电子科技大学 UNIVERSITY OF ELECTRONIC SCIENCE AND TECHNOLOGY OF CHINA

博士学位论文

DOCTORAL DISSERTATION

(电子科技大学图标)

论文题目 航空发动机轮盘低周疲劳寿命预测方法研究

学科	专业	机械工程	_
学	号	201211080108	
作者	姓名	吕志强	
指导	教师	黄洪钟 教授	

分类号	密级	
UDC ²		

学位论文

航空发动机轮盘低周疲劳寿命预测方法研究

		(题名和副题名)		
		吕志强	_	
		(作者姓名)		
指导教师	黄洪钟		教	授
	电子和	科技大学	成	都
		(姓名、职称、单位名	名称)	
申请学位级别_	博士	学科专业	机械コ	_程
是交论文日期_	2016.06.28	论文答辩日期 _	2016.	<u>05.05</u>
学位授予单位和	旧期 <u>电子科</u>	技大学 2016.	06.28	
答辩委员会主 席				
平阅 人				

注1: 注明《国际十进分类法 UDC》的类号。

Research on Low Cycle Fatigue Life Prediction Methodology of Aero-engine Disc

A Doctor Dissertation Submitted to

University of Electronic Science and Technology of China

Major:	Mechanical Engineering	
Author:	Lv Zhiqiang	
Advisor:	Prof. Huang Hong-Zhong	
School:	School of Mechatronics Engineering	

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作 及取得的研究成果。据我所知,除了文中特别加以标注和致谢的地方 外,论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果,也不包含为 获得电子科技大学或其它教育机构的学位或证书而使用过的材料。与 我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的 说明并表示谢意。

作者签名:_____ 日期: 年 月 日

论文使用授权

本学位论文作者完全了解电子科技大学有关保留、使用学位论文 的规定,有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘, 允许论文被查阅和借阅。本人授权电子科技大学可以将学位论文的全 部或部分内容编入有关数据库进行检索,可以采用影印、缩印或扫描 等复制手段保存、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后应遵守此规定)

作者签名:______ 导师签名:_____ 日期: 年 月 日

摘要

作为航空发动机的关键转动部件之一,轮盘的主要功能是安装叶片以传输功 率。轮盘属发动机主承力部件,长期服役在高温和高转速条件下,承受着离心载 荷、热载荷、振动载荷以及气动载荷等多种载荷的耦合作用。轮盘的失效包括低 周疲劳、弹塑性变形、榫齿断裂和腐蚀开裂等多种失效模式,其中低周疲劳失效 是轮盘最主要的失效模式。轮盘低周疲劳失效往往影响航空发动机的性能,进而 威胁到航空发动机的安全可靠性。大多数情况下,轮盘的低周疲劳失效会对航空 发动机造成非包容性破坏,导致灾难性后果。因此,开展轮盘低周疲劳寿命预测 方法研究具有重要的理论研究意义和工程应用价值。

目前,对于航空发动机轮盘的低周疲劳寿命预测方法研究,国内已建立起相 应的理论体系,但与欧美等航空大国相比,仍存有诸多难点问题亟待解决。在工 程中,复杂载荷谱的处理、平均应力效应以及应力梯度效应等问题均会影响到轮 盘低周疲劳寿命。本文针对上述难点问题,结合国家自然科学基金项目"基于故 障物理技术的结构疲劳可靠性设计理论及其应用研究"以及我国航空发动机某型 号课题"XX发动机主要零部件寿命计算",采用基于 Walker 平均应力修正准则、 应变寿命预测模型以及疲劳累积损伤理论对轮盘进行疲劳寿命预测,并采用多种 材料试验数据进行验证。

本文的主要工作及研究成果具体体现为:

(1) 提出了基于 Walker 平均应力修正准则的低周疲劳寿命预测模型。

工作状态下,轮盘所受载荷复杂,局部区域会产生较大的应力和应变。通过 几何数据建立轮盘三维模型,结合有限元分析,确定轮盘的危险部位以及该部位 的应力和应变分布情况。轮盘受到的疲劳载荷为非对称循环,需要对其进行平均 应力修正。考虑到轮盘的寿命区限,结合 Walker 平均应力修正准则和 C. E. Jaske 疲劳寿命模型,提出了一种可以考虑平均应力效应的轮盘低周疲劳寿命预测模型。

(2) 建立了确定 Walker 指数的数学模型,并提出了基于 Walker 指数和 SWT 参数模型的低周疲劳寿命预测模型。

轮盘结构承受的转速、温度等载荷参数都是非对称的,而轮盘结构的低循环 疲劳性能试验数据大多是在对称循环加载条件下得到的。Walker 准则具有很好的 平均应力修正效果,并可描述不同材料对平均应力影响的灵敏度,但其指数的未 知性限制了其工程应用。基于此,通过研究 Walker 指数与材料疲劳性能参数之间 的联系,建立了确定 Walker 指数的数学模型。Walker 指数可用于表征不同材料对

I

平均应力影响的灵敏度,通过将 Walker 指数引入到 SWT 参数模型中,提出了一种适用于不同材料的低周疲劳寿命预测模型。

(3)提出了考虑应力梯度效应的轮盘疲劳寿命预测模型。

在复杂载荷的作用下,轮盘的危险部位往往会产生严重的应力集中现象,从 而导致局部区域应力下降较快,产生较高的应力梯度。缺口部件的疲劳寿命不仅 受缺口部位最大应力和应变的控制,还与峰值点周围非均匀分布应力场密切相关。 基于此,通过有限元方法得到轮盘危险点周围应力场分布,分析应力梯度对疲劳 寿命的影响,建立了表征应力梯度效应的应力梯度影响因子,并将应力梯度影响 因子引入到轮盘低周疲劳寿命模型中对轮盘进行寿命预测。

(4)提出了考虑轮盘载荷间相互作用效应的非线性疲劳累积损伤法则。

轮盘在服役过程中所承受的载荷谱是不规则的,在复杂载荷下,载荷间相互 作用效应对轮盘疲劳裂纹的形成与扩展有着很大影响,进而影响轮盘的疲劳寿命 预测结果。轮盘疲劳裂纹的长度不仅取决于当前的应力水平,还与之前应力水平 密切有关。为了完善当前非线性疲劳累积损伤法则不能考虑载荷间相互作用效应 的缺陷,通过分析不同应力水平对疲劳损伤核数目的影响,把变幅载荷下的最大 应力水平作为参照点,在非线性疲劳累积损伤模型中引入一个载荷间相互作用效 应参数,提出了一个能考虑载荷相互作用效应对疲劳寿命影响的非线性疲劳累积 损伤法则。

关键词:轮盘,低周疲劳,平均应力,应力梯度,载荷间相互作用

Π

ABSTRACT

As one of the key rotating parts of the aero-engine, disc's major function is to install blades and transmit power. In the working process of an aero-engine, as the load-bearing component, due to the high temperature and high rotational velocity, the disc endures complicated loadings by coupling of centrifugal forces, thermal stresses, vibratory stresses and aerodynamic forces. The failure modes of disc include low cycle fatigue failure, elastic-plastic deformation failure, serration fracture failure and corrosion cracking failure, etc. Among them, low cycle fatigue is the major failure mode for discs. Failure of a disc often affects the performance of the aero-engine, and then it will reduce the safety and reliability of aero-engine. Generally, the low cycle fatigue of a disc could cause uncontained damage of aero-engine, which will lead to catastrophic consequences. Therefore, it is of important theoretical significance and practical value to do a research on low cycle fatigue life prediction of disc.

So far, for the research on low cycle fatigue life prediction of the aero-engine disc, the corresponding theoretical system has been established. However, comparing with the advanced aviation countries, such as European and American, there are still many issues that need to be solved. In practical engineering, the processing of complex loading spectrum, the effects of mean stress and stress gradient will significantly affect the low cycle fatigue life of the disc. In view of these difficult problems, combine with the National Natural Science Foundation of China project "The research of structure fatigue reliability design and application based on failure physics" and the engineering project "The life prediction of the major parts of XX aero-engine" in this dissertation, by combining the Walker mean stress correction model, strain-life prediction model, and the fatigue cumulative damage theories, researches on fatigue life prediction of discs have been carried out, besides, various materials' test data are used to verify the proposed methods.

The main work and contributions of this dissertation can be summarized as follows:

(1) Development of a modified low cycle fatigue life prediction model based on Walker mean stress correction criteria.

During the operation of an aero-engine, the disc endures complicated loads, the

local area of the disc will produce larger stress and strain. According to the true geometries of a disc, a three-dimensional model is created. Then through the finite element analysis, the static stress and strain distributions of the critical regions of the disc are obtained. The fatigue loads of the disc are time-varying loads, which need a processing of mean stress correction. In consideration of the fatigue life regions of disc, by combining the Walker mean stress correction criteria and C. E. Jaske's fatigue life prediction model, a modified low cycle fatigue life prediction model is proposed which considers the mean stress effect.

(2) Development of a practical method to determine the exponent of Walker mean stress correction criterion, and a modified low cycle fatigue life prediction model based on the Walker exponent and SWT parameter model.

The loading parameters rotation speed and temperature of discs are asymmetrical, but the low cycle fatigue performance test data of turbine discs are obtained in the condition of symmetrical cyclic loading. Until now, the Walker criterion shows the best mean stress correction effect than others, and it can describe the sensitivity of mean stress of material. However the unavailable Walker exponent limits its application in engineering. Based on this, by analyzing the relationship between the Walker exponent and the fatigue properties of materials, a mathematical model is proposed to determine the Walker exponent. The Walker exponent can be used to represent its sensitivity to mean stress effect of a material, by introducing the Walker exponent into the SWT parameter, a modified fatigue life prediction model is proposed which can be applied to different materials.

(3) Development of a low cycle fatigue life prediction model of discs to account for the effect of stress gradient.

Under variable amplitude loading conditions, there are serious stress concentration phenomena on the critical regions of the disc, which can lead to the local stress declines rapidly and produce high stress gradient. The fatigue life of the notch components is not only depends on the maximum stress and strain of the notch area, but also has a close relationship with the non-uniform stress field around the peak point. Based on this, the stress distributions of the disc critical regions are obtained by using finite element method, then by analyzing the effect of stress gradient to fatigue life, a stress gradient factor is proposed, and the stress gradient factor is introduced into low cycle fatigue life prediction of discs.

IV

(4) Development of a nonlinear fatigue damage accumulation model to account for the effect of load interaction on fatigue life of disc.

The loading spectrum of the disc is irregular under working condition, under variable amplitude loading conditions, the load interaction effect has a significantly influence on the fatigue crack growth of disc, and then it will affect the fatigue life of disc. The fatigue crack length of disc depends not only on the current stress level, but also relates to the before stress level. In order to overcome the drawback of the traditional nonlinear fatigue damage accumulation models, by analyzing the effects of different stress levels on the number of damage nuclei, and taking the maximum loading stress as a reference point, a modified nonlinear fatigue damage accumulation model which takes the load interaction effect into consideration is proposed by introducing a load interaction parameter into a original model.

Keywords: disc, low cycle fatigue, mean stress, stress gradient, load interaction effect

目 录

第-	-章	绪论1
	1.1	研究背景和意义1
	1.2	国内外研究现状
		1.2.1 国外研究现状
		1.2.2 国内研究现状
	1.3	轮盘疲劳寿命预测方法5
		1.3.1 静强度设计方法
		1.3.2 安全寿命设计方法
		1.3.3 损伤容限设计方法
		1.3.4 可靠性设计方法11
	1.4	存在的不足和问题12
	1.5	论文的主要研究工作13
第二	二章	考虑平均应力修正的轮盘低周疲劳寿命预测15
	2.1	引言15
	2.2	轮盘弹塑性有限元分析15
		2.2.1 轮盘结构
		2.2.2 高压涡轮盘三维建模和网格划分
		2.2.3 载荷
		2.2.4 边界条件
		2.2.5 应力和应变分析结果21
	2.3	改进模型的提出
		2.3.1 Walker 平均应力修正准则
		2.3.2 基于 Walker 准则的轮盘改进疲劳寿命预测模型
	2.4	改进模型应用示例
	2.5	高压涡轮盘寿命预测
	2.6	本章小结
第三	E章	基于应变-寿命曲线的轮盘低周疲劳寿命预测
	3.1	引言
	3.2	平均应力效应
	3.3	Walker 指数的确定

	3.3.1 数学模型的提出	. 38
	3.3.2 数学模型的验证	. 39
3.4	改进 SWT 参数模型	. 41
	3.4.1 考虑平均应力效应的应变寿命预测模型	.41
	3.4.2 改进模型的建立	. 42
3.5	改进模型应用示例	. 43
3.6	模型精度对比	. 49
3.7	高压涡轮盘疲劳寿命预测	. 50
3.8	本章小结	. 51
第四章	考虑应力梯度效应的轮盘低周疲劳寿命预测	. 52
4.1	引言	. 52
4.2	应力梯度效应	. 52
	4.2.1 相对应力梯度法	. 54
	4.2.2 应力场强法	. 54
4.3	考虑应力梯度效应的疲劳寿命预测模型	. 55
	4.3.1 应力梯度影响因子的建立	. 56
	4.3.2 改进模型的建立	. 62
4.4	改进模型应用示例	. 63
4.5	高压涡轮盘寿命预测	. 65
	4.5.1 归一化应力分布场	. 65
	4.5.2 高压涡轮盘寿命评估	. 68
4.6	本章小结	. 69
第五章	考虑轮盘载荷间相互作用效应的非线性疲劳累积损伤准则	. 70
5.1	引言	. 70
5.2	线性疲劳累积损伤理论	. 71
5.3	非线性疲劳累积损伤理论	. 72
	5.3.1 基于损伤曲线法的非线性疲劳累积损伤理论	. 72
	5.3.2 考虑载荷间相互作用的非线性疲劳累积损伤理论	.73
5.4	改进的非线性疲劳累积损伤模型	. 76
	5.4.1 基于材料物理性能退化的非线性疲劳累积损伤模型	.76
	5.4.2 改进模型的建立	. 77
5.5	改进模型应用示例	. 79
5.6	高压涡轮盘疲劳寿命预测	. 87

	5.7	本章小结	89
第六	章	结论与展望	90
	6.1	全文总结	90
	6.2	后续工作展望	91
致	谢.		93
参考文献			
在学期间参与的项目研究105			
在学	在学期间发表和录用的学术论文106		

图目录

图 1-1	轮盘安全寿命法定寿流程图	7
图 1-2	轮盘疲劳寿命预测示意图	9
图 1-3	裂纹长度与检查时间关系图	10
图 1-4	轮盘疲劳寿命可靠性设计示意图	11
图 1-5	论文结构图	13
图 2-1	某高压涡轮盘三维模型	16
图 2-2	移除榫槽特征的高压涡轮盘 1/6 扇区	18
图 2-3	移除螺栓孔特征的高压涡轮盘 1/88 扇区	
图 2-4	高压涡轮盘螺栓孔最大状态下应力分布	21
图 2-5	高压涡轮盘螺栓孔最大状态下应变分布	
图 2-6	高压涡轮盘榫槽最大状态下应力分布	
图 2-7	高压涡轮盘榫槽最大状态下应变分布	23
图 2-8	高压涡轮盘中心孔最大状态下应力分布	23
图 2-9	高压涡轮盘中心孔最大状态下应变分布	24
图 2-1	0 反双曲正切函数示意图	
图 2-1	1 <i>ε_{eq}</i> 和 <i>N</i> _f 的拟合曲线	
图 2-1	2 GH4133 在 T=250℃, R=0.44 下的试验寿命和预测寿命的比较	
图 2-1	3 GH4133 在 T=250℃, R=-1 下的试验寿命和预测寿命的比较	
图 2-1-	4 GH4133 在 T=400℃, R=0 下的试验寿命和预测寿命的比较	
图 3-1	平均应力对寿命影响示意图	
图 3-2	恒幅循环载荷谱	
图 3-3	材料常数 y 的试验值和计算值的比较	40
图 3-4	应变-寿命曲线关系图	
图 3-5	GH4133 疲劳寿命试验值和计算值的比较	45
图 3-6	7075-T651 疲劳寿命试验值和计算值的比较	
图 3-7	碳钢疲劳寿命试验值和计算值的比较	47
图 3-8	1Cr11Ni2W2MoV 疲劳寿命试验值和计算值的比较	
图 3-9	GH4133 不同模型寿命计算值和寿命试验值的对比	
图 4-1	某机械零部件缺口部位非均匀应力场分布	53
图 4-2	疲劳损伤与应力梯度关系示意图	

图 4-3 某缺口部件应力场强示意图	55
图 4-4 xp 和 Kt 以及相对缺口距离的关系	57
图 4-5 缺口半径 7.5mm、峰值应力 3.53MPa 缺口圆盘应力分布图	58
图 4-6 缺口半径 7.5mm、峰值应力 88.3MPa 缺口圆盘应力分布图	58
图 4-7 缺口半径 7.5mm、峰值应力 353.4MPa 缺口圆盘应力分布图	59
图 4-8 缺口半径 7.5mm、峰值应力 1413.4MPa 缺口圆盘应力分布图	59
图 4-9 缺口半径 7.5mm 圆盘在不同外载荷下的归一化应力分布图	60
图 4-10 缺口半径 4mm、峰值应力 398.48MPa 缺口圆盘应力分布图	60
图 4-11 缺口半径 7.5mm、峰值应力 398.48MPa 缺口圆盘应力分布图	61
图 4-12 缺口半径为 4mm 和 7.5mm 圆盘的归一化应力分布图	61
图 4-13 V 形缺口部位的非均匀分布应力场	63
图 4-14 V 形缺口部位归一化的应力分布场	63
图 4-15 GH4133 在 T=250℃和 R=0.44 时疲劳寿命试验值和预测值的比较	64
图 4-16 GH4133 在 T=400℃和 R=0 时疲劳寿命试验值和预测值的比较	65
图 4-17 榫槽部位应力场分布	66
图 4-18 螺栓孔部位应力场分布	66
图 4-19 中心孔部位应力场分布	67
图 4-20 高压涡轮盘缺口部位归一化应力分布场	67
图 5-1 疲劳损伤和循环比关系图	72
图 5-2 Carten-Dolan 模型两级加载下损伤示意图	74
图 5-3 45 号钢在 σ_a =330.9MPa 下损伤计算值和试验值的比较	80
图 5-4 45 号钢在 σ_a =405.8MPa 下损伤计算值和试验值的比较	80
图 5-5 16Mn 钢在 σ _a =337.1MPa 下损伤计算值和试验值的比较	81
图 5-6 16Mn 钢在 σ _a =373.5MPa 下损伤计算值和试验值的比较	81
图 5-7 两级拉伸载荷加载下 45 号钢光滑试样损伤试验值和计算值的比较	83
图 5-8 两级拉伸载荷加载下 45 号钢缺口试样损伤试验值和计算值的比较	84
图 5-9 两级拉伸载荷加载下 16Mn 钢光滑试样损伤试验值和计算值的比较	85
图 5-10 两级拉伸载荷加载下 16Mn 钢缺口试样损伤试验值和计算值的比较	86
图 5-11 两级扭转载荷加载下 16Mn 钢缺口试样损伤试验值和计算值的比较	87

表目录

表 1-1 航空发动轮盘失效事件	2
表 2-1 GH4133 力学性能	16
表 2-2 GH4133 拉伸性能	17
表 2-3 高压涡轮盘 800h 外场使用转速谱	19
表 2-4 高压涡轮盘 1/6 扇区所受离心力	19
表 2-5 高压涡轮盘 1/88 扇区所受离心力	20
表 2-6 高压涡轮盘慢车状态下部分温度数据点	20
表 2-7 高压涡轮盘榫槽处最大应力和应变	24
表 2-8 高压涡轮盘螺栓孔处最大应力和应变	24
表 2-9 高压涡轮盘中心孔处最大应力和应变	25
表 2-10 GH4133 在 T=250℃, R=-1 下的试验数据	27
表 2-11 GH4133 在 T=400℃, R=0 下的试验数据	27
表 2-12 GH4133 在 T=400℃, R=-1 下的试验数据	28
表 2-13 GH4133 在 T=500℃, R=-1 下的试验数据	28
表 2-14 GH4133 在 T=250℃, R=0.44 下的试验寿命和预测寿命	30
表 2-15 GH4133 在 T=250℃, R=-1 下的试验寿命和预测寿命	31
表 2-16 GH4133 在 T=400℃, R=0 下的试验寿命和预测寿命	32
表 2-17 高压涡轮盘 800h 外场载荷谱下的疲劳损伤	33
表 3-1 不同材料的疲劳性能参数试验值	39
表 3-2 材料常数 y 的试验值和计算值	40
表 3-3 GH4133、7075-T651、碳钢和 1Cr11Ni2W2MoV 疲劳性能参数试验值	44
表 3-4 GH4133 疲劳寿命试验值和计算值	44
表 3-5 7075-T651 疲劳寿命试验值和计算值	45
表 3-6 碳钢疲劳寿命试验值和计算值	46
表 3-7 1Cr11Ni2W2MoV 疲劳寿命试验值和计算值	47
表 3-8 高压涡轮盘榫槽 800h 外场载荷谱下的疲劳损伤	50
表 4-1 常见相对应力梯度值	56
表 4-2 高压涡轮盘榫槽 800h 外场载荷谱下的疲劳损伤	68
表 4-3 高压涡轮盘螺栓孔 800h 外场载荷谱下的疲劳损伤	68
表 4-4 高压涡轮盘中心孔 800h 外场载荷谱下的疲劳损伤	69

表 5-1	两级拉伸载荷加载下 45 号钢光滑试样损伤试验值和计算值	. 82
表 5-2	两级拉伸载荷加载下 45 号钢缺口试样损伤试验值和计算值	. 83
表 5-3	两级拉伸载荷加载下 16Mn 钢光滑试样损伤试验值和计算值	. 84
表 5-4	两级拉伸载荷加载下 16Mn 钢缺口试样损伤试验值和计算值	. 85
表 5-5	两级扭转载荷加载下 16Mn 钢缺口试样损伤试验值和计算值	. 86
表 5-6	高压涡轮盘榫槽 800h 的外场载荷谱和疲劳损伤	. 88
表 5-7	高压涡轮盘榫槽 800h 的外场载荷谱下的疲劳损伤	. 88

主要符号及缩略语

σ	工作应力
$\sigma_{\scriptscriptstyle b}$	屈服极限
σ_{u}	强度极限
Ν	循环寿命
σ_{ar}	等效应力幅值
$\sigma_{_f}$	疲劳强度系数
b	疲劳强度指数
\mathcal{E}_{e}	弹性应变幅
${\cal E}_p$	塑性应变幅
E	弹性模量
\mathcal{E}_{a}	总应变幅
$arepsilon_{f}^{'}$	疲劳延性系数
С	疲劳延性指数
$\sigma_{_m}$	平均应力
$\sigma_{\scriptscriptstyle m max}$	最大应力
γ	平均应力影响灵敏度因子
δ	延伸率
ψ	截面收缩率
Р	压强
${\cal E}_{eq}$	等效局部应变参数
Т	温度
R	应力比
$\sigma_{_{ m min}}$	最小应力
n	循环次数
σ_{a}	应力幅值
$\Delta\sigma$	应力变化范围
$\sigma_{_f}$	真实断裂强度
ρ	缺口半径
X_{ef}	应力场范围有效距离
χ	相对应力梯度

$\sigma_{_{FI}}$	疲劳缺口场强度
Ω	疲劳缺口破坏区
V	缺口破坏区体积
K_{t}	理论应力集中系数
K_{f}	疲劳缺口系数
τ	应力梯度影响因子
D	疲劳损伤
m	损伤核数目
r	损伤发展速率
ω	载荷相互作用影响因子
LCF	低周疲劳(Low Cycle Fatigue)

SWT	Smith-Watson-Topper

第一章 绪 论

作为飞机的"心脏",航空发动机为飞机的运行提供动力,其性能直接影响着 飞机的安全性与可靠性。随着科学技术的不断进步,工程人员对航空发动机的性 能要求越来越苛刻,导致航空发动机的服役条件愈加恶劣,其各部件承受的载荷 也愈加复杂。轮盘作为航空发动机的关键转动部件之一,其主要功能是用来安装 叶片并传输功率,低周疲劳破坏是其最主要的失效模式,其寿命和可靠性严重制 约着航空发动机的寿命和可靠性。因此,对轮盘进行疲劳寿命预测一直是学术界 和工业界研究的重点。本章将对航空发动机轮盘低周疲劳寿命预测方法的研究背 景和意义、国内外研究现状以及本文研究工作进行概述。

1.1 研究背景和意义

作为航空发动机的关键转动部件之一,轮盘主要包含了涡轮盘、压气机盘、 风扇盘以及与盘连成一体的鼓筒与封严篦齿^[1]。在飞机服役过程中,由于飞机的不 断起飞、加速、空中巡航、着陆和滑行等各种飞行任务的需要,轮盘承受着复杂 交变载荷的作用,复杂交变载荷会导致轮盘发生疲劳断裂,对航空发动机的安全 性和可靠性带来严重的威胁。因此,国内外都非常重视对轮盘寿命的研究。

航空发动机轮盘在高温、高压和高转速下工作,承受着离心力、热应力、振 动应力等载荷的复合作用,同时轮盘上中心孔、螺栓孔以及榫槽等缺口部位存在 着严重的应力集中现象,这些会导致轮盘的局部区域受载超过材料的屈服极限, 在轮盘上产生较大的塑性变形,塑性变形会对轮盘产生不可逆的损伤,导致轮盘 失效。轮盘的失效模式有多种,且随着材料、工况条件以及出现部位的不同而变 化,主要包含低周疲劳断裂、弹性变形、塑性变形、榫齿断裂、应力腐蚀开裂和 振动疲劳断裂等多种失效模式^[1-2],其中低周疲劳断裂失效是轮盘最主要的失效模 式^[3-5]。轮盘是航空发动机的关键转动部件之一,转动部件的疲劳寿命预测与分析 是航空发动机整机疲劳寿命预测与分析的基础^[6-7],根据发动机在使用以及维修过 程中出现的故障,确定出转动部件的薄弱环节,可将其作为航空发动机零部件定 寿的重点。

据事后统计,国内历年发生的航空发动机失效事件中,80%以上为转动部件的 断裂失效^[1],其中大都是低周疲劳断裂失效。表 1-1 列出了国内外航空发动机史上 由轮盘失效引起的航空事故^[1,6]。

表 1-1 航空发动轮盘失效事件

型号	零件及失效情况	后果
L-1011 客机	风扇盘断裂	飞机坠毁
WS6 发动机	压气机盘6级盘辐板屈曲	发动机损坏
WP6 发动机	压气机 6 级盘轮缘爆破	发动机损坏
WP7 发动机	压气机盘4级盘出现裂纹	发动机损坏
WP8 发动机	涡轮盘爆裂	发动机损坏
AJI31Φ 发动机	压气机盘6级盘断裂	发动机损坏
B-2604 客机	低压涡轮4级盘断裂	空中停车
TF41	涡轮2级盘断裂	发动机损坏

由表 1-1 可知,轮盘的断裂失效会对航空发动机造成非包容性的破坏,轮盘的断裂碎片会击穿发动机机匣,也会击穿座舱和油箱,对飞机的飞行安全和乘员的 生命安全造成严重威胁。

英、美等发达国家对航空发动机主要零部件的寿命预测和可靠性分析研究工作开展较早,如今已形成较成熟的理论体系。我国在 70 年代才开始对航空发动机的疲劳试验和定寿工作开展研究^[8-9],轮盘的寿命不仅影响着航空发动机的可靠性、使用性和维修性,还制约着航空发动机的经济性和安全性。因此,对现有轮盘疲劳寿命预测模型和方法进行完善和改进,形成一套适合我国航空发动机寿命分析的理论体系是亟须解决的问题。

由于严重的应力集中现象,轮盘的危险部位主要位于中心孔、螺栓孔和榫槽 等缺口部位^[10-11]。在航空发动机服役过程中,这些危险部位会发生较大的弹塑性 变形,导致轮盘发生低周疲劳断裂失效。目前,对于轮盘低周疲劳寿命预测多采 用基于应变-寿命曲线的局部应力应变法,而复杂载荷谱的处理、平均应力效应以 及应力梯度效应会对材料或者构件的应变-寿命曲线产生很大的影响。因此,在采 用局部应力应变法对轮盘进行寿命预测时,需考虑这些因素,这样才能更准确有 效地进行轮盘定寿,使得预测结果不会出现较大偏差。

本文研究工作以国家自然科学基金项目"基于故障物理技术的结构疲劳可靠 性设计理论及其应用研究"和中国航空动力机械研究所某型号项目"XX发动机主 要零部件寿命计算"为背景,以轮盘为主要研究对象,通过对载荷谱、平均应力 效应以及应力梯度效应进行分析,研究其影响轮盘结构低周疲劳寿命的机理,进 而完善当前轮盘低周疲劳寿命预测方法,为发动机的安全性和可靠性提供参考, 促进航空发动机定寿工作的开展。

1.2 国内外研究现状

疲劳是指材料在循环外载荷的作用下,材料局部区域的结构产生变化,导致 材料的性能发生变化,引起材料的损伤或者破坏^[12-13]。疲劳问题最初是由德国矿 业工程师 Albert 针对矿山升降机链条提出的。在此基础上,Wöhler 通过对车轴的 疲劳破坏进行系统研究,提出了疲劳耐久极限的概念,并利用*S*-*N*曲线描述机械 构件的疲劳行为。随后又有多位学者逐渐完善了基于*S*-*N*曲线进行寿命评估的方 法,特别是对于高周疲劳寿命行为,*S*-*N*曲线具有较好的预测效果,但是对于以 塑性变形为主的机械构件的寿命预测精度较差。为更好地对低周疲劳行为进行描 述,1954年,Coffin和 Manson^[14-15]在研究塑性应变幅和疲劳寿命之间的关系时, 各自独立提出了两者之间的经验公式,即著名的 Manson-Coffin 公式。1959年, Findely^[16]研究基于疲劳损伤的多轴疲劳寿命预测方法时,提出了临界面的概念。 1965年,Morrow^[17]通过试验得出,材料产生疲劳破坏主要是由塑性变形不断累积 所产生不可逆损伤导致的,并提出了能量法。目前,疲劳问题的研究已深入到了 航空航天、轮船、铁路和桥梁等领域。

据不完全统计,机械零件 50%-90%的破坏为疲劳破坏^[13, 18-19]。疲劳寿命是指 构件或结构在交变载荷作用下直至破坏的循环载荷次数或者时间^[12]。通常,疲劳 分为高周疲劳和低周疲劳^{[13] [20]},在循环加载过程中,高周疲劳的载荷幅值较低, 其失效循环次数大于 10⁵;而低周疲劳的载荷幅值较高,其失效循环次数小于 10⁵。

1.2.1 国外研究现状

国外对航空发动机轮盘的寿命预测研究开展较早,现已形成较为规范的理论 体系^[21-23]:通过对轮盘材料性能参数和试验数据进行分析,在轮盘可能影响发动 机性能时,对轮盘进行维修或者更换。轮盘的寿命预测研究主要分为四个阶段: 第一阶段,由于航空发动机的整体应力水平较低,对轮盘采用静强度分析方法; 第二阶段,随着航空发动机运行速度的提高,以及工作条件的愈趋恶劣,采用安 全寿命设计方法对轮盘进行寿命预测;第三阶段,大量试验和实践证明,轮盘在 出现一定裂纹长度的情况下,仍可承受规定的载荷正常工作,损伤容限设计方法 被应用到轮盘疲劳寿命预测;第四阶段,考虑到轮盘尺寸、材料强度以及疲劳载 荷的不确定性,概率论和数理统计被引入到轮盘疲劳寿命预测方法中,形成了轮 盘疲劳可靠性设计方法。

自 Wöhler 提出疲劳耐久极限的概念以来,针对航空发动机轮盘的定寿问题, 国内外的学者及研究机构已提出大量的理论和方法。在航空发动机服役期间,轮 盘总体上处于弹性范围内,但某些局部危险部位已进入屈服,因此,采用基于 Manson-Coffin 模型的应变寿命方法对轮盘进行低周疲劳寿命预测,在工程中得到 广泛应用。轮盘的中心孔、螺栓孔、榫槽等缺口危险部位,由于存在着严重应力 集中现象,会引起较大的局部应力梯度,针对于此,Taylor和 Tanaka 各自提出了 临界距离理论^[24-25]。Cláudio 等通过采用有限元方法替代部分耗时和昂贵的轮盘试 验,采用断裂力学理论对轮盘进行了疲劳寿命预测^[26]。Witek 基于有限元方法获取 到轮盘的应力分布和应力强度因子,再结合 Paris-Erdogan 公式对轮盘进行了疲劳 寿命预测^[27]。GE 公司和 NASA 针对 F404 发动机轮盘的破裂问题,研究了本构模 型 Bodner-Partom^[28]对航空发动机热端部件应力和应变响应的预测能力。为了充分 利用轮盘的固有寿命,又能保证其安全性和可靠性, Pratt & Whitney 公司应用损伤 容限设计理念对航空发动机零部件进行了寿命预测^[29]。由于轮盘结构的对称性, 其危险部位数目一般有多个,对此, NASA 研究中心提出了总应变范围区分法和 考虑轮盘危险部位数目的计算方法^[30]。加拿大国家研究委员会通过考虑裂纹的成 核和扩展,提出了基于物理失效的整体疲劳寿命预测方法^[31]。由于轮盘的工况条 件、几何尺寸、材料强度以及疲劳性能参数等随机量的分散性,美国军方将概率 统计理论引入到传统轮盘疲劳寿命预测方法中,形成了轮盘寿命可靠性设计方法 [32-33]

1.2.2 国内研究现状

国内对于轮盘疲劳寿命的研究起步较晚,与国外轮盘疲劳寿命研究相比,还 存在着较大差距。国内早期的航空业处于引进仿制的发展模式,对于轮盘的低周 疲劳寿命预测没给予足够的认识,但随着我国的航空业越来越重视自主创新,各 种新问题不断凸显出来。现有轮盘疲劳寿命预测和可靠性分析方法多为参考欧美 航空大国己有的方法和标准,缺乏自主创新性,同时由于轮盘在选材、制造工艺 以及设计水平上同国外存在着很大的差距,使得轮盘疲劳寿命预测结果与试验值 具有较大的偏差。在"七五"之后,由空军航空技术装备可靠性办公室组织实施, 我国开始了对 WP7 系列发动机主要零部件的疲劳寿命预测和试验研究工作^[34],此 时的研究主要是以线性疲劳累积损伤理论为指导,以外场载荷谱和材料或者构件 的*S – N* 曲线为基础,考虑离心载荷和热载荷的影响,对轮盘进行定寿。目前,以 航空发发动机主要零部件疲劳寿命预测为背景,国内已开展了大量的研究工作。

在安全寿命设计方法研究方面,王卫国^[35]通过分析 Walker 平均应力修正模型

的特点,并考虑到轮盘寿命的安全区限,结合轮盘的试验数据,提出了一种改进 的 Walker 应变寿命预测模型,并对危险部位数目对轮盘疲劳寿命的影响作了系统 的阐述。杨俊等^[36]针对轮盘低周循环疲劳载荷的非对称性以及轮盘寿命区限的分 布特点,提出了一种基于等效应变的轮盘低循环疲劳寿命预测方法。朱顺鹏、黄 洪钟等^[37]认为对于轮盘构件,循环疲劳会导致轮盘能量的逐渐耗散,当耗散能量 达到某一临界值时,轮盘就会发生断裂失效,但裂纹的形成与扩展需要非弹性拉 伸应变能的作用,为此提出了基于塑性应变能密度的轮盘寿命预测模型。王延荣 等^[38]通过分析轮盘危险部位应力场对疲劳强度的影响,建立了可考虑相对应力梯 度和尺寸效应的轮盘低周疲劳寿命预测模型。

在损伤容限设计方法研究方面, 聂景旭^[39]通过分析涡轮盘裂纹的扩展问题, 提出了适用于确定涡轮盘裂纹长度的损伤容限设计方法。陈光皓等^[40]结合有限元 分析法和J积分法,提出了确定轮盘裂纹尖端裂纹尺寸的变化规律以及裂纹扩展寿 命的损伤容限分析法。陆山等^[41]采用双重边界元法分析离心力和热应力对轮盘销 钉孔裂纹扩展的影响,提出了基于 Pairs 公式和 Euler 方法的轮盘损伤容限分析模 型。王延荣等^[42]采用边界元法建立裂纹扩展模型,通过数值模拟提出了基于损伤 容限边界元的轮盘分析模型,并对轮盘裂纹扩展寿命进行了评估。

在可靠性设计方法研究方面,王延荣等^[43]针对传统轮盘低周疲劳寿命预测模型中参数的分散性,提出了基于应力-强度干涉模型和模糊概率积分法的轮盘疲劳寿命可靠性模型。钱文学等^[44]以临界平面法为基础,通过轮盘疲劳寿命试验和有限元法相结合,利用蒙特卡洛仿真,建立了轮盘疲劳寿命可靠性模型。陆山等^[45]针对轮盘传统应变寿命预测模型的缺陷,通过对考虑尺寸效应的轮盘寿命模型进行可靠性分析,提出了基于应力寿命模型的轮盘概率寿命预测模型。甘露萍^[46]考虑到轮盘低周疲劳寿命模型中各随机量的不确定性,提出了基于鞍点近似方法的轮盘疲劳寿命可靠性分析方法。

1.3 轮盘疲劳寿命预测方法

1.3.1 静强度设计方法

静强度设计是机械结构的静力学问题,主要用于分析结构在一定条件下承受 载荷的能力^[47-48]。静强度设计是飞行器结构设计中最早形成的基本准则之一:结 构在最大载荷作用下,其危险部位的工作应力小于结构的许用应力。在不同载荷 工况下,结构的受力情况是不同的,而静强度设计是以在同一工况下的最大载荷 为依据。静强度设计最常用的方法是安全系数法,其表达式如下:

韧性材料:

$$\sigma \le \sigma_{\rm b}/n \tag{1-1}$$

脆性材料:

$$\sigma \le \sigma_u / n \tag{1-2}$$

式中, σ 为材料危险点的工作应力, σ_b 为材料的屈服极限, σ_u 为材料的强度极限,n为材料的静强度安全系数。

传统的安全系数法,属于确定性设计理论,安全系数n值的选取,一般凭经验确定。20世纪30年代,国际民用航空组织(ICAO)制定安全系数取值标准为: *n*≥1.5。但伴随着飞行器结构和载荷的不断复杂化,传统的安全系数法已经不能满 足工程需要。根据影响材料强度的因素:材料性能、材料尺寸、载荷水平和工艺 水平等的随机性,概率分析方法被引入到传统安全系数法中^[47-49],使得新的安全 系数设计方法更加适合飞机结构静强度设计。

1.3.2 安全寿命设计方法

安全寿命设计方法是指构件在循环交变载荷作用下,危险部位萌生一定长度的疲劳裂纹后,即被视为疲劳失效^[50],它是在大量试验数据基础上提出的一种寿命预测方法。对于机械构件,由于无损探伤检测技术的差异,不同的国家对于裂纹长度的定义有着不同的标准和规范,如美民标定义可测裂纹为 0.76mm(长)×0.38mm(深)^[51],英军标定义可测裂纹为 0.76mm^[52]。从工程应用角度而言,英军标比美民标更占优势。安全寿命设计方法是欧美等航空大国最常用的轮盘寿命预测方法,使用安全寿命设计方法进行轮盘疲劳寿命预测流程如图 1-1 所示。

轮盘安全寿命设计方法主要包括名义应力法和局部应力应变法两种。名义应 力法是最早形成的抗疲劳设计方法^[53],它以名义应力作为参数,在构件或材料 *S-N* 曲线基础上,考虑应力集中系数、平均应力等因素的影响得到修正的零部件 *S-N* 曲线,然后对构件或材料的寿命进行预测和分析^[54]。局部应力应变法是以局部应 力应变历程作为参数,根据材料循环σ-ε曲线,利用弹塑性有限元法,或者 Neuber 法,将构件名义应力谱转换为构件危险部位的局部应力应变谱,然后采用疲劳累 积损伤法则进行构件疲劳寿命评估和预测的一种方法。

第一章 绪论



图 1-1 轮盘安全寿命法定寿流程图

1.3.2.1 名义应力法

名义应力法的基本假设^[12]:对于任意构件,如果其具有相同的材料、应力集中系数和载荷谱,则这些构件将具有相同的疲劳寿命。名义应力法主要适用于当轮盘以弹性形变为主时的情况,即主要用来预测轮盘的高周疲劳寿命。目前英国罗罗公司编著的《斯贝 MK202 发动机应力标准(EGD-3)》^[55]中,已经对采用名义应力法对轮盘进行疲劳寿命预测提出了较为系统的理论体系。采用名义应力法对轮盘进行疲劳寿命预测可按以下步骤进行:

(1)通过有限元分析方法,并结合轮盘载荷谱,确定轮盘危险部位及其应力 分布。

(2) 求解算出轮盘应力集系数。

(3) 确定轮盘危险部位的名义应力谱。

(4)考虑应力集中系数、平均应力效应和尺寸效应的影响,对轮盘*S*-N曲线进行修正。

(5) 根据线性疲劳累积损伤理论,求出轮盘危险部位的疲劳寿命。

S-*N*曲线用于表示结构应力水平与疲劳寿命之间的关系。目前,工程中最常用的*S*-*N*曲线有以下几种表达式。

(1) 指数函数公式:

$$Ne^{aS} = C \tag{1-3}$$

式中, N 为构件失效循环次数, S 为应力, a 和 C 为材料常数。

(2) 幂函数公式:

$$NS^a = C \tag{1-4}$$

(3) Basquin 公式:

$$\sigma_{ar} = \sigma_f' \left(2N \right)^b \tag{1-5}$$

式中, σ_{ar} 为等效应力幅值, σ_{f} 为疲劳强度系数,b为疲劳强度指数。

(4) Weibull 公式:

$$N = S_f \left(S_a - S_b \right)^b \tag{1-6}$$

式中, S_t 、 S_b 和b为材料常数。

当轮盘的载荷为非对称循环时,还需考虑平均应力对疲劳寿命的影响,即需 对轮盘*S*-*N*曲线进行平均应力修正,工程上常用的平均应力修正模型包括 Gerber、Goodman 和 Soderberg 等修正准则。

1.3.2.2 局部应力应变法

局部应力应变法定义^[12]:对于任意构件,如果其材料和最大应力应变历程相同,则这些构件具有相同的疲劳寿命。局部应力应变法适用于当轮盘以塑性形变为主时的情况,即用于轮盘的低周疲劳寿命预测。局部应力应变法进行轮盘疲劳寿命预测的示意图如图 1-2 所示。

局部应力应变法对轮盘进行疲劳寿命预测的关键是*ε*-N曲线的选取。*ε*-N 曲线可用来表示构件应变幅和疲劳寿命之间的关系。目前最被广泛接受的基于 *ε*-N曲线的疲劳寿命模型是由 Basquin 提出的,其表达式为^[56]:

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma_a}{E} = \frac{\sigma_f}{E} \left(2N_f\right)^b \tag{1-7}$$

式中, ε_a 为弹性应变幅,E为材料的弹性模量。

由于 Basquin 公式不能考虑构件塑性应变和疲劳寿命之间的关系, Coffin 和 Manson 在研究塑性应变幅和疲劳寿命之间的关系时各自独立的提出两者之间的经 验公式,其表达式如下^[14-15]:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f}{E} (2N)^b + \varepsilon_f (2N)^c \tag{1-8}$$

式中, ε_a 为总应变幅, ε_f 为疲劳延性系数,c为疲劳延性指数。





图 1-2 轮盘疲劳寿命预测示意图

采用 Manson-Coffin 模型进行构件疲劳寿命预测时,同样存在一定的局限性, 它仅适用于对称循环载荷,即载荷谱平均应力为零的情况。对此,有关学者对平 均应力效应进行了大量研究,提出了如下可考虑平均应力影响的应变寿命预测模型。

(1) Morrow 弹性应力修正模型

Morrow 认为在应变寿命曲线中,平均应力只对应变-寿命曲线的弹性形变部分 有影响,因此,通过对 Manson-Coffin 公式的弹性形变部分进行修正,提出了如下 表达式^[57]:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f - \sigma_m}{E} (2N)^b + \varepsilon_f (2N)^c \tag{1-9}$$

式中, σ_m 为平均应力。

(2) Manson-Halford 模型

Manson 和 Halford 认为,平均应力对应变-寿命曲线的弹性部分和塑性部分都 有影响,应该对整个应变-寿命曲线进行修正^[58]:

$$\varepsilon_{a} = \frac{\sigma_{f} - \sigma_{m}}{E} (2N)^{b} + \varepsilon_{f} \left(\frac{\sigma_{f} - \sigma_{m}}{\sigma_{f}} \right)^{c} (2N)^{c}$$
(1-10)

(3) Endogan-Roberts 模型

为了更好地考虑平均应力对构件疲劳寿命的影响, Endogan 和 Roberts 基于

Walker 平均应力修正模型和 Manson-Coffin 公式,提出了一个改进的应变寿命预测模型^[59]:

$$\sigma_a^{\gamma} \sigma_{\max}^{1-\gamma} \varepsilon_a = \frac{(\sigma_f^{\prime})^2}{E} (2N)^{2b} + \varepsilon_f^{\prime} \sigma_f^{\prime} (2N)^{b+c}$$
(1-11)

式中, γ 为材料常数, σ_{max} 为最大应力。

(4) SWT 参数模型

SWT 参数模型是目前工程应用较为广泛的应变寿命预测模型,它对所有的材料都具有较好的寿命预测结果。在该模型中,应变幅和最大应力控制着平均应力对疲劳寿命的影响,其表达式如下^[60]:

$$\sigma_{\max}\varepsilon_{a} = \frac{(\sigma_{f})^{2}}{E} (2N)^{2b} + \varepsilon_{f} \sigma_{f} (2N)^{b+c}$$
(1-12)

1.3.3 损伤容限设计方法

损伤容限是指在构件的使用阶段内,构件抵抗其本身裂纹扩展的能力。损伤 容限设计的准则为:根据构件的材料性能、使用条件以及维修要求,给出构件在 其使用阶段内的容许裂纹或者缺陷值,若裂纹长度小于容限值,构件可以继续使 用;若裂纹长度超出容限值,则构件报废。大量的工程实践和试验表明,在规定 的工作载荷下,裂纹构件仍可以可靠地工作到构件下一次维修。图 1-3 为裂纹长度 与检查时间的关系^[13]。



图 1-3 裂纹长度与检查时间关系图

对轮盘进行损伤容限设计,包括以下步骤:

(1) 确定轮盘的材料常数和设计使用载荷谱。

(2) 确定轮盘构件的危险部位。

(3) 确定轮盘初始裂纹尺寸。

(4)对轮盘危险部位进行裂纹扩展和剩余强度分析,确定轮盘构件的临界裂 纹长度、裂纹扩展寿命以及剩余强度。

(5) 对轮盘构件进行损伤容限试验,确定轮盘寿命。

损伤容限设计方法虽然有着可靠性高、经济性好等优点,但与静强度设计方法、安全寿命设计方法一样,存在着分散性,针对于此,概率统计理论被引入到 了上述方法中,形成了可靠性设计方法。

1.3.4 可靠性设计方法

可靠性设计方法^[13]又叫概率设计方法,它将传统的抗疲劳设计方法与概率统 计理论相结合,通过考虑材料性能参数、材料属性、材料强度、载荷、几何尺寸 等变量的分散性,研究它们的分布规律,然后在静强度设计方法、安全寿命设计 方法和损伤容限设计方法的基础上,采用概率统计理论对构件进行可靠性寿命分 析。目前,工程上常用的疲劳可靠性设计模型主要包括疲劳累积损伤模型、剩余 强度模型和疲劳寿命模型^[12]。上述三种模型的区别在于描述疲劳损伤所选取的参 量不同以及安全余量方程有所不同。采用疲劳可靠性设计方法对轮盘进行疲劳寿 命可靠性分析的示意图如图 1-4 所示。



图 1-4 轮盘疲劳寿命可靠性设计示意图

由于疲劳可靠性设计方法考虑了构件疲劳性能数据的不确定性,使得其可以 把构件的失效概率控制在一定区间内,使得其具有较高的设计精度。

影响轮盘疲劳寿命预测精度的因素有很多,这些因素同样也影响着轮盘的疲 劳寿命,但不同因素对轮盘疲劳寿命的影响是差异的。这些因素可分为三个方面: 工作条件,零件状态,材料本质^[12],具体包含为载荷特性、环境介质、应力集中 效应、尺寸效应、表面加工状态以及材料内部缺陷分布等。在工程分析中,将所 有这些影响轮盘寿命的因素进行分析是不可行的,应合理的对其进行筛选。随着 国内外学者对轮盘疲劳问题的研究不断深入,对这些影响轮盘疲劳寿命因素的认 识也在不断加深,同时由于新技术、新方法和新工艺的不断引入与发展,使得原 有轮盘疲劳寿命预测模型和方法的缺陷不断凸显出来,因此,亟需对原有轮盘疲 劳寿命预测理论进行完善与改进,使其更加适用于工程实际。

1.4 存在的不足和问题

国外由于对航空发动机轮盘的疲劳寿命预测工作的研究开展较早,现已形成 较为成熟的理论体系,而我国虽已在航空发动机轮盘定寿方面取得了一定成果, 但由于轮盘制造工艺、设计水平等方面的不足,以及缺乏足够的轮盘设计和研制 经验,同英美等航空大国比起来,仍存在着明显的差距,特别是在复杂载荷谱、 平均应力效应以及应力梯度效应等难点问题的处理上,还存在着以下不足:

(1)在工作状态下,轮盘所承受的离心力、热应力等载荷往往是非对称的, 而通过材料手册上得到的 S-N 曲线或者 σ-N 曲线等疲劳性能参数基本是在特定应 力比下得到的,其应力比与轮盘危险部位的应力比不一样,因此需要对轮盘 S-N 曲线或者 σ-N 曲线进行平均应力修正。目前国内采用考虑平均应力修正的轮盘低 周疲劳寿命预测模型的精度和通用性较差。

(2)国内外现有的平均应力修正模型中,Walker 准则由于引入了考虑不同材料对平均应力影响灵敏度的参数,使得其具有最好的平均应力修正效果,但Walker 指数的确定需要大量的试验支持,限制了Walker 准则在工程上的应用。SWT 参数模型可以对所有材料进行低周疲劳寿命预测,是工程上应用较为广泛的应变寿命预测模型,但是SWT 参数模型认为所有材料对平均应力影响的灵敏度是一常数,导致其对某些材料的疲劳寿命预测效果较差。目前国内外还没有检索到对于Walker 指数的确定以及将其与SWT 参数模型进行结合的研究。

(3)轮盘在工作的过程中,受到多种复杂载荷的耦合作用,导致其危险部位 会产生较高的应力梯度,出现严重的应力集中现象。应力梯度会对轮盘的结构强 度产生重要影响,目前国内外对于应力梯度对轮盘疲劳寿命的影响机理,以及以

何种形式将其引入到轮盘低周疲劳寿命预测中尚未形成统一有效的方法,对其的 研究仍是当下的难点问题。

(4)轮盘失效或者破坏的实质是其在变幅循环载荷作用下,疲劳损伤不断累积而造成的。工程上常用的线性和非线性疲劳累积损伤理论,多认为裂纹形成过程与裂纹扩展过程中的损伤速度是一致的,以及损伤与载荷之间的相互作用效应无关,这会导致预测结果和实际结果具有较大的分散性。考虑载荷相互作用对疲劳寿命的影响以及影响的机理一直是疲劳累积损伤准则研究的难点问题。

上述不足和问题,严重制约了轮盘低周疲劳寿命预测理论的发展以及可靠性 水平的提高。

1.5 论文的主要研究工作

针对航空发动机轮盘低周疲劳寿命预测理论发展中存在的难题和不足,本文 以某型号航空发动机轮盘为研究对象,开展了影响轮盘低周疲劳寿命因素的分析, 重点对复杂载荷谱的处理、平均应力效应和应力梯度效应进行研究。

本文拟围绕着安全寿命设计方法和疲劳累积损伤理论对轮盘的定寿问题展开研究,全文共分为六章,其结构如图 1-5 所示。



图 1-5 论文结构图

各章节的主要内容概括如下:

第一章为绪论,主要介绍论文的研究背景和意义,国内外研究现状,轮盘现 有疲劳寿命预测方法,并对本文研究内容进行概述。

第二章应用弹塑性有限元分析方法,确定轮盘危险部位以及危险部位的应力和应变分布,然后基于 Walker 平均应力修正准则的改进疲劳寿命预测模型对轮盘进行寿命预测。

第三章提出确定 Walker 指数的数学模型,并将 Walker 指数引入到 SWT 参数 模型中,用以考虑不同材料对平均应力影响的灵敏度,并对轮盘进行疲劳寿命预 测。

第四章考虑到应力梯度效应对轮盘疲劳寿命的影响,对轮盘的三个危险部位 (榫槽、螺栓孔、中心孔)的应力集中现象进行分析研究,提出一种考虑应力梯 度效应的轮盘疲劳寿命预测模型。

第五章根据对轮盘损伤进行累加时采用 Miner 法则的缺点,研究载荷间相互 作用效应对疲劳寿命的影响规律及机理。

第六章对本文研究工作进行总结,并对未来研究工作进行展望。

第二章 考虑平均应力修正的轮盘低周疲劳寿命预测

2.1 引言

作为航空发动机的主承力转动部件之一,轮盘在高温和高转速下工作,承受 着复杂交变载荷的作用,轮盘的危险部位会出现严重的应力集中现象,产生较大 的局部应力和应变,进而导致轮盘失效。因此需要确定轮盘的危险部位以及危险 部位的应力和应变分布,以对轮盘进行寿命预测。

确定轮盘危险部位局部应力和应变的方法主要有弹塑性有限元方法、试验方 法和近似计算方法^[12]。其中,弹塑性有限元方法对轮盘结构精度要求较高,并且 计算量大,但随着计算机技术的发展,弹塑性有限元方法已广泛应用到工程分析 上;试验方法最为直观,具有较高的精度,但是由于其试验周期长,试验成本昂 贵,并且受到诸多条件的限制,限制了其在工程上的应用;近似计算方法虽然使 用方便,但需要大量的工程经验,这样会引入较大的人为误差,影响求解精度。

轮盘在工作过程中承受的载荷呈现出非对称性,而基于材料手册得到的疲劳 性能参数大多是对称试验条件下得到的,因此需要对轮盘应变寿命曲线进行平均 应力修正,再对轮盘进行寿命预测。

本章通过在 Workbench 中采用弹塑性有限元方法,确定轮盘的危险部位以及 危险部位的应力和应变分布,提出基于 Walker 平均应力修正准则的改进应变寿命 预测模型,然后对轮盘进行疲劳寿命预测,并采用试验数据对所提出的模型进行 验证。

2.2 轮盘弹塑性有限元分析

有限元分析方法是针对结构力学分析而发展起来的一种数值分析方法,其基本思想是通过将复杂结构离散化,将结构视作由有限个小的互连子单元组成。互连子单元之间是通过节点连接在一起的,然后根据每一个小单元的解推导出整体结构的解。目前工程上常用的有限元分析软件包括 ANSYS、ADINA、ABAQUS、MSC 等。

2.2.1 轮盘结构

本章的研究对象是某型航空发动机的高压涡轮盘,图 2-1 为根据某高压涡轮盘 工程尺寸建立的三维模型。由图 2-1 可知,高压涡轮盘具有如下结构特征:

(1) 具有 88 个枞树形榫槽,榫槽为斜槽,每个榫槽安装一个叶片。

- (2) 具有6个螺栓孔,用于固定轮盘。
- (3) 具有一个中心孔,用于气流的流通。



图 2-1 某高压涡轮盘三维模型

2.2.1.1 轮盘材料参数

高压涡轮盘的材料为镍铬合金 GH4133, GH4133 是以镍-铬固溶体为基的时效 硬化型合金,具有易于加工、屈服强度高等优点。根据材料手册^[61]查得 GH4133 的材料参数如表 2-1 至表 2-2 所示。

温度 (℃)	弹性模量 (GPa)	泊松比	线膨胀系数 (10-6/℃)	密度 (kg/m ³)
20	223	0.36	12.0	
100	219	0.37	12.0	
200	214	0.34	12.9	
300	207	0.35	13.5	
400	203	0.35	13.9	8210
500	197	0.37	14.6	
600	190	0.35	15.0	
700	183	0.35	15.8	
800	176	0.39	16.6	

表 2-1 GH4133 力学性能

温度 (℃)	屈服极限	强度极限	延伸率	截面收缩率
	σ_b (MPa)	σ_u (MPa)	δ (/%)	ψ(/%)
20	1221	878	28	31
400	1079	694	24	31
500	1055	716	27	29
600	1030	692	24	29
650	1010	672	27	30
700	962	667	17	26
750	878	623	16	21
800	638	530	16	17

表 2-2 GH4133 拉伸性能

2.2.1.2 轮盘结构简化

高压涡轮盘的结构复杂,形状不规则。在对其进行有限元应力和应变分析时, 部分局部特征对其整体应力和应变分布影响很小。但是,这些局部特征会增加计 算量和网格划分难度,甚至导致奇异单元的出现,使得有限元分析难以进行,甚 至会得到错误的结果。因此在对涡轮盘进行有限元分析前,需要对高压涡轮盘结 构进行简化,移除部分倒圆角和倒斜角等结构特征。

2.2.2 高压涡轮盘三维建模和网格划分

由于应力集中现象,高压涡轮盘有三个危险部位^[10-11]:螺栓孔、中心孔和榫 槽,需重点分析这三个危险部位的应力和应变分布。高压涡轮盘的结构具有对称 性,且为旋转对称结构,即其整体结构可以通过其部分结构进行循环旋转得到。 在对高压涡轮盘进行有限元建模分析时,如果选择对整体结构进行分析,不但网 格划分难度大,而且计算效率低。因此,为方便建模和缩短计算时间,考虑到高 压涡轮盘结构的对称性,本章采用对称循环理论对高压涡轮盘进行有限元应力应 变分析。螺栓孔数目和榫槽数目没有较合适的公倍数,因此在对轮盘进行三维建 模时,具体方法为:对带有螺栓孔和榫槽部位的扇形盘身分别进行三维建模。高 压涡轮盘盘体上有 6 个螺栓孔、88 个榫槽,在对带有螺栓孔的扇形盘身进行三维 建模时,取高压涡轮盘整体结构的 1/6 扇区,并去除轮缘榫槽特征,如图 2-2 所示。 在对带有榫槽的扇形盘身进行三维建模时,取高压涡轮盘整体结构的 1/88 扇区, 并忽略螺栓孔特征,如图 2-3 所示。



图 2-2 移除榫槽特征的高压涡轮盘 1/6 扇区



图 2-3 移除螺栓孔特征的高压涡轮盘 1/88 扇区

在对图 2-2 至图 2-3 的结构进行网格划分时,为保证网格划分的质量,且避免 较大的计算量,对轮盘结构采用疏密过渡的网格划分方式。在螺栓孔、中心孔和 榫槽等危险部位采用 8 节点 6 面体单元划分比较密集的网格,而在高压涡轮盘其 它非应力集中部位采用 4 节点 4 面体单元划分比较稀疏的网格。

2.2.3 载荷

在航空发动机的服役过程中,高压涡轮盘承受着如下载荷的耦合作用^[1]。
- (1) 叶片和轮盘本身高速旋转产生的离心载荷。
- (2) 轮盘径向方向上温度梯度产生的热载荷。
- (3) 叶片以及轮盘前后端面产生的气动载荷。
- (4) 叶片和盘的不均匀气体力产生的振动载荷。
- (5) 轮盘与轴的过盈配合产生的装配应力。

其中,气动载荷、振动载荷和装配应力对轮盘危险部位应力应变分布影响较小,因此,在对轮盘三维模型进行载荷施加时,只考虑离心载荷和热载荷的作用^[1,11]。

2.2.3.1 离心载荷

高压涡轮盘的转速谱取决于飞行任务,其通常由三个基本循环组成^[1]:低频循环、全油门循环和部分循环,任意转速谱均可由这三个基本循环组成。高压涡轮盘 800h 的外场使用转速谱如表 2-3 所示。

表 2-3 高压涡轮盘 800h 外场使用转速谱

工况	循环次数	对应转速 (rpm)
起动-最大-起动	1306	0-18050-0
慢车-最大-慢车	2006	9520-18050-9520
巡航-最大-巡航	24326	16936-18050-16936

对图 2-2 中移除榫槽特征的高压涡轮盘 1/6 扇区施加离心载荷时,1/6 扇形盘 身的离心载荷以转速的形式加载;叶片以及被移除榫槽的离心载荷以压强的形式 加载在 1/6 扇形盘身轮缘端面上,其大小为:

$$P_{1} = \frac{x(m_{1}r_{1} + m_{2}r_{2})\omega^{2}}{2\pi Rh}$$
(2-1)

式中, x为高压涡轮盘安装的叶片数, m₁为每片叶片的质量, r₁为叶片质心半径, m₂为移除的每块榫槽凸块的质量, r₂为榫槽凸块的质心半径, ω为高压涡轮盘转 速, h为高压涡轮盘 1/6 扇区轮缘的厚度。高压涡轮盘 1/6 扇区所受离心载荷具体 值如表 2-4 所示。

表 2-4 高压涡轮盘 1/6 扇区所受离心力

工况	转速 (rpm)	压强 P ₁ (MPa)
起动-最大-起动	18050	150
慢车-最大-慢车	9520	40
巡航-最大-巡航	16936	128

对图 2-3 中移除螺栓孔特征的高压涡轮盘 1/88 扇区施加离心载荷时, 1/88 扇

形盘身的离心载荷以转速的形式加载;叶片的离心载荷以压强的形式加载到榫齿的6个齿端面上,其大小为:

$$P_2 = \frac{m_1 r_1 \omega^2}{S \cos \theta} \tag{2-2}$$

式中, *S*为6个齿端面的面积总和, *θ*为离心力与榫槽受力齿面的夹角, 高压涡轮盘 1/88 扇区所受离心载荷具体值如表 2-5 所示。

工况	转速 (rpm)	压强 P ₂ (MPa)
起动-最大-起动	18050	280
慢车-最大-慢车	9520	78
巡航-最大-巡航	16936	242

表 2-5 高压涡轮盘 1/88 扇区所受离心力

2.2.3.2 热载荷

高压涡轮盘在高温下工作,在其径向方向上存有较大的温度梯度,进而产生 热载荷。高压涡轮盘的温度谱是基于现场实测数据,在进行温度加载时,通过 APDL 语言将其导入到 Workbench 中。对于高压涡轮盘的三种工况,每种工况下温度数 据点数为十万组,如表 2-6 为慢车状态下的部分温度数据点。

X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Temperature ($^{\circ}$ C)
103.68	10.34	108.49	149.7
103.70	10.34	108.49	151.0
106.58	10.25	106.50	131.6
106.48	10.22	106.21	131.7
106.08	10.15	105.50	135.8
106.18	10.22	106.21	134.1
106.28	10.44	108.49	133.9
110.47	10.22	106.21	148.7
110.08	10.25	106.50	148.0
110.17	10.22	106.21	148.1

表 2-6 高压涡轮盘慢车状态下部分温度数据点

2.2.4 边界条件

当对高压涡轮盘 1/6 扇区进行有限元分析时,由于采用循环对称理论,对扇形轮盘的两个侧面施加对称循环约束;同时为了控制高压涡轮盘 1/6 扇区不发生轴向和周向刚体位移,对扇形盘身螺栓孔的端面施加周向位移约束和轴向位移约束。

当对高压涡轮盘 1/88 扇区进行有限元分析时,同理,对扇形轮盘的两个侧面施加对称循环约束,对扇形盘身螺栓孔的端面施加周向位移约束和轴向位移约束。

2.2.5 应力和应变分析结果

在 Workbench 中,对高压涡轮盘 1/6 扇区和 1/88 扇区进行网格划分,施加离 心载荷和热载荷,并添加约束条件后,高压涡轮盘螺栓孔、榫槽和中心孔在最大 状态下的应力和应变分析结果如图 2-4 至图 2-9 所示。



图 2-4 高压涡轮盘螺栓孔最大状态下应力分布

电子科技大学博士学位论文







图 2-6 高压涡轮盘榫槽最大状态下应力分布







图 2-8 高压涡轮盘中心孔最大状态下应力分布



图 2-9 高压涡轮盘中心孔最大状态下应变分布

根据图 2-4 至图 2-9,如果仅以危险部位的最大应力和应变为判断依据,则高 压涡轮盘的最危险部位为榫槽,螺栓孔次之,中心孔为最弱危险部位。榫槽、螺 栓孔和中心孔三个危险部位在三种工况下的最大应力和应变分别如表 2-7 至表 2-9 所示。

	7 固定的化血杆值足取八些刀	
工况	最大等效应力 (MPa)	最大等效应变
慢车状态	254.14	0.0011778
巡航状态	832.47	0.0041571
最大状态	976.52	0.0048669

表 2-7 高压涡轮盘榫槽处最大应力和应变

表 2-8 高压涡轮盘螺栓孔处最大应力和应变

工况	最大等效应力 (MPa)	最大等效应变
慢车状态	277.19	0.0012692
巡航状态	828.11	0.0040558
最大状态	932.14	0.0045882

工况	最大等效应力 (MPa)	最大等效应变
慢车稳态	176.74	0.0008094
巡航稳态	526.01	0.0025751
最大稳态	599.28	0.0029483

表 2-9 高压涡轮盘中心孔处最大应力和应变

由表 2-7 至表 2-9 可知,在同一状态下,高压涡轮盘榫槽处具有更大的应力和 应变,并且在最大状态下的应力已超过 GH4133 材料的屈服极限,因此,在对高 压涡轮盘进行疲劳寿命预测时,以榫槽作为最危险部位进行考核并分析。

2.3 改进模型的提出

高压涡轮盘在工作过程中,承受着较大的离心力和热应力,并且危险部位的 最大应力已超过 GH4133 材料的屈服极限,进入了塑性变形区。因此,低周疲劳 失效是限制高压涡轮盘寿命的最主要的失效模式^[3,5,62]。轮盘的低周疲劳失效会直 接影响到航空发动机性能,因此,对其进行疲劳寿命预测具有很重要的意义。目 前,已提出了轮盘低周疲劳寿命预测的较多方法和模型^[30-31,63-65]。

高压涡轮盘的低周疲劳失效具有如下特点[35]:

- (1) 在高压涡轮盘工作过程中,其载荷谱(如温度谱、转速谱)是非对称的。
- (2) 高压涡轮盘的低周疲劳寿命失效区间一般为 10³-10⁵ 次循环。

对于 GH4133 材料,其应变-寿命曲线多是在对称循环或者特定应力比试验条 件下得到的,而高压涡轮盘的实际载荷谱是随机的,因此在使用其对高压涡轮盘 进行寿命预测时,需要对其进行平均应力修正。目前工程上可选用的平均应力修 正模型和方法有很多,但不同的模型和方法会造成高压涡轮盘的疲劳寿命预测结 果的分散性^[66]。为了提高高压涡轮盘疲劳寿命预测精度,亟需选取一种最为合理 的平均应力修正模型。考虑到高压涡轮盘的低周疲劳失效特点,本节提出一种基 于 Walker 平均应力修正准则的改进应变寿命预测模型。

2.3.1 Walker 平均应力修正准则

Walker 准则中由于考虑了不同材料对平均应力影响的灵敏度,因此,其对所 有材料都具有较好的平均应力修正效果^[67-68]。在 Walker 准则中,定义了一个等效 局部应变参数 ε_{eq} 以进行平均应力修正,其表达式为^[12,63,69]:

$$\varepsilon_{eq} = \left(2\varepsilon_a\right)^{\gamma} \left(\frac{\sigma_{\max}}{E}\right)^{1-\gamma}$$
(2-3)

式中, ε_a 为局部应变幅, γ 为材料常数,对于 GH4133,其取值为 $\gamma = 0.55^{[35]}$ 。

为了建立 Walker 准则与疲劳寿命之间的联系,并将其应用到工程上, Jaske 等通过对多种材料的试验数据进行拟合,结合 Walker 准则,提出了如下的反双曲正切函数^[69]:

$$\log N_{f} = A_{0} + A_{1} \tanh^{-1} \left[\frac{\log \left(\frac{\varepsilon_{u} \varepsilon_{e}}{\varepsilon_{eq}} \right)}{\log \left(\frac{\varepsilon_{u}}{\varepsilon_{e}} \right)} \right]$$
(2-4)

式中, A_0 和 A_1 为回归系数, ε_u 为反双曲正切函数的上限值, ε_e 为反双曲正切函数的下限值,其数学表达式为:

$$\varepsilon_u = \varepsilon_{eq} \mid_{N_t = 10} +0.0025 \tag{2-5}$$

$$\varepsilon_e = \varepsilon_{eq} \mid_{N_e = 10^8} -0.0005 \tag{2-6}$$

图 2-10 为反双曲正切函数所描述模型的示意图。结合式(2-4)和图 2-10 可以看出,反双曲正切函数具有较为宽广的寿命预测区间,在区间 10¹-10⁸ 次循环范围内,均可进行疲劳寿命预测。同时,在式(2-4)中,由于引入了等效局部应变参数 ε_{eq} ,使得式(2-4)可进行任何幅值下的疲劳寿命预测。但是在反双曲正切函数的使用过程存在着以下缺点:

(1) 函数的形式过于复杂。

- (2) 需要拟合的参数太多,需要大量试验数据的支持。
- (3) ε_{μ} 和 ε_{ρ} 的值难以拟合。

上述缺点限制了 Jaske 反双曲正切函在工程上的应用。



图 2-10 反双曲正切函数示意图

2.3.2 基于 Walker 准则的轮盘改进疲劳寿命预测模型

Jaske 等提出的基于 Walker 平均应力修正准则的寿命预测模型,虽然在整个寿命区间内,反双曲正切函数曲线的变化不具有规律性,但在寿命区间 10³-10⁵次循环内,反双曲正切函数曲线的变化规律和*S*-*N*曲线的变化规律极为相似,同时,高压涡轮盘的低周疲劳寿命也主要集中在区间 10³-10⁵次循环内,因此,对反双曲正切函数曲线在 10³-10⁵次循环区间内重新进行数据拟合,用更为简洁的指数函数对其进行描述,再对高压涡轮盘进行低周疲劳寿命预测是可行的。

表 2-10 至表 2-13 为 GH4133 合金盘形锻件在不同温度 T 和应力比 R 下的试验 数据^[35, 61],由于在不同载荷下的试样数量为多个,为避免由人为因素和试验本来 带来的试验数据的分散性,表 2-10 至表 2-13 中的数据为均值。其中, ε_a 、 σ_{max} 和 N_f 为试验采集数据, ε_{eq} 为通过式(2-3)计算得到,式中 GH4133 材料在不同温度下 的弹性模量 E 可由表 2-1 查的, σ_N 为试验数据 N_f 的均方差,其值越小表示试验数 据 N_f 的分散性越小,即人为和环境等因素给试验数据带来的不确定性越小,试验 寿命 N_f 也更精确。

\mathcal{E}_a	σ_{\max} (MPa)	N_{f}	σ_N	\mathcal{E}_{eq}
0.00318	666	24766	5769	0.0048
0.00422	821	7998	2243	0.0060
0.00483	892	5291	399	0.0067
0.00542	936	4164	692	0.0073
0.00697	985	1782	351	0.0085
0.00825	1040	864	81	0.0096

表 2-10 GH4133 在 T=250℃, R=-1 下的试验数据

表 2-11	GH4133在 <i>T</i> =400℃,	<i>R</i> =0	下的试验数据

\mathcal{E}_a	σ_{\max} (MPa)	N_{f}	σ_N	\mathcal{E}_{eq}
0.006	880	1703	169	0.0076
0.005	826	4023	329	0.0067
0.004	751	6915	1202	0.0057
0.0035	718	12141	986	0.0051
0.003	681	20421	1790	0.0046
0.0025	645	35620	7496	0.0041

\mathcal{E}_a	σ_{\max} (MPa)	N_{f}	σ_N	\mathcal{E}_{eq}
0.007	916	1043	266	0.0084
0.005	838	3489	806	0.0067
0.004	741	8259	1929	0.0056
0.0035	690	13678	1270	0.0051
0.003	597	25100	3358	0.0044
0.0025	502	28402	682	0.0036

表 2-12 GH4133 在 T=400℃, R=-1 下的试验数据

表 2-13 GH4133 在 T=500℃, R=-1 下的试验数据

\mathcal{E}_a	$\sigma_{\rm max}$ (Mpa)	N_{f}	σ_N	\mathcal{E}_{eq}
0.007	868	919	381	0.0083
0.005	782	3282	420	0.0066
0.004	714	8410	1432	0.0052
0.0035	653	12426	2772	0.0050
0.003	566	23459	1213	0.0043
0.00251	483	55499	4044	0.0036

对表 2-10 至表 2-13 中的 N_f 和 ε_{eq} 数据进行拟合,得到如图 2-11 的拟合曲线。 由图 2-11 可知,虽然表 2-10 至表 2-13 中的试验数据是 GH4133 合金盘形锻件在不同温度 T 和应力比 R 下得到的,但试验数据的分布与拟合曲线的拟合度还是较高的,试验数据多分布在拟合曲线上及其周围,因此拟合曲线是合理和有效的。拟合曲线的预测范围集中在 10^3 - 10^5 次循环内,是对反双曲正切函数在此范围内的重新拟合,同时由于等效局部应变参数 ε_{eq} 的引入,使得其可以进行任意温度和应力比下的疲劳寿命预测。在 10^3 - 10^5 次循环内,拟合曲线的分布规律和 S-N 曲线相似,因此通过对拟合曲线进行分析计算,采用指数函数对其进行描述,其数学表达式为:

$$\varepsilon_{eq} = 0.004212e^{-0.0002079N_f} + 0.005178e^{-0.000007551N_f}$$
(2-7)



图 2-11 *ε_{eq}*和 *N_f*的拟合曲线

2.4 改进模型应用示例

为了验证本章所提出的基于 Walker 平均应力修正准则的改进的疲劳寿命预测 模型的正确性和有效性,通过引入分散带的概念对其疲劳寿命预测结果进行评估, 分散带的定义如下^[70]:

$$\frac{1}{s} \le \frac{N_f}{N_t} \le s \tag{2-8}$$

式中, s为指定因子, 表示分散带大小, N_t为试验寿命, N_f为计算寿命。

采用 GH4133 合金盘形锻件在三组不同温度和不同应力比下的试验数据^[35, 61] 对本章所提模型进行验证, GH4133 材料在不同温度下的弹性模量 *E* 可由表 2-1 查 的, 计算结果如表 2-14 至表 2-16 和图 2-12 至图 2-15 所示, 其中, *N*_t 为试验寿命, *N*_t 为计算寿命。

\mathcal{E}_a	$\sigma_{\rm max}$ (MPa)	\mathcal{E}_{eq}	N_t	N_{f}
0.00344	777.4	0.0052	8461	10945
0.00340	743.5	0.0051	12141	11790
0.00343	741.2	0.0051	14352	10945
0.00349	748.6	0.0052	12855	10945
0.00459	806.4	0.0062	5610	5858
0.00437	841.2	0.0062	5320	5858
0.00554	932.9	0.0073	2191	3039
0.00540	904.7	0.0071	2903	3451
0.00555	935	0.0074	2535	2844
0.00548	961.7	0.0074	4276	2844
0.00545	905	0.0072	3026	3241

表 2-14 GH4133 在 T=250℃, R=0.44 下的试验寿命和预测寿命



图 2-12 GH4133 在 T=250℃, R=0.44 下的试验寿命和预测寿命的比较

\mathcal{E}_a	$\sigma_{\rm max}$ (MPa)	E _{eq}	N_t	N_{f}
0.00317	662	0.0046	18997	18366
0.00421	826	0.0060	7950	6578
0.00418	836	0.0060	6250	6578
0.00424	801	0.0059	4992	6976
0.00485	903	0.0067	5862	4390
0.00482	896	0.0067	4669	4390
0.00484	894	0.0067	5077	4390
0.00482	898	0.0067	5431	4390
0.00481	872	0.0066	5418	4653
0.00544	951	0.0073	3337	3039
0.00540	917	0.0072	3599	3241
0.00543	951	0.0073	3953	3039
0.00538	930	0.0072	4799	3241

表 2-15 GH4133 在 T=250℃, R=-1 下的试验寿命和预测寿命



图 2-13 GH4133 在 T=250℃, R=-1 下的试验寿命和预测寿命的比较

\mathcal{E}_a	σ_{\max} (MPa)	\mathcal{E}_{eq}	N_t	N_{f}
0.006	896	0.0077	1871	2300
0.005	802	0.0066	4244	4653
0.005	830	0.0067	4293	4390
0.004	780	0.0058	7533	7404
0.004	757	0.0057	6703	7867
0.0035	704	0.0051	11457	11790
0.0035	735	0.0052	10734	10945
0.003	714	0.0047	18465	16625
0.003	686	0.0046	19411	18366
0.0025	651	0.0041	26570	31125
0.0025	659	0.0041	29960	31125

表 2-16 GH4133 在 T=400℃, R=0 下的试验寿命和预测寿命



图 2-14 GH4133 在 T=400℃, R=0 下的试验寿命和预测寿命的比较

由表 2-14 至表 2-16 和图 2-12 至图 2-14 可知,采用本章提出的改进寿命预测

模型,GH4133 合金盘形锻件在不同温度 T 和应力比 R 下的疲劳寿命预测结果基本 集中在 1.5 倍分散带以内,疲劳寿命预测结果具有很好的精度,同时,改进模型的 形式简单,计算简捷,可用于工程分析。

2.5 高压涡轮盘寿命预测

在 2.2.5 节已得出,高压涡轮盘的最危险部位位于榫槽处,因此,在本节采用 本章所提出的基于 Walker 平均应力修正准则的改进的疲劳寿命预测模型,并结合 高压涡轮盘危险部位榫槽处的应力和应变分布,对高压涡轮盘进行疲劳寿命预测, 表 2-17 为采用式(2-7)计算所得高压涡轮盘在 800h 外场载荷谱下的疲劳累积损伤。

	工况				
	慢车-最大-慢车	巡航-最大-巡航	起动-最大-起动		
对应转速(rpm)	9520-18050-9520	16936-18050-16936	0-18050-0		
$\sigma_{\rm max}({ m MPa})$	976.52	976.52	976.52		
$\varepsilon_{ m max}$	0.0048669	0.0048669	0.0048669		
\mathcal{E}_{\min}	0.0011778	0.0041571	0		
\mathcal{E}_a	0.001845	0.000355	0.002433		
E(GPa)	194	194	194		
γ	0.55	0.55	0.55		
n_i	2006	24326	1306		
$N_{f\tilde{\imath}}$	28812	147520	13856		
$D_i = n_i / N_{fi}$	0.070	0.165	0.094		

表 2-17 高压涡轮盘 800h 外场载荷谱下的疲劳损伤

通过表 2-17 并结合 Miner 法则^[71],得到高压涡轮盘在 800h 外场使用载荷谱下 的总损伤为:

$$D = \sum_{i=1}^{n} \frac{n_i}{N_{fi}} = 0.070 + 0.165 + 0.094 = 0.329$$
(2-9)

最后,计算得到高压涡轮盘的外场使用小时数为:

$$t = 800 \cdot \frac{1}{D} = 2431.6h \tag{2-10}$$

2.6 本章小结

本章通过弹塑性有限元分析方法,确定出高压涡轮盘的危险部位分别为榫槽、 螺栓孔和中心孔,并获得了危险部位的应力和应变分布。考虑到高压涡轮盘在工 作时所受载荷的非对称性,以及材料手册上的性能参数数据多是在循环对称条件 或者指定应力比下得到的,通过对试验数据进行拟合,提出了一种基于 Walker 平 均应力修正准则的改进的低周疲劳寿命预测模型,该模型形式简单,应用方便。 然后采用 GH4133 合金盘形锻件在不同温度和应力比下的试验数据对改进模型进 行了验证,结果表明,改进模型具有较好的精度,可满足工程需要。

第三章 基于应变-寿命曲线的轮盘低周疲劳寿命预测

3.1 引言

在航空发动机的服役过程中,一般都承受着复杂时变载荷的作用,不仅载荷 谱的幅值在不断变化,载荷谱的平均应力也在不断变化。大量研究^[57,60,63,72-74]表 明,平均应力会影响机械结构裂纹的扩展速度,进而影响到机械结构的疲劳寿命, 拉伸平均应力会降低机械结构的疲劳寿命,而压缩平均应力会增加机械结构的疲 劳寿命^[75-77]。因此,采用合理的方法对非对称载荷谱进行平均应力修正具有重要 的工程意义。

平均应力对疲劳寿命的影响与机械结构材料的物理性能密切相关,其取决于 材料的微观结构、热处理工艺、循环软化或循环硬化过程以及承载时间等因素。 当进行平均应力效应分析时,必须考虑到它的两个重要特征:平均应力松弛现象 和材料对平均应力影响的灵敏度^[78]。平均应力松弛是指载荷谱的非对称加载会引 起材料变形的不协调,进而产生内应力,并导致平均应力随时间的增长而不断减 小的过程,载荷幅值越大,平均应力松弛现象会越明显;材料对平均应力影响的 灵敏度是指平均应力对不同材料构件的疲劳寿命的影响是不同的,甚至对同一种 材料的两件试样,如果材料的热处理过程不同,平均应力对疲劳寿命的影响也是 不同的^[79],一般脆性材料比塑性材料对平均应力的影响更为灵敏^[78]。

前述章节已经指出,由于可以考虑不同材料对平均应力效应影响的灵敏度, Walker 平均应力修正准则是目前较为成功的平均应力修正方法。但是 Walker 平均 应力修正准则的指数为材料常数,其数值的确定需要大量的试验,因此,限制了 其在工程上的广泛应用。同时,第二章所提模型需要大量试验数据对其参数进行 拟合,既耗时,又耗力。基于此,本章将建立 Walker 指数与材料物理性能参数之 间的联系,给出其数学表达式,并将其引入到 SWT 参数模型中,提出一个通用的 不需要参数拟合的改进低周疲劳寿命预测模型,在采用试验数据对其进行验证后, 再对高压涡轮盘进行寿命预测。

3.2 平均应力效应

在工作过程中,结构承受着循环交变载荷的作用,在每一个循环中,当其载 荷从最小值变化到最大值的过程中,就会产生平均应力。应力幅决定着结构的疲 劳强度,但平均应力对结构疲劳强度的影响也不可忽略,这也是相同结构在相同 载荷幅值下疲劳寿命不同的原因,通常正值平均应力对疲劳寿命具有削弱作用, 而负值平均应力对疲劳寿命具有促进作用^[80],如图 3-1 所示。



图 3-1 平均应力对寿命影响示意图

研究表明,平均应力的值越大,其对疲劳寿命的影响越明显^[81]。结构的循环载荷通常由应力幅值 σ_a 、平均应力 σ_m 、应力变化范围 $\Delta\sigma$ 和应力比R组成^[82-83],图 3-2 为恒幅循环载荷谱。



图 3-2 恒幅循环载荷谱

图中:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \tag{3-1}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \tag{3-2}$$

$$\Delta \sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \tag{3-3}$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \tag{3-4}$$

对于平均应力和疲劳寿命之间的关系,学者们进行了大量的研究,通过对试验数据进行分析,已经提出了众多的方法和准则,大多是通过极限应力图描述平均应力对疲劳强度的影响。经过学者们不断的完善与发展,目前工程上常用的主要有 Goodman、Morrow、SWT 和 Walker 等平均应力修正准则。

(1) Goodman 平均应力修正准则

Goodman 将材料的静强度等同于材料的最大抗拉强度,提出了如下的表达式^[71]:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1 \tag{3-5}$$

式中, σ_{ar} 为平均应力为零时的等效应力福, σ_{ar} 为强度极限。

(2) Morrow 平均应力修正准则

Morrow 在 Goodman 平均应力修正准则的基础上进行了修改,用材料的真实断裂强度 σ_f 代替材料的强度极限 σ_u ,提出了如下表达式^[57]:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_f} = 1 \tag{3-6}$$

(3) SWT 平均应力修正准则

考虑到材料性能参数难以获得,Smith、Watson和Topper提出了一种形式简单, 不依赖任何材料性能参数的平均应力修正准则,其表达式为^[60]:

$$\sigma_{ar} = \sqrt{\sigma_{\max}\sigma_a} \tag{3-7}$$

(4) Walker 平均应力修正准则

不同材料对平均应力影响的灵敏度是不同的, Walker 通过引入一个材料常数 来考虑不同材料对平均应力影响的灵敏度,提出了如下的模型^[63, 67]:

$$\sigma_{ar} = \sigma_{\max}^{1-\gamma} \sigma_a^{\gamma} \tag{3-8}$$

在上述四种模型中,Goodman 平均应力修正准则比较适用于脆性材料,对于 延性材料其修正结果偏保守^[84]。当材料的真实断裂强度 σ_f 已知时,Morrow 平均 应力修正准则具有较好的修正结果^[84]。SWT 平均应力修正准则对于铝制材料具有 较好的修正效果,对于其它材料的修正效果则一般^[81, 85]。Walker 平均应力修正准 则由于考虑了不同材料对平均应力影响的灵敏度常数 γ ,因此,它对所有的材料都 具有很好的平均应力修正效果^[67, 86]。比较 SWT 平均应力修正准则和 Walker 平均 应力修正准则可知,SWT 准则是 Walker 准则的一种特殊形式,当 $\gamma = 0.5$ 时,Walker 准则可简化为 SWT 准则,即 SWT 准则将不同材料对平均应力影响的灵敏度视为 同一常数,这导致了 SWT 准则对于某些材料平均应力修正效果没有 Walker 准则 好。

3.3 Walker 指数的确定

3.3.1 数学模型的提出

Walker 平均应力修正准则由于材料常数γ的引入使其对所有的材料都具有较好的平均应力修正效果,但γ的未知性也在很大程度上限制了 Walker 准则在工程上的应用。目前,不同材料的γ值都是通过试验得到的,这不仅效率低,而且不具有经济性。因此,给出计算材料常数γ值的数学模型具有重要意义。

研究表明^[63,67], γ 作为材料常数,可用于描述材料对平均应力影响的灵敏度, γ 值越大,材料对平均应力影响的灵敏度越低。迄今为止,国内外尚未有一个可接 受的数学模型对 γ 进行精确描述。Dowling 在其研究中指出^[67],在特定的情况下, γ 与材料的疲劳性能参数强度极限 σ_u 有一定的关系,但不足以用来描述 γ 。因此, 需对材料常用疲劳性能参数进行分析,建立其与 γ 之间的关系。表 3-1 为 16 种不 同材料在不同条件下的疲劳性能参数试验值。

对表 3-1 进行分析,得:

(1)理论上, γ 值的变化范围为 0-1, 但表中 γ 的试验值变化范围集中在 0.4-0.8之间。

(2) 对于同一类材料,随着屈服极限 σ_b 、强度极限 σ_u 和真实断裂强度 σ_f 值的增加, γ 值减小。但对不同材料,不存在这样的规律。

(3) γ 和屈服极限 σ_b 、强度极限 σ_u 存在着一定的内在联系,屈服极限 σ_b 和强度极限 σ_u 两者的值越接近, γ 的值越接近 0.5。

通过上述规律以及边界条件的限定,本章采用屈服极限 σ_b 和强度极限 σ_u 描述 Walker 的材料常数 γ ,并给出如下数学表达式:

$$\gamma = 0.5 \pm \frac{\sigma_u - \sigma_b}{\sigma_u + \sigma_b} \tag{3-9}$$

同类材料具有类似的物理性能,其材料常数 γ 也具有同样的规律。在工程上, 多种材料的 γ 试验值是已知的,对于某一材料,式(3-9)中+和-的选取,即 γ 值是否 大于 0.5,可根据同类材料试验得到的 γ 值作出判断。将某一材料的 γ 值和同类材 料的 γ 试验值进行对比,其 γ 值具有相同的分布,即同时大于或者小于 0.5,且对 于同类材料, γ 值与屈服极限 σ_b 、强度极限 σ_u 的值成反比。

第三章	基于应变-寿命曲线的轮盘低周疲劳寿命预测	l

材料	σ_b (MPa)	σ_u (MPa)	σ_f (MPa)	$\psi(\%)$	试验值 γ
SAE 1015 St ^[87]	228	415	726	67.9	0.7352
GSMnNi63 St ^[88]	312	501	846	26	0.8113
Ck45 St ^[88]	531	790	1271	60	0.6949
SAE 4130 St, Norm ^[89]	647	799	1144	15.2	0.6903
CC 450 SS, H1150 ^[90]	678	1015	1360	23.2	0.6253
SAE 4130 St, Hard ^[89]	1200	1241	1586	8.3	0.5457
CC 450 SS, H900 ^[90]	1354	1405	1750	15.3	0.4758
PH13-8Mo SS, H1000 ^[91]	1358	1413	1758	-	0.5969
300M St ^[91]	1634	1958	2303	-	0.4157
SAE 1045 St,705HB ^[92]	1827	2082	2131	2	0.4839
SAE 1045 St, 55HRC ^[75, 93]	1731	2165	2690	38	0.4286
6061-T6 Al ^[91]	276	310	420	-	0.6330
Al Mg4.5Mn, Cld Rl ^[88]	298	363	476	13	0.6681
2014-T6 Al ^[94]	438	494	581	13.6	0.4803
7075-T6 Al ^[94]	489	567	729	16.5	0.4150
Ti-6Al-4V ^[88]	1006	1034	1271	14.5	0.5431

表 3-1 不同材料的疲劳性能参数试验值

3.3.2 数学模型的验证

为了验证 3.3.1 节所提出模型的正确性和有效性,将表 3-1 中不同材料的屈服 极限 σ_b 值和强度极限 σ_u 值代入式(3-9),得到 γ 的计算值,然后对 γ 的试验值和计 算值进行比较,如表 3-2 和图 3-3 所示。

由表 3-2 和图 3-3 可知,采用式(3-9)对 16 种材料的材料常数 γ 进行计算,所 得到的 γ 计算值与试验值很接近,所有数据都分布在 1.2 倍分散带以内,具有较高 的精度,因此建立材料常数 γ 和材料的疲劳性能参数屈服极限 σ_b 、强度极限 σ_u 之 间的关系式,对 γ 进行量化是可行的,即式(3-9)是正确和有效的。

材料	σ_b (MPa)	σ_u (MPa)	试验值 γι	计算值 γ2
SAE 1015 St	228	415	0.7352	0.7908
GSMnNi63 St	312	501	0.8113	0.7325
Ck45 St	531	790	0.6949	0.6961
SAE 4130 St, Norm	647	799	0.6903	0.6051
CC 450 SS,H1150	678	1015	0.6253	0.6991
SAE 4130 St, Hard	1200	1241	0.5457	0.5168
CC 450 SS, H900	1354	1405	0.4758	0.4815
PH13-8Mo SS, H1000	1358	1413	0.5969	0.5198
300M St	1634	1958	0.4157	0.4098
SAE 1045 St,705HB	1827	2082	0.4839	0.4348
SAE 1045 St, 55HRC	1731	2165	0.4286	0.3886
6061-T6 Al	276	310	0.6330	0.5580
Al Mg4.5Mn, Cld Rl	298	363	0.6681	0.5983
2014-T6 Al	438	494	0.4803	0.4400
7075-T6 Al	489	567	0.4150	0.4261
Ti-6Al-4V	1006	1034	0.5431	0.5137

表 3-2 材料常数 y 的试验值和计算值



图 3-3 材料常数 y 的试验值和计算值的比较

3.4 改进 SWT 参数模型

3.4.1 考虑平均应力效应的应变寿命预测模型

在 3.2 节中,简单介绍了几种工程上常用的平均应力修正准则,并对它们的优缺点进行了分析。在复杂的高循环载荷作用下,结构会进入塑性状态,低周疲劳破坏为其最主要的失效模式,而将平均应力修正准则和结构低周疲劳寿命较好结合的方法是应变寿命预测方法。应变-寿命曲线是用于表示结构应变和疲劳寿命之间关系,其中最通用的应变寿命预测模型是由 Basquin 在 1910 年提出的用以表示弹性应变 ε_e 和疲劳寿命 N_f 之间的关系,其表达式为^[56]:

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma_a}{E} = \frac{\sigma_f}{E} \left(2N_f\right)^b \tag{3-10}$$

但是 Basquin 公式存在以下两个缺点:

- (1)未能考虑平均应力对疲劳寿命的影响。
- (2) 只能对以弹性应变为主的结构进行疲劳寿命预测。

对此, Coffin 和 Manson 通过研究,给出了塑性应变 ε_p 和寿命 N_f 之间的关系,其 表达式为^[95]:

$$\varepsilon_p = \varepsilon_f \left(2N_f \right)^c \tag{3-11}$$

结合 Basquin 公式和式(3-11), Coffin 和 Manson 提出了在对称循环载荷下弹塑 性总应变-寿命预测模型,其表达式为:

$$\varepsilon_a = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma_f}{E} \left(2N_f \right)^b + \varepsilon_f \left(2N_f \right)^c \tag{3-12}$$

图 3-4 为式(3-10)、式(3-11)和式(3-12)画在同一坐标下的关系图,其中 *A* 为弹性应变-寿命曲线和塑性应变-寿命曲线的交点,当在 *A* 点左端时,结构以塑性变形为主,会发生低周疲劳破坏;当在 *A* 点右端时,结构以弹性变形为主,会发生高周疲劳破坏^[13]。

由于式(3-12)是在对称循环载荷下给出的表达式,所以其同样不能考虑平均应 力对疲劳寿命的影响。考虑到式(3-12)在对称循环载荷下的高精度以及未考虑平均 应力影响的缺点,Morrow 结合 Morrow 平均应力修正准则和式(3-12),提出了仅对 结构弹性应变部分进行平均应力修正的模型,其表达式为^[57]:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f - \sigma_m}{E} (2N)^b + \varepsilon_f (2N)^c \tag{3-13}$$



图 3-4 应变-寿命曲线关系图

对于式(3-13),当材料的疲劳强度系数 σ_f 和真实断裂强度 σ_f 接近时,Morrow 弹性应变修正模型具有很好的精度,但对于铝合金等疲劳强度系数 σ_f 和真实断裂 强度 σ_f 差别比较大的材料,Morrow 弹性应变修正模型的预测误差较大。基于此,Smith,Watson 和 Topper 提出了一种可以考虑平均应力效应,同时对所有材料都具 有较好疲劳寿命预测效果的模型,其表达式为^[60]:

$$\sigma_{\max}\varepsilon_a = \frac{(\sigma_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \varepsilon_f \sigma_f (2N_f)^{b+c}$$
(3-14)

该模型认为,在 SWT 参数模型中,载荷谱的最大应力控制着平均应力对疲劳寿命的影响。在给定疲劳寿命下,最大应力 σ_{\max} 和应变幅 ε_a 会发生变化,但其乘积 $\sigma_{\max}\varepsilon_a$ 会保持不变^[96]。

对比式(3-7)和式(3-14),可以看出,SWT 参数模型是SWT 平均应力修正准则的扩展。由于SWT 平均应力修正准则把不同材料对平均应力影响的灵敏度视为同一常数 0.5,因此,式(3-14)具有同样的性质。所以,当材料对平均应力影响的灵敏度偏离 0.5 时,式(3-14)的疲劳寿命预测结果将产生较大的偏差。

3.4.2 改进模型的建立

在 3.2 节中,通过常用平均应力修正准则的分析,引入考虑材料对平均应力影 响灵敏度的材料常数γ,使得 Walker 平均应力修正准则具有最好的平均应力修正 效果,并且在 3.3 节中给出了计算γ的数学模型。同时,SWT 参数模型是可以对

所有材料进行疲劳寿命预测的通用模型,特别是对于 γ 值接近 0.5 的材料,其疲劳 寿命预测效果较好,但对于 γ 值偏离 0.5 的材料,仅用最大应力 σ_{max} 控制平均应力 的影响是不够的,还要考虑材料对平均应力影响的灵敏度。因此,结合 Walker 指 数具有较好的平均应力修正效果,和 SWT 参数模型适用于所有材料寿命预测的通 用性,本章提出如下的改进模型:

$$2\gamma\sigma_{\max}\varepsilon_a = \frac{(\sigma_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \varepsilon_f \sigma_f (2N_f)^{b+c}$$
(3-15)

在 3.3 节中已经得到γ的表达式如下:

$$\gamma = 0.5 \pm \frac{\sigma_u - \sigma_b}{\sigma_u + \sigma_b} \tag{3-16}$$

结合式(3-15)和式(3-16),可得到最后改进模型的表达式为:

$$2\sigma_{\max}\varepsilon_a(0.5\pm\frac{\sigma_u-\sigma_b}{\sigma_u+\sigma_b}) = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_f)^{2b} + \varepsilon_f'\sigma_f' (2N_f)^{b+c}$$
(3-17)

由式(3-15)可以看出,当 γ =0.5时,本章所提的改进模型将退化为 SWT 参数 模型,即 SWT 参数模型是本章所提模型的一种特殊形式。由于材料常数 γ 的引入, 使得改进的模型可以考虑不同材料对平均应力影响的灵敏度,根据 γ 和屈服极限 σ_b 、强度极限 σ_u 的内在联系,对 γ 值进行量化,促进了该改进模型在工程上的应 用。

3.5 改进模型应用示例

为了验证本章所提出的改进 SWT 参数疲劳寿命预测模型的正确性,本章分别 采用 GH4133^[35,61]、Al 7075-T651^[97]、碳钢^[75]和 1Cr11Ni2W2MoV^[35]四种材料的试 验数据对改进的 SWT 参数模型进行验证。同时为验证改进模型的有效性,将其疲 劳寿命预测结果与 SWT 参数模型的预测结果进行对比。表 3-3 为 GH4133、Al 7075-T651、碳钢和 1Cr11Ni2W2MoV 四种材料疲劳性能参数的试验值,表 3-4 至 表 3-7 和图 3-5 至图 3-8 为四种材料的寿命试验值、SWT 参数模型寿命计算值、改 进 SWT 参数模型寿命计算值以及三者之间的比较。同时,为了验证本章所提模型 的通用性,所采用试验材料分别为四种不同材质的材料,并且其试验数据是在不 同温度和应力比下得到的,并且,为了突出材料常数γ对疲劳寿命的影响,这四种 材料的γ值是不同的。

	GH4133	7075-T651	碳钢	1Cr11Ni2W2MoV
屈服极限 σ_b (MPa)	878	501	1731	979
强度极限 σ_u (MPa)	1221	561	2165	1131
弹性模量 E (GPa)	220	71.7	205	180
疲劳强度系数 σ_{f} (MPa)	1796	1576	3372	1651
疲劳强度指数 b	-0.09	-0.1609	-0.103	-0.09
疲劳延性系数 ε_{f}	0.2527	0.1575	0.038	0.278
疲劳延性指数 c	-0.56	-0.6842	-0.47	-0.56
材料常数 γ	0.663	0.4435	0.61	0.43

表 3-3 GH4133、7075-T651、碳钢和 1Cr11Ni2W2MoV 疲劳性能参数试验值

表 3-4 GH4133 疲劳寿命试验值和计算值

$\sigma_{\rm max}({ m MPa})$	σ_m (MPa)	\mathcal{E}_a	试验 N_t	SWT N _{fl}	改进 SWT N _{f2}
863	431.5	0.006	1534	2192	1038
864.9	54.8	0.004440	2879	5356	2298
863.4	71.2	0.004365	3720	5688	2424
886.5	85.75	0.004330	2508	5363	2301
734	367	0.004	7778	13337	5128
757	378.5	0.004	6703	11938	4653
743	371.5	0.004	4707	12763	4934
740	370	0.004	6249	12951	4997
761	380.5	0.004	6641	11716	4577
693	346.5	0.0035	12619	27475	9658
704	352	0.0035	11457	25822	9147
735	367.5	0.0035	10734	21841	7899
777.4	100.6	0.003440	8461	18837	6939
743.5	74.2	0.003395	12141	23501	8422
659	329.5	0.003	20852	63994	20318
701	350.5	0.003	19717	49178	16106
686	343	0.003	19411	53886	17457
714	357	0.003	18465	45533	15050
644	322	0.003	23660	70713	22193
672	336	0.0025	44070	132140	38708
647	323.5	0.0025	45090	157420	45285



图 3-5 GH4133 疲劳寿命试验值和计算值的比较

$\sigma_{\rm max}({ m MPa})$	σ_m (MPa)	\mathcal{E}_a	试验 N_t	SWT N_{f1}	改进 SWT N _{f2}
506.2	152.5	0.0050	2862	2212	3082
506	221.3	0.0041	6144	3847	5409
536.3	268.2	0.004	5275	3500	4915
440	159.9	0.004	12288	6147	8697
440.1	220.0	0.0032	17885	11754	16744
401	200.5	0.0029	34956	20711	29638
355.3	177.7	0.0025	54680	46483	66832
293.2	146.6	0.0021	209237	141670	204530
507.8	432.1	0.0011	245801	190890	275800

表 3-5 7075-T651 疲劳寿命试验值和计算值



图 3-6 7075-T651 疲劳寿命试验值和计算值的比较

$\sigma_{\rm max}({ m MPa})$	σ_m (MPa)	\mathcal{E}_a	试验 N_t	SWT N _{f1}	改进 SWT Nf2
1659	1171	0.0025	58040	162860	64674
1704	1123	0.003	14670	61695	24897
1322	645	0.0035	28090	97820	39152
1904	1165	0.004	5640	10204	4304
1519	703	0.004	19030	28017	11498
719	-337	0.005	40230	318650	125460
1058	0	0.005	23133	52709	21336
986	0	0.005	15492	72923	29337
1653	664	0.005	4070	7132	3044
1907	942	0.005	2240	3856	1682
970	-308	0.006	23860	34065	13917
1226	0	0.007	1727	6057	2599

表 3-6 碳钢疲劳寿命试验值和计算值



图 3-7 碳钢疲劳寿命试验值和计算值的比较

$\sigma_{\rm max}({ m MPa})$	σ_m (MPa)	\mathcal{E}_a	试验 N_t	SWT N _{f1}	改进 SWT Nf2
997	0	0.01186	395	310	434
1296	0	0.01212	241	180	239
1272	0	0.01186	307	190	260
893	0	0.00803	1418	990	1463
988	0	0.00798	1470	783	1142
987	0	0.00649	2039	1323	1988
955	0	0.00550	5472	2273	3536
873	0	0.00549	4311	2963	4693
919	0	0.00550	4701	2537	3976
817	0	0.00452	13062	6696	11247
839	0	0.00451	11720	6179	10317
699	0	0.00350	55378	30217	56537
722	0	0.00351	53326	26257	48665
695	0	0.00350	53293	30923	57947

表 3-7 1Cr11Ni2W2MoV 疲劳寿命试验值和计算值



图 3-8 1Cr11Ni2W2MoV 疲劳寿命试验值和计算值的比较

由表 3-4 至表 3-7 和图 3-5 至图 3-8 可知,SWT 参数模型对 Al 7075-T651 和 1Cr11Ni2W2MoV 疲劳寿命预测效果较好,预测值基本上都落在 1.5 倍分散带附近, 但是对 GH4133 和碳钢疲劳寿命预测效果较差,预测值基本上都落在 1.5 倍分散带 以外,而之所以会出现这样大的偏差,是因为SWT 参数模型把材料对平均应力影 响的灵敏度看作常数,即 γ=0.5。对比 GH4133、Al 7075-T651、碳钢和 1Cr11Ni2W2MoV 四种材料的 γ值,发现 Al 7075-T651 和 1Cr11Ni2W2MoV 的 γ值 较为接近 0.5,因此,在这四种材料中,SWT 参数模型对 Al 7075-T651 和 1Cr11Ni2W2MoV 疲劳寿命预测效果较好。与SWT 参数模型对 Al 7075-T651 和 1Cr11Ni2W2MoV 疲劳寿命预测效果较好。与SWT 参数模型的预测结果相比,改 进的 SWT 参数模型的预测精度得到了较大提高。虽然 GH4133、Al 7075-T651、 碳钢和 1Cr11Ni2W2MoV 四种材料的 γ值相差较大,但改进的 SWT 参数模型对这 四种材料都给出了较好的预测效果,预测值基本都落在 1.5 倍分散带内,可以满足 工程的实际需求。综上所述,将表示材料对平均应力影响灵敏度的 Walker 指数 γ 引 入到 SWT 参数模型中对其进行完善是合理的,疲劳寿命预测精度得到了显著提高, 因此,本章所提出的改进 SWT 参数模型是正确和有效的。

3.6 模型精度对比

本文第二章提出了一个基于 Walker 平均应力修正准则的改进的疲劳寿命预测 模型对高压涡轮盘进行疲劳寿命预测,通过试验数据验证了其具有很好的精度。 但是对于这个模型,其本身存在一定的限制性,首先其参数的确定需要大量的疲 劳试验数据来进行拟合,对于不同的材料,其参数的取值是不同的,因此,在将 其应用到工程分析时,对于某种特定的材料,都需对其参数重新进行拟合,比较 繁琐;其次,对于某些较昂贵的工程材料,由于缺乏相应的疲劳试验数据,无法 对该模型的性能参数进行拟合,限制了其在工程上的应用。基于此,本章提出一 种适用于所有材料的低周疲劳寿命预测通用模型,试验数据验证其也具有较好的 预测精度。由于两个模型在其验证过程中均采用了 GH4133 合金盘形锻件的疲劳 试验数据,本节将采用表 3-4 中的试验数据对两个模型的精度进行比较,结果如图 3-9 所示,其中第二章模型寿命计算值、本章模型寿命计算值和寿命试验值分别用 N_{f1} 、 N_{f2} 和 N_r 表示。



图 3-9 GH4133 不同模型寿命计算值和寿命试验值的对比

由图 3-9 可知, 第二章所提模型由于是通过对材料的疲劳试验数据拟合得到,

其寿命预测值大部分点落在 1.5 倍分散带内,只有少量的点落在 1.5 倍分散带外,同时其落在 1.5 倍分散带内的点集中在直线 $N_t = N_f$ 附近,而越靠近直线 $N_t = N_f$, 表示其寿命预测精度越高。本章所提模型具有通用性,可适用于不同材料的工程 分析,同时该模型由于可以考虑不同材料对平均应力影响的灵敏度,使得其寿命 预测值都落在 1.5 倍分散带内,并且其一半左右的数据点集中在直线 $N_t = N_f$ 附近, 其预测精度不劣于第二章所提模型,同时,该模型不需要大量的疲劳试验数据对 其参数进行拟合,使得其具有更好的工程适用性。

3.7 高压涡轮盘疲劳寿命预测

在第二章的研究中指出,高压涡轮盘的最危险部位位于榫槽处。因此本节以高压涡轮盘榫槽处的最大应力和应变为基准,采用基于改进 SWT 参数模型的低周疲劳寿命预测模型,并结合表 3-2,对高压涡轮盘进行寿命预测,计算结果如表 3-8 所示。

	工况		
	慢车-最大-慢车	巡航-最大-巡航	起动-最大-起动
对应转速(rpm)	9520-18050-9520	16936-18050-16936	0-18050-0
$\sigma_{\rm max}({ m MPa})$	976.52	976.52	976.52
\mathcal{E}_{\max}	0.0048669	0.0048669	0.0048669
\mathcal{E}_{\min}	0.0011778	0.0041571	0
\mathcal{E}_a	0.001845	0.000355	0.002433
E(GPa)	194	194	194
γ	0.663	0.663	0.663
n_i	2006	24326	1306
N_{fi}	46437	∞ +	15137
$D_i = n_i / N_{fi}$	0.043	0	0.086

表 3-8 高压涡轮盘榫槽 800h 外场载荷谱下的疲劳损伤

基于表 3-8 并结合 Miner 法则^[71],得到高压涡轮盘在 800h 外场使用载荷谱下的总损伤为:

$$D = \sum_{i=1}^{n} \frac{n_i}{N_{fi}} = 0.043 + 0.086 = 0.129$$
(3-18)

最后可以得到高压涡轮盘的外场使用小时数为:

$$t = 800 \cdot \frac{1}{D} = 6202h \tag{3-19}$$

3.8 本章小结

针对材料对平均应力影响灵敏度的 Walker 指数γ的未知性,本章建立了材料 常数γ与材料屈服极限σ_b和强度极限σ_u之间的关系,给出了量化计算γ的数学模 型,试验数据验证了该数学模型具有很好的精度和实用性。考虑到 SWT 参数模型 可以进行所有材料疲劳寿命预测的优点,以及其视不同材料对平均应力影响的灵 敏度为相同常数的缺点,本章将 Walker 指数γ引入到 SWT 参数模型中对其进行完 善,提出了一个改进的 SWT 参数疲劳寿命预测模型,GH4133、Al 7075-T651、碳 钢和和 1Cr11Ni2W2MoV 四种材料的试验数据验证了改进模型的合理性和正确性, 最后应用该改进模型对高压涡轮盘进行了疲劳寿命预测。

第四章 考虑应力梯度效应的轮盘低周疲劳寿命预测

4.1 引言

实际工程中,机械零部件因其功能上的需要,在其结构上存在着孔洞、切口、 键槽、轴肩、圆角等缺口特征。缺口部位往往是机械零部件的最薄弱部位,决定 了整个机械零部件的强度和寿命。缺口特征的存在导致机械零部件的形状不连续 和截面尺寸变化,当机械零部件承受外载荷时,在缺口处会产生应力集中现象, 使得机械零部件内部出现非均匀分布的应力场,即应力梯度^[98-99]。大量试验和研 究表明^[100-109],缺口部位是机械零部件的应力集中区,也是疲劳裂纹萌生的区域, 该区域的应力梯度不但会影响机械零部件的疲劳缺口系数,也是引起尺寸效应的 主要因素之一,当机械零部件承受相同外载荷时,小尺寸试样的应力梯度大于大 尺寸试样的应力梯度^[13, 98]。因此,确定缺口处的应力场分布,研究应力梯度对机 械零部件疲劳强度和寿命的影响具有重要意义。

应力梯度对机械零部件疲劳寿命的影响机理,可用支持效应解释。该理论指出^[13,98,100,101,110]:缺口处不均匀分布的应力场,会使得零部件缺口处外层应力大,内层应力小,当外层晶粒发生位移时,会被应力较低和位移较小的内层晶粒所阻滞,进而导致在相同的外载荷下,即使不同机械零部件危险点的应力相同,但由于不同的应力场分布,会使得机械零部件具有不同的疲劳寿命。

前述章节中,在对高压涡轮盘进行疲劳寿命预测时,均是基于点应力原则, 即仅考虑轮盘缺口危险点的应力和应变历程,未考虑缺口危险部位附近非均匀分 布应力场对轮盘疲劳寿命的影响。研究表明^[99-100,110-114],缺口部位峰值点应力和应 变裂纹形成寿命不仅取决于缺口部位的最大应力和应变,还与缺口的几何形状以 及附近非均匀分布的应力场有关,应力值最大的部位不一定寿命最短。基于此, 本章的主要工作是通过对机械零部件缺口部位附近的非均匀分布应力场进行分 析,建立应力梯度影响因子,并将其引入到应变寿命预测模型中,提出同时考虑 平均应力效应和应力梯度效应的低周疲劳寿命预测模型,并采用改进模型对高压 涡轮盘疲劳寿命进行预测。

4.2 应力梯度效应

从微观上讲,在外载荷作用下,机械零部件的疲劳裂纹萌生于某些晶粒的表面。疲劳裂纹会首先在最大剪应力方向上穿透几个晶粒,然后在与拉应力垂直方

向上继续扩展。疲劳裂纹的萌生和扩展,不仅受裂纹扩展方向上晶粒的影响,还 受裂纹扩展方向周围其它晶粒的影响,所以,机械零部件的疲劳断裂过程不仅与 部件的峰值应力点有关,还与峰值点周围几个或多个晶粒范围内的非均匀分布应 力场有关^[115-117]。图 4-1 为在圆孔缺口下某机械零部件缺口部位非均匀应力场分布 示意图,其中ρ为缺口半径, *x* 为零部件上某点距缺口峰值应力点的距离,*k* 为缺 口应力变化曲线上某点的斜率,用以表示缺口应力场变化的快慢程度。



图 4-1 某机械零部件缺口部位非均匀应力场分布

研究表明^[38,100-103,118-119],在不考虑应力梯度对机械零部件疲劳寿命的影响时, 所得到的疲劳寿命预测结果是偏保守的。机械零部件的疲劳破坏过程中,其材料 内部在某种程度上存在着一定的微观塑性变形,形成微观塑性区。微观塑性区的 发展在空间上不是自由的,会受到周围应力场的抑制,并且其范围会随着应力梯 度的增大而减小。微观塑性区的范围大小影响着机械零部件的疲劳累积损伤,其 范围越大,机械零部件的疲劳损伤越大。因此,疲劳损伤与应力梯度存在如图 4-2 所示的关系^[100-101]。



图 4-2 疲劳损伤与应力梯度关系示意图

如何对应力梯度效应进行描述,以及如何考虑应力梯度对疲劳寿命的影响, 国内外学者已进行了大量研究,其中最具有代表性的是相对应力梯度法^[114, 120-122] 和应力场强法^[112, 123]。

4.2.1 相对应力梯度法

相对应力梯度法的提出是用以解决缺口部件疲劳强度降低现象的,4.1 节中已 指出,应力梯度对机械零部件疲劳寿命的影响机理,可用支持效应来解释,相对 应力梯度法认为支持效应是由缺口部件危险部位峰值点附近的相对应力梯度所引 起的,该方法通过考虑缺口部位附近相对应力梯度的变化,得到表示缺口部位损 伤程度的有效应力,并将其作为描述缺口部件疲劳寿命的损伤参数^[110],其定义为 ^[114,121]:

$$\sigma_{ef} = \frac{1}{x_{ef}} \int_{0}^{x_{ef}} \sigma_x (1 - \chi x) \mathrm{d}x$$
(4-1)

$$\chi = \frac{1}{\sigma_{\max}} \cdot \frac{d\sigma}{dx} \bigg|_{x=0}$$
(4-2)

式中, σ_{ef} 为有效应力, x_{ef} 为应力场范围的有效距离,取决于缺口半径和缺口形状, χ 为相对应力梯度,x为缺口部件危险部位附近某点距离峰值点的距离, σ_{x} 为x点处的等效应力值。

通过式(4-1)和(4-2)得到考虑缺口部位附近相对应力梯度变化的等效应力,再 根据材料的应力-寿命曲线得到缺口部件的疲劳寿命。

4.2.2 应力场强法

应力场强法综合考虑了应力梯度以及应力场对疲劳寿命的影响,其是在机械 零部件材料循环应力应变曲线的基础上,利用弹塑性有限元分析方法得到缺口部 位的应力场分布,再结合材料的应力-寿命曲线或应变-寿命曲线得到缺口部件的疲 劳寿命^[12]。

应力场强法认为^[117,123]:由相同材料构成的缺口试件和光滑试件,若两者危险 部位具有相同的应力场强度变化历程,则两者的寿命相同。对于缺口零部件,其 疲劳裂纹的形成和扩展不仅与危险部位的峰值点有关,还与峰值点一定范围的应 力应变场有关。由于疲劳过程是一种局部损伤行为,峰值点附近的应力应变场的 范围不会很大,同时该应力应变场不是一个点值,该应力应变场的范围也不会很 小,图 4-3 为某缺口部件的应力场强示意图。

54


图 4-3 某缺口部件应力场强示意图

应力场强法的数学模型为[12]:

$$\sigma_{FI} = \frac{1}{V} \int_{\Omega} f\left(\sigma_{ij}\right) \varphi(\mathbf{r}) dv$$
(4-3)

式中, σ_{FI} 为疲劳缺口场强度; Ω 为疲劳缺口破坏区,和缺口部件的材料性能有关, 其大小与形状取决于缺口部件的破坏机理;V为缺口破坏区 Ω 的体积; σ_{ij} 为破坏 区应力分量; $\varphi(\mathbf{r})$ 为权函数,与 \mathbf{r} 的距离以及方向有关,用以表示缺口破坏区各 点应力对疲劳损伤的贡献程度,由于缺口部位的形变在其表面处相对于内部更容 易一些,所以缺口破坏区内部点对疲劳损伤的贡献程度要大些; $f(\sigma_{ij})$ 为破坏应 力函数,表示缺口部件材料以及峰值点周围应力场对缺口疲劳强度的影响。对于 各向同性的金属材料, $f(\sigma_{ij})$ 可用 Von Mises 等效应力公式进行计算:

$$f(\sigma_{ij}) = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$
(4-4)

当缺口破坏区为平面时,式(4-3)可写为:

$$\sigma_{FI} = \frac{1}{S} \int_{D} f(\sigma_{ij}) \varphi(\mathbf{r}) ds$$
(4-5)

式中, D 为疲劳缺口破坏区, S 为缺口破坏区的面积。

相对应力梯度法和应力场强法都能较好考虑应力梯度对疲劳寿命的影响。对 于复杂缺口零部件,其缺口附近的非均匀分布应力场难以精确获得,进而限制了 相对应力梯度法在工程中的应用。同理,应力场强法中疲劳缺口破坏区的值需由 试验确定,既计算繁琐,又耗资耗时。因此,需进一步研究应力梯度对疲劳寿命 的影响机理,提出一种工程适用性较高的应力梯度影响因子。

4.3 考虑应力梯度效应的疲劳寿命预测模型

缺口部件的疲劳寿命不仅取决于缺口部位的最大应力,还与缺口附近的应力

梯度有关。此外,由相对应力梯度法和应力场强法的定义可得:缺口部位的非均 匀分布应力场与缺口部件的缺口形状和半径密切相关,而与缺口部件的其它几何 参数关系不大。

4.3.1 应力梯度影响因子的建立

在多轴应力场中,应力梯度会影响到缺口零部件的疲劳强度^[106,124],进而影响 到缺口零部件的理论应力集中系数*K*_t和疲劳缺口系数*K*_f。研究表明,理论应力集 中系数*K*_t和疲劳缺口系数*K*_t的比值与相对应力梯度之间有如下关系^[105]:

$$\chi = \frac{K_t}{K_f} = \frac{1}{\sigma_{\max}} \cdot \frac{\partial \sigma_x}{\partial_x} \bigg|_{x=x_0}$$
(4-6)

式中, σ_{max} 为缺口部位峰值点的应力大小, x_0 为峰值点的坐标, σ_x 为点x处的应力大小,常见缺口部位的相对应力梯度值如表 4-1^[13, 105, 125]所示。

4日香水		相对应力梯度χ	
	拉伸	弯曲	扭转
	$\frac{2}{\rho}$	$\frac{2}{\rho} + \frac{2}{b}$	_
	$\frac{2}{\rho}$	$\frac{2}{\rho} + \frac{2}{d}$	$\frac{1}{\rho} + \frac{2}{d}$
	$\frac{2}{\rho}$	$\frac{2}{\rho} + \frac{4}{D+d}$	$\frac{1}{\rho} + \frac{4}{D+d}$
	_	_	$\frac{1}{\rho} + \frac{2}{d}$
	_	_	$\frac{6}{d}$

表 4-1 常见相对应力梯度值

由表 4-1 可知,在拉伸条件下,相对应力梯度仅取决于缺口半径,且 χρ 的值为 2;而在弯曲和扭转条件下,相对应力梯度除了取决于缺口半径外,还与缺口零部件的其它尺寸有关。但文献[104-105,126]指出,在拉伸条件下, χρ 的值并不为

常数,且随着缺口处理论应力集中系数*K*,的值和相对缺口距离的变化而出现变动,如图 4-4 所示,图中 x 为缺口附近某点距峰值点的距离。



图 4-4 xp 和 Kt 以及相对缺口距离的关系

由图 4-4 可知,虽然 χρ的值并不为常数,但在相对距离(x/ρ)≤1范围内, χρ 的值并不会随缺口处理论应力集中系数 K,和相对缺口距离的变化而出现较大波 动。由相对应力梯度法和应力场强法的定义可得到缺口部位的非均匀分布应力场 仅与缺口部件的缺口形状和半径相关。因此,本节对相同缺口零部件(缺口半径 相同)在不同外载荷下(峰值点不同),以及不同缺口零部件(缺口半径不同)在 相同外载荷下(峰值点相同),对其缺口部位的不均匀应力场进行研究,并将缺口 零部件沿缺口平分线上的应力和距离均进行归一化。如图 4-5 至图 4-8 为经有限元 分析,缺口半径为 7.5mm、直径为 50mm 的缺口圆盘,在不同外载荷下缺口部位 的峰值点应力值(3.53MPa, 88.3MPa, 353.4MPa, 1413.4MPa)以及峰值点附近 非均匀分布的应力场。图 4-9 为进行归一化后,对应图 4-5 至图 4-8 在峰值点缺口 半径范围内的应力分布图。图 4-10 至图 4-11 为经有限元分析,缺口半径为 4mm、 直径为 50mm 的缺口圆盘和缺口半径为 7.5mm、直径为 50mm 的缺口圆盘,在相 同外载荷下缺口部位的峰值点应力值(398.48MPa)以及峰值点附近非均匀分布的 应力场,图 4-12 为进行归一化后,对应图 4-10 至图 4-11 在峰值点缺口半径范围 内的应力分布图。



图 4-5 缺口半径 7.5mm、峰值应力 3.53MPa 缺口圆盘应力分布图



图 4-6 缺口半径 7.5mm、峰值应力 88.3MPa 缺口圆盘应力分布图



图 4-7 缺口半径 7.5mm、峰值应力 353.4MPa 缺口圆盘应力分布图



图 4-8 缺口半径 7.5mm、峰值应力 1413.4MPa 缺口圆盘应力分布图



图 4-9 缺口半径 7.5mm 圆盘在不同外载荷下的归一化应力分布图



图 4-10 缺口半径 4mm、峰值应力 398.48MPa 缺口圆盘应力分布图



图 4-11 缺口半径 7.5mm、峰值应力 398.48MPa 缺口圆盘应力分布图



图 4-12 缺口半径为 4mm 和 7.5mm 圆盘的归一化应力分布图

由图 4-9 可知,对于缺口形状和缺口半径均相同的缺口圆盘,在进行归一化后,

峰值点缺口半径范围内的非均匀分布应力场几乎是相同的,不会因峰值点的不同 而出现变化。由图 4-12 可知,对于缺口形状相同,而缺口半径不同的缺口圆盘, 当两者在峰值点处的应力值相同时,在归一化坐标系内,其缺口半径范围内的非 均匀分布应力场是不同的。综上所述,在归一化坐标系内,峰值点缺口半径范围 内,缺口零部件的非均匀应力分布场仅与缺口半径有关,而与外载荷大小以及缺 口形状无关。基于此,本章提出如下的应力梯度影响因子:

$$\tau = \sqrt{S_1} \tag{4-7}$$

式中, S_1 为归一化应力分布曲线与坐标轴 $0 \le x/\rho \le 1$ 区间上所围成的面积。首先, 式(4-7)中, S_1 为无量纲的量,其值取决于应力梯度,应力梯度越大, S_1 的值越小, 不同形状和半径的缺口部位的应力梯度是不同的,因此,其应力梯度影响因子也 是不同的;其次,当应力场为均匀分布时,即没有应力梯度时,此时,应力梯度 影响因子 $\tau = 1$,即此时应力梯度影响因子不会对机械零部件的疲劳强度和寿命产 生影响。

4.3.2 改进模型的建立

在 3.4.2 节中,已提出一种考虑平均应力影响的灵敏度的应变寿命预测模型, 其模型为:

$$2\sigma_{\max}\varepsilon_a(0.5\pm\frac{\sigma_u-\sigma_b}{\sigma_u+\sigma_b}) = \frac{(\sigma_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \varepsilon_f \sigma_f (2N_f)^{b+c}$$
(4-8)

试验数据表明,该模型具有较好的疲劳寿命预测精度,且寿命预测结果总体 偏保守,这是因为对于缺口部件,该模型没有考虑应力梯度效应对疲劳寿命的影 响。应力梯度效应对疲劳寿命是具有促进作用的^[38, 100-103, 118-119],即寿命是随应力 梯度的增加而增加的,而应力梯度影响因子 τ 是随应力梯度的增加而减小的,因此, 缺口部件的疲劳寿命会随 τ 的增大而减小。因此,基于此,本章结合应力梯度影响 因子 $\tau = \sqrt{S_1}$,提出如下的改进模型:

$$2\sigma_{\max}\varepsilon_a(0.5\pm\frac{\sigma_u-\sigma_b}{\sigma_u+\sigma_b}) = \frac{(\sigma_f)^2}{E} \left(2N_f\tau\right)^{2b} + \varepsilon_f\sigma_f\left(2N_f\tau\right)^{b+c}$$
(4-9)

即

$$2\sigma_{\max}\varepsilon_a(0.5\pm\frac{\sigma_u-\sigma_b}{\sigma_u+\sigma_b}) = \frac{(\sigma_f)^2}{E} \left(2N_f\sqrt{S_1}\right)^{2b} + \varepsilon_f\sigma_f\left(2N_f\sqrt{S_1}\right)^{b+c} \quad (4-10)$$

式中, S₁的值可通过有限元方法计算得到。

4.4 改进模型应用示例

为了验证本章所提出的考虑应力梯度效应的应变寿命预测模型的合理性,本 章采用带过渡圆弧和 V 形缺口的 GH4133 试样(危险截面直径为 6mm, V 形缺口 夹角为 90°,深度为 0.15mm)的试验数据^[35,61]对改进模型进行验证,图 4-13 和图 4-14 分别为试样 V 形缺口部位的非均匀分布应力场和归一化后的应力分布图,经 计算得到 V 形缺口的 *S*₁ = 0.642。



图 4-13 V 形缺口部位的非均匀分布应力场



图 4-14 V 形缺口部位归一化的应力分布场

同时,为验证本章所提模型的有效性,将其寿命预测结果与 SWT 参数模型和 第三章所提改进 SWT 参数模型的寿命预测结果进行对比,如图 4-15 至图 4-16 所 示。其中, *N*_t为试验寿命, *N*_{f1}为 SWT 参数模型寿命预测值, *N*_{f2}为改进 SWT 参数模型寿命预测值, *N*_{f3}为本章所提模型寿命预测值。

由图 4-15 至图 4-16 可知, SWT 参数模型视所有材料的γ值为 0.5, 而 GH4133 材料的真实γ值与 0.5 相差较大,导致其对 GH4133 合金盘形锻件的寿命预测结果 多在 1.5 分散带外,且与试验寿命相比,其寿命预测值是偏大的;改进 SWT 参数 模型由于 Walker 指数γ的引入,使得其可以考虑不同材料对平均应力影响的灵敏 度,其预测精度得到改善,其寿命预测结果总体分布在 1.5 倍分散带内,且与试验 寿命相比,其寿命预测值是偏保守的;本章所提出的考虑应力梯度效应的应变寿 命预测模型,不仅考虑了危险部位最大应力和应变对疲劳寿命的影响,同时考虑 了危险部位峰值点附近非均匀分布应力场对疲劳寿命的影响,因此,其预测精度 在第三章所提改进 SWT 参数模型的基础上进一步得到改善,其寿命预测结果多在 1.2 倍分散带内,与试验寿命结果已比较接近,其精度已符合工程要求。综上所述, 本章考虑应力梯度对疲劳寿命的影响,通过归一化的应力场建立应力梯度影响因 子,并将其引入到应变-寿命中所提出的新模型是正确且有效的。



图 4-15 GH4133 在 T=250℃和 R=0.44 时疲劳寿命试验值和预测值的比较



图 4-16 GH4133 在 T=400℃和 R=0 时疲劳寿命试验值和预测值的比较

4.5 高压涡轮盘寿命预测

高压涡轮盘的危险部位为榫槽、螺栓孔和中心孔,前面章节中,在对高压涡 轮盘进行疲劳寿命预测时,仅以高压涡轮盘最危险部位(榫槽)处的最大应力和 应变为轮盘疲劳失效判断依据,并未考虑峰值点周围非均匀分布应力场对轮盘疲 劳寿命的影响。研究表明,峰值点并不是唯一控制缺口部位疲劳裂纹形成的因素。 高压涡轮盘在工作时,其最大应力和应变点位于榫槽部位,但是由于榫槽、螺栓 孔和中心孔三个危险部位的缺口形状和缺口半径均不相同,其应力梯度影响因子 也不同,所以有可能导致:虽然榫槽部位的最大应力和应变值大于螺栓孔部位的 最大应力和应变值,但当两个缺口部位应力梯度因子的值相差较大时,会出现螺 栓孔部位的疲劳寿命大于榫槽部位的疲劳寿命。因此,本节将对高压涡轮盘的榫 槽、螺栓孔和中心孔三个危险部位峰值点附近的应力梯度进行分析,建立其归一 化的应力分布场,并采用本章所提出的模型对危险部位寿命进行预测。

4.5.1 归一化应力分布场

对于给定缺口形状与半径的缺口部件,其缺口处归一化的应力分布场与缺口

处的峰值点大小无关,因此,本章仅以高压涡轮盘最大工作循环状态为基准,其 缺口部位榫槽、螺栓孔和中心孔部位的应力分布场和归一化的应力分布场分别如 图 4-17 至图 4-20 所示。



图 4-17 榫槽部位应力场分布



图 4-18 螺栓孔部位应力场分布



图 4-19 中心孔部位应力场分布



图 4-20 高压涡轮盘缺口部位归一化应力分布场

由图 4-20 可知,对于高压涡轮盘的三个缺口部位,榫槽处的应力梯度最大, 螺栓孔和中心孔处的应力梯度次之。经计算,三个缺口部位的应力梯度影响因子 分别为榫槽: $\tau_1 = 0.663$; 螺栓孔: $\tau_2 = 0.866$; 中心孔: $\tau_3 = 0.854$ 。

4.5.2 高压涡轮盘寿命评估

考虑高压涡轮盘榫槽、螺栓孔和中心孔处峰值点和周围非均匀分布应力场对 疲劳寿命的影响,采用本章所提出的考虑应力梯度效应的应变寿命预测模型,并 结合表 2-7 至表 2-9 和 3-3 对高压涡轮盘的三个危险部位进行寿命评估,如表 4-2 至表 4-4 所示。

		工况	
	慢车-最大-慢车	巡航-最大-巡航	起动-最大-起动
对应转速(rpm)	9520-18050-9520	16936-18050-16936	0-18050-0
$\sigma_{\rm max}({ m MPa})$	976.52	976.52	976.52
\mathcal{E}_a	0.001845	0.000355	0.002433
E(GPa)	194	194	194
n_i	2006	24326	1306
N_{fi}	70041	$\infty +$	22831
$D_i = n_i / N_{fi}$	0.029	0	0.057
$D = \sum_{i=1}^{n} n_i / N_{fi}$		0.086	

表 4-2 高压涡轮盘榫槽 800h 外场载荷谱下的疲劳损伤

表 4-3 高压涡轮盘螺栓孔 800h 外场载荷谱下的疲劳损伤

	发动机工作循环							
	慢车-最大-慢车	巡航-最大-巡航	起动-最大-起动					
对应转速(rpm)	9520-18050-9520	16936-18050-16936	0-18050-0					
$\sigma_{\rm max}({ m MPa})$	932.14	932.14	932.14					
\mathcal{E}_{a}	0.001660	0.000266	0.002294					
E(GPa)	194	194	194					
n_i	2006	24326	1306					
N_{fi}	105185	∞ +	26357					
$D_i = n_i / N_{fi}$	0.019	0	0.050					
$D = \sum_{i=1}^{n} n_i / N_{fi}$		0.069						

	发动机工作循环								
	慢车-最大-慢车	巡航-最大-巡航	起动-最大-起动						
对应转速(rpm)	9520-18050-9520	16936-18050-16936	0-18050-0						
$\sigma_{\rm max}({ m MPa})$	599.28	599.28	599.28						
Ea	0.001069	0.000187	0.001474						
E(GPa)	194	194	194						
n_i	2006	24326	1306						
$N_{f\tilde{i}}$	9340515	∞ +	1690867						
$D_i = n_i / N_{fi}$	0.0002	0	0.0008						
$D = \sum_{i=1}^{n} n_i / N_{fi}$		0.001							

表 4-4 高压涡轮盘中心孔 800h 外场载荷谱下的疲劳损伤

由表 4-2 至表 4-4 可知,在考虑缺口部位峰值点附近非均匀分布应力场对疲劳 寿命的影响后,在 800h 外场使用载荷谱下,榫槽部位的疲劳累积损伤仍是最大的, 仍为高压涡轮盘的最危险部位。此时,根据榫槽部位疲劳累积损伤计算得到高压 涡轮盘的外场使用小时数为:

$$t = 800 \cdot \frac{1}{D} = 800 \cdot \frac{1}{0.086} = 9302h \tag{4-11}$$

4.6 本章小结

针对缺口零部件的疲劳寿命不仅受到危险点最大应力和应变的控制,还受到 危险点周围非均匀分布应力场的影响。本章通过对危险点一定范围(缺口半径距 离)内的应力场进行归一化处理,建立了一个考虑非均匀分布应力场对疲劳寿命 影响的应力梯度影响因子,并将其引入到改进 SWT 参数模型中,提出了一个新的 应变寿命预测模型。结合 GH4133 材料的试验数据验证,基于该模型的寿命预测 结果集中在 1.2 倍分散带内,具有较高的寿命精度。最后,采用该模型对某高压涡 轮盘的三个危险部位(榫槽、螺栓孔和中心孔)进行了疲劳寿命预测。

第五章 考虑轮盘载荷间相互作用效应的非线性疲劳累积损伤 准则

5.1 引言

疲劳破坏是航空发动机构件最主要的失效方式之一,疲劳破坏产生的主要原 因是构件在循环载荷作用下,每一次循环都会使得构件产生一定量的损伤,当总 损伤累积到某一指定值时,构件即发生失效。疲劳损伤是对构件危险部位裂纹扩 展量的度量,是描述构件疲劳破坏的一个很重要的参量。

目前,基于大量的试验和工程研究,学者们已经提出大量确定性的疲劳累积损伤模型,这些模型可概括为两大类^[127]:线性疲劳累积损伤理论与非线性疲劳累积损伤理论。在这些模型中,线性疲劳累积损伤模型(Miner法则)因其形式简洁,计算效率高,在工程上应用较为广泛。但线性疲劳累积损伤理论存在着以下不足^[20, 127]:

(1) 损伤与载荷的状态没有关系。

(2) 损伤与载荷的历程没有关系。

(3) 损伤与载荷间的相互作用没有关系。

Miner 法则的缺点与不足,导致其寿命预测结果和真实值之间具有较大的分散 性。为了克服 Miner 法则的上述缺点,有关学者提出了非线性疲劳累积损伤理论 并被广泛应用。但是截止目前,尚未有一个综合性模型可把所有上述影响因素全 部考虑进去^[128]。

轮盘在工作条件下所承受的真实载荷谱是不规则的。在多级载荷下,载荷间 的相互作用效应对轮盘疲劳裂纹的形成与扩展有着较大影响,进而影响轮盘的疲 劳寿命。轮盘疲劳裂纹的萌生与扩展,不仅与当前的应力水平有关,还与之前的 应力水平密切相关。本文在对轮盘不同工况下的疲劳损伤进行累加时,采用 Miner 法则,忽略了载荷相互作用对轮盘疲劳寿命的影响,这会使得轮盘的疲劳寿命产 生较大的偏差。因此,本章的主要工作是分析载荷间的相互作用效应对轮盘疲劳 寿命的影响规律及机理,建立载荷相互作用影响因子,并将其引入到非线性疲劳 累积损伤模型中,提出一个改进的非线性疲劳累积损伤模型,最后采用五组不同 材料的试验数据对本章所提出的模型进行验证,并采用该改进模型对高压涡轮盘 进行疲劳寿命预测。

5.2 线性疲劳累积损伤理论

线性疲劳累积损伤理论定义^[12]:构件在循环载荷下,每次循环载荷之间是相 互独立的,且每次循环载荷造成的疲劳损伤是通过线性累加的,当总损伤累积达 到某一指定值时,构件即发生失效。线性疲劳累积损伤理论中最典型的即为 Miner 法则,在多级载荷下,其数学表达式如下^[71]:

$$D = \sum_{i=1}^{r} \frac{n_i}{N_i} = 1$$
(5-1)

式中,**D**为损伤,其值取为1,r为载荷级数,n_i为在给定载荷下的循环次数,N_i 为在给定载荷下构件发生失效时的循环次数。

在使用 Miner 法则进行工程分析时,存在以下假设^[13]:

(1) 构件损伤与循环次数成正比, 即 $D \propto n/N$ 。

(2) 构件吸收的能量达到某一临界值时,即发生疲劳破坏。

(3) 在多级加载下,每级载荷造成的疲劳损伤单独计算,然后进行线性累加。 如果构件在*r*加载下的应力水平分别为*σ*₁,*σ*₂,…,*σ*_r,构件在各应力水平下工作循 环次数为*n*₁,*n*₂,…,*n*_r,各应力水平对应的失效循环次数为*N*₁,*N*₂,…,*N*_r,则:

$$D = \sum_{i=1}^{r} \frac{n_i}{N_i} \tag{5-2}$$

(4)构件的损伤和寿命不受载荷加载方式的影响,即构件的损伤速度与过去的载荷历程无关。

但试验证明,大量累积损伤试验的结果与 Miner 法则估算的结果存在较大差距。这是因为构件的疲劳损伤不仅与当前的载荷有关,还与之前的载荷历程相关,载荷间的相互作用对构件的疲劳寿命影响很大^[130-135]。如在两级加载试验中,由于载荷间的相互作用,使得:

在低-高载荷顺序下,低载荷会使构件发生低载"强化"效应,构件裂纹形成时间推迟,导致 $\sum_{i=1}^{r} \frac{n_i}{N_i} > 1$ 。

在高-低载荷顺序下,高载荷使得裂纹过早形成,然后在低载荷下裂纹也可以 扩展,导致 $\sum_{i=1}^{r} \frac{n_i}{N_i} < 1$ 。

因此,累积损伤通过简单的线性累加不合理,从微观上讲,微观裂纹的形成 过程和宏观裂纹的扩展速度是不一样的,所以构件的损伤速度与载荷历程密切相 关。

5.3 非线性疲劳累积损伤理论

由于线性疲劳累积损伤理论不够精确,为了提高寿命预测的精度,学者们在 大量研究的前提下提出了非线性疲劳累积损伤理论,非线性疲劳累积损伤理论可 分为六类^[136]:

(1) 基于材料物理性能退化的非线性疲劳累积损伤理论^[137]。

- (2) 基于损伤曲线法的非线性疲劳累积损伤理论。
- (3) 基于连续损伤力学法的非线性疲劳累积损伤理论。
- (4) 基于能量法的非线性疲劳累积损伤理论^{[37][138]}。
- (5) 考虑载荷间相互作用的非线性疲劳累积损伤理论。
- (6) 基于热力学熵的非线性疲劳累积损伤理论。

这六类模型虽是基于不同的方法所提出的,但它们之间并没有明显的界限。

5.3.1 基于损伤曲线法的非线性疲劳累积损伤理论

基于损伤曲线法的非线性疲劳累积损伤理论最早是由 S. M. Marco 和 W. L. Starkey 提出,该方法指出损伤与循环比成指数函数关系,其数学表达式如下^[139]:

$$D = \left(n_i / N_i\right)^a \tag{5-3}$$

式中, *a*为大于1的常数, 它的取值取决于载荷的高低, 载荷越低, *a*的值越大; 载荷越高, *a*的值越接近于1。

基于损伤曲线法的疲劳损伤和循环比的关系如图 5-1 所示。图中,曲线 OP 表示线性疲劳累积损伤曲线,OAP 表示在等幅载荷 σ_1 作用下的损伤曲线,OBP 表示在等幅载荷 σ_2 作用下的损伤曲线, 交点 P 表示构件发生疲劳破坏时的临界损伤点,这里, $a_1 < a_2$, $\sigma_1 > \sigma_2$ 。



图 5-1 疲劳损伤和循环比关系图

5.3.2 考虑载荷间相互作用的非线性疲劳累积损伤理论

在复杂载荷作用下,无论是长周期载荷谱还是短周期载荷谱,构件疲劳裂纹的扩展都会受到载荷间相互作用效应的影响^[140-146]。由于载荷间的相互作用,疲劳裂纹的扩展会出现停止或者加速的情况。在拉伸载荷作用下,构件局部应力集中区域会产生屈服;构件卸载后,会在应力集中区域产生残余压应力,在高-低载荷作用下,高载荷的残余压应力会与小载荷进行叠加,使得低载荷的平均幅值降低,降低了低载荷作用对于构件造成的损伤;相反,在压缩载荷作用下,构件局部应力集中区域产生残余拉应力,此时在高-低载荷作用下,残余拉应力会增加低载荷

裂纹扩展寿命和载荷谱中的最大应力值密切相关^[130]。载荷间相互作用效应导 致构件疲劳寿命在变幅载荷下与恒幅载荷下的分散性。目前尚未发现相关理论证 明载荷间的相互作用是会增加还是降低构件的疲劳寿命^[135]。但是对于多级载荷 谱,各级载荷之间的差别越大,则载荷间相互作用对构件疲劳寿命的影响越大^[144]。

为提高疲劳损伤累积准则的预测精度,许多学者在试验研究的基础上,提出 了一些考虑载荷间相互作用效应的非线性疲劳损伤累积准则。

(1) Carten-Dolan 模型

Carten-Dolan 模型是非线性疲劳累积损伤模型中较典型的模型之一,H.T. Corten 和T.J. Dolan 将疲劳裂纹的形成与扩展分为三个阶段:第一阶段构件局部 区域产生硬化;第二阶段构件局部区域产生微观裂纹;第三阶段微观裂纹结合并 扩展形成宏观裂纹,其表达式如下^[143]:

$$D = mrn^b \tag{5-4}$$

式中, m为损伤核数目, r为损伤发展速率, n为给定循环次数, b为常数。

Carten-Dolan 模型的损伤示意图如图 5-2 所示,图中曲线 *a* 为载荷 σ_1 作用下构件的损伤曲线;曲线 *c* 为载荷 σ_2 作用下构件的损伤曲线;曲线 *b* 为载荷 σ_1 和 σ_2 交替作用下构件的损伤曲线。

构件在不同幅值载荷作用下,其发生疲劳失效时,总损伤D是同一常数。因此,当构件分别承受恒幅载荷σ,和σ,时,其总损伤可以表示为:

$$D = m_1 r_1 N_1^{b_1} = m_2 r_2 N_2^{b_2}$$
(5-5)

式中, N_1 和 N_2 分别为在恒幅载荷 σ_1 和 σ_2 作用下,构件发生疲劳破坏时的循环次数。

73



图 5-2 Carten-Dolan 模型两级加载下损伤示意图

当构件受到恒幅载荷 σ_1 和 σ_2 ($\sigma_1 > \sigma_2$)交替作用时,设其在恒幅载荷 σ_1 作用 cn(0 < c < 1)次,恒幅载荷 σ_2 作用(1 - c)n次。在载荷 σ_1 作用下,构件已形成 m_1 个损伤核,由于损伤核的数目取决于较大载荷,因此,载荷由 σ_1 转为 σ_2 时,损伤 核的数目不会变化,即 $m_1 = m_2$,此时损伤会继续沿图 5-2 中的曲线 c 进行,此时

$$m_1 r_1 N_1^{b_1} = m_1 r_2 N_2^{b_2} \tag{5-6}$$

由式(5-6)可得到:

$$N_{1} = \left(\frac{r_{2}}{r_{1}}\right)^{\frac{1}{b_{1}}} \cdot N_{2}^{\frac{b_{2}}{b_{1}}}$$
(5-7)

对于同种材料, H. T. Corten 和 T. J. Dolan 假设 $b_1 = b_2 = b$,则

$$N_1 = \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{\frac{1}{b}} \cdot N_2 \tag{5-8}$$

因此,构件在二级载荷交替作用下的寿命 N 与 N₁和 N₂存在如下关系:

$$\frac{cN}{N_1} + \frac{(1-c)N}{N_2} = 1$$
(5-9)

同时, H.T. Corten 和T.J. Dolan 通过试验验证得到:

$$\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{1/b} = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^{b}$$
(5-10)

结合式(5-8)、(5-9)和(5-10)可得到构件在二级载荷交替作用下的寿命 N为:

$$N = \frac{N_1}{c + (\sigma_2/\sigma_1)^b (1-c)}$$
(5-11)

将式(5-11)推广到多级加载情况,可得:

$$N = \frac{N_{\text{max}}}{\sum_{i=1}^{l} c_i \left(\sigma_i / \sigma_{\text{max}}\right)^b}$$
(5-12)

式中,l为多级载荷的级数, c_i 为循环应力 σ_i 的循环百分数, σ_{max} 为多级载荷中的最大应力, N_{max} 为在 σ_{max} 作用下的失效循环数,b作为构件对载荷历程影响的灵敏度。

Carten-Dolan 模型是基于对S - N曲线的修改,通过以多级载荷谱中的最大应力 σ_{max} 作为参照点,通过多项式 $(\sigma_i/\sigma_{\text{max}})^b$ 来考虑载荷相互作用对疲劳寿命的影响。

(2) Freudenthal-Heller 模型

Freudenthal-Heller 模型与 Carten-Dolan 模型类似,但是参照点的选取不同, Freudenthal-Heller 模型的表达式如下^[144]:

$$D = \sum_{i=1}^{l} \frac{n_i \omega_i}{N_i} \tag{5-13}$$

其失效准则为:

$$1 = \frac{\overline{N}}{\sum_{i}^{l} n_{i} (\sigma_{i} / \overline{\sigma})^{b}}$$
(5-14)

式中, ω_i 为交互作用影响因子, $\overline{\sigma}$ 为疲劳寿命循环次数为10³–10⁴时所对应的载荷 值, \overline{N} 为对应载荷 $\overline{\sigma}$ 的疲劳寿命循环次数。

Freudenthal-Heller 模型是另一种考虑载荷间相互作用的非线性疲劳累积损伤 理论,其将构件的疲劳损伤与构件的滑动条纹联系起来,滑动条纹之间的距离取 决于应力幅值。Freudenthal-Heller 模型和 Carten-Dolan 模型相似,均以S - N曲线 为基础,但是在模型中参照点的选取与 Carten-Dolan 模型不同,它的参照点为构 件寿命循环次数为10³ – 10⁴次循环时所对应的载荷值,多项式 $(\sigma_i/\sigma)^b$ 被用来考虑 载荷之间的相互作用。

(3) Morrow 模型

在 Morrow 模型中, 塑性功被用于考虑载荷间的相互作用对构件疲劳寿命的影响, 通过将一个载荷间相互作用影响因子引入到线性疲劳累积损伤理论中, D. J.

Morrow 给出在多级载荷下损伤的表达式^[142]:

$$D = \sum_{i=1}^{l} \frac{n_i}{N_i} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}}\right)^t$$
(5-15)

$$f = (g + c + 1) / g$$
 (5-16)

式中, f 为材料对载荷间相互作用影响的灵敏度, c 为延性指数, g 为疲劳强度。

基于不同的角度和假设, Morrow 模型和 Carten-Dolan 模型极为相似。由式(5-15)可以得出,多级载荷中的最大应力会对其它级载荷造成的损伤产生影响,多项式 $(\sigma_i / \sigma_{max})^f$ 被用来考虑载荷间相互作用对疲劳寿命的影响。

(4) Carpinteri 模型

A. Carpinteri 等^[147]通过与雨流计数法相结合,提出考虑载荷间相互作用对疲劳寿命影响的非线性疲劳累积损伤模型:

$$D = \begin{cases} \sum_{i=1}^{l} \frac{n_i}{2N_i} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_u}\right)^{-\frac{1}{k}}, \ \sigma_i \ge p\sigma_{-1} \\ 0, \ \sigma_i < p\sigma_{-1} \end{cases}$$
(5-17)

式中, *k* 为构件在应力比 *R* =1 时,在对数坐标系下,*S* – *N* 曲线的斜率,*p* 为安全 系数,一般取值为 0.5。

综上所述,在复杂载荷下,由于载荷的记忆效应,载荷间相互作用会对构件 的损伤产生影响,进而影响到构件的疲劳寿命。损伤核的数目是由载荷谱中的最 大应力决定的,其它各级应力不会使损伤核的数目增加,但会让损伤核长度继续 扩展下去。在多级载荷下,各级载荷的值不同,对损伤核的影响是不一样的,因 此可以将载荷谱中的最大应力作为参照点,用各级应力与最大应力的比值作为载 荷间相互作用影响因子,并将其引入到传统非线性疲劳累积损伤模型中,以考虑 载荷间相互作用对疲劳寿命的影响。

5.4 改进的非线性疲劳累积损伤模型

5.4.1 基于材料物理性能退化的非线性疲劳累积损伤模型

在多级载荷下,通过对材料韧性耗散规律以及疲劳损伤能耗过程的分析, D.Y. Ye 等^[148]提出了基于材料物理性能退化的非线性疲劳累积损伤模型。在构件疲劳失 效过程中,弹性模量和疲劳极限下降的主要原因^[149-150]:循环交变载荷作用下,构 件内部裂纹的萌生与扩展会导致构件承载面积减损;塑性性能下降的原因:构件 内部可动位错的耗竭和位错运动壁垒的生成。韧性下降的原因:强度与塑性性能 的不断退化。D. Y. Ye 等^[148]通过比较证明基于韧性耗散定义的损伤变量具有较好的精度,其表达式如下:

$$D_{f} = -\frac{D_{(N_{f}-1)}}{\ln N_{f}} \ln \left(1 - \frac{n}{N_{f}}\right) \approx -\frac{1}{\ln N_{f}} \ln \left(1 - \frac{n}{N_{f}}\right)$$
(5-18)

或

$$D_{f} = -\frac{D_{(N_{f}-1)}}{\ln\frac{1}{2}(\sigma_{i} / \sigma_{f})^{1/h}} \ln\left[1 - 2(\sigma_{i} / \sigma_{f})^{-1/h} n\right]$$
(5-19)

由式(5-18)和(5-19)可以看出,该模型具有很好的物理基础。在式(5-19)中,构件的疲劳损伤与材料的疲劳强度系数和疲劳强度指数联系了起来,然后通过将式(5-19)进行变化,得到式(5-18),其具有非常简便的形式,非常适合于工程应用,但是这个模型存在着不能考虑载荷间相互作用的缺陷,进而影响到它的预测精度。

5.4.2 改进模型的建立

从微观角度来讲,载荷间的相互作用是由损伤核引起的,构件单独在高应力 作用下的损伤核数目大于其单独在低应力作用下的损伤核数目^[151]。多级载荷下最 大应力产生的损伤核会影响低级应力对构件产生的损伤,并且低级应力与最大应 力的差别越大,这种影响越明显^[152]。从宏观角度来讲,载荷之间的比值可用于表 示由损伤核引起的载荷间相互作用。因此,通过将多级载荷下的最大应力作为参 照点,建立如下的载荷相互作用影响因子:

$$\omega = \frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \tag{5-20}$$

将式(5-20)引入到(5-18)中,得到考虑载荷相互作用的改进非线性疲劳累积损 伤模型为:

$$D_{n} = \frac{\sigma_{i}}{\sigma_{\max}} \frac{-1}{\ln N_{f}} \ln \left(1 - \frac{n}{N_{f}}\right)$$
(5-21)

对于一个有效的疲劳累积损伤模型,需能正确地解决以下三个问题[153]:

- (1) 对于材料或构件,一次循环载荷会造成多大损伤。
- (2) 在多级载荷下,损伤是如何累积的。
- (3) 当材料或构件失效时,其临界损伤是多少。

对于改进模型,其在载荷 σ_1 作用下n次循环,所造成的损伤为:

$$D_{1} = \frac{\sigma_{1}}{\sigma_{1}} \frac{-1}{\ln N_{f1}} \ln \left(1 - \frac{n}{N_{f1}} \right) = \frac{-1}{\ln N_{f1}} \ln \left(1 - \frac{n}{N_{f1}} \right)$$
(5-22)

由于在一级载荷作用下不存在载荷间的相互作用,所以式(5-22)和式(5-18)有 着同样的表达式。

在二级载荷交替作用下,假设构件在载荷 σ_1 下作用 n_1 次,然后在载荷 σ_2 作用 n_2 次直到失效,且 $\sigma_1 > \sigma_2$,根据损伤等效性^[154],载荷 σ_1 加载 n_1 次累积的损伤等于 载荷 σ_2 加载 n_2 次累积的损伤,即:

$$D_{1} = \frac{-1}{\ln N_{f1}} \ln \left(1 - \frac{n_{1}}{N_{f1}} \right) = \frac{-1}{\ln N_{f2}} \ln \left(1 - \frac{n_{2}}{N_{f2}} \right) \cdot \frac{\sigma_{2}}{\sigma_{1}} = \frac{-1}{\ln N_{f2}} \ln \frac{n_{2}}{N_{f2}} \cdot \frac{\sigma_{2}}{\sigma_{1}}$$
(5-23)

求解式(5-23)得到,构件在载荷 σ_2 作用 n_2 次造成的损伤为:

$$\frac{n_2}{N_{f2}} = \left(1 - \frac{n_1}{N_{f1}}\right)^{\frac{\ln N_{f2} \sigma_1}{\ln N_{f1} \sigma_2}}$$
(5-24)

则在二级载荷交替作用下,构件的疲劳损伤为:

$$\frac{n_{2}}{N_{f2}} + \frac{n_{2}}{N_{f2}} = \left(1 - \frac{n_{2}}{N_{f2}}\right) + \frac{n_{2}}{N_{f2}} = 1 - \left(1 - \frac{n_{1}}{N_{f1}}\right)^{\frac{\ln N_{f2} \sigma_{1}}{\ln N_{f1} \sigma_{2}}} + \frac{n_{2}}{N_{f2}}$$
(5-25)

同理,求得在三级载荷交替作用下($\sigma_1 > \sigma_2$, $\sigma_1 > \sigma_3$),构件在载荷 σ_3 作用 n_3 次造成的损伤为:

$$\frac{n_3}{N_{f3}} = \left\{ 1 - \left[1 - \left(1 - \frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{\frac{\ln N_{f2} \sigma_1}{\ln N_{f1} \sigma_2}} + \frac{n_2}{N_{f2}} \right] \right\}^{\frac{\ln N_{f3} \sigma_2}{\ln N_{f2} \sigma_3}}$$
(5-26)

则在三级载荷交替作用下,构件的疲劳损伤为:

$$\frac{n_{3}}{N_{f3}} + \frac{n_{3}}{N_{f3}} = 1 - \left\{ 1 - \left[1 - \left(1 - \frac{n_{1}}{N_{f1}} \right)^{\frac{\ln N_{f2} \sigma_{1}}{\ln N_{f1} \sigma_{2}}} + \frac{n_{2}}{N_{f2}} \right] \right\}^{\frac{\ln N_{f2} \sigma_{2}}{\ln N_{f2} \sigma_{3}}} + \frac{n_{3}}{N_{f3}} \quad (5-27)$$

同理,推出构件在多级载荷下的损伤。假设:

$$Y_{i-1} = \frac{n_{i-1}}{N_{f(i-1)}} + \frac{n_{i-1}}{N_{f(i-1)}}$$
(5-28)

式中, Y_{i-1}为构件在(i-1)级载荷下的损伤,得到:

$$\frac{n_i}{N_{fi}} = (1 - Y_{i-1})^{\frac{\ln N_{fi}}{\ln N_{f(i-1)}}\frac{\sigma_{i-1}}{\sigma_i}}$$
(5-29)

则在多级载荷交替作用下,构件的疲劳损伤为:

$$\frac{n_{i}}{N_{fi}} + \frac{n_{i}}{N_{fi}} = 1 - \left(1 - Y_{i-1}\right)^{\frac{\ln N_{fi}}{\ln N_{f(i-1)}}\frac{\sigma_{i-1}}{\sigma_{i}}} + \frac{n_{i}}{N_{fi}}$$
(5-30)

对于金属构件,一个合理的疲劳损伤函数表达式应满足以下条件[155-156]:

(1)疲劳损伤是不可逆的材料性能退化过程,并且损伤是单调递增的。对于 改进的非线性疲劳累积损伤模型,对其求导得:

$$\frac{\partial D_n}{\partial n} = \frac{1}{\left[\left(N_f - n \right) \ln N_f \right]} \cdot \frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} > 0$$
(5-31)

满足条件。

(2) 在多级载荷下,小载荷作用一周累积的损伤小于大载荷作用一周累积的 损伤,即

$$\frac{\partial^2 D_n}{\partial n \partial \sigma} = \frac{1}{\left[\left(N_f - n \right) \ln N_f \right]} \cdot \frac{1}{\sigma_{\max}} > 0$$
(5-32)

满足条件。

由于改进的模型符合条件(1)和(2),所以本章所提出的模型在形式上是合理的,下面将对其精度进行验证。

5.5 改进模型应用示例

为验证本章所提出的考虑载荷间相互作用效应的非线性疲劳累积损伤模型的 正确性和有效性,本节分别采用 45 号钢和 16Mn 钢两种材料的光滑试样和缺口试 样,对本章所提模型进行恒幅加载和两级加载试验验证,同时为凸显改进模型的 预测精度,将其预测结果与 Miner 法则和原模型的预测结果进行比较。

首先,验证本章所提模型,即式(5-21)的正确性。分别采用 45 号钢在恒幅应 力 σ_a = 330.9 MPa 和 σ_a = 405.8 MPa 作用下,16Mn 钢在恒幅应力 σ_a = 337.1 MPa 和 σ_a = 373.5 MPa 作用下^{[157] [158]},将式(5-21)的计算损伤值和试验损伤值进行比较,

如图 5-3 至图 5-6 所示。



图 5-3 45 号钢在 σ_a =330.9MPa 下损伤计算值和试验值的比较



图 5-4 45 号钢在 σ_a =405.8MPa 下损伤计算值和试验值的比较



图 5-5 16Mn 钢在 σ_a =337.1MPa 下损伤计算值和试验值的比较



图 5-6 16Mn 钢在 σ_a =373.5MPa 下损伤计算值和试验值的比较

由图 5-3 至图 5-6 可以看出,在恒幅载荷作用下,本章所提模型的损伤计算值 能够很好地与损伤试验值吻合,结果是可接受的,验证了所提模型的正确性。

为进一步验证本章所提模型在多级加载作用下的寿命预测能力,采用 45 号钢和 16Mn 钢两种材料的光滑试样和缺口试样的试验数据^[12, 157]对式(5-21)进行两级加载试验验证,其中缺口试样的半径为 0.25mm、深度为 0.25mm。

试验数据共分为5组,对于45号钢光滑试样和缺口试样,其拉伸两级加载载 荷谱分别为:

- (1) 高-低加载载荷谱 331.5-284.4MPa;
- (2)低-高加载载荷谱 284.4-331.5MPa。

对于 16Mn 钢光滑试样,其拉伸两级加载载荷谱分别为:

- (1) 高-低加载载荷谱 562.9-372.7MPa;
- (2)低-高加载载荷谱 372.7-392.3MPa。

对于 16Mn 钢光滑试样,其扭转两级加载载荷谱分别为:

- (1) 高-低加载载荷谱 394-345MPa;
- (2) 高-低加载载荷谱 366-324MPa;
- (3) 低-高加载载荷谱 345-394MPa。

对于16Mn钢缺口试样,其拉伸两级加载载荷谱分别为:

- (1) 高-低加载载荷谱 294.2-166.7MPa;
- (2)低-高加载载荷谱 166.71-294.2MPa。

同时为了验证本章所提模型的高效性,其预测结果用来和 Miner 法则以及原模型(式 5-18)的预测结果进行了比较,验证和比较结果如表 5-1 至表 5-5 和图 5-7 至图 5-11 所示。

两级加载应力 水平 (MPa)	加载 顺序	<i>n</i> ₁	$\frac{n_1}{N_{f1}}$	<i>n</i> ₂	试验值 $\frac{n_2}{N_{f2}}$	$\frac{n_2}{N_{f2}}$	原模型 $\frac{n_2}{N_{f2}}$	改进模型 $\frac{n_2}{N_{f2}}$
		500	0.010	423700	0.8474	0.990	0.988	0.986
	宣 任	12500	0.250	250400	0.5008	0.750	0.705	0.665
551.5-264.4	同一队	25000	0.500	168300	0.3366	0.500	0.431	0.375
		37500	0.750	64500	0.1290	0.250	0.186	0.141
29442215	125000	0.250	37900	0.7580	0.750	0.788	0.816	
204.4-331.3	以- 円]	250000	0.500	38900	0.7780	0.500	0.565	0.613

表 5-1 两级拉伸载荷加载下 45 号钢光滑试样损伤试验值和计算值



图 5-7 两级拉伸载荷加载下 45 号钢光滑试样损伤试验值和计算值的比较

两级加载应力 水平 (MPa)	加载 顺序	<i>n</i> ₁	$\frac{n_1}{N_{f1}}$	<i>n</i> ₂	试验值 $\frac{n_2}{N_{f2}}$	$\frac{n_2}{N_{f2}}$	原模型 $\frac{n_2}{N_{f2}}$	改进模型 $\frac{n_2}{N_{f2}}$
		125000	0.25	55500	1.110	0.750	0.788	0.816
284.4-331.5	低-高	250000	0.50	58000	1.160	0.500	0.565	0.612
		500000	0.75	24600	0.492	0.250	0.319	0.375
		5000	0.10	421500	0.843	0.900	0.880	0.862
331.5-284.4	高-低	12500	0.25	337700	0.6754	0.750	0.705	0.666
		25000	0.50	234500	0.4690	0.500	0.431	0.375

表 5-2 两级拉伸载荷加载下 45 号钢缺口试样损伤试验值和计算值



图 5-8 两级拉伸载荷加载下 45 号钢缺口试样损伤试验值和计算值的比较

两级加载应力	加载		n_1		试验值	Miner	原模型	改进模型
水平 (MPa)	顺序	n_1	$\overline{N_{f1}}$	n_2	$\frac{n_2}{N}$	$\frac{n_2}{N}$	$\frac{n_2}{N}$	$\frac{n_2}{N}$
,					1 v f 2	1 v f 2	<i>f</i> f 2	<i>f</i> 1 <i>f</i> 2
		2	0.0005	73600	0.9352	0.9995	0.9993	0.9989
562 0-302 3	高_任	200	0.0504	59400	0.7548	0.9496	0.9321	0.9040
302.7-372.3	H]− KV	1000	0.2520	56300	0.7154	0.7480	0.6736	0.5672
		1700	0.4284	47600	0.5411	0.6176	0.5191	0.3903
		38900	0.1450	75500	0.9590	0.8550	0.8550	0.8617
372.65-392.3	低-高	64400	0.2400	62800	0.7980	0.7600	0.7600	0.7705
		116000	0.4330	62900	0.7990	0.5670	0.5670	0.5833

表 5-3 两级拉伸载荷加载下 16Mn 钢光滑试样损伤试验值和计算值



图 5-9 两级拉伸载荷加载下 16Mn 钢光滑试样损伤试验值和计算值的比较

两级加载应力 水平 (MPa)	加载 顺序	<i>n</i> ₁	$\frac{n_1}{N_{f1}}$	<i>n</i> ₂	试验值 $\frac{n_2}{N_{f2}}$	$\frac{n_2}{N_{f2}}$	原模型 $\frac{n_2}{N_{f2}}$	改进模型 $\frac{n_2}{N_{f2}}$
		260000	0.25	52500	0.9492	0.75	0.7971	0.8794
166.7-294.2	低-高	520000	0.50	37900	0.6852	0.50	0.5791	0.7338
		780000	0.75	18500	0.3345	0.25	0.3353	0.5384
294 2-166 7	高-低	13800	0.25	497400	0.4788	0.75	0.6943	0.5252
271.2 100.7		27700	0.50	343900	0.3310	0.50	0.4151	0.2119

表 5-4 两级拉伸载荷加载下 16Mn 钢缺口试样损伤试验值和计算值



图 5-10 两级拉伸载荷加载下 16Mn 钢缺口试样损伤试验值和计算值的比较

两级加载应力 水平 (MPa)	加载 顺序	<i>n</i> ₁	$\frac{n_1}{N_{f1}}$	<i>n</i> ₂	试验值 $\frac{n_2}{N_{f2}}$	$\frac{n_2}{N_{f2}}$	原模型 $\frac{n_2}{N_{f2}}$	改进模型 $\frac{n_2}{N_{f2}}$
		39940	0.2000	995670	0.7267	0.8000	0.7723	0.7469
266 224	古 伍	79880	0.4000	545300	0.3980	0.6000	0.5535	0.5127
366-324	向-1広	109800	0.5498	448780	0.3275	0.4502	0.3969	0.3521
		139790	0.7000	306000	0.2233	0.3000	0.2481	0.2071
		72400	0.1800	96733	1.0346	0.8200	0.8386	0.8572
345-394 低-高	181000	0.4500	82867	0.8863	0.5500	0.5885	0.6286	
	197100	0.4900	80970	0.8660	0.5100	0.5503	0.5928	
		233300	0.5800	59750	0.6390	0.4200	0.4633	0.5098

表 5-5 两级扭转载荷加载下 16Mn 钢缺口试样损伤试验值和计算值



图 5-11 两级扭转载荷加载下 16Mn 钢缺口试样损伤试验值和计算值的比较

由表 5-1 至表 5-5 和图 5-7 至图 5-11 可知, Miner 法则具有形式简单、计算简 便等特征,但由于其损伤是线性累加的,具有最大的误差。原模型考虑了载荷的 加载顺序效应,其在高-低加载顺序下和在低-高加载顺序下的预测结果是不同的, 对于 45 号钢和 16Mn 钢两种材料,采用原模型进行预测,其损伤临界值在高-低加 载顺序下小于 1,而低-高加载顺序下大于 1,与 Miner 法则的预测结果进行比较, 原模型的预测精度提高了。而本章所提改进模型由于在原模型的基础上引入了考 虑载荷相间互作用的因子,其预测精度在原模型的基础又有所提高,且计算相对 误差较低,在工程上是可以接受的。此外,需要指出的是,如果两级载荷加载的 应力水平差别越大,则预测结果的精度提高效果越明显。综上所述,本章所提考

5.6 高压涡轮盘疲劳寿命预测

前述章节已指出高压涡轮盘的最危险部位为榫槽,因此,本节以榫槽部位在 慢车、巡航和最大状态三种工况下的疲劳损伤为基准,采用本章所提考虑载荷间 相互作用效应的非线性疲劳累积损伤模型对其进行疲劳寿命预测。表 5-6 为高压涡轮盘榫槽 800h 的外场载荷谱和不同工况下疲劳损伤。

		工况	
	慢车-最大-慢车	巡航-最大-巡航	起动-最大-起动
$\sigma_{\rm max}$ (MPa)	976.52	976.52	976.52
σ_a (MPa)	361.19	72	488.26
γ	0.663	0.663	0.663
n_i	2006	24326	1306
N_{fi}	70041	$\infty +$	22831
$D_i = n_i / N_{fi}$	0.029	0	0.057

表 5-6 高压涡轮盘榫槽 800h 的外场载荷谱和疲劳损伤

由于榫槽在巡航状态下的损伤为0,因此,可认为高压涡轮盘工作在两级载荷下,且加载顺序为"最大状态-慢车状态"。根据 Walker 平均应力修正准则^[63]可得高压涡轮盘在最大状态下的等效应力为:

$$\sigma_1 = \sigma_{\max}^{1-\gamma} \sigma_a^{\gamma} = 976.52^{0.337} \cdot 488.26^{0.663} = 617 \text{ MPa}$$
(5-33)

高压涡轮盘在慢车状态下的等效应力为:

$$\sigma_2 = \sigma_{\max}^{1-\gamma} \sigma_a^{\gamma} = 976.52^{0.337} \cdot 361.19^{0.663} = 505 \text{ MPa}$$
(5-34)

采用本章所提改进的考虑载荷间相互作用效应的非线性疲劳累积损伤模型对 高压涡轮盘在两级载荷下的损伤进行累加,结果如表 5-7 所示。

两级加载			n_1		n_2	Miner	改进模型
应力水平	加载顺序	n_1	$\overline{N_{f1}}$	n_2	$\overline{N_{f2}}$	$\frac{n_1}{n_1} + \frac{n_2}{n_2}$	$\frac{n_1}{n_1} + \frac{n_2}{n_2}$
(MPa)			-		-	$N_{f1} N_{f2}$	N_{f1} N_{f2}
617-505	高-低	1306	0.057	2006	0.029	0.086	0.1056

表 5-7 高压涡轮盘榫槽 800h 的外场载荷谱下的疲劳损伤

此时,根据榫槽部位疲劳累积损伤计算得到高压涡轮盘的外场使用小时数为:

$$t = 800 \cdot \frac{1}{D} = 800 \cdot \frac{1}{0.1056} = 7576h$$
 (5-35)

在前述第二章、第三章和第四章中,分别计算得到高压涡轮盘的外场使用小时数为2431.6h、6202h、9302h。对于第二章和第三章所提疲劳寿命模型,两者计算得到高压涡轮盘的外场使用小时数相差之所以较大的原因是:首先,这两章所

提模型本身的预测精度有差别;其次,也是导致高压涡轮盘外场使用小时数相差 较大最主要的原因是:第二章所提模型主要适用于低周疲劳寿命预测,而高压涡 轮盘在巡航工况下的寿命属于高周疲劳,进而导致巡航工况下计算得到高压涡轮 盘寿命误差较大或者可认为是错误的,而第三章所提模型可较好地解决该问题, 因此,对于第二章和第三章所提模型计算得到高压涡轮盘的外场使用小时数,以 第三章所提模型的计算结果为准,即高压涡轮盘的外场使用小时数为 6202h。第四 章所提模型由于考虑了应力梯度效应对疲劳寿命的影响,使得其对高压涡轮盘疲 劳寿命预测精度进一步提高。本章在第二章、第三章以及第四章的基础上,通过 考虑 Miner 法则的缺点,通过考虑载荷间相互作用效应对疲劳寿命的影响,重新 对高压涡轮盘外场使用小时数进行了计算,因此,对于高压涡轮盘的最终外场使 用寿命,以本章计算结果为准,即高压涡轮盘的外场使用小时数为 7576h。

5.7 本章小结

本章通过对四种考虑载荷间相互作用效应的经典疲劳累积损伤模型进行对比 分析,明确了载荷间相互作用对疲劳寿命影响的微观机理,提出了载荷间相互作 用影响因子。然后,通过将载荷间相互作用影响因子引入到基于材料物理性能退 化的非线性疲劳累积损伤模型中,提出了既可以考虑载荷的次序效应,又可以考 虑载荷间相互作用效应的改进模型,并推导出了其在两级和多级载荷加载下的通 用模型。最后,通过 45 号钢和 16Mn 钢两种材料在两级载荷加载下的试验数据对 改进模型进行了验证,分析结果验证了改进模型的正确性和有效性,并采用该改 进模型对高压涡轮盘进行了疲劳寿命预测。

89

第六章 结论与展望

6.1 全文总结

作为航空发动机的主承力部件,轮盘承受着离心力、热应力、振动应力等载 荷的复合作用,同时还要遭受环境介质的腐蚀和氧化作用,低周疲劳失效已成为 其最主要的失效模式。轮盘的性能会直接影响到航空发动机的安全性,因此,对 轮盘进行强度分析和疲劳寿命预测,对提高航空发动机的可靠性具有重要意义。

影响轮盘强度和疲劳寿命的因素很多,如形状因素、尺寸效应、表面加工、 平均应力、应力梯度、载荷加载情况、环境温度等,但它们对轮盘强度和疲劳寿 命的影响程度是有差别的。目前,由于对这些影响轮盘强度和疲劳寿命的因素的 理解不够透彻,使得现行轮盘疲劳寿命预测方法和理论还不够完善。基于此,本 文通过对轮盘疲劳寿命有显著影响的平均应力、应力梯度和载荷加载情况进行分 析,研究其影响轮盘疲劳寿命的机理,以及以何种形式将其引入到轮盘低周疲劳 寿命预测方法和模型中,并结合安全寿命设计方法和疲劳累积损伤理论展开了探 索性的研究,其主要成果有:

(1) 建立了基于 Walker 平均应力修正准则的低周疲劳寿命预测模型。

在不同的飞行状态下,由于复杂载荷的作用,轮盘局部区域会出现较大的应 力和应变,产生危险点。本文通过弹塑性有限元分析方法,确定了轮盘的危险部 位以及危险部位的应力和应变分布。同时,考虑到轮盘转速谱和温度谱的非对称 性,当采用局部应力应变法对其进行疲劳寿命预测时,需对载荷谱进行平均应力 的修正。通过将 Walker 平均应力修正准则的等效应变参数和材料的应变-寿命曲线 结合,提出了一种可以进行平均应力修正的轮盘低周疲劳寿命预测模型。该模型 不但形式简单,同时也为轮盘疲劳寿命预测方法提供了新的思路。GH4133 盘形锻 件试验数据验证了该模型具有较高的精度,该模型已应用到某型号项目"XX 发动 机主要零部件寿命计算"中。

(2) 建立了确定 Walker 指数的数学模型,并提出了结合 Walker 指数和 SWT 参数模型的低周疲劳寿命预测模型。

Walker 平均应力修正准则具有最好的平均应力修正效果,但 Walker 指数的确 定需要大量的试验,这使得其不但效率低,经济性也差,限制了其工程上的应用。 本文通过分析其与材料的屈服极限和强度极限的内在关系,建立了一个实用的可 以计算 Walker 指数的数学模型。考虑到 Walker 指数可以用来表示不同材料对平均 应力影响的灵敏度,以及 SWT 参数模型可用于所有材料疲劳寿命的预测,本文将
Walker 指数引入到 SWT 参数模型中,提出了一个改进的低周疲劳寿命预测模型, 并采用四种不同材料的试验数据验证该模型的正确性和有效性,该模型已应用到 某型号项目"XX 发动机主要零部件寿命计算"中。

(3)提出了考虑应力梯度效应的轮盘疲劳寿命预测模型。

高压涡轮盘的榫槽、螺栓孔和中心孔等缺口部位,由于应力集中现象,会导 致轮盘危险部位应力下降过快,从而产生较大的应力梯度,对轮盘的疲劳寿命产 生影响。基于此,本文通过对榫槽、螺栓孔和中心孔三个危险部位的应力场进行 分析,确定了这三个部位应力梯度的变化率。然后研究应力梯度影响轮盘疲劳寿 命的机理,建立了应力梯度效应因子,通过将其引入到轮盘疲劳寿命分析中,提 出了一个改进的轮盘疲劳寿命预测模型。研究表明,该模型具有较好的工程适用 性。

(4)提出了考虑载荷相互作用效应对轮盘疲劳寿命影响的非线性疲劳累积损 伤法则。

在对高压涡轮盘三种工况下的损伤进行累加时,本文采用的是线性疲劳累积 损伤理论,但线性疲劳累积损伤理论存在着不能考虑载荷次序效应以及载荷相互 作用效应的缺点。载荷的相互作用对结构疲劳寿命的影响是不可忽略的,特别是 幅值相差较大的载荷。基于此,本文研究了载荷相互作用对疲劳寿命影响的机理, 可以用载荷幅值之间的比值来表示载荷之间的相互作用,然后通过将载荷相互作 用影响因子引入到一个基于材料物理性能退化的非线性疲劳累积损伤模型中,提 出了一个改进的模型,并推导出了该模型在多级载荷下的寿命预测表达式,试验 数据验证该模型是合理的。

综上所述,本文以影响疲劳寿命的因素平均应力、应力梯度和载荷加载情况 为框架,分别研究其影响疲劳寿命的机理,通过将其引入到轮盘疲劳寿命分析中, 完善了轮盘低周疲劳寿命预测方法,并应用到了实际工程分析中。

6.2 后续工作展望

本文在航空发动机高压涡轮盘静强度分析的基础上,采用基于安全寿命设计 方法的低周疲劳寿命预测方法对其进行了寿命评估,但对于建立完整的轮盘疲劳 寿命预测体系,尚有很多问题需要解决。在后续研究中,拟从以下几方面展开工 作:

(1) 蠕变-疲劳交互作用的研究。轮盘属于航空发动机的热端部件,在其工作 过程中,既会产生疲劳损伤,又会产生蠕变损伤,并且随着轮盘温度的不断升高, 两种损伤之间会产生明显的交互作用,进而影响到轮盘的疲劳寿命。因此,深入

91

研究两种损伤的交互作用,合理地将两种损伤进行累加,是提高轮盘寿命评估精 度的关键。

(2)考虑模型参数不确定性的轮盘概率疲劳寿命预测。轮盘疲劳寿命预测模型中的参数,无论是通过材料手册查得,还是通过试验数据拟合得到,都无可避免的存在着不确定性。试验条件的变化、试验人员的更换以及试验数据处理方式的不同,都会导致参数的不确定性。因此,有必要引入概率统计理论,开展轮盘概率疲劳寿命预测。

(3)危险部位数目对轮盘疲劳寿命的影响。由于结构的对称性,轮盘的危险 部位如螺栓孔和榫槽,其数目都是多个的。相同结构的危险部位具有相同的应力 和应变分布,从数学上分析,可以把相同结构的危险部位视为串联系统,单一系 统和串联系统对整个系统的影响是不同的,因此,研究危险部位数目对轮盘疲劳 寿命的影响是有必要的。

致 谢

时光飞逝,岁月如梭,转瞬之间,自己的博士生活即将结束。回往过去,有 失败,有成功;有压抑,有释放;有泪水,有笑语。读博的求知之路,就像一次 心灵的旅行,沉淀了岁月,留下了感悟。在此毕业之际,对关心和帮助自己的师 长、朋友和家人表示由衷的感谢!

首先要衷心的感谢自己敬爱的导师黄洪钟教授,黄老师既是自己的恩师,也 是自己的长辈,感谢恩师对自己学业的悉心指导和生活的细心照顾。自己每一篇 论文的撰写,恩师都要付出大量的时间和心血进行修改,大到论文整体框架,小 到每个标点符号,都会留下恩师的修改痕迹,恩师严谨的治学态度将是自己一生 学习的榜样。工作时间之外,自己经常会在深夜和节假日收到恩师发来的邮件, 都是跟自己学业有关的事情,为了自己,恩师牺牲了太多休息和陪伴家人的时间, 这份恩情,学生会终生铭记。在生活中,恩师更像是自己的长辈,无微不至的关 怀和不厌其烦的教诲,使得自己的每一步迈的更加沉稳和扎实。在此,谨向恩师 黄洪钟教授表达自己最崇高的敬意和最诚挚的感谢。

感谢朱顺鹏老师,同时也是自己的师兄,给予自己在学业上最无私的帮助, 朱老师在学术上的倾囊相授使自己受益匪浅,少走了许多的弯路。感谢可靠性工 程团队的凌丹老师、刘宇老师、李彦锋老师、孟德彪老师、张小玲老师、李海庆 老师、汪忠来老师、陈中柘老师、何俐萍老师、许焕卫老师平时的关心和帮助。

感谢可靠性工程团队的刘征、左芳君、高会英、王海琨、彭卫文、付国忠、 彭兆春、米金华、殷毅超、张小强、李翔宇、周杰、黄承赓、郭骏宇、杨圆鉴、 周行、谢朝阳、彭伟等博士和同学以及硕士的师弟师妹们,他们的陪伴使得自己 的博士生活不再孤单,也不再枯燥,很高兴和大家一起度过这段快乐的时光,衷 心的谢谢大家!

衷心感谢在百忙之中抽出时间参与本论文评审与答辩的教授和专家!

最后衷心的感谢自己的家人,他们默默的支持和无言的爱是自己能够顺利完 成学业的最大动力;他们的激励和无条件的信任,是自己一次次能够从挫折中站 起来的力量源泉,他们是自己永远的精神支柱,衷心谢谢自己的家人。最后也为 自己没有充裕时间陪伴在他们身边去照顾他们表达自己的歉意,希望他们都健康、 快乐。

93

参考文献

- [1] 陶春虎, 钟培道, 王仁智, 等. 航空发动机转动部件的失效与预防[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.
- [2] 钱文学. 某型航空发动机低压压气机轮盘疲劳可靠性分析[D]. 沈阳: 东北大学, 2005.
- [3] C. L. Liu. Reliability analysis for an aero engine turbine disk under low cycle fatigue condition[J]. Acta Metallurgica Sinica, 2009, 17(4): 514-520.
- [4] 裴月,薛飞,王荣桥. 涡轮盘低循环疲劳寿命可靠性研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2007, 20(1): 39-43.
- [5] L. P. Gan, H. Z. Huang, S. P. Zhu, et al. Fatigue reliability analysis of turbine disk alloy using saddlepoint approximation[J]. Int. J. Turbo Jet-Engines, 2013, 30(3): 217-229.
- [6] 苏清友. 航空涡喷、涡扇发动机主要零部件定寿指南[M]. 北京: 航空工业出版社,2004.
- [7] 林杰威. 航空发动机叶片疲劳寿命和可靠性研究[D]. 天津: 天津大学, 2009.
- [8] 靳焕章. WP7 系列发动机涡轮轴寿命研究[J]. 成发科技, 1999, 2: 23-34.
- [9] 蔚夺魁, 薛秀生, 吴向宇. WP7 系列发动机寿命估算[J]. 航空发动机, 2002, 1: 33-39.
- [10] S. A. Meguid, P. S. Kanth, A. Czekanski. Finite element analysis of fir-tree region in turbine discs[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2000, 35(4): 305-317.
- [11] L. Witek. Failure analysis of turbine disc of an aero engine[J]. Engineering Failure Analysis, 2006, 13(1): 9-17.
- [12] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [13] 李舜酩. 机械疲劳与可靠性设计[M]. 北京: 科学出版社, 2006.
- [14] L. F. Coffin. A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal[J]. American Society of Mechanical Engineers, 1954, 74: 931-950.
- [15] S. S. Manson. Behavior of materials under conditions of thermal stress[M]. TN 2933: NACA, 1953.
- [16] W. N. Findley. A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending[M]. Engineering Materials Research Laboratory, Division of Engineering, Brown University, 1958.
- [17] J. Morrow. Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals[J]. ASME STP-378, 1965: 45-84.
- [18] J. Schijve. Fatgue of structures and materials in the 20th century and the state of the art[J].

International Journal of Fatigue, 2003, 25(8): 679-702.

- [19] W. Schütz. A history of fatigue[J]. Engineering Fracture Mechanics, 1996, 54(2): 263-300.
- [20] 徐灏. 疲劳强度[M]. 北京: 高等教育出版社, 1988.
- [21] A. Circular. Guidance material for aircraft engine-life-limited parts requirements[J]. Washington DC: FAA, 2009.
- [22] European Aviation Safety Agency. Certification specification for engine CS-E[S]. Koeln: European Aviation Safety Agency, 2010.
- [23] J. S. Faragher, R. A. Antoniou. Preliminary finite element analysis of a compressor disk in the TF3O engine[R]. Defence Science and Technology Organisation Melbourne, 2000.
- [24] D. Taylor. Geometrical effects in fatigue: a unifying theoretical model[J]. International Journal of Fatigue, 1999, 21(5): 413-420.
- [25] K. Tanaka. Engineering formulae for fatigue strength reduction due to crack-like notches[J]. International Journal of Fracture, 1983, 22(2): 39-46.
- [26] R. A. Cláudio, C. M. Branco, E. C. Gomes, et al. Life prediction of a gas turbine disc using the finite element method[C]. Eighth Portuguese Conference on Fracture, 2002.
- [27] L. Witek. Numerical simulation of fatigue fracture of the turbine disc[J]. Fatigue of Aircraft Structures, 2012, 1(4): 114-122.
- [28] S. R. Bodner, I. Partom, Y. Partom. Uniaxial cyclic loading of elastic-viscoplastic materials[J]. Journal of Applied Mechanics, 1979, 46(4): 805-810.
- [29] A. K. Koul, N. C. Bellinger, G. Gould. Damage-tolerance-based life prediction of aeroengine compressor discs: II. A probabilistic fracture mechanics approach[J]. International Journal of Fatigue, 1990, 12(5): 388-396.
- [30] M. E. Melis, E. V. Zaretsky, R. August. Probabilistic analysis of aircraft gas turbine disk life and reliability[J]. Journal of Propulsion and Power, 1999, 15(5): 658-666.
- [31] X. Wu, W. Beres, S. Yandt. Challenges in life prediction of gas turbine critical components[J]. Canadian Aeronautics and Space Journal, 2008, 54(2): 31-39.
- [32] D. Rusk, P. Hoffman. Developments in probability-based strain-life analysis[R]. Naval Air Warfare Center Aircraft DIV Patuxent River MD, 2001.
- [33] B. K. Beachkofski, R. V. Grandhi. Probabilistic system reliability for a turbine engine airfoil[C]. ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2004: 171-179.
- [34] 付娜. 某航空发动机涡轮盘和叶片的强度分析与寿命计算[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.

- [35] 王卫国. 轮盘低循环疲劳寿命预测模型和试验评估方法研究[D]. 南京: 南京航空航 天大学, 2006.
- [36] 杨俊,谢寿生,祁圣英,等.基于等效应变的轮盘低循环疲劳寿命预测[J]. 空军工程 大学学报, 2010, 11(6): 12-16.
- [37] S. P. Zhu, H. Z. Huang, L. P. He, et al. A generalized energy-based fatigue-creep damage parameter for life prediction of turbine disk alloys[J]. Engineering Fracture Mechanics, 2012, 90: 89-100.
- [38] 石亮, 魏大盛, 王延荣. 考虑应力梯度的轮盘疲劳寿命预测[J]. 航空动力学报, 2013, 28(6): 1236-1242.
- [39] 聂景旭. 涡轮盘的损伤容限分析[J]. 航空动力学报, 1988, 3(4): 341-346.
- [40] 陈光皓, 王荣桥, 洪其麟. 飞力轮试验盘槽底裂纹损伤容限分析[J]. 航空动力学报, 1994, 9(4): 416-419.
- [41] 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.
- [42] 魏大盛, 王延荣, 陆利蓬. 粉末冶金盘损伤容限的边界元分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1299-1304.
- [43] 蒋向华,杨晓光,王延荣. 某型航空发动机涡轮盘结构可靠度计算[J]. 航空动力学报, 2005, 20(3): 407-412.
- [44] 钱文学, 尹晓伟, 谢里阳, 等. 轮盘疲劳可靠性分析的 Monte-Carlo 数字仿真[J]. 系统 仿真学报, 2007, 19(2): 254-257.
- [45] 陆山, 张鸿, 唐俊星, 等. 考虑尺寸效应的轮盘应力疲劳概率寿命分析方法[J]. 航空 动力学报, 2011, 26(9): 2039-2043.
- [46] 甘露萍. 航空发动机关键转动部件疲劳寿命预测与可靠性分析方法[D]. 成都: 电子 科技大学, 2014.
- [47] E. Castillo, A. J. Conejo, R. Mínguez, et al. An alternative approach for addressing the failure probability-safety factor method with sensitivity analysis[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2003, 82(2): 207-216.
- [48] E. Castillo, R. Mínguez, A. R. Terán, et al. Design and sensitivity analysis using the probability-safety-factor method. An application to retaining walls[J]. Structural Safety, 2004, 26(2): 159-179.
- [49] U. S. Department of Defance. JSSG-2006 Joint service specification guide: Aircraft structures[S]. Washington: U.S. Department of Defance, 1998: 17-141.
- [50] 于长吉, 陶沙. 疲劳构件的安全-寿命设计法[J]. 机械设计与制造, 1991, 3: 11-14.

- [51] Federal Aviation Administration. Advisory circular 33.70-2-Damage tolerance of hole features in high energy turbine engine rotors[R]. Washington DC: US Department of Transportation, 2009.
- [52] STAN DEF. STAN 00-971, general specification for aircraft gas turbine engines[J]. UK: Ministry of Defense, 1987.
- [53] W. C. Cui. A state-of-the-art review on fatigue life prediction methods for metal structures[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2002, 7(1): 43-56.
- [54] S. Suresh. Fatigue of material[M]. Cambridge University Press, 1998.
- [55] 丁爱祥, 吴君可. 斯贝 MK202 发动机应力标准(EGD-3)[M]. 北京: 国际航空编辑部, 1979.
- [56] O. H. Basquin. The exponential law of endurance tests[C]. Proc. ASTM, 1910, 10: 625-630.
- [57] J. Morrow. Fatigue design handbook[J]. Advances in Engineering, 1968, 4(3.2): 21-29.
- [58] S. S. Manson, G. R. Halford. Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for treating cumulative fatigue damage[J]. International Journal of Fracture, 1981, 17(2): 169-172.
- [59] M. Nihei, P. Heuler, Ch. Boller, et al. Evaluation of mean stress effect on fatigue life by use of damage parameters[J]. International Journal of Fatigue, 1986, 8(3): 119-126.
- [60] K. N. Smith, P. Watson, T. H. Topper. A stress-strain function for the fatigue of materials[J]. Journal of Materials, 1970, 5: 767-778.
- [61] 中国航空材料手册编辑委员会. 中国航空材料手册(第二卷)[M]. 北京: 中国标准出版社, 2001.
- [62] C. Eady. Modes of gas turbine component life consumption[R]. Recommended Practices for Monitoring Gas Turbine Engine Life Consumption, NATO RTO-TR-28, paper, 2000.
- [63] K. Walker. The effect of stress ratio during crack propagation and fatigue for 2024-T3 and 7075-T6 aluminum[J]. Effects of Environment and Complex Load History on Fatigue Life, 1970, 462: 1-14.
- [64] 孙蜀宗. 疲劳分析中局部应力-应变法的若干研究[J]. 农业机械学报, 1984, 4: 72-84.
- [65] 钱文学, 尹晓伟, 由美雁, 等. 基于多轴疲劳模型的轮盘低循环疲劳寿命预测[J]. 中国机械工程, 2009, 20(7): 843-846.
- [66] S. M. H. Kabir, T. Yeo. Fatigue behavior of an austenitic steel of 300-series under non-zero mean loading[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(1): 63-71.
- [67] N. E. Dowling, C. A. Calhoun, A. Arcari. Mean stress effects in stress-life fatigue and the

Walker equation[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2009, 32(3): 163-179.

- [68] J. A. R. Duran, C. T. Hernandez. Evaluation of three current methods for including the mean stress effect in fati-gue crack growth rate prediction[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2015, 38(4): 410-419.
- [69] C. E. Jaske, C. E. Feddersen, K. B. Davis. Analysis of fatigue, Fatigue Crack Propagation and Fracture Data[J]. NASA CR-132332, 1973: 49-54.
- [70] J. H. Park, J. H. Song. Detailed evaluation of methods for estimation of fatigue properties[J]. International Journal of Fatigue, 1995, 17(5): 365-373.
- [71] M. A. Miner. Cumulative damage in fatigue[J]. J. Appl. Mech, 1945, 12(3): 159-164.
- [72] N. E. Dowling. Fatigue life prediction for complex load versus time histories[J]. Journal of Engineering Materials and Technology, 1983, 105(3): 206-214.
- [73] D. L. McDiarmid, W. Choy, T. M. Lee. The effect of mean stress on delay in fatigue crack growth under load stepdown[J]. International Journal of fatigue, 1984, 6(2): 101-105.
- [74] P. Lukáš, L. Kunz. Effect of mean stress on cyclic stress-strain response and high cycle fatigue life[J]. International Journal of Fatigue, 1989, 11(1): 55-58.
- [75] T. Wehner, A. Fatemi. Effects of mean stress on fatigue behaviour of a hardened carbon steel[J]. International Journal of Fatigue, 1991, 13(3): 241-248.
- [76] S. J. Maddox. The effect of mean stress on fatigue crack propagation a literature review[J]. International Journal of Fracture, 1975, 11(3): 389-408.
- [77] 陈胤桢. 平均应变对 7075-T7451 铝合金低周疲劳力学行为的影响研究[D]. 杭州: 浙 江大学, 2012.
- [78] D. Fang, A. Berkovits. Mean stress models for low-cycle fatigue of a nickel-base superalloy[J]. International Journal of Fatigue, 1994, 16(6): 429-437.
- [79] W. Schütz. Fatigue life prediction for aircraft structures and materials[R]. NATO, AGARD-LS-62, 1973, 10: 1-32.
- [80] K. B. Katnam, A. D. Crocombe, H. Khoramishad. Load ratio effect on the fatigue behaviour of adhesively bonded joints: an enhanced damage model[J]. The Journal of Adhesion, 2010, 86(3): 257-272.
- [81] S. K. Koh, R. I. Stephens. Mean stress effects on low cycle fatigue for a high strength steel[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1991, 14(4): 413-428.
- [82] Q. Bader, E. Kadum. Mean stress correction effects on the fatigue life behavior of steel alloys by using stress life approach theories[J]. International Journal of Engineering

Technology, 2014, 14(4): 50-58.

- [83] Q. Bader, E. K. Njim. Effect of stress ratio and v notch shape on fatigue life in steel beam[J]. International Journal of Scientific & Engineering Research, 2014, 5(6): 1145-1154.
- [84] S. J. Wang, M. W. Dixon, C. O. Huey. The Clemson limit stress diagram for ductile parts subjected to positive mean fatigue loading[J]. Journal of Mechanical Design, 2000, 122(1): 143-146.
- [85] N. E. Dowling. Mean stress effects in stress-life and strain-life fatigue[R]. SAE Technical Paper, 2004.
- [86] J. A. R. Duran, C. T. Hernandez. Evaluation of three current methods for including the mean stress effect in fatigue crack growth rate prediction[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2015, 38(4): 410-419.
- [87] S. Keshavan. Some studies on the deformation and fracture of normalised mild steel under cyclic conditions[D]. Waterloo: University of Waterloo, 1967.
- [88] B. Chr, T. Seeger. Materials data for cyclic loading[J]. Parts AE, Elsevier Science Publishers, Amsterdam, 1987: 205-225.
- [89] H. J. Grover, S. M. Bishop, L. R. Jackson. Fatigue strengths of aircraft materials: axial-load fatigue tests on notched sheet specimens of 24S-T3 and 75S-T6 aluminum alloys and of SAE 4130 steel with stress-concentration factors of 2.0 and 4.0[M]. National Advisory Committee for Aeronautics, 1951.
- [90] C. K. Lin, C. C. Chu. Mean stress effects on low-cycle fatigue for a precipitation-hardening martensitic stainless steel in different tempers[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2000, 23(7): 545-553.
- [91] S. F. Military Handbook. Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures[R]. Department of Defense, Washington DC, 1972: 9.16-9.20.
- [92] R. W. Landgraf. Effect of mean stress on the fatigue behavior of a hard steel[D]. University of Illinois at Urbana-Champaign, 1966.
- [93] A. Fatemi, R. I. Stephens. Tensile mean stress effects on uniaxial fatigue behavior of 1045 HR steel[C]. Proceeding of International Conference on Fatigue and Fatigue Thresholds, 1987, 1: 537-546.
- [94] B. J. Lazan, A. A. Blatnerwick. Fatigue properties of aluminum alloys at various direct stress ratios. Part I. rolled alloys[R]. Minnesota Univ Minneapolis Inst of Tech, 1952.
- [95] A. Fatemi, A. Plaseied, A. K. Khosrovaneh. Application of bi-linear log-log S-N model to

strain-controlled fatigue data of aluminum alloys and its effect on life predictions[J]. International Journal of Fatigue, 2005, 27(9): 1040-1050.

- [96] J. Fash, D. F. Socie. Fatigue behaviour and mean effects in grey cast iron[J]. International Journal of Fatigue, 1982, 4(3): 137-142.
- [97] T. Zhao, Y. Jiang. Fatigue of 7075-T651 aluminum alloy[J]. International Journal of Fatigue, 2008, 30(5): 834-849.
- [98] 赵少汴. 抗疲劳设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994.
- [99] 黄宁. 大型构件的疲劳寿命预测方法研究[D]. 长沙: 中南大学, 2012.
- [100] 文保平, 张镇生, 闵行. 非均匀应力场对构件疲劳强度的影响-应力梯度效应[J]. 机械 强度, 1990, 22(1): 13-18.
- [101] 吴波, 谭建松, 王建平, 等. 疲劳寿命预测的应力梯度效应研究[J]. 机械制造, 2009, 47(543): 56-59.
- [102] 王延荣,李宏新,袁善虎,等.考虑应力梯度的缺口疲劳寿命预测方法[J]. 航空动力 学报, 2013, 28(6): 1208-1214.
- [103] 魏芷峰, 王延荣, 袁善虎, 等. 涡轮盘低循环疲劳寿命预测方法与流程[J]. 燃气涡轮 试验与研究, 2014, 27(5): 25-29.
- [104] M. Filippini. Stress gradient calculations at notches[J]. International Journal of Fatigue, 2000, 22(5): 397-409.
- [105] J. Schijve. Stress gradients around notches[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1980, 3(4): 325-338.
- [106] E. G. Munday, L. D. Mitchell. The maximum-distortion-energy ellipse as a biaxial fatigue criterion in view of gradient effects[J]. Experimental Mechanics, 1989, 29(1): 12-15.
- [107] K. Stamoulis, A. E. Giannakopoulos. Size effects on strength, toughness and fatigue crack growth of gradient elastic solids[J]. International Journal of Solids and Structures, 2008, 45(18): 4921-4935.
- [108] M. Makkonen. Notch size effects in the fatigue limit of steel[J]. International Journal of Fatigue, 2003, 25(1): 17-26.
- [109] H. Adib-Ramezani, J. Jeong. Advanced volumetric method for fatigue life prediction using stress gradient effects at notch roots[J]. Computational Materials Science, 2007, 39(3): 649-663.
- [110] 张成成. 典型缺口件疲劳寿命分析方法[J]. 航空动力学报, 2013, 28(6): 1223-1230.
- [111] 姚卫星. 金属材料疲劳行为的应力场强法描述[J]. 固体力学学报, 1997, 18(1): 38-48.
- [112] W. X. Yao. Stress field intensity approach for predicting fatigue life[J]. International

Journal of Fatigue, 1993, 15(3): 243-246.

- [113] W. X. Yao, K. Q. Xia, Y. Gu. On the fatigue notch factor, K_f [J]. International Journal of Fatigue, 1995, 17(4): 245-251.
- [114] G. Qylafku, Z. Azari, N. Kadi, et al. Application of a new model proposal for fatigue life prediction on notches and key-seats[J]. International Journal of Fatigue, 1999, 21(8): 753-760.
- [115] 王明春, 宋恩鹏, 赵清华. 基于应力场强方法的多轴高周疲劳寿命分析及应用[J]. 飞机设计, 2015, 35(4): 10-13.
- [116] 郭平. 基于场强法的焊接接头疲劳寿命预测及机匣寿命研究[D]. 南京: 南京航空航 天大学, 2008.
- [117] 唐柳伦. 基于场强法的焊接接头疲劳寿命影响因素研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2011.
- [118] L. Susmel, D. Taylor. An elasto-plastic reformulation of the theory of critical distances to estimate lifetime of notched components failing in the low/medium-cycle fatigue regime[J]. Journal of Engineering Materials and Technology, 2010, 132(2): 1-8.
- [119] W. X. Yao, B. Ye, L. C. Zheng. A verification of the assumption of anti-fatigue design[J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(3): 271-277.
- [120] G. Qilafku, N. Kadi, J. Dobranski, et al. Fatigue of specimens subjected to combined loading. Role of hydrostatic pressure[J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(8): 689-701.
- [121] E. Siebel, M. Stieler. Dissimilar stress distributions and cyclic loading[J]. Z Ver Deutsch Ing, 1955, 97: 121-131.
- [122] W. Eichlseder. Fatigue analysis by local stress concept based on finite element results[J]. Computers & Structures, 2002, 80(27): 2109-2113.
- [123] 郑楚鸿. 高周疲劳设计方法-应力场强法的研究[D]. 北京: 清华大学, 1984.
- [124] I. V. Papadopoulos, V. P. Panoskaltsis. Invariant formulation of a gradient dependent multiaxial high-cycle fatigue criterion[J]. Engineering Fracture Mechanics, 1996, 55(4): 513-528.
- [125] E. Siebel, M. Stieler. Ungleichförmige spannungsverteilung bei schwingender beanspruchung[J]. VDI-Z, 1955, 97(5): 121-126.
- [126] M. Klesnil, P. Lukáš. Fatigue of metallic materials[M]. Elsevier, 1992.
- [127] 杨晓华, 姚卫星, 段成美. 确定性疲劳累积损伤理论进展[J]. 中国工程科学, 2003, 5(4): 81-87.

- [128] A. Fatemi, L. Yang. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials[J]. International Journal of Fatigue, 1998, 20(1): 9-34.
- [129] M. Matsuishi, T. Endo. Fatigue of metals subjected to varying stress[R]. Japan Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, Japan, 1968: 37-40.
- [130] G. Hua, U. S. Fernando. Effect of non-proportional overloading on fatigue life[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1996, 19(4): 1197-1206.
- [131] M. Skorupa. Load interaction effects during fatigue crack growth under variable amplitude loading-a literature review. Part I: empirical trends[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1998, 21(8): 987-1006.
- [132] T. Bui-Quoc. Cumulative damage with interaction effect due to fatigue under torsion loading[J]. Experimental Mechanics, 1982, 22(5): 180-187.
- [133] T. Adam, N. Gathercole, H. Reiter, et al. Life prediction for fatigue of T800/5245 carbob-fibre composites. II. Variable-amplitude loading[J]. International Journal of Fatigue, 1994, 16(8): 533-47.
- [134] J. R. Schaff, B. D. Davidson. Life prediction methodology for composite structures. Part I: Constant amplitude and two-stress level fatigue[J]. Journal of Composite Materials, 1997, 31(2): 128-57.
- [135] W. Van Paepegem, J. Degrieck. Effects of load sequence and block loading on the fatigue response of fiber-reinforced composites[J]. Mechanics of Advanced Materials and Structures, 2002, 9(1): 19-35.
- [136] S. P. Zhu, H. Z. Huang, Y. Liu, et al. A practical method for determining the Corten-Dolan exponent and its application to fatigue life prediction[J]. Int. J. Turbo Jet-Engines, 2012, 29(2): 79-87.
- [137] S. P. Zhu, H. Z. Huang, Y. Liu, et al. An efficient life prediction methodology for low cycle fatigue-creep based on ductility exhaustion theory[J]. International Journal of Damage Mechanics, 2013, 22(4): 556-571.
- [138] S. P. Zhu, H. Z. Huang. A generalized frequency separation-strain energy damage function model for low cycle fatigue-creep life prediction[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2010, 33(4): 227-237.
- [139] S. M. Marco, W. L. Starkey. A concept of fatigue damage[J]. Trans. ASME, 1954, 76(4): 627-632.
- [140] 王德俊, 平安, 徐灏. 疲劳载荷谱编制准则[J]. 机械强度, 1993, 15(4): 37-40.

- [141] 王德俊, 平安, 徐灏. 随机疲劳载荷的处理及载荷谱编制准则[J]. 东北大学学报, 1994, 15(4): 327-331.
- [142] D. J. Morrow. The effect of selected sub-cycle sequences in fatigue loading histories[M]. Random fatigue life predictions, ASME, 1986, 72: 43-60.
- [143] H. T. Corten, T. J. Dolan. Cumulative fatigue damage[C]. Proceedings of the International Conference on Fatigue of Metals, Institute of Mechanical Engineering, London, 1956: 235-246.
- [144] A. M. Freudenthal, R. A. Heller. On stress interaction in fatigue and cumulative damage rule[J]. Journal of the Aerospace Science, 1959, 26(7): 431-442.
- [145] T. Bui-Quoc, J. A. Choquet, A. Biron. Cumulative fatigue damage on large steel specimens under axial programmed loading with nonzero mean stress[J]. Journal of Engineering Materials and Technology, 1976, 98: 249-255.
- [146] A. Zhang, T. Bui-Quoc, R. Gomuc. A procedure for low cycle fatigue life prediction for various temperatures and strain rates[J]. International Journal of Fatigue, 1991, 13(4): 422-428.
- [147] A. Carpinteri, A. Spagnoli, S. Vantadori. A multiaxial fatigue criterion for random loading[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2003, 26(6): 515-522.
- [148] D. Y. Ye, Z. L. Wang. A new approach to low-cycle fatigue damage based on exhaustion of static toughness and dissipation of cyclic plastic strain energy during fatigue[J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(8): 679-687.
- [149] 叶笃毅, 王德俊. 疲劳损伤过程中 45 钢剩余力学性能的变化特征[J]. 材料研究学报, 1996, 10(4): 357-361.
- [150] 叶笃毅, 王德俊, 童小燕, 等. 一种基于材料韧性耗散分析的疲劳损伤定量新方法[J]. 实验力学, 1999, 14(1): 80-88.
- [151] J. Schijve. Fatigue of structures and materials[M]. Dordrecht: Kluwer Academic, 2001.
- [152] L. Kaechele. Review and analysis of cumulative fatigue-damage theories[R]. RM-3650-PR.Santa Moncia, California, the Rand Corporation, 1963.
- [153] T. X. Xia, W. X. Yao. Comparative research on the accumulative damage rules under multiaxial block loading spectrum for 2024-T4 aluminum alloy[J]. International Journal of Fatigue, 2013, 48: 257-265.
- [154] X. Chen, D. Jin, K. S. Kim. A weight function-critical plane approach for low-cycle fatigue under variable amplitude multiaxial loading[J]. Fatigue & Fracture of Engineering

Materials & Structures, 2006, 29(4):331-339.

- [155] 谢里阳, 王德俊, 徐灏. 疲劳损伤演化方程约束条件的探讨[J]. 应用力学学报, 1992, 9(4): 66-69.
- [156] J. L. Chaboche, P. M. Lesne. A non-linear continuous fatigue damage model[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1988, 11(1): 1-17.
- [157] 尚德广,姚卫星. 单轴非线性连续疲劳损伤累积模型的研究[J], 航空学报, 1998, 19(6): 647-656.
- [158] 叶笃毅. 结构钢疲劳性能变化规律与寿命预测新方法研究[D]. 沈阳: 东北大学, 1996.

在学期间参与的项目研究

- [1] 国家自然科学基金项目:基于故障物理技术的结构疲劳可靠性设计理论及其应用研究,起止时间: 2013.01-2016.12,项目编号: 11272082。
- [2] 中国航空动力机械研究所项目: XX 发动机主要零部件寿命计算,起止时间: 2013.01-2015.12,课题编号: 2014008169。
- [3] 国防科工局技术基础项目:复杂 XX 系统的剩余寿命预测及维护决策理论研 究,起止时间:2013.01-2015.12,课题编号:C1420130001。
- [4] 总装预研基金项目: XX 发动机故障综合诊断与预测方法研究,起止时间: 2012.06-2014.06,课题编号: 9140A27020212DZ02310。
- [5] 航空科学基金项目: XX 结构与 XX 结构飞控系统可靠性对比研究, 起止时间: 2010.01-2012.12, 课题编号: 20090580012。

在学期间发表和录用的学术论文

- [1] Z. Q. Lv, H. Z. Huang, S. P. Zhu, et al. A modified nonlinear fatigue damage accumulation model[J]. International Journal of Damage Mechanics, 2015, 24(2): 168-181. (SCI 检索)
- [2] Z. Q. Lv, H. Z. Huang, H. Y. Gao, et al. Lifetime prediction for turbine discs based on a modified Walker strain model[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(10): 4143-4152. (SCI 检索)
- [3] Z. Q. Lv, H. Z. Huang, H. K. Wang, et al. Determining the Walker exponent and developing a modified Smith–Watson–Topper parameter model[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(3): 1129-1137. (SCI 检索)
- [4] Z. Q. Lv, W. W. P, H. Z. Huang. Improved data processing of loading spectrum for applications of rainflow counting method[J]. Journal of Donghua University, 2015, 32(6): 919-922. (EI 检 家)
- [5] Y. F. Li, Z. Q. Lv, W. Cai, et al. Fatigue life analysis of turbine disks based on load spectra of aero-engines[J]. International Journal of Turbo & Jet-Engines, 2016, 33(1): 27-33. (SCI 检索)
- [6] Z. Q. Lv, Z. F. Zhou, Z. A. Gong, et al. Analysis and study on BIT false alarm of flight control system in the sensing layer[C]. Proceeding of International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (QR2MSE 2012), Sichuan, 2012. (EI 检索)
- [7] Z. Q. Lv, H. Y. Gao, F. J. Zuo, et al. A nonlinear fatigue damage accumulation model accounting for load interaction effects[C]. Proceeding of International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (QR2MSE 2013), Sichuan, China, 2013.
- [8] Z. Q. Lv, W. W. P, R. Yuan, et al. An improved data processing of loading spectrum for applications of rainflow counting method[C]. Proceeding of 6th Asia-Pacific International Symposium on Advanced Reliability and Maintenance Modeling (APARM 2014), Sapporo, Japan, 2014.
- [9] Z. Q. Lv, H. Y. Gao, F. J. Zuo, et al. A practical method for determining the exponent of the walker strain life model[C]. Proceeding of International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (QR2MSE 2015), Beijing, China, 2015.