

# 高温蠕变对轮盘疲劳寿命影响规律研究

曲永磊, 杨铭浩, 华以诺, 赵铭鑫, 杨连峰

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

**摘要:**为探究高温蠕变对涡轮盘疲劳寿命的影响,以某型燃气轮机高温涡轮盘为研究对象,采用有限元仿真技术构建三维数值模型,对3.4 h载荷谱内循环工况下的涡轮盘进行多物理场耦合仿真。基于仿真结果确定寿命考核点为涡轮盘盘心和引气孔边缘处,使用史密斯-沃森-腾普(SWT)模型和拉森-米勒持久方程分别预测涡轮盘的疲劳寿命和蠕变寿命,根据线性损伤累积法得到涡轮盘疲劳/蠕变寿命。结果表明:高温涡轮盘引气孔边缘处为限寿部位,涡轮盘的疲劳寿命为9 720.6 h,蠕变寿命为24 656.8 h,疲劳/蠕变共同作用下的寿命为6 972.2 h,高温蠕变会对涡轮盘的疲劳寿命造成显著影响,相比于涡轮盘的疲劳寿命,受高温蠕变影响的疲劳/蠕变寿命降低幅度达到28.27%。

**关键词:**高温涡轮盘;有限元仿真;高温蠕变;疲劳/蠕变寿命

中图分类号:TK473 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2026.02.005

[引用本文格式]曲永磊,杨铭浩,华以诺,赵铭鑫,杨连峰. 高温蠕变对轮盘疲劳寿命影响规律研究[J]. 热能动力工程, 2026, 41(2):40-47. QU Yonglei, YANG Minghao, HUA Yinuo, ZHAO Mingxin, YANG Lianfeng. Study on the influence of high temperature creep on the fatigue life of disk[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2026, 41(2):40-47.

## Study on the Influence of High Temperature Creep on the Fatigue Life of Disk

QU Yonglei, YANG Minghao, HUA Yinuo, ZHAO Mingxin, YANG Lianfeng

(College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001)

**Abstract:** In order to explore the influence of high temperature creep on the fatigue life of turbine disk, a high temperature turbine disk of a gas turbine was taken as the research object, a three-dimensional numerical model was constructed by finite element simulation technology, and multi physics field coupling simulation was conducted on turbine disk in 3.4 hours load spectrum under cyclic operating conditions. Based on the simulation results, the life assessment points were determined to be the center of the turbine disk and the edge of the blow hole. The Smith-Watson-Tempe (SWT) model and the Larson-Miller persistence equation were used to predict the fatigue/creep life of the turbine disk, respectively. The fatigue/creep life of the turbine disk was obtained according to the linear damage accumulation method. The results show that the edge of the blow hole of the high temperature turbine disk is the life-limiting part. The fatigue life of the turbine disk is 9 720.6 hours, the creep life is 24 656.8 hours, and the life under the combined action of fatigue and creep is 6 972.2 hours. The high temperature creep will have a significant impact on the fatigue life of the turbine disk. Compared with the fatigue life of the turbine disk, the fatigue/creep life affected by high temperature is reduced by 28.27%.

**Key words:** high temperature turbine disk; finite element simulation; high temperature creep; fatigue/creep life

引 言

高温涡轮盘是燃气轮机发动机中的关键部件,其工作环境恶劣,往往承受着高温、大温差热负荷、高机械负荷的共同作用,一旦发生失效,将直接影响发动机的安全运行<sup>[1-2]</sup>,因此,在评估涡轮盘寿命时需要高温下涡轮盘材料的性能水平进行分析。

Claudio 等人<sup>[3]</sup>通过有限元仿真手段对涡轮盘的疲劳寿命进行了预测分析,并通过实验测试对数值预测结果进行了验证。Ayyappan 等人<sup>[4]</sup>构建了基于 S-N 曲线的涡轮盘概率寿命预测模型,对航空发动机压气机轮盘在超速后的残余变形进行预测。Witek<sup>[5]</sup>通过有限元仿真方法得到涡轮盘薄弱部位的应力分布,使用帕里斯公式研究裂纹扩展速率,得到了涡轮盘薄弱环节的疲劳裂纹扩展规律。Menon 等人<sup>[6]</sup>研究指出涡轮盘在高温、高转速等复杂工况下承受多轴应力,提出了一种在多轴应力状态下确定涡轮盘孔寿命的预测模型。Getsov 等人<sup>[7]</sup>综合考虑了材料的塑性变形和蠕变效应,研究了高温涡轮盘运行过程中的热弹性变形,并对其寿命进行了预测。Yeh 等人<sup>[8]</sup>研究表明晶界锯齿的存在使得晶界处的应力集中得到缓解,提高了合金的蠕变性能。Yuan 等人<sup>[9]</sup>研究了一种新型轮盘合金在低温和中温下的变形机制,揭示了该合金在不同温度下的力学性能。刘臣<sup>[10]</sup>研究了 GH4169G 合金的组织结构与蠕变行为,当应力集中值超过晶界的结合强度时,合金会发生裂纹的萌生与扩展导致断裂。李骏等人<sup>[11]</sup>对涡轮叶片-榫头-轮盘的蠕变寿命和低循环疲劳寿命进行了预测,由于榫头、榫槽部位存在应力集中,其低循环疲劳预期寿命仅有 102 次。吕志强<sup>[12]</sup>提出了基于拉伸应变的低循环疲劳寿命预测模型,考虑了平均应力、应力集中和尺寸效应等多种因素的影响。王卫国<sup>[13]</sup>提出改进的 Walker 应变寿命预测模型,预测了某涡轮盘低循环疲劳寿命。皮骏等人<sup>[14]</sup>提出了一种简化的 Walker 寿命预测模型,并利用该简化模型对某型号发动机涡轮盘进行实例分析。

现有研究多集中于疲劳或蠕变的单一损伤机制,针对涡轮盘在高温、高应力作用下的疲劳/蠕变耦合寿命研究相对较少。本文针对某高温涡轮盘开

展有限元仿真分析,根据仿真结果确定涡轮盘寿命考核点,对涡轮盘的疲劳、蠕变、疲劳/蠕变耦合寿命进行预测,分析了高温蠕变对涡轮盘疲劳寿命的影响。

1 有限元仿真计算

1.1 涡轮盘三维几何模型

本文所研究的对象为某型燃气轮机高温涡轮盘,装配叶片数量为 89,三维几何模型如图 1 所示。

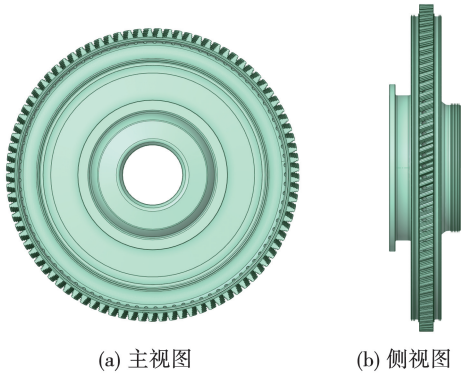


图 1 涡轮盘三维几何模型  
Fig. 1 Three-dimensional geometric models of turbine disk

由于轮盘为旋转对称结构,综合考虑计算资源,截取 1/89 涡轮盘模型,通过施加循环对称边界条件进行有限元仿真分析,截取的涡轮盘模型如图 2 所示。

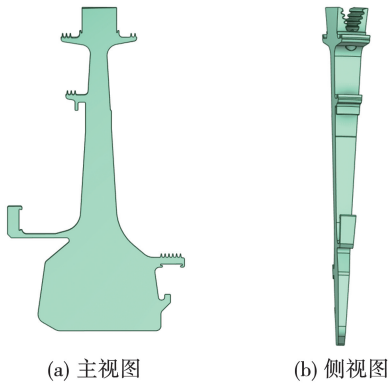


图 2 截取的涡轮盘模型  
Fig. 2 Intercepted turbine disk models

1.2 涡轮盘有限元网格划分

使用 Ansys Mechanical 有限元仿真软件对涡轮盘几何模型进行网格划分,网格类型为四面体网格,节点数为 90 822,单元数为 437 115,涡轮盘模型有

限元网格划分,如图 3 所示。

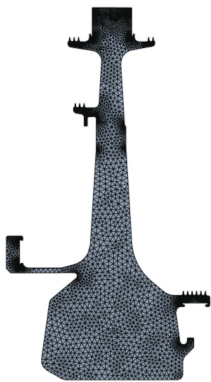


图 3 涡轮盘模型有限元网格划分

Fig.3 Finite element mesh generation of turbine disk model

1.3 载荷设置

为了更准确地模拟和预测涡轮盘在实际工况下的特性,本文对涡轮盘 3.4 h 载荷谱内的循环工况,采用多物理场耦合仿真的方法,考虑温度载荷与离心载荷的耦合作用下寿命预测关参数预测涡轮盘寿命。

为了模拟实际工作过程中涡轮盘受到叶片载荷的影响,本文将涡轮叶片简化为叶片质心处的点质量,对涡轮盘榫槽部位施加载荷,这使得仿真结果更接近实际情况,可更准确地反映实际工作过程中涡轮盘应力应变分布及变形情况。涡轮叶片点质量加载如图 4 所示,上方小球为叶片简化的点质量,载荷施加位置为图中红色标记的榫槽部位。

涡轮叶片质心

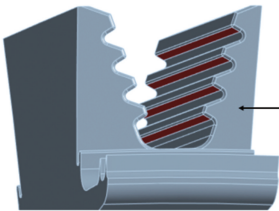


图 4 涡轮叶片点质量加载

Fig.4 Mass loading at turbine blade point

本文所研究的涡轮盘载荷谱时长为 3.4 h,其转速包含 3 个水平,分别为额定转速的 100% N、97.4% N 和 95.8% N。各转速在载荷谱中所占时间为:100% N 转速时占用 2.7 h,97.4% N 转速时占用

0.35 h,95.8% N 转速时占用 0.35 h,该载荷谱包含的循环工况如表 1 所示。工况 1 指的是涡轮在载荷谱中历经的转速水平从 0 到 100% 的循环,工况 2 与工况 3 的定义方式同工况 1。

表 1 涡轮盘一个载荷谱内的循环工况

Tab.1 Cycle conditions in a load spectrum of turbine disk

工况	转速/( $r \cdot \min^{-1}$ )	循环次数
1	0 – 100% N – 0	1
2	95.8% N – 97.4% N – 95.8% N	1
3	97.4% N – 100% N – 97.4% N	1

高速旋转的部件承受的主要载荷形式为离心载荷,通过对涡轮盘施加一定转速模拟离心载荷。离心载荷加载如图 5 所示,在涡轮盘盘心处创建柱坐标系,图中黄色方块标记处为旋转中心,通过添加旋转速度对涡轮盘施加离心载荷。支撑条件设置如图 6 所示,图中蓝色方块标记处为支撑施加位置,约束涡轮盘前端面处为无摩擦支撑。

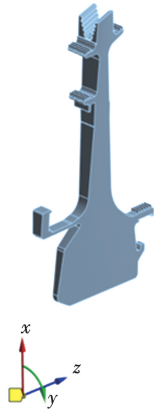


图 5 离心载荷加载

Fig.5 Centrifugal load loading

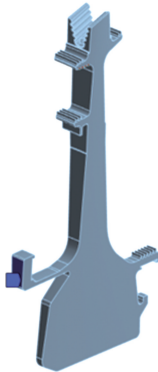


图 6 支撑条件设置

Fig.6 Support condition setting

涡轮盘在实际工作中除了承受离心载荷外,还承受温度载荷。由于涡轮盘自身厚度分布不均匀,在涡轮盘不同部分出现较大温度差,进而产生较大的热应力,热应力计算公式如下:

$$\sigma = \Delta T \cdot \alpha \cdot E$$

(1)

式中: $\sigma$ —热应力,MPa; $\Delta T$ —温度梯度, $^{\circ}\text{C}$ ; $\alpha$ —热膨胀系数, $1/^{\circ}\text{C}$ ; $E$ —弹性模量,MPa。

取涡轮盘内部截面观察涡轮盘内部的温度分布情况,可知涡轮盘从盘心到盘缘具有从低到高的温度梯度,温度最高的区域位于轮盘盘缘部位。

2 涡轮盘多物理场耦合结果分析

2.1 涡轮盘静态结构分析

为了确定涡轮盘的限寿部位,需要对涡轮盘静态结构下的应力应变分布进行分析,从而定位最大应力点和最大应变点,识别涡轮盘危险区域。

100% N 转速下涡轮盘总变形云图如图 7 所示,可以看出,涡轮盘具有从盘心到盘缘的形变梯度,离盘心越远的位置,涡轮盘形变量越大,且形变量最大点位于涡轮盘的盘缘处。多物理场耦合总变形趋势满足理论分析结果。

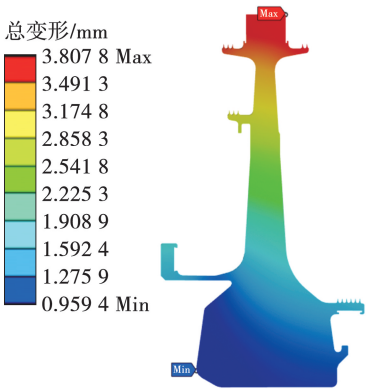


图 7 涡轮盘总变形云图

Fig. 7 Total deformation cloud diagram of turbine disk

图 8 为涡轮盘最大转速下等效应力云图,如图所示,涡轮盘最大等效应力点出现在涡轮盘盘心位置,此处是涡轮盘主要受力点,等效应力最大值为 888.7 MPa。涡轮盘盘心位置的应力水平高是由于涡轮盘在高速旋转时,其自身质量产生的离心力导致盘心区域产生较大的拉应力。

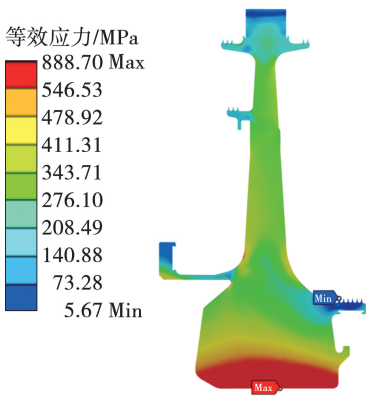


图 8 涡轮盘等效应力云图

Fig. 8 Equivalent stress cloud diagram of turbine disk

图 9 为涡轮盘等效总应变云图,总应变是无量纲量,用来衡量材料的相对变形程度,如图所示,应变分布规律大致与应力分布情况相同,呈现从盘心到盘缘的梯度变化,等效总应变最大点出现在轮盘引气孔边缘处,这是由于引气孔边缘作为过渡圆弧,会导致应力集中,从而使得该处的应变更大,并且盘缘处温度较高,热应力较大,更容易出现应变集中现象。

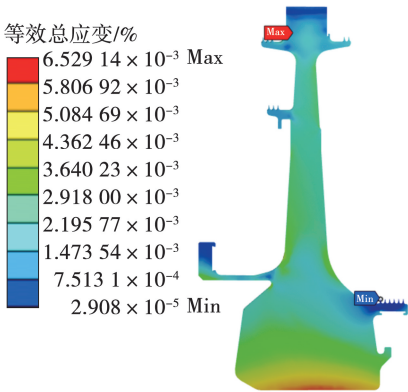


图 9 涡轮盘等效总应变云图

Fig. 9 Equivalent total strain cloud diagram of turbine disk

2.2 涡轮盘寿命考核点

涡轮盘的寿命由考核点的寿命决定,考核点一般选取在载荷值较大、应力集中且结构复杂的位置。根据图 8 和图 9 的应力、应变分布云图,选取涡轮盘盘心的最大等效应力点作为考核点 A,选取涡轮盘引气孔边缘处最大等效应变点作为考核点 B,考核点位置如图 10 所示。图中 Max 红色方块标记位置即为寿命考核点位置。



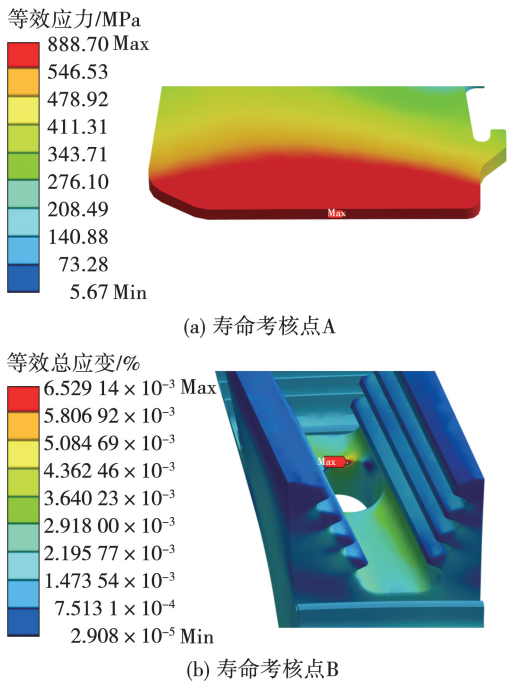


图 10 涡轮盘寿命考核点位置示意图

Fig. 10 Position diagram of turbine disk life assessment points

3 涡轮盘疲劳/蠕变寿命分析

3.1 涡轮盘疲劳寿命预测

低周疲劳寿命预测方法,即基于应变的疲劳分析方法,主要考虑材料的塑性形变与疲劳寿命的关系,通常用于分析低周疲劳问题。Manson 和 Coffin 两位学者提出了著名的 Manson-Coffin 公式<sup>[15]</sup>:

$$\frac{\Delta \varepsilon_{eq}}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + d (2N_f)^c \tag{2}$$

式中: $\Delta \varepsilon_{eq}/2$ —应变幅值; $\sigma'_f$ —疲劳强度系数; $d$ —疲劳塑性系数; $b$ —疲劳强度指数; $c$ —疲劳塑性指数; $N_f$ —低周疲劳循环次数。

Endogan 和 Roberts 将 Manson-Coffin 公式和 Walker 模型结合形成了新的应变寿命预测模型:

$$\sigma_{max}^{1-\gamma} \sigma_a^\gamma \varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f d (2N_f)^{b+c} \tag{3}$$

式中: $\sigma_{max}$ —最大应力; $\sigma_a$ —应力幅值; $\varepsilon_a$ —应变幅值; $\gamma$ —平均应力敏感指数。

当式(3)中的  $\gamma = 0.5$  时就变成以  $\sigma_{max}$  和  $\varepsilon_a$  为控制变量的 SWT 参数修正模型,其表达式为:

$$\sigma_{max} \varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f d (2N_f)^{b+c} \tag{4}$$

通过有限元仿真得到不同转速下涡轮盘寿命考核点的等效应力和等效总应变,如表 2 所示。

使用 SWT 参数修正模型预测疲劳寿命,需要涡轮盘寿命考核点在各个工况下的最大应力  $\sigma_{max}$  和  $\varepsilon_{max}$  应变幅值  $\varepsilon_a$ ,如表 3 所示。

表 2 不同转速下考核点的等效应力和等效总应变

Tab. 2 Equivalent stress and equivalent total strain of assessment point at different speeds

转速/% N	考核点	等效应力/MPa	等效总应变/%
100.0	A	888.70	0.590 59
	B	882.30	0.652 91
97.4	A	878.23	0.558 96
	B	840.76	0.486 14
95.8	A	873.29	0.543 91
	B	777.70	0.395 51

表 3 各工况下考核点的最大应力和应变幅值

Tab. 3 The maximum stress and strain amplitudes of assessment point under various working conditions

工况	考核点	$\sigma_{max}$ /MPa	$\varepsilon_a$ /‰
1	A	888.70	0.295 295
	B	882.30	0.326 455
2	A	878.23	0.007 525
	B	840.76	0.045 315
3	A	888.70	0.015 815
	B	882.30	0.083 385

涡轮盘材料的疲劳参数如表 4 所示。

表 4 涡轮盘材料疲劳参数

Tab. 4 Fatigue parameters of turbine disk material

温度/℃	$\sigma'_f$ /MPa	$b$	$d$ /‰	$c$	$E$ /MPa
20	2 438.1	-0.098	365	-0.856	210 400
650	1 405.9	-0.062	9	-0.541	188 900

对不同转速下的涡轮盘寿命考核点对应温度进行线性插值得到的疲劳参数如表 5 所示。

表 5 不同转速下考核点疲劳参数

Tab. 5 Fatigue parameters of assessment point at different speeds

转速/% N	考核点	$\sigma'_f$ /MPa	$b$	$d$ /‰	$c$	$E$ /MPa
100	A	1 921.3	-0.080	187	-0.698	199 635
	B	1 540.6	-0.067	55	-0.582	191 706
97.4	A	1 954.0	-0.081	198	-0.708	200 317
	B	1 573.4	-0.068	67	-0.592	192 388
95.8	A	1 986.8	-0.082	209	-0.718	201 000
	B	1 606.1	-0.069	78	-0.602	193 071

将上述的疲劳参数代入式(4)中计算涡轮盘寿命考核点在各个工况下的循环次数,计算结果如表6所示。

表 6 各工况下考核点循环次数

Tab.6 The number of cycles of assessment point under various working conditions

工况	考核点 A 循环次数	考核点 B 循环次数
1	5 460	3 298
2	833 633	90 496
3	286 759	28 163

根据考核点各工况下的循环次数可以得到对应的损伤量。Palmgren 在研究滚动轴承寿命时假定疲劳损伤的积累与旋转次数成正比,Miner 在此基础上做了进一步研究,提出了 Miner 线性累计法则,如式(5)所示:

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}$$

(5)

式中: $D$ —总累计损伤; $k$ —载荷谱中不同应力水平的级数; $n_i$ —第  $i$  级应力水平下的实际循环次数; $N_i$ —在第  $i$  级应力水平下单独作用时,导致破坏所需的总循环次数。通常认为当总累积损伤  $D = 1$  时,材料发生疲劳失效。

结合表 6 中的数据得到载荷谱中各工况损伤量如表 7 所示。

表 7 各工况下考核点损伤量

Tab.7 Damage amount of assessment point under various working conditions

工况	考核点 A 损伤量	考核点 B 损伤量
1	$1.831\ 5 \times 10^{-4}$	$3.032\ 1 \times 10^{-4}$
2	$1.199\ 6 \times 10^{-6}$	$1.105\ 0 \times 10^{-5}$
3	$3.487\ 2 \times 10^{-6}$	$3.550\ 8 \times 10^{-5}$

在该载荷谱中,各工况循环次数均为 1 次,因此将不同工况的损伤量代数相加即可得到总损伤。计算得到考核点 A 总损伤为  $1.878\ 4 \times 10^{-4}$ ,考核点 B 总损伤为  $3.497\ 7 \times 10^{-4}$ ,因此考核点 B 决定了涡轮盘的低周疲劳寿命,得出引气孔边缘处是涡轮盘的限寿位置。其中,工况 1 的损伤占比是最大的,这是由于工况 1 对应涡轮的起动过程,此阶段发动机转速和燃气温度急剧变化,造成涡轮盘在此阶段的应

力值和应变幅值非常高。  
若涡轮盘在后续仍继续使用该 3.4 h 载荷谱,则可计算得出,直至发生疲劳破坏时该涡轮盘所使用的载荷谱次数为 2 859 次。  
其所对应的疲劳寿命为:

$$T_{\text{fatigue}} = n_{\text{fatigue}} \times T_0$$

(6)

式中: $T_{\text{fatigue}}$ —疲劳寿命; $n_{\text{fatigue}}$ —计算疲劳寿命的载荷谱使用次数; $T_0$ —载荷谱时长。

将使用次数 2 859 次和载荷谱时长 3.4 h 代入计算,得到疲劳寿命为 9 720.6 h。

3.2 涡轮盘蠕变寿命预测

目前工程上一般利用拉森-米勒方程(又称 L-M 参数法)对蠕变寿命进行预测,其基本形式为:

$$P(\sigma) = T(\lg t_r + C)$$

(7)

式中: $P(\sigma)$ —与应力相关的函数,又称 L-M 参数; $T$ —热力学温度; $t_r$ —断裂时间; $C$ —材料常数。

在工程方面,材料常数  $C$  的取值一般为 20,涡轮盘材料在不同温度和持久时间下的应力极限值如表 8 所示,通过表中数据可拟合 L-M 参数。

表 8 涡轮盘材料持久性能

Tab.8 Durability performance of turbine disk material

温度/℃	合金持久极限/MPa			
	100 h	500 h	1 000 h	5 000 h
650	840	780	740	680
750	530	430	400	320
800	340	300	280	230

L-M 参数与材料在不同温度和持久时间下的压力极限值的关系可以通过拟合得到,拟合多项式形式为:

$$P(\sigma) = A + B(\lg \sigma) + C(\lg \sigma)^2$$

(8)

式中: $A$ 、 $B$ 、 $C$ —待定系数。

使用 Origin 软件的多项式拟合功能,基于最小二乘拟合原理求得式(8)中各待定系数的值,根据表 8 中涡轮盘材料的持久寿命数据求解的多项式结果为:

$$P(\sigma) = 28.642\ 89 + 4.039\ 3(\lg \sigma) - 2.317\ 24(\lg \sigma)^2$$

(9)

Origin 软件拟合的 L-M 参数曲线如图 11 所示。

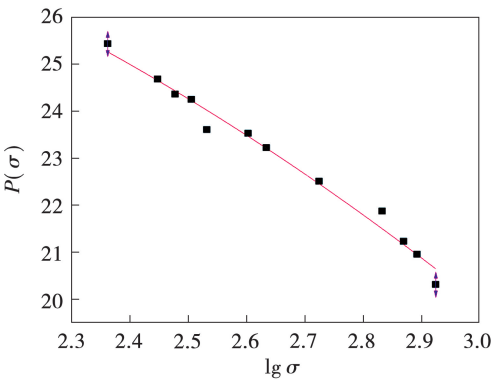


图 11 L - M 参数拟合曲线  
Fig. 11 L - M parameter fitting curve

将 100% 额定转速下的转速、温度和等效应力代入式(7)、式(9)中进行计算,计算得到的蠕变寿命最低点为引气孔边缘的寿命考核点 B,将考核点 B 在 3 种转速下的数据代入式(7)最终计算得到的不同转速下的最终蠕变寿命如表 9 所示。

表 9 不同转速下的涡轮盘蠕变寿命

Tab.9 Creep life of turbine disk at different speeds			
转速/% N	等效应力/MPa	L - M 参数	蠕变寿命/h
100	882.30	20.435	$1.998\ 7 \times 10^4$
97.4	840.76	20.636	$1.370\ 1 \times 10^5$
95.8	777.70	20.955	$1.456\ 8 \times 10^6$

通过涡轮盘 3.4 h 载荷谱统计以上 3 种转速条件下的保载时间占比,如表 10 所示。

表 10 不同转速在 3.4 h 载荷谱保载时间

Tab.10 Load holding time at different speeds in 3.4 hours load spectrum		
转速/% N	保载时间/h	保载比例/%
100	2.70	79.4
97.4	0.35	10.3
95.8	0.35	10.3

根据 Miner 线性损伤理论可以计算得到在 3.4 h 载荷谱中的总蠕变损伤为:

$$D_{\text{creep}} = \frac{2.7}{1.998\ 7 \times 10^4} + \frac{0.35}{1.370\ 1 \times 10^5} + \frac{0.35}{1.456\ 8 \times 10^6} \approx 1.378\ 8 \times 10^{-4} \quad (10)$$

若该涡轮盘在后续仍继续使用该 3.4 h 载荷

谱,则可计算得出直至发生蠕变破坏时该涡轮盘所使用的载荷谱次数为 7 252 次。

其所对应的蠕变寿命为:

$$T_{\text{creep}} = n_{\text{creep}} \times T_0 \quad (11)$$

式中: $T_{\text{creep}}$ —蠕变寿命; $n_{\text{creep}}$ —计算蠕变寿命的载荷谱使用次数。

将使用次数 7 252 次和载荷谱时长 3.4 h 代入计算得到蠕变寿命为 24 656.8 h。

3.3 涡轮盘疲劳/蠕变寿命预测

通过 SWT 参数修正模型计算得到 3.4 h 载荷谱下的疲劳损伤  $D_{\text{fatigue}}$  为  $3.497\ 7 \times 10^{-4}$ ,通过拉森-米勒方程对涡轮盘不同转速下的蠕变寿命的计算,所得到的 3.4 h 载荷谱下的蠕变损伤  $D_{\text{creep}}$  为  $1.378\ 8 \times 10^{-4}$ 。根据线性损伤累积法,该涡轮盘在 3.4 h 载荷谱下的疲劳/蠕变总损伤为:

$$D = D_{\text{fatigue}} + D_{\text{creep}} = 3.497\ 7 \times 10^{-4} + 1.378\ 8 \times 10^{-4} = 4.876\ 5 \times 10^{-4} \quad (12)$$

以 3.4 h 载荷谱为标准,该涡轮盘疲劳/蠕变对应的小时寿命为:

$$T = \frac{3.4}{D} \approx 6\ 972.2 \quad (13)$$

对比涡轮盘的疲劳寿命 9 720.6 h,疲劳、蠕变寿命为疲劳寿命的 71.73%,高温蠕变对该载荷谱下涡轮盘的疲劳寿命降低幅度达到 28.27%。

涡轮盘引气孔边缘在高温、高应力持续作用的环境下,其疲劳寿命会受到高温蠕变的显著影响。涡轮盘作为燃气轮机的关键热端部件,在服役过程中承受着由启停和持续工作的循环载荷与蠕变载荷的共同作用。在这样的复杂工况下,涡轮盘的材料性能会逐渐劣化,蠕变损伤和疲劳损伤不断累积,从而导致其疲劳寿命缩短。因此可以推断,高温蠕变对涡轮盘疲劳寿命的影响需要根据涡轮盘限寿部位具体的工作条件 and 环境因素进行综合评估。

4 结 论

(1) 多物理场耦合仿真结果显示等效应力最大点出现在涡轮盘盘心部位,等效应变最大点位于涡轮盘引气孔边缘部位,因此选取这两个部位作为涡轮盘的寿命考核点 A 和 B。

(2) 选用 SWT 参数修正模型确定涡轮盘疲劳寿命,通过 Miner 线性损伤理论计算得出了考核点

B 的疲劳损伤更大,在 3.4 h 载荷谱下涡轮盘的疲劳总损伤为  $3.4977 \times 10^{-4}$ ,该涡轮盘在 SWT 参数修正模型下的疲劳寿命为 9 720.6 h。

(3) 通过拉森 - 米勒持久方程以及 Miner 线性损伤理论计算得出了蠕变寿命最低点为考核点 B,该涡轮盘在 3.4 h 载荷谱下最大的蠕变损伤为  $1.3788 \times 10^{-4}$ ,对应该涡轮盘在受到蠕变作用下的小时寿命为 24 656.8 h。

(4) 根据线性损伤累积法,该涡轮盘疲劳/蠕变寿命为 6 972.2 h,高温蠕变使该载荷谱下涡轮盘的疲劳寿命降低幅度达到 28.27%。

参考文献:

[1] 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.  
SHI Liang, WEI Dasheng, WANG Yanrong. Fatigue life prediction of turbine disk based on stress gradient[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(6): 1236-1242.

[2] BOYD-LEE A D, HARRISON G F, HENDERSON M B. Evaluation of standard life assessment procedures and life extension methodologies for fracture-critical components[J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(S1): 11-19.

[3] CLAUDIO R A, BRANCO C M, GOMES E C, et al. Life prediction of a gas turbine disc using the finite element method[C]//Eighth Portuguese Conference on Fracture, 2002.

[4] AYYAPPAN C, KUMAR R, RAMESH P, et al. Experimental and numerical study to predict residual growth in an aeroengine compressor disc after overspeed[J]. Procedia Engineering, 2013, 55: 625-630.

[5] WITEK L. Failure analysis of turbine disc of an aero engine[J]. Engineering Failure Analysis, 2006, 13(1): 9-17.

[6] MENON M N, KANTZOS P T, GREVING D J. An innovative procedure for establishing lifing criteria for turbine disc bores under multiaxial states of stress[J]. International Journal of Fatigue, 2011, 33(8): 1111-1117.

[7] GETSOV L B, SEMENOV A S, IGNATOVICH I A. Thermal fatigue

analysis of turbine discs on the base of deformation criterion[J]. International Journal of Fatigue, 2017, 97: 88-97.

[8] YE H A C, LU K W, KUO C M, et al. Effect of serrated grain boundaries on the creep property of Inconel 718 superalloy[J]. Materials Science and Engineering: A, 2011, 530(1): 525-529.

[9] YUAN Y, GU Y F, OSADA T, et al. Deformation mechanisms in a new disc superalloy at low and intermediate temperatures[J]. Scripta Materialia, 2012, 67(2): 137-140.

[10] 刘 臣. GH4169G 合金的组织结构与蠕变行为[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2012.  
LIU Chen. Microstructure and creep behaviors of GH4169G superalloy[D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2012.

[11] 李 骏, 宋友辉, 刘汉斌, 等. 涡轮叶片 - 榫头 - 轮盘的蠕变与低循环疲劳寿命预测[J]. 推进技术, 2015, 36(11): 1699-1704.  
LI Jun, SONG Youhui, LIU Hanbin, et al. Creep and low cycle fatigue life prediction of turbine blade-tenon-disk structure[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(11): 1699-1704.

[12] 吕志强. 航空发动机轮盘低周疲劳寿命预测方法研究[D]. 成都: 电子科技大学, 2016.  
LYU Zhiqiang. Research on low cycle fatigue life prediction methodology of aero-engine disc[D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2016.

[13] 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.  
WANG Weiguo. Research on prediction model for disc LCF life and experiment assessment methodology[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2006.

[14] 皮 骏, 马 圣, 高树伟, 等. 基于等效应变的 Walker 模型对轮盘寿命的预测[J]. 机械设计, 2019, 36(3): 91-96.  
PI Jun, MA Sheng, GAO Shuwei, et al. Life prediction of turbine disk based on Walker model featuring equivalent strain[J]. Journal of Machine Design, 2019, 36(3): 91-96.

[15] 徐灏编. 疲劳强度[M]. 北京: 高等教育出版社, 1988.  
XU Hao. Fatigue strength[M]. Beijing: Higher Education Press, 1988.

(王治红 编辑)