

# 连接件振动疲劳寿命分析的名义应力法

崔泗鹏<sup>1</sup> 姚卫星<sup>2</sup> 夏天翔<sup>1</sup>

1. 南京航空航天大学飞行器先进设计技术国防重点学科实验室,南京,210016
2. 南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室,南京,210016

**摘要:**提出了采用名义应力法估算振动载荷下连接件疲劳寿命的方法。综合考虑连接件孔边的应力均方根集中程度、孔表面状况和填充系数的影响,给出了连接件在振动载荷激励下的应力均方严重系数,然后结合连接件孔边的动态特性给出了振动疲劳缺口系数的计算公式。设计并完成了两种激励谱下 304 不锈钢的连接件振动疲劳试验,结果表明该方法可以很好地预测连接件的振动疲劳寿命。

**关键词:**连接件;振动疲劳;应力均方严重系数;名义应力法

**中图分类号:**V211.7

**DOI:**10.3969/j.issn.1004-132X.2014.18.020

## Nominal Stress Approach for Fatigue Life Prediction of Multi-fastener Joints under Vibration Loading

Cui Sipeng<sup>1</sup> Yao Weixing<sup>2</sup> Xia Tianxiang<sup>1</sup>

1. Key Laboratory of Fundamental Science for National Defense-advanced Design Technology of Flight Vehicle, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, 210016
2. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, 210016

**Abstract:** A stress mean square severity factor of joints in vibration excitation was given aiming at fatigue life estimation problem herein. This stress mean square severity factor considered comprehensively the concentration degree of root mean square stress, surface status and block coefficient at hole edge. Then a model was presented combining with the dynamic characteristics of hole edge. With this model, the nominal stress approach of vibration fatigue life analysis of joints was obtained. A vibration fatigue test was designed and carried out on 304 stainless steel. According to the results, the method can predict the vibration fatigue life of multi-fastener joints well.

**Key words:** joint; vibration fatigue; stress mean square severity factor; nominal stress approach

### 0 引言

飞机结构是由大量的紧固件连接起来的,连接处必然存在应力集中。试验和经验表明,疲劳破坏的失效部位几乎都发生在连接等应力集中区域<sup>[1]</sup>。

对随机载荷作用下结构的疲劳强度分析和疲劳寿命估算,主要有两种方法<sup>[2]</sup>:时域法和频域法。时域法数据处理量很大,计算过程比较复杂。

频域法通过有限元分析或动态仿真得到疲劳危险部位的应力响应功率谱密度函数(PSD),然后求得应力范围内的概率密度函数(PDF),由此求得疲劳危险部位的振动疲劳寿命。一般认为频域法计算简单方便,精度高,国内外有很多此方面的研究成果<sup>[3-8]</sup>。

现有的振动疲劳寿命分析方法主要考虑危险点的应力,很少计及应力集中的影响。王明珠等<sup>[7]</sup>借助静态疲劳中应力集中系数对振动疲劳寿命分析方法进行了修正,李德勇等<sup>[8]</sup>则通过考虑危险点附近的应力分布特征,给出了动态的应力

收稿日期:2013—04—17

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51275241)

[5] 沈建军,冯忠绪,刘本学,等.波动载荷作用下液压驱动牵引车辆的蓄能器配置[J].中国机械工程,2009,20(13):1634-1637.

Shen Jianjun, Feng Zhongxu, Liu Benxue, et al. Analysis of Accumulator Matching on Hydraulic Driving Vehicle at Fluctuant Loading[J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(13):1634-1637.

[6] 姚怀新,陈波.工程机械底盘理论[M].北京:人民交

通出版社,2002.

(编辑 王艳丽)

**作者简介:**李 雨,男,1989 年生。长安大学工程机械有限公司硕士研究生。主要研究方向为机械设计及理论。发表论文 2 篇。  
赵丽萍,女,1989 年生。长安大学工程机械有限公司硕士研究生。  
沈建军,男,1974 年生。长安大学工程机械有限公司高级工程师。  
张晓波,女,1974 年生。长安大学工程机械有限公司博士、工程师。

集中系数。但是对于连接件来说仅考虑根部的应力分布还不够全面,因为连接件的疲劳品质也受连接件的装配情况及表面质量等因素的影响<sup>[9]</sup>。

本文借助于传统应力严重系数法的思想,在振动疲劳寿命分析的名义应力法基础上考虑了影响连接件疲劳品质的两个重要因素——孔表面质量和填充系数,给出了应力均方严重系数的定义,再结合振动疲劳缺口系数,得出了连接件振动疲劳寿命。

1 名义应力法

1.1 应力集中系数

随机振动疲劳的响应应力应变不是一个确定值,只能从概率统计角度进行表示。而对于一个随机过程,均方根值既包含了振动幅值的静态分量,也包含了振动幅值的动态分量。根据随机振动分析得到的结构响应的应力均方根值,给出反映缺口根部的应力集中严重程度的系数  $K_1$ ,即应力均方集中系数如下:

$$K_1 = \frac{\sigma_{\text{RMS,max}}}{\sigma_{\text{RMS,nom}}} \tag{1}$$

式中, $\sigma_{\text{RMS,max}}$  为危险点处应力均方值; $\sigma_{\text{RMS,nom}}$  为完整件对应点处名义应力均方根值(这里的完整件是指没有螺栓的完整板,板上没有开孔,两块板连接效果为焊接在一起的一块整板)。

疲劳危险点的应力均方根可由该处的功率谱密度(PSD) 得到:

$$\sigma_{\text{RMS}} = \sqrt{\int_0^\infty G(f)df} \tag{2}$$

式中, $G(f)$  为功率谱密度; $f$  为频率。  
应力均方根值可以直接由有限元分析给出。

1.2 应力严重系数

考虑紧固件对孔的影响,给出连接件在振动环境下的应力均方严重系数  $K_2$ :

$$K_2 = \frac{\sigma_{\text{RMS,max}}}{\sigma_{\text{RMS,nom}}} \alpha \beta \tag{3}$$

式中, $\alpha$  为孔表面质量系数; $\beta$  为孔填充系数。

1.3 振动疲劳缺口系数

疲劳缺口系数  $K_f$  是指在对称循环加载情况下达到相同寿命的光滑试件疲劳强度对缺口试件疲劳强度的比值<sup>[1]</sup>,即

$$K_f = \frac{S_e}{S_N} \tag{4}$$

式中, $S_e$  为光滑试件疲劳强度; $S_N$  为缺口试件的疲劳强度。

采用有限元分析方法对连接件孔边的应力均方根分布进行分析发现,应力均方根沿孔边径向的梯度基本上服从线性衰减函数分布,根据平均

应力模型原理<sup>[1]</sup>,本文定义连接件的振动疲劳缺口系数为

$$K_f = 1 + \frac{K_2 - 1}{1 + a/\rho} \tag{5}$$

式中, $a$  为材料常数; $\rho$  为缺口根部的曲率半径。

1.4 振动疲劳寿命分析

传统的频域寿命估算方法<sup>[7]</sup> 首先进行结构动力学响应分析,得到结构的疲劳危险部位的应力幅值概率密度函数,然后根据 Miner 累积损伤理论和材料的 S-N 曲线(应力  $S$  与寿命  $N$  的关系曲线) 得到随机振动的疲劳寿命:

$$T = \frac{1}{v \int_0^\infty \frac{P(S)}{N(S)} dS} \tag{6}$$

式中, $P(S)$  为应力幅值概率密度函数; $N(S)$  为材料 S-N 曲线中材料的寿命; $v$  为单位时间内的应力循环次数。

而对于连接件,通过引入式(5) 所示的振动疲劳缺口系数,得到连接件振动疲劳寿命为

$$T = \frac{1}{v \int_{\frac{S_e}{K_f}}^{\frac{S_b}{K_f}} \frac{P(S)}{N(SK_f)} dS} \tag{7}$$

式中, $S_b$  为材料抗拉强度; $S_e$  为材料疲劳极限。

1.4.1 应力幅值概率密度函数

文献[10] 指出,对于任意谱型功率谱密度函数,其载荷幅值的概率密度函数都可以用三个 Weibull 分布线性组合较好地模拟:

$$P(S) = \sum_{i=1}^3 w_i \alpha_i \beta_i^{-\alpha_i} S^{\alpha_i-1} \exp(-(\frac{S}{\beta_i})^{\alpha_i}) \tag{8}$$

$$\alpha_1 = 2 - \epsilon \quad \alpha_2 = \alpha_3 = 2$$

$$\beta_1 = \frac{\sqrt{2}\sigma(\gamma_1 - \gamma_2)}{(\gamma_1 + \gamma_2)} \quad \beta_2 = \frac{\sqrt{2}\sigma\gamma_2(1 - \gamma_1)}{(1 - \gamma_2)}$$

$$\beta_3 = \sqrt{2}\sigma \quad w_1 = \frac{2\sqrt{2}\gamma_2(\gamma_1 - \gamma_2)}{(1 + \gamma_2^2)}$$

$$w_2 = \frac{\gamma_2(1 - \gamma_2 - w_1 + w_1^2)}{(1 - 2\gamma_2 + \gamma_1\gamma_2)} \quad w_3 = 1 - w_1 - w_2$$

其中,有效带宽系数  $\epsilon = \sqrt{1 - \frac{m_1^2}{m_0 m_2}}$ ,应力均方根

$\sigma = \sqrt{m_0}$ ,不规则因子  $\gamma_i = \frac{m_i}{\sqrt{m_0 m_2}}$ ,而  $i$  阶谱距表

达式为

$$m_i = \int_{-\infty}^{+\infty} f^i G(f) df$$

1.4.2 S-N 曲线

材料的 S-N 曲线在其寿命范围内有很多种表达方式<sup>[11]</sup>。考虑到振动疲劳载荷通常在中高周疲劳范围,采用三参数的 S-N 曲线方程比较合适。因此,本文采用三参数 Weibull 分布公式:

$$N = S_f(S - S_e)^b \tag{9}$$

其中, $S_f$ 、 $S_e$  和  $b(b < 0)$  为材料常数, $S_e$  为理论应力疲劳极限。

2 试验验证

2.1 振动疲劳试验

试验件是由两块平板通过双排螺栓连接起来的连接板(图 1)。右边板是厚度为 2.84 mm 的 304 不锈钢板材,通过直径为 6 mm 的孔安装在振动台上;左边板是厚度为 4 mm 的 LY12CZ 铝合金板材,直径为 4 mm 的孔用于安装配重;连接螺栓为 M6 标准螺栓。

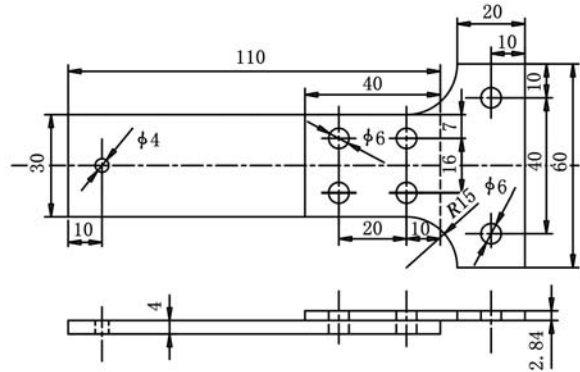


图 1 连接板

振动疲劳试验包括模态分析试验和振动疲劳试验。疲劳试验件现场安装如图 2 所示。



图 2 试验件安装图

模态试验采用锤击法得到了试件的固有频率。由于第三阶固有频率及其后的应力峰值低于材料疲劳极限,因此这里只提取了试件的一阶、二阶固有频率(图 3);振动疲劳试验采用基础振动的加载方式,施加的两种加速度功率谱密度见图 4 所示的振动疲劳载荷谱,每种载荷谱下进行了四个试验件的振动疲劳试验。振动疲劳试验寿命结果如表 1 所示。

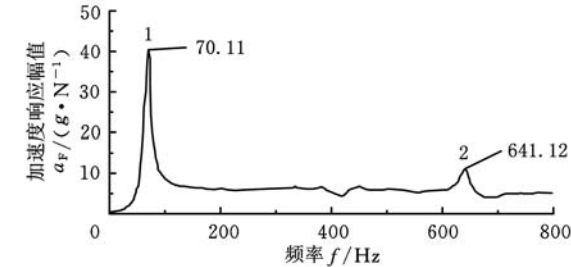
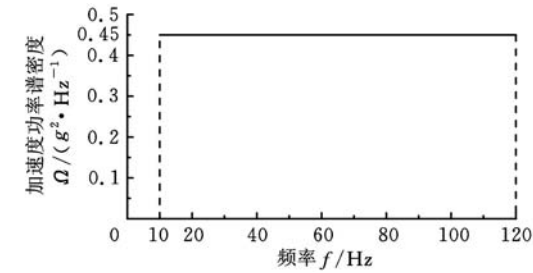
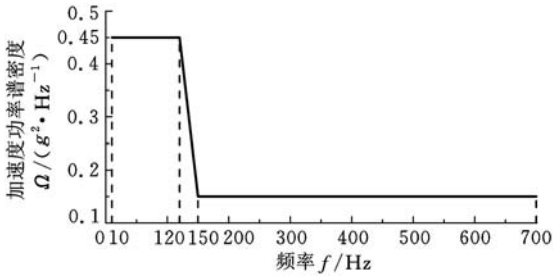


图 3 试验件加速度响应幅-频特性曲线



(a) 疲劳载荷谱 S<sub>1</sub>



(b) 疲劳载荷谱 S<sub>2</sub>

图 4 振动疲劳载荷谱

表 1 连接件的振动疲劳试验寿命结果 min

载荷谱	试验寿命	平均寿命
S <sub>1</sub>	182.19,156.41,197.23,139.51	168.84
S <sub>2</sub>	137.55,160.02,116.37,125.13	134.81

2.2 计算结果与试验结果对比

通过完整件的动力学有限元分析,可以得出疲劳危险点对应处的应力均方根值,提取其应力响应功率谱密度(PSD),由应力响应功率谱密度可以得到其应力响应谱密度函数并求出各阶谱距,然后求出幅值概率密度函数的各个参数值,最后得出完整件的应力幅值概率密度函数。经计算,两种载荷谱作用下完整件的各阶谱距如表 2 所示。

表 2 两种载荷谱下的各阶谱距值

谱距	载荷谱 S <sub>1</sub>	载荷谱 S <sub>2</sub>
m <sub>0</sub>	1.621×10 <sup>4</sup>	1.241×10 <sup>4</sup>
m <sub>1</sub>	1.078×10 <sup>6</sup>	9.436×10 <sup>5</sup>
m <sub>2</sub>	7.321×10 <sup>7</sup>	7.315×10 <sup>7</sup>
m <sub>4</sub>	3.498×10 <sup>11</sup>	4.560×10 <sup>11</sup>

试验件在加工时,螺栓孔为钻孔,螺栓与孔为过渡配合,所以本文中孔表面质量系数 α=1.1,孔充填系数 β=0.9<sup>[1]</sup>。

对于 304 不锈钢,式(5)中的参数 a 为 0.254 mm;式(9)中的参数 S<sub>f</sub>=2.24×10<sup>9</sup> MPa,

$S_e=159\text{ MPa},b=-2$ 。

由式(6)和式(7)分别估算试验件的疲劳寿命,结果见表 3。对比两种方法的计算寿命和试验寿命可以发现,本文方法的计算结果更为准确,寿命误差在 20%左右;而传统模型的计算结果偏小严重。这是因为,相比于传统模型,本文模型不仅考虑了孔边应力梯度对疲劳寿命的影响,还同时考虑了表面质量和装配情况对寿命的影响。

表 3 疲劳寿命结果比较

谱型	$K_2$	$K_f$	试验 寿命 (min)	传统方法 <sup>[10]</sup>		本文方法	
				寿命 (min)	误差 (%)	寿命 (min)	误差 (%)
$S_1$	3.81	3.39	168.84	57.15	-66.2	203.04	20.3
$S_2$	3.81	3.39	134.81	54.33	-59.7	161.60	19.9

本文模型存在预测误差主要是由于以下两个参数目前还无法准确确定:①式(3)中用于描述孔填充情况的参数  $\beta$  是一个经验值;②式(5)中用于计算  $K_f$  的  $a$  是一个估算值。

3 结语

针对连接件振动疲劳寿命估算的问题,本文给出了解决此类问题的名义应力法,此方法不仅考虑了孔边的均方应力的集中程度,还考虑了连接件表面质量和装配情况的影响;为了验证结果的合理性和可行性,设计了连接件的振动疲劳试验。从计算寿命和试验寿命的对比结果看,名义应力法可以很好地预测连接件的振动疲劳寿命。

参考文献:

[1] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京:国防工业出版社, 2003.

[2] Andrew H. 基于功率谱密度信号的疲劳寿命估计[J]. 中国机械工程, 1998, 9(11): 16-19.

Andrew H. A Frequency Domain Approach for Fatigue Life Estimation[J]. China Mechanical Engineering, 1998, 9(11): 16-19.

[3] 吴启鹤,叶笃毅,杨英. 一种估算结构件随机疲劳寿命的新方法[J]. 工程力学,1995,12(2): 87-94.

Wu Qihe, Ye Duiyi, Yang Ying. A New Method for Predicting the Stochastic Fatigue Life of Components[J]. Engineering Mechanics, 1995, 12(2): 87-94.

[4] Nagode M, Fajdiga M. On a New Method for Prediction of the Scatter of Loading Spectral[J]. International Journal of Fatigue, 1998, 20(4): 271-277.

[5] 李超. 基于功率谱密度的疲劳寿命估算[J]. 机械设计与研究, 2005,21(2): 6-8.

Li Chao. A Approach Based on Power Spectral Density for Fatigue Life Estimation[J]. Machine Design and Research, 2005, 21(2): 6-8.

[6] 周敏亮,陈忠明. 飞机结构的随机振动疲劳分析方法[J]. 飞机设计, 2008,28(2): 46-49.

Zhou Minliang, Chen Zhongming. Vibration Fatigue Analysis of Aircraft Structure Subjected to Random Loading[J]. Aircraft Design, 2008, 28(2): 46-49.

[7] 王明珠,姚卫星. 随机振动载荷下缺口件疲劳寿命分析的频域法[J]. 南京航空航天大学学报, 2008, 40(4): 389-492.

Wang Mingzhu, Yao Weixing. Frequency Domain Method for Fatigue Life Analysis on Notched Specimens Under Random Vibration Loading[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2008, 40(4): 389-492.

[8] 李德勇,姚卫星. 缺口件振动疲劳寿命分析的名义应力法[J]. 航空学报, 2011, 32(11): 1-6.

Li Deyong, Yao Weixing. Nominal Stress Approach for Life Prediction of Notched Specimens under Vibration Loading[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2011, 32(11): 1-6.

[9] 张成成,姚卫星,叶彬. 连接件疲劳寿命分析的等效 SSF 法[J]. 航空学报, 2009, 30(2): 271-275.

Zhang Chengcheng, Yao Weixing, Ye Bin. Equivalent Stress Severity Factor Approach for Fatigue of Multi-fastener Plate[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2009, 30(2): 271-275.

[10] 王明珠,姚卫星. 双峰应力谱密度雨流幅值分布[J]. 航空学报,2009, 30(9): 1666-1671.

Wang Mingzhu, Yao Weixing. Rainflow Amplitude Distribution of Bi-modal Stress Power Spectral Density[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2009, 30(9): 1666-1671.

[11] 王明珠,姚卫星,孙伟. 结构随机振动疲劳寿命估算的样本法[J]. 中国机械工程, 2008, 19(8): 973-975.

Wang Mingzhu, Yao Weixing, Sun Wei. Sample Approach for Fatigue Life Prediction of Structures under Random Vibration[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(8): 973-975.

(编辑 王艳丽)

作者简介:崔泗鹏,男,1987 年生。南京航空航天大学航空宇航学院硕士研究生。主要研究方向为振动疲劳。姚卫星(通信作者),男,1957 年生。南京航空航天大学航空宇航学院教授、博士研究生导师。夏天翔,男,1987 年生。南京航空航天大学航空宇航学院博士研究生。