

文章编号:1000-8055(2011)12-2783-08

# 基于最大损伤临界平面多轴疲劳寿命预测方法

杨 俊<sup>1,2</sup>, 李承彬<sup>3</sup>, 谢寿生<sup>2</sup>

(1. 中国人民解放军 空军西安局军事代表室, 西安 710021;

2. 空军工程大学 工程学院, 西安 710051;

3. 中国航空工业集团公司 西安航空发动机(集团)有限公司, 西安 710021)

**摘 要:** 基于临界平面法,提出一种多轴疲劳损伤参量和多轴寿命预测模型,与传统损伤参量以最大剪应变变程平面为临界平面不同,该损伤参量以最大损伤平面为临界平面,考虑最大剪应变变程,作用在最大剪应变变程平面上的法向应变变程和最大法向应力对疲劳裂纹萌生与扩展的综合作用,更好地反映非比例加载产生的循环附加强化导致疲劳寿命减小的现象,并且该损伤参量不含经验常数,不需进行平均应力修正,适于工程应用. 经 3 种材料试样多轴疲劳试验验证,该模型预测结果较好. 使用该损伤参量对某型发动机涡轮盘传动臂销钉孔寿命进行预测进一步证明以最大损伤平面为临界平面的损伤参量的工程适用性.

**关 键 词:** 最大损伤平面; 损伤参量; 临界平面法; 附加强化; 多轴疲劳; 涡轮盘; 寿命预测

**中图分类号:** V231.3

**文献标志码:** A

## Multiaxial fatigue life prediction method based on maximum damage critical plane

YANG Jun<sup>1,2</sup>, LI Cheng-bin<sup>3</sup>, XIE Shou-sheng<sup>2</sup>

(1. A Military Representative Office, Airforce Xi'an Bureau,  
The Chinese People's Liberation Army, Xi'an 710021, China;

2. The Engineering Institute,

Airforce Engineering University, Xi'an 710051, China;

3. Xi'an Aero-engine (Group) Corporation Limited,  
Aviation Industry Corporation of China, Xi'an 710021, China)

**Abstract:** Based on the critical plane method, a multiaxial damage parameter and a life prediction model were proposed. Differ from the traditional damage parameter which takes the maximum shear strain range as the critical plane, this damage parameter, taking the maximum damage plane as the critical plane, integrates the maximum shear range with the normal strain range and the maximum normal stress on the maximum shear range plane and reflects the reduction fatigue life owing to the additional cyclic hardening with the non-proportional loading. It is convenient for engineering application because there is no material constants in this parameter and no need to consider the mean stress. Experimental verifications show that the proposed parameter gives better satisfactory results for three checked metals under proportional and non-proportional loading. The life prediction result of a turbine disk transmission arm pin hole using this parameter further proves the engineering applicability of taking the maximum damage plane as the critical plane.

收稿日期:2011-01-05; 修订日期:2011-04-04

基金项目:综研基金项目(10116-2004); 西安航空发动机(集团)有限公司“十一五”可靠性科研项目(XAEC-JPS-JHB-1005-0031)

作者简介:杨俊(1979—),男,山西太原人,工程师,博士,主要从事航空发动机零部件强度及寿命方面研究.

**Key words:** maximum damage plane; damage parameter; critical plane method; additional cyclic hardening; multiaxial fatigue; turbine disk; life prediction

许多工程部件都承受着复杂的多轴载荷,在一个循环加载中,由于应力、应变主轴不断旋转而造成材料的附加强化现象是导致非比例加载下疲劳寿命减小的主要原因<sup>[1-5]</sup>. 针对不同材料和不同加载方式,许多学者都提出了不同的多轴疲劳损伤参量<sup>[6-10]</sup>. 其中基于应变临界平面法的多轴疲劳研究由于具有明确的物理意义受到广大研究者的青睐,如 Brown-Miller (BM) 模型<sup>[11]</sup>, Kandile-Brown-Miller (KBM) 模型<sup>[12]</sup>, Fatemi-Socie (FS) 模型<sup>[13]</sup>, Wang-Brown (WB) 模型<sup>[14]</sup>等. 文献[15-18]分析了以上多轴疲劳寿命预测模型的不足,并通过多种材料的试验数据将含有最大剪应变变程平面上法向应力的应力相关因子引入到损伤参量中. WANG Yingyu, YAO Weixing<sup>[15]</sup>考虑最大剪应变临界平面上的法向应变变程和最大法向应力提出两种损伤参量( $W_{\gamma_{\max}}$  和  $W_{D_{\max}}$ ),较好地对比3种材料进行了多轴疲劳寿命预测,但损伤参量形式与非比例加载的物理现象不符. 李静等<sup>[16]</sup>在 WB 模型的基础上引入一种应力相关因子来反映非比例循环加载下的附加强化作用,但需对法向应力幅值进行平均应力修正.

本文在此基础上考虑多轴疲劳裂纹产生的物理微观现象,提出一种新的多轴疲劳损伤参量,该参量以最大损伤平面为临界平面,并且不含材料常数,不需进行平均应力修正,能够反映多轴非比例加载时产生的循环附加强化现象. 通过有限元分析对比3种材料疲劳试验数据进行预测,预测结果较好. 最后采用提出的损伤参量对某高压涡轮盘传动臂销钉孔进行了寿命预测,与试验结果较为吻合,进一步证明了以最大损伤平面为临界平面的损伤参量的工程适用性.

## 1 新的损伤参量

### 1.1 损伤参量定义

最有名的应变多轴疲劳预测模型是 Brown 和 Miller 根据疲劳裂纹的物理解释提出的 BM 预测模型, Kandil, Brown 和 Miller 对 BM 模型进行简化,提出 KBM 模型<sup>[12]</sup>

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + S\Delta\epsilon_n = f(N_f) \quad (1)$$

式中  $\Delta\gamma_{\max}$  为临界面上最大剪应变变程,  $\Delta\epsilon_n$  为临

界平面上的法向应变变程,  $S$  为材料常数.

Fatemi 和 Socie 在 BM 模型基础上提出 FS 预测模型<sup>[13]</sup>

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} \left( 1 + \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y} \right) = f(N_f) \quad (2)$$

式中  $\sigma_{n,\max}$  为临界平面上的最大法向应力,  $\sigma_y$  为材料屈服强度.

研究表明由于非比例加载造成的附加强化作用,随着非比例加载相位差的变大,使得作用在  $\Delta\gamma_{\max}$  临界平面上的法向应变变程  $\Delta\epsilon_n$  和法向最大应力  $\sigma_{n,\max}$  都变大,而  $\Delta\gamma_{\max}$  却变小<sup>[1,15]</sup>, 仅仅以  $\Delta\gamma_{\max}$  和  $\Delta\epsilon_n$  不能很好地反映非比例加载时的附加强化作用<sup>[17-18]</sup>, 即不能反映疲劳寿命减小的现象,如式(1),而且研究发现材料常数  $S$  是随着寿命的变化而变化的,将其作为常数不合理<sup>[17]</sup>. 式(2)虽然将最大法向应力代替法向应变变程却忽略了法向应变变程.

WANG Yingyu, YAO Weixing 在 KBM 模型的基础上将  $\sigma_{n,\max}$  引入到式(1)中,得到新的损伤参量

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \left( 1 - \frac{\sigma_{n,\max}}{2\sigma_y} \right) \Delta\epsilon_n = f(N_f) \quad (3)$$

并根据临界平面往往与最大损伤参量平面不一致的现象<sup>[19-21]</sup>, 采用最大损伤平面作为临界平面,即

$$\left[ \frac{\Delta\gamma}{2} + \left( 1 - \frac{\sigma_{n,\max}}{2\sigma_y} \right) \Delta\epsilon_n \right]_{\max} = f(N_f) \quad (4)$$

从疲劳裂纹生成的微观机理分析,在多轴循环加载下,裂纹首先沿着最大剪切带聚合,而后在裂纹面的法向应力和应变的作用下进一步加剧,两者都对疲劳裂纹的扩展有贡献<sup>[12-13]</sup>. 因此应综合考虑法向应力和应变的影响. 但观察式(3)和式(4)中,当临界平面上的最大法向应力  $\sigma_{n,\max}$  越大,反而法向应变变程  $\Delta\epsilon_n$  的影响将减小,这与非比例加载出现的物理现象不符,根据文献[1,18]的分析,随着非比例加载相位差的不断变大,  $\sigma_{n,\max}$ ,  $\Delta\epsilon_n$  都会变大,可以得出两者对于疲劳寿命减小的影响是一致的.

李静在 WB 模型的基础上引入一种应力相关因子来反映非比例循环加载下的附加强化作用<sup>[16]</sup>,但法向应力幅值还需进行平均应力修正.

故而将式(1)中引入新的应力相关因子  $\frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y} \right]$ , 这样得到两种损伤参量

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y} \right] \Delta\epsilon_n = f(N_f) \quad (5)$$

$$\left[ \frac{\Delta\gamma}{2} + \frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y} \right] \Delta\epsilon_n \right]_{\max} = f(N_f) \quad (6)$$

式(5)临界平面定义为具有最大法向应变变程的最大剪应变变程平面, 损伤参量命名为  $Y_{\gamma_{\max}}$ . 式(6)临界平面定义为最大损伤平面, 损伤参量命名为  $Y_{D_{\max}}$ . 改变后的损伤参量更加符合疲劳扩展的物理现象, 不含经验常数, 最大法向应力  $\sigma_{n,\max}$  项使得损伤参量不需进行平均应力修正, 更加适于工程应用.

## 1.2 损伤参量计算

根据 Manson-Coffin 公式

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (7)$$

式中  $E$  为弹性模量,  $\sigma'_f$  为疲劳强度系数,  $\epsilon'_f$  为疲劳延性系数,  $b$  为疲劳强度指数,  $c$  为疲劳延性指数.

根据最大剪应变法可以得到<sup>[22-23]</sup>

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} = (1 + \nu_e) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + (1 + \nu_p) \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (8)$$

式中  $\nu_e$  为弹性泊松比,  $\nu_p$  为塑性泊松比.

法向正应变变程可表示为<sup>[22-23]</sup>

$$\Delta\epsilon_n = (1 - \nu_e) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + (1 - \nu_p) \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (9)$$

FS 模型可以表示为<sup>[13]</sup>

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} \left[ 1 + k \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y} \right] = & \left[ (1 + \nu_e) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + (1 + \nu_p) \epsilon'_f (2N_f)^c \right] \times \\ & \left[ 1 + k \frac{\sigma'_f}{2\sigma_y} (2N_f)^b \right] \end{aligned} \quad (10)$$

结合式(8)~(10), 设  $k = 1$  可以得到

以最大剪应变变程为临界平面的损伤参量为

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y} \right] \Delta\epsilon_n = & \left[ (1 + \nu_e) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + (1 + \nu_p) \epsilon'_f (2N_f)^c \right] + \\ & \frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{\sigma'_f}{2\sigma_y} (2N_f)^b \right] \times \\ & \left[ (1 - \nu_e) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + (1 - \nu_p) \epsilon'_f (2N_f)^c \right] \end{aligned} \quad (11)$$

近似得到最大损伤平面为临界平面损伤参量为

$$\begin{aligned} \left[ \frac{\Delta\gamma}{2} + \frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y} \right] \Delta\epsilon_n \right]_{\max} = & \left[ (1 + \nu_e) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + (1 + \nu_p) \epsilon'_f (2N_f)^c \right] + \\ & \frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{\sigma'_f}{2\sigma_y} (2N_f)^b \right] \times \\ & \left[ (1 - \nu_e) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + (1 - \nu_p) \epsilon'_f (2N_f)^c \right] \end{aligned} \quad (12)$$

## 1.3 临界平面确定

### 1.3.1 $\Delta\gamma_{\max}$ 临界平面的确定 ( $Y_{\gamma_{\max}}$ )

1) 对试样模型进行弹塑性有限元分析 (FEA) 采用多步计算, 设有  $s$  步, 得到  $s$  步中最危险部位节点的应力应变

$$\boldsymbol{\epsilon} = \begin{bmatrix} \epsilon_{xx} & \gamma_{xy} & \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} & \epsilon_{yy} & \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} & \gamma_{yz} & \epsilon_{zz} \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (14)$$

式(13)等号左边的  $\boldsymbol{\epsilon}$  及式(14)等号左边的  $\boldsymbol{\sigma}$  为矩阵.

2) 图 1 所示为任意平面与原坐标系的关系, 任意平面上的法向应力与  $x$  轴夹角  $\theta$ , 与  $z$  轴夹角  $\phi$ . 通过旋转矩阵  $\mathbf{M}$  计算任意  $\theta$  和  $\phi$  时的应力、应变值

$$\boldsymbol{\epsilon}' = \mathbf{M} \boldsymbol{\epsilon} \mathbf{M}^T, \quad \boldsymbol{\sigma}' = \mathbf{M} \boldsymbol{\sigma} \mathbf{M}^T$$

$\boldsymbol{\epsilon}'$  和  $\boldsymbol{\sigma}'$  为矩阵.

其中旋转矩阵  $\mathbf{M}$  为

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \cos \theta \sin \phi & \sin \theta \sin \phi & \cos \phi \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ -\cos \theta \cos \phi & -\sin \theta \cos \phi & \sin \phi \end{bmatrix} \quad (15)$$

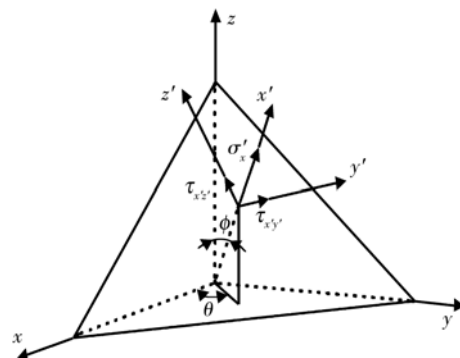


图 1 任意平面上的应力、应变

Fig. 1 Stress-strain acting on the candidate plane

3) 计算第  $i$  平面的剪应变变程,  $m, n$  为  $s$  步中的第  $m$  步和第  $n$  步.

$$\Delta\gamma_i = \max_{1 \leq m \leq s, m+1 \leq n \leq s} \{ \sqrt{[\gamma_{xy}(m) - \gamma_{xy}(n)]^2 + [\gamma_{xz}(m) - \gamma_{xz}(n)]^2} \} \quad (16)$$

4) 循环计算不同平面的  $\Delta\gamma$ , 找到最大值  $\Delta\gamma_{\max}$  的平面及平面的位置  $(\theta_{c\gamma}, \phi_{c\gamma})$ , 该平面即为临界平面.

5) 计算  $\Delta\gamma_{\max}$  临界平面上的法向应变变程  $\Delta\epsilon_n$

$$\Delta\epsilon_n = \max_{1 \leq m \leq s, m+1 \leq n \leq s} \{ | \epsilon_x(m) - \epsilon_x(n) | \} \quad (17)$$

6) 根据式(17)得到临界平面上的最大法向应变变程  $\Delta\epsilon_n$ , 进而确定临界平面上的最大法向应力  $\sigma_{n, \max}$

$$\sigma_{n, \max} = \max_{1 \leq m \leq s} \{ | \sigma_x(m) | \} \quad (18)$$

### 1.3.2 $D_{\max}$ 临界平面的确定 $Y_{D\max}$

1), 2), 3) 步同 1.3.1 节.

4) 循环计算不同平面的  $\Delta\gamma$ , 法向应变变程  $\Delta\epsilon_n$ , 最大法向应力  $\sigma_{n, \max}$ .

5) 确定  $\left[ \frac{\Delta\gamma}{2} + \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{\sigma_{n, \max}}{\sigma_y} \right) \Delta\epsilon_n \right]_{\max}$  的平面及平面的位置  $(\theta_{c\gamma}, \phi_{c\gamma})$ , 此平面即为临界平面.

## 2 试验验证

### 2.1 LY12CZ 铝合金

用本文提出的损伤参量对 LY12CZ 铝合金试样进行预测, 试验及数据出自文献[10], 这里不再赘述. 试样的有限元模型如图 2 所示, 采用 Von Mises 屈服准则及多线性随动强化模型. 循环应力、应变曲线采用 Ramberg-Osgood 方程描述(后两种材料相同).

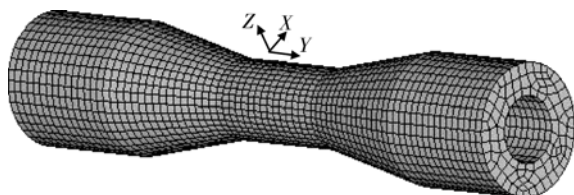


图 2 LY12CZ 铝合金光滑试样有限元模型

Fig. 2 Finite element model of LY12CZ smooth specimen

经有限元计算后得到两种损伤参量在不同加载路径下的值如图 3 所示. 从图 3 中可以看出, 在相同 Von Mises 等效应力载荷下, 随着轴向和扭

转应力相位差的增大, 两种损伤参量都变大, 无论是比例还是在非比例加载, 两者与寿命存在较好的相关性, 证明本文提出的损伤参量是合理的. 相比图 3(a) 和图 3(b), 最大损伤临界平面的损伤参量比最大剪应变临界平面的要大, 故而最大损伤临界平面预测结果要更加保守. 当相位差达到  $90^\circ$  时, 最大剪应变临界平面损伤参量与最大损伤临界平面的损伤参量值相等, 达到最大, 与文献[15]结果一致. 采用本文提出损伤参量  $Y_{\gamma\max}$ ,  $Y_{D\max}$  分别与  $W_{\gamma\max}$ ,  $W_{D\max}$  模型对 LY12CZ 铝合金进行寿命预测, 预测结果如下图 4、图 5 所示.

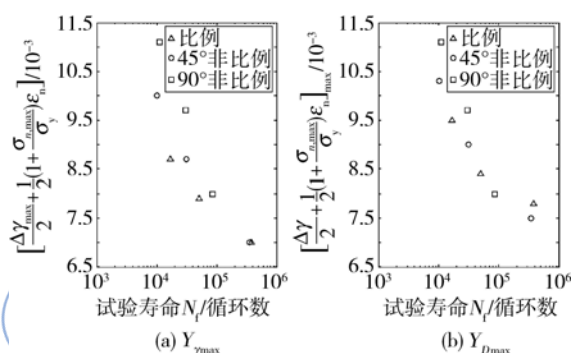


图 3 疲劳寿命和新损伤参量的相关性

Fig. 3 Correlation between the fatigue life and the new damage parameter

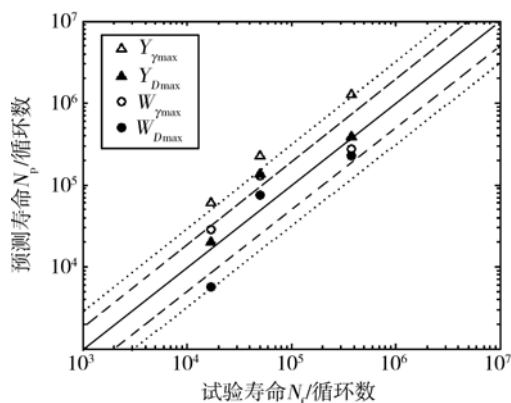


图 4 LY12CZ 比例加载预测结果

Fig. 4 Predicted versus experimental lives for LY12CZ (inphase loading)

从图 4 可以看出, 对于比例加载  $Y_{\gamma\max}$  预测结果超出 3 倍分散因子(从试验寿命的 3 倍到  $1/3$  范围),  $W_{\gamma\max}$  预测结果要优于  $Y_{\gamma\max}$ , 均在 3 倍分散因子范围内.  $Y_{D\max}$  及  $W_{D\max}$  预测结果均在 3 倍分散因子范围内. 从图 5 可以看出, 对于非比例加载  $Y_{D\max}$  和  $W_{D\max}$  均在 3 倍分散因子范围内. 本文重点对比分析  $Y_{D\max}$  和  $W_{D\max}$ .

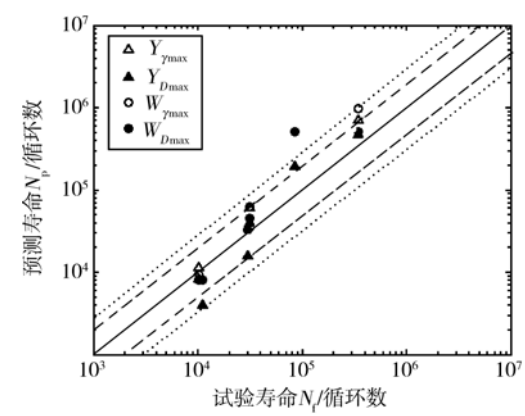


图 5 LY12CZ 非比例加载预测结果  
Fig. 5 Predicted versus experimental lives for LY12CZ (outphase loading)

为了说明本文提出的损伤参量的适用性,再以 316 不锈钢和 S460N 钢为例验证.表 1 为各材料力学性能常数及单轴疲劳材料常数

2.2 316 不锈钢

316 不锈钢数据来源于文献[24],加载路径为比例,45°,90°,135°正弦波非比例加载.预测结果和试验结果相关性如图 6 所示,  $Y_{Dmax}$  和  $W_{Dmax}$  分别有 2 个试样超出 3 倍分散因子范围,其他试样均在 3 倍分散因子范围之内.

2.3 S460N 钢

试验数据来源于文献[25],加载路径为比例,45°,90°正弦波非比例加载.预测结果和试验结果相关性如图 7 所示,  $Y_{Dmax}$  和  $W_{Dmax}$  全部试样均在 3 倍分散因子范围之内.

表 1 材料力学性能常数及单轴疲劳材料常数  
Table1 Mechanical properties and uniaxial properties of materials

| 材料     | E/GPa  | $\sigma_y$ /MPa | $\sigma'_f$ /MPa | $\epsilon'_f$ | $b$    | $c$    | $K'$ /MPa | $n'$  |
|--------|--------|-----------------|------------------|---------------|--------|--------|-----------|-------|
| LY12CZ | 73     | 400             | 724              | 0.137         | -0.063 | -0.654 | 870       | 0.097 |
| 316 钢  | 192.68 | 251.5           | 1258.2           | 0.121         | -0.097 | -0.454 | 903.8     | 0.179 |
| S460N  | 208.5  | 500             | 969.6            | 0.281         | -0.086 | -0.493 | 1115      | 0.161 |
| GH901  | 170    | 710             | 2140             | 0.218         | -0.13  | -0.74  | 2220      | 0.15  |

注:表中常数意义见上文,  $K'$  为循环强度系数,  $n'$  为循环应变硬化指数.取  $\sigma_y = \sigma_{0.2}$ .

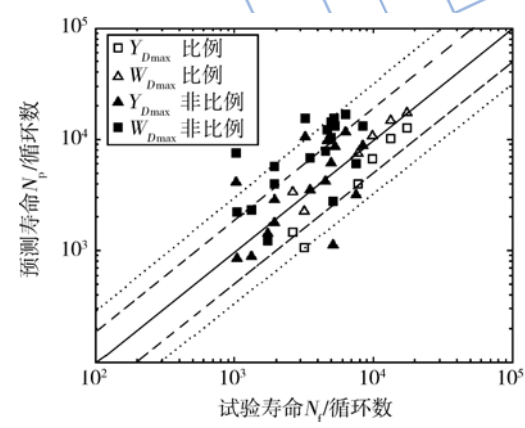


图 6 316 不锈钢寿命预测结果  
Fig. 6 Predicted versus experimental lives for 316 stainless steel

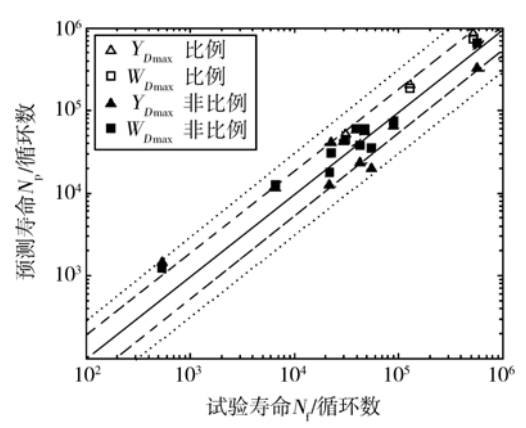


图 7 S460N 钢寿命预测结果  
Fig. 7 Predicted versus experimental lives for S460N steel

综合以上 3 种材料的预测结果,无论采用比例还是非比例加载,  $Y_{Dmax}$  都有较好的预测结果,而在比例加载中,  $Y_{\gamma max}$  预测结果超出 3 倍分散因子.说明以最大损伤平面作为临界平面不是单单考虑最大剪应变变程,而是综合考虑剪应变变程平面及作用在平面上的法向应变变程和最大法向

应力,更加符合疲劳裂纹的微观物理解释.同时根据预测结果,可以得到如下结论:

- 1) 对于比例加载,  $W_{Dmax}$  预测结果较  $Y_{Dmax}$  保守;而对于非比例加载,  $Y_{Dmax}$  预测结果较  $W_{Dmax}$  保守,由于零件在大部分状态下处于非比例加载,故而  $Y_{Dmax}$  更适合工程应用.

2) 原因为比例加载中法向应变变程  $\Delta\epsilon_n$  和最大法向应力  $\sigma_{n,\max}$  相对非比例加载要小,  $Y_{D_{\max}}$  中的应力因子  $\frac{1}{2}\left(1 + \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y}\right)$  项相对  $W_{D_{\max}}$  中的  $1 - \frac{\sigma_{n,\max}}{2\sigma_y}$  项影响要小, 故而损伤参量要明显小于  $W_{D_{\max}}$ , 预测结果要大于  $W_{D_{\max}}$ ; 而非比例加载中法向应变变程  $\Delta\epsilon_n$  和最大法向应力  $\sigma_{n,\max}$  明显增大,  $Y_{D_{\max}}$  中的  $\frac{1}{2}\left(1 + \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y}\right)$  项相对  $W_{D_{\max}}$  中的  $1 - \frac{\sigma_{n,\max}}{2\sigma_y}$  项影响要大, 故而损伤参量增大较多, 预测结果偏保守。

### 3 某型发动机高压涡轮盘寿命预测

研究证明涡轮盘危险部位呈现出多轴应力状态<sup>[25-27]</sup>, 故而将本文提出的损伤参量引入到某型发动机涡轮盘的寿命预测中。涡轮盘材料为 GH901。

#### 3.1 涡轮盘低循环疲劳试验

试验在西安航空发动机(集团)有限公司立式旋转试验器上进行。循环试验中轮盘均匀温度场为 525 °C, 试验转速范围为 650 r/min ~ 12 640 r/min ~ 650 r/min。在完成 2 000 次循环后, 对试验件进行了荧光检查, 未发现裂纹。3 500 次循环后进行荧光检查, 发现传动臂销钉孔全部出现裂纹。其中高压 II 级涡轮盘传动臂销钉孔 13 号、16 号孔 12 点方向的裂纹长度分别为 2 mm 和 6 mm。5 000 次试验循环次数后, 13 号、16 号孔 6 点方向裂纹较长, 已扩展至转接 R 处, 16 号最长为 35 mm。通过扫描电镜对疲劳条带进行定量反推 (0.75 mm 为萌生裂纹), 可得到 13 号销钉孔裂纹萌生寿命为 3 281 次循环, 16 号销钉孔裂纹萌生寿命为 3 129 次循环。将 3 129 次循环作为涡轮盘传动臂销钉孔裂纹萌生寿命。

#### 3.2 涡轮盘弹塑性分析

某型发动机高压涡轮盘的 1/16 扇区有限元模型如图 8 所示。同样采用 Von Mises 屈服准则及多线性随动强化模型。

与试验结果相同, 弹塑性分析得到轮盘危险点位于两级盘连接处传动臂销钉孔处, 如图 9 所示。

由于销钉孔左右半部受力对称, 故而以半个销钉孔为研究对象, 计算出本文提出的损伤参量沿销钉孔圆周的分布, 即如图 10 所示,  $-90^\circ \leq \theta$

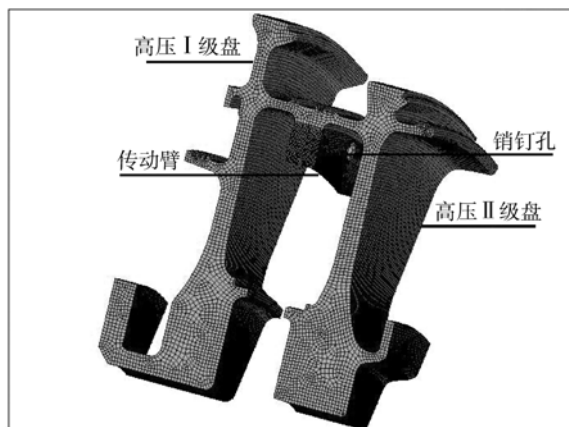


图 8 两级涡轮盘有限元模型

Fig. 8 Finite element model of two-stage turbine disk

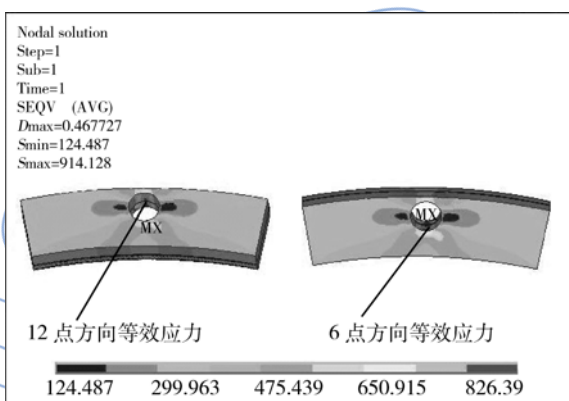


图 9 12 640 r/min 下涡轮盘传动臂销钉孔等效应力分布 (单位: MPa)

Fig. 9 Equivalent stress distribution of turbine disk transmission arm pin hole at 12 640 r/min (unit: MPa)

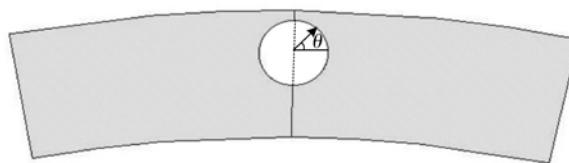


图 10 销钉孔圆周示意图

Fig. 10 Diagram of pin hole edge

$\leq 90^\circ$ .

从图 11 可以看出, 提出的损伤参量在  $-90^\circ$  (6 点方向) 和  $90^\circ$  (12 点方向) 位置时最大, 而涡轮盘低循环疲劳试验结果得到, 所有 16 个销钉孔裂纹位置均位于 6 点方向和 12 点方向, 说明所提出的损伤参量来预测涡轮盘销钉孔寿命是合理的。同时看到 6 点方向损伤参量比 12 点方向稍大, 与试验结果中 6 点方向裂纹较长和扩展较快

相符合.表 2 是采用提出的损伤参量预测涡轮盘传动臂销钉孔与试验寿命对比,可以看出以最大损伤平面为临界平面的损伤参量  $Y_{Dmax}$  预测结果明显要优于以最大剪应变为临界平面的损伤参量  $Y_{\gamma max}$ ,对比结果与前文分析一致.

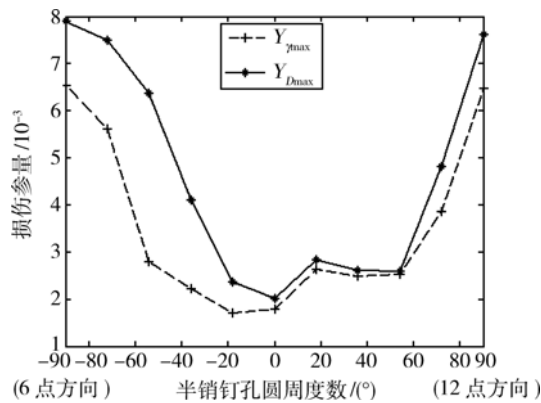


图 11 沿销钉孔损伤参量分布

Fig. 11 Distribution of damage parameter around pin hole edge

表 2 涡轮盘传动臂销钉孔寿命预测结果及误差  
Table 2 Predicted results and errors of fatigue life for turbine disk transmission arm pin hole

|                  | 预测寿命/循环数(误差/%) |             | 试验寿命/<br>循环数 |
|------------------|----------------|-------------|--------------|
|                  | 6 点            | 12 点        |              |
| $Y_{\gamma max}$ | 8848(182.8)    | 9343(198.6) | 3 129        |
| $Y_{Dmax}$       | 3327(6.3)      | 4021(28.5)  |              |

## 4 结 论

1) 研究表明由于非比例加载造成的附加强化作用,随着非比例加载相位差的变大,使得作用在  $\Delta\gamma_{max}$  临界平面上的正应变变程  $\Delta\epsilon_n$  和最大正应力  $\sigma_{n,max}$  都变大,而  $\Delta\gamma_{max}$  却变小<sup>[1,14,18]</sup>,疲劳寿命减小,仅仅以  $\Delta\gamma_{max}$  和  $\Delta\epsilon_n$  不能很好地反映非比例加载时的附加强化.

2) 在危险部位应力计算中,需要输入涡轮盘材料的循环应力应变曲线,该曲线中包含有多种材料常数,不同材料常数造成应力的计算结果差别很大,故而材料常数在应力计算中很重要.本文在前人研究的基础上,在多轴疲劳裂纹的物理成因的基础上,提出一种新的损伤参量,该损伤参量不以传统的最大剪应变变程作为临界平面,而是以最大损伤参量作为临界平面,更加符合多轴疲劳裂纹的物理成因,该参量考虑了附加强化作用,

引入最大正应力  $\sigma_{n,max}$ ,不需进行平均应力修正,并且不含材料常数,比较适合工程应用.

3) 通过 3 种材料寿命预测结果与  $W_{Dmax}$  模型预测结果对比分析得出本文提出的损伤参量  $Y_{Dmax}$  预测效果较好.在比例加载,  $W_{Dmax}$  预测结果较  $Y_{Dmax}$  保守;而对于非比例加载,  $Y_{Dmax}$  预测结果较  $W_{Dmax}$  保守.由于零件在大部分状态下处于非比例加载,故而  $Y_{Dmax}$  更适合工程应用.

4) 采用本文提出的损伤参量对某型发动机高压涡轮盘传动臂销钉孔寿命进行预测,预测结果可以看出,以最大损伤平面为临界平面的临界平面法要明显优于以最大剪应变变程为临界平面的临界平面法.

## 参考文献:

- [1] Fatemi A, Socie D F. Critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading[J]. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 1988, 11(3):149-165.
- [2] Chen X, Gao Q, Sun X F. Damage analysis of low cycle fatigue under non-proportional loading[J]. International Journal of fatigue, 1994, 16(3):221-225.
- [3] Chen X, Gao Q, Sun X F. Low-cycle fatigue under non-proportional loading[J]. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 1996, 19(7):839-854.
- [4] Chen X, An K, Kim K S. Low-cycle fatigue of 1Cr-18Ni-9Ti stainless steel and related weld metal under axial, torsional and 90°out-of-phase loading[J]. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 2004, 27(6):439-448.
- [5] 尚德广, 姚卫星. 基于临界面法的多轴疲劳损伤参量的研究[J]. 航空学报, 1999, 20(4):295-298.  
SHANG Deguang, YAO Weixing. Study on multiaxial fatigue damage parameters based on the critical plane approach[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1999, 20(4):295-298. (in Chinese)
- [6] You B R, Lee S B. A critical review on multiaxial fatigue assessments of metals [J]. International Journal of Fatigue, 1996, 18(4):235-244.
- [7] Papadopoulos I V, Davoli P, Gorla C, et al. A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals[J]. International Journal of Fatigue, 1997, 19(3):219-235.
- [8] Macha E, Sonsino C M. Energy criteria of multiaxial fatigue failure[J]. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 1999, 22(12):1053-1070.
- [9] 尚德广, 姚卫星, 王德俊, 等. 一种统一的多轴疲劳损伤参量[J]. 固体力学学报, 1999, 20(3):201-210.  
SHANG Deguang, YAO Weixing, WANG Dejun, et al. A unified multiaxial fatigue damage parameter[J]. Acta Mechanica Solida Sinica, 1999, 20(3):201-210. (in Chinese)
- [10] 王英玉. 金属材料的多轴疲劳行为与寿命估算[D]. 南京

- 航空航天大学, 2005
- WANG Yingyu. Fatigue behavior and fatigue life prediction of metals under multiaxial cyclic loading[D]. Nanjing: Nanjing University Of Aeronautics And Astronautics, 2005.
- [11] Brown M W, Miller K J. A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1973, 187(65): 745-755.
- [12] Kandile F A, Brown M W, Miller K J. Biaxial low cycle fatigue fracture of 316 stainless steel at elevated temperatures[M]. London: The Metal Society, 1982: 203-210.
- [13] Fatemi A, Socie D F. A critical plane to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading [J]. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 1988, 11(3): 149-165.
- [14] Wang C H, Brown M W. A path-independent parameter for fatigue under proportional and non-proportional loading [J]. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structure*, 1993, 16(12): 1285-1298.
- [15] WANG Yingyu, YAO Weixing. Evaluation and comparison of several multiaxial fatigue criteria[J]. *International Journal of Fatigue*, 2004, 26(1): 17-25.
- [16] 李静, 孙强, 乔艳江, 等. 基于临界平面法的拉扭双轴疲劳寿命估算模型[J]. *固体力学学报*, 2010, 31(1): 102-106.
- LI Jing, SUN Qiang, QIAO Yanjiang, et al. The biaxial fatigue life prediction model based on the critical plane approach under combined loading of tension and torsion[J]. *Chinese Journal of Solid Mechanics*, 2010, 31(1): 102-106. (in Chinese)
- [17] 李静, 孙强, 李春旺, 等. 一种新的多轴疲劳寿命预测方法[J]. *机械工程学报*, 2009, 45(9): 285-290.
- LI Jing, SUN Qiang, LI Chunwang, et al. New prediction method for multiaxial fatigue life[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(9): 285-290. (in Chinese)
- [18] Nitta A, Gata G O, Kuwabara K K. Fracture mechanism and life assessment under high-strain biaxial cyclic loading of type 304 stainless steel[J]. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structure*, 1989, 12(2): 77-92.
- [19] Kim K S, Park J C. Shear strain based multiaxial fatigue parameters applied to variable amplitude loading[J]. *International Journal of Fatigue*, 1999, 21(5): 475-83.
- [20] Kim K S, Park J C, Lee J W. Multiaxial fatigue under variable amplitude loads[J]. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 1999, 121(3): 286-293.
- [21] Han C, Chen X, Kim K S. Evaluation of multiaxial fatigue criteria under irregular loading[J]. *International Journal of Fatigue*, 2002, 24(9): 913-922.
- [22] Socie D F, Marquis G B. Multiaxial fatigue[M]. Warrendale, USA: SAE, 2000.
- [23] Fatemi A, Kurath P. Multiaxial fatigue life predictions under the influence of mean stresses[J]. *Journal Engineering Materials and Technology*, 1988, 110(4): 380-388.
- [24] Jen Y M, Wang W W. Crack initiation life prediction for solid cylinders with transverse circular holes under in-phase and out-of-phase multiaxial loading[J]. *International Journal of Fatigue*, 2005, 27(5): 527-539.
- [25] Jiang Y Y, Hertel O, Vormwald M. An experimental evaluation of three critical plane multiaxial fatigue criteria[J]. *International Journal of Fatigue*, 2007, 29(8): 1490-1502.
- [26] 高阳, 白广忱, 张瑛莉. 涡轮盘多轴低循环疲劳寿命可靠性分析[J]. *航空学报*, 2009, 30(9): 1678-1682.
- GAO Yang, BAI Guangchen, ZHANG Yingli. Reliability analysis of multiaxial low cycle fatigue life for turbine disk [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2009, 30(9): 1678-1682. (in Chinese).
- [27] 钱文学, 伊晓阳, 谢里阳, 等. 轮盘疲劳可靠性分析的 Monte-Carlo 数字仿真[J]. *系统仿真学报*, 2007, 19(2): 254-256.
- QIAN Wenxue, YI Xiaoyang, XIE Liyang, et al. Reliability analysis of disk fatigue life based on Monte-Carlo method [J]. *Journal of System Simulation*, 2007, 19(2): 254-256. (in Chinese)