	粘滞	$N_0 = - 500\text{ N}$	1	420	—	> 500	—
5			720	0. 273	334	- 11. 94	22. 34
10			840	0. 29	285	- 6. 45	4. 40
20			990	0. 32	278	3. 23	1. 83
40			1310	0. 325	276	4. 84	1. 10

5 结 论

本文基于时频转换思想,提出了一种利用叶片自由模态来求解带凸肩叶片非线性响应的方法,该方法在频域下利用谐波平衡法求解叶片响应;然后将相邻凸肩接触面之间总的相对位移转换到时域下利用轨迹跟踪法求得相互之间的摩擦力;再将摩擦力作为反馈力转换到频域下去求解响应,如此迭代直到收敛.该方法消除了以前时频转换过程中的一些误差,提高了非线性响应的求解准确性和效率.计算结果与试验结果的具有很好的-一致性,完全能够满足叶片干摩擦减振工程设计-的需要.文章还分析了自由模态阶数对计算结果的影响,给出了利用自由模态求解叶片非线性响应时给定自由模态阶数的准则.

参考文献:

[1] Yang B D, Menq C H. Modeling of friction contact and its application to the design of shroud contact [J]. Transactions of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119: 958-963.

[2] Yang B D, Menq C H. Characterization of contact kine-

matcs and application to the design of wedge dampers in turbomachinery blading: Part 2 - Prediction of forced response and experimental verification [J]. Transactions of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1998, 120: 418-423.

[3] Ferri A A, Dowell E H. Frequency domain solutions to multi degree of freedom dry friction damped systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 1988, 124(2): 207-224.

[4] Wang J H, Chen W K. Investigation of the vibration of a blade with friction damper by HBM [J]. Transactions of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Blades, 1993, 115: 294-299.

[5] 单颖春. 叶轮机叶片干摩擦减振研究 [D]. 北京:北京航空航天大学, 2002.

SHAN Yingchun. Investigation on the vibration control of turbo-machine blade by dry friction damping [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2002. (in Chinese)

[6] 史亚杰. 叶片非线性振动响应分析及干摩擦减振设计研究 [D]. 北京:北京航空航天大学, 2006.

SHI Yajie. Analysis of nonlinear response and design of vibration damping of shrouded blades system [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese)