# 梁体模拟件铰孔寿命试验数值分析

王刚化\*,李明鸿

贵州贵航飞机设计研究所,贵州 安顺 561000

**摘 要**:在某梁体模拟件疲劳试验的基础上,对疲劳仿真模型进行了细致的有限元计算,系统地分析了不同孔半径下孔边 的寿命和同一孔半径下孔的径向寿命变化规律,讨论了不同铰孔次数、不同铰孔时机和铰孔量下的寿命变化规律。结果表明, 在模拟件孔边损伤达到极限时为最佳铰孔时机,最佳铰孔量为0.5mm,若铰孔次数由零次增加到一次,总寿命将增加64%, 若铰孔次数由一次增加到两次,总寿命增幅仅为25%,若铰孔时机提前,或者铰孔量过大、过小都会降低模拟件的总寿命。

关键词:铰孔寿命;铰孔时机;铰孔量;铰孔次数;模拟件

#### 中图分类号: V215.5+2 文献标识码: A DOI: 10.19452/j.issn1007-5453.2018.11.014

自从 20 世纪 50 年代出现结构疲劳故障事件,疲劳破 坏引起了人们的广泛关注,并开展了大量的试验、工程实践 等研究工作<sup>[1-4]</sup>。结果表明,机体结构疲劳裂纹的萌生和扩 展多半都发生在结构件(如铆接、螺接件)的连接处<sup>[5]</sup>。为 保障机体结构关键件的安全使用,需要确定连接孔的经济寿 命。在实际工程应用中,经济寿命是靠实现经济维修来保证 的,经济寿命修理原则为铰孔尽可能降低修理次数<sup>[5]</sup>。这就 要求确定出合理的铰孔量和铰孔次数,然而目前主要修理措 施是参考国外修理经验和国内的研究数据<sup>[5-7]</sup>,这存在降低 安全寿命的可能性和增加了安全飞行的风险。因此,通过开 展铰孔寿命研究,掌握孔周边和不同孔径下的寿命变化规 律,分析合理的修理方案具有巨大的工程意义和经济价值。

本文在某梁体模拟件疲劳试验的基础上<sup>[8]</sup>,根据 Miner 疲劳理论对铰孔后的寿命进行了数值计算,系统地研究了孔 边和不同孔径下的寿命变化规律,分三种情况计算并讨论了 最佳铰孔时机和铰孔量。

# 1 计算模型的建立与验证

### 1.1 有限元模型建立

计算模型的几何尺寸和加载方式与模拟件相同,模拟 件厚度为3mm,用平面模型代替。边界条件与试验情况一 致,下端约束、上端加载。采用 MSC.patran 建模、有限元模 型采用4节点板元,为了获得较高精度的孔边应力,孔边网 格进行了细化,网格大小为0.05mm,其他区域网格尺寸逐步过渡到2mm,整个模型共有54348个单元。模拟件宽度 W=25mm、孔直径D=6mm、厚度t=3mm,如图1所示,建立的有限元模型如图2所示。

材料为30CrMnSiNi2A,疲劳计算所需材料循环特性通过通用斜率法(Manson)确定<sup>[9]</sup>,其中强度极限为1680MPa,弹性模量为2.1×10<sup>5</sup>MPa,泊松比为0.3。

静力分析载荷输入单位载荷 1N,疲劳载荷取自实测 值<sup>[10]</sup>,对数据处理后形成疲劳载荷谱作为输入值,如图 3 所 示。疲劳载荷谱一个循环包含 55316 个载荷点,一个循环代 表 798h。



图 1 模拟件示意图 Fig.1 The simulation diagram



图 2 模拟件有限元模型 Fig.2 The finite element simulation model

收稿日期:2018-09-01; 退修日期:2018-09-29; 录用日期:2018-10-25 \*通信作者.Tel.:0851-33415053 E-mail:23504939@qq.com

引用格式: Wang Ganghua, Li Minghong. Analysis on the reaming life value for simulated member of beam structure[J]. Aeronautical Science & Technology, 2018, 29 (11): 14-19. 王刚化,李明鸿. 梁体模拟件较孔寿命试验数值分析[J]. 航空科学技术, 2018, 29 (11): 14-19.



图 3 疲劳载荷谱 Fig.3 The fatigue load spectrum

#### 1.2 有限元模型验证

为了验证疲劳寿命计算的正确性,采用 MSC.fatigue 软件、选取了半径为 3.4mm 的孔进行有限元计算<sup>[11-13]</sup>,并与试验结果进行对比。梁体模拟件有限元计算的薄弱点(如图 4 所示)的循环次数为 12.236 次,如图 5 所示,对应寿命为 9764h。在相同的载荷谱条件下,对一组模拟件的疲劳寿命进行试验,当模拟件裂纹长度达到工程经验值设定的 0.5mm时,记录的疲劳寿命的平均值为 9995h,均方差为 1160h<sup>[8]</sup>。



图 4 孔边应力分布图 Fig.4 Hole edge stress distribution



图 5 孔边寿命分布 Fig.5 Hole edge life distribution

疲劳寿命的数值计算结果与试验值的上下限相比,误 差10%~12%;与试验值的均值相比,误差仅为2%。所以结 果显示,上述的有限元模型可以有效地模拟模拟件的疲劳寿 命,因此本文的计算方法和材料参数选取合理,可以选取该 有限元模型和材料参数进行孔边寿命分析。

# 2 分析与讨论

为了获得最佳的总寿命值,根据孔的损伤历程和 Miner 理论进行如下分析:

当初始孔半径为 $r_1$ ,经时间 $t_1$ 后,孔半径 $r_1$ 薄弱部位的 累积损伤达到了 $W_1(W_1 < 1$ 或 $W_1 = 1$ ),在距孔半径 $r_1$ 中心距 离为 $r_2$ 处产生的累计损伤为 $W_2^1(W_2^1 < W_1, W_2^1$ 表示在 $t_1$ 时 间内 $r_2$ 处产生的累计损伤为 $W_2^1(W_2^1 < W_1, W_2^1$ 表示在 $t_1$ 时 间内 $r_2$ 处产生的累计损伤),然后将孔半径从 $r_1$ 铰孔到 $r_2$ , 即完成第一次铰孔, $r_2 - r_1 = \Delta_r^1$ 为第一次铰孔量。铰孔完成后 继续使用,再经过 $t_2$ 时间,孔半径 $r_2$ 处的累计损伤达到 $W_2$ ( $W_2 < 1$ 或 $W_2 = 1$ ),其中在 $t_2$ 时间内 $r_2$ 孔产生的累计损伤为  $W_2^2$ ,根据 Miner 理论, $r_2$ 孔的损伤满足 $W_2 = W_2^1 + W_2^2$ 。然后孔 径再由 $r_2$ 铰孔到 $r_3$ ,即完成第二次铰孔, $r_3 - r_2 = \Delta_r^2$ 为第二次 铰孔量。修理完成后继续使用,再经过 $t_3$ 时间,孔半径 $r_3$ 的 累计损伤达到 $W_3(W_3 < 1$ 或 $W_3 = 1$ ),其中在 $t_3$ 的时间内 $r_3$ 孔 边产生的累计损伤为 $W_3^3$ 、在 $t_2$ 的时间内 $r_3$ 孔边产生的累计损伤为 $W_3^1$ ,根 据 Miner 理论, $r_3$ 孔的损伤满足 $W_3 = W_3^1 + W_3^2 + W_3^3$ 。继续铰孔, 完成第三次修理。以此类推直至经济寿命不可接受为止。

根据以上的分析, 铰孔次数 n、铰孔量 ( $\Delta_r^1, \Delta_r^2 \cdots \Delta_r^n$ ) 和 铰孔时机 ( $t_1, t_2 \cdots t_n$ ) 为影响总寿命的变量。为了求得变量, 假设 n=1, 首先分析初始孔半径  $r_1=3.4$ mm、 $W_1=1$  时, 距孔  $r_1$ 中心不同距离  $r_x$  处 (孔径向) 的寿命变化趋势, 获得  $r_x$  处对 应的  $W_x^1$ 和  $N_x^1$  ( $W_x^1$ 代表时间  $t_1$ 内  $r_x$ 处产生的累积损伤、 $N_x^1$ 代表时间  $t_1$ 内  $r_x$  处的循环寿命总次数); 然后分析无初始损 伤、不同孔半径  $r_x$ 下的孔边寿命变化规律, 考虑  $W_x^1$ 和初始 孔边损伤的  $W_1$ 影响, 获得  $W_x^2$ 和  $N_x^2$  ( $W_x^2$ 代表时间  $t_2$ 内  $r_x$ 处产生的累积损伤、 $N_x^2$ 代表时间  $t_2$ 内  $r_x$ 处的循环寿命总次 数)。以上参数满足关系:

$$W_x = W_x^1 + W_x^2 \tag{1}$$

$$N_x = N_x^1 + N_x^2 \tag{2}$$

式中: N<sub>x</sub> 为模拟件的总寿命。再采用相同的方法讨论 n=2 的情况。

#### 2.1 同一孔半径下孔的径向寿命变化规律

表1给出了3.4mm孔半径下、孔边损伤达到1时,距离

中心点不同距离  $r_x$ 、应力梯度最大截面的单次循环损伤量  $\Delta W_x^1$ ,及对应的循环寿命总次数  $N_x^1$ 、总损伤  $W_x^1$ ,并绘出孔 半径 3.4mm 下  $r_x$ 与 n 的变化曲线,如图 6 所示。

表 1 3.4mm 孔半径下孔的径向寿命值 Table 1 The radial service life for hole with 3.4mm radius

r <sub>x</sub> /mm	$\Delta W_x^1$	$N_x^1$	$W_x^1$
3.4	0.0817	12.236	1.000
3.5	0.0487	20.551	0.595
3.6	0.0293	34.116	0.359
3.7	0.0227	43.977	0.278
3.8	0.0156	64.122	0.191
3.9	0.0120	83.535	0.146
4.0	0.0077	130.336	0.094
4.1	0.0062	160.604	0.076
4.2	0.0045	222.319	0.055
4.3	0.0036	279.445	0.044
4.4	0.0030	328.147	0.037
4.5	0.0025	407.915	0.030
4.6	0.0016	616.221	0.020
4.7	0.0014	737.458	0.017
4.8	0.0011	891.462	0.014
4.9	0.0010	975.163	0.013



通过上述数据和曲线可知,当板宽和中心孔半径一定时,距离中心孔距越远,循环寿命总次数越大;在初始孔边 损伤累计达到1时,其他区域的损伤仍小于1,可以通过铰 孔措施去除损伤区(疲劳层),利用损伤值小于1(*W*<sub>x</sub><1)的 区域延长孔边寿命。

当初始孔边的损伤  $W_1$ =1 时,在距孔半径  $r_1$  中心距离为  $r_x$  处产生的累计损伤为:

$$W_{x}^{1} = \Delta W_{x}^{1} \times N_{3.4}^{1} \tag{3}$$

式中: N<sup>1</sup><sub>3,4</sub> 为 3.4mm 孔半径下、孔边损伤达到 1 时对应的循环寿命总次数。

当 W<sub>1</sub><1 时,可在式(3)考虑损伤程度系数 K。

$$W_x^1 = \Delta W_x^1 \times N_{3.4}^1 \times K \tag{4}$$

式中: K为 W<sub>1</sub>=1 时的总损伤与 W<sub>1</sub><1 时的总损伤的比值。

#### 2.2 不同孔半径下孔边的寿命变化规律

表 2 给出了无原始初始损伤  $W_1=0$ 、不同孔半径  $r_x$  下、 损伤值均达到  $W_2=1$  时的寿命循环值  $N'_x$  及单次循环损伤值  $\Delta W_x^2$ ,满足  $N'_x \cdot \Delta W_x^2=1$ ,并绘制了不同孔半径下的寿命循环 值与孔半径的关系,如图 7 所示。

由此可知,在板宽一定时,孔半径越大寿命越小。这是 因为孔半径越大,孔边的应力水平越高,应力水平升高将导 致寿命减低。说明铰孔尺寸过大将降低孔的整体寿命。

表 2 不同孔径下的寿命循环及损伤值 Table 2 Life cycle and damage value at the different apertures

r <sub>x</sub> /mm	$N_x^1$	$\Delta W_x^2$
3.5	11.488	0.0870
3.6	10.938	0.0914
3.7	9.618	0.1040
3.8	9.413	0.1062
3.9	9.229	0.1084
4.0	8.652	0.1156
4.1	7.541	0.1326
4.2	6.641	0.1506
4.3	6.507	0.1537
4.4	6.063	0.1649
4.5	5.764	0.1735
4.6	5.291	0.1890
4.7	4.894	0.2044



当  $0 < W_1 \le 1$  时,即考虑 $W_x^1$ ,按 Miner理论可求得  $W_x^2 = 1 - W_x^1 n N_x^2 = (1 - W_x^1) / \Delta W_x^2$ 。

# 2.3 铰孔时机和铰孔量计算、讨论

针对铰孔时机和铰孔量两个变量参数,需要结合铰孔 次数,确定其中一个参数,求解另一个变量。因此,分以下几 种情况进行讨论。

(1)情况1:仅铰孔一次,铰孔前孔边损伤已达到1,即W<sub>1</sub>=1,将铰孔量作为变量。

此情况下, 铰孔的时间 t<sub>1</sub> 对应初始孔的循环次数 16.88 次循环, 不同铰孔量下的总寿命计算结果见表 3, 铰孔量与 总寿命循环次数的关系如图 8 所示。

表 3 n=1、 $W_1=1$ 和不同铰孔量下的寿命及损伤 Table 3 Life and damage at n=1,  $W_1=1$  and different reaming quantities

$\Delta_{r}^{1}/mm$	r <sub>x</sub> /mm	$N_x$
0.1	3.5	16.88
0.2	3.6	19.25
0.3	3.7	19.18
0.4	3.8	19.85
0.5	3.9	20.11
0.6	4.0	20.08
0.7	4.1	19.20
0.8	4.2	18.51
0.9	4.3	18.46



通过计算分析可知,若铰孔量小,铰孔后的孔径损伤程 度大,可容许的损伤量小,导致总寿命降低;若铰孔量大, 铰孔前的累计损伤虽然小,但是应力水平提高、寿命降低, 导致总寿命降低。不同铰孔量与总寿命的关系呈现为抛物 线形状,在仅一次修理且修理前孔的损伤达到极限时,最佳 铰孔量为0.5mm;最佳铰孔量为0.5mm的寿命循环次数为 20.11,与未铰孔的寿命循环次数12.236相比,提高了64%。 铰孔量为0.1mm时的总寿命循环次数为16.88,与最佳寿命 循环次数相比,降低了16%。

(2)情况2:仅铰孔一次,孔边的损伤小于1,即W<sub>1</sub><1, 将铰孔量和铰孔时机作为变量。

此种情况按照不同的损伤程度(90%、60%、30%)和情况1的方法计算总寿命,计算结果见表4和图9。

表 4 n=1、W1<1 和不同较孔量下的总寿命

Table 4 The total service life at n=1,  $W_1 \le 1$  and different reaming quantities

$\delta_r^1/{ m mm}$	90%	60%	30%
0.1	16.34	14.72	13.11
0.2	18.42	15.93	13.43
0.3	18.22	15.36	12.49
0.4	18.81	15.68	12.55
0.5	19.02	15.76	12.49
0.6	18.93	15.51	12.08
0.7	18.04	14.54	11.04
0.8	17.32	13.76	10.20
$N_x^2/N_{3.4}^1$	73%	117%	266%
$N_x^2/N$	95%	79%	67%



从表中数据可知, 铰孔前孔边的损伤程度降低, 孔边的 总寿命呈下降趋势。孔边损伤程度达到 50% 时铰孔, 总寿 命为 14.18; 与 *W*<sub>1</sub>=1 的情况对比, 下降了 25%。随着铰孔前 孔边的损伤程度降低, 不同铰孔量与总寿命的抛物线关系向 线性关系发展。铰孔前孔边的损伤程度降低, 最佳铰孔量也 在降低。*W*<sub>1</sub>=1 时的最佳铰孔量为 0.5mm, 若孔边损伤程度 达到 60% 时铰孔, 最佳铰孔量约为 0.2mm。随着铰孔前孔 边的损伤程度越低, 铰孔后的总寿命将逐步长于第一次的使 用寿命, 在 70% 时达到 1:1。

通过以上两种情况的分析,仅一次铰孔时,最佳铰孔

时机和铰孔量为:初始孔边损伤累积达到1、对应循环次数 12.236 次后,再进行 0.5mm 的铰孔处理,可达到总寿命最大。

(3) 情况 3: 修理总次数为两次,第一次铰孔时孔边损伤 W<sub>1</sub>=1、绞修量为 0.5mm,第二次铰孔量和铰孔时机均为变量。

针对该情况,已知铰孔 0.5mm 后的孔半径为 3.9mm、 第一次修理的总寿命循环值 20.11,采用相同的方法,可计 算出不同损伤程度、不同铰孔量下的循环寿命总次数值,见 表 5 和图 10。在计算中注意,需计算出 3.9mm 孔径下(即 第一次铰孔后的孔半径),距离中心点不同距离处的损伤、寿 命循环值。

表 5  $n=2, W_1 \leq 1$  和不同较孔量下的总寿命

Table 5 The total service life at n=2,  $W_1 \le 1$  and different reaming quantities

$\delta_r^2$ /mm	100%	90%	60%	30%
0.1	23.43	23.09	22.09	21.08
0.2	24.26	23.75	22.24	20.72
0.3	24.60	23.99	22.17	20.34
0.4	25.25	24.57	22.53	20.50
0.5	25.02	24.33	22.24	20.16
0.6	25.09	24.36	22.18	20.01
0.7	24.87	24.12	21.89	19.66
0.8	24.62	23.86	21.59	19.32
0.9	24.39	23.63	21.34	19.05
1.0	23.91	23.14	20.83	18.52



从表中数据可知,两次铰孔最佳铰孔时机仍是孔边损 伤达到1、最佳铰孔量为0.5mm。第二次铰孔量为0.1mm 时的总寿命循环次数为23.43,与最佳寿命循环次数相 比,降低了7%。第二次铰孔前的损伤程度若未达到1, 变化趋势同仅一次铰孔情况;经历两次铰孔后,总寿命循 环次数为25.25,与未铰孔情况的循环次数12.236相比, 提高了一倍;与仅一次铰孔循环次数20.11相比,提高 了25%。

#### 3 结束语

本文通过对铰孔有限元模型进行了不同工况的静力和 寿命计算,分析不同铰孔次数、不同铰孔时机和铰孔量下的 寿命变化规律,得出以下结论:孔边损伤达到极限时为最佳 铰孔时机,0.5mm为最佳铰孔量;若孔边损伤未达到1时铰 孔,总寿命将降低,此时也需要降低最佳铰孔量获得较高总 寿命;增加铰孔次数,可增加总寿命,但寿命增加幅度明显 降低。

#### 参考文献

- Federal Aviation Administration. Fatigue regulatory review program amendments[S]. Amdt.No.25–45, 1978.
- [2] 李亚智.飞机结构疲劳和断裂分析中若干问题的研究 [D]. 西安:西北工业大学, 2003.

Li Yazhi. Some topics on the fatigue and fracture of aircraft structures[D]. Xi' an: Journal of Northwestern Polytechnical University, 2003. (in Chinese)

- [3] 张耀. 耐久性设计 [M]. 北京:中国航空研究院, 1994.
   Zhang Yao. Durability design[M]. Beijing: China Aviation Academy, 1994. (in Chinese)
- [4] 王昂.飞机设计手册 [M].北京: 航空工业出版社, 1994.
   Wang Ang. Aircraft design manual[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 1994. (in Chinese)
- [5] 姚卫星.结构疲劳寿命分析[M].北京:国防工业出版社, 2003.

Yao Weixing. Fatigue life prediction of structures[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2003. (in Chinese)

- [6] 刘军. 孔口划痕对紧固孔疲劳寿命的影响 [J]. 材料科学与工程学报, 2007, 25 (1): 67-70.
  Liu Jun. Effect of scratch on fatigue life of fasten holes[J].
  Journal of Materials Science & Engineering, 2007, 25 (1): 67-70. (in Chinese)
- [7] 陈锦东.基于 MSC.Fatigue 的带孔板疲劳寿命仿真 [J]. 机械 制造与自动化, 2009, 38 (1):91-93.

Chen Jindong. Fatigue life simulation for the board with a hole based on the MSC.Fatigue[J]. Machine Building & Automation, 2009, 38 (1): 91–93. (in Chinese)

[8] 周进. 某疲劳试验报告 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014. Yin Guangqiu. Nonliner finite element analysis on strss Zhou Jin. Fatigue test report[D].Nanjing: Nanjing University concentration in width-limited plate with hole based on of Aeronautics & Astronautics, 2014. (in Chinese) ANSYS[J]. Journal of Fujian University of Technology, 2009, 7 [9] 周传月.疲劳分析应用与实例 [M]. 北京:科学出版社, 2005. (1): 67–69. (in Chinese) Zhou Chuanyue. Fatigue analysis and application[M]. Beijing: [13] 熊邵辉. 含缺口金属构件的中高周疲劳寿命预测 [J]. 长沙理 Science Press, 2005. (in Chinese) 工大学学报,2006,3(4):54-58. [10] 张保法. 飞机疲劳载荷谱试验研究 [J]. 航空学报, 1997, 18 Xiong Shaohui. Prediction for intermediate and high cycle (2): 220-225.fatigue lifetime of notched metallic plates[J]. Journal of Changsha University of Science and Technology, 2006, 3 (4) : Zhang Baofa. Experimental study on the fatigue load spectrum[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1997, 18 54-58. (in Chinese) (2): 220–225. (in Chinese) [11] 杨晶.圆孔孔边应力集中的经典解与有限元分析 [J]. 科技情 作者简介 报开发与经济, 2009, 19 (34): 163-164. 王刚化(1982-) 男,学士,高级工程师。主要研究方向:结 Yang Jing. Comparative analysis of the classical method and three-构疲劳强度。 dimensional finite element method on the stress concentration Tel: 0851-33415053 around the hole of the plate[J]. Scitech Information Development & E-mail: 23504939@gg.com Economy, 2009, 19 (34): 163–164. (in Chinese) 李明鸿(1986-) 男,学士,工程师。主要研究方向:起落架 [12] 银光球.有限板宽孔边应力集中的非线性有限元分析[J]. 福 结构强度。 建工程学院学报,2009,7(1):67-69. Tel: 0851-33415053 E-mail: 147737135@gq.com

# Analysis on the Reaming Life Value for Simulated Member of Beam Structure

# Wang Ganghua\*, Li Minghong

Aircraft Design Institute of Guizhou Aviation industry Corporation, Anshun 561000, China

Abstract: On the base of the fatigue test for thesimulated member of beam structure, the refined finite element calculation was carried out for fatigue imitated former, the variation rule for the hole edge life at the different hole radii and the radial life at the same hole radiusis analyzed systematically, the life variation rule under the different frequencies, timings and quantities of reaming is discussed. The result shows that, when the damage on the hole edge of simulated member is up to the limitation, it is an optimum timing for reaming, and the optimum reaming quantity is 0.5mm; if the reaming frequency is added from 0 to 1, the total service life will be increased to 64%; if the reaming frequency is added from 1 to 2, the amplitude of the total service life is just 25%; if the reaming timing is advanced or the reaming quantity is too big/small, the total service life of the simulated member will be reduced.

Key Words: reaming life; reaming timing; reaming quantity; reaming frequency; simulation

Received: 2018-09-01; Revised: 2018-09-29; Accepted: 2018-10-25

\*Corresponding author.Tel.: 0851-33415053 E-mail: 23504939@qq.com