

平均载荷及载荷幅值对工业纯钛 双轴保载疲劳行为影响

胡昌群^{1,2}, 赵佳禹^{1,2}, 常乐^{1,2}, 周昌玉^{1,2}, 贺小华¹

(1. 南京工业大学机械与动力工程学院, 江苏 南京 211816; 2. 江苏省极端承压装备设计与制造重点实验室, 江苏 南京 211816)

摘要: 通过室温双轴保载疲劳试验, 研究了不同平均载荷及载荷幅值对工业纯钛双轴保载疲劳行为的影响。结果表明, 在相同保载时间下, 平均应变及应变速率随着平均载荷和载荷幅值的升高而逐渐增大。当载荷幅值一定时, 蠕变应变随着平均载荷的增大而增大, 当平均载荷一定时, 蠕变应变随着载荷幅值的增大反而减小。分析双轴棘轮与蠕变应变之间交互作用时, 发现两者始终相互制约。断口分析表明, 随着平均载荷和载荷幅值的增大, 疲劳条带特征逐渐消失, 韧窝及撕裂棱数量显著增加, 断口呈现韧性失效特征。随着平均载荷或载荷幅值的增加, 等效应变幅值增加, 疲劳寿命逐渐降低。与平均载荷的影响相比, 疲劳寿命对载荷幅值的变化更加敏感。分别利用最大主应变、最大剪应变、Mises 等效应变、最大主应力及 SWT 模型进行双轴保载疲劳寿命预测, 其中 SWT 模型预测精度最高。

关键词: 工业纯钛; 非对称载荷; 双轴保载疲劳; 寿命预测

中图分类号: TF823, TG146.23

文献标志码: A

文章编号: 1004-7638(2023)03-0052-09

DOI: 10.7513/j.issn.1004-7638.2023.03.008

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



听语音
与作者互动
聊科研

Effects of mean load and load amplitude on biaxial dwell fatigue behavior of commercial pure titanium

Hu Changqun^{1,2}, Zhao Jiayu^{1,2}, Chang Le^{1,2}, Zhou Changyu^{1,2}, He Xiaohua¹

(1. School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, Jiangsu, China; 2. Jiangsu Key Lab of Design and Manufacture of Extreme Pressure Equipment, Nanjing 211816, Jiangsu, China)

Abstract: Based on biaxial dwell fatigue tests at room temperature, effects of different mean loads and load amplitudes on the biaxial dwell fatigue behavior of commercial pure titanium were studied. The results show that the mean strain and strain rate increase with the increase of mean load and load amplitude under the same dwell time. When the load amplitude remains constant, the creep strain increases with the increase of the mean load. However, when the mean load remains constant, the creep strain decreases with the increase of the load amplitude. By analyzing the interaction between biaxial ratcheting and creep strain, it is found that ratcheting strain and creep strain are always restricted by each other. Fracture surface analysis shows that with the increase of mean load and load amplitude, the fatigue strip characteristics disappear gradually, and the number of dimples and tearing ridges significantly increases, exhibiting ductile failure mode. Meanwhile, with the increase of mean load or load amplitude, equival-

收稿日期: 2022-11-18

基金项目: 国家自然科学基金资助(项目号 No.51975271 和 51905260)。

作者简介: 胡昌群, 1993 年出生, 男, 山东莱阳人, 硕士研究生, 主要从事过程设备结构与强度研究, E-mail: 1205431863@qq.com。

ent strain amplitude is increased, leading to the decrease of fatigue life. Compared with the effect of mean load, fatigue life is more sensitive to the variation of load amplitude. Maximum principal strain, maximum shear strain, Mises equivalent strain, maximum principal stress and SWT models are used to perform biaxial dwell fatigue life prediction, among them SWT model has the highest prediction accuracy.

Key words: commercial pure titanium, asymmetric load, biaxial dwell fatigue, life prediction

0 引言

工业纯钛因其比强度高、耐热性强、耐腐蚀等许多优良特性在航空、航海、石油化工等多个领域应用广泛。然而,循环载荷作用下钛制结构会产生疲劳失效,其单轴疲劳行为与载荷控制模式^[1]、平均应力^[2-4]、平均应变^[3]等多种因素相关。针对工业纯钛的单轴疲劳寿命预测,Chang等人^[1]提出了一种综合考虑平均应力、平均应变、加载历史等因素影响的指数型应变寿命预测模型。考虑到设备在实际服役过程中承受着多方向的交变载荷,结构的疲劳失效可能为多轴疲劳失效。Ma等人^[5-6]研究了不同多轴应变比与应力比对于工业纯钛拉扭多轴疲劳行为的影响,提出了一种新的非比例寿命系数和非比例应变能密度系数,有效地应用于非比例多轴疲劳寿命预测。Zhao等人^[7]进行了工业纯钛的平面双轴疲劳试验,研究了载荷比和相位差对疲劳和棘轮行为的影响,发现随着载荷比的减小或相位差的增大,双轴棘轮应变效应更加显著,从而导致疲劳寿命减少。

由于工业纯钛在室温条件下也会产生蠕变现象^[8],有必要对其室温多轴蠕变疲劳行为展开研究^[9]。现有的高温多轴蠕变疲劳研究多针对高温结构材料。Sakane等人^[10]基于Von Mises等效应变和应力的线性损伤准则预测了镍基高温合金738LC拉扭多轴蠕变的寿命。Yamamoto等人^[11]发现Sn-8Zn-3Bi焊料在拉扭试验中,应变波形在反向扭转试验的蠕变-疲劳寿命大约是推拉试验的两倍。Zhang等人^[12]发现304不锈钢在三种应变波中,最大主应力出现在 $\Phi=0.0$ 试验,对应于该试验中的最小蠕变-疲劳寿命。Xu等人^[13-14]使用三种典型的基于频率的模型和一种新提出的模型对试验结果进行预测,提出了考虑最大主应力范围的非比例参数修正应变能模型来确定疲劳损伤。发现对称加载条件下很好地预测了试验结果,在非对称条件下不能有效地预测寿命。对于多轴比例加载,获得了过于保守的预测结果。利用所提出的数值方法,试验数据和模拟结

果取得了很好的一致性。Li等人^[15]基于弹粘塑性模型和高温多轴非比例加载下的损伤行为,提出了一种新的寿命评估框架。采用多轴疲劳-氧化蠕变损伤模型预测失效寿命,该模型可以综合考虑非比例加载下的损伤行为。Bertini^[16]使用三种寿命预测模型评估了304和316型不锈钢200多次蠕变疲劳试验的失效寿命,并在单轴(多轴)加载条件下获得了良好的评估结果。Asayama等人^[17]研究了非比例加载对823 K下304型不锈钢蠕变-疲劳失效寿命的影响,并提出了一个路径相关应变范围参数来关联失效寿命。

然而上述文献并未涉及非对称载荷下平均载荷及载荷幅值对于平面双轴保载棘轮寿命的影响。因此笔者针对工业纯钛开展双轴保载疲劳试验,通过改变谷值和峰值的载荷大小来实现平均载荷及载荷幅值的变化,进一步从平均应变及应变速率的变化、双轴蠕变应变及其交互作用以及疲劳断口和寿命预测等方面分析载荷幅值和平均载荷对保载疲劳行为的影响。

1 试验方法

试验选取冷轧退火态工业纯钛TA2板材作为试验材料,拉伸试样按照ASTM E8/E8M-2013a^[18]的尺寸进行线切割,成型后用砂纸进行手工打磨抛光以满足粗糙度要求,保载疲劳试样与拉伸试样源于同一批材料。疲劳试样为双轴十字形试样,尺寸大小为100 mm×100 mm×1.2 mm,试样双臂均带有螺栓孔定位,中心球形减薄,最薄处为0.2 mm,试样具体尺寸如图1所示。保载疲劳试验设备采用天津大学CARE实验室设计开发的面内原位双轴疲劳试验机IPBF-5000,采用SEM扫描电子显微镜对试样疲劳断口进行观察和分析。

疲劳试验采用载荷控(应力控)方法,在室温条件下进行,试验条件是在等载荷比($F_x:F_y=1:1$)和相同保载时间($T_h=10$ s)下进行的,将平均载荷和载荷幅值分别分为三个梯度($F_m=1\ 700$ 、1 800、

1900 N, $F_a=1\ 200$ 、1 300、1 400 N), 共九组试验, 如表 1 所示。采用梯形波且周期为 20 s, 峰值和谷值随着平均载荷和幅值载荷的变化而变化。

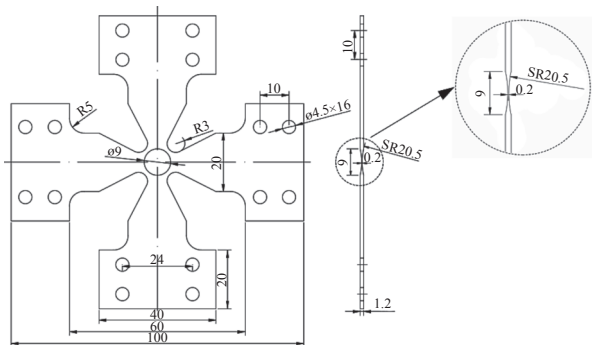


图 1 十字形试件形状及尺寸(单位:mm)

Fig. 1 Optimized shape and size of the cruciform specimen

表 1 TA2 在不同平均载荷及载荷幅值下的双轴保载疲劳试验方案

Table 1 Biaxial dwell fatigue test scheme of TA2 under different average loads and load amplitudes

编号	F_m/N	F_a/N	半寿命周次				N_f
			$\Delta\epsilon_x/\%$	$\Delta\epsilon_y/\%$	$\Delta\epsilon_z/\%$	$\Delta\epsilon_{eq}/\%$	
1	1 700	1 200	0.448	0.354	-0.802	0.803 8	6 013
2	1 800	1 200	0.413	0.392	-0.805	0.805 1	4 420
3	1 900	1 200	0.431	0.405	-0.836	0.836 1	570
4	1 700	1 300	0.403	0.415	-0.818	0.818 0	2 638
5	1 800	1 300	0.435	0.407	-0.842	0.842 2	1 484
6	1 900	1 300	0.472	0.423	-0.895	0.895 4	360
7	1 700	1 400	0.454	0.429	-0.883	0.883 1	968
8	1 800	1 400	0.477	0.451	-0.928	0.928 1	130
9	1 900	1 400	0.649	0.456	-1.105	1.110 6	34

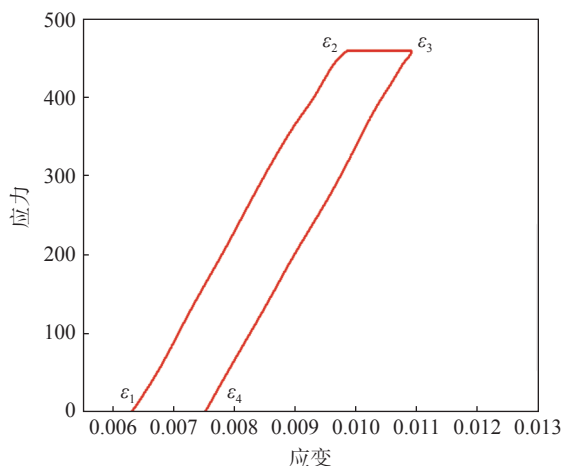


图 2 各点应变($T_h=10\text{ s}$)

Fig. 2 The strain point diagram ($T_h=10\text{ s}$)

图 3 给出了在整个保载疲劳循环期间, 平均应变及应变速率变化的响应图像。为了方便对比不同载荷条件对于平均应变的影响, 统一给出了不同平均载荷和载荷幅值情况下 X 轴的平均应变变化曲线, 其中 (a)、(b)、(c) 是相同载荷幅值不同平均载荷的变化

2 试验结果

2.1 非对称载荷作用下平均应变演变曲线

保载疲劳循环过程中除了纯疲劳试验中的棘轮应变、平均应变外, 还会产生不同累积塑性应变。为了区分这些不同应变, 将其进行定义。图 2 表示等载荷比下保载时间为 10 s 时的各点应变, 在曲线中标记了四个应变点。 $\epsilon_2 - \epsilon_1$ 表示加载过程中的应变累积, $\epsilon_3 - \epsilon_2$ 表示蠕变应变的累积, $\epsilon_3 - \epsilon_4$ 表示卸载过程中应变回弹量, $\epsilon_4 - \epsilon_1$ 表示单次循环的应变累积量。现将棘轮应变定义为: $\epsilon_r = (\epsilon_1 + \epsilon_2)/2$, 平均应变定义为: $\epsilon_m = (\epsilon_1 + \epsilon_3)/2$, 蠕变应变定义为: $\epsilon_c = \epsilon_3 - \epsilon_2$ 。

图像, (d)、(e)、(f) 是相同平均载荷不同载荷幅值的变化图像。从前者可以看到, 在保载载荷幅值不变的情况下, 随着平均载荷的增大, 平均应变呈现逐渐上升的趋势。后者则保持平均载荷不变, 给出了平均应变随着载荷幅值变化的情况。除了 $F_a=1\ 400\text{ N}$ 、 $F_m=1\ 800\text{ N}$ 时, 其余加载情况下都是随着载荷幅值的增大, 平均应变值逐渐增大。在 $F_a=1\ 400\text{ N}$ 、 $F_m=1\ 800\text{ N}$ 时, X 轴的应变值突然降低是由于加工时的误差导致的。

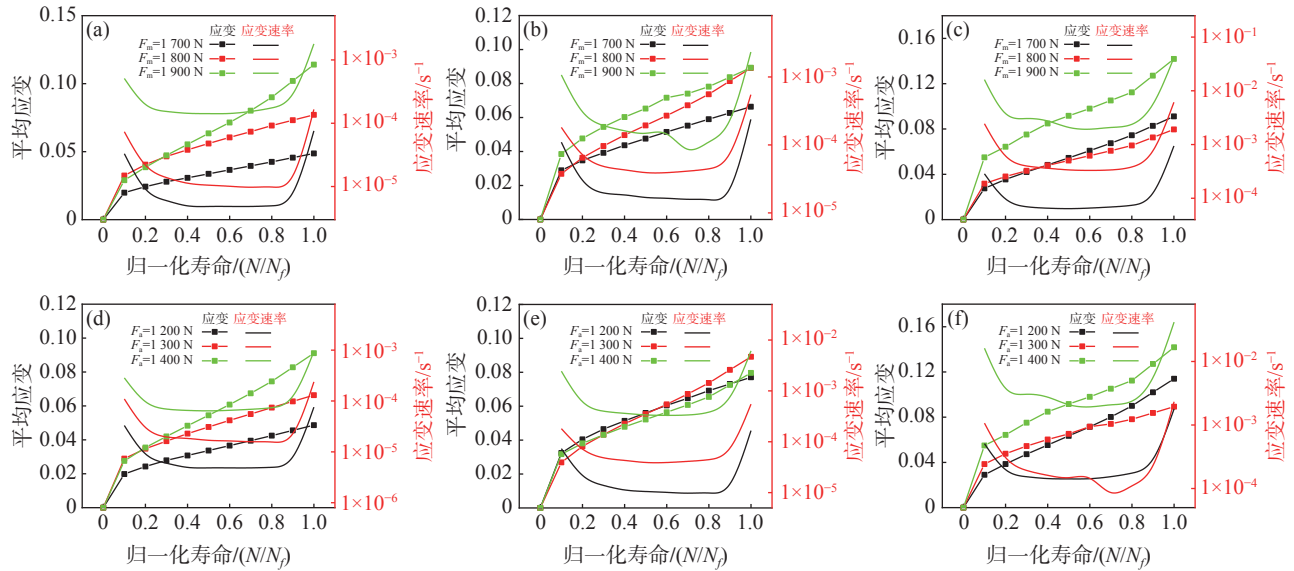
总体来看, 无论是改变载荷幅值还是平均载荷值, 平均应变变化速率曲线都是呈现先降低后升高的趋势, 而且也都是随着载荷值的增大, 平均应变速率曲线逐渐升高, 且载荷幅值和平均载荷值越大, 应变速率曲线末期变化越剧烈, 试样呈现快速失效趋势。

2.2 非对称载荷对蠕变应变的影响

图 4 给出了非对称载荷中不同载荷幅值和平均载荷下的蠕变变化曲线。无论是 X 轴还是 Y 轴, 当平均载荷值为 1 700 N 时, 两轴都随着载荷幅值的增加, 蠕变曲线逐渐降低, 这可能是在保载疲劳循环

期间载荷幅值增加,对棘轮效应的影响较大,棘轮效应与蠕变行为之间相互作用,阻碍蠕变变形。当载荷幅值为 1 400 N 时,随着平均载荷的升高,蠕变曲线呈上升趋势,尤其在载荷幅值为 1 400 N,平均载荷为 1 900 N 时,X 轴及 Y 轴的蠕变值显著高于其

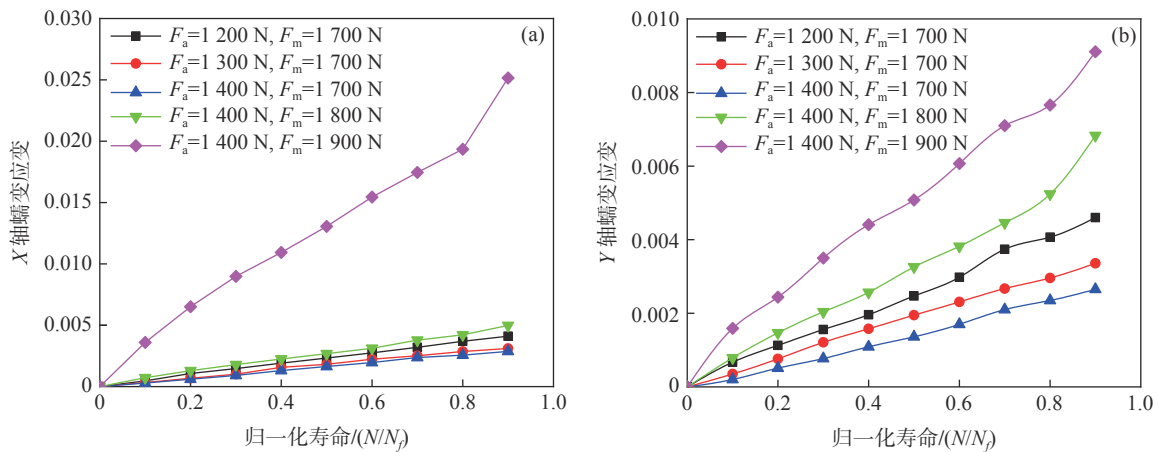
他载荷条件下的值。说明当载荷幅值保持不变时,平均载荷升高,蠕变效应显著增强。由于工业纯钛为各向异性材料,X 轴为轧制方向,其强度比 Y 轴小,在等双轴比的情况下,X 轴应力水平要比 Y 轴大,在图中表现为 X 方向上的蠕变值高于 Y 轴。



(a) $F_a=1\ 200\text{ N}$; (b) $F_a=1\ 300\text{ N}$; (c) $F_a=1\ 400\text{ N}$; (d) $F_m=1\ 700\text{ N}$; (e) $F_m=1\ 800\text{ N}$; (f) $F_m=1\ 900\text{ N}$

图3 非对称循环载荷下的保载疲劳 X 轴应变变化曲线

Fig. 3 Dwell fatigue X-axis strain variation curves with asymmetric cyclic loading



(a) X 轴蠕变应变曲线; (b) Y 轴蠕变应变曲线

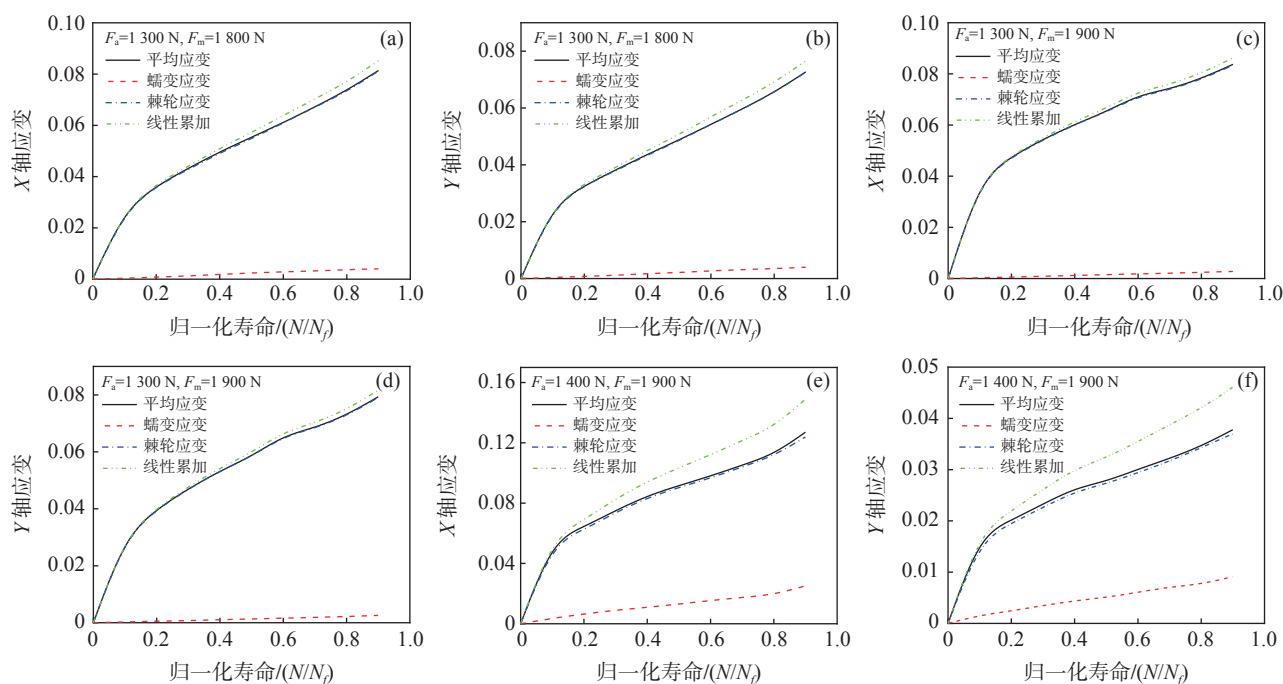
图4 非对称载荷下蠕变应变曲线

Fig. 4 Creep strain curves under asymmetric loading

2.3 棘轮-蠕变应变的交互作用

为了进一步探讨棘轮蠕变交互作用,图5给出了不同加载条件下蠕变应变、棘轮应变、平均应变及蠕变应变与棘轮应变线性叠加值变化情况。可以看到红色的为蠕变应变曲线,无论是在何种条件下蠕变曲线都是处于最低位置,而蓝色的棘轮应变曲

线始终处于较高位置,甚至和保载疲劳应变曲线等高,说明在循环期间,棘轮应变在试样疲劳循环过程中起到主导作用。绿色曲线为棘轮应变和蠕变应变的线性累加值曲线,可以看到它始终是要高于总的平均应变曲线,说明棘轮和蠕变行为二者有着相互制约的作用。



X轴应变变化曲线: (a) $F_a=1\ 300\ \text{N}$, $F_m=1\ 800\ \text{N}$; (c) $F_a=1\ 300\ \text{N}$, $F_m=1\ 900\ \text{N}$; (e) $F_a=1\ 400\ \text{N}$, $F_m=1\ 900\ \text{N}$;

Y轴应变变化曲线: (b) $F_a=1\ 300\ \text{N}$, $F_m=1\ 800\ \text{N}$; (d) $F_a=1\ 300\ \text{N}$, $F_m=1\ 900\ \text{N}$; (f) $F_a=1\ 400\ \text{N}$, $F_m=1\ 900\ \text{N}$

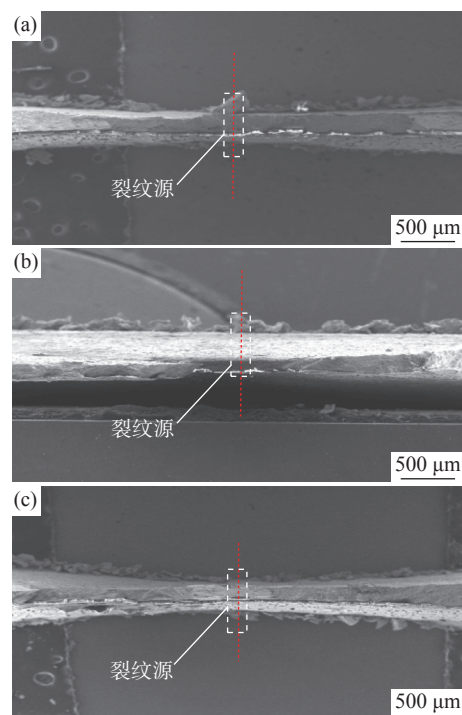
图5 非对称载荷下双轴应变变化曲线

Fig. 5 Biaxial strain variation curves under asymmetric loading

2.4 非对称载荷下的保载疲劳断口分析

图6给出了3种不同载荷条件下试样整体的断口形貌,图中的白色虚线框为裂纹源区,中间红色虚线为试样中心线。可以看到裂纹源区与试样中心接近重合,可以认为试样疲劳裂纹的起裂位置基本处于试样中心。(c)图中的试样宏观变形较为严重,且断口平面相对明显光亮许多。

图7~9分别是载荷幅值为1 200、1 400 N及平均载荷为1 700、1 900 N时的疲劳断口SEM照片,通过放大不同的倍数对相应区域做出观察。三组图的试验都是在等双轴且相同保载时间下进行的。图7中当平均载荷及载荷幅值较低时,断口整体比较平整,稳定扩展区可以观察到破碎的疲劳条带及微裂纹,瞬断区韧窝尺寸较小且深度较浅。随着载荷幅值和平均载荷的提高(图8及图9),由于循环过程中累积塑性变形的增加,断口平面由之前平整的平面变得粗糙,断口上代表塑性变形痕迹的韧窝及撕裂棱数量显著增加。当载荷幅值为1 400 N、平均载荷为1 900 N,断口上几乎观察不到疲劳条带特征,断口以韧性失效特征为主。

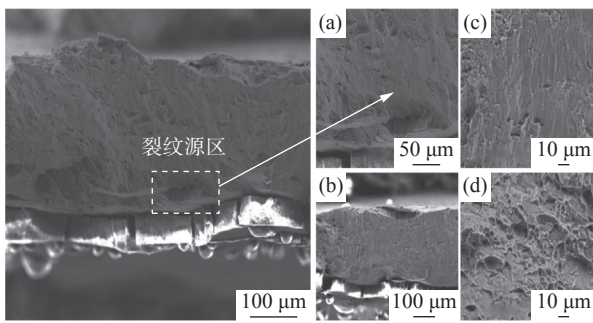


(a) $F_a=1\ 200\ \text{N}$, $F_m=1\ 700\ \text{N}$; (b) $F_a=1\ 400\ \text{N}$, $F_m=1\ 700\ \text{N}$;

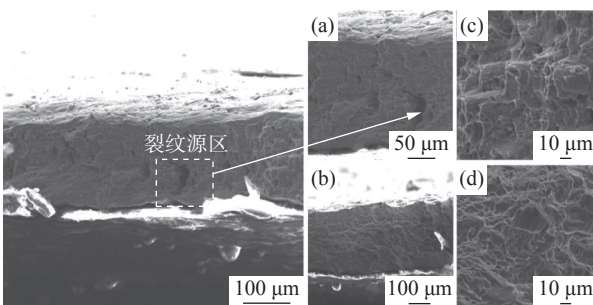
(c) $F_a=1\ 400\ \text{N}$, $F_m=1\ 900\ \text{N}$

图6 不同平均载荷及载荷幅值下断口形貌

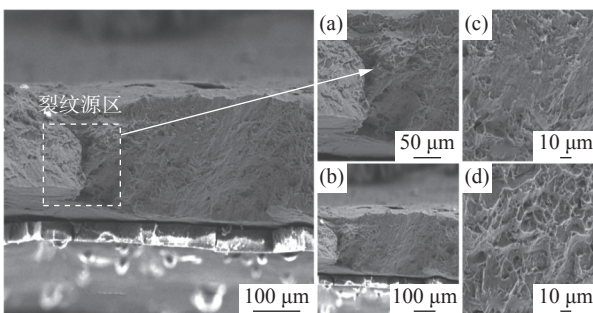
Fig. 6 Fracture morphology under different mean loads and load amplitudes



(a) 裂纹源区; (b) 裂纹扩展区; (c) 疲劳辉纹; (d) 瞬断区

图7 疲劳断口 SEM 形貌 ($F_a=1\ 200\ \text{N}$, $F_m=1\ 700\ \text{N}$)Fig. 7 SEM images of fatigue fracture ($F_a=1\ 200\ \text{N}$, $F_m=1\ 700\ \text{N}$)

(a) 裂纹源区; (b) 裂纹扩展区; (c) 疲劳辉纹; (d) 瞬断区

图8 疲劳断口 SEM 形貌 ($F_a=1\ 400\ \text{N}$, $F_m=1\ 700\ \text{N}$)Fig. 8 SEM images of fatigue fracture ($F_a=1\ 400\ \text{N}$, $F_m=1\ 700\ \text{N}$)

(a) 裂纹源区; (b) 裂纹扩展区; (c) 疲劳辉纹; (d) 瞬断区

图9 疲劳断口 SEM 形貌 ($F_a=1\ 400\ \text{N}$, $F_m=1\ 900\ \text{N}$)Fig. 9 SEM images of fatigue fracture ($F_a=1\ 400\ \text{N}$, $F_m=1\ 900\ \text{N}$)

2.5 非对称载荷与保载疲劳寿命的相关性

2.5.1 平均载荷对疲劳寿命的影响

图10给出了不同载荷幅值时寿命曲线和半寿命处等效应变幅值随着平均载荷的变化曲线。从图10可以看出,随着平均载荷的升高,疲劳寿命呈现逐渐下降的趋势,而等效应变幅值逐渐增加,且随着平均载荷增大的同时,等效应变幅上升的趋势也更加明显。

2.5.2 载荷幅值对疲劳寿命的影响

由于本章的非对称载荷是通过同时改变平均载

荷和载荷幅值来实现的,上一小节中针对平均载荷这一变量进行讨论,这一小节讨论载荷幅值的影响。图11给出了疲劳寿命和等效应变幅随载荷幅值的变化。可以看出,当平均载荷一定时,随着载荷幅值的增大,寿命降低,等效应变值增大,但是略有不同的是通过改变载荷幅值,寿命锐减的趋势和等效应变幅值增加的趋势更加明显。与平均载荷相比,载荷幅值对双轴疲劳寿命影响更为显著。

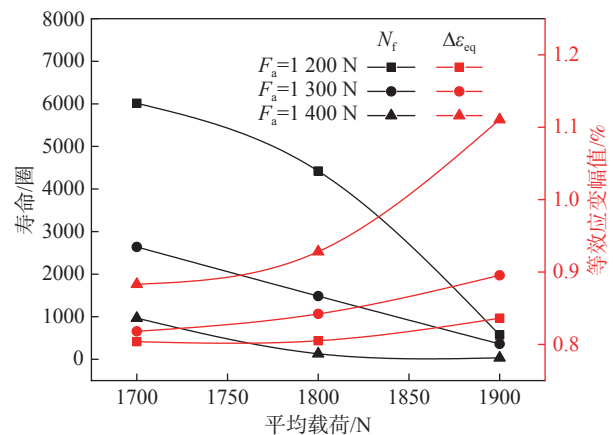


图10 保载疲劳寿命与等效应变幅值随平均载荷的变化

Fig. 10 Variation of dwell fatigue life and equivalent strain amplitude with different mean loads

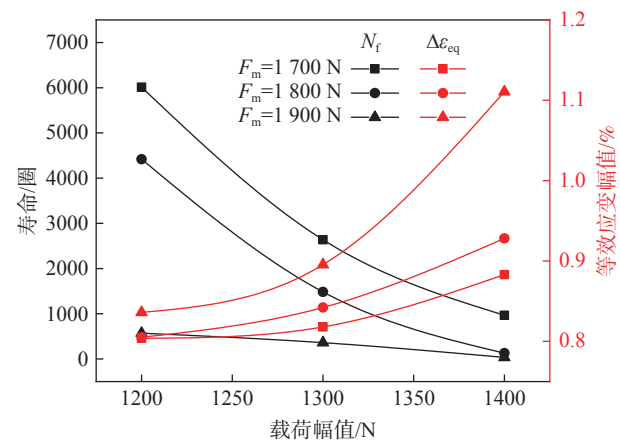


图11 保载疲劳寿命与等效应变幅值随载荷幅值的变化

Fig. 11 Variation of dwell fatigue life and equivalent strain amplitude with different load amplitudes

3 疲劳寿命预测

多轴疲劳寿命预测模型可分为临界平面法、等效应力/应变法及能量法。面内双轴疲劳寿命预测模型主要是以应变作为寿命参量^[19-20],考虑一些相关变量的影响,如载荷幅值、平均载荷等,进而构造出符合双轴疲劳的寿命模型。本节拟利用最大主应变、最大剪应变和 Mises 等效应变以及最大主应力、

最大剪应力、Mises 等效应力^[21]和 SWT 模型进行双轴疲劳寿命预测,以评价不同模型的适用性。

3.1 寿命预测模型

1) 最大主应变^[22]

$$\Delta \varepsilon_{\max} = \max(\Delta \varepsilon_{11}, \Delta \varepsilon_{22}, \Delta \varepsilon_{33}) \quad (1)$$

其中, $\Delta \varepsilon = \max(\varepsilon) - \min(\varepsilon)$ 表示最大应变与最小应变的差值,是应变幅的两倍。由于实际材料介于纯弹性和纯塑性之间,因此等效应变幅值包含在这些界限内。在纯弹性和平面应力 ($\Delta \varepsilon_{33} = 0$) 的情况下,计算如公式 (2) 所示:

$$\left. \begin{aligned} \Delta \varepsilon_{33} &= -\frac{\nu}{E} (\Delta \sigma_{11} + \Delta \sigma_{22}) \\ \Delta \sigma_{11} + \Delta \sigma_{22} &= \frac{E}{1-\nu} (\Delta \varepsilon_{11} + \Delta \varepsilon_{22}) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

其中, ν 和 E 分别为泊松比和弹性模量, $\Delta \sigma_{11}$ 和 $\Delta \sigma_{22}$ 表示平面方向 X 与 Y 的应力幅值, $\Delta \varepsilon_{11}, \Delta \varepsilon_{22}, \Delta \varepsilon_{33}$ 分别为 X、Y、Z 三个方向的应变幅值。因此,沿平面外方向的应变幅值由式 (3) 给出:

$$\Delta \varepsilon_{33} = -(\Delta \varepsilon_{11} + \Delta \varepsilon_{22}) \frac{\nu}{1-\nu} \quad (3)$$

因此,最大主应变幅值如式 (4) 所示:

$$\Delta \varepsilon_{\max} = \max\left(\Delta \varepsilon_{11}, \Delta \varepsilon_{22}, -(\Delta \varepsilon_{11} + \Delta \varepsilon_{22}) \frac{\nu}{1-\nu}\right) \quad (4)$$

在全塑性的情况下,假设材料体积不变,塑性泊松比为 $\nu=0.5$,最大主应变如式 (5) 所示:

$$\Delta \varepsilon_{\max} = \max(\Delta \varepsilon_{11}, \Delta \varepsilon_{22}, -(\Delta \varepsilon_{11} + \Delta \varepsilon_{22})) \quad (5)$$

因为 $\Delta \varepsilon_{11}$ 和 $\Delta \varepsilon_{22}$ 在所有试验中均处于同相位,因此根据公式 (4) 和 (5) 可以直接得到应变幅表达式如式 (6) 所示:

$$\Delta \varepsilon_{\max} = \max\left(\Delta \varepsilon_{11}, \Delta \varepsilon_{22}, |\Delta \varepsilon_{11} + \chi \Delta \varepsilon_{22}| \frac{\nu^*}{1-\nu^*}\right) \quad (6)$$

式中, $\chi = \Delta(\varepsilon_{11}\varepsilon_{22})$, 其中, $\nu^* = \nu$ 表示弹性, $\nu^* = 0.5$ 表示塑性。因此塑性变形量对等双轴载荷的最大等效应变值有很大影响,其范围为 $\frac{1}{2} \max(\Delta \varepsilon_{11}, \Delta \varepsilon_{22}, 0.428(\Delta \varepsilon_{11} + \chi \Delta \varepsilon_{22}))$ ($\nu = 0.3$ 的纯弹性情况) 到 $\frac{1}{2} \max(\Delta \varepsilon_{11}, \Delta \varepsilon_{22}, (\Delta \varepsilon_{11} + \chi \Delta \varepsilon_{12}))$ (纯塑性)。纯塑性情况下,面外应变值几乎是面内应变的两倍。

2) 最大剪应变

$$\Delta \gamma_{\max} = \frac{(\Delta \varepsilon_{11} + \Delta \varepsilon_{\max})}{2} \quad (7)$$

式中, $\Delta \varepsilon_{11}$ 表示 X 方向应变幅值; $\Delta \varepsilon_{\max}$ 表示最大主应变幅值。

3) Mises 等效应变幅

考虑双轴平面的特性,则 Von Mises 等效应变

幅^[23]可用公式 (8) 表示:

$$\Delta \varepsilon_{eq} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\Delta \varepsilon_x - \Delta \varepsilon_y)^2 + (\Delta \varepsilon_y - \Delta \varepsilon_z)^2 + (\Delta \varepsilon_z - \Delta \varepsilon_x)^2} \quad (8)$$

式中, $\Delta \varepsilon_{eq}$ 表示 Von Mises 等效应变幅;应变幅值 $\Delta \varepsilon_x, \Delta \varepsilon_y, \Delta \varepsilon_z$ 分别表示半寿命处 X、Y 和 Z 向应变幅,数据已在表 1 给出。

4) 最大主应力^[24]

$$\Delta \sigma_1 = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\Delta(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \Delta \sigma_1^2 + \Delta \sigma_2^2} \quad (9)$$

试验采用等双轴载荷比方案,因此最大主应力等于最大剪应力等于 Mises 等效应力。

5) SWT 模型^[25]

SWT 模型能够从应力角度考虑最大应力值对平均应变的影响,将最大主应变平面作为临界平面,将最大主应变幅值和最大应力值作为多轴状态下的损伤参量,进而对多轴疲劳寿命进行预测。具体表达式如式 (10) 所示:

$$P_{SWT} = \sqrt{\sigma_{\max} \frac{\Delta \varepsilon_{\max}}{2} E} \quad (10)$$

式中, $\sigma_{\max}$ 为主应变平面上的最大正应力值; $\Delta \varepsilon_{\max}$ 为最大主应变幅值; E 为材料的弹性模量。

3.2 不同寿命预测模型对比

对于应变幅和应力幅相关寿命预测模型,采用式 (11) 简化其通用表达式为:

$$\lambda(N) = A(N)^b \quad (11)$$

将上述表达式分别代入上述几种等效应变和等效应力等式至右侧,其中 A 和 b 分别为疲劳寿命预测公式拟合的参数值,具体数值如表 2 所示。

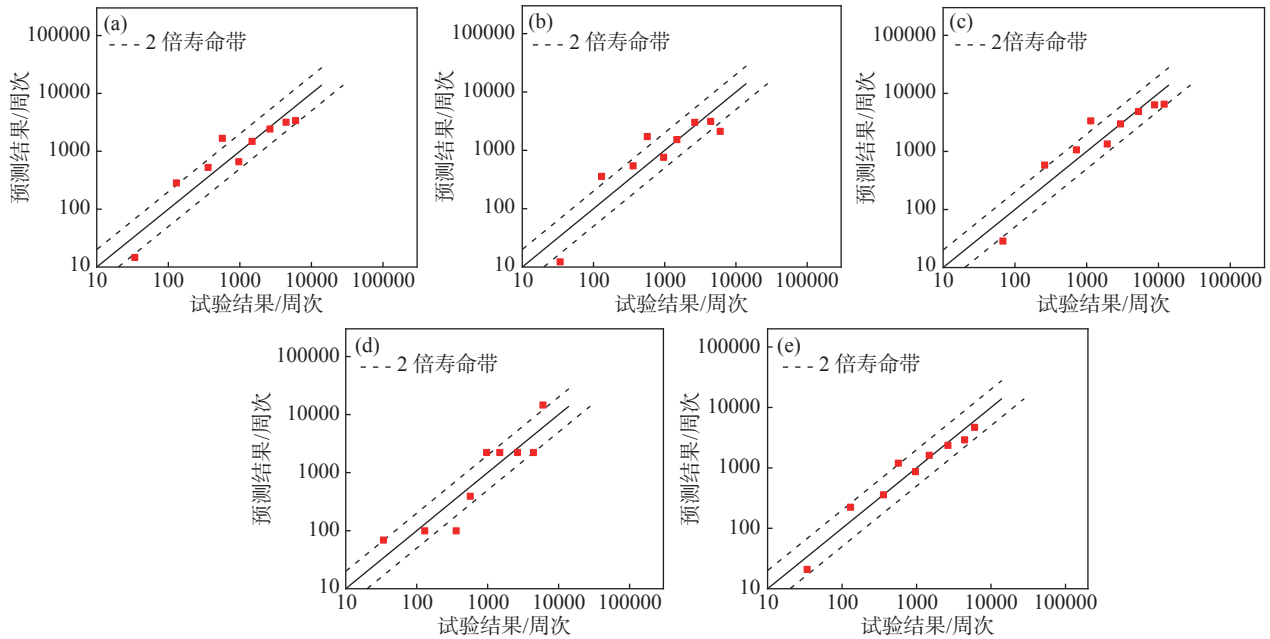
表 2 不同预测模型的参数取值
Table 2 Parameter values of different prediction models

预测模型	A	b
最大主应变	1.293 8	-0.058 84
最大剪应变	1.034 7	-0.065 81
Mises 等效应变	1.355 9	-0.059 53
最大主应力	552.839 8	-0.017 35
SWT	715.943 2	-0.076 39

图 12 给出了不同寿命模型的预测结果与试验数据对比。从图 12 可以看出,最大主应变、最大剪应变、Mises 等效应变及最大主应力模型预测效果一般,有少量数据点在 2 倍误差带范围之外。SWT 模型同时考虑了应力及应变参量对于双轴保载疲劳

寿命的影响, 预测效果较好, 所有预测数据点均在两边误差带范围之内。表 3 进一步给出了不同寿命预测模型的平均误差, 可以看到不同预测模型精度有

明显差异。五种寿命预测模型中, SWT 误差最小, 精度最高。因此, 对于本文所研究的工业纯钛, 优先推荐 SWT 模型预测非对称载荷下双轴保载疲劳寿命。



(a) 最大主应变; (b) 最大剪应变; (c) Mises 等效应变; (d) 最大主应力; (e) SWT

图 12 不同预测模型的寿命预测结果曲线

Fig. 12 Comparisons between predicted results by different models and experimental results

表 3 不同寿命预测模型的预测误差

Table 3 Prediction errors of different life prediction models

预测模型	平均误差/%
最大主应变	58.50
最大剪应变	69.33
Mises 等效应变	59.75
最大主应力	68.54
SWT	34.07

4 结论

1) 非对称载荷作用下, 保载疲劳的平均应变及平均应变速率基本上随着平均载荷和载荷幅值的升高而逐渐增大。不同加载条件下, 平均应变速率曲线均呈现出三阶段变化规律, 表现为循环初期平均应变速率迅速增大, 循环中期表现为逐渐降低趋势,

循环末期迅速上升。

2) 平均载荷较小时, 蠕变应变随着载荷幅值的升高反而减小, 载荷幅值一定时, 蠕变应变随着平均载荷的增加而增加。讨论二者的交互作用时, 发现棘轮应变占比较大, 棘轮与蠕变应变始终相互制约。

3) 随着平均载荷及载荷幅值增加, 断口平面变得更加粗糙, 疲劳条带特征逐渐消失, 韧窝及撕裂棱数量显著增加, 断口呈现出韧性失效特征。

4) 在研究非对称载荷对保载疲劳寿命的影响时发现, 随着平均载荷或者载荷幅值的增加, 等效应变幅值会逐渐升高, 导致疲劳寿命逐渐降低。与平均载荷相比, 疲劳寿命对载荷幅值的变化更加敏感。

5) 综合对比最大主应变、最大剪应变、Mises 等效应变、最大主应力及 SWT 模型预测精度, 发现 SWT 模型更适用于工业纯钛的双轴保载疲劳寿命预测。

参考文献

- [1] Chang L, Zhou B B, Ma T H, *et al.* The difference in low cycle fatigue behavior of CP-Ti under fully reversed strain and stress controlled modes along rolling direction[J]. *Materials Science and Engineering A*, 2019, 742: 211–223.

- [2] Peng J, Zhou C Y, Dai Q, *et al.* Fatigue and ratcheting behaviors of CP-Ti at room temperature[J]. *Materials Science and Engineering A*, 2014, 59: 329–337.
- [3] Chang L, Wen J B, Zhou C Y, *et al.* Uniaxial ratcheting behavior and fatigue life models of commercial pure titanium[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2018, 41(9): 2024–2039.
- [4] Chang L, Ma T H, Zhou B B, *et al.* Comprehensive investigation of fatigue behavior and a new strain-life model for CP-Ti under different loading conditions[J]. *International Journal of Fatigue*, 2019, 129(C): 105220.
- [5] Ma T H, Gao N, Chang L, *et al.* Low-cycle fatigue behavior and life prediction of CP-Ti under non-proportional and multiaxial loading[J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 2021, 254: 107930.
- [6] Ma T H, Zhou C Y, Gao N, *et al.* Low cycle fatigue behavior of CP-Ti under multiaxial load-controlled mode at different multiaxial stress ratios[J]. *International Journal of Fatigue*, 2022, 160: 106868.
- [7] Zhao J Y, Lu Z, Zhou C Y, *et al.* In - plane biaxial ratcheting effect and low - cycle fatigue behavior of CP - Ti based on DIC method[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2022, 45(5): 1464–1479.
- [8] Chang L, Zhou C Y, Peng J, *et al.* Creep behavior of CP-Ti TA2 at low temperature and intermediate temperature[J]. *Rare Metal Materials and Engineering*, 2017, 46(6): 1463–1468.
- [9] Peng J, Zhou C Y, Dai Q, *et al.* Dwell fatigue and cycle deformation of CP-Ti at ambient temperature[J]. *Materials & Design*, 2015, 71: 1–16.
- [10] Sakane M, Isobe N. Tension-torsion multiaxial creep-fatigue lives of the Nickel-based superalloy alloy 738LC[J]. *International Journal of Fatigue*, 2022, 155: 106575.
- [11] Yamamoto T, Itoh T, Sakane M, *et al.* Creep-fatigue life of Sn-8Zn-3Bi solder under multiaxial loading[J]. *International Journal of Fatigue*, 2012, 43: 235–241.
- [12] Zhang S D, Sakane M. Multiaxial creep-fatigue life prediction for cruciform specimen[J]. *International Journal of Fatigue*, 2007, 29(12): 2191–2199.
- [13] Xu L, Kojima T, Itoh T. Creep-fatigue life evaluation of type 304 stainless steel under non-proportional loading[J]. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2021, 194: 104515.
- [14] Conceptualization L X U, Conceptualization R Z W, Conceptualization L H E. On multiaxial creep-fatigue considering the non-proportional loading effect: Constitutive modeling, deformation mechanism, and life prediction[J]. *International Journal of Plasticity*, 2022: 103337.
- [15] Li D H, Shang D G, Yin X, *et al.* A novel fatigue-oxidation-creep life prediction method under non-proportional loading[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2022, 131: 105805.
- [16] Bertini L. Life predictions by three creep-fatigue interaction models: influence of multiaxiality and time-variable loadings[J]. *Materials at High Temperatures*, 1991, 9(1): 23–29.
- [17] Asayama T, Aoto K, Wada Y. Effect of nonproportional loading on creep-fatigue properties of 304 stainless steel at low strain ranges near the elastic region[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 1993, 139(3): 299–309.
- [18] ASTM E8/E8 M-2013a. Standard test method for tension testing of metallic materials[S].
- [19] Kulawinski D, Ackermann S, Glage A, *et al.* Biaxial low cycle fatigue behavior and martensite formation of a metastable austenitic cast TRIP steel under proportional loading[J]. *Steel Research International*, 2011, 82(9): 1141–1148.
- [20] Sakane M. Effect of multiaxial stress and strain on low cycle fatigue, creep and creep-fatigue lifetimes for type 304 steel cruciform and cubic specimens[J]. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 2018, 49(3): 301–315.
- [21] Nagel K, Kulawinski D, Henkel S. Characterization of stress-strain behavior of a cast TRIP steel under different biaxial planar load ratios[J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 2011, 78(8): 1684–1695.
- [22] Xiao Lin, Song Kai, Gu Haicheng. Biaxial low cycle fatigue lifetime evaluation of Zircaloy-4[J]. *Acta. Metall. Sin.*, 1999, (4): 397–402.
(肖林, 宋凯, 顾海澄. Zr-4双轴低周疲劳寿命估算[J]. *金属学报*, 1999, (4): 397–402.)
- [23] Poncelet M, Barbier G, Raka B, *et al.* Biaxial high cycle fatigue of a type 304L stainless steel: Cyclic strains and crack initiation detection by digital image correlation[J]. *European Journal of Mechanics / A Solids*, 2010, 29(5): 810–825.
- [24] Takamoto I, Sakane M, Masateru O. High temperature multiaxial low cycle fatigue of cruciform specimen[J]. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 1994, 116(1): 90–98.
- [25] Cláudio R, Reis L, Freitas M. Biaxial high-cycle fatigue life assessment of ductile aluminum cruciform specimens[J]. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 2014, 73: 82–90.