

载荷谱作用下考虑蠕变与疲劳的 涡轮叶片损伤分析

周渝航^{1,2}, 张童³, 王延荣^{3,4}, 孙景国^{1,2}, 蒋向华³

(1. 中国船舶集团有限公司 第七〇三研究所, 哈尔滨 150078;

2. 船舶与海洋工程特种装备和动力系统国家工程研究中心
船舶及海洋工程燃气轮机研发与检测实验室, 哈尔滨 150078;

3. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

4. 北京航空航天大学 江西研究院, 南昌 330096)

摘 要: 基于可描述蠕变三阶段的归一化参数蠕变模型, 通过编写 usercreep 子程序, 实现了对涡轮叶片包含多工况的典型试验载荷谱下的蠕变模拟。对单个及多个循环的载荷谱分别进行蠕变模拟, 结果显示在蠕变作用下, 应力集中部位随着蠕变应变的增长会发生应力松弛现象, 单个载荷谱循环下, 高工况产生的蠕变应变占比超过 90%。在试验载荷谱运行下, 引发叶片失效的主要因素为蠕变与疲劳。结合 Miner 线性损伤累积法则, 对涡轮叶片在寿命预测的基础上进行损伤分析。而在实际应用中, 试验载荷远高于实际运行使用强度, 因此为了更贴合实际地评估叶片的平均故障间隔时间, 利用损伤等效系数对叶片的当量运行时间进行评估, 并建立估算流程, 针对本文研究的涡轮叶片及试验载荷谱, 可以将其换算为实际运行强度下的时长为 26 283.6 h。

关 键 词: 蠕变模型; 蠕变变形模拟; 损伤等效系数; 当量运行时间; 涡轮叶片

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Damage analysis of turbine blade considering creep and fatigue under load spectrum

Zhou Yuhang^{1,2}, Zhang Tong³, Wang Yanrong^{3,4}, Sun Jingguo^{1,2}, Jiang Xianghua³

(1. No.703 Research Institute,

China State Shipbuilding Corporation Limited, Harbin 150078, China;

2. Ship and Ocean Engineering Gas Turbine Research and Development and Testing Laboratory,
Ship and Marine Engineering Special Equipment and Power System National Engineering Center,
Harbin 150078, China;

3. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

4. Jiangxi Research Institute, Beihang University, Nanchang 330096, China)

Abstract: Using the three-stage normalized parametric creep model, the creep behavior of a turbine blade under a typical multi-condition test load spectrum was simulated through the usercreep subroutine. The results indicated that as creep strain increased, stress relaxation occurred in stress concentration regions. Under high operating conditions, significant creep strain accumulation and stress relaxation were

收稿日期: 2025-01-09

作者简介: 周渝航(1995—), 男, 工程师, 博士, 主要研究方向为燃气轮机结构强度。

通信作者: 张童(2000—), 女, 博士生, 主要研究方向为金属材料蠕变分析、燃气轮机结构强度评估。E-mail: zhang_tong@buaa.edu.cn

引用格式: 周渝航, 张童, 王延荣, 等. 载荷谱作用下考虑蠕变与疲劳的涡轮叶片损伤分析[J]. 航空动力学报, 2026, 41(8): 20250015. Zhou Yuhang, Zhang Tong, Wang Yanrong, et al. Damage analysis of turbine blade considering creep and fatigue under load spectrum[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(8): 20250015.

observed. Under a single load spectrum cycle, the creep strain induced by high operating conditions accounted for more than 90%. Based on Miner's linear damage accumulation rule, a damage analysis of the turbine blade was conducted as part of the life prediction process. In practical applications, the test load was significantly higher than the actual operating intensity. Therefore, to more accurately evaluate the mean time to failure (MTTF) of the blade, an equivalent damage factor was employed to assess the equivalent operating time of the blade and establish an estimation process. For the turbine blade and test load spectrum, the equivalent duration under actual operating conditions was calculated to be 26 283.6 h.

Keywords: creep model; creep deformation simulation; equivalent damage coefficient; equivalent running time; turbine blade

随着燃气轮机涡轮前温度的逐步提高,由高温高载荷引发的结构件的蠕变问题愈加突出。无论是在试验验证阶段还是实际运行服役过程中,燃气轮机均在特定载荷谱下工作,载荷谱内通常包含不同工况下的保载及载荷循环,仅针对单工况进行蠕变分析与寿命预测已不能准确地对涡轮叶片进行评估。因此,对涡轮叶片进行载荷谱下的蠕变模拟及损伤分析具有重要的工程意义。

现有的基于唯象角度的蠕变模型主要将时间、应力、温度视为变量,采用数学模型描述蠕变应变率与上述因素的函数关系。蠕变应变率与应力间的关系陆续用对数双曲正弦、指数函数、双曲正弦与对数结合等数学模型进行了描述^[1-4];蠕变应变与时间的幂律关系模型、多项式模型和指数模型由 Bailey^[5]、Granham 和 Walles^[6]、Blackburn^[7]分别提出;而考虑蠕变应变率与温度关系的函数基本围绕 Arrhenius 提出的模型展开,其中同时包含了蠕变激活能对蠕变应变的影响^[8]。另一些学者通过引入损伤参量,从微观角度建立新的蠕变模型。Kachanov^[9]将损伤引入蠕变模型, Rabotnov^[10]定义了损伤因子,形成了 Kachanov-Rabotnov 蠕变损伤理论; Betten 等^[11]在 K-R 模型中引入应力张量及二阶损伤张量等,试图描述多轴应力状态下的蠕变行为; Cano 等^[12]将提出的蠕变本构模型与 Wilshire 方程和连续损伤力学(CDM)相结合,实现了长期预测蠕变变形、损伤和断裂。目前现有的唯象蠕变模型通常不能对实际结构 3 个阶段的蠕变变形进行完整描述,而从损伤角度建立的蠕变模型在复杂的涡轮叶片结构上应用时,模型中的参数往往较难获得,同时计算量过大。

目前投入使用的涡轮叶片通常为空心结构,并伴有复杂的冷却通道、扰流柱(肋)以及气膜冷却孔,这些不规则形状通常会导致局部区域应力显著增加从而产生应力集中现象。针对实际涡轮

叶片结构的寿命预测与损伤评估,国内外都进行了大量研究。陈志英等^[13]利用修正的时间-寿命分数法在寿命评估基础上计算了涡轮叶片疲劳-蠕变损伤; Abu 等^[14]使用 Neu/Sehitoglu(N/S)模型对考虑蠕变、疲劳、氧化及氧化损伤等因素的叶片热机械疲劳(TMF)寿命进行评估; Liu 等^[15]通过在弹性模量内引入损伤变量,结合 Norton 蠕变模型建立了叶片的寿命评估方法; Yue 等^[16]采用非线性损伤累积模型对高低循环疲劳复合载荷下的寿命进行预测,并基于损伤阈值的方法对损伤进行了评估;石多奇等^[17]通过分析不同工作状态下的蠕变损伤从而实现了载荷谱简化。

上述研究虽都围绕涡轮叶片展开了蠕变模拟及损伤分析,但事实上仅仅依靠静力结果对应力集中部位的寿命预测过于保守,在蠕变作用下上述部位通常会产生不同程度的应力松弛,对危险点采用松弛后的应力进行寿命预测会更接近叶片的实际寿命,因此针对试验载荷谱下运行的涡轮叶片,很有必要针对其产生蠕变后的应力状态进行寿命预测及损伤分析。

本文基于归一化三阶段蠕变模型编写 K444 合金材料 usercreep 子程序,针对实际涡轮叶片模型在典型试验载荷谱下进行蠕变模拟,描述涡轮叶片典型特征部位的蠕变曲线及应力松弛曲线,利用松弛后的应力更贴合实际地预测涡轮叶片的寿命。进而,在寿命预测的基础上完成了典型试验载荷谱下涡轮叶片的损伤等效系数分析,并利用等损伤原则建立了叶片的当量运行时间评估流程。

1 涡轮叶片蠕变模拟

1.1 归一化蠕变模型

采用可描述蠕变三阶段的归一化蠕变模型^[18]实现涡轮叶片的蠕变行为模拟,该模型具体形式

如下:

$$\varepsilon_c = \eta_1 (1 - e^{-\eta_4 \zeta}) + \eta_2 \zeta + \eta_3 \zeta^{\eta_5} \quad (1)$$

式中 ε_c 为蠕变应变, 定义无量纲时间 $\zeta = \frac{t}{t_c}$, t 为蠕变时间, t_c 为给定温度与应力下对应的持久寿命。

蠕变模型中的参数 η_i ($i = 1, 2, 3, 4, 5$) 具有明确的物理意义, 如图 1 所示。 η_1 、 η_2 和 η_3 分别代表蠕变 3 个阶段中各自的蠕变应变量, η_4 和 η_5 分别控制蠕变第 1 阶段和第 3 阶段曲线的曲率变化, 反映各阶段蠕变变化的快慢。

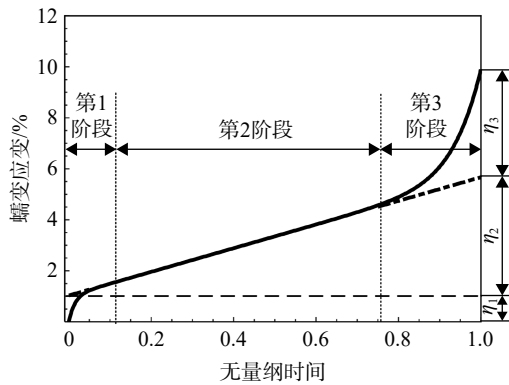


图 1 蠕变模型示意图

Fig. 1 Graph of creep model

由于同种材料不同温度、应力下的蠕变曲线均不同, 因此可认为参数 η_i ($i = 1, 2, 3, 4, 5$) 依赖于温度和应力, 并将其写作如下形式:

$$\ln \eta_i = a_i + b_i \frac{T}{T_m} + c_i \frac{\sigma}{\sigma_{0.2}} + d_i \frac{T}{T_m} \cdot \frac{\sigma}{\sigma_{0.2}} \quad (2)$$

式中 $\frac{T}{T_m}$ 和 $\frac{\sigma}{\sigma_{0.2}}$ 分别为温度 T 、应力 σ 相对于熔点 T_m 、屈服应力 $\sigma_{0.2}$ 的归一化参数。由此, 结合式(1)和式(2), 即可模拟金属材料任一温度、应力组合下的蠕变曲线。

根据该模型的物理意义, 可对实际材料的蠕变曲线进行模拟, 针对多条不同温度、应力下的蠕变曲线, 首先根据持久断裂时间对曲线归一化, 使所有曲线的时间坐标在 $[0, 1]$ 区间; 其次, 对每条曲线第 2 阶段进行拟合(方程为 $\tilde{y} = k\tilde{x} + b$, $\tilde{x}$ 表示横坐标量, $\tilde{y}$ 表示纵坐标量), 得到不同应力和温度下的一组 η_2 值, 斜率 k (即 η_2 值) 为归一化坐标下的稳态蠕变应变率或最小蠕变率, 截距 b 即为 η_1 值; 进而, 根据式(1), 可得到 $\eta_3 = \eta_t - \eta_1 - \eta_2$, η_t 为断裂时的蠕变应变; 已知 η_1 、 η_2 、 η_3 后, 按式(1)对每条曲线进行拟合, 得到 η_4 、 η_5 ; 最后, 根据式(2)对不同应力、温度组合下的曲线进行同时拟合,

得到 a_i 、 b_i 、 c_i 、 d_i 。

1.2 Usercreep 用户子程序

ANSYS 中可用于自定义编程进行蠕变分析的子程序有: usermat、usercr 和 usercreep。3 个子程序都属于本构模型子程序, 单元的每个积分点在每个载荷子步的每次迭代都会调用该子程序^[19]。考虑到各向同性材料无需考虑材料取向对性能的影响, 且需要较高的计算效率, 因此本文选择采用编制 usercreep 子程序进行蠕变分析。

usercreep 子程序的输入变量包括等效蠕变应变、等效应力、时间、温度, 输出变量为蠕变应变增量(dclcr)、蠕变应变增量对等效应力的导数(dcrda(1))和蠕变应变增量对蠕变应变的导数(dcrda(2))。将文中第 1.1 节的蠕变模型编写至子程序中, 上述 3 个输出变量即可通过式(1)和式(2)进行相应变换得到。

采用命令流 TB, CREEP, 1, 40, 100 对该子程序进行调用, 并且在主程序中对材料的塑性行为及蠕变参数进行定义。通过编译连接, 将该模型用于涡轮叶片的蠕变计算分析。

2 涡轮叶片载荷谱蠕变分析

2.1 涡轮叶片材料 K444 模型参数

K444 是等轴晶高温铸造合金, 熔点温度范围为 $1262 \sim 1319$ °C^[20]。针对涡轮叶片的寿命预测主要聚焦于其持久寿命及低循环疲劳寿命。本文中对持久寿命的预测采用 M-S (Masson-Succop) 持久方程, 即式(3), 提取不同温度不同应力下的持久寿命值, 并进行相关系数拟合。

$$\lg t_c = g_1 + g_2 T_r + g_3 x + g_4 x^2 + g_5 x^3 \quad (3)$$

式中 $T_r = \left(\frac{9}{5} t_c + 32 \right) + 460$, t_c 为摄氏温度, 单位为 °C, $x = \lg \sigma$ 。结合材料手册中持久寿命数据^[20]及部分补充蠕变试验数据, 得到方程拟合参数见表 1, 图 2 为 K444 材料持久寿命拟合曲线及试验数据点。

已有材料手册数据包括 800、850 °C 和 900 °C 下 K444 合金蠕变曲线, 根据已有的蠕变曲线拟

表 1 K444 材料应力-持久寿命方程拟合系数

Table 1 Fitting coefficients of K444 stress-endurance life equation

g_1	g_2	g_3	g_4	g_5
134.900 9	-0.009 9	-142.243 8	62.506 4	-9.411 1

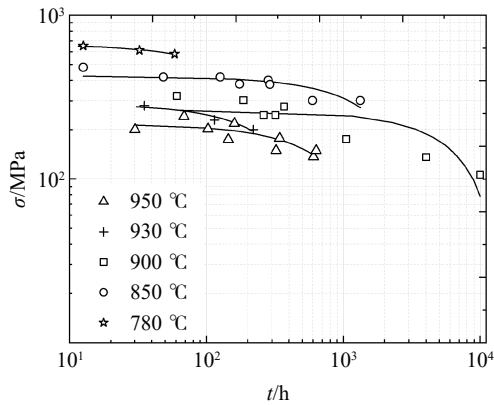


图 2 K444 材料持久寿命方程拟合数据点
Fig. 2 Fitting experiments data of K444 endurance life equation

合得到不同温度和应力组合下 K444 合金的蠕变曲线参数 η_i 。对任一温度下的屈服强度数据,采用线性插值拟合获得,进而由不同温度和应力组合下蠕变曲线参数,拟合得到蠕变模型参数 a_i 、 b_i 、 c_i 、 d_i ,见表 2。

表 2 K444 材料蠕变模型拟合参数				
Table 2 Parameter fitting results of K444 creep model				
i	a_i	b_i	c_i	d_i
1	15.492 3	-24.809 5	-18.105 7	26.445 4
2	-10.240 1	13.454 8	18.770 0	-22.592 7
3	-90.822 9	130.641 6	136.676 4	-198.138 6
4	-107.128 7	160.777 5	232.736 0	-335.556 4
5	25.691 8	-30.865 6	-25.941 2	33.227 9

采用考虑平均应力的低循环疲劳寿命模型(SWT 模型)预测危险点处的低循环疲劳寿命,其方程如下:

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

式中 ε_a 为应变幅,即循环加载中,应变的半幅值; $\sigma_{\max}$ 为循环最大应力; E 为弹性模量; N_f 为疲劳寿命。

提取材料手册中 K444 合金光滑试样疲劳试验数据,拟合得到的疲劳寿命模型中各参数见表 3。对于考核点的温度下疲劳参数,基于光滑试样疲劳试验数据及拟合得到的强度系数 σ'_f 和延性系数 ε'_f ,强度指数 b 和延性指数 c ,进行线性插值得到。

2.2 涡轮叶片模型及边界条件

本次计算采用的涡轮叶片模型如图 3 所示,含有扰流肋、排气窗等冷却结构。

表 3 K444 合金低循环疲劳寿命模型参数
Table 3 Parameters of low cycle fatigue life model of K444

参数	温度/℃			
	20	600	800	900
E/GPa	203	173	157	148
σ'_f/MPa	1 205	1 354	1 405	1 431
ε'_f	1.15	10.12	13.21	14.76
b	-0.059 9	-0.140 1	-0.167 8	-0.181 6
c	-0.418 9	-0.638 4	-0.714 1	-0.752 0

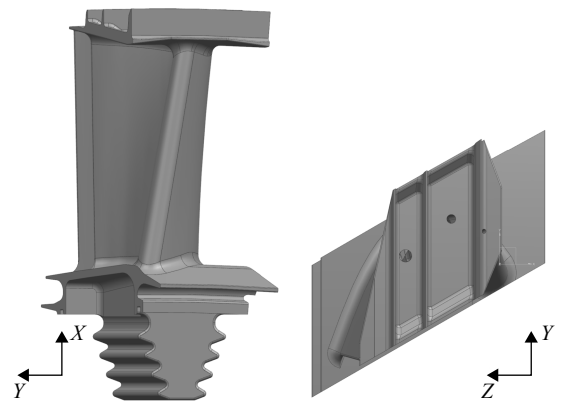


图 3 涡轮叶片模型
Fig. 3 Turbine blade model

叶片有限元模型如图 4 所示,全部采用六面体网格,单元数为 592 451,节点数为 719 272。

为了简化计算模型,将轮盘榫连接等效为叶片榫头处的压力载荷,单片叶片根部共有 4 对榫齿,在各对榫齿面上施加 25% 的等效离心载荷,从上至下分别为 p_1 、 p_2 、 p_3 、 p_4 (压力)。此外,在位移边界条件上,约束榫头侧面安装边上节点的槽向位移与第 1 对榫齿面上节点沿榫齿面法向的位移;在载荷边界条件上,需考虑转速、温度载荷、叶身及冷却通道的压力载荷。以高工况 A 为例,温度场及压力场如图 5 所示。

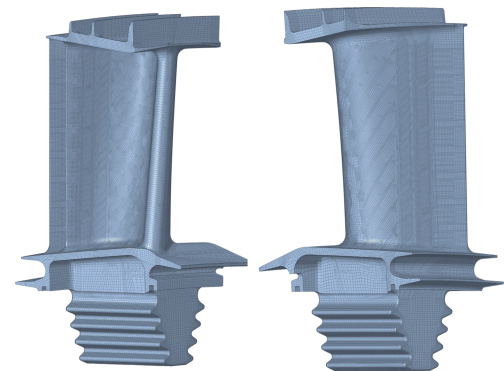


图 4 叶片有限元模型
Fig. 4 Blade finite element mesh

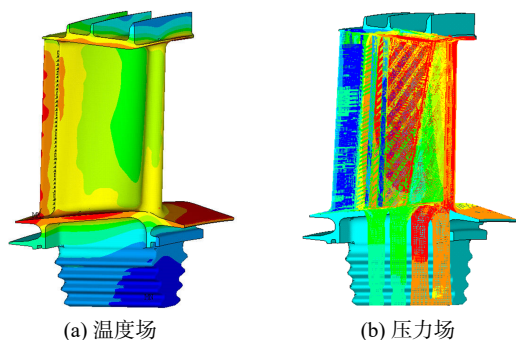


图 5 叶片载荷云图

Fig. 5 Load nephograms of blade

2.3 试验载荷谱蠕变分析

针对某型燃气轮机性能鉴定试验载荷谱展开叶片蠕变变形模拟及寿命分析。该载荷谱由多个循环组成, 每个循环包含多个工况及变载过程。计算所用到的单个循环载荷谱各工况及变载示意如图 6 所示。

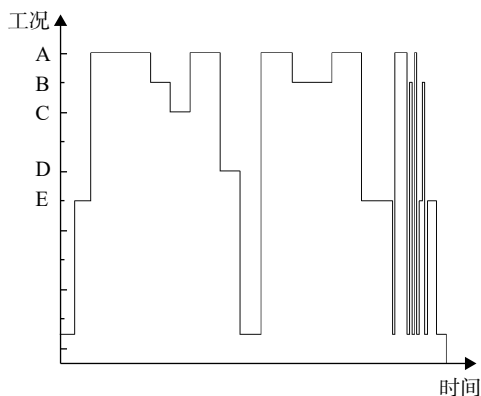


图 6 简化后的单个循环载荷谱

Fig. 6 Simplified single cyclic load spectrum

在实际燃气轮机使用过程中会经历多个不同的工作状态, 处于各状态时转速不同, 进而其所受到的温度、压力载荷不同。按照其转速由高到低可将各工况分为高、中、低三级。高工况下叶片温度较高, 进而蠕变现象明显, 产生的蠕变应变较大, 中工况其次, 而低工况几乎不发生蠕变。考虑到低工况载荷对叶片产生的损伤很小, 为简化计算过程提高计算效率, 仅考虑单个循环载荷谱包含的高、中工况, 其中共计 3 个不同高工况 A、B、C, 2 个不同中工况 D、E, 由慢车工况加载及各个工况间共变载 22 次, 其中包含慢车工况至高工况 A 的 3 次快速变载工况。

2.3.1 单个循环载荷谱蠕变分析

情况 1 计算单个载荷谱循环, 共计设置 47 个载荷步, 各载荷步对应于载荷谱的稳态载荷及变

载过程, 变载过程中, 温度载荷和压力载荷采用载荷谱变载时长下的线性斜坡载荷进行过渡。

经过单个载荷谱循环后, 叶片等效蠕变应变及 Mises 等效应力分布如图 7、图 8 所示。 M_1 点为靠近叶尖交错肋重叠处一点, 循环结束时该点的等效蠕变应变值最大; M_2 点为靠近叶尖前缘内部交错肋重叠处一点, 循环结束时该点的 Mises 等效应力最大; M_1 、 M_2 两点的 Mises 等效蠕变应变和等效应力随时间变化曲线见图 9。由图可见, 随着载荷作用时间增加, 考核点 M_1 蠕变应变增大, 应力松弛, 且应力、应变显著变化的区间均处于较高工况载荷下; 而考核点 M_2 在单个载荷谱循环下产生的蠕变应变极小, 应力松弛量也很小, 高工况以下的过程基本不发生蠕变。

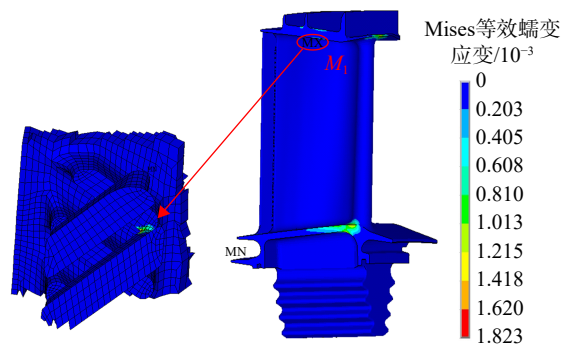


图 7 单个循环结束后叶片 Mises 等效蠕变应变分布

Fig. 7 Mises equivalent creep strain distribution of blade after single cycle

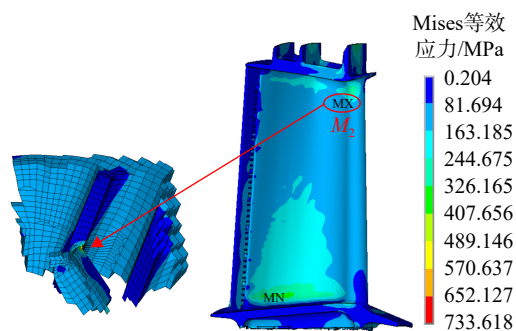


图 8 单个循环结束后叶片 Mises 等效应力分布

Fig. 8 Mises equivalent stress distribution of blade after single cycle

提取考核点 M_1 各载荷步结束时的 Mises 等效蠕变应变, 得到单个载荷谱循环模拟时各载荷步产生的蠕变应变。对各高、中工况对应的载荷步进行汇总, 得到各工况产生的 Mises 等效蠕变应变占总 Mises 等效蠕变应变的比值, 具体结果见表 4。

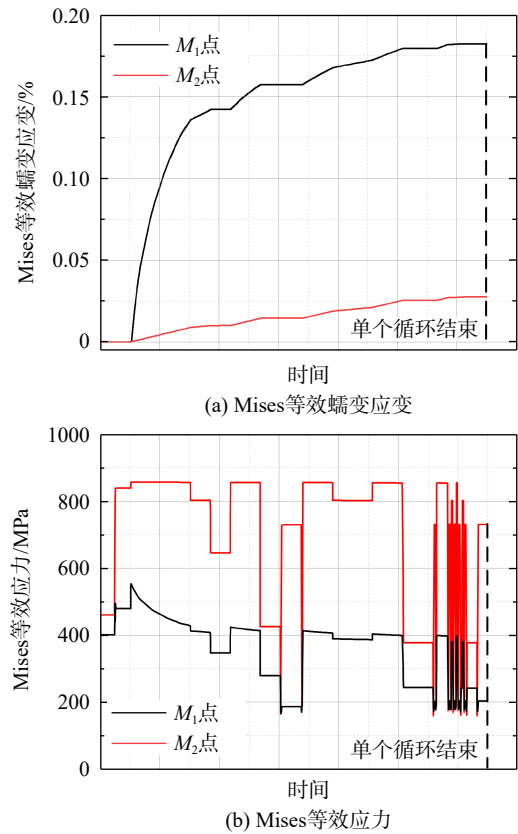


图 9 M_1 和 M_2 点应变和应力随时间变化曲线
Fig. 9 Strain and stress curve with time of points M_1 and M_2

表 4 各工况产生的等效蠕变应变及其占比		
Table 4 Equivalent creep strain and proportion under each working condition		
working condition		
工况	等效蠕变应变	在总蠕变应变中的占比
A	0.170 95	93.795
B	0.011 07	6.074
C	0.000 19	0.104
D	0.000 02	0.011
E	0.000 03	0.016

从表 4 中得出, 高工况 A 在单个载荷谱循环下运行时间最长, 该工况产生的 Mises 蠕变应变也最大, 在总蠕变应变中占比为 93.795%。这一点从 Mises 等效蠕变应变和等效应力随时间变化曲线中也可看出, Mises 等效蠕变应变显著增长阶段与等效应力松弛明显的阶段一一对应, 且都位于高工况下。

2.3.2 多个循环载荷谱蠕变分析

在单个载荷谱循环的基础上, 情况 2 计算 100 个载荷谱循环, 共计设置 4 700 个载荷步, 其中, 每个循环的载荷步设置与时间变程都与单个载荷谱循环相同。

100 个载荷谱循环蠕变模拟结束后, 叶片等

效蠕变应变及 Mises 等效应力分布如图 10 所示。提取叶身等效蠕变应变最大值部位的结构及网格, 为排除应力集中部位网格尺寸对应力结果的影响, 针对扰流肋重叠连接局部采用子模型法在高工况 A 下进行应力计算。将整个叶片视作主模型, 该局部网格为子模型。分别进行 3 次加密, 利用主模型的静应力结果在子模型边界进行温度及位移边界条件插值, 作为子模型的边界条件。各次网格加密后的模型与应力分析结果见表 5。从表 5 分析中可见, 应力结果随网格加密逐渐增大, 不存在收敛现象。由此推断, 相连处由于无圆角, 可能存在应力奇异点。

提取不同时间点叶片应力、应变值进行分析,

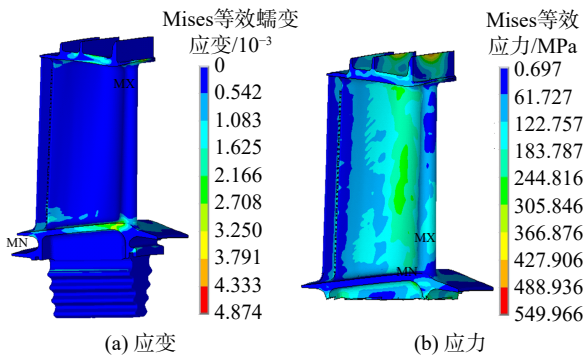


图 10 100 个循环结束后叶片 Mises 等效应力和蠕变应变分布
Fig. 10 Mises equivalent stress and creep strain distributions after 100 cycles

表 5 局部子模型法应力分析结果			
Table 5 Results of stress analysis by local submodel method			
网格	模型	应力云图	最大应力/MPa
原网格			858
1 次加密			906
2 次加密			1 008
3 次加密			1 106

由于部分应力、应变值较大点均位于叶片内部交错扰流肋重叠部位, 类似位置的网格重叠面积不超过 0.3 mm^2 , 因此对于此类位置, 现认为该部位的破坏不会对叶片整体的承载能力产生影响, 故在选取危险点时将类似部位排除。由此, 选取考核点 M_3 位于靠近叶背缘板内部交错肋根部, 如图 11 所示, 该点的 Mises 等效蠕变应变和等效应力随时间变化曲线见图 12。随循环数增加, M_3 点位置的蠕变应变增加, 应力松弛, 且从图中可以判断, 蠕变已进入第 2 阶段稳态蠕变状态。

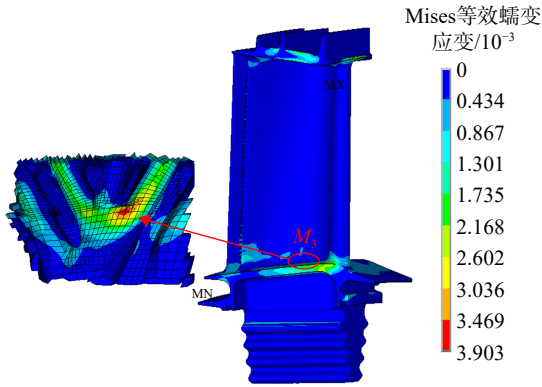


图 11 考核点 M_3 位置示意图

Fig. 11 Graph of assessment point M_3 position

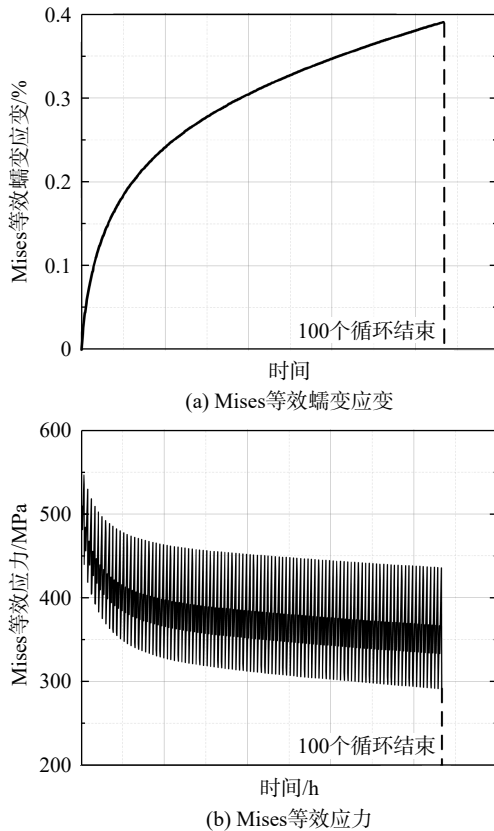


图 12 M_3 点应力和应变随时间变化曲线

Fig. 12 Stress and strain curve with time of point M_3

3 涡轮叶片损伤等效系数分析

依据 Miner 线性损伤累积法则, 将损伤定义为运行时长或循环数与寿命的比值, 当总损伤等于 1 时, 即视作失效。由于叶片各工况在多个载荷谱循环下运行时长不同, 且仅用最后一个循环预估得到的寿命无法描述整个载荷作用过程中产生的损伤, 现定义累积损伤等效系数 C_{eq} , 利用每个循环结束后各工况的等效应力计算得到对应寿命, 将各工况单个循环内的运行时间或循环数与寿命的比值记作该循环的损伤等效系数, 对多个循环的等效系数进行求和得到试验载荷谱下的 C_{eq} , 式(5)、式(6)给出了其具体表达式。

$$C_{eq,c} = \sum_{i=1}^n C_{eq,c_i} = \sum_{i=1}^n \frac{t_i}{t_{c,i}} \quad (5)$$

$$C_{eq,f} = \sum_{i=1}^n C_{eq,f_i} = \sum_{i=1}^n \frac{N_i}{N_{f,i}} \quad (6)$$

式中 $C_{eq,c}$ 为考虑蠕变损伤的累积损伤等效系数, $C_{eq,f}$ 为考虑疲劳损伤的累积损伤等效系数, n 为载荷谱循环数, t_i 为单个循环各工况的运行小时数, $t_{c,i}$ 为单个循环各工况对应的持久寿命, N_i 为单个循环各工况的循环数, $N_{f,i}$ 为单个循环各工况对应的疲劳寿命。

3.1 考虑蠕变损伤的损伤等效系数

从第 2.3 节的分析可以看出, 在载荷作用一段时间后, 由于蠕变, 叶片上的高应力区域、高温区域会发生应力松弛, 直接根据不考虑蠕变的应力计算结果对叶片寿命进行预测, 结果可能过于保守, 远低于工程使用需求, 与实际结果也不符。因此需考虑蠕变产生的应力松弛对寿命的影响。

结合第 2.3 节的计算结果, 采用式(3)根据各工况每个循环蠕变结束后的应力、应变结果进行持久寿命预测, 进而结合式(5)计算得到各工况的累积损伤等效系数。对于千小时的试验载荷谱, 其通常由超过 100 个循环的载荷谱组成。通过计算 100 个载荷谱循环得到的结果可以看出, 随时间增加, 蠕变应变增长与应力松弛均处于平稳状态。现计算各工况每个循环结束后的累积损伤等效系数, 并绘制各工况下累积损伤等效系数随循环数增长曲线, 如图 13 所示, 从中可以看出, 随循环数增多, 各工况累积损伤等效系数呈近似线性增长, 由此利用 100 个载荷谱循环的计算结果预测得到超 100 个循环后的持久寿命累积损伤等效

系数。现有某试验载荷谱由 350 个单个载荷谱循环构成,对其累积损伤等效系数进行预测,具体结果见表 6。

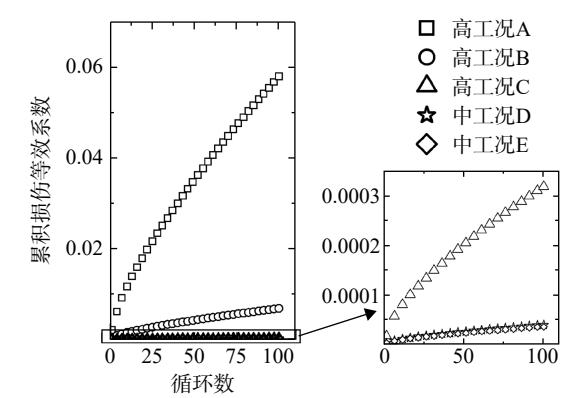


图 13 各工况下累积损伤等效系数随循环数增长曲线
Fig. 13 Curve of cumulative damage equivalent coefficient increase with cycle number

表 6 各工况下持久寿命累积损伤等效系数 Table 6 Cumulative damage equivalent coefficient of endurance life under various working conditions			
工况	单个载荷谱运行时间/h	100 个循环下的累积损伤等效系数	350 个循环下的累积损伤等效系数
A	2.70	0.087 4	0.214 3
B	1.03	0.008 2	0.019 6
C	0.33	2.584×10^{-4}	5.858×10^{-4}
D	0.33	2.166×10^{-5}	4.819×10^{-5}
E	0.93	1.489×10^{-5}	3.379×10^{-5}

将表 6 中得到的累积损伤等效系数平均至各工况运行时长,得到每小时产生的损伤等效系数,进一步求解各工况相对高工况 A 的相对损伤等效系数,将结果列于表 7。

表 7 不同工况间相对损伤等效系数 Table 7 Equivalent coefficient of relative damage with different working conditions			
工况	总运行时间/h	每小时产生的损伤等效系数	各工况相对工况 A 的相对损伤等效系数
A	945	2.268×10^{-4}	1
B	360.5	5.437×10^{-5}	0.240
C	115.5	5.072×10^{-6}	0.022
D	115.5	4.172×10^{-7}	1.840×10^{-3}
E	325.5	1.038×10^{-7}	4.577×10^{-4}

3.2 考虑疲劳损伤的损伤等效系数

同第 3.1 节,采用式(4)对各工况每个循环结束后进行低循环疲劳寿命预测,结合式(6)计算得到各工况的累积损伤等效系数,同理利用 100 个

载荷谱循环的计算结果预测得到 350 个循环后的疲劳寿命累积损伤等效系数,具体结果见表 8。

表 8 各工况下疲劳寿命累积损伤等效系数 Table 8 Cumulative damage equivalent coefficient of fatigue life under various working conditions			
工况	单个载荷谱循环次数	100 个循环下的累积损伤等效系数	350 个循环下的累积损伤等效系数
A	4	0.037 4	0.176 9
B	2	0.027 2	0.076 7
C	0		
D	0		
E	2	1.341×10^{-3}	3.042×10^{-3}

将表 8 中得到的累积损伤等效系数平均至各工况循环次数,得到每次循环产生的损伤等效系数,进一步求解各工况相对高工况 A 的相对损伤等效系数,将结果列于表 9,由于载荷谱中不包含工况 C、D 循环,因此将其损伤等效系数视为 0。

表 9 不同工况间相对疲劳损伤等效系数 Table 9 Equivalent coefficient of relative fatigue damage with different working conditions			
工况	总循环次数	每次循环产生的损伤等效系数	各工况相对工况 A 的相对损伤等效系数
A	1 400	1.264×10^{-4}	1
B	700	1.096×10^{-4}	0.867
C	0		0
D	0		0
E	700	4.346×10^{-6}	0.034 4

3.3 基于损伤等效系数的当量运行时间估计

对于燃气轮机涡轮叶片而言,其失效模式主要为疲劳及蠕变。由已知载荷条件可知,试验载荷远高于实际运行使用强度,因此为了更贴合实际地评估燃气轮机本体的平均故障间隔时间,需要将千小时的试验载荷谱时间按一定的系数进行估算,即当量运行时间法,简称 EOH 法^[21]。基于前文提出的损伤等效系数,利用等损伤原则,可分别将疲劳、蠕变两个因素通过一定的比例因子换算成等效的运行时间。

表 10 给出了一组统计数据,为实际燃气轮机年度各低、中、高工况平均运行时长,从中可以看出,实际使用强度相较于试验载荷谱其主要运行工况为低工况 F、中工况 E、低工况 G 及低工况 L。根据表 10 统计中、高工况运行时间:中工况运行时间为 63.4 h,运行时间占比为 18.5%,高工况运

表 10 实际燃气轮机运行时长统计

Table 10 Data of actual gas turbine operating time

工况	年度平均 运行时长/h	工况	年度平均 运行时长/h
高工况 A	0.6	低工况 H	16.6
高工况 B	12.1	低工况 I	15.5
中工况 D	19.2	低工况 J	10.3
中工况 E	44.2	低工况 K	12.3
低工况 F	101.9	低工况 L	48.5
低工况 G	62.5		

行时间为 12.7 h, 运行时间占比仅为 3.7%。

依据前文计算得出的各工况下的相对损伤等效系数, 将其应用在实际运行的载荷条件下, 即可得到实际运行与试验载荷谱运行时长的平均损伤, 具体结果见表 11。

表 11 试验载荷谱与实际运行对应工况损伤等效系数

Table 11 Equivalent damage coefficient of working conditions under test load spectrum and actual operation

参数	工况	实际运行	试验载荷谱 运行
运行时长/h	A	0.6	945
	B	12.1	360.5
	C	0	115.5
	D	19.2	115.5
	E	44.2	325.5
累积损伤 等效系数	高工况	7.940×10^{-4}	0.234 5
	中工况	2.902×10^{-5}	8.198×10^{-5}
平均损伤 等效系数	高工况	6.252×10^{-5}	1.650×10^{-4}
	中工况	1.986×10^{-7}	1.859×10^{-7}
	全工况	1.081×10^{-5}	

为确定试验载荷谱条件下的运行时长等效为实际载荷条件下的运行时长, 现利用等损伤原则将两者平均损伤进行换算, 根据计算结果可得高工况时长换算系数为

$$a_p^{\text{high}} = \frac{1.650 \times 10^{-4}}{6.252 \times 10^{-5}} = 2.6 \quad (7)$$

中、低工况时长换算系数为

$$a_p^{\text{low}} = \frac{1.859 \times 10^{-7}}{1.986 \times 10^{-7}} = 0.94 \quad (8)$$

依据上述分析, 取高工况的时长换算系数为 2.6, 中、低工况时长换算系数近似为 1, 因此中、低工况取实际运行时长。

除考虑蠕变损伤的时长换算系数外, 对于疲劳损伤由试验载荷谱可以将其分为两个部分, 一是每运行一次载荷谱循环可视作一次正常启动, 即从慢车工况缓慢加载至高工况 A, 运行一段时间后缓慢卸载至停机状态; 二是当慢车工况快速变载至高工况 A 时, 视作一次快速加载, 如图 14 所示。下面将考虑正常启动与快速加载对应的换算系数。

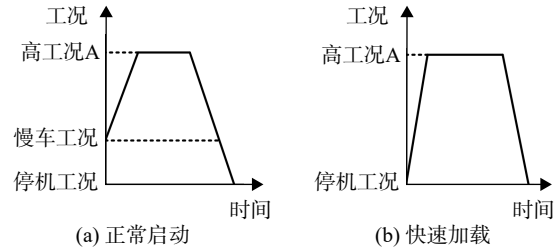


图 14 工况示意图

Fig. 14 Graph of working conditions

根据上述对一次正常启动循环的定义, 其损伤等效系数相当于第 3.1 节中每个高工况 A 循环产生的损伤等效系数。进而, 正常启动一次的时长换算系数可由考虑疲劳寿命下的高工况 A 循环的损伤等效系数与考虑持久寿命下的实际运行每小时损伤等效系数的比值得到, 即

$$a_s = \frac{1.264 \times 10^{-4}}{1.081 \times 10^{-5}} = 11.69 \approx 11.7 \quad (9)$$

在快速加载时, 由于工况的快速变化, 涡轮叶片的温度场尚未变化至稳态状态, 较大的温度梯度将产生相对稳态高工况 A 更大的热应力, 进而导致快速加载时产生的损伤高于正常启动。因此, 在瞬态温度场与高工况 A 对应转速下对叶片进行蠕变模拟。

参考蠕变时间硬化理论, 假设载荷在某一时刻 t 由载荷 1 变化为载荷 2, 应力随时间变化曲线按照载荷 2 状态时间 t 应力曲线变化, 如图 15 所示。在每个载荷谱循环后引入变载至快速加载工况的过程, 利用上述假设得到此时刻快速加载工况的应力、应变值, 并进行寿命预测及损伤等效系数分析。从蠕变曲线上看, 由于 1 000 h 后蠕变才进入第 2 阶段稳定变化, 因此对损伤等效系数分析时考虑由 200 个载荷谱循环进行 350 个循环的递推, 结果列于表 12 中。

进而, 快速加载一次的换算系数可由考虑疲劳寿命下的损伤等效系数与考虑持久寿命下的实

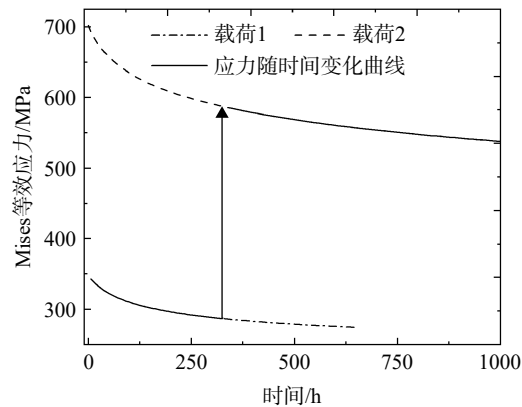


图 15 变载时应力假设曲线
Fig. 15 Assumption of stress curve under load changing

际运行每小时损伤等效系数的比值得到,即

$$a_1 = \frac{1.816 \times 10^{-4}}{1.081 \times 10^{-5}} = 16.8$$

(10)

结合上述考虑高温蠕变及低周疲劳的损伤换

算系数,将燃气轮机当量运行时间的估算公式写作式(11)。

$$t_{\text{EOH}} = t_{\text{OH}} + a_{\text{p}}t_{\text{p}} + a_{\text{s}}n_{\text{s}} + a_{\text{f}}n_{\text{f}} + a_{\text{l}}n_{\text{l}}$$

(11)

式中 t_{EOH} 为当量运行时间, t_{OH} 为中、低工况运行小时数, a_{p} 为高工况等效时长换算系数, t_{p} 为高工况运行小时数, a_{s} 、 a_{f} 、 a_{l} 分别为正常启动、紧急停车、快速加载的换算系数, n_{s} 、 n_{f} 、 n_{l} 分别为正常启动、紧急停车、快速加载的次数。

针对本文中分析的涡轮叶片及对应的千小时试验载荷谱,高工况运行时长为 1 421 h,中、低工况运行时长为 854 h,正常启动次数为 350 次,紧急停车次数为 0,快速加载次数为 1 050 次。结合前文中分析得到的换算系数,并代入燃气轮机当量运行时间的估算公式中,可得到试验载荷谱的当量运行时间为 26 283.6 h。

表 12 快速加载工况不同时刻损伤等效系数分析

Table 12 Analysis of equivalent damage coefficient at different times under fast loading condition

参数	数值		
	初始时刻	200 个载荷谱循环	350 个载荷谱循环
Mises 等效应力/MPa	706.89	612.83	
Mises 等效蠕变应变/%	0.466	0.424	
疲劳寿命/循环	3 151	7 514	
累积损伤等效系数	3.174×10^{-4}	0.043 6	0.063 6
平均损伤等效系数	3.174×10^{-4}	2.178×10^{-4}	1.816×10^{-4}

4 结 论

本文采用三阶段的归一化蠕变模型,基于有限元进行实际涡轮叶片载荷谱下的蠕变变形模拟,并结合线性损伤累积法则分别从蠕变、疲劳的角度考虑了试验载荷谱下叶片的损伤等效系数,通过分析试验载荷谱与实际运行下的换算系数,对叶片的当量运行时间进行了估算。本文所采用的边界条件与变载假设虽与实际涡轮叶片存在差距,但分析方法与结果具有一定的工程适用性。基于前述的计算分析,可以得到如下结论:

- 1) 叶片在试验载荷谱各工况的运行时长不同,明显的蠕变应变增长与应力松弛均发生在高工况下,单个循环高工况产生的蠕变应变占比可达到 90% 以上。
- 2) 通过分析叶片在 100 个载荷谱循环的 Mises 等效蠕变应变与 Mises 等效应力,选取危险考核点位于靠近叶背缘板内部交错肋根部,该点的

Mises 等效蠕变应变为 0.39%,高工况 A 的持久寿命预测值为 5 321 h,疲劳寿命预测值为 7 051 循环。

3) 试验载荷谱下叶片高工况的运行时长远高于实际运行的使用强度,可基于等损伤原则对两种不同运行状态进行换算。针对本文研究的涡轮叶片及试验载荷谱,可以将其换算为实际运行强度下的时长为 26 283.6 h。

参考文献:

[1] Norton F H. The creep of steel at high temperatures[M]. New York, US: McGraw-Hill: 1-79.

[2] Mcvetty P G. Creep of metals at elevated temperatures: the hyperbolic-sine relation between stress and creep rate[J]. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 1943, 65(7): 761-767.

[3] Dorn J E. Some fundamental experiments on high temperature creep [J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 1955, 3(2): 85-116.

[4] Garofalo F J. Fundamentals of creep and creep-rupture in metals[M]. New York, US: Macmillan, 1965: 1-288.

- [5] Bailey R W. The utilization of creep test data in engineering design[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1935, 131(1): 131-139.
- [6] Graham A, Walles K F A. Relationships between long- and short-time creep and tensile properties of a commercial alloy[J]. *Journal of Iron and Steel Institute*, 1955, 179(2): 105-120.
- [7] Blackburn L D. Isochronous stress-strain curves for austenitic stainless steels[R]. Richland, US: Hanford Engineering Development Laboratory, 1972.
- [8] Kuo K K. Principles of combustion[M]. 2nd ed. New York, US: John Wiley & Sons, 1986.
- [9] Kachanov L M. On the creep rupture time[J]. *Izv Akad Nauk SSSR*, 1958, 8: 26-31. (in Russian)
- [10] Rabotnov Y N. On the equations of state for creep[J]. *Progress in Applied Mechanics*, 1963, 178(1): 307-315.
- [11] Betten J, Sklepus S, Zolochovsky A. A creep damage model for initially isotropic materials with different properties in tension and compression[J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 1998, 59(5): 623-641.
- [12] Cano J A, Stewart C M. A continuum damage mechanics (CDM) based Wilshire model for creep deformation, damage, and rupture prediction[J]. *Materials Science and Engineering: A*, 2021, 799: 140231.
- [13] 陈志英, 王朝, 周平. 涡轮叶片疲劳-蠕变寿命稳健性优化方法[J]. *航空发动机*, 2017, 43(4): 11-16.
Chen Zhiying, Wang Chao, Zhou Ping. Robust optimization method for turbine blade under fatigue-creep interaction[J]. *Aero-engine*, 2017, 43(4): 11-16. (in Chinese)
- [14] Abu A O, Eshati S, Laskaridis P, et al. Aero-engine turbine blade life assessment using the Neu/Sehitoglu damage model[J]. *International Journal of Fatigue*, 2014, 61: 160-169.
- [15] Liu Donghuan, Li Haisheng, Liu Yinghua. Numerical simulation of creep damage and life prediction of superalloy turbine blade[J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015, 2015: 732502.
- [16] Yue Peng, Ma Juan, Huang Han, et al. Threshold damage-based fatigue life prediction of turbine blades under combined high and low cycle fatigue[J]. *International Journal of Fatigue*, 2021, 150: 106323.
- [17] 石多奇, 张雨曼, 隋天校, 等. 单晶涡轮叶片典型任务循环蠕变分析[J]. *航空动力学报*, 2024, 39(6): 20210702.
Shi Duoqi, Zhang Yuman, Sui Tianxiao, et al. Creep analysis of single crystal turbine blade under typical mission cycle[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2024, 39(6): 20210702. (in Chinese)
- [18] 程域钊. 蠕变建模及叶盘结构应力分析[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2015.
Cheng Yuzhao. Modelling of creep and stress analysis of turbine disk and blade[D]. Beijing: Beihang University, 2015. (in Chinese)
- [19] 师访. ANSYS 二次开发及应用实例详解[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2012: 206-214.
- [20] 中国金属学会高温材料分会. 中国高温合金手册[M]. 北京: 中国标准出版社, 2012: 382-607.
- [21] 王登银. 燃气轮机热端部件寿命的等效运行时间分析[J]. *技术与市场*, 2017, 24(7): 109-110.
Wang Dengyin. Equivalent running time analysis of gas turbine hot-end component life[J]. *Technology and Market*, 2017, 24(7): 109-110. (in Chinese)

(编辑: 秦理曼)