

文章编号: 1000-8055(2010)06-1346-06

模拟扭矩载荷作用的涡轮盘低循环疲劳寿命试验

李 伟^{1,2}, 董立伟², 耿中行², 赵福星²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空工程技术研究中心, 北京 100076)

摘 要: 提出了在传统涡轮盘低循环疲劳试验件上施加扭矩的试验方案, 以某型发动机涡轮盘为对象, 组装和调试了某型全尺寸涡轮盘预扭试验件, 完成了低循环疲劳试验。加扭涡轮盘低循环疲劳试验结果与涡轮盘在传统不加扭矩方法下的低循环疲劳试验表现出明显差异。试验结果表明, 涡轮扭矩对涡轮盘-轴连接销钉孔区域疲劳寿命有重要影响。

关 键 词: 涡轮盘; 低循环疲劳寿命; 试验技术; 销钉孔; 扭矩

中图分类号: V231.95

文献标识码: A

Experiment of turbine disc low cycle fatigue life with additional torque

LI Wei^{1,2}, DONG Li-wei², GENG Zhong-xing², ZHAO Fu-xing²

(1. School of Jet Propulsion,

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

2. Beijing Aeronautical Engineering Technical Research Center, Beijing 100076, China)

Abstract: An experiment technology of turbine disc low cycle fatigue life (LCF) with additional torque was presented. A full-scale turbine disc test model with additional torque for an aero-engine turbine disc was fabricated and debugged, and then was tested for LCF. The test result was different remarkably from the former results on traditional method without torque, and directly validated the conclusion that torque affected LCF of dowel hole connecting disc and shaft.

Key words: turbine disc; low cycle fatigue life; experiment technology; dowel holes; torque

涡轮盘是航空燃气涡轮发动机的耐久性关键件和断裂关键件, 其低循环疲劳寿命 (LCF) 对应的是发动机启动-停车和使用过程中因油门变化所导致的轮盘在发生疲劳失效前的工作循环数。涡轮盘在高温、高转速下工作, 其工作条件极为严酷, 承受着复杂的热负荷和机械负荷, 一旦使用中破裂将产生灾难性的后果, 因此要求涡轮盘在规定寿命下具有极高的可靠性, 通常轮盘失效率不应超出 $10^{-7} \sim 10^{-9}$ 次/h 水平^[1-3]。

为确保涡轮盘在使用中不发生低循环疲劳失效所导致的灾难性事故, 现行国内外发动机设计

规范均明确提出了涡轮盘应按安全循环寿命进行设计的要求^[3-5]。轮盘安全循环寿命实质上是一种具有高可靠度的概率统计寿命, 通常其指标是在真实轮盘和轮盘模拟试验件低循环疲劳试验基础上, 按 95% 置信度和 99.87% 可靠度水平给定的^[6]。在涡轮盘安全循环寿命确定中, 真实轮盘的低循环疲劳试验是整个轮盘定寿环节中最重要和最关键的。一方面由于涡轮盘极高的安全性和可靠性要求, 不可能通过整机试车的渠道来直接给出轮盘带概率的安全寿命指标; 另一方面, 由于轮盘低循环疲劳失效大多发生在轮盘局部已进入塑

收稿日期: 2009-05-11; 修订日期: 2009-08-22

作者简介: 李伟 (1964 -), 男, 江苏扬州人, 博士生, 主要从事发动机结构强度可靠性研究。

性的应力集中区域,如中心孔、偏心孔、销钉孔、榫槽和萼齿等处,模拟试验件很难准确模拟出上述部位在工作中的循环应力应变行为。因此,高可靠度的涡轮盘安全循环寿命只能通过涡轮盘在试验器上的低循环疲劳寿命试验和基于轮盘或模拟件寿命试验所提供的寿命散度结果后综合确定^[7-8]。

发动机涡轮盘低循环疲劳试验主要在两种试验器上进行:轮盘旋转疲劳试验器和菲力轮多路径向加载试验器。轮盘低循环疲劳试验需根据考核部位的不同而采取针对性的设计,通常轮盘旋转疲劳试验器多用于对轮盘中心孔和偏心孔部位的寿命考核,轮盘榫槽和轮缘部位则多选用菲力轮多路径向加载试验器方式进行考核^[9-11]。受试验器加载能力的制约,轮盘旋转疲劳试验只能在接近真空的环境下进行,因此轮盘低循环旋转疲劳试验设计重点是通过控制轮盘试验转速和温度来实现对轮盘离心负荷和热负荷的模拟,而忽略涡轮转子在工作中所承受的扭矩。当轮盘考核部位不在盘-轴传扭连接区域时(如轮盘中心、偏心孔等),涡轮工作扭矩对考核部位的低循环疲劳寿命影响较小,采用上述试验加载方式能够较好模拟轮盘低循环疲劳破坏特征,其试验结果可应用于轮盘安全循环寿命的确定。但当轮盘考核部位处于盘-轴连接区域,且考核点的应力应变循环明显受到轮盘扭矩载荷作用影响时,传统的忽略扭矩影响的轮盘旋转疲劳试验加载方式,因不能有效模拟考核部位的真实循环应力应变行为而不再适用。

在“八五”开展的某型发动机高压涡轮盘定寿研究中,承研单位严格按英国国防标准《航空燃气涡轮发动机通用规范》(DEF STAN 00-971)推荐使用的轮盘定寿方法,通过两个涡轮盘低循环疲劳旋转试验给定的在置信度 95 %、可靠度 99.87 % 下的涡轮盘安全使用寿命还不足 600 使用小时^[10-12],该指标严重落后于该型发动机大部分涡轮盘已无故障工作到 800 h 寿命的现状,同时也远低于用户单位对整机 1 200~1 500 h 目标寿命的需求。分析表明^[12]:该涡轮盘寿命薄弱部位处于盘-轴连接销钉孔区域,疲劳试验中裂纹均从轮盘销钉孔处萌生并扩展,在轮盘试验中机械采用传统的试验加载方案,未考虑对扭矩载荷作用的模拟是导致涡轮盘在试验过程中过早萌生疲劳裂纹的主要原因。

本文针对某型发动机高压涡轮盘-轴连接销钉孔部位低循环疲劳定寿需要,在传统的轮盘旋

转疲劳试验技术的基础上,研究提出了带扭矩的涡轮盘高温低循环疲劳试验技术,并加工制作了带扭矩的全尺寸涡轮盘低循环疲劳转子试验件。该试验件在立式轮盘旋转疲劳试验器上完成了预定的 10 000 次涡轮盘低循环疲劳试验,试验过程中转子扭矩稳定、可靠,圆满实现了在转子试验中模拟扭矩载荷的预期目标。试验后对盘-轴连接销钉孔考核区域检查未见裂纹,该结果与前期涡轮盘在传统方法下的低循环疲劳试验结果有明显差异。本次试验直接验证了涡轮扭矩对涡轮盘-轴连接销钉孔区域疲劳寿命有重要影响的结论,为该型发动机涡轮盘定寿和后续轮盘寿命预测方法的研究提供了重要的试验依据。

1 带扭矩轮盘低循环疲劳试验设计

图 1 为传统的某型发动机涡轮盘高温低循环疲劳转子试验件^[11],图中涡轮盘和径向销钉是真实结构件,试验叶片是提高试验转速后(模拟轮盘温度应力)为保证考核部位应力等效而将涡轮叶片切尖后的短叶片,转接段模拟实际转子系统中的涡轮轴轴头,涡轮盘和转接段按实际过盈装配条件进行热装配。由于试验过程中扭矩很小,涡轮盘和转接段间的扭矩主要由两者之间的静摩擦传递,径向销钉基本不承受扭矩作用,因此设计止退环以防止试验中不承受扭矩的连接销钉沿径向甩出。柔性轴一端与转接段相连,另一端通过莫氏锥与试验设备上的动力轴相连,传递驱动转子的扭矩。试验时整个试验转子置于真空箱体中,箱体抽真空主要是为了减小转子高速旋转中鼓风生热和驱动转子的功率(驱动直流电机功率一般为 125 kW 左右),通常真空箱体中配有可对轮盘加温的子系统。

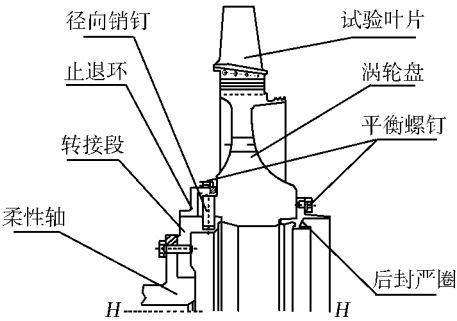


图 1 传统的涡轮盘高温低循环疲劳试验件

Fig. 1 Traditional high temperature LCF test model of turbine disc

实际在发动机工作时,压气机旋转的动力是由涡轮供给的,涡轮盘-轴连接销钉是将涡轮做功产生的 $10\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 数量级的扭矩传递到压气机轴的主要承压件.从轮盘低循环疲劳试验器能力角度考虑,通过驱动电机来模拟发动机工作状态下 $10\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 级的扭矩循环是不现实的,这也是传统轮盘试验中不要求对扭矩进行模拟的主要原因.

当轮盘疲劳寿命薄弱环节位于销钉孔区域时,如何在试验中模拟连接销钉与孔壁间巨大的扭矩作用将是轮盘疲劳试验获得成功的关键.从扭矩对轮盘销钉孔区域的作用效果分析,扭矩主要是通过盘-轴连接销钉限制了销钉孔在最大工作负荷下的变形,并由此改变了销钉孔高应力梯度区域循环峰值的应力应变场^[12].因此在轮盘低循环疲劳试验中模拟扭矩的作用,理论上只需保证连接销钉在试验转子达到峰值转速时承受到与工作条件相当的扭矩即可,而并不需要在试验器上对与转子转速同步变化的扭矩循环进行模拟,而 $10\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 级的扭矩通过静载方式作用在轮盘转子试验件上是可以实现的,因此,轮盘低循环疲劳试验对扭矩的模拟要求可转换为带 $10\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 级扭矩的轮盘低循环疲劳转子试验件的设计问题.

从图 1 传统的轮盘试验组件结构特征看,将试验涡轮盘和转接段改进设计为带静扭矩作用的自平衡疲劳转子试验件是可行的,总体技术方案可通过将转接段改进设计为穿过盘中心并带端部套齿的扭力轴以及补充设计与扭力轴匹配的扭力盘予以实现.在转子试验件装配时,通过扭力盘上扭力螺钉对涡轮盘后端面上补充安装的扭力销(共 16 对)施加 $10\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 量级扭矩,该扭矩通过扭力轴套齿传递到扭力轴上,并由扭力轴另一端连接转接段和涡轮盘的 16 个销钉予以平衡.图 2 为实现上述设计的试验组件结构原理图,图中

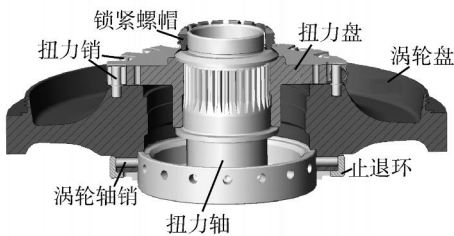


图 2 加扭试验组件结构原理图

Fig. 2 Principle scheme of test model with additional torque

扭力盘通过花键与扭力轴连接,并用锁紧螺帽固定;施加在扭力盘上的扭矩则通过涡轮盘后端面上补充安装的 16 个扭力销传递到涡轮盘上.

图 3 是扭力盘加扭部分的示意图.扭力盘设计有 16 个凸爪,每个凸爪上安装有扭力螺钉,通过顶块顶住安装在涡轮盘上的扭力销.当扭力螺钉拧紧时,扭力盘产生的扭矩将通过扭力销传递到涡轮盘上.

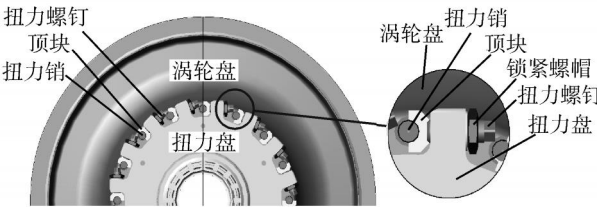


图 3 扭力盘加扭部分示意图

Fig. 3 Part with additional torque of the turbine disc

对试验转子施加 $10\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 的扭矩,扭力盘上每个扭力螺钉需给扭力销施加 $5\,600\text{ N}$ 的剪切力(对应螺钉的拧紧力矩为 $6.2\text{ N}\cdot\text{m}$),但实际上通过扭力销钉给轮盘施加扭矩时,不可能做到 16 个螺钉同时均匀加扭,最先接触到扭力销的螺钉实际必须施加 $16\times 6.2\text{ N}\cdot\text{m}$ 的拧紧力矩才能实现预期的涡轮盘 $10\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 静扭矩的加载.因此,实际加扭时必须借助辅助设计的预扭装置先使扭力盘产生相应的扭转变形,然后再将 16 个拧紧螺钉拧紧到位,当预加扭矩去掉后,拧紧后的扭力螺钉将保持扭力盘上 $10\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 静扭矩基本不变.

2 带扭矩涡轮盘低循环疲劳试验

图 4 为按第 1 节设计制作的带 $10\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 扭矩的涡轮盘加扭试验件结构图,试验件的最大外缘直径为 $\phi 586\text{ mm}$.试验用涡轮盘为工厂正常批产的未装机使用过的新盘,试验转子自平衡扭矩值按该发动机地面标准大气下起飞($H=0\text{ km}$, $Ma=0$ 状态)时所对应的涡轮转子扭矩设定(计算扭矩值约为 $10\,000\text{ N}\cdot\text{m}$).试验件施加该扭矩后可以基本保证连接销钉在试验峰值转速下承受的剪切应力与实际工作水平相当.为确保高压涡轮盘加扭试验件在轮盘循环旋转试验器上安全运转,按试验载荷分别对试验转子上的扭力轴、扭力盘、扭力销和止退环进行了有限元应力分析和强度校核,分析确认整个试验件的寿命薄弱部位仍然在直径 $\phi 10\text{ mm}$ 的径向销孔处.试验件在转速

为 10 000 r/min 下进行了动平衡,调整后试验转子水平振动值为 1.1 g,满足试验器对轮盘试验件振动值不超过 3 g 的装配要求。

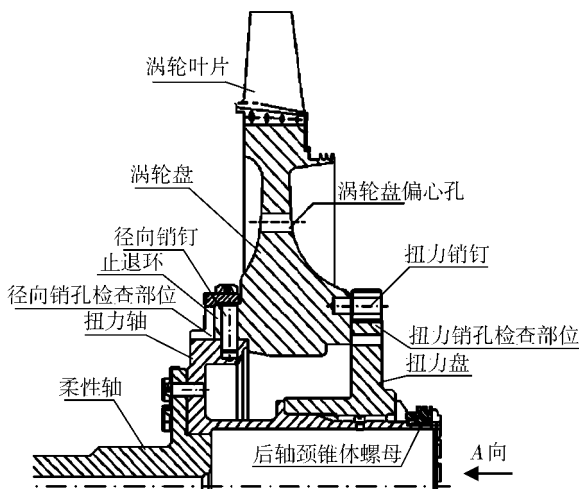


图 4 带预扭的涡轮盘加扭试验件结构图
Fig. 4 Structure of the test model of turbine disc with additional torque

轮盘低循环疲劳试验在中国燃气涡轮研究院 SB804 立式轮盘旋转试验器上进行。试验在加温条件下进行,按涡轮盘轮心 250 °C、轮缘 270 °C 控制,该温度与涡轮盘销钉孔实际工作温度基本相当;试验转速下限 2 000 r/min、上限 12 710 r/min。为对比扭矩对轮盘销钉孔低循环疲劳寿命的影响,本次试验载荷和试验过程控制均与早期不加扭矩的轮盘试验相一致。

试验考核部位为盘-轴连接销钉孔区域,试验过程中定期或视情通过止退环开口处对销钉孔考核区域进行着色探伤检查,未见异常。试验过程中全程对转子的水平振动加速度进行监控,扭力轴、扭力盘和扭力销等组件在试验过程中均工作稳定可靠,无异常。

试验件在完成预期的 10 000 次试验循环后中止试验。对试验转子进行了大分解检查。在不破坏涡轮盘的前提下,用立式车床将止退环车掉,采用辅助扭矩加载装置卸载试验件内部的扭矩。扭矩卸载后,采用直径为 $\phi 6.7$ mm 的钻头将 16 个销钉孔内的销子钻通,再利用拔销器将直径为 $\phi 10$ mm 的销钉去除。对拔除销子后的涡轮盘 15 个销钉孔(其中有一个销钉卡在孔内无法取出)和轮盘榫槽等转子承力部位分别进行了荧光渗透和着色检查,均未发现裂纹。为此,本次试验后可给出该高压涡轮盘低循环疲劳试验寿命不低于

10 000 次标准循环的试验结论。

3 与早期试验结果的对比分析^[11-12]

该型发动机涡轮盘自上世纪 90 年代起,在 SB804 立式轮盘旋转试验器上先后分两批共完成了 4 个试验件的低循环疲劳寿命试验。与本次试验相比,除试验件设计存在明显差异外,试验方法、试验控制和试验条件等因素则完全相同。本次试验的侧重点是比较带扭矩的涡轮盘试验转子与传统的带扭矩的轮盘试验转子在试验结果上的差异,并由此给出扭矩对盘-轴连接销钉孔寿命是否有重要影响的试验结论。

前期 4 个轮盘试验件均未考虑扭矩的作用影响,所采用的是轮盘低循环疲劳试验件的经典设计方案(见图 1)。在模拟涡轮轴轴头开有 16 个径向孔的转接段设计中,考虑到试验中定期对销钉孔探伤的要求,仅将其中 8 个孔装有销子,另 8 个孔为通孔,便于在试验过程中对销钉孔实施检查。通孔和盲孔是均匀分布和交替排列的,图 5 是试验转子销钉孔编号示意图。

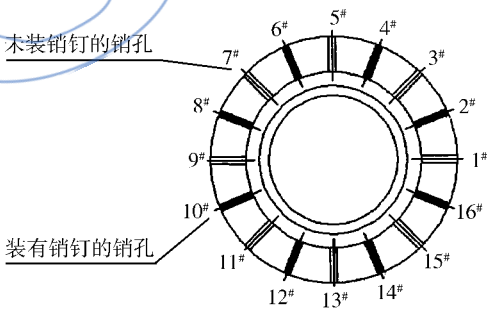


图 5 试验转子销钉孔编号示意图
Fig. 5 Serial number of dowel holes of test rotor

4 个试验转子所用的涡轮盘为 1 新 3 旧,每个试验件试验中止时轮盘销钉孔均出现裂纹。考虑到轮盘试验中止循环没有统一的标准和要求,因此将试验中轮盘销钉孔主裂纹萌生寿命作为试验批准循环数是合适的。根据 1 #、2 # 试验件断口分析所揭示的规律,销钉孔裂纹萌生寿命约为试验中止循环数的 50 % 左右(对应销钉孔 10 mm 左右的裂纹),可将 3 #、4 # 试验盘的中止循环转换为对应销钉孔裂纹萌生的试验循环数。此外考虑到 5 个试验轮盘初始工作寿命存在一定的差异,试验旧盘已工作寿命则按该型发动机飞行换算率 2.6 循环/h 进行统一折算。表 1 为进行上述数据处理后 5 个涡轮盘试验转子的试验结果。

表 1 某型发动机高压涡轮盘低循环疲劳寿命试验结果^[4-5]
Table 1 Test results of LCF life of the high pressure turbine disc

序号	试验条件	试验盘	试验循环数	检查情况
1	盘轴连接销子不承受扭矩,试验中单号销钉孔未装销子,双号销钉孔装有销子	新盘	7087	1#孔为主裂纹,4#,7#,9#,12#,15#孔均目视可见裂纹
2		旧盘(200 H)	6047	1#孔为主裂纹,5#,8#,12#,16#孔均目视可见裂纹
3		旧盘(800 H)	2100	着色检查6个孔(3#~8#)均有裂纹
4		旧盘(800 H)	2610	7#孔裂
5	盘轴连接销子承受 10 000 N·m 恒定扭矩作用,16 个销钉孔均装有连接销子	新盘	10 000	均未发现裂纹

注: ①3#、4# 试验转子裂纹萌生寿命为估计值,未进行断口反推; ②飞行换算率统一取值为 2.62。

从表 1 对比结果可以看出,考虑工作扭矩并按实际状态装配 16 个销钉的试验轮盘,经 10 000 次试验循环后没有一个销钉孔出现裂纹,该试验结果明显有异于 1#~4# 涡轮盘在 4 000 次试验循环内每一轮盘均有销钉孔萌生裂纹的情况,从统计学观点看,其差异是明显的,两者不能视同于同一信息母体。因此,带扭矩作用的涡轮盘疲劳试验,已从试验层面验证了气动扭矩对涡轮盘销钉孔部位疲劳寿命有重要影响的分析结论。在轮盘低循环疲劳试验中如不考虑扭矩,不模拟工作环境下的扭矩作用,将导致盘-轴连接销钉孔部位试验考核结果的失真^[6],前期按传统试验方法所给出的该型发动机涡轮盘低循环疲劳寿命并不能真实反映涡轮盘的使用潜力,重新开展该型发动机涡轮盘的定寿工作是有实际意义的。

4 结 论

1) 在传统的涡轮盘高温低循环疲劳试验件基础上,完成了带扭矩的涡轮盘高温低循环疲劳转子试验件及与其配套的预加扭装置的设计。以某型发动机涡轮盘为对象,组装和调试了一件带 10 000 N·m 扭矩的全尺寸涡轮盘转子试验件。该试验件的成功制作,标志着在涡轮盘低循环疲劳试验中模拟扭矩作用的设计方法切实可行。

2) 在立式轮盘旋转试验器上完成了一个带 10 000 N·m 扭矩的全尺寸涡轮盘高温低循环疲劳试验,试验过程中转子自平衡扭矩保持稳定,转子振动无异常;试验后检查试验件扭矩无明显松弛,试验转子上新设计的扭力轴、扭力盘和扭力销等传扭件均无异常,验证了带扭矩的轮盘试验件转子能够在旋转试验器上进行有效考核。

3) 带扭矩涡轮盘在试验器上经 10 000 次标准循环后销钉孔考核区域未出现裂纹,该试验结果与前期不带扭矩的 4 个涡轮盘在 3 000 多次试验循环后销钉孔均有裂纹产生的试验结果存在明显差异。本次试验直接验证了气动扭矩对涡轮盘销钉孔部位疲劳寿命有重要影响的分析结论,同时也为该型发动机涡轮盘的寿命增长和重新确定安全使用寿命提供了极为关键的试验依据。

参考文献:

[1] 苏清友. 航空发动机主要零部件定寿指南[M]. 北京: 航空工业出版社,2004.

[2] 江和甫. 对涡轮盘材料的需求及展望[J]. 燃气涡轮试验与研究,2002,15(4):1-6.
JIANG Hefu. Requirements and forecast of turbine disk materials[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2002,15(4):1-6. (in Chinese)

[3] UK Ministry of Defense. DEF STAN 00-971 General specification for aircraft gas turbine engines[S]. UK:Ministry of Defense,1987.

[4] 美国军用标准. JSGS-87231A 航空涡喷涡扇涡轴涡桨发动机通用规范[S]. 蔡志毅,张连祥,等译. 沈阳:中国航空工业集团公司沈阳发动机设计研究所,2001.

[5] USA Air Force. MIL-STD-1783 engine structural integrity program[S]. OH:Aeronautical Systems Division, Wright-Patterson Air Force Base, 1984.

[6] 高镇同,熊峻江. 疲劳/断裂可靠性研究现状与展望[J]. 机械强度,1995(3):61-80.
GAO Zhentong, XIONG Junjiang. The present situation and prosepcts for the fatigue/fracture reliability study[J]. Juornal of Mechanical Strength,1995(3):61-80. (in Chinese)

[7] 陆山,黄其青. 涡轮盘销钉孔损伤容限分析新方法及其应用[J]. 航空动力学报,2002,17(1):87-92.
LU Shan, HUANG Qiqing. New method for damage tol-

- erance analysis of turbine disk and its application [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 87-92. (in Chinese)
- [8] Shlyannikov V N, Iltchenko B V, Stepanov N V. Fracture analysis of turbine disks and computational-experimental background of the operational decisions[J]. Engineering Failure Analysis, 2001, 8: 461-475.
- [9] 曹凤兰, 王旅生, 黄庆东, 等. 某发动机低压涡轮盘技术寿命研究[J]. 航空动力学报, 2001, 16(4): 312-315.
CAO Fenglan, WANG Lüsheng, HUANG Qingdong, et al. A study on useful life of LPT disk[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 16(4): 312-315. (in Chinese)
- [10] 龚梦贤, 冯引利, 邵伟强, 等. 高压涡轮盘(分开式篦齿环)剩余寿命研究[C]//第十三届航空发动机结构强度振动学术会议论文集. 成都: 中国航空学会动力专业分会, 2006.
- [11] 龚梦贤, 黄庆东, 肖育祥, 等. 某级涡轮盘低循环疲劳寿命试验研究[J]. 航空动力学报, 1999, 14(4): 361-365, 450.
GONG Mengxian, HUANG Qingdong, XIAO Yuxiang, et al. An experimental study on low cycle fatigue life of 1st turbine disk in aeroengine[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(4): 361-365, 450. (in Chinese).
- [12] 李伟, 董立伟, 蔡向晖, 等. 某型发动机涡轮盘销钉孔结构分析与寿命评估[J]. 航空动力学报, 2009, 24(8): 1699-1706.
LI Wei, DONG Liwei, CAI Xianghui. Structure analysis and life evaluation of the pin holes in a turbine disc of a type of aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(8): 1699-1706. (in Chinese).