

# 缘板阻尼器正压力加载方法及摩擦减振特性实验研究<sup>\*</sup>

徐鲁兵<sup>1,2</sup> 廖明夫<sup>1</sup> 李维<sup>2</sup> 蒋康河<sup>2†</sup> 孙华军<sup>3</sup> 张声涛<sup>3</sup> 周加喜<sup>3</sup>

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

(2. 中国航发湖南动力机械研究所, 株洲 412002)

(3. 湖南大学 机械与运载工程学院, 长沙 410082)

**摘要** 涡轮叶片由于其工作环境的严峻性和复杂性,常常会在大幅值振动下产生疲劳失效和故障断裂.为了降低涡轮叶片的疲劳失效风险,通常利用缘板阻尼器等措施来抑制叶片振动.然而,在缘板阻尼器减振实验中,大多采用砝码和钢丝模拟加载正压力,无法定量地精确加载正压力.针对这一缺陷,本文设计了一种缘板阻尼器的精准加载方法,并开展了叶片缘板阻尼器减振效果的实验研究,探讨了正压力、激励幅值、摩擦面积比等参数对阻尼器摩擦减振特性的影响规律.最后,利用 MATLAB-Python-ABAQUS 联合仿真方法,分析了缘板阻尼器的减振效果,验证了本文所提实验方法的有效性.

**关键词** 涡轮叶片, 缘板阻尼器, 精准加载方法, 减振

中图分类号:V231.92;O328

文献标志码:A

## An Precisely Loading Method for Underplatform Damper and the Experimental Study on the Damping Characteristics<sup>\*</sup>

Xu Lubing<sup>1,2</sup> Liao Mingfu<sup>1</sup> Li Wei<sup>2</sup> Jiang Kanghe<sup>2†</sup> Sun Huajun<sup>3</sup> Zhang Shengtao<sup>3</sup> Zhou Jiayi<sup>3</sup>

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

(2. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

(3. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China)

**Abstract** Due to the severity and complexity of the working environment, turbine blades often experience fatigue failure and fracture damage under large vibration amplitude. In order to reduce the risk of fatigue failure of turbine blades, the underplatform dampers are typically employed to suppress the blade vibration. However, most experimental studies use weights and wires to simulate the application of normal load, which cannot quantitatively and precisely apply normal load. To address this problem, this paper proposes a precise loading method for underplatform dampers. Moreover, experimental studies on the vibration reduction effects of underplatform dampers are conducted. The study investigates the influence of parameters such as normal load, excitation amplitudes, and friction area ratios on the vibration reduction characteristics of dampers. Finally, a MATLAB-Python-ABAQUS joint simulation method is used to analyze the vibration effect of the underplatform damper, which validates the effectiveness of the proposed experimental method.

**Key words** turbine blade, underplatform damper, precise loading method, vibration reduction

## 引言

涡轮叶片作为航空发动机的重要组成部分,其性能对发动机工作效率和可靠性影响巨大.叶片工作环境恶劣,容易发生强迫振动甚至共振,剧烈的振动会让叶片产生高循环疲劳损伤,最终导致疲劳断裂,造成巨大的损失<sup>[1,2]</sup>.据统计,现代航空发动机的失效诱因中高循环疲劳约占40%,其中高循环疲劳造成叶片失效的维修成本约占总维修成本的5%<sup>[3]</sup>.因此,研究人员采取若干措施来减小叶片振动,叶片缘板阻尼器即一种被广泛应用于航空发动机叶片减振的装置<sup>[4,5]</sup>.

为研究叶片缘板阻尼器的摩擦减振机理,国内外学者发展了多种分析方法研究减振性能,揭示了阻尼器质量(正压力)、摩擦系数(材料对)、摩擦面积(阻尼器几何参数)等关键参数对缘板阻尼器减振性能的影响规律<sup>[6-9]</sup>.漆文凯和张云娟<sup>[10]</sup>以某型带缘板阻尼块涡轮叶片为对象,采用二维整体一局部统一滑动模型,系统地分析不同参数时带缘板阻尼块叶片的振动响应,阐述了正压力、外激励对减振效果的影响.何尚文等<sup>[11-13]</sup>采用改进的整体滑动模型,提出了一种新的缘板干摩擦分析方法,分析了不同正压力下干摩擦缘板阻尼系统的动力学响应,得到了阻尼器达到最佳减幅效果时的正压力值.阳刚等<sup>[14]</sup>采用叶片响应的高速计算方法,分析了设计参数对缘板阻尼器减振特性的影响规律,结果表明离心力是减振效果的决定性因素,可通过阻尼器质量调节离心力.张大义等<sup>[15]</sup>利用分布式接触摩擦力学模型,分析了缘板阻尼器关键参数的影响规律,发现具有理想减振效果的正压力范围随着阻尼器质量增大而增大.李琳等<sup>[16]</sup>考虑缘板阻尼器各参数的关联关系,并给出了参数联动的设计准则.Gastaldi等<sup>[17]</sup>提出了一种考虑非线性因素的高效计算方法,促进了实际工程中缘板阻尼器的高效设计.

在实验研究方面,郝燕平<sup>[18]</sup>对叶轮机叶片缘板金属摩擦阻尼器减振效果进行了实验研究,结果表明存在最优的阻尼器质量(即正压力),并且随着激振力的增加,最优正压力也将随之增大.Li等<sup>[19]</sup>提出了一种仿真与实验结合的结构等效阻尼比计

算方法,较为精确地预测了所设计缘板阻尼器的减振效果.漆文凯等<sup>[20,21]</sup>提出了一种真实叶片减振特性的实验系统,验证了缘板阻尼器对叶片的振动抑制效果.Zhang等<sup>[22]</sup>利用理论与实验方法,研究了叶片与周边结构存在多个摩擦面时缘板阻尼器的减振效果.陈香等<sup>[23]</sup>设计了一套涡轮带冠叶片干摩擦阻尼减振实验系统,揭示了阻尼块的接触紧度、接触面积、材料以及外部激振力对涡轮叶片减振效果的共同影响机制,给出了最优正压力存在的大小或范围.

尽管研究人员已经对缘板阻尼器开展广泛研究,然而在缘板阻尼器减振实验中,大多采用砝码和钢丝模拟正压力的加载,无法定量地精确加载正压力,制约了实验研究对缘板阻尼器减振效果的准确评估.针对这一不足,本文提出一种缘板阻尼器正压力的精准加载方法,并开展叶片缘板阻尼减振特性的实验研究,探讨正压力、激励幅值、摩擦面积比等参数对阻尼器摩擦减振效果的影响规律.并利用MATLAB-Python-ABAQUS联合仿真方法验证所设计实验方法的有效性.

## 1 正压力加载方法与减振特性实验方案

本节首先介绍所设计的可精确加载正压力的缘板阻尼叶片实验系统,该系统通过拉力计、螺栓和钢丝绳构成了可精确调节缘板阻尼器正压力的装置.实验系统主要包括实验平台、加载装置、控制及分析装置三部分,其原理图及实物图如图1所示.

实验平台用以安装实验件及实验仪器.其中,实验件包含叶片和阻尼器,为了安装与实验方便,采用单个叶片与两个阻尼器模拟叶片工况,并且对叶片与阻尼器安装部位进行了适应性改动,阻尼器安装部位及正压力加载装置如图1(a)所示.

实验系统针对正压力难以精准加载的问题,提出以钢丝绳牵拉阻尼器,并用拉力计准确计量钢丝绳的拉力,通过调整钢丝绳松紧程度,实现对加载在阻尼器上的正压力的精准调控.调控正压力的加载装置如图1(b)和图2所示,拉力计的前端与钢丝绳相连,而后端通过螺栓的旋进和旋退,改变钢丝绳松紧程度,实现正压力的调节.同时,由于拉力计可以准确地计量钢丝绳的松紧力,因此该装置能

够精确地控制加载在缘板阻尼器上的正压力,从而提升缘板阻尼器减振性能评估实验的实验精度.

本文实验研究是基于某型号涡轮叶片减振需要而开展.然而,真实叶片形状复杂,若实验采用真实叶片作为实验件,虽然能够准确地模拟缘板阻尼器叶片系统实际响应,得到更符合实际的实验结果,但真实叶片尺寸太小,不易装夹测量.因此,本文在保留叶片真实形状的基础上,采用 5 倍放大叶片作为实验件.通过对叶片结构进行等比放大,保证放大叶片与真实叶片模态振型一致,从而不改变放大前后叶片的振动特性.此外,真实叶片形状复杂,不易施加激励.为此,根据叶片形状建立夹具模型,并在尺寸上留有适当过盈量,而后采用 3D 打印技术制备激励施加夹具.在安装夹具时,提前预加热叶片,保证安装后夹具与叶片始终紧密配合.在实验中则通过夹具间接对叶片施加激励,如图 1(b)和图 3 所示.

实验系统的控制及分析装置包括激励施加设备中的激振器、功率放大器和信号采集仪,信号采集设备中的力传感器、激光位移传感器、信号采集仪(输入模块).



图 3 夹具与真实叶片配合图  
Fig. 3 Picture of fixture matching with real blade

实验过程中,首先将各实验装置安装到位,尤其是通过调节钢丝绳松紧度将施加在阻尼器上的正压力调节到预定值.其次,通过信号发生模块将正弦激励信号输入功率放大器,将信号放大后输出并驱动激振器,激振器将电信号转化成机械信号(正弦激励力)作用到叶片端部.同时,通过力传感器实时拾取激振器输出的激励力,激光位移传感器拾取叶片尖端的位移响应.最后,通过信号采集仪与传感器连接,采集传感器信号,并进行信号分析处理,获得激励力和叶片振动响应.

## 2 缘板阻尼器减振特性实验结果

采用实验系统对缘板阻尼器叶片系统开展系列实验研究,揭示缘板阻尼器设计因素对减振特性的影响规律.本文研究主要关注叶片的一阶弯曲振动频率附近的响应.当激励力幅值为 9 N,正压力为 445 N 时,有(无)缘板阻尼器时的叶片叶尖的幅频响应如图 4 所示.由图可知,在有缘板阻尼器的情况下,叶片共振幅值由 45  $\mu\text{m}$  左右减小到 25  $\mu\text{m}$  左右,减小 45% 左右,说明缘板阻尼器能有效抑制叶片的共振响应.并且,观察叶片共振的频率可以发现,安装缘板阻尼器后,其一阶共振频率相比无阻尼器的情况略有增大.这是因为随正压力增大,阻

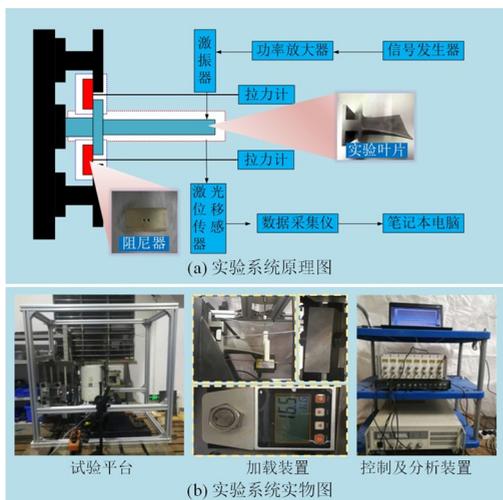


图 1 实验系统原理图及实物图

Fig. 1 Schematic diagram and physical drawing of the test system

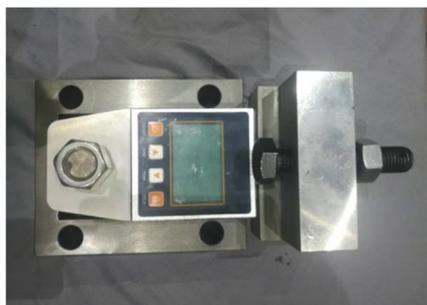


图 2 拉力调节装置

Fig. 2 Tension regulating device

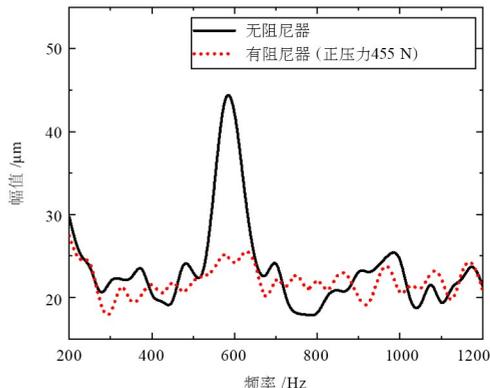


图 4 正压力为 445 N 时的叶尖幅频响应

Fig. 4 Amplitude-frequency response of blade tip with the normal load of 445 N

尼器等效刚度增大,导致叶片共振频率略有提升.

为进一步研究安装阻尼器后正压力变化对共振频率的影响规律,分析了无阻尼器和正压力分别取 445 N、1147 N、1309 N 时的叶尖幅频响应,如图 5 所示.由图可知,无阻尼器时,叶片共振频率约为 550 Hz. 安装阻尼器后,共振频率上移,在正压力为 1309 N 时,共振频率增大到 800 Hz 左右. 如前所述,频率增大的原因在于安装缘板阻尼器后会导致叶片的约束刚度增加. 此外,观察叶尖共振幅值可知,当正压力从 445 N 增加到 1147 N,并进一步增大到 1309 N 时,共振响应幅值也在增加. 这表明对于缘板阻尼器的减振效果而言,正压力并不是越大越好. 这是因为当正压力过大时,阻尼器与叶片缘板之间的滑动现象逐渐变弱,而黏滞现象增强,阻尼效应减弱,减振效果变差.

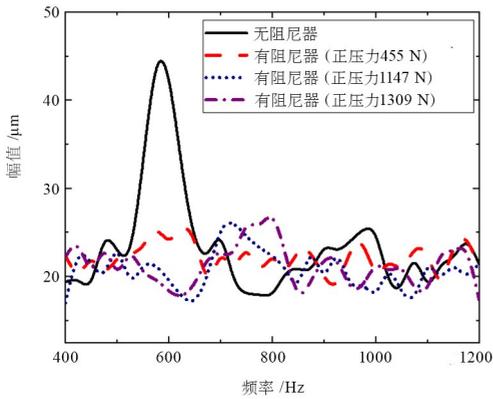


图 5 不同正压力下的叶尖幅频响应

Fig. 5 Amplitude-frequency response of blade tip for different normal loads

当激励力幅值为 9 N 时,不同正压力下的叶尖共振响应幅值,如图 6 所示,其中正压力 0 N 表示无阻尼器的情况. 由图可知,相比于无缘板阻尼器的情况,安装缘板阻尼器后,无论正压力多大,叶尖共振响应幅值都显著降低. 此外,由叶尖振动幅值随正压力的增加先减小后增大这一趋势可知,缘板阻尼器的减振效果随着正压力的增大先增强后缓慢减弱. 因此,在较宽的正压力范围内,缘板阻尼器均能有效减小叶尖的共振幅值,取得良好的减振效果;并且存在某个正压力,使得叶尖共振响应幅值达到最低,减振效果达到最优,将该正压力称为最优正压力.

另外,激励幅值对减振效果也有显著影响. 当有阻尼器时,不同激励幅值下叶尖幅频响应如图 7 所示. 由图可知,激励幅值变化并不会影响共振频

率,但激励增大会导致共振响应的幅值变大.

当激励取不同值时,共振幅值随正压力的变化如图 8 所示. 由图可知,不同正压力下,激励幅值的增大都将导致共振幅值变大,但共振幅值随正压力的变化趋势基本不受激励幅值变化的影响,即缘板阻尼器减振效果都是随正压力增大先增强后减弱,均存在最优正压力使得阻尼器的减振效果达到最佳,且最优正压力基本不受激励幅值变化的影响.

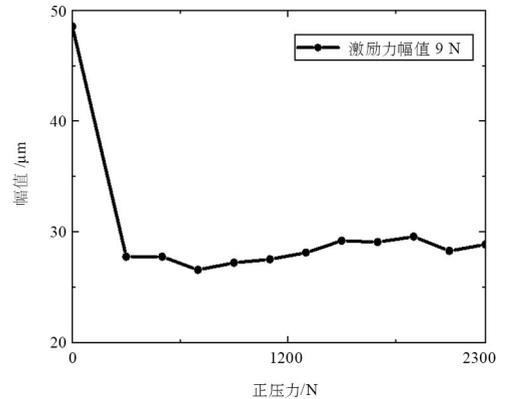


图 6 不同正压力下的叶尖共振响应幅值

Fig. 6 Resonance response amplitude of blade tip for different normal loads

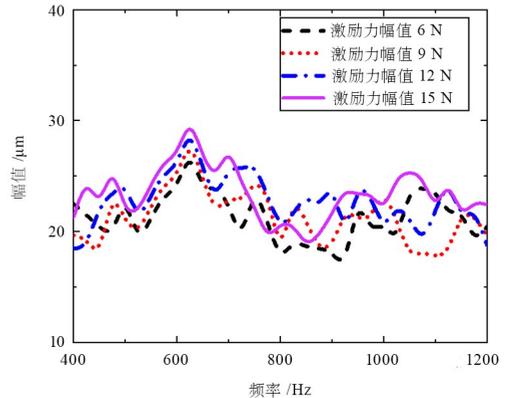


图 7 不同激励幅值下的叶尖幅频响应

Fig. 7 Amplitude-frequency response of blade tip for different excitation amplitudes

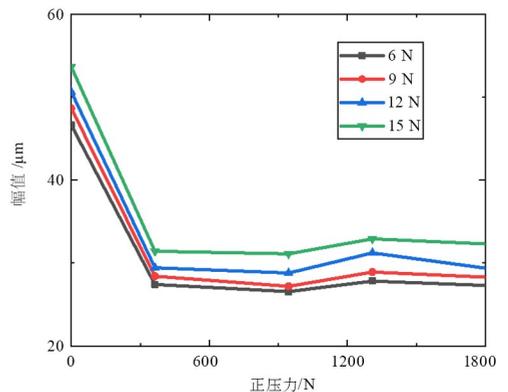


图 8 不同激励幅值下共振幅值随正压力的变化

Fig. 8 Resonance response with normal load for different excitation amplitudes

摩擦面积比同样是影响缘板阻尼器减振效果的一个关键因素。不同摩擦面积比下叶尖幅频响应如图 9 所示。此处摩擦面积比是指实际指缘板阻尼器面积与叶缘面积之比。在实验中,通过改变阻尼器的长度来改变摩擦面积比。由图可知,增加摩擦面积比可以降低叶尖共振响应的幅值,提升阻尼器的减振效果。

图 10 展示了摩擦面积比变化时,不同正压力下的共振幅值。由图可知,不同摩擦面积比下共振幅值随正压力的变化趋势基本一致。此外,随着摩擦面积比的增大,减振效果将变好,但最优正压力基本无变化。

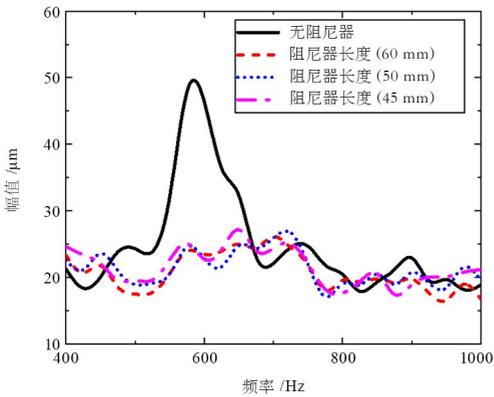


图 9 不同激励幅值下的叶尖幅频响应

Fig. 9 Amplitude-frequency response of blade tip for different excitation amplitudes

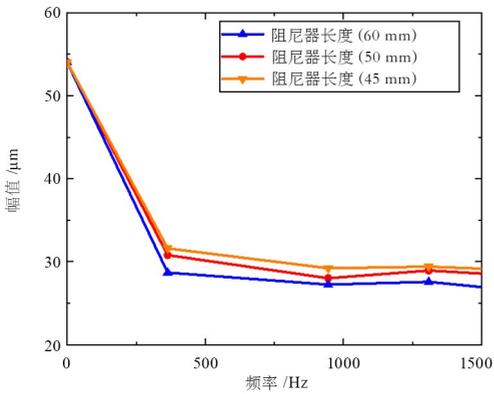


图 10 不同摩擦面积比下幅值随正压力变化图

Fig. 10 Resonance response with normal load for different friction area ratios

综上所述,本文所设计的加载方法可用于研究缘板阻尼器各因素,尤其是精确分析正压力对减振效果的影响规律。而工程实际中正压力对应的是缘板阻尼器的质量,因此借用本实验方法可为缘板阻尼器质量设计提供更精确的指导。

### 3 仿真分析与结果验证

为验证所提实验方法的有效性,利用 MAT-

LAB-Python-ABAQUS 联合仿真方法分析缘板阻尼器减振特性,并与实验结果进行对比。联合仿真方法流程如图 11 所示,仿真分析中利用 MATLAB 编写主程序,计算缘板阻尼器的等效阻尼和等效刚度,并进行迭代求解;利用 ABAQUS 生成 inp 文件并进行仿真计算,获得叶片的动力学响应;通过 Python 实现 MATLAB 和 ABAQUS 之间的数据传输,例如读取数据和修改 inp 文件。

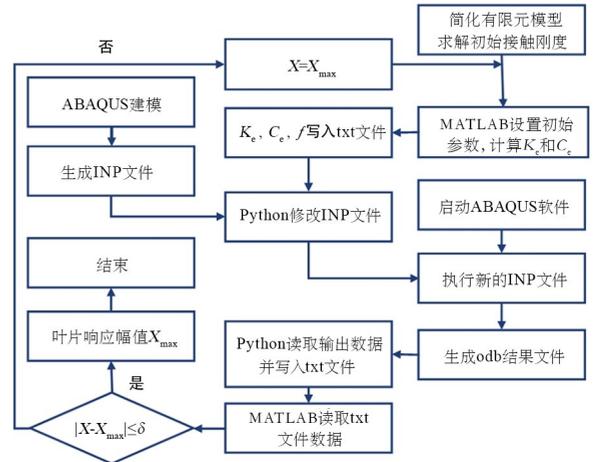


图 11 联合仿真分析方法流程图

Fig. 11 Flowchart of joint simulation method

本文采用宏观滑移模型描述缘板阻尼器和叶缘之间的黏-滑关系,因此,等效刚度和等效阻尼的计算公式如下<sup>[10]</sup>:

$$k_{eq} = \begin{cases} \frac{k_d}{\pi} (\beta - \frac{1}{2} \sin 2\beta) & (X > X_{cr}) \\ k_d & (X \leq X_{cr}) \end{cases}$$

$$c_{eq} = \begin{cases} \frac{4\mu N}{\pi\omega X} \frac{X - X_{cr}}{X} & (X > X_{cr}) \\ 0 & (X \leq X_{cr}) \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $\beta = \arccos(1 - 2X_{cr}/X)$ ,  $X_{cr} = \mu N/k_d$ ,  $X$  为叶片响应幅值,  $\mu$  为摩擦系数,  $N$  为接触面正压力,  $k_d$  为接触面上切向接触刚度。

当正压力为 1309 N 时,叶尖幅频响应的实验结果与有限元仿真结果对比如图 12 所示。由图可知,两种方法所得的叶尖幅频响应曲线的变化趋势基本一致。尤其是在一阶弯曲振动固有频率附近的 600~900 Hz 频率区间内,实验结果与仿真结果在数值上吻合得较好。但是在 300~600 Hz 和 900~1200 Hz 频段内,实验结果与有限元仿真结果存在偏差。出现这一偏差的原因主要包括两方面:一是外部环境噪声没有完全过滤掉;二是实验所采用的激光位移传感器的精度有限,无法精确地采集到

5  $\mu\text{m}$  以下的位移响应信号。

当正压力为 1309 N 时,实验测试和仿真分析所得的共振频率和共振幅值如图 13 所示.从图中可以看出,实验测得一阶振动频率为 800 Hz,仿真所得一阶振动频率为 825 Hz,误差为 3.12%;实验测得一阶共振峰值为 28.929  $\mu\text{m}$ ,仿真所得共振峰值为 30.929  $\mu\text{m}$ ,误差为 6.91%.两种方法所得结果相差不大.导致误差的原因是:仿真计算采用的正压力分布在整个阻尼器的表面上,而实验采用的是集中牵引力作用在阻尼器上,导致阻尼器与缘板之间并非均匀接触.仿真时阻尼器与缘板均匀接触,叶片约束刚度增加幅度较大.而实验时非均匀接触使得叶片约束刚度增加幅度较小.因此,仿真所得叶片共振频率比实验结果要高。

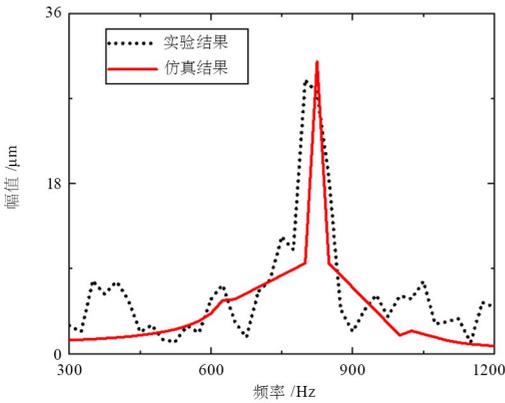


图 12 叶尖幅频响应的仿真结果和实验结果对比

Fig. 12 Comparison of the amplitude-frequency response between simulation results and experimental results

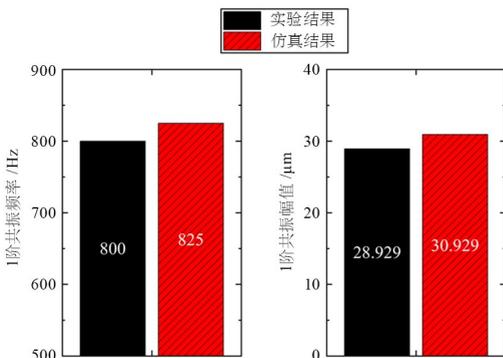


图 13 真实叶片理论分析和实验结果数值的对比

Fig. 13 Comparison of value between simulation results and experimental results

接下来对比不同正压力下共振幅值的实验结果和有限元仿真结果,如图 14 所示.显然,两种方法所得的共振幅值随正压力增大的变化规律基本相同,且两种方法所得的最优正压力大小及该正压力下的共振幅值吻合良好。

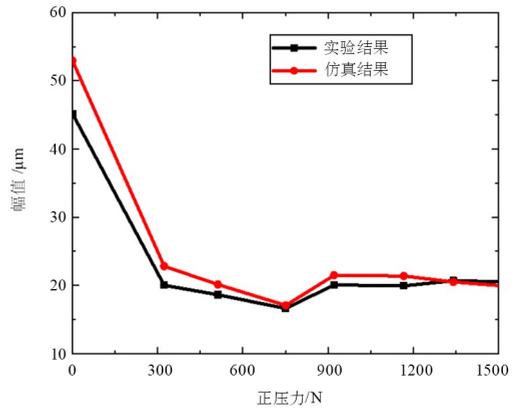


图 14 不同正压力下对应的共振幅值实验结果和有限元仿真结果的对比

Fig. 14 Comparison of resonance amplitude between experimental results and simulation results for different normal loads

进一步,分析了不同正压力下两种方法所得叶片响应的误差,结果如图 15 所示.当正压力为 0,即未安装缘板阻尼器时,有限元仿真和实验分析得到的共振幅值误差最大,误差为 8%左右.但当安装阻尼器后,两种方法所得结果的差异明显变小,误差都在 5%以内.出现这一现象的原因在于理论建模假设与真实实验试件之间存在差异,尤其是叶片试件本身的结构阻尼难以准确测定.因此,在无缘板阻尼器的情况下,主要是叶片的结构阻尼起主导作用,两种方法的结果误差较大.而安装缘板阻尼器后,振动能量耗散由阻尼器主导,因此仿真结果和实验结果相差不大。

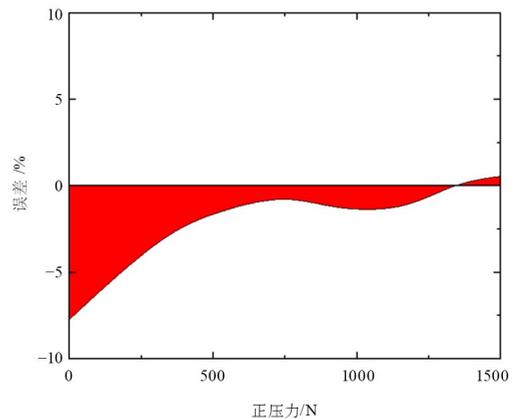


图 15 不同正压力下共振幅值实验结果和有限元仿真结果的误差分析

Fig. 15 Error analysis of resonance amplitude between experimental results and simulation results for different normal loads

综上所述,仿真分析与实验研究所得结果吻合良好,这说明所提出的正压精确加载实验方法是有效的,可用于缘板阻尼器减振效果的实验研究。

## 4 结论

本文设计了一种缘板阻尼器正压力的精准加载方法,并开展了叶片缘板阻尼减振实验研究,探讨了正压力、激励幅值、摩擦面积比等参数对缘板阻尼器减振效果的影响规律.最后,利用 MATLAB-Python-ABAQUS 联合仿真方法,验证了所提实验方法的有效性.主要结论如下:

(1)本文所设计的加载方法可以将施加在缘板阻尼器上的正压力精确到 1 N 量级,可为缘板阻尼器实验研究提供更精确的实验加载方法;

(2)缘板阻尼器存在最优正压力使得减振效果最佳,且激励幅值和摩擦面积比变化对最优正压力影响不大;

(3)实验测试结果与仿真分析结果吻合良好,表明本文所设计的实验方法有效.

## 参考文献

- [1] 揭晓博,张伟.航空发动机叶片非线性振动分析[J].动力学与控制学报,2019,17(3):205-212.  
JIE X B, ZHANG W. Nonlinear vibration analysis of the aero-engine blade [J]. Journal of Dynamics and Control, 2019, 17(3): 205-212. (in Chinese)
- [2] 张伟,冯志青,曹东兴.航空发动机叶片非线性动力学分析[J].动力学与控制学报,2012,10(3):213-221.  
ZHANG W, FENG Z Q, CAO D X. Analysis on nonlinear dynamics of the aero-engine blade [J]. Journal of Dynamics and Control, 2012, 10(3): 213-221. (in Chinese)
- [3] 刘杰,王延荣.转子叶片缘板阻尼器设计分析[J].推进技术,2020,41(12):2827-2833.  
LIU J, WANG Y R. Design analysis of a rotor blade underplatform damper [J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(12): 2827-2833. (in Chinese)
- [4] 卢娜,任兴民,岳聪,等.基于改良整体滑动模型的缘板干摩擦阻尼器减振特性研究[J].机械科学与技术,2013,32(9):1263-1266.  
LU N, REN X M, YUE C, et al. Damping characteristics of dry friction platform damper system based on improved macro-slip model [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(9): 1263-1266. (in Chinese)
- [5] 高钱,李琳,吴亚光,等.考虑盘片耦合的缘板阻尼器减振性能分析方法[J].推进技术,2022,43(7):341-352.  
GAO Q, LI L, WU Y G, et al. Vibration reduction performance of underplatform dampers considering blade-disk coupling [J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(7): 341-352. (in Chinese)
- [6] PETROV E P, EWINS D J. State-of-the-art dynamic analysis for non-linear gas turbine structures [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2004, 218(3): 199-211.
- [7] YUAN J, GASTALDI C, DENIMAL GOY E, et al. Friction damping for turbomachinery: a comprehensive review of modelling, design strategies, and testing capabilities [J]. Progress in Aerospace Sciences, 2024, 147: 101018.
- [8] LI D W, BOTTO D, XU C, et al. A micro-slip friction modeling approach and its application in underplatform damper kinematics [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2019, 161: 105029.
- [9] 李琳,刘久周,李超.航空发动机中的干摩擦阻尼器及其设计技术研究进展[J].航空动力学报,2016,31(10):2305-2317.  
LI L, LIU J Z, LI C. Review of the dry friction dampers in aero-engine and their design technologies [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(10): 2305-2317. (in Chinese)
- [10] 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 W K, ZHANG Y J. Reduced vibration characteristics of turbine blade with platform damper [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2014, 46(2): 280-284. (in Chinese)
- [11] 何尚文,任兴民,秦卫阳,等.基于整体-局部统一滑动模型的叶片缘板阻尼器减振特性分析[J].西北工业大学学报,2010,28(6):872-876.  
HE S W, REN X M, QIN W Y, et al. A method for reducing the blade vibration of platform damper using the macro-micro slip model [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2010, 28(6): 872-876. (in Chinese)
- [12] 何尚文,任兴民,南国防.一种干摩擦缘板阻尼系统分析的新方法[J].机械强度,2011,33(1):29-33.

- HE S W, REN X M, NAN G F. A new method for damping system analysis of dry friction flange plate [J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2011, 33(1): 29–33. (in Chinese)
- [13] 何尚文, 任兴民, 秦卫阳, 等. 基于微滑移模型的B-G型叶片干摩擦缘板阻尼器减振特性研究[J]. *振动与冲击*, 2012, 31(1): 44–48.
- HE S W, REN X M, QIN W Y, et al. Reduced vibration characteristics of a B-G platform damper based on a micro-slip model [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31(1): 44–48. (in Chinese)
- [14] 阳刚, 周标, 臧朝平, 等. 缘板阻尼结构减振特性的影响因素分析[J]. *航空动力学报*, 2019, 34(1): 115–124.
- YANG G, ZHOU B, ZANG C P, et al. Analysis of effect factors on damping characteristics for underplatform dampers [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(1): 115–124. (in Chinese)
- [15] 张大义, 杨诚, 夏颖, 等. 带缘板阻尼结构转子叶片振动特性的影响参数分析[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(10): 221–227.
- ZHANG D Y, YANG C, XIA Y, et al. Influential parameters of rotating blades with under platform dampers [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(10): 221–227. (in Chinese)
- [16] 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.
- LI L, GAO Q, WU Y G, et al. On the vibration reduction performance of underplatform dampers considering parameter correlation [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2021, 36(8): 1657–1668. (in Chinese)
- [17] GASTALDI C, GOLLA M M. Convergence-free mapping of non-linear damper-blade performance [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2024, 208: 111062.
- [18] 郝燕平, 单颖春, 朱梓根. 缘板摩擦阻尼器的减振实验研究[J]. *航空动力学报*, 2001, 16(1): 55–58.
- HAO Y P, SHAN Y C, ZHU Z G. Effects of platform friction damper on resonant stresses in gas turbine blades [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2001, 16(1): 55–58. (in Chinese)
- [19] LI D, LI H G, MENG G, et al. Calculation of damping ratio and analysis of damping effect of turbine blade dry friction damper in rotating state [J]. *Aerospace*, 2024, 11(12): 968.
- [20] 周渝航, 邹励戩, 漆文凯, 等. 航空发动机带缘板阻尼涡轮叶片减振特性试验设计方法[J]. *航空动力学报*, 2025, 40(6): 295–303.
- ZHOU Y H, ZOU L J, QI W K, et al. Design methodology of vibration reduction experiment of aero-turbine blades with underplatform damping [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2025, 40(6): 295–303. (in Chinese)
- [21] ZOU L J, QI W K. Design theory for vibration characterisation experiments on real turbine blades with underplatform damper [J]. *Highlights in Science, Engineering and Technology*, 2024, 89: 27–34.
- [22] ZHANG H Y, TANG J H, LIU J, et al. Modeling method and dynamic analysis of blade with double friction damping structure considering time-varying pressure distribution [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2024, 591: 118614.
- [23] 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, 27(4): 817–823.
- CHEN X, ZHU J, LI G H, et al. Experiment on dry friction damping of shrouded turbine blades [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(4): 817–823. (in Chinese)