

一种摩擦阻尼器在整体叶盘结构的应用

张 欢, 李光辉, 梁恩波
(中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院, 四川 江油 621700)

摘 要: 介绍了一种应用于整体叶盘结构的摩擦阻尼器,即在轮缘下方加工销孔,安装阻尼销.工作时,由于离心载荷的作用,阻尼销与轮缘相互摩擦,从而消耗振动能量.这种阻尼器被应用于两台发动机的涡轮整体叶盘减振方案中,试验结果显示:其减振效率差异较大.数值模拟分析证明,这种阻尼器的减振效率和振动能量在叶-盘间的传递有关.对于叶-盘强耦合振型,这种阻尼器可以获得较高的减振效率,叶片振动应力水平下降了约 70%;但对于叶-盘弱耦合振型,叶片振动应力幅值没有明显下降趋势.

关 键 词: 摩擦阻尼; 振动能量消耗; 节径; 叶-盘耦合因子; 减振效率

中图分类号: V216.2⁺1 **文献标志码:** A

Application of a friction damper in blisk structure

ZHANG Huan, LI Guang-hui, LIANG En-bo
(Sichuan Gas Turbine Establishment,
Aero Engine (Group) Corporation of China, Jiangyou Sichuan 621700, China)

Abstract: A friction damper for integrally bladed disks (blisks) was introduced. The design was based on a friction pin located in a hole underneath the rim of the blisk. In operation, friction occurred between the pin and the rim due to centrifugal load, so the vibration energy was dissipated. This friction pin damper was applied into two turbine blisks to reduce the blade dynamic stress. Test results revealed that damping efficiency varied intensely. Through numerical simulation, it was proven that damping efficiency of this damper was closely related to vibration energy transfer between blades and disks. For strong coupling blade-disk mode, this damper could be highly efficient and blade vibration stress reduces about 70%, while for weak coupling blade-disk mode, the blade vibration stress reduces only a little.

Key words: friction damping; vibration energy dissipation; nodal diameter; blade-disk coupling index; damping efficiency

阻尼是描述构件振动特性的关键参数,尤其对于航空发动机叶-盘系统,由于其结构复杂性,在工作范围内可能被气动力激起一系列的共振.盘-片分离结构叶片通常利用叶片榫头与轮盘榫槽之间产生的摩擦来减振,同时,在相邻叶片缘板下安装摩擦阻尼器,可以为叶片提供一定的阻尼.然而,对于整体叶盘结构,由于没有设计缘板,无法采用缘板阻尼器进行减振,同时盘-片制造加工成一体,因此不具有榫头/榫槽摩擦.近几十年来,整体叶盘结构在航空发动机设计中大量应用,但其高周疲劳失效问题日益严重,从而促使了新型阻尼结构的产生.目前,主要有以下几种阻尼结构在整体叶盘中应用较广^[1-4]:自由/约束层阻尼结构、叶片涂层、空气阻尼器、碰撞阻尼器、颗粒阻尼

器及摩擦阻尼器等.采用摩擦阻尼器设计时,整体叶盘结构通常在叶片上设计叶冠、凸肩、拉筋等,工作时相邻叶片在接触面互相摩擦,从而消耗振动能量^[5-12].

本文介绍了一种摩擦阻尼器,在整体叶盘上应用时,通过相邻叶片之间切缝,轮缘下方加工销孔,装配阻尼销的设计,模拟盘-片分离结构的缘板摩擦阻尼器.当叶盘工作时,离心力的作用使阻尼销对轮缘产生一定的正压力,阻尼销与销孔之间发生相对滑移,产生摩擦阻力,从而增加叶盘系统的阻尼,消耗系统的振动能量.同时,叶片间切缝可以降低轮盘对叶片的支承刚度,且由于销钉的质量效应,可以调节叶片的固有频率,并增加工作时轮缘的位移,减小叶根部位的振动应力水平,从而提高叶片的寿命.这种摩擦阻尼器被应用于两台发动机的涡轮整体叶盘结构中,并对这两台发动机均进行了涡轮叶片振动应力测量试验,获取的数据证明,这种阻尼器对于某型发动机高涡轮叶片具有良好的减振作用,但对于某型发动机低涡轮叶片其减振效率较低.本文立足于试验数据,通过对涡轮叶盘模型进行有限元计算,分析了出现减振效率差异的原因,并对这种阻尼器的应用进行了初步总结.

1 案例介绍

1.1 某型发动机高压涡轮叶片裂纹故障

1.1.1 试验背景

某型发动机的高压涡轮采用整体叶盘结构,对该发动机进行高周疲劳试验时,发动机仅运行了11h,即发现高压涡轮有两片相邻叶片在叶片根部、弦向中间位置出现长约4mm的裂纹.断口分析显示,两片叶片裂纹均为典型的高周疲劳振动开裂,裂纹位置位于叶背根部倒圆处,说明裂纹的产生主要是由叶片1阶弯曲振动引起的.结合理论计算获取的叶片Campbell图可知,该叶片在工作状态下可能存在由高、低压导叶数之差8及燃烧室喷嘴数12激起的一弯共振,为确定叶片在工作状态下的振动应力水平,针对该型发动机进行了振动应力测量试验.

该型发动机高压涡轮转子叶片工作温度约740℃,采用火焰喷涂法在叶片上安装高温应变片,应变片安装位置兼顾贴片工艺及引线方式,尽量靠近叶片1阶振动最大主应力区,换算系数为0.36,图1为该型发动机首次进行振动应力测量试验时获取的数据.

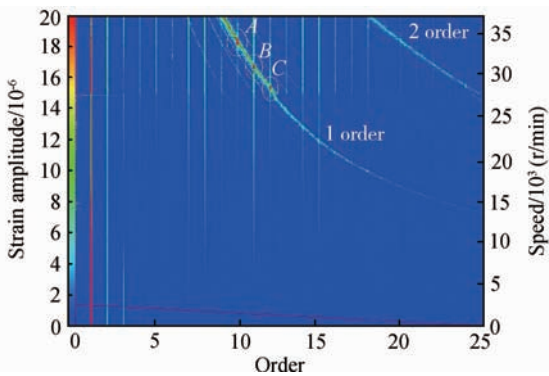


图 1 高压涡轮叶片振动应变阶次瀑布图

Fig. 1 Order waterfall chart of high pressure turbine blade vibration strain

图1为试验过程中叶片应变测点获取的振动应变阶次瀑布图,图中X轴为无量纲化的发动机激励阶次(order),Y轴为应变幅值(strain amplitude),Z轴为发动机物理转速(speed,单位:r/min).图中可观察到叶片在工作转速范围内出现1阶及2阶振动(图示抛物线位置),其中1阶固有频率在图示A,B,C共3个转速时刻与发动机激励阶次重合,出现幅值突增,发生叶片共振,对A共振时刻的叶片振动应变进行细化分析,可得图2.

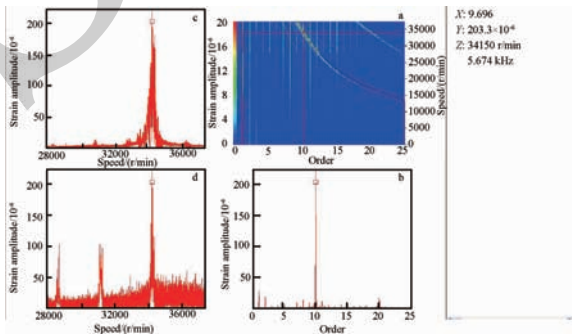


图 2 叶片振动应变阶次细化瀑布图

Fig. 2 Detailed order waterfall chart of blade vibration strain

图2是A共振时刻叶片的振动应变阶次细化图,共包含4幅图,其中图2(a)为叶片振动应变阶次瀑布图,图2(b)为光标所示转速时刻(34150r/min)叶片振动应变阶次谱,图2(c)为光标所示激励阶次下(K=10)叶片振动应变幅值随转速变化趋势图,图2(d)为光标所示频率下(5674Hz)叶片振动应变幅值随转速变化趋势图.图2表明,当发动机工作转速为34150r/min时,存在激励阶次K=10激起的叶片1阶共振,此时叶片的共振频率为5674Hz,振动应变幅值为 203×10^{-6} ,用半功率法计算此时叶片的模态阻尼比为0.2732%.

对 B, C 时刻的叶片振动进行同样的细化分析, 将获取的数据列入表 1。

表 1 高压涡轮叶片共振数据列表(原状态)
Table 1 List of high pressure turbine blade resonance data (original)

时刻	阶次	共振转速/ (r/min)	共振频率/Hz	振动应变幅值/ 10^{-6}	阻尼比/%
A	10	34150	5674	203	0.2732
B	11	31220	5709	169	0.2361
C	12	28610	5707	196	0.1402

由表 1 可知, 涡轮叶片在工作时存在由 10 阶、11 阶、12 阶激振力激起的叶片 1 阶共振, 其中 $K=12$ 是由燃烧室喷嘴数引起的, $K=10, 11$ 可能是由燃烧室和高压涡轮导向器出口流场不均匀引起的, 这种不均匀的紊流激励是涡轮工作叶片的受力特征。试验测得的最大振动应变幅值为 203×10^{-6} , 从贴片位置换算至 1 阶振动最大主应力区可知, 叶片在工作过程中承受的最大振动应力约 100 MPa, 通过 Goodman 图分析可知此时叶片的强度储备系数不足。同时, 试验实测的叶片模态阻尼比较低。试验数据证明, 该型涡轮叶片在工作转速区间 1 阶振动应力较大、模态阻尼比较低是导致叶片高周疲劳失效的主要原因。因此, 下一步的优化设计措施应针对如何降低叶片振动应力、提高叶片结构阻尼开展。

1.1.2 改进措施

为了增加高压涡轮叶盘的结构阻尼, 采用了在相邻叶片之间切缝, 轮缘下方加工销孔, 装配阻尼销的设计, 阻尼孔在径向位于切缝下方, 安装了阻尼销的涡轮叶盘见图 3 所示。

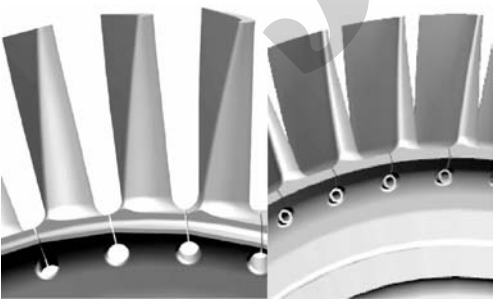


图 3 阻尼销结构涡轮整体叶盘
Fig. 3 A turbine blisk with pin damper

对阻尼销结构的涡轮叶盘进行了振动应力测量试验, 应变片安装位置接近阻尼销叶盘的 1 阶振动最大主应力区, 换算系数为 0.38, 图 4 为阻尼销结构叶盘试验时获取的数据。

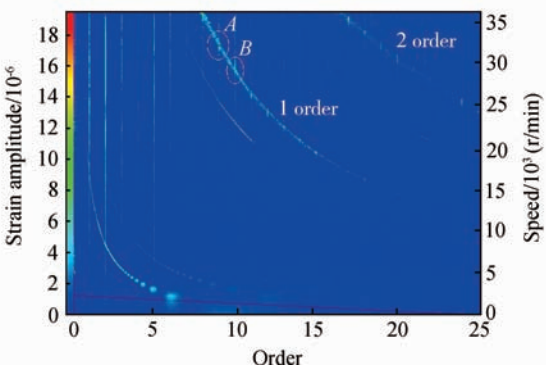


图 4 高压涡轮叶片振动应变阶次瀑布图(阻尼销)
Fig. 4 Order waterfall chart of high pressure turbine blade vibration strain (damper)

图 4 为试验过程中叶片应变测点获取的振动应变阶次瀑布图, 图中可观察到在工作转速范围内, 叶片主要存在 1 阶及 2 阶振动, 其中叶片 1 阶固有频率在图示 A 和 B 两个转速时刻和发动机激励阶次重合, 出现幅值突增, 发生叶片共振。对共振时刻的叶片振动应变进行细化分析, 将获取的数据列入表 2。

表 2 高压涡轮叶片共振数据列表(阻尼销状态)
Table 2 List of high pressure turbine blade resonance data (damper)

时刻	阶次	共振转速/ (r/min)	共振频率/Hz	振动应变幅值/ 10^{-6}	阻尼比/%
A	9	34670	5183	60	0.6367
B	10	30930	5139	49	0.5157

根据试验结果可知, 由于轮缘切缝, 轮盘对叶片的支承刚度降低, 同时由于销钉的质量效应, 阻尼销结构叶片的动频相比原状态减小约 500 Hz, 因此, 在发动机工作转速区间, 主要出现了由 9 阶、10 阶激振力激起的叶片 1 阶共振。同时, 阻尼销在工作时与销孔发生相对滑移, 产生摩擦阻力, 叶片的模态阻尼比出现明显的增加。试验测得的最大振动应变幅值为 60×10^{-6} , 换算至 1 阶振动最大主应力区可知, 叶片在工作过程中承受的最大振动应力约 28 MPa, 强度储备满足设计要求。

由于原状态叶片与阻尼销叶片的共振转速区间基本相同, 只是激励阶次发生了变化, 因此将相同共振转速区间的叶片幅值绘制在一起, 可得图 5。

由图 5 可以观察到, 采用了阻尼销结构后, 在相同的共振转速区间, 阻尼销叶片的振动应变幅值相比较原状态叶片降低了约 70%, 模态阻尼比增加了约 1 倍, 阻尼销结构改进设计对于降低该型发动机高涡叶片振动应力水平、提高叶片结构

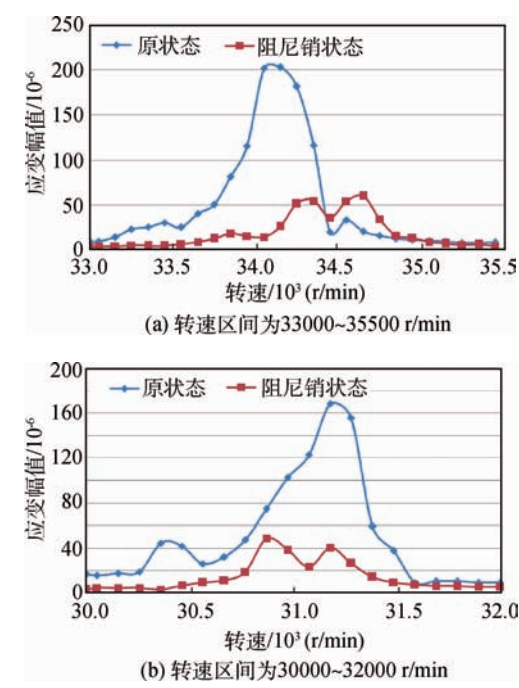


图 5 两种状态高压涡轮叶片振动幅值对比
Fig. 5 Vibration amplitude comparison of two high presure turbine blades

阻尼取得了良好的效果。

1.2 某型发动机低压涡轮叶片断裂故障

1.2.1 试验背景

某型发动机的低压涡轮转子采用整体叶盘结构,对该发动机进行持久试车时,尾喷口出现喷火现象,紧急停车后,检查发现低压涡轮有两片叶片从根部断裂,断口分析显示,叶片断裂性质为高周疲劳断裂.对该叶片进行模态分析可知,裂纹位置与叶片的 1 阶大振动应力区重合,初步判断,大振动引起叶片高周疲劳失效,导致叶片断裂是本次故障的主要原因.因此,针对该发动机进行了低涡

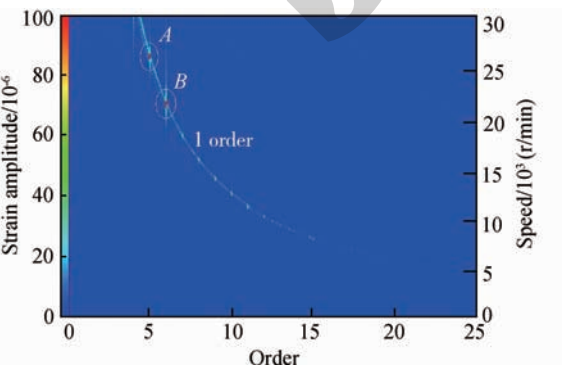


图 6 低压涡轮叶片振动应变阶次瀑布图
Fig. 6 Order waterfall chart of low pressure turbine blade vibration strain

叶片振动应力测量试验,下图为该发动机进行动测试验时获取的数据。

图 6 为试验过程中叶片应变测点获取的振动应变阶次瀑布图,图中可观察到叶片在工作转速范围内出现 1 阶振动,在图示 A,B 两个转速区间,叶片 1 阶固有频率和发动机激励阶次重合,出现幅值突增,发生叶片共振.对 A,B 时刻的叶片振动应变进行细化分析,可得表 3.

表 3 低压涡轮叶片共振数据列表(原状态)

Table 3 List of low pressure turbine blade resonance data (original)

时刻	阶次	共振转速/(r/min)	共振频率/Hz	振动应变幅值/ 10^{-6}	阻尼比/%
A	5	26570	2214	748	0.4517
B	6	21880	2188	844	0.5256

由表 3 可知,该型低压涡轮叶片在工作转速范围内存在由 5 阶、6 阶激振力激起的叶片 1 阶共振,这种激励可能是由低压涡轮导向器出口流场不均匀引起的,测得的最大振动应变幅值为 844×10^{-6} ,从贴片位置换算至 1 阶振动最大主应力区可知,叶片在工作过程中承受的最大振动应力约 192 MPa,强度储备系数不足.因此,下一步的改进措施着重针对如何提高叶片的结构阻尼,降低叶片的振动应力水平来开展。

1.2.2 改进措施

为了增加叶盘系统的结构阻尼,参照高压涡轮盘的排故方案,采用了相邻叶片根部开槽,槽底加工销孔,装配阻尼销的设计.对阻尼销结构的低压涡轮叶盘进行了振动应力测量试验,应变片安装位置接近 1 阶振动最大主应力区,图 7 为阻尼销结构叶盘进行动测试验时获取的数据。

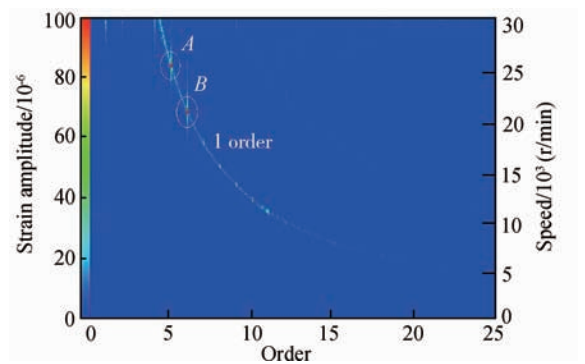


图 7 低压涡轮叶片振动应变阶次瀑布图(阻尼销状态)
Fig. 7 Order waterfall chart of low pressure turbine blade vibration strain (damper)

图 7 可观察到叶片 1 阶固有频率在图示 A、B 两个转速区间和发动机激励阶次重合,出现幅值突增,发生叶片共振.对共振时刻的叶片振动应变进行细化分析,将获取的数据列入表 4.

原状态和阻尼销状态低压涡轮叶片在相同共振转速区间的振动应变幅值对比见图 8 所示.

表 4 低涡叶片共振数据列表(阻尼销状态)

Table 4 List of low pressure turbine blade resonance data(damper)					
时 刻	阶 次	共振转速/ (r/min)	共振频 率/Hz	振动应变 幅值/ 10^{-6}	阻尼 比/%
A	5	24870	2072	852	0.6033
B	6	20540	2054	871	0.4869

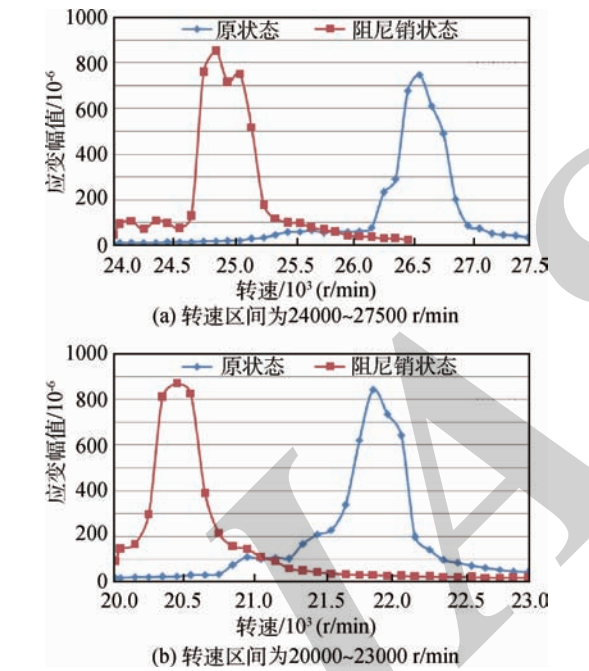


图 8 两种状态低压涡轮叶片振动幅值对比
Fig. 8 Vibration amplitude comparison of two low pressure turbine blades

根据试验结果可知,采用了阻尼销结构以后,涡轮叶片的动频降低了约 130 Hz,但振动应变幅值并没有减小的趋势,模态阻尼比也没有明显的增加,阻尼销结构改进设计对于该型发动机低涡叶片的减振效果较差.

2 原因分析

以上两个案例中,高涡叶片裂纹故障和低涡叶片断裂故障均采用了在叶片间切缝,轮缘下方加工销孔、安装阻尼销的设计,利用阻尼销的离心载荷增加叶盘系统的摩擦阻尼,轮缘切缝用于减小叶根部位的振动应力水平.不同的是,这种摩擦

阻尼器在高涡叶片上应用时减振效率较高,而对于低涡叶片减振效果则不明显.

国外专家针对安装在轮缘的摩擦阻尼器进行了大量的数值模拟分析和实验研究,Laxalde 等^[13-14]认为,这种阻尼器的减振能力主要与叶片和轮盘之间的振动能量分布有关,而这种能量分布通常由叶-盘耦合因子决定,因此,叶-盘耦合因子是决定这种阻尼器减振效率的关键因素.

Avalos, Kilfu, Murthy 等^[1,15-16]提出了一种量化模态应变能在叶片和轮盘之间分布比例的方法,假设当叶片弹性模量产生相对变化量 δE 时,叶片的固有频率变化量为 $\sqrt{1+\delta E}$,但轮盘的固有频率不会受到影响.因此,定义叶-盘耦合系数如下:

$$c_i = 1 - \frac{\omega_r(1+\delta E) - \omega_r(1)}{(\sqrt{1+\delta E} - 1)\omega_r(1)}$$

式中 $\omega_r(1+\delta E)$ 表示当叶片弹性模量为 $E+\delta E$ 时,叶盘系统在 r 节径下的固有频率,而 $\omega_r(1)$ 表示当叶片弹性模量为 E 时,叶盘系统在 r 节径下的固有频率.那么,叶-盘系统的固有频率将在以下两种情况下变化,当耦合系数 $c_i = 0$ 时,表示叶-盘系统主要是叶片在振动,即轮盘刚度远大于叶片,盘-片弱耦合振型;而 $c_i = 1$ 则表示轮盘也参与了叶-盘系统的振动,盘-片强耦合振型.

Avalos 和 Mignolet^[1]通过绘制叶-盘系统固有频率和节径的关系图来量化叶-盘耦合程度.他们认为,叶片的固有频率随节径数变化较小、基本呈水平线形状的属于以叶片振型为主导的模式;而叶片固有频率随节径数变化趋势明显、呈抛物线形状的属于以轮盘振型为主导的模式,叶片主要跟随轮盘运动而运动,叶片自身并没有明显的运动.这一论点在国内专家的研究文献中也有提及^[17].

本文主要采用 Avalos 和 Mignolet^[1]的方法量化以上两个案例中叶-盘系统的振动能量分布情况.当叶-盘结构在交变力的作用下发生驻波振动时,轮盘周向在对称位置上出现振动节点,且各半径上节点位置是相同的,即轮盘出现节径型振动,这也是循环对称结构的振动特点之一.应用 ANSYS 软件对高压及低压涡轮叶盘进行无阻尼销状态下的模态分析,计算叶片在不同节径数下的 1 阶固有频率,见图 9 所示.

由图 9 可以看出,从 0 节径数到最高节径数,高压涡轮叶盘的 1 阶固有频率从 2188 Hz 增加至 5474 Hz,增加幅度约 150%,其频率-节径曲线呈抛物线型;相反,低压涡轮叶盘的 1 阶固有频率仅

从 2033 Hz 增加至 2099 Hz,增加幅度约 3%,其频率-节径曲线基本呈水平线型.叶盘系统在低节径数下的固有频率要低于高节径数下的固有频率,主要因为在低节径数下,轮盘参与系统振动的程度更高^[11].可以看出,在低节径数下,高压涡轮叶盘属于以轮盘为主导的模态,而低压涡轮叶盘属于以叶片振动为主导的模态.因此,选择任一节径数下(此处选择节径数 $N_d=3$)两种叶盘的振型及振动应力分布进行对比分析,见图 10、图 11.

阻尼销的高压涡轮叶盘 1 阶固有频率从 2769 Hz 增加至 4741 Hz,增加幅度约 70%,相比无阻尼销时频率增长幅度大幅降低,说明带阻尼销的轮盘参与系统振动的程度小于原状态;相反,低压涡轮叶盘的 1 阶固有频率从 1803 Hz 增加至 1845 Hz,仅增加了 2%,相比无阻尼销时频率增长幅度几乎没有变化,轮盘参与系统振动的程度和原状态相当.

综上分析可以证明,对于盘-片强耦合振动的叶盘来说,轮盘参与了系统的振动,在轮缘开槽、槽底加工销孔的方式降低了轮盘对叶片的支承刚度,且由于销钉的质量效应,降低了叶片的固有频率,减小了叶根部位的振动应力;同时,阻尼销和销孔之间相互摩擦,增加了叶盘系统的摩擦阻尼,因此这种安装在轮缘上的摩擦阻尼器可以取得良好的减振作用;但对于盘-片弱耦合振动的叶盘来

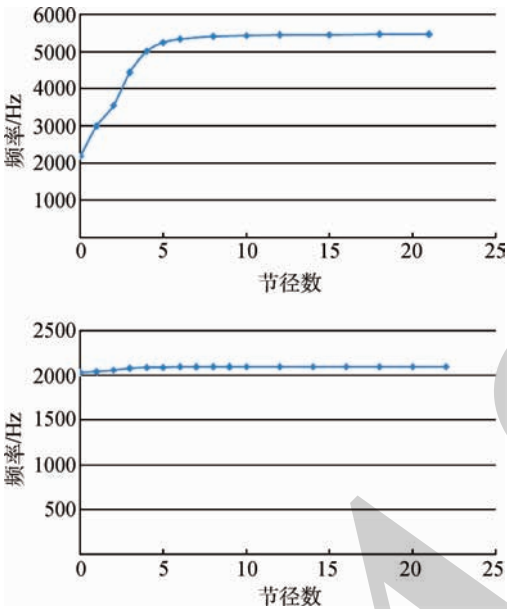


图 9 两种涡轮叶盘在不同节径下的 1 阶固有频率 (原状态)

Fig. 9 The 1st natural frequencies of two turbine blisks at different nodal diameters (original)

由图 10、图 11 可见,当节径数 $N_d=3$ 时,高压涡轮盘较多的参与了叶-盘系统的振动;而低压涡轮盘基本没有明显的振动,主要是单个叶片在振动.同时,高压涡轮盘表面振动应力较大,应力最大区域位于叶背根部、弦向中间位置,与发动机故障裂纹位置重合,证明了数值模拟结果对于分析高压涡轮叶盘故障原因有一定的指导意义;而低压涡轮盘表面基本不产生振动应力,应力最大区域位于叶片根部前缘及尾缘,这也符合单个叶片振动时的应力分布特征.图 10、图 11 再次证明了高压涡轮叶盘属于盘-片强耦合振型,而低压涡轮叶盘属于盘-片弱耦合振型.

对安装了阻尼销的高压及低压涡轮叶盘进行模态分析,计算叶片在不同节径数下的 1 阶固有频率,并和无阻尼销状态进行对比,见图 12.

由图 12 可见,从 0 节径数到最高节径数,带

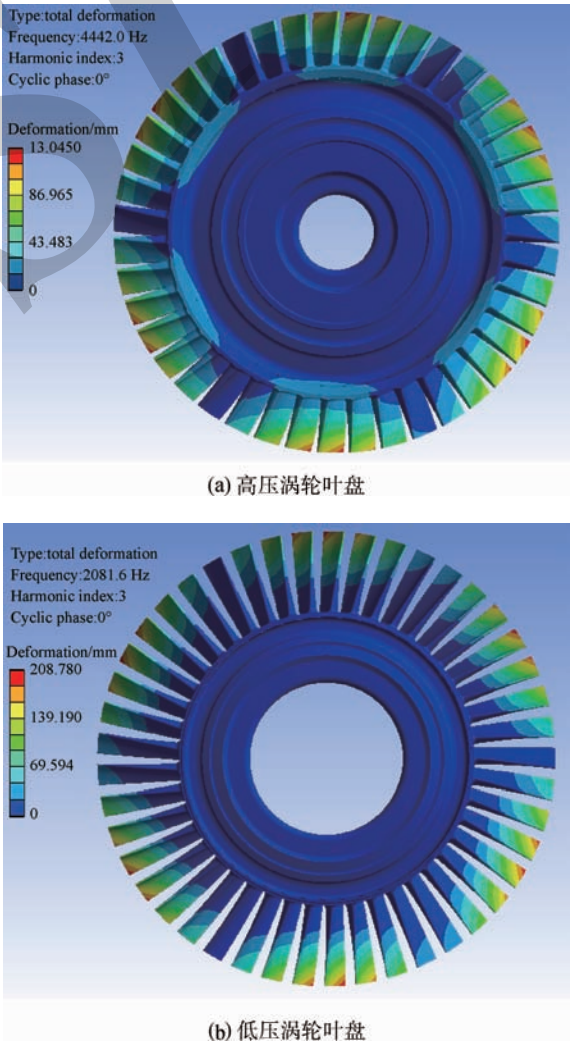


图 10 $N_d=3$ 时两种涡轮叶盘的一弯振型(原状态)

Fig. 10 The 1F mode of two turbine blisks at $N_d=3$ (original)

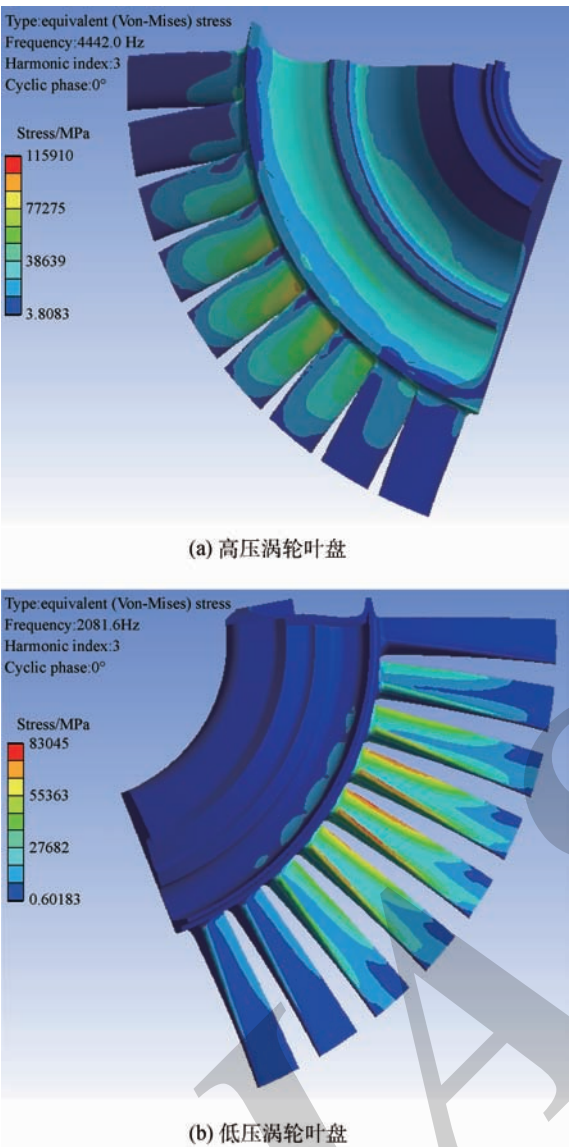


图 11 $N_d=3$ 时两种涡轮叶盘的应力分布(原状态)
Fig. 11 Stress contour of two turbine blisks at $N_d=3$ (original)

说,由于轮盘刚度较高,参与系统振动的程度较小,主要是叶片自身在振动,这种阻尼器安装在轮缘下方,对轮盘刚度的改变较小,因此对叶片的减振效率较低。

当然,这种摩擦阻尼器的减振效率也与阻尼销的质量和安装位置有关。对于盘-片强耦合的系统,当阻尼销的质量增加时,对轮缘产生的接触压力增加,系统的摩擦力增加,因此叶盘系统结构阻尼增加,叶片振动幅值减小。但当阻尼器质量超过临界值时,离心力作用将使阻尼销黏滞在轮盘上,两者之间不产生相对滑动,从而也无法产生摩擦力^[14]。

选择阻尼销的安装位置时,应明确阻尼销的减振效率与安装位置轮盘的振动参与程度有关。

在某一特定振型下,安装在某些位置可能比安装在其他位置减振效率更高,因此,针对不同的叶片振动模式,应选择不同的阻尼销安装位置^[14]。

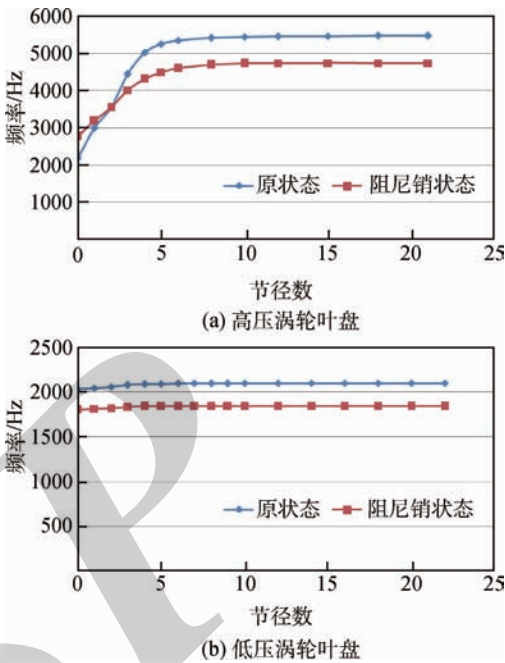


图 12 两种涡轮叶盘在不同节径下的 1 阶固有频率
Fig. 12 The 1st natural frequencies of two turbine blisks at different nodal diameters

3 结 论

本文介绍了一种摩擦阻尼器,这种阻尼器被安装在两种涡轮整体叶盘上,用于减小叶片的振动应力水平。试验结果证明,这种销钉阻尼器对于高压涡轮叶盘有良好的减振效果,在共振转速区间叶片的振动应力减小了约 70%,但对于低压涡轮叶片其减振效率较低,振动应力水平没有明显变化。

数值模拟结果证明,这种阻尼器的减振效率与叶-盘系统的耦合程度有关。由于阻尼器安装在轮缘上,其阻尼效果与安装位置轮缘参与系统振动的程度有关,对于叶-盘强耦合振型,其减振效果良好,但对于叶-盘弱耦合振型,由于轮缘基本不参与系统振动,其减振效率较差。因此,采用这种摩擦阻尼器设计时,应首先计算叶-盘振动的耦合程度,再针对特定的振型选择合理的阻尼器质量和安装位置,才能提高系统的摩擦阻尼,降低叶片的振动应力水平。

参考文献:

[1] Avalos J, Mignolet M P. On damping entire bladed disks

through dampers on only a few blades[R]. ASME Paper 2008-GT-51446, 2008.

[2] Griffin J H. A review of friction damping of turbine blade vibration[J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 1989, 7(3/4): 297-307.

[3] Jareland M H, Csaba G. Friction damper mistuning of a bladed disk and optimization with respect to wear[R]. ASME Paper 2000-GT-363, 2000.

[4] Murthy R, Mignolet M P. Decreasing bladed disk response with dampers on a few blades; Part II nonlinear and blade-disk dampers applications[R]. ASME Paper GT2012-69797, 2012.

[5] 胡寻峰, 王亲猛, 张锦. 带摩擦阻尼叶片与轮盘耦合系统的振动分析[J]. 航空动力学报, 1998, 13(4): 375-379. HU Xunfeng, WANG Qinmeng, ZHANG Jin. Vibration analysis on bladed disk coupling system with friction damping[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(4): 375-379. (in Chinese)

[6] 许锬俊, 田忠贤. 论叶片摩擦阻尼减振[J]. 航空发动机, 2000, 26(1): 49-54. XU Ejun, TIAN Zhongxian. Discussion of blade vibration reduction using friction dampers[J]. Aeroengine, 2000, 26(1): 49-54. (in Chinese)

[7] 马晓秋, 王亲猛, 张锦, 等. 带干摩擦阻尼结构叶/盘系统动力学分析[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 110-114. MA Xiaqiu, WANG Qinmeng, ZHANG Jin, et al. Dynamic analysis of bladed disk systems with vibrational dampers[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 110-114. (in Chinese)

[8] 郝燕平, 朱梓根. 叶片摩擦阻尼器的优化设计方法研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(3): 349-356. HAO Yanping, ZHU Zigen. Optimization design of friction damper of blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(3): 349-356. (in Chinese)

[9] 漆文凯, 高德平, 陈伟. 干摩擦阻尼及其应用[J]. 理化检验: 物理分册, 2002, 38(4): 160-163. QI Wenkai, GAO Deping, CHEN Wei. Dry friction damping and its application[J]. Physical Testing and Chemical Analysis, Part A Physical Testing, 2002, 38(4): 160-163. (in Chinese)

[10] 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, 16(3): 218-223. SHAN Yingchun, HAO Yanping, ZHU Zigen, et al. Application and development of platform friction damper for depressing resonant vibration of blades [J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(3): 218-223. (in Chinese)

[11] 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 Yanping, SHAN Yingchun, ZHU Zigen. Effects of platform friction damper on resonant stresses in gas turbine blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(1): 55-58. (in Chinese)

[12] 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, 21(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, 21(5): 411-414. (in Chinese)

[13] Laxalde D, Thouverez F, Sinou J J, et al. Modeling and analysis of friction rim dampers for blisks[R]. The 20th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, DETC 2005-84417, 2005.

[14] Laxalde D, Thouverez F, Lombard J P. Vibration control for integrally bladed disks using friction ring dampers[R]. ASME Paper 2007-GT-27087, 2007.

[15] Kilfu B. Analysis of mistuned bladed disks by a reduced order technique: validation, identification, and stochastic modeling[D]. Tempe, US: Arizona State University, 2005.

[16] Murthy R, Mignolet M P. Decreasing bladed disk response with dampers on a few blades; Part I optimization algorithms and blade-only dampers applications[R]. ASME Paper 2012-GT-69789, 2012.

[17] 王培屹, 李琳. 叶盘结构盘片耦合振动特性的参数敏感性[J]. 航空动力学报, 2014, 29(1): 81-90. WANG Peiyi, LI Lin. Parametric sensitivity for coupling vibration characteristics of bladed disk[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(1): 81-90. (in Chinese)

(编辑: 叶 青)