

文章编号: 1000-8055(2001)03-0218-06

干摩擦阻尼块在叶片减振方面的应用与发展

单颖春, 郝燕平, 朱梓根, 晏砺堂
(北京航空航天大学 405 教研室, 北京 100083)

摘要: 利用干摩擦对叶片进行减振是一种简单而有效的方法。在叶片缘板下加摩擦阻尼块是一种应用广泛的减振方式, 近二十多年来, 许多研究人员在这一领域做了大量的理论、实验研究, 应用多种非线性分析方法求解带阻尼块叶片的响应特点, 为阻尼块的最优设计提供了一定的理论依据。本文将从结构模型简化、非线性分析方法、阻尼块优化设计等几个方面加以综述以介绍该领域目前的发展状况, 试图阐述常用的各种模型及分析方法的优缺点, 并提出该领域内值得进一步研究的几个问题。

关键词: 干摩擦; 阻尼器; 叶片振动

中图分类号: V 231.92

文献标识码: A

1 引言

航空发动机叶片和地面蒸汽透平叶片在大的共振应力下常常发生疲劳断裂故障。为了避免故障的发生, 常常采用增加叶片阻尼的方法。利用摩擦增加叶片阻尼由于不受温度限制, 结构简单、有效而得以广泛应用, 如阻尼围带、摩擦凸肩、缘板阻尼块等, 本文将评述缘板阻尼块减振器的发展状况及趋势。

摩擦阻尼块安装在叶片缘板下方, 工作时靠离心力提供阻尼块与叶片之间的正压力, 叶片振动时, 阻尼块通过摩擦传递载荷, 当接触面之间发生滑移时利用干摩擦消耗叶片的振动能量, 降低叶片振动应力, 从而提高叶片的寿命。对阻尼块进行优化设计就是要通过调整阻尼块参数尽可能地降低叶片共振应力。由于摩擦过程可能出现滑动、粘滞、粘-滑多种情况, 使得分析过程在数学上表现为求解高度非线性问题。到目前为止, 摩擦块的设计仍离不开经验与实验, 但经过多年的研究, 无论是从物理模型到数学模型的简化, 还是针对数学模型寻求切实可行的非线性分析方法都取得了很大进展, 为阻尼块的优化设计提供了理论依据。本文试图从结构模型简化、非线性分析方法、优化设计三个方面综述该阻尼结构的发展状况。

2 结构模型简化

摩擦阻尼块包括两大类型: B-G 型与 B-B 型, B-G 型阻尼块是在叶片与一相对固定的结构间传递载荷, 见图 1; 而 B-B 型阻尼块是在叶片与叶片

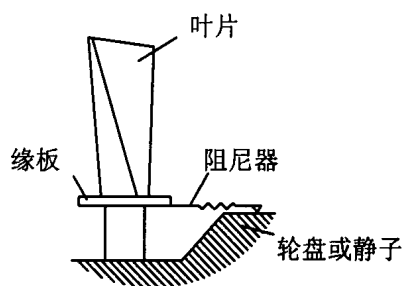


图 1 B-G 阻尼器模型

之间传递载荷。B-B 型阻尼块可以通过数学的方法转化为 B-G 型^[1,2], 故以下只以 B-G 型阻尼块为例说明模型的简化。简化过程中包括摩擦模型的选择、接触运动学模型的选择以及叶片结构的简化 3 个方面。

2.1 摩擦模型

摩擦过程的复杂性使人们很难找到一个通用的摩擦模型来解释所有的摩擦现象, 只能根据不同的需要采用不同的摩擦模型。摩擦模型主要包

收稿日期: 2000-09-14; 修订日期: 2000-12-01

作者简介: 单颖春(1974-), 女, 北京航空航天大学 405 教研室博士生

括应用库仑摩擦定理的宏观滑移模型和微动滑移模型。

(1) 宏观滑移模型: 宏观滑移模型是一种单点接触模型, 这种模型假设接触面内所有接触点的正压力都相等, 即所有点同时滑动或粘滞。按照是否考虑接触面的刚度又分为两种摩擦模型。

● 宏观滑移模型—Sgn 模型: 该模型中忽略了接触刚度, 是一种最简单的摩擦模型, 接触点的描述见图 2, N 为正压力。由于模型中忽略了接触刚度, 两接触物体之间不是总保持滑动状态就是总保持粘滞状态。如应用这种模型对阻尼块进行优化, 只需不断增加阻尼块的质量, 直到离心力所产生的阻尼块与叶片之间的正压力足够大, 接触点一直保持粘滞状态, 即将叶片的振幅降至最小。该模型描述的是理想状况下的干摩擦模型, 很多情况下不能准确估计摩擦阻尼的减振效果, 特别无法用于阻尼块的优化设计中。

图 2 Sgn- 宏观滑移模型

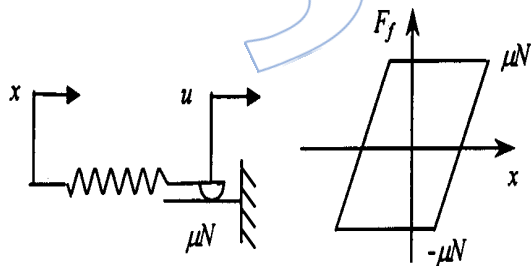


图 3 考虑接触刚度的宏观滑移模型和摩擦力与位移的关系

● 宏观滑移模型—考虑接触刚度: 接触面之间的滑移不是突然发生的, 当滑动载荷小于临界摩擦力时, 接触点存在一定的弹性变形, 叶片仍可以存在一定的振幅, 只有当叶片振幅过大, 滑动载荷大于摩擦力的时候, 阻尼块和叶片之间才产生相对滑移。接触点的描述见图 3 左图, 叶片振动时, 若两者间正压力为零, 叶片与阻尼块之间为全滑动状态, 阻尼块不起任何作用, 系统为线性的; 若切向载荷始终小于摩擦力, 叶片与阻尼块之间保持粘滞状态, 阻尼块只表现出刚度特性, 系统仍

为线性系统; 若临界摩擦力小于最大切向力时, 接触面既包括粘滞状态又包括滑动状态, 摩擦力与位移之间表现为一种非线性关系见图 3 右图, 此时接触面具有刚度软化特性和阻尼特性, 调整阻尼器参数可使其具有最佳阻尼特性。参考文献[5~11]都是采用这种模型。当接触面间的正压力较小时应用这种模型所得的计算结果与实验结果吻合得较好。

(2) 微动滑移模型: 该模型描述的接触面为多点接触, 叶片的振动可能只会导致部分接触点发生滑移, 而其他接触点仍保持粘滞状态。微动滑移模型主要有串联、并联两种形式, 并联微滑模型中, 摩擦力表示为叶片位移的函数(见图 4), 比串联模型更加适合于进行动力分析, 工程应用中往往选择这种模型进行研究^[12~14]。微动滑移模型比宏观滑移模型更准确地描述摩擦力与位移之间的关系, 特别是当正压力较大时, 可以考虑部分触点滑移所产生的摩擦阻尼对系统振动响应的影响。

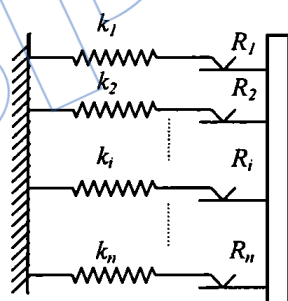


图 4 并联微动滑移模型

(3) 其他模型: 以上模型均基于库仑摩擦定律构造的, 文献[15, 16]研究了一种非局部摩擦定律, 该定律认为两弹性体间某接触点的运动状态受其临近点的影响, 当某点的剪切力正比于其邻域内其他点正压力的某一权值时, 该点即产生相对运动趋势。该模型更加准确地描述了摩擦力与位移之间的关系, 但公式相对烦琐, 工程上一般不采用。文献[17, 18]中的摩擦模型还考虑了接触面形状对摩擦力的影响。

2.2 接触运动学模型

根据相互运动形式的不同, 接触运动分为一维接触模型、二维接触模型和三维接触模型。不同接触运动模型将导致摩擦力与接触点位移间具有不同的函数关系, 直接影响系统响应的计算结果。

● 一维接触模型: 正压力保持不变, 叶片以单纯的弯曲振型振动时, 叶片与阻尼块的相互运动始终在一条直线上。从大量发表的文献[1~3, 6~

13, 19~22]来看, 对该模型的研究已经比较深入。图 3、图 4 分别描述了一维接触运动下宏观滑移及微观滑移模型。该模型最大的缺点就是无法研究叶片的耦合振动。

● 二维接触模型: 实际中, 叶片除了弯曲振动, 还发生扭转振动及耦合振动, 叶片上接触点的运动轨迹可能是直线、圆、椭圆。当叶片上接触点做圆或椭圆运动时, 阻尼块上接触点的运动轨迹分别为圆或平面不规则闭合曲线。为描述这种二维运动, 必须采用二维接触模型描述接触点的特性, 考虑接触点在正交 2 个方向的刚度, 见图 5。二维运动的研究参见文献[14, 23, 24]。

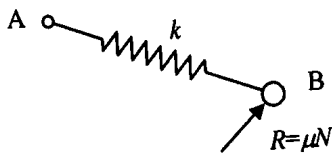


图 5 二维宏观滑移模型

● 三维接触模型: 对于楔形阻尼块^[25, 26], 接触点的滑动方向与叶片振动方向具有一定的夹角, 接触点的滑动将导致作用在两接触面上的正压力发生变化, 正压力的变化又进一步使摩擦力发生变化。使接触面内的切向运动与垂直于接触面的正压力之间相互耦合, 构成了接触点的三维运动模型。这种模型可以考虑阻尼块形状的影响, 由于其比较复杂在建模中应用较少。

2.3 叶片—阻尼块结构模型

根据对叶片简化程度的不同, 叶片—阻尼块结构模型可分为单自由度模型、集中质量多自由度模型及有限元模型。图 6 是最常采用的单自由

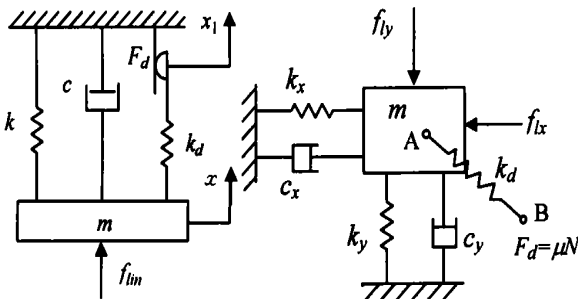


图 6 单自由度叶片阻尼块一维宏观滑移模型和二维宏观滑移模型

度叶片—阻尼块一维、二维宏观滑移模型。在图 6

左图中, k 和 m 代表叶片一阶弯曲振型的模态刚度和模态质量, c 代表摩擦阻尼以外其他原因产生的模态阻尼, k_d 为阻尼块的接触刚度, F_d 为接触点发生滑动时的摩擦力。 f_{im} 为外部线性激励力。 x 和 x_1 分别为叶片及接触点的振动位移。图 6 右图中的物理量与图 6 左图中的物理量具有类似的含义, 所不同的是考虑了叶片在正交两个平面内的振动特性和受力情况, 单自由度模型均无法考虑叶片的接触刚度及接触面正压力的变化所导致的系统模态参数的变化。

M uszynska A^[8, 28~30]将叶片简化为集中质量多自由度模型, 包括两自由度模型和四自由度模型。两自由度模型见图 7 左图, 其中 m_1 和 m_2 是两自由度的等效质量, k_1 和 k_2 均表示无质量的弹性梁, f_{im} 和 F_d 的含义同图 6 左图, x_1 和 x_2 为两集中质量的振动位移。这类模型在一定程度上考虑叶片的接触刚度, 但均未考虑阻尼块的接触刚度。

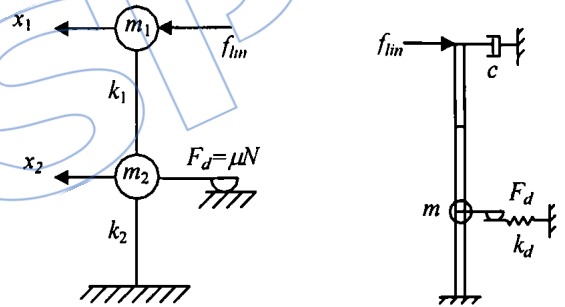


图 7 叶片—阻尼块的等效集中质量两自由度模型和有限元模型

有限元模型既可以考虑叶片的接触刚度又可以考虑阻尼块的刚度, 必要时还可以考虑阻尼块惯性力的影响, 是精度最高的一种模型^[25, 26, 31~34], 但计算量比较大。图 7 右图为文献[31]所采用的有限元模型。模型中将叶片划分成 3 个梁单元, 集中质量 m 代表缘板, 其他符号的含义同图 6 左图。

3 非线性分析方法

无论怎样对摩擦面进行简化, 干摩擦阻尼减振始终是一个复杂的非线性问题。只有个别简单模型可以求得解析解, 如单自由度叶片模型中不考虑接触刚度或接触点做简单圆运动的情况, 其他大部分模型只能依赖于数值解。主要有以下几种方法。

(1) 数值积分方法: 该方法可以跟踪系统响

应时间历程, 为了能够准确反映摩擦面粘滞状态与滑动状态之间的转换, 在状态转换点附近需要采用较小的时间步长以保证计算的准确性。该方法的主要缺点是需要大量的计算时间, 从瞬态振动过渡到稳态振动往往需要上百个振动周期。对阻尼块进行优化设计时往往需要进行多次仿真计算, 用数值积分法所需的计算时间将使人望而却步, 因此该方法一般用于检验其他算法的准确性。

(2) 谐波平衡法: 谐波平衡法假设当叶片受简谐激励力时, 叶片的振动位移及接触面间的摩擦力均呈周期变化且周期与激励力的周期相同, 则振动位移与摩擦力可以精确的展开成傅立叶级数的形式。假设叶片振动位移主要表现为基频振动, 同时只保留摩擦力级数展开式中的一次项, 这样非线性摩擦力就转化为线性摩擦力, 使非线性微分方程转化为非线性的代数方程进行求解。这是一种求解强非线性问题稳态解的十分有效而快速的方法, 被成功地应用于阻尼块的优化设计中, 且在许多情况下提供了充分准确的结果。如应用于单自由度叶片模型的包括文献[1, 2, 6, 9, 14, 22~24, 36], 应用于集中质量多自由度模型的包括文献[8, 28~30], 与有限元方法联合应用的包括文献[25, 26, 31~34]。

当非线性摩擦力中的高次谐波对振动影响较大时, 一次谐波平衡法计算的结果将产生较大的误差。为此, 文献[37~40]提出考虑高次谐波影响的增量谐波平衡法, 但该方法在计算效率上比数值积分法并无优势; 文献[40]提出了一种 AFT 方法, 该方法在计算过程中需要在频域、时域间相互转化, 必须仔细考虑频率混淆、泄漏等问题; 文献[35]也发展了考虑多次谐波的谐波平衡方法, 与数值积分法的计算结果十分接近, 而所用计算时间还不到数值积分法的 1/10, 但只适用于一维接触模型中摩擦力的线性化。

4 阻尼块的最优设计

Griffin 首先对单自由度叶片—阻尼块 B-G 模型进行了优化设计计算^[6], 给出了接触面最优正压力以及叶片响应幅值的计算公式, 结果经适当转化即可推广应用到 B-B 模型中^[1, 2]。由于采用的是单自由度模型, 无法考虑摩擦面在不同正压力作用下叶片模态参数的改变, 当阻尼块刚度与叶片刚度相当时, 采用这种模型计算叶片响应将导致产生较大误差。文献[31]建议采用插值方法, 根据叶片与阻尼块之间全固定、全滑动时的模

态参数以及接触面间不同的滑移量来调整模型的模态参数。此外 Griffin 模型中接触面简化为单点接触的宏观滑移模型, 忽视微动摩擦所造成的阻尼而使优化结果偏于保守。事实上阻尼器的优化是不可能一步完成的, 因为改变阻尼块的质量同时会导致其刚度的变化, 而阻尼器的刚度直接影响其减振效果。文献[9]建议将分析设计与实验检验相结合, 阻尼刚度及摩擦系数的选择应使分析模型尽可能与实验结果相符合。

Muszynska 等将叶片简化为集中质量—弹簧系统, 模型一定程度上考虑了叶片的接触刚度, 当代表缘板与阻尼块相接触的下侧质量处于粘滞状态时, 代表叶尖的上侧质量仍可以振动, 即这种模型可以考虑叶片在高的正压力下模态振型的改变, 更加符合叶片真实的运动情况, 但是这类模型中均没有考虑阻尼块接触刚度, 所得优化结果往往高估阻尼器的减振效果。如采用这种模型进行响应计算, 叶片振动峰值可降低两个数量级, 而实际当中减振效果不可能这样好。文献[8, 28, 29]应用这种模型研究了非协调叶片组阻尼块的优化问题, 结果表明对协调叶片组阻尼块进行优化的结果对非协调叶片组同样适用, 即计算叶片振动响应时可以分别考虑非协调及摩擦阻尼造成的非线性影响, 同时阻尼器的优化设计可只考虑协调叶片组的情况, 而协调叶片组又可以转化为研究单个叶片, 使得设计过程的计算量大大降低。

利用叶片的有限元模型对阻尼块进行优化可以自动考虑叶片、阻尼块接触刚度。文献[31]用梁单元建立叶片的有限元模型, 用谐波平衡法将非线性接触力线性化计算了叶片的稳态响应并对阻尼块参数进行了优化。文献[34]用块单元及壳元建立叶片有限元模型, 用模态综合法对模型进行降阶, 模型中可以只保留摩擦力作用处的非线性单元, 文中对非线性摩擦力的处理采用了多次谐波平衡法。文献[32, 33]建立了变截面梁的有限元模型, 应用影响系数法和谐波平衡法计算了叶片在不同摩擦参数下的振动响应。上述相关文献中, 均将摩擦面简化为单点接触—维宏观滑移模型, 在文献[32, 33]中甚至没有考虑阻尼器的刚度。接触面的运动基本局限于一维运动, 只能分析叶片的弯曲振动, 而实际当中, 导致叶片发生故障的很可能是某些高阶振动, 这就要求建模时对接触面进行更细致的处理, 全面分析其对各种振型的减振效果。

5 结束语

利用干摩擦阻尼进行叶片减振是一种简单而有效的方法, 优化阻尼器参数对提高叶片寿命具有很大的实际意义。本文从模型简化、分析方法、优化设计等几个方面较为系统地综述了摩擦阻尼块的设计发展情况。从大量发表的文献来看, 人们对摩擦减振的机理已有了较深刻的理解, 在阻尼块优化设计及叶片受摩擦约束时的响应计算方面均取得了很大的进展, 然而该领域内仍有许多问题需要进一步的研究, 作者认为主要包括以下几个方面: (1) 利用叶片—阻尼块的有限元模型进行计算时, 进一步细致考虑接触点的运动, 逐步用接触点的圆运动模型、椭圆运动模型、任意二维曲线运动模型代替一维运动模型计算非线性摩擦力; (2) 当接触面发生复杂二维运动时, 考虑非线性摩擦力的高次谐波对叶片响应的影响; (3) 计算阻尼叶片响应时, 考虑多点接触微动摩擦对叶片响应的影响; (4) 研究叶片高阶模态阻尼器的设计。

参考文献

- [1] Griffin J H, Sinha A. The Interaction Between Mistuning and Friction in the Forced Response of Bladed Disk Assemblies [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107: 205- 211.
- [2] Sinha A, Griffin J H. Effects of Friction Dampers on Aerodynamically Unstable Rotor Stages[J]. AIAA Journal, 1985, 23(2): 262- 270.
- [3] Den Hartog J P. Forced Vibration with Combined Coulomb and Viscous Friction [J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1931, 53: 107- 115.
- [4] Den Hartog J P. Mechanical Vibrations [M]. 4th ed, McGraw-Hill, New York, 1956.
- [5] Goodman L E, Klumpp J H. Analysis of Slip Damping with Reference to Turbine Blade Vibration [J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1956, 23: 421- 429.
- [6] Griffin J H. Friction Damping of Resonant Stresses in Gas Turbine Engineering Airfoils [J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1980, 102: 329- 333.
- [7] Srinivasan A V, Cutts D G. Dry Friction Damping Mechanisms in Engine Blades [J]. ASME Journal of Engineering for Power, Engineering for Power, 1983, 105: 332- 341.
- [8] Muszynska A, Jones D I G. A Parametric Study of Dynamic Response of a Discrete Model of Turbomachinery Blade Disk [J]. ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 1983, 105: 434- 443.
- [9] Cameron T M, Griffin J H, Kielbaso R E, Hoosac T M. An Integrated Approach for Friction Damper Design [J]. ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 1990, 112: 175- 182.
- [10] Dowell E H, Schwartz H B. Forced Response of a Cantilever Beam With a Dry Friction Damper Attached Part I: Theory [J]. Journal of Sound and Vibration, 1983, 91 (2): 255- 267.
- [11] Dowell E H, Schwartz H B. Forced Response of a Cantilever Beam With a Dry Friction Damper Attached Part II: Experiment [J]. Journal of Sound and Vibration, 1983, 91 (2): 269- 291.
- [12] Meng C H, Bielak 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.
- [13] Meng C H, Griffin J H, Bielak J. 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.
- [14] Sanliturk K Y, Ewins D J. Modelling Two-Dimensional Friction Contact and Its Application Using Harmonic Balance Method [J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 193(2): 511- 523.
- [15] Oden J T, Pires E B. Nonlocal and Nonlinear Friction Laws and Variational Principles for Contact Problems in Elasticity [J]. Transactions of the ASME Journal of Applied Mechanics, 1983, 50: 67- 76.
- [16] Srinivasan A V, Cassenti B N. A Nonlinear Theory of Dynamic Systems with Dry Friction Forces [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1986, 108: 525- 530.
- [17] Anderson J R, Ferri A A. Behavior of Single-Degree-of-Freedom System with a Generalized Friction Law [J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 140: 287- 304.
- [18] Whiteman W W, Ferri A A. Multi-Mode Analysis of Beam-Like Structures Subjected to Displacement-Dependent Dry Friction Damping [J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 207(3): 403- 418.
- [19] Ferri A A. Friction Damping and Isolation System [J]. Transactions of ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1996, 117 (B): 196- 206.
- [20] Ferri A A, Heck B S. Vibration Analysis of Dry Friction Damped Turbine Blades Using Singular Perturbation Theory [J]. Transactions of ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1998, 120: 588- 595.
- [21] Liang J W, Feeny B F. Dynamical Friction Behavior in a Forced Oscillator with a Compliant Contact [J]. Transactions of ASME Journal of Applied Mechanics, 1998, 65: 250- 257.
- [22] Sinha A, Griffin J H. Friction Damping of Flutter in Gas Turbine Engine Airfoils [J]. AIAA Journal of Airfoils, 1983, 20(4): 372- 376.
- [23] Griffin J H, Meng C H. Friction Damper of Circular Motion and its Implication to Vibration Control [J]. Transactions of ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1991, 113: 225- 229.
- [24] Meng C H, Chidambaram P. Friction Damping of Two-Dimensional Motion and Application in Vibration Control [J]. Journal of sound and vibration, 1991, 144: 427- 447.
- [25] Yang B D, Meng C H. Characterization of Contact Kinematics and Application to the Design of Wedge Dampers

- in Turbomachinery Blading Part I: Stick-Slip Contact Kinematics [J]. Transactions of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Blades, 1998, 120: 410-417.
- [26] Yang B D, Meng C H. Characterization of Contact Kinematics and Application to the Design of Wedge Dampers in Turbomachinery Blading Part II: Prediction of Forced Response and Experimental Verification [J]. Transactions of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Blades, 1998, 120: 418-423.
- [27] Chen J J, Yang B D, Meng C H. Periodic Forced Response of Structures Having Three - Dimensional Frictional Constraints [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 229 (4): 775-792.
- [28] Muszynska A, Jones D I G. On Tuned Bladed Disk Dynamics: Some Aspects of Friction Related Mistuning [J]. Journal of Sound and Vibration, 1983, 86(1): 107-128.
- [29] Muszynska A, Jones D I G, Lagnese T, Whitford L. On Nonlinear Response of Multiple Blade Systems [J]. Shock and Vibration Bulletin, 1981, 51: 88-110.
- [30] Jones D I G, Muszynska A. Design of Turbine Blades for Effective Slip Damping at High Rotational Speeds [J]. Shock and Vibration Bulletin, 1979, 49: 87-96.
- [31] Meng C H, Griffin J H. A Comparison of Transient and Steady State Finite Element Analysis of the Forced Responses of a Frictionally Damped Beam [J]. Transactions of ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in design, 1985, 107: 19-25.
- [32] Ostachowicz W. The Harmonic Balance Method for Determining the Vibration Parameters in Damped Dynamic Systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 1989, 131(3): 465-473.
- [33] Ostachowicz W M. A Discrete Linear Beam Model to Investigate the Nonlinear Effects of Slip Friction [J]. Computer & Structures, 1990, 36(4): 721-728.
- [34] Berthillier M, Dupont C, Mondal R, Barrau J J. Blades Forced Response Analysis with Friction Dampers [J]. Transactions of ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1998, 120: 468-474.
- [35] Wang J H, Chen W K. Investigation of the Vibration of a Blade with Friction Damper by HBM [J]. Transactions of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Blades, 1993, 115: 294-299.
- [36] Csaba G. Forced Response Analysis in Time and Frequency Domains of a Tune Bladed Disk with Friction Dampers [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 214(3): 395-413.
- [37] Lau S L, Cheung Y K. Amplitude Incremental Variational Principal for Nonlinear Vibration of Elastic System [J]. Transactions of ASME Journal of applied mechanics, 1981, 48: 959-964.
- [38] Lau S L, Cheung Y K, Wu S Y. Variable Parameter Incrementation Method for Dynamic Instability of Linear and Nonlinear System [J]. Transactions of ASME Journal of Applied Mechanics, 1982, 49: 849-853.
- [39] Pierre C, Ferri A A, Dowell E H. Multi-Harmonic Analysis of Dry Friction Damped Systems Using an Incremental Harmonic Balance Method [J]. Transactions of ASME Journal of Applied Mechanics, 1985, 52: 958-964.
- [40] Ferri A A. On the Equivalence of the Incremental Harmonic Balance Method and the Harmonic Balance-Newton Raphson Method [J]. Transactions of ASME Journal of Applied Mechanics, 1986, 53: 455-456.
- [41] Cameron T M, Griffin J H. An Alternation Frequency/Time Domain Method for Calculation the Steady-State Response on Nonlinear Dynamic System [J]. Transactions of ASME Journal of Applied Mechanics, 1989, 56: 149-154.

(责任编辑 王震华)

Application and Development of Platform Friction Damper for depressing Resonant Vibration of Blades

SHAN Ying-chun, HAO Yan-ping, ZHU Zi-gen, YAN Li-tang

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

Abstract Utilization of dry friction has been recognized to be an effective and simple means to increase the damping level and reduce blade vibratory stresses of the bladed disk system. The platform damper is a kind of such application. During the last twenty years, a great deal of researchers has been working on structural models for the blade/friction damper system and the nonlinear analytical methodology to predict the dynamic behaviors of the frictionally constrained blade system. In result certain theoretical principles have been provided for designing the platform damper. This paper reviews recent works in three aspects: simplified structure models, nonlinear analytical approach and damper design optimization. The authors make attempts to indicate the advantages and constraints of the models and methods in common use and present the problems worthy to research in the future.

Key words dry friction; damper; blade vibration