

基于连续介质损伤力学的高温微动疲劳寿命预测模型

吴博伟, 张宏建, 崔海涛, 王楠

(南京航空航天大学 能源与动力学院

工信部航空发动机热环境与热结构重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 建立了一种基于连接介质损伤力学(CDM)的高温微动疲劳寿命预测模型用以分析航空发动机榫连接结构在不同温度下的微动疲劳寿命。该模型在现有的基于非线性疲劳损伤累积(NLCD)模型微动疲劳寿命预测模型的基础上,引入温度相关的损伤速率因子以考虑温度对榫连接结构微动疲劳行为的影响。以某型发动机钛合金 TC11 燕尾榫结构模拟件为研究对象开展不同温度下的微动疲劳寿命数值模拟预测研究,预测结果与试验结果相比在 2 倍误差范围以内,证明了此寿命预测模型的有效性。

关 键 词: 微动疲劳; 高温; 寿命预测; 连续介质损伤力学 (CDM); 燕尾榫结构

中图分类号: V231.95

文献标志码: A

High-temperature fretting fatigue life prediction model based on continuum damage mechanics

WU Bowei, ZHANG Hongjian, CUI Haitao, WANG Nan

(Key Laboratory of Aero-engine Thermal Environment and Structure,

Ministry of Industry and Information Technology,

College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A high-temperature fretting fatigue life prediction model based on continuum damage mechanics (CDM) was developed to predict the fretting fatigue life of the aero engine dovetail joint structure at different temperatures. Considering the complex influence of temperature on the fretting fatigue, the temperature dependent damage rate factor was introduced in the fretting fatigue life prediction model based on non-linear continuous damage (NLCD) model. The model was used to predict the fretting fatigue life of titanium alloy TC11 dovetail joint structure of an engine simulated samples at different temperatures. Compared with the test results, the life predictions were within 2 times of the error range, proving the validity of the life prediction model.

Key words: fretting fatigue; high-temperature; life prediction; continuum damage mechanics(CDM); dovetail joint structure

收稿日期: 2018-08-22

基金项目: 航空动力基金(6141B090317)

作者简介: 吴博伟(1994—),男,硕士生,主要从事航空发动机结构强度与疲劳行为研究。

通讯作者: 张宏建(1980—),男,副教授,博士,主要从事航空发动机结构强度与疲劳行为研究。E-mail: zhanghongjian@nuaa.edu.cn

引用格式: 吴博伟,张宏建,崔海涛,等. 基于连续介质损伤力学的高温微动疲劳寿命预测模型[J]. 航空动力学报,2019,34(3):656-663. WU Bowei, ZHANG Hongjian, CUI Haitao, et al. High-temperature fretting fatigue life prediction model based on continuum damage mechanics[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(3): 656-663.

微动疲劳是指构件的接触部分受到循环振动载荷作用,产生微小的相对位移导致接触表面磨损,构件加速失效破坏的过程。微动疲劳广泛存在于航空发动机典型机械连接结构中,如叶片与轮盘的榫连接结构。航空发动机服役中,不同压气机级的钛合金榫连接结构要承受不同温度的微动疲劳载荷作用,温度是影响连接结构微动疲劳行为的一大主要因素,高温下微动疲劳裂纹萌生和扩展加速,微动疲劳寿命显著下降。因此,开展钛合金榫连接结构在高温下的微动疲劳行为研究十分重要。

微动疲劳是一个复杂的疲劳现象,受到很多因素的影响,如摩擦、滑移幅度、接触压力、频率、几何形状和温度等因素^[1]。为有效预测微动疲劳行为和寿命,国内外研究学者进行了大量的研究,取得了一定的成果,主要模型有名义应力法^[2]、局部应力-应变法^[3]、断裂力学法^[4]、临界平面法^[5]、损伤力学法^[6]等。其中连续介质损伤力学(CDM)方法用损伤变量描述材料的损伤演化过程以预测材料失效寿命,已经被广泛用于解决实际问题。近年来,CDM方法得到不断的发展和完善。Chaboche和Lesne^[7]基于CDM方法提出了非线性疲劳损伤累积(non-linear continuous damage model, NLCD)模型,该模型已被广大学者认可。Shen等^[8]在NLCD模型中同时考虑弹塑性应变和摩擦,建立耦合模型以预测微动疲劳寿命;Zhan等^[9]将CDM方法与扩展有限元法结合使用分别计算金属构件的裂纹萌生寿命和裂纹扩展寿命;Bhatti等^[10-11]研究了在非比例加载条件下和相变载荷条件下的基于CDM方法的微动疲劳寿命预测模型。李爱民等^[12]通过在NLCD模型中引入临界等效塑性应变参量将其拓展为适用于微动疲劳的寿命预测模型。

为研究高温下的连接结构的微动疲劳特性,建立高温微动疲劳寿命预测模型。本文在李爱民等^[12]改进的基于NLCD微动疲劳的寿命预测模型的基础上,引入温度相关的损伤速率因子,从而获得适用于不同温度环境下的微动疲劳寿命预测模型,并采用钛合金燕尾榫结构模拟件在不同温度下的微动疲劳试验来验证该模型的有效性。

1 温度环境下的微动疲劳寿命预测模型

1.1 NLCD模型

材料中的损伤是一个连续的物理过程,并最终

终会导致材料失效。损伤力学是指用损伤变量以描述材料劣化过程,已被广泛用于解决实际问题。损伤参量 D 的概念是由Kachanov^[13]引入连续介质损伤力学中的,它作为材料内部的一个物理量,可以表征材料在疲劳、蠕变或拉伸等过程中的强度损失。这一概念为CDM方法提供了基础。CDM方法是将损伤变量与有效应力联系起来,以描述随着损伤累积材料的劣化过程。

Chaboche和Lesne^[7]根据连续介质损伤力学,提出了NLCD模型,来描述材料逐渐劣化的过程,以估算疲劳的损伤和寿命。NLCD模型从工程角度定义裂纹萌生,通过连续介质演化过程来反映裂纹的萌生和扩展。NLCD模型定义了一个特别的损伤参量 D 。损伤参量 D 为0,表示初始未损伤状态;损伤参量 D 为1,则认为发生疲劳破坏。NLCD模型的加载应力考虑了最大应力、平均应力等,其函数关系为

$$dD = f(\sigma_{\max}, \sigma_m, D) dN \quad (1)$$

式中 $\sigma_{\max}$ 为最大应力, σ_m 为平均应力, N 为疲劳寿命。

在单轴疲劳载荷条件下,NLCD的具体非线性疲劳损伤演化表达式为

$$dD = [1 - (1 - D)^{\beta+1}]^{\alpha(\sigma_{\max}, \sigma_m)} \times \left[\frac{\sigma_{\max} - \sigma_m}{M(\sigma_m)(1 - D)} \right]^{\beta} dN \quad (2)$$

式中指数 β 为材料拟合常数; $M(\sigma_m)$ 为平均应力的函数,其表达式为

$$M(\sigma_m) = M_0(1 - b_2\sigma_m) \quad (3)$$

式中 M_0 和 b_2 为材料常数;指数 α 由最大应力 $\sigma_{\max}$ 和平均应力 σ_m 共同确定的

$$\alpha(\sigma_{\max}, \sigma_m) = 1 - a \left\langle \frac{\sigma_{\max} - \sigma_1(\sigma_m)}{\sigma_b - \sigma_{\max}} \right\rangle \quad (4)$$

式中 σ_b 为材料的强度极限; a 为由试验数据确定的常数;符号 $\langle u \rangle$ 表示函数正的部分,即

$$\langle u \rangle = \begin{cases} u & (u > 0) \\ 0 & (u \leq 0) \end{cases} \quad (5)$$

$\sigma_1(\sigma_m)$ 为非对称循环下的疲劳极限,可由对称循环下的疲劳极限 σ_{-1} 和平均应力 σ_m 得到,其表达式为

$$\sigma_1(\sigma_m) = \sigma_{-1} + \sigma_m(1 - b_1\sigma_{-1}) \quad (6)$$

式中 b_1 为材料常数,由单轴疲劳试验确定。

在工程应用上,构件通常是受多轴疲劳载荷的。Chaudonneret^[14]将NLCD模型拓展到多轴状态下,引入了多轴疲劳状态下的疲劳极限,多轴疲劳极限 A_{II}^* 与平均静水应力 $\sigma_{h,mean}$ 相关^[15],其具

体表达式为

$$A_{\parallel}^* = \sigma_{-1}(1 - 3b_1\sigma_{h,\text{mean}}) \tag{7}$$

其中平均静水应力 $\sigma_{h,\text{mean}}$ 是最大静水应力 $\sigma_{h,\text{max}}$ 与最小静水应力 $\sigma_{h,\text{min}}$ 的平均值,即

$$\sigma_{h,\text{mean}} = \frac{1}{2}(\sigma_{h,\text{max}} + \sigma_{h,\text{min}}) =$$

$$\frac{1}{6}[\max(\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}) + \min(\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33})] \tag{8}$$

式中 σ_{11} 、 σ_{22} 、 σ_{33} 为 3 个主应力。多轴疲劳载荷下的等效应力幅 $A_{\parallel}$ 定义为

$$A_{\parallel} = \frac{1}{2} \left[\frac{3}{2} (\sigma'_{ij,\text{max}} - \sigma'_{ij,\text{min}}) (\sigma'_{ij,\text{max}} - \sigma'_{ij,\text{min}}) \right] = \frac{1}{2\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2} \tag{9}$$

式中 $\sigma'_{ij,\text{max}}$ 和 $\sigma'_{ij,\text{min}}$ 分别为循环中各应力偏量的最大值和最小值; σ_1 、 σ_2 、 σ_3 为主应力幅。

将式(4)中 σ_{max} 和 σ_1 (σ_m) 替换为多轴疲劳状态下的 $A_{\parallel}$ 、 $A_{\parallel}^*$,得到多轴疲劳状态下的损伤演化方程

$$\frac{dD}{dN} = [1 - (1 - D)^{\beta+1}]^{a(A_{\parallel}, A_{\parallel}^*)} \times \left[\frac{A_{\parallel}}{M_0(\sigma_{h,\text{mean}})(1 - D)} \right]^{\beta} \tag{10}$$

1.2 基于 NLCD 的微动疲劳的寿命预测模型

微动疲劳属于多轴疲劳的范畴,但由于其接触问题的复杂性,多轴疲劳模型不能直接用于微动疲劳,需要进一步修正与改进。微动损伤通常分为弹性损伤和塑性损伤两部分,分别与循环应力和累积塑性应变有关^[8]。微动疲劳损伤的直接影响因素主要是正应变和剪切应变,其中塑性正应变和塑性剪切应变对材料损伤的影响极大。

众多学者^[10,16]认为在损伤累积过程中,损伤是在一定的阈值水平上启动,随后导致临界值处的裂纹萌生,临界平面上的最大剪切应变 γ_{max} 和其法向正应变 ϵ_n 是损伤的两个重要参数。在此基础上,李爱民等^[12]提出可以将临界平面上的 γ_{max} 和 ϵ_n 整合成一个等效应变参量,即为临界等效塑性应变幅 $\Delta\epsilon_{\text{eq}}^{\text{cr}}$,根据 von Mises 准则的形式,其表达式为

$$\frac{\Delta\epsilon_{\text{eq}}^{\text{cr}}}{2} = \sqrt{\epsilon_n^2 + \frac{1}{3} \left(\frac{\Delta\gamma_{\text{max}}}{2} \right)^2} \tag{11}$$

其中 $\Delta\gamma_{\text{max}}$ 为临界平面上的最大剪切应变范围。

为体现微动疲劳中的塑性应变对损伤累积的影响,在 NLCD 模型中引入临界等效应变幅,得

到适用于微动疲劳的非线性损伤累积模型

$$\frac{dD}{dN} = [1 - (1 - D)^{\beta+1}]^{a(A_{\parallel}, A_{\parallel}^*)} \times \left[\frac{A_{\parallel}}{M_0(\sigma_{h,\text{mean}})(1 - D)} \right]^{\beta} \left[\frac{(\Delta\epsilon_{\text{eq}}^{\text{cr}})_p}{2} \right]^{-w} \tag{12}$$

式中 w 由微动疲劳试验数据拟合得到。

1.3 考虑温度的微动疲劳寿命预测模型的建立

上述模型是基于常温下的微动疲劳特征得到的,对温度的影响考虑不足。温度对材料性能有着深层次的影响。在微动疲劳过程中,温度不仅会对材料的弹性、塑性和强度等产生明显的作用,还会影响微动接触部分表面的氧化速率^[17]和蠕变性能^[18]等。由于温度对微动疲劳影响非常复杂而很难直接量化,使得上述模型不能只通过修改材料在不同温度下的力学性能参数就能得到关于温度的微动疲劳损伤模型,还需要对其进行在温度环境下的修正。

对于大多数合金而言,在温度环境下,损伤累积速率会随着温度的升高而加快。为体现温度对微动疲劳损伤速率和寿命的影响,本文引入温度相关的损伤累积速率因子 ν ,对式(1)进行补充修正,得到考虑温度的 NLCD 模型函数关系式,即

$$dD = \nu \cdot f(\sigma_{\text{max}}, \sigma_m, D) dN \tag{13}$$

损伤累积速率因子 ν 只与温度相关,其表达式为

$$\nu = (1 + R_t)^m \tag{14}$$

式中 m 为高温微动疲劳试验拟合指数, R_t 为温度比,其表达式为

$$R_t = \frac{T - T_0}{T_m - T_0} \tag{15}$$

式中 T 为材料的工况温度, T_m 为材料的熔点温度, T_0 是常温,以 20℃ 为常温标准。当温度 $T = T_0$ 时,速率因子 $\nu = 1$,式(13)与式(1)相同,即为常温下的 NLCD 模型函数关系式。

根据式(12)和式(13),引入了上述温度相关的损伤速率因子 ν 对该模型进行修正,得到考虑温度的微动疲劳非线性累积损伤模型

$$\frac{dD}{dN} = (1 + R_t)^m [1 - (1 - D)^{\beta+1}]^{a(A_{\parallel}, A_{\parallel}^*)} \times \left[\frac{A_{\parallel}}{M_0(\sigma_{h,\text{mean}})(1 - D)} \right]^{\beta} \left[\frac{(\Delta\epsilon_{\text{eq}}^{\text{cr}})_p}{2} \right]^{-w} \tag{16}$$

由 $N = 0$ 时, $D = 0$; $N = N_f$ 时, $D = 1$,对式(16)进行积分即可得到考虑温度的基于连续介质损伤力学的微动疲劳寿命预测模型

$$N_f = \frac{k(1 + R_t)^{-m}}{aM_0^{-\beta}(1 + \beta)} \left\langle \frac{\sigma_b - \sigma_{\text{eqv,max}}}{A_{\parallel} - \sigma_{-1}(1 - 3b_1\sigma_{h,\text{mean}})} \right\rangle \times$$

$$\left[\frac{A_{\parallel}}{1-3b_2\sigma_{h,mean}}\right]^{-\beta}\left[\frac{(\Delta\epsilon_{eq}^{cr})_p}{2}\right]^w\tag{17}$$

式中 m 、 k 、 w 三个系数由微动疲劳试验数据拟合得到; N_f 为疲劳循环寿命; β 、 a 、 b_1 、 b_2 和 M_0 均为材料拟合常数, 可以通过单轴疲劳试验确定。其中 $aM_0^{-\beta}$ 和 β 可由对称循环(应力比 $R=-1$)下的材料单轴疲劳试验的应力-寿命曲线确定; b_1 和 b_2 可由非对称循环($R\neq-1$)下的应力-寿命曲线确定。

当温度 $T=T_0$ 时, 式(16)与式(12)相同, 即为常温下的非线性微动疲劳损伤累积模型, 同时式(17)为常温下的微动疲劳寿命预测模型。

1.4 高温微动疲劳寿命预测数值模拟方法

本文采用有限元软件 ANSYS 及其编程语言 APDL(ANSYS parametric design language)对微动疲劳寿命进行求解。有限元计算分多步加载, 先施加载荷谷值, 再施加载荷峰值, 分别计算出峰谷值载荷下的每个单元在不同角度下的应力应变值。将计算得到的不同角度下的应力应变值代入式(7)~式(9)中, 得到多轴疲劳极限 $A_{\parallel}^*$ 、平均静水应力 $\sigma_{h,mean}$ 和多轴疲劳载荷下的等效应力幅 $A_{\parallel}$, 同时将应力应变值代入式(11)得到临界等效塑性应变幅 $\Delta\epsilon_{eq}^{cr}$ 。将这些值代入到式(17)计算所有单元的微动疲劳寿命, 整体寿命取所有单元寿命的最小值。对应的单元所在位置即为裂纹萌生位置。具体过程由图 1 微动疲劳寿命预测流程图所示。

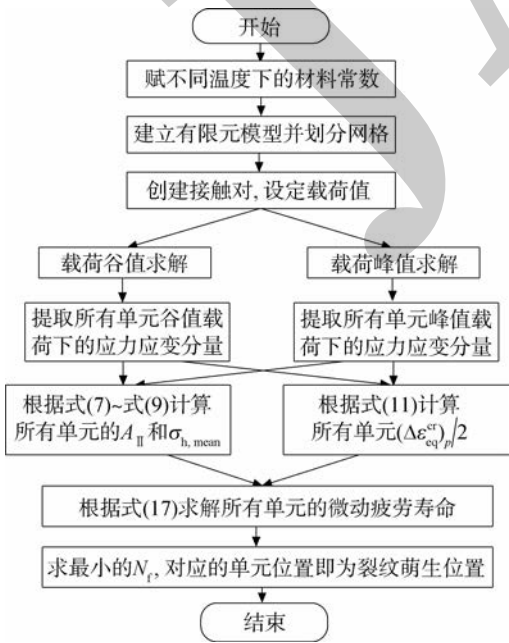


图 1 考虑温度的微动疲劳寿命预测流程图
Fig. 1 Flowchart of fretting fatigue life prediction considering temperature

2 榫连接结构有限元接触分析

为验证考虑温度的微动疲劳寿命预测模型的有效性, 本文采用燕尾榫结构模拟件, 其材料为钛合金 TC11。其尺寸按照某型发动机的榫连接结构真实尺寸设计^[19]。燕尾榫模拟件模型如图 2 所示。并采用有限元软件 ANSYS, 对上述试验中的燕尾榫结构模拟件进行建模和计算分析。

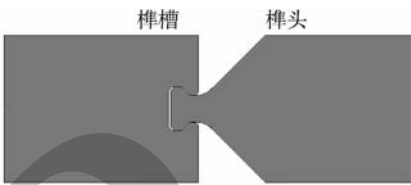


图 2 燕尾榫结构模型
Fig. 2 Dovetail joint structure model

2.1 材料参数的确定

不同温度下的材料力学性能参数不同, 本文采用钛合金 TC11, 根据航空发动机材料数据手册^[20], 该合金在室温(20℃)、200℃和 500℃下的力学性能如表 1 所示。

表 1 不同温度下的 TC11 力学性能参数
Table 1 Mechanical properties of TC11 at different temperatures

$t/^\circ\text{C}$	E/GPa	$\sigma_{0.2}/\text{MPa}$	σ_b/MPa	$\alpha_1/10^{-6}\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$
20	120	885	1030	0
200	106	720	921	9.3
500	89	616	757	10

表 1 中的 t 表示温度, α_1 指的是 TC11 合金从室温(20℃)到工况温度的线膨胀系数; E 为材料弹性模量; $\sigma_{0.2}$ 为钛合金 TC11 的屈服强度; σ_b 为材料抗拉强度。在进行不同温度下的仿真计算时, 必须将材料参数设为对应温度下的值。此外不同温度下的 TC11 合金的应力-应变曲线和应力-寿命曲线是不同的, 需要根据航空发动机材料数据手册^[20]选用对应温度下的应力-应变曲线和应力-寿命曲线。

对于考虑温度的基于连续介质损伤力学的微动疲劳寿命预测模型, 式(17)中有几组参数需要疲劳试验确定。根据已有的文献工作^[12], 材料常数 $aM_0^{-\beta}$ 和 β 可由 TC11 合金单轴疲劳试验对称加载(应力比 $R=-1$)下的应力-寿命曲线确定, 得到 $aM_0^{-\beta}=6.58\times10^{-25}$, $\beta=2.2284$ 。材料常数

b_1 和 b_2 可非对称加载下的应力-寿命曲线确定, 得到 $b_1=1.4/\sigma_s, b_2=0.1/\sigma_s$, 其中 σ_s 为材料屈服极限。 $m、k、w$ 三个系数由本文的燕尾榫结构高温微动疲劳试验拟合的得到。

2.2 燕尾榫结构有限元建模

按照实际尺寸对燕尾榫结构简化为二维平面模型进行建模。根据燕尾榫结构对称性, 只需对其建立 1/2 模型, 选用 8 节点四边形平面应变单元 Plane 182 进行网格划分, 在榫头榫槽接触区域进行网格加密细分, 如图 3 所示。

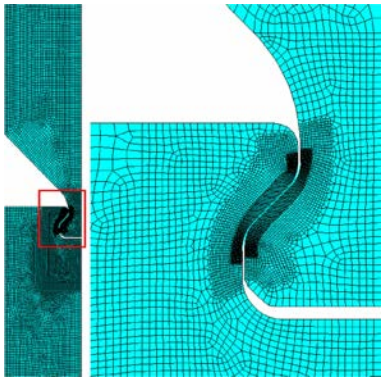


图 3 燕尾榫结构有限元模型

Fig. 3 Finite element model of dovetail joint structure

2.3 等效应力云图

通过 ANSYS 有限元软件对燕尾榫结构模型进行仿真计算, 可以得到燕尾榫结构在各个温度和轴向载荷下的 von Mises 等效应力分布云图。燕尾榫结构在各个工况下的等效应力分布图比较相似, 选取 200 ℃ 和 11 kN 轴向载荷下的等效应力云图进行说明, 如图 4 所示。

图 4 中, 燕尾榫结构的最大等效应力为 7.71×10^8 MPa 之间。图中颜色越接近蓝色表示

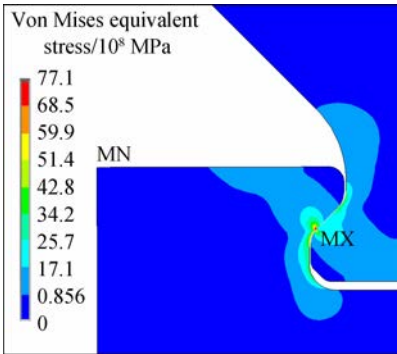


图 4 燕尾榫结构有限元模型的等效应力云图

Fig. 4 Equivalent stress cloud chart of finite element model of dovetail joint structure

应力越低, 颜色越接近红色表示应力越高。从图中可以看出, 燕尾榫结构的榫头与榫槽接触区域出现了应力集中现象, 其应力分布呈“x”形, 最大应力在榫头与榫槽接触区域的下边缘处。应力分布由最大应力处向接触面的法向和切向扩散, 与实际所受轴向力的法向分力和切向分力相符。

3 考虑温度的微动疲劳寿命预测结果及验证

3.1 试验结果

为得到高温下榫连接结构的微动疲劳有效数据, 试验选定 3 个温度条件进行高温微动疲劳试验, 分别是 20、200、500 ℃, 轴向力分别采用 9、11、13 kN, 循环载荷的波形为正弦波, 载荷频率为 10 Hz, 应力比 $R=0.1$ 。每个工况下进行 3 组试验取其数据平均值, 具体试验工作详见文献[19]。试验工况如表 2 所示, 各工况下的试验件微动疲劳寿命如图 5 所示。

表 2 试验件各个工况

Table 2 Various working conditions of test piece

工况编号	温度/℃	载荷峰值/kN
TC_1	20	11
TC_2	20	13
TC_3	200	9
TC_4	200	11
TC_5	200	13
TC_6	500	9
TC_7	500	11
TC_8	500	13

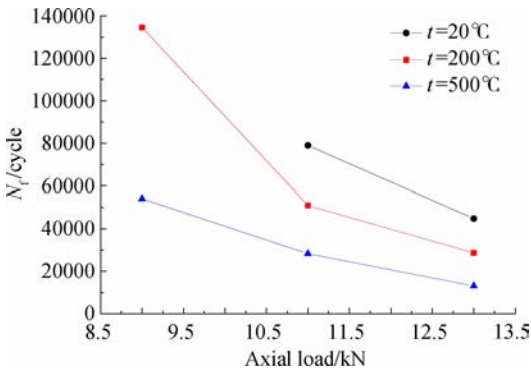


图 5 各工况下的试验件微动疲劳寿命

Fig. 5 Fretting fatigue life of test pieces under different working conditions

图 5 表示的是不同温度下的轴向力与疲劳寿命 N_f 的变化关系。从图中可以看出微动疲劳寿命会随着温度的升高与轴向力的变大而降低。

3.2 拟合参数的确定

本文通过有限元软件 ANSYS 对不同温度 and 不同载荷下的燕尾榫结构的二维平面有限元模型进行有限元仿真计算。

根据式(16),将寿命预测模型进行拆分,得到的关于温度和载荷的变量,如表 3 所示。整合后可以得到拟合方程

$$y = 4.71 \times 10^{23} \times k \times x_1^{-m} \times x_2/x_3 \times x_4 \times x_5^w$$

(18)

其中 x_1 、 x_2 、 x_3 、 x_4 、 x_5 五个变量其代表的寿命预测模型参量如表 3 所示。

表 3 各个变量对应的模型参量

Table 3 Parameters of model corresponding to each variable

变量	寿命预测模型参量
x_1	$(1+R_t)$
x_2	$\sigma_b - \sigma_{eqv, max}$
x_3	$A_{ } - \sigma_{-1} (1 - 3b_1 \sigma_{h, mean})$
x_4	$\left(\frac{A_{ }}{1 - 3b_2 \sigma_{h, mean}} \right)^{-\beta}$
x_5	$(\Delta \epsilon_{eq}^{cr})_p / 2$

表 3 中 σ_b 、 $\sigma_{eqv, max}$ 、 $\sigma_{h, mean}$ 、 σ_{-1} 分别为材料的强度极限、最大等效应力、平均静水应力和对称循环疲劳极限; $(\Delta \epsilon_{eq}^{cr})_p / 2$ 为临界等效塑性应变幅; $A_{||}$ 为等效应力幅; R_t 为温度比; b_1 、 b_2 为材料常数,由单轴疲劳试验确定; β 可由对称循环下的单轴疲劳试验确定。

拟合方程(式(18))中的 y 表示循环寿命 N_f , 取燕尾榫微动疲劳试验寿命值; m 、 k 和 w 由试验数据拟合得到。燕尾榫微动疲劳试验工况和数据见表 2 和图 5, 选用其中的 4 组试验数据进行参数拟合。为避免选用拟合的数据具有偶然性, 本文随机选取两种拟合方式: ①选取工况编号分别是 TC_1、TC_3、TC_5、TC_7; ②选取工况编号分别是 TC_1、TC_3、TC_4、TC_6。

两种拟合方式得到的拟合参数(见表 4)虽有差别但都在一个数量级上且比较接近。两种拟合方式的拟合相关系数均为 0.96, 说明拟合结果接近且效果比较好。

表 4 不同拟合方式拟合后的参数

Table 4 Parameters fitted by different fitting methods

拟合方式	k	w	m
①	9.01626	0.16871	3.65356
②	7.52104	0.08652	5.22874

将拟合方式①得到的参数代入式(17), 整理得到温度修正后的微动疲劳寿命预测模型

$$N_f = 4.24 \times 10^{24} (1 + R_t)^{-3.65356} \times \left\langle \frac{\sigma_b - \sigma_{eqv, max}}{A_{||} - \sigma_{-1} (1 - 4.2 \sigma_{h, mean} / \sigma_s)} \right\rangle \times \left[\frac{A_{||}}{1 - 0.3 \sigma_{h, mean} / \sigma_s} \right]^{-2.2284} \left[\frac{(\Delta \epsilon_{eq}^{cr})_p}{2} \right]^{0.16871}$$

(19)

3.3 微动疲劳寿命预测验证

以本文建立的微动疲劳寿命预测模型对燕尾榫试验件进行有限元计算, 得到其寿命预测值。参照表 2 中的工况, 分别用两种拟合方式进行寿命预测, 用未参与拟合的 4 组试验数据与其寿命预测值进行比较以验证预测模型的有效性。拟合方式①采用工况 TC_2、TC_4、TC_6、TC_8 进行验证; 拟合方式②采用工况 TC_2、TC_5、TC_7、TC_8 验证。得到两种拟合方式下的温度修正后微动疲劳寿命预测结果, 如图 6 所示。

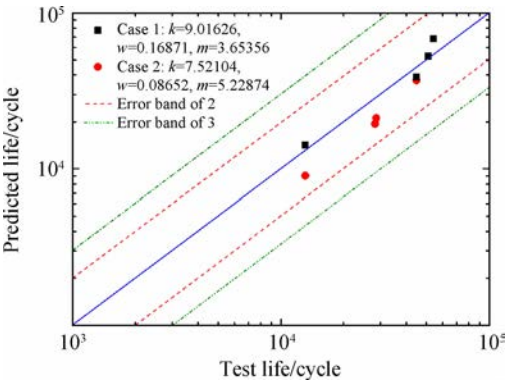


图 6 两种拟合方式的温度修正后微动疲劳寿命预测结果
Fig. 6 Prediction results of fretting fatigue life after temperature correction by two fitting methods

由图 6 可知, 两种拟合方式的预测结果均在 2 倍误差带内, 说明两种拟合方式均能保证良好的预测结果。

为比较温度修正前后的微动疲劳寿命预测效果, 根据式(12)用未经温度修正的微动疲劳寿命预测模型进行寿命预测, 参数拟合过程同温度修正模型, 得到未考虑温度的微动疲劳寿命预测模

型的拟合参数: $k=35.6, \omega=0.387$ 。计算得到未考虑温度的微动疲劳寿命预测值。

针对上述预测有较大的偏差,采用经温度修正后的微动疲劳寿命预测模型进行寿命预测,采用拟合方式①,根据式(19)得到寿命预测值与试验寿命进行对比。计算得到的寿命预测模型重要参量和预测值如表 5 所示。

表 5 温度修正后的微动疲劳寿命预测结果
Table 5 Prediction results of fretting fatigue life after temperature correction

工况 编号	$A_{\parallel}$ MPa	$\sigma_{h,mean}$ MPa	$[(\Delta\epsilon_{eq}^{cr})_p/2]/10^{-5}$	试验寿命/ cycle	预测寿命/ cycle
TC_2	365	238	0.167	44 791	38 808
TC_4	282	126	2.77	50 936	52 751
TC_6	311	201	6.87	54 060	68 472
TC_8	269	173	4.95	13 093	14 238

表 5 中 $A_{\parallel}$ 、 $\sigma_{h,mean}$ 和 $(\Delta\epsilon_{eq}^{cr})_p/2$ 分别为等效应力幅、平均静水应力和临界等效塑性应变幅。

分别将未经温度修正和经温度修正后的寿命预测值与试验值进行对比,得到如图 7 所示的微动疲劳寿命预测误差带图。

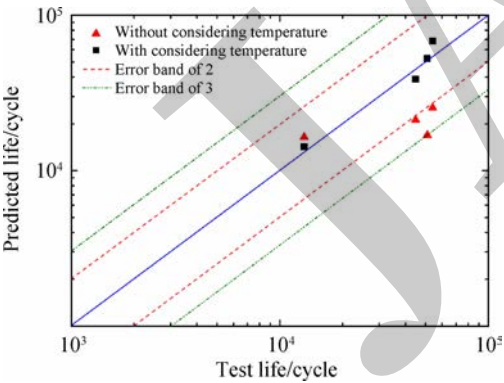


图 7 温度修正前后的微动疲劳寿命预测误差
Fig. 7 Prediction error of fretting fatigue life before and after temperature correction

从图 7 可以看出,经过温度参量修正后的寿命预测模型的预测结果均在 2 倍误差带以内,且比未经温度修正的寿命预测模型偏差小,说明了经温度参量修正后,寿命预测模型的预测效果明显提高。其预测误差范围比较小,证明该模型的预测效果比较好。

4 结 论

1) 在非线性疲劳损伤累积模型微动疲劳寿

命预测模型的此基础上,考虑温度对微动疲劳的复杂影响,引入温度相关的损伤累积速率因子,建立了考虑温度的微动疲劳寿命预测模型。

2) 对燕尾榫试验件进行了高温微动疲劳试验,得到了其在高温下的微动疲劳寿命。根据燕尾榫结构对称性,通过有限元软件 ANSYS 对其建立 1/2 模型并进行仿真计算,发现燕尾榫结构的榫头与榫槽接触区域出现了应力集中现象,最大应力在榫头与榫槽接触区域的下边缘处,其应力分布呈“x”形,由最大应力处向接触面的法向和切向扩散,与实际所受轴向力的法向分力和轴向分力相符。

3) 根据寿命预测模型,对燕尾榫结构进行经温度修正的寿命预测,并与试验数据进行对比,结果表明经温度修正后的寿命预测效果明显提高。经温度修正后的预测结果均在 2 倍误差带范围内,证明了该模型的预测有效性。

参考文献:

[1] 文长龙,崔海涛,董磊.微动垫夹持刚度对微动疲劳寿命的影响分析[J].航空动力学报,2017,32(9):2238-2242.
WEN Changlong, CUI Haitao, DONG Lei. Analysis on effect of contact pad gripping rigidity on fretting fatigue life[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(9): 2238-2242. (in Chinese)

[2] 何明鉴,张德志.确定微动疲劳寿命的附加应力法[J].航空发动机,2003,29(3):27-29.
HE Mingjian, ZHANG Dezhi. Determination of fretting fatigue life by additional stress method [J]. Aeroengine, 2003, 29(3): 27-29. (in Chinese)

[3] LYKINS C D, MALL S, JAIN V K. An evaluation of parameters for predicting fretting fatigue crack initiation[J]. International Journal of Fatigue, 2000, 22(8): 703-716.

[4] GOLDEN P J, GRANDT A F, Jr. Fracture mechanics based fretting fatigue life predictions in Ti-6Al-4V[J]. Engineering Fracture Mechanics, 2004, 71(15): 2229-2243.

[5] SOCIE D. Multiaxial fatigue damage models[J]. Journal of Engineering Materials and Technology-Transactions, 1987, 109(2): 292-298.

[6] XIAO Y C, LI S, GAO Z. A continuum damage mechanics model for high cycle fatigue[J]. International Journal of Fatigue, 1998, 20(7): 503-508.

[7] CHABOCHE J L, LESNE P M. A non-linear continuous fatigue damage model[J]. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 1988, 11(1): 1-17.

[8] SHEN F, HU W, MENG Q. A damage mechanics approach to fretting fatigue life prediction with consideration of elastic-plastic damage model and wear[J]. Tribology International, 2015, 82: 176-190.

[9] ZHAN Z, HU W, LI B, et al. Continuum damage mechan-

ics combined with the extended finite element method for the total life prediction of a metallic component[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2017, 124: 48-58.

[10] BHATTI N A, PEREIRA K, WAHAB M A. A continuum damage mechanics approach for fretting fatigue under out of phase loading[J]. Tribology International, 2017, 117: 39-51.

[11] BHATTI N A, WAHAB M A. Fretting fatigue damage nuclea-tion under out of phase loading using a continuum damage model for non-proportional loading[J]. Tribology International, 2018, 121: 204-213.

[12] 李爱民, 崔海涛, 温卫东, 等. 基于非线性连续介质损伤力学方法的微动疲劳寿命预测[J]. 航空学报, 2013, 34(9): 2122-2129.

LI Aimin, CUI Haitao, WEN Weidong, et al. Prediction of fretting fatigue life based on nonlinear continuum damage mechanics[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2013, 34(9): 2122-2129. (in Chinese)

[13] KACHANOV L M. Time of the rupture process under creep conditions[J]. Izvestiya Akademii Nauk SSSR Otdelenie, 1958, 8: 26-31.

[14] CHAUDONNERET M. An engineering tool for solving multi axial fatigue problems[R]. Helsinki, Finland: International Symposium on Fatigue Design, 1992.

[15] SINES G. Behavior of metals under complex static and alternating stresses[J]. Metal Fatigue, 1959, 1: 145-169.

[16] LYKINS C D, MALL S, JAIN V K. An evaluation of parameters for predicting fretting fatigue crack initiation[J]. International Journal of Fatigue, 2000, 22(8): 703-716.

[17] WATERHOUSE R B. Fretting at high temperatures[J]. Tribology International, 1981, 14(4): 203-207.

[18] 戴振东, 王珉, 朱如鹏, 等. 高温复合载荷下钛合金微动疲劳特性的研究[J]. 应用科学学报, 2001, 19(3): 277-282.

DAI Zhendong, WANG Ming, ZHU Rupeng, et al. Study on fretting fatigue behavior of titanium alloy under high temperature combined loading[J]. Journal of Applied Sciences, 2001, 19(3): 277-282. (in Chinese)

[19] 王楠, 崔海涛, 张宏建. 榫连接结构高温低周微动疲劳试验[J]. 航空动力学报, 2018, 33(12): 3007-3012.

WANG Nan, CUI Haitao, ZHANG Hongjian. Low cycle fretting fatigue tests of dovetail structure at elevated temperature[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(12): 3007-3012. (in Chinese)

[20] 北京航空材料研究所. 航空发动机设计用材料数据手册[M]. 北京: 中国航空发动机总公司, 1990.

(编辑: 王碧琚)