

# 基于 DFR 法的螺栓连接件疲劳性能研究

陶雪菲<sup>1</sup> 王 瑞<sup>1</sup> 高玉魁<sup>2,3\*</sup> 黄甫<sup>4</sup> 陈禹锡<sup>4</sup>

(1. 同济大学航空航天与力学学院, 上海 201804; 2. 同济大学材料科学与工程学院, 上海 201804;  
3. 上海市金属功能材料开发应用重点实验室, 上海 200092; 4. 上海飞机设计研究院, 上海 201210)

**摘 要:** 针对螺栓连接件在服役过程中易产生疲劳损伤的问题, 采用有限元模拟、理论分析和试验测试相结合的方法探究试验件厚度以及螺栓连接间隙对构件疲劳性能的影响规律。有限元模拟结果表明, 由于构件几何形状的不连续性以及螺栓连接间隙的存在使得连接件中的铝合金板孔边产生较为明显的应力集中现象, 在循环载荷作用下易在该处萌生疲劳裂纹导致构件的损伤失效, 而施加螺栓预紧力可以通过摩擦传载改善孔边的受力情况。在静力分析的基础上, 采用有传载紧固件双剪接头结构细节疲劳额定值 (DFR) 理论计算方法估算不同类型试验件的 DFR 值。理论估算结果与通过双点法确定的试验件 DFR 值基本吻合, 相对差异在 10% 以内, 可以验证该理论方法有较好的工程适用性。分析结果表明, 试验件的连接间隙会影响螺栓的受载情况, 在拉伸过程中先发生接触的螺栓处有较大的应力集中, 最终导致连接件的疲劳失效; 当试验件的厚度增加, 铝合金板所承受的附加弯矩增大, 会影响孔边的应力分布, 在一定程度上降低试验件的疲劳性能。试验件厚度和连接间隙对试验件疲劳性能的影响可通过应力集中系数来综合体现, 试验件 DFR 值近似随应力集中系数呈线性降低。本工作的研究成果可为螺栓连接件疲劳性能研究提供参考。

**关键词:** 螺栓连接件; 疲劳性能; 细节疲劳额定值

中图分类号: V262.3

文献标识码: A

OSID: 

## 0 引言

航空科技是 20 世纪以来发展最为迅速、对人类生产生活影响最大的科技领域之一。在民用飞机的设计过程中必须重点考虑结构的耐久性问题<sup>[1-3]</sup>, 飞机上大量使用的螺栓等紧固件的结构细节在服役过程中均属于薄弱环节, 在循环载荷的作用下易促进疲劳裂纹在该处的萌生和扩展, 引发灾难性事故。连接件的静强度和疲劳性能与材料固有力学性能、紧固件类型、构件的几何形状及表面状态、制造加工工艺、服役环境等多因素有关, 结构细节疲劳设计的优劣在很大程度上决定了整个飞机的使用安全性和疲劳强度的高低<sup>[4-7]</sup>。随着飞机结构设计规范从传统的静强度设计向损伤容限设计转变, 如何对螺栓连接件的疲劳性能进行准确评估从而提高飞机结构

细节的设计水平是目前科学研究和工程应用中亟待解决的关键问题。

为提高飞机结构的设计效率与质量, 美国波音公司率先提出了细节疲劳额定值法 (Detail fatigue rating, 简称 DFR) 作为民机的耐久性分析方法, 该方法的可信度高、易于实施, 现已被广泛应用于军机、民机等结构的抗疲劳设计中<sup>[8]</sup>。目前, 国内外已有很多研究者对细节疲劳额定值开展了大量的研究工作。YAO Yuhong 等人<sup>[6]</sup>采用双点法测量并计算了 TC4 钛合金的细节疲劳额定强度截止值 (DFR cutoff), 且发现疲劳裂纹扩展阈值随应力比的增加而减小, 而疲劳裂纹扩展速率却与应力比正相关。苏运来<sup>[9]</sup>、李耀<sup>[10]</sup>、姬浩<sup>[11]</sup>等人分别探究了喷丸处理对 Al-Li-XX 和 2XXX 铝锂合金、2024-T351 铝合金螺栓连接件以及 2024 铝合金厚板疲劳性能的影响。

\* 通信作者. E-mail: ykgao12088@126.com

引用格式: 陶雪菲, 王瑞, 高玉魁, 等. 基于 DFR 法的螺栓连接件疲劳性能研究[J]. 民用飞机设计与研究, 2021(4):28-36.  
TAO X F, WANG R, GAO Y K, et al. Investigation of fatigue properties of bolted connectors based on detail fatigue rating[J]. Civil Aircraft Design and Research, 2021(4):28-36 (in Chinese).

响,并通过DFR法对喷丸后试验件疲劳性能的增益效果进行表征。研究表明,喷丸引入的残余压应力对疲劳裂纹萌生和扩展过程的抑制以及表层组织细化对表层力学性能的提高是改善试验件疲劳抗力的主要原因。谢阶栋等人<sup>[12]</sup>通过有限元模拟与试验验证相结合的方法研究了高锁螺栓干涉量对连接件疲劳性能的影响,发现干涉配合可以显著提高连接件的DFR值,且在一定范围内干涉量越大连接件的疲劳性能增益效果越明显。张志楠<sup>[13]</sup>、HUANG Wei<sup>[2]</sup>等人基于理论分析、有限元模拟和实验验证分别分析了斜搭接试件和2A12铝合金单搭接铆接件的疲劳性能,验证了DFR理论分析方法的适用性。

但现有关于连接件细节疲劳额定值的研究多集中于单一几何形状的试样,以及不同表面处理工艺对连接件疲劳性能的改善效果,并没有考虑试验件厚度以及螺栓连接间隙等几何因素对连接件疲劳品质的影响。为此,本文采用DFR分析方法(试验加载谱为等幅循环谱,应力比 $R = 0.06$ ,寿命控制在 $1.5 \times 10^5$ 循环)对螺栓连接件的疲劳性能进行定量评价,通过有限元模拟、理论分析和试验验证相结合的方法对不同厚度、不同间隙螺栓连接件的疲劳性能进行对比分析,揭示试验件厚度和连接间隙对构件疲劳性能的影响规律,可为螺栓连接件的耐久性分析提供参考。

## 1 有限元模型的建立与静力计算

为探究板材厚度以及连接间隙对7050-T7451铝合金与40Cr钢组成的螺栓连接件疲劳性能的影响规律,本研究先根据试验件的名义尺寸在ABAQUS 6.14有限元软件中建立3种试验件的数值模型如图1所示,3类试验件的连接间隙(如图2

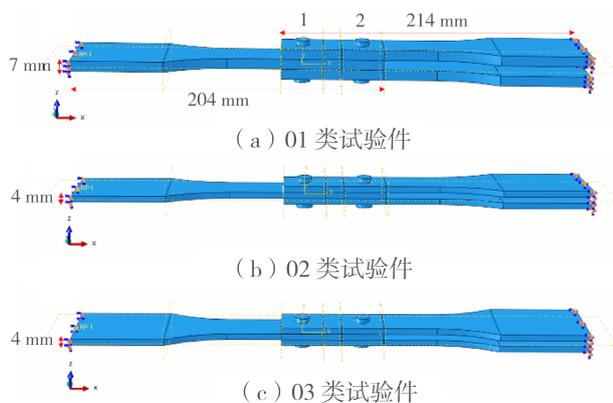


图1 试验件有限元模型

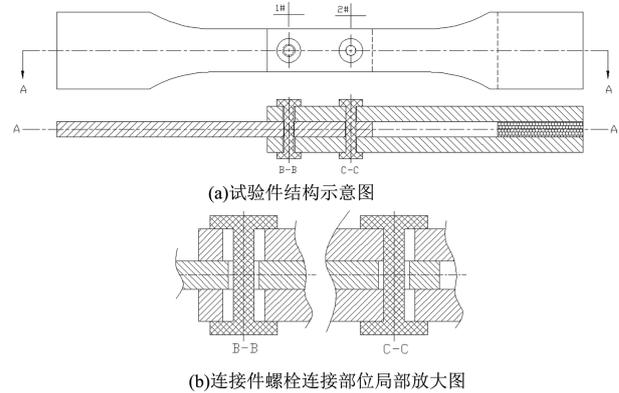


图2 试验件连接间隙示意图

所示)分别为0.35 mm(01类试验件)、0.15 mm(02类试验件)、0.35 mm(03类试验件)。试验件中上下两块均为7050-T7451铝合金板材,中间为40Cr钢板,螺栓采用的是Ti-6Al-4V钛合金,各材料的基本力学性能参数如表1所示<sup>[14-15]</sup>,由于试验件所受载荷均在弹性范围内,故不考虑材料的塑性参数。

表1 材料基本力学性能参数

材料	弹性模量/MPa	泊松比
7050-T7451	70 000	0.33
Ti-6Al-4V	109 440	0.31
40Cr 钢	210 000	0.31

试验件中螺栓杆与孔壁、螺栓头和螺母与板材表面以及上下板材表面接触位置的摩擦系数设置根据《ASM 金属手册第18卷——摩擦、润滑和磨损技术》确定。为了得到试验件在静力载荷作用下关键部位的应力分布,在3类试验件右侧夹持端的端面处均设置固定约束( $U1 = U2 = U3 = UR1 = UR2 = UR3 = 0$ ),左侧夹持端只保留沿试验件轴向(x向)的自由度,且在左侧端面中心处设置参考点便于施加轴向力。3类试验件均在如图2(a)所示的2号螺栓处施加预紧力,预紧力值根据图纸要求为 $80 \text{ lbf} \cdot \text{in} \sim 90 \text{ lbf} \cdot \text{in}$ 。为了使螺栓接触区的计算易于收敛,在载荷施加过程中分为两个分析步,在第一个分析步中施加沿试验件轴向的0.1 mm位移载荷,在第二个分析步中去掉位移载荷并施加轴向力。为保证计算精度同时提高计算效率,网格类型均采用C3D8R六面体八节点缩减积分单元,经网格收敛性检验,试验件中间工作段的网格尺寸均为1 mm,夹持端的网格尺寸均为5 mm。通过计算得到3类试验件的应力云图如图3所示。

从应力云图可以发现,3类试验件在两个螺栓

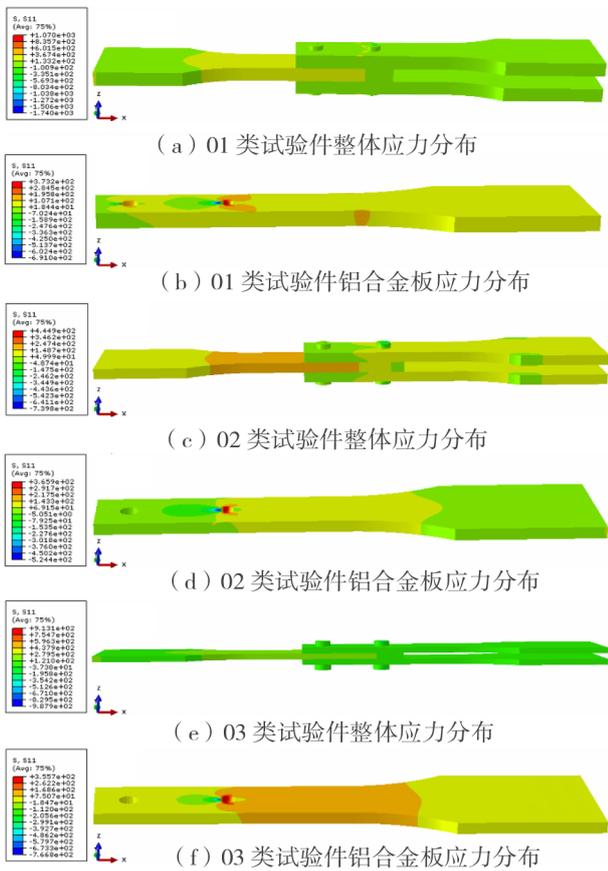


图 3 单向拉伸静力计算应力云图

外侧工作段的应力较为均匀且铝合金板和钢板应力均匀区的应变值与理论计算结果基本一致,可以初步验证该有限元模型的可靠性。但连接件中两个螺栓之间有较为明显的应力梯度(如图 3(a)、(c)、(e)所示),这可能是由于两个螺栓处的连接间隙不同,在拉伸过程中 2 号螺栓先与铝合金板孔壁发生接触,而 1 号螺栓与铝合金板螺栓孔孔壁之间还存在间隙,在此过程中 2 号螺栓先受载且载荷值较大,

造成局部较大的应力集中,也使得两个螺栓之间产生了较大的应力梯度。同时由于铝合金的强度低于钢材,在实验过程中易先发生破坏,故单独提取试验件中的铝合金板并观察其应力分布规律(如图 3(b)、(d)、(f)所示)。从应力云图可以发现,3 类连接件的危险点均位于 2 号螺栓位置处的铝合金板孔边处,由于试验件几何形状和连接间隙的影响使得该处存在较为明显的应力集中,在外加载荷作用下该位置处承受的实际载荷显著高于名义应力,易萌生疲劳裂纹,导致试验件的损伤失效。

## 2 试验方法

### 2.1 静力试验及有限元模型验证

为了进一步确定有限元模型的准确性,本研究对 3 种试验件进行静力试验,通过比较对应位置的应变值来验证有限元模型的可行性,拟贴应变片位置示意图如图 4 所示。将试验件逐级加载至铝合金板工作段的名义应力达到 100 MPa 时,贴片位置的应变模拟值与实验值对比如表 2 ~ 表 4 所示。

表 2 贴片位置应变的模拟值与实测值

贴片位置	模拟值	实测值	相对差异/%
1	954.208	961.208	-0.78
2	956.533	977.538 9	-2.15
3	1 363.81	1 336.44	2.05
4	1 384.29	1 370.68	0.99
5	1 349.81	1 288.58	4.75
6	1 379.38	1 330.81	3.65
7	956.718	924.04	3.54
8	1 369.15	1 234.59	10.89
9	356.764	354.612 5	0.61

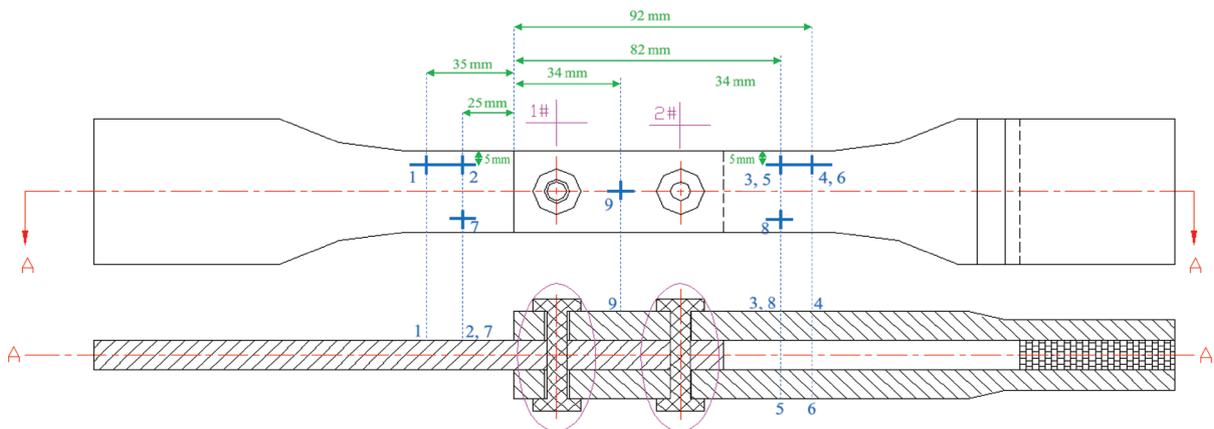


图 4 静力试验贴片位置示意图

表3 贴片位置应变的模拟值与实测值

贴片位置	模拟值	实测值	相对差异/%
1	960.382	942.380 6	1.91
2	950.3	933.144 8	1.84
3	1 412.16	1 416.9	-0.33
4	1 394.84	1 371.84	1.68
5	1 419.39	1 398.2	1.52
6	1 409.45	1 417.99	-0.6
7	969.819	878.511	10.39
8	1 476.92	1 345.91	9.73
9	236.025	205.304	14.96

表4 贴片位置应变的模拟值与实测值

贴片位置	模拟值	实验值	相对差异/%
1	962.011	919.52	4.62
2	969.785	908.652	6.73
3	1 423.67	1 352.79	5.24
4	1 407.39	1 326.47	6.1
5	1 412.79	1 403.61	0.65
6	1 398.74	1 402.58	-0.27
7	953.45	955.423	-0.21
8	1 461.86	1 329.54	9.95
9	236.025	250.154	-5.56

从贴片位置的应变值可以发现,有限元模拟和实验测试得到的两个螺栓之间的9号位置的应变差异略大。这可能主要有两方面的原因:首先,两个螺栓处的间隙不同,在受载过程中2号螺栓先与铝合金板孔壁发生接触开始受载引起局部较大的应力集中,而1号螺栓与铝合金板孔壁之间还存在间隙,使得螺栓之间的应变梯度较大,而实验过程中应变片测得的是应变片尺寸范围内的应变平均值,与有限元模型中螺栓中间节点应变的提取结果之间会存在一定的差异;其次,按照试验件图纸要求螺栓预紧力有取值范围并非定值,实际制造过程中每个试验件的预紧力值之间可能略有不同,这也是导致模拟与实验实测结果之间存在差异的原因。但是,这3类试验件其他位置应变的模拟值与实测值之间均吻合良好,相对差异较小,因而可以验证这3类有限元模型的可靠性。

此外,通过静力实验还可以测得3类试验件右侧2号螺栓的柔度系数分别为: $1.614 \times 10^{-5}$  mm/N、 $1.048 \times 10^{-5}$  mm/N以及 $8.424 \times 10^{-6}$  mm/N,螺栓柔度可用于后续DFR载荷值的估算。

## 2.2 疲劳试验

本研究根据“HB 5287-1996 金属材料轴向加载疲劳试验方法”和“HB 7110-1994 金属材料细节疲劳额定强度截止值(DFR cutoff)试验方法”进行疲劳试验。试验过程中应力比为0.06,试验频率选用15 Hz,寿命控制在 $1.5 \times 10^5$ 循环,试验波形为正弦波。以单块铝合金板孔边破坏时传力路径改变作为试验终止条件,最终采用双点法确定每一类试验件的DFR值。

## 3 DFR 载荷值估算

为了确定每一类试验件的试验载荷,根据《民机结构耐久性与损伤容限设计手册》(下称“手册”)[16]进行DFR值估算。根据试验件的静力分析结果,其危险点主要位于2号螺栓处的铝合金板孔边,因此对于有紧固件、有载荷传递的铝合金受拉结构,其DFR基本值 $DFR_{base}$ 可根据式(1)和式(2)进行计算:

$$DFR_{base} = 121 \times 1.0 \times \Psi \quad (1)$$

$$DFR = DFR_{base} \cdot A \cdot B \cdot C \cdot D \cdot E \cdot U \cdot R_c \quad (2)$$

式中, $A$ 为孔填充系数; $B$ 为合金和表面处理系数; $C$ 为埋头深度系数; $D$ 为材料叠层系数; $E$ 为螺栓夹紧系数; $U$ 为凸台有效系数; $R_c$ 为构件疲劳额定值系数; $\Psi$ 为载荷传递系数;对于螺栓连接件:

$$\Psi = 0.691 - 0.609 \lg\left(\frac{R_1}{P} \cdot \frac{S}{d} \cdot \frac{t}{d}\right) \quad (3)$$

式中, $R_1$ 为端部一排危险紧固件载荷之和; $S$ 为端部一排危险紧固件的间距; $d$ 为端部一排紧固件的平均直径; $t$ 为端部一排紧固件处的板厚; $P$ 为总载荷。

此外,根据手册可知侧板和中板的柔度系数分别可用式(4)和式(5)进行计算:

$$F_s = \frac{S}{W_s \cdot t_s \cdot E_s} \quad (4)$$

$$F_p = \frac{S}{W_p \cdot t_p \cdot E_p} \quad (5)$$

式中, $F_s$ 为侧板柔度系数; $F_p$ 为中板柔度系数; $W$ 为侧板或中板的宽度; $E$ 为侧板或中板的弹性模量。根据前述计算方法得到3类试验件的DFR估算值如表5所示。

表 5 试验件 DFR 估算值

类型	A	B	C	D	E	U	R <sub>c</sub>	ψ	DFR <sub>base</sub> /MPa	DFR/MPa
01	0.87	0.8	1	0.82	1	1	1.44	0.607 1	73.46	60.37
02	0.87	0.8	1	1	1	1	1.44	0.733 5	88.75	88.95
03	0.87	0.8	1	1	1	1	1.44	0.733 5	88.75	88.95

### 4 结果与讨论

根据第 3 节的载荷估算值分别对 3 类试验件进行疲劳试验,当试验件的疲劳寿命在  $1.5 \times 10^5$  附近且破坏位置位于一块铝合金板螺栓孔的孔边时,试验结果符合试验要求,这也说明试验结果与有限元模拟的静力计算危险位置吻合。此时,可选用这一估算载荷作为双点法的第一个载荷值进行试验。

对于 01 类试验件,在估算得到的 60 MPa 载荷下试做时,试验件的循环寿命超过  $10^6$  次时仍未发生破坏,故需提高载荷进行试做。进而选用 75 MPa 作为双点法的第一个载荷值进行试验,得到试验件的循环寿命为 74 863 次,试验终止原因是有一个铝合金板在 2 号螺栓孔边发生破坏,试验结果符合静力计算规



图 5 01 类试验件 75 MPa 载荷下失效破坏位置

律和试验要求,故选用 75 MPa 作为 01 类试验件的第一个载荷值。该载荷下的 5 根试验件失效破坏位置如图 5 所示,5 根试验件的疲劳寿命分别为:74 863 次、142 324 次、46 000 次、108 647 次、93 684 次。

假定试验件的疲劳寿命服从双参数威布尔分布,其分布函数即为:

$$F(N) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{N}{\beta}\right)^\alpha\right] \quad (6)$$

式中,β 是特征寿命;α 是形状参数(对于所有铝合金 α = 4)。根据手册,先采用单点法确定 01 类试验件在 75 MPa 载荷下具有 95% 置信度、95% 可靠度的寿命  $N_{95/95}$ :

$$N_{95/95} = \frac{\beta}{S_T \cdot S_c \cdot S_R} \quad (7)$$

式中, $S_T$  是试样系数(对于等幅载荷  $S_T = 1.3$ ); $S_c$  为置信系数(当相同的破坏试件数  $n = 5$  时, $S_c = 1.16$ ); $S_R$  为可靠性系数(对于铝合金  $S_R = 2.1$ );β 是威布尔分布的特征寿命;当有  $n$  个试验件全部破坏时有:

$$\beta = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n N_i^\alpha\right]^{\frac{1}{\alpha}} \quad (8)$$

式中, $N_i$  均为寿命数据。进而计算试验件的细节疲劳额定值:

$$DFR = \frac{0.94\sigma_{mo}}{0.94\sigma_{mo}/\sigma_{max} \cdot S^{(5-\lg N)} - [0.47S^{(5-\lg N)} - 0.53] - [0.028 2S^{(5-\lg N)} + 0.031 8]} \quad (9)$$

式中,对于铝合金  $S = 2, \sigma_{mo} = 31$  MPa。

根据单点法计算得到一组 5 根 01 类试验件的 DFR 值为 60.29 MPa,故第二个载荷值选用 50 MPa 进行试验,得到试做的试验件疲劳寿命为 1 507 592 次,寿命周次较高,故需提高载荷进行试做。当选用 60 MPa 载荷进行试做时,试验件铝合金板在螺栓孔边破坏时的循环周次为 822 907 次,符合试验要求,故选用 60 MPa 作为该类试验件的第二个载荷值。该载荷下的 5 根试验件失效破坏位置如图 6 所示,5 根试验件的疲劳寿命分别为:822 907 次、862 797 次、821 004 次、1 110 943 次、134 435 次。



图 6 01 类试验件 60 MPa 载荷下失效破坏位置

根据两组试验测试结果,采用双点法计算 01 类试验件的 DFR 值。同理可得 01 类试验件在 60 MPa

载荷下的  $\beta$  和  $N_{95/95}$  分别为: 879 423. 623 7 和 361 011. 34。根据计算结果,在所受载荷和疲劳寿命的双对数坐标系中,75 MPa 和 60 MPa 载荷下两组疲劳试验对应的两个坐标点分别为(4. 643 887 6, 1. 875 061 3)和(5. 536 639 8, 1. 778 151 3),因此通过最小二乘法拟合得到的直线方程如式(10)所示,可得01类试验件的DFR值为68. 723 MPa。

$$\lg\sigma_{\max} = -0. 106 1 \cdot \lg N + 2. 367 6 \quad (10)$$

基于前述研究方法,同理选用90 MPa作为双点法的第一个载荷值分别对02类和03类试验件进行疲劳试验,试验件的循环周次和破坏位置均符合试验要求,故可确定90 MPa可以作为02类、03类试验件双点法的第一个载荷值。两类试验件在90 MPa载荷下的失效破坏位置分别如图7和图8所示。



图7 02类试验件90 MPa 载荷下失效破坏位置



图8 03类试验件90 MPa 载荷下失效破坏位置

02类和03类试验件在90 MPa下分别完成5根试验后通过单点法计算得到这两类试验件的DFR

值分别为94. 93 MPa和102. 75 MPa,因此可选用110 MPa作为这两类试验件的第二个载荷值进行试验。两类试验件在110 MPa载荷下试做时的疲劳寿命分别为84 037次和62 059次,且破坏位置均位于2号螺栓处的铝合金板孔边,与有限元静力计算的危险点位置吻合,试验结果符合试验要求。试验测试得到两类试验件在110 MPa载荷下的失效破坏位置分别如图9和图10所示。

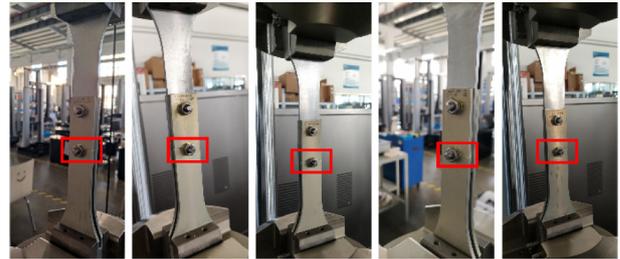


图9 02类试验件110 MPa 载荷下失效破坏位置



图10 03类试验件110 MPa 载荷下失效破坏位置

观察3类试验件的破坏位置可以发现,3类试验件受不同的载荷作用时均在2号螺栓孔边发生破坏,裂纹从螺栓孔边萌生;随着循环过程的不断进行,裂纹沿垂直于外加载荷的方向扩展,最终导致试验件的整体失效。结合前述分析方法,采用双点法计算02类、03类试验件的DFR值,得到的计算结果如表6所示。根据前述研究结果,可得3类试验件DFR的估算值与实验值对比如表7所示。

表6 02类、03类试验件双点法DFR计算结果

类型	载荷值/MPa	$\beta$	$N_{95/95}$	直线方程	DFR/MPa
02	90	358 543. 722 7	116 255. 4	$\lg\sigma_{\max} = -0. 120 6\lg N + 2. 565$	91. 622
	110	68 481. 745 17	22 004. 288		
03	90	412 524. 962 9	130 265. 56	$\lg\sigma_{\max} = -0. 151 94\lg N + 2. 73$	96. 183
	110	110 119. 575 7	34 773. 139		

表 7 DFR 估算值与实验值对比

类型	估算值/MPa	实验值/MPa	相对差异/%
01	63.37	68.723	-8.45
02	88.95	91.622	-3.00
03	88.95	96.183	-8.13

从对比结果可以发现,DFR 估算值与实验值之间吻合良好,相对差异均在 10% 以内,说明手册中有紧固件转载的受拉结构 DFR 理论估算方法具有较好的工程适用性,可以较为准确地计算不同厚度、不同间隙螺栓连接件的 DFR 值。从试验件连接间隙的角度来看,试验件的连接间隙会影响螺栓的受载情况,对于此类试验件,在拉伸过程中 2 号螺栓先受载引起该处较大的应力集中,最终导致连接件的疲劳失效;从试样厚度的角度来看,随着该类试验件厚度的增加,铝合金板所承受的附加弯矩增大,会影响孔边的应力分布,在一定程度上降低试验件的疲劳性能。

通过分析前述有限元模拟和疲劳试验结果可知,不同厚度、不同连接间隙试验件的疲劳性能与该连接件在单向载荷作用下的应力集中程度有关,可用应力集中系数来综合评价试验件厚度、连接间隙等几何因素的影响。根据第 3 节的应力云图,3 类试验件铝合金板孔边最大应力与远场应力之间的比值(即孔边应力集中系数)如表 8 所示,构件的 DFR 值随其应力集中系数的变化规律如图 11 所示。采用最小二乘法拟合得到的拟合方程如式(11)所示。

表 8 不同类型试验件铝合金板孔边应力集中系数

类型	载荷值/MPa	孔边 $S_{11,max}$ /MPa	应力集中系数
01	100	394.3	3.94
02	100	381.3	3.81
03	100	374.1	3.74

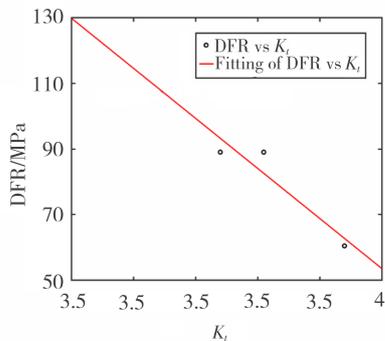


图 11 螺栓连接件 DFR 值随  $K_t$  变化规律

$$DFR = -152.6 \times K_t + 663.9 \quad (11)$$

从图 11 的变化规律来看,连接件厚度和连接间隙对试验件疲劳性能的影响主要通过铝合金板的应力集中系数起作用。随着孔边应力集中系数的增加,螺栓连接件的疲劳性能下降,与一般的实验规律相符。这主要是由于局部应力集中使得该部位所承受的实际载荷大于名义应力,在循环载荷作用下,较大的局部应力易于促进裂纹的萌生和扩展,从而导致构件的早期失效,降低了连接件的疲劳强度。

## 5 结论

1) 结构细节疲劳强度可用于评定连接件及其所采用材料的抗疲劳性能,而不受载荷变化的影响,细节疲劳额定值是评价材料固有疲劳特征与结构固有疲劳特征的重要参数。因此,DFR 法成为了评估细节疲劳寿命最行之有效的方法之一。且理论分析方法对于不同厚度、不同连接间隙试验件的 DFR 值估算具有较好的适用性,可以预测不同类型试验件的细节疲劳额定值。

2) 根据载荷估算结果和试验测试结果可知,由于试验件紧固件与孔壁之间存在间隙,且有的试验件夹持端可能有台阶,所以在估算该类试验件的 DFR 值时应注意合金和表面处理系数(B 值)和凸台有效系数(U 值)的选取。

3) 从整体趋势来看,随着铝合金板孔边应力集中程度的增加,试验件的疲劳性能下降。试验件的 DFR 值与其应力集中系数  $K_t$  之间近似符合线性关系,但本研究中线性函数的拟合效果并不是很好,数据点之间的线性度不高。这可能是由于不同类型试验件的连接间隙使得试验结果之间的离散性较大,后续可选用不同厚度、不同间隙的连接件开展进一步的深入研究,使拟合结果的适应性更广。

## 参考文献:

[1] 魏东. 民机结构细节疲劳额定强度测试研究与试验验证[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2015: 1-5.

[2] HUANG W, WANG T J, GARBATOV Y, et al. Fatigue reliability assessment of riveted lap joint of aircraft structures[J]. International Journal of Fatigue, 2012, 43: 54-61.

[3] HUANG W, WANG T J, GARBATOV Y, et al. DFR based fatigue reliability assessment of riveted lap joint

- accounting for correlations [J]. *International Journal of Fatigue*, 2013, 47: 106-144.
- [4] 田本鉴,熊峻江. 基于广义DFR概念的受剪连接件疲劳寿命估算方法[J]. *飞机设计*, 2017, 37(3):47-53.
- [5] Di C F, FANELLI P, VIVIO F. Fatigue reliability evaluation of riveted lap joints using a new rivet element and DFR[J]. *International Journal of Fatigue*, 2017, 101: 430-438.
- [6] YU H Y, XIAO F S G, JIANG N L, et al. Fatigue properties of casting TC4 alloys treated by hot isostatic pressing [J]. *Advanced Materials Research*, 2011, 1167: 1668-1673.
- [7] MAYORGA L G, SIRE S, CORREIS J A F O, DE J A M P, et al. Statistical evaluation of fatigue strength of double shear riveted connections and crack growth rates of materials from old bridges [J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 2017, 185: 241-257.
- [8] 黄啸,刘建中,马少俊,等. 细节疲劳额定强度计算参量取值敏感性研究[J]. *航空学报*, 2012, 34(5): 863-870.
- [9] 苏运来,常文魁,陈先民,等. 喷丸强化对Al-Li-XX和2XXX铝锂合金疲劳性能的影响[J]. *科学技术与工程*, 2020, 20(29): 12191-12195.
- [10] 李耀,孙汉斌. 喷丸强化对2024-T351板材疲劳性能的影响[J]. *工程与试验*, 2019, 59(1): 27-29+81.
- [11] 姬浩,段小维,郑皓. 喷丸对2024铝合金厚板DFR疲劳性能的影响[J]. *热加工工艺*, 2018, 47(24): 138-141.
- [12] 谢阶栋,陈果,曾馨靓,等. 高锁螺栓装配的最佳干涉量实验与仿真研究[J]. *机械强度*, 2018, 40(6): 1321-1329.
- [13] 张志楠,王新波,谭申刚. 机翼壁板斜搭接结构DFR值试验测定及理论计算[J]. *工程力学*, 2016, 33(6): 230-233.
- [14] ZHANG P, YUE X J, WANG P H, et al. Surface integrity and tool wear mechanism of 7050-T7451 aluminum alloy under dry cutting [J]. *Vacuum*, 2021, 184: 109886.
- [15] BERTOLINI R, GHIOTTI A, BRUSCHI S. Wear behavior of Ti6Al4V surfaces functionalized through ultrasonic vibration turning [J]. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 2021, 18: 1-12.
- [16] 李令芳. 民机结构耐久性与损伤容限设计手册[M]. 北京: 航空工业出版社, 2003: 209-272.

#### 作者简介

陶雪菲 女,博士。主要研究方向:铝锂合金表面处理及性能表征。E-mail: 1710849@tongji.edu.cn

王瑞 男,博士。主要研究方向:先进材料和制造。E-mail: wangrui285062520@126.com

高玉魁 男,博士,教授。主要研究方向:先进材料的定寿方法与延寿技术。E-mail: ykgaol2088@126.com

黄甫 男,硕士。主要研究方向:飞机结构损伤容限。E-mail: huangfu2@comac.cc

陈禹锡 女,硕士。主要研究方向:飞机结构损伤容限。E-mail: chen-yuxi@comac.cc

## Investigation of fatigue properties of bolted connectors based on detail fatigue rating

TAO Xuefei<sup>1</sup> WANG Rui<sup>1</sup> GAO Yukui<sup>2,3\*</sup> HUANG Fu<sup>4</sup> CHEN Yuxi<sup>4</sup>

(1. Tongji University, School of Aerospace Engineering and Applied Mechanics, Shanghai 200092, China;

2. Tongji University, School of Materials Science and Engineering, Shanghai 201804, China;

3. Shanghai Key Laboratory of R&D for Metallic Function Materials, Shanghai 201804, China;

4. Shanghai Aircraft Design and Research Institute, Shanghai 201210, China)

**Abstract:** Aiming at problems of fatigue damage of bolted connections during services, the influences of plate thickness and connection gap were investigated via the combination of theoretical, numerical and experimental methods. Numerical results indicated that there was stress concentration by the bolt holes of aluminum plates because of the existence of geometry discontinuity and the connection gap. Under cyclic loads, fatigue cracks were easily to be initiated near these holes, leading to the damage and fracture of components. However, the loading condi-

tions around the holes can be improved through the frictional effects induced by the application of bolt load. Based on static analysis, the detail fatigue rating (DFR) values were calculated according to the theory of the double-shear joint with load-transmitting fastener structures. The estimated values were consistent with experimental results derived from the two-point method and the relative differences were within 10%. This implied that the theoretical method had good engineering applicability. Results showed that the connection gap would affect the load of bolted connectors. There can be a large stress concentration at the bolt that first contacts the plate during the stretching process, which would eventually lead to the fatigue failure of the component. Furthermore, the increment of thickness would cause additional bending moment that could affect the stress distribution at the edge of the hole and diminish the fatigue performance of components. In this case, the effects of plates thickness and connection gap can be comprehensively embodied through stress concentration factors. The increment of stress concentration factors would approximately lead to the linear diminution of components' DFR values. As a result, this work can provide references for further investigation of fatigue performances of bolted connection structures.

**Keywords:** bolted connection structures; detail fatigue rating; fatigue properties

---

\* Corresponding author. E-mail: ykgao12088@126.com