

带摩擦阻尼叶片与轮盘耦合系统的振动分析

北京航空航天大学
北京邮电大学

胡寻峰^{**} 王亲猛 张 锦
刘晓平

【摘要】 本文用非比例粘性阻尼等效航空发动机叶/盘耦合系统振动时叶片上凸肩(冠)接触面间产生的摩擦阻尼效应对叶/盘系统固有振动特性及响应特性的影响。利用由滞后弹簧摩擦模型所得到的等效粘性阻尼及等效刚度系数,在局部坐标下建立接触面间的刚度及阻尼矩阵,以分析阻尼对叶/盘系统的减振效应。文中所建立的基本公式、分析方法、由计算所导出的无因次曲线及振型与振动应力分布的后处理云图,可供叶轮机的设计、研制、排故及改型参考。

主题词: 摩擦式减振器 粘性阻尼 耦合 振动分析

分类号: V231.92

1 引言

为了使航空发动机等叶轮机的转子叶片减振,常设法使叶片的某些接触面间在振动中产生摩擦效应以耗散振动能量,使叶片颤振的稳定性及其高周疲劳可靠性得到改善或提高。如叶片带凸肩、箍带等的设计即为此目的。带冠叶片也可减振。在叶轮机的实际工作中叶片下缘板间及叶片的榫头与轮盘榫槽间在一定情况下也可因摩擦而起到减振作用。在凸肩、叶冠甚至叶片下缘板的有关接触面上加有涂层时更会加强减振效果。

对带凸肩(冠)叶片与轮盘系统振动特性的研究从七十年代初期开始,早期的研究常将接触面间处理为无相对运动的固接面,Cottney 和 Ewins^[2]指出带冠叶片接触面位移连续时系统的弯曲振动远大于扭转振动。然而由于接触面间实际存在相对运动,进一步的研究和试验均表明位移连续性假设并不总能得到准确结果,因此更多的研究者讨论了接触面间不同边界条件(如接触面间固接、无摩擦滑动以及有摩擦存在)对系统振动特性的影响。Meng^[5,6]采用谐波平衡法,建立了考虑凸肩接触面之间有非线性摩擦力时叶片与轮盘系统的模型。文献中分析了接触面间预紧力和接触面处摩擦系数对结构振动特性的影响。计算中采用的数据是人为假定的,且对结构进行了简化处理,计算结果又没有获得实验的验证,故离实用尚有一段距离。Griffin^[4]研究了涡轮叶片下缘板的摩擦阻尼问题,用滞后弹簧的摩擦模型建立了叶片/阻尼器模型,分析了接触面阻尼对系统振动的影响。结果表明,法向压力较小时接触面间的阻尼作用较小;然而,过高的法向压力使得相邻接触面不能充分滑动,也使得阻尼作用不能充分发挥。Wang^[8]分析了单个叶片有阻尼时的振动特性,主要着力点是榫齿与榫槽之间的摩擦,由于其模型的两个接触面中的一个为固定面,因此不能很好地用在凸肩及叶冠等接触面上。Ferri^[3]

在其文章中详细评述了有关对摩擦阻尼的研究。

综上所述,目前尚缺乏接触面间合理的摩擦模型,也未能用数值分析方法得出较准确的结果,且对此种摩擦阻尼对叶/盘耦合系统固有特性及响应特性的影响研究不够。

本文以非比例粘性阻尼等效叶片接触面间摩擦力的作用。在叶片接触面处建立局部坐标,利用由滞后弹簧摩擦模型得到的等效粘性阻尼及等效刚度系数,建立叶片接触面间刚度及阻尼矩阵。从 ANSYS 有限元分析软件的元素库中选用 Matrix 27 线单元来描述接触面间的刚度与阻尼矩阵。由此建立含摩擦阻尼影响的叶/盘耦合系统的有限元模型,对该系统的固有振动及响应特性作较为全面的分析研究。文中所建立的研究方法与实际工程应用紧密结合。计算分析所引出的结论可供叶轮机的有关设计、研制及排故参考。

2 阻尼物理模型

用来描述接触面间干摩擦阻尼系统的数学模型主要有两种,即 Sgn 摩擦模型及滞后弹簧摩擦模型。基于 Sgn 摩擦模型的不足之处是引用 Coulomb 摩擦定律时没有考虑在接触面间发生滑动之前的变形。而后一种模型则比较完善,如图 1 所示,它将一个弹簧与一个理想库仑阻尼器单元串联起来构成描述接触面上作用有干摩擦力时的数学模型——滞后弹簧摩擦模型。

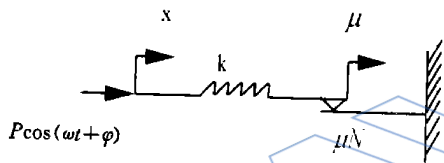


图 1 滞后弹簧摩擦模型

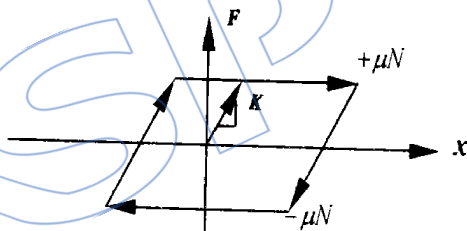


图 2 滞后弹簧力与位移关系

在假设图 1 模型的位移 x 为正弦变化时,该模型的力与位移的关系如图 2 所示。可以看出,此模型的力与位移的轨迹为一闭合平行四边形。用一次谐波平衡方程分析,可以得到弹簧/阻尼单元的等效刚度和等效粘性阻尼系数的表达式:

$$K_{eq} = -4\mu N \cos\theta / \pi X + k[\theta - \sin(\theta) / 2 + 2\cos\theta - \pi / 2] / \pi \quad (1)$$

$$C_{eq} = 4\mu N \sin\theta / \pi \omega X + k[3/2 - \cos(\theta) / 2 - 2\sin\theta] / (\pi \omega) \quad (2)$$

上面两式中: $\theta = \sin^{-1}(1 - 2\mu N / Xk)$; $\pi/2 \leq \theta \leq 3\pi/2$; k 是相邻接触面间沿切向的弹性剪切刚度; μ 是摩擦系数; N 为正压力; X 是相邻接触面间沿切向的相对位移幅值; ω 是激振力的角频率。

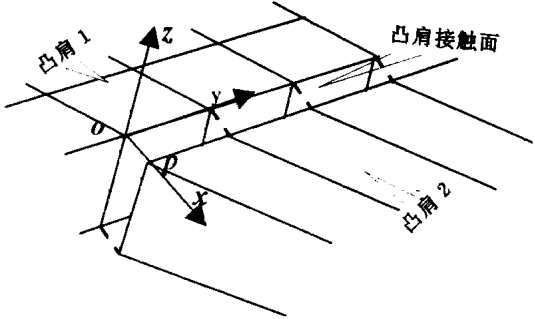
3 接触面间阻尼矩阵及刚度矩阵

以考察带凸肩叶片的凸肩接触面间摩擦阻尼效应为分析模型,忽略叶片榫头与轮盘榫槽间以及下缘板间的摩擦效应。选用三维八节点等参元对叶片与轮盘系统进行离散,使每个凸肩接触面处的节点数目完全相同,以便于进一步分析时一一对应。凸肩接触面间应保持平行,在接触面处建立局部坐标系 oxy ,如图 3 所示, o 点是接触面上的一个节点, x 轴为接触面的法向方向, y 轴则沿接触面切向, z 轴由右手法则确定。

凸肩接触面处的等效阻尼矩阵和等效刚度矩阵的建立则通过在对节点间添加特殊线单元来处理,假定两相邻凸肩接触面之间有 n 对相互对应的节点,则可以建立 n 个阻尼矩阵单元

及 n 个刚度矩阵单元。如图 3 所示 o, p 即为线单元的两个节点, 局部坐标系下线单元的阻尼矩阵 $[C_s]$ 和刚度矩阵 $[K_s]$ 为:

$$[K_s] = \begin{bmatrix} ki & 0 & -ki & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -ki & 0 & ki & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$
$$[C_s] = \begin{bmatrix} ci & 0 & -ci & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -ci & 0 & ci & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$



式中的子矩阵

$$[ki] = \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 \\ 0 & k_y & 0 \\ 0 & 0 & k_z \end{bmatrix}, \quad [ci] = \begin{bmatrix} c_x & 0 & 0 \\ 0 & c_y & 0 \\ 0 & 0 & c_z \end{bmatrix}$$

其中: $k_x = \frac{K_{eqx}}{n}$, $k_y = \frac{K_{eqy}}{n}$, $k_z = \frac{K_{eqz}}{n}$, $c_x = \frac{K_{eqx}}{n}$, $c_y = \frac{K_{eqy}}{n}$, $c_z = \frac{C_{eqz}}{n}$

依此建立每个接触面间线单元的 $[C_s]$ 和 $[K_s]$ 。 $[K_s]$ 与叶片、轮盘部件的刚度矩阵组集成叶 / 盘耦合系统的总体刚度矩阵, 由 $[C_s]$ 组集后形成系统的总体阻尼矩阵。叶 / 盘耦合系统的总体动力方程为:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{P(t)\}$$

(4)

4 耦合系统固有振动

实际上凸肩接触面间沿 y 向及 z 向都是有摩擦力作用的。为分析此两方向各自的阻尼效应对系统固有振动频率的影响, 计算出 y 和 z 方向均有阻尼及只有 y 向阻尼时系统的前三阶固有振动频率, 如表 1 所示。

表 1 耦合系统前三阶固有振动频率(单位: Hz)

条 件	阶 次 1	阶 次 2	阶 次 3
y 方向的阻尼为 $1600 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, z 方向无阻尼	$-0.011 \pm 229.7i$	$-0.96 \pm 237.7i$	$-20.7 \pm 351.3i$
y 和 z 方向阻尼均为 $1600 \text{ N} \cdot \text{s/m}$	$-1.99 \pm 230.2i$	$-1.54 \pm 237.9i$	$-23.8 \pm 351.6i$

从表 1 可以看出, z 向阻尼对系统固有振动频率的影响很小, y 向阻尼的影响较大。

当凸肩接触面间作用的摩擦力很大时, 可近似视为各叶片凸肩间固接成一整环, 而当摩擦力很小时, 可视为无摩擦力作用的相对滑动。表 2 列出凸肩间三种不同边界条件下叶 / 盘耦合系统的固有振动频率。由表 2 可知凸肩固接时由于系统刚性最强, 故振频最高, 凸肩间无摩擦只有相对滑动时振频最低, 而凸肩接触面间有摩擦阻尼(表中为 $3200 \text{ N} \cdot \text{s/m}$) 时固有振频则处于上述两者之间。

表 2 三种边界条件下系统前三阶固有振动频率及轮盘弹性对其的影响(单位: Hz)

阶次	固 接	有摩擦阻尼	相对滑动	叶/ 盘系统	整级叶片
1	239. 61	231. 3	229. 8	$- 1. 0 \pm 229. 8i$	$- 1. 41 \pm 245. 8i$
2	243. 15	238. 9	237. 6	$- 0. 82 \pm 237. 6i$	$- 9. 42 \pm 316. 8i$
3	381. 09	360. 3	349. 7	$- 11. 8 \pm 349. 7i$	$- 7. 20 \pm 368. 6i$

注: 表 2 中叶/盘系统和整级叶片两种情况的凸肩接触面在 y 和 z 方向阻尼均为 $800 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ 。

表 2 列出了只考虑整级叶片凸肩间的阻尼效应, 将盘视为刚性时, 系统的固有振频与叶/盘耦合系统的固有振动频率, 比较可见两者相差很大。由此更可看出研究带摩擦阻尼叶/盘耦合系统振动特性的必要性。

5 耦合系统动力响应

仍以分析带凸肩叶/盘耦合系统为例, 形成此系统强迫振动的激振力以前一级静子叶片尾缘后流场不均匀形成的尾流激振为主, 动力方程(4)中的 $\{P(t)\}$ 项即为激振力, 求系统动力响应即解此方程。方程(4)为二阶常系数线性微分方程组, 在实用的有限元分析中可用直接积分及振型叠加两种方法解出。本文采用振型叠加法解此动力方程。由计算结果可知在叶/盘耦合系统中叶尖前缘的位移响应最大。

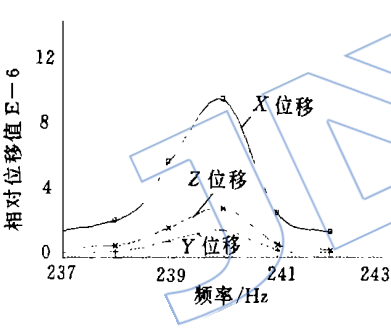


图 4 凸肩固接时叶尖前缘位移响应曲线

定出叶/盘耦合系统的总坐标系: Z 轴为发动机的转轴方向, 沿进气方向为正, Y 轴为叶片截面重心连线, 沿离心力方向为正; X 轴由 Y 和 Z 方向按右手法则确定。图 4 和图 5 分别描述了激振力频率在系统第一阶固有振动频率附近时不同凸肩边界条件下叶尖前缘沿 X , Y 和 Z 三个方向的响应位移。由这两图可知无论处于何种凸肩边界条件下在 X 方向(即叶片弯曲振动方向)的响应位移最大。在相同激振力下, 凸肩间固接时的响应位移最大, 凸肩间无摩擦只有滑动时响应位移次之, 凸肩间有摩擦力作用时响应位移最小。

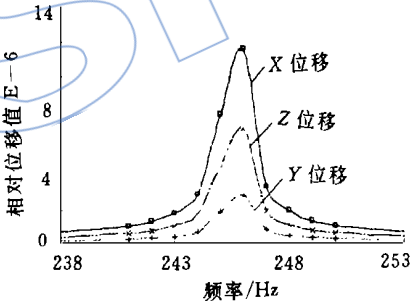


图 5 凸肩间无摩擦只滑动时位移响应曲线

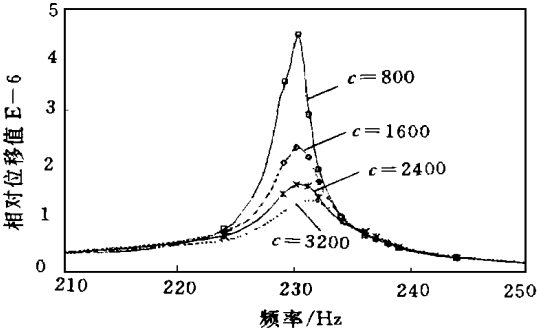


图 6 系统的幅频特性曲线

图 6 为系统在第一阶固有振频附近, 叶尖前缘 X 方向的响应位移随阻尼加大而减小的情况, 由图可看出响应位移的峰值随阻尼的增加而减小, 由此也可以看出摩擦阻尼耗散振动能量的明显效果。图中峰值频率右移是由于干摩擦力的增大使等效刚度也增大, 从而提高了系统固有振动频率的缘故。

带摩擦阻尼叶/盘耦合系统的响应位移较大值主要表现在叶片上, 以叶尖前缘为最高值。由响应位移云图可明显看出, 响应位移较大值集中于叶片凸肩至叶尖之间; 响应应力则以叶片根部尾缘处最大, 叶片凸肩附近的前缘处次之, 而叶片根部前缘的振动应力也是较大的。

6 结 论

本文在分析带摩擦阻尼叶片与轮盘耦合系统的振动时, 以带凸肩叶片与轮盘耦合系统为分析模型。固有振动特性与响应特性计算表明分析重点应集中于响应特性。叶片某些接触面间有摩擦阻尼作用时可有效地降低响应位移及响应应力, 从而改善系统的振动特性。

参 考 文 献

- 1 Bhat M M, Ramamurti V, Cujatha C. Studies on the Determination of Natural Frequencies of Industrial Turbine Blades, *Journal of Sound and Vibration*, 1996, 196(5): 681–703
- 2 Cottney D J, Ewins D J. Towards the Efficient Vibration Analysis of Shrouded Bladed Disk Assemblies. ASME 73–DET–144, 1973
- 3 Ferri A A. Friction Damping and Isolation Systems. *Journal of Vibration and Acoustics and the Design Engineer*, Transaction of ASME, Special 50th Anniversary Design Issue, June 1995, 117: 196–206
- 4 Griffin J H, Menq C–H. Friction Damping of Circular Motion and Its Implication to Vibration Control. *Journal of Vibration and Acoustics*, April 1991, 113: 225–229
- 5 Menq C–H, Chidamparam P, Griffin J H. Friction Damping of Two-Dimensional Motion and Its Application In Vibration Control. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, 144(3): 427–447
- 6 Menq C–H, Griffin J H, Bielak J. The Forced Response of Shrouded Fan Stages. *Transactions of the ASME*, 50/Vol. 108, January 1986
- 7 Minas C, Kodyalam S. Vibration Analysis of Bladed Disc Assemblies. *Mechanics of Structures and Machines*, Aug 1995, 23(3): 321–330
- 8 Wang J H, Shiek W L. The Influence of a Variable Friction Coefficient on the Dynamic Behavior of a Blade With a Friction Damper. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, 149(1): 137–145
- 9 Wang Q M, Wang J M, Zhang J. Dynamic Analysis of Shrouded Blades and Disc Coupling Systems with Freely Slipping Shroud Contact Surfaces. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 1997, 69(6): 540–542
- 10 Zhang J, Wang Q M, Wang J M. Dynamic Analysis of Shrouded Blades and Disc Coupling System/ *Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference '97*, Nov. 9–13, 1997, Kyongju, Korea, pp801–805
- 11 胡寻锋 (张锦及刘晓平指导). 带凸肩叶片与轮盘耦合系统振动特性研究: [硕士学位论文]. 北京航空航天大学, 1998

(责任编辑 王震华)

ometry. The system also provides the ability of editing the pipe's property and shape and ability of interference and clearance checking. The piping object is capable of intelligent response to the change of the joint. The system can also serve as a piping system of automobile, or for petroleum and chemical field.

Key Words Aircraft engines Computer aided design Pipeline laying

VIBRATION ANALYSIS OF BLADED DISC COUPLING SYSTEM WITH FRICTION DAMPING

Hu Xunfeng, Wang Qingmeng, Zhang Jin

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

Liu Xiaoping

(Dept. of Mech. and Elect. Eng. Beijing University of Posts and Telecommunications, Beijing)

ABSTRACT

Nonproportional viscous damping is used to simulate the effect of frictional constraint at the shroud interfaces. The effects on the natural vibration behavior and dynamic response are investigated. The damping matrix and stiffness matrix of the interfaces in local coordinate system are presented by using the equivalent viscous damping and stiffness coefficients of the spring/friction model. The response displacements and the corresponding response stress distributions of the coupling system under three kinds of boundary conditions at shroud contact interfaces are obtained respectively by using mode superposition method. The calculation method, the basic analysis approach and the important conclusions provided in the paper may be available for reference in the designing, development and modification of turbomachinery.

Key Words Friction dampers Viscous damping coupling Vibration analysis

A FINITE ELEMENT METHOD FOR STRUCTURE OF VISCOELASTIC MATERIALS

Yang Xiaoguang and Geng Rui

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

On the basis of the Walker viscoelastic constitutive theory, after developing a self- adaptive time integration method for the constitutive equation, the authors implemented the Walker constitutive equation into the general- purpose non- linear finite element software ABAQUS through the user- defined subroutine UMAT, and finished benchmarks for rate dependence, cyclic, thermal recovery, non- thermal and varied loading conditions. In coded subroutine four element types were included, and the integration method has the monitor mechanism for successful integration. In the light of comparison with the results in publication, the calculated results are satisfied, and the accuracy and efficiency are acceptable. The coded subroutine can be applied to the nonlinear structure analysis of aero- engine hot sections.

Key Words Viscoelasticity Constitutive equation Finite element methods