

榫连接结构微动疲劳寿命研究

石 炜, 温卫东, 崔海涛

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 根据航空发动机叶片和轮盘的榫连接结构接触区域的几何特性, 对其微动疲劳接触问题进行了简化. 通过有限元方法对简化模型进行数值计算分析, 获取相应的应力、应变和位移. 将临界平面法和微动损伤机理相结合, 提出了一个微动损伤参量, 并建立相应的微动疲劳寿命预测模型. 将 TC11 试验件和榫连接构件的微动疲劳试验寿命与预测寿命进行比较分析. 结果表明: 所建立的微动疲劳寿命模型其预测结果误差分散带均在 2 倍因子以内.

关 键 词: 榫连接; 微动疲劳; 寿命预测; 微动损伤; 临界平面

中图分类号: V233

文献标志码: A

Research on fretting fatigue life of dovetail joints

SHI Wei, WEN Wei-dong, CUI Hai-tao

(College of Energy and Power Engineering,

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

Abstract: The fretting fatigue contact problem of dovetail joints between blade and disk in aero-engine was simplified due to geometric characteristic of the contact area. The stress, strain and displacement between these two contact bodies were obtained through the finite element method for numerical simulation of the simplified model. A fretting damage parameter was introduced and the research on the fretting fatigue life prediction model was carried out, based on the critical plane theory and fretting damage mechanism. The results confirm the validity of the life prediction model by comparing the estimated fretting fatigue life with the experimental life of TC11 and dovetail joints. And the errors are within 2 times of dispersion band.

Key words: dovetail joint; fretting fatigue; life prediction; fretting damage; critical plane

航空发动机叶片与轮盘的榫连接结构处存在着严重的微动损伤作用^[1], 对发动机的寿命有着十分重要的影响. 微动疲劳导致榫连接结构接触部位裂纹的萌生和扩展, 并且大大降低部件的疲劳寿命, 甚至造成灾难性事故. 榫连接结构的微动疲劳数值模拟^[2]以及结构优化设计^[3]是目前研究的热点问题, 其最终目的都是为了提高结构的微动疲劳寿命. 不准确的寿命计算将导致结构设计失败, 不能充分发挥材料潜力或者不能达到要求的使用寿命. 因此, 对榫连接结构的预期使用寿命

进行准确计算至关重要.

微动疲劳寿命研究方法主要有名义应力法、局部应力应变法、断裂力学方法以及基于临界平面^[4-6]的寿命预测方法等. 将临界平面法中的损伤参量用以描述微动损伤, 是研究者们关注的重要问题^[7-9], 典型的临界平面损伤参量有: SSR(最大剪应力差), SOC(Socie 参量), MSSR(修正的 SSR 参量), FIN(Findley 参量), FSK(Fatemi-Socie-Kurath 参量), SWT(Smith-Watson-Topper 参量), CCB(Chu-Conle-Bonnen 参量)和 McD

(McDiarmid 参量)等^[10]. 将临界平面损伤参量与微动疲劳寿命进行关联, 建立微动疲劳寿命预测模型. 但这些寿命预测模型通常需要具体构件的微动疲劳试验数据来进行参数拟合, 而且针对不同形式的构件需要不同的试验数据, 试验成本较高. 另外, 这些模型考虑到的微动疲劳影响因素较少, 因此不能直接应用, 需要进一步修正和改进.

本文以榫连接结构的简化模型为研究对象, 结合临界平面法提出了一个适合于榫连接结构的微动综合损伤参量, 并且建立了相关的寿命预测模型, 最后对钛合金试验件以及榫连接结构的微动疲劳寿命预测结果进行了验证.

1 榫连接结构的简化模型

Suresh^[11]认为榫连接结构的宏观接触可以近似为二维线接触, 而且叶片与轮盘接触表面之间粗糙的凹凸压痕在微观尺度上可以用圆柱或者圆球压在平面上的 Hertz 接触形式进行模拟. 虽然通过传统的 Hertz 理论可以计算接触区域的应力、应变, 并且各种参数在试验中也易于测量, 但是与实际构件接触的几何状况存在较大差异, 不利于微动疲劳寿命研究的深入. 针对榫连接结构接触部位的几何特性, 参照文献^[12]对榫头和榫槽的接触问题进行等效简化, 如图 1 所示.

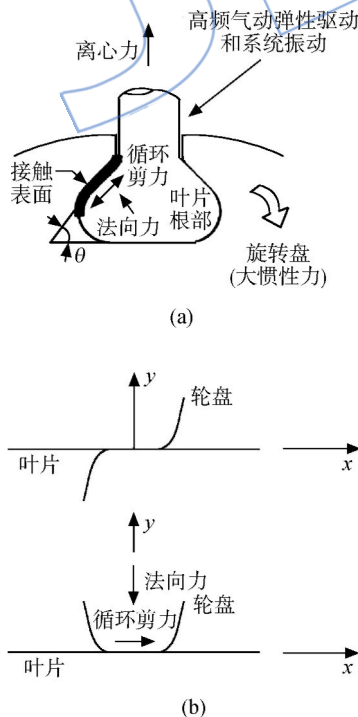


图 1 榫连接结构及其模型简化

Fig. 1 Dovetail joints structure and simplified model

由榫连接结构的模型简化图可以看出, 叶片和轮盘的榫连接部位的接触情形可以简化为在外载荷作用下一个两端带圆弧的光滑平压头压向平面的问题. Ciavarella 等^[13-14]给出了无摩擦条件以及平面应变状态下两端带圆弧的光滑平压头在法向线性分布力作用下压紧平面的接触应力的计算, 如图 2 所示.

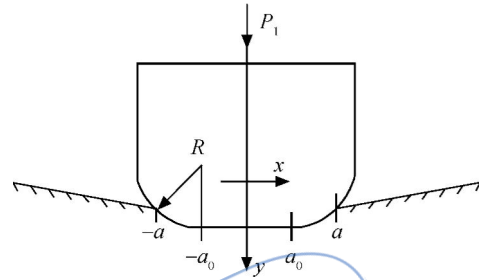


图 2 两端带圆弧光滑平压头接触

Fig. 2 Flat punch with rounded corners contact

图 2 中 a_0 为初始接触半宽度(m); a 为实际接触半宽度(m); R 为圆弧半径(m); P_1 为线性分布载荷, 施加在光滑平压头表面中心线上并且沿厚度方向均匀分布(N/m). 由于初始接触半宽度 a_0 已知, 可以根据以下方程求解实际接触半宽度 a :

$$\frac{2 P_1 R}{E^* a^2} = \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{a_0}{a}\right) - \frac{a_0}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{a_0}{a}\right)^2} \quad (1)$$

式中 E^* 为复合弹性模量, 定义为

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

式中 ν 为泊松比.

得到实际接触半宽度 a 后, 接触应力 $P(x)$ 的计算公式为

$$\frac{\pi^2 a}{2 P_1} P(x) = \left[2 \arcsin\left(\frac{a_0}{a}\right) - \pi \right] \frac{\sqrt{a^2 - x^2}}{a} - \ln \left[\frac{x \sqrt{a^2 - a_0^2} + a_0 \sqrt{a^2 - x^2}}{x \sqrt{a^2 - a_0^2} - a_0 \sqrt{a^2 - x^2}} \right]^{\frac{x}{a}} \cdot \left[\frac{\sqrt{a^2 - x^2} - \sqrt{a^2 - a_0^2}}{\sqrt{a^2 - x^2} + \sqrt{a^2 - a_0^2}} \right]^{\frac{a_0}{a}} \quad (3)$$

有限元法是处理接触问题的主要数值方法, 在建立有限元模型时不仅需要对接触边缘附近的网格进行细致地划分, 而且也不应忽略其他方面的影响, 如几何特性、材料特性、载荷特性和表面状况等. 利用式(1)和式(3)得到的理论值与有限元方法获得的计算值进行比较分析, 可以验证所建立的接触分析方法是否正确, 为后续的微动疲劳

寿命预测方法研究提供可靠的数值分析基础。

2 微动疲劳寿命预测模型

微动促进了疲劳裂纹的萌生和早期扩展,并且导致材料疲劳耐久极限降低。另外,接触压力、滑移幅值、接触几何尺寸和摩擦因数等是微动疲劳寿命最为重要的影响因素,而应力集中以及摩擦特性引起材料的热相变等是微动疲劳寿命减少的主要原因。

微动疲劳寿命的预测涉及到众多的影响因素,其中还包含一些偶然因素,迄今为止鲜有统一的表述和说明能对问题的物理现象进行全面的解释。因此,难以对微动疲劳进行定量化研究。

微动疲劳寿命预测主要解决两个问题:首先,确定描述微动疲劳过程的损伤参量;其次,建立微动疲劳损伤参量和微动疲劳寿命之间的函数关系。损伤参量及其与微动疲劳寿命之间关系的确定,即为微动疲劳寿命预测模型的建立。

综合来看,微动损伤是结构在输入参量影响下的系统响应,即微动损伤与材料性能、疲劳载荷、法向载荷、表面状况、应力比以及材料几何尺寸等因素有关,这种关系表示为

$$D = f(F, P, R_f, \beta, \dots) \quad (4)$$

式中 D 表示微动损伤, F 表示疲劳载荷, P 表示法向载荷, R_f 表示疲劳载荷的应力比, β 为表面状况对微动疲劳的影响系数。

由于法向力、微动摩擦力以及远场循环应力的作用使得接触区域处于一种复杂的多轴应力状态,这给微动疲劳寿命的研究带来了困难。多轴疲劳的研究内容是使用简单的破坏准则预测复杂加载条件下的疲劳寿命,其中临界平面法是被各国研究者普遍认同和采用的多轴疲劳研究方法。Mcveigh 等^[15]通过试验研究,认为接触区域表面法向正应力是微动疲劳裂纹萌生的重要影响因素。Doner 等^[16]定义了一个新的等效应力来描述多轴疲劳问题中的应力集中, Farris 等^[10]将其用于各向异性材料的微动疲劳研究。Smith, Watson 和 Toppe^[17]针对材料失效的裂纹扩展平面的研究,提出裂纹早期的扩展平面沿着最大法向应力和应变幅值乘积最大值的方向,该损伤模型既考虑了应变的影响又考虑了应力的影响,其裂纹准则表示为

$$\sigma_{n, \max} \frac{\Delta \epsilon_f}{2} = C \quad (5)$$

由式(5)可以看出 SWT 参量含有应变能信息,能较好地表征微动中的损伤,引起了众多研究者的关注。

借鉴 Doner 等^[16]对等效应力的定义以及包含应变能信息的 SWT^[17]参量的损伤机制,并且基于接触应力分布与材料特性和结构的几何特征有关等研究特点,本文综合考虑以上因素提出一个新的微动综合损伤参量,并将其定义为

$$D_{\text{new}} = \beta \epsilon_a \left[\frac{a}{\delta} \right]^k [0.5 (\sigma_{\text{eqv}})^{-\omega} (\sigma_{\text{max}})^{1+\omega}] \quad (6)$$

式中 ϵ_a 为临界平面 (SWT 平面) 法向的应变幅值; δ 为滑移幅值; σ_{eqv} 为微动接触区域最大的 von Mises 等效应力; σ_{max} 为临界平面法向最大应力; k 和 ω 为材料常数。另外, $0.5 (\sigma_{\text{eqv}})^{-\omega} (\sigma_{\text{max}})^{1+\omega}$ 项为参照 Doner 等^[16]定义的一种应力表示。

普通疲劳问题中,应力-寿命或者应变-寿命曲线在双对数坐标系下常常接近直线,即

$$N_f S^m = C \quad \text{或} \quad N_f \epsilon^m = C \quad (7)$$

式中 N_f 为寿命; S 为应力; ϵ 为应变; m, C 为材料常数。一般采用应力-寿命法和应变-寿命法来研究循环损伤,这些方法把形变、裂纹萌生和裂纹扩展等事件合并起来进行唯象的连续介质描述。局部应力应变法中常用的 Mason-Coffin 公式表示为

$$\epsilon_{\text{ta}} = \epsilon_{\text{ea}} + \epsilon_{\text{pa}} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (8)$$

式中 ϵ_{ta} 为总应变幅值; ϵ_{ea} 为弹性应变幅值; ϵ_{pa} 为塑性应变幅值; E 为弹性模量; σ'_f 为疲劳强度系数; ϵ'_f 为疲劳延性系数; b 为疲劳强度指数或 Basquin 指数; c 为疲劳延性指数。

微动疲劳属于接触疲劳,是特殊的多轴疲劳问题,不能直接应用式(7)和式(8)来估算微动疲劳寿命。一般假定微动损伤参量 D 与微动疲劳寿命 N_{fretting} 之间的关系与普通疲劳研究中名义应力法或局部应力应变法的关系相同,为简单的幂函数关系,即寿命模型表示为

$$D = A N_{\text{fretting}}^{-m} \quad (9)$$

式中 A 为材料常数。

本文参照 Basquin 公式用应力来描述微动疲劳寿命,将式(6)定义微动综合损伤参量除以应变幅值项后得到一个新的应力项,即: $\beta (a/\delta)^k [0.5 (\sigma_{\text{eqv}})^{-\omega} (\sigma_{\text{max}})^{1+\omega}]$, 它与微动疲劳寿命之间的关系为

$$\frac{D_{\text{new}}}{\epsilon_a} = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (10)$$

将式(10)与式(8)相乘

$$(D_{\text{new}}/\epsilon_a) \times \epsilon_a = \sigma'_f (2N_f)^b \times \left[\frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \right] \quad (11)$$

化简后可得

$$D_{\text{new}} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \epsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (12)$$

即

$$\beta \epsilon_a \left[\frac{a}{\delta} \right]^k [0.5 (\sigma_{\text{eqv}})^{-w} (\sigma_{\text{max}})^{1+w}] = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \epsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (13)$$

因此,式(13)建立了微动疲劳寿命预测模型,它确定了微动综合损伤参数与微动疲劳寿命之间的关系,也就是采用普通疲劳的相关数据来估算微动疲劳寿命,即与普通疲劳寿命方法进行关联来对微动疲劳现象进行描述,其寿命预测流程如图 3 所示(图中 μ 为摩擦因数)。

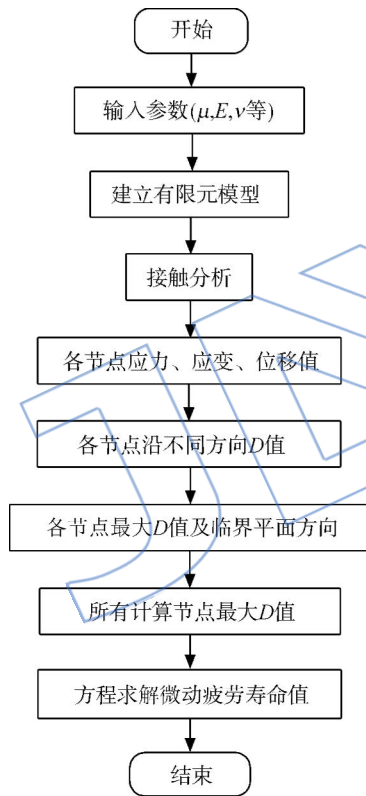


图 3 基于损伤参量的微动疲劳寿命预测流程
Fig. 3 Flow of fretting fatigue life prediction based on damage parameters

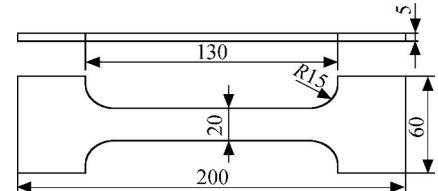
3 试验验证

参照图 2 和文献[10]来进行榫连接结构微动疲劳模拟的微动试件和微动垫的设计,如图 4 所示(比例为 5:1)。

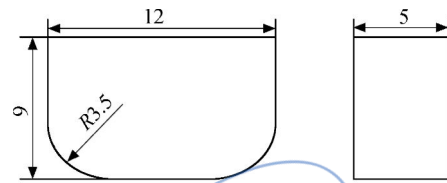
微动疲劳试验装置以全数字电液伺服动静万能试验机 SDS50 为平台搭建,如图 5 所示。

微动试件和微动垫的材料均为钛合金 TC11,结合榫连接结构的工作状况^[18],并且考虑试

件的材料特性和具体的几何外形尺寸,选定试验工况的法向应力和轴向应力,试验情况及结果如表 1 所示。



(a) 微动试件



(b) 微动垫

图 4 微动试件及微动垫几何尺寸(单位:mm)
Fig. 4 Geometric dimensions of fretting specimen and pad (unit:mm)

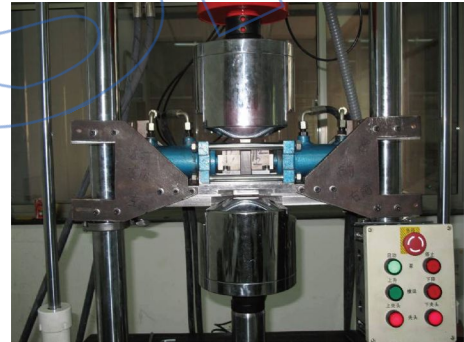


图 5 微动疲劳试验装置
Fig. 5 Fretting fatigue test apparatus

表 1 TC11 微动疲劳寿命试验结果

Table 1 Result of TC11 fretting fatigue life experiment

工况	法向应力/ MPa	轴向应力/ MPa	应力 比	试验寿命 循环数
1	65.45	200	0.1	172 997
2	65.45	300	0.1	26 002
3	65.45	400	0.1	25 065
4	98.17	400	0.1	15 322
5	130.90	200	0.1	109 307
6	130.90	300	0.1	24 989
7	130.90	400	0.1	12 856
8	229.07	300	0.1	26 410
9	229.07	400	0.1	8 375

针对不同的工况建立 TC11/TC11 配对接触的有限元模型并进行计算分析,得到本文所建立的微动疲劳寿命预测模型中微动综合损伤参量所需要的应力、应变和位移,如表 2 所示。

表 2 TC11 寿命预测模型各参数值

Table 2 Some parameters of TC11 life prediction model

工况	$\epsilon_a / 10^{-6}$	a / mm	$\delta / \mu\text{m}$	$\sigma_{\text{eqv}} / \text{MPa}$	$\sigma_{\text{max}} / \text{MPa}$
1	2359	2.599	33	728.05	607.11
2	3184	2.589	50	844.36	885.68
3	3230	2.589	67	886.40	930.18
4	4218	2.619	67	1029.90	944.43
5	1210	2.649	33	699.14	1092.80
6	3114	2.649	50	940.13	853.52
7	4087	2.649	67	1027.80	1033.70
8	2751	2.709	50	944.51	960.89
9	4133	2.709	67	1031.40	1021.00

从表 1 选取 6 种工况的数据进行回归分析确定式(13)的常数值: $\beta=0.11, k=0.70, \tau=0.30$, 那么微动疲劳寿命预测模型可表示为

$$0.11 \epsilon_a \left(\frac{a}{\delta} \right)^{0.70} [0.5 (\sigma_{\text{eqv}})^{-0.30} (\sigma_{\text{max}})^{1.30}] = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \epsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (14)$$

式中 TC11 的普通疲劳数据由材料手册^[19]查得: $\sigma'_f=1568 \text{ MPa}, \epsilon'_f=0.469, b=-0.10, c=-0.88$. 参考式(9),选取常用的 SWT 模型和 CCB 模型^[8-10]来预测 TC11 微动疲劳寿命,并与本文的预测结果进行比较,如图 6 所示。

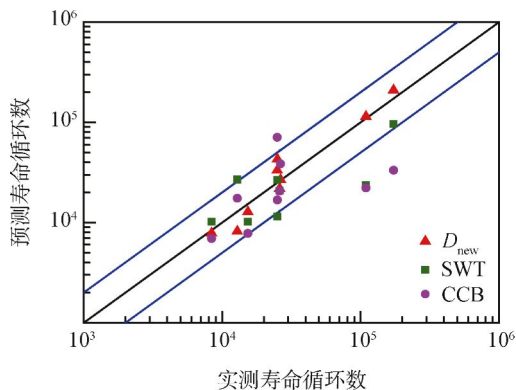


图 6 TC11 试件的微动疲劳寿命预测

Fig. 6 Fretting fatigue life prediction of TC11 specimen

由图 6 可以看出,新的模型预测结果较好,优

于 SWT 模型和 CCB 模型的预测结果,能较好地预测 TC11 试件的微动疲劳寿命,并且误差分散带在 2 倍因子以内(普通疲劳寿命预测误差分散带则一般在 10 倍因子以内)。

另外,针对文献[18]不同工况建立榫连接结构的有限元模型并进行计算分析,得到寿命预测公式中所需要的应力、应变和位移,如表 3 所示。

表 3 榫连接结构寿命预测模型各参数值

Table 3 Some parameters of dovetail joints life prediction model

工况	$\epsilon_a / 10^{-6}$	a / mm	$\delta / \mu\text{m}$	$\sigma_{\text{eqv}} / \text{MPa}$	$\sigma_{\text{max}} / \text{MPa}$	试验寿命循环数
Dove1	2120	1.914	2	573.39	668.55	73800
Dove2	2501	1.914	3	685.48	788.64	44975
Dove3	2879	1.913	3	800.99	907.66	27980
Dove4	3239	1.908	4	905.78	1020.7	21497

文献[18]的燕尾榫构件与本文的 TC11 试件存在以下异同:①加工方式和表面特性等方面存在明显差异,燕尾榫构件的加工采用专门的设备和刀具,并且表面加工质量要求更高,而本文的 TC11 试件则采用线切割方式加工;②燕尾榫构件的接触可以看作是单侧带圆弧的光滑平压头压向平面的问题,也就是单侧应力奇异,另一侧应力连续降为零的 D 形压头问题^[20],参数接触半宽度在这里取的是整个接触区域的长度;③接触表面受疲劳和磨损的影响,表面的摩擦因数均随时间变化并且在每一个接触点都各不相同.基于上述分析,可以认为燕尾榫构件与本文的 TC11 试件微动疲劳性能的区别主要在于接触部位表面状况的不同,所以需要对本文的 TC11 试件微动疲劳寿命预测模型中的表面状况影响系数 β 进行修正.选取表 3 中 Dove1 和 Dove4 的试验数据,代入式(13)重新计算 β 值,记为 β' : $\beta'=0.02$. 那么修正后榫连接结构的微动疲劳寿命预测模型可表示为

$$0.02 \epsilon_a \left(\frac{a}{\delta} \right)^{0.70} [0.5 (\sigma_{\text{eqv}})^{-0.30} (\sigma_{\text{max}})^{1.30}] = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \epsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (15)$$

榫连接结构微动疲劳寿命预测结果如图 7 所示。

由图 7 可以看出,式(15)表示的修正后寿命预测模型能较好地预测榫连接结构的微动疲劳寿

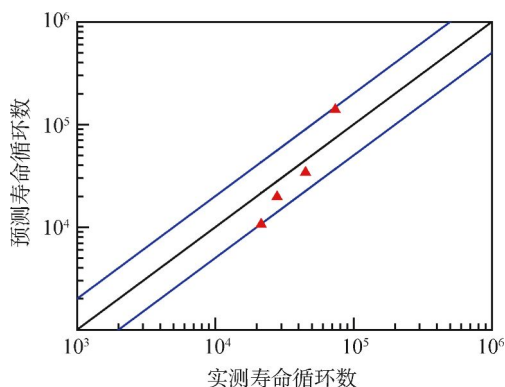


图7 榫连接结构的微动疲劳寿命预测

Fig.7 Fretting fatigue life prediction of dovetail joints

命,并且误差分散带在2倍因子以内。

4 结 论

1) 基于多轴疲劳理论中的临界平面法和微动损伤机理,提出了一种新的微动综合损伤参量,该参量包含表面状况影响系数、应变幅值、接触半宽度、滑移幅值、等效应力和法向应力等参数,用以表征微动疲劳中的损伤。

2) 基于以上定义的综合损伤参量,提出了一种微动疲劳寿命预测模型。该模型基于材料的普通疲劳寿命数据估算微动疲劳寿命,待参数少。通过微动疲劳试验数据拟合,建立了TC11试件微动疲劳寿命预测计算公式。

3) 预测模型能较好地估算TC11试件和榫连接结构的微动疲劳寿命。TC11试件寿命预测结果的误差分散带在2倍因子以内,优于微动疲劳研究中常用的SWT模型和CCB模型;考虑到榫连接结构与TC11试件表面状况的不同,对预测模型进行简单修正,其预测结果的误差分散带也在2倍因子以内。

参考文献:

- [1] 何明鉴. 机械构件的微动疲劳[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.
- [2] 胡殿印, 王荣桥, 王晓雪, 等. NiTi合金榫连接结构微动疲劳研究及数值模拟[J]. 航空动力学报, 2010, 25(10): 2188-2194.
HU Dianyin, WANG Rongqiao, WANG Xiaoxue, et al. Investigation and numerical simulation on fretting fatigue of NiTi[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(10): 2188-2194. (in Chinese)
- [3] 温卫东, 郝志东, 崔海涛. 圆柱接触面榫连接结构的优化设计[J]. 航空动力学报, 2011, 26(7): 1515-1521.
WEN Weidong, XI Zhidong, CUI Haitao. Optimization de-

sign of tenon joint structures with an arc contact surface[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(7): 1515-1521. (in Chinese)

- [4] Socie D F, Marquis G B. Multiaxial fatigue[M]. Warrendale, US: Society of Automotive Engineers Inc, 1999.
- [5] 尚德广, 王德俊. 多轴疲劳强度[M]. 北京: 科学出版社, 2007.
- [6] 刘灵灵, 张婷, 孔艳平, 等. 高温多轴非比例加载下缺口试样的疲劳寿命预测[J]. 工程力学, 2009, 26(8): 184-188.
LIU Lingling, ZHANG Ting, KONG Yanping, et al. Fatigue life prediction for notched specimens under multiaxial non-proportional loading at high temperature[J]. Engineering Mechanics, 2009, 26(8): 184-188. (in Chinese)
- [7] Lykins C D, Mall S, Jain V. An evaluation of parameters for fretting fatigue crack initiation[J]. International Journal of Fatigue, 2000, 22(8): 703-716.
- [8] 崔海涛, 汪震, 温卫东, 等. 微动疲劳寿命可靠性分析方法[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1279-1283.
CUI Haitao, WANG Zhen, WEN Weidong, et al. Reliability analysis method of fretting fatigue life[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1279-1283. (in Chinese)
- [9] 徐友良, 崔海涛, 陈伟. 基于临界面法的燕尾榫连接结构微动疲劳寿命预测[J]. 航空动力学报, 2013, 28(3): 489-493.
XU Youliang, CUI Haitao, CHEN Wei. Fretting fatigue life prediction based on critical plane approach for dovetail joint[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(3): 489-493. (in Chinese)
- [10] Farris T N, Murthy H. Fundamentals of fretting applied to anisotropic materials; high-temperature fretting fatigue of single-crystal nickel[R]. AFRL-ML-WP-TR-2006-4081, 2006.
- [11] Suresh S. 材料的疲劳[M]. 2版. 王中光, 译. 北京: 国防工业出版社, 1999.
- [12] Rajeev P T, Farris T N. Two dimensional contact of dissimilar anisotropic materials[R]. AIAA-2001-1252, 2001.
- [13] Ciavarella M, Macina G. New results for the fretting-induced stress concentration on Hertzian and flat rounded contacts[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2003, 45(3): 449-467.
- [14] Giannakopoulos A E, Lindley T C, Suresh S, et al. Similarities of stress concentration in contact at round punches and fatigue at notches; implication to fretting fatigue crack initiation[J]. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 2000, 23(7): 561-571.
- [15] Mcveigh P A, Farris T N. Finite element analysis of fretting stresses[J]. Journal of Tribology, 1997, 119(4): 797-801.
- [16] Doner M, Bain K R, Adams J H. Evaluation of methods for the treatment of mean stress effects on low-cycle fatigue[R]. ASME Paper 81-GT-122, 1981.
- [17] Smith K N, Watson P, Topper T H. A stress function for the fatigue of metals[J]. Journal of Materials, 1970, 5(4): 767-778.

- [18] 朱晶晶. 榫连接结构低周微动疲劳寿命预测方法与试验研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2006.
ZHU Jingjing. Research on LCF fretting fatigue life prediction and experiment of dovetail joint[D]. Nanjing:Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2006. (in Chinese)
- [19] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册:第4卷 钛合金 铜合金[M]. 北京:中国标准出版社,2001.
- [20] Hills D A, Nowell D. Mechanics of fretting fatigue[M]. Dordrecht, Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 1994.

JALSP