

基于 ANSYS 的航空发动机叶片减振特性分析

朱阳阳,单兴兰,李张辉

(南京航空航天大学 能源与动力学院,江苏 南京 210016)

摘要:在全世界各种航空事故中,机翼叶片损坏的情况频繁发生,且损坏的大半是叶片结构。大多数的叶片损坏是强度失效或者振幅过大引起的。所以对叶片减振措施进行研究十分重要。使用二维整体-局部统一滑动模型公式,通过能量法求解所用模型中的等效刚度和等效阻尼。根据改编的涡轮叶片振动计算分析程序,计算阻尼结构减振效果,分析输入不同外激励下产生各种正压力时的减振效果。计算结果表明:二维摩擦振动加上阻尼器后,叶片的振幅明显减少,减振效果良好。

关键词:航空发动机;叶片;能量法;减振;阻尼结构

中图分类号:V232.4 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2023)01-0034-03

Analysis of Vibration Reduction Characteristics of Aero-engine Blades Based on ANSYS

ZHU Yangyang, SHAN Xinglan, LI Zhanghui

(College of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: In various global aviation accidents, wing blade damages frequently occurred, with most cases happening in blade structure and most blade damages caused by strength failure or excessive amplitude. Therefore, it is of great important ance to study the damping measures of blades. With the formula of two-dimensional integral-local unified sliding mode, the equivalent stiffness and equivalent damping in the model were solved by energy method. According to the adapted turbine blade vibration calculation and analysis program, the damping effect of damping structure was calculated, and the damping effect of various positive pressures generated under different input external excitation was analyzed. The results show that the blade vibration amplitude decreases significantly with favourable damping effect.

Keywords: aircraft engine; blade; energy method; vibration reduction; damping structure

0 引言

涡轮机械中叶片的大应力高循环疲劳断裂是一种常见的故障模式,无论是研制阶段还是开始批量生产后,设计师们必须高度重视叶片振动引起的故障。为了减少航空发动机的振动故障率,除采取避开共振频率、颤振频率等措施外^[1],还采用在叶片之间增加阻尼的方法,故研发了多种减振技术形式,目前应用最频繁的减振措施是添加叶片摩擦阻尼。

在发动机叶片中,为了增加叶片之间的阻尼常用干摩擦阻尼。干摩擦阻尼因受外部因素的影响较小而得到广泛的应用且应用前景良好。由于计算机硬件和各种专业软件的高速发展,使有限元的使用变成了可能,国内外学者建立了很多摩擦接触模型^[2],使用有限元的方法和软件理论模拟的方法进行摩擦研究,对于缘板阻尼器^[3-6]和叶冠阻尼器^[7-10]的研究比较多。现在常用的航空发动机干摩擦减振结构有叶片轮缘结构、凸台结构和加叶冠等,这些结构的减振机理相似。叶箍、叶环和叶冠(多见于涡轮叶片)的设计多用在低压涡轮上,添加这些结构目的是:1)改变叶片的质量分布,能够改变叶片的模态、振型、

刚度和强度和应力的分布形式,从而改变因为叶片过长而在航空发动机工作过程中存在的共振、颤振不稳定性等问题,使叶片发生共振的频率避开发动机主要工作转速区,让颤振振幅在设计振幅之内;2)更好地使用摩擦消耗结构能量的机理来降低叶片的振动幅度,当叶片与叶片附属装置、阻尼结构之间因为相对运动进行摩擦时,这种运动能够消耗叶片/盘整体的振动能量,也能让振动的幅值减小,以此来实现减振的效果。

由于实际摩擦过于复杂,在进行理论计算时需要对外边界条件进行一定的约束和简化。为此,本文针对添加干摩擦阻尼对叶片进行减振特性分析,选用整体-局部统一滑动模型,研究叶片二维摩擦振动加上阻尼器后的减振效果。

1 叶片动力学仿真分析

1.1 二维整体-局部统一滑动模型

干摩擦阻尼器的滑动部分分为黏滞和完全滑动两种情况,在黏滞状态下,真实的迟滞曲线见图1。局部滑动模型仅考虑了图中外力未达到临界外力时的情况,即曲线

ab、chd 和 egf。当外力超过系统临界外力时,局部滑动模型就不准确了;而整体滑动模型又没有考虑黏滞状态下阻尼片的阻尼特性和刚度特性不为常数的情况。因此只采用整体滑动模型或局部滑动模型都不能准确地描述真实的振动情况。为更全面、精确地反映干摩擦阻尼器的阻尼特性变化情况,需要使用二维整体-局部统一滑动模型。

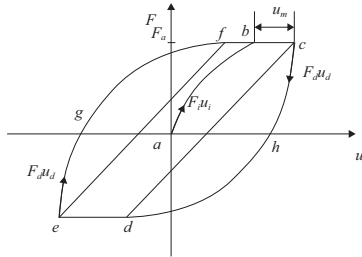


图1 模型力与位移迟滞回线

局部滑动时使用能量法求解等效刚度和等效阻尼,整体滑动时将阻尼片耗散的能量分为两部分,一部分用图1中 egfe 和 chd 围成的面积表示,另一部分为图中平行四边形 efcd 围成的面积,总的耗散能量为两部分之和,如 y 方向上耗散的能量为 $W(\Delta_{ay})$,因此等效阻尼系数表达式为

$$c_{eqy} = \frac{W(\Delta_{ay})}{\pi \omega u_y^2} \quad (1)$$

式中 ω 为外激励的激振频率。等效刚度 K_{eqy} 表达式为

$$K_{eqy} = \sqrt{\left(\frac{F_{ay}}{u_{ay}}\right)^2 - (\omega c_{eqy})^2} \quad (2)$$

1.2 叶片动力学仿真分析

对叶片进行简化如图2所示。使用 hypermesh 进行网格划分,叶片采用 solid185 单元分网,划分好后的有限元模型如图3所示。叶片材料密度为 $7\ 800\ \text{kg/m}^3$,弹性模量为 $2 \times 10^{11}\ \text{Pa}$,泊松比为 0.3,摩擦系数为 0.33。

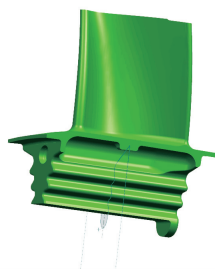


图2 叶片结构图

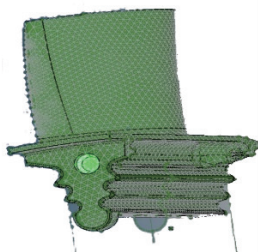
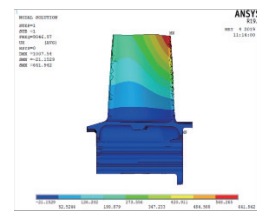


图3 叶片有限元模型

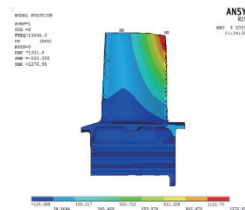
将网格文件导入 ANSYS 进行模态求解,前5阶固有频率及前3阶振型如表1和图4(a)-图4(c)所示。

表1 叶片前5阶固有频率 单位:Hz

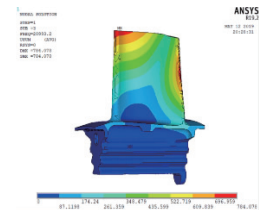
阶数	固有频率
1	9 047.0
2	14 846.2
3	20 993.6
4	30 045.1
5	36 433.7



(a) 1阶振型



(b) 2阶振型



(c) 3阶振型

图4 叶片前3阶固有频率和振型图

2 叶片减振特性分析

进行3个叶片的减振分析,使用改编的计算程序和目前常用的软件 ANSYS 相结合,计算叶片的振动位移及摩擦阻尼结构的减振效果。在叶片振动响应计算过程中,先由改编的程序计算系统的 K 和 C ,将结果传递到 ANSYS 中,利用软件自带方法求解相对与静止时的位移,再将求得的相对位移输入到改编的计算程序中,计算在此位移下摩擦面的滑动状态,求出第二次的 K 和 C ,迭代回到 ANSYS 软件求解第二次的位移,反复迭代,直到前后两次计算所得相对位移差值满足给定误差要求^[11]。

3个叶片的模型结构建立的添加 Matrix27 单元叶片有限元模型如图5所示,使用 hypermesh 进行网格划分。

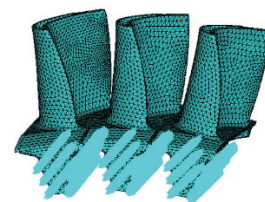


图5 3叶片网格划分结果

在叶片轮缘上分别建立4个 Matrix27 单元,用来代替

附属阻尼结构产生的 K 和 C ,如图6所示。3个叶片的根部固支,激励施加在中间叶片的叶尖位置,振动监测点取在同一位置。

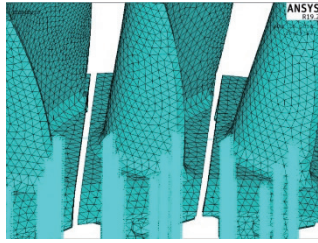


图6 添加 MATRIX27 单元

将二维摩擦时的输出位移导入 MATLAB 进行分析,可以看到二维摩擦有明显的减振效果,相对振幅随正压力的变化曲线如图7-图9。当外激励 $f=5\text{ N}$ 时,减振效果最好的最优正压力为 50.4 N ;当外激励 $f=10\text{ N}$ 时,减振效果最好的最优正压力为 201.6 N ;当外激励 $f=20\text{ N}$ 时,减振效果最好的最优正压力为 540 N 。

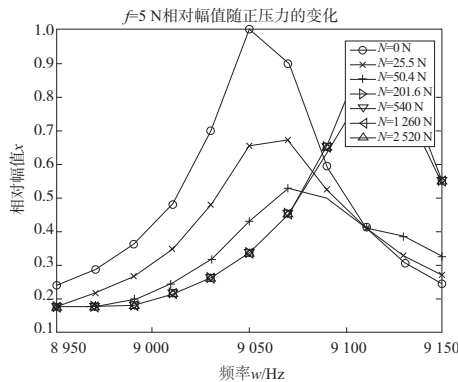


图7 $f=5\text{ N}$ 时相对幅值变化曲线

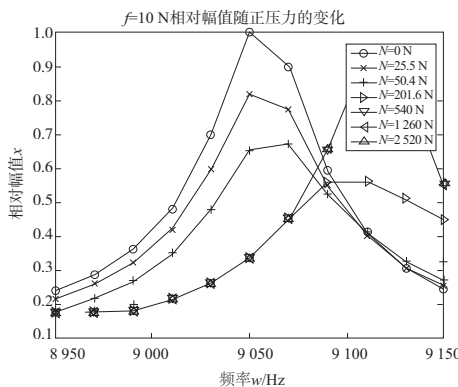


图8 $f=10\text{ N}$ 时相对幅值变化曲线

3 结语

二维摩擦振动加上阻尼器后,叶片的振幅明显减小,减振效果良好。由上述计算,可以得到以下结论。

1) 不同外激励下的最优正压力不同,最优正压力的取值随外激励的增大而增大。

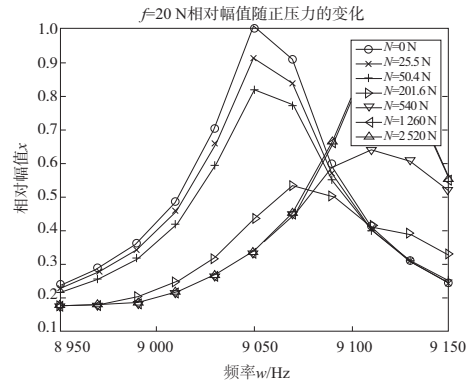


图9 $f=20\text{ N}$ 时相对幅值变化曲线

2) 对同一外激励下的不同正压力,可以得出存在一个最优正压力使得叶片在发生共振时的位移最小,说明阻尼结构对叶片的减振是有效的,并能得到最优的减振方案。

参考文献:

- [1] 蒋聪,刘冕,熊欣,等. 航空用空气涡轮起动机典型故障诊断分析[J]. 机械制造与自动化,2021,50(5):203-205.
- [2] 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.
- [3] 李琳,高钱,吴亚光,等. 考虑参数关联的缘板阻尼器减振性能分析[J]. 航空动力学报,2021,36(8):1657-1668.
- [4] ZMITROWICZ A. A vibration analysis of a turbine blade system damped by dry friction forces [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1981, 23(12): 741-761.
- [5] SINHA A, GRIFFIN J H. Effects of friction dampers on aerodynamically unstable rotor stages [J]. AIAA Journal, 1985, 23(2): 262-270.
- [6] LUO Y X, JIANG X H, WANG Y R. Modeling of microslip friction and its application in the analysis of underplatform damper [J]. International Journal of Aeronautical and Space Sciences, 2018, 19(2): 388-398.
- [7] CHILDS D W. Centrifugal-acceleration modes for incompressible fluid in the leakage annulus between a shrouded pump impeller and its housing [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1991, 113(2): 209-218.
- [8] JACKSON M I, YEADON M R, HILEY M J. Modeling friction to incorporate sliding and stiction; Application to the contact phase of gymnastics vaulting [C]//6th World Congress of Biomechanics (WCB 2010). August 1-6, 2010 Singapore; 2010.
- [9] YANG B D, CHEN J J, MENQ C H. Prediction of resonant response of shrouded blades with three-dimensional shroud constraint [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(3): 523-529.
- [10] 殷啸宇. 成组/整圈涡轮叶片摩擦阻尼减振试验方法研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2020.
- [11] 吴绵绵. 涡轮叶片摩擦阻尼减振设计方法研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2010.

收稿日期:2021-09-22