

# 疲劳寿命预计方法的探讨

中国科学院力学研究所 曾春华

## 一、引言

过去,承受交变载荷作用的零件或结构,人们一直是采用静强度理论来进行计算和设计的,有些部门直至今天仍在沿用这种传统的方法。但是静强度理论不能充分反映材料在变应力作用下的特性,因此,这种按不变载荷公式设计而实际是在变载荷作用下工作的零构件,在使用过程中往往就会发生突如其来的破坏。起初,人们对这种破坏感到莫名其妙,零件构件的设计都已充分满足了静强度的要求,为什么还会突然破坏呢?后来逐渐了解到,这种突然性的破坏绝大多数都是疲劳引起的,因为疲劳破坏与静力破坏有着本质的差别。

在现代工业的各个部门中,疲劳已成为严重威胁构件或结构安全的隐患,因为现代工业中绝大多数零构件都是在交变载荷或随机载荷下工作的。随着现代工业日益向高温、高速、高压方面发展,疲劳问题也就会越来越突出。

如何预计在复杂载荷历史下的疲劳寿命,是设计师和工程技术人员十分关注的一个问题,也是疲劳研究中急待解决的一个重要课题。这个课题,几十年来一直吸引着人们的注意和兴趣,对它进行研究和探索,取得了一些进展<sup>[15~20]</sup>。但是,由于影响疲劳寿命的因素很多,比如载荷谱、材料、几何形状和使用环境等,使得疲劳寿命预计很复杂,要彻底的解决这个课题,仍需付出艰巨的劳动。

本文对于复杂载荷下疲劳寿命的预计方法进行了一些分析和探讨,希望能引起设计人员和研究人员的重视,对这一重大课题进行深入的研究。

## 二、裂纹形成阶段疲劳寿命的预计

疲劳破坏过程大致经历着四个时期,即疲劳成核期、微观裂纹扩展期、宏观裂纹扩展期以及断裂期。在工程实践中,又常常把这四个时期综合为两个阶段,也就是疲劳裂纹形成阶段和疲劳裂纹扩展阶段。裂纹形成阶段包括疲劳成核期和微观裂纹扩展期;裂纹扩展阶段包括宏观裂纹扩展期和断裂期。这两个阶段,主要是从微观和宏观的角度来区分的,前阶段的疲劳特性与局部的条件有密切的关系,后阶段的疲劳特性就不完全依赖于局部条件,例如材料表面的光洁度对裂纹形成阶段的影响很大,而对裂纹扩展阶段的影响很小。裂纹形成阶段和扩展阶段的界限,目前尚无科学的准则,只是根据实践经验规定其分界线,一般认为,能用实验室中的观测手段观测的裂纹尺寸或肉眼能见的裂纹尺寸作为裂纹形成阶段的结束,国外有时取2.5毫米的裂纹长度作为此两个阶段的分界线。

疲劳裂纹形成是疲劳破坏的一个很重要阶段,特别对于无限寿命和安全寿命概念设计的构件与结构尤为重要。

疲劳裂纹形成阶段的寿命预计方法有下列几种:

### 1. 名义应力法

名义应力法实际上是一个传统的安全疲劳估算方法。所谓名义应力就是指缺口试件或要计算的结构元件的载荷被试件的净面积所除得到的应力值,也就是该面积上平均分布的应力值。

一般地说,构件或结构的实际破坏往往是从结构内部或表面具有应力集中的缺陷部位开始的,从理论上讲,应该用缺陷部位的局部应力来进行结构的疲劳损伤和寿命估算,但是这样做有很大的实际困难,因为缺陷部位往往是随机分布的,缺陷的尺寸和部位对各种结构也是变化的,再加上残余应力的作用使问题变得十分复杂。我们在做损伤计算和寿命预计时,不可能对每一缺陷部位的应力或应变水平都进行理论分析和实际测量,因此,不少人就采用名义应力法去预计疲劳寿命。

用名义应力法去预计疲劳寿命大致是按下列步骤进行的:

#### (1) 确定结构中的危险部位

一般都是根据应力测量、应力分析的结果,综合考虑缺口附近的应力、应力集中大小(或应力集中系数)来确定结构中的危险部位。或者参考以往的经验、使用中破坏情况的统计资料来确定结构中的危险部位。

#### (2) 确定疲劳载荷谱和试验应力谱

疲劳载荷谱一般根据规范或实测得到,然后依据数理统计方法将载荷谱转化为试验应力谱。

一个构件或结构疲劳试验和寿命预计的准确性在很大程度上取决于所给载荷谱的真实性。目前常用的载荷谱统计方法有计数法和功率谱密度法两种,其中计数法又包括峰值法、幅值法、疲劳计数法、双参数循环计数法、常均值载荷谱计数法、变均值载荷谱计数法、雨流法、等损伤载荷谱计数法等。

在飞机上,一般用VGH记录仪等进行实测或根据规范得到飞机的疲劳载荷谱,然后根据计算公式将所得到的飞机重心处的过载谱转化为试验应力谱。

在汽车、拖拉机等机械上,一般用动态应变仪、紫外线记录仪等随机实测应力或应变波形,然后用数理统计方法将它转化为程序试验应力谱。

在铁轨上,一般利用弹性基础理论将动态车轮载荷转换为钢轨的静态弯曲应力谱,然后引入行车速度、轴重等动力响应,用准静态速度系数得到钢轨的典型疲劳试验弯曲应力谱。

#### (3) 建立对应于各应力谱的 $S-N$ 曲线

疲劳安全寿命估算时,最好使用实际零件部件的  $S-N$  曲线。但是由于各应力谱的平均应力不同,往往不可能对实际零部件做这么多条  $S-N$  曲线,同时在初始设计阶段,也无法对实际构件进行试验,在这种情况下,就可以采用标准试件的  $S-N$  曲线,不过要注意,标准试件与实际构件必须是同样的材料、品种、热处理和表面处理,同样的应力集中系数和相同的缺口形式,同样的应力比或相同的平均应力,同样方式的载荷,最好是同样的环境条件。

如果标准试样也无法提供,这时就可参考以往的设计或构件的  $S-N$  曲线。或者参考类似构件  $S-N$  曲线的同时,再做一些验证性试验,对类似构件的  $S-N$  曲线进行修正,从而得到所需要的  $S-N$  曲线。

#### (4) 选取合适的累积损伤理论

疲劳损伤一般指在疲劳循环加载下材料的改变, 损伤累积是指每一加载循环下, 损伤增量的累积。累积损伤理论到目前为止已有几十种<sup>[1]</sup>, 但大致可以归纳为三类:

第 I 类是线性累积损伤理论, 这种理论的实质就是假定各级应力水平作用下造成的损伤可以线性地迭加起来, 其中最著名的是 *Miner* 理论<sup>[2]</sup>。由于线性累积损伤理论计算简单、概念直观, 易被人们所接受, 所以被广泛的采用。但是它没有计及应力之间的相互作用和没有考虑低于疲劳极限的应力的影响, 所以用它来估算疲劳寿命只能是近似的。

第 II 类是修正线性累积损伤理论, 这种理论认为应该考虑应力之间的相互作用。实际上由于高应力的引进, 会加速在低应力下的损伤, 计算损伤周比  $\frac{n_i}{N_i}$  时, 不应按原来的  $S-N$  曲线, 而应该用修正的  $S-N$  曲线, 其中最著名的是 *Corten* 与 *Dolan* 理论<sup>[3]</sup>。但是修正线性损伤理论使用起来有一定的局限性, 它选定一个依赖于应力方式的参数后, 就只能在相应的某一范围内使用。

第 III 类是从实验中得到的经验或半经验公式, 其中用得较多的是 *Fuller* 理论<sup>[4]</sup>。但是这些理论有的计算繁杂, 有的理论依据不足, 局限性较大。

这三类损伤理论中, 最为人们喜欢使用的是 *Miner* 理论, 他用  $n/N$  的数值表示疲劳损伤的百分比, 当  $n/N$  的累加值达到 1 时, 试件或构件就发生破坏。根据这个简单的理论, 就可以把疲劳寿命预计出来。

#### (5) 选取疲劳寿命的分散系数

在预计出疲劳寿命后, 考虑到这个寿命离开平均寿命的各种变化, 比如疲劳性质的固有变化、使用环境的变化、大气的腐蚀、 $S-N$  曲线的分散性、实验室条件与实际使用环境的差异等, 对预计的疲劳寿命必须考虑一个分散系数。分散系数的选取, 各国都有自己的标准, 一般是取 4。

### 2. 局部应变法

疲劳寿命的预计, 实际上往往需要处理复杂的几何形状和不规则的载荷循环历史。局部应变法是这样的一种方法, 它把疲劳寿命的预计建立在最危险的缺口或其它应力集中部位的应力和应变的局部预计上。近几年来, 这种方法得到了很大的发展<sup>[5]</sup>。

用局部应变法估算疲劳寿命的目的就是用分析的方法代替各种试验程序, 减少试验工作量, 节省试验费用, 而且能得到较准确的疲劳寿命预计。

用局部应变法去预计疲劳寿命的步骤大致如下:

(1) 从分析载荷的最大峰值开始, 根据载荷—应变标定曲线和循环应力—应变曲线计算初始的缺口应力和应变。

(2) 用下面的方程①和②计算相应后面加载历史的缺口应力—应变历史。在应用这些方程时, 注意  $(p_r, \epsilon_r, \sigma_r)$  必须是相应于迟滞回线的端点, 迟滞回线是以受应力—应变记忆效果控制的方式建立的。

$$\frac{\epsilon - \epsilon_r}{2} = \frac{\sigma - \sigma_r}{2E} + \left( \frac{\sigma - \sigma_r}{2A} \right)^{1/s} \quad (\text{应力—应变迟滞回线上升部分}) \quad \text{---①}$$

$$\frac{\epsilon_r - \epsilon}{2} = \frac{\sigma_r - \sigma}{2E} + \left( \frac{\sigma_r - \sigma}{2A} \right)^{1/s} \quad (\text{应力—应变迟滞回线下降部分})$$

式中:

$(\sigma, \varepsilon)$  是瞬时应力和应变

$(\sigma_r, \varepsilon_r)$  是应变循环前一点的坐标值

$E$  是杨氏模量

$A$  是迟滞回线面积

$S$  是硬化指数

$$\frac{\varepsilon - \varepsilon_r}{2} = f\left(\frac{p - p_r}{2}\right) \quad (\text{加载期间})$$

$$\frac{\varepsilon_r - \varepsilon}{2} = f\left(\frac{p_r - p}{2}\right) \quad (\text{卸载期间}) \quad \text{--- ②}$$

式中:

$(p, \varepsilon)$  是载荷和缺口应变的瞬时值

$(p_r, \varepsilon_r)$  是迟滞回线端点的坐标值

(3) 对于每一个闭合的应力—应变迟滞回线, 用下面的方程③计算相应的循环寿命  $N$ 。对于整个加载历史, 将这些数值的倒数累加起来, 再用方程④就能计算出疲劳裂纹形成所需要的循环次数, 即疲劳寿命。

$$N = \frac{1}{2} \left( \frac{\sigma_a}{\sigma_f' - \sigma_o} \right)^{1/b} \left( \frac{\sigma_a}{E} > \varepsilon_{pa} \right) \quad (\text{弹性应力—寿命曲线}) \quad \text{--- ③}$$

$$N = \frac{1}{2c} \left( \frac{\varepsilon_{pa}}{\varepsilon_f'} \right)^{1/c} \left( \varepsilon_{pa} > \frac{\sigma_a}{E} \right) \quad (\text{塑性应变—寿命曲线})$$

式中:

$\sigma_f', \varepsilon_f'$  是材料常数

$\sigma_o$  是平均应力

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2}, \Delta\sigma \text{ 是应力范围}$$

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta\varepsilon}{2}, \Delta\varepsilon \text{ 是弹性应变范围}$$

$$\varepsilon_{pa} = \frac{\Delta\varepsilon_p}{2}, \Delta\varepsilon_p \text{ 是塑性应变范围}$$

$b, c$  是硬化指数

$$B \left[ \sum \frac{n_i}{N_i} \right]_{\text{每次}} = 1 \quad \text{--- ④}$$

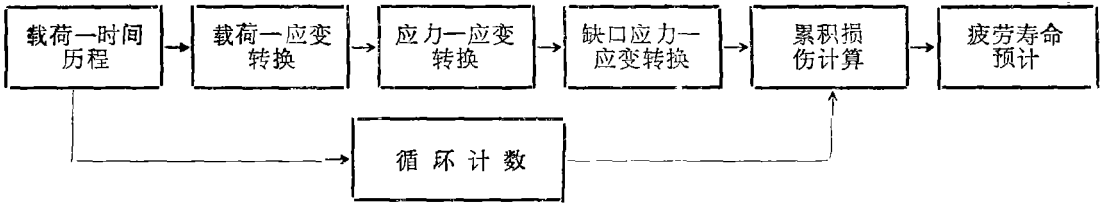
式中  $B$  是到破坏的循环次数。

除了非常短的加载历史, 否则应用局部应变法就需要数字计算机, 把载荷—应变标定以及循环应力—应变曲线分成一系列的小单元, 它们的行为受一套适当法则的控制, 这些法则能反映出应力—应变记忆效果。

### 3. 局部应力—应变法

局部应力—应变法基于这样的假定: 如果一个结构在危险部位处的应力和应变能够与实验室光滑试件的循环应力和应变联系起来, 那么结构的疲劳裂纹形成寿命将和试件的寿命是相同的。

局部应力—应变法可以用下面的框图加以概述<sup>6)</sup>:



用这种方法预计疲劳寿命的步骤大致分下列几步：

(1) 输入一系列现场载荷或名义应变。这些现场载荷或名义应变是经过数字转换成波峰和波谷系列的。

(2) 利用循环载荷-应变曲线将载荷-时间历程转换为应变-时间历程。循环载荷-应变曲线相当于应力-应变曲线，它可以在循环载荷下测量应变的实验中得到，也可以用弹塑性有限元分析法求出<sup>[7]</sup>。如采用Weizel的“有效矩阵”法就可将载荷历程转换为应变历程<sup>[8]</sup>。

(3) 借用“有效矩阵”法结合循环应力-应变曲线把应变-时间历程转换为应力-时间历程。

(4) 利用Neuber公式将名义应力和应变转换为缺口根部的局部应力和应变。Neuber公式为

$$K_t^2 = K_\sigma K_\epsilon = \left( \frac{\Delta\sigma}{\Delta s} \right) \left( \frac{\Delta e}{\Delta e} \right) \quad \text{--- ⑤}$$

式中：

$K_t$ 是理论应力集中系数

$K_\sigma$ 是真实应力集中系数

$K_\epsilon$ 是真实应变集中系数

$\Delta s, \Delta e$ 是名义应力和应变

$\Delta\sigma, \Delta e$ 是缺口根部的应力和应变

一般 $s$ 小于比例极限， $e$ 可用 $S/E$ 代替，则⑤式变为

$$K_t^2 = E \frac{\Delta\sigma\Delta e}{(\Delta s)^2} \quad \text{--- ⑥}$$

(5) 利用Miner线性累积损伤理论预计出疲劳寿命。Miner公式为

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \text{ 时破坏} \quad \text{--- ⑦}$$

式中：

$n_i$ 是应变幅为  $\frac{\Delta\epsilon_i}{2}$  的迟滞回线的循环次数

$N_i$ 是与  $\frac{\Delta\epsilon_i}{2}$  对应的材料的疲劳寿命

$N_i$ 可直接从应变-寿命曲线(图1)确定，也可用下面的公式⑧求出：

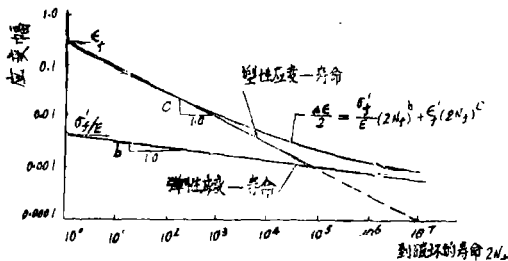


图1 典型的软钢应变-寿命曲线

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \Delta\epsilon_p + \Delta\epsilon_e = \epsilon_f' (2N_f)^c + \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b \quad \text{--- ⑧}$$

式中：

$\sigma_f'$ 是疲劳强度系数

$\epsilon_f'$ 是疲劳延性系数

$\frac{\Delta\epsilon}{2}$ 是总应变幅

$2N_f$ 是疲劳总寿命

$b$ 是疲劳强度指数

$c$ 是疲劳延性指数

如果要考虑平均应力 $\sigma_0$ ，则 $N_f$ 可以用下面的公式⑨求出：

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \epsilon_f' (2N_f)^c + \frac{\sigma_f' + \sigma_0}{E} (2N_f)^b \quad \text{---⑨}$$

此外，Weizel认为可用公式⑩求出总寿命 $2N_f$ ：

$$\Delta\sigma\Delta\epsilon E = 4\sigma_f'^2 (2N_f)^{2b} + 4\sigma_f' \epsilon_f' E (2N_f)^{b+c} \quad \text{---⑩}$$

深入的分析局部应力—应变法，就会发现在实际的应用中，并不一定要严格的按上面的五个步骤一步一步地求疲劳寿命的。我们可以根据具体情况，选用其中的一部分就能把疲劳寿命估计出来。例如，我们假如已实测出某个部件的局部应变—时间历程，就可用雨流法计数，求出各个迟滞回线的应变历程，联系到应变—寿命曲线，就能用 $\sum \frac{n_i}{N_i}$ 公式把疲劳寿命预计出来。

如果要考虑平均应力的影响，则可用公式⑨求出各个迟滞回线的平均应力，再用公式⑨求出 $2N_f$ ，从而预计出疲劳寿命。

值得注意的是上述疲劳寿命预计中的步骤（4）并不是唯一的，目前已有几种方法可将名义应力应变转换为缺口根部的应力和应变<sup>[9, 10, 11]</sup>：

#### (a) 线性应变法

这个方法认为局部应变 $\epsilon$ 和名义应力 $s$ 成正比关系。

$$\epsilon = \frac{k_t s}{E} \quad \text{---⑪}$$

只要知道 $\epsilon$ ，就可从材料的 $\sigma \sim \epsilon$ 曲线（图2）查出 $\sigma$ 来。

#### (b) 改进的Neuber法

这个方法认为Neuber没有考虑尺寸效应，所以建议用疲劳缺口系数 $K_f$ 代替应力集中系数 $K$ ，从而把Neuber公式修正为

$$k_f = \left( \frac{\sigma}{s} \cdot \frac{\epsilon}{e} \right)^{1/2} \quad \text{---⑫}$$

#### (c) 弹塑性有限元法

我们可以对结构进行有限元分析，再利用弹塑性分析求出各处的应力和应变来。

### 4. 等效的局部应力应变法

对于复杂载荷历史下疲劳寿命的预计，还有三种等效的局部应力应变法，这些方法包括确定缺口根部材料的响应，根据闭合的迟滞回线和用累积损伤理论去预计疲劳寿命。这三种等效方法虽然在细节上有些差异，但基本思想是一致的<sup>[12]</sup>，即局部应力和应变是从危险区域

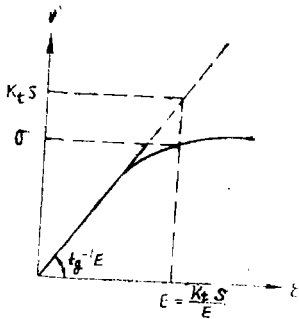


图2 材料的 $\sigma \sim \epsilon$ 曲线

确定的，单个事件是根据闭合的迟滞回线来辨别的，损伤是用材料应变—寿命曲线资料线性地累加的。

(a) Neuber缺口分析法

用这方法预计疲劳寿命的步骤是：

(1) 利用材料的循环应力—应变曲线和 Neuber 公式  $\Delta\sigma\Delta\varepsilon = \frac{K_f^2(\Delta S)^2}{E}$  将外载历史转化为缺口根部的应变历程。

(2) 利用材料的循环应力—应变曲线将缺口根部的应变区分为单个的迟滞回线。

(3) 利用应变—寿命曲线计算每个迟滞回线的疲劳损伤并累积：

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad \text{--- (13)}$$

$$\text{损伤/每周} = \frac{1}{N_f} = 2 \left( \frac{\sigma_f'}{\varepsilon_f' E} \frac{\Delta\varepsilon_p}{\Delta\varepsilon_e} \right)^{1/b-c} \quad (\text{未考虑平均应力}) \quad \text{--- (14)}$$

$$\text{损伤/每周} = \frac{1}{N_f} = 2 \left( \frac{\sigma_f'}{\varepsilon_f' E} \frac{\Delta\varepsilon_p}{\Delta\varepsilon_e} \frac{\sigma_f'}{\sigma_f' - \sigma_o} \right)^{1/b-c} \quad (\text{考虑平均应力})$$

式中符号与上面相同。

(b) 载荷—缺口应变分析法

用这方法预计疲劳寿命的步骤是：

(1) 用实验或分析的方法确定循环载荷—缺口根部的应变标定曲线。

(2) 用构件的循环载荷—缺口根部应变标定曲线将外载历程区分为单个的迟滞回线。

(3) 利用材料的应变—寿命曲线计算每个迟滞回线的疲劳损伤并累积。

(c) 基于应变的分析法

用这方法预计疲劳寿命的步骤是：

(1) 用循环计数逻辑程序确定每一外载循环应力的范围  $\Delta S$ 。

(2) 用公式  $(\Delta SK_f)^2 = (\Delta\sigma\Delta\varepsilon E) = 4\sigma_f' (2N_f)^{2b} + 4\sigma_f' \varepsilon_f' E (2N_f)^{b+c}$  确定相应于  $\Delta S$  的  $N_f$ 。

(3) 计算出每周的损伤再累积，上面公式包括了 Neuber 公式和材料的应变—寿命曲线。

5. 频谱密度曲线分析法

频谱密度曲线分析法是一个紧凑而直接的方法，它不依靠麻烦的人工编制的阶梯程序，而是用频谱密度曲线把施加的载荷表示出来，并根据连续函数进行完整的分析，可在计算机上进行操作<sup>[13]</sup>。

用这种方法预计随机载荷下构件疲劳寿命的步骤大致为：

(1) 用频谱密度曲线表示外载历程（图3）：

$$n(\Delta L) = n_i \sum_{i=1}^P p_i e^{-(\Delta L/\sigma_i)^2/2} \quad \text{--- (15)}$$

式中：

$n(\Delta L)$  是载荷振幅的累积循环数

$n_i$  是加载周期总数

$P_i$  是载荷信号源的参与周子

$\Delta L$  是载荷振幅

$\sigma_i$  是正常加载过程中的标准偏差

$P$  是载荷源的数目

(2) 从相应的载荷曲线上的每个有关点, 得出应力谱密度曲线, 过程如下:

(a) 从载荷谱密度曲线上任一循环数  $n_i$  求出  $\Delta L_1, \Delta L_2, \dots$  等。

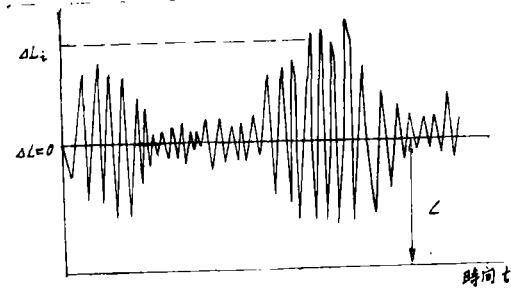


图3(a) 载荷历程

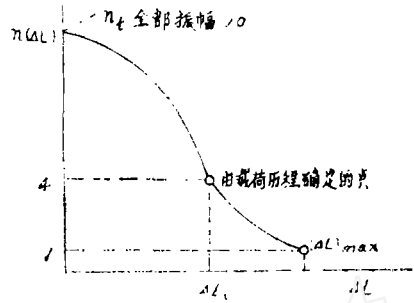


图3(b) 典型的载荷频谱密度曲线

(b) 按照每个  $\Delta L$  值求出对应于  $x, y, z$  轴相应的法向应力和切向应力  $f_x, f_y, f_z, f_{xy}, f_{yz}, f_{zx}$ 。

(c) 根据变形能量原理, 由法向力和切向力求出有效应力

$$f_a = \sqrt{\frac{1}{2} [(f_x - f_y)^2 + (f_y - f_z)^2 + (f_z - f_x)^2 + 3(f_{xy}^2 + f_{yz}^2 + f_{zx}^2)]}$$

如果知道主应力  $f_1, f_2, f_3$ , 则有效应力为

$$f_a = \sqrt{\frac{1}{2} [(f_1 - f_2)^2 + (f_2 - f_3)^2 + (f_3 - f_1)^2]}$$

(d) 重复步骤 (b) 和 (c), 求平均载荷  $L_1, L_2, \dots$  等, 从而求得平均应力分量  $f_m$  的有效值。把图 4 所画的一些曲线在图 5 中合并成与平均应力值  $f_m$  有关的  $f_a \sim n(f_a)$  曲线, 这

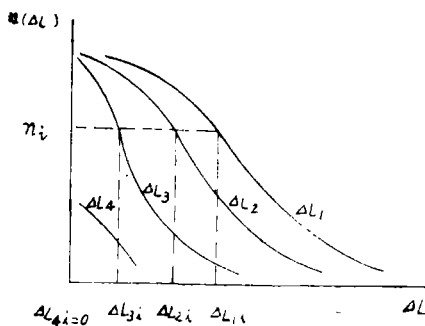


图4 具有同一循环历程的多载荷频谱密度曲线

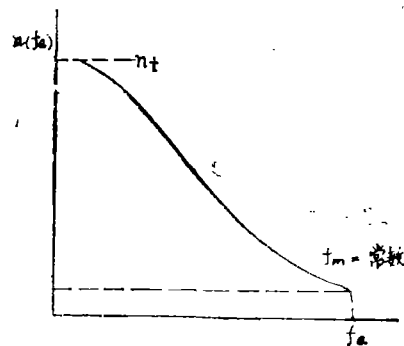


图5 根据图4所得到的有效应力频谱密度曲线

条曲线适合于描述累积损伤。图 4 给出了交变应力频谱密度曲线, 它与结构中零件上某一点的有效平均应力值有关, 这样就可以预计在那一点上由于这种应力谱所产生的总的损伤周数。

(3) 用线性累积损伤理论估算疲劳寿命:



$$\text{当 } D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad \text{时破坏}$$

式中 $N_i$ 是破坏时的循环数。

### 三、裂纹扩展阶段疲劳寿命的预计

早期的疲劳寿命就是指出现肉眼能见的宏观裂纹。但是在实际使用中,有相当一部分的结构件(如发动机转子轴、机翼大梁、车轴、钢轨、拖拉机前梁等),即使出现宏观可见裂纹,由于疲劳裂纹在交变载荷作用下,具有缓慢扩展的特性,总要经历相当长的一段时间后,裂纹才能扩展到临界裂纹尺寸而破坏。所以疲劳寿命的定义应该包括裂纹形成阶段的寿命和裂纹扩展阶段的寿命两部分。从而也促使疲劳的设计思想向前推进一步,不仅需要安全寿命设计思想,同时还需要破损—安全设计思想,很多结构现在都采用这两种设计思想进行抗疲劳设计。

疲劳裂纹扩展阶段的寿命预计也是很重要的,破损—安全设计中,材料的选择,表面允许的最大初始裂纹尺寸 $a_0$ 的确定,无损检验标准的确定,检修周期的确定等都离不开对疲劳裂纹扩展阶段寿命的预计。

裂纹扩展阶段疲劳寿命的估算大概按下列步骤进行:

(1) 确定构件上的初始裂纹尺寸 $a_0$ 。初始裂纹尺寸一般包括材料的冶金缺陷(非金属夹杂,第二相粒子等),冷热加工和装配过程中构件表面产生的最大裂纹尺寸,使用中受环境腐蚀而产生的裂纹尺寸等,上述这些裂纹可用无损检验的方法来确定。

(2) 确定应力强度因子 $K$ 。对于具体的结构件,可以用公式计算或查表定出应力强度因子,例如对有限宽度和厚度的构件,应力强度因子可用下式求出:

$$K = \alpha \sigma \sqrt{\pi a}$$

式中:

$\alpha$ 是几何效应因子(包括有限宽度和几何形状因子), $\alpha$ 一般为 $\alpha = f(\frac{a}{w})$ 关系式,

$a$ 是裂纹长度, $w$ 是构件的宽度。

$\sigma$ 是名义应力

对于加劲板裂纹尖端的应力强度因子为

$$K = \alpha C_R \sigma \sqrt{\pi a}$$

式中:

$C_R$ 是蒙皮载荷缩减因子, $C_R = F(\frac{a}{s})$ , $s$ 是桁条间距。

$\alpha$ 是几何效应因子。

(3) 确定破坏判据并通过破坏判据确定临界裂纹尺寸 $a_c$ 。临界裂纹尺寸就是构件发生破坏时的裂纹尺寸。对于不同的韧性材料,应有不同的确定原则:

高韧性,低中强度材料,可以根据构件净面应力达到材料拉伸强度极限时的裂纹长度来确定 $a_c$ 。

低韧性,高强度材料,可以根据材料的临界应力强度因子 $K_c$ 或 $K_{Ic}$ 所确定的临界裂纹尺

寸来确定 $a_c$ 。

(4) 确定从初始裂纹尺寸 $a_0$ 扩展到临界裂纹尺寸 $a_c$ 所需要的循环次数,即确定疲劳寿命 $N_f$ 。通常疲劳裂纹扩展速率 $da/dN$ 与应力强度因子幅值 $\Delta K$ 有以下几种关系式:

$$\frac{da}{dN} = c(\Delta k)^n \quad \text{Paris公式}$$

$$\frac{da}{dN} = \frac{c(\Delta k)^n}{(1-R)k_c - \Delta k} \quad \text{Forman公式}$$

$$\frac{da}{dN} = c e^{n\Delta k}$$

对它们求定积分便可以得到疲劳裂纹扩展阶段的寿命 $N_f$ ,即

$$N_f = \int_{a_0}^{a_c} \frac{da}{c(\Delta k)^n}$$

$$N_f = \int_{a_0}^{a_c} \left[ \frac{(1-R)k_c - \Delta k}{c(\Delta k)^n} \right] da$$

$$N_f = \int_{a_0}^{a_c} c e^{-n\Delta k} da$$

式中,

$c, n$ 为由材料决定的常数

$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ 为应力比

应该注意,一般 $\frac{da}{dN} - \Delta K$ 关系并非由一条直线组成,而是由三段具有不同斜率的直线组成<sup>[14]</sup>。这样,我们就应该根据构件的初始裂纹尺寸 $a_0$ ,承载水平以及 $\frac{da}{dN} - \Delta K$ 曲线的形状,分三段预计疲劳裂纹扩展寿命。比如首先定出构件的初始裂纹尺寸 $a_0$ 并查出材料的 $\frac{da}{dN} - \Delta K$ 图,从图中求出转折点I所对应的 $a_1$ (由 $\Delta K_1$ 值求出),再求出转折点II所对应的 $a_2$ (由 $\Delta K_2$ 值求出),最后分段积分求出疲劳裂纹扩展阶段的寿命 $N_f$ ,即

$$N_f = \int_{a_0}^{a_1} \frac{da}{c_1(\Delta k)^{n_1}} + \int_{a_1}^{a_2} \frac{da}{c_2(\Delta k)^{n_2}} + \int_{a_2}^{a_c} \frac{da}{c_3(\Delta k)^{n_3}}$$

$$N_f = \int_{a_0}^{a_1} \left[ \frac{(1-R)k_c - \Delta k}{c_1(\Delta k)^{n_1}} \right] da + \int_{a_1}^{a_2} \left[ \frac{(1-R)k_c - \Delta k}{c_2(\Delta k)^{n_2}} \right] da + \int_{a_2}^{a_c} \left[ \frac{(1-R)k_c - \Delta k}{c_3(\Delta k)^{n_3}} \right] da$$

$$N_f = \int_{a_0}^{a_1} c_1 e^{-n_1 \Delta k} da + \int_{a_1}^{a_2} c_2 e^{-n_2 \Delta k} da + \int_{a_2}^{a_c} c_3 e^{-n_3 \Delta k} da$$

以上谈的是常幅加载时的疲劳裂纹扩展阶段的寿命估算。对于变幅加载或随机加载,情况就更加复杂。在变幅载荷下预计疲劳裂纹扩展阶段的寿命大致按如下步骤进行:

(1) 给出  $\frac{da}{dN} = c(\Delta k)^n$

$$\frac{da}{dN} = \frac{c(\Delta k)^m}{(1-R)k_c - \Delta k}$$

所表示的常幅载荷下的  $\frac{da}{dN} - \Delta K$  曲线。

(2) 给出对应于特定载荷序列的变幅载荷下  $\frac{da}{dF} - K$  曲线, 即裂纹每小时的扩展长度

$$\frac{da}{dF} = \sum_{i=1}^K \left[ n_i \left( \frac{da}{dN} \right)_i \right]$$

式中:

$n_i$  是每小时内第  $i$  种交变载荷出现的数目

$K$  是给定载荷谱中各种交变载荷出现的总数

(3) 根据载荷谱下  $\frac{da}{dF} \sim K$  关系, 利用数值积分法求出裂纹扩展寿命  $F$ , 即

$$F = \int dF = \int_{a_0}^{a_c} \frac{da}{\sum_{i=1}^K \left[ n_i \left( \frac{da}{dN} \right)_i \right]}$$

#### 四、疲劳寿命预计方法的比较与分析

用名义应力法预计裂纹形成阶段的疲劳寿命误差比较大, 这主要是在这种方法中没有计及材料在载荷历程中的塑性变形过程(微观的和宏观的), 虽然外加应力是弹性范围, 但缺口尖端的局部应力和局部应变常常已进入塑性范围。由于塑性变形会引起残余应力, 从而改变原来的应力状态和应力大小, 由此影响到实际寿命。我们知道, 名义应力的变化是不能代表缺口附近实际的应力变化情况, 所以用名义应力法预计疲劳寿命就会出现较大的误差。改进名义应力法可以朝着两方面努力, 一是根据载荷顺序的影响去修正  $S-N$  曲线, 从而把应力之间的相互作用考虑进去, 可以提高预计寿命的精确性。另一是根据载荷历程中的弹塑性变形来修正构件中应力集中区域的循环应力与应变, 即从局部应力应变概念出发去预计疲劳寿命, 也会大大的提高寿命预计的精确性。

局部应变法所需的实验数据少, 只需要材料的应变-寿命曲线和循环应力-应变曲线就可以进行疲劳寿命预计, 也就是说, 利用有限量的的小试件的实验数据就可以进行各种情况下的疲劳寿命预计, 这是非常可取的优点, 尤其是在结构的设计阶段, 还没有构件可供试验的情况下, 这方法更显出它的优越性。另一方面局部应变法合理地考虑了材料性质、几何形状和载荷历程之间的相互作用, 可以把平均应力和过应变的影响考虑进去, 预计的疲劳寿命比名义应力法精确。但是预计的寿命与实际构件的寿命有时还相差较大, 这可能是一些在实际使用的特点没有包括在分析中, 如不同的加工方法, 实验室试件与实际构件材料上的差异, 分析的载荷历程与实际载荷有差异等。

局部应力-应变法预计的是缺口边上最大应力集中处附近一小块区域里材料的疲劳破坏, 局部应力-应变法预计的寿命是指缺口边上出现工程裂纹以前的寿命。用局部应力-应变法估算寿命主要是以 Miner 损伤法则为基础的, 它与名义应力法中的 Miner 损伤法则的区别;

是以每一迟滞回线的能量消耗代替每一循环载荷的能量消耗,考虑了塑性变形的迟滞特性,即考虑了载荷次序的影响,所以预计的疲劳寿命比名义应力法精确得多。而且这个方法只需做一个材料的应变—寿命曲线的实验,其它部分基本上可以用计算方法,可上电子计算机上运算,这是十分有利的。使用这个方法时,应注意材料性质的选择,要精确的确定局部应力和应变,因为已经证明,即使是小的缺口系数对疲劳寿命也有很大的影响。

复杂载荷下缺口元件疲劳寿命预计的三种等效方法都给出比较满意的结果。在这三种方法中,以Neuber缺口分析方法预计的寿命精度稍差些,几乎所有预计的疲劳寿命都落在保守的一边,主要原因是用直线近似Neuber假定时过高的估计了局部应力和应变。此外,这种方法也受用来近似应力—应变曲线的单元选取数目的影响。载荷—应变为基础的分析方法比较精确,但它需要构件在作用载荷与局部应变之间的标定曲线,不过这种关系可以通过有限元分析得到,从这点讲,它比需要确定疲劳缺口系数的方法优越。简单的以应变为基础的分析方法给出了最满意的疲劳寿命预计,这个方法可以不管所有平均应力的影响,因此特别适合于高韧性材料。

频谱密度曲线方法是一个比较准确的累积损伤估算方法,它和通常所使用的曲线分级法不同,它完全可以用计算机来计算疲劳损伤,可以避免人为判断上的差异所引起的误差,大大节省了计算时间,这方法既可以用于应力分析,又可用于疲劳损伤分析预计裂纹形成阶段的寿命。

用局部应力应变方法预计疲劳寿命比起名义应力法具有许多优点,既节省人力和资金,又比较准确。但是局部应力应变方法并不是已经到了完全成熟的阶段,还需进一步的补充和完善,例如,方法中所使用的Miner线性累积损伤理论是比较粗略的,必须研究出更切合的理论或采用其它的理论,还必须累积常用材料性能的基本资料,如循环应力—应变曲线,应变—寿命曲线,循环载荷—缺口根部应变标定曲线,要进一步研究如何迅速将外载历程区分为单个迟滞回线。局部应力应变方法中的关键是要把局部应力应变计算准确,这样就要大力研究弹塑性有限元分析,以使计算结果更符合结构的受力情况。对于更复杂的结构、更复杂的受载情况来说,还必须进一步扩大细节分析方法,与此同时,为使局部应变测得精确,还要研制新的控制应变的试验设备和新的测试手段,只有这样,才能准确的预计裂纹形成阶段的疲劳寿命。

疲劳裂纹扩展阶段寿命的估算方法,由于近年来断裂力学的迅速发展而有了较大的进展,对于常幅加载下的裂纹扩展寿命预计已经比较成熟,实践表明这种方法是可行的。对于变幅载荷下裂纹扩展阶段的疲劳寿命预计方法还在不断的摸索中,由于影响疲劳裂纹扩展的因素很多,如低应力强度因子、平均应力、过载峰值、载荷次序、加载频率和温度等等,使得预计方法变得十分复杂,目前还没有十分好的预计方法,还有待于进一步探索。

## 五、结 论

从以上的分析和讨论可以看到,目前对于疲劳裂纹形成阶段寿命的预计已经到了一个比较成熟的阶段,用局部应力应变概念去研究累积损伤和预计疲劳寿命,理论上比较合理,因为这种方法可以定量地研究残余应力,考虑应力之间的相互作用。在实际应用上,用一些光滑试件代替复杂结构的试验,不仅造价低廉,而且易于实现,只用少量的实验,采用更多的

计算代替实验,用理论的方法预计结构的疲劳寿命,这是十分有意义的。而且给出的结果也比较准确。特别是电子计算机发达的今天,用这种方法预计疲劳寿命是十分方便的。我们还可以看到,用局部应力应变方法可以把结构中薄弱环节的应力计算出来,这对一些无法做疲劳试验的结构来说,是十分迫切要解决的问题。局部应力应变法是很有前途的寿命预计方法,要进一步的充实和完善。

疲劳裂纹扩展阶段寿命的预计方法,对于常幅载荷已取得成功,对于变幅载荷仍待努力探索,着重于搞清影响裂纹扩展因素的变化规律,进一步的改进现有的预计方法。

### 参 考 文 献

- [ 1 ] 曾春华:“疲劳累积损伤理论的探讨”,机械强度第11期(1980)
- [ 2 ] Miner, M. A., J. App. Mech., 12. A. 159 (1945)
- [ 3 ] Corten, H. and Dolan, T., International Conference on Fatigue of Metal, London (Sept 1956)
- [ 4 ] Fuller, J. R., Noise Control, I. July, Anf 11. (1961)
- [ 5 ] Dowling, N. E., Brose, W. R., and Wilson, W. K., SAE Vol. 6, 1977, PP55~85.
- [ 6 ] Darrell F. Socie., SESA. Vol. XXXIV, No. 1, 1977, PP50~56.
- [ 7 ] Morobray, D. F., and McConnelee, J. E., ASTM STP 519, 1973, PP151~169.
- [ 8 ] Topper, T. H., Wetzel, R. M., and Morrow, J. C., Journal of Materials, Vol. 4. No. 1, 1969, PP200~209.
- [ 9 ] Data Sheets on Fatigue, No. 71028, Engineering Science Data Unit, RAS, 1971.
- [ 10 ] Harris, H. G., Ojalvo, I. U., and Hooson, R. E., AD 709221 or AFFDL-TR-70-49, 1970.
- [ 11 ] W. K. Wilson., ASME, Vol. 95, No. 4. November 1974, PP293—298.
- [ 12 ] Landgraf, R. W., Richards, F. D., and Lapointe, N. R., SAE Vol. 6, 1977. PP95~107.
- [ 13 ] 农机科学院:“随机载荷下疲劳试验与寿命估算”译文集. 1979.
- [ 14 ] 王仁智:“断裂力学在疲劳裂纹扩展研究中的应用”机械强度增刊第一期(1976)
- [ 15 ] Conleand, A., Nowack. H., “Verification of a Neuber-based Notch Analysis by the Companion-specimen Method” SESA Vol. XXXIV, No. 1. (1977)
- [ 16 ] Miller, K. J., Zachariah, K. P., The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, Vol. 12, No. 4, October 1977.
- [ 17 ] Matolcsy, M., Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae, 1972, 72. No. 3~4.
- [ 18 ] Antotovich, S. D., Anderson, A. F., and Zagray, K., Fracture 1977. Volume 2, ICFA, P919.
- [ 19 ] Thomas M. Johnson., SAE Vol. 6, 1977, P85~95.
- [ 20 ] STadnick, S. J., and Morrow, J., ASTM STP 515, 1972, PP229~252.