

考虑应力梯度及相对滑移幅值影响的 微动疲劳寿命预测方法

杨旭峰, 申诗典, 文长龙, 米 栋, 艾 兴
(中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 以 TC11 钛合金为研究对象, 基于临界平面法以及应力场强法的思想建立了考虑应力梯度的微动疲劳寿命预测模型。该模型以疲劳影响区域内的 SWT(Smith-Watson-Topper)临界平面损伤参量的场强预测微动疲劳寿命; 以普通单轴疲劳试验机和横向液压加载装置为试验平台, 设计了可调切向刚度夹持装置, 开展了考虑相对滑移幅值影响的微动疲劳试验, 试验表明在相同力载荷下随着相对滑移幅值的增加微动疲劳寿命先减小后增加。结合文献中已有的微动疲劳试验数据, 对寿命预测模型参数进行拟合并在寿命模型中引入相对滑移幅值参量, 形成了考虑应力梯度以及相对滑移幅值影响的微动疲劳寿命预测方法。利用文献中燕尾榫结构模拟件的微动疲劳试验结果对本文形成的寿命预测方法进行验证, 预测寿命和试验平均寿命相比误差在 3 倍分散带以内。

关 键 词: 寿命预测; 微动疲劳; 应力梯度; 临界平面法; 应力场强法; 切向刚度; 相对滑移幅值
中图分类号: V232.3 **文献标志码:** A

Prediction of fretting fatigue life with consideration of stress gradient and relative slip amplitude

YANG Xufeng, SHEN Shidian, WEN Changlong, MI Dong, AI Xing
(Hunan Aviation Powerplant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: Focusing on TC11 titanium alloy, a fretting fatigue life prediction method considering stress gradients was established by employing the critical plane method and stress field intensity approach. This life prediction model could predict fretting fatigue life by forecasting the stress field intensity of the SWT (Smith-Watson-Topper) critical plane damage parameter within the fatigue-affected region. Using a conventional uniaxial fatigue testing machine and a transverse hydraulic loading device, a tunable tangential stiffness clamping device was designed, and fretting fatigue tests considering the influence of relative slip amplitude were conducted. The tests indicated that under the same force load, the fretting fatigue life initially decreased and then increased with the increase of relative slip amplitude. The model parameters were fitted by combining fretting fatigue test data, and the relative slip amplitude parameter was introduced into the life model, which resulted in a fretting fatigue life prediction method considering the effects of stress gradients and relative slip amplitude. The validity of the proposed method was verified using fretting fatigue test results of dovetail joint structure, with a prediction error within a 3 times dispersion band compared with testing average life.

收稿日期: 2025-07-08

作者简介: 杨旭峰(1990—), 男, 高级工程师, 博士, 主要从事典型连接结构微动疲劳研究。E-mail: yangxufeng@nuaa.edu.cn

引用格式: 杨旭峰, 申诗典, 文长龙, 等. 考虑应力梯度及相对滑移幅值影响的微动疲劳寿命预测方法[J]. 航空动力学报, 2026, 41(8): 20250319. YANG Xufeng, SHEN Shidian, WEN Changlong, et al. Prediction of fretting fatigue life with consideration of stress gradient and relative slip amplitude[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(8): 20250319.

Keywords: life prediction; fretting fatigue; stress gradient; critical plane method; stress field intensity method; tangential stiffness; relative slip amplitude

微动是由夹紧结构部件之间的小尺度表面微滑移引起的一种接触损伤过程,这种微滑移一般在微米量级。微动疲劳是指接触表面的相对运动是由一接触体承受外界交变疲劳应力引起变形而产生的微动现象^[1],这种现象广泛地存在于榫连接结构、盘轴连接结构、端齿连接结构等紧固连接结构中。和普通疲劳不同的是,其接触体的寿命通常会受到疲劳载荷和表面磨损的交互影响,这种磨损会引起构件表面性能降低并影响裂纹萌生速度。相关研究表明,微动疲劳会使得原先长寿命构件寿命降低 30% 以上^[2]。

开展微动疲劳研究的基础是微动疲劳的试验研究,微动疲劳试验目前还未有统一标准,美国根特大学 De Pauw 等^[3]通过设计切向刚度可调的微动疲劳试验装置,一定程度上实现了相对滑移幅值大小的相对控制,可研究相同疲劳载荷下不同相对滑移幅值对微动疲劳寿命影响,而国内研究者多采用切向刚度固定的夹持装置^[4]。

国内外的研究人员对于微动疲劳寿命预测方法进行了大量的研究,主要有名义应力法^[5]、考虑接触面摩擦功的方法^[6]、基于断裂力学的寿命预测方法^[7]、基于多轴疲劳理论的临界平面法^[8]、基于损伤力学的方法^[9]等,其中基于多轴疲劳理论的临界平面法因其可以考虑危险点的多轴应力状态等诸多优点被广泛用于微动疲劳寿命预测^[10-11]。以上寿命预测方法主要重点针对微动疲劳损伤中的“力影响”,Vingsbo、Jin 等^[12-14]通过大量的试验数据获得了相对滑移幅值、微动疲劳寿命以及磨损量之间的关系,在力载荷一定的情况下,微动疲劳寿命随着相对滑移幅值的增加先减少后增加。基于该现象,霍永忠等^[10]、Shen 等^[15]通过在疲劳循环中考虑表面磨损对接触面应力的重新分布的方法,成功考虑了表面磨损对微动疲劳寿命的影响,但该方法通常需要对循环磨损后的网格进行重新迭代计算,计算成本较高。

研究表明,相对于普通疲劳,微动疲劳接触边缘的高应力梯度对微动疲劳寿命预测有重大影响,以一个“危险点”的疲劳损伤来预测微动疲劳寿命可能会导致预测寿命过短^[16]。为考虑这种影响,过程区域法(process volume approach)^[17]、临界距离法(critical distance)^[18]等被应用于微动疲劳寿

命预测的研究,而这些方法又往往结合临界平面法使用。Nowell 等^[19]通过理论分析将微动疲劳寿命预测和缺口件的疲劳寿命预测相关联,表明应力梯度对缺口疲劳和微动疲劳的影响存在相关性,而对于缺口件的高应力梯度问题,应力场强理论(SFI)是有效解决这个问题^[20]的方法,因此,利用应力场强理论预测微动疲劳寿命具有很好的应用前景。

本文研究对象为 TC11 钛合金,其被广泛地应用于航空发动机压气机盘、叶片等。本文创新性地结合临界平面法及应力场强法预测微动疲劳寿命以考虑应力梯度对寿命预测的影响,形成了考虑相对滑移幅值影响的疲劳影响区确定方法;创新性地设计了一种可调节切向刚度的微动疲劳试验夹持装置,可实现相同载荷不同滑移幅值下微动疲劳试验的开展,完成了微动疲劳寿命试验及验证。

1 考虑应力梯度的微动疲劳寿命预测模型

1.1 基于临界平面法的寿命预测模型

临界平面法通过计算不同角度的临界平面上的应力应变参量,并将其以某种关系组合作为临界平面参量作为损伤参数预测寿命、FS(fatemi-socie)参量、SWT(Smith-Watson-Topper)量、SSR(shear stress range)参量等。根据相关文献已有研究^[21],本文选用 SWT 参量(量符号记为 f_{SWT})进行寿命预测,其表达式为:

$$f_{\text{SWT}} = \sigma_{\text{max}} \frac{\Delta \varepsilon}{2} \quad (1)$$

式中 $\Delta \varepsilon$ 为临界平面法向最大应变和最小应变之差, σ_{max} 为临界平面法向最大应力。

SWT 参量和寿命之间的关系如式(2)所示^[11]。

$$f_{\text{SWT,max}} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{c+b} \quad (2)$$

式中 N_f 为疲劳寿命循环数, E 为弹性模量, σ'_f 为疲劳应力系数, b 为疲劳强度指数, ε'_f 为疲劳延性系数, c 为疲劳延性指数。 σ'_f 、 b 、 ε'_f 、 c 均为材料疲劳常数,由 TC11 普通疲劳试验数据拟合得到。本文引用文献 [22] 获得的 TC11 材料 SWT 参量寿命预测疲劳常数拟合结果,如表 1 所示。

表 1 TC11 SWT 参量寿命预测疲劳常数^[22]Table 1 Fatigue constants of TC11 SWT parameter^[22]

疲劳常数	σ'_f/MPa	ε'_f	b	c
数值	1 568	0.469	-0.1	-0.88

1.2 应力场强法

应力场强法常用于缺口件的疲劳寿命预测, 模型基本公式^[23-25]如式(3)所示。

$$\sigma_{fi} = \frac{1}{S} \int_{\Omega} f(\sigma_{ij}) \varphi(r) dS \quad (3)$$

式中 Ω 是疲劳影响区, S 为影响区面积, $f(\sigma_{ij})$ 为等效应力函数, $\varphi(r)$ 为权函数, σ_{fi} 为疲劳影响区内的应力场强度, 场强法以区域内 σ_{fi} 代替“危险点”分析疲劳寿命。

对于式(3)中的各个参数, 在场强法中需要考虑以下几个问题。

1) 等效应力函数 $f(\sigma_{ij})$

等效应力函数 $f(\sigma_{ij})$ 是在疲劳过程中起主要作用的应力分量的组合, SWT 参量是临界平面上最大正应力和正应变幅的乘积, 而应力与应变之间存在本构关系, 因此可以将 $f(\sigma_{ij})$ 推广为:

$$f(\sigma_{ij}) \rightarrow f_{\text{SWT}} = \sigma_{\text{nmax}} \frac{\Delta \varepsilon}{2} \quad (4)$$

同样的, 本文可以把式(3)推广为如下表达式, $f_{\text{SWT}, fi}$ 为 SWT 参量场强, 代替危险点的 SWT 参量预测寿命。

$$f_{\text{SWT}, fi} = \frac{1}{S} \int_{\Omega} f_{\text{SWT}, ij} \varphi(r) dS \quad (5)$$

2) 权函数 $\varphi(r)$

权函数 $\varphi(r)$ 表示疲劳影响区内点对峰值应力的贡献。本文引用文献 [26] 的表达式:

$$\varphi(r) = 1 - b_1 r (1 + \sin \alpha_1) \quad (6)$$

如图 1 所示, 式(5)中 r 为疲劳影响区 Ω 内一点 G 与危险点 O 的距离, α_1 为 OG 连线与曲线上危险点 O 处法线的夹角, b_1 为与损伤参量梯度有关的系数, 按照相对梯度^[26]的形式, b_1 表达式如式(6)所示。

$$b_1 = 1 - \frac{f_{\text{SWT}, G}}{f_{\text{SWT}, \text{max}}} \quad (7)$$

式中 $f_{\text{SWT}, G}$ 为 G 点的 SWT 参量值, $f_{\text{SWT}, \text{max}}$ 为疲劳影响区内 SWT 参量最大值。

3) 疲劳影响区

对于经典二维应力场强法, 疲劳损伤区一般

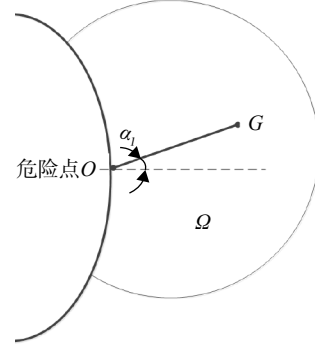


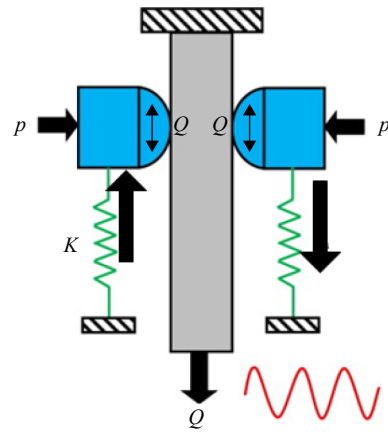
图 1 应力场强法示意图

Fig. 1 Schematic diagram of stress field intensity

可以通过试验数据拟合得到^[24], 本文将在后续小节进行着重讨论。

1.3 微动疲劳接触有限元建模方法

典型材料级微动疲劳试验原理可简化为图 2 所示。图中微动垫在法向载荷 p 作用下和试验件发生接触产生接触压力; 轴向载荷 Q 被施加在试验件上产生周期性的疲劳载荷; 切向刚度 K 主要来源于夹持微动垫和试验件夹具, 用于约束微动垫的切向位移; 在法向载荷 p 、疲劳载荷 Q 以及切向刚度 K 的共同相互作用下, 接触表面产生相对微小滑移, 其滑移量的幅值为相对滑移幅值 δ_{amp} , 接触面上相对滑移幅值分布的最大值为最大相对滑移幅值。

图 2 典型材料级微动疲劳试验原理图^[4]Fig. 2 Schematic diagram of typical fretting fatigue test at the material level^[4]

结合已有微动疲劳有限元建模方法^[4], 本文采用 ANSYS 有限元软件分析微动疲劳问题。如图 3 所示, 采用弹簧单元 COMBIN14 模拟切向刚度, 试验件和微动垫的单元类型为平面单元 PLANE183, 单元总数为 101 954; 接触区域网格局部加密, 尺寸为 $10 \mu\text{m} \times 10 \mu\text{m}$; 接触分析中, 接触

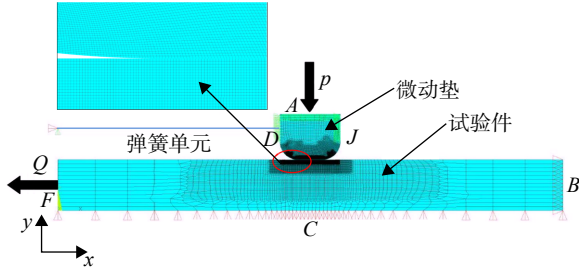


图 3 微动疲劳简化有限元模型示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the simplified fretting fatigue finite element model

对的目标单元类型为 TARGE169, 接触单元类型为 CONTA172; 有限元模型的 A 侧施加均布压力载荷 p , F 侧施加轴向载荷 Q , B 侧和 C 侧分别施加 x 方向的位移约束和 y 方向的对称约束。为防止微动垫出现刚体转动, 本文对微动垫 D 侧和 J 侧所有节点进行 x 方向自由度耦合, 对 A 侧所有节点进行 y 方向自由度耦合, 对弹簧单元所有节点进行 y 方向自由度耦合。

图 3 中微动垫与平面接触问题具有赫兹接触解析解, 如图 4 所示。

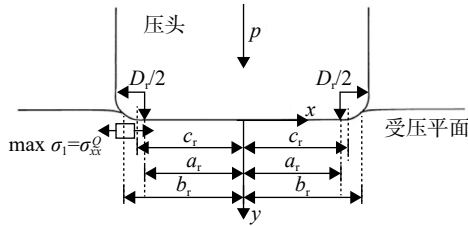
图 4 微动垫与平面接触模型^[19]Fig. 4 Fretting pad-on-flat contact model^[19]

图 4 中 a_r 为初始接触半宽度, b_r 为受压后的接触半宽度, c_r 为接触面的黏着区域大小, D_r 为圆弧倒角直径, p 为竖直施加在压头中心线上沿厚度方向的均布压力载荷。其线弹性赫兹接触解如下^[19]:

$$\frac{\pi b_r}{2p} p(\phi) = \frac{(\pi - 2\phi_0) \cos \phi + g(\phi, \phi_0)}{\pi - 2\phi_0 - \sin(2\phi_0)} \quad (8)$$

其中 $p(\phi)$ 为接触面的压力分布, ϕ 的相关定义如下:

$$\sin \phi = x/b_r; \quad \sin \phi_0 = a_r/b_r; \quad |x| \leq b_r \quad (9)$$

$$g(\phi, \phi_0) = \ln \left(\left| \frac{\sin(\phi + \phi_0)}{\sin(\phi - \phi_0)} \right| \right)^{\sin \phi} \left| \tan \frac{\phi + \phi_0}{2} \tan \frac{\phi - \phi_0}{2} \right|^{\sin \phi_0} \quad (10)$$

线载荷与接触半宽度满足:

$$\frac{pD_r}{a_r^2 E^*} = \frac{\pi - 2\phi_0}{2\sin^2 \phi_0} - \cot \phi_0 \quad (11)$$

其中 E^* 定义为

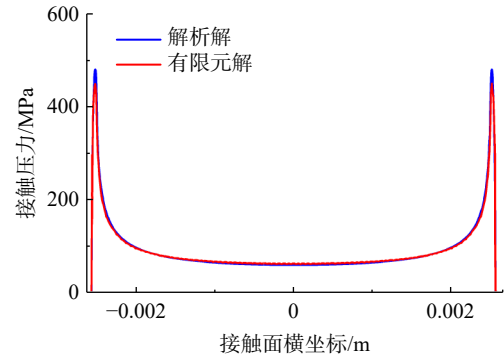
$$E^* = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (12)$$

式中 E_1 、 E_2 分别为压头和受压平面的弹性模量, ν_1 、 ν_2 分别为压头和受压平面的泊松比。验证工况如表 2 所示, 验证 2 个工况下的接触压力分布, 有限元解和解析解的对比如图 5 所示, 有限元和赫兹接触解接触压力分布基本一致, 且最大接触压力误差在 6.5% 以内。

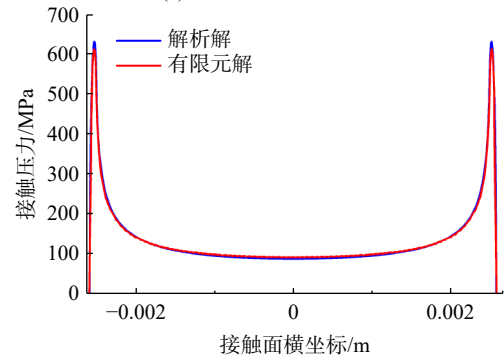
表 2 有限元接触算法验证载荷表

Table 2 Load table for verification of finite element contact algorithm

工况	1	2
压力载荷/MPa	40	60



(a) 工况1: 压力载荷为40 MPa



(b) 工况2: 压力载荷为60 MPa

图 5 赫兹接触解和有限元解对比

Fig. 5 Comparison between Hertzian contact solutions and finite element solutions

1.4 疲劳影响区确定方法

为确定疲劳影响区, 从文献 [22, 26] 中选取微动疲劳试验数据用于拟合, 并对其相对滑移幅值进行分析。所选文献微动疲劳试验原理均与图 2

一致, 可采用图 3 的有限元模型分析不同工况下的相对滑移幅值 δ_{amp} , 相对滑移幅值计算表达式如下:

$$\delta_{\text{amp}}^i = |\delta_{\text{slidmax}}^i - \delta_{\text{slidmin}}^i|/2 \quad (13)$$

式中 $\delta_{\text{slidmax}}^i$ 、 $\delta_{\text{slidmin}}^i$ 分别为接触面上一点 i 处最大与最小轴向载荷下的滑移距离(sliding distance)。

经过整理和分析, 引用文献的微动疲劳寿命及危险点处相对滑移幅值大小如表 3 所示, 工况 A3 接触面相对滑移幅值分布如图 6 所示。

表 3 引用文献的微动疲劳寿命试验及分析结果^[22, 26]

Table 3 Fretting fatigue life testing and analysis results from the literature^[22, 26]

工况	应力/MPa		平均寿命/ 循环数	危险点相对 滑移幅值/ μm
	法向	轴向		
A1	65.45	200	172 997	1.5
A2	65.45	300	26 002	6
A3	65.45	400	25 065	28
A4	98.17	400	15 322	7.5
A5	130.90	200	109 307	0.2
A6	130.90	300	24 989	6
A7	130.9	400	12 856	3
A8	229.07	300	26 410	0.2
A9	229.07	400	8 375	0.4
B1	65.45	400	88 863	59

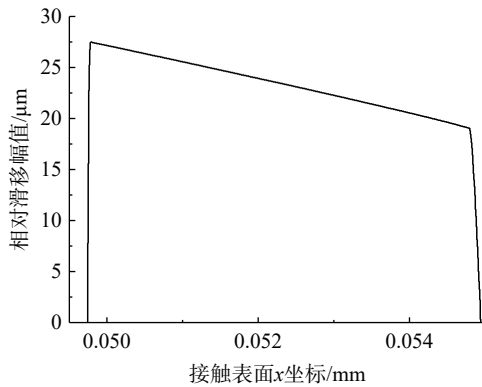


图 6 工况 A3 滑移幅值随接触面 x 坐标分布情况

Fig. 6 Distribution of slip amplitude along the contact interface (x -coordinate) for case A3

表 3 中所有工况经有限元分析后, 将节点的应力应变计算结果以矩阵的形式导入 Matlab 软件中, 并根据式(1)计算节点的 SWT 参量的具体值, 计算区域如图 7 所示, 其尺寸为 $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$, 该区域包含了试验件的接触边缘。

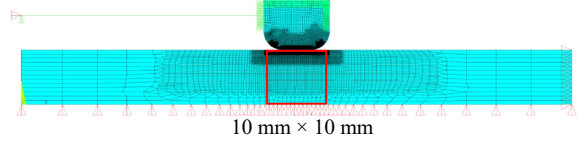


图 7 SWT 参量计算所选区域示意图

Fig. 7 Schematic of the selected region for SWT parameter calculation

以工况 A6 为例, 所选区域节点 SWT 值随平面坐标的三维分布如图 8 所示, 表 2 中工况的 SWT 参量最大值如表 4 所示。

如图 9 所示, 本文假设疲劳影响区域为矩形,

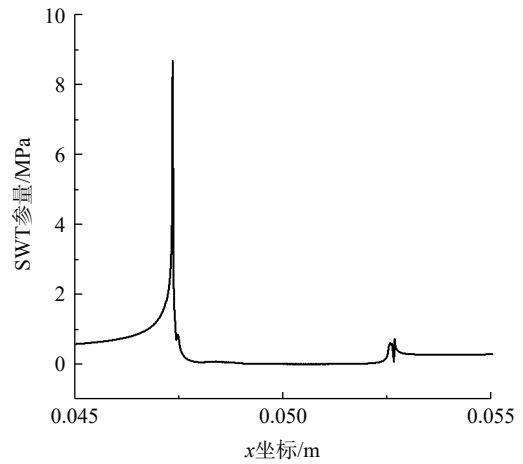


图 8 工况 A6 SWT 参量随接触面 x 坐标分布情况

Fig. 8 Distribution of SWT parameters along the contact interface (x -coordinate) for case A6

表 4 试验工况 $f_{\text{SWT,max}}$ 计算结果

Table 4 $f_{\text{SWT,max}}$ calculation results for the test conditions

MPa			
工况	$f_{\text{SWT,max}}$	工况	$f_{\text{SWT,max}}$
A1	2.81	A6	8.67
A2	3.05	A7	10.83
A3	4.04	A8	9.18
A4	5.43	A9	14.23
A5	3.72	B1	4.01

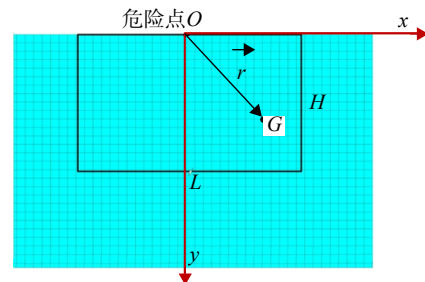


图 9 疲劳影响区域选择示意图

Fig. 9 Schematic diagram of the fatigue-affected region

该矩形区域的长为 L , 宽为 H , 且 $L=2H$, 因此疲劳影响区的范围和大小可用参数 H 表征, 危险点 O 为计算区域 SWT 参量最大值点, G 为疲劳影响区域内的任意一点, 其与点 O 之间的距离为 r 。

利用式(2)、式(5)拟合出各个工况下最佳寿命预测结果的 H 参量值, 如表 5 所示。

表 5 各工况下最佳预测寿命结果的 H 参量值
Table 5 The best results of H parameter for all cases

工况	$H/\mu\text{m}$	工况	$H/\mu\text{m}$
A1	15	A6	60
A2	8	A7	75
A3	25	A8	60
A4	40	A9	120
A5	30	B1	40

对于微动疲劳, 考虑到相对滑移对微动寿命的影响, 本文假设疲劳影响区域尺寸 H 和危险点的 $f_{\text{SWT,max}}$ 、危险点平均 SWT 参量梯度 $\partial f_{\text{SWT}}/\partial r$ 以及相对滑移幅值 $\Delta\sigma_{\text{max}}$ 有关, 表达式如下:

$$H = a_1 \left(\partial f_{\text{SWT}} / \partial r \right)^{a_2} \cdot (f_{\text{SWT,max}})^{a_3} + f(\delta_{\text{max}}) \quad (14)$$

其中 $f(\delta_{\text{max}})$ 表达式如下:

$$f(\delta_{\text{max}}) = b_1 + k_1 (\Delta\delta_{\text{max}} - k_2)^2 - k_1 k_2^2 \quad (15)$$

$\partial f_{\text{SWT}}/\partial r$ 为危险点在图 10 中接触表面平行于接触面的 $\pm x$ 方向以及垂直于接触面的 y 方向 SWT 参量梯度的平均值。

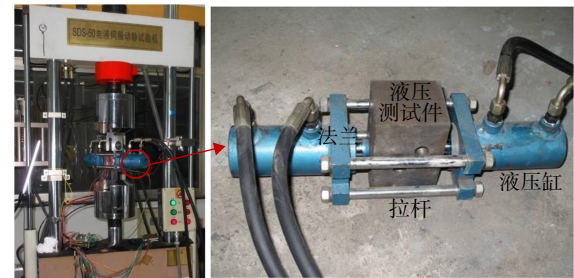


图 10 微动疲劳试验加载装置
Fig. 10 Loading device of fretting fatigue test

结合式(14)和表 5, 通过非线性回归分析方法进行参数拟合, 拟合参数如表 6 所示。

表 6 式(14)拟合参数结果
Table 6 Fitting results of equation (14)

参数	数值	参数	数值
a_1	703 500	k_1	0.035 7
a_2	-0.585	k_2	28
a_3	1.39	b_1	-29.093

2 微动疲劳试验研究

2.1 微动疲劳试验方案

为进一步探究相对滑移幅值对微动疲劳寿命的影响, 验证寿命预测模型, 设计可调切向刚度夹持装置进行微动疲劳试验。

微动试验装置如图 10 所示, 试验件的轴向载荷由 SDS-50 型电液伺服动静万能试验机提供, 该试验机最大轴向载荷可达 50 kN; 作动筒最大位移为 50 mm; 试验载荷加载频率为 0.01~50 Hz。微动垫法向载荷施加装置采用横向液压加载装置, 这种加载方式加载压力精确, 且在长时间工作后压力数值稳定。

设计的可调切向刚度的夹具如图 11 所示, 夹具材料选用 40Cr 合金钢; 连接肋板, Y 型夹具以及试验件由长螺栓 A 连接; 连接肋板以及夹具底座由螺栓 B 穿过夹具底座上方凸台圆孔以及连接肋板下端的圆孔连接; 微动垫通过微动块装在夹具底座的凹槽之中; 夹具上开有观察视窗以方便观察裂纹萌生情况。

如图 12 所示, 夹具切向刚度的改变通过改变连接肋板宽度尺寸 L_1 的长度实现。

微动疲劳试验件和微动垫尺寸如图 13 所示,

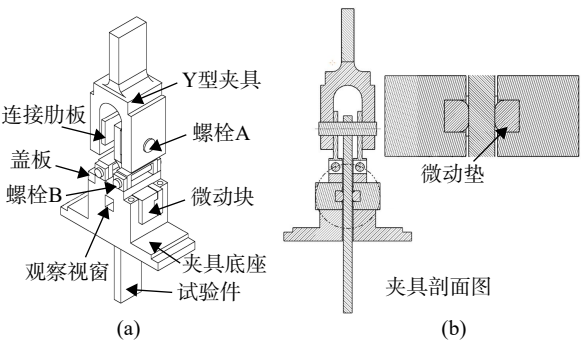


图 11 可调刚度夹具结构示意图
Fig. 11 Schematic diagram of a tunable tangential stiffness clamping device

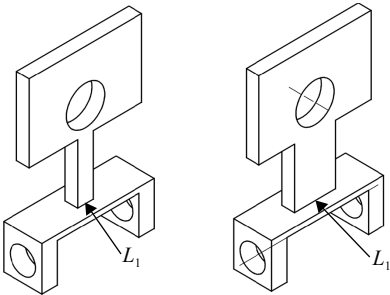


图 12 连接肋板示意图
Fig. 12 Schematic diagram of connecting rib

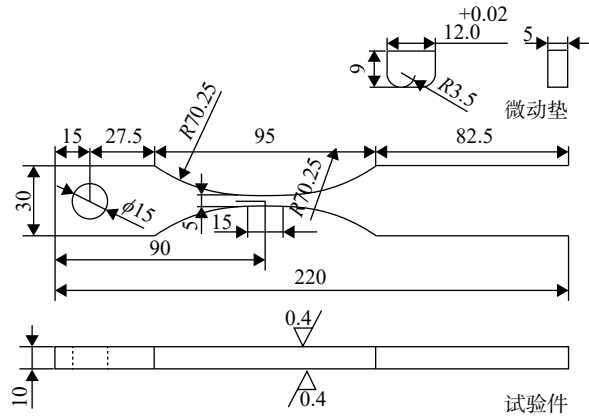


图 13 试验件微动垫尺寸图(单位: mm)

Fig. 13 Dimension of fretting fatigue main specimen and pad (unit: mm)

微动垫尺寸和装置 A、B 相同, 试验件和微动垫材料均为 TC11。

在观察视窗附近安装摄像头拍摄试验件接触区域裂纹萌生情况, 当接触区域出现可见裂纹时, 试验停止。

开展 3 种工况下的微动疲劳试验如表 7 所示, TC_3 工况通过在疲劳载荷施加前拆卸连接肋板实现, 失去连接肋板后夹具的切向刚度为 0, 接触面相对滑移幅值基本为 0, 接触表面几乎不发生相对滑动。

表 7 钛合金 TC11 微动疲劳试验件分配

Table 7 The series of TC11 titanium alloy fretting fatigue specimen

工况	应力/MPa		轴向 载荷比	相对滑移 幅值/ μm	试验件 件数
	法向	轴向			
TC_1	65.45	400	0.1	11	3
TC_2	65.45	400	0.5	10	3
TC_3	65.45	400	0.1	0	3

2.2 试验结果及分析

根据上述试验方案进行微动疲劳试验, TC11 材料常幅载荷下微动疲劳寿命试验结果如表 8 所示。

试验装置原理和图 2 一致, 经有限元分析后, 各试验工况的最大相对滑移幅值结果如表 9 所示, 工况 TC_1 的峰值和谷值载荷下相对滑移距离有限元云图如图 14 所示。接触表面相对滑移幅值如图 15 所示。

结合表 2 数据, 在轴向载荷为 400 MPa、法向载荷为 65.45 MPa 下相对滑移幅值与微动疲劳寿命的变化曲线如图 16 所示, 随着相对滑移幅值的增加, 微动疲劳寿命先减小后增加。与相对滑移

表 8 微动疲劳寿命试验结果

Table 8 Testing results of fretting fatigue lives

工况	试验寿命/ 循环数	试验平均寿命/ 循环数
TC_1	47 300	51 373
	54 803	
	52 018	
TC_2	422 000	332 981
	252 613	
	324 332	
TC_3	82 205	83 617
	93 843	
	74 804	

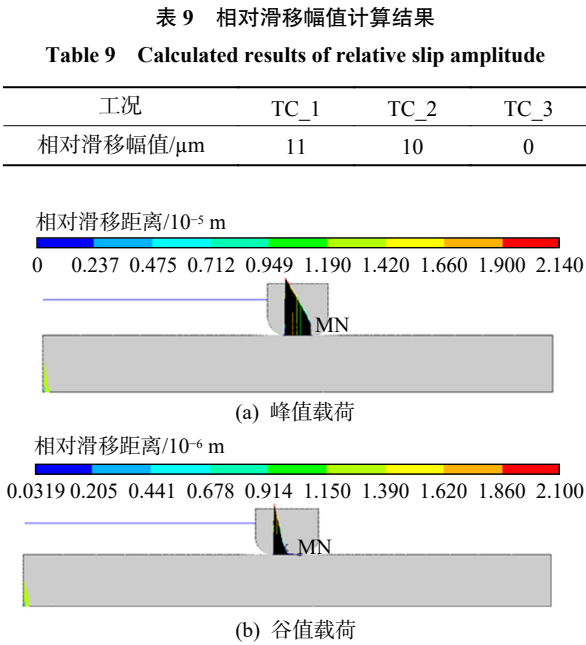


图 14 峰值谷值下相对滑移距离分布

Fig. 14 Distribution of relative slip distance under peak-valley conditions

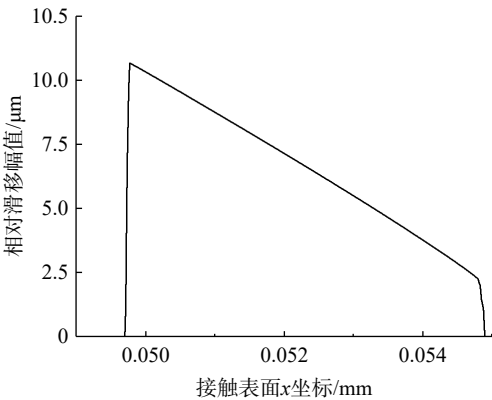


图 15 接触表面相对滑移幅值随 x 坐标分布

Fig. 15 Distribution of relative slip amplitude on the contact surface along the x-coordinate

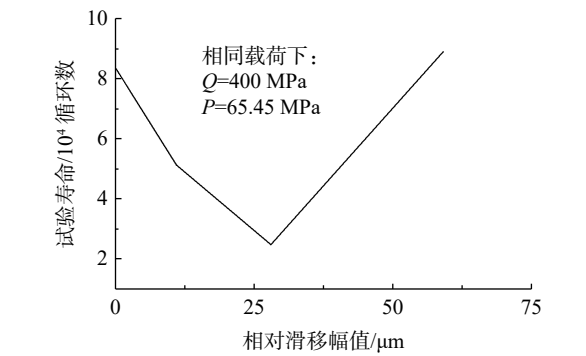


图 16 微动疲劳试验寿命随相对滑移幅值变化
Fig. 16 Variation of fretting fatigue life with relative slip amplitude

幅值为 0 的工况相比, 相对滑移幅值的增加对微动疲劳寿命的降低可达 3 倍以上, 表明了微动疲劳寿命预测中磨损对疲劳寿命的重要影响。

造成该现象的原因可以用微动图理论去解释, 根据微动图理论, 周仲荣等^[27-28]认为, 微动疲劳裂纹萌生与接触区域的微动白层有关, 裂纹的萌生和早期扩展与接触表面磨损之间存在竞争关系, 当相对滑移幅值增大到一定程度, 表面磨损速率较大时, 微裂纹会因为磨损的关系被磨掉, 从而导致疲劳寿命的增加, 本文试验结果和 Vingsbo 等^[12]、Jin 等^[13-14]研究的试验结果规律相似。

3 微动疲劳寿命预测及验证

3.1 材料级微动疲劳寿命预测及验证分析

基于以上分析流程, 对表 2、表 3 工况的微动疲劳寿命进行预测, 其预测结果如表 10 和图 17 所示, 和试验结果相比所预测的寿命均在 2 倍分

表 10 微动疲劳寿命预测表

Table 10 Predicted fretting fatigue lives

工况	$f_{\text{SWT},0}/\text{MPa}$	预测寿命/ 循环数	平均寿命/ 循环数
A1	1.730	117 846	172 997
A2	2.049	51 102	26 002
A3	2.457	21 070	25 065
A4	2.549	17 647	15 322
A5	1.757	109 143	109 307
A6	2.574	17 713	24 989
A7	2.460	20 946	12 856
A8	2.279	30 355	26 410
A9	3.144	6 544	8 375
B1	1.671	139 969	88 863
TC_1	2.031	53 497	51 373
TC_2	1.437	303 561	332 981
TC_3	1.671	140 385	83 617

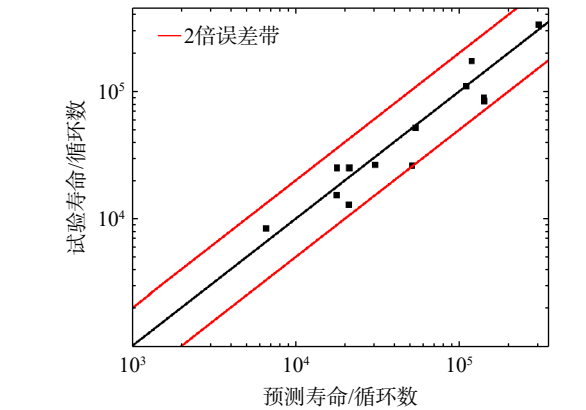


图 17 微动疲劳预测寿命与试验寿命对比图
Fig. 17 Comparison of the predicted life with the testing observed lives

散带以内。图 13 为 A3、B1、TC_1 以及 TC_3 工况下, 微动疲劳预测寿命和试验寿命随相对滑移幅值变化曲线图。如图 18 所示, 在轴向和法向载荷一定的情况下, 随着相对滑移幅值的增加微动疲劳预测寿命先减少后增加, 与试验结果一致, 本文所提出的寿命预测方法可有效考虑相对滑移幅值对微动疲劳寿命的影响。

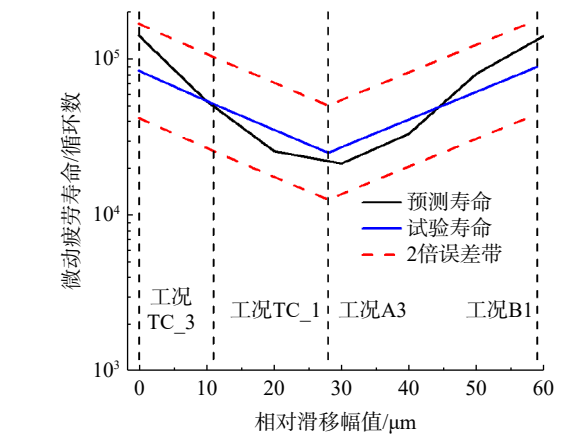


图 18 微动疲劳预测寿命和试验寿命随相对滑移幅值变化曲线图
Fig. 18 Variation of the predicted and testing fretting fatigue life with relative slip amplitude

3.2 燕尾榫结构模拟件微动疲劳寿命预测及验证

为进一步验证本寿命预测方法有效性, 选取文献^[29]中 TC11 燕尾榫结构模拟件的微动疲劳试验数据对本文预测方法进行进一步的验证。该燕尾榫结构模型如图 19 所示, 微动疲劳试验寿命结果如表 11 所示。

本文有限元建模方法和文献^[29]保持一致, 如图 20 所示, 榫槽上接触区域为目标面采用

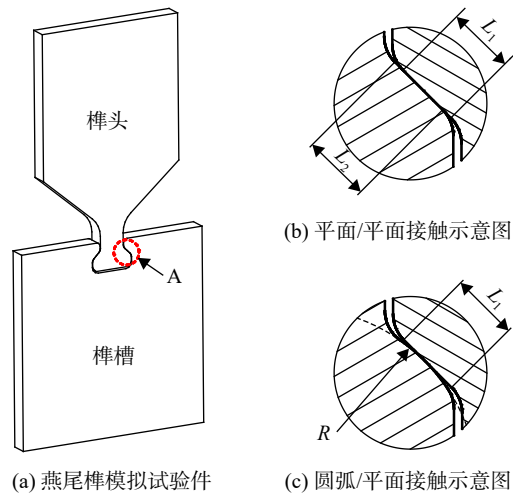


图 19 榫连接结构试验装置简图^[29]
Fig. 19 Schematic diagram of the dovetail joints^[29]

表 11 燕尾榫模拟件微动疲劳寿命试验结果^[29]

Table 11 Testing fretting fatigue lives of dovetail joints structure^[29]

工况	轴向 载荷/kN	相对滑移 幅值/ μm	圆弧 半径/mm	试验寿命/ 循环数
Dove_1	11	14	平面	91 903
Dove_2	13	16	平面	45 285
Dove_3	17	20	平面	20 081
Dove_4	11	14	30	200 439
Dove_5	13	16	30	74 819
Dove_6	17	22	30	24 654
Dove_7	11	14	50	172 621
Dove_8	13	16	50	65 544
Dove_9	17	20	50	26 610
Dove_10	11	13	100	129 756
Dove_11	13	15	100	45 030
Dove_12	17	20	100	19 906

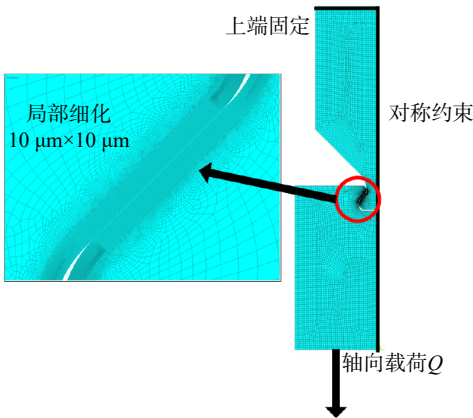


图 20 燕尾榫连接结构有限元模型
Fig. 20 Finite element model of dovetail joints

CONTA172 单元划分, 榫头上接触区域为接触面采用 TARGE169 单元划分; 接触区域网格局部细化, 细化深度为 1 mm, 细化单元尺寸为 $10\text{ }\mu\text{m}\times 10\text{ }\mu\text{m}$, 共划分 68 900 个单元, 201 342 个节点。榫头顶端面固定, 对称面处施加对称约束, 将集中力 Q 转化为均布拉力, 垂直施加于榫槽下端面。

根据式(2)、式(5)以及式(14)预测微动疲劳寿命, 预测结果如图 21 和表 12 所示, 该寿命预测方法所预测的微动疲劳寿命和试验结果相比, 10 个工况下的预测误差在 2 倍误差分散带以内, 2 个工况下的预测误差在 3 倍误差分散带以内。

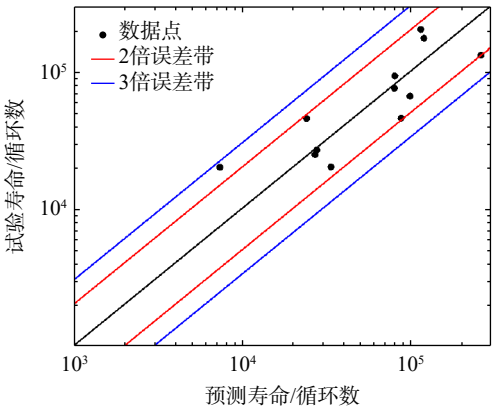


图 21 燕尾榫结构微动疲劳预测寿命与试验寿命对比
Fig. 21 Comparison of the dovetail joint structure's fretting fatigue lives between prediction and test

表 12 榫连接模拟试验件寿命预测结果

Table 12 Fretting fatigue predicted lives of dovetail joint structure

工况	$H/\mu\text{m}$	$f_{\text{SWT},f}/\text{MPa}$	预测寿命/ 循环数	试验寿命/ 循环数
Dove_1	45	1.870	80 376	91 903
Dove_2	87	1.837	87 560	45 285
Dove_3	172	2.23	33 670	20 081
Dove_4	35	1.741	114 528	200 439
Dove_5	58	1.871	79 973	74 819
Dove_6	94	2.332	27 135	24 654
Dove_7	17	1.725	119 720	172 621
Dove_8	46	1.792	98 975	65 544
Dove_9	90	2.320	27 769	26 610
Dove_10	16	1.475	260 179	129 756
Dove_11	13	2.385	24 137	45 030
Dove_12	62	3.060	7 406	19 906

4 结 论

本文基于应力场强法的思想, 以疲劳损伤区

域内的 $f_{\text{SWT},\text{fi}}$ 代替危险点的 $f_{\text{SWT},\text{max}}$ 预测微动疲劳寿命,通过设计可调切向刚度的夹持装置开展考虑相对滑移幅值影响的微动疲劳试验,基于试验结果在寿命预测模型中引入了相对滑移幅值的影响,形成了考虑应力梯度以及相对滑移幅值影响的微动疲劳寿命预测方法,得到以下主要结论。

1) 考虑到相对滑移幅值对微动疲劳寿命的影响,设计了可调连接刚度的试验夹具,可以实现相同载荷下不同相对滑移幅值的微动疲劳试验,该夹具具有拆装方便,试验容错率高,制造成本低,横向液压加载稳定等优点。进行了 3 个工况常幅载荷的微动疲劳寿命试验,获得了相应的微动疲劳寿命,对比现有的 TC11 微动疲劳试验数据发现:在轴向载荷为 400 MPa、法向载荷为 65.45 MPa 力载荷下,随着相对滑移幅值的增加,微动疲劳寿命先减小后增加;与相对滑移幅值为 0 的工况相比,相对滑移幅值的增加对微动疲劳寿命的降低可达 3 倍以上,表明在微动疲劳寿命预测中相对滑移幅值具有重要影响。

2) 基于临界平面法以及应力场强法的思想,建立了考虑应力梯度的微动疲劳寿命预测模型,为确定疲劳影响区域尺寸,结合文献已有单卡头式微动疲劳试验结果,获得了疲劳影响区域尺寸与应力梯度以及相对滑移幅值的关系,形成了考虑应力梯度以及相对滑移幅值影响的微动疲劳寿命预测方法;采用该寿命预测方法对本文所做试验进行寿命预测,与试验平均寿命结果相比寿命预测误差在 2 倍分散带以内;在轴向和法向载荷一定的情况下,随着相对滑移幅值的增加微动疲劳预测寿命先减少后增加,与试验结果一致,本文所提出的寿命预测方法可有效考虑相对滑移幅值对微动疲劳寿命的影响。

3) 为验证本文寿命预测方法有效性,结合文献现有燕尾榫结构模拟件的微动疲劳寿命结果,对燕尾榫槽模拟件的微动疲劳平均寿命进行预测,与试验结果相比,10 个工况下的预测误差在 2 倍分散带以内,2 个工况下的预测误差在 3 倍分散带以内。本文形成的寿命预测方法可高效预测常幅载荷下 TC11 钛合金微动疲劳寿命,且适用于不同微动疲劳结构件的试验寿命预测。

参考文献:

[1] 朱旻昊,蔡振兵,周仲荣.微动磨损理论[M].北京:科学出版社,2021.
ZHU Minhao, CAI Zhenbing, ZHOU Zhongrong. Fretting wear

theory[M]. Beijing: Science Press, 2021. (in Chinese)

- [2] 何明鉴.机械构件的微动疲劳[M].北京:国防工业出版社,1994.
HE Mingjian. Fretting fatigue of mechanical components[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1994. (in Chinese)
- [3] DE PAUW J, DE BAETS P, DE WAELE W, et al. Design of a fretting fatigue test rig with compliant springs[J]. *International Journal Sustainable Construction & Design*, 2014, 4(2): 2-11.
- [4] 文长龙.激光冲击强化对微动疲劳寿命的影响研究[D].南京:南京航空航天大学,2017.
WEN Changlong. Research on laser shock peening on fretting fatigue life[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017. (in Chinese)
- [5] 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. The method of attached stress for determining fretting fatigue life[J]. *Aeroengine*, 2003, 29(3): 27-29. (in Chinese)
- [6] 古远兴,温卫东,崔海涛.燕尾榫连接结构低周微动疲劳寿命预测[J].*应用科学学报*, 2007, 25(5): 531-534.
GU Yuanxing, WEN Weidong, CUI Haitao. Prediction of fretting fatigue life of dovetail joint under LCF[J]. *Journal of Applied Sciences*, 2007, 25(5): 531-534. (in Chinese)
- [7] 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.
- [8] FARRIS T N, MURTHY H. Fundamentals of fretting applied to anisotropic materials[R]. AFRL-ML-WP-2006-2081, 2006.
- [9] 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)
- [10] 霍永忠,尹东,赵杰江,等.微动磨损与微动疲劳寿命的计算与分析方法[J].*力学季刊*, 2015, 36(2): 165-178.
HUO Yongzhong, YIN Dong, ZHAO Jiejiang, et al. Calculation and analysis method of fretting wear and fretting fatigue life[J]. *Chinese Quarterly of Mechanics*, 2015, 36(2): 165-178. (in Chinese)
- [11] ARAÚJO J A, NOWELL D, VIVACQUA R C. The use of multi-axial fatigue models to predict fretting fatigue life of components subjected to different contact stress fields[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2004, 27(10): 967-978.
- [12] VINGSBO O, SÖDERBERG S. On fretting maps[J]. *Wear*, 1988, 126(2): 131-147.
- [13] JIN O, MALL S. Effects of independent pad displacement on fretting fatigue behavior of Ti-6Al-4V[J]. *Wear*, 2002, 253(5/6): 585-596.
- [14] JIN O, MALL S. Effects of slip on fretting behavior: experiments and analyses[J]. *Wear*, 2004, 256(7/8): 671-684.
- [15] SHEN Fei, HU Weiping, MENG Qingchun. 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.
- [16] NOWELL D, DINI D, HILLS D A. Recent developments in the understanding of fretting fatigue[J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 2006, 73(2): 207-222.

- [17] NABOULSI S, MALL S. Fretting fatigue crack initiation behavior using process volume approach and finite element analysis[J]. *Tribology International*, 2003, 36(2): 121-131.
- [18] ARAÚJO J A, SUSMEL L, TAYLOR D, et al. On the use of the Theory of Critical Distances and the Modified Wöhler Curve Method to estimate fretting fatigue strength of cylindrical contacts [J]. *International Journal of Fatigue*, 2007, 29(1): 95-107.
- [19] NOWELL D, DINI D. Stress gradient effects in fretting fatigue[J]. *Tribology International*, 2003, 36(2): 71-78.
- [20] QYLAFKU G, AZARI Z, KADI N, 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.
- [21] 罗凯琳. 考虑微动损伤影响的圆弧端齿优化设计方法研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2017.
- LUO Kailin. Research on curvic couplings structure optimization considering the effects of fretting fatigue[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017. (in Chinese)
- [22] 石炜. 航空发动机榫连接结构微动疲劳寿命研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
- SHI Wei. Research on fretting fatigue life of dovetail joint in aero-engine[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)
- [23] ADIB H, PLUVINAGE G. Theoretical and numerical aspects of the volumetric approach for fatigue life prediction in notched components[J]. *International Journal of Fatigue*, 2003, 25(1): 67-76.
- [24] 郭海丁, 武奇. 基于场强法的平板法兰角焊缝接头的疲劳寿命估算方法[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(6): 1082-1086.
- GUO Haiding, WU Qi. Way to evaluate fatigue life of fillet weld of plate with flange based on stress field intensity[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(6): 1082-1086. (in Chinese)
- [25] 李玉春, 姚卫星, 温卫东. 应力场强法在多轴疲劳寿命估算中的应用[J]. *机械强度*, 2002, 24(2): 258-261.
- LI Yuchun, YAO Weixing, WEN Weidong. Application of stress field intensity for the prediction of multiaxial fatigue[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2002, 24(2): 258-261. (in Chinese)
- [26] 董磊. 摩擦状态对连接结构微动疲劳寿命的影响研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2016.
- DONG Lei. Research on effect of friction state on fretting fatigue life of connecting structure[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2016. (in Chinese)
- [27] HOUSEWATER R B. 微动磨损与微动疲劳 [M]. 周仲荣, 金雪岩, 朱旻昊, 等, 译. 成都: 西南交通大学出版社, 1999.
- HOUSE Water. Fretting wear and fretting fatigue[M]. Translated by ZHOU Zhongrong, JIN Xueyan, ZHU Minhao, et al. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 1999. (in Chinese)
- [28] 周仲荣, 朱旻昊. 复合微动磨损 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2004.
- ZHOU Zhongrong, ZHU Minhao. Composite fretting wear[M]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 2004. (in Chinese)
- [29] 李奇璇. 圆弧榫连接结构微动疲劳寿命预测模型研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2015.
- LI Qixuan. Research on fretting fatigue life prediction of dovetailed joint with arc contact surface[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2015. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)