

基于接触刚度分布特性的叶片振动响应分析

钱佳琦^{1,2}, 董少静^{1,2}, 高鹏新³, 申秀丽^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 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 100191;

3. 中国航空工业集团有限公司 沈阳飞机设计研究所, 沈阳 110035)

摘 要: 根据接触刚度在锯齿形叶冠结合面上非均匀分布的特性, 提出一种基于定义和有限元计算相结合的接触刚度计算方法。在此基础上, 将微-宏滑动摩擦模型作为叶冠结合面处的摩擦模型, 推导微滑动和宏滑动状态下摩擦力表达式。利用谐波平衡法将非线性摩擦力转化为等效刚度和等效阻尼进行振动特性分析。针对叶冠结合面相对位移幅值动态变化的特点, 提出了一种迭代求解的振动响应分析方法。与文献提供的带摩擦阻尼结构悬臂梁振动响应实验数据相比, 共振峰附近的振幅误差为 1.99 mm, 相对误差为 3.9%。振幅的最大误差为 5.53 mm, 出现在远离共振峰的位置, 验证了响应分析方法的可行性。将该方法应用于带冠叶片上, 结果表明当激励力频率为 812.3 Hz 时, 振幅为 0.56 mm。

关 键 词: 振动特性; 接触刚度; 摩擦模型; 谐波平衡法; 相对位移幅值

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Analysis of blade vibration response based on contact stiffness distribution characteristics

QIAN Jiaqi^{1,2}, DONG Shaojing^{1,2}, GAO Pengxin³, SHEN Xiuli^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. Beijing Key Laboratory of Aero-Engine Structure and Strength,

Beihang University, Beijing 100191, China;

3. Shenyang Aircraft Design and Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Limited, Shenyang 110035, China)

Abstract: According to the non-uniform distribution characteristics of contact stiffness between interfaces of the zigzag shroud, a method for calculating contact stiffness was proposed based on the combination of definition and finite element calculation. On this basis, the micro-macro-slide friction model was applied to shroud contact interfaces, and the frictional force expressions were derived in micro-slide state and the macro-slide state. The harmonic balance method was used to convert the nonlinear friction force into the equivalent stiffness and equivalent damping. Considering the dynamic change of the relative displacement amplitude between interfaces, an iterative solution method for analyzing vibration response was proposed. Compared with experimental data of vibration response of cantilever beam with frictional damping structure provided in literature, the amplitude error near the resonance peak was 1.99 mm, and the relative error rate was 3.9%. The maximum error of the amplitude was 5.53 mm, which appeared far away from the resonance peak. It was believed that the accuracy of the response analysis

收稿日期: 2021-10-18

作者简介: 钱佳琦(1998—), 女, 硕士, 主要从事航空发动机结构强度研究。

通信作者: 董少静(1986—), 女, 副研究员, 博士, 主要从事航空发动机热端部件结构、材料及工艺方面的研究。E-mail: dshj0321@163.com

引用格式: 钱佳琦, 董少静, 高鹏新, 等. 基于接触刚度分布特性的叶片振动响应分析[J]. 航空动力学报, 2023, 38(4): 955-963. QIAN Jiaqi, DONG Shaojing, GAO Pengxin, et al. Analysis of blade vibration response based on contact stiffness distribution characteristics[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(4): 955-963.

method was relatively high. This method was applied to the shrouded blade, and the results showed that the amplitude was 0.56 mm when the excitation force frequency was 812.3 Hz.

Keywords: vibration characteristics; contact stiffness; friction model; harmonic balance method; relative displacement amplitude

涡轮转子叶片所处环境十分恶劣,需承受离心、气动等载荷的共同作用,极易出现振动疲劳,发生疲劳断裂失效^[1]。据统计,振动导致叶片失效占叶片故障的 60%~80%^[2]。为了减小叶片振动、降低发动机故障率,航空发动机在低压涡轮叶片处采用阻尼效果好、工作间隙易控制的锯齿形叶冠^[3]。

带冠叶片的工作原理为当叶片受到激振力的作用,相邻叶冠工作面间将发生相对滑动,由此产生的摩擦力会消耗振动能量从而达到减振的目的^[4]。因此摩擦力将显著地影响带冠叶片的振动响应特性。实验表明摩擦力与多种因素有关^[5],所以摩擦模型通常包含接触刚度、摩擦因数等多个参数。其中,接触刚度反映了正压力、摩擦力和位移在结合面上的综合作用,是目前国内外在该领域的研究重点之一。

Burdekin 等^[6]以 Hertz 理论^[7]为基础,通过实验验证了考虑弹性体间局部法向弹性变形特点的法向接触刚度,并利用 Mindlin 理论^[8]建立切向接触刚度表达式。该方法充分考虑了接触点的曲率半径、接触状况等因素对接触刚度的影响,不足之处在于只能用于圆形接触区域,与实际接触区域的形状不符。为了改善这一问题,Deresiewicz^[9]推导出两个非球形弹性体间椭圆形接触区域的接触刚度。随着分形理论的发展,Liu 等^[10]利用分形函数来模拟结合面的粗糙程度,将结合面离散为一系列接触单元,由 Hertz 接触理论,推导出单个接触单元的法向和切向接触刚度。虽然该接触模型更接近真实的接触状态,但由于分形维数难以确定,且计算方法较为复杂,尚未在工程应用中广泛推广。

在实际工程问题中,常采用有限元计算和接触刚度定义相结合的方式确定接触刚度。Zhao 等^[11]和陈璐璐等^[12]分别在研究带冠叶片和带凸肩叶片的振动问题中,利用该方法确定接触刚度,结果表明该方法简单高效,能适应不同的接触模型。文献采用了对结合面的法向力和切向力进行等效或平均的方法来求解接触刚度定义中的载荷,实际上由于叶冠结合面上的受力不均,各处的接

触刚度存在较大的差异,若考虑接触刚度沿结合面的分布特性,可提高振动特性分析精度。

由于在振动响应分析中引入的摩擦模型包含动态变化的相对位移幅值,它既是振动响应的影响因素,即影响叶冠结合面的摩擦力大小从而导致消耗的振动能量不同,也反映了振动响应的结果,故常规的响应分析方法无法进行数值计算。

为解决上述问题,本文提出了一种基于接触刚度非均匀分布的带冠叶片振动响应分析方法。将叶冠结合面离散成一系列接触单元,根据有限元分析得到的结合面各节点的力与变形的比值求解沿结合面分布的接触刚度,利用摩擦模型表征结合面各接触单元处的非线性摩擦力,通过谐波平衡法计算摩擦力的等效刚度和等效阻尼。在此基础上,提出了一种对相对位移幅值进行迭代求解的振动响应分析方法。利用文献^[13]中的实验结果,验证了本文方法的有效性,并将该振动响应分析方法应用于某型发动机带冠叶片上。

1 基于接触刚度分布的摩擦模型

1.1 接触刚度计算

载荷作用下两个物体发生接触时在结合面会产生变形,为了衡量接触变形的大小,引入了接触刚度的概念。接触刚度是指产生单位变形所需要的载荷,其表达式为

$$k = \lim_{\Delta u \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta u} = \frac{dF}{du} \quad (1)$$

其中 k 为接触刚度, F 为界面载荷, u 为界面变形^[14]。

根据接触刚度的定义,结合面的切向接触刚度为

$$k_t = \frac{F_t}{u_t} \quad (2)$$

其中 k_t 为结合面的切向接触刚度, F_t 为结合面的切向力, u_t 为结合面的切向变形。

同理,结合面的法向接触刚度为

$$k_n = \frac{F_n}{u_n} \quad (3)$$

其中 k_n 为结合面的法向接触刚度, F_n 为结合面的

法向力(正压力), u_n 为结合面的法向变形。

上述接触刚度是基于结合面的载荷及变形得到的, 故叶冠结合面的静力学分析结果对准确计算接触刚度至关重要。相关文献表明, 采用常规有限元方法计算时, 接触边界处会出现随着网格尺寸减小接触应力不断增大的现象, 无法通过网格无关性验证得到准确的接触应力计算结果^[15]。为解决这一问题, 本文首先采用文献^[15]中的位移提取法确定叶盘模型的最佳网格尺寸。其基本思路为将网格逐渐细化至模型位移收敛, 提取结合面上的位移作为新的位移边界条件, 代入模型计算至应力收敛^[16]。

首先, 选取一组结合面网格尺寸(0.5、0.25、0.125 mm)初探位移收敛条件。叶冠结合面最大接触应力及最大位移如表1所示。

表1 叶冠静力学分析结果

Table 1 Statics analysis results of blade shroud

项目	结合面网格尺寸/mm		
	0.5	0.25	0.125
结合面最大应力/MPa	264.74	394.29	502.70
结合面最大位移/mm	0.343 19	0.343 17	0.343 23
位移的相对误差/%		-0.005 8	0.017 5

上述结果表明, 结合面的位移在 0.25 mm 的网格尺寸下已经收敛。提取该位移后, 由位移提取法计算得到的结合面接触应力为 453.33 MPa。根据此结果, 叶冠结合面处的最佳网格尺寸为 0.202 mm。将此网格尺寸应用于接触应力分析中, 计算结果如图1所示, 叶冠结合面的最大接触应力出现在叶冠结合面的外侧, 最大接触应力为 453.48 MPa, 与位移提取法的相对误差仅为 0.033%。

为提取叶冠结合面上的载荷及变形, 建立如图2所示的局部坐标系 $O'X'Y'Z'$ 。坐标系原点为结合面边界的一点 O' , X' 轴为结合面边界线 $O'A$ 的方向, Y' 轴在结合面内与 X' 轴垂直, Z' 轴垂直

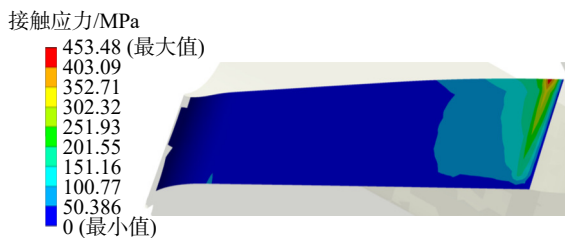


图1 叶冠结合面的接触应力

Fig. 1 Stress at contact surface of blade shroud

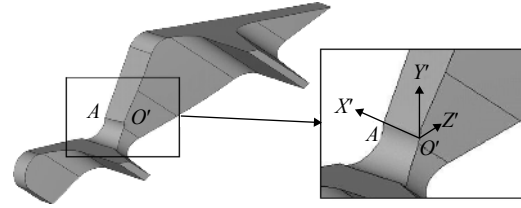


图2 叶冠局部坐标系

Fig. 2 Local coordinate system of blade shroud

于结合面并指向结合面内。

将叶冠结合面上的载荷及变形代入式(2)和式(3), 得到沿结合面分布的接触刚度。舍弃部分节点使结合面形状转换为矩形, 得到如图3所示的接触刚度分布。

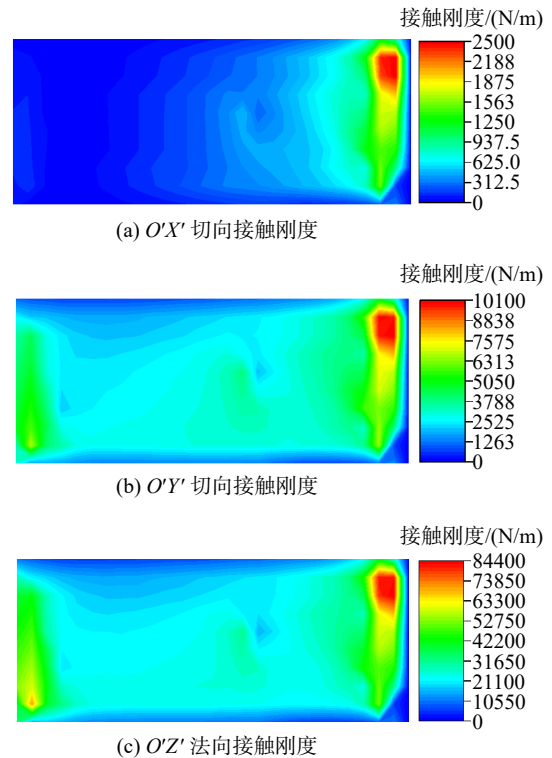


图3 叶冠结合面间的接触刚度

Fig. 3 Contact stiffness between interfaces of shroud

相较于总刚度, 这种沿结合面分布的接触刚度能够更准确地描述结合面上各处的接触状态。

1.2 摩擦模型

常见的摩擦模型主要分为宏滑动模型和微滑动模型。宏滑动模型假设结合面内所有接触点的正压力都相等, 视作单点接触; 微滑动模型描述的结合面为多点接触, 视作多个宏观模型的串联或并联。相较于宏滑动模型, 微滑动模型能够更准确地描述结合面从整体黏滞到部分滑动、再到整体滑动的行为, 故其在实际工程问题中有着更

广泛的应用。

本文选取的是一种典型的微-宏滑动摩擦模型^[11]。首先引入刚度比例因子 λ , 表达式为

$$\lambda = k_d/k_{\text{gross}} \quad (4)$$

其中 k_d 为单调加载时结合面的初始切向接触刚度, k_{gross} 为振动位移从零到最大值变化过程的接触刚度平均值。单调加载情况下结合面摩擦力 f_n 与相对切向位移 x 的关系为

$$x = \lambda A_0 \left[1 - \left(1 - \frac{f_n}{\mu N} \right)^{\frac{1}{\lambda}} \right] \quad (5)$$

$$f_n = \begin{cases} -\mu N \left[1 + \left(1 - \frac{A}{\lambda A_0} \right)^{\lambda} \right] + 2\mu N \left(1 - \frac{A-x}{2\lambda A_0} \right)^{\lambda} & 0 \leq \theta < \pi \\ \mu N \left[1 + \left(1 - \frac{A}{\lambda A_0} \right)^{\lambda} \right] - 2\mu N \left(1 - \frac{A+x}{2\lambda A_0} \right)^{\lambda} & \pi \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (7)$$

宏滑动状态下($A > \lambda A_0$), 在摩擦力循环变化的过程中存在摩擦力大小保持在 μN 的恒定区域。其他区域的迟滞回线形状与微滑动状态相同, 故宏滑动状态下的数学表达式为

$$f_n = \begin{cases} -\mu N + 2\mu N \left(1 - \frac{A-x}{2\lambda A_0} \right)^{\lambda} & 0 \leq \theta < \beta \\ -\mu N & \beta \leq \theta < \pi \\ \mu N - 2\mu N \left(1 - \frac{A+x}{2\lambda A_0} \right)^{\lambda} & \pi \leq \theta < \beta + \pi \\ \mu N & \beta + \pi \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (8)$$

其中 $\beta = \arccos(1 - 2\lambda A_0/A)$ 为恒定切向力与变化切向力的相位分界点。

综上, 利用接触刚度和静力学分析结果, 建立了包含微滑动和宏滑动两种状态的微-宏滑动摩擦模型, 对应的迟滞回线如图 4 所示, 图中 oa 段为初始加载段, $abcd$ 段为微滑动的迟滞回线, $a'b'c'd'$ 段为宏滑动的迟滞回线。

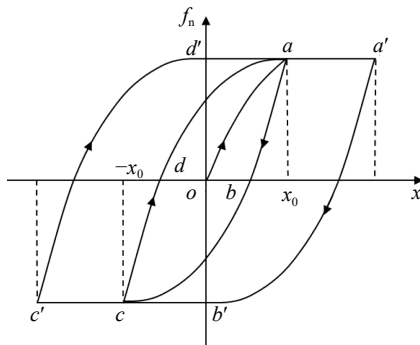


图 4 微-宏滑动摩擦模型迟滞回线

Fig. 4 Hysteresis curve of micro-macro-slide model

其中 μ 为结合面间的摩擦因数, N 为结合面正压力, $A_0 = \mu N/k_t$ 。

假设系统受到简谐激振力的作用, 接触点的相对位移可表示为

$$x = A \cos(\omega t + \varphi) = A \cos \theta \quad (6)$$

其中 A 为接触点的相对位移幅值, ω 为角频率, φ 为初始相位, t 为时间, θ 为不同时刻的总相位。

根据 Massing 理论^[17], 迟滞回线的加载段和卸载段与单调加载时相同。故微滑动状态下($A \leq \lambda A_0$)结合面摩擦力的表达式为

2 基于接触刚度分布的响应分析

2.1 谐波平衡法等效摩擦力

ANSYS 软件无法识别振动特性分析中的非线性项, 即微-宏滑动摩擦模型中的非线性摩擦力, 常见的解决办法是采用谐波平衡法对结合面上的非线性力进行等效处理^[18], 其本质是将非线性微分方程转化为非线性代数方程。

叶片振动可简化为如图 5 所示的单自由度系统^[19]。其振动方程为

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f_e(t) - f_n \quad (9)$$

其中 x 为振动位移, m 为质量, k 为系统刚度, c 为系统阻尼, f_e 为外激励, f_n 为系统结合面的切向力(摩擦力)。

傅里叶变换可以将微-宏滑动摩擦模型定义的摩擦力展开成多次谐波的表达式。由于振动主要以 1 阶谐波为主, 故忽略高阶谐波的影响, 将非线性摩擦力展开为 1 阶谐波, 其表达式为

$$\tilde{f}_n = a_0 + a_1 \cos \theta + b_1 \sin \theta \quad (10)$$

其中 $\tilde{f}_n$ 为近似摩擦力, a_0 、 a_1 、 b_1 是表达式中的 3 个

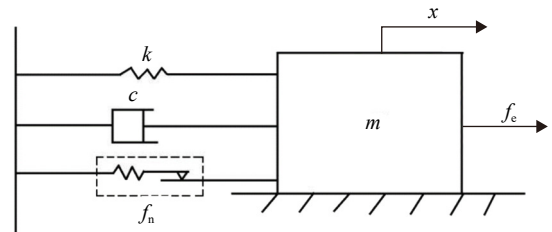


图 5 叶片简化模型

Fig. 5 Simplified blisk model

系数,具体计算公式分别为

$$a_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f_n(A, \theta) d\theta = 0 \quad (11)$$

$$a_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f_n(A, \theta) \cos \theta d\theta \quad (12)$$

$$b_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f_n(A, \theta) \sin \theta d\theta \quad (13)$$

将式中的谐波项反表示为位移 x 和速度 $\dot{x}$ 的函数,即把 $\cos \theta$ 反表示为 x/A ,把 $\sin \theta$ 反表示为 $-\dot{x}/(\omega A)$,将 $\tilde{f}_n$ 代入式(9),得到1次谐波平衡法下的叶片振动方程为

$$m\ddot{x}(t) + \left(c - \frac{b_1}{\omega A}\right)\dot{x}(t) + \left(k + \frac{a_1}{A}\right)x(t) = f_e(t) \quad (14)$$

则等效刚度 k_{eq} 为

$$k_{eq} = \frac{a_1}{A} = \frac{1}{\pi A} \int_0^{2\pi} f_n(A, \theta) \cos \theta d\theta \quad (15)$$

等效阻尼 c_{eq} 为

$$c_{eq} = -\frac{b_1}{\omega A} = -\frac{1}{\omega A} \int_0^{2\pi} f_n(A, \theta) \sin \theta d\theta \quad (16)$$

将式(7)代入式(15)和式(16)得到微滑动状态下的等效刚度和等效阻尼为

$$k_{eq} = \frac{4\mu N}{\pi A} \int_0^\pi \left[1 - \frac{A}{2\lambda A_0} (1 - \cos \theta)\right]^\lambda \cos \theta d\theta \quad (17)$$

$$c_{eq} = \frac{4\mu N}{\omega \pi A} \cdot \left\{ 1 + \left(1 - \frac{A}{\lambda A_0}\right)^\lambda + \frac{2\lambda A_0}{(\lambda+1)A} \left[\left(1 - \frac{A}{\lambda A_0}\right)^{\lambda+1} - 1 \right] \right\} \quad (18)$$

同理,宏滑动状态下,摩擦力对应的等效刚度和等效阻尼为

$$k_{eq} = \frac{4\mu N}{\pi A} \int_0^\beta \left[1 - \frac{A}{2\lambda A_0} (1 - \cos \theta)\right]^\lambda \cos \theta d\theta \quad (19)$$

$$c_{eq} = -\frac{4\mu N}{\omega A} \left[\frac{2\lambda A_0}{(\lambda+1)A} - 1 \right] \quad (20)$$

将微-宏滑动模型的摩擦力 f_n 和谐波平衡法得到的近似摩擦力 $\tilde{f}_n$ 的迟滞回线绘制于图6对比发现,微滑动状态时,两者的迟滞回线非常接近;宏滑动状态时,两者稍有差异,这是因为谐波平衡法展成的谐波形式是连续且可导的,而宏滑动状态下的微-宏滑动模型中,摩擦力是连续不可导

且有常值段的,故谐波平衡法对摩擦力的大小表征稍有不足。实际上,在一个运动周期中,两者的迟滞回线围成的面积近乎一致,这表明用谐波平衡法表征的摩擦力在单个周期中所做的功与微-宏滑动摩擦模型是一致的,即其对振动响应的影响是一致的,证明了谐波平衡法近似求解的准确性。

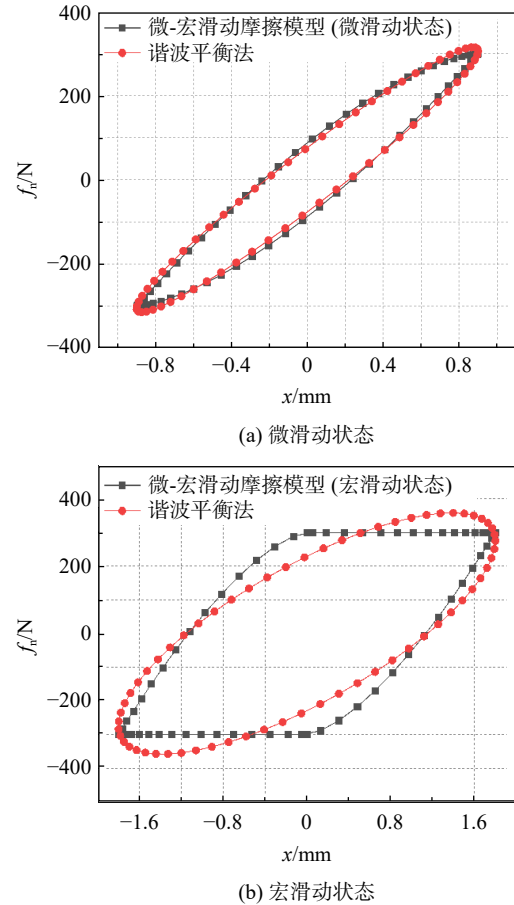


图6 谐波平衡法与微-宏滑动模型摩擦力比较
Fig. 6 Comparison of friction between harmonic balance method and micro-macro-slide model

2.2 基于等效刚度的模态分析

振动特性主要包括模态分析和振动响应两部分,模态分析用于确定结构的固有振动特性,即结构的固有频率和振型,是进行响应分析所必备的前期分析过程。由于ANSYS软件的模态分析中无法识别非线性接触单元,所以本文通过在叶冠间施加MATRIX27单元来模拟结合面的接触特征。

MATRIX27单元的几何形状无定义,可以用质量、刚度或阻尼矩阵来指定其弹性运动响应。该单元由两个节点和施加在节点中间的系统矩阵定义,如图7所示,该矩阵是 12×12 的对称矩阵。其中 C_1 、 C_{58} 、 C_7 模拟 x 方向的质量、刚度和阻尼,

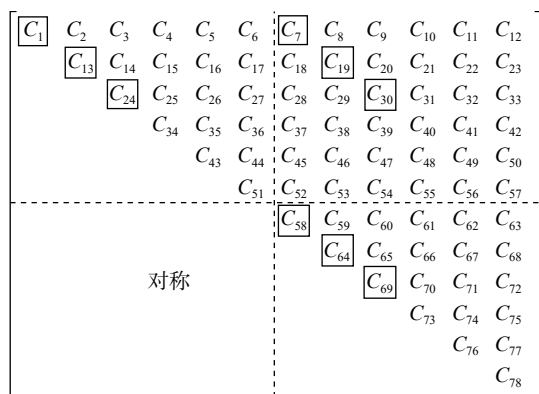


图7 MATRIX27单元对称矩阵系数

Fig. 7 Symmetric matrix coefficients of MATRIX27 element

C_{13} 、 C_{64} 、 C_{19} 模拟 y 方向的质量、刚度和阻尼, C_{24} 、 C_{69} 、 C_{30} 模拟 z 方向的质量、刚度和阻尼。

图8为叶冠结合面间施加 MATRIX27 单元的示意图, $O'ABC$ 和 $O'_1A_1B_1C_1$ 分别为叶冠的两个结合面。图中简化了叶冠结合面实际的单元数, 只给出了部分节点间的 MATRIX27 单元。

经模态分析, 带冠叶片的1阶固有频率为806.6 Hz, 模态振型如图9所示。

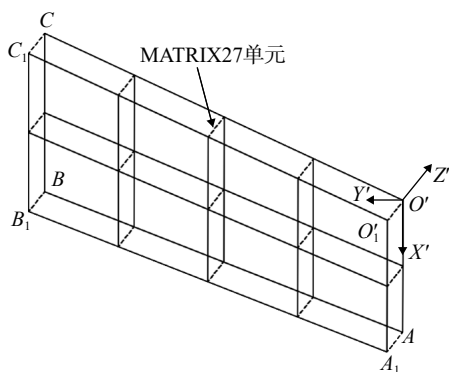


图8 施加 MATRIX27 单元示意图

Fig. 8 Schematic diagram of applying MATRIX27 element

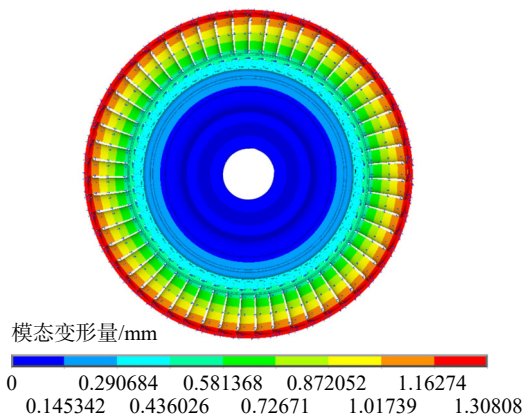


图9 带冠叶片振型

Fig. 9 Vibration modes of shrouded blade

2.3 振动响应分析方法

微-宏滑动摩擦模型中的绝大部分参数都可以在响应分析前确定, 但是相对位移幅值 A 比较特殊, 它既是振动响应的影响因素, 也反映了振动响应的结果。因此, 计算振动响应时, 需要对相对位移幅值进行迭代求解。

本文提出了一种针对该摩擦模型的振动响应分析方法, 基本原理为把振动响应分析求解的等效刚度和等效阻尼作为初始条件代入有限元模型中计算, 重复此过程, 直到相对位移幅值达到给定的收敛精度, 即振动响应到达稳定状态。图10给出了具体的振动响应分析的流程, 步骤如下:

- 1) 给定初始的叶冠结合面间切向相对位移幅值和收敛精度。
- 2) 对数据进行预处理, 计算等效刚度和等效阻尼, 生成谐响应分析的 APDL (ANSYS parametric design language) 命令文件。
- 3) 对模型进行谐响应分析, 更新叶冠结合面间相对位移切向幅值。
- 4) 判断相对位移幅值是否收敛, 若收敛, 则将其作为相对位移幅值的计算结果; 若不收敛, 则重复进行 2) 到 4) 步。

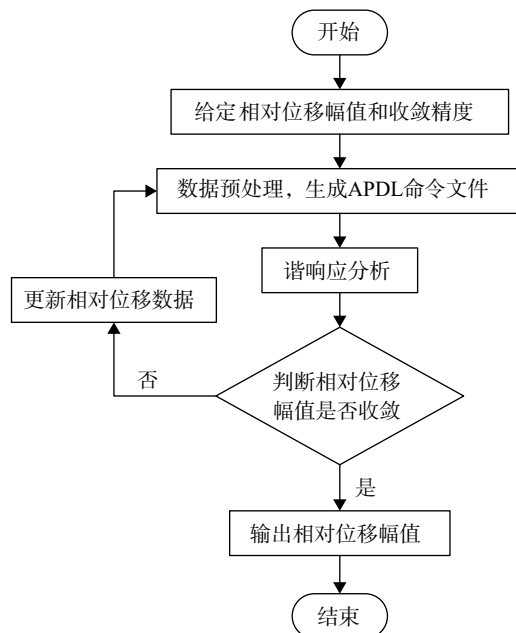


图10 振动响应分析流程

Fig. 10 Vibration response analysis process

2.4 振动响应分析方法验证

本文采用文献[13]中带有摩擦阻尼结构的悬臂梁模型来验证该振动响应分析方法的精确性。文献中的实验装置和本文所用的有限元模型分别

如图 11 (a)和图 11(b)所示,悬臂梁总长为 1.33 m,在距夹紧端 1.28 m 的位置施加幅值为 38.438 N 的激振力。

根据上述振动响应分析方法计算 24~28 Hz 范围内的振动响应,将其与文献中的实验结果进行对比,如图 12 所示。

分析发现,本文提出的振动响应分析方法计算结果均在文献实验结果附近,总体来看两者基本重合,共振峰附近的振幅误差为 1.99 mm,相对误差为 3.9%,振幅的最大误差为 5.53 mm,出现在远离共振峰的位置,证明了本文方法的

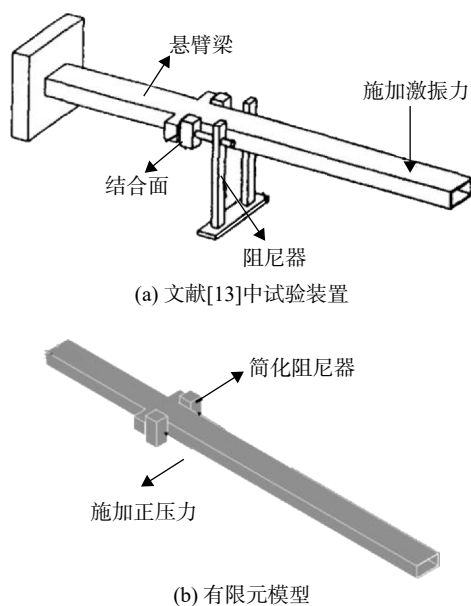


图 11 带有摩擦阻尼结构的悬臂梁模型

Fig. 11 Cantilever beam model with friction damping structure

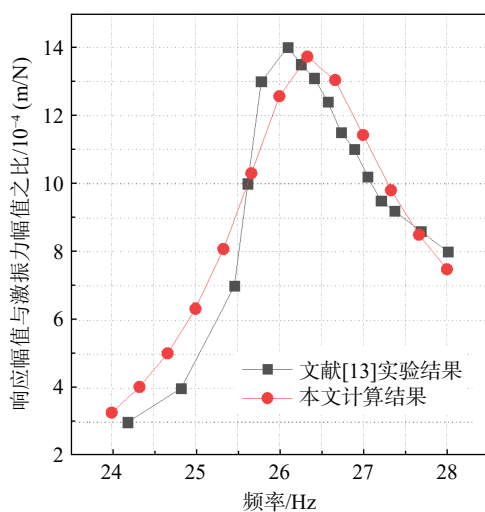


图 12 本文方法与文献 [13] 结果对比

Fig. 12 Comparison of method in this paper and results of Ref. [13]

有效性。

3 带冠叶片振动响应分析

参考文献 [20], 激振力幅值为 10 N, 将激振力施加在叶身靠近叶冠的位置, 与叶片外形垂直, 如图 13 所示。

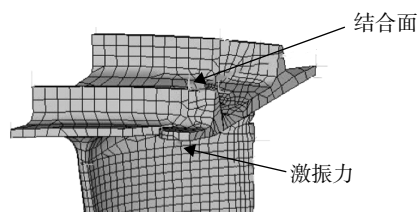
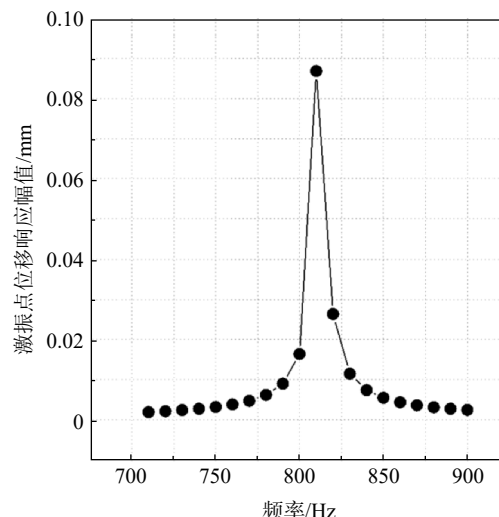


图 13 叶片激振力施加位置

Fig. 13 Position where blade excitation force is applied

激振力频率范围根据文中第 2.2 节模态分析中的固有频率 806.63 Hz 进行选取, 初步设置为 700~900 Hz, 以 10 Hz 为间隔进行响应分析, 提取不同激振力频率下激振点 Y 方向的振动响应幅值, 结果如图 14(a)所示。

在该频率范围内, 存在一个共振峰, 其对应频率为 810 Hz, 相对位移幅值为 0.09 mm。在 810~815 Hz 范围内, 细化激振力频率间隔至 0.1 Hz, 如图 14(b)所示, 结果表明共振峰所在频率为 812.3 Hz, 相对位移幅值为 0.56 mm。响应分析结果的共振峰所在频率与模态分析的固有频率相比略有增加, 相对误差为 0.7%。这是因为在相对位移幅值迭代过程中, 叶冠结合面上某些接触点的接触状态发生改变, 引起等效刚度发生变化, 从而导致叶片固有频率改变。



(a) 700~900 Hz 范围内的频响曲线

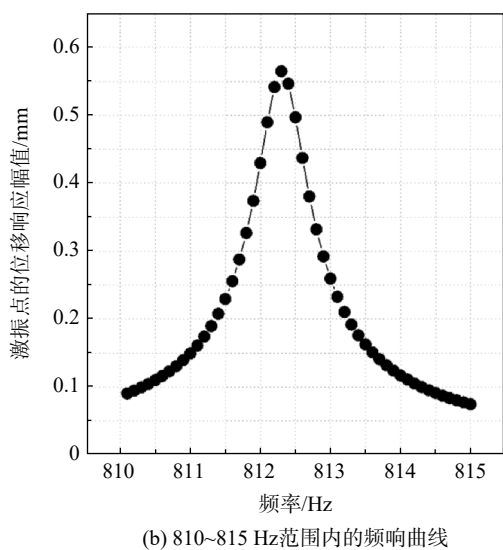


图14 激振点 y' 方向位移的频响曲线

Fig. 14 Frequency response curve of y' direction displacement at excitation point

4 结 论

本文提出了一种基于结合面接触刚度分布特性的振动响应分析方法,并与文献[13]中的实验结果进行了对比,主要结论如下:

1) 根据接触刚度的定义给出了可供工程应用的接触刚度计算方法;利用位移提取法准确计算出叶冠的接触应力,进而得到了沿结合面分布的接触刚度。

2) 选择同时考虑微滑动和宏滑动两种状态的微-宏滑动摩擦模型作为结合面的摩擦模型以表征结合面处的非线性摩擦力;通过谐波平衡法将摩擦力转换为等效刚度和等效阻尼,作为后续振动特性分析的基础。

3) 在叶冠结合面间施加 MATRIX27 单元以模拟结合面的接触特征,对叶片模型进行简单的模态分析以获取合适的激振力频率范围。

4) 作为等效刚度与等效阻尼公式中的一个重要参数,相对位移幅值既是振动响应的影响因素,也反映振动响应的结果。根据这一特性,通过对相对位移幅值进行迭代的方法来求解振动响应,并通过带有摩擦阻尼结构的悬臂梁模型对该方法进行了验证,结果较为吻合,验证了本文所提出的方法的正确性。在此基础上,研究了某型发动机带冠叶片的振动响应特性。

本文所提出的振动响应分析方法原理清晰、操作简单,在工程上具有一定的应用意义。

参考文献:

- [1] 谢永慧, 孟庆集. 汽轮机叶片疲劳寿命预测方法的研究[J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(9): 912-915.
XIE Yonghui, MENG Qingji. Numerical model for steam turbine blade fatigue life[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2002, 36(9): 912-915. (in Chinese)
- [2] 左焕. 整圈自带冠叶片系统接触碰撞特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2014.
ZUO Huan. Research on contact collision characteristics for the whole circle integrally shrouded blade[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2014. (in Chinese)
- [3] 洪杰, 杨鑫, 陈璐璐, 等. 基于接触状态分析的叶冠阻尼评估与改进设计[J]. 北京航空航天大学学报, 2012, 38(5): 681-687.
HONG Jie, YANG Xin, CHEN Lulu, et al. Damping assessment and improving design of blade shrouds based on contact states[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2012, 38(5): 681-687. (in Chinese)
- [4] OZOLI R, OZOLI I, RAMANA L. Turbine blade of gas turbine engine additional unloading by changing the layout of the gravity centre of the shroud shelf[J]. Transport and Aerospace Engineering, 2019, 7(2): 14-23.
- [5] 刘丽兰, 刘宏昭, 吴子英, 等. 机械系统中摩擦模型的研究进展[J]. 力学进展, 2008, 38(2): 201-213.
LIU Lilan, LIU Hongzhao, WU Ziyang, et al. Research progress of friction model in mechanical system[J]. Advances in Mechanics, 2008, 38(2): 201-213. (in Chinese)
- [6] BURDEKIN M, COWLEY A, BACK N. An elastic mechanism for the micro-sliding characteristics between contacting machined surfaces[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2006, 20(3): 121-127.
- [7] JOHNSON K L. 接触力学[M]. 徐秉业, 罗学富, 刘信声, 等, 译. 北京: 高等教育出版社, 1991.
- [8] MINDLIN R D. Compliance of elastic bodies in contact[J]. Journal of Applied Mechanics, 1949, 16(9): 259-268.
- [9] DERESIEWICZ H. Oblique contact of nonspherical elastic bodies[J]. Journal of Applied Mechanics, 1957, 24(4): 623-624.
- [10] LIU Yalin, BO Shanguan, XU Zili. A friction contact stiffness model of fractal geometry in forced response analysis of a shrouded blade[J]. Nonlinear Dynamics, 2012, 70(3): 2247-2257.
- [11] ZHAO Jiazhe, WANG Yanrong, LUO Yanbin, et al. A vibration damping analysis method of turbine blade shroud dampers based on a given eigen-mode[C]//Proceedings of the ASME 2018 International Design Engineering. Quebec, Canada: ASME, 2018: 1-11.
- [12] 陈璐璐, 张大义, 文敏, 等. 带凸肩风扇叶片振动特性及设计方法研究[J]. 推进技术, 2015, 36(9): 1389-1394.
CHEN Lulu, ZHANG Dayi, WEN Min, et al. Dynamical effects of shrouds on fan blade vibration and its corresponding design method[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(9): 1389-1394. (in Chinese)
- [13] BERTHILLIER M, DUPONT C, MONDAL R, et al. Blades forced response analysis with friction dampers[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1998, 120(2): 468-474.
- [14] 黄平, 郭丹, 温诗铸. 界面力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2013.
- [15] 申秀丽, 高鹏新, 董少静, 等. 带锯齿形叶冠叶片接触应力计算及静强度分析[J]. 航空动力学报, 2020, 35(4): 732-743.

- SHEN Xiuli, GAO Pengxin, DONG Shaojing, et al. Contact stress calculation and static strength analysis of zig-zag shrouded blade[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2020, 35(4): 732-743. (in Chinese)
- [16] ZHANG S, SHEN X, DONG S, et al. A method to analyze the contact stress of dovetail attachments in aeroengine[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(2): 022505.1-022505.10.
- [17] 靳顺. 摩擦阻尼建模及涡轮叶片结构减振分析[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2015.
- JIN Shun. Friction damping modeling and vibration reduction research in gas-turbine structure[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2015. (in Chinese)
- [18] 张建伟, 白海波, 李昕. ANSYS 14.0超级学习手册[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2013: 242-243.
- [19] 康佳豪, 徐超, 李东武, 等. 基于谐波平衡-时频转换法的摩擦振子稳态响应分析[J]. *振动与冲击*, 2020, 39(12): 170-176, 205.
- KANG Jiahao, XU Chao, LI Dongwu, et al. Analysis of steady responses for a frictional oscillator based on the harmonic balance-alternating frequency/time domain method[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(12): 170-176, 205. (in Chinese)
- [20] 朱永新. 带冠叶片摩擦减振特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2007.
- ZHU Yongxin. Research on characteristic of the forced response of shrouded blades[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. (in Chinese)

(编辑: 陈 越、秦理曼)