

文章编号: 1000-8055(2006) 01-0161-07

带摩擦阻尼装置系统振动响应分析方法研究

漆文凯, 高德平

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 引入整体-局部一体化滑动模型, 提出了带摩擦阻尼装置平板叶片的振动响应分析方法, 通过与实验结果对比, 验证了分析方法的有效性; 定义了无量纲正压力, 通过不同无量纲正压力下平板叶片的振动响应分析, 获得了振动响应与无量纲正压力的关系曲线。计算结果表明: 在局部滑动阶段摩擦阻尼对系统振动的抑制仍然有明显的效果, 因此在摩擦阻尼减振分析中, 引入局部滑动模型具有重要意义, 并可通过无量纲正压力对阻尼器的参数进行优化, 使系统在共振时的响应达到最小。

关键词: 航空、航天推进系统; 干摩擦阻尼; 局部滑动; 整体滑动; 振动响应分析

中图分类号: V 231. 96

文献标识码: A

Study of Vibration Response Analysis Method for the Dry Friction Damping Systems

QI Wen-kai, GAO De-ping

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The macro-micro slip model was used to analyze vibration response of plate blades with a dry friction damping. Compared to the experimental results, the analytical method was proved to be feasible. Non-dimensional normal force was defined, and by the use of it, the relationship between the vibration responses and non-dimensional normal force of the plate blades with a dry friction damper were obtained. The calculation results indicate that in the micro-slip stage, the friction damper can markedly reduce the responses of the vibration system, so that the introduction of micro-slip model is very important, and the non-dimensional normal force can be used as a design variable of dry friction dampers to optimize parameters of damper making the response of a vibration system to be minimum while resonance occurs.

Key words: aerospace propulsion system; dry friction damping; micro-slip; macro-slip; vibration response analysis

在航空发动机使用中, 由振动应力所引起的
高周疲劳是涡轮叶片的主要破坏模式之一。降低
振动应力的一种有效方法是采用干摩擦阻尼器。

对于不带冠的涡轮叶片, 通常在叶根处增设摩擦
阻尼装置以减小叶片振动。对这种具有摩擦阻尼
器的叶片进行振动响应分析时, 由于摩擦力的存

收稿日期: 2005- 06- 08; 修订日期: 2005- 10- 25

作者简介: 漆文凯(1970-), 男, 湖北黄州人, 南京航空航天大学能源与动力学院讲师, 博士生, 主要从事发动机结构强度与振动的研究。

在,必须先解决两个问题:第一是需要正确地掌握界面的摩擦特性,第二是需要寻求一种有效的非线性振动响应分析方法,以深入地研究摩擦阻尼系统的振动响应。

模拟摩擦界面有整体滑动和局部滑动两种模型。整体滑动模型假定在摩擦接触面上接触点要么完全不动,要么完全滑动。这种模型的优点在于它对摩擦界面的模拟非常直观,因而研究者大多采用这一模型进行干摩擦阻尼器的设计^[1~7]。但是,整体滑动模型存在不足之处:如当正压力很大而位移很小时,摩擦阻尼器采用刚体近似是不精确的,即忽略了在粘滞状态下由于阻尼器的变形而产生的摩擦阻尼;其另外一个缺点是当系统共振时,采用整体滑动模型进行分析,当外激励幅值超过 $4\mu N/\pi$ 时,仅靠Coulomb干摩擦阻尼无法抑制系统的共振,系统会出现无界响应。

局部滑动模型假定摩擦接触是在一个有限的面上而不是一个点上。由于摩擦界面上应力分布的不均匀性,滑动时只有接触面的某一个区域滑动,而其它区域仍然保持粘滞。在大正压力和大接触面积的情况下,考虑局部滑动是很重要的。Menq等采用局部滑动模型^[8]计算了涡轮叶片阻尼和凸肩阻尼^[9],发现正压力很大时,摩擦阻尼具有较大的值,表明采用局部滑动模型可使摩擦阻尼在更宽的范围内有效。

本文综合采用整体-局部一体化滑动模型,将阻尼器的滑动过程分为局部滑动状态和整体滑动状态两部分,用能量法和谐波平衡法对阻尼器的切向刚度和阻尼进行等效,并将其引入振动系统,发展了带摩擦阻尼系统的振动响应分析方法。通过算例分析与实验,验证了分析方法的有效性,通过定义无量纲正压力,得到了摩擦阻尼装置设计中有关参数的一些变化规律。

1 整体-局部一体化滑动模型的建立

为了能够科学、合理地研究叶根摩擦阻尼器的减振特性,必须建立一个尽可能简单且能够描述滑动摩擦接触表面特性的模型。

考虑到摩擦阻尼器在粘滞状态下仍存在着阻尼特性,因此建立的干摩擦阻尼模型必须包括该状态下的阻尼变化情况,然后进一步扩展到整体滑动状态。

1.1 粘滞状态下干摩擦阻尼的局部滑动模型

当相互接触的物体处于粘滞状态时,它们之

间没有出现整体滑动。但在外力作用下,相互接触物体的局部区域发生了相对滑动,此时应考虑局部滑动对阻尼特性的影响。

简化的摩擦阻尼系统如图1所示,摩擦阻尼器用一个压在刚性表面上的矩形板来模拟。当矩形板上作用有法向分布载荷 q , q 可表示为二次函数,如公式(1)所示:

$$q(x) = q_0 + q_2 \frac{4(xl - x^2)}{l^2} \tag{1}$$

其一端作用有外激励 F ,在局部滑动阶段,该外激励就是阻尼器的阻尼力。板的弹性模量为 E ,横截面积为 A ,长度为 l 。接触面的摩擦系数为 μ 。

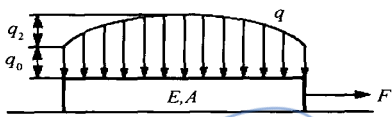


图1 局部滑动模型示意图
Fig. 1 Micro-slip model sketch map

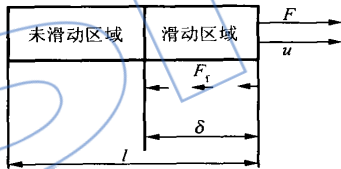


图2 阻尼系统滑动区域示意图
Fig. 2 Damper slip zone sketch map

根据上述条件,采用线弹性理论,可建立阻尼力和阻尼器振幅与滑动区域长度之间的关系。图2给出了局部滑动时阻尼系统滑动区域的分布情况,可见滑动区域长度为 δ ,局部滑动时滑动区域产生的摩擦力为 F_f ,阻尼系统上作用有外激励一端处的位移为 u 。

假设外激励是简谐激励,则其随时间的变化过程可分为递增和递减两个阶段,如公式(2)所示:

$$F = \begin{cases} F_d(\Delta_d), & 0 \leq \Delta_d \leq \Delta_a, \\ \text{如果 } \mathcal{F}/\hat{a} < 0 \\ F_i(\Delta), & 0 \leq \Delta \leq \Delta_a, \\ \text{如果 } \mathcal{F}/\hat{a} > 0 \end{cases} \tag{2}$$

根据力平衡关系,可得用无因次量滑动区域长度表示的外激励幅值表达式、外激励递增时的表达式及外激励递减时的表达式,如公式(3)~(5)所示:

$$F_a(\Delta_a) = \mu l q_0 \Delta_a + \mu l q_2 \left[2\Delta_a^2 - \frac{4\Delta_a^3}{3} \right]$$

(3)

$$F_d(\Delta_d) = F_a(\Delta_a) - 2\mu l \Delta_d \left[q_0 + 2\Delta_d^2 q_2 - \frac{4\Delta_d^2 q_2}{3} \right]$$

(4)

$$F_i(\Delta_i) = 2\mu l \Delta_i \left[q_0 + 2\Delta_d^2 q_2 - \frac{4\Delta_d^2 q_2}{3} \right] - F_a(\Delta_a)$$

(5)

阻尼系统的位移随时间的变化过程也可分为递增和递减两个阶段, 如公式(6)所示:

$$u = \begin{cases} u_d(\Delta_d), & 0 \leq \Delta_d \leq \Delta_a, \text{ 如果 } \partial F / \partial \Delta < 0 \\ u_i(\Delta_i), & 0 \leq \Delta_i \leq \Delta_a, \text{ 如果 } \partial F / \partial \Delta > 0 \end{cases}$$

(6)

根据几何方程和物理方程, 可得用无因次量滑动区域长度表示的位移幅值表达式、位移递增时的表达式及位移递减时的表达式, 如公式(7)~(9)所示:

$$u_a(\Delta_a) = \frac{\mu l^2 \Delta_a^2}{EA} \left[\frac{q_0}{2} + q_2 \left(\frac{4\Delta_a^2}{3} - \Delta_a^2 \right) \right]$$

(7)

$$u_d(\Delta_d) = u_a(\Delta_a) - \frac{\mu l^2 \Delta_d^2}{EA} \left[q_0 + 2q_2 \left(\frac{4\Delta_d^2}{3} - \Delta_d^2 \right) \right]$$

(8)

$$u_i(\Delta_i) = \frac{\mu l^2 \Delta_d^2}{EA} \left[q_0 + 2q_2 \left(\frac{4\Delta_d^2}{3} - \Delta_d^2 \right) \right] - u_a(\Delta_a)$$

(9)

式中的无因次量滑动区域长度定义为 $\Delta = \delta / l$, Δ_a 为无因次量的最大滑动区域长度, Δ_i 为外激励递增时对应的无因次量滑动区域长度, Δ_d 为外激励递减时对应的无因次量滑动区域长度, q_0 和 q_2 为作用在阻尼片上的法向载荷函数的系数; $F_a(\Delta_a)$ 和 $u_a(\Delta_a)$ 为阻尼器达到最大滑动区域长度时对应的阻尼力和阻尼器的位移。

1.2 整体滑动状态下的干摩擦阻尼模型

由上述分析可见当 $\Delta = 1$ 时, 阻尼器处于粘滞和整体滑动之间的临界状态。此时阻尼器的位移称为临界位移。当系统位移超过临界位移时, 相互接触的物体进入整体滑动, 此时压在刚性表面上的物体的阻尼力幅值等于摩擦力, 其位移为系统位移与阻尼器临界位移之差。可得物体上阻尼力 F 与位移 u 的表达式为:

$$\begin{cases} F = \pm \mu N, & u > u_a \\ u_m = \pm (u - u_a), & u > u_a \end{cases} \quad (10)$$

式中: μ 为摩擦系数; N 为作用在阻尼器上的法向正压力; u 为系统的位移; u_a 为阻尼器在局部滑动阶段达到临界值时的最大位移; u_m 为阻尼器在整体滑动时的振幅。

1.3 整体-局部一体化滑动模型

在振动过程中, 阻尼器的滑动状态包括上述两个阶段, 计算分析时, 在不同的阶段选用不同的干摩擦阻尼模型, 可以完备描述阻尼器的阻尼特性, 因此可建立整体-局部一体化滑动模型, 在振

动过程中, 该模型得到的阻尼器阻尼力 F 与阻尼器位移 u 之间的关系曲线如图3所示, 图中下标 a 和 m 表示幅值, i 表示初始递增阶段, u 表示递减阶段, r 表示递增阶段。可见, 建立的整体-局部一体化滑动模型比单纯的局部滑动模型应用面

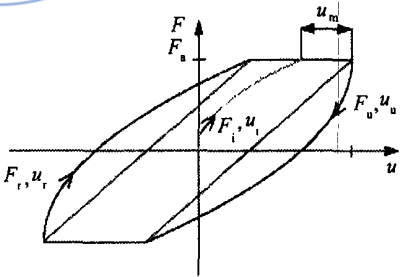


图3 整体-局部一体化滑动模型的力与位移迟滞曲线

Fig.3 Force and displacement hysteresis curves for macro-micro slip model

更宽; 而传统的整体滑动模型相比, 在粘滞状态下, 阻尼器的刚度不再是常数, 且考虑了粘滞状态下阻尼器的阻尼。

2 系统的振动响应分析

2.1 等效刚度和等效阻尼

干摩擦阻尼具有非线性特性, 在引入振动系统进行响应分析时, 一般采用其等效刚度和阻尼^[10,11]。

在局部滑动阶段, 力与位移的迟滞曲线近似为椭圆形, 因此可采用能量法将阻尼器的阻尼等效为粘性阻尼。

阻尼器的实际耗能可通过计算迟滞曲线的面积求得, 如公式(11)所示:

$$W = \int u dF = \int_{F_a}^a u_d(\Delta_i) dF_d - \int_{F_a}^a u_i(\Delta_i) dF_i \quad (11)$$

将公式(3)~(5), (8)和(9)代入公式(11)求解可得用 Δ_a 表示的阻尼耗能:

$$W(\Delta_a) = \frac{2\mu^2 l_3 \Delta_a^3}{3EA} \left[q_0^2 + \left(4\Delta_a - \frac{14}{5} \Delta_a^2 \right) q_0 q^2 + \left(\frac{8\Delta_a^4}{7} - 4\Delta_a^3 + \frac{16\Delta_a^2}{5} \right) q^2 \right] \quad (12)$$

等效粘性阻尼耗能 D 可定义为:

$$D = \pi \omega c_{eq} u_a^2 \quad (13)$$

式中: c_{eq} 为等效阻尼系数, ω 为角频率。

阻尼器的最大位移 u_a 的值可由式(7)求得。公式(12)和(13)是相等的, 可得用 Δ_a 表示的等效阻尼系数 c_{eq} :

$$c_{eq} W(\Delta_a) = \frac{2EA}{3\pi \omega \Delta_a} \frac{q_0^2 + \left(4\Delta_a - \frac{14}{5} \Delta_a^2 \right) q_0 q^2 + \left(\frac{8\Delta_a^4}{7} - 4\Delta_a^3 + \frac{16\Delta_a^2}{5} \right) q^2}{\left[\frac{q_0}{2} + q^2 \left(\frac{4\Delta_a}{3} - \Delta_a^2 \right) \right]^2} \quad (14)$$

在局部滑动阶段, 阻尼力可认为是具有某种刚度 K 的弹性恢复力, 其幅值表示为:

$$F_a = |K u_a| = \sqrt{K_{eq}^2 + (\omega c_{eq})^2} u_a \quad (15)$$

刚度 K 的复数表达式为:

$$K = K_{eq} + i\omega c_{eq} \quad (16)$$

因此等效刚度 K_{eq} 为:

$$K_{eq} = \sqrt{(F_a/u_a)^2 - (\omega c_{eq})^2} \quad (17)$$

可见等效刚度也是 Δ_a 的函数。

在整体滑动阶段, 等效阻尼仍采用能量平衡法给出。阻尼耗散能量分为两个部分, 一部分为图3中曲线围成的面积, 可按式(12)计算, 此时取 $\Delta_a=1$, 另一部分为图3中平行四边形围成的面积。总的耗散能量为两个面积之和, 表达式为:

$$W(\Delta_a) = \frac{2\mu^2 l_3 \Delta_a^3}{3EA} \left[q_0^2 + \left(4\Delta_a - \frac{14}{5} \Delta_a^2 \right) q_0 q^2 + \left(\frac{8\Delta_a^4}{7} - 4\Delta_a^3 + \frac{16\Delta_a^2}{5} \right) q^2 \right] + 4\mu N(u - u_a) \quad (18)$$

此时, 等效阻尼系数表达式为:

$$c_{eq} = \frac{W(\Delta_a)}{\pi \omega u^2} \quad (19)$$

其等效刚度可按一阶谐波平衡法进行, 表达式为:

$$K_{eq} = \frac{K_{aeq}}{\pi} \left(\beta - \frac{1}{2} \sin 2\beta \right) \quad (20)$$

式中:

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{u - 2u_a}{u} \right)$$

K_{aeq} 为阻尼器处于临界状态时的等效刚度。

2.2 振动响应计算

进行带摩擦阻尼装置的振动响应分析计算采用迭代法。以阻尼器处的位移为迭代变量, 先算出系统无阻尼器时(仅考虑空气阻尼)外激励下阻尼器位置的振幅, 计算在此振幅下阻尼器滑动区域

长度, 然后计算等效刚度和等效阻尼, 引入振动系统后, 重新计算振幅, 反复迭代, 直到前后两次所得的振幅之差在允许范围之内, 则可认为引入的等效刚度和阻尼为阻尼器的实际刚度和阻尼。该方法迭代快, 计算效率高, 适合于实际系统的振动响应分析。

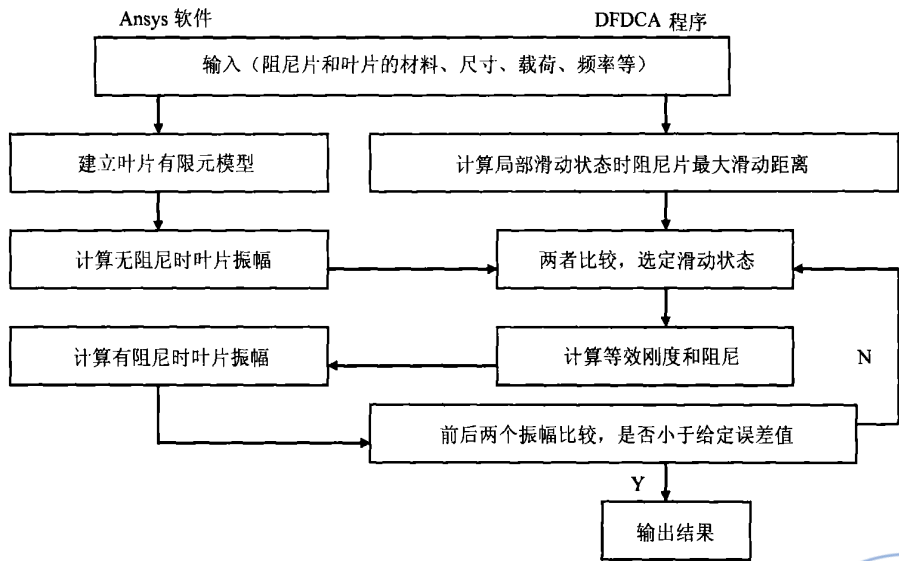


图4 计算程序流程图

Fig. 4 Calculation programme flow chart

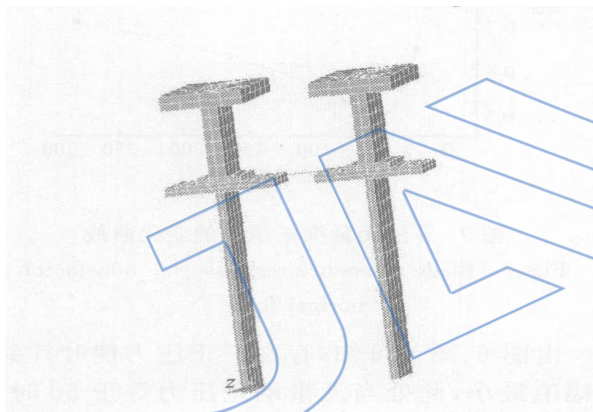


图5 叶片有限元模型

Fig.5 Blade FEM model

分析时根据上述建立的模型,采用Fortran 语言开发了干摩擦阻尼特性分析程序,然后结合Ansys 有限元分析软件进行振动响应分析,具体计算步骤见图4。

3 算例分析

按照上述方法进行了带摩擦阻尼装置平板叶片的振动响应分析。计算时建立的有限元模型如图5所示,阻尼器采用Ansys 软件中的弹簧阻尼单元Combin14 进行模拟,叶片采用Solid45 单元,共分602 个单元。

阻尼片和叶片材料参数为:弹性模量 $E=200\times10^9\text{ N/m}^2$,密度 $\rho=7\,800\text{ kg/m}^3$,泊松比 $\mu=$

表1 带摩擦阻尼装置平板叶片共振时无因次幅值计算与实验结果对比表

Table 1 Calculation and experiment results of plate blades with a dry friction damper

正压力/ N		9.8	21.854	33.908	62.524	125.048
外激励幅值为10 N	共振幅值(计算值)	0.983 8	0.962 2	0.940 8	0.890 6	0.785 5
	共振幅值(试验值)	0.970 2	0.955 4	0.881 0	0.869 0	0.818 5
	误差/ %	1.4	0.7	6.8	2.5	4
外激励幅值为20 N	共振幅值(计算值)	0.992 6	0.981 7	0.970 9	0.945 5	0.890 6
	共振幅值(试验值)	0.982 3	0.977 2	0.870 9	0.881 0	0.832 9
	误差/ %	1	0.5	11.5	7.3	6.9

表 2 正压力 N 与外激励幅值 p_a 的比值(即 N/p_a) 相等时共振幅值的计算结果

Table 2 Calculation results that ratio of normal force to exciting force is equal

载 荷 条 件	$N = 62.524\text{ N}$	$N = 125.048\text{ N}$	$N = 62.524\text{ N}$	$N = 125.048\text{ N}$	$N = 62.524\text{ N}$	$N = 125.048\text{ N}$
	$p_a = 5\text{ N}$	$p_a = 10\text{ N}$	$p_a = 10\text{ N}$	$p_a = 20\text{ N}$	$p_a = 15\text{ N}$	$p_a = 30\text{ N}$
相对幅值 N/p_a	0.785 5 12.504 8		0.890 6 6.252 4		0.927 1 4.168	

0.33; 阻尼片与叶片缘板间的摩擦系数为0.33。

阻尼片结构参数为: 厚度1 mm, 长度44 mm, 宽度25 mm。

载荷及边界条件为叶片根部施加 x, y, z 方向的约束, 在一叶尖中部施加垂直于叶面的简谐激励力。计算中, 阻尼片上施加的正压力分别为9.8 N, 21.854 N, 33.908 N, 62.524 N, 125.048 N; 施加的外激励5 N, 10 N, 15 N。

为验证计算结果, 进行了带摩擦阻尼装置平板叶片振动响应, 试验得到了上述载荷条件下的响应值, 并与计算结果进行了对比。计算与实验结果的对比情况见表1。

表中列出的是叶片无因次振幅, 即, 其中 u_0 为无阻尼器时叶片共振时的叶尖幅值, u 为引入阻尼器后的叶尖实际幅值。

由表1 可以看出计算结果与实验结果吻合较好, 最大误差为11.5%, 大部分在10%以内, 表明了本文提出的分析方法及建立的整体-局部一体化滑动模型的有效性。

从表1 中的计算结果可以看出, 当正压力 N 与外激励幅值 p_a 的比值(即 N/p_a) 相等时, 计算出的相对共振幅值也相等, 将结果列在表2 中。

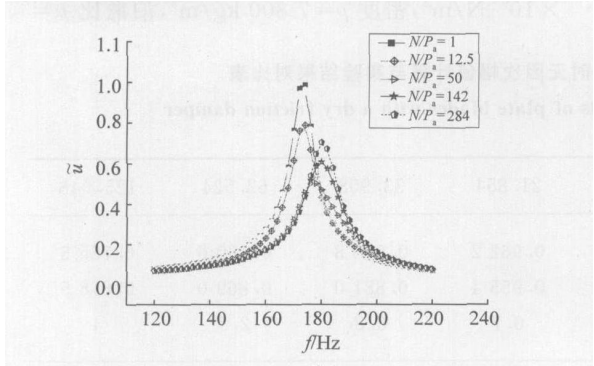


图6 不同无量纲正压力下叶片幅频曲线
Fig.6 Blade response vs. frequency of excitation for varying non-factor normal force

因此可将正压力与外激励幅值的比值定义为

一无量纲正压力, 在进行阻尼器设计时, 可通过确定适当的无量纲正压力来获取阻尼器的优化参数。

图6、图7 表示了采用无量纲正压力计算所得的该平板叶片振动响应结果曲线。

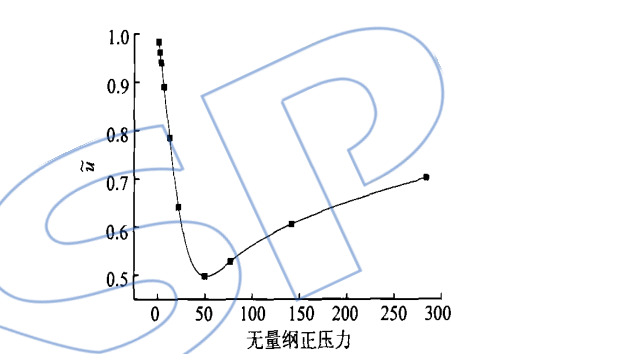


图7 $\tilde{z}$ 随无量纲正压力的变化曲线
Fig.7 Blade resonance response vs. non-factor normal force

由图6、图7 可知, 存在一正压力使叶片共振时幅值最小, 此处当无量纲正压力等于50 时, 叶片共振幅值最小。

4 结 论

(1) 干摩擦阻尼可以有效抑制系统的振动。当阻尼器在局部滑动阶段时, 对系统振动的抑制仍然有明显的效果。因而必须考虑局部滑动, 建立整体-局部一体化滑动模型, 扩展了摩擦阻尼抑制振动的分析范围。

(2) 通过带摩擦阻尼装置平板叶片振动响应的分析和试验可以看出, 计算结果与试验结果吻合较好, 表明本文提出的摩擦阻尼模型及振动响应分析方法是有效的。

(3) 通过不同无量纲正压力下叶片振动响应分析计算可知, 可通过定义一无量纲正压力来进行阻尼器设计。

参考文献:

[1] Menq C H, Griffin J H, Beilak J. The Influence of a Variable Normal Load on the Forced Vibration of a Frictionally Damped Structure[J]. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, 108: 300 ~ 305.

[2] Bazan E, Beilak J, Griffin J H. An Efficient Method for Predicting the Vibratory Response of Linear Structures with Friction Interfaces[J]. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, 108: 633 ~ 640.

[3] Cameron T M, Griffin J H. A New Method for Optimizing Friction Damping in Randomly Excited Systems [R]. *ASME Gas Turbine Conference and Exhibition* 1989, 89- GT- 108, 1989.

[4] Cameron T M, Griffin J H. An Alternating Frequency/ Time Domain Method for Calculating the Steady State Response of Nonlinear Dynamic Systems [J]. *Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics*, 1989, 56: 149 ~ 154.

[5] Menq C H, Griffin J H. Friction Damping of Circular Motion and its Implications to Vibration Control[J]. *Transactions of the ASME, Journal of Vibration and Acoustics*, 1991, 113: 225 ~ 229

[6] Menq C H, Chidamparam P, Griffin J H. Friction Damping of Two Dimensional Motion and Its Application in Vibration Control[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, 144 (3): 427 ~ 447.

[7] Wang J H, Chen W K. Investigation of the Vibration of a Blade with Friction Damper by HBM[J]. *Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1993, 115: 294 ~ 299.

[8] Menq C H, Beilak J, Griffin J H. The Influence of Microslip on Vibratory Response, Part I: A New microslip model [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1986, 107 (2): 279 ~ 293.

[9] Menq C H, Beilak J, Griffin J H. The Influence of Microslip on Vibratory Response, Part II: A Comparison with Experimental Results [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1986, 107 (2): 295 ~ 307.

[10] 郝燕平, 朱梓根. 带摩擦阻尼的叶片响应求解方法[J]. *航空学报*, 2001, 22 (5): 411 ~ 414.

Hao Yanping, Zhu Zigen. New Method to Resolve Vibratory Response of Blades with Friction Damping[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2001, 22 (5): 411 ~ 414.

[11] 白鸿柏, 黄协清. 干摩擦振动系统响应计算方法研究综述 [J]. *力学进展*, 2001, 31 (4): 527 ~ 534.

Bai Hongbai, Huang Xieqing. An Overview on Study of Methods of Response Computation for the Dry Frictionally Damped Vibration Systems[J]. *Advances in Mechanics*, 2001, 31 (4): 527 ~ 534.