

文章编号: 1000 8055(2008)10 1829-06

某压气机轮盘榫槽低循环疲劳模拟件设计与试验

杨兴宇¹, 董立伟¹, 耿中行¹, 刘新灵², 赵福星¹

- (1. 北京航空工程技术研究中心, 北京 100076;
2. 北京航空材料研究院, 北京 100095)

摘 要: 提出了一种模拟件技术并结合少数构件试验评价构件寿命可靠性的方法. 以某型发动机一级压气机轮盘为对象, 应用该方法进行了关键部位榫槽的模拟件设计和低循环疲劳寿命考核试验. 模拟件低循环疲劳寿命可靠性试验技术的结果表明, 该方法为航空发动机真实构件寿命可靠性评价提供了一种新的途径.

关 键 词: 模拟件; 设计方法; 低循环疲劳寿命

中图分类号: V231.95

文献标识码: A

Design and experimentation of simulation specimen for aero engine compressor disk slot used in low cycle fatigue test

YANG Xing-yu¹, DONG Li-wei¹, GENG Zhong-xing¹,
LIU Xin ling², ZHAO Fu-xing¹

- (1. Beijing Aeronautical Engineering Technical Research Center, Beijing 100076, China;
2. Beijing Institute of Aeronautical Material, Beijing 100095, China)

Abstract: The number of specimen in low cycle fatigue test of aero engine component is small, making it difficult to confirm the reliable life. On the basis of before mentioned circles, the factors affecting the component low cycle fatigue life were investigated. A new type of method combining with simulated specimen and tests of a few components was researched to evaluate the real component life and reliability. With this method, simulated specimen of 1st compressor disk slot of aero engine was designed and low cycle fatigue life was assessed. The result shows that, the experimental simulation technology of low cycle fatigue life and reliability provides a new method for evaluation of life and reliability in real aero engine component.

Key words: simulation specimen; design method; low cycle fatigue life

航空发动机构件造价高昂, 疲劳试验费用昂贵, 因此试验件数很少, 难以得到可靠性寿命, 因而发动机结构件的低循环疲劳可靠性模拟件试验技术日益得到设计和使用单位的重视^[1-2]. 其主要技术包括以下内容: 低循环疲劳寿命模型; 模拟件

的设计方法; 模拟件疲劳试验方法及可靠性评估方法等几部分. 采用多子样模拟件与少数构件相结合的寿命试验方法, 是解决这一问题较为理想的途径.

某型发动机的一级压气机轮盘曾经出现过燕

收稿日期: 2007 10 10; 修订日期: 2008 02 15

作者简介: 杨兴宇(1972-), 男, 黑龙江佳木斯人, 高级工程师, 硕士, 主要从事发动机强度、寿命工作.

尾型榫槽断裂故障,具体见图 1,与其结构较为相似的某涡喷发动机的一级压气机轮盘零部件研制中在较短的寿命考核试验中也出现了类似故障,因此在后续的结构改进研究中主要采取了轮盘模拟件低循环疲劳寿命可靠性试验技术,并与真实构件的低循环疲劳试验进行了对比.结果表明,该技术可以较好地弥补构件试验少造成的不足,模拟件技术具有相当重要的工程应用价值.

本文作为该技术的一部分,结合某型一级压气机轮盘的模拟件设计和试验主要阐述以下几个方面内容:模拟件设计的基本原则,某轮盘的模拟件设计和试验验证.

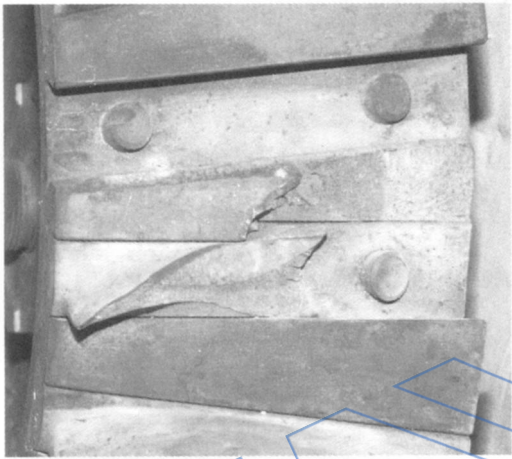


图 1 某型发动机的一级压气机轮盘榫槽断裂故障
Fig. 1 Fig. 1 Rupturable failure of 1st compressor disk slot in an engine

1 某一级压气机轮盘模拟件设计

1.1 模拟件设计的基本原则

在发动机结构件的低循环疲劳可靠性模拟件试验技术中,模拟件的设计是关键.设计时一般要遵守以下几项基本原则:

- 1) 与构件材料及其性能一致.模拟件的材料牌号、冷热工艺与构件一致,从而保证疲劳性能的一致.锻件还要考虑锻造方向,可能时可在构件(或其毛坯)考核部位上取料制作模拟件;
- 2) 应力集中部位的几何形状与构件相似或相近;
- 3) 设计温度与构件试验(或工作)温度相等,模拟件的应力分析、寿命计算的温度值与构件考核点试验(或工作)温度相等;
- 4) 应力分析后确认,最大应力点部位在工程裂纹长度(0.8mm)之内的 α_1 , $\epsilon_{1,e}$, $\epsilon_{1,p}$ 的峰值分

布与构件相同,与峰值 α_1 , $\epsilon_{1,e}$, $\epsilon_{1,p}$ 同向的谷值分布与构件相同.这是拉伸应变能寿命模型对模拟件的拉伸应变能分布与构件相同的基本保证.

目前的拉伸应变能寿命模型,仅考虑了虚拟裂纹主方向(梯度最大的方向)上的应变分布影响,而没有考虑其他方向上的应变分布影响,为了减小这种影响,模拟件应力集中部位的几何形状最好与构件相似或相近,以保证双向应力分布的相似性.

1.2 构件的应力应变分析

一级压气机轮盘的考核模拟位置是轮盘榫槽长度方向中央位置叶背槽底圆角 $R1.3\text{ mm}$ 处(见图 2).一级压气机盘上装有 24 个叶片,盘榫槽 R 处的应力受叶片离心力和轮盘离心力的双重作用,主要是叶片离心力,计算载荷与试验载荷一致即“ θ 最大- θ ”载荷循环.叶片离心力通过其榫头作用到盘榫槽啮合面上,对榫槽承载截面施加拉伸和弯曲作用.计算采用 1/24 的轮盘-叶片循环

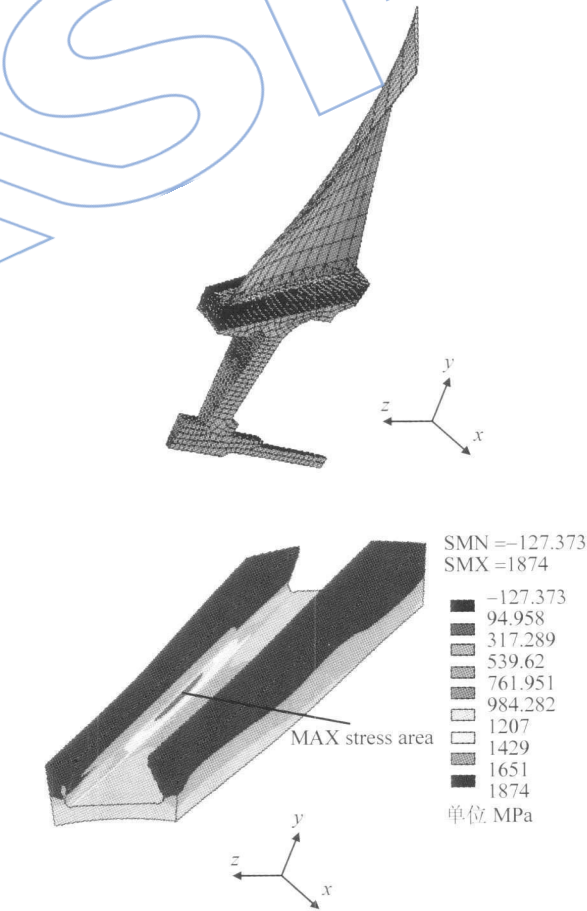


图 2 一级压气机轮盘 叶片结构模型
及榫槽线弹性径向应力计算结果
Fig. 2 Model of 1th compressor disk blade and
the calculation result of radial stress in slot

对称模型. 叶片的榫头和榫槽采用接触单元, 并考虑了摩擦力的影响, 施加的摩擦系数 $\mu=0.01$. 由于要考虑考核点局部应力应变分布的影响, 因此采用两种有限元计算模型: 整体结构模型和榫槽部分子模型, 子模型中在该处进行了非常精细的分网, 以达到应用局部应变分布影响的要求(一个工程裂纹内至少含有 5 个以上的单元). 整体模型中包含叶片和盘. 低压压气机一级盘-片的材料均为 1Cr11Ni2W2MoV, 低压压气机工作转速 $n_1=11\,212\text{ r/min}$, 工作温度 $200\text{ }^\circ\text{C}$, 叶片的榫头与轮盘的榫槽在配合面处紧密接触.

1. 2. 1 线弹性计算

载荷峰值 $n_1=11\,212\text{ r/min}$, 工作温度为 $200\text{ }^\circ\text{C}$. 轮盘-叶片整体模型以及榫槽的线弹性计算的径向应力见图 2. 由图可见, 最大径向应力出现在叶背侧槽底 $R1.3\text{ mm}$ 处, 大约在榫槽长度一半的位置, 这与某型发动机一级压气机盘的实际使用中断裂的起裂位置相一致. 为验证计算的准确性, 与轮盘光弹试验进行了比较, 光弹试验的最大应力位置与计算结果相同, 均在叶背侧, 光弹试验测得的与计算的槽底径向应力沿轴向的分布规律见图 3, 两者的规律基本一致; 最大应力值稍有差别, 计算的比试验的大一些.

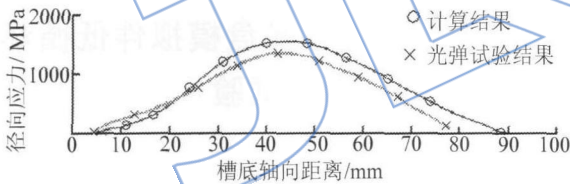


图 3 槽底圆角径向应力沿轴向分布特点
Fig.3 Characteristic of radial stress along axes
in slot bottom

1. 2. 2 材料为非线性的循环载荷计算结果

载荷峰值 $n_1=11\,212\text{ r/min}$, 工作温度为 $200\text{ }^\circ\text{C}$, 载荷谷值转速为零. 表 1 为非线性计算的应力应变变峰谷值结果.

1. 3 模拟件设计

根据 1.1 节模拟件设计基本原则, 结合真实构件的应力应变分析结果, 进行一级压气机轮盘的模拟件优化设计. 首先按试验件与盘榫槽 R 处线弹性应力分布相似来调整模拟件尺寸, 建立有限元优化模型, 尺寸参数主要有 R, A, B, C, D, E ,

F, G 等, 参见图 4. 设计好之后再行弹塑性对比, 必要时再调整模拟件尺寸. 模拟件采用开缝孔板样式, 缝端圆角 $R1.3\text{ mm}$, 该尺寸与真实轮盘的槽底圆角相同. 对称的缝间距 20 mm , 两端中间带有减弱刚性的孔槽.

表 1 轮盘榫槽弹塑性应力应变
Table 1 Plastic elasticity stress and strain of disk slot

节点间相对 距离 a/mm	$\sigma_{1\text{峰}}/\text{MPa}$	$\sigma_{1\text{谷}}/\text{MPa}$	$\varepsilon_{1\text{峰}}/10^{-2}$	$\varepsilon_{1\text{谷}}/10^{-2}$
0	1 177.6	- 559.49	1.075 2	0.182 94
0.025 0	1 179.0	- 521.69	1.037 0	0.177 22
0.055 0	1 187.9	- 465.24	0.983 82	0.168 71
0.090 0	1 196.2	- 402.08	0.924 29	0.158 67
0.132 0	1 199.0	- 322.83	0.859 43	0.146 71
0.183 0	1 195.9	- 237.89	0.790 64	0.133 21
0.243 0	1 184.8	- 147.13	0.718 51	0.118 11
0.315 0	1 160.2	- 72.028	0.644 18	0.101 05
0.400 0	1 112.1	19.698	0.569 34	0.082 736
0.502 0	1 049.7	61.862	0.496 07	0.064 386
0.624 0	958.69	72.990	0.427 83	0.047 491
0.769 0	853.26	66.937	0.366 63	0.033 636
0.942 0	754.66	54.901	0.317 40	0.024 318

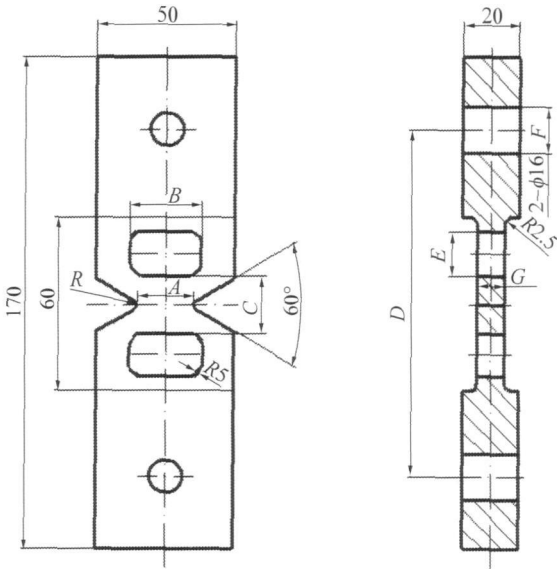


图 4 轮盘榫槽模拟件示意图
Fig.4 Sketch map of simulation specimen
of disk slot

经优化计算, 最终确定各参数. 为保证模拟件设计的准确性, 考虑了材料为线弹性和弹塑性的影响因素, 即分别计算了材料为线性和非线性条件下的应力应变分布.

图 5 分别列出实际构件榫槽和模拟件线弹性条件下的相对应力、应变分布曲线, 图 6 分别列出实际构件榫槽和模拟件弹塑性条件下的相对应力、应变分布曲线, 图中横坐标为节点坐标与工程裂纹长度的比值即 $a/0.8$, 纵坐标为节点的第一主应力(第一主应变)与最大主应力(最大主应变)的比值即 $\sigma_1/\sigma_{\max}$.

从应力分析结果看, 真实轮盘榫槽和模拟件在一定尺寸范围内, 其两者的应力应变分布、最大拉应力以及最大拉应变和应力梯度、应变梯度等参量较为一致, 两者最大点的应力、应变以及应力梯度和应变梯度的相对误差均小于 0.5%, 说明模拟件的设计是合理的.

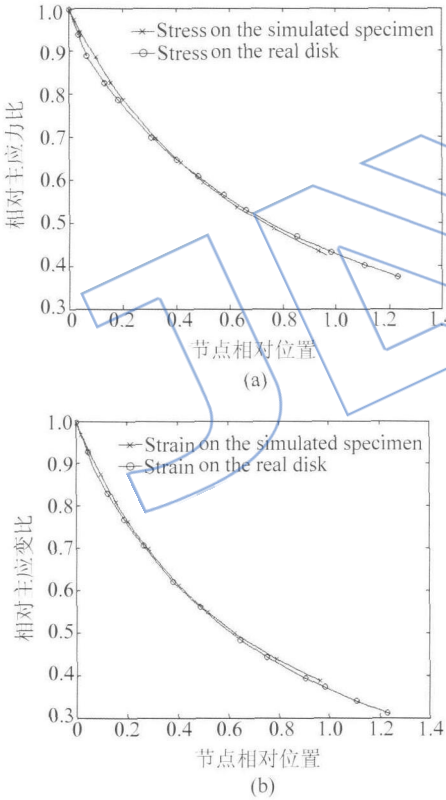


图 5 实际轮盘榫槽和模拟件在线弹性条件下相对应力、应变分布曲线
Fig. 5 Relative stress strain curve in condition of linear elasticity in real disk slot and simulation specimen

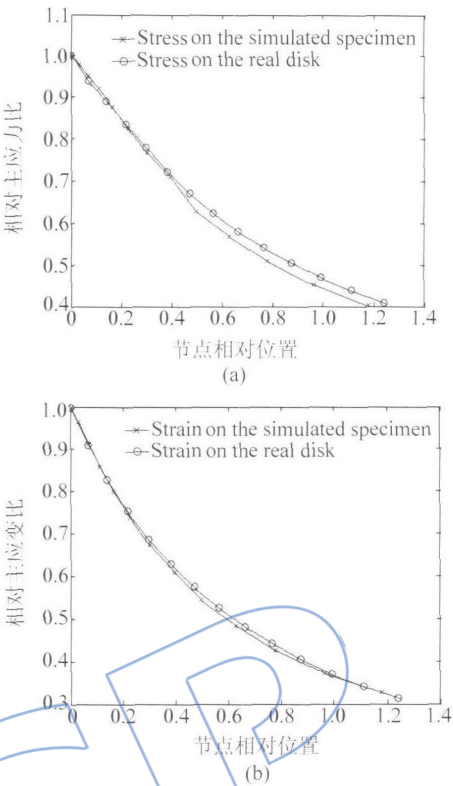


图 6 实际轮盘榫槽和模拟件在弹塑性条件下相对应力、应变分布曲线
Fig. 6 Relative stress strain curve in condition of plastic elasticity in real disk slot and simulation specimen

2 某一级压气机轮盘模拟件低循环疲劳试验

2.1 低循环疲劳试验

根据上述设计结果进行了模拟件的加工和有关的低循环疲劳试验. 试验温度分为两种: 室温和 200 ℃, 对于 200 ℃试验, 需要测量并即时控制试件温度, 采用温控加保温方式. 试验载荷谱采用 0-最大-0 的梯形波, 两种试验的峰谷值载荷一致. 在试验前, 为确保试验载荷的准确, 对试验器(对模拟件的关键部位进行应变测量)进行了标定, 并与有限元计算进行了对比, 结果表明测试和计算的应变以及分布规律比较吻合, 最大的相对误差为 1.9%, 同时也验证了模拟件设计的准确性, 为行文方便, 粘贴应变片的位置示意图未列出, 表 2 列出对比结果, 载荷为 30 kN, 两个试验件均进行了测试, 每个测量 5 次. 疲劳试验以出现目视的宏观裂纹为终止条件.

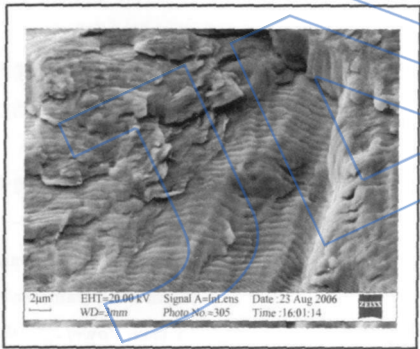
表 2 计算的应变与测试结果对比(με)

Table 2 Comparison of calculation and test in strain (με)

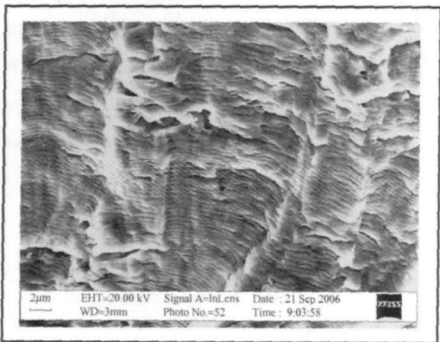
对比项目	测点					
	1	2	3	4	5	6
R1.3 试件						
5 次测量	885.8	- 545.4	998.0	737.6	- 643.6	650.4
平均值						
有限元	898.6	- 541.2	988.7	752.1	- 656.3	655.7
计算结果						
R1.0 试件						
5 次测量	783.8	- 566.6	784.4	715.8	- 616.6	631.6
平均值						
有限元	791.1	- 576.2	790.9	721.1	- 619.7	651.0
计算结果						

2.2 断口反推

对疲劳试验件裂纹断口进行了特征观察和疲劳扩展寿命反推计算. 图 7 是两种试验条件下典型的疲劳断口形貌.



(a) 室温试验的典型疲劳断口



(b) 高温试验的典型疲劳断口

图 7 两种试验条件下的典型疲劳断口
Fig.7 Typical photos of SEM in two experimental conditions

断口反推技术是一种比较成熟的工程技术^[3,4]. 下面简单介绍本研究某一试验件断口反推的过程, 通过断口对疲劳条带的测定, 可以得到疲劳条带间距(da/dn) 随裂纹长度 a 的变化趋势, 该试验件在距源区 0.02 mm 处即可观察到疲劳条带, 疲劳条带间距与裂纹长度之间数据分布及曲线, 如图 8. 对图 8 中数据取常用对数, 即 lga 与 $lg(da/dn)$ 的分布如图 9. 由图 9 可知, 裂纹长度与疲劳条带间距分别取对数后不存在直线关系, 因此, 不宜用 Paris 公式进行寿命计算, 利用列标梯形法对扩展寿命进行计算.

$$N_f = \sum N_n = \sum (a_n - a_{n-1}) \times \left(\frac{\frac{dN_n}{da_n} + \frac{dN_{n-1}}{da_{n-1}}}{2} \right) \quad (1)$$

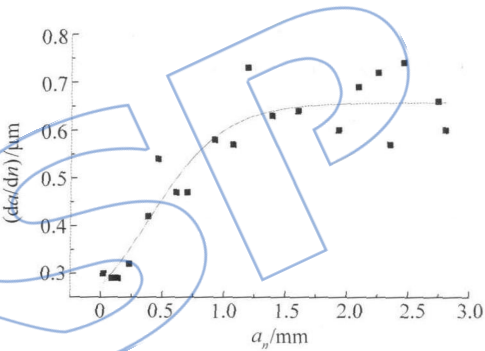


图 8 裂纹长度与疲劳条带间距分布图
Fig. 8 Distribution in length crack and fatigue distance strip

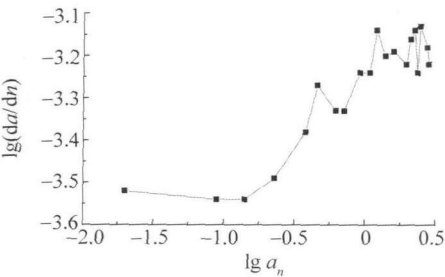


图 9 lga 与 $lg(da/dn)$ 分布图
Fig. 9 Distribution in lga and $lg(da/dn)$

该试验件 $a_0= 0.02$ 的疲劳扩展寿命为 5 108 循环周次, 该试验件总循环周次为 9 556, 因此, 裂纹萌生寿命为 4 448 循环周次. 根据不同裂纹长度处的扩展寿命和裂纹的萌生寿命, 可得到不同裂纹长度处的总寿命, 不同裂纹长度与循环周次之间关系曲线, 见图 10. 根据图中曲线, 对应裂纹深度为 0.8 mm 时的循环周次约为 6 500.

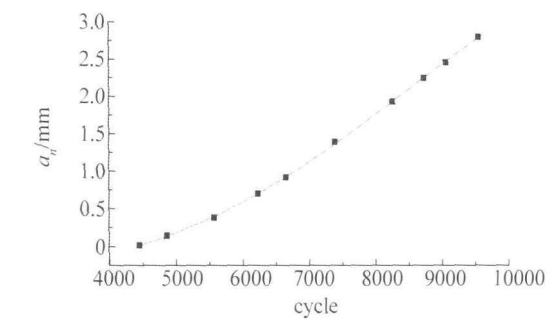


图 10 裂纹长度与循环周次之间关系曲线
Fig. 10 Curve of length crack and cycles

2.3 低循环疲劳试验结果

根据上述断口反推结果, 两种试验对应的结果和有关统计值见表 3.

表 3 两种试验条件的结果
Table 3 Result of two experimental conditions

组别	样本量	平均 寿命 $\bar{N}$	中值 寿命 N_{50}	对数标 准差 s	变异 系数 c_v
1	9	7 404	7 152	0.127 3	0.033 0
2	9	5 994	5 947	0.058 5	0.015 5

表中每种试验的变异系数和试验件样本量满足置信度 95% 的要求.

3 结 论

发动机结构件的低循环疲劳可靠性模拟件试验技术是一种较为经济、实用的寿命研究技术, 本文以某一型号的发动机压气机轮盘的寿命考核试验为对象, 设计并完成了该部件的模拟试验件和低循环疲劳寿命试验, 从上述工作中可以总结出以下几点经验:

1) 与传统的真实构件寿命试验相比, 模拟件试验技术模拟的真实性在很大程度上依赖于有限

元仿真计算的准确度, 同时也要求对真实构件的载荷情况较为明确;

2) 从理论和试验结果上分析, 考虑关键部位的最大应力、应变以及应力、应变梯度等多参数作用的模拟件设计和试验方法均为可行, 一般情况下, 如果计算使用的是相同的循环应力-应变曲线, 采用最大应力以及应力梯度和采用最大应变以及应变梯度作为模拟参数其结果是一致的. 并且, 模拟件设计和疲劳试验的结果很大程度上依赖于材料的循环应力-应变曲线;

3) 基于在一定范围内考虑应力/应变梯度多参数作用的模拟件设计方法而发展出来的拉伸应变能寿命预测模型, 在一定程度上弥补了传统寿命预测方法(如: 局部应变法、名义应力法)的不足, 从目前的研究结果分析, 该寿命预测模型有很好的发展前景.

参考文献

[1] 赵福星, 杨兴宇. 发动机构件低循环疲劳模拟试验件设计方法[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2003, 16(2): 50-52.
ZHAO Fuxing, YANG Xingyu. A design method for simulative component of aeroengine components that used in the test of low cycle fatigue[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2003, 16(2): 50-52. (in Chinese)

[2] 耿瑞, 张峻峰, 周柏卓, 等. 发动机轮盘寿命可靠性模拟试验技术研究[C] // 第 13 届发动机结构强度振动学术会议论文集. 北京: 材料工程, 2006.

[3] 鲍蕊, 张建宇, 王传胜, 等. 疲劳裂纹扩展参数的寿命反推方法[J]. 航空动力学报, 2005, 20(2): 245-249.
BAO Rui, ZHANG Jianyu, WANG Chuansheng, et al. Method for determining crack growth parameters using fatigue life[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(2): 245-249. (in Chinese)

[4] 刘文廷, 郑民仲, 费斌军. 概率断裂力学与概率损伤容限/耐久性[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1999.
LIU Wenting, ZHENG Minzhong, FEI Binjun. Probability fracture mechanics and probability damage tolerance/durability[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 1999. (in Chinese)