

# 航空发动机叶片高循环疲劳失效研究

李其汉 王延荣 王建军

(北京航空航天大学,北京 100083)

**摘要:**必须最大限度地降低航空发动机叶片高循环疲劳失效。分析了导致高循环疲劳失效的原因,结合实例阐述了降低高循环疲劳失效的方法,并对需要重点研究的关键技术作了说明。

**关键词:**航空发动机叶片 高循环疲劳 失效

## Investigation of High Cycle Fatigue Failures for the Aero Engine Blades

Li Qihan Wang Yanrong Wang jianjun

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

**Abstract:** High Cycle Fatigue (HCF) failures of aero engine blades caused by vibration are very important for development and application of engine. Reasons and prevention of the blade HCF failures and development of the key technologies are presented in the paper.

**Key words:** aero engine blade; HCF; failure

### 1 引言

航空发动机结构完整性和可靠性设计,对满足现代高性能航空发动机高推重比(高功质比)、高适用性、高可靠性、耐久性和低成本的要求起着至关重要的作用。采用先进的气动设计和先进结构、新材料、新工艺是现代高性能航空发动机最重要的特征,而无论是先进的气动设计,还是先进的结构、材料和工艺,都必须建立在结构完整性和可靠性的基础上。

航空发动机结构完整性和可靠性方面的不足严重地制约着在研发发动机的研制目标和周期。在中国航空发动机研制过程中,科研人员最深刻的体会是,相对而言实现发动机性能指标的周期要短一些,也有一些有效的办法,而大量的结构完整性和可靠性问题特别是叶片断裂故障却显著地影响着发动机的质量和设计定型的周期。

导致叶片断裂失效的原因是多方面的<sup>[1,2]</sup>。根据不同的参考标准和参量,疲劳断裂二级失效模式如图1所示<sup>[3]</sup>。

据统计,在燃气涡轮发动机中,由高循环疲劳引

发的事故约占总事故的25%。因此,最大限度地降低航空发动机叶片高循环疲劳失效是最现实、亟待解决的任务。

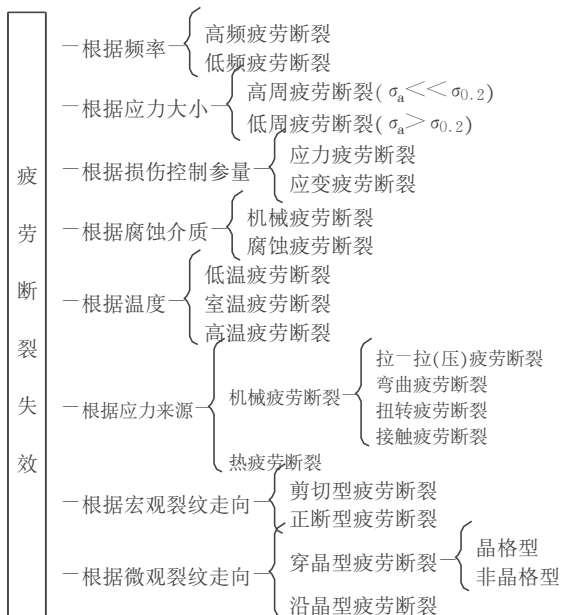


图1 疲劳裂纹二级失效模式分类(σ<sub>a</sub>为应力幅值)

收稿日期:2003-05-06

第一作者简介:李其汉(1938—),教授,1960年毕业于北京航空学院,主要研究方向为航空发动机振动和故障诊断。

研究、分析并排除或预防叶片高循环疲劳失效应从三方面入手:第一方面是激振力和响应分析,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;第二方面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;第三方面是研究、分析各种影响因素,如材料的材质、冶金、制造工艺和装配、表面完整性及环境等,最大限度地提高叶片抗疲劳的能力。

## 2 激振力和响应分析

发动机中激振力的形式有周期性激励、非周期性激励和随机激励。对叶片而言,最主要的是周期性激励。叶轮机中的叶片排总是承受着周期性的非定常流动作用,通常由于上游排尾迹、来流畸变、支板或吊架的位势场以及高温热载荷作用,致使叶片发生强迫振动。强迫振动响应有同步响应(尾迹/位势流的作用)、非同步响应(分离流和失速)和过渡态(喘振)3种类型,其中同步响应是始终存在的。此外,还有气体诱导下的自激振动,即叶片颤振。

常规而有效的分析方法是进行共振(坎贝尔图)分析,用计算分析和试验的方法确定单个叶片或叶盘(或叶环)耦合的各阶固有频率。对于单个叶片,当非定常作用力的频率等于叶片固有频率时具有共振条件;对于叶盘耦合情况,当非定常作用力的频率等于耦合系统的固有频率,且激振力阶次等于耦合系统节径型振动的节径数时具有共振条件。同时,进行叶片材料或真实条件的疲劳试验,确定其疲劳强度。有条件时,还应进行台架叶片振动应力实测,确定叶片共振频率、振动应力和发动机共振转速,一定程度地反映故障再现。航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则中规定:“在发动机工作范围内,叶片、盘、静子结构不允许出现有害的共振或破坏性振动”。但关键是如何判定“有害”或“破坏性”。按照传统的处理方法,在发动机工作范围内避开叶片低阶(一、二阶弯曲,一阶扭转)共振显然是不合理的。事实上,一些叶片的高循环疲劳失效正是由高阶弯扭复合共振疲劳失效所致。

实际分析中,应根据具体情况和经验确定所考查的频率阶数。不过,对于展弦比大(即细长)的叶片,建议计算至前10阶频率;对于展弦比小的叶片,应计算至前15阶频率,因为展弦比小的叶片较易出现弦向弯曲振型的故障。一般叶片尖部掉块、弦向中间出现裂纹的故障多数是弦向弯曲振动所致,且

通常这种振型的振动失效受静应力的影响相对小一些,其故障再现的困难主要是频率较高,一般激振器达不到。

对于激振力的阶次,应重点考虑叶片的前2级和后1级的静叶数及其差值,其中对于支板,由于引起的激振力幅可能比较大,应给予足够重视。因静叶数一般较多,在低转速下虽能激起低阶共振,但此时的激振力幅不大,一般不是很危险;而在高转速时,激振力幅显著增大,将激起高阶振动。在这方面是有典型例证的。例如某型发动机的第2级压气机叶片在使用中曾多次发生振动故障,当时由于认为危险振动只出现在叶片的前几阶(通常为前5阶)振型,便由此判定该故障是由第1级静子5片加厚叶片的谐波激起二扭共振引起的,于是采用调频方法进行排故,然而故障并没有完全根除。后来,台架的动测结果(转速4389r/min,频率2633Hz,最大振动应力62.1MPa;转速5853r/min,频率3512Hz,最大振动应力208.5MPa;转速9616r/min,频率5770Hz,最大振动应力188.8MPa)证实了这一点。在实践中,有好几种采用调频排故的叶片后来在使用中又发生了故障。造成这种现象的主要原因是:(1)单个叶片的共振阶次没有找准;(2)没有考虑叶/盘耦合振动。需要说明的是,由于受离心应力影响,高转速下的振型与不旋转状态下的振型有所差别,但高阶振型尤其是弦向弯曲振型变化不大。

叶片受迫振动是否“有害”或具有“破坏性”,主要取决于叶片在激振力作用下的振动响应(还应考虑机械、气动和热等“稳态”载荷的影响)和叶片的疲劳抗力。因此,必须开展更深层次的研究工作。

### 2.1 激振力和响应的数值仿真

通过CFD(计算流体力学)和CSD(计算结构力学)相结合的数值仿真,可以达到较准确地分析和预测气体激振力与叶-盘结构耦合系统强迫响应的目的。全三维非定常内流气体动力学的发展和成功应用为气动力的数值仿真奠定了坚实基础。

IHPDET计划已将非定常的流动分析用于先进压气机、涡轮部件的设计,实现了用三维非定常导向器与叶片相互作用的数值仿真,为预测高循环疲劳提供气动力数据。该计划还明确提出,气动弹性力学综合应用CFD和CSD来解决高循环疲劳和颤振问题,其强迫响应分析利用TURBO-AE和有限元模型来计算应力水平、共振频率和疲劳寿命。

需要指出的是,要准确地分析、预测叶-盘结构

系统的振动响应,必须准确分析、预测气动激振力和叶-盘结构系统的阻尼特性。

## 2.2 失谐周期结构振动局部化问题

考虑到轮盘柔性以及各种机械阻尼结构(叶冠、凸肩等)的耦合作用,孤立地分析单个叶片的振动已远远不够,而应分析整个叶-盘结构系统。从理论上讲,由于圆周循环对称,叶-盘结构系统是一种谐周期结构系统,但实际上,由于受制造公差、材质不均和使用中磨损不均等因素的影响,叶-盘各扇区间会有小量的差别(一般小于5%),此种小量称为失谐量,使叶-盘系统成为失谐周期结构系统<sup>[4]</sup>。理论分析与试验结果均表明,一般失谐周期系统的动态特性与相应的协调周期系统的动态特性在一定条件下会有很大不同,这主要反映在2个方面:一是模态局部化,二是振动传递局部化。模态局部化可能导致系统的模态振型不是广延至整个结构,而是集中在较少的子结构上。振动传递的局部化则是指作用在系统上的激励被限制在局部区域,而不易传递到其他部位。对于叶-盘结构系统,上述的振动局部化往往表现为1个或几个叶-盘扇区产生较大的振动,而其余扇区则不出现明显振动,从而引起少数叶片振动过大,并产生较高的振动应力乃至断裂。

失谐(错频)叶-盘结构能有效地抑制叶片颤振,是发动机实用中采取的有效措施之一。然而,失谐叶-盘结构带来的振动局部化问题又可能使叶-盘结构的强迫响应显著变化。对于错频转子,一般不能采用波传播技术进行分析,而由于“错频”叶片建模不易和整体模型规模过大,叶/盘整体结构的有限元分析往往较难实现。在这方面,目前多针对简化的多自由度集中参数模型进行。尽管错频转子可以抑制颤振,但容易使叶片出现强迫振动失效。研究表明:在一定条件下,错频转子共振时的可能的最大振幅为均匀转子的 $(1 + \sqrt{m})/2$ 倍( $m$ 为叶片数)。错频转子的强迫振动(共振)一般呈局部化。通常当耦合较弱时,局部化较强;耦合较强时,局部化较弱,振动行为趋近均匀转子。当然,对于错频转子,无论是强迫响应还是颤振,分析方法还有待发展和完善。

总之,应该深入研究失谐叶-盘结构系统局部化的机理和影响规律,包括了解叶片间、叶片与轮盘间的结构耦合、气动耦合、摩擦耦合等的机理及性质;研究振动局部化与叶盘结构主要参数间的关系和灵敏度(Sensitivity)性质;了解错频与振动局部化

的内在关系和其在不同频率范围的规律;利用有限元法与动态子结构综合法相结合进行失谐叶盘结构精细振动局部化分析的建模方法和求解方法。同时,也需研究失谐叶-盘结构振动局部化的控制理论和方法。

## 3 阻尼减振技术

采取各种阻尼减振措施,减小和抑制叶-盘结构系统的动力响应,是最大限度地降低叶片高循环疲劳的重要手段之一。

叶片中的阻尼主要包括材料阻尼、气动阻尼和界面摩擦阻尼。

现代航空发动机叶片常用材料(钛合金和镍基合金)的阻尼比很低,衰减叶片振动的作用甚微。IHPTET计划中提出,将黏弹性约束薄膜阻尼系统(CLDS)技术用于风扇/压气机整体叶-盘结构的叶片可大幅度降低目标模态激励下的动应力水平,并大大提高先进旋转部件抗高循环疲劳的能力。对此,应进行探索性研究。

气动阻尼来自叶片振动与气流之间的相互作用。已发展了考虑到流量、相对马赫数、叶型弯度、攻角和叶片间相位角等因素的气动阻尼分析、预测方法。采用不等间距、不等气流角静子叶栅等气动阻尼技术能有效地减小、抑制叶片振动,应深入研究其减振机理与设计技术。

相比之下,采用界面(节点)摩擦阻尼减振、抑振是一种十分经济且有效的方法。通过人为地增加叶片之间及叶片与轮盘间的接触面,利用界面间的干摩擦作用,使其在振动中消耗能量,从而减小、抑制叶-盘系统振动。该方法因不受温度限制、结构较为简单、减振效果明显而得以广泛应用。航空发动机叶片中常用的界面摩擦阻尼结构有凸肩结构、叶冠结构、缘板和叶根阻尼结构等。

对于带摩擦阻尼结构的叶片,需要解决的关键问题是合理选择阻尼器材料和结构参数,以准确确定摩擦阻尼参数(切向刚度、摩擦系数),并进行优化设计和如何预测摩擦阻尼对叶片动力响应的影响,从而最大限度地控制叶片振动。由于干摩擦过程中存在强非线性,使得对问题的研究很困难,至今尚缺乏可以准确描述此类问题的涵盖所有现象的完善的理论模型。应该深入地从理论分析、数值仿真和试验研究几方面入手,研究其减振机理和设计技术。在研的某涡扇发动机带凸肩的第1(下转第41页)

可以得到 2 种等价的本构关系,反映同一种材料的本构特性,即证明了本构关系的统一性。

#### 4 结束语

应用材料的实验结果来建立材料的弹塑性本构关系是建立材料本构关系的重要方法。本文所述的研究成果不仅具有理论意义和工程应用价值,而且能创造可观的经济效益。

#### 参考文献

- 1 Wang WeiHua, Wang R J, Li F Y, et al. Elastic constants and their pressure dependence of  $Zr_{41}Ti_{14}Cu_{12.5}Ni_9Be_{22.5}C_1$  bulk metallic glass. *Applied Physics Letters*, 1999, 74(13): 1803~1805.
- 2 Inoue A. Slowly -Cooled bulk amorphous alloys. *Mater. Sci. Forum.* 1995, 179~181; 691~700.
- 3 Peker A, Johnson W. L. A highly processable metallic glass  $Zr_{41.2}Ti_{13.8}Cu_{12.5}Ni_{10.0}Be_{22.5}$ . *Appl. Phys. Lett.*, 1993, 63(17): 2342~2344.
- 4 陈德民,梁立孚,孙剑飞.在石墨坩锅电弧炉中制备大块非晶合金.特种铸造及有色合金,2003,1(129):12~13.
- 5 Kimura H, Masumoto T. *Amorphous metallic alloys* (edited by F. Luborsky; Butterworths, London). 1983, 187.
- 6 Bruck H A, Christman T, Rosakis A J et. al. Quasi -static constitutive behavior of  $Zr_{41.2}Ti_{13.8}Ni_{10}Cu_{12.5}Be_{22.5}$  bulk amorphous alloys. *Scripta Metall.*, 1994, 30: 429~434.
- 7 Hill R. *Mathematical theory of plasticity*. Oxford: University Press, 1950.
- 8 Kachanov L M. *Theory of plasticity*. Moscow: Education Press, 1956.

- 9 Wang R, Xiong Z H, Huang W B. *Foundation of plasticity*. Beijing: Science Press, 1987 (in Chinese).
- 10 孙剑飞,陈德民. Zr 基大块非晶合金的制备及力学性能. *固体火箭技术*, 2003, 25(99): 56~58
- 11 Bian Z, He G, Chen G L. Investigation of shear bands under compressive testing for Zr -based bulk metallic glasses containing nanocrystals. *Scripta Materialia*, 2002, (46): 407~412.
- 12 Jin H J, Gu X H, Zhou F, Lu K. Compression stress induced flow temperature reduction in a bulk  $Zr_{41.2}Ti_{13.8}Cu_{12.5}Ni_{10}Be_{22.5}$  metallic glass. *Scripta Materialia*, 2002, (47): 787~791
- 13 Spaepen F. A microscopic mechanism for steady state inhomogeneous flow in metallic glasses. *Acta Metall.*, 1977, 25: 407~415.
- 14 Argon A S. *Acta Metall.* Plastic deformation in metallic glasses. 1979, 27: 47~58.
- 15 Wright W J, Saha R, Nix W D. Deformation mechanisms of the  $Zr_{40}Ti_{14}Ni_{10}Cu_{12}Be_{24}$  bulk metallic glass. *Mater. Trans, JIM* 2001, 42 (4): 642~649.
- 16 Huang R, Suo Z, Prevost J H, Nix W D. Inhomogeneous deformation in metallic glasses. *Mech J. Phys. Solids.* 2002, 50: 1011~1027.
- 17 Donovan P E. *Acta Metall.* A yield criterion for  $Pd_{40}Ni_{40}P_{20}$  metallic glass. 1989, 37(2): 445~456.
- 18 Lowhaphandu P, Montgomery S L, Lewandowski J J. Effects of superimposed hydrostatic pressure on flow and fracture of a Zr -Ti - Ni - Cu - Be bulk amorphous alloy *Scripta Mater.* 1999, 41: 19~22.

(责任编辑 程燕)

(上接第 18 页)级风扇叶片在工作转速范围内出现第 8 阶弯扭复合共振,该阶振型节点正好在凸肩处,因而大大削弱了凸肩的减振作用,致使叶片断裂。经深入的理论、计算分析和试验研究,在风扇伸根处设置了缘板阻尼器,通过整机台架试车多次对叶片振动应力进行测量,其应力水平较未装缘板阻尼器时大幅度降低,故障得以排除。

#### 4 结束语

(1) 叶片断裂故障中,高循环疲劳故障发生频次高,分析、排除故障的难度大,应花大气力从激振力和响应分析、振动控制技术以及提高叶片抗疲劳能力等多方面深入研究解决。

(2) 加强 CFD 和 CSD 相结合的数值仿真与失谐

周期结构振动局部化问题的研究,力求较准确地分析和预测气体激振力和叶一盘结构系统的强迫响应。

(3) 加强各种阻尼减振措施的机理和设计技术的研究,力求最有效地控制叶片振动响应。

#### 参考文献

- 1 宋兆泓,等.航空发动机典型故障分析.北京:北京航空航天大学出版社,1993.
- 2 陶春虎,等.航空装备失效典型案例分析.北京:国防工业出版社,1998.
- 3 陶春虎,等.航空发动机转动部件的失效与预防.北京:国防工业出版社,2000.
- 4 王建军,等.失谐叶片一轮盘结构系统振动局部化问题的研究进展,力学进展,2000,30(4).

(责任编辑 李华文)