

文章编号: 1000-8055(2002)01-110-05

带干摩擦阻尼结构叶/盘系统动力学分析

马晓秋, 王亲猛, 张 锦, 程 滔
(北京航空航天大学 动力系, 北京 100083)

摘要: 本文对叶轮机等动力机械中带干摩擦阻尼结构的减振机理进行了研究, 并对带此结构的叶/盘系统的响应特性作了深入的理论分析与数值计算。采用谐波平衡法对此系统的非线性动力学特性进行线性简化, 建立此系统的等效刚度及等效阻尼。在有限元数值分析中导出系统的响应特性计算方法, 并借助于 ANSYS 软件对某型涡轮风扇发动机的带凸肩风扇转子及某型涡轮喷气发动机带拉筋涡轮转子为分析实例。由不同的干摩擦阻尼下系统的幅频特性族曲线可导出阻尼的临界值, 并导出干摩擦阻尼接触面正压力优化的概念。所得结论对今后动力机械中带干摩擦阻尼减振结构的合理设计与寻优具有指导意义。

关键词: 干摩擦; 阻尼; 动力反应; 幅频特性

中图分类号: V 231.96

文献标识码: A

Dynamic Analysis of Bladed Disc Systems with Vibrational Dampers

MA Xiao-qiu, WANG Q in-meng, ZHANG Jin, CHENG Tao

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China

Abstract: The theories of the vibrational dampers in turbomachineries are studied and the dynamic response characteristics of bladed disc systems with dry friction damper devices are investigated both by theoretical analysis and numerical approach. The HBM (harmonic balance method) is used to linearize the nonlinear dynamic behaviors of the systems effectively. The nonlinear behaviors are caused by the discontinuity of the displacement that occurs between two contact interfaces. The equivalent linearized damping and stiffness of the systems are obtained. Numerical approach of dynamic response characteristics is adopted. The calculation and analysis of dynamic response characteristics of aeroengine examples are executed by applying ANSYS finite element software. The rotor discs with shrouded blades and with lacing rod blades are selected as the engineering cases. The concepts of optimal normal pressure and critical damping characteristics between contact interfaces of dry friction damper are derived from a set of response amplitude versus frequency curves under different friction damping values. The conclusions of this dissertation can be applied to the optimal design of dry friction dampers for the future turbomachineries.

Key words: dry friction; damping; dynamic response; amplitude frequency character

1 前 言

随着航空发动机性能的不断提高, 涡轮风扇发动机的应用日益广泛, 风扇叶片工作条件越来越

恶劣, 容易产生共振及颤振。为了减振以提高风扇叶片的颤振稳定性和高周疲劳可靠性, 人们采取了一些措施。其中的方法之一就是采用带凸肩叶片, 当叶片振动时, 凸肩接触面相互摩擦, 可逸

收稿日期: 2001- 03- 16; 修订日期: 2001- 09- 20

作者简介: 马晓秋(1973-), 男, 北京航空航天大学动力系, 硕士生

散振动能起到阻尼减振的作用。在航空发动机的热端部件中也有许多成功地应用摩擦减振的结构,如涡轮叶片带冠等。另外在发动机中利用转子叶片下缘板之间在振动时的摩擦减振,叶片榫头与轮盘榫槽之间在振动时的摩擦减振等形式也经常采用。在大型民用蒸汽轮机的长叶片上还经常采用阻尼拉筋结构来达到减振的目的。

这些结构都是利用接触面之间的干摩擦阻尼达到减振的目的。但接触面间法向压力较小时,接触面的阻尼减振作用较小;而过高的法向压力使得相邻接触面间不能充分滑动,也使得阻尼减振作用减小。由此可见,接触面间法向压力应存在一个最优值,在此压力下减振效果最佳。

2 干摩擦力的类型

用来描述接触面上作用的干摩擦力的数学模型主要有两种: Sgn 摩擦模型及“滞后”弹簧摩擦模型^[4]。

1.1 Sgn 摩擦模型

考虑如图 1 所示的干摩擦阻尼系统。其力与相对速度的关系如图 2 所示。

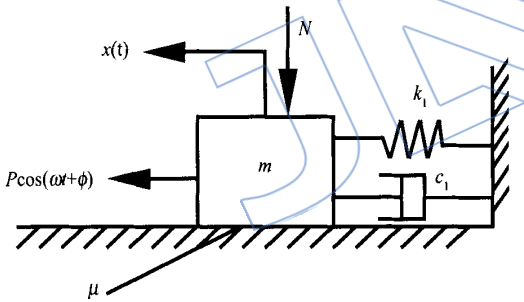


图 1 干摩擦阻尼系统

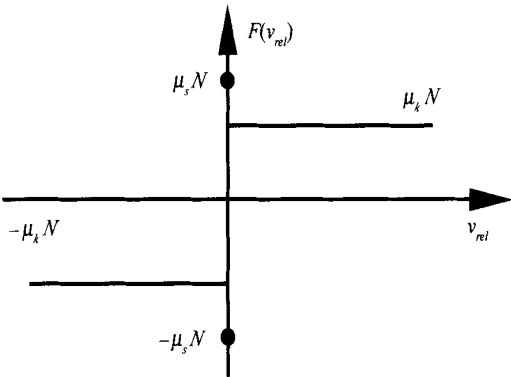


图 2 Coulomb 摩擦定律

图 2 中的干摩擦力 $F(v_{rel})$ 与相对速度 v_{rel} 的关系可表示为:

$$F(v_{rel}) = \begin{cases} \mu_k N & \text{当 } v_{rel} > 0 \text{ 时} \\ -\mu_s N \leq F(v_{rel}) \leq \mu_s N & \text{当 } v_{rel} = 0 \text{ 时} \\ -\mu_k N & \text{当 } v_{rel} < 0 \text{ 时} \end{cases}$$

(1)

上式中, $F(v_{rel})$ 是干摩擦力, μ_k 是滑动摩擦系数或称动摩擦系数, N 是使两个物体压到一起的法向力, v_{rel} 是两个接触面间的相对滑动速度。在界面处于粘着状态时, v_{rel} 在某一时间区间内为零, 在这种情况下, $F(v_{rel})$ 介于 $-\mu_s$ 至 μ_s 之间, 这里 μ_s 是静摩擦系数。为简洁起见, 可将 Coulomb 摩擦定律简写为:

$$F(v_{rel}) = \mu_k N Sgn(v_{rel})$$

(2)

这里 Sgn 是符号函数, 它在其参数为正数、负数或零时分别为 +1、-1 或 0。注意, 本文中 Sgn 函数的概念只在滑动时是正确的, 而在粘性着状态时必须根据系统的受力平衡来求解静摩擦力的大小。

1.2 “滞后”弹簧摩擦模型

基于摩擦模型的 Coulomb 摩擦定律的一个不足之处是它们没有考虑在接触面发生滑动之前的变形。考虑这种现象的一种办法是采用如图 3 所示的模型, 即将一个弹簧与一个理想库仑阻尼器单元串联起来。在假设位移 x 正弦变化时, 该串联弹簧/阻尼器模型的力与位移的关系如图 4 所示, 由该图可以看出, 该“滞后”模型的轨迹为闭合的平行四边形。

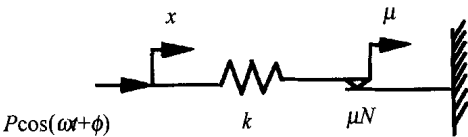


图 3 滞后弹簧摩擦模型

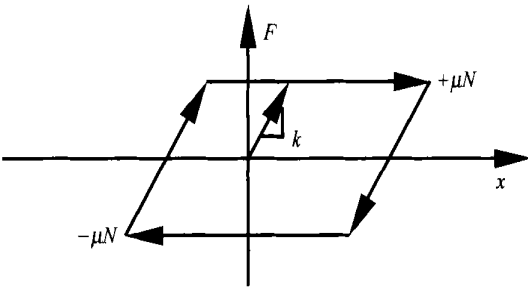


图 4 滞后弹簧模型力与位移的关系

3 带干摩擦阻尼器系统的等效线性求解技术

本文采用谐波平衡法对摩擦模型及“滞后”弹簧摩擦模型进行等效,并只使用一个谐波(在谐波平衡方程中只保留基波项)对干摩擦系统求解。

2.1 摩擦模型系统等效粘性阻尼的求解技术

考虑如图 1 所示的单自由度系统,可得到系统的运动方程:

$$m \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = P \cos(\omega t + \varphi) + F_f \quad (3)$$

即:

$$m \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) + \mu N \operatorname{Sgn}(\dot{x}) = P \cos(\omega t + \varphi) \quad (4)$$

对于该系统,假定其响应为如下形式:

$$x(t) = X \cos \omega t \quad (5)$$

应用谐波平衡法求得库仑摩擦的等效粘性阻尼系数:

$$C_{eq} = 4\mu N / \pi \omega X \quad (6)$$

这个经典公式表明干摩擦的阻尼贡献与滑动速度幅值 ωX 成反比。该公式也能通过能量守恒原理解出。

2.2 “滞后”弹簧摩擦模型系统等效粘性阻尼及刚度的求解技术

使用谐波平衡方法,也可以得到图 3 模型中弹簧/阻尼器单元的等效刚度和等效粘性阻尼系数的表达式:

$$K_{eq} = - \frac{4\mu N \cos \theta}{\pi X} + k \left[\frac{\theta - \frac{\sin(2\theta)}{2}}{\pi} + 2 \cos \theta - \frac{\pi}{2} \right] \quad (7)$$

$$C_{eq} = - \frac{4\mu N \sin \theta}{\pi \omega X} + k \left[\frac{3 - \cos(2\theta)}{2\pi\theta} - 2 \sin \theta \right] \quad (8)$$

上面两式中:

$$\theta = \sin^{-1} \left(1 - \frac{2\mu N}{Xk} \right), \quad \frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \frac{3\pi}{2}$$

k 为相邻接触面间的弹性剪切刚度; μ 为摩擦系数; N 为正压力; X 为相邻接触面间的相对位移幅值; ω 为激励力角速度。

只要有 $X \geq \mu N / k$, (7) 及 (8) 两式就成立。当 $X < \mu N / k$ 时, 该模型就蜕化为一个线性弹簧, 即有: $K_{eq} = k, C_{eq} = 0$ 。

4 计算实例

3.1 带凸肩风扇叶片系统的响应

ANSYS 通用有限元分析软件中提供了 MATR IX27 单元, 该矩阵单元可设置为阻尼矩阵单元或刚度矩阵单元。若在两相邻叶片凸肩接触面间加上阻尼矩阵单元及刚度矩阵单元, 就能模拟两相邻叶片凸肩接触面间实际接触情况。每个 MATR IX27 单元只有两个节点, 每个节点具有三个平动自由度和三个转动自由度即为 $UX, UY, UZ, ROTX, ROTY$ 及 $ROTZ$ 六个自由度。在构造 MATR IX27 单元时必须建立局部坐标系。局部的阻尼矩阵及刚度矩阵都建立于该坐标系中, 然后再将其组集到总体坐标系中, 得到整级带摩擦阻尼叶片系统的阻尼矩阵及刚度矩阵。

为了导出主要的概念本文只取出一个风扇叶片和它相邻的两个叶片的凸肩 A 和 B 作为分析系统^[2], 如图 5 所示。假设 A 和 B 两个凸肩是被固定的, 即其位移始终为零。由于这种假设使得模型约束过刚, 因此这个模型的刚度要比实际情况大一些。激振力假定为作用在叶片表面上简谐规律变化的气体尾流激励力。计算时只分析了系统第一阶固有振动频率附近的响应特性。

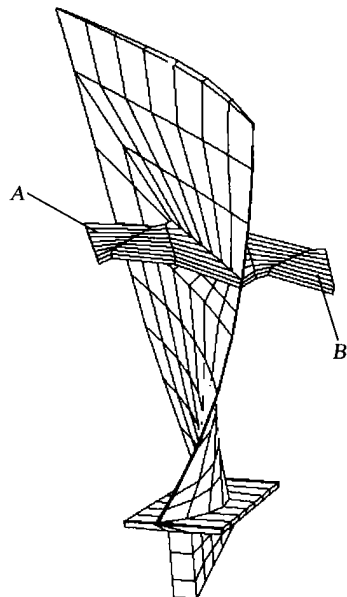


图 5 单个风扇叶片模型

计算时, 叶根处的边界条件取在带凸肩叶片的根部第一榫齿与轮盘榫槽接触面的中线上, 在 X, Y, Z 三个方向上约束, 而凸肩接触面处通常有三种边界条件: (1) 当凸肩接触面间法向压力很大时, 认为所有凸肩沿周向固接为一个整环; (2) 当

凸肩接触面间法向有一定的压力时, 认为叶片振动时有作用在凸肩接触面上耗散振动能量的干摩擦力; (3) 当凸肩接触面间法向压力很小, 干摩擦力亦很小时, 认为叶片振动时凸肩接触面间只发生无摩擦相对滑动。将部分风扇叶片系统在三种边界条件下的响应特性进行计算分析。

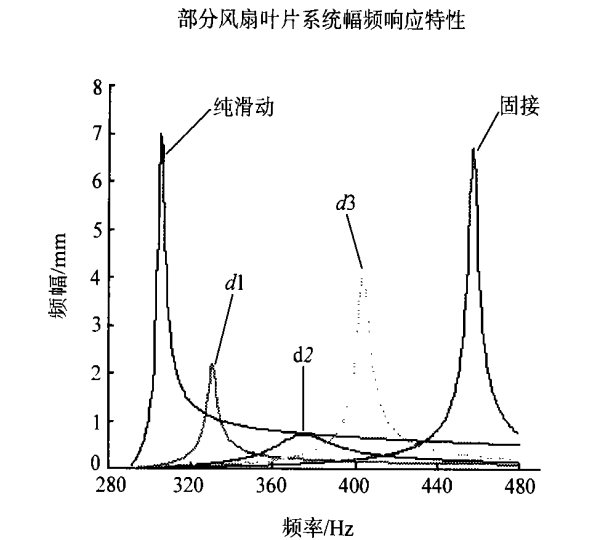


图 6 部分风扇叶片系统幅频响应特性
(叶尖尾缘处)

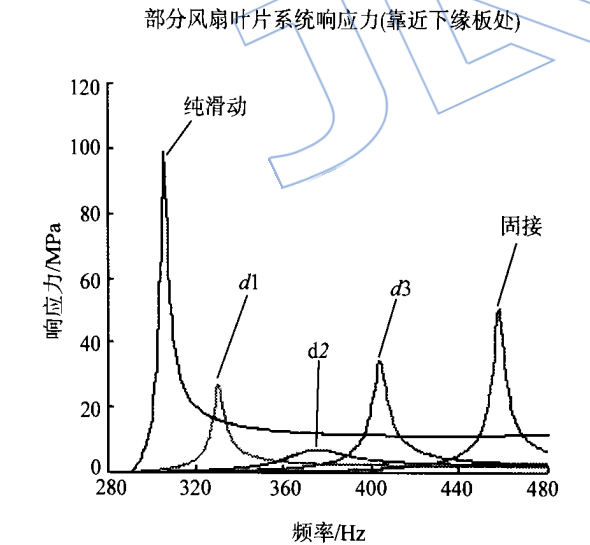


图 7 部分风扇叶片系统幅频响应特性
(靠近下缘板处)

图 6 为此风扇叶片叶尖尾缘处的幅频响应特性。由图可知, 当叶片凸肩接触面之间的压力很小摩擦力亦很小时如 d_1 曲线, 由于耗散的能量较少, 因而振动的振幅较大; 而接触面之间的压力很大摩擦力亦很大时如 d_3 曲线, 导致凸肩接触面

之间不能发生相对滑动, 此时的减振效果也很差, 响应振幅较大。只有当叶片凸肩接触面之间的压力选择适当时, 才能取得较为明显的减振效果, 如图中的 d_2 曲线。这说明对于风扇凸肩这样的减振结构, 在工作中存在有最优正压力, 此时阻尼减振效果为最好。图 7 为此部分风扇叶片系统的响应应力, 曲线分布的顺序与图 6 相同。

综上所述, 在设计整级带凸肩的风扇叶片系统时, 应使工作状态时凸肩接触面间的正压力取恰当值, 以达到最佳的减振效果。

3.2 带拉筋的单个涡轮叶片的响应

在叶轮机械中, 除了阻尼凸肩和叶冠等结构外, 还有一种阻尼拉筋结构也可以减小叶片的振动, 降低叶片的振动应力。阻尼拉筋与叶片接触面之间相互作用的是干摩擦力, 工程上常用的分析方法是干摩擦力等效为粘性阻尼力, 如前所述, 然后再计算系统的响应特性。本文以某型航空涡轮喷气发动机带拉筋涡轮叶片系统为例, 为了方便考察拉筋的阻尼力对系统动力特性的影响, 只取出一个叶片和它所对应的那段拉筋加以分析, 如图 8 所示。这个部分带拉筋的涡轮叶片系统计算时的边界条件取在叶片第一榫齿与轮盘榫槽接触处面的中线上, 约束住中线上所有的自由度。

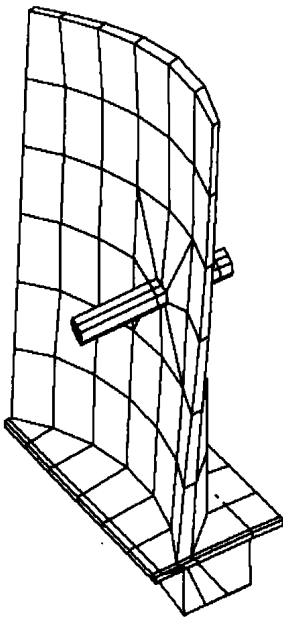
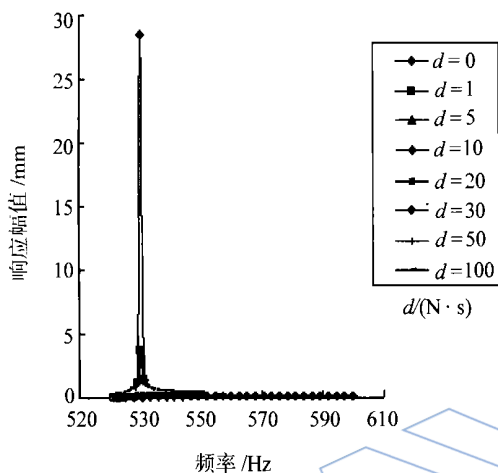


图 8 带拉筋的涡轮叶片网格

图 9 为带部分拉筋涡轮叶片叶尖尾缘处的频幅响应特性。由图 9(a) 可见, 当不考虑摩擦时, 即阻尼 $d = 0 \text{ N} \cdot \text{m/s}$ 时, 系统在共振频率附近的响应幅值非常大, 理论上是趋于无穷的。而一旦考虑

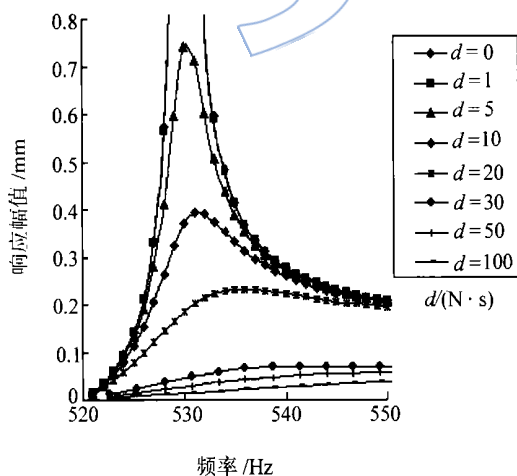
了摩擦的因素,系统的响应幅值就迅速的降了下来,图 9(b)是图 9(a)图的局部放大图,当 $d = 5 \text{ N} \cdot \text{m/s}$ 时,由图可见,系统响应幅值的数量级就从 10^{-2} 降到了 10^{-4} ,下降达两个数量级之多,可见摩擦对系统的响应特性是很有影响的。当 $d = 30 \text{ N} \cdot \text{m/s}$ 时,系统基本达到临界阻尼的状态,此时即使阻尼增加的很大,减振的效果也不是很明显,而且阻尼的加大会使结构接触面的磨损增加,从而降低结构寿命。

单个叶片幅频响应特性



(a)

单个叶片幅频响应特性



(b)

图 9 带部分拉筋涡轮叶片的幅频响应特性

因此对这个带拉筋的涡轮转子进行结构设计时,阻尼 d 的取值范围在 20 到 $30 \text{ N} \cdot \text{m/s}$ 之间为好,既能很好的减振,又不会使接触面产生过大的磨损。

5 应用前景

设计时,首先应获得发动机在工作转速下的激振力大小和其频率,然后根据本文的方法计算出最优等效粘性系数,由此可求得风扇叶片的响应幅值,再根据式(6)就可获得最优正压力。而凸肩接触面间的正压力与转速和初始安装紧度的关系可以由试验确定,或用有限元做接触分析得到。对于带拉筋的叶片也是相同处理。

由式(6)~(8)可知,等效粘性系数与干摩擦力成正比,而与响应频率和响应位移成反比。对于风扇叶片,干摩擦力是由于发动机工作时的离心力引起叶片扭转恢复造成相邻叶片的凸肩互相接触形成的,因此是发动机的转速和初始安装紧度的函数。响应频率和响应位移与发动机工作时的激振力相关,当发动机在某状态下稳定工作时,其激振力也相对固定。这样就可得出结论:等效粘性系数是发动机转速和初始安装紧度的函数。

6 结论

分析并计算部分带凸肩风扇叶片系统的谐响应特性,获得了系统的最优等效粘性系数,从而导出凸肩接触面之间应存在最佳正压力及摩擦力的结论,在此最佳接触面间正压力下,风扇叶片的响应位移和响应应力都最小,而过高或过低的正压力都不能提供最佳的减振效果。通过对部分带拉筋涡轮叶片系统的谐响应特性分析,建立在最佳减振状态下系统应取阻尼值及临界阻尼的概念。导出干摩擦接触面正压力优化与临界阻尼值这两个概念,将摩擦阻尼结构的设计与系统的谐响应动力特性分析引入更深一步的理性剖析境界,将工程实际设计与应用引入更广阔的应用领域。

参考文献

- [1] Menq C H, Griffin J H, Bielak J. The Forced Response of Shrouded Fan Stages [J]. Translation of the ASME, January 1986, 108: 50- 55
- [2] 马晓秋. 带阻尼减振叶片/轮盘系统动力特性研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2000
- [3] Sanliturk K Y, Inregun M, Ewins D J. Harmonic Balance Vibration Analysis of Turbine Blades with Friction Dampers[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, January 1997, 119: 96- 103
- [4] 胡寻峰. 带凸肩叶片与轮盘耦合系统振动特性研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1998

(责任编辑 王震华)