

一种涡轮机匣挂钩槽疲劳寿命研究的试验方案

刘春风^{1,3}, 张允华², 张小勇¹, 闫晓军^{1,4}, 聂景旭¹

(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 南方航空工业(集团)有限公司, 湖南 株洲 412002;

3. 中国航天科技集团公司 中国航天空气动力技术研究院, 北京 100074;

4. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 提出了一种针对涡轮机匣挂钩槽疲劳寿命的试验方案。该方案首先对涡轮机匣进行数值分析, 得到危险部位的应力分布, 再通过常温下机械加载来模拟危险部位总应力场, 并在该载荷下获取涡轮机匣挂钩槽疲劳寿命。利用该方案, 对新制作的涡轮机匣结构改进措施、原有涡轮机匣维修措施以及腐蚀影响进行了试验研究。结果表明: ①新制作的涡轮机匣挂钩槽增加倒圆半径为 0.8 mm 的圆角后, 安全寿命在 50%, 95% 置信度下可分别增加 69% 和 198%; ②原有涡轮机匣挂钩槽铣倒圆半径为 1.5 mm 的内圆角后可以获得与新制作的涡轮机匣挂钩槽相近的疲劳寿命; ③腐蚀会严重影响涡轮机匣挂钩槽的疲劳寿命。

关 键 词: 挂钩槽; 疲劳裂纹; 涡轮机匣; 概率-应力-循环次数 (P-S-N) 曲线; 疲劳试验

中图分类号: V232.6

文献标志码: A

An experimental scheme of investigating fatigue life of turbine casing slot

LIU Chun-feng^{1,3}, ZHANG Yun-hua², ZHANG Xiao-yong¹,
YAN Xiao-jun^{1,4}, NIE Jing-xu¹

(1. School of Energy and Power Engineering,

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

2. South Aviation Industry Company Limited,

Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China;

3. China Academy of Aerospace Aerodynamics,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Beijing 100074, China;

4. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,

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

Abstract: An experimental scheme of studying the fatigue life of the turbine casing slot was presented. With the scheme, the stress field of the critical section was obtained by numerical analysis, and mechanical loading was applied to simulate the total stress field of the critical section at room temperature. Under the load, the fatigue life of the turbine casing slot can be obtained. Using the proposed scheme, structural improvement measure of new turbine casing, modification measure of old turbine casing and the effect of corrosion were evaluated experimentally. The results show that: (1) rounding the new turbine casing slot

收稿日期: 2013-05-27

基金项目: 国家自然科学基金(11272025)

作者简介: 刘春风(1988—), 男, 河北承德人, 硕士生, 主要从事空气动力学与结构强度研究。

corner with a 0.8 mm-radius can increase the safe life by 69% and 198% with confidence of 50% and 95%, respectively; (2) a fatigue life similar to the new turbine casing slot can be obtained through cutting a 1.5 mm-radius corner on the old turbine casing slot; (3) corrosion can affect the fatigue life of the turbine casing slot significantly.

Key words: casing slot; fatigue crack; turbine casing;
probability-stress-cycle number (P-S-N) curve; fatigue experiment

机匣是发动机上极其重要的静子部件,随着航空技术对发动机性能要求的不断提高,发动机各部件的强度储备越来越小,机匣出现疲劳裂纹已逐渐成为发动机上最常见的故障之一。这是因为,一方面,机匣几何结构复杂,其内壁通常带有筋状、肋状及沟槽等突变结构,如压气机机匣、涡轮机匣带有固定静子叶片的沟槽结构,燃烧室机匣带有保证刚度和强度的加强肋结构。另一方面,作为发动机的传力部件,机匣上同时作用有扭矩、轴向力和内外压差,涡轮机匣还承受着高温燃气带来的热负荷,承载方式极为复杂。在上述多种载荷的循环作用下,机匣上的肋/槽结构处很容易产生疲劳裂纹,实际中有大量涡轮机匣因为内壁挂钩槽的疲劳裂纹而报废。因此,机匣突变结构部位是其工作中的危险部位,研究该处的疲劳问题,准确预测机匣寿命,对于保证发动机安全工作、提高飞行可靠性具有重要意义。

目前,国内外针对发动机机匣的疲劳研究,主要有理论计算和疲劳试验两种手段。理论计算方面,利用材料试验数据,辅之以现代有限元分析技术,即可计算出机匣的应力分布情况^[1-5],继而从理论上对其进行疲劳寿命预测。但由于实际机匣和标准试件在材料性能、形状、体积上不可避免地存在差异,计算所得疲劳寿命数据与机匣实际疲劳寿命必然存在一定差距。疲劳试验方面,在试验室利用加载设备模拟机匣的载荷条件进行疲劳试验,直接获取疲劳寿命数据。文献[6]以真实机匣作为试验件,在常温下向机匣内壁填充油压进行加载,通过试验预测机匣疲劳寿命。文献[7]利用激光束对切取的部分机匣进行加热,开展热载荷为主的疲劳寿命试验。由于机匣的结构和工作应力场都十分复杂,在试验室条件下模拟其真实工作条件,技术难度非常大,而且一旦出现裂纹试验就无法继续,因此能获得的有效数据有限,研究成本极高。

实际工作状态下,机匣承受的主要载荷包括温度载荷、气动载荷及其他机械载荷,如何获得多种形式的载荷与疲劳寿命的关系,是对机匣进行

疲劳寿命研究的关键。实际上,机匣最终的疲劳寿命与所有载荷共同作用下的总应力分布有关,而与具体载荷的形式关系不大。因此,机匣的疲劳寿命可通过模拟其危险部位的总应力分布来进行研究。基于这一思路,本文提出一种机匣疲劳寿命问题的研究方案:利用常温下的机械加载试验,模拟机匣危险部位在合力作用下的应力场(工作应力场),获取机匣疲劳寿命数据,并通过对比试验,分析提高机匣疲劳寿命的结构改进措施。

1 改进措施初步拟定

利用对比试验进行涡轮机匣结构改进措施分析,必须制作可与原型涡轮机匣进行对比研究的改型试验件,这就需要对原型涡轮机匣的使用情况进行分析,拟定初步的结构改进措施,为后续的疲劳寿命对比试验和涡轮机匣结构改进方案设计奠定基础。

以某型发动机涡轮机匣为例,该涡轮机匣由GH2132材料锻造后机械加工而成,整体为薄壁圆筒结构,内部带有筋,筋上沿周向均匀铣有23个挂钩槽用于23个定位导向叶片的周向定位。在外场使用过程中,同期工作的该涡轮机匣约有40%都出现了挂钩槽根部疲劳裂纹故障,裂纹均位于机匣第1级定位槽根部距拐角为0.7~2.5 mm的区域内,产生裂纹的工作时间约为2000 h,严重影响了发动机的使用性能。裂纹的具体位置如图1所示,断口呈现疲劳断裂特征,且带有明显的腐蚀痕迹。

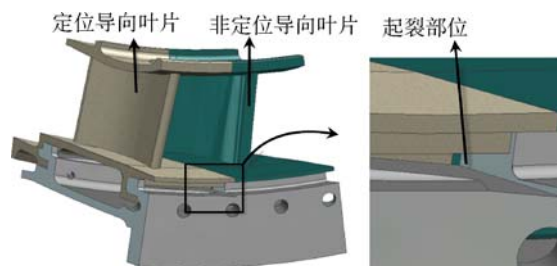


图1 涡轮机匣挂钩槽的裂纹位置

Fig. 1 Position of crack in turbine casing slot

进一步分析该涡轮机匣的结构和挂钩槽裂纹特点,初步拟定如下改进措施:

1) 新制作的涡轮机匣(下文称为新机匣)添加倒圆半径为 0.8 mm 的圆角(下文记为 R0.8 圆角). 原有涡轮机匣(下文称为旧机匣)的挂钩槽加工质量粗糙,且挂钩槽根部存在直角台阶,表面质量很差,容易产生应力集中,导致低周疲劳性能下降. 因此初步可断定表面质量是引起裂纹的主要原因. 可在挂钩槽根部增加圆角过渡,并改善加工工艺,以提高挂钩槽的表面质量. 初步确定 R0.8 圆角作为新机匣的改进措施(图 2(a),下文称为改进型).

2) 旧机匣修倒圆半径为 1.5 mm 的内圆角(下文记为 R1.5 内圆角). 对于已生产和正在使用的机匣,为保证经济性和使用安全性,可在挂钩槽根部加内圆角进行维修,将已有裂纹铣除,避免其向机匣外壁扩展. 初步确定 R1.5 内圆角作为旧机匣的改进措施(图 2(b),下文称为维修型).

3) 进行防腐处理. 腐蚀的存在会大大加速疲劳裂纹的扩展^[8-9], 因此为了减小腐蚀的影响,对改进型机匣和维修型机匣的挂钩槽根部,都采取喷涂防腐涂层的措施.

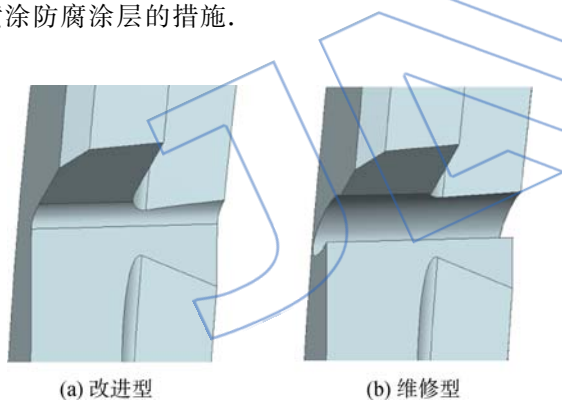


图 2 挂钩槽的改进措施
Fig. 2 Improvement measure of slot

2 试验加载系统设计

设计常温下的机械加载试验以模拟涡轮机匣挂钩槽合力作用下的应力场,前提是准确获取工作应力场. 利用 ANSYS 有限元分析软件对原型涡轮机匣进行流固耦合分析,计算涡轮机匣挂钩槽工作状态下的 Von Mises 应力分布,如图 3 所示,可见挂钩槽部位应力水平较高,最大应力值达到 580 MPa,最大应力点位于定位槽根部距拐角为 2 mm 处,和实际起裂部位相符. 该处的工作温度约为 500 °C,材料 GH2132 在该温度下的屈服

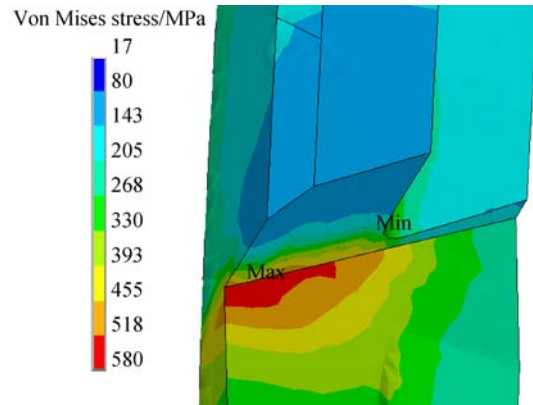


图 3 挂钩槽工作状态的 Von Mises 应力分布
Fig. 3 Von Mises stress distribution of slot under working condition

极限为 470 MPa,可见工作状态下该处材料已出现屈服. 值得一提的是,挂钩槽在建模时根部为绝对直角,而实际是无法加工得到绝对直角的,所以挂钩槽的实际应力水平可能会存在一定的差异.

依据上述计算结果,将涡轮机匣挂钩槽根部距拐角为 2 mm 处(最大应力点)作为考核部位,设计如图 4 所示的涡轮机匣试验装置. 试验时,涡轮机匣与底板连接并固定在疲劳试验机上,两块分半的加载块夹持在挂钩槽处;来自疲劳试验机的载荷经由拉杆传递至加载架,再通过连接螺栓传递到加载块,最终由加载块对挂钩槽侧面实施加载. 其中,底板与疲劳试验机的相对位置可调,以通过改变加载方向来调节考核部位周围的应力场,载荷的大小可通过疲劳试验机直接调节.

为确保上述试验加载系统能模拟考核部位周

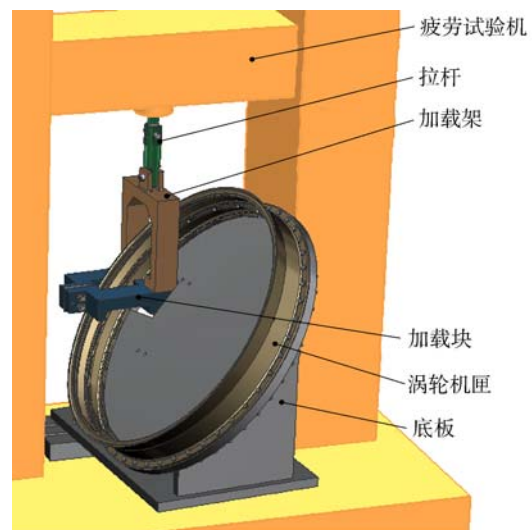


图 4 试验装置
Fig. 4 Experimental setup

围的工作应力场,首先利用 ANSYS 软件对试验条件下涡轮机匣的应力分布进行理论分析,通过分析找到一处合适的加载方向,在该方向能够实现考核部位周围应力场的模拟,确定该方向后固定涡轮机匣与底板.图 5 为该加载方向下某一载荷水平时挂钩槽的 Von Mises 应力分布,其最大应力点与考核部位重合,并且通过对比图 3 中的工作应力场,发现考核部位周围的应力梯度相似.可以看出,通过对试验加载系统的调节,可以获得应力水平和分布趋势均与工作应力场一致的试验应力场.在此基础上,选取了几个其他试验载荷进行计算,图 6 给出了 ANSYS 分析得到的考核部位 Von Mises 应力与试验载荷的对应关系.

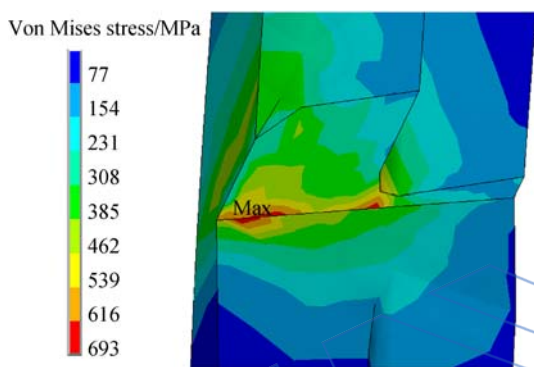


图 5 挂钩槽试验状态的 Von Mises 应力分布
Fig. 5 Von Mises stress distribution of slot under experiment condition

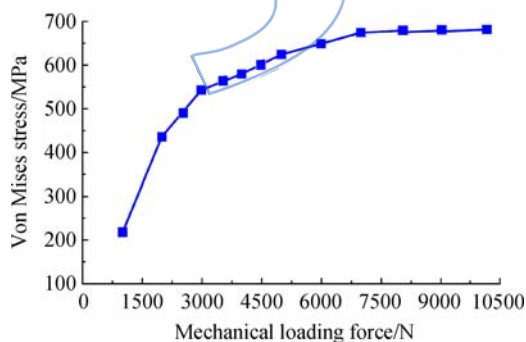


图 6 考核部位 Von Mises 应力与试验载荷的对应关系
Fig. 6 Relationship between Von Mises stress and mechanical loading force on investigated part

上述验证过程仅依靠理论计算获得,为进一步确认该试验加载系统的可行性,还需建立试验条件下考核部位的真实应力-应变分布与其理论计算结果的关系.为此,在考核部位及附近区域粘贴多个 $2\text{ mm} \times 2\text{ mm}$ 的应变片进行应变标定,图

7 为粘贴应变片后的涡轮机匣.贴片完成后,选取若干载荷对挂钩槽进行加载,得到了考核部位及周围的应变标定结果.图 8 给出了不同载荷水平下考核部位应变标定结果与 ANSYS 计算结果的对比情况,在 $1000 \sim 7000\text{ N}$ 载荷范围内,两者最大误差不超过 10% ,说明 ANSYS 计算结果可靠.

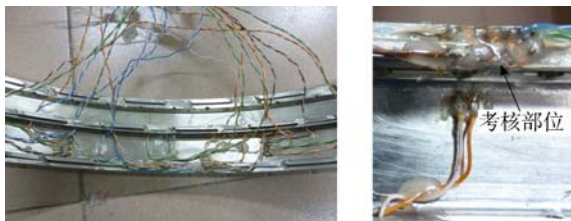


图 7 粘贴应变片后的涡轮机匣
Fig. 7 Turbine casing with strain-gages

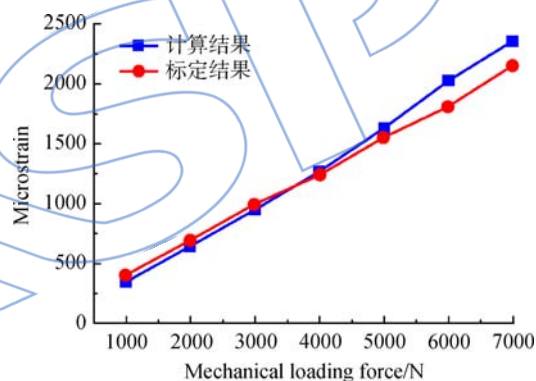


图 8 考核部位应变标定结果和计算结果的对比
Fig. 8 Comparison of strain between calibration results and calculation results on investigated part

3 对比试验方案设计

3.1 试验件

若想通过对比试验分析改进措施的有效性,首先必须制备具有可比性的试验件.这就要求针对同一种改进措施的试验件,除涉及的改进措施外,在材料、工艺、使用情况等方面都应尽可能一致.

为此,选取表 1 所列的 5 类试验件.其中,Ⅰ型和Ⅱ型试验件取自同一个新机匣 A,用于验证 R0.8 圆角的改进效果;Ⅲ型和Ⅳ型试验件取自旧机匣 B 上未出现裂纹的挂钩槽,用于验证 R1.5 内圆角的改进效果;Ⅴ型试验件取自旧机匣 C 上未出现裂纹的挂钩槽,旧机匣 C 腐蚀程度轻于 B,

因此 V 型试验件可与 III 型试验件进行对比,分析腐蚀对疲劳寿命的影响.

表 1 试验件选取
Table 1 Specimens used in test

试验件 型号	试验件 来源	结构	腐蚀 程度	已用 时间/h	子样 个数
I	新机匣 A	原型	无	0	11
II	新机匣 A	改进型	无	0	12
III	旧机匣 B	原型	较重	2 414	4
IV	旧机匣 B	维修型	较重	2 414	4
V	旧机匣 C	原型	较轻	2 922	4

3.2 载荷方案

通过试验对比两类试验件的疲劳性能,最全面的方法是:开展多个载荷水平下的疲劳寿命试验,绘制 P-S-N 曲线,以比较两类试验件在不同载荷水平下的疲劳寿命(下文称为多载荷试验方案).但这种方法所需的试验件子样较多,对于个数有限、不足以得到 P-S-N 曲线的情况并不适用.实际上,涡轮机匣挂钩槽在工作中所承受的载荷水平是一定的,因此直接选用工作载荷进行试验加载,得到的疲劳寿命数据也可以反映出改进措施的效果(下文称为工作载荷试验方案).

根据 3.1 节中已确定的各型试验件的子样个数,取自新机匣的 I 型、II 型试验件采用多载荷试验方案,取自旧机匣的 III 型、IV 型、V 型试验件则采用工作载荷试验方案.工作载荷可根据前述计算得到的工作状态最大 Von Mises 应力通过试验状态的模拟计算反推获取.由于试验在常温下进行,工作条件下高温燃气和冷却气流对涡轮机匣的影响均只考虑为温度载荷,而没有计入材料性能本身随温度的变化.因此反推得到的工作载荷应再乘以温度修正系数和瞬态修正系数.其中,温度修正系数等于试件材料在室温下的拉伸强度与标准循环温度下的拉伸强度之比;瞬态修正系数可在该发动机的设计手册上直接查取.

根据图 6 得到的考核部位 Von Mises 应力与试验载荷的对应关系,得到工作状态下考核部位 580 MPa 的 Von Mises 应力对应试验载荷为 4 700 N,查阅手册得到该涡轮机匣材料的温度修正系数为 1.3,瞬态修正系数为 1.1,由此可以确定其工作载荷约为 6 800 N.

4 试验结果与分析

4.1 试验结果

基于上述试验系统及加载方案,对 5 类试验件开展疲劳寿命试验.图 9 所示为试验开展时的实物图,试验系统安装完毕后,设定疲劳试验机的疲劳载荷便可开始试验,试验中实时监测并记录考核部位裂纹的萌生和扩展过程,当裂纹达到 0.4 mm 时(依据该发动机设计手册及外场使用情况制定),认为该试验件疲劳失效,并将此时的循环数作为该试验件的疲劳寿命.

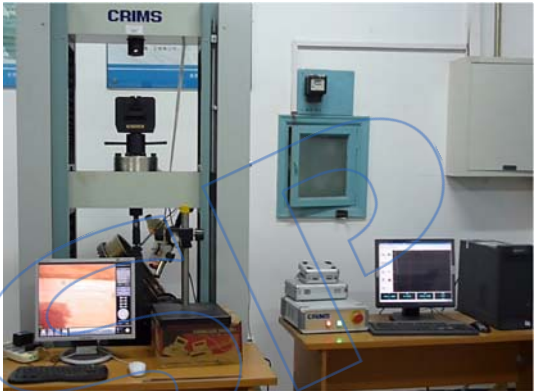


图 9 试验实物图
Fig. 9 Test facility

通过试验, I 型试验件获得 10 个有效数据, II 型试验件获得 11 个有效数据, III 型、IV 型、V 型试验件均获得 4 个有效数据,详见表 2 和表 3.

表 2 新机匣挂钩槽的疲劳寿命
Table 2 Fatigue lives of new casing slots

载荷/N	疲劳寿命/cycle	
	I 型	II 型
11 000	6 200	12 700
10 000	8 100	14 000
9 000	8 400	16 200
8 500	14 900	17 800
	10 920	16 700
	12 300	19 400
	16 500	17 600
8 000	10 400	20 800
	10 000	20 000
7 000		28 100
6 500	27 900	35 200

表 3 旧机匣挂钩槽的疲劳寿命
Table 3 Fatigue lives of old casing slots

载荷/N	疲劳寿命/cycle		
	Ⅲ型	Ⅳ型	V型
6 800	3 300	20 450	14 750
	900	17 500	13 500
	600	18 100	11 000
	3 600	21 600	8 500

4.2 R0.8 圆角改进型措施的效果分析

根据表 2 所列的采用多载荷试验方案获得的新机匣挂钩槽试验件疲劳寿命数据,拟合 I 型、II 型试验件的中值 P-S-N 曲线,并对载荷 $F=8500\text{ N}$ 时的成组试验结果进行分散性处理,采用极大似然法^[10-18]推导 I 型、II 型试验件的 P-S-N 曲线如图 10 所示(其中应力 S 用载荷值 F 代替)。

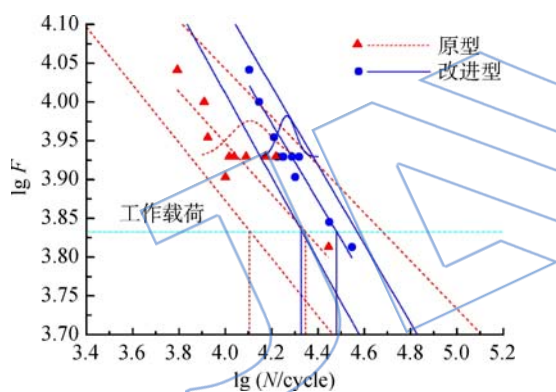


图 10 原型(I 型)和改进型(II 型)试验件的 P-S-N 曲线对比

Fig. 10 Comparison of P-S-N curves of original (I-type) and improved (II-type) specimens

根据 P-S-N 曲线,可进一步求得工作载荷下 I 型、II 型试验件的中值寿命和安全寿命如表 4 (C 为置信度)^[18]. 在原型涡轮机匣挂钩槽(I 型)基础上增加 R0.8 圆角后(II 型),挂钩槽疲劳寿命增长、分散性降低,安全寿命得到明显提高(50%置信度和 95%置信度下的安全寿命分别增加了 69%和 198%)。

可以看出,原型涡轮机匣挂钩槽疲劳寿命分散性很大,而增加 R0.8 圆角并改善加工工艺后,不仅疲劳寿命得到增长,同时疲劳寿命的分散性也得到改善.究其原因,是在挂钩槽上增加 R0.8 圆角并改善加工工艺这一措施提高了挂钩槽的表

面质量,最终使疲劳寿命得到提高.

表 4 原型(I 型)和改进型(II 型)试验件工作载荷下的疲劳寿命对比

Table 4 Comparison of fatigue lives of original (I-type) and improved (II-type) specimens

试验件 型号	中值寿命/ cycle ($C=50\%$)	安全寿命/ cycle ($C=50\%$)	安全寿命/ cycle ($C=95\%$)
I	21 494	12 588	4 763
II	29 786	21 274	14 198
寿命提高/%	39	69	198

4.3 R1.5 内圆角维修型措施的效果分析

对表 3 所列的旧机匣挂钩槽(Ⅲ型、Ⅳ型、V 型)试验件的疲劳寿命数据进行处理,得到基于威布尔分布的中值寿命和安全寿命如表 5 所列.

表 5 威布尔分布的旧机匣挂钩槽原型(Ⅲ型、Ⅳ型、V 型)试验件疲劳寿命

Table 5 Fatigue lives of old casing slots original (Ⅲ-type, IV-type, V-type) specimens using Weibull distribution

试验件 型号	中值寿命/cycle ($C=50\%$)	安全寿命/cycle ($C=50\%$)
Ⅲ	1 284	560
Ⅳ	18 729	17 286
V	13 232	5 156

从Ⅲ型与Ⅳ型试验件的疲劳寿命对比可以看出,采用 R1.5 内圆角修型措施后,旧机匣挂钩槽残余寿命得到大幅提高,安全寿命从 560 cycle 提高到 17 286 cycle,获得了与新机匣挂钩槽相近的疲劳寿命.这说明,对旧机匣挂钩槽处铣 R1.5 内圆角的方法能大幅延长其疲劳寿命.

4.4 腐蚀对疲劳性能的影响分析

从表 5 中旧机匣挂钩槽Ⅲ型与 V 型试验件的疲劳寿命对比可以看出,尽管旧机匣 B 的已用时间相比旧机匣 C 要短,但由于腐蚀比较严重,其残余寿命远低于旧机匣 C.由此可以看出,腐蚀是影响挂钩槽疲劳寿命的一个十分重要的因素,对所有涡轮机匣,均有必要采取一定的防腐蚀措施.

5 改进措施确定

根据试验前对疲劳裂纹的分析以及试验验

证,最终可以确定提高疲劳寿命的改进措施.具体改进措施如下:

1) 对于将要生产的新涡轮机匣,可以在挂钩槽根部增加 $R0.8$ 圆角,并改善加工工艺,以提高挂钩槽的表面质量,这可以使疲劳寿命得到明显提高.除此之外,可以喷涂防腐涂层,以减小腐蚀的影响,使寿命得到进一步提高.

2) 对于已经生产和正在使用的涡轮机匣,不必直接报废,可以铣内圆角 $R1.5$ 进行维修,残余寿命即可得到提高.除此之外,需要喷涂防腐涂层进一步提高残余寿命.

6 结 论

涡轮机匣在工作过程中很容易在挂钩槽等局部结构产生疲劳裂纹,本文采用机械加载与对比试验相结合的方案,实现了在常温下对涡轮机匣挂钩槽结构疲劳问题的研究.受试验件数目、试验条件等因素的限制,运用该方案所得到的疲劳寿命可能与实际情况存在误差,但作为对裂纹原因和改进措施效果的对比分析,所得结果是合理可信的.通过研究得到如下结论:

1) 通过设计合适的试验加载系统,能够模拟涡轮机匣挂钩槽危险部位的工作条件下的总应力场,实现了在试验室条件下获得涡轮机匣结构疲劳数据的可能.

2) 运用该试验方案对某型涡轮机匣挂钩槽进行分析,表明新机匣挂钩槽增加 $R0.8$ 圆角后,安全寿命在 50% 置信度和 95% 置信度下可增加 69% 和 198%;旧机匣挂钩槽铣内圆角 $R1.5$ 后,可获得与新机匣相近的疲劳寿命;新旧机匣挂钩槽均需采取防腐措施.

3) 本文提出的针对涡轮机匣挂钩槽结构疲劳问题的研究方法,对工程上其他类似问题都具有一定的参考意义.

参考文献:

- [1] Chowdhury S, Mukhopadhyay N. Failure analysis of a weld repaired steam turbine casing[J]. Engineering Failure Analysis, 1998, 5(3): 205-218.
- [2] Choia W, Fujiyama K, Kim B, et al. Development of thermal stress concentration factors for life assessment of turbine casings[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2012, 98: 1-5.
- [3] Witek L, Orkisz M, Wygonik P, et al. Fracture analysis of a turbine casing[J]. Engineering Failure Analysis, 2011, 18(3): 914-923.
- [4] 刘星, 李克安, 唐驾时, 等. 重型燃气轮机铸造机匣的强度与刚度分析[J]. 汽轮机技术, 2011, 53(2): 85-88.
- LIU Xing, LI Kean, TANG Jiashi, et al. Analysis of strength and stiffness for heavy-duty gas turbine casing[J]. Turbine Technology, 2011, 53(2): 85-88. (in Chinese)
- [5] 陈杰, 范引鹤, 高德平. 机匣模拟疲劳试验的相似条件研究[J]. 实验力学, 2002, 3(1): 102-104.
- CHEN Jie, FAN Yinhe, GAO Deping. Stress similitude consideration for the model fatigue test of a combustor casing[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2002, 3(1): 102-104. (in Chinese)
- [6] 普瑞刚. 某发动机后机匣的低循环疲劳寿命试验研究[J]. 航空动力学报, 1986, 1(1): 11-14.
- PU Ruigang. Low cycle fatigue life testing research of an aeroengine case[J]. Journal of Aerospace Power, 1986, 1(1): 11-14. (in Chinese)
- [7] Kutsuna M, Fujita S, Sugita Y, et al. Thermal fatigue test for turbine housing by a pulse YAG laser[J]. Proceedings of the International Society for Optical Engineering, 2000, 3888: 438-445.
- [8] Kazempour-Liacy H, Abouabi S, Akbari-Garakani M. Failure analysis of a first stage gas turbine blade[J]. Engineering Failure Analysis, 2011, 18(1): 517-522.
- [9] Troshchenko V, Prokopenko A. Fatigue strength of gas turbine compressor blades[J]. Engineering Failure Analysis, 2000, 7(3): 209-220.
- [10] 高振同. 疲劳应用统计学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1986.
- [11] 刘芝娜. 全尺寸涡轮叶片高、低周复合疲劳试验研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2009.
- LIU Zhina. Combined fatigue test methods on full-scale aero-engine turbine blades[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)
- [12] 闫晓军, 孙瑞杰, 邓瑛, 等. 涡轮叶片复合疲劳特性曲线及其规律的试验[J]. 航空动力学报, 2011, 26(8): 1824-1829.
- YAN Xiaojun, SUN Ruijie, DENG Ying, et al. Experimental study on fatigue curve law of turbine blade under combined high and low cycle loading[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(8): 1824-1829. (in Chinese)
- [13] 康宁, 闫晓军, 李小甫. 高、低周复合疲劳试验中振动应力的监测与计算[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2010, 23(4): 22-25.
- KANG Ning, YAN Xiaojun, LI Xiaofu. Numerical calculation and measurement of the vibration stress in combined high and low cycle fatigue tests[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2010, 23(4): 22-25. (in Chinese)
- [14] Ling J, Pan J. A maximum likelihood method for estimating P-S-N curves[J]. International Journal of Fatigue, 1997, 19(5): 415-419.
- [15] 赵永翔, 王金诺, 高庆. 估计三种常用疲劳应力-寿命模型 P-S-N 曲线的统一经典极大似然法[J]. 应用力学学报, 2001, 18(1): 84-89.
- ZHAO Yongxiang, WANG Jinnuo, GAO Qing. A unified classical maximum likelihood approach for estimating P-S-

- N curves of three commonly used fatigue stress-life relations[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2001, 18(1): 84-89. (in Chinese)
- [16] 陈一龙, 冯美斌. 一种 P-S-N 曲线的快速测定方法[J]. 汽车工艺与材料, 2004(7): 101-104.
CHEN Yilong, FENG Meibin. A rapid measuring method of P-S-N curve[J]. Automobile Technology and Material, 2004(7): 101-104. (in Chinese)
- [17] 匡卫红, 倪侃, 张圣坤. 等幅疲劳三参数 P-S-N 曲线族最优拟合法[J]. 海洋工程, 2002, 20(2): 74-77.
KUANG Weihong, NI Kan, ZHANG Shengkun. Optimization method for fitting three parameters of P-S-N curve with the given confidence under constant amplitude loading [J]. The Ocean Engineering, 2002, 20(2): 74-77. (in Chinese)
- [18] 孙瑞杰, 闫晓军, 聂景旭. 基于复合疲劳试验的涡轮叶片振动应力反推法[J]. 航空动力学报, 2012, 27(2): 290-293.
SUN Ruijie, YAN Xiaojun, NIE Jingxu. Inverse method for estimating the vibration stress of turbine blades based on combined high-and-low cycle fatigue tests[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(2): 290-293. (in Chinese)

JALSP