涡轮缘板阻尼块摩擦接触特性研究

王　坤,吴锦武,赵国扬,李志宽
(南昌航空大学 飞行器工程学院,南昌 330063)

摘要:为了研究航空发动机涡轮缘板阻尼块的摩擦接触特性,减小涡轮叶片的振动,采用带圆角的平板接触理论模型进行数值模拟,推导接触面正压力及切向力的分布,研究接触模型的几何参数对迟滞曲线、切向刚度和能量耗散的影响规律。结果表明:接触面率为 0 时,存在最大能耗曲线和最大能耗点,并且随着接触面率的增大,迟滞曲线所围面积逐渐变小,每周期能量耗散逐渐减小;其他参数不变时,接触刚度随法向力的增大呈非线性增大。

关键词:缘板阻尼;涡轮叶片;接触模型;能量耗散;接触刚度;航空发动机
中图分类号: V232.4　　**文献标识码:**A　　**doi:**10.13477/j.cnki.aeroengine.2018.02.012

Research on Frictional Contact Characteristics of Turbine Edge Plate Damping Block

WANG Kun, WU Jin-wu, ZHAO Guo-yang, LI Zhi-kuan
(School of Aircraft Engineering, Nanchang Hangkong University, Nanchang 330063, China)

Abstract: In order to investigate the frictional contact characteristics of aeroengine turbine edge plate damping blocks and reduce the vibration of turbine blades, the numerical simulation was carried out by using the theoretical model of the plate contact with flat. The distribution law of the positive pressure and the tangential force on the contact surface was deduced. The influence of the geometrical parameters of the contact model on the hysteresis curve, the tangential stiffness and the energy dissipation were investigated. The results show that there exist a maximum energy consumption curve and a maximum energy consumption point when the contact rate is zero, and the area of the hysteresis curve and the energy dissipation decrease gradually with the increase of the contact rate. When the other parameters are constant, the contact stiffness increases nonlinearly with the increase of the normal force.

Key words: edge plate damping; turbine blades; contact model; energy dissipation; contact stiffness; aeroengine

0　引言

振动是影响航空发动机涡轮叶片寿命的重要因素,采取有效措施减小其振动,是航空发动机设计的关键环节。由于干摩擦阻尼器(缘板、凸肩、叶冠等)具有减振效果好、对叶片气动性能影响小等特点,广泛应用于发动机叶片结构设计[1]。Griffin[2]在 1980 年提出用接触刚度和开始滑动时的摩擦力参数来描述摩擦阻尼器,并研究每个参数对带阻尼器涡轮叶片共振响应的影响;Menq 和 Petrov[3-4]使用法向接触刚度、切向接触刚度和摩擦系数 3 个参数来描述接触模型的特性;单颖春等[5]总结前人研究的基础上,细致考虑接触点的运动,提出了几种典型的接触运动模型;漆文凯等[6]以带缘板阻尼块涡轮叶片为对象,分别采用 2 维整体—局部统一滑动模型, 对其减振特性进行研究,得出阻尼块对叶片能起到调频作用;陈香等[7]通过试验得出接触紧度、阻尼块的接触面积、材料以及外部激振力共同影响涡轮叶片的减振效果;李迪等[8]对带冠涡轮叶片进行了系统试验,得出存在 1 个最优的接触紧度使得该带冠涡轮叶片的减振效果最佳。

接触模型依据阻尼结构来确定,不同的阻尼结构对应不同形式的接触模型。在涡轮叶片中一般存在着阻尼销、凸肩和叶冠等阻尼结构,其中阻尼销为圆柱体,与叶盘接触面积很小,近似为 1 条线,可假设接触面为“圆柱 - 平板”接触[9];而凸肩和叶冠,接触面积较大,可以假设接触面为“平板 - 平板”接触。

收稿日期:2017-10-13　　**基金项目:**江西省教育厅科学技术研究重点项目(DA201706712)资助
作者简介:王坤(1992),男,在读硕士研究生,研究方向为动力机械振动与结构强度;E-mail:shijianwangkun@163.com。

引用格式:*王坤,吴锦武,赵国扬,等. 涡轮缘板阻尼块摩擦接触特性研究[J]. 航空发动机,2018,44(2):70-74.WANG Kun,WU Jinwu,ZHAO Guoyang,et al. Research on frictional contact characteristics of turbine edge plate damping block[J]. Aeroengine,2018,44(2):70-74.*

在航空发动机工作过程中,涡轮缘板阻尼结构从接触到完全挤压，接触面往往受到很大的接触压力，产生很小的相对位移，叶片与阻尼块摩擦接触时,切向力和切向相对位移的迟滞曲线对准确描述叶片振动特性至关重要。将带有圆角的平冲头压在平板上,得到带圆角的平板接触模型,从几何模型出发,结合数学计算推导对涡轮缘板阻尼块摩擦接触的特性进行研究,利用该接触模型推导接触面间的法向正压力和切向力的分布规律,并进一步研究模型几何参数的影响,得出模型参数对迟滞曲线、切向刚度和能量耗散的影响规律,为涡轮叶片阻尼器的设计提供参考。

1　研究对象及模型建立

1.1　研究对象

以常见带缘板阻尼块的涡轮叶片为研究对象，如图 1 所示。

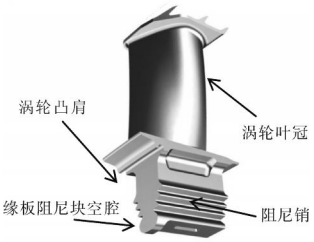

图 1　带缘板阻尼块的涡轮叶片

1.2　模型假设

各接触体为各向同性弹性材料；接触形成的矩形面具有较大的纵横比——d/b;忽略有限长平板的边缘效应，接触面上的正压力和剪切力沿 Y 方向(轴向)均匀分布。

1.3　模型参数

将带有圆角的平冲头压在平板上来描述涡轮叶片的接触状态，建立涡轮缘板阻尼接触模型，如图 2 所示。其中 d 为叶片的纵向宽度;R 为圆角半径;b 为施加法向压力后沿 X 向的接触长度;F_n 为压头所受的法向力;T_τ 为压头所受的切向力。

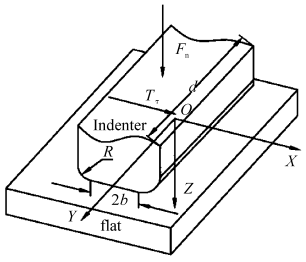

图 2　涡轮缘板阻尼块 3 维接触模型

2　模型计算

2.1　2 维模型中法向力和切向力的分布

根据图 2 接触模型，沿 Y 向取 1 个单位长度平板进行力学分析,2 维接触模型如图 3 所示。

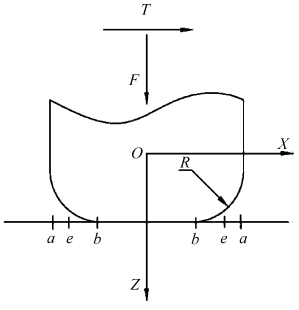

图 3　2 维接触模型

图中:T 和 F 对应着单位长度的切向载荷和法向载荷;e 为模型施加切向载荷后接触面沿 X 向的黏滞长度。接触面的法向力 $F(x)$沿 X 向的分布可写为[10]

$$\frac{aF(x)}{F}=\frac{2/x}{\pi-2\beta_0-\sin 2\beta_0}\{(\pi-2\beta_0)\cos x+\ln\left[\left|\frac{\sin(x+\beta_0)}{\sin(x-\beta_0)}\right|^{\sin x}\left|\tan\frac{x+\beta_0}{2}\tan\frac{x-\beta_0}{2}\right|^{\sin\beta_0}\right]\}\quad(1)$$

$b/a=\sin\beta_0$,根据公式应用 Matlab 进行数值计算,将纵坐标以(F/a)进行归一化,横坐标以接触长度 a 进行归一化,得到不同几何参数 b/a 下法向力沿 X 向的分布,如图 4 所示。

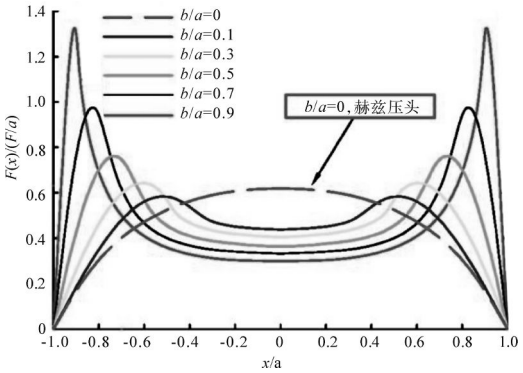

图 4　法向力 $F(x)$沿 X 向的分布

从图中可见,当 $b/a=0$ 时,未施加法向载荷时的初始接触长度 $a=0$,此时带有圆角的平板接触为圆柱面线接触。随着 b/a 的增大,接触面两侧的法向力峰值 $\max[F(x)]$增大,接触长度中心的法向力 $\min[F(x)]$减小。当增大到 $b/a=1$ 时,平板在 X 向的接触长度不随法向载荷 F 的改变而改变，此时平板的圆角半径 $R=0$,接触转化为理想平板接触。对于给定法向载荷 F,在不同切向载荷 T 作用下,将纵坐标以 $\mu F/a$ 进行归一化,其中 μ 为常数,横坐标以 a 进行归一化,得到切向力 $T(x)$沿 X 向的分布,如图 5 所示。

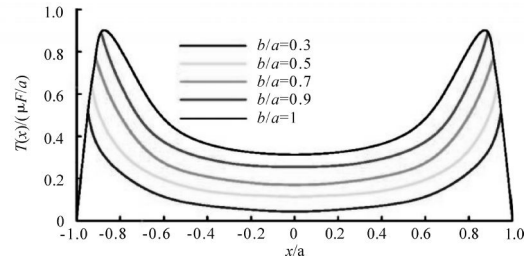

图 5　切向力 $T(x)$沿 X 向的分布

从图中可见，切向力分布与法向力分布类似,接触边缘切向力较大,接触中心切向力最小。并且随着

切向载荷 T 的增大，接触边缘和接触中心的切向力 $T(x)$ 同时增大，直至发生宏滑。这是因为当 $T/\mu F<1$ 时，滑动最先在接触边缘发生，e 为接触区域在 X 向的黏滞长度。此时对于 $e\leqslant|x|\leqslant a$ 的点，接触状态为滑动状态，对于 $|x|\leqslant e$ 的点，接触状态为黏滞状态；而当接触物体作用有切向载荷时，在接触边缘处 $T(x)/F(x)$ 将趋向于无穷大，因此滑动总是首先发生在接触边缘。

2.2 接触面切向力与切向相对位移

在上述分析 2 维接触模型法向力和切向力分布的基础上，进一步研究切向力与切向相对位移的关系，半空间局部受到切向力分布力 t_x 作用，如图 6 所示。

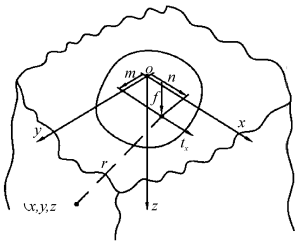

图 6 半空间局部受载

利用 D.A. Hills[11]方法可获得切向力和切向相对位移的关系，计算得出迟滞曲线，则位移为

$$s_x=\frac{(1+f)}{2\pi E}\iint t_x(n,m)\left[\frac{1}{r}+\frac{1-2f}{r+z}+\frac{(n-x)^2}{r^3}-\frac{(1-2f)(n-x)^2}{r(r+z)^2}\right]\mathrm{d}n\mathrm{d}m$$

$$s_y=\frac{(1+f)}{2\pi E}\iint t_x(n,m)\left[\frac{(n-x)(m-y)}{r^3}-\frac{(1-2f)(n-x)(m-y)}{r(r+z)^2}\right]\mathrm{d}n\mathrm{d}m \quad (2)$$

$$s_z=\frac{(1+f)}{2\pi E}\iint t_x(n,m)\left[\frac{(n-x)z}{r^3}-\frac{(1-2f)(n-x)^2}{r(r+z)^2}\right]\mathrm{d}n\mathrm{d}m$$

式中：$r^2=(x-n)^2+(y-m^2)+z^2$；$(n,\ m,\ f)$ 为受力点的坐标；r 为受力点到接触中心的距离。

沿 x 方向令 $x=y=z$，得到接触中心的位移 s_x

$$s_x=\frac{(1+f)}{\pi E}\int_{-a}^{a}t_x(n)\int_{-d/2}^{d/2}\left[\frac{1-f}{(n^2+m^2)^{1/2}}+\frac{fn^2}{(n^2+m^2)^{3/2}}\right]\mathrm{d}n\mathrm{d}m \quad (3)$$

由于接触面法向力和切向力的分布是关于接触中心线对称可得

$$2\int_0^{d/2}\left[\frac{1-f}{(n^2+m^2)^{1/2}}+\frac{fn^2}{(n^2+m^2)^{3/2}}\right]\mathrm{d}m=$$

$$2\left[(1-f)\ln[s+(n^2+m^2)]+f\frac{n}{(n^2+m^2)^{1/2}}\right]_0^{b/2} \quad (4)$$

考虑到 $d\gg a$ 和 $-a\leqslant n\leqslant a$，有 $d\gg n$，将式(4)进一步简化为

$$2\int_0^{d/2}\left[\frac{1-f}{(n^2+m^2)^{1/2}}+\frac{fn^2}{(n^2+m^2)^{3/2}}\right]\mathrm{d}m\cong 2\left[(1-f)\ln\left|\frac{d}{n}\right|+f\right] \quad (5)$$

将式(5)代入式(3)得

$$s_x=-\frac{2(1-f^2)}{\pi E}\int_{-a}^{a}t_x(n)\ln\left|\frac{n}{d}\right|\mathrm{d}n+\frac{2(1-f^2)}{\pi E}\left(\ln\left|\frac{d}{a}\right|+\frac{f}{1-f}\right) \quad (6)$$

由式(6)可知，局部半空间受到切向分布力作用后，接触中心的切向相对位移可表示为

$$\delta_x=s_{x1}-s_{x2}=\frac{2}{\pi E^*}\left(-\int_{-a}^{a}t_x(n)\ln\left|\frac{n}{a}\right|\mathrm{d}n+\left(\ln\left|\frac{d}{a}\right|+\frac{f}{1-f}\right)\right) \quad (7)$$

式中：$E^*=2(1-f^2)/E$，E 为每循环能量耗散量。

由式(7)得到切向接触刚度 k_d。法向接触刚度 k_n 可由 Mindlin[12]球接触中切向和法向接触刚度关系得到，即

$$k_n=\frac{2-f}{2(1-f)}k_d \quad (8)$$

3 数值分析

3.1 迟滞曲线

阻尼系统的能量耗散取决于迟滞曲线围成的面积，切向载荷 T 代入式(7)得到和相对切向位移 δ 的单调曲线，根据 Masing 理论[13-14]获得微滑动时的完整迟滞环，数学表达式为

$$\delta_s(T)=\delta^*-2d\left(\frac{T^*-\mu F}{2}\right)$$

$$\delta_n(T)=-\delta_s(-T) \quad (9)$$

式中：δ_s 为卸载时的切向位移；δ_n 为加载时的切向位移。

Masing 理论的初始加载曲线包含迟滞环的所有特性，在宏滑动区域的迟滞曲线通过水平延长宏滑动初始时的点获得，得到归一化后切向力和相对位移曲线如图 7 所示。

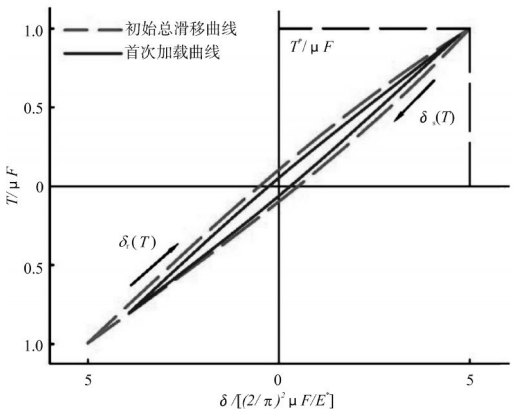

图 7 不同相对位移时的迟滞曲线

在带圆角的平板 3 维接触模型条件下，进一步研究不同几何参数对迟滞曲线的影响规律。从式(7)获得的迟滞曲线主要依赖于以下 2 个参数：b/a 和 d/a。给定 d/a 时，计算绘制得到不同 b/a 条件下的迟滞曲线，如图 8 所示。曲线 $a/b=0.1$，趋于圆柱面线接触；曲线 $a/b=0.9$，趋于理想平板接触。在微滑动的条件下，

迟滞曲线所围的面积随着 a/b 的减小而增加。因此，对于 1 个给定位移幅值、法向加载和材料属性的接触模型，最大的耗散能量通过圆柱面线接触获得，即 $a/b=0$。

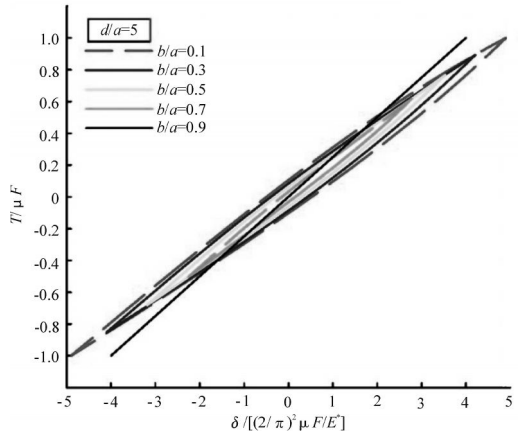

图 8　给定 d/a,不同 b/a 时的迟滞曲线

研究不同 d/a 对迟滞曲线的影响，给定 b/a，得到不同 d/a 条件下的迟滞曲线如图 9 所示。从图中可见，d/a 仅仅影响迟滞环的的斜率，并不影响迟滞环所围的面积和单位长度的能量耗散。

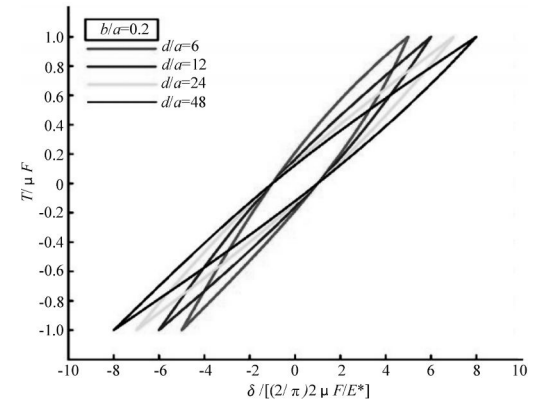

图 9　给定 b/a,不同 d/a 时的迟滞曲线

3.2　接触刚度

迟滞曲线描述了该接触模型的动态特性，而摩擦阻尼的接触刚度能直接影响到叶片的振型模态，进一步研究几何参数 b/R 对接触刚度的影响，通过计算得到接触刚度与正压力的关系曲线(如图 10 所示)能用来提取切向接触刚度的准确值，接触刚度与正压力的关系曲线由式(8)得出，当法向加载不变时，随着 b/R 的增大，切向接触刚度增大。当 b/R 不变时，随着法向力的增大，切向接触刚度逐渐变大。这是因为法向力增大，接触面积变大，所以切向接触刚度增大。

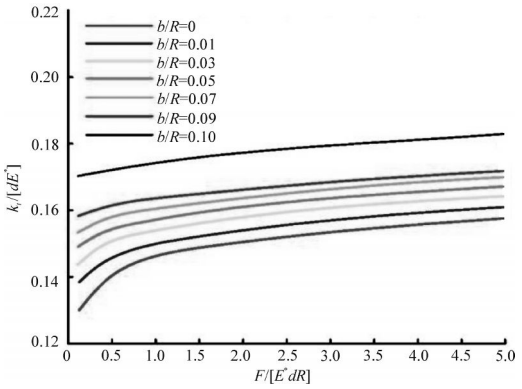

图 10　接触刚度 – 法向力关系曲线

3.3　能量耗散

摩擦阻尼装置是通过接触面上的摩擦力在振动过程中不断耗散能量，来达到减振的目的，可用单个振动循环中耗散的能量来评价阻尼器的减振效果[15]。Mindlin[16]分析在 1 个循环加载过程中切向力与耗散能的比例，试验结果也验证了这个关系[17-18]。能量耗散与切向力的关系曲线能得到摩擦阻尼能量耗散的情况，阻尼器耗散的能量等于迟滞曲线围成的面积，每个循环的耗散能量等于 4 倍的从零加载到最大所耗散的能量，即

$$E=4d\int_{L_{SLIP}} s_x(x)T(x)\mathrm{d}x \tag{10}$$

因为 $T_t=\mu F(x)$，所以式(10)可以写为

$$E=4d\int_{L_{SLIP}} s_x(x)\mu F(x)\mathrm{d}x \tag{11}$$

式中：$F(x)$为法向分力。

两接触物体材料属性相同，在接触时的相对滑动位移为

$$s(x)=-2\frac{2(1-f^2)}{\pi E}\int_{-b}^{b} t_x(n)\ln|x-n|\mathrm{d}n+C_1 \tag{12}$$

当 $|x|\leqslant e$ 时，$s(x)=0$，可求得常数项 C_1。

对于初始加载曲线，已知切向力分布 $T(x)$和接触面的相对滑动幅值 $s(x)$，根据 2 维接触模型得到给定 d/a 条件下，涡轮缘板阻尼结构的能耗曲线，如图 11 所示。从图中可见，当 d/a 一定时，$b/a=0$ 为面线接触最大能耗曲线，且存在最大能耗点。在文献[18]给出的不同加载力下，阻尼结构每周期的能耗曲线，将坐标归一化后，如图 12 所示。

文献 [18] 的能耗曲线基于试验参数测定计算得出，试验接触为弧面顶辊滑块与平面滑块的接触，平板滑块夹持于上下弧面顶辊滑块，法向力与切向力分

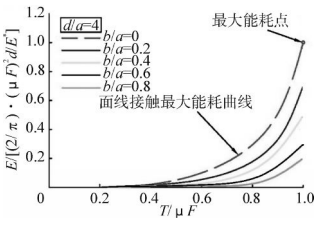

图 11 能量耗散曲线

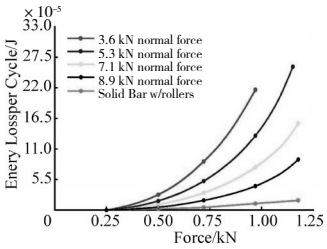

图 12 每周期能量耗散曲线[18]

别加载于弧面顶辊滑块和平面滑块,符合验证本文接触模型能量耗散规律的试验条件。试验中法向力加载的存在导致接触几何参数的改变, 等效为模型参数 b/a 的变化,对比 2 个图可见,二者能耗曲线变化规律一致。因此该接触模型能较准确描述涡轮阻尼块的摩擦接触能耗规律,考虑到具体接触参数的差异,仅能从定性角度对比二者能耗曲线的变化规律相符,定量研究需进一步完善。

4 结论

(1)涡轮缘板阻尼块接触面法向力和切向力沿滑移方向面分布规律相同,最小值和最大值分别出现在接触中心和滑移边缘,且接触滑移总是首先出现在接触边缘。

(2)当法向加载不变时,随着 b/R 的增大,切向接触刚度增大。当 b/R 不变时,随着法向力的增大,切向接触刚度逐渐变大。

(3)利用本文接触模型推导出几何参数对迟滞曲线的影响。当 b/a=0 时存在最大能耗曲线和对应的最大能耗点,并且随着 b/a 的增大,接触模型逐渐从圆柱面线接触转化为理想平板接触,迟滞曲线所围面积逐渐变小,耗散能量逐渐减小。能耗曲线与相关文献能耗曲线变化规律相符。

参考文献:

[1] 单颖春,郝燕平,朱梓根,等. 干摩擦阻尼块在叶片减振方面的应用与发展[J]. 航空动力学报,2001 (3):218-223.
SHAN Yingchun,HAO Yanping, ZHU Zigen, et al. Application and platform friction damper for depressing resonant vibration of blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2001 (3): 218-223. (in Chinese)

[2] Griffin J H. Friction damping of resonant stresses in gas turbine engine airfoils[J]. ASME Journal Engineering. Power, 1980, 102(2): 329-333.

[3] Yang B D, Chu M L, Menq C H. Stick-slip separation analysis and non-linear stiffness and damping characterization of friction contacts having variable normal load [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 210(4): 461-481.

[4] Petrov E P, Ewins D J. Analytical formulation of friction interface elements for analysis of nonlinear multi-harmonic vibrations of bladed disks [J]. Transactions of the ASME-T-Journal of Turbo Machinery, 2003, 125(2): 364-371.

[6] 漆文凯,张云娟. 带缘板阻尼块涡轮叶片减振特性研究[J]. 南京航空航天大学学报,2014,46(2):280-284.
QI Wenkai, ZHANG Yunjuan. Reduced vibration characteristics of turbine blade with platform damper[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2014, 46(2): 280-284. (in Chinese)

[7] 陈香,朱靖,李光辉,等. 涡轮带冠叶片干摩擦阻尼减振试验[J]. 航空动力学报,2012(4):817-823.
CHEN Xiang, ZHU Jing, LI Guanghui, et al. Experiment on dry friction damping of shrouded turbine blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2012 (4): 817-823. (in Chinese)

[8] 李迪,洪杰,陈璐璐. 带冠涡轮叶片干摩擦阻尼减振试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2008(4):22-27.
LI Di, HONG Jie, CHEN Lulu. Experiment of dry friction damping effect of shrouded turbine blade [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2008(4): 22-27. (in Chinese)

[9] Firrone C M, Botto D, Gola M M. Modelling a friction damper: analysis of the experimental data and comparison with numerical results [C] //ASME, Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis,2006:469-478.

[10] Ciavarella M, Hills D A, Monno G. The influence of rounded edges on indentation by a flat punch [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1998, 212(4): 319-327.

[11] Hills D A, Nowell D, Sackfield A. Mechanics of elastic contacts [J]. Mechanics of Elastic Contacts, 1993,33(1):484-493.

[12] Mindlin R D, Mason W P, Osmer T F, et al. Effects of an oscillating tangential force on the contact surfaces of elastic spheres[J].Journal of Applied Mechanics-Transactions of the ASME, 1951, 18(3): 331-331.

[13] Masing B G. Eigenspannungen und verfestigung beim messing[C]// Proc 2nd Int Congress of Appl Mech. 1926.

[14] Segalman D J, Starr M J. Inversion of massing models via continuous Iowan systems [J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2008, 43(1): 74-80.

[15] 漆文凯, 高德平. 带摩擦阻尼装置系统振动响应分析方法研究[J]. 航空动力学报,2006(1):161-167.
QI Wenkai, GAO Deping. Study of vibration response analysis method for the dry friction damping systems [J]. Journal of Aerospace Power, 2006 (1):161-167. (in Chinese)

[16] Mindlin R D. Compliance of elastic bodies in contact [J]. Journal of Applied Mechanics,1949, 16(3):259-268.1

[17] Hartwigsen C J, Song Y, Mcfarland D M, et al. Experimental study of non-linear effects in a typical shear lap joint configuration[J]. Journal of Sound &Vibration, 2004, 277(1-2): 327-351.

[18] Smallwood D O, Gregory D L, Coleman R G. Damping investigations of a simplified frictional shear joint[C]//Proceedings of the 71st Shock and Vibration Symposium, SAVIAC, The Shock and Vibration Information Analysis Center,2000.

(编辑:张宝玲)