

高压涡轮工作叶片缘板阻尼结构设计分析

吴向宇^{1,2}, 韩绪军², 张海洋², 王 婧², 栾 旭²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 对某高压涡轮工作叶片缘板阻尼结构进行了阻尼效果计算及试验分析, 试验结果表明: 随着正压力的增加, 阻尼比基本呈现为先增加后降低, 然后在一定范围内波动的规律, 阻尼比峰值出现在 100~280 N 之间. 计算得到一弯共振下的正压力为 123~158 N, 与阻尼效果试验基本一致. 分类比较了常用缘板阻尼结构形式的优缺点, 改进完善后的阻尼片结构质量增加约 30%, 在激振力占气动力百分比分别为 1%, 3% 及 5% 时, 振动响应减幅分别为 31%, 21% 及 16%.

关 键 词: 高压涡轮工作叶片; 缘板阻尼; 阻尼效果; 正压力; 振动响应

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Analysis and design of platform damper construction for high pressure turbine blade

WU Xiang-yu^{1,2}, HAN Xu-jun², ZHANG Hai-yang²,

WANG Jing², LUAN Xu²

(1. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Shenyang Engine Design and Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Analyzed the damping effect of a real engine's platform damper structure of high pressure turbine blade (HPTB) through calculation and experiment, experimental results show that with the increase of positive pressure, damping ratio increase at first, then reduce, and then fluctuate within a certain range, peak of the damping ratio occurs between 100—280 N. Calculated positive pressure under the condition of first order bending resonance is 123—158 N, damping effect consist with experimental results. Classified the platform damper structures commonly used and compared their advantages and disadvantages. Improved the damper mass about 30% by increased thickness of the damping sheet, when excitation force is 1%, 3% and 5% mass of aerodynamic force, a reduction of vibration response is 31%, 21% and 16%.

Key words: high pressure turbine blade; platform damper; damping effect; positive pressure; vibration response

高压涡轮工作叶片是影响航空发动机安全可靠工作的重要热端部件, 高压涡轮工作叶片在高温、高压、高速旋转的环境中工作, 承受着高速旋

转导致的离心力、振动带来的影响, 主流对叶片的激振影响, 以及叶片自身由于温度不均匀产生的热应力的影响, 叶片在工作过程中经常会因为发

动机振动大而导致高循环疲劳失效引起断裂故障。李其汉等人^[1]分析了导致发动机叶片高循环疲劳失效的原因,指出减小和抑制动力响应是排除或预防叶片高循环疲劳失效的方法。首先是进行激振力和响应分析,预测和改进气动力布局,调整结构参数,在发动机工作范围内避免危险共振和颤振;其次是采用振动控制措施,主要是各种阻尼减振技术,减小和抑制动力响应。郝燕平、单颖春等人^[2-5]分析了干摩擦阻尼块在叶片减振方面的应用与发展,并试验研究了缘板摩擦阻尼器的减振效果;漆文凯等人^[6-7]也对涡轮转子叶片、叶根阻尼装置减振特性进行了分析和研究;古远兴等人^[8]对叶片缘板阻尼器设计分析中的一些问题进行了讨论,对影响阻尼效果的有关参数进行了分析。Panning 等人^[9]采用数值方法对两种转子叶片缘板摩擦阻尼器特性进行了优化设计分析。

本文对某高压涡轮工作叶片缘板阻尼进行了阻尼效果计算分析及试验,并对用于高压涡轮工作叶片的缘板阻尼结构进行了分类对比,在比较各阻尼结构的质量、可装配性、有效性、稳定性等优劣特点的基础上,对所分析的阻尼结构进行了结构完善设计,提高了阻尼结构的正压力,进而增强了高压涡轮工作叶片的抗振阻尼效果。

1 某高压涡轮工作叶片缘板阻尼结构及分析

1.1 阻尼结构及计算分析

某型发动机高压涡轮工作叶片在设计时为提高叶片的抗振能力,在相邻叶片缘板内侧增加了阻尼结构设计,该结构同时起到阻尼及封严的双重作用,因此也称其为封严阻尼片(如图1所示)。根据生产情况设计了4种不同的质量组别,要求实际装配时优先装配大组别,组别越大,阻尼片的宽度及质量越大(如表1所示)。

缘板阻尼器的质量也即工作时的离心力是影



图1 某高压涡轮工作叶片缘板阻尼结构
Fig.1 Structure of platform damper for a high pressure turbine blade

表1 阻尼片组别及质量
Table 1 Qualities of series damper

组别	I	II	III	IV
质量/g	0.314	0.335	0.356	0.402

响其减振效果的关键参数。质量与封严片的正压力成正比,随着质量的增加,正压力增大。分析得到封严片在一弯共振转速下的正压力在123~158N之间。对该发动机与高效节能发动机高压涡轮工作叶片进行离心力以及工作时的振动应力对比分析,发现该发动机的阻尼片受到的挤压载荷较高,但1阶弯曲振型的振动应力较小,说明阻尼片起到了一定的效果。

采用轨迹跟踪法求解非线性摩擦力和时频转换方法求解叶片非线性响应。采用响应方法评价阻尼效果的大小,即给高压涡轮工作叶片加载激振力,计算非线性响应,响应越小,阻尼越大,减振效果越好。计算过程中做了如下假设:不考虑摩擦接触面接触状况,假设接触面为两个接触摩擦对,摩擦力作用在两个接触点上;假设高压涡轮工作叶片为循环对称高压涡轮工作叶片。

对叶片进行模态分析,根据坎贝尔图,计算其对应的低阶危险转速及激振源。分析该叶片可能引起一弯共振的激振力及共振转速,计算对应转速段高压涡轮叶片的振动模态,得到一弯振动模态,以最大振动位移处节点(位于尾缘叶尖)Y方向振动表征振动响应的大小。

由于干摩擦存在强非线性,激振力大小对阻尼影响很大。根据资料,叶片激振力大小为气动力的1%~5%,根据高压涡轮工作叶片受到的气动载荷,评估激振力大小,得到如表2所列的结果。

表2 高压涡轮工作叶片激振力大小
Table 2 Exciting force of high pressure blade turbine

激振力占气动力百分比/%	激振力大小/N
1	5.56
3	16.67
5	27.78

根据计算结果得到结论:由于非线性的存在,阻尼片的阻尼效果和阻尼片质量及激励有关。激励一定时,存在一个最优的阻尼块质量,使振动响应最小,减振效果最好。最优阻尼块质量和激振力大小有关,激振力越大,对应的最优阻尼块质量越

大,当阻尼块质量较大时,阻尼效果对阻尼块质量不敏感,但当阻尼块质量较小时,阻尼效果对阻尼块质量非常敏感,综合比较,阻尼块质量大较好。

1.2 阻尼效果试验

为进一步了解该高压涡轮工作叶片缘板摩擦阻尼器的减振效果,寻求减振效果最佳的正压力,即阻尼片质量,设计模拟高压涡轮工作叶片缘板摩擦阻尼器,通过振动试验了解其减振效果。试验选取两片高压涡轮工作叶片,相邻安装,保证缘板之间留有足够间隙。通过调整缘板阻尼器接触面的法向正压力(即调整砝码质量)。用电磁激振器来激振高压涡轮工作叶片,用加速度计来测高压涡轮工作叶片的振动幅值。通过比较不同正压力下的振动响应,分析阻尼片的减振效果。试验原理为半频法,试验通过敲击法进行,利用加速度传感器拾取信号,通过频率分析对叶片的一弯振型下的阻尼比变化进行测量。根据半功率法,得到一弯振型的峰值频率 f_0 及半功率点处的频率 f_1 和 f_2 ,通过下式得到叶片一弯振型下的阻尼比 δ 。

$$\delta = \frac{f_1 - f_2}{f_0} \quad (1)$$

通过此试验方法,可以得到在阻尼块阻尼等边界条件下叶片本身的结构阻尼。

从试验结果中可以看出,随着正压力的增加,阻尼比基本呈现为先增加后降低,然后在一定范围内波动的规律,阻尼比峰值基本出现在 100~280 N 之间(如图 2 所示)。

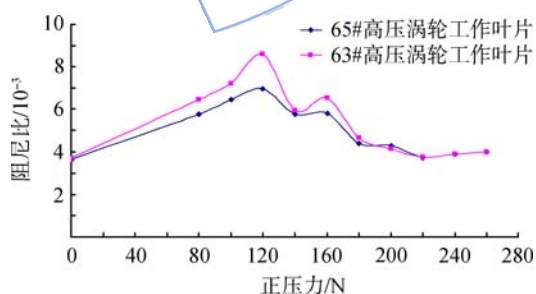


图2 高压涡轮工作叶片阻尼比变化曲线

Fig. 2 Curves of high pressure turbine blade's damping ratio

计算得到该高压涡轮工作叶片一弯共振转速下的阻尼片正压力为 123~158 N,试验测得为 120 N,这是由于该试验是利用模拟阻尼块进行的,其阻尼效果与真实缘板阻尼器的阻尼效果有一定差别,但其规律应具有一致性。

此外,整台发动机每个高压涡轮工作叶片的

一弯共振频率存在差异,因而一弯共振转速不是一个固定值,而是一个转速范围,阻尼片在同一转速下对全台各高压涡轮工作叶片的阻尼效果是存在差异的,只要能够将一弯共振的正压力包容在区间范围内即认为是有效的,计算的一弯共振下的正压力为 123~158 N,从试验结果可以看出,该力包含在阻尼范围内,该阻尼的试验效果与计算结果基本一致。

2 阻尼结构改进设计及分析

根据对上述发动机使用过程中装配及分解检查情况分析,实际装配的高压涡轮工作叶片阻尼片质量比设计理论值小,装机的阻尼片宽度偏窄,质量偏轻,质量最轻的仅为 0.230 g,低于最小组别 0.314 g 的要求。为提高该高压涡轮工作叶片抗振能力进而提高抗高周疲劳能力,结合实际使用情况对其缘板阻尼结构进一步改进完善。

2.1 改进方案可行性论证

封严阻尼结构与高压涡轮工作叶片之间的正压力是影响减振效果的重要参数。按前文试验结果看,原设计的 4 组封严片所提供的正压力能够起到减振作用。但对应实际装配高压涡轮工作叶片的阻尼片正压力偏低,仅约 90 N,减振效果有限。

为了对现有的阻尼结构进一步改进设计,查阅了国内外常见发动机型号所用缘板阻尼结构以及国内外专利、国际会议论文中的阻尼结构信息,收集到近 30 种不同结构形式,典型的几种结构形式见参考文献[9-16]。对收集到的高压涡轮工作叶片缘板阻尼装置按照其结构特点进行分类分析,可将其大致分成 3 种类型:①薄片式,见图 3;②棱柱式,见图 4;③其他异型结构,如盒式、弹簧式(图 5 和图 6)。

影响高压涡轮工作叶片阻尼方案选择的影响因素很多,如图 7 所示,主要可从以下 3 个方面进

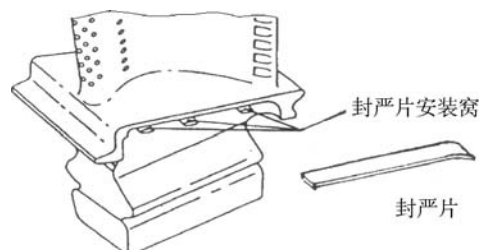


图3 薄片式缘板阻尼

Fig. 3 Lamellar platform damper

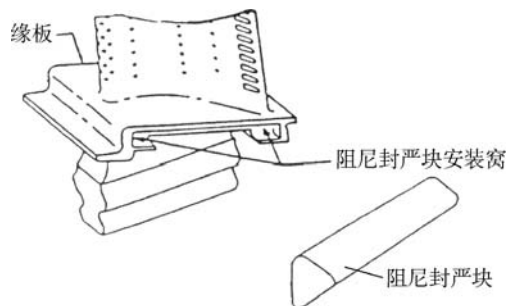
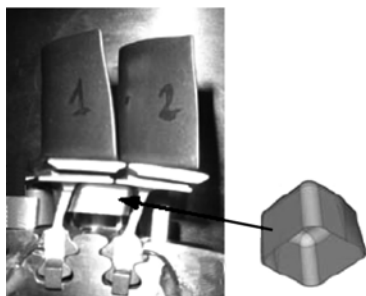
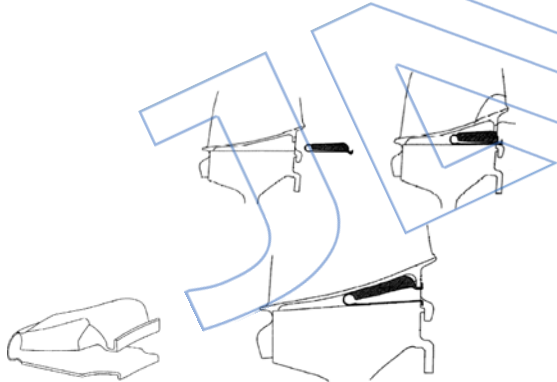


图4 棱柱式缘板阻尼

Fig. 4 Wedge-shaped platform damper

图5 盒式缘板阻尼^[10]Fig. 5 Thin-walled platform damper^[10]图6 弹簧式缘板阻尼^[16]Fig. 6 Spring platform damper^[16]

行考虑。

1) 阻尼装置的可安装性

阻尼的可安装性是指阻尼在装配过程中的难易程度,主要取决于阻尼安装位置处的局部空间结构。

2) 阻尼接触部位的稳定性

阻尼在工作过程中主要是通过点、线、面的接触方式与高压涡轮工作叶片进行接触起到增加阻尼来降低叶片振动,接触方式的稳定性对阻尼的影响很大。

3) 阻尼的质量和有效摩擦面积

阻尼的有效接触面积是指工作过程中阻尼与叶

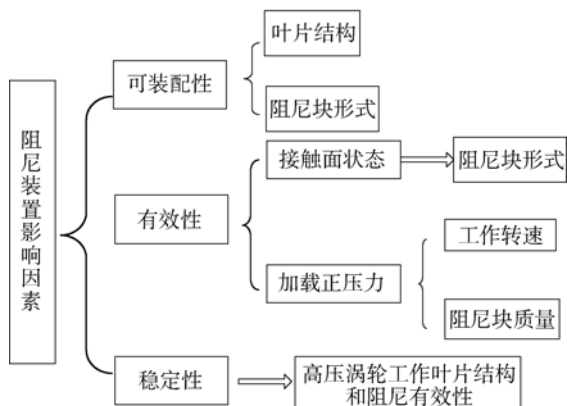


图7 阻尼装置的影响因素

Fig. 7 Effect factors of damper device

片间的有效摩擦面积,接触面积越大摩擦阻尼也越大,从而起到降低高压涡轮工作叶片振动的效果。

分析上述3类缘板阻尼形式:薄片式缘板阻尼封严片质量较轻,能够提供的正压力相对较小,相邻高压涡轮工作叶片的盆背侧伸根部位需要设计安装阻尼片的凸耳;棱柱式缘板阻尼可以设计得到较大的质量,需在相邻叶片的一侧叶片伸根设计阻尼封严块安装窝;盒式及弹簧式缘板阻尼结构质量适中,但需设计与之相配合的高压涡轮工作叶片缘板及伸根安装结构。在针对某具体叶片缘板阻尼结构设计时,需综合考虑高压涡轮工作叶片的结构形式、工作特点以及阻尼器的可安装性、稳定性、阻尼质量和有效摩擦面积等因素。

2.2 改进设计及分析验证

为进一步提高高压涡轮工作叶片抗振阻尼效果,在现有阻尼结构基础上寻求改进完善。根据前文分析结果,结合该发动机现有高压涡轮工作叶片缘板及榫头伸根处的设计特点,综合考虑影响阻尼选取的主要因素进行改进设计,改进设计方案按对原结构的改动大小分为3类方案。

1) 小改方案

原结构改进(原有阻尼片加厚,进行适应性改进)。该方案的优点为叶片结构无需改动,阻尼装配可实现,虽然阻尼结构质量相对较轻,但相比原阻尼结构质量会有所增加。

2) 中改方案

盒式及其类似结构。该阻尼结构可设计达到较大的质量,但叶片榫头伸根部位的结构需做局部修改,分析该叶片的结构特点,采用盒式阻尼结构较难实现装配性。盒式阻尼结构的正压力大,预计阻尼减振效果更好,但需要去除叶片伸根的3

对凸耳,并且需要专用的工装才能实现装配,改动量较大,作为技术储备方案。

3) 大改方案

棱柱式.采用该阻尼结构同样可设计达到较大的质量,但叶片榫头伸根部位的结构也需做局部修改,且改动量大于中改方案,装配性有待实际验证。

通过对原阻尼结构计算及试验分析发现,其设计基本在最佳的阻尼比范围之内,但因为装配时对阻尼片进行修配,实际工作中封严阻尼片的质量偏轻,未能起到理想的阻尼减振效果.因此,根据对上述3种不同改进方案的分析,决定对原有阻尼片进行适当加厚设计,保持叶片原有结构不变,并严格控制装配,不允许对阻尼片进行修剪,这样既提高了阻尼片的质量即正压力,实际阻尼片宽度增加也使接触面相应增大,更利于摩擦减振,同时又以最小的改动达到提高阻尼效果的目的.改进前阻尼片质量为0.3~0.4 g,改进后阻尼片质量为0.5~0.6 g。

针对质量方面的影响,对阻尼片改进前后阻尼效果进行对比分析.对原结构和改进结构两种极限情况进行分析,得到不同激振频率下叶尖Y方向一弯振动位移响应曲线,当激振力占气动力的3%时得到的不同阻尼质量的计算结果如图8所示.分析表明:当阻尼片质量从0.270 g增加到0.474~0.606 g时,叶尖一弯Y方向振动响应减小,阻尼减振效果增加。

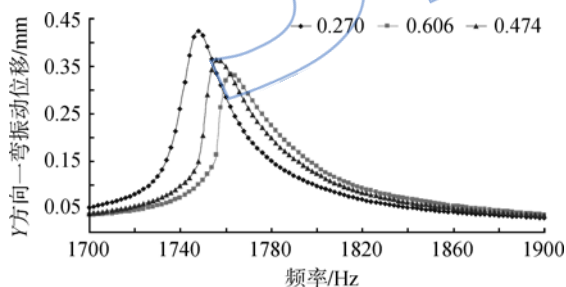


图8 激振力占气动力比为3%时叶尖Y方向振动位移响应曲线

Fig. 8 Vibration response displacement curves in direction Y on tip of the blade when exiting force is 3% of aerodynamic force

生产加工改进后的阻尼片在发动机上进行装配与试验考核验证,结果表明改进后阻尼片可实现在原结构叶片上的装配,同时整机试车表现良好,达到了预期的目的(如表3所示)。

表3 阻尼片结构改进前后响应对比

Table 3 Vibration response comparison of damper between before and after improvement

阻尼 质量/g	激振力占气 动力百分比/%	1	3	5
0.270	振幅/mm	0.11	0.43	0.74
	频率/Hz	1762	1748	1746
0.474	振幅/mm	0.08	0.36	0.66
	频率/Hz	1780	1756	1752
	减幅百分比/%	28	14	10
0.606	振幅/mm	0.08	0.33	0.62
	频率/Hz	1788	1762	1756
	减幅百分比/%	31	21	16

3 结 论

高压涡轮工作叶片设计缘板阻尼结构是较为常用和有效的提高叶片抗振阻尼能力的设计手段,缘板阻尼往往同时起到阻尼及封严的双重作用.薄片式缘板阻尼、棱柱式缘板阻尼及盒式、弹簧式缘板阻尼类型在阻尼质量、可装配性、有效性、稳定性等方面各有特点,设计者需要针对具体叶片结构及发动机整体工作环境等条件进行综合平衡和优化设计.前文分析的缘板阻尼片改进前质量为0.3~0.4 g,改进后阻尼片质量为0.5~0.6 g,在激振力占气动力百分比分别为1%、3%及5%时,振动响应减幅分别为31%、21%及16%。

参考文献:

- [1] 李其汉,王延荣,王建军.航空发动机叶片高循环疲劳失效研究[J].航空发动机,2003,29(4):16-18.
LI Qihan, WANG Yanrong, WANG Jianjun. Investigation of high cycle fatigue failures for the aero engine blades[J]. Aeroengine, 2003, 29(4): 16-18. (in Chinese)
- [2] 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 stress in gas turbine blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(1): 55-58. (in Chinese)
- [3] 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 Aero-

- space Power, 2001, 16(3): 218-223. (in Chinese)
- [4] 郝燕平. 带摩擦阻尼叶片的动力响应和减振研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2001.
- [5] 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, 22(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, 22(5): 411-414. (in Chinese)
- [6] 漆文凯. 涡轮转子叶片叶根阻尼装置减振特性分析及实验研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2005.
- QI Wenkai. Research on analysis and experiment of turbine blade vibration characteristics with platform damper[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics Astronautics, 2005. (in Chinese)
- [7] 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, 21(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, 21(1): 161-167. (in Chinese)
- [8] 古远兴, 龚梦贤, 曹磊, 等. 叶片缘板阻尼器设计分析中的一些问题[J]. 燃气涡轮实验与研究, 2000, 13(4): 31-37.
- [9] Panning L, Sextro W, Popp K. Optimization of interblade friction damper design[R]. ASME Paper GT2000-541, 2000.
- [10] Panning L, Szwedowicz J, Gilbert C, et al. Numerical and experimental damping assessment of an thin-walled friction damper in the rotating set-up with high pressure turbine blades[R]. ASME Paper GT2006-90951, 2006.
- [11] Griffin J H, Sifford P P, Somner T P, et al. Blade damper: United States, 4355957[P]. 1982-10-26.
- [12] Lillibridge H J, Schwarzmann R A. Blade to blade vibration damper: United States, 4455122[P]. 1984-06-19.
- [13] Bourguignon S P L, Choque R R, Pham L P. Device for damping vibrations of mobile turbine blades: United States, 4480959[P]. 1984-11-06.
- [14] Corsmeier R J, Dietz P W, Steckle C E. Turbine blade damper: United States, 5369882[P]. 1994-12-06.
- [15] Burge J C, El-Aini Y M, Meece C E. Turbine engine rotor blade vibration damping device: United States, 5498137[P]. 1996-03-12.
- [16] 斯奈克玛. 用于涡轮机叶片的阻尼器: 中国, 200810095076.1[P]. 2008-10-29.