

文章编号: 1000-8055(2006) 01-0168-06

凸肩结构对叶片的干摩擦减振研究 ——理论方法

单颖春¹, 朱梓根², 刘献栋¹

(1. 北京航空航天大学 汽车工程系, 北京 100083;
2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘要: 提出了一套求解带凸肩结构叶片非线性响应的时频转换方法。该方法应用数值轨迹跟踪法计算凸肩复杂接触面内的非线性摩擦力, 并将其与频域内的谐波平衡法、动柔度法相结合求解带凸肩结构叶片的非线性响应, 方法能够考虑叶片高阶振型以及响应高次谐波的影响, 为带凸肩叶片的设计及故障诊断奠定了理论基础。

关键词: 航空、航天推进系统; 干摩擦; 凸肩; 非线性振动; 叶片
中图分类号: V 231. 9 **文献标识码:** A

Investigation of the Vibration Control by Frictional Constraints between Blade Shrouds—Theoretical Method

SHAN Ying-chun, ZHU Zi-gen², LIU Xian-dong¹

(1. Department of Automobile Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;
2. School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: A new approach was developed to solve the nonlinear responses of the blades with shrouds. Transforming the calculation between frequency domain and time domain was necessary. The nonlinear friction forces were calculated between complicated friction interfaces of the shrouds by tracing the trajectory of the contact point. This numerical method was combined with the harmonic balance method and the dynamic compliance method to solve the nonlinear responses of the blades. The effects of blade high order vibration modes and the high harmonic components of the blade response were taken into account. This theoretical method can be applied to design and fault diagnosis of the blades with shrouds.

Key words: aerospace propulsion system; dry friction; shroud; nonlinear vibration; blade

为避免航空发动机风扇叶片由于共振或谐共振发生高周疲劳破坏, 经常采用凸肩结构增加叶片间的摩擦阻尼对叶片进行减振。由于凸肩接触面与叶片具有一定的角度, 相临凸肩接触面之间

的距离随叶片振动而周期性变化,导致接触面间的法向压力与接触摩擦力具有复杂的非线性特性,从而使带凸肩结构的叶片系统成为强非线性振动系统。任勇生^[1]研究叶片凸肩的减振效果时,未考虑接触面正压力变化所带来的影响,并假设接触面内的接触相对运动为直线。Meng^[2]研究凸肩结构优化时假设接触面内的一维相对运动与法向正压力的变化同相位。Yang^[3]分析了当接触面内的一维相对运动与正压力变化不同相位时凸肩的减振效果,方法中需要判断10种接触状态的转换关系,某些转换时刻的判断包括迭代求解微分方程;此后,Yang^[4]研究了凸肩接触面的三维接触运动,假设接触面内的二维运动为椭圆,接触面法向压力与接触面内两个方向切向运动的耦合分别考虑。综上所述,需要进一步研究凸肩接触面摩擦力的计算方法以及相应的叶片非线性振动响应的求解方法,为分析凸肩结构的减振效果、指导凸肩结构的设计以及带凸肩叶片的故障诊断奠定基础。

1 凸肩接触面摩擦力的求解——轨迹跟踪法

带凸肩叶片结构见图1,工作时靠叶片扭转恢复力使凸肩接触面之间产生正压力。当叶片发生振动时,凸肩接触面间的正压力不断变化,导致摩擦力的求解需要采用三维接触模型。由于凸肩接触面间的摩擦力与叶片振动响应相互影响,导致接触面状态、接触摩擦力以及叶片的振动响应必须通过迭代方法进行求解。

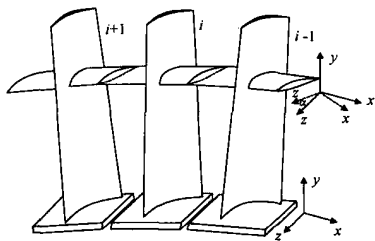


图1 带凸肩叶片结构

Fig. 1 The structure of blades with shrouds

分析模型见图2及图3。设已求得迭代过程中某次迭代后接触点对的振动位移。如图2所示,1、2点为物体A和物体B上的对应接触点。计算考虑摩擦前对应接触点在一个振动周期内的相对位移 x^r, y^r 和 z^r ,并将其定义为接触点间的给定相对位移。对于平面接触问题,法向正压力在振动过程

中保持不变,对于三维接触问题 k 时刻的法向压力 N_k 可由公式1来计算:

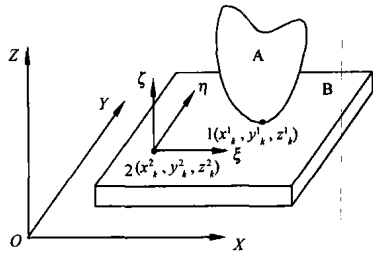


图2 接触点对的相对运动

Fig. 2 Relative movement of the contact points

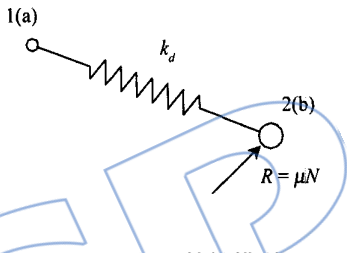


图3 接触模型

Fig. 3 Contact model

若 N_k 等于零,则接触面在此时刻发生分离,接触点摩擦力等于零。

$$N_k = \begin{cases} N_0 + k_z z_k^r & z_k^r \geq -\frac{N_0}{k_z} \\ 0 & z_k^r \leq -\frac{N_0}{k_z} \end{cases} \quad (1)$$

其中: N_k 为 k 时刻接触面法向正压力; N_0 为接触面初始法向正压力; k_z 为接触面的法向刚度; z_k^r 为 k 时刻接触面的法向相对运动。

考虑接触面间的接触弹性,接触点1及2之间存在如图3所示的接触元件,接触切向刚度为 k_d ,法向正压力为 N ,摩擦系数为 μ ,接触点间可以承受的临界摩擦力等于 μN 。以物体B上接触点2做为动态局部坐标系的原点,则物体A上接触点1的运动可以通过接触点1、2之间的相对运动 x^r, y^r, z^r 进行描述。如图3用a点的运动 x^a, y^a 和 z^a 描述1、2点间的相对运动,即 $x^a = x^r, y^a = y^r$ 和 $z^a = z^r$ 。设接触点2为滑动触点,用b点的运动 x^b 和 y^b 描述滑动触点相对于局部坐标原点的滑动位移。滑动位移 x^b 和 y^b 可以由接触点间的给定相对位移 x^a, y^a 和 z^a 唯一决定。b点的位移确定后,接触摩擦力的大小和方向即可由a、b点之间的相对位移即弹簧的变形量及方向进一步计算获得。

例如假设已知 k 时刻 b 点在局部坐标系下的

位移 $x^b(k)$ 和 $y^b(k)$,由 $z^a(k+1)$ 及接触面法向刚度 k_n 计算 $k+1$ 时刻接触面间能够提供的临界摩擦力 f_{lim} ,根据 $x^a(k+1)$, $y^a(k+1)$ 与 $x^b(k)$ 和 $y^b(k)$ 之间的距离以及 k_d 计算此时接触点间的作用力,将其与 f_{lim} 相对比,若小于 f_{lim} 则触点不滑动, $x^b(k+1) = x^b(k)$, $y^b(k+1) = y^b(k)$,否则接触点 b 相对2点产生滑动,滑动方向指向 a 点,滑动距离使得接触点间的作用力等于 f_{lim} 即 $\mu N(k+1)$ 。按照此原则跟踪 b 点的位移,直到相邻两周期内 b 点的位移差值满足收敛条件。确定 b 点位移后,可用式(2)计算一个运动周期内不同时刻接触点间摩擦力的大小和方向。

$$\left\{ \begin{array}{l} d(a, b) = \sqrt{(x^a - x^b)^2 + (y^a - y^b)^2} \\ f = k_d \times d(a, b) \\ \alpha = \arctan \frac{x^a - x^b}{y^a - y^b} \\ \quad (x^a - x^b > 0) \\ \alpha = \pi + \arctan \frac{x^a - x^b}{y^a - y^b} \\ \quad (x^a - x^b < 0) \end{array} \right. \quad (2)$$

式中: α 为摩擦力方向与给定相对位移之间的夹角。

这里所提出的数值方法是通过计算滑动触点的运动轨迹进而求得接触点间摩擦力的大小和方向。无论接触点间的相对运动是一维、二维还是三维该方法均可应用,而且可以方便地考虑接触面法向运动与接触面内二维接触运动之间的耦合作用。

2 带凸肩叶片非线性响应的求解

带凸肩结构的叶片系统为强非线性系统。以谐波平衡法为基础的时频转换方法就是在时域内求解接触非线性摩擦力,并对其进行谐波分解线性化处理;在频域内利用柔度矩阵求解叶片在线性激振力及线性化的摩擦力作用下的响应。具体方法如下:

设叶片-阻尼器的系统方程为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{q}(t) + \mathbf{f}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t) \quad (3)$$

其中 $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵,由不考虑凸肩接触阻尼情况下的叶片各阶模态质量、模态阻尼、模态刚度组成。 $\mathbf{x}$ 为结构自由度的振动位移向量, $\mathbf{q}(t)$ 为作用于结构上的线性激振力, $\mathbf{f}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t)$ 为接触面上产生的非线性摩

擦力,是接触区振动位移与时间的函数。非线性计算的迭代过程简单地描述如下:

$$\mathbf{X}_h(h = 1, 2, \dots, H) \rightarrow \mathbf{x}(t) \rightarrow \mathbf{f}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t) \rightarrow$$

$$\mathbf{F}_h(h = 0, 1, 2, \dots, H)$$

其中:

$$\mathbf{x}(t) = \sum_{h=0}^H \mathbf{X}_h e^{j h \omega t} \quad (4)$$

$$\mathbf{F}_h = \mathbf{A}_h + i \mathbf{B}_h =$$

$$\frac{2}{T} \int_0^T \mathbf{f}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t) e^{-j h \omega t} dt \quad (5)$$

式中: h 为谐波次数, H 为所考虑的最大谐波数, $T = 2\pi/\omega$ 为振动周期。上述迭代过程直至两个相邻周期的叶片响应 $\mathbf{x}(t)$ 及接触力 $\mathbf{f}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t)$ 满足收敛条件为止。迭代计算过程中由 $\mathbf{X}_h(h = 0, 1, 2, \dots, H)$ 计算 $\mathbf{x}(t)$ 或由 $\mathbf{f}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t)$ 计算 $\mathbf{F}_h(0, 1, 2, \dots, H)$ 均采用傅立叶变换完成,由 $\mathbf{x}(t)$ 计算 $\mathbf{f}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t)$ 采用本文给出的在时域内进行的数值轨迹跟踪方法。由 $\mathbf{F}_h(0, 1, 2, \dots, H)$ 计算 $\mathbf{X}_h(0, 1, 2, \dots, H)$ 采用下列在频域内进行的动柔度方法。对于带凸肩结构叶片系统,非线性耦合只存在于凸肩接触区内的自由度,接触区外仍为线性自由度,因此在非线性计算中将迭代求解控制在接触区内的自由度。

假设凸肩接触面内的接触点对共同构成非线性子结构 a ,除此之外的结构为线性子结构 b ,叶片结构系统中的自由度是非线性自由度 $\mathbf{x}^{(a)}$ 和线性自由度 $\mathbf{x}^{(b)}$ 的组合,结构所有自由度的振动位移向量和非线性摩擦力向量可以表示如下:

$$\mathbf{x} = \begin{Bmatrix} \mathbf{x}^{(a)} \\ \mathbf{x}^{(b)} \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t) = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}^{(a)}(\mathbf{x}^{(a)}, \dot{\mathbf{x}}^{(a)}, t) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

在不考虑摩擦的情况下,对叶片结构进行有限元动态分析。假设只考虑前 P 阶振型对响应的影响。求得各阶振动的固有频率 ω 和振型 Φ ,并假设系统各阶振动的粘性阻尼均为比例阻尼 c_p 。将位移向量的各次谐波分量表示为动柔度矩阵与作用力对应谐波分量的乘积。

$$\mathbf{X}_h = \mathbf{R}_h(\mathbf{Q}_h + \mathbf{F}_h)$$

$$(h = 0, 1, 2, \dots, H) \quad (6)$$

公式(6)中:

$$\mathbf{Q}_h = \frac{2}{T} \int_0^T \mathbf{q}(t) e^{-j h \omega t} dt$$

$\mathbf{R}_h$ 为对应 h 次谐波的动柔度矩阵:

$$\mathbf{R}_h = \frac{\mathbf{Q}\mathbf{Q}^T}{\tilde{\mathbf{K}} - \tilde{\mathbf{M}}(h\omega)^2 + \mathrm{i}(h\omega)\tilde{\mathbf{C}}}$$

其中: $\mathbf{K}$, $\mathbf{M}$ 和 $\mathbf{C}$ 为解耦的刚度矩阵、质量矩阵及阻尼矩阵, 均为 $P \times P$ 的对角矩阵。

将非线性自由度、线性自由度的谐波分量分别表示:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{X}_h^{(a)} \\ \mathbf{X}_h^{(b)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_h^{(a,a)} & \mathbf{R}_h^{(a,b)} \\ \mathbf{R}_h^{(b,a)} & \mathbf{R}_h^{(b,b)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{Q}_h^{(a)} + \mathbf{F}_h^{(a)} \\ \mathbf{Q}_h^{(b)} \end{Bmatrix} \quad (h = 0, 1, 2 \cdots, H) \tag{7}$$

则:

$$\begin{cases} \mathbf{X}_h^{(a)} = \mathbf{R}_h^{(a,Q)} \mathbf{Q}_h + \mathbf{R}_h^{(a,a)} \mathbf{F}_h^{(a)} \\ \mathbf{X}_h^{(b)} = \mathbf{R}_h^{(b,Q)} \mathbf{Q}_h + \mathbf{R}_h^{(b,a)} \mathbf{F}_h^{(a)} \end{cases} \quad (h = 0, 1, 2 \cdots, H) \tag{8}$$

式中: $\mathbf{F}_h^{(a)}$ 是 $\mathbf{x}^{(a)}$, $\mathbf{x}^{(a)}$ 的函数, $\mathbf{x}^{(a)}$ 是 $\mathbf{X}_h^{(a)}$ ($h = 0, 1, 2 \cdots, H$) 的函数, 故 $\mathbf{F}_h^{(a)}$ 是 $\mathbf{X}_h^{(a)}$ ($h = 0, 1, 2 \cdots, H$) 的函数, 因此可以只对公式(8)中的第一组式子进行非线性迭代, 求得非线性摩擦力的前 H 阶谐波分量 $\mathbf{F}_h^{(a)}$ 后, 再将其代入公式(8)的第二个式子求解线性自由度的响应。从而大大降低了非线性计算的规模。

需要指出的是 $\mathbf{F}_h^{(a)}$ 是 $\mathbf{X}_h^{(a)}$ ($h = 0, 1, 2 \cdots, H$) 的函数, 而不仅仅是叶片响应中对应谐波次数的函数, 即各个谐波分量之间是相互耦合的。Meng^[5] 在研究平面二维运动时提出了椭圆假设, 这种方法可进一步推广用来研究高次谐波振动, 但在这种假设下, 各次谐波分量之间相互独立, 没有考虑各次谐波之间的耦合作用。本文通过将响应的各次谐波分量在时域上进行迭加, 再对迭加后的响

应时域波形进行数值跟踪求解摩擦力可以很好地考虑摩擦力高次谐波之间的耦合作用。

应用动柔度方法求解叶片响应可以考虑叶片多阶振型的影响, 但必须注意的是对于非线性系统, 振型迭加法已不能直接应用, 以下阐明其原因并给出处理方法。计算叶片有限元模型前 P 阶的固有频率及振型, 仅提取各阶振型向量中的 m 个自由度对应的振型, 其中包括接触区 a 中的非线性自由度、线性激振力作用的自由度以及对响应感兴趣的自由度。提取的振型矩阵 $\mathbf{\Phi}$ 表示为:

$$\mathbf{\Phi} = [\mathbf{\Phi}_1 \quad \mathbf{\Phi}_2 \quad \cdots \quad \mathbf{\Phi}_P]$$

以 h 次谐波为例, 将第 h 次谐波对应的柔度矩阵写成下列分量形式: 第一个下标 h 为谐波数, 第二个下标为振型数。

$$\begin{bmatrix} \frac{\mathbf{Q}\mathbf{Q}^T}{K_1 - M_1(h\omega)^2 + \mathrm{i}C_1(h\omega)} & \frac{\mathbf{Q}_2\mathbf{Q}^T}{K_2 - M_2(h\omega)^2 + \mathrm{i}C_2(h\omega)} & \cdots & \frac{\mathbf{Q}_P\mathbf{Q}^T}{K_P - M_P(h\omega)^2 + \mathrm{i}C_P(h\omega)} \end{bmatrix}$$

叶片各阶振动响应的分量形式为:

迭加:

$$[\mathbf{X}_{h1} \quad \mathbf{X}_{h2} \quad \cdots \quad \mathbf{X}_{hP}] \quad \mathbf{X}_h = \mathbf{X}_{h1} + \mathbf{X}_{h2} + \cdots + \mathbf{X}_{hP} \tag{10}$$

作用于各阶振动的线性力都等于 $\mathbf{Q}_h$, 故分量形式为:

$$[\mathbf{Q}_1 \quad \mathbf{Q}_2 \quad \cdots \quad \mathbf{Q}_h]$$

由叶片各阶振动响应导致的非线性摩擦力线性化后的分量形式:

$$[\mathbf{F}_{h1} \quad \mathbf{F}_{h2} \quad \cdots \quad \mathbf{F}_{hP}]$$

将各参数的分量形式带入公式(6)中得到叶片不同振型的响应计算公式:

$$\begin{cases} \mathbf{X}_{h1} = \mathbf{R}_{h1}(\mathbf{Q}_h + \mathbf{F}_{h1}) \\ \mathbf{X}_{h2} = \mathbf{R}_{h2}(\mathbf{Q}_h + \mathbf{F}_{h2}) \\ \vdots \\ \mathbf{X}_{hP} = \mathbf{R}_{hP}(\mathbf{Q}_h + \mathbf{F}_{hP}) \end{cases} \tag{9}$$

各自由度振动响应等于各阶振动响应收敛的

只有各阶振动产生的非线性摩擦力相同时, 才能够直接应用系统迭加原理。事实上, 在相同线性力的作用下, 由于各阶的动柔度系数互不相同, 各阶对应自由度的振动响应互不相同, 而摩擦力是相应各阶响应的函数, 必然也互不相同, 即 $\mathbf{F}_{hi}$ 不等于 $\mathbf{F}_{hj}$ 。因此不能够直接应用系统迭加原理进行响应及摩擦力的计算, 而必须针对各阶振动分别进行迭代求解, 最后将各阶迭代的结果进行累加计算非线性响应及非线性摩擦力。以上仅以第 h 次谐波说明非线性迭代计算时必须各阶振动分别进行迭代, 在实际计算中对每阶振动迭代求解时必须注意要同时考虑多次谐波之间的耦合, 即多次谐波需同时进行迭代。某频率下带凸肩叶片的非线性振动响应的求解过程见图 4。

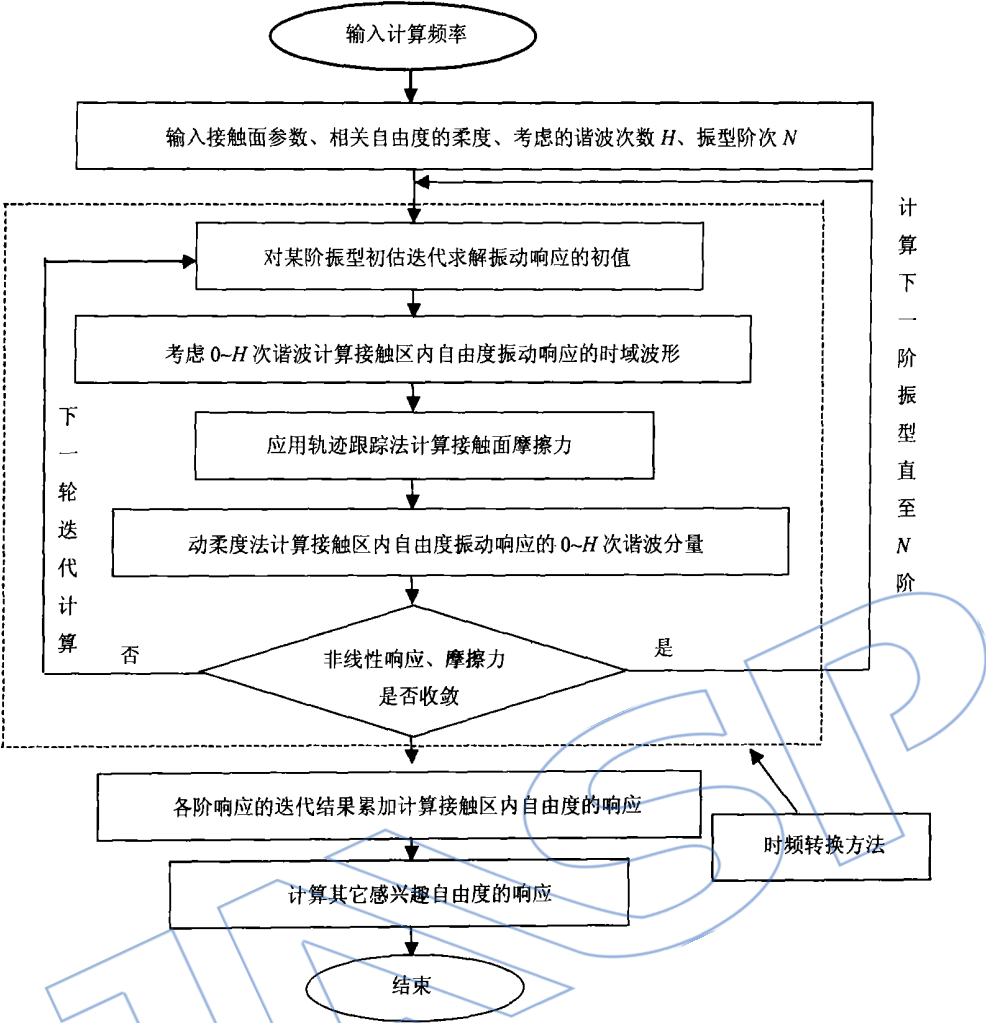


图4 某频率下叶片非线性响应迭代过程

Fig. 4 The iterative process of the blade nonlinear response for some frequency

3 方法验证

由于复杂三维接触运动无法获得解析解, 故以接触圆运动为例, 验证求解接触摩擦力的数值轨迹跟踪法的正确性。设给定相对圆运动的半径为 4mm, 临界滑动距离分别为 1 mm, 2mm 和 3 mm, 则接触面发生全滑动, 摩擦力方向与给定相对位移之间的夹角 α 的精确解及数值解见表1。理论解的推导由于篇幅问题在此不再赘述, 详见参考文献[6], 数值解在获得滑动触点轨迹后由公式(2)计算, 由表1可见用数值方法进行求解, 当时间间隔取得较小时, 可以达到很高的计算精度。从而验证了数值轨迹跟踪法的正确性。

直接对带凸肩结构叶片进行实验测试来验证理论方法比较困难。这是由于凸肩接触面之间的正压力必须通过一定的夹持装置进行施加, 而夹

持装置与凸肩之间的接触摩擦力将对实验叶片的

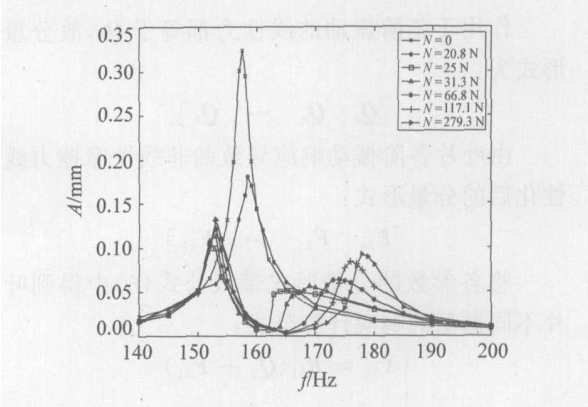


图5 不同接触压力下叶片一阶弯曲响应的实验结果

Fig. 5 Experimental results of the first order bending response of the blade under different contact normal force

表 1 α 角的理论解与数值解

Table 1 Analytic results and numerical results of angle α

临界距离	精确解	$\Delta t= T/20$	$\Delta t= T/90$	$\Delta t= T/180$	$\Delta t= T/360$
1	104.48°	113.3 (8.44%)	106.47 (1.9%)	105.48 (0.96%)	104.98 (0.48%)
2	120°	128.59 (7.16%)	121.98 (1.65%)	121 (0.83%)	120.5 (0.42%)
3	138.9°	146.80 (5.69%)	140.55 (1.19%)	139.58 (0.49%)	139.1 (0.14%)

振动响应产生很大的影响, 增加参与实验的叶片数目并测量中间叶片的响应也只是能够减少夹持装置的影响。故所测叶片模型的振动响应难以与理论计算结果进行对照。相比之下, 在实验室中进行实验时, 叶片缘板摩擦阻尼块的施力装置对叶片振动的影响很小, 而带缘板摩擦阻尼器叶片的非线性响应求解同样采用本文所提出的时频转换方法。故通过对带缘板阻尼块的两平板叶片响应的实验测试与理论计算结果对比来验证理论方法的正确性。图5 和图6 分别为实验叶片一阶弯曲响应的实验测试结果和理论计算结果。

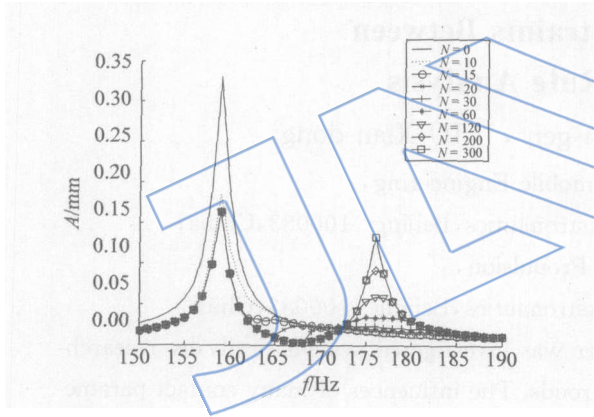


图6 不同接触压力下叶片一阶弯曲响应的计算结果

Fig. 6 Calculating results of the first order bending response of the blade under different contact normal force

由图5 及图6 可见, 计算结果与测试结果具有相同的规律, 均存在一个最优接触正压力使响应峰值达到最小且最优正压力的大小吻合很好。计算结果与测试结果存在差异的主要原因是没有考虑接触面刚度随着接触正压力的变化而变化。该误差可以通过进一步分析接触面刚度的非线性特性得以消减。上述结果证明了理论计算方法的正确性。

4 结 论

本文将谐波平衡法、动柔度法以及非线性摩

擦力的数值轨迹跟踪法相结合, 发展了一种求解带干摩擦阻尼结构叶片非线性响应的时频转换方法。通过算例和实验分别验证了数值轨迹跟踪法求解接触摩擦力、叶片非线性响应求解方法的正确性。该方法应用动柔度法与谐波平衡法很好地利用了叶片- 凸肩阻尼结构局部非线性的特点; 在时域内充分利用了数值轨迹跟踪法求解非线性摩擦力的方便性和普遍适用性; 该方法不但考虑了凸肩接触面的三维复杂运动, 而且更充分地考虑了各接触运动方向之间的耦合、叶片非线性响应中各次谐波之间的耦合以及叶片高阶振型的影响, 为分析凸肩结构的减振效果、指导凸肩结构设计以及带凸肩叶片的故障诊断提供了理论方法。

参考文献:

[1] 任勇生, 朱德懋. 带凸肩叶片的稳态响应计算及其阻尼减振分析[J]. 振动工程学报, 1994, 172 (2): 103~111.
Ren Yongsheng, Zhu Demao. Steadystate Response Calculation and Damping Vibration Analysis of Shrouded Blades [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 1994, 172 (2): 103~111.

[2] Meng C H, Griffin J H, Bielak J. The Forced Response of Shrouded Fan Stages[J]. *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 1986, 108: 50~55.

[3] Yang B D, Meng 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.

[4] Yang B D, Chen J J, Meng C H. Prediction of Resonant Response of Shrouded Blades with Three-Dimensional Shroud Constraint [J]. *Transactions of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1999, 121: 523~529.

[5] Meng C H, Chidamparam P. Friction Damping of Two-Dimensional Motion and Application in Vibration Control[J]. *Journal of sound and vibration*, 1991, 144: 427~447.

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