

DOI: 10.19416/j.cnki.1674-9804.2018.01.009

基于损伤力学的干涉配合连接 结构寿命预测方法

Fatigue Life Prediction Method of Interference Fit Riveted Joints

袁 振 / YUAN Zhen

(上海飞机设计研究院, 上海 201210)

(Shanghai Aircraft Design and Research Institute, Shanghai 201210, China)

摘 要:

铆接连接件疲劳破坏常出现在铆钉孔周,现阶段常采用干涉配合提高铆接连接件疲劳寿命。以干涉配合铆接连接件为研究对象,采用连续介质损伤力学方法,研究其在循环载荷作用下疲劳破坏特性。通过 APDL 语言对 ANSYS 软件进行二次开发,建立了结构疲劳裂纹萌生寿命的损伤力学——有限元法,可以预估干涉配合铆接连接件的疲劳寿命。计算了典型铆接件的疲劳寿命,并与 SWT 临界平面法预估的疲劳寿命进行对比,验证损伤力学——有限元法的准确性。

关键词: 铆接连接件;干涉配合;损伤力学;有限元法

中图分类号: V215

文献标识码: A

[Abstract] Fatigue failure of riveted butt-single strap joints frequently occurs around the fastener hole. In order to improve the fatigue life of the rivet joints, fatigue life improving techniques such as interference fit methods are used. This dissertation focuses on the study of predicting the fatigue life of butt-single strap joints with interference fit based on continuum damage mechanics. Damage mechanics-finite element method (DMFE) of structure fatigue crack initiation life prediction under cyclic loading is presented with ANSYS Secondary Development by APDL to compute the fatigue life of interference fit riveted butt-single strap joints. Comparison between the results of SWT and DMFE shows the accuracy of DMFE is acceptable.

[Keywords] riveted butt-single strap joint; interference fit riveting; damage mechanics; finite element method

0 引言

为提高铆接连接件的疲劳寿命,铆接后沿整个叠层厚度的镗窝和孔内都能获得规定钉-孔干涉量(过盈量)的铆接方法称之为干涉配合铆接^[1]。干涉配合铆接相对于普通铆接连接件,其孔周应力场发生明显的变化——干涉量显著影响铆钉孔周的平均应力与最大应力。研究发现通过选取合理的干涉量,控制铆钉孔周残余应力场,可以显著改善孔周应力集中情况,延长结构疲劳寿命^[2]。

损伤力学是近 30 年来发展起来的固体力学的

一个非常活跃的分支,损伤本构关系和损伤演化方程是其核心内容,损伤演化方程描述了材料的损伤内变量在使用过程中的变化规律。损伤力学的出现为研究结构疲劳破坏过程提供了一种新的方法,能用于结构疲劳寿命的定量分析。

在航空结构的抗疲劳设计过程中,比较传统的做法是:设计—加工试验件—试验验证—设计修改,多次迭代,直到满足使用要求。这样不仅需要大量的研制经费,而且需要较长的研制周期^[3]。本文的主要思路是集合损伤力学理论与有限元方法,建立一种快速预测干涉配合铆接连接件疲劳寿命

的方法。

1 非线性累积损伤模型及其参数识别

1.1 单轴非线性损伤累积模型

疲劳损伤是结构件在循环载荷作用下性能不断劣化的过程,损伤度与循环载荷紧密相关。已有研究表明,干涉量可以显著影响铆钉孔周的应力均值与应力幅值,上述两个因素显著影响干涉配合铆连接件的疲劳寿命。

Chaboche 和 Lesne^[4] 在 Lemaitre^[5] 研究的基础上提出了一个对结构件性能劣化进行描述的疲劳损伤演化模型:

$$dD = f(D, \sigma_{\max}, \sigma_m) dN \quad (1)$$

该模型主要适用于裂纹萌生阶段的损伤演化,可以考虑应力幅值与应力均值对疲劳寿命的影响。 σ_{\max} 表示结构的最大应力, σ_m 表示结构的平均应力。根据参考文献[2],干涉量主要通过上述两个物理量来影响铆钉孔周应力场。

考虑非线性损伤累积,建立了如下的损伤演化方程:

$$dD = [1 - (1 - D)^{\beta+1}]^{\alpha(\sigma_{\max}, \sigma_m)} \left[\frac{\sigma_{\max} - \sigma_m}{M(\sigma_m)(1 - D)} \right]^{\beta} dN \quad (2)$$

式(2)中, β 为材料材质常参数, $M(\sigma_m)$ 为平均应力的函数,其表达式为:

$$M(\sigma_m) = M_0(1 - b_2\sigma_m) \quad (3)$$

式(3)中, M_0 和 b_2 均为材料的常数。

式(2)中,参数 α 由最大应力 σ_{\max} 和平均应力 σ_m 共同确定,其表达式为:

$$\alpha(\sigma_{\max}, \sigma_m) = 1 - a \left\langle \frac{\sigma_{\max} - \sigma_1(\sigma_m)}{\sigma_b - \sigma_{\max}} \right\rangle \quad (4)$$

式(4)中, σ_b 为材料的强度极限; a 是材料参数,由实验数据确定;符号 $\langle u \rangle$ 表示函数正的部分。

$\sigma_1(\alpha_m)$ 是与平均应力 σ_m 有关的疲劳极限,其表达式为

$$\sigma_1(\sigma_m) = \sigma_{-1} + \sigma_m(1 - b_1\sigma_{-1}) \quad (5)$$

式(5)中, b_1 为材料参数,可以通过标准件疲劳试验结果确定。

将式(3)、(4)、(5)代入式(2)得:

$$dD = [1 - (1 - D)^{\beta+1}]^{1-a \left\langle \frac{\sigma_{\max} - \sigma_1(\sigma_m)}{\sigma_b - \sigma_{\max}} \right\rangle} \left[\frac{\sigma_{\max} - \sigma_m}{M_0(1 - b_2\sigma_m)(1 - D)} \right]^{\beta} dN \quad (6)$$

1.2 多轴非线性损伤累积模型

本文基于 Sines^[6] 提出的多轴疲劳极限准则,该

准则认为多轴等效疲劳极限 A_{II}^* 与加载卸载过程的平均静水应力 $\sigma_{H,mean}$ 有关,其形式为:

$$A_{II}^* = \sigma_{10}(1 - 3b_1\sigma_{H,mean}) \quad (7)$$

指数 α :

$$\alpha = 1 - a \left\langle \frac{A_{II} - A_{II}^*}{\sigma_b - \sigma_{e,max}} \right\rangle \quad (8)$$

式(8)中, $\sigma_{e,max}$ 表示材料在一个载荷循环内的最大 von Mises 等效应力, A_{II} 为多轴疲劳载荷下的等效应力幅。将上述参数代入到单轴情况下的损伤演化方程式(7),得到:

$$\frac{dD}{dN} = [1 - (1 - D)^{\beta+1}]^{\alpha} \left[\frac{A_{II}}{M(\sigma_m)(1 - D)} \right]^{\beta} \quad (9)$$

在恒幅加载条件下,根据边界条件: $N = 0$ 时, $D = 0$, $N = N_f$ 时, $D = 1$, 对上式积分可得:

$$N_f = \frac{1}{1 + \beta} \cdot \frac{1}{aM_0^{-\beta}} \left\langle \frac{\sigma_b - \sigma_{e,max}}{A_{II} - \sigma_{10}(1 - 3b_1\sigma_{H,mean})} \right\rangle \cdot \left[\frac{A_{II}}{1 - 3b_2\sigma_{H,mean}} \right]^{-\beta} \quad (10)$$

通过上式即可求得干涉配合铆连接件在对应应力水平下的疲劳寿命。

1.3 2024-T3 铝合金材料参数拟合

采用线性回归分析法对损伤演化方程材料参数进行拟合。拟合需要静力拉伸试验数据与光滑件疲劳试验数据。对于单轴应力疲劳试验,至少需要两种应力比来确定平均应力和应力幅值的影响。根据材料力学性能手册^[7]中给出的材料铝合金 2024-T3 的标准件疲劳试验数据,运用最小二乘法确定对连接件材料的损伤演化方程中的材质参数。

首先,由单轴疲劳实验数据确定出材料常数 $aM_0^{-\beta}$ 与 β 的值,由式(10)变形后两边取对数得(令 σ_m 为 0):

$$\lg\left(N_f \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{-1}}{\sigma_b - \sigma_{\max}}\right) = -\beta \lg \sigma_{\max} - \lg[aM_0^{-\beta}(1 + \beta)] \quad (11)$$

利用 2024-T3 材料光滑试验件应力 $R = -1$ 的疲劳寿命试验数据,即可确定 $aM_0^{-\beta}$ 与 β 。

材料参数 b_1 由标准件疲劳试验数据确定的不同应力比情况的疲劳极限,根据式(5),拟合得到,拟合得到的曲线见图 1。

材料常数 b_2 可以由非对称加载下的 S-N 曲线数据和已经得到的 aM_0 与 β 的值,根据式(10)拟合得到。 a 为实验数据确定的常数,具体的由实验

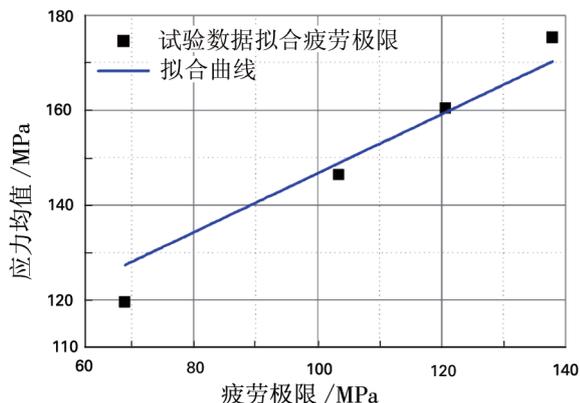


图 1 $\sigma_1(\sigma_m)$ 曲线示意图

参数确定的方法可以参考文献[8]。由于通过实验参数确定参数 a 的过程较为复杂,本文采用数值近似的方法确定参数 a 。假定一个 a 值,建立光滑试件有限元模型,计算其疲劳寿命,最终取最接近于实验寿命的 a 值,经过仿真分析,取铝合金 2024-T3 的 a 值为 0.75。其余的参数见表 1。

表 1 非线性损伤累积模型参数表

β	M_0	b_1	b_2	a
3.2	8 000	0.001 9	0.000 5	0.75

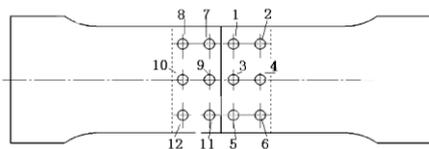


图 2 铆接连接件示意图

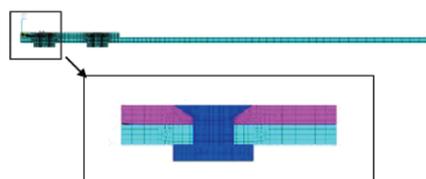
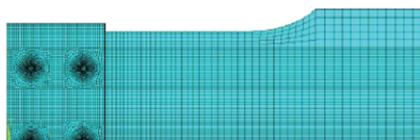


图 3 铆接连接件有限元模型示意图

由于结构与载荷具有对称性,只需建立铆接连接件的 1/4 有限元模型进行分析即可,建立的三维有限元模型如图 3 所示。

有限元中使用双线性各向同性强化弹塑性材料模型进行模拟。有限元模型中单元全部采用六面体元,连接板和基板均选择 3D 实体单元 Solid185。接触问题需要定义接触刚度,接触刚度决

2 损伤力学—有限元法预估铆接连接件疲劳寿命

当铆件受到疲劳载荷时,材料会由于疲劳损伤而刚度下降,局部的刚度下降会引起的应力的重新分配,因此式(10)中的应力在不断的变化。有限元数值解法可以较好地描述上述材料行为,其基本过程为:以微分形式的损伤演化方程中的循环次数划分补偿,求解当前损伤场下的应力应变场,然后根据计算所得到的应力应变场计算每个单元损伤度的增量,得到新的损伤场,即得到材料刚度的下降量;依靠上述方法进行循环直到危险单元损伤度达到 1,可得结构疲劳裂纹萌生寿命。

2.1 铆接连接件的几何模型与有限元模型

选取了典型的铆接连接件进行研究,图 2 为选取研究的典型铆接连接件示意图,该连接件主要组成部分为连接板和两块基板以及 12 颗铆钉。这 12 颗铆钉以三排四列的布局形式将连接板与两块基板连接在一起。连接板的几何尺寸为 90 mm × 74 mm,厚度为 1.8 mm;基板的几何尺寸为 157 mm × 100 mm,厚度为 2 mm;铆钉型号为 4A1-118-4 × 9。

定了两个表面间许可侵入量的大小,对于干涉配合铆接问题,接触刚度是一个十分重要的参量。接触刚度增大,表面间的穿透量减少;接触刚度减少,表面间的穿透量增大。但真实结构中材料之间不存在穿透。首先应该选取相对较大的接触刚度以减小接触的穿透量,保证计算结果的精度达到要求。但是接触刚度过大会引起结构总体的刚度矩阵病

态,造成有限元模型收敛困难。侵入许可容差 (FTOLN)是与接触单元下面的实体单元深度相乘的比例系数。在多次反复试算试验后,选择罚刚度系数值为 0.1, FTOLN 的值为 0.2。在有限元模型中,干涉量是通过接触面偏移参数 CNOF 实现,可以通过控制 CNOF 的大小来控制干涉量大小。接触面偏移参数 CNOF 表示的是接触面相对于目标面偏移位移的大小。

2.2 损伤力学—有限元法计算方法

疲劳裂纹萌生寿命的算法如下:

1)首先在给定载荷谱下,计算结构形成稳定干涉并且经受一次完整载荷循环的应力应变场。

2)根据上一步计算得到的应力应变场,将损伤演化方程离散化,利用中心差分法进行损伤度累积,具体步骤如下所示。

根据函数的微分理论,在非线连续介质损伤力学模型中, \dot{D} 和 \ddot{D} 的表达式如下:

$$\dot{D} = [1 - (1 - D)^{\beta+1}]^{\alpha} \left[\frac{A_{II}}{M_0(1 - 3b_2\sigma_{H,\text{mean}})(1 - D)} \right]^{\beta} \quad (12)$$

$$\ddot{D} = [\alpha(\beta + 1)[1 - (1 - D)^{\beta+1}]^{\alpha-1} + \beta[1 - (1 - D)^{\beta+1}]^{\alpha}(1 - D)^{-(\beta+1)}] \cdot$$

$$\left[\frac{A_{II}}{M_0(1 - 3b_2\sigma_{H,\text{mean}})(1 - D)} \right]^{\beta \cdot \dot{D}} \quad (13)$$

根据中心差分算法,再经历过 N 次循环后,由 ΔN 增量引起的损伤度变化表示为:

$$D^{(N+\Delta N)} = D^{(N)} + \Delta N \cdot \dot{D}^{(N+\Delta N/2)} \quad (14)$$

式(14)中, $\dot{D}^{(N+\Delta N/2)}$ 表达式如下所示:

$$\dot{D}^{(N+\Delta N/2)} = \dot{D}^{(N-\Delta N/2)} + \Delta N \cdot \ddot{D}^{(N)} \quad (15)$$

而 $\dot{D}^{(N-\Delta N/2)}$ 的表达式如下所示:

$$\dot{D}^{(N-\Delta N/2)} = \frac{\dot{D}^{(N)} + \dot{D}^{(N-\Delta N)}}{2} \quad (16)$$

将式(16)与式(15)代入式(14)可得:

$$D^{(N+\Delta N)} = D^{(N)} + \Delta N \cdot \left[\frac{\dot{D}^{(N)} + \dot{D}^{(N-\Delta N)}}{2} + \Delta N \cdot \ddot{D}^{(N)} \right] \quad (17)$$

式(17)中, $D^{(N+\Delta N)}$ 为第 $N + \Delta N$ 次循环的损伤度。当 ΔN 给定时, $D^{(N+\Delta N)}$ 即可通过上式计算出。 ΔN 根据收敛性确定。

3)根据损伤场相应地折减每个单元的弹性模量,重新计算结构的应力应变场。

4)重复 2)、3)的过程,每次循环结束后都需要

对所有单元的损伤度进行检查,直至有限元模型中某个单元的损伤度达到 1 或者超过 1,此时 ΔN 的累积值即为疲劳裂纹萌生寿命。

针对 $R = 0, \sigma_{\max} = 120 \text{ MPa}$ 的恒幅载荷作用下的铆接连接件,根据损伤力学—有限元法计算得到的裂纹萌生寿命见表 2。

表 2 损伤力学—有限元法计算干涉配合连接件疲劳寿命表

	干涉量/%					
	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5
疲劳寿命	32 400	63 200	100 500	168 000	210 000	249 000

2.3 临界平面法预估铆接件疲劳寿命

为了验证损伤力学—有限元法预估铆接件疲劳寿命的准确性,采用多轴疲劳分析中常用的临界平面法对铆接连接件进行寿命预估,将结果与损伤力学—有限元法的计算结果进行对比。

临界平面法指出裂纹在剪切应力所在的平面上萌生,进而在垂直于平面法向的作用下扩展。由 Smith 等提出的 SWT 参数^[9]常被用于多轴疲劳寿命预估。该模型以最大正应变和最大正应变平面上的最大正应力作为多轴疲劳损伤控制参数,对以拉伸开裂为主要开裂模式的材料更为适用。以 SWT 作为控制参量的多轴疲劳模型如下:

$$\sigma_n^{\max} \frac{\Delta \varepsilon_1}{2} = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (18)$$

式(18)中, σ_n^{\max} 和 $\Delta \varepsilon_1$ 表示临界平面上的最大法向应力和最大主应变幅值。 E 为弹性模量, N_f 为疲劳破坏寿命,式中 σ_f' 与 ε_f' 是 Coffin-Manson 方程中的材料参数。其确定方法见参考文献[9]。

针对铝合金 2024-T3 板材,其 SWT 方程材质参数见表 3。

表 3 SWT 方程参数表

σ_f'/MPa	b	ε_f'	c	E/GPa
1 100	-0.12	0.17	-0.64	72

在 $\sigma_{\max} = 120 \text{ MPa}$, 应力比 $R = 0$ 的循环载荷作用下,SWT 法与损伤力学—有限元法计算结果对比如图 4 所示。

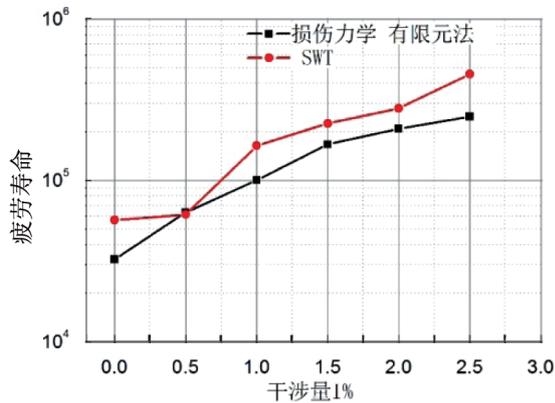


图 4 损伤力学-有限元法与 SWT 法分析结果的比较

3 结论

利用损伤力学理论,建立单轴与多轴状态下考虑非线性损伤累积的损伤演化方程。结合有限元软件,开发出了损伤力学—有限元法,该方法通过应力均值与应力幅值来考虑干涉量对铆接连接件孔周应力场的影响,可以快速预估铆接件的疲劳寿命。

损伤力学—有限元法以载荷循环次数划分步长,每一步都重新计算系统刚度矩阵,用刚度的折减来模拟损伤的演化。同时单元刚度的下降用引起了应力应变场的变化,该方法体现了应力与损伤的耦合效应,更为合理。

参考文献:

- [1] 中国航空科学技术研究院. 飞机结构抗疲劳断裂强化工艺手册[M]. 北京:航空工业出版社,1993;28-37.
- [2] 袁振,胡伟平,孟庆春. 干涉量对带板连接件铆钉孔周应力影响[J]. 飞机设计,2016,36(1):38-42.
- [3] 张行,赵军. 金属构件应用疲劳损伤力学[M]. 北京:国防工业出版社,1998;1-100.
- [4] CHABOCHE J L, LESNE P M. A non-linear continuous fatigue damage model [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures,1988,11(7):1-17.
- [5] LEMAITRE J. A Course on Damage Mechanics[M]. Berlin and Heidelberg: Springer-Verlag,1996;16-17.
- [6] SINES G, WAISMAN J L. Behavior of Metals Under Complex Static and Alternating Stresses of Metal Fatigue[M]. New York: McGraw Hill,1959;125-169.
- [7] Military Handbook-MIL-HDBK-5H: Metallic Materials and Elements for aerospace vehicle structures [S]. US Department of Defense,1998.
- [8] ZHANG T, MCHUGH P, LEEN S. Finite Element Implementation of Multiaxial Continuum Damage Mechanics for Plain and Fretting Fatigue [J]. International Journal of Fatigue, 2012,44:260-272.
- [9] SMITH R N, WATSON P, TOPPER T H. A Stress-strain Parameter For the Fatigue of Metals [J]. Journal of Materials, 1970,5(4):767-788.

作者简介

袁振男,硕士,工程师。主要研究方向:结构疲劳与损伤容限;E-mail:yuanzhen@comac.cc